



**UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA**  
**FACOLTÀ DI INGEGNERIA**  
**DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA MECCANICA**

**DOTTORATO IN INGEGNERIA**  
**MOTOCICLISTICA**  
**XIX CICLO**

**OTTIMIZZAZIONE DELLE PRESTAZIONI DI UN MOTORE**  
**MOTOCICLISTICO TRAMITE VALVOLA PARZIALIZZATRICE**  
**ALLO SCARICO**

**Coordinatore:** Ch. mo Prof. V. Cossalter

**Supervisore:** Ch. mo Prof. A. D. Martegani

**Dottorando:** Ing. Riccardo Toazza

31 ottobre 2007

*A mio Padre,  
che mi ha trasmesso il suo amore  
per la Meccanica.*



## **Contenuto della Tesi di Dottorato**

La ricerca svolta ha approfondito i fenomeni di fluidodinamica non stazionaria presenti nei motori a combustione interna (cap. 2). Inizialmente si sono studiate le onde di pressione che si generano nei condotti di aspirazione e di scarico di un motore endotermico. Si sono individuate le relative proprietà e caratteristiche delle onde di pressione, quali ad es. la riflessione, la generazione e il propagarsi delle onde stesse. In questo modo è stato possibile comprenderne meglio gli effetti nei motori.

Al fine di impiegare correttamente tali caratteristiche si sono indicate alcune soluzioni per il progetto di massima dei condotti di aspirazione e di scarico.

Lo studio si è successivamente concentrato sui condotti di scarico di una motocicletta sportiva. Avendo come obiettivo il recupero della coppia erogata dal motore per regimi di giri medio-bassi (5000-7000 giri/min), si è cercato di migliorare le prestazioni aumentando il rendimento volumetrico del motore mediante un dispositivo che, sfruttando gli effetti delle onde di pressione, consentisse di mantenere la stessa geometria dei condotti allo scarico ma permettesse di cambiarne la configurazione in base al regime di giri ed al carico del motore.

Lo studio è proseguito con la simulazione al codice CFD Fluent (cap. 3) degli andamenti della pressione nei condotti di scarico. Le simulazioni svolte con il codice CFD hanno permesso di valutare l'onda di pressione che si forma durante un ciclo dell'albero motore per diversi regimi di giri nella condizione di massima potenza e di comprendere a quale velocità essa risulti in fase con la contemporanea apertura delle valvole di aspirazione e di scarico. Successivamente si è testata la risposta dei condotti ad un impulso di pressione di 100000 Pa e si sono determinati la frequenza naturale e i modi di vibrare degli scarichi. Conoscendo la frequenza naturale e le frequenze delle forzanti (regimi di giri) è stato possibile valutare la velocità alla quale lo scarico risulta contribuire ad aumentare il rendimento volumetrico. Ulteriori simulazioni, effettuate con altre tipologie di scarichi, opportunamente modificate sulla zona della giunzione tra i condotti primari, hanno fornito utili informazioni per la realizzazione della nuova tipologia di scarico da applicare alla motocicletta.

Le prove simulate con il codice CFD, anche se indispensabili per determinare le frequenze proprie dei condotti di scarico, non consentono di stimare direttamente le prestazioni (coppia, potenza, consumo specifico) del motore. Al fine di avere un modello che fornisca rapidamente dei risultati veritieri sul funzionamento del motore con il condotto di scarico provvisto di valvola parzializzatrice, si è ricorso all'impiego del codice monodimensionale Lotus Engine (cap. 4). In questo modo è stato possibile valutare rapidamente se il nuovo dispositivo permette di migliorare le prestazioni della moto. Il modello monodimensionale è stato sviluppato impiegando i dati tecnici forniti dalla casa costruttrice (geometria dei particolari del motore, coefficienti di efflusso valvola, diagrammi di alzata valvole, ecc.) e alcuni modelli implementati nel codice Lotus Engine. Il modello è stato tarato mediante alcuni risultati delle prove sperimentali svolte sulla motocicletta.

Infine si è simulato il funzionamento del motore con la valvola parzializzatrice nei condotti di scarico.

Gli esiti favorevoli delle prove simulate hanno portato alla realizzazione di scarichi con valvola parzializzatrice incorporata. Il nuovo tipo di condotti è stato montato sulla motocicletta per provarne le prestazioni al banco. Prima di eseguire le prove sperimentali è stato necessario predisporre la sala prova per motori di motocicletta (cap. 5). La predisposizione della sala a prove di questo tipo ha richiesto: l'acquisto di sensori per il controllo delle temperature dei liquidi di raffreddamento dall'esterno della camera di prova, l'acquisto di un sistema di acquisizione dati portatile, la scelta, in base a considerazioni termo-fluidodinamiche, e l'acquisto di un ventilatore per il raffreddamento dei liquidi motore, l'attuazione di un sistema di misura del consumo di combustibile e la costruzione di sostegni regolabili per motocicletta.

Le prove sperimentali (cap. 6) eseguite in sala prova hanno interessato chiusure progressive della valvola parzializzatrice (da un minimo di 10° fino a 80°, con incrementi di 10° tra prova e prova) e condizione del carico della moto variabile.

È stata studiata la propagazione delle incertezze per i dati pervenuti dalle prove sperimentali.

I risultati sperimentali (coppia, potenza e consumo specifico) sono stati elaborati e diagrammati in funzione del numero di giri dell'albero motore e successivamente commentati.

Le caratteristiche tecniche del motore, le tavole di alcuni particolari meccanici realizzati per la sala prova, la procedura di taratura del freno dinamometrico e la scelta del ventilatore da impiegare per il raffreddamento dei liquidi motore durante le prove al banco, sono stati descritti negli appendici.

### **Content of phd thesis**

My study finds out aspects of unsteady fluid dynamics in internal combustion engines. (chapter 2).

First of all, I point out the pressure waves that arise from intake and exhaust manifolds of an engine, identifying their own properties and features, such as reflection, generation and propagation. In this way the effects on the engines can easily be found. For this reason my research presents some solution for an hypothetical project of intake and exhaust manifolds.

My study then focuses on the exhaust manifolds of a motorcycle.

The aim is to increase the torque of the engine at medium-low numbers of revolution (5000/7000 rev/min). In order to improve the performance of the engine, its volumetric efficiency has been increased, using a device able to maintain the same geometry of exhaust manifolds, or to change the configuration, paying attention at the number of revolution and at the power of the engine.

Rating the pressure wave that arises during a drive shaft loop, at many numbers of revolutions and at maximum power, has been possible, using a simulation of the CFD Fluent code (chapter 3). In this way is displayed at which speed intake valve opens and exhaust valve closes simultaneously with the incoming depressure wave.

Afterwards I test the reaction of the manifolds at pressure impulse of 100000 Pa, and determine natural frequency and vibration modes of the exhaust. In this way it is possible to determine at which speed the exhaust improves the volumetric efficiency. Testing other simulation, has been possible to collect important information for a new kind of motorcycle exhaust.

Nevertheless, the CFD code simulations, don't give a complete frame of the engine performance (such as torque, power, specific consumption).

For this reason I use the monodimensional Lotus Engine code (chap. 4) in order to obtain truthful results of the functioning of a temporary exhaust manifold engine with a throttle valve. This new device the possibility to determine of the performance of the motorcycle improves or not.

I have developed the monodimensional model using the specifications given from the Company that made the engine (geometry engine characteristics, coefficient valve, lift valve diagram, etc.) and some models implemented in the Lotus Engine code. I set the model following the results of the experimental tests on the motorcycle. At last I simulate the working of the engine with a throttle valve in the exhaust manifolds.

The success of the simulated tests encourages to execute manifolds with a throttle valve included. This new kind of manifolds is assembled to the motorcycle in order to test the performance. The testing room needed to be arranged beforehand (chap. 5) with a control apparatus of cooling liquids temperature from the outside of the room, a portable data acquisition system, a centrifugal fan for the cooling of the engine liquids, a combustible expenditure system of measure, and adjustable support for the motorcycle.

The experimental tests made inside the test room reveal progressive fastening of the throttle valve (from a minimum of  $10^\circ$  to  $80^\circ$ , with increment of  $10^\circ$  from one test to another), and variable power condition of the motorcycle. Here I focus on the errors of the data that come out of the experimental tests. I first elaborate the experimental results (torque, power, specific consumption) and make a diagram of them, with the number of revolutions of the drive shaft, and then provide a commentary.

The engine specifications, the projects of some mechanical details made for the testing room, the adjustments of the dynamometric brake, and the choice of the fan for the liquid engine cooling are largely described in the appendix.

# INDICE

<b>Indice .....</b>	<b>7</b>
<b>1 Introduzione .....</b>	<b>15</b>
<b>2 Effetto della fluidodinamica nei collettori di aspirazione e scarico dei motori 2T e 4T.....</b>	<b>19</b>
<b>2.1 Le onde di pressione .....</b>	<b>19</b>
2.1.1 La velocità del suono .....	20
2.1.2 La variazione di forma delle onde di pressione .....	22
2.1.3 Il riflettersi delle onde di pressione .....	23
2.1.4 Il generarsi delle onde di pressione nei motori a c.i. ....	24
2.1.5 L'azione delle onde di pressione nei motori a c.i. ....	25
<b>2.2 La geometria dei condotti.....</b>	<b>27</b>
2.2.1 Il dimensionamento della sezione del condotto di aspirazione.....	28
2.2.2 Il dimensionamento della sezione del condotto di scarico .....	29
2.2.2.1 Il dimensionamento del tubo primario .....	29
2.2.2.2 Il dimensionamento del terminale di scarico.....	31
<b>3 Analisi fluidodinamica del condotto di scarico della motocicletta RSV1000.....</b>	<b>33</b>
<b>3.1 Il preprocessor Gambit .....</b>	<b>33</b>
3.1.1 I comandi principali del software Gambit .....	34



3.1.2	Procedura per la realizzazione di un modello geometrico .....	37
3.1.3	Il modello geometrico dei condotti di scarico .....	38
3.2	Il codice CFD Fluent .....	43
3.2.1	Equazione di continuità della massa.....	43
3.2.2	Equazione di conservazione della quantità di moto.....	43
3.2.3	La turbolenza.....	44
3.2.3.1	Descrizione statistica del moto turbolento .....	44
3.2.4	Modelli matematici di turbolenza .....	46
3.2.4.1	Il modello "Spalart-Allmaras" .....	47
3.2.4.2	Il modello "k- $\epsilon$ Standard" .....	48
3.2.4.3	Il modello "RNG k- $\epsilon$ " .....	49
3.2.4.4	Il modello "Realizable k- $\epsilon$ " .....	50
3.2.4.5	Il modello "k- $\omega$ Standard" .....	51
3.2.4.6	Il modello "SST k- $\omega$ " .....	51
3.2.4.7	Il modello matematico " (RSM)" .....	52
3.2.5	La legge alla parete.....	53
3.2.6	Il metodo dei volumi finiti del codice CFD .....	55
3.2.6.1	Discretizzazione al metodo delle differenze finite .....	56
3.2.6.2	Discretizzazione al metodo dei volumi finiti.....	57
3.2.6.3	Unione di sistemi discreti e condizioni al contorno.....	59
3.2.6.4	Soluzione del sistema discreto.....	60
3.2.6.5	Convergenza della griglia.....	61
3.2.6.6	Equazioni non lineari.....	62
3.2.6.7	Solutori diretti e iterativi.....	63
3.2.7	Convergenza iterativa .....	64
3.2.8	Stabilità numerica .....	64
3.2.8.1	Schemi espliciti e impliciti .....	65
3.2.9	La procedura di calcolo per il codice CFD Fluent .....	67
3.3	Le simulazioni condotte con il codice CFD Fluent su collettori di moto di serie .....	75

3.3.1	La realizzazione del modello fluidodinamico dei condotti di scarico .....	75
3.3.2	Condizioni all'ingresso dei condotti .....	76
3.3.3	Simulazione del ciclo del motore .....	81
3.3.3.1	Onda di pressione al regime di 3000 giri/min .....	84
3.3.3.1.1	Condotto anteriore .....	85
3.3.3.1.2	Condotto posteriore .....	86
3.3.3.2	Onda di pressione al regime di 4000 giri/min .....	88
3.3.3.2.1	Condotto anteriore .....	89
3.3.3.2.2	Condotto posteriore .....	90
3.3.3.3	Onda di pressione al regime di 5000 giri/min .....	92
3.3.3.3.1	Condotto anteriore .....	92
3.3.3.3.2	Condotto posteriore .....	94
3.3.3.4	Onda di pressione al regime di 6000 giri/min .....	95
3.3.3.4.1	Condotto anteriore .....	96
3.3.3.4.2	Condotto posteriore .....	98
3.3.3.5	Onda di pressione al regime di 7000 giri/min .....	100
3.3.3.5.1	Condotto anteriore .....	101
3.3.3.5.2	Condotto posteriore .....	103
3.3.3.6	Onda di pressione al regime di 8000 giri/min .....	104
3.3.3.6.1	Condotto anteriore .....	105
3.3.3.6.2	Condotto posteriore .....	106
3.3.3.7	Onda di pressione al regime di 9000 giri/min .....	108
3.3.3.7.1	Condotto anteriore .....	108
3.3.3.7.2	Condotto posteriore .....	109
3.3.3.8	Onda di pressione al regime di 10000 giri/min .....	112
3.3.3.8.1	Condotto anteriore .....	111
3.3.3.8.2	Condotto posteriore .....	112
3.3.3.9	Onda di pressione al regime di 11000 giri/min .....	115
3.3.3.9.1	Condotto anteriore .....	116
3.3.3.9.2	Condotto posteriore .....	118

<b>3.3.4</b>	<b>Impulso di pressione per caratterizzare il condotto di scarico.....</b>	<b>120</b>
3.3.4.1	Impulso di pressione applicato al condotto anteriore.....	120
3.3.4.2	Impulso di pressione applicato al condotto anteriore con brusco allargamento di sezione .....	125
3.3.4.3	Impulso di pressione applicato al condotto posteriore .....	132
3.3.4.4	Impulso di pressione applicato al condotto di serie .....	139
3.3.4.4.1	Impulso di pressione applicato all'ingresso anteriore .....	140
3.3.4.4.2	Impulso di pressione applicato all'ingresso posteriore.....	145
3.3.4.4.3	Effetto degli impulsi di pressione sulle sezioni del condotto di serie.....	149
3.3.4.5	Confronto tra condotto di serie e condotto avente geometria semplificata .....	152
3.3.4.5.1	Condotto anteriore .....	152
3.3.4.5.2	Condotto posteriore.....	154
3.3.4.6	Diagrammi di distribuzione .....	156
3.3.4.6.1	Prova impulsiva nei condotti e tempi d'incrocio valvola.....	157
3.3.5	Considerazioni .....	159

## **4 Le simulazioni con il codice monodimensionale ..... 161**

### **4.1 Il Lotus Engine Simulation ..... 162**

#### **4.1.1 La modellazione dei componenti.....163**

##### **4.1.1.1 Gli elementi zerodimensionali..... 164**

###### **4.1.1.1.1 I cilindri..... 164**

###### **4.1.1.1.2 I polmoni..... 165**

###### **4.1.1.1.3 La valvola a farfalla..... 165**

###### **4.1.1.1.4 Le valvole e le sedi valvole ..... 166**

4.1.1.2	Gli elementi monodimensionali .....	166
4.1.2	Il metodo di calcolo .....	167
4.1.2.1	Il modello termodinamico dei cilindri .....	168
4.1.2.2	Il modello di combustione .....	170
4.1.2.3	Lo scambio termico .....	172
4.1.2.3.1	Lo scambio termico nei cilindri .....	173
4.1.2.3.2	Lo scambio termico nei condotti.....	175
4.1.2.3.3	Lo scambio termico nei polmoni.....	176
4.1.3	Fluidodinamica non stazionaria .....	176
4.1.4	Perdite per fenomeni viscosi .....	179
4.1.5	Le giunzioni .....	180
4.1.6	Le perdite meccaniche.....	182
4.1.6.1	Patton & Heiwood .....	183
4.1.6.2	Howard, Barnes, Moss .....	183
4.1.6.3	Honda.....	184
4.1.6.4	Modified Honda .....	184
4.1.7	Presentazione dei risultati.....	184
4.2	<b>Il modello di motore a c.i. in Lotus Engine</b>	
Simulation	.....	185
4.2.1	Il combustibile e il sistema di alimentazione .....	186
4.2.2	Il sistema di aspirazione .....	187
4.2.3	Il sistema di scarico.....	188
4.2.4	I cilindri .....	189
4.2.4.1	Le valvole di aspirazione e di scarico.....	189
4.2.4.2	Le sedi delle valvole .....	190
4.2.4.3	La combustione.....	192
4.2.4.3.1	Accensione.....	192
4.2.4.3.2	Durata della combustione.....	194
4.2.4.3.3	Perdite meccaniche .....	195
4.2.4.3.4	Scambio termico.....	196

4.3	I risultati numerici .....	197
4.3.1	Validazione del modello .....	197
4.3.2	Le prove simulate .....	199
<b>5</b>	<b>L'allestimento della sala prova per motori a combustione interna.....</b>	<b>203</b>
5.1	La sala prova motori a c.i.....	203
5.1.1	Freno elettromagnetico .....	206
5.1.2	Sensori per l'acquisizione dati.....	210
5.2	La preparazione della sala di prova .....	212
5.2.1	Progettazione dei sostegni della motocicletta.....	213
5.2.2	Valutazione del ventilatore da impiegare per il raffreddamento del liquido refrigerante .....	214
5.2.2.1	Prove sperimentali condotte sul radiatore del liquido di raffreddamento della moto RSV 1000.....	215
5.2.2.2	Scelta del ventilatore per la sala prova motori a c.i.....	218
5.2.2.3	Convogliatore d'aria .....	219
5.2.3	Realizzazione di raccordi sui condotti del radiatore per il montaggio dei sensori di temperatura .....	220
5.2.4	Disposizione del serbatoio della motocicletta per la misura del consumo specifico .....	221
5.2.5	Regolazione del grado di apertura della valvola a farfalla .....	222
5.2.6	Costruzione della valvola parzializzatrice allo scarico .....	223
<b>6</b>	<b>Le prove sperimentali .....</b>	<b>225</b>
6.1	La procedura di prova .....	225

6.1.1	Tipologia di prova.....	229
6.2	L'analisi delle incertezze .....	229
6.2.1	Incertezza nelle misure di coppia e numero di giri .....	230
6.2.2	Incertezza nel calcolo della potenza .....	230
6.2.3	Incertezza nel calcolo del consumo specifico.....	230
6.2.4	Incertezza nel calcolo della pressione media effettiva .....	231
6.3	La ripetibilità delle misure.....	231
6.3.1	L'effetto della temperatura dell'olio lubrificante nelle prove al banco .....	236
6.4	Influenza del rapporto di trasmissione.....	237
6.5	I risultati sperimentali.....	241
6.5.1	L'apertura della valvola di aspirazione 4/4.....	242
6.5.2	L'apertura della valvola di aspirazione $\frac{3}{4}$ .....	245
6.5.3	L'apertura della valvola di aspirazione $\frac{2}{4}$ .....	247
6.5.4	L'apertura della valvola di aspirazione $\frac{1}{4}$ .....	249
7	Conclusioni .....	253
	<i>Appendice 1: Caratteristiche tecniche del motore V990 RR .....</i>	<i>I</i>
	<i>Appendice 2: Modello matematico di scambio termico .....</i>	<i>III</i>
	<i>Appendice 3: Convogliatore d'aria .....</i>	<i>IX</i>
	<i>Appendice 4: Taratura del freno dinamometrico Borghi &amp; Saveri FE 260S .....</i>	<i>XI</i>
	<i>Appendice 5: Confronto prove sperimentali e simulate .....</i>	<i>XIII</i>
	<i>Simboli .....</i>	<i>XXVII</i>
	<i>Bibliografia.....</i>	<i>XXXI</i>



# 1 Introduzione

Le aziende costruttrici di motoveicoli, conosciute a livello mondiale, sono molteplici e ciascuna di esse immette nel mercato dei prodotti che, seppur competitivi, sono molto diversi da quelli della concorrenza.

La maggior parte delle aziende, infatti, per diversificarsi dalle altre, sino dalle prime fasi di ricerca, sviluppo e industrializzazione di un nuovo modello di moto, definisce alcuni requisiti fondamentali che il suo prodotto dovrà avere. Questo modo di operare è maggiormente percepibile per quei marchi motociclistici che vantano una gloriosa fama storica (quali ad es: BMW, Harley-Davidson, Moto Guzzi, Ducati, MV Agusta, ecc.) mentre è meno sentito in altri, altrettanto prestigiosi, ma di nascita più recente (ad es: Yamaha, Honda, Kawasaki, ecc.). Ogni motocicletta prodotta è perciò il frutto di un'approfondita conoscenza e tecnologia che è "materializzata" esaltando, eventualmente, i particolari costruttivi che hanno portato alla nascita, alla crescita e all'affermarsi dell'azienda produttrice nel mercato mondiale.

Le dimensioni notevolmente ridotte e il differente comportamento dinamico-cinematico della motocicletta rispetto all'automobile portano ad una progettazione e scelta dei componenti meccanici più rigorosa ed accorta, risultando questi ultimi decisivi per il buon funzionamento del mezzo. Inoltre le richieste di un mercato sempre più esigente costringono le aziende a produrre una vasta gamma di motociclette adatte ad essere impiegate per usi diversi (sportivo, turistico sportivo, turistico confortevole, ecc.) a seconda si voglia privilegiare il comfort oppure l'aggressività sportiva nella guida.

Se si considera il settore delle motociclette sportive, molta attenzione viene dedicata al motore a combustione interna. In questa tipologia di moto si è, infatti alla ricerca di un livello prestazionale sempre più elevato; basti pensare al notevole aumento della potenza specifica che, nell'arco temporale di circa quindici anni, ha subito un incremento di quasi 100 CV/l. Queste notevoli potenze specifiche si sono potute raggiungere cambiando i materiali e/o la geometria di alcuni componenti del motore. I motori delle moto sportive attuali hanno rapporti corsa/alesaggio minori rispetto a quelli delle moto di qualche decennio fa. In questo modo, a parità di velocità media dello stantuffo, e grazie anche ad un'attenta riduzione delle masse alterne, è stato possibile incrementare,



nei motori di serie a quattro tempi, il numero dei giri all'albero motore fino a raggiungere e, in alcuni casi superare, il regime di 12000 giri/min. L'angolo di inclinazione delle valvole sulla testata è stato progressivamente ridotto, portando così a delle camere di combustione più compatte, con minori flussi termici dispersi e quindi in grado di fornire rendimenti termici più alti. La pressione media effettiva (*p.m.e.*) è andata inoltre progressivamente aumentando, passando da valori di circa 6 bar nelle moto degli anni novanta, a circa 13 bar per quelle attuali. La conseguenza è stata quella di ottenere motori funzionanti ad alti numeri di giri e in grado di produrre, a parità di cilindrata, potenze effettive<sup>1</sup> maggiori (la potenza specifica in alcune motociclette sfiora oggi i 200 CV/l).

La curva della pressione media effettiva e quindi anche quella della potenza, dipendono però dal rendimento volumetrico. Tale grandezza dipende a sua volta da alcuni fattori quali: la massa volumica della carica fresca che giunge ai cilindri, la presenza di gas residui nella camera di combustione, il disegno dei condotti di aspirazione e di scarico, forma, numero e dislocazione delle valvole di aspirazione e di scarico, nonché loro tempi di apertura e di chiusura.

Nei motori operanti ad elevato numero di giri, per ottenere il massimo riempimento del cilindro si agisce soprattutto sul diagramma della distribuzione e sugli effetti delle onde di pressione generati dalle rapide variazioni di velocità delle masse d'aria in movimento. In particolare, in questi motori si ricorre ad un maggiore anticipo dell'apertura della valvola di aspirazione rispetto al *PMS* (in modo da permettere alla valvola di essere del tutto aperta quando il pistone raggiunge la velocità più elevata) e ad un maggior ritardo nella fase di chiusura oltre il *PMI* (in modo da sfruttare la notevole inerzia fluida). Invece, nella valvola di scarico l'apertura avviene in anticipo rispetto al *PMI* (in modo da abbassare la pressione dei gas combusti ad un valore prossimo a quella atmosferica prima che inizi la fase di espulsione) e si conclude con la chiusura oltre il *PMS* (in modo da effettuare un'efficace espulsione dei gas). Vi è perciò

---

<sup>1</sup> La potenza effettiva  $P_e$ , ovvero la potenza generata dalla coppia disponibile all'albero motore, è direttamente proporzionale alla cilindrata  $V$ , alla pressione media effettiva  $p.m.e.$  e al numero di giri  $n$  secondo la seguente relazione:  $P_e = \frac{V \cdot p.m.e. \cdot n}{300 \cdot h}$ ; dove con  $h$  si intende il numero dei tempi del motore.

un angolo, a cavallo del *PMS*, in cui le valvole, sia quella/e di scarico che quella/e di aspirazione, sono contemporaneamente aperte. Tale intervallo, non molto ampio nei motori operanti a bassi numeri di giri (mediamente  $30^\circ$ ), può diventare notevole nei motori motociclistici ad alta potenza specifica, superando addirittura i  $100^\circ$ .

La scelta di ampi angoli di apertura delle valvole diviene però svantaggiosa alle basse velocità dell'albero motore. Infatti, in questa circostanza, l'elevato angolo di posticipo della chiusura della valvola di aspirazione può portare, durante l'inizio della fase di compressione, ad un riflusso della carica fresca dentro il condotto di aspirazione, a causa del ridursi dell'inerzia della colonna fluida. Inoltre, durante la fase di incrocio, se i condotti non sono ben accordati, si può avere il ritorno del gas di scarico dentro il condotto di aspirazione. Entrambe queste situazioni riducono il rendimento volumetrico e sono causa del funzionamento irregolare di questi motori ai regimi minimi.

La necessità di ovviare a questi problemi e il conseguente obiettivo di migliorare la curva di coppia ai bassi regimi hanno portato allo sviluppo di questa tesi di dottorato.

L'obiettivo di questa ricerca consiste nella realizzazione di un dispositivo, da applicare ai condotti di scarico, che consenta di modificare il tempo di percorrenza delle onde di pressione in modo da rendere il loro effetto efficace anche per regimi di giri in cui i condotti di scarico non risultino accordati con il motore.

Lo studio ha interessato l'analisi delle onde di pressione provocate dall'espulsione dei gas nei condotti di scarico del motore del motociclo Aprilia tipo RSV1000 tramite codice monodimensionale Lotus Engine e tridimensionale CFD Fluent. Le informazioni ricavate hanno permesso di realizzare un nuovo condotto di scarico a geometria fissa ma a configurazione variabile mediante l'ausilio di una valvola parzializzatrice che regola la sezione di deflusso dei gas. Le prove al banco infine, hanno permesso di testare il dispositivo e ricavare la mappatura delle prestazioni del motore al variare del numero di giri e dell'apertura della farfalla alla ammissione.

L'attività è stata svolta in collaborazione con Piaggio & C. S.p.A. - Brand Aprilia di Noale che ha fornito i dati relativi alla geometria del motore e il

motore che è stato installato sul banco prova del Dipartimento di Ingegneria Meccanica dell'Università degli Studi di Padova.

## **2 Effetto della fluidodinamica nei collettori di aspirazione e scarico dei motori 2T e 4T**

*Le prestazioni in un motore a combustione interna dipendono, a parità di altre condizioni, dalla quantità d'aria utilizzata durante un ciclo. Quanto maggiore è l'aria introdotta, tanto maggiore è la quantità di combustibile che può essere bruciato, quindi l'energia introdotta e perciò la potenza indicata.*

*Il parametro che da la misura del grado di riempimento del motore è il rendimento volumetrico. Poiché la curva della pressione media effettiva (p.m.e.), e quindi anche della potenza, variano in relazione al rendimento volumetrico, è importante conoscere quali sono le variabili che lo influenzano. La massa volumica della carica e la diluizione dovuta ai gas residui, i tempi di apertura e chiusura delle valvole di aspirazione e di scarico, il disegno dei condotti di aspirazione e scarico sono le principali variabili influenzanti il rendimento volumetrico. In particolare, scegliendo opportunamente la lunghezza dei condotti, è possibile, per un determinato regime di giri, sfruttare positivamente l'effetto delle onde di pressione.*

*In questo capitolo si descriverà la teoria alla base delle onde di pressione all'interno dei condotti di ammissione.*

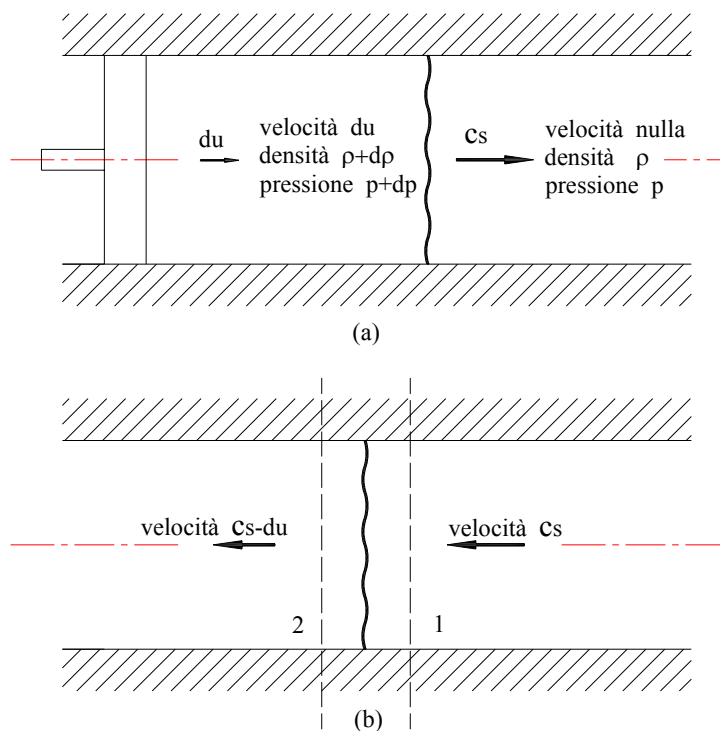
### **2.1 Le onde di pressione**

Le onde di pressione, variazioni di stato che si propagano nello spazio e nel tempo, si creano nei condotti di aspirazione e di scarico in seguito alle improvvise variazioni di velocità della massa gassosa in movimento. Quando le onde di pressione che si formano nel condotto di aspirazione, hanno una frequenza tale per cui, poco prima della chiusura della valvola, si formi un minimo oppure un massimo di pressione in entrata nel cilindro, si ha rispettivamente un aumento o una diminuzione del rendimento. Analogamente lungo il condotto di scarico, i massimi e i minimi delle onde di pressione che si presentano in uscita del cilindro, poco prima della chiusura della valvola di scarico, comportano rispettivamente una diminuzione o un aumento del rendimento volumetrico.

### 2.1.1 La velocità del suono

La fluidodinamica definisce come “velocità del suono” la velocità di propagazione di una perturbazione infinitesima di pressione.

Si consideri una tubazione ad asse rettilineo e orizzontale (fig. 2.1), a sezione costante, avente un pistone all'estremità sinistra e contenente un fluido inizialmente in quiete alla pressione  $p$ , temperatura  $T$ , e massa volumica  $\rho$  uniformi su tutto il condotto. Si applichi al pistone un movimento verso destra ad una velocità uniforme, al più infinitesima,  $du$ . Il movimento del pistone causerà nel fluido la propagazione di un'onda piana infinitesima di compressione a velocità (costante)  $c_s$ . Rispetto ad un sistema di riferimento solidale al condotto, il fluido attraverso cui il fronte d'onda è passato sarà alla pressione  $p+dp$ , ed avrà una velocità  $du$  mentre il fluido verso cui il fronte d'onda procede sarà in quiete alla pressione  $p$  e densità  $\rho$ .



**Figura 2.1.** Propagazione di una perturbazione infinitesima di pressione: a) rispetto ad un osservatore in quiete; b) rispetto ad un osservatore solidale col fronte d'onda.

Rispetto ad un nuovo sistema di riferimento, solidale al fronte d'onda, la situazione dinamica è quella rappresentata in fig. 2.1 b. Il fluido scorre da destra a sinistra, passando dalla velocità  $c_s$ , alla velocità  $c_s-du$ . In contemporanea, la

pressione passa dal valore  $p$  al valore  $p+dp$  e la massa volumica dal valore  $\rho$  al valore  $\rho+d\rho$ . Poiché il moto è in regime stazionario, si possono applicare le equazioni della quantità di moto e di continuità al fluido compreso tra le sezioni a monte e a valle del fronte d'onda. Nell'ipotesi che le forze di attrito siano trascurabili, si ha:

$$A[p - (p + dp)] = W[(c_s - du) - c_s] \quad (2.1.1)$$

ricordando che  $W = \rho \cdot c_s \cdot A$ :

$$dp = \rho \cdot c_s \cdot du \quad (2.1.2)$$

L'equazione di continuità si scrive:

$$\rho A c = (\rho + d\rho) A (c_s - du) \quad (2.1.3)$$

cioè, a meno di infinitesimi di ordine superiore:

$$d\rho = \rho \frac{du}{c_s} \quad (2.1.4)$$

Dalla 2.1.1 e 2.1.4 si ricava:

$$c_s = \sqrt{\frac{dp}{d\rho}} \quad (2.1.5)$$

Per una corretta interpretazione della relazione (2.1.5) bisogna stabilire la trasformazione lungo la quale valutare il termine  $\frac{dp}{d\rho}$ , non essendo la pressione  $p$  funzione della sola massa volumica  $\rho$ . Analizzando le proprietà dei fluidi, si riconosce che le variazioni di volume specifico, per effetto di una variazione di pressione infinitesima, sono essenzialmente adiabatiche. Per una variazione di pressione infinitesima, il processo sarà anche reversibile, cioè isoentropico. Si definisce perciò come “velocità del suono” l'espressione:

$$c_s = \sqrt{\left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right)_s} \quad (2.1.6)$$

Tenendo conto dell'espressione del modulo di elasticità isoentropico, l'espressione (2.1.6) diventa.

$$c_s = \sqrt{\frac{Es}{\rho}} \quad (2.1.7)$$

Per un gas ideale si ricava l'espressione:

$$c_s = \sqrt{kp v} = \sqrt{kRT} = \sqrt{k \frac{\bar{R}}{M_m} T} \quad (2.1.8)$$

La velocità del suono in un fluido dipende quindi dal tipo di fluido e dalla temperatura di quest'ultimo. Nel caso particolare delle onde di pressione, la loro velocità, detta velocità di propagazione dell'onda, è data dalla somma algebrica della velocità del suono  $c_s$  e della velocità del fluido  $u$ .

### 2.1.2 La variazione di forma delle onde di pressione

Si consideri un'onda di sovrappressione. Il punto di massima pressione e velocità, si muove, come detto, alla velocità totale  $c_0 = c_s + u$ , mentre gli estremi, in cui la velocità è zero, si propagano solo con una velocità  $c_0 = c_s$  corrispondente alle condizioni indisturbate del fluido nel condotto. Inoltre, poichè il fluido della cresta dell'onda è più compresso, e quindi più caldo, ad esso compete una velocità del suono maggiore. La cresta dell'onda si sposta perciò ad una velocità maggiore rispetto alle estremità. La forma dell'onda varia dunque durante la propagazione.

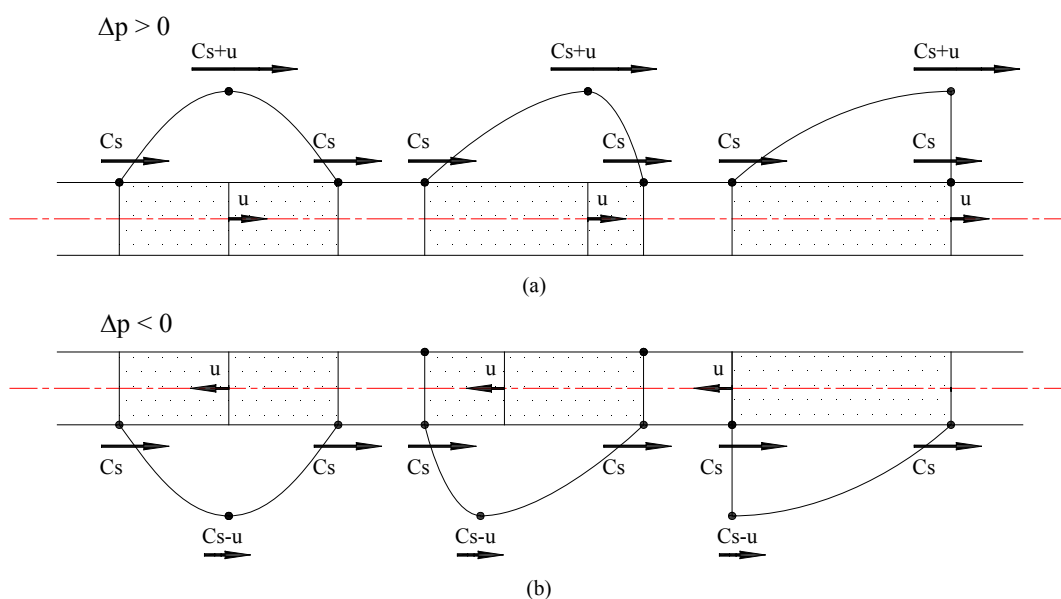


Figura 1.2. Variazione della forma d'onda lungo un condotto rettilineo. a) Onda di sovrappressione. b) Onda di depressione.

In un percorso piuttosto lungo, o con il formarsi di onde molto intense, il picco dell'onda può raggiungere il fronte anteriore originando un fronte verticale, ovvero un'onda d'urto piana anteriore.

Analogamente, in un'onda di depressione la cresta viaggia più lentamente degli estremi. Essa rimane dunque indietro, allontanandosi dal piede anteriore e avvicinandosi a quello posteriore, fino a dar luogo, in percorsi lunghi e/o con onde intense, ad un'onda d'urto piana posteriore.

### **2.1.3 Il riflettersi delle onde di pressione**

Le onde di pressione si riflettono alle estremità dei condotti in maniera diversa, a seconda se l'estremità del condotto è chiusa oppure aperta.

Se un'onda di pressione giunge all'estremità aperta di una tubazione che sbocca in un ambiente indefinito a pressione costante e pari a quella del fluido indisturbato nella tubazione stessa, essa vi si riflette nel modo seguente:

- La velocità del fluido allo sbocco del tubo raddoppia.
- La sovrappressione (o depressione se l'onda è negativa) si annulla, cioè all'uscita della tubazione si ha sempre una pressione costante e pari a quella dell'ambiente esterno.
- L'onda cambia segno e risale la tubazione, al contrario di quanto fatto in precedenza.

Se l'onda di pressione giunge all'estremità chiusa di un tubo si riflette nel modo seguente:

- La velocità del fluido si annulla nella sezione finale.
- La sovrappressione o depressione cresce.
- L'onda mantiene il segno e risale il condotto.

Le situazioni descritte in precedenza sono casi particolari di quello più generale in cui un condotto sbocca in un altro avente diversa sezione. Un'onda che giunge perciò in una variazione di sezione si sdoppia in due onde; una risale all'indietro il condotto di provenienza e l'altra prosegue all'interno del condotto successivo. Se si ha un allargamento di sezione, l'onda riflessa ha segno opposto a quella iniziale e modulo minore. L'onda trasmessa mantiene invece lo stesso



segno di quella iniziale e modulo minore. Se invece si ha un restringimento di sezione, ambedue le onde, quella trasmessa e quella riflessa, avranno lo stesso segno dell'onda iniziale. L'onda riflessa ha però modulo maggiore e quella trasmessa modulo minore dell'onda di pressione originaria.

Un altro caso di particolare interesse è dato dalla riflessione di un'onda su un ugello posto all'estremità del tubo. L'ugello può essere “in espulsione”, quando l'onda di arrivo è di sovrappressione, e quindi dall'ugello viene espulsa nell'ambiente una massa fluida, ovvero “in aspirazione”, quando l'onda in arrivo è di depressione ed attraverso l'ugello viene aspirata dall'ambiente una massa di fluido.

#### 2.1.4 Il generarsi delle onde di pressione nei motori a c. i.

Le onde di pressione all'interno di un tubo si generano qualora venga applicato all'inizio del condotto un impulso di velocità.

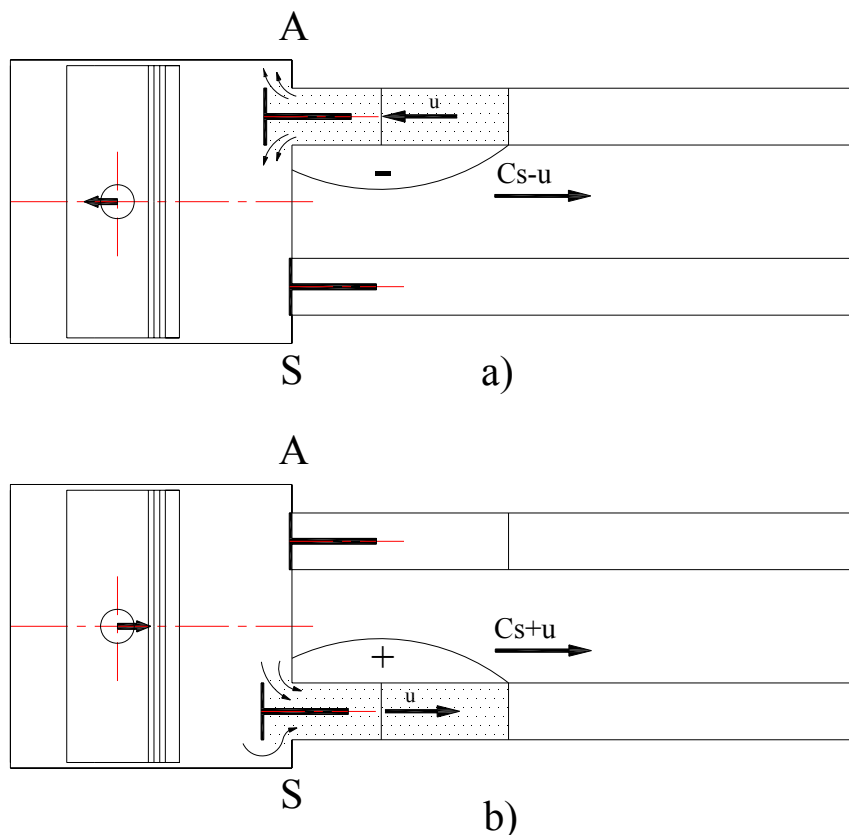


Figura 2.2. Onde di pressione che si generano nei condotti di aspirazione e di scarico di un motore a combustione interna. a) Depressione che percorre il condotto di aspirazione durante la medesima fase del cilindro; b) Sovrappressione che percorre il condotto di scarico durante la rispettiva fase del cilindro.

Nei motori a combustione interna il pistone, con il suo moto ascendente e discendente all'interno del cilindro, è il principale generatore di onde di pressione nei condotti di aspirazione e scarico.

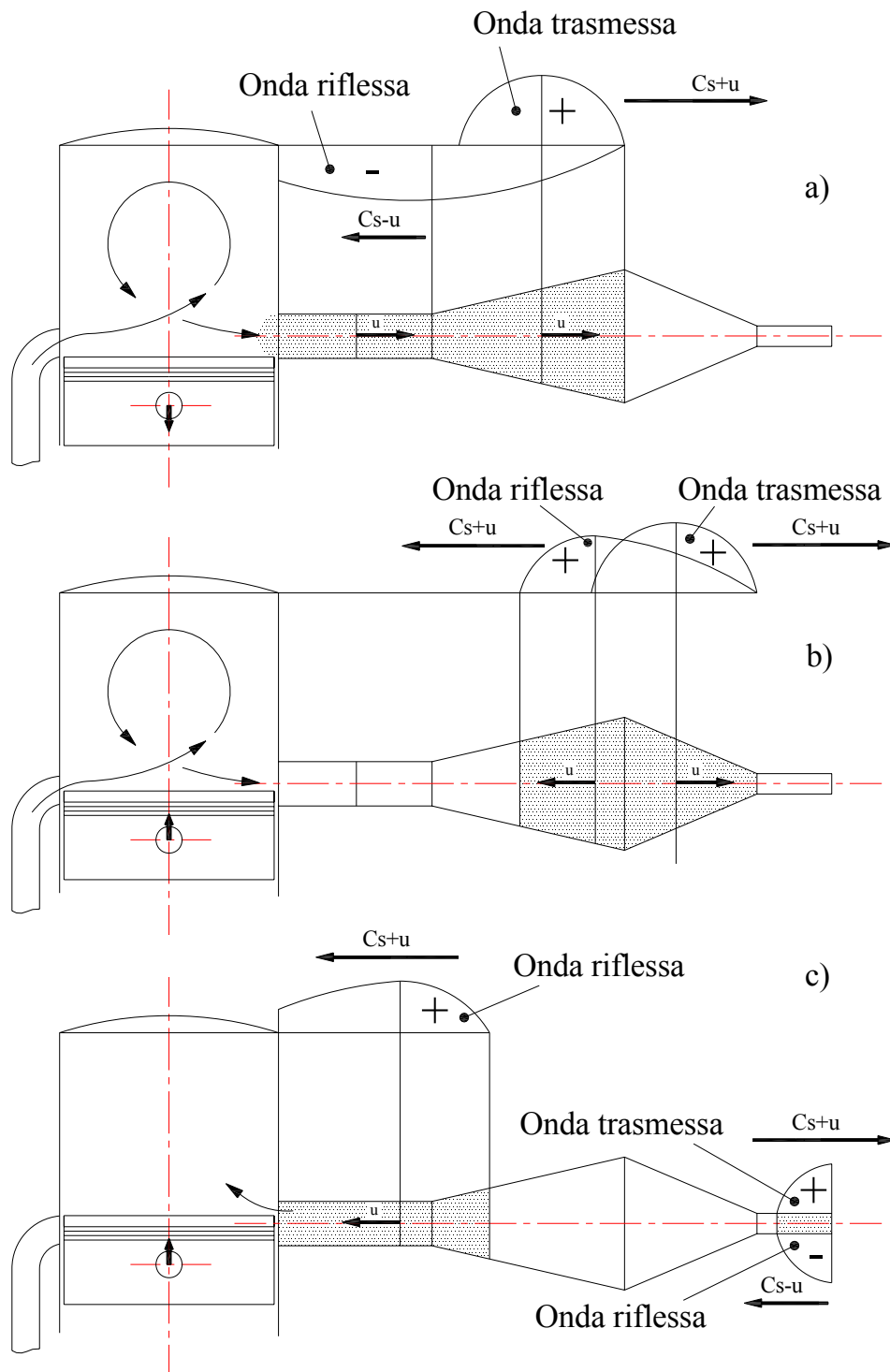
Se si considera il condotto di aspirazione (fig. 2.3 a), il moto discendente del pistone origina un elevato impulso di velocità nella sezione iniziale del condotto, subito dietro la valvola. L'onda di pressione si propaga attraverso la valvola lungo l'estremità del condotto di aspirazione mentre la velocità del fluido è diretta verso l'interno del cilindro. Si tratta di un'onda di depressione.

Se si considera il condotto di scarico (fig. 2.3 b), la violenta espulsione dei gas, causata dalla loro notevole sovrappressione, e il moto ascendente del pistone, generano un violento impulso di velocità nella sezione iniziale del tubo di scarico, subito a valle della valvola. L'onda si propaga verso l'estremità del tubo, mentre la velocità del fluido è diretta verso l'esterno del cilindro. In questo caso si tratta di un'onda di sovrappressione .

### **2.1.5 L'azione delle onde di pressione nei motori a c.i.**

Il pistone, come visto nel par. 2.1.4, genera con il suo moto discendente un'onda di pressione che si propaga nel condotto di aspirazione. Tale onda, arrivata all'estremità aperta, si riflette e percorre il condotto in senso contrario, verso il cilindro, come onda di sovrappressione. Arrivata alla valvola, essa spinge all'interno del cilindro l'aria così compressa, operando la voluta sovralimentazione dinamica. Chiudendo la valvola nel momento in cui nel cilindro è entrata la massima quantità d'aria, si realizza il massimo rendimento volumetrico.

L'onda di sovrappressione, generata dall'espulsione dei gas combusti, si propaga fino all'estremità aperta del condotto di scarico, trasformandosi in un'onda di depressione che ritorna indietro verso il cilindro. Se all'istante in cui vi giunge, le valvole di scarico e aspirazione sono contemporaneamente semi-aperte, ovvero si è nella fase di incrocio, la depressione aspira aria dal condotto di aspirazione attraverso la camera di combustione operando la ri-aspirazione dei gas combusti, eventualmente rientrati all'interno del condotto di aspirazione, il lavaggio della camera di combustione e il pre-avviamento dell'onda di aspirazione.



**Figura 2.3.** Trasmissione e riflessione delle onde di pressione allo scarico di un motore a 2T. a) L'onda di pressione, giunta al divergente, si riflette, cambia di segno e risale il condotto. b) L'onda di pressione, giunta al convergente si riflette, mantenendo il segno, e risale il condotto. c) L'onda riflessa fa rientrare l'eventuale carica fresca uscita dal cilindro mentre quella trasmessa giunge all'estremità dello scarico.

Nel motore 2T (fig. 2.4), l'onda di sovrappressione, che si instaura in seguito alla fuoriuscita dei gas combusti attraverso la valvola di scarico, percorre il

condotto e, arrivata nel tratto divergente, si sdoppia in due onde, una riflessa e una trasmessa. L'onda riflessa è di depressione mentre quella trasmessa è di sovrappressione (fig. 2.4 a).

L'onda riflessa, ritornando in camera di combustione, contribuisce a rendere il lavaggio dei gas combusti nel cilindro più efficace ed opera anche una pre-aspirazione attraverso il carter motore. L'onda trasmessa procede lungo il condotto di scarico fino ad incontrare il tratto convergente (fig.2.4 b), a questo punto si sdoppia di nuovo in due onde, una riflessa e una trasmessa, che sono entrambe di sovrappressione. L'onda riflessa ritorna verso il cilindro consentendo il rientro della carica fresca (eventualmente uscita dalla camera di combustione durante il lavaggio) e svolgendo anche la sovralimentazione dinamica. L'onda trasmessa procede fino all'estremità del terminale (fig. 2.4 c), si riflette, trasformandosi in onda di depressione, e risalendo il condotto favorisce la fuoriuscita dei gas combusti.

Sia nei motori a 4T che in quelli a 2T alla chiusura delle valvole il fluido nei condotti non rimane in quiete, anzi, continuano ad esserci delle oscillazioni di pressione sia nel condotto di aspirazione che in quello di scarico. Tali oscillazioni sono però smorzate (l'entità dello smorzamento dipende dalla lunghezza dei condotti, dalla loro sezione e dal tipo di fluido) e qualora venisse a mancare la forza motrice eccitatrice del fenomeno, sarebbero destinate a spegnersi.

Nella realtà questi fenomeni sono molto più complessi, in quanto le onde reali sono molto più lunghe di quelle rappresentate ed inoltre sono sempre sovrapposte. Essi possono però essere studiati, per mezzo della fluidodinamica, come lineari consentendo l'applicazione del principio di sovrapposizione degli effetti.

## **2.2 La geometria dei condotti**

La geometria dei condotti influenza pesantemente il propagarsi delle onde di pressione. È opportuno quindi prestare molta attenzione durante la fase di progettazione al dimensionamento delle sezioni. Considerate le differenti situazioni termo-fluidodinamiche che interessano queste parti del motore a combustione interna, la progettazione avrà approcci differenti a seconda che il

dimensionamento riguardi un condotto lato aspirazione oppure un condotto lato scarico.

### 2.2.1 Il dimensionamento della sezione del condotto di aspirazione

La sovralimentazione dinamica è tanto più accentuata quanto più intense sono le onde di pressione che si formano nei condotti.

L'intensità delle onde è inversamente proporzionale alla sezione del condotto. In tali condizioni, infatti, l'impulso di velocità impresso all'aria dal moto dello stantuffo durante la fase di aspirazione risulta essere massimo. La sezione dei condotti di aspirazione non può però essere ridotta a dismisura a causa dei fenomeni di attrito e del raggiungimento di condizioni di sonicità per il raggiungimento di zone ad elevata velocità. Le dissipazioni di energia dovute agli attriti sono causate soprattutto da punti singolari quali ad esempio: la brusca deviazione nelle valvole, la resistenza aerodinamica dello stelo valvole, la riflessione all'imbocco del condotto, ecc. Le perdite di energia crescono inoltre con il quadrato della velocità, mentre l'intensità delle onde è invece solo lineare. Una riduzione troppo drastica delle sezioni significa senz'altro aumentare l'intensità delle onde di pressione primarie generate nel condotto di aspirazione, ma potrebbe comportare, a causa di eccessivi fenomeni dissipatori (perdite di carico), a delle onde di ritorno troppo smorzate.

Il raggiungimento della velocità del suono nei condotti di aspirazione provoca invece il blocco della portata d'aria. Serve quindi raggiungere un valore di compromesso nella scelta della sezione,

Definito l'indice di Mach per il condotto:

$$IM_c = \frac{c_m \cdot A_{cil.}}{A_c \cdot c_{so}} \quad (2.2.1)$$

in cui:  $c_m$ : è la velocità media dello stantuffo;

$A_c$ : è la sezione del condotto;

$A_{cil.}$ : è l'area dello stantuffo;

$c_{so}$ : è la velocità del suono nell'ambiente di aspirazione;

è possibile ricavarne la sezione minima:

$$A_c = \frac{u \cdot A_s}{IM_c \cdot c_{so}} \quad (2.2.2)$$

In cui solitamente si assegna all'indice di Mach  $IM_c$  il valore 0,25.

La definizione dell'andamento longitudinale del condotto segue invece le seguenti regole:

- Si cerca di ottenere un condotto con asse rettilineo, ad eccezione della minima curvatura richiesta per evitare lo stelo valvola. In questo modo è possibile far arrivare il flusso in maniera simmetrica sulla valvola. Tale approccio comporta però l'avere una direzione del flusso d'aria completamente ortogonale al piattello della valvola; ciò conduce ad una brusca variazione di direzione del fluido nel passaggio attraverso essa, provocando un abbassamento del coefficiente d'efflusso.
- Si cerca di utilizzare al meglio solo metà dell'aera "di cortina" ma con il massimo coefficiente d'efflusso. Infatti, ora la direzione del flusso che incontra il piattello della valvola è molto inclinata, perciò assai favorevole al miglior riempimento della mezza area di "cortina" utilizzata.

### 2.2.2 Il dimensionamento della sezione del condotto di scarico

Il calcolo della sezione dei condotti di scarico segue un criterio del tutto empirico. Si suppone infatti che la sezione totale del condotto di scarico sia pari a 1,4-1,5 volte la sezione totale della parte più stretta del condotto di aspirazione. Tale metodo consente di ottenere un primo valore della sezione del condotto di scarico che potrà successivamente essere ulteriormente *aggiustato* eseguendo opportune simulazioni o prove al banco.

#### Il dimensionamento del tubo primario

Le onde di pressione nei condotti di scarico hanno un velocità data dalla somma algebrica della velocità del suono  $c$  e del gas di scarico  $u_s$ .

La velocità  $u_s$  del gas allo scarico si può ricavare dalla velocità della massa d'aria nei condotti di aspirazione secondo la seguente formula:

$$u_s = u_c \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{A_c}{A_s} = 1,62u \frac{S}{A_c} \cdot \frac{A_c}{A_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} = 1,62u \frac{S}{A_c} \frac{T_s}{T_a} \quad (2.2.3)$$

dove:  $u_c$ : è la velocità dell'aria nel condotto di aspirazione;

$T_a$ : è la temperatura dell'aria;

$T_s$ : è la temperatura del gas;

$A_s$ : è la sezione del tubo di scarico.

L'intensa onda di sovrappressione, generata dal violento scarico spontaneo e dalla successiva brusca espulsione provocata dal moto del pistone, deve propagarsi fino all'estremità del tubo, riflettersi, e ritornare come onda di depressione al cilindro nel momento in cui entrambe le valvole sono aperte. L'onda di depressione deve perciò ritornare al cilindro a metà dell'incrocio, quando cioè entrambe le valvole sono semiaperte all'incirca della stessa quantità. L'angolo motore  $\Delta \mathcal{G}_M$ , interessato all'andata e ritorno dell'onda, inizia con l'apertura della valvola di scarico e termina con il punto morto di incrocio valvole:

$$\Delta \mathcal{G}_M = \pi + \mathcal{G}_{as}$$

in cui:  $\mathcal{G}_{as}$ : è l'angolo di anticipo dell'apertura della valvola di scarico;

Il tempo corrispondente vale perciò:

$$T_M = \frac{\Delta \mathcal{G}_M}{\omega} = \frac{\pi + \mathcal{G}_{as}}{\omega} = \frac{\pi}{\omega} \left( 1 + \frac{\mathcal{G}_{as}}{\pi} \right) = \frac{30}{n} \left( 1 + \frac{\mathcal{G}_{as}}{\pi} \right) \quad (2.2.4)$$

Il tempo totale tra l'apertura della valvola ed il ritorno della valle al punto morto superiore è:

$$T_c = \frac{L}{c_{ss} + u_s} + \frac{L}{c_{ss} + u_s} + \frac{L}{c_{ss} - u_s} = \frac{L}{c_s} \cdot \frac{3 - 1,62 \frac{u}{c_{ss}} \frac{S}{A_s} \frac{T_s}{T_a}}{1 - \left( 1,62 \frac{u}{c_{ss}} \frac{S}{A_s} \frac{T_s}{T_a} \right)^2} \quad (2.2.5)$$

Uguagliando l'espressione (2.2.4) con la (2.2.5) si ottiene la lunghezza  $L_s$  del tubo primario di scarico:

$$L_s = \frac{30C_{ss}}{n} \left( 1 + \frac{\mathcal{G}_{as}}{\pi} \right) \frac{L}{c_s} \cdot \frac{1 - \left( 1,62 \frac{u}{c_{ss}} \frac{S}{A_s} \frac{T_s}{T_a} \right)^2}{3 - 1,62 \frac{u}{c_{ss}} \frac{S}{A_s} \frac{T_s}{T_a}} \quad (2.2.6)$$

Nell'impiego della formula (2.2.6) conviene inoltre osservare che nei tubi di scarico il gas si raffredda sensibilmente procedendo lungo il condotto. È conveniente perciò usare per i calcoli una opportuna temperatura media anziché quella subito a valle delle valvole di scarico.

La lunghezza del condotto primario ricavata tramite la formula (2.2.6) può essere ulteriormente aggiustata con simulazioni o prove al banco.

### 2.2.2.1 Il dimensionamento del terminale di scarico

Il terminale di scarico è la parte di tubo finale in cui si uniscono i condotti primari provenienti dagli scarichi dei cilindri. La confluenza dei tubi al terminale genera un volume sufficiente a permettere la parziale riflessione delle onde. Tale volume è quasi paragonabile ad un'estremità aperta. Quanto maggiore è il numero di tubi confluenti tanto più ampia è inoltre la camera di espansione e quindi più completa l'espansione delle onde.

Il terminale riceve dagli scarichi confluenti onde di sovrappressione temporalmente equidistanti che si propagano e riflettono all'estremità aperta ritornando come onde di depressione. In questo modo si genera in media nella giunzione, uno stato di depressione che favorisce la riflessione delle onde nei tubi primari.

Il calcolo della lunghezza del terminale, accordato secondo l'onda fondamentale (in modo che si abbia un'andata e un ritorno nell'intervallo di tempo compreso tra due impulsi successivi) fornisce la seguente espressione:

$$L_t = \frac{60c_{ss}}{Z_t} \left[ 1 - \left( \frac{\eta_v}{c_{ss}} \frac{Z_t V_u}{S_t} \frac{T_s}{T_a} \frac{n}{120} \right)^2 \right] \quad (2.2.7)$$

dove:  $\eta_v$ : è il rendimento volumetrico del motore;

$c_{ss}$ : è la velocità del suono nel gas [m/s];

$Z_t$ : è il numero di cilindri;

$V_u$ : è la cilindrata unitaria [m<sup>3</sup>];

$S_t$ : è la sezione del terminale [m<sup>2</sup>];

$T_s$ : è la temperatura assoluta del gas nel terminale;



$T_a$ : è la temperatura assoluta dell'aria ambiente;

$n$ : è il numero di giri al minuto;

L'equazione (2.2.7) conduce, solitamente, ad una lunghezza del terminale troppo grande rispetto allo spazio disponibile. È conveniente scegliere perciò una lunghezza pari ad un suo sottomultiplo intero. In questo modo il terminale viene ad essere percorso da onde largamente sovrapposte, ovvero da un flusso abbastanza continuo. Nella scelta del sottomultiplo, ovvero della lunghezza effettiva, solitamente non si scende al di sotto di cinque volte il diametro della sezione; questo per garantire un funzionamento a eiettore "quasi stazionario".

La sezione del terminale può essere mantenuta non molto maggiore a quella di un solo tubo primario. In questo modo è possibile avere onde intense. Se si desidera minimizzare le perdite di riflessione, conviene infine rendere l'estremità del terminale conica (megafono).

Il terminale a megafono ma con condotti del tutto indipendenti, largamente impiegato un tempo nel campo della competizioni motociclistiche, evita la brusca riflessione delle onde sull'aria ambiente sostituendola con un'espansione più graduale e meno dissipativa. Un megafono lungo comporta una lunga e poco intensa onda di depressione, in grado di coprire un ampio campo di regimi. Un megafono corto (il valore della conicità non deve comunque provocare il distacco di vena) produce invece onde di depressione intense ma brevi.

### **3 Analisi fluidodinamica del condotto di scarico della motocicletta RSV1000**

*Il codice Fluent è un “computational fluid dynamics” (CFD) software che simula problemi di deflusso di fluidi. Esso usa il metodo dei volumi finiti per risolvere le equazioni che governano il deflusso di un fluido. Il software Fluent fornisce per le simulazioni un’ampia scelta di modelli fisici come ad esempio: fluido incomprimibile o comprimibile, viscoso o non viscoso, laminare o turbolento, ecc. La geometria del sistema e lo sviluppo della griglia sono invece realizzati con il software Gambit, che è il preprocessor di Fluent.*

*Il presente capitolo descrive tutto il processo di simulazione fluidodinamica, dalla realizzazione del modello geometrico tramite il preprocessor, allo studio dei risultati ottenuti dalle simulazioni condotte con il codice di calcolo Fluent.*

*Il capitolo si divide in tre parti. La prima evidenzia le potenzialità del preprocessor Gambit. In questa fase sono spiegati: i comandi principali di Gambit, la procedura seguita per la realizzazione di un modello geometrico e infine il modello geometrico dei condotti di scarico della moto.*

*Nella seconda parte sono descritti i modelli e le relazioni matematiche alla base del codice di calcolo CFD Fluent. Tramite semplici esempi viene rappresentato il modo di procedere con i volumi finiti, ovvero le operazioni condotte per il calcolo delle variabili di interesse sui vertici delle celle.*

*La terza parte infine descrive le simulazioni fluidodinamiche svolte sui condotti di scarico del motociclo. Le simulazioni hanno interessato i condotti di scarico di serie della moto Aprilia RSV1000 ed altre tipologie di condotti di scarico derivate dalla precedente ma semplificate. I risultati ottenuti sono stati successivamente elaborati tramite il software MatLab e poi confrontati per capire quali differenze abbiano comportato alcune varianti geometriche sulla frequenza delle onde di pressione.*

#### **3.1 Il preprocessor Gambit**

Il preprocessor Gambit permette di costruire e definire gli ambienti virtuali dei sistemi di controllo sui quali si svolgeranno poi le simulazioni fluidodinamiche con il codice di calcolo CFD Fluent.

Ogni ambiente virtuale, sia esso un'area (nel caso bidimensionale), oppure un volume (nel caso tridimensionale), deve essere disegnato secondo le dimensioni previste, ciascun elemento presente sulla frontiera deve essere specificato in modo da consentire al solutore (Fluent in questa circostanza) di riconoscere le parti che costituiscono il volume fluido da quelle invece che lo delimitano o che fanno parte dell'ingresso e/o uscita del sistema di controllo.

Un'altra istruzione molto importante, prevista dal preprocessor, è quella di stabilire il tipo di volumi finiti o "mesh"(nel caso 2D le aree finite) che dovrà avere l'ambiente virtuale precedentemente realizzato.

### 3.1.1 I comandi principali del software Gambit

La schermata del software Gambit (fig. 3.1) è costituita dalla barra del menù principale "main menù bar" (fig. 3.2), dalla barra degli strumenti "operation toolpad" (fig. 3.3), dalla barra degli strumenti di controllo "global control toolpad" (fig. 3.4), dalle finestre "Transcript" (fig. 3.5) e "Description" (fig. 3.6).

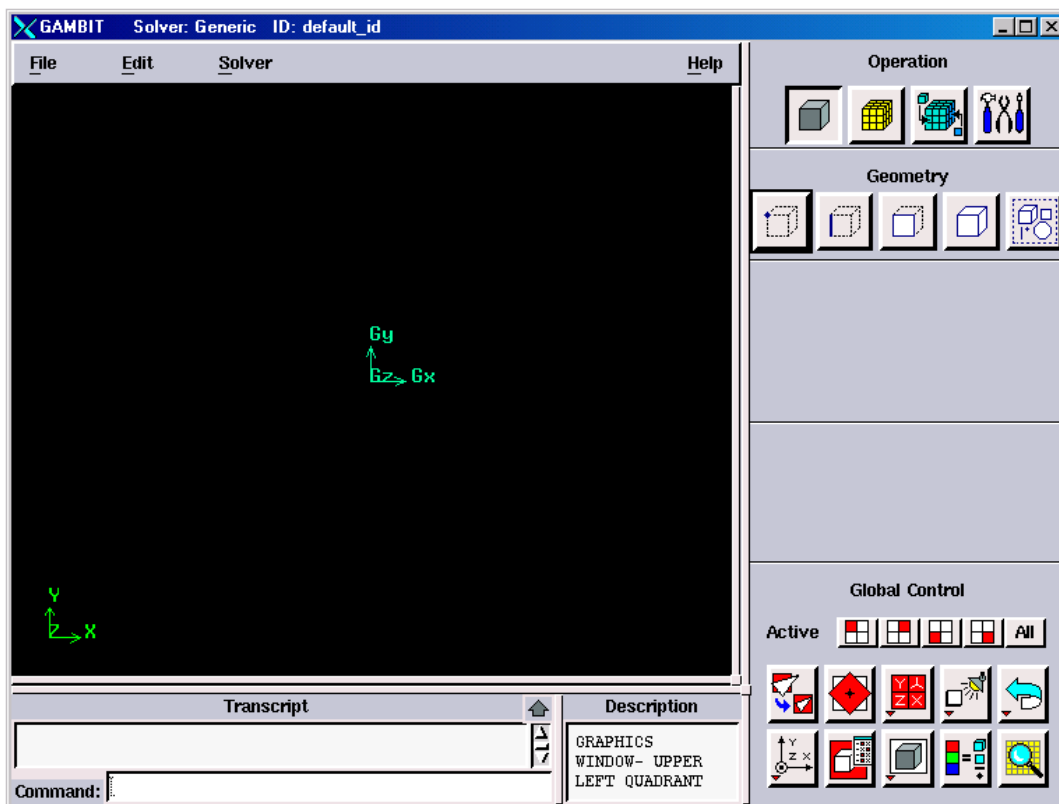


Figura 3.1. Schermata iniziale del software Gambit, preprocessor del codice di calcolo CFD Fluent.

I comandi presenti alla sezione "file" (fig. 3.2), della barra del menù principale, consentono di salvare le varie versioni di file, aprire nuovi file,

importare/esportare in Gambit files sviluppati con altri formati (ad es. IGES, STEP, Parasolid, ecc.)<sup>2</sup>. I comandi della sezione “*solver*” invece consentono di disporre il preprocessor al tipo di solutore che dovrà poi eseguire la simulazione.



Figura 3.2. Barra del menù principale del software Gambit.

Nella barra degli strumenti (fig. 3.3) sono contenute tutte le operazioni necessarie per la realizzazione dell’ambiente virtuale.

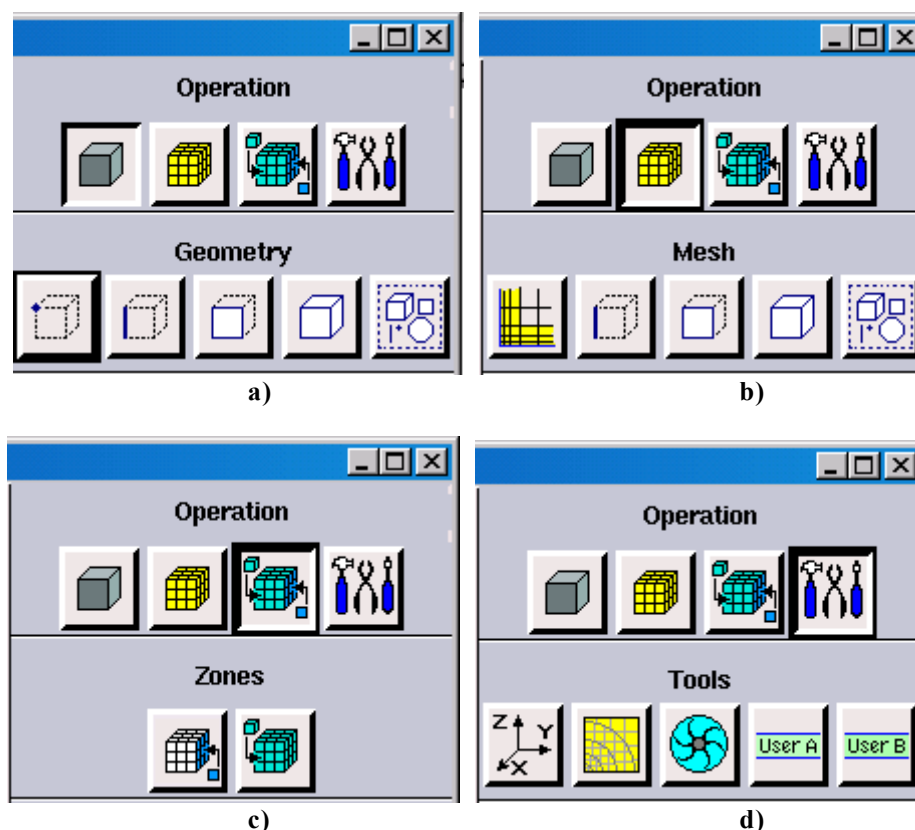


Figura 3.3. Pulsanti “Operation toolpad” della finestra del software Gambit. a) Menù “Geometry” attivo. b) Menù “Mesh” attivo. c) Menù “Zones” attivo. d) Menù “Tools” attivo.

I tasti sotto la voce “Operation”, da sinistra verso destra, consentono rispettivamente: di costruire le parti geometriche dell’ambiente virtuale (vertici, linee, aree, volumi), di realizzare la “mesh” del volume virtuale, di specificare il tipo di condizioni per gli estremi del sistema di controllo e creare differenti sistemi di riferimento nella finestra di lavoro del file Gambit, nonché eseguire rotazioni e traslazioni delle parti del modello geometrico che si sta costruendo.

<sup>2</sup> I formati STEP e IGES sono formati CAD universali che possono essere letti da più software. I files in formato STEP rappresentano gli oggetti come insiemi di superfici.

È anche possibile, tramite alcuni di questi pulsanti, “interrogare” il software; selezionando infatti il comando “summarize” si possono avere svariate informazioni sulla posizione di punti nello spazio, sulle lunghezze di segmenti, sulle direzioni di assi coordinati, ecc.

La barra degli strumenti di controllo (fig. 3.4) permette di eseguire operazioni molto utili quali: il ridimensionamento del modello geometrico all'interno della finestra di Gambit, la suddivisione della finestra di lavoro in quattro parti (in modo da vedere il particolare geometrico sotto diverse angolazioni), il ritorno all'immagine precedentemente o successivamente creata, il cambio di orientazione degli assi coordinati, l'aspetto del modello geometrico (pieno oppure cavo) e molte altre.

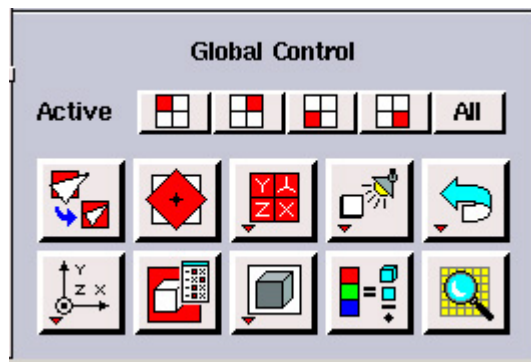


Figura 3.4. Barra dei comandi "Global Control" del software Gambit.

La finestra “Transcript Window” (fig. 3.5), nella parte inferiore della finestra di lavoro, riporta la lista di operazioni che Gambit compie durante l'esecuzione dei comandi. Al di sotto della finestra “Transcript” vi è la finestra di comando “Command Window” (fig. 3.5) attraverso la quale possono essere immesse le istruzioni tramite tastiera.

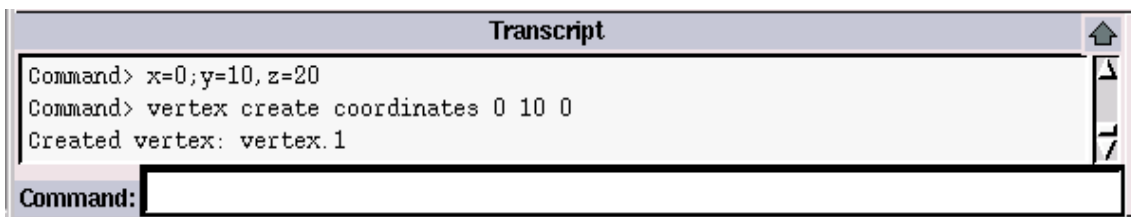


Figura 3.5. Finestra "Transcript" e barra di comando di una generica schermata di lavoro del software Gambit.

La finestra “Description” (fig. 3.6) descrive gli oggetti e i pulsanti del software Gambit. Per conoscere il significato di un particolare è sufficiente passarvi sopra il puntatore del mouse e la descrizione compare contemporaneamente nella finestra “Description”.

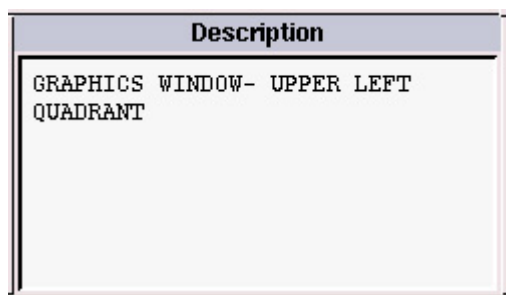


Figura 3.6. Finestra "Description" di una generica schermata di lavoro del software Gambit.

### 3.1.2 Procedura per la realizzazione di un modello geometrico

La suddivisione di un particolare geometrico in volumi finiti è solamente l'ultimo passo del lavoro svolto con il preprocessor Gambit, prima è necessario definirne la geometria. Il software Gambit prevede di realizzare il modello geometrico partendo da entità molto semplici. Il primo passo, per la realizzazione di un oggetto in Gambit, è quello di definire nel piano o nello spazio, i vertici, ovvero i punti principali del modello, in questo modo risultano fissate le dimensioni. Ci sono svariate possibilità per disegnare un vertice con Gambit: possono essere fornite le coordinate cartesiane, si può creare il vertice nell'intersezione di due lati, lungo uno spigolo, all'interno di un piano o di un volume.

Il passo successivo è quello di sviluppare la struttura del modello; serve quindi collegare con lati i vertici in precedenza creati. Il software Gambit possiede diverse opzioni per la creazione di spigoli, che possono essere rettilinei, curvi, ellittici, conici e di forma qualsiasi.

Fissati vertici e spigoli, si passa alla realizzazione delle sezioni nel piano o nello spazio (a seconda se il modello è bidimensionale o tridimensionale). Le facce possono essere create selezionando più vertici adiacenti, in questo caso la loro forma è generica, oppure possono essere di forma particolare (es. poligoni, cerchi, parallelogrammi, ellissi, sezioni ottenute per rivoluzione di uno spigolo, ecc.). È in questa fase che il modello assume la sua forma, in quanto si passa da un insieme di vertici e linee, ad un complesso di superfici e quindi ad un particolare ben definito. Prima di passare alla formazione dei volumi è importante indicare quali superfici fanno parte della frontiera, quali si riferiscono

all'ingresso e all'uscita dell'ambiente geometrico e quali sono da considerarsi superfici interne.

Ultimate le superfici è necessario realizzare i volumi, qualora il modello geometrico sia tridimensionale, altrimenti si può passare alla creazione della griglia. I volumi in Gambit si ottengono selezionando più facce e la loro unione deve generare un volume chiuso. Questo non è comunque l'unico mezzo messo a disposizione dal software, è possibile ottenere volumi anche prolungando o ruotando una sezione.

Definiti i volumi, è possibile attuare la griglia. In questo caso il tipo di "mesh", la dimensione e la legge con cui è distribuita nello spazio dipenderanno dall'accuratezza del risultato, dal tempo a disposizione per la successiva simulazione, dalle caratteristiche del modello geometrico impiegato.

### 3.1.3 Il modello geometrico dei condotti di scarico

Il modello geometrico dei condotti di scarico della motocicletta è stato progettato con il CAD Unigraphics e successivamente importato, in formato STEP, in un file del software Gambit (la completa realizzazione in ambiente Gambit sarebbe stata troppo onerosa in termini di tempo).

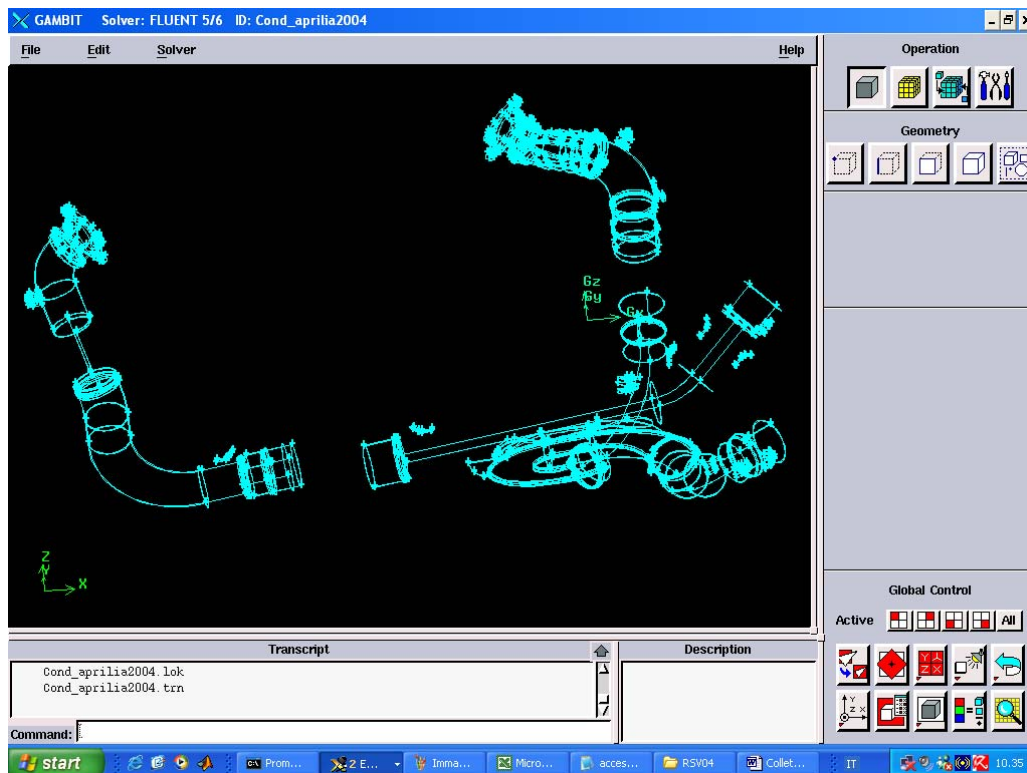
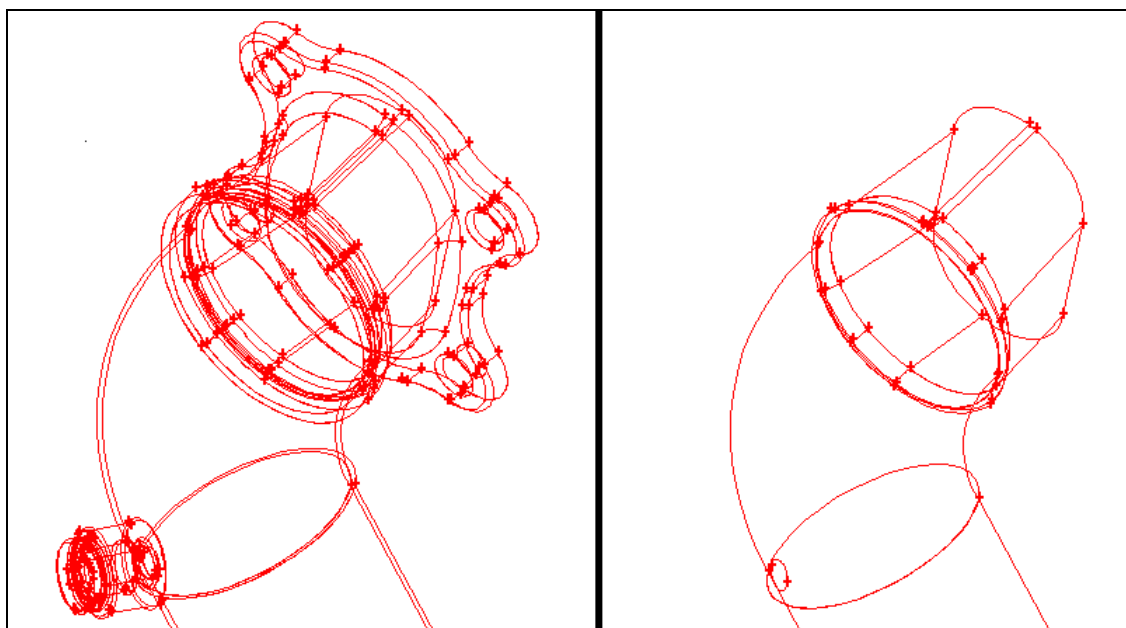


Figura 3.7. Immagine della schermata di Gambit dopo aver importato il file in formato STEP dei collettori di scarico della motocicletta RSV1000.

Nella fig. 3.7 è riportata l'immagine dei condotti di scarico così come appare dopo aver importato nel preprocessor Gambit il formato STEP dal software Unigraphics. Le varie parti colorate in azzurro si riferiscono alle superfici dei collettori e definiscono il contorno solido.

Il collettore di scarico si può suddividere in tre parti principali. La prima parte è costituita dai "condotti primari". Essi raccolgono il gas che fuoriesce dai condotti di scarico delle testate. La seconda parte è chiamata "incrocio", unisce parzialmente i due tubi primari e ha la funzione di convogliare il gas di scarico ai "condotti secondari" della moto. La terza parte è composta dai "condotti secondari" che collegano "l'incrocio" ai terminali di scarico della moto.

L'immagine importata in formato STEP comprende anche le superfici esterne ai condotti, relative cioè agli spessori dei tubi, alle flange, ai fori per la sistemazione delle viti di fissaggio ecc. Il primo passo compiuto per arrivare alla realizzazione della "mesh" è consistito perciò nella pulizia delle superfici in eccesso (fig. 3.8), essendo necessarie per le simulazioni soltanto le zone interne dei condotti.



**Figura 3.8. Esempio di semplificazione della geometria del collettore anteriore (particolare di attacco alla testata del motore).**

Successivamente si è realizzata l'unione e/o correzione di alcune superfici del disegno che il calcolatore definiva non connesse e che risultavano distorte. Questa fase ha richiesto parecchio tempo perché non si è dovuto soltanto eliminare le aree deformate durante l'importazione dei dati in formato STEP ma, per ogni superficie modificata, si è dovuto ridefinirne tutti i vertici e tutti gli

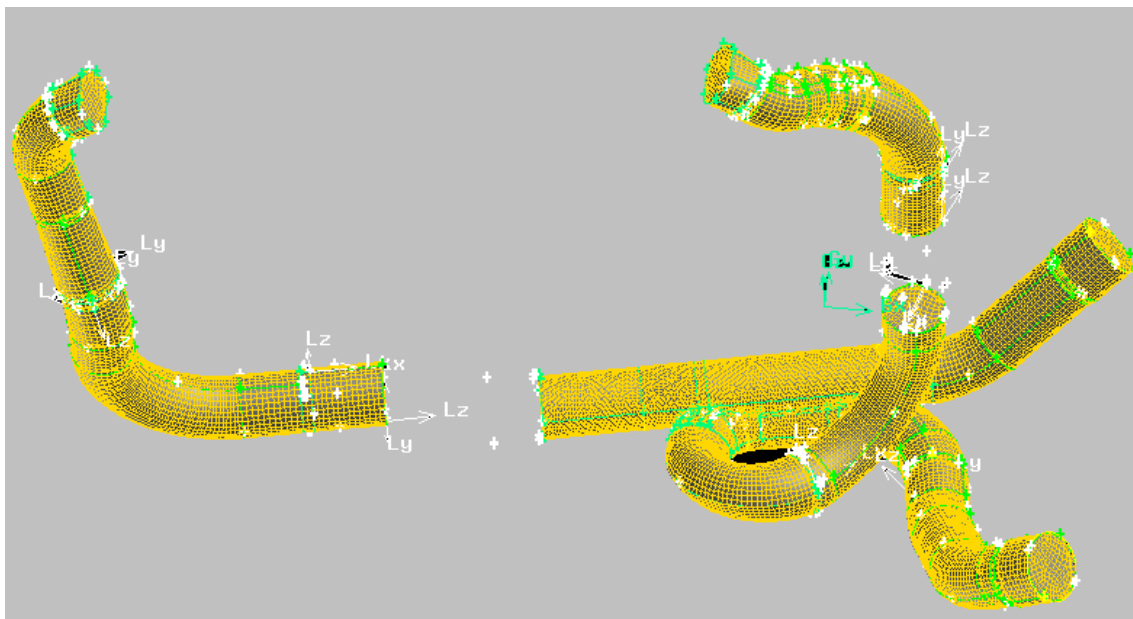


spigoli. Affinché il codice CFD sia in grado di riconoscere le varie parti dei condotti ed eseguire la simulazione correttamente, prima di creare i volumi, è stato necessario definire la tipologia delle superfici attuate. Ogni superficie deve perciò essere distinta a seconda se fa parte del contorno dei condotti, se è interna ad essi, oppure se si trova nella sezione di ingresso o di uscita del deflusso.

Dalla barra “operation toolpad” del software Gambit, selezionato il comando “zones”, le superfici relative agli ingressi sono state definite: “velocity inlet”, quelle relative alle uscite: “velocity outlet”, quelle interne: “interior” e quelle di contorno: “wall”.

La fase ulteriore è stata poi la realizzazione della serie di volumi che costituiscono il condotto. Sono stati perciò selezionati e convertiti in volumi gruppi di sezioni adiacenti. Ogni gruppo di aree doveva individuare un volume chiuso altrimenti non risultava possibile per il software creare l’entità volumetrica.

Dopo la realizzazione dei volumi geometrici si è potuto sviluppare la griglia di volumi finiti (figg. 3.9-3.10-3.11-3.12) che formano i condotti. È stato sufficiente in Gambit selezionare ciascun volume, dal comando “mesh volume” della barra “operation toolpad”, impostare il tipo di elementi che si desiderava facessero parte della griglia, inserire il valore più opportuno della spaziatura dimensionale e far eseguire il comando.



**Figura 3.9. Impianto di scarico della motocicletta RSV1000.**

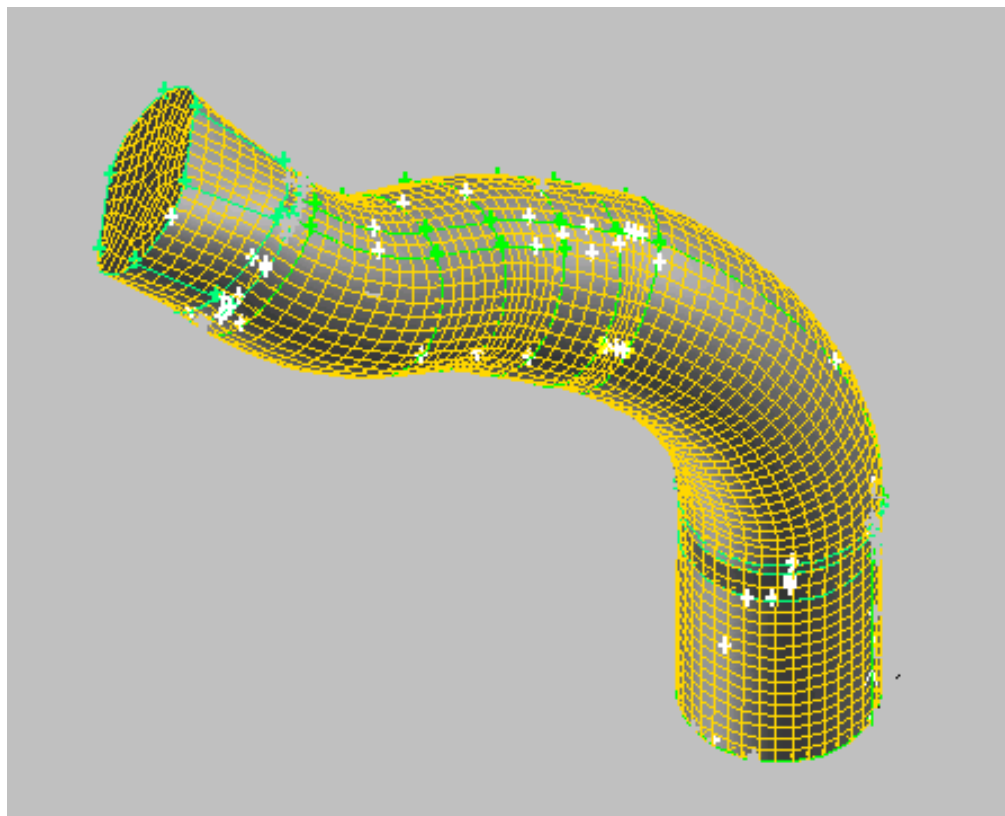


Figura 3.10. Particolare del condotto primario dello scarico del cilindro posteriore. Griglia realizzata con esaedri.

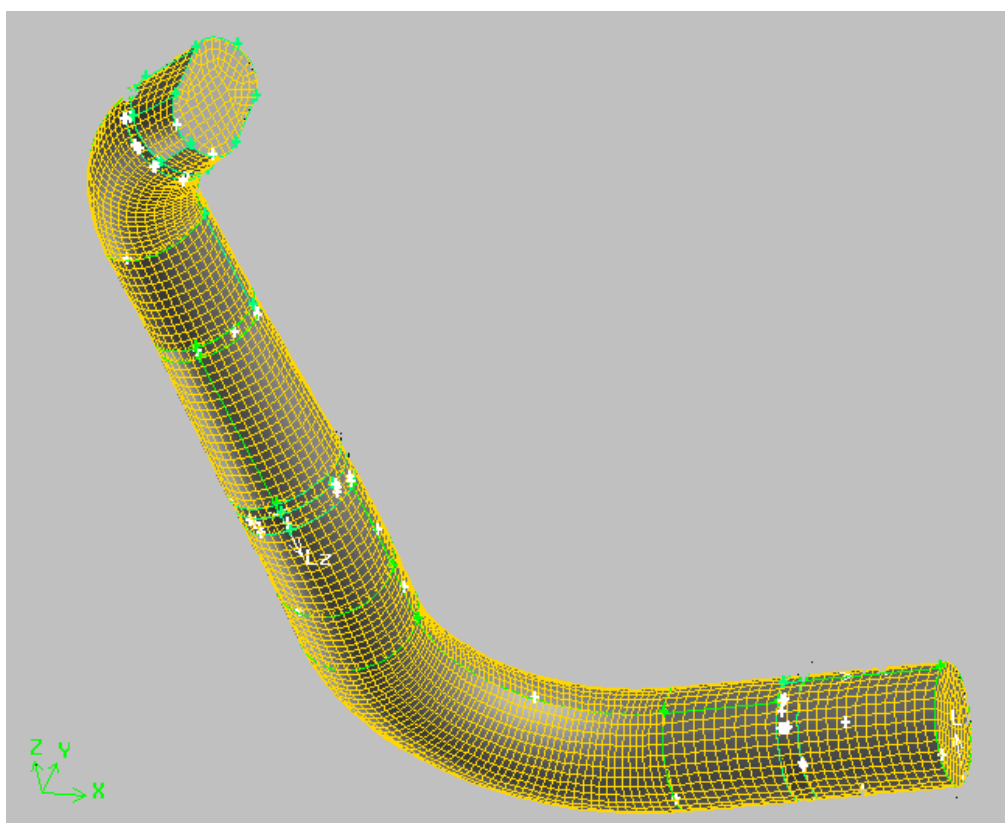
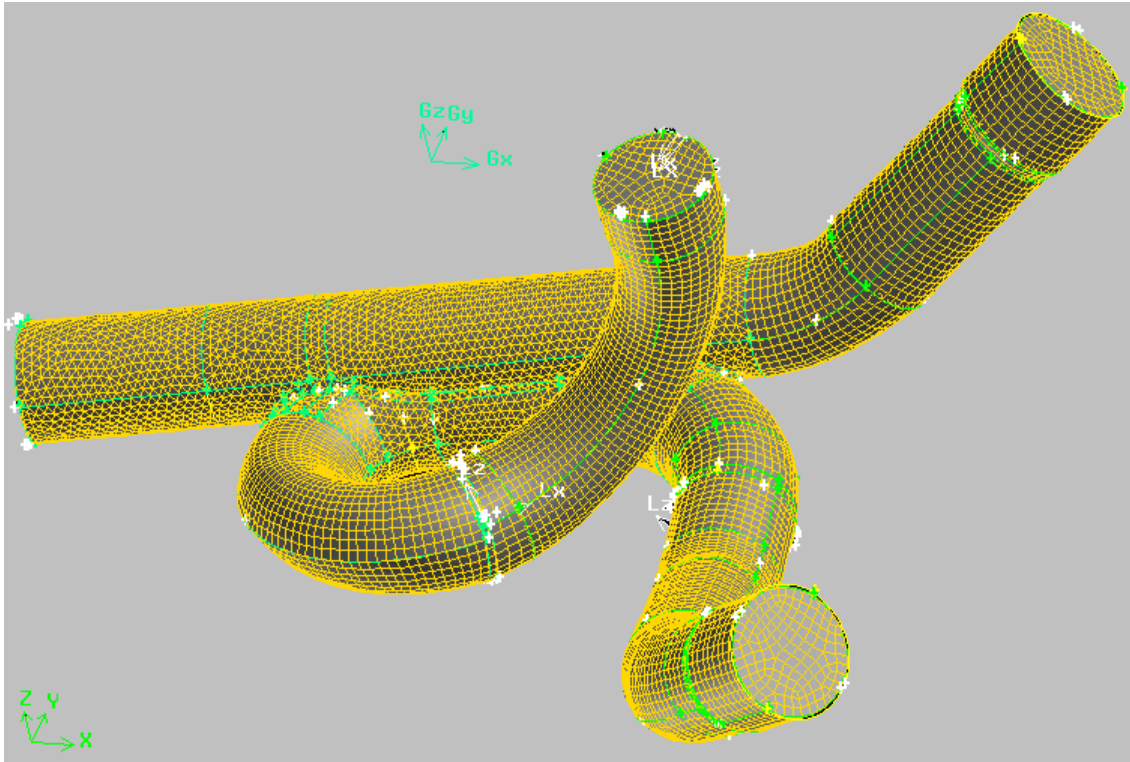


Figura 3.114. Particolare del condotto primario dello scarico del cilindro anteriore. Griglia realizzata con esaedri.



**Figura 3.12. Particolare della giunzione dei condotti primari dello scarico e dei condotti secondari. Griglia realizzata con esaedri e con tetraedri nella parte di unione dei due tubi.**

Gli elementi finiti che costituiscono la griglia sono per lo più esaedri (figg. 3.10-3.11), ad eccezione della zona di incrocio dei tubi (fig. 3.12), che, per la sua forma complessa, ha richiesto una griglia di elementi tetraedrici. Gli esaedri creati hanno inoltre una particolarità, presentano un andamento ben definito secondo una direzione preferenziale, che in questo caso è la direzione dell'asse dei tubi. Il software Gambit consente di realizzare ciò attraverso il comando “mesh volume” selezionando le voci: elemento “hex” e tipo “cooper”.

Infine è da notare che il disegno iniziale, importato in formato STEP da Unigraphics, non aveva i condotti uniti (fig. 3.7), si è reso così necessario eseguire delle rototraslazioni per sovrapporre le sezioni finali dei condotti primari con gli ingressi dei condotti nella zona di incrocio. A tal fine sono stati definiti dei sistemi di riferimento relativi all'uscita e all'ingresso di ciascun tubo. Ogni sistema di riferimento aveva origine sull'asse dei condotti e direzioni dei due assi coordinati sulla sezione trasversale del tubo. Conoscendo, attraverso il comando “Tools-coordinate system” di Gambit, le direzioni degli assi coordinati e la distanza tra i punti di origine dei due sistemi di riferimento, è stato possibile sovrapporre le due parti ottenendo il condotto di scarico completo.

## 3.2 Il codice CFD Fluent

Il codice Fluent è un “computational fluid dynamics” (CFD) software. Esso consente di simulare svariate tipologie di deflusso.

Il software Fluent fornisce per le simulazioni un’ampia scelta di modelli fisici come ad esempio: fluido incomprimibile o comprimibile, viscoso o non viscoso, laminare o turbolento, ecc.

Le equazioni matematiche che governano il deflusso di un fluido sono definite in Fluent tramite modelli matematici e vengono risolte con il metodo dei volumi finiti.

### 3.2.1 Equazione di continuità della massa

Il codice Fluent risolve l’equazione di continuità e l’equazione del momento della quantità di moto per qualsiasi fluido. Dato un determinato volume di controllo, i flussi di massa, entranti e/o uscenti, sono definiti dall’equazione di continuità o equazione di conservazione della massa:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = S \quad (3.2.1)$$

Il termine S rappresenta la sorgente di massa. Qualora non vi sia generazione di massa il termine S diviene nullo.

L’equazione di continuità (3.2.1) è valida sia per fluidi comprimibili che per fluidi incomprimibili. Nel caso di fluidi incomprimibili l’equazione di continuità diventa:

$$\frac{\partial(u_i)}{\partial x_i} = S \quad (3.2.2)$$

Qualsiasi fluido comprimibile può essere considerato come incomprimibile qualora il numero di Mach sia inferiore a 0,3.

### 3.2.2 Equazione di conservazione della quantità di moto

L’equazione di conservazione della quantità di moto, nel caso di fluido incomprimibile, è data dalla formula seguente:

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} - \frac{\partial p}{\partial x_i} + F_i + \rho g_i \quad (3.2.3)$$

dove:  $p$  è la pressione statica,  $\tau_{ij}$  rappresenta il tensore delle forze viscosi,  $F_i$  sono forze di tipo inerziale oppure sono forze rappresentate da eventuali campi magnetici o elettrici e  $\rho g_i$  è la forza di gravità.

La relazione che lega il campo delle velocità a quello tensionale, nel caso di fluido incomprimibile con comportamento di tipo Newtoniano è la seguente:

$$\tau_{ij} = \mu \left( \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (3.2.4)$$

dove  $\mu$  è la viscosità del fluido.

Inserendo questa relazione nell'equazione di conservazione della quantità di moto ed assumendo un valore costante per la viscosità, si ottiene la seguente forma semplificata delle equazioni di Navier-Stokes:

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho \frac{\partial (u_i u_j)}{\partial x_j} = \mu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j^2} - \frac{\partial p}{\partial x_i} \quad (3.2.5)$$

### 3.2.3 La turbolenza

Nella pratica ingegneristica tutti i flussi, passando da regime laminare a regime turbolento, diventano instabili oltre un certo numero di Reynolds. In questa circostanza si sviluppa un moto caotico e casuale nel quale la velocità e la pressione cambiano continuamente nel tempo.

In questi casi le equazioni di Navier-Stokes e l'equazione di continuità devono essere risolte numericamente, si considerano perciò i valori mediati nel tempo.

#### 3.2.3.1 Descrizione statistica del moto turbolento

La descrizione statistica del moto turbolento definisce il campo di velocità e quello di pressione come somma di una componente media e di una fluttuante. Ad esempio, indicando con  $U$  la componente media della velocità e con  $u$  la componente fluttuante, la velocità può essere scritta come somma delle due componenti  $U+u$  (per definizione  $\bar{u}=0$ ).

La componente media è ottenuta come media nel tempo su un periodo tale che due misurazioni successive diano lo stesso valore. Quindi la media di una quantità generica  $q$  risulta:

$$\bar{q} = \frac{1}{T} \int_0^T q \cdot dt \quad (3.2.6)$$

Dove  $T$  è sufficientemente grande se paragonato a qualunque dimensione temporale inclusa nella variazione di  $q$  per fluttuazioni instabili. L'equazione della continuità per fluidi incomprimibili diviene:

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.2.7)$$

Mentre le equazioni di Navier-Stokes diventano:

$$U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 U_i}{\partial x_j^2} - \frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{u_i u_j}) \quad (3.2.8)$$

L'equazione (3.2.8) corrisponde all'equazione (3.2.5) solo nel caso di flusso laminare, poiché con l'operazione di media è comparso l'ultimo termine che rappresenta l'azione delle fluttuazioni di velocità sul flusso medio. Tale contributo è paragonato a quello del termine viscoso, poiché la distribuzione della velocità media nei regimi laminare e turbolento è in genere molto differente.

La quantità  $\rho(\overline{u_i u_j})$  nell'equazione (3.2.8) è chiamata tensione di Reynolds, per la risoluzione delle equazioni mediate alla Reynolds tale termine deve essere appositamente modellato. È di comune utilizzo la seguente ipotesi di Boussinesq [1], di relazionare la tensione di Reynolds al gradiente di velocità:

$$-\rho(\overline{u_i u_j}) = \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left( \rho k + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \delta_{ij} \quad (3.2.9)$$

I campi di velocità fluttuanti caratteristici dei flussi turbolenti causano anche la fluttuazione delle quantità trasportate, come quantità di moto ed energia. La simulazione diretta risulta troppo onerosa in termini di risorse di calcolo, poiché queste fluttuazioni sono di piccole dimensioni e ad alta frequenza. È conveniente, dal punto di vista ingegneristico, risolvere numericamente le equazioni differenziali mediate nel tempo in cui compaiono dei termini addizionali incogniti di cui sopra. Alcuni modelli di turbolenza disponibili in letteratura sono elencati di seguito:

Modello “Spalart-Allmaras”

Modelli “k-ε”

➤ modello “k-ε Standard”

- modello “Renormalization-Group k- $\epsilon$ ” (RNG)
- modello “Realizable k- $\epsilon$ ”

Modelli “k- $\omega$ ”

- modello “k- $\omega$  Standard”
- modello “Shear-Stress Transport k- $\omega$ ” (SST)
- modello “Reynolds stress” (RSM)

L’ipotesi di Boussinesq è usata nei modelli: “Spalart-Allmaras”, “k- $\epsilon$ ”, “k- $\omega$ ”. Il vantaggio di questo approccio è il relativo basso costo computazionale associato al calcolo della viscosità turbolenta  $\mu_t$ .

Nel caso del modello “Spalart-Allmaras” viene risolta solo un’equazione di trasporto addizionale (rappresentata dalla viscosità turbolenta). Nel caso dei modelli “k- $\epsilon$ ” e “k- $\omega$ ” vengono risolte due equazioni di trasporto addizionali (una per l’energia cinetica turbolenta  $k$ , ed una o per il tasso di dissipazione  $\epsilon$ , o per il tasso specifico di dissipazione  $\omega$ ) e la viscosità turbolenta  $\mu_t$  è calcolata come funzione di  $k$  e di  $\epsilon$ .

L’approccio alternativo, utilizzato nel modello “RSM”, è quello di risolvere le equazioni di trasporto per ciascuno dei termini del tensore delle tensioni di Reynolds. Con questo approccio devono essere perciò risolte cinque equazioni di trasporto addizionali per i sistemi bidimensionali e sette per quelli tridimensionali. In diversi casi i modelli basati sull’ipotesi di Boussinesq forniscono buoni risultati, non è perciò necessaria una spesa computazionale addizionale per l’utilizzo del modello “RSM”, anche se con quest’ultimo si ottengono risultati certamente più accurati nelle situazioni in cui l’anisotropia della turbolenza abbia effetti dominanti sul flusso principale.

È da tenere presente comunque che non esiste un unico modello turbolento, valido per ogni situazione. La scelta del modello dipende da considerazioni sulla fisica del deflusso, dal livello di accuratezza richiesto, dalle risorse di calcolo a disposizione e dal tempo necessario per completare la simulazione.

### **3.2.4 Modelli matematici di turbolenza**

In questo paragrafo si richiamano le caratteristiche principali dei modelli matematici implementati nel codice CFD Fluent. Ci sono due stati del flusso che sono facilmente identificabili e distinguibili. Il deflusso laminare e il deflusso

turbolento. Le equazioni che governano un deflusso turbolento sono le stesse che governano un deflusso laminare, ovviamente le equazioni sono molto meno complicate in questo regime. Gli approcci per risolvere le equazioni del deflusso in un campo di flusso a regime turbolento possono dividersi in due classi. Simulazioni numeriche dirette (DNS), utilizzano la velocità dei moderni computer per integrare numericamente le equazioni di Navier-Stokes, risolvendo tutte le fluttuazioni di velocità, sia temporali che spaziali senza ricorrere a modelli matematici. Essenzialmente la procedura per il calcolo della soluzione è la stessa del deflusso laminare, eccetto che devono essere risolte sia le fluttuazioni di velocità che di pressione. Il metodo DNS rimane limitato a geometrie semplici e richiede una gran quantità di memoria.

L'alternativa al metodo DNS, che si trova in molti codici CFD (incluso Fluent), è di risolvere le equazioni mediate di Reynolds Navier-Stokes (RANS).

Tali equazioni governano le medie delle velocità e delle pressioni. Siccome queste quantità variano regolarmente nel tempo e nello spazio, sono facili da risolvere, tuttavia richiedono dei modelli per essere “chiusi” e questi modelli introducono degli errori nei calcoli.

#### **3.2.4.1 Il modello “Spalart-Allmaras”**

Il modello matematico “Spalart-Allmaras” [2] è stato creato specificatamente per applicazioni di tipo aerospaziale che includono flussi limitati dalle pareti. È applicato anche quando si hanno contorni con notevoli gradienti di pressione (ad esempio per applicazioni turbomeccaniche). È un modello ad una equazione di trasporto per la viscosità cinematica turbolenta (3.2.10) in cui non è necessario calcolare la lunghezza relativa allo spessore locale dello strato limite.

L'impiego del modello “Spalart-Allmaras” è valido per applicazioni con bassi numeri di Reynolds, in cui si richiede una buona risoluzione della regione influenzata dalla viscosità dello strato limite. In Fluent, inoltre, il modello “Spalart-Allmaras” è implementato con funzioni di parete qualora la mesh in prossimità di questa non sia sufficientemente fine. Tale modello potrebbe essere la scelta migliore quando le simulazioni presentano mesh grossolane, dove l'accuratezza del calcolo del flusso turbolento non è critica. È però inadeguato, come tutti i modelli matematici ad una sola equazione, ad essere impiegato



quando si ha una rapida variazione di sezione (rapido cambiamento della scala delle dimensioni), in cui il flusso passa ad esempio, da un flusso limitato da pareti ad un flusso libero da carichi tangenziali.

L'equazione di trasporto del modello Spalart-Allmaras è la seguente:

$$\rho \frac{D\tilde{\nu}}{Dt} = G_\nu + \frac{1}{\sigma_{\tilde{\nu}}} \left\{ \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ (\mu + \rho\tilde{\nu}) \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_j} \right] + C_{b2} \rho \left( \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_j} \right)^2 \right\} - Y_\nu \quad (3.2.10)$$

dove:  $\tilde{\nu}$  è pari alla viscosità cinematica turbolenta ad esclusione delle pareti,  $\nu$  è la velocità cinematica,  $G_\nu$  e  $Y_\nu$  tengono conto dell'aumento e della riduzione di viscosità turbolenta in prossimità della parete e  $\sigma_{\tilde{\nu}}$  e  $C_{b2}$  sono due costanti.

### 3.2.4.2 Il modello “k-ε Standard”

Il modello matematico “k-ε Standard”, presente nel codice CFD Fluent, è il più usato, nel settore ingegneristico, per simulazioni fluidodinamiche e di trasporto di calore. Proposto da Launder e Spalding [3], prevede la soluzione di due equazioni di trasporto separate per determinare indipendentemente la velocità turbolenta (3.2.11) e la scala di lunghezza (3.2.12).

Le equazioni di trasporto per il coefficiente dell'energia cinetica turbolenta  $k$  e per la velocità di dissipazione  $\varepsilon$  sono:

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k + G_b - \rho\varepsilon - Y_M \quad (3.2.11)$$

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3.2.12)$$

Dove  $G_k$  tiene conto dell'incremento di  $k$  dovuto ai gradienti di velocità,  $G_b$  tiene conto dell'incremento di energia cinetica turbolenta dovuto alla galleggiabilità,  $Y_M$  rappresenta il contributo delle fluttuazioni di dilatazione per fluido comprimibile in regime turbolento.  $C_{1\varepsilon}$ ,  $C_{2\varepsilon}$  e  $C_{3\varepsilon}$  sono costanti,  $\sigma_k$  e  $\sigma_\varepsilon$  sono i numeri di Prandtl turbolenti per  $k$  ed  $\varepsilon$ .

Il modello matematico “k-ε Standard” è un modello semi-empirico. La derivazione delle equazioni del modello si basa su considerazioni fenomenologiche ed empiriche.

Due varianti del modello  $k-\varepsilon$  sono disponibili in Fluent. Il modello “RNG  $k-\varepsilon$ ” e il modello “realizable  $k-\varepsilon$ ”, sviluppati per sopperire alle limitazioni del modello “ $k-\varepsilon$  Standard”.

### 3.2.4.3 Il modello “RNG $k-\varepsilon$ ”

Il modello “RNG  $k-\varepsilon$ ” [4] è ricavato da una rigorosa tecnica statistica chiamata: “renormalization group theory” [5].

È simile nella forma al modello matematico “ $k-\varepsilon$  Standard” ma risulta più completo, per la presenza delle seguenti raffinatezze:

- il modello “RNG  $k-\varepsilon$ ” ha un termine addizionale nella sua equazione in  $\varepsilon$  che migliora l’accuratezza per flussi rapidamente forzati;
- è incluso l’effetto del movimento vorticoso sulla turbolenza, accrescendo l’accuratezza per flussi vorticosi;
- la teoria RNG prevede una formula analitica per il numero di Prandtl turbolento, mentre il modello “ $k-\varepsilon$  Standard” utilizza valori costanti stabiliti dall’utente;
- il modello “ $k-\varepsilon$  Standard” è valido per alti numeri di Reynolds, la teoria RNG considera anche gli effetti dei bassi valori del numero di Reynolds<sup>3</sup>.

Queste caratteristiche rendono il modello “RNG  $k-\varepsilon$ ” più accurato e affidabile per una classe di flussi più ampia rispetto al modello “ $k-\varepsilon$  Standard”.

Le equazioni di trasporto del modello “RNG  $k-\varepsilon$ ” sono molto simili a quelle del modello “ $k-\varepsilon$  Standard”.

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M \quad (3.2.13)$$

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R \quad (3.2.14)$$

In cui  $G_k$  tiene conto dell’incremento di  $k$  dovuto ai gradienti di velocità,  $G_b$  tiene conto dell’incremento di energia cinetica turbolenta dovuto alla galleggiabilità,  $Y_M$  rappresenta il contributo delle fluttuazioni di dilatazione per

<sup>3</sup> L’effettivo uso di questa proprietà dipende da un appropriato trattamento della regione vicino alla parete.

fluido comprimibile in regime turbolento e  $\alpha_k$  e  $\alpha_\varepsilon$  sono gli inversi dei numeri di Prandtl per  $k$  ed  $\varepsilon$  rispettivamente.

#### 3.2.4.4 Il modello “Realizable k- $\varepsilon$ ”

Il modello matematico “Realizable k- $\varepsilon$ ” [6] [7] è uno sviluppo relativamente recente del modello “k- $\varepsilon$  Standard” e ne differisce per due importanti punti:

- Contiene una nuova formulazione per la viscosità turbolenta  $\mu_t$ ;
- Contiene una nuova equazione di trasporto per il rapporto di dissipazione turbolenta  $\varepsilon$ , derivata da una equazione esatta per il trasporto della fluttuazione quadratica media della vorticità;

Inoltre il modello soddisfa certe costrizioni matematiche sulle tensioni di Reynolds (da cui nasce il termine “realizable”), in conformità con la fisica dei flussi turbolenti. Né il modello “k- $\varepsilon$  Standard” né il modello “RNG k- $\varepsilon$ ” sono “realizzabili”. Il modello “Realizable k- $\varepsilon$ ” è perciò più accurato nel predire i tassi di diffusione sia di getti planari che di getti circolari. Inoltre dovrebbe fornire una prestazione migliore per flussi che includono rotazione, separazione, ricircoli e per strati limite con forti gradienti di pressione.

Sia il modello “Realizable k- $\varepsilon$ ” che il modello “RNG k- $\varepsilon$ ” hanno mostrato sostanziali miglioramenti rispetto al modello “k- $\varepsilon$  Standard” per flussi che includono forti curvature delle linee di corrente, vortici e rotazioni. Dato che il modello “Realizable k- $\varepsilon$ ” è ancora relativamente nuovo, non è chiaro con esattezza in quali casi sia migliore del modello RNG. Alcuni studi hanno comunque dimostrato che il modello “Realizable” fornisce la migliore simulazione di tutti i modelli “k- $\varepsilon$ ” per diversi flussi separati e per fluidi con complessi flussi secondari.

Il modello “Realizable k- $\varepsilon$ ” possiede però alcune limitazioni. Produce viscosità turbolente non fisiche quando il dominio di calcolo contiene zone con flussi sia stazionari che in rotazione (per esempio MRF e “sliding mesh”). Ciò è dovuto al fatto che questo modello include gli effetti della rotazione media nella definizione di viscosità turbolenta. La sua applicazione nel sistema MRF dovrebbe essere fatta con cautela.

Le equazioni di trasporto per  $k$  ed  $\varepsilon$  nel modello “Realizable k- $\varepsilon$ ” sono:

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M \quad (3.2.15)$$

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b \quad (3.2.16)$$

L'equazione (3.2.15) è la stessa impiegata nel modello “k-ε Standard” eccetto che per le costanti; invece l'espressione (3.2.16) è abbastanza differente da quelle utilizzate nei modelli “k-ε Standard” e “RNG k-ε” (3.2.12 e 3.2.14). In particolare il secondo membro della (3.2.16) non contiene termini riguardanti l'incremento di energia cinetica turbolenta come avviene negli altri modelli “k-ε”.

#### 3.2.4.5 Il modello “k-ω Standard”

Il modello “k-ω Standard” [8] presente in Fluent, è basato sul modello k-ω di Wilcox, che incorpora modifiche per gli effetti dei bassi numeri di Reynolds, della comprimibilità e della diffusione del flusso di taglio.

Il modello di Wilcox predice la velocità di dispersione per flussi liberi da sforzi tangenziali che sono in stretta concordanza con le misure per scie distanti, strati miscelati e getti planari, circolari e radiali ed è così applicabile a flussi vicino la parete e flussi di taglio liberi.

In Fluent è anche disponibile una variazione del modello “k-ω Standard”, chiamato “SST k-ω”.

#### 3.2.4.6 Il modello “SST k-ω”

Il modello “SST k-ω” è stato sviluppato da Menter [9] per sfruttare contemporaneamente i vantaggi dei modelli matematici “k-ω” e “k-ε”. Il modello matematico “k-ω SST” è simile al modello “k-ω Standard” ma include ulteriori particolarità:

- Il modello “k-ω Standard” e il modello “k-ε trasformato” sono entrambi moltiplicati per una funzione. Tale funzione ha il compito di miscelare e unire i due modelli matematici. Essa infatti assume valore unitario in prossimità della parete (in questo caso vale il modello “k-ω Standard”) e

- valore nullo in lontananza dalla superficie (in questo caso vale il modello k- $\epsilon$  trasformato);
- Nel modello “SST k- $\omega$ ” è presente, all’interno dell’equazione  $\omega$ , un termine differenziale per tener conto della diffusione trasversale;
  - Al fine di tener conto del trasporto della tensione di taglio turbolenta, è modificata la definizione della viscosità turbolenta;
  - Sono diverse le costanti del modello matematico;

Il modello “k- $\omega$  SST” risulta perciò più accurato e affidabile per una classe maggiore di flussi (per esempio flussi con forti gradienti di pressione, profili alari, onde d’urto transoniche) rispetto al modello “k- $\omega$  standard”.

#### **3.2.4.7 Il modello matematico “(RSM)”**

Il modello matematico “RSM” (Reynolds Stress Model)[10] [11] [12] è il modello di turbolenza più elaborato di cui dispone il codice Fluent. In tale modello si traslascia l’ipotesi di isotropia fatta nei modelli “Eddy Viscosity”. Il modello RSM chiude le equazioni di Navier Stokes mediate alla Reynolds risolvendo le equazioni di trasporto per le tensioni di Reynolds oltre alla risoluzione di una equazione per il rapporto di dissipazione. Sono richieste perciò quattro equazioni di trasporto per flussi bidimensionali e sette equazioni di trasporto per flussi tridimensionali.

Il modello “RSM” predice più rigorosamente gli effetti della curvatura delle linee di corrente, del moto vorticoso, della rotazione e del rapporto di deformazione rispetto ai modelli ad una e a due equazioni. Anche nel caso di fluidi complessi, esso risulta avere un potenziale più accurato nel fornire predizioni.

La limitazione del modello “RSM” dipende dalle assunzioni sviluppate per modellizzare i termini di chiusura dei vari modelli nelle equazioni esatte di trasporto per le tensioni di Reynolds. La modellazione dei termini delle forze di pressione e del rapporto di dissipazione è particolarmente complessa e spesso può compromettere l’accuratezza delle predizioni dell’RSM.

I risultati che si ottengono con il modello “RSM” non sempre raggiungono un livello di accuratezza superiore a quello dei modelli più semplici, in questo modo non sono giustificati i costi di calcolo addizionali. È d’obbligo invece

impiegare il modello “RSM” quando le caratteristiche d’interesse del fluido sono il risultato dell’anisotropia delle tensioni di Reynolds.

### 3.2.5 La legge alla parete

L’influenza sul campo di velocità, e su tutti i parametri turbolenti, dovuta alla presenza di una superficie solida viene studiata con il modello della “legge alla parete”

Da un punto di vista fenomenologico, uno strato limite turbolento si può suddividere in tre regioni: “viscous sublayer”, “log layer” e “defect layer” (fig. 3.13).

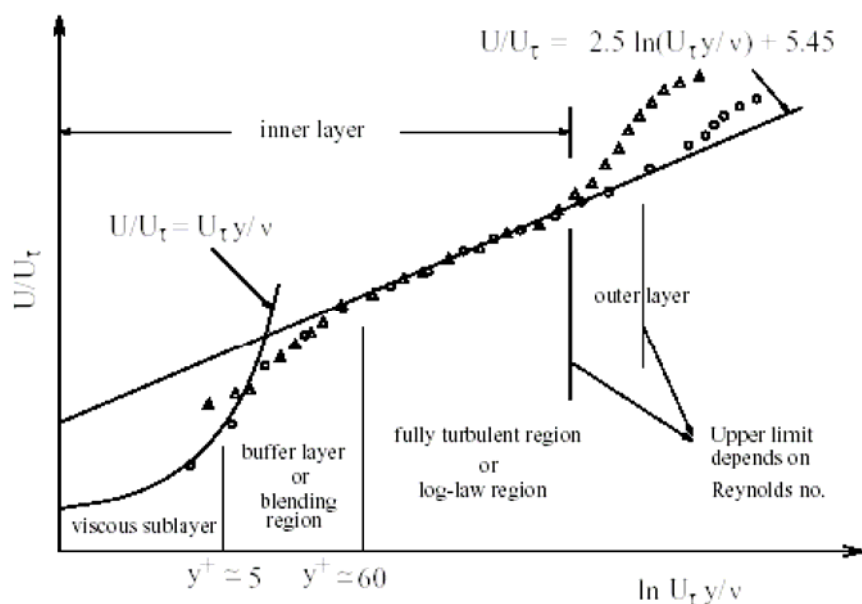


Figura 3.13. Divisione in tre zone della regione vicino alla parete.

Nella prima regione (“viscous sublayer”) dominano gli effetti molecolari, mentre le tensioni turbolente sono trascurabili. Nella seconda regione (“log layer”) la distanza dalla parete è tale che le tensioni viscose sono piccole rispetto a quelle turbolente. In questa zona, ancora molto vicina alla parete, gli effetti inerziali sono ancora trascurabili. Nella “defect layer” dominano invece gli effetti inerziali.

Si definiscono le seguenti quantità:

Velocità di taglio:

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (3.2.17)$$

Velocità adimensionale:

$$U^+ = \frac{U}{u_\tau} \quad (3.2.18)$$

Distanza adimensionale dalla parete:

$$y^+ = \frac{u_\tau y}{\nu} \quad (3.2.19)$$

Nella zona “viscous sublayer” il profilo di velocità è approssimativamente proporzionale alla distanza dalla parete:

$$U^+ = y^+ \quad (3.2.20)$$

Nella zona “log layer”, ovvero per grandi valori di  $y^+$ , il profilo di velocità tende alla legge della parete e può essere espresso tramite la formula seguente:

$$U^+ \approx \frac{1}{\kappa} \ln(y^+) + B \quad (3.2.21)$$

dove  $\kappa$  è la costante di Von Karman e  $B$  è una costante dimensionale (per un fluido incomprimibile oltre il piano dello strato di contorno, senza gradienti di pressione, l'esperienza stabilisce  $\kappa \approx 0,41$  e  $B \approx 5,0$ ).

Quando si entra nella zona “deflect layer” il profilo si allontana dalla legge logaritmica. La zona “log layer” si trova di solito tra  $y^+ = 30$  e  $y = 0,1 \delta$ .

Quando si entra nella zona “defect layer” il profilo di velocità si allontana dalla legge logaritmica. La zona “log layer” si trova tipicamente tra  $y^+ = 30$  e  $y = 0,1 \delta$  (dove  $\delta$  è lo spessore dello strato turbolento).

Quando sono presenti pareti solide le condizioni al contorno per il campo di velocità sono definite attraverso la legge della parete, nella sua variante standard o nelle sue varianti.

È da notare che i risultati ottenuti sono tanto più accurati quanto più semplici sono le situazioni esaminate, come per esempio la configurazione standard del canale piano, mentre non sono veritieri in presenza di ricircoli, pareti curve, ecc.

La regione vicino la parete può essere modellata tramite due approcci. Il primo, chiamato “wall function”(fig. 3.14 a), non risolve la “viscous sublayer”, ma utilizza formule semi-empiriche per collegare la regione influenzata dalla viscosità tra la parete e la regione turbolenta. L'uso della “wall function” evita di modificare i modelli turbolenti per la presenza di una parete. Con il secondo approccio, chiamato “near wall model”(fig. 3.14 b), i modelli turbolenti sono

modificati per risolvere la regione influenzata dalla viscosità con una “mesh” fino alla parete, inclusa la “viscous sublayer”.

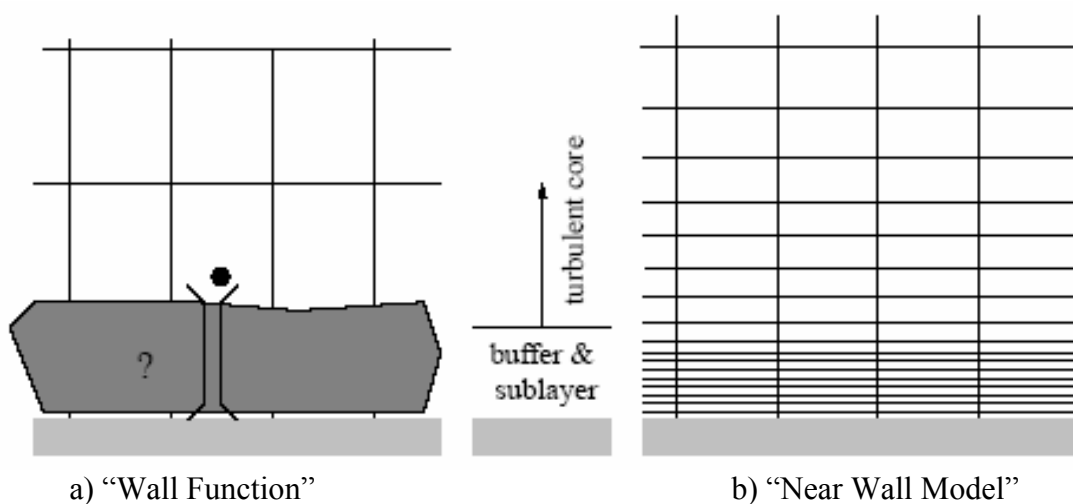


Figura 3.14. Trattamento vicino alla parete con gli approcci “wall function” e “near wall model”.

### 3.2.6 Il metodo dei volumi finiti del codice CFD

Alla base del codice CFD vi è la sostituzione di problemi aventi domini continui con problemi aventi domini discreti, usando delle griglie.

In un dominio continuo ogni variabile fluidodinamica è definita in ogni punto. Ad esempio la funzione seguente:

$$f=f(x) \quad 0 < x < 1 \quad (3.2.22)$$

assume valori per ogni elemento  $x$  del dominio.

In un dominio discreto invece, tutte le variabili fluidodinamiche sono definite soltanto nei punti della griglia. Nel dominio discreto, rappresentato nell'esempio sottostante, la pressione è definita solamente negli  $N$  punti della griglia.

$$\text{Es: } p_i = p(x_j), \quad j = 1, 2, \dots, N \quad (3.2.23)$$

In una soluzione al codice CFD, si risolvono direttamente le variabili fluidodinamiche soltanto sui punti della griglia, i valori delle variabili in altri punti sono determinati interpolando i valori ottenuti sui punti della griglia.

Le equazioni differenziali alle derivate parziali e le condizioni al contorno sono definite in termini di variabili continue ma possono essere approssimate in un dominio discreto; le variabili che si ottengono sono variabili discrete.

Il sistema discreto è composto da molte coppie di equazioni algebriche a variabili discrete.



La risoluzione di un sistema a variabili discrete richiede un numero notevole di calcoli ripetitivi. Esso è adatto per i computer; inoltre questo approccio può essere esteso a qualsiasi dominio.

### 3.2.6.1 Discretizzazione al metodo delle differenze finite

Il metodo degli elementi finiti è usato per risolvere in maniera approssimata problemi descritti da equazioni differenziali alle derivate parziali riducendo queste ultime ad un sistema di equazioni algebriche. La caratteristica principale del metodo degli elementi finiti è la discretizzazione del dominio continuo di partenza in un dominio discreto (*mesh*) mediante l'uso di primitive (*elementi finiti*) di semplice forma (triangoli e quadrilateri per domini 2D, esaedri e tetraedri per domini 3D). Su ciascun elemento caratterizzato da questa forma elementare, la soluzione del problema è assunta essere espressa dalla combinazione lineare di funzioni dette *funzioni di base* o *funzioni di forma* (shape functions). L'esempio tipico è quello che fa riferimento a funzioni polinomiali, sicché la soluzione complessiva del problema viene approssimata con una funzione polinomiale a pezzi. Il numero di coefficienti che identifica la soluzione su ogni elemento è dunque legato al grado del polinomio scelto. Questo, a sua volta, governa l'accuratezza della soluzione numerica trovata.

Per comprendere la base di un codice CFD si può seguire questo esempio di applicazione ad un'equazione monodimensionale.

#### Esempio 3.1

$$\frac{du}{dx} + u^m = 0; \quad 0 \leq x \leq 1; \quad u(0) = 1 \quad (3.2.24)$$

Se si considera per primo il caso in cui  $m=1$ , l'equazione (3.2.24) diviene lineare. Successivamente si considera il caso in cui  $m=2$  in cui l'equazione (3.2.24) è non lineare:

La rappresentazione dell'equazione (3.2.24) secondo la griglia sottostante è:

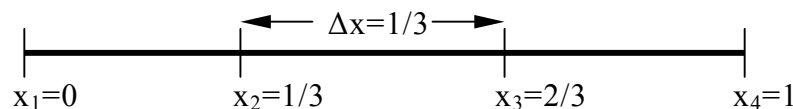


Figura 3.15. Griglia di rappresentazione di un dominio discreto nel caso monodimensionale.

La griglia ha quattro punti equamente distanziati del valore  $\Delta x=1/3$ . In ciascun punto della griglia si ha:

$$\left(\frac{du}{dx}\right)_i + u_i = 0 \quad (3.2.25)$$

Dove  $i$  rappresenta il punto  $i$ -esimo della griglia.

Secondo la serie di Taylor, per il termine  $u_{i-1}$  si ha:

$$u_{i-1} = u_i + \Delta x \left(\frac{du}{dx}\right)_i + O(\Delta x^2) \quad (3.2.26)$$

Dopo alcuni passaggi matematici l'equazione (3.2.26) diviene:

$$\left(\frac{du}{dx}\right)_i = \frac{u_i - u_{i-1}}{\Delta x} + O(\Delta x^2) \quad (3.2.27)$$

L'espressione (3.2.27) fornisce il valore approssimato, a meno di un infinitesimo del secondo ordine, della derivata della funzione  $u(x)$  valutata nel punto  $i$ -esimo del dominio. Escludendo perciò l'infinitesimo di ordine superiore al secondo, si ha la rappresentazione discreta del termine  $(du/dx)_i$  troncata al primo termine.

Inserendo il valore dell'equazione (3.2.27) nella (3.2.25) ed escludendo gli infinitesimi di ordine superiore al secondo si ha:

$$\frac{u_i - u_{i-1}}{\Delta x} + u_i = 0 \quad (3.2.28)$$

L'equazione (3.2.28) non è più un'equazione differenziale ma un'equazione algebrica.

Questo metodo, che si basa sulla serie di Taylor per il passaggio da un'equazione differenziale ad un'equazione algebrica, è chiamato metodo delle differenze finite. Tuttavia, la maggior parte dei codici CFD usa il metodo dei volumi o il metodo degli elementi finiti che sono migliori per il calcolo fluidodinamico di flussi su geometrie complesse e particolari. Ad esempio, il codice Fluent utilizza il metodo dei volumi finiti mentre il codice ANSYS quello degli elementi finiti.

### 3.2.6.2 Discretizzazione al metodo dei volumi finiti

Nel metodo dei volumi finiti, ogni quadrilatero è comunemente chiamato "cella" e i punti della griglia, detta anche "mesh", sono chiamati "nodi". Nel caso di domini bidimensionali si possono avere anche celle triangolari, non solo

quadrilateri. In ambienti tridimensionali le celle sono usualmente esaedri, tetraedri o prismi. Ad esempio, con il metodo dei volumi finiti, la forma integrale dell'equazione di conservazione della massa applicata al volume di controllo definito dalle celle diviene l'equazione discreta applicata ad ogni cella. L'equazione di continuità in forma integrale per fluido stazionario incomprimibile è:

$$\int_S \vec{V} \cdot \hat{n} dS = 0 \quad (3.2.29)$$

Dove  $S$  è la superficie del volume di controllo mentre  $\hat{n}$  è la normale esterna alla superficie. Fisicamente l'espressione (3.2.29) indica che il flusso in volume netto attraverso il volume di controllo è nullo.

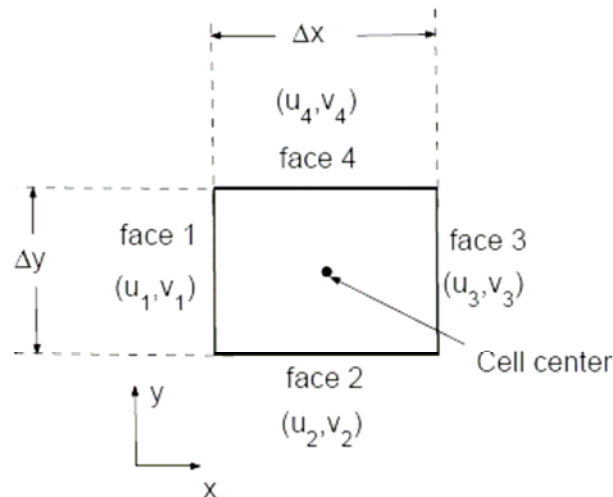
*Esempio 3.2.* Si consideri la cella rettangolare di fig. 3.16.

La velocità sulla faccia  $i$ -esima è:

$$\vec{v}_i = u_i \cdot \vec{i} + v_i \cdot \vec{j} \quad (3.2.30)$$

L'equazione di conservazione della massa applicata al volume di controllo rappresentato dalla cella rettangolare di fig. 3.16 diviene:

$$-u_1 \Delta y - v_2 \Delta x + u_3 \Delta y + v_4 \Delta x = 0 \quad (3.2.31)$$



**Figura 3.16.** Esempio di cella rettangolare per l'applicazione del metodo dei volumi finiti.

L'equazione (3.2.31) è l'equazione di continuità in forma discreta ed è equivalente alla somma, eguagliata a zero, delle portate all'interno del volume di controllo.

I valori della velocità calcolati sulle facce della cella sono ottenuti per interpolazione dei valori della cella adiacente.

Allo stesso modo si possono ottenere le equazioni discrete per la conservazione del momento della quantità di moto e per l'energia nella cella. Queste considerazioni possono essere estese a celle di qualsiasi forma 2D o 3D e a qualsiasi equazione di conservazione.

### 3.2.6.3 Unione di sistemi discreti e condizioni al contorno

L'equazione discreta (3.2.28), ottenuta usando il metodo delle differenze finite, può essere espressa nel modo seguente:

$$-u_{i-1} + (1 + \Delta x)u_i = 0 \quad (3.2.32)$$

Applicando l'equazione (3.2.32) ai punti della griglia monodimensionale di fig. 3.15:

$$-u_1 + (1 + \Delta x)u_2 = 0 \quad (i = 2) \quad (3.2.33)$$

$$-u_2 + (1 + \Delta x)u_3 = 0 \quad (i = 3) \quad (3.2.34)$$

$$-u_3 + (1 + \Delta x)u_4 = 0 \quad (i = 4) \quad (3.2.35)$$

La funzione discreta (3.2.32) non può essere applicata al punto di frontiera sinistro della griglia perché non è definito il valore  $u(x)_1$ . È necessario conoscere la condizione al contorno, fissando ad es. il valore  $u_1 = 1$  si ottiene un sistema di quattro equazioni algebriche nelle incognite  $u_1, u_2, u_3, u_4$ . In forma matriciale il sistema diviene:

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 1 + \Delta x & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 + \Delta x & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 1 + \Delta x \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ u_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.2.36)$$

In una situazione generale, si applicano le equazioni discrete ai punti della griglia, o, della cella, nel caso dei volumi finiti all'interno del dominio. Per punti della griglia in prossimità o sul contorno del volume si può applicare una combinazione di equazioni discrete e condizioni al contorno. Alla fine si ottiene un sistema di equazioni algebriche simultanee con numero di equazioni pari al numero di variabili discrete indipendenti, simile al sistema (3.2.36) ma ovviamente più complesso.

Il codice CFD Fluent, come molti altri codici CFD, offre una gran varietà di condizioni al contorno (ad es. "pressure inlet", "pressure outlet", "velocity inlet", "velocity outlet" ecc.). È importante in questi casi scegliere la condizione al

contorno più opportuna altrimenti si rischia di giungere a risultati del tutto sbagliati.

#### 3.2.6.4 Soluzione del sistema discreto

Il sistema di equazioni discrete (3.2.36) ricavato per l'esempio monodimensionale può essere facilmente invertito ottenendo i valori delle incognite ai nodi della griglia di fig. 3.15. Risolvendo per:  $u_1, u_2, u_3, u_4$ , le soluzioni discrete sono (considerato un  $\Delta x=1/3$ ):  $u_1=1$ ;  $u_2=3/4$ ;  $u_3=9/16$ ;  $u_4=27/64$ ;

La soluzione esatta, che si ricava risolvendo l'equazione differenziale (3.2.24) è:

$$u_{exact} = \exp(-x) \quad (3.2.37)$$

L'errore che si commette è riportato in fig. 3.17.

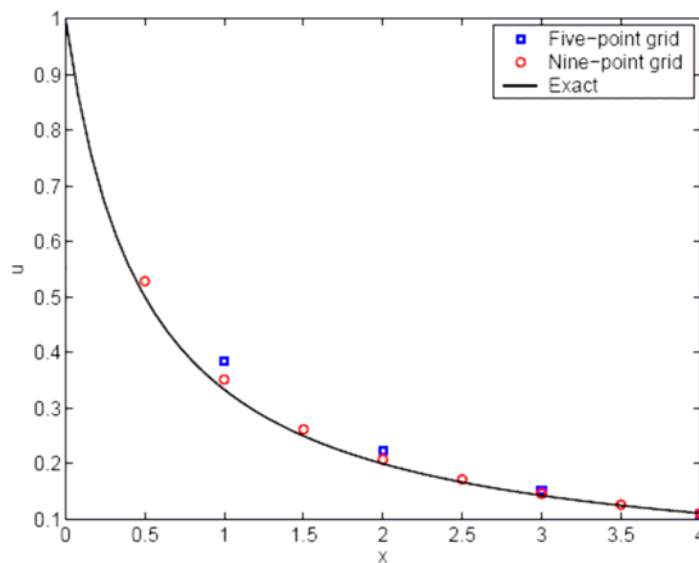


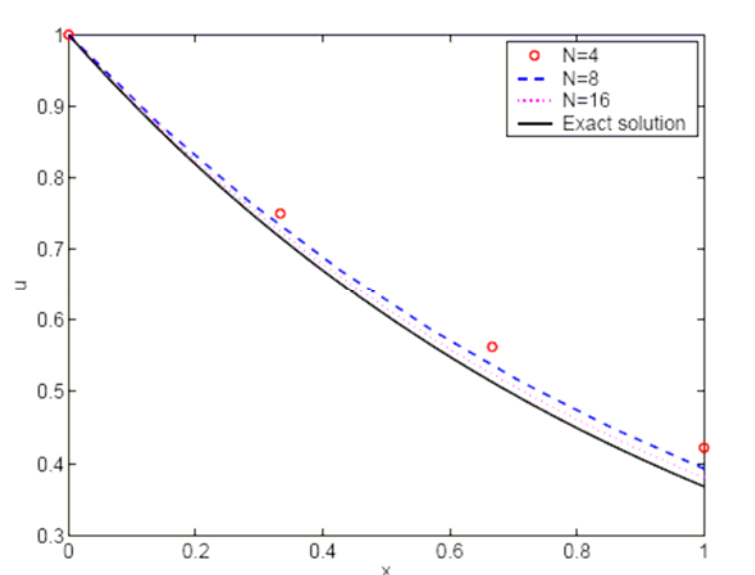
Figura 3.17. Confronto tra la funzione esatta (3.2.37) e i valori delle funzioni discrete valutate nei nodi della griglia di fig. 3.15.

Nella pratica delle applicazioni CFD si possono avere miliardi di variabili incognite perciò l'inversione della matrice del sistema (3.2.36) richiede parecchio tempo. La maggior parte del lavoro del computer è impiegata per ottimizzare l'inversione della matrice in modo da ridurre il tempo e la memoria richiesta. Il codice CFD conserva soltanto i valori diversi da zero per minimizzare l'impiego di memoria ed inoltre segue una procedura iterativa per invertire la matrice. I valori più lontani vengono ricalcolati mentre quelli più vicini danno il valore corretto per la soluzione della matrice inversa.

### 3.2.6.5 Convergenza della griglia

Sviluppando il metodo delle differenze finite per il caso monodimensionale si è visto che l'errore che si commette nel sistema discreto è un infinitesimo del secondo ordine. Se si aumentano il numero di punti della griglia, si riduce l'intervallo  $\Delta x$  tra un punto e l'altro, l'errore nella soluzione numerica diminuisce e la differenza tra la soluzione numerica e quella esatta migliora.

Si consideri un incremento degli  $N$  punti della griglia per il problema monodimensionale. Si supponga cioè di infittire la griglia passando da un numero di nodi iniziale pari a  $N=4$  a  $N=8$  e a  $N=16$ . La fig. 3.18 riporta i grafici delle soluzioni con le varie griglie, come si può notare, l'errore si riduce notevolmente infittendo la griglia.



**Figura 3.18.** Confronto tra la soluzione esatta (3.2.37) e i grafici ottenuti infittendo il numero di punti della griglia di fig. 3.15 per il caso monodimensionale.

Quando le soluzioni numeriche, ottenute con differenti griglie, ricadono nella fascia di tolleranza fissata dall'utente, la soluzione di griglia risulta far convergere le soluzioni. Il concetto di griglia convergente si applica al metodo dei volumi finiti anche quando le soluzioni numeriche, se corrette, diventano indipendenti dalla griglia, se le dimensioni delle celle sono ridotte.

È importante investigare l'effetto della risoluzione della griglia sulla soluzione in ogni problema risolto con il codice CFD. Non bisogna fidarsi di una soluzione al codice CFD fino a che non si è convinti che la soluzione non sia a griglia convergente per un accettabile livello di tolleranza.

### 3.2.6.6 Equazioni non lineari

L'equazione di conservazione del momento della quantità di moto per un fluido è non lineare a causa del termine di convezione  $(\vec{v} \cdot \nabla)\vec{v}$ . Inoltre fenomeni quali la turbolenza e le reazioni chimiche introducono non linearità addizionali.

La natura altamente non lineare delle equazioni che governano un fluido rende difficoltoso ottenere accurate soluzioni numeriche per flussi complessi di interesse pratico. Si dimostrerà l'effetto della non linearità scegliendo  $m=2$  nell'*Esempio 3.1* monodimensionale.

$$\frac{du}{dx} + u^2 = 0; \quad 0 \leq x \leq 1; \quad u(0) = 1 \quad (3.2.38)$$

La differenza finita del primo ordine per questa equazione, come per il caso con  $m=1$ , diviene:

$$\frac{u_i - u_{i-1}}{\Delta x} + u_i^2 = 0 \quad (3.2.39)$$

è un'equazione algebrica non lineare con grado di non linearità dato da  $u_i^2$ . La tecnica adottata è di linearizzare le equazioni inserendo un valore di primo tentativo e iterando fino a che la soluzione dell'equazione non rimane all'interno del livello di tolleranza prestabilito.

#### *Esempio 3.3*

Sia  $u_{gi}$  il valore di primo tentativo per la funzione  $u(x)$ .

Si definisce:

$$\Delta u_i = u_i - u_{gi} \quad (3.2.40)$$

L'equazione (3.2.40) elevata al quadrato e riaggiustata da:

$$u_i^2 = u_{gi}^2 + 2u_{gi} \cdot \Delta u_i + (\Delta u_i)^2 \quad (3.2.41)$$

Assumendo che  $\Delta u_i \ll u_{gi}$  e trascurando il termine  $\Delta u_i^2$ :

$$u_i^2 \cong u_{gi}^2 + 2u_{gi} \cdot \Delta u_i = u_{gi}^2 + 2u_{gi}(u_i - u_{gi}) \quad (3.2.42)$$

Quindi:

$$u_i^2 \cong 2u_{gi}u_i - u_{gi}^2 \quad (3.2.43)$$

La differenza finita approssimata dopo linearizzazione diviene:

$$\frac{u_i - u_{i-1}}{\Delta x} + 2u_{gi}u_i - u_{gi}^2 = 0 \quad (3.2.44)$$

Mentre l'errore dovuto alla linearizzazione è  $O(\Delta u^2)$ , esso tende a zero per  $u_g \rightarrow u$ . Si stabilisce dunque un valore della variabile  $u_g$  di primo tentativo su ogni punto della griglia, dopodiché si procede alla successiva iterazione con il valore  $u_g$  calcolato in precedenza. L'iterazione prosegue fino a che non si arriva a convergenza.

Questo processo è essenziale nel codice CFD per linearizzare i termini non lineari nell'equazione di conservazione. I dettagli dell'operazione variano ovviamente da codice a codice ma la linearizzazione è comunque ottenuta sempre per via iterativa.

### 3.2.6.7 Solutori diretti e iterativi

Il sistema di equazioni discrete per la risoluzione delle equazioni non lineari dell'*Esempio 3.3* è il seguente:

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 1+2\Delta x \cdot u_{g2} & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 1+2\Delta x \cdot u_{g3} & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 1+2\Delta x \cdot u_{g4} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ u_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 \\ \Delta x u_{g2}^2 \\ \Delta x u_{g3}^2 \\ \Delta x u_{g4}^2 \end{bmatrix} \quad (3.2.45)$$

Nella pratica, durante ogni simulazione si ha un numero molto grande di celle e quindi di punti della griglia. L'ordine della matrice del sistema di equazioni discrete è perciò pari al numero di nodi della griglia. È chiaro che in questa circostanza l'inversione della matrice richiede troppa memoria del calcolatore e troppo tempo di calcolo. La matrice viene perciò invertita usando un metodo iterativo. Considerato un generico punto  $i$  della griglia, si esplicita l'equazione approssimata alle differenze finite (3.2.44) rispetto alla variabile  $u_i$  in funzione della variabile del nodo precedente e delle variabili di tentativo:

$$u_i = \frac{u_{i-1} + \Delta x u_{gi}^2}{1 + 2\Delta x u_{gi}} \quad (3.2.46)$$

Se il valore della variabile  $u_{i-1}$  del punto vicino non è accessibile, si introduce nella formula (3.2.46) il valore della variabile di tentativo  $u_{gi-1}$  per questo punto. L'equazione (3.2.46) diviene perciò:

$$u_i^{(l)} = \frac{u_{gi-1}^{(l)} + \Delta x u_{gi}^{(l)2}}{1 + 2\Delta x u_{gi}^{(l)}} \quad (3.2.47)$$



Usando i valori di tentativo per i punti vicini, si è ottenuta un'approssimazione della matrice inversa del sistema (3.2.45) e si è ridotto notevolmente il tempo di esecuzione. È da notare che non ha senso ricavare la formula esatta della matrice inversa perché i suoi termini dipendono dal valore di tentativo corrente delle variabili, valore che si aggiorna ad ogni iterazione. In questo modo con un unico processo di iterazione si è combinata l'iterazione necessaria per rendere lineari le equazioni delle variabili con l'iterazione necessaria per invertire la matrice.

Nei problemi stazionari, un metodo impiegato nei codici CFD è di risolvere le equazioni del deflusso non stazionario nel tempo fintantoché la soluzione non converge ad un valore stazionario. In questo caso ogni punto di iterazione è effettivamente una iterazione in cui i valori di tentativo delle variabili ad ogni istante di tempo sono dati dai valori di tentativo dell'istante precedente.

### 3.2.7 Convergenza iterativa

L'errore nella linearizzazione dei termini e nell'inversione della matrice tende a zero quando il valore della variabile di tentativo  $u_g$  tende al valore esatto  $u$ . Si può definire il valore del residuo  $R$  come il valore RMS della differenza tra la variabile  $u$  e la variabile  $u_g$  nella griglia dopo ogni iterazione.

$$R = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (u_i - u_{gi})^2}{N}} \quad (3.2.48)$$

Il valore del residuo  $R$  deve essere riferito al valor medio della variabile  $u$ . Altrimenti non si è in grado di comprendere quanto sia piccolo rispetto al valore medio.

$$R = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (u_{gi} - u_i)^2}{N}} \cdot \left( \frac{N}{\sum_{i=1}^N u_i} \right) = \frac{\sqrt{N \sum_{i=1}^N (u_{gi} - u_i)^2}}{\sum_{i=1}^N u_i} \quad (3.2.49)$$

### 3.2.8 Stabilità numerica

In alcuni problemi le soluzioni possono convergere, in altri addirittura divergere. Si vorrebbe conoscere a priori le condizioni per le quali uno schema numerico converge. Ciò si determina effettuando un'analisi di stabilità. Non è

possibile procede ad un'analisi di stabilità per le equazioni di Eulero o di Navier-Stokes. Una strategia comune impiegata nei codici CFD per problemi stazionari è di risolvere le equazioni non stazionarie e procedere alla soluzione nel tempo fino a che converge nello stato stazionario.

Durante la simulazione di un flusso stazionario si è interessati ad ottenere l'andamento asintotico in tempi non lunghi. Così si vorrebbe prendere un grande intervallo di tempo  $\Delta t$  in modo da arrivare a convergenza nel modo minore possibile. Solitamente vi è un  $\Delta t_{\max}$  oltre il quale lo schema numerico è instabile. Se  $\Delta t > \Delta t_{\max}$  gli errori numerici hanno una crescita esponenziale nel tempo causando la divergenza della soluzione. Il valore del  $\Delta t_{\max}$  dipende dallo schema di discretizzazione usato.

Ci sono due classi di schemi numerici, espliciti ed impliciti con grandi differenze nella stabilità.

### 3.2.8.1 Schemi espliciti e impliciti

La differenza tra gli schemi espliciti e impliciti può essere facilmente illustrata applicando l'equazione dell'onda.

$$\frac{\partial u}{\partial t} + c \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad (3.2.50)$$

Dove  $c$  è la velocità dell'onda. Un modo possibile per discretizzare questa equazione nei punti  $i$ -esimi della griglia e per  $n$  istanti di tempo è:

$$\frac{u_i^n - u_i^{n-1}}{\Delta t} + c \frac{u_i^{n-1} - u_{i-1}^{n-1}}{\Delta x} = O(\Delta t, \Delta x) \quad (3.2.51)$$

Esplicitando  $u_i^n$  si ha:

$$u_i^n = \left[ 1 - \left( \frac{c\Delta t}{\Delta x} \right) \right] \cdot u_i^{n-1} + \left( \frac{c\Delta t}{\Delta x} \right) \cdot u_{i-1}^{n-1} \quad (3.2.52)$$

Questa è un'equazione esplicita, il valore di  $u_i^n$  in ogni punto della griglia può essere calcolato direttamente senza bisogno di invertire la matrice. Mentre  $u_i^n$  può essere calcolato indipendentemente in ogni punto della griglia, questo schema è facile da implementare nel computer. D'altro canto risulta che questo schema è stabile soltanto quando:

$$C = \frac{c\Delta t}{\Delta x} \leq 1 \quad (3.2.53)$$

in cui  $C$  è il "Courant number".

Questa condizione è chiamata condizione di Courant-Friedrichs-Lewy o “CFL condition”. Si può notare che il coefficiente di  $u_i^{n-1}$  in (3.2.52) cambia segno a seconda che sia  $C > 1$  o  $C < 1$  portando ad un comportamento differente nei due casi. La condizione CFL prevede una limitazione molto severa sul  $\Delta t_{\max}$ .

In uno schema implicito, le derivate nello spazio (in questo caso monodimensionale lungo la componente  $x$ ) sono calcolate secondo il livello di tempo  $n$ -esimo:

$$\frac{u_i^n - u_i^{n-1}}{\Delta t} + c \frac{u_i^n - u_{i-1}^n}{\Delta x} = O(\Delta t, \Delta x) \quad (3.2.54)$$

In questo caso non è possibile aggiornare  $u_i^n$  ad ogni punto della griglia indipendentemente. Bisogna preferibilmente risolvere un sistema di equazioni algebriche in modo da calcolare i valori in tutti i punti della griglia simultaneamente. Si può vedere come questo sistema sia incondizionatamente stabile per l'equazione dell'onda, in questo modo gli errori matematici sono molto ridotti per un largo campo di intervalli di tempo.

In generale, schemi espliciti applicati alle equazioni di Eulero o di Navier-Stokes hanno la stessa restrizione, in questi casi il “Courant number” deve essere minore o uguale a uno.

Gli schemi impliciti non sono incondizionatamente stabili per le equazioni di Eulero e Navier-Stokes; così le non linearità delle equazioni sono spesso dei limiti alla stabilità. Tuttavia consentono un gran numero di “Courant number” rispetto agli schemi espliciti. Il valore massimo consentito del “Courant number” dipende dal tipo di problema.

I codici CFD consentono di scegliere il numero di Courant quando si usano intervalli di tempo. In condizioni di moto stazionario, un valore grande, entro i limiti di stabilità del sistema, del “Courant number”, consente di arrivare a convergenza con la simulazione in tempi più rapidi. In alcuni casi all'inizio della simulazione possono essere richiesti dei “Courant number” più bassi quando i cambiamenti delle soluzioni sono non lineari, dopodiché possono essere via via incrementati con il proseguire della simulazione.

### 3.2.9 La procedura di calcolo per il codice CFD Fluent

Si è visto nei paragrafi precedenti che il codice CFD Fluent possiede una struttura molto complessa, alla base della quale ci sono svariati modelli matematici necessari per definire le proprietà fisiche e fluidodinamiche del fluido operante. È essenziale, prima di iniziare ogni simulazione con il software Fluent, seguire alcuni punti fondamentali.

La prima operazione da fare, dopo aver importato il modello geometrico realizzato con il preprocessor Gambit, è di controllare che non vi siano errori nella griglia (ad es. parti di reticolo distorte, elementi finiti con volume negativo, zone di confine non definite correttamente, ecc.). Attraverso il comando “*Grid*” (fig. 3.19), presente nel menù principale della finestra di lavoro del codice CFD Fluent, si possono avere informazioni riguardanti: il tipo di elementi della griglia, il numero di celle, il numero di nodi, le dimensioni massime e minime dei volumi degli elementi, le coordinate spaziali minime e massime del modello geometrico lungo gli assi  $X$ ,  $Y$ ,  $Z$ . Per una maggior chiarezza la griglia può essere anche visualizzata attraverso il comando “*Display*→*Grid*”. Il comando “*Grid*”, alla voce “*Scale*”, permette anche di controllare e/o modificare la scala della griglia; è molto importante, prima di ogni simulazione, controllare che le scale siano impostate correttamente. Dal menù “*Grid*” è possibile anche traslare la griglia lungo le coordinate  $X$ ,  $Y$ ,  $Z$ .

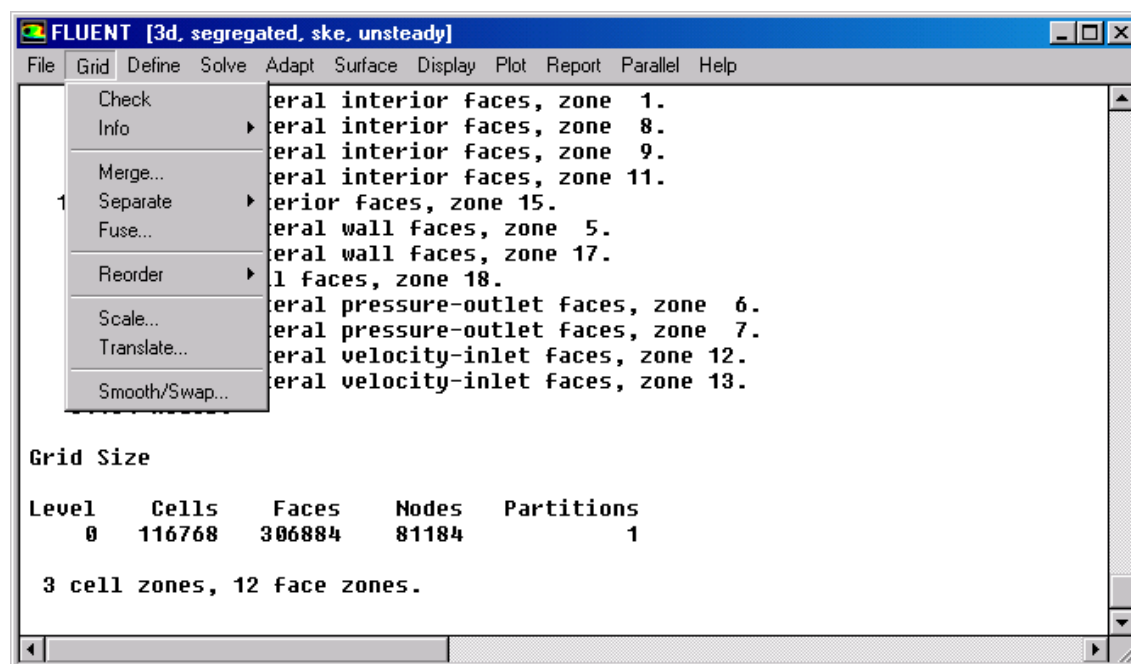


Figura 3.19. Finestra di lavoro del software CFD Fluent, menù a tendina della voce "Grid" aperto.

Terminato il controllo della griglia del modello geometrico si passa alla definizione del risolutore.

Selezionando “*Define*→*Model*→*Solver*” si visualizza il pannello “Solver” (fig. 3.20).

Il pannello “Solver” consente di impostare il tipo di regime del deflusso, se stazionario o turbolento, il tipo di forma (implicita o esplicita) dell’equazione di continuità di massa, dell’ equazione del momento della quantità di moto e dell’energia. È possibile anche scegliere come svolgere le equazioni, in maniera separata (“Segregated”) o contemporaneamente (“Coupled”). Il solver “Segregated” è indicato per fluidi incomprimibili oppure leggermente comprimibili. Il tipo “Coupled” invece è indicato per fluidi comprimibili con elevate velocità del deflusso.

Il passo successivo è ora quello di definire il tipo di modello viscoso per il deflusso. Dal menù principale è possibile fare ciò selezionando “*Define*→*Models*→*Viscous*” (fig. 3.21). Il software Fluent contiene una vasta gamma di modelli viscosi (si veda il par. 3.2.4): Inviscid, Laminar, Spalart-Allmaras, k- $\epsilon$ , k- $\omega$ , ecc. Nella finestra “Viscous Model” (fig. 3.21) sono visualizzati anche i valori delle costanti presenti nelle equazioni matematiche del modello viscoso prescelto; è inoltre possibile stabilire il tipo di condizione alla parete.

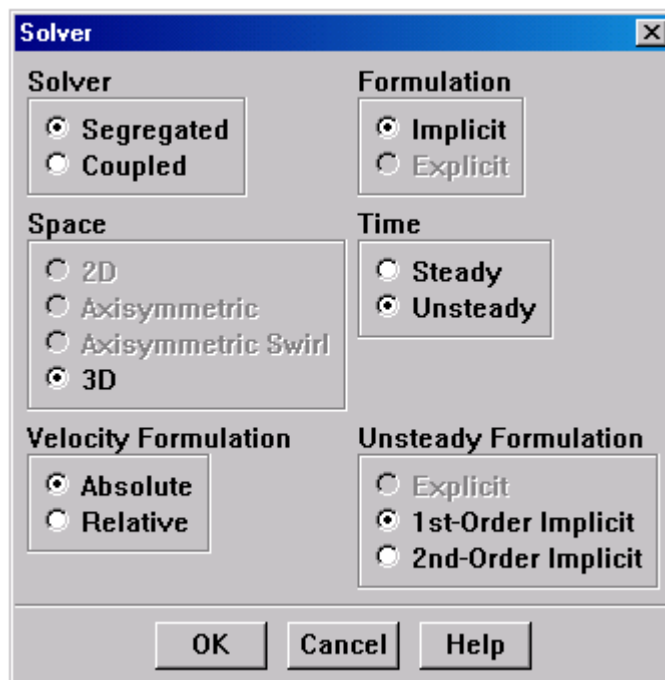


Figura 3.20. Pannello “Solver” del software Fluent.

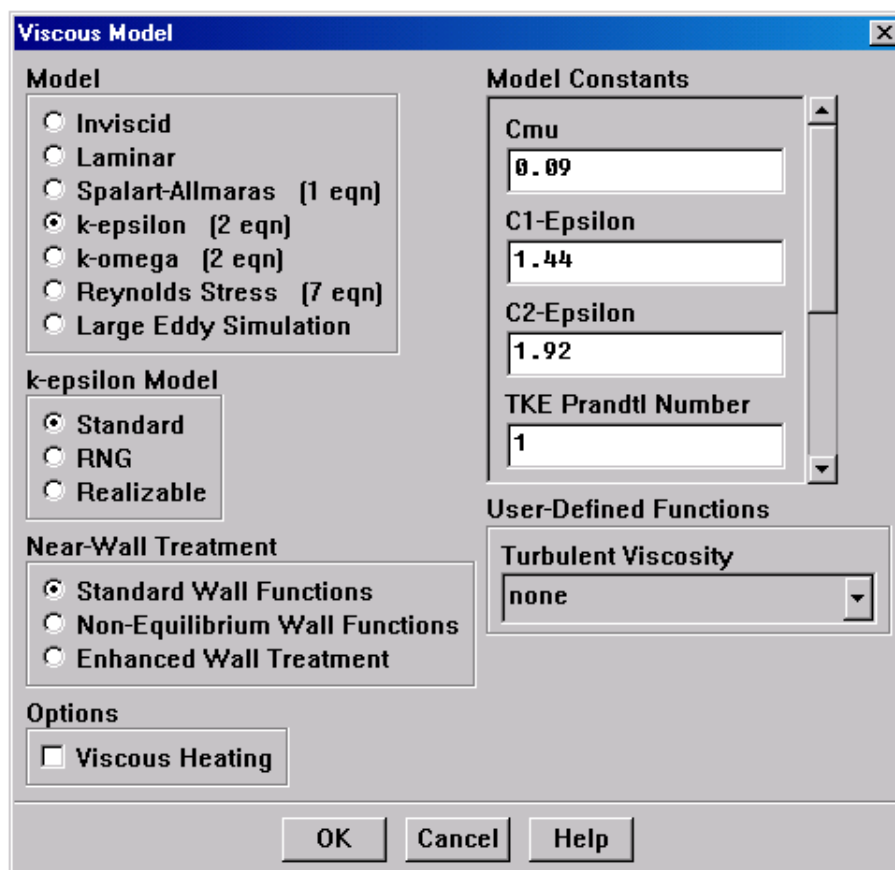


Figura 3.21. Pannello “Viscous Model” del software Fluent.

L’equazione dell’energia si attiva invece selezionando “*Define*→*Models*→*Energy*”.

All’interno della voce “*Define*→*Models*” vi sono molti altri modelli fisici riguardanti la radiazione termica, eventuali cambiamenti di stato, sostanze inquinanti, ecc.

Scelto il modello viscoso è necessario stabilire il tipo di fluido operante durante le simulazioni; è sufficiente in questa circostanza selezionare la voce “*Define*→*Materials*” per definire le caratteristiche fisiche del fluido (fig. 3.22).

Prima di passare al comando “*Solve*” è necessario fissare le condizioni operative (fig. 3.23 a) e le condizioni al contorno (fig. 3.23 b) del sistema da simulare. Le condizioni al contorno devono essere definite per qualsiasi zona, dalla finestra “*Boundary Conditions*” si seleziona la zona di interesse e successivamente il tipo di condizione al contorno (fig. 3.23 b). In alcuni casi, come ad esempio per le sezioni di ingresso o di uscita, scelto il tipo di condizione al contorno, si apre un’altra finestra (fig. 3.24) nella quale vengono richieste ulteriori variabili fisiche (ad es. velocità, temperatura, diametro idraulico della

sezione, ecc.). Le condizioni operative vanno modificate solamente nei casi in cui non si è in condizioni atmosferiche.

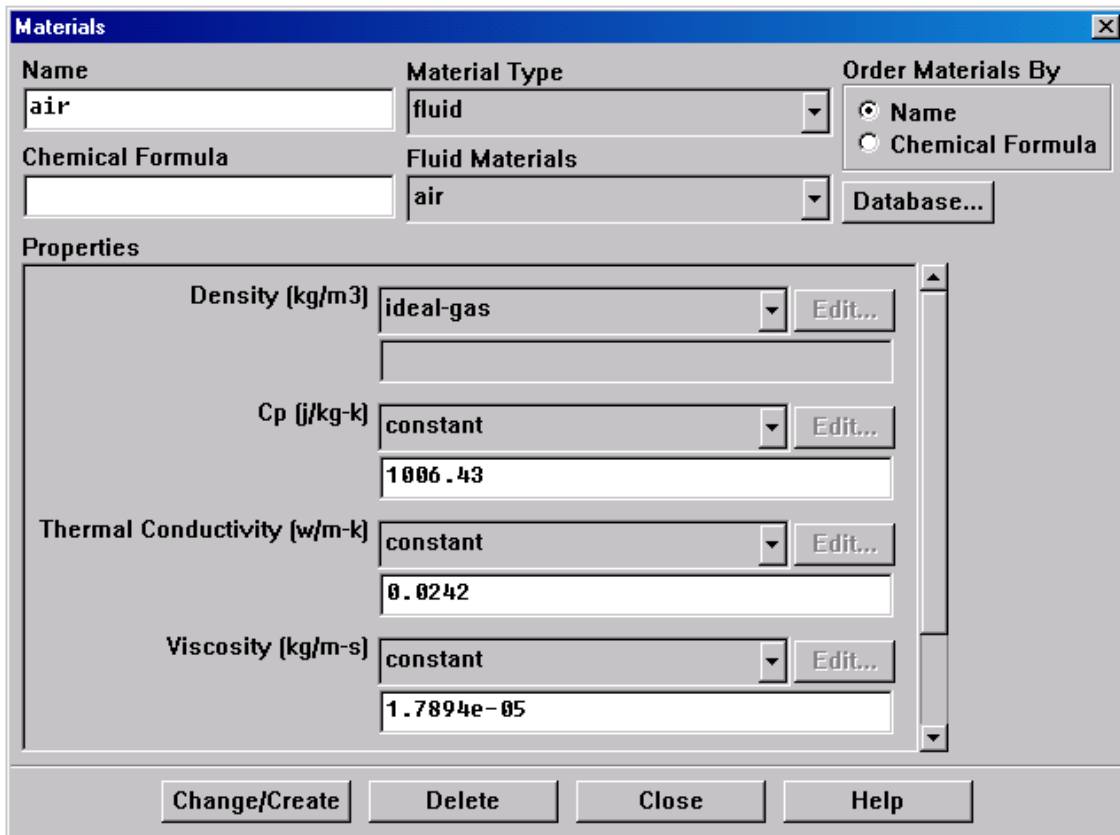


Figura 3.22. Finestra "Materials" del codice CFD Fluent.

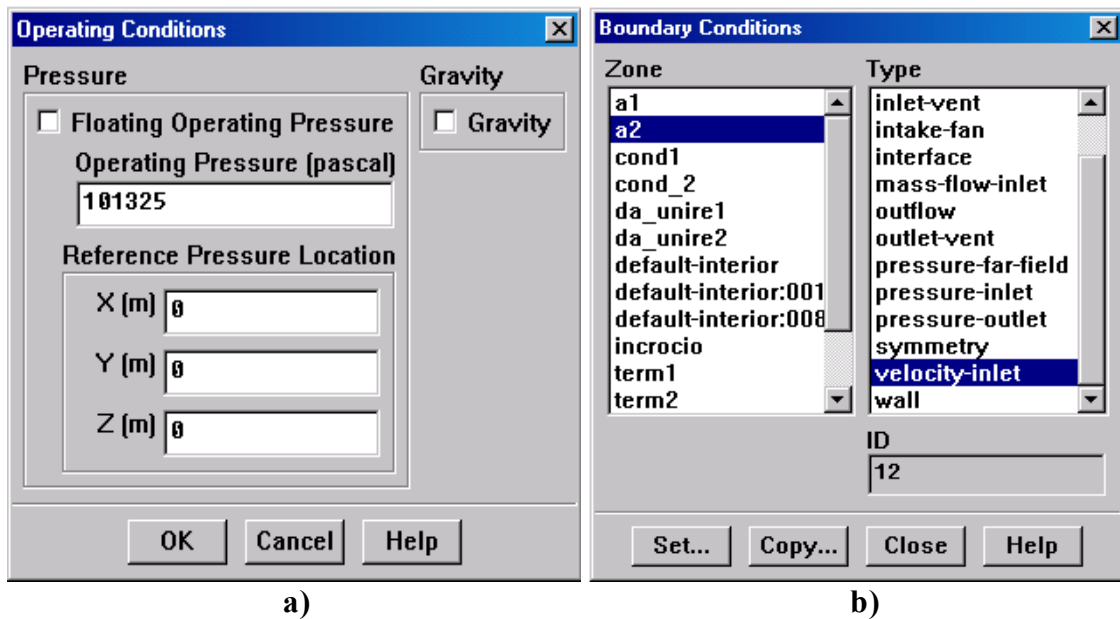


Figura 3.23. Finestre del software Fluent: a) "Operating Conditions" e b) "Boundary Conditions".

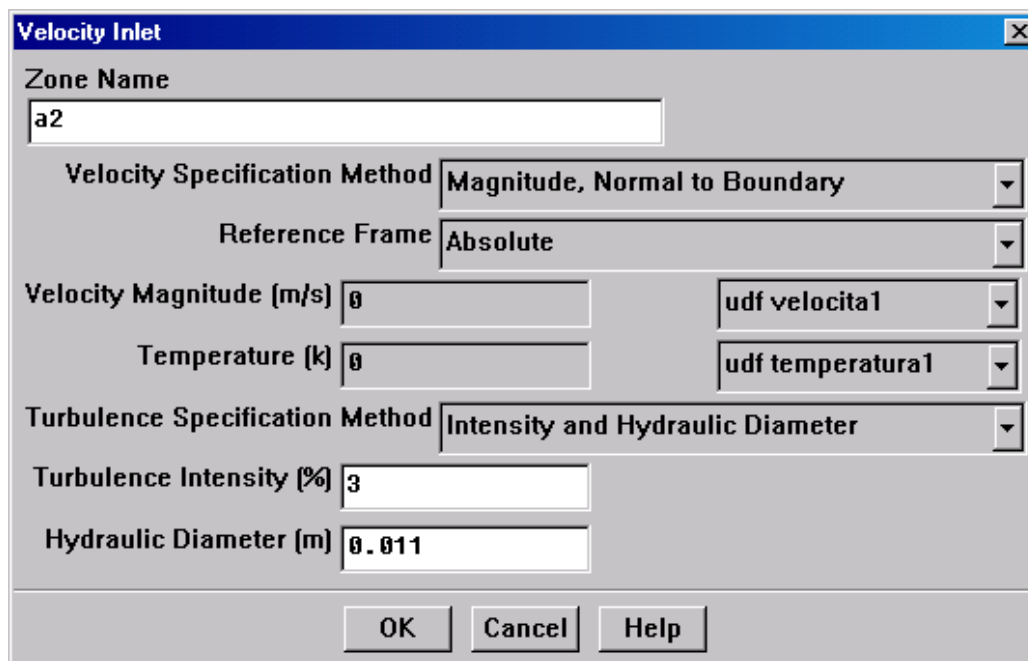


Figura 3.24. Finestra "Velocity inlet" delle "Boundary Conditions" del software Fluent.

La fase ulteriore, prima di passare alle iterazioni, è di controllare i parametri presenti nelle equazioni matematiche del modello viscoso in precedenza definito. Selezionato il percorso *"Solve→Control→Solution"* si visualizza la finestra *"Solution Control"* (fig. 3.25), essa è composta da tre sottofinestre: *"Equation, Under-Relaxation Factors e Discretization"*.

Nella sottofinestra *"Equation"* sono indicate le formule matematiche che verranno iterate. La sottofinestra *"Under-Relaxation Factor"* contiene i valori dei fattori di rilassamento presenti nelle formule del momento della quantità di moto, nell'equazione di continuità, nell'equazione del modello di turbolenza, ecc. Tali valori solitamente non vanno modificati, almeno che le simulazioni non divergano, in questa circostanza è conveniente ridurli per favorire la convergenza.

La sottofinestra *"Discretization"* permette di scegliere i parametri di controllo della discretizzazione delle equazioni risolvibili. Dalla finestra *"Discretization"* è possibile impostare l'algoritmo più opportuno per le equazioni accoppiate della pressione e della velocità. L'algoritmo di partenza è il SIMPLE (impiegato per introdurre la pressione nell'equazione di continuità) ma si può cambiarlo con algoritmi di altro tipo, che in alcuni casi realizzano convergenze migliori. Per gli altri termini è possibile impostare un grado di accuratezza del primo ordine o del secondo ordine.



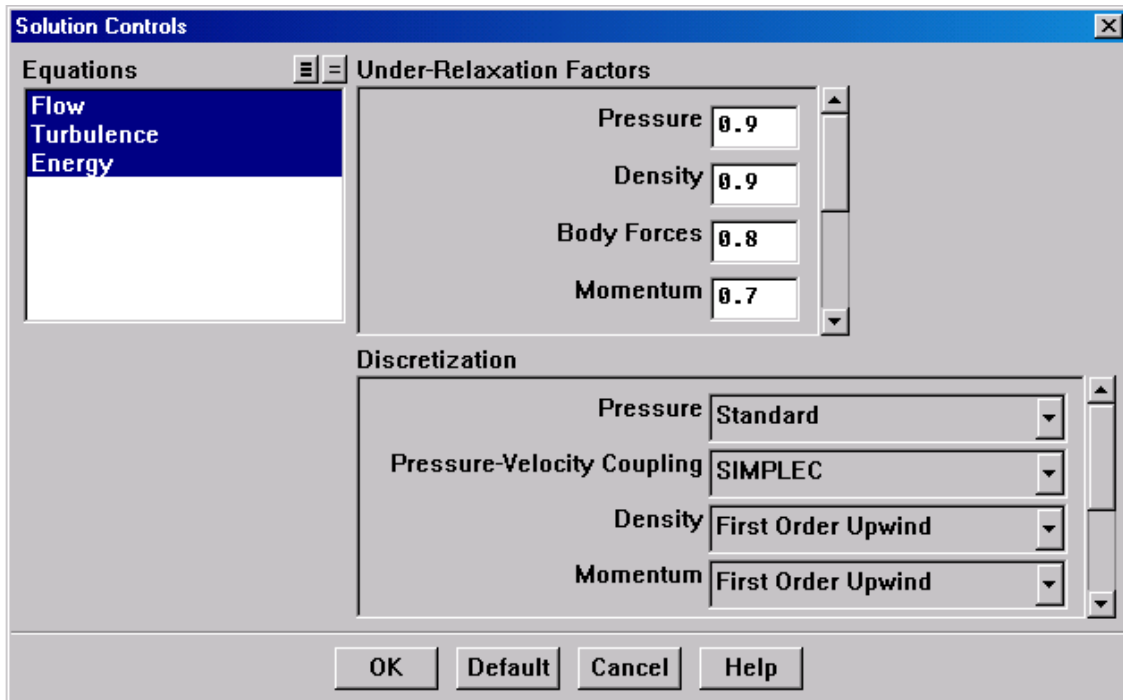


Figura 3.25. Finestra "Solution Control" del codice CFD Fluent.

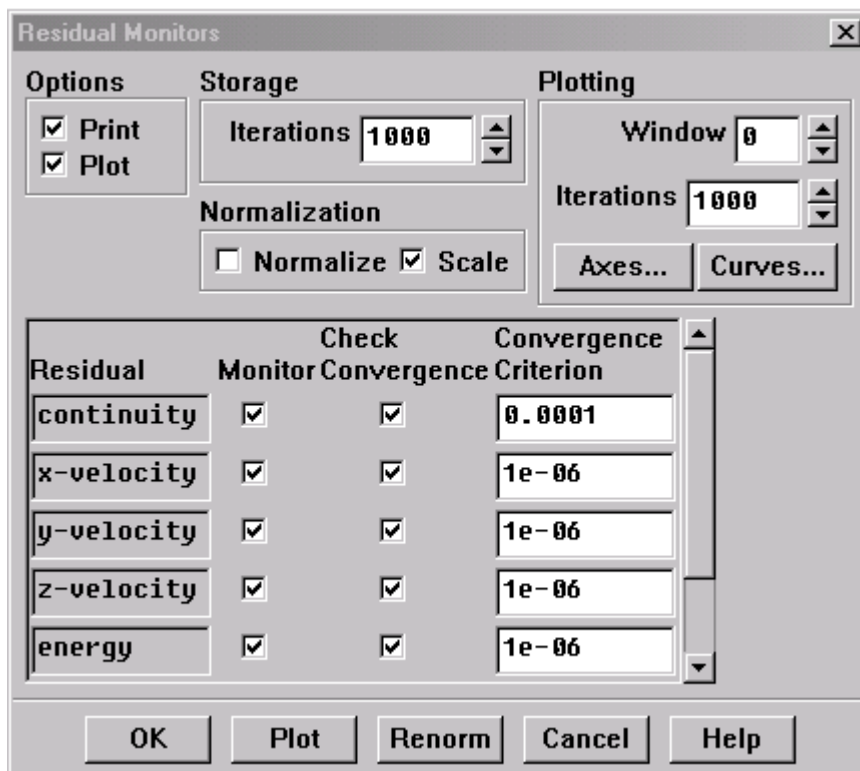


Figura 3.26. Finestra "Residual Monitors" del software Fluent.

Il software Fluent consente anche di cambiare i valori dei residui dopo ogni iterazione. Il comando *"Solve-Monitors-Residual"* consente di visualizzare la finestra "Residual Monitors" (fig. 3.26) nella quale sono indicati i valori dei

residui assegnati all'equazione di continuità, alle componenti della velocità, all'equazione dell'energia, al coefficiente dell'energia cinetica turbolenta  $k$ , al tasso di dissipazione  $\varepsilon$ . Solitamente i valori dei residui, ad eccezione di quello per l'equazione di continuità, sono dell'ordine di  $10^{-6}$ . L'andamento dei residui nel tempo, o ad ogni iterazione, può essere anche visualizzato sul monitor; per attivare questo comando è sufficiente selezionare il comando "Plot" sotto la voce "Option" della finestra "Residual Monitors" e indicare il numero della finestra di visualizzazione sotto la voce "Plotting Window" (fig. 3.26).

Prima di cominciare la simulazione è necessario inizializzare il campo di flusso nell'intero dominio. Vi sono due metodi per inizializzare il sistema. Il primo consiste nel fissare il valore iniziale dell'intero campo di flusso; il secondo nel definire i valori iniziali in alcune zone.

La finestra "Solution Initialization" (fig. 3.27) consente di impostare i valori iniziali per le variabili fluidodinamiche e inizializzare la soluzione secondo questi valori. Essi possono essere inseriti manualmente nella finestra oppure richiamati selezionando la zona di interesse sotto la voce "Compute From" (fig. 3.27) e attraverso il comando "Init" si può inizializzare il sistema oppure, tramite il comando "Apply", si possono memorizzare soltanto i dati senza inizializzare.

Conclusa la fase di inizializzazione si passa alle iterazioni. Attraverso il comando "*Solve Iterate*" si visualizza la finestra "Iterate" (fig. 3.28). Nella finestra "Iterate" sono richiesti: il numero di intervalli di tempo  $\Delta t$  o "time steps", la durata in secondi di ogni intervallo di tempo e il numero massimo di iterazioni per "time step". Sempre dalla finestra "Iterate" si può cambiare il numero di aggiornamenti previsti per le "UDF" (User Defined Function) ad ogni "time step".

Molto importante risulta la scelta dell'intervallo di tempo  $\Delta t$ . L'intervallo di tempo deve essere sufficientemente piccolo in modo da non perdere eventuali rapidi fenomeni transitori; solitamente l'intervallo di tempo deve essere minore di un ordine di grandezza della più piccola costante di tempo del sistema da modellare. Un metodo valido per sceglierne l'ampiezza è in base al numero di iterazioni. Solitamente, un intervallo di tempo corretto porta il solutore a convergenza dopo circa venti iterazioni. Se il numero delle iterazioni è maggiore,

serve ridurre il “time step”, se invece è minore, occorre aumentare l’ampiezza del “time step”.

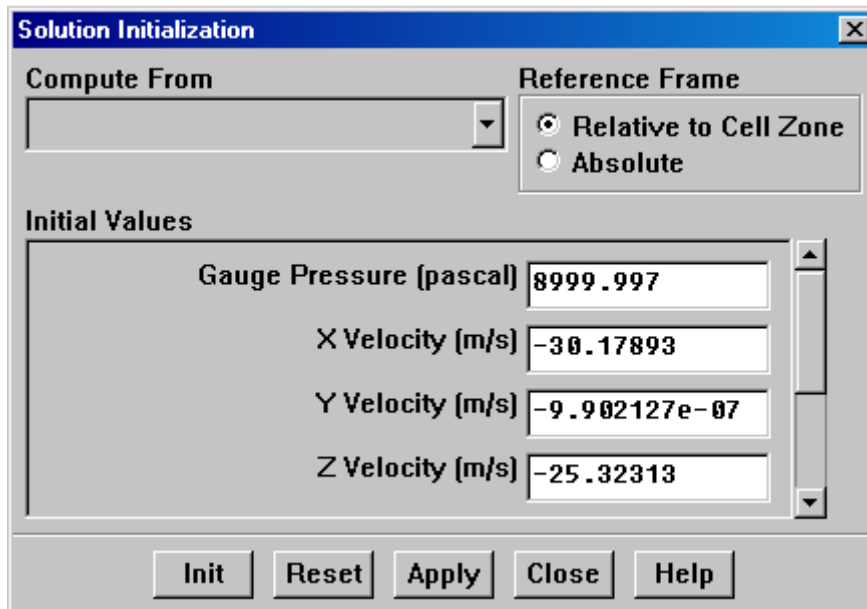


Figura 3.27. Finestra "Solution Initialization" del codice CFD Fluent.

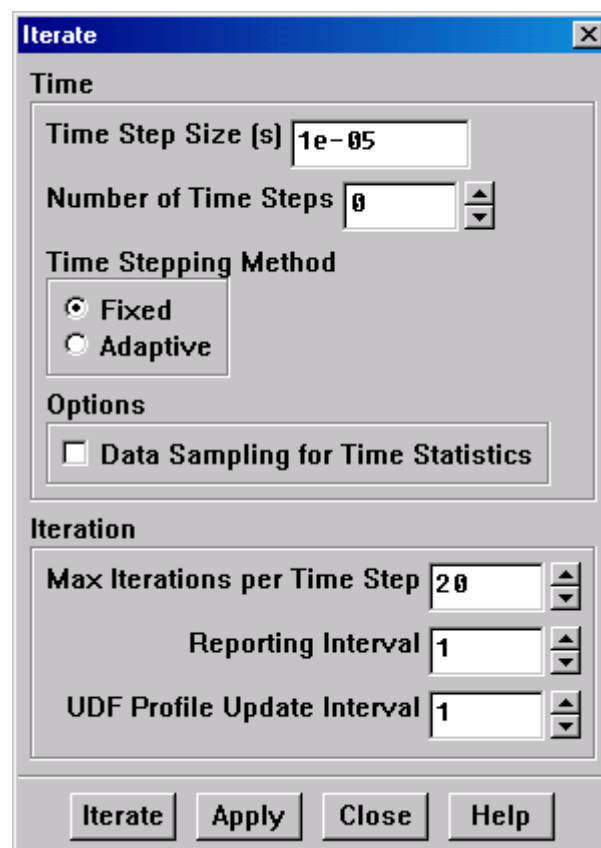


Figura 3.28. Finestra "Iterate" del software CFD Fluent.

Nell'ipotesi di deflusso in regime stazionario la finestra "Iterate" assume una forma più semplice. In essa sono richiesti soltanto il numero di iterazioni, il numero di intervalli per i quali aggiornare la visualizzazione dei grafici e il numero di aggiornamenti ad ogni iterazione delle UDF.

La simulazione può essere ora avviata cliccando il tasto "iterate" della rispettiva finestra.

Molti altri comandi presenti nel software Fluent possono essere attivati prima di procedere ad una simulazione. Nel seguente paragrafo si sono descritti solamente i comandi principali che consentono di realizzare una simulazione con il codice CFD Fluent.

### **3.3 Le simulazioni condotte con il codice CFD Fluent su collettori di moto di serie**

Le simulazioni condotte con il codice CFD Fluent hanno analizzato l'andamento della pressione e della velocità nelle sezioni interne dei condotti per un ciclo completo del motore (due giri dell'albero a gomiti). Ogni simulazione si è svolta a regime di giri costante a partire dal valore di 3000 giri/min fino al valore massimo di 11000 giri/min, con intervalli di 1000 giri/min da una prova all'altra. L'intervallo di tempo tra un'acquisizione e la successiva è stato di 0,0001 s. I valori di pressione e velocità sono stati trasferiti in un foglio Excel e successivamente analizzati. I diagrammi dell'andamento della pressione nel tempo hanno rivelato come cambi forma la grandezza pressione in funzione del tempo e della distanza dalla sezione d'ingresso.

#### **3.3.1 La realizzazione del modello fluidodinamico dei condotti di scarico**

Il modello geometrico, sviluppato in Gambit, è stato la base di partenza per la realizzazione del modello fluidodinamico dei condotti di scarico ma in esso nessuna informazione è contenuta circa il campo delle velocità e delle pressioni. Importato il file "mesh" nel codice CFD Fluent, si è reso perciò necessario scegliere i modelli matematici più opportuni per eseguire correttamente le simulazioni del fenomeno dello scarico dei gas e delle onde di pressione all'interno dei condotti.

La procedura per la definizione del modello fluidodinamico, riportata nel par. 3.2.9, ha carattere generale e mostra soltanto le potenzialità dei comandi principali del software Fluent; non viene infatti indicata alcuna precisa scelta riguardante il modello fisico da simulare successivamente. In questo paragrafo si descrive proprio il tipo di modello fluidodinamico dei condotti di scarico, implementato per le simulazioni condotte con il software Fluent.

Il modello fluidodinamico risulta essere il seguente. Il fluido utilizzato nelle simulazioni è aria, considerata gas ideale. Le condizioni operative sono quelle atmosferiche. Il deflusso è a regime non stazionario. Le equazioni di continuità e del momento della quantità di moto sono separate. Il modello matematico viscoso è il  $k$ - $\varepsilon$  (deflusso turbolento), a due equazioni differenziali, una per definire l'energia cinetica turbolenta  $k$ , l'altra per definire il rapporto di turbolenza  $\varepsilon$ . Le condizioni al contorno prevedono pareti adiabatiche e ambiente esterno ad una temperatura di 300 K. Per le sezioni di ingresso dei condotti sono state realizzate due UDF ("User Defined Function") che forniscono nel tempo l'andamento della pressione e della temperatura del fluido entrante. Le UDF sono scritte in linguaggio C in un file a parte e devono essere lette nel software Fluent, tramite il comando "*Define*→*User-Defined*→*Functions*→*Interpreted*", prima di eseguire la simulazione. I rilievi di pressione e di velocità si sono svolti su sezioni interne ai condotti a distanze prestabilite. Le sezioni interne ai condotti sono in totale quattordici; sei si trovano nello scarico del cilindro anteriore e le rimanenti otto si trovano nello scarico del cilindro posteriore.

### **3.3.2 Condizioni all'ingresso dei condotti**

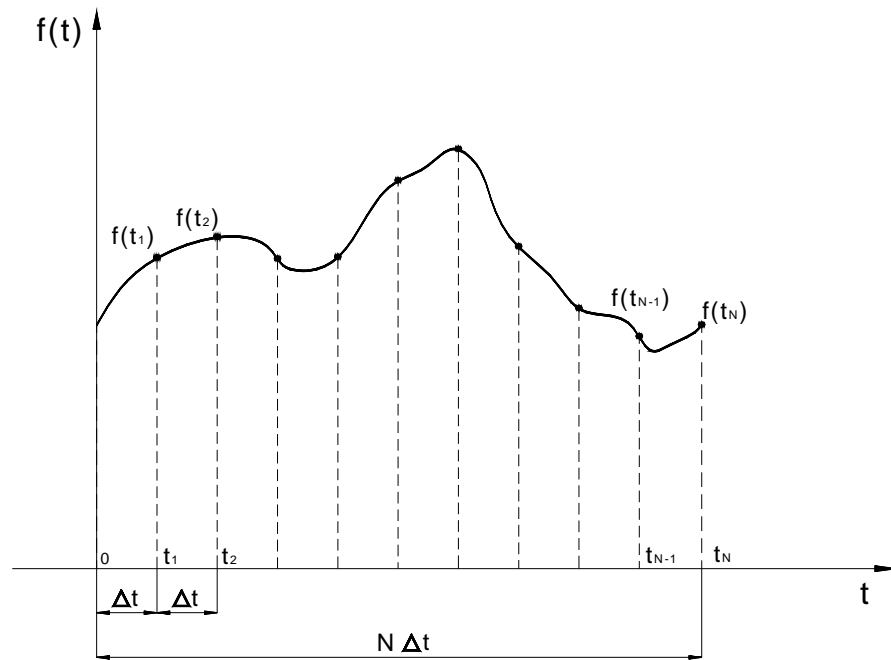
Le condizioni del deflusso all'ingresso dei condotti sono state ricavate dai grafici del codice monodimensionale Wave<sup>4</sup>.

I grafici realizzati in Wave hanno fornito gli andamenti della temperatura e della portata di massa da un minimo di 3000 giri/min ad un massimo di 11000 giri/min, con intervalli di 500 giri/min. I valori di pressione e temperatura sono valutati durante un ciclo dell'albero motore in funzione dell'angolo di manovella. È ovvio che a parità di angolo di manovella, con il variare della velocità di

---

<sup>4</sup> Il codice 1D Wave è un codice di simulazione fluidodinamica monodimensionale sviluppato dalla società Ricardo ed impiegato in molti settori industriali quali: automotive, motociclistico, marino, energetico, ecc.

rotazione, varia anche il tempo impiegato dal pistone per raggiungere la stessa posizione. Si è reso necessario quindi ottenere una funzione che potesse rappresentare l'andamento della temperatura e della portata di massa, all'ingresso dei condotti al variare del tempo e non più in funzione dell'angolo di manovella dell'albero motore. L'approccio seguito è stato quello di ricostruire le funzioni attraverso la serie di Fourier (3.3.1).



**Figura 3.29.** Rappresentazione dei campionamenti nel dominio del tempo di una generica funzione periodica.

Una funzione periodica (fig. 3.29), di periodo  $T$  e campionata ad intervalli di tempo  $\Delta t$  regolari, si può infatti rappresentare come somma di funzioni armoniche mediante la serie di Fourier:

$$f(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^{\frac{N}{2}-1} a_k \cos(k\omega t) + b_k \sin(k\omega t) = c_0 + \sum_{k=1}^{\frac{N}{2}-1} c_k \cos(k\omega t - \varphi_k) \quad (3.3.1)$$

I valori di temperatura e portata di massa sono stati perciò raccolti in un foglio Excel e successivamente elaborati in modo da ricavare i termini della serie. L'elaborazione è stata la seguente. Si è calcolato l'intervallo di tempo  $\Delta t$  (3.3.2) corrispondente ad un incremento di dieci gradi dell'albero di manovella:

$$\Delta t = \frac{\Delta^\circ \cdot 60}{360 \cdot n} = \frac{\Delta^\circ}{6 \cdot n} \quad (3.3.2)$$

Si sono ricavati il periodo, la frequenza e la pulsazione della funzione da campionare:

$$T = N \cdot \Delta^\circ \quad (3.3.3)$$

$$f = \frac{1}{T} = \frac{1}{N \cdot \Delta^\circ} \quad (3.3.4)$$

$$\omega = 2\pi f = \frac{2\pi}{N \cdot \Delta^\circ} \quad (3.3.5)$$

Definiti il periodo  $T$ , la frequenza  $f$  e la pulsazione  $\omega$  della funzione periodica, si sono ricavati i coefficienti della serie di Fourier secondo le seguenti relazioni:

$$a_0 = 2 \cdot \sum_{i=1}^N \frac{f(t_i)}{N} \quad (3.3.6)$$

$$a_k = \frac{2}{N} \cdot \sum_{i=1}^{\frac{N-1}{2}} f(t_i) \cos\left(2k\pi \cdot \frac{t_i}{T}\right) \quad (3.3.7)$$

$$b_k = \frac{2}{N} \cdot \sum_{i=1}^{\frac{N-1}{2}} f(t_i) \text{sen}\left(2k\pi \cdot \frac{t_i}{T}\right) \quad (3.3.8)$$

$$c_0 = \frac{a_0}{2} = \sum_{i=1}^N \frac{f(t_i)}{N} \quad (3.3.9)$$

$$c_k = \sqrt{a_k^2 + b_k^2} \quad (3.3.10)$$

$$\varphi_k = \text{arctg}\left(\frac{a_k}{b_k}\right) \quad (3.3.11)$$

Le equazioni della serie di Fourier per la temperatura  $T(t)$  e per la portata di massa  $\dot{m}(t)$  sono:

$$T(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^{\frac{N-1}{2}} a_k \cos(k\omega t) + b_k \text{sen}(k\omega t) = c_0 + \sum_{k=1}^{\frac{N-1}{2}} c_k \cos(k\omega t - \varphi_k) \quad (3.3.12)$$

$$\dot{m}(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^{\frac{N-1}{2}} a_k \cos(k\omega t) + b_k \text{sen}(k\omega t) = c_0 + \sum_{k=1}^{\frac{N-1}{2}} c_k \cos(k\omega t - \varphi_k) \quad (3.3.13)$$

dove:  $\Delta^\circ$  è l'intervallo, in gradi, tra un campionamento e il successivo (in questa circostanza  $\Delta^\circ=10^\circ$ ),  $n$  è il numero di giri dell'albero motore,  $N$  è il numero di punti rilevati in un periodo.

Le serie di Fourier per la temperatura e la portata di massa sono state calcolate fino all'ottavo coefficiente, tale valore è risultato un buon compromesso per ottenere una corretta rappresentazione delle funzioni di origine

e per non aumentare troppo il tempo richiesto al computer per eseguire le simulazioni.

A titolo di esempio, si riportano di seguito i passaggi salienti per il calcolo della serie di Fourier della portata di massa e della temperatura dei condotti di scarico del cilindro anteriore e posteriore per il regime di 10000 giri/min. I coefficienti della serie, riportati nelle tabelle 3.1-3.2-3.3-3.4, sono stati ricavati applicando le equazioni (3.3.9-3.3.10) ai valori di portata di massa e di temperatura rilevati ogni dieci gradi dell'albero motore. Inserendo i coefficienti negli sviluppi in serie (3.3.12-3.3.13) e proiettando in funzione del tempo relativo a un ciclo (due giri dell'albero motore) si ottengono i grafici delle figg. 3.30-3.31-3.32-3.33.

**Tabella 3.1. Coefficienti e fasi della serie di Fourier per la portata di massa all'ingresso del condotto del cilindro anteriore (n=10000 giri/min).**

<b>C0</b>	181,918	$\omega$ (rad/s)	523,6				
<b>C1</b>	<b>C2</b>	<b>C3</b>	<b>C4</b>	<b>C5</b>	<b>C6</b>	<b>C7</b>	<b>C8</b>
246,699	156,249	75,500	50,502	105,254	98,581	66,527	37,556
<b><math>\Phi</math>1</b>	<b><math>\Phi</math>2</b>	<b><math>\Phi</math>3</b>	<b><math>\Phi</math>4</b>	<b><math>\Phi</math>5</b>	<b><math>\Phi</math>6</b>	<b><math>\Phi</math>7</b>	<b><math>\Phi</math>8</b>
1,765	-2,737	-1,640	-1,391	0,079	1,695	-2,870	-1,314

**Tabella 3.2. Coefficienti e fasi della serie di Fourier per la temperatura del fluido di ingresso nel condotto del cilindro anteriore (n=10000 giri/min).**

<b>C0</b>	1020,87	$\omega$ (rad/s)	523,6				
<b>C1</b>	<b>C2</b>	<b>C3</b>	<b>C4</b>	<b>C5</b>	<b>C6</b>	<b>C7</b>	<b>C8</b>
129,178	76,378	64,348	63,486	45,846	22,469	37,151	31,230
<b><math>\Phi</math>1</b>	<b><math>\Phi</math>2</b>	<b><math>\Phi</math>3</b>	<b><math>\Phi</math>4</b>	<b><math>\Phi</math>5</b>	<b><math>\Phi</math>6</b>	<b><math>\Phi</math>7</b>	<b><math>\Phi</math>8</b>
-3,124	1,961	1,116	-2,811	1,181	-0,661	2,947	0,055

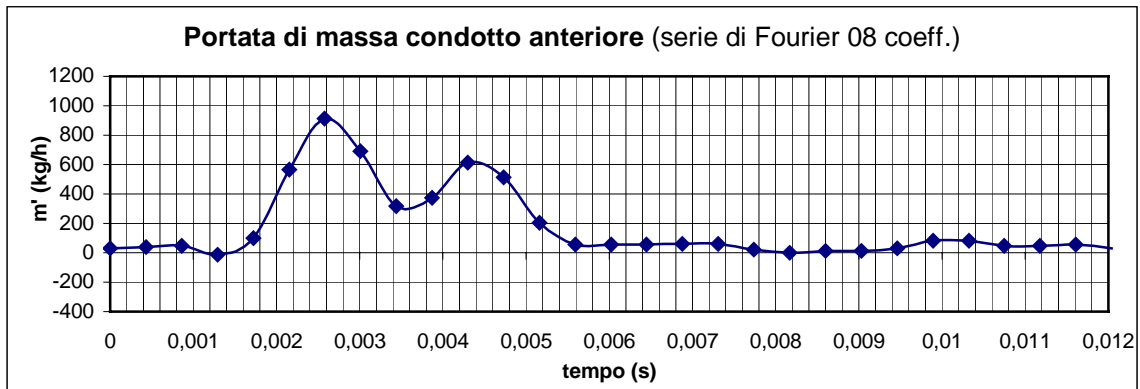
**Tabella 3.3. Coefficienti e fasi della serie di Fourier per la portata di massa all'ingresso del condotto del cilindro posteriore (n=10000 giri/min).**

<b>C0</b>	195,079	$\omega$ (rad/s)	523,6				
<b>C1</b>	<b>C2</b>	<b>C3</b>	<b>C4</b>	<b>C5</b>	<b>C6</b>	<b>C7</b>	<b>C8</b>
363,007	222,878	69,206	93,943	89,738	39,403	7,819	30,140
<b><math>\Phi</math>1</b>	<b><math>\Phi</math>2</b>	<b><math>\Phi</math>3</b>	<b><math>\Phi</math>4</b>	<b><math>\Phi</math>5</b>	<b><math>\Phi</math>6</b>	<b><math>\Phi</math>7</b>	<b><math>\Phi</math>8</b>
-1,873	2,417	-0,092	-2,421	1,394	-1,404	-2,671	0,554

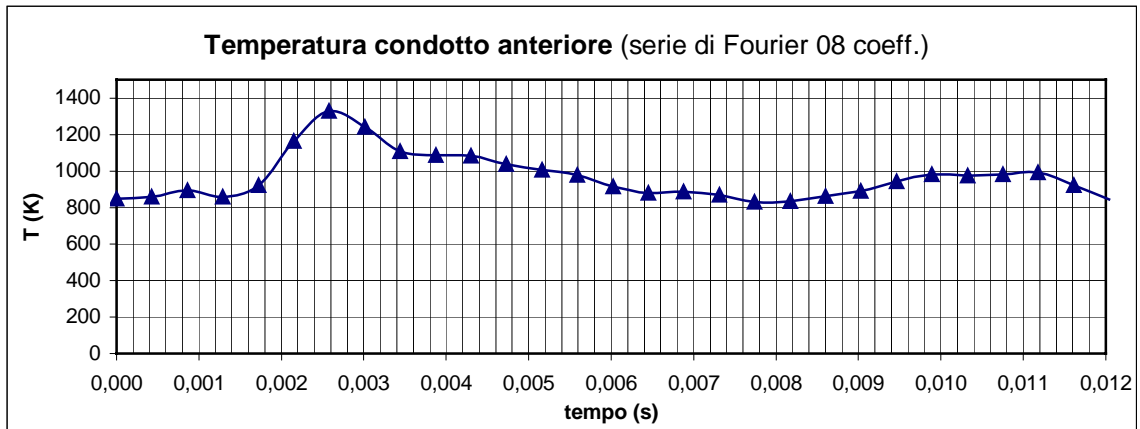
**Tabella 3.4. Coefficienti e fasi della serie di Fourier per la temperatura del fluido di ingresso nel condotto del cilindro posteriore (n=10000 giri/min).**

<b>C0</b>	970,68	$\omega$ (rad/s)	523,6				
<b>C1</b>	<b>C2</b>	<b>C3</b>	<b>C4</b>	<b>C5</b>	<b>C6</b>	<b>C7</b>	<b>C8</b>
112,381	97,303	65,918	32,853	33,419	26,906	27,471	23,800
<b><math>\Phi</math>1</b>	<b><math>\Phi</math>2</b>	<b><math>\Phi</math>3</b>	<b><math>\Phi</math>4</b>	<b><math>\Phi</math>5</b>	<b><math>\Phi</math>6</b>	<b><math>\Phi</math>7</b>	<b><math>\Phi</math>8</b>
1,601	-2,490	-2,109	-0,971	0,454	2,150	2,978	-2,230

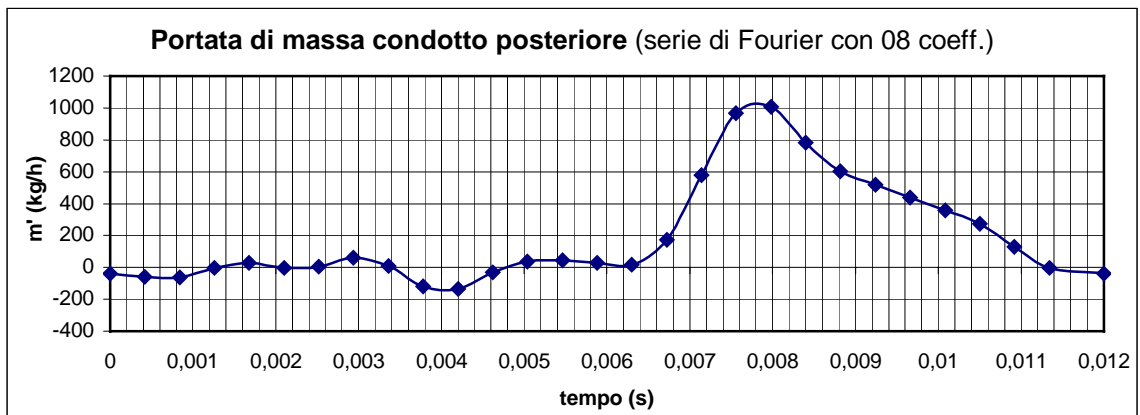




**Figura 3.30.** Portata di massa all'ingresso del condotto di scarico del cilindro anteriore (n=10000 giri/min).



**Figura 3.31.** Temperatura del fluido all'ingresso del condotto di scarico del cilindro anteriore (n=10000 giri/min).



**Figura 3.32.** Portata di massa all'ingresso del condotto di scarico del cilindro posteriore (n=10000 giri/min).

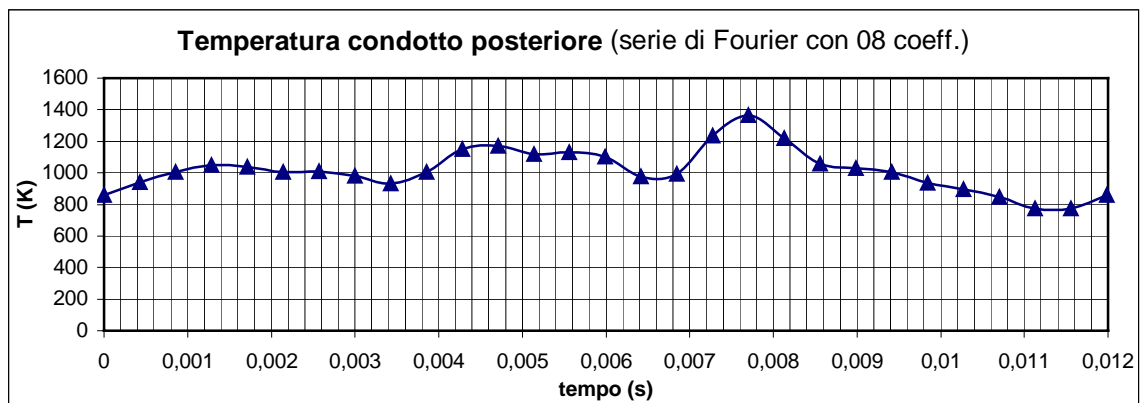


Figura 3.33. Temperatura del fluido all'ingresso del condotto di scarico del cilindro posteriore ( $n=10000$  giri/min).

```

#include "udf.h"

/* collettore anteriore */

DEFINE_PROFILE(temperatural,          /* function name */
               thread,                /* thread */
               nv)                    /* variable number */
{
    face_t f;
    real flow_time = RP_Get_Real("flow-time");

    begin_f_loop (f,thread)
    {
        F_PROFILE(f,thread,nv) = 970.68 + 112.381 * cos(523.6 * flow_time - 1.601 ) + 97
    }
    end_f_loop (f,thread)
}

DEFINE_PROFILE(velocital,            /* function name */
               thread,                /* thread */
               nv)                    /* variable number */
{
    face_t f;
    real flow_time = RP_Get_Real("flow-time");
    real A[ND_ND];
}

```

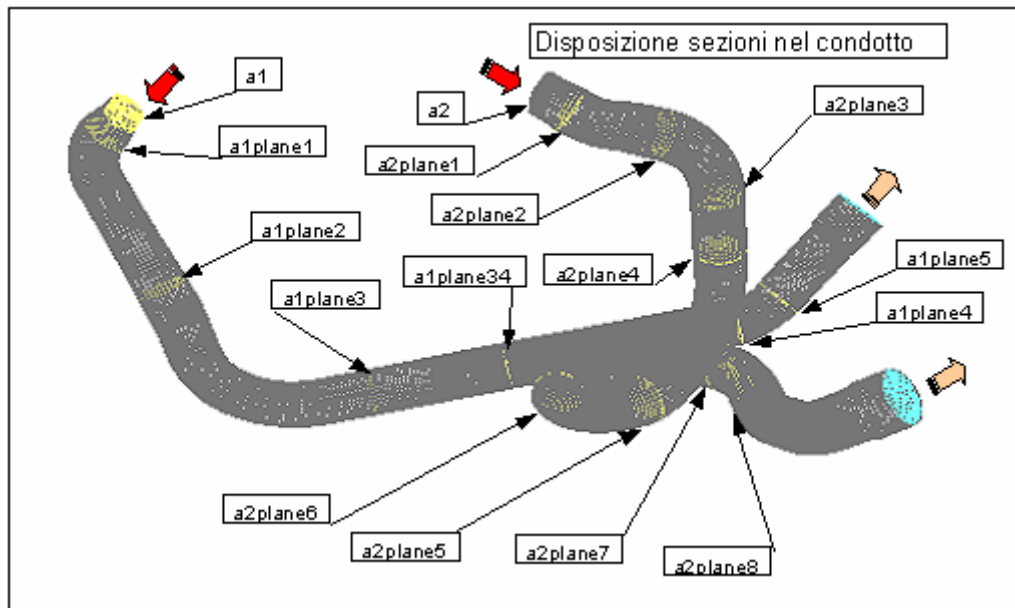
Figura 3.34. Schermata del file UDF “antpostprofili\_n10000.c”. Tale file definisce in linguaggio C l'andamento della temperatura e della portata di massa nel tempo per gli ingressi dei condotti.

È stato infine sviluppato un programma in linguaggio C (fig. 3.34) per la realizzazione delle UDF (“User Defined Functions”) da applicare alle sezioni d'ingresso dei tubi, prima di svolgere le simulazioni con il software Fluent.

### 3.3.3 Simulazione del ciclo del motore

La motocicletta RSV 1000 possiede un motore bicilindrico, perciò sono necessari due condotti primari per espellere il gas di scarico.

La forma dei condotti di scarico (fig. 3.35) di questa motocicletta è piuttosto particolare; i due condotti si uniscono parzialmente ad una distanza di 656 mm per poi separarsi nuovamente oltre gli 855 mm, non solo, essi hanno anche lunghezze differenti. Per una miglior interpretazione dei risultati, è necessario perciò definire con precisione le sezioni dei tubi sulle quali si sono memorizzati gli andamenti della pressione e della velocità nel tempo durante le simulazioni.



**Figura 3.35. Disposizioni delle sezioni di acquisizione nel condotto di scarico della motocicletta.**

La logica è stata la seguente. Il condotto che raccoglie i gas di scarico provenienti dal cilindro più vicino alla ruota anteriore della moto è stato chiamato condotto anteriore “a1” (fig. 4.35) mentre l’altro, quello che convoglia i gas provenienti dal cilindro più vicino alla ruota posteriore è stato chiamato condotto posteriore “a2” (fig. 4.35). Ogni sezione riporta il nome del condotto a cui appartiene e il numero del piano in ordine crescente via via che si procede verso il terminale di scarico (es. “a1\_sez. 2” si riferisce alla seconda sezione del condotto del cilindro anteriore).

Nelle tabb. 3.5-3.6 sono indicate le distanze e i diametri delle sezioni di fig. 3.35 valutate secondo la coordinata curvilinea dell’asse dei tubi e avente origine in corrispondenza dell’ingresso dei tubi. Le sezioni analizzate durante le simulazioni sono state quattordici, sei del condotto anteriore “a1” e otto del condotto posteriore “a2”.

Tabella 3.5. Coordinate curvilinee delle sezioni lungo il condotto di scarico del cilindro anteriore.

<b>Condotto Anteriore</b>	Lunghezza del condotto	1031mm
---------------------------	------------------------	--------

Coordinata curvilinea	[mm]	Diametro[mm]	Sezione
Ingresso	0	44,6	I
a1 sez.1	29,001	43	II
	84,546		III
a1 sez.2	128,908	48	IV
	216,881		V
	255,912		VI
	290,709		VII
	448,495		VIII
a1 sez.3	494,415		IX
	557,789	X	
a1 sez.34	634,004		XI
<b>Unione condotti</b>			
a1 sez.4	855,679		XII
a1 sez.5	910,257		XIII
Uscita	1031	52	XIV

Tabella 3.6. Coordinate curvilinee delle sezioni lungo il condotto di scarico del cilindro posteriore.

<b>Condotto Posteriore</b>	Lunghezza del condotto	1127mm
----------------------------	------------------------	--------

Coordinata	[mm]	Diametro[mm]	Sezione
Ingresso	0	44,6	I
a2 sez.1	28,638	43	II
	70,327		III
a2 sez.2	147,771	48	IV
a2 sez.3	236,932		V
a2 sez.4	301,286		VI
a2 sez.5	493,188		VII
a2 sez.6	615,939		VIII
<b>Unione condotti</b>			
a2 sez.7	796,652	IX	
a2 sez.8	855,481	X	
	890,410	XI	
	926,304	XII	
	1008,902	XIII	
	1070,793	XIV	
Uscita	1127	52	XV

### 3.3.3.1 Onda di pressione al regime di 3000 giri/min

Le simulazioni svolte per il regime di rotazione di 3000 giri/min rilevano la presenza di quattro picchi di pressione in un ciclo dell'albero motore (fig. 3.36). I grafici (figg. 3.36-3.37) dimostrano che i condotti non sono interessati da forti aumenti di pressione.

La forma dei condotti non sembra essere molto adeguata per questo regime di giri, infatti nella fase di contemporanea apertura delle valvole di aspirazione e di scarico il tubo anteriore rimane per 2,6 ms in sovrappressione (considerando che la fase di incrocio dura in totale 5 ms, il condotto si trova in pressione per il 52% del tempo).

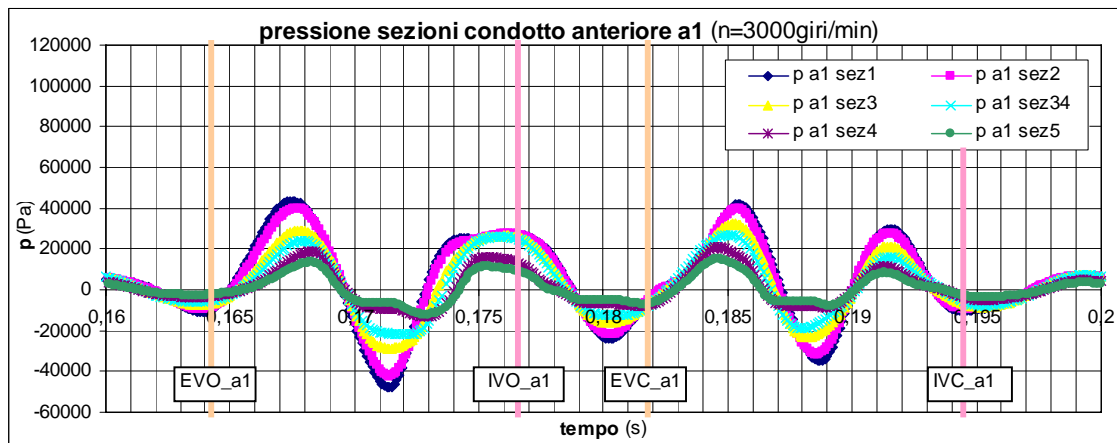


Figura 3.36. Pressione nel condotto anteriore "a1" per regime di 3000 giri/min.

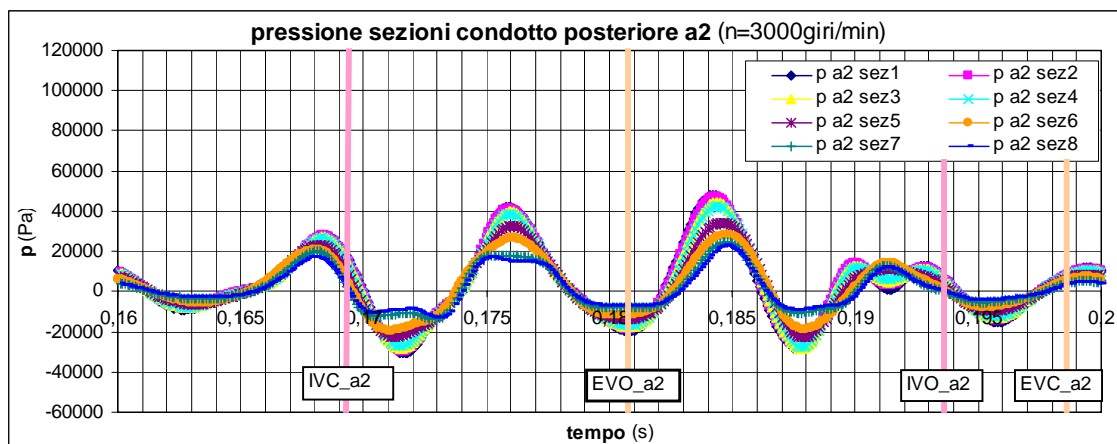


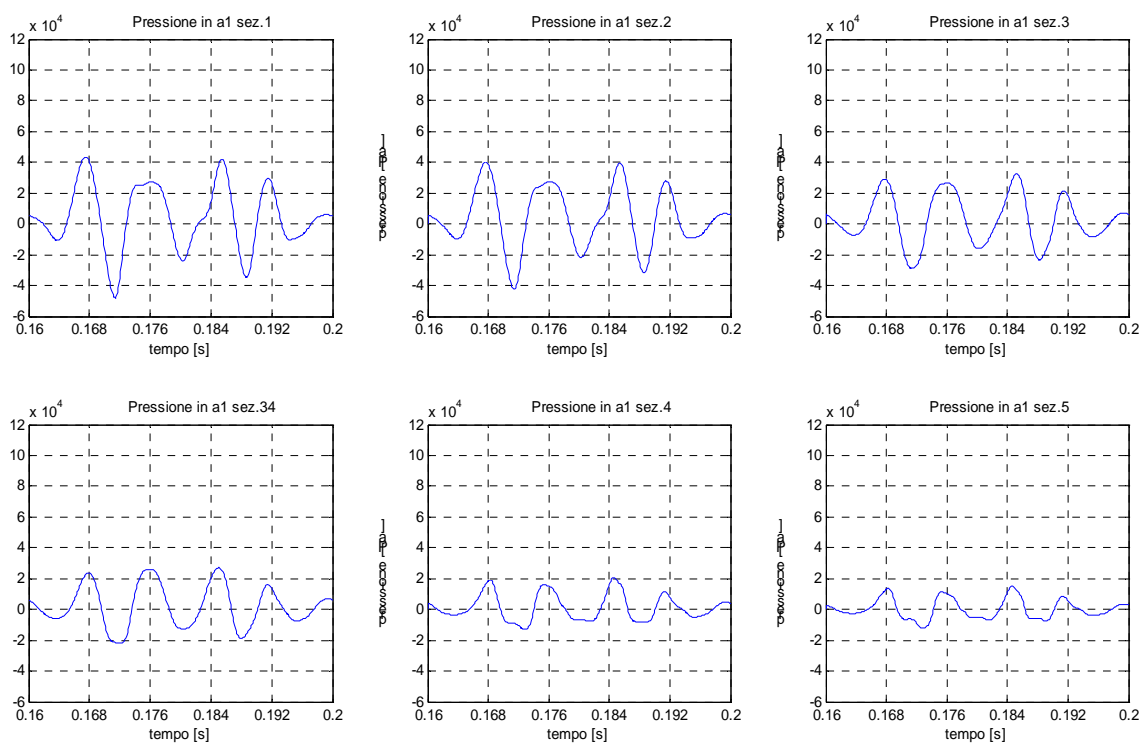
Figura 3.37. Pressione nel condotto posteriore "a2" per regime di 3000 giri/min.

L'onda di pressione nel condotto posteriore non presenta forti cambiamenti rispetto a quella nel condotto anteriore; anche in questo caso la depressione non è notevole in corrispondenza dell'incrocio delle valvole, non si facilita perciò in questa fase l'estrazione dei gas di combustione dal cilindro.

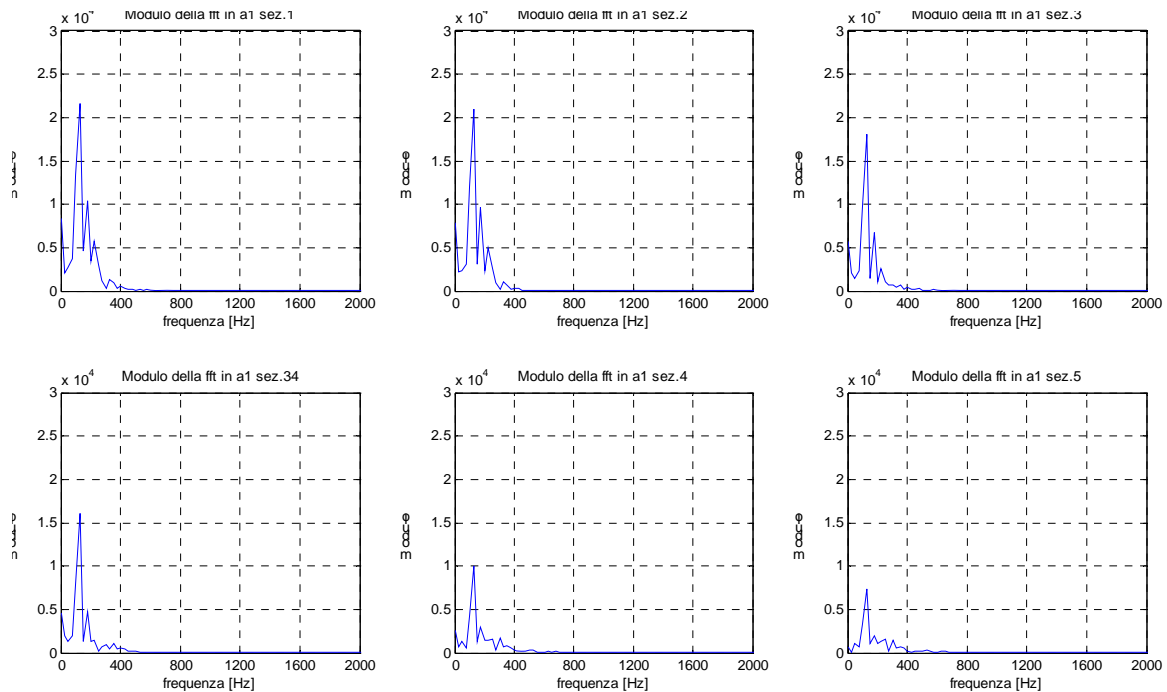
### 3.3.3.1.1 Condotto anteriore

La variazione di pressione che interessa il condotto anteriore è riportata su ogni singola sezione nella fig. 3.38. In un ciclo dell'albero motore si presentano quattro picchi e cinque valli di pressione. Il primo e il terzo picco si originano dall'apertura delle valvole di scarico del cilindro anteriore e posteriore e si hanno per la sez.1 rispettivamente dopo 7,5 ms e dopo 25,4 ms dall'inizio del ciclo (fig. 3.38). Confrontando i grafici di fig. 3.38 si vede una forte riduzione dell'onda di pressione oltre l'incrocio dei tubi, dovuta con molta probabilità alla notevole dissipazione che la giunzione dei tubi comporta.

I grafici della trasformata di Fourier (fig. 3.39) della pressione, per le sezioni di fig. 3.35, presentano un picco molto accentuato alla frequenza di 125,6 Hz. Altri due picchi compaiono poi per frequenze più alte, pari a 175,9 Hz e 226,1 Hz, soltanto nelle prime tre sezioni del condotto anteriore. Molto simili risultano gli spettri della pressione per le sezioni a monte e a valle della biforcazione. In particolare le sezioni oltre la biforcazione dei condotti si trovano ad avere il modulo della fft ridotto e i picchi oltre la frequenza fondamentale (125,6 Hz) meno pronunciati, ciò comporta che le componenti delle armoniche più grandi hanno un contributo minore sulla fluttuazione di pressione.



**Figura 3.38.** Andamento della pressione per ciascuna sezione del condotto di scarico anteriore durante un ciclo dell'albero motore ( $n=3000$  giri/min).



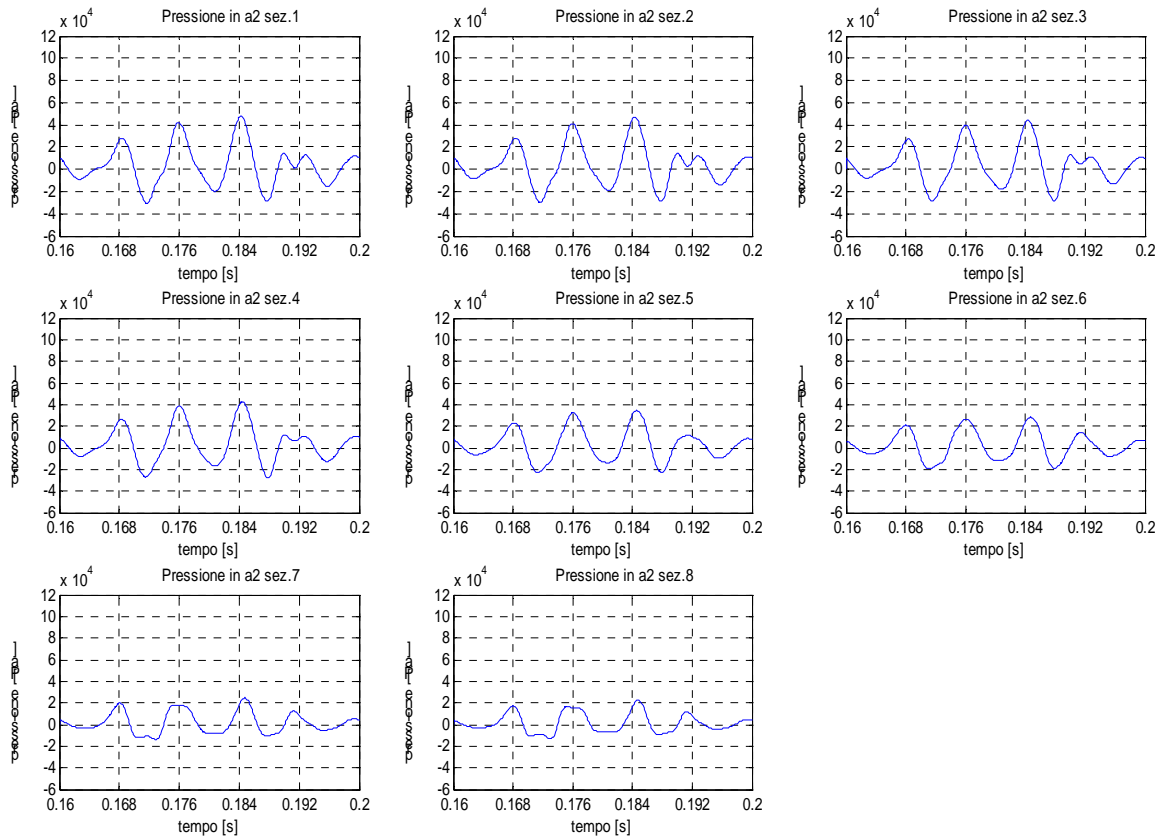
**Figura 3.39. Grafici nel dominio della frequenza (fft) della pressione riscontrata nelle sezioni del condotto anteriore a 3000 giri/min.**

### 3.3.3.1.2 Condotto posteriore

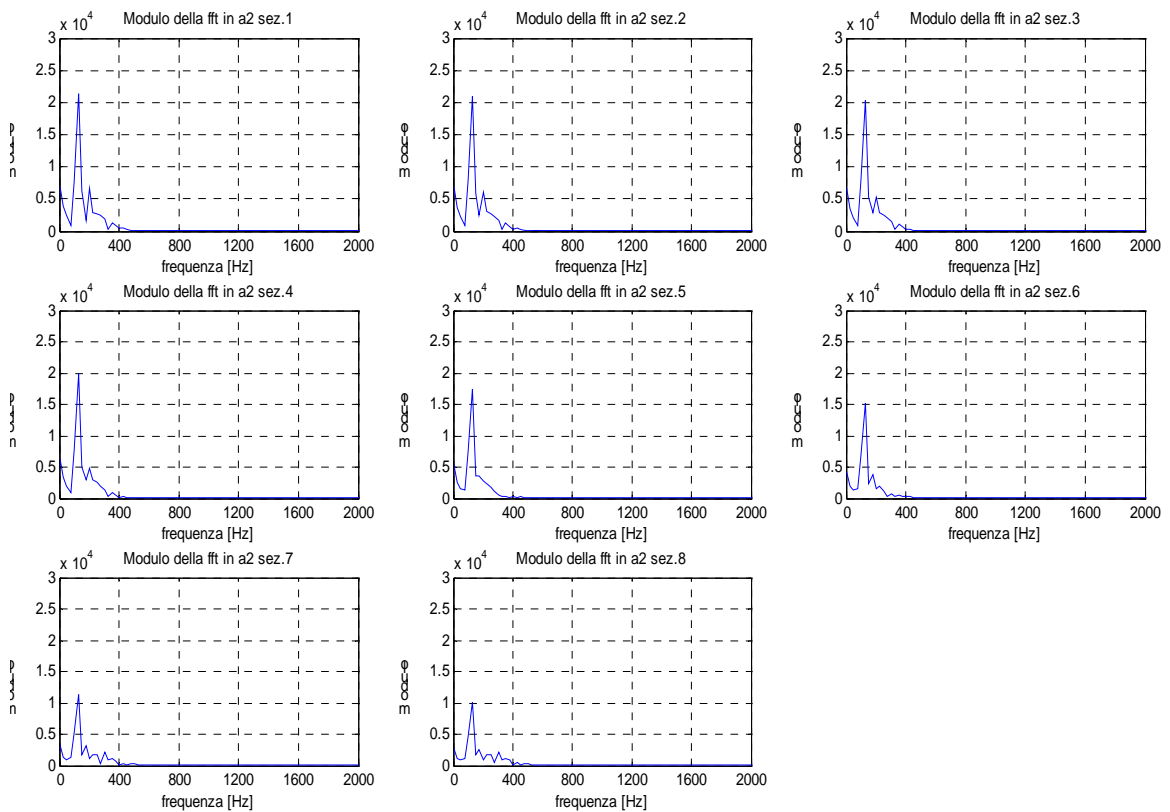
La pressione, su ciascuna sezione del condotto posteriore “a2” (fig. 3.40), forma, in un periodo di rotazione dell’albero motore, quattro zone di sovrappressione e cinque di depressione. La durata di ogni fase supera in media i quattro millesimi di secondo ( le durate sono di: 5,2 ms, 4,1 ms, 4,4 ms, 3,7 ms, 4 ms, 5,1 ms, 3,3 ms, 3,7 ms).

Come si può vedere dalle trasformate di Fourier (fig. 3.41), in quasi tutte le sezioni si manifesta: un picco principale a 125,6 Hz ed un picco secondario a 201 Hz. La trasformata di Fourier presenta, nelle sezioni a valle della giunzione dei tubi, un picco principale alla solita frequenza di 125,6 Hz e dei picchi di modesta entità alle frequenze superiori di 175,9 Hz, 226,1 Hz, 301,5 Hz e 351,8 Hz.

È da notare che questi ultimi picchi hanno la stessa frequenza di quelli rilevati nel condotto anteriore; con molta probabilità queste sezioni risentono maggiormente dell’effetto della sovrappressione provocata dall’apertura dello scarico anteriore.



**Figura 3.40. Andamento della pressione per ciascuna sezione del condotto di scarico posteriore durante un ciclo dell'albero motore (n=3000 giri/min).**



**Figura 3.41. Grafici nel dominio della frequenza (fft) della pressione riscontrata nelle sezioni del condotto posteriore a 3000 giri/min.**



### 3.3.3.2 Onda di pressione al regime di 4000 giri/min

Gli andamenti di pressione nei condotti di scarico realizzati a 4000 giri/min sono riportati nelle figg. 3.42-3.43. La pressione nelle sezioni del condotto anteriore presenta tre picchi principali (in corrispondenza di 125,8 ms, 139,8 ms e 147,2 ms); di cui due sono dovuti all'apertura delle valvole di scarico.

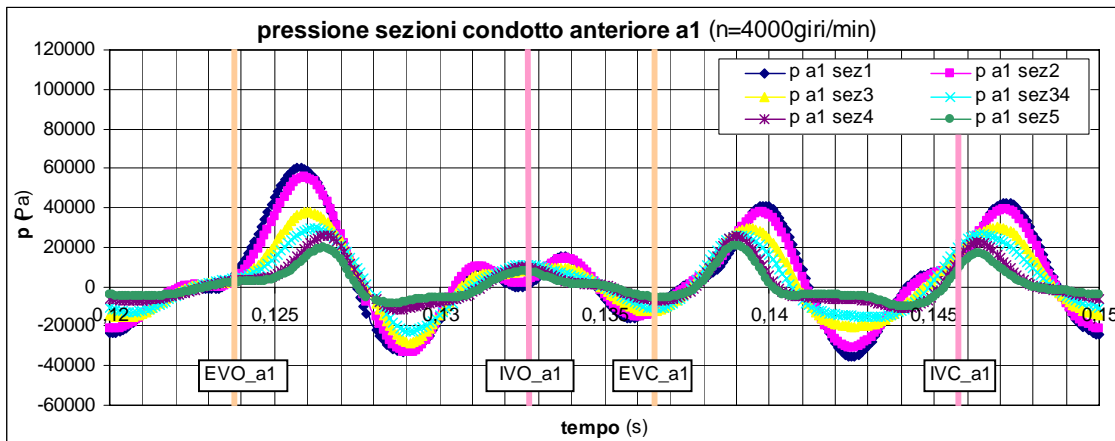


Figura 3.42. Pressione nel condotto anteriore "a1" per regime di 4000 giri/min.

Nella fase di incrocio delle valvole (fig. 3.42) vi è inizialmente una leggera sovrappressione (circa 20000 Pa all'apertura della valvola di aspirazione) che diminuisce fino a raggiungere il valore di -20000 Pa alcuni millisecondi prima della chiusura della valvola di scarico.

Il condotto posteriore si trova in sovrappressione durante la fase di incrocio delle valvole; l'apertura della valvola di aspirazione si ha infatti quando il condotto posteriore è interessato dal quarto picco di sovrappressione. All'apertura delle valvole di aspirazione la pressione nel condotto è infatti di 31342 Pa mentre alla chiusura della valvola di scarico il valore è sceso a 2979 Pa.

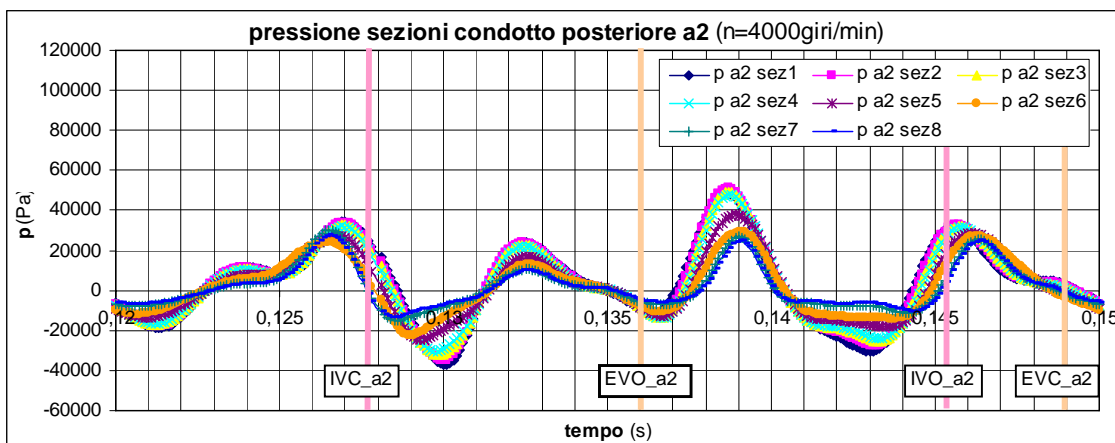
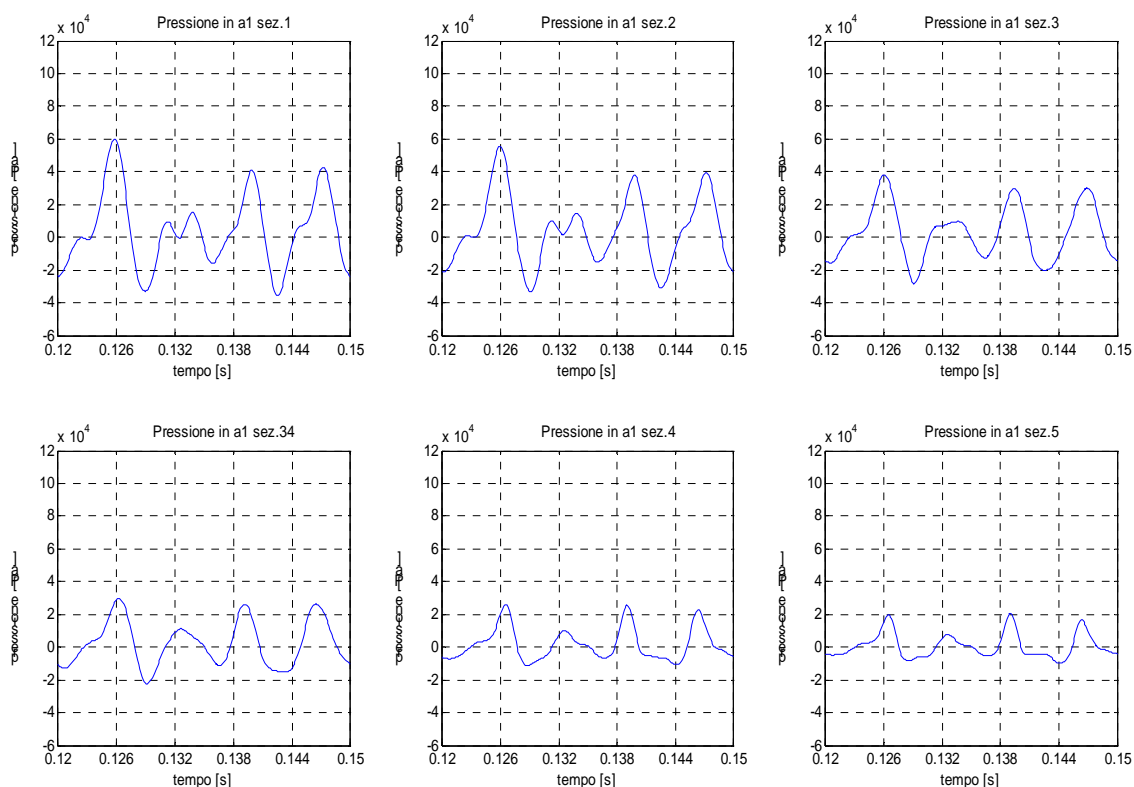


Figura 3.43. Pressione nel condotto anteriore "a2" per regime di 4000 giri/min.

### 3.3.3.2.1 Condotto anteriore

La pressione nel condotto anteriore (fig. 3.44) ha un forte andamento oscillatorio, ogni sezione presenta in un periodo dell'albero motore almeno quattro picchi di pressione.

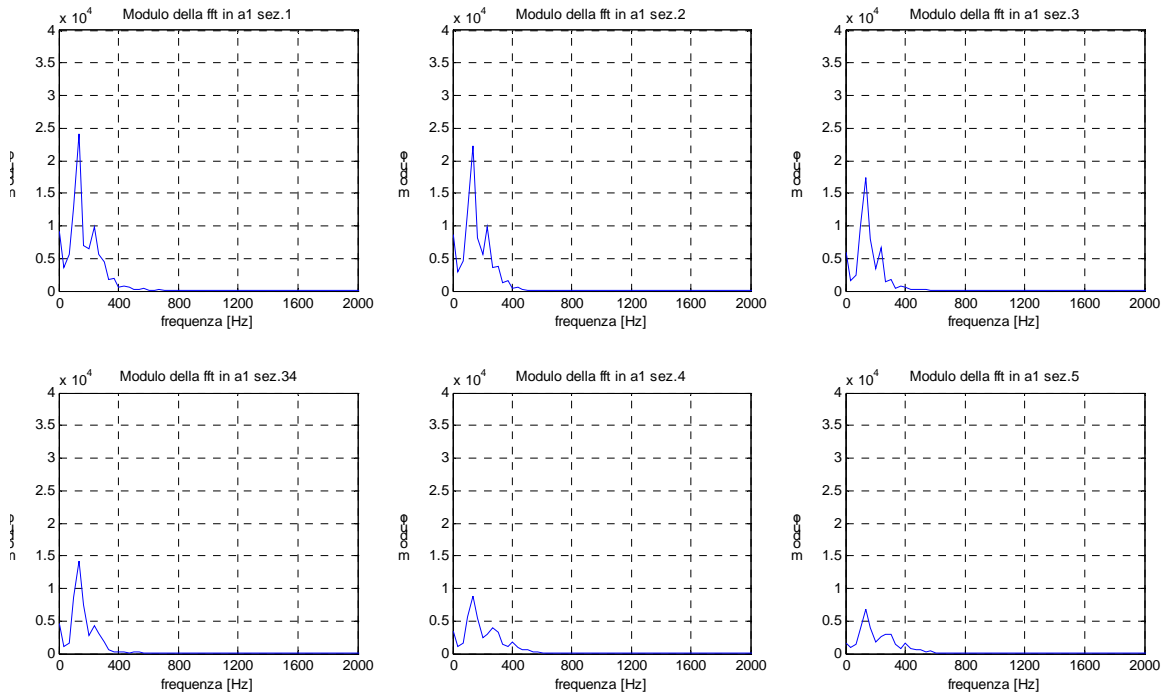
A questo regime di giri, il ciclo dell'albero motore si compie in 0,03 s, quindi è naturale che nel condotto vi siano, oltre ai picchi di pressione relativi all'apertura delle valvole di scarico, anche diverse riflessioni delle onde di pressione. Il tempo tra i picchi di pressione, dovuti alle fasi di scarico del gas, è di 14 ms, mentre il tempo impiegato dall'onda di pressione per ritornare nella stessa sezione del tubo è di 3,27 ms.



**Figura 3.44. Andamento della pressione per ciascuna sezione del condotto di scarico anteriore durante un ciclo dell'albero motore ( $n=4000$  giri/min).**

L'analisi nel dominio della frequenza dei punti dei grafici di fig. 3.44 evidenzia due picchi in corrispondenza di 134,2 Hz e 234,9 Hz nelle prime tre sezioni del condotto (sez. 1-2-3). Il segnale nelle ultime tre sezioni presenta invece tre picchi in frequenza a 134,2 Hz, 268,2 Hz e 402,7 Hz.

È interessante notare che il valore della frequenza della sinusoide fondamentale (134,2 Hz) è lo stesso in ogni sezione ed è pari a quattro volte il valore della frequenza di ciclo (33,33 Hz), come per il numero di picchi di pressione presenti ad ogni ciclo dell'albero motore.

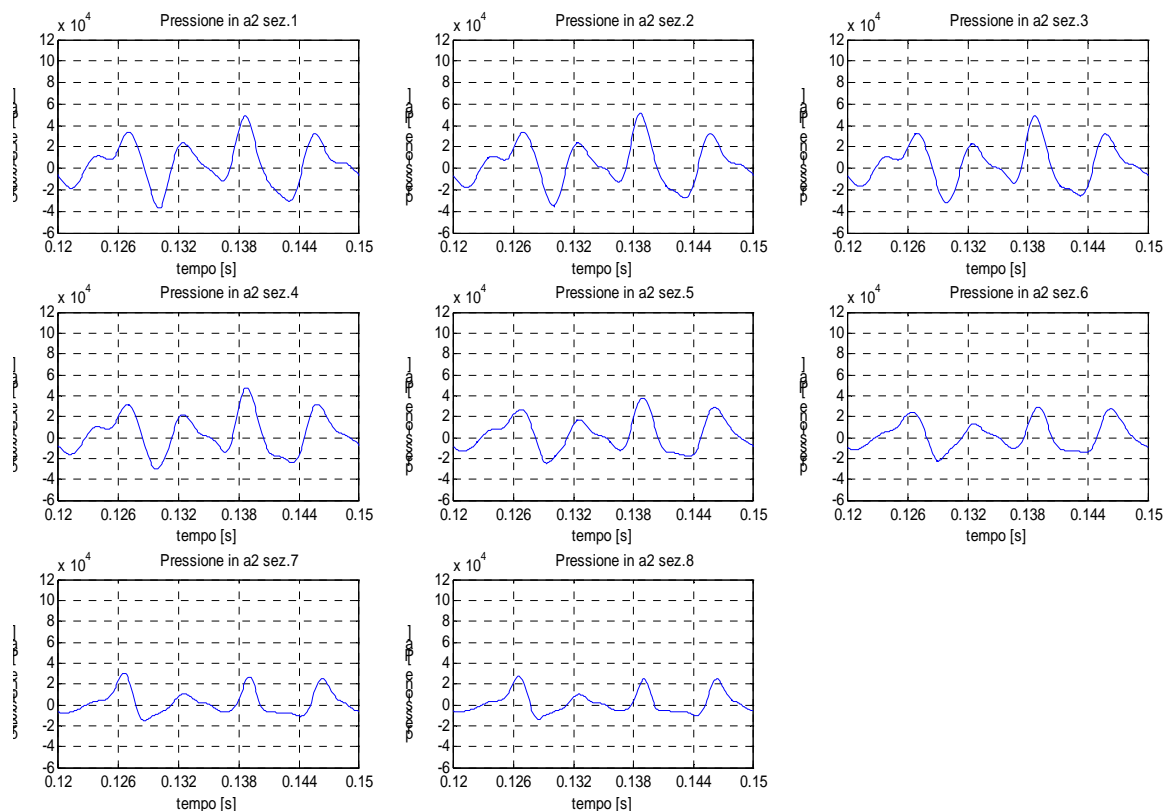


**Figura 3.5. Grafici nel dominio della frequenza (fft) della pressione riscontrata nelle sezioni del condotto anteriore a 4000 giri/min.**

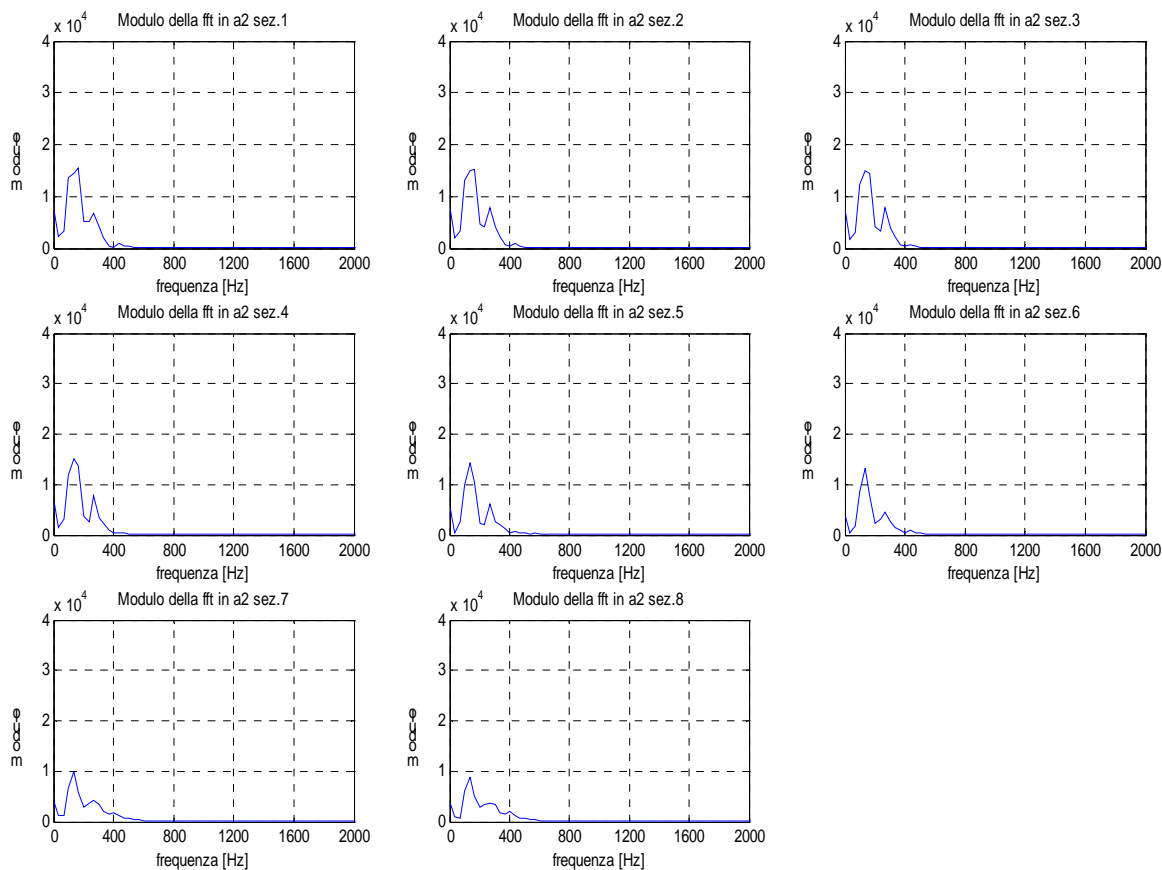
### 3.3.3.2.2 Condotto posteriore

I grafici della pressione nel condotto posteriore (fig. 3.46) presentano quattro massimi (per la sez. 1 i massimi della pressione si hanno a 127 ms, 132,5 ms, 136,8 ms e 145,6 ms). È da notare che i picchi di pressione generati dall'apertura della valvola di scarico del cilindro anteriore arrivano prima nelle sezioni del condotto posteriore poste oltre la giunzione dei tubi e dopo in quelle poste prima della giunzione. I grafici di fig. 3.46 mostrano come aumenti la durata delle zone in depressione per le sezioni più vicine alla fine del condotto. L'intervallo di tempo in cui vi è depressione passa infatti da 12,3 ms per la sez. 1 a 15,3 ms per la sez. 7.

L'analisi nel dominio della frequenza (fig. 3.46) dimostra che due sono i picchi delle sinusoidi principali che rappresentano il segnale di pressione. Il primo picco si ha a 134,2 Hz oppure a 167,8 Hz mentre il secondo picco si manifesta a 268,5 Hz. Le frequenze fondamentali sono perciò quattro volte e otto volte più grandi della frequenza di ciclo.



**Figura 3.6. Andamento della pressione per ciascuna sezione del condotto di scarico posteriore durante un ciclo dell'albero motore (n=4000 giri/min).**



**Figura 3.7. Grafici nel dominio della frequenza (fft) della pressione riscontrata nelle sezioni del condotto posteriore a 4000 giri/min.**

### 3.3.3.3 Onda di pressione al regime di 5000 giri/min

L'onda di pressione che si genera nel condotto anteriore (fig. 3.48) possiede quattro picchi principali ma solo i primi due sono molto importanti. Il primo picco è quello di maggiore entità ed è dovuto all'uscita del gas di combustione dalla camera. Il secondo picco, dovuto al riflettersi della sovrappressione, si viene a formare nel momento in cui sono contemporaneamente aperte la valvola di scarico e quella di aspirazione; a questo numero di giri il condotto non risulta perciò "accordato" con il periodo dell'onda di pressione.

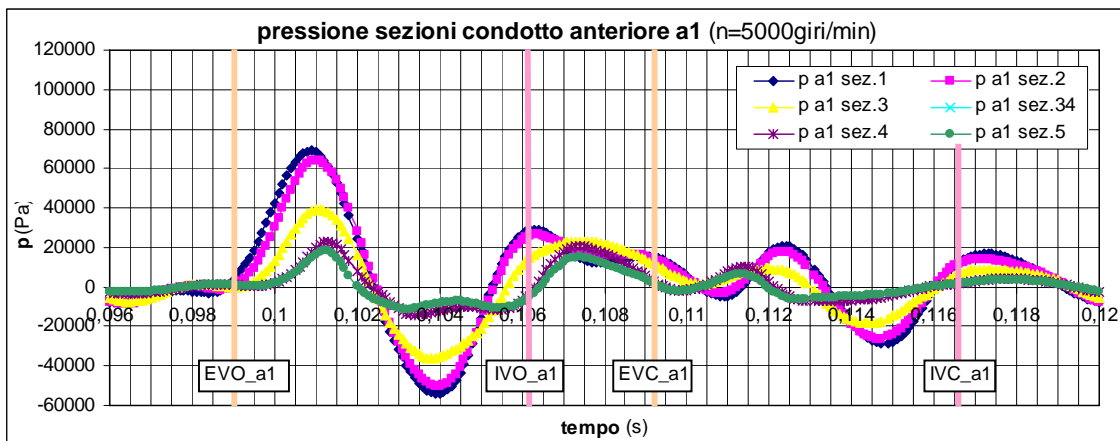


Figura 3.8. Pressione nel condotto anteriore "a1" per regime di 5000 giri/min.

Nel condotto posteriore (fig. 3.49) si genera invece, nel momento dell'apertura della valvola di scarico e di aspirazione, una pressione molto prossima a quella atmosferica.

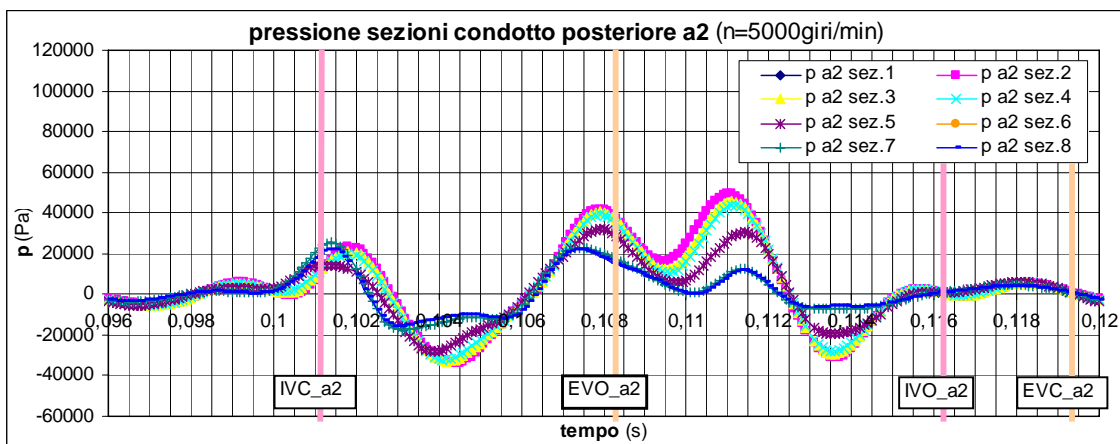
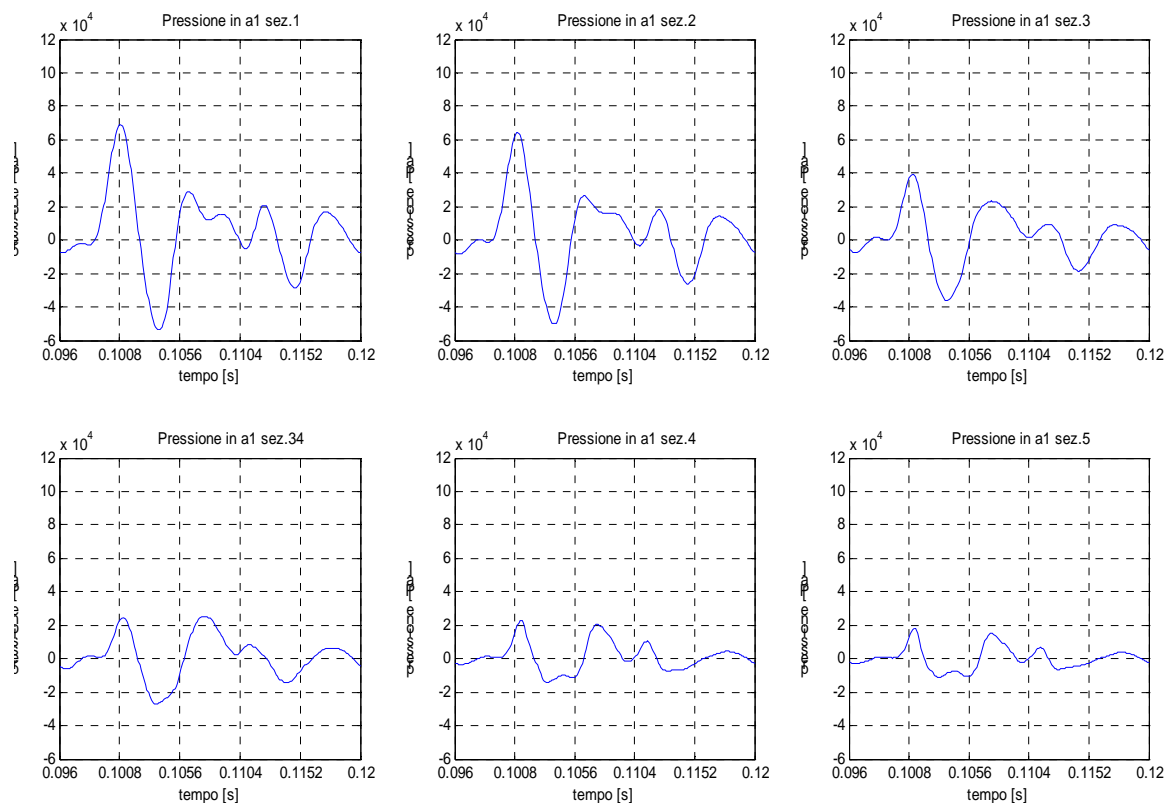


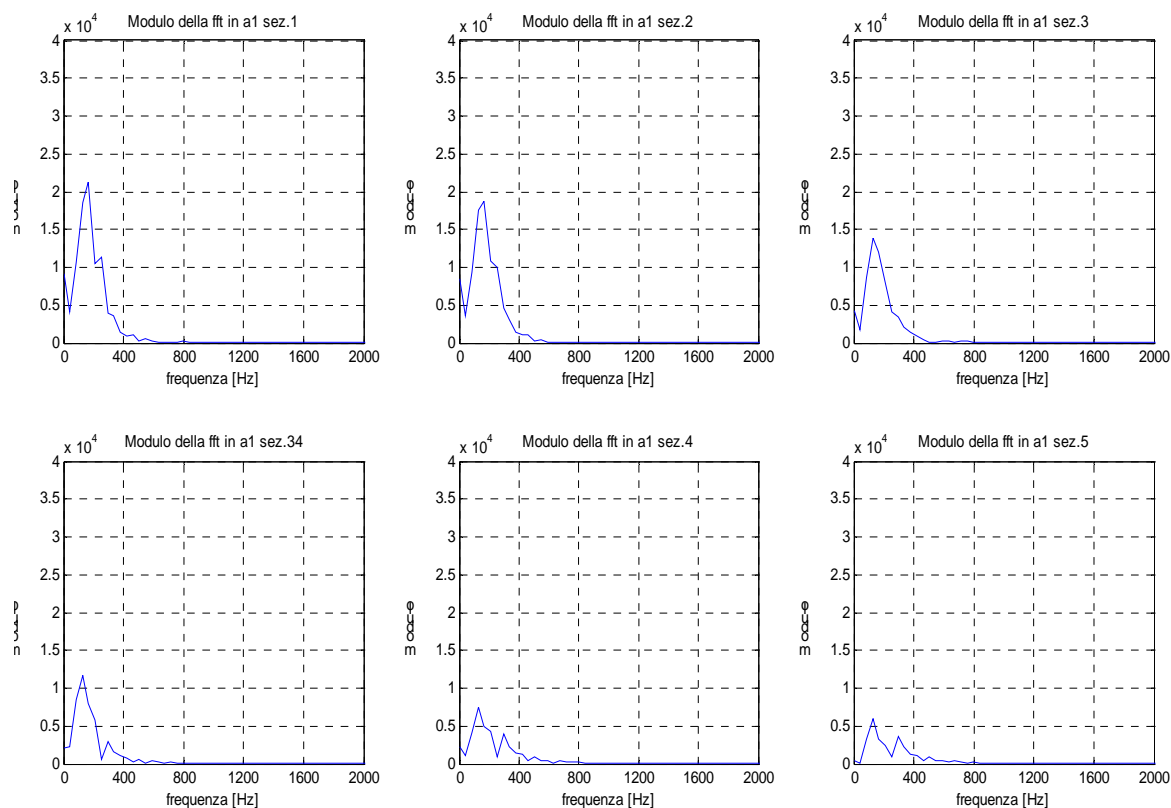
Figura 3.9. Pressione nel condotto posteriore "a2" per regime di 5000 giri/min.

#### 3.3.3.3.1 Condotto anteriore

L'analisi in frequenza (fig. 3.51) della pressione nelle sezioni del condotto anteriore (fig. 3.50) rileva un unico picco alla frequenza di 168,1 Hz.



**Figura 3.10. Andamento della pressione per ciascuna sezione del condotto di scarico anteriore durante un ciclo dell'albero motore (n=5000 giri/min).**



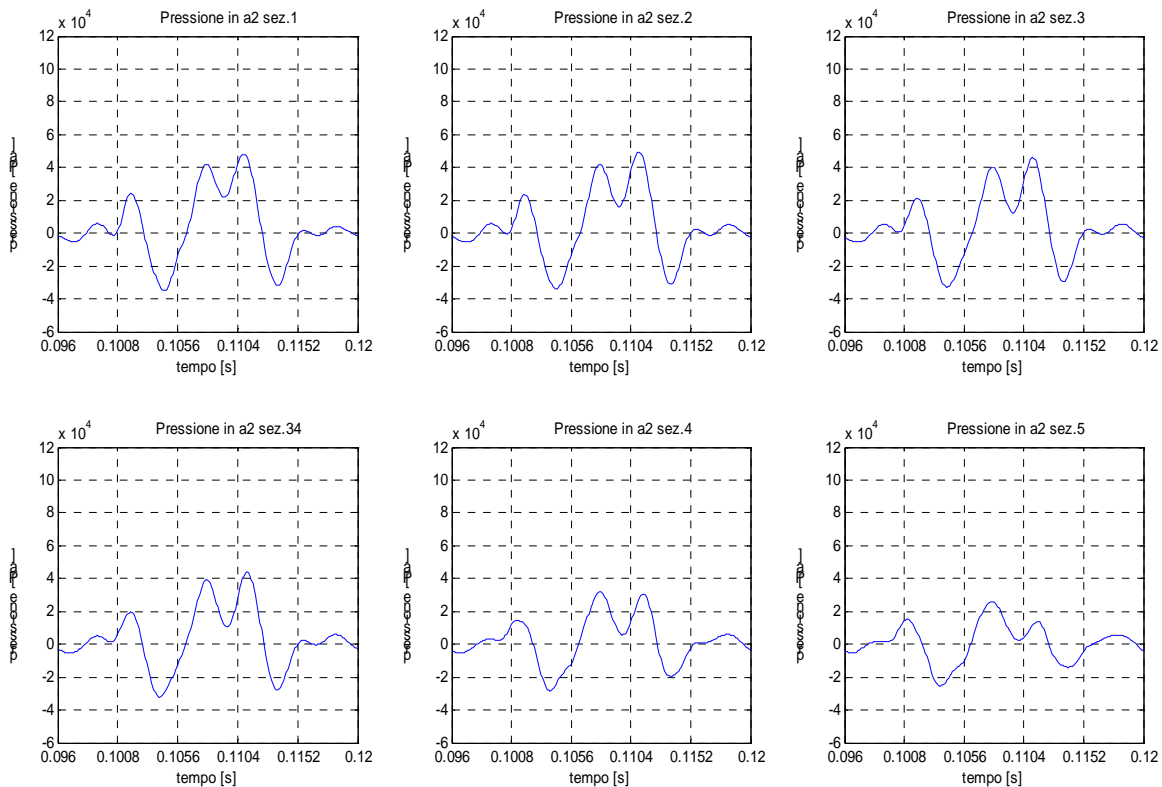
**Figura 3.11. Grafici nel dominio della frequenza (fft) della pressione riscontrata nelle sezioni del condotto anteriore a 5000 giri/min.**

Oltre la giunzione dei tubi si nota un picco ulteriore ad una frequenza di 336 Hz (doppia della precedente). In sostanza i segnali delle onde di pressione che si generano durante un ciclo hanno la maggiore intensità ad una frequenza doppia e quadrupla della forzante.

### 3.3.3.2 Condotta posteriore

Il segnale di pressione (figg. 3.52-3.53) proveniente dalle sezioni del condotto posteriore ha un primo picco alla frequenza di 84,03 Hz (frequenza della forzante) ed un secondo picco alla frequenza di 252 Hz (valore triplo del precedente). In questo caso, a differenza delle sezioni del condotto anteriore, l'intensità maggiore dell'onda di pressione si ha alle frequenze di ordine dispari.

Se si osservano le immagini di fig. 3.52 si vede inoltre che la fase di depressione, che segue il picco di sovrappressione, dovuto allo scarico dei gas combusti, avviene troppo rapidamente ed è troppo breve per interessare la fase di incrocio delle valvole. Infatti, all'apertura della valvola in aspirazione, il condotto di scarico è totalmente sottoposto ad una pressione prossima a quella atmosferica.



**Figura 3.12.** Andamento della pressione per ciascuna sezione del condotto di scarico posteriore durante un ciclo dell'albero motore ( $n=5000$  giri/min).

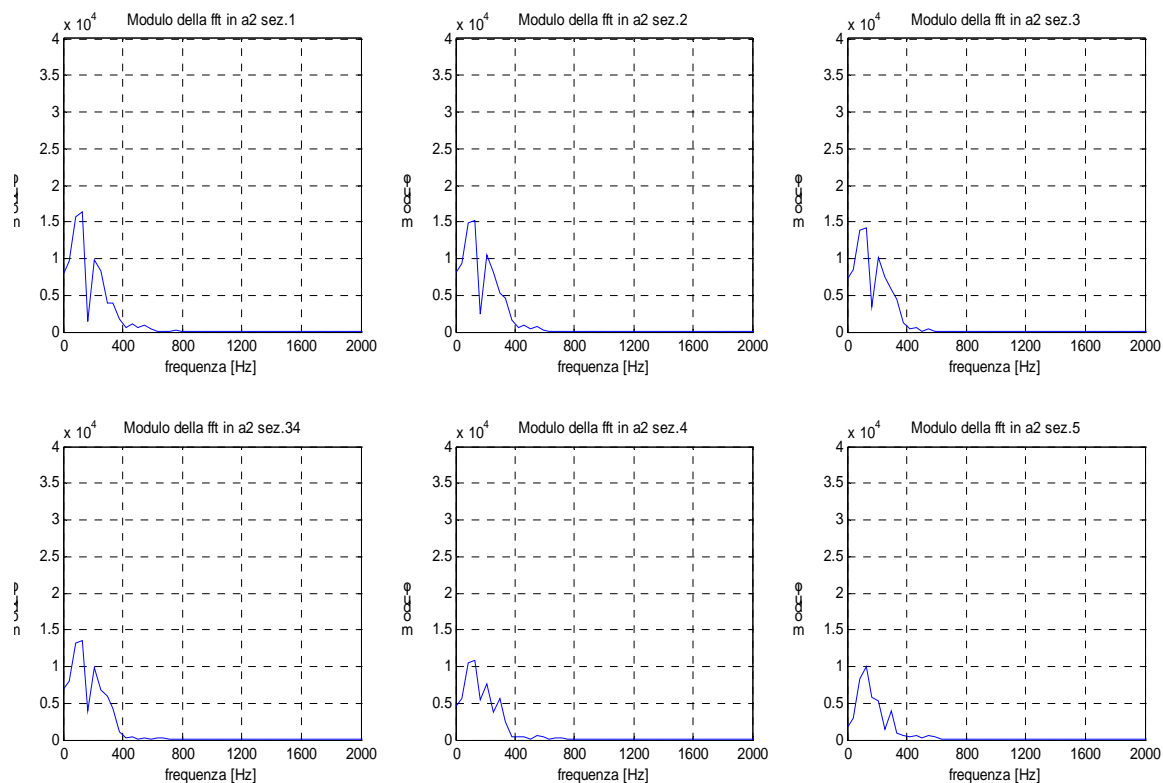


Figura 3.13. Grafici nel dominio della frequenza (fft) della pressione riscontrata nelle sezioni del condotto posteriore a 5000 giri/min.

### 3.3.3.4 Onda di pressione al regime di 6000 giri/min

Le onde di pressione che si formano nei tubi di scarico durante un ciclo a 6000 giri/min sono indicate nelle figg. 3.54-3.55. Nell'intervallo di tempo tra apertura della valvola di aspirazione e chiusura della valvola di scarico (fig. 3.54) si genera nel condotto anteriore un'onda di depressione che facilita la fuoriuscita dei gas combusti dalla camera di combustione del motore. Il valore della pressione durante l'incrocio delle valvole varia da  $-28489$  Pa (all'apertura della valvola di aspirazione) a  $4933$  Pa (alla chiusura della valvola di scarico).

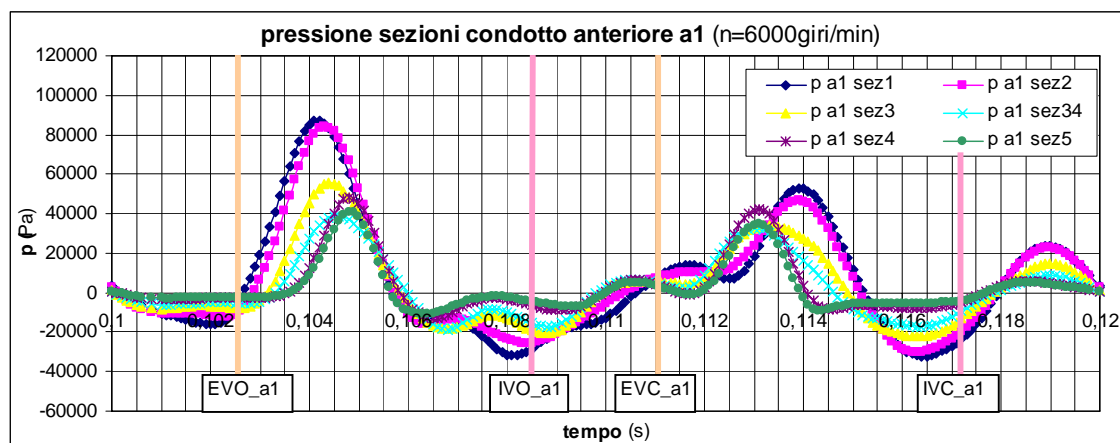


Figura 3.14. Pressione nel condotto anteriore "a1" per regime di 6000 giri/min.



All'inizio della fase d'incrocio delle valvole (IVO\_a2-EVC\_a2 in fig. 3.54) tutto il condotto posteriore si trova in depressione. Il massimo della depressione (-30250 Pa) si ha però qualche istante prima (1 ms) dell'apertura della valvola di aspirazione (IVO). Ciononostante, il valore della pressione nell'istante di apertura della valvola di aspirazione (116,9 ms) è di -8897 Pa e nell'istante di chiusura della valvola di scarico (119,4 ms) è di -8003 Pa. Differentemente da quanto accadeva per i regimi di giri inferiori, con queste considerazioni si può dire che l'andamento dell'onda di pressione comincia ad essere in sincronia con la fase di incrocio delle valvole.

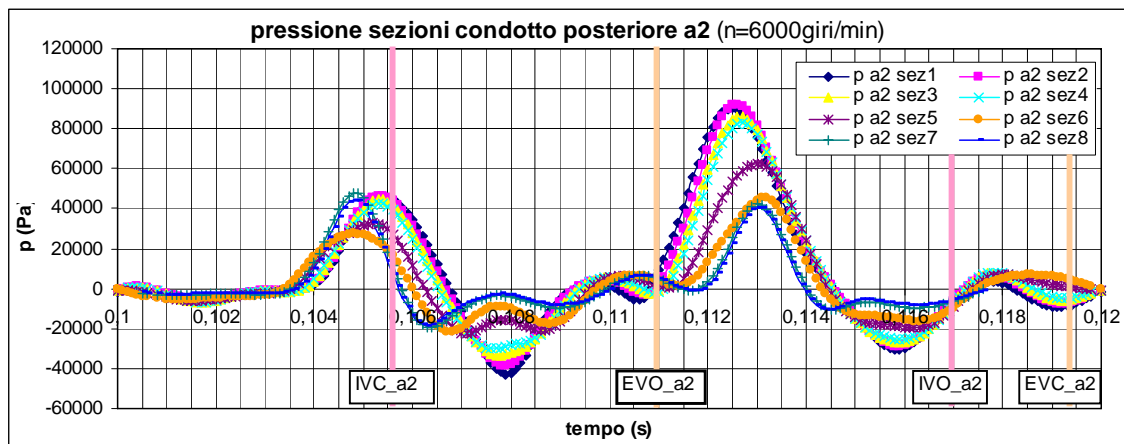
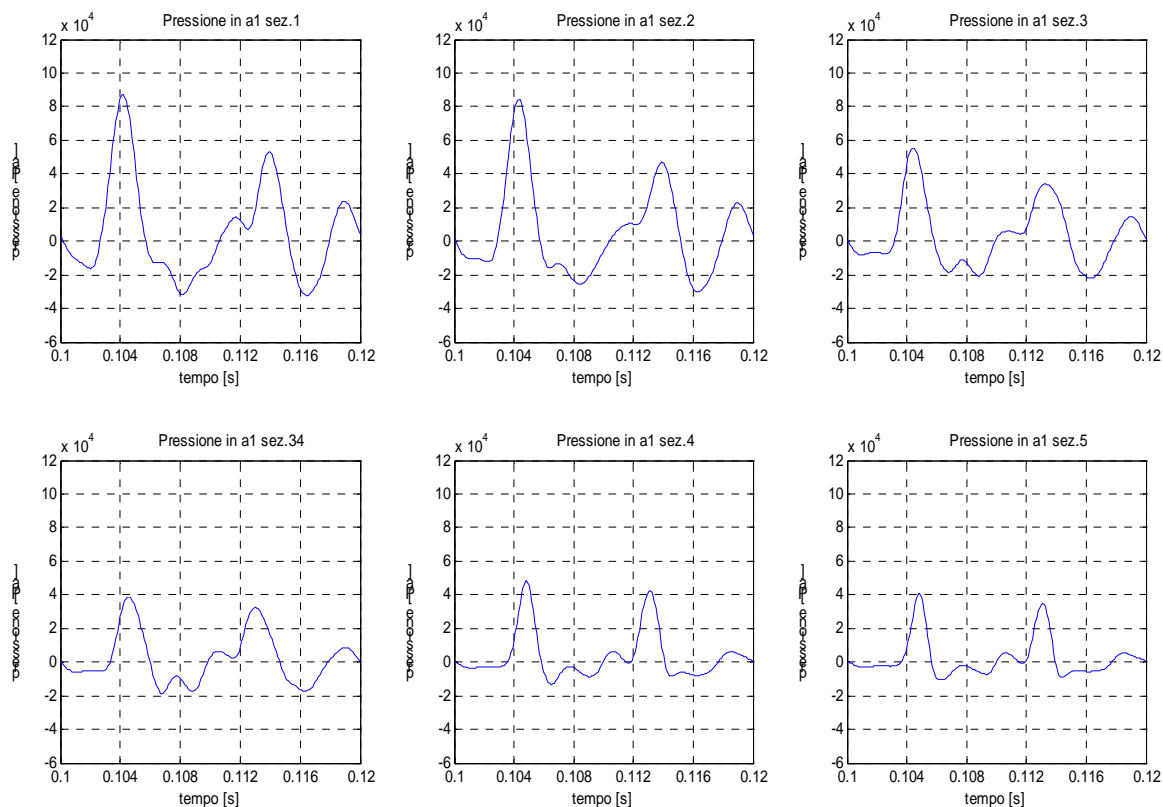


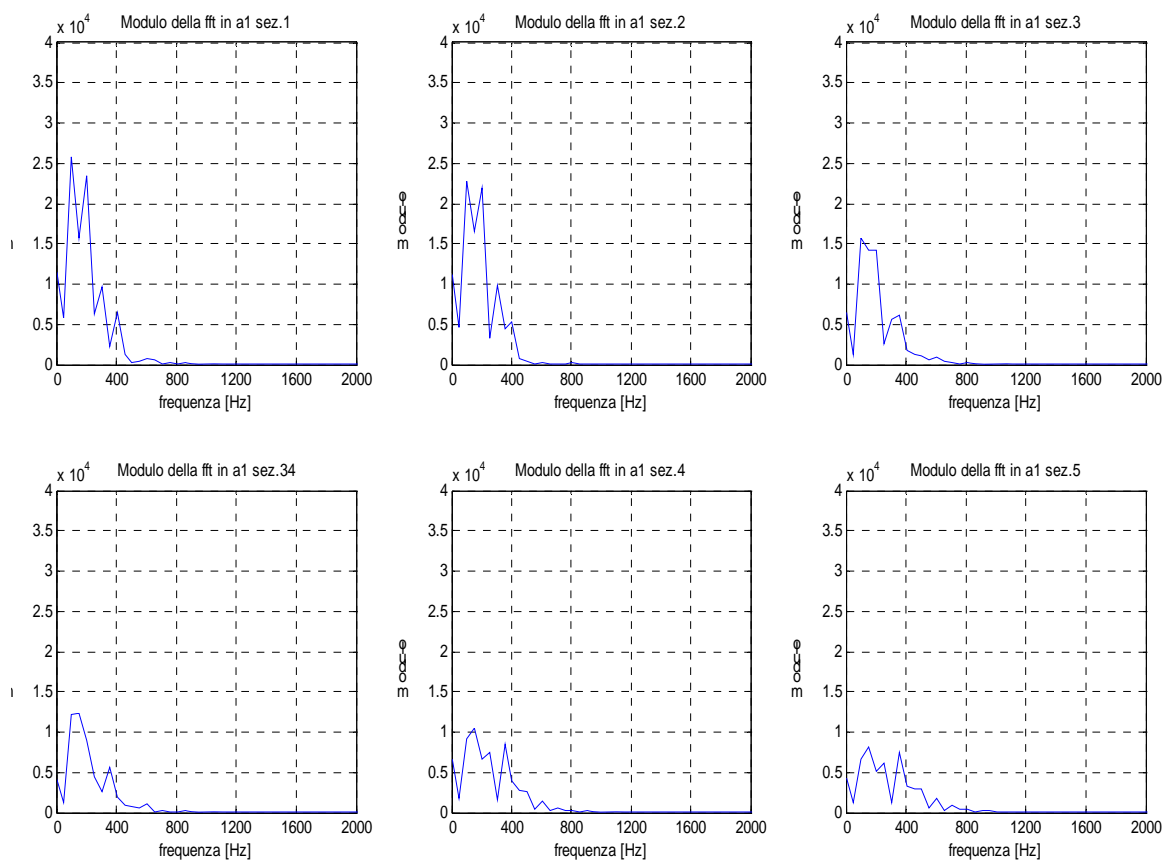
Figura 3.15. Pressione nel condotto posteriore “a2” per regime di 6000 giri/min.

### 3.3.3.4.1 Condotta anteriore

La prima sezione del condotto anteriore (fig. 3.56) presenta, durante un ciclo, tre massimi a 104,2 ms, 113,9 ms e 118,9 ms. Il primo incremento di pressione è dovuto all'apertura della valvola di scarico del condotto anteriore e alla brusca uscita del gas di scarico nel tubo. Il secondo massimo è generato invece dall'apertura della valvola dell'altro scarico, quello del cilindro posteriore. Confrontando gli andamenti della pressione in ciascun grafico della fig. 3.56 si nota uno spostamento nel tempo delle onde di pressione di alcuni decimi di millisecondo. In particolare, spostandosi verso l'uscita dei tubi, si nota che la sovrappressione proveniente dall'ingresso del tubo anteriore ritarda mentre quella che arriva dal condotto posteriore anticipa. I grafici della pressione rimangono inoltre molto simili per le sezioni a monte dell'unione dei tubi mentre cambiano completamente forma per le sezioni a valle dell'incrocio; anche l'entità della pressione diminuisce notevolmente dopo che l'onda è passata attraverso l'incrocio dei tubi (a1 sez. 4 e a1 sez. 5 di fig. 3.56).



**Figura 3.16. Andamento della pressione per ciascuna sezione del condotto di scarico anteriore durante un ciclo dell'albero motore ( $n=6000$  giri/min).**



**Figura 3.17. Grafici nel dominio della frequenza (fft) della pressione riscontrata nelle sezioni del condotto anteriore a 6000 giri/min.**

L'analisi in frequenza (fig. 3.57) dei segnali di pressione indicati nei grafici di fig. 3.56 riporta, per ciascuna sezione del condotto, delle fft molto frastagliate, a differenza dei casi precedentemente analizzati, essi presentano diversi picchi nel campo delle frequenze da 0 a 500 Hz (oltre i 500 Hz i grafici si appiattiscono e i picchi non sono più apprezzabili).

Le sezioni 1-2 dimostrano fft con andamenti molto simili, le frequenze di picco (fig. 3.57) si hanno a 101 Hz, 202 Hz, 303 Hz, 404 Hz per le sezioni 1-2.

Il grafico della fft cambia per le sezioni 3-34; in questa circostanza i massimi si hanno a 101 Hz, 202 Hz, 353,5 Hz per la sezione 3 e a 151,5 Hz, 353,5 Hz per la sezione 34. Le sezioni oltre l'incrocio dei tubi hanno i picchi a 151,5 Hz, 252,5 Hz, 353,5 Hz (a1 sez. 4 e a1 sez. 5).

È interessante notare che a monte dell'incrocio dei tubi i massimi della fft si hanno con multipli di ordine pari della frequenza di ciclo ( $f_c=50$  Hz), mentre a valle dell'unione dei tubi i picchi della fft si hanno con multipli di ordine dispari.

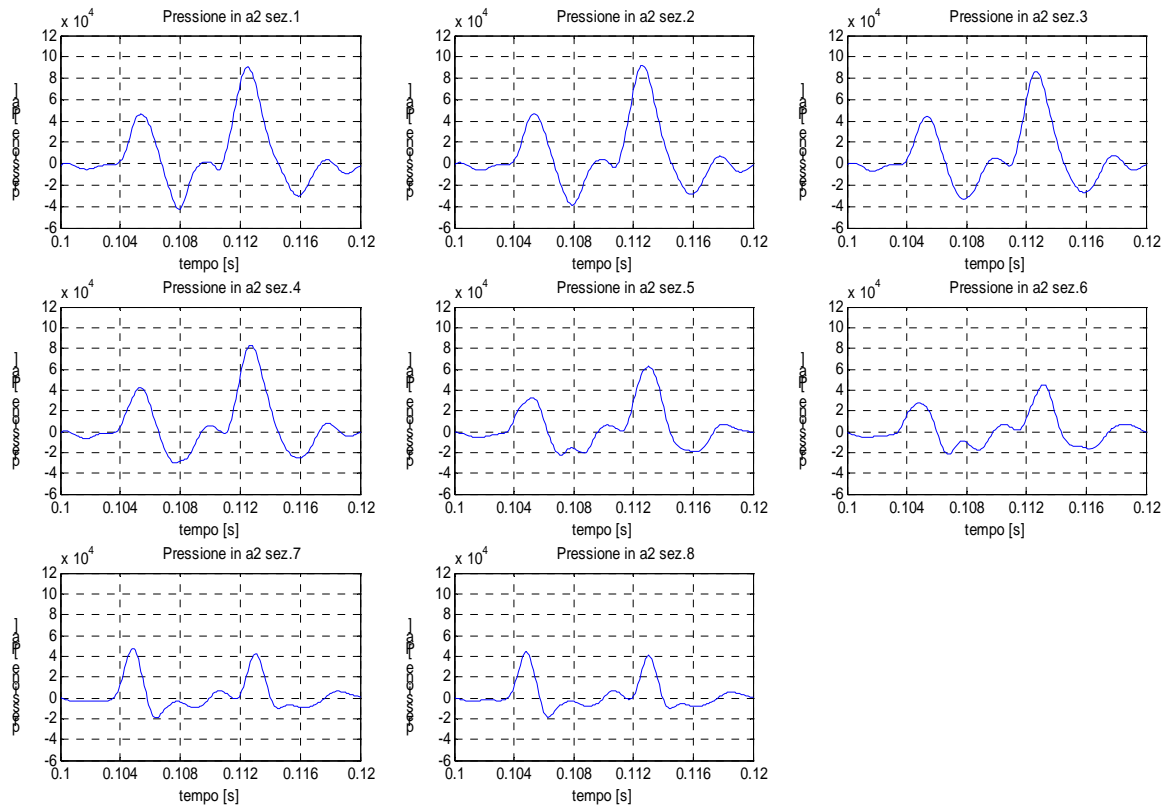
#### **3.3.3.4.2 Condotta posteriore**

La pressione nelle sezioni del condotto di scarico del cilindro posteriore (fig. 3.58) mostra due massimi. Nella sezione 1 il primo picco di pressione si ha dopo 5,4 ms dall'inizio del ciclo del motore mentre il secondo, quello di ampiezza più grande, si ha dopo 12,5 ms; il tempo intercorso tra un picco e l'altro è in questo caso di 7,1 ms. Spostandosi verso l'uscita del condotto, i picchi dell'onda di pressione tendono progressivamente ad allontanarsi fra di loro al punto che nella sezione 8 (fig. 3.58) l'intervallo di tempo è di 8,2 ms.

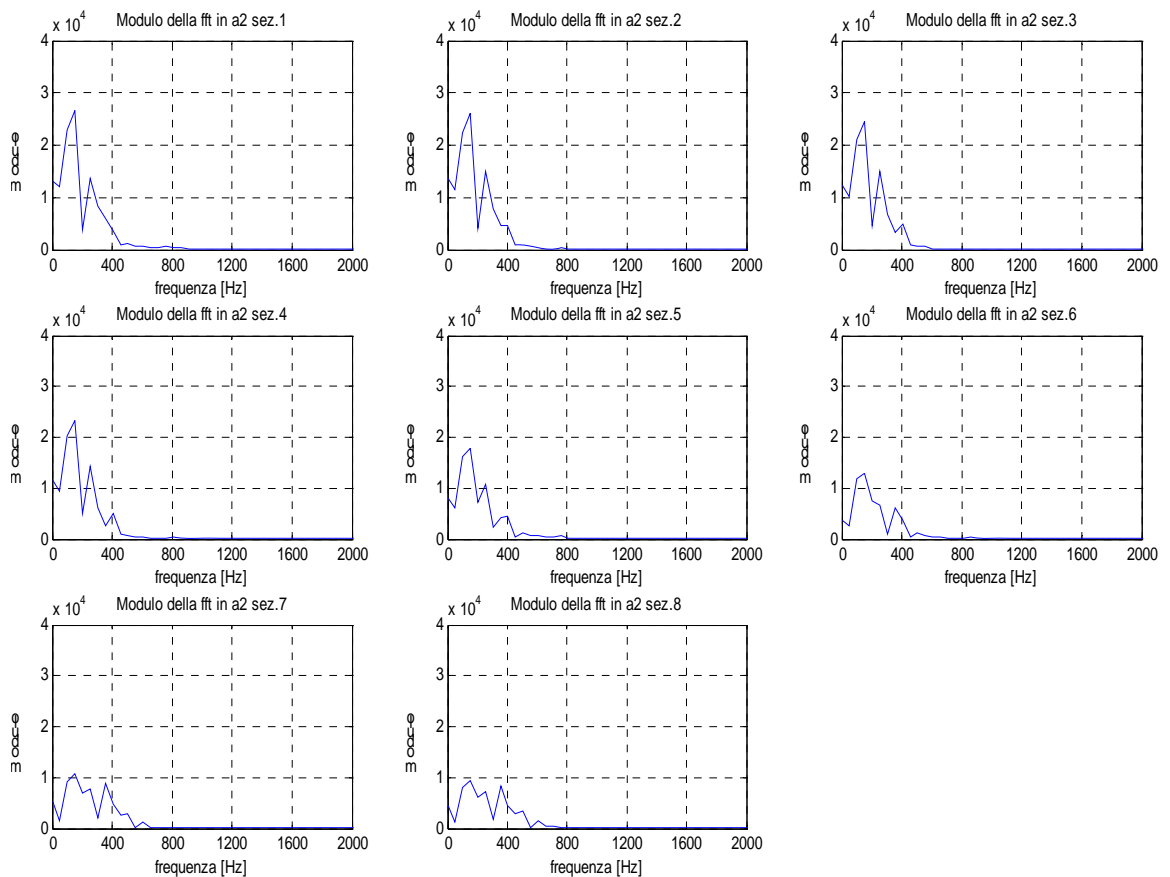
L'ampiezza delle onde di pressione si riduce verso l'uscita del condotto e in particolare subisce una notevole riduzione in prossimità e oltre l'incrocio dei tubi. In queste zone l'entità del secondo massimo di pressione diviene paragonabile a quella del primo.

La trasformata di Fourier (fft) della pressione nelle sezioni del condotto posteriore è riportata in fig. 3.59.

Il grafico della fft per le sezioni 1-2 possiede due massimi in corrispondenza di 151,5 Hz e 252,5 Hz. Le fft del segnale di pressione delle sezioni 3-4-5 presentano tre massimi a 151,5 Hz, 252,5 Hz e a 404 Hz. Diversamente da quanto ricavato nelle sezioni precedenti, nella sezione 6 si hanno due picchi alla frequenza di 151,5 Hz e 353,5 Hz.



**Figura 3.18. Andamento della pressione per ciascuna sezione del condotto di scarico posteriore durante un ciclo dell'albero motore (n=6000 giri/min).**



**Figura 3.19. Grafici nel dominio della frequenza (fft) della pressione riscontrata nelle sezioni del condotto posteriore a 6000 giri/min.**

Molto diversa dai grafici precedenti è la trasformata di Fourier per le sezioni 7-8, poste oltre l'incrocio dei tubi. Nelle sezioni 7-8, infatti, il modulo delle fft risulta molto ridotto rispetto a quelli ricavati per le altre sezioni, mentre le frequenze di picco, che ora si hanno a 151,5 Hz, 252,5 Hz, 353,5 Hz, sono rimaste le stesse calcolate nelle altre sezioni. Inoltre la pressione in queste sezioni non presenta una fft con un picco dominante.

È interessante notare come, anche in tutte queste sezioni, le componenti in frequenza oltre i 500 Hz non siano molto rilevanti.

### 3.3.3.5 Onda di pressione al regime di 7000 giri/min

Le simulazioni svolte al regime di 7000 giri/min hanno fornito i valori della pressione nel tempo. Tali valori sono stati poi diagrammati (fig. 3.60) in un ciclo dell'albero motore (0,0171 s).

Se si analizzano i grafici di fig. 3.60 ciascuna curva presenta due punti di massimo dovuti alla brusca onda di pressione che si ha all'apertura della valvola di scarico del condotto anteriore e del condotto posteriore. L'intervallo di tempo che intercorre tra i picchi di pressione si riduce con l'aumentare della distanza della sezione dall'ingresso dei condotti. Nella fase di incrocio delle valvole, il condotto anteriore, ad eccezione della zona in prossimità del terminale, si trova in depressione. La depressione in questa fase passa da -32 kPa a -10 kPa a valvola di scarico chiusa; questa è una situazione favorevole per estrarre in maniera efficace i gas di scarico dalla camera di combustione.

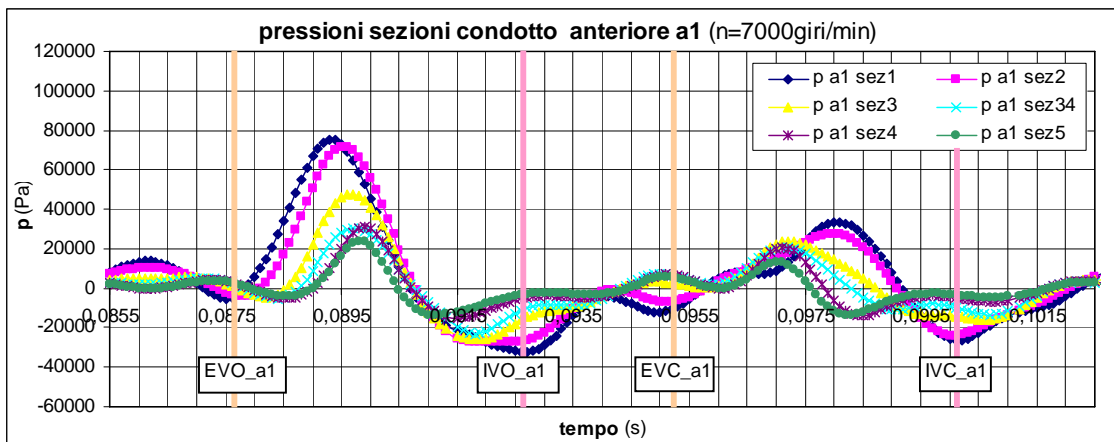


Figura 3.20. Pressione nel condotto anteriore "a1" per regime di 7000 giri/min.

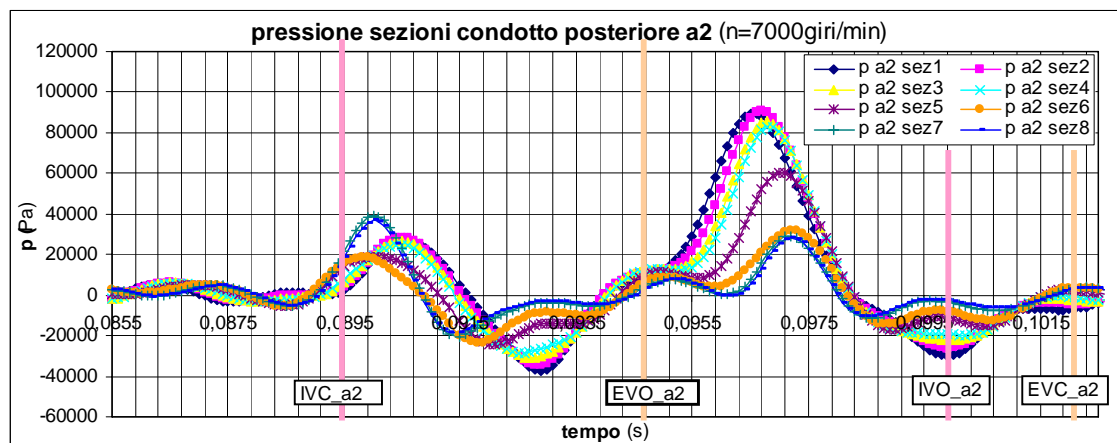


Figura 3.21. Pressione nel condotto anteriore “a1” per regime di 7000 giri/min.

I valori della pressione riscontrati nel condotto posteriore “a2” (fig. 3.61) dimostrano che nella fase di incrocio ogni sezione del condotto si trova completamente in depressione. La depressione all’apertura della valvola di scarico vale  $-29570$  Pa e cresce fino al valore di  $-7212$  Pa in corrispondenza della chiusura dello scarico.

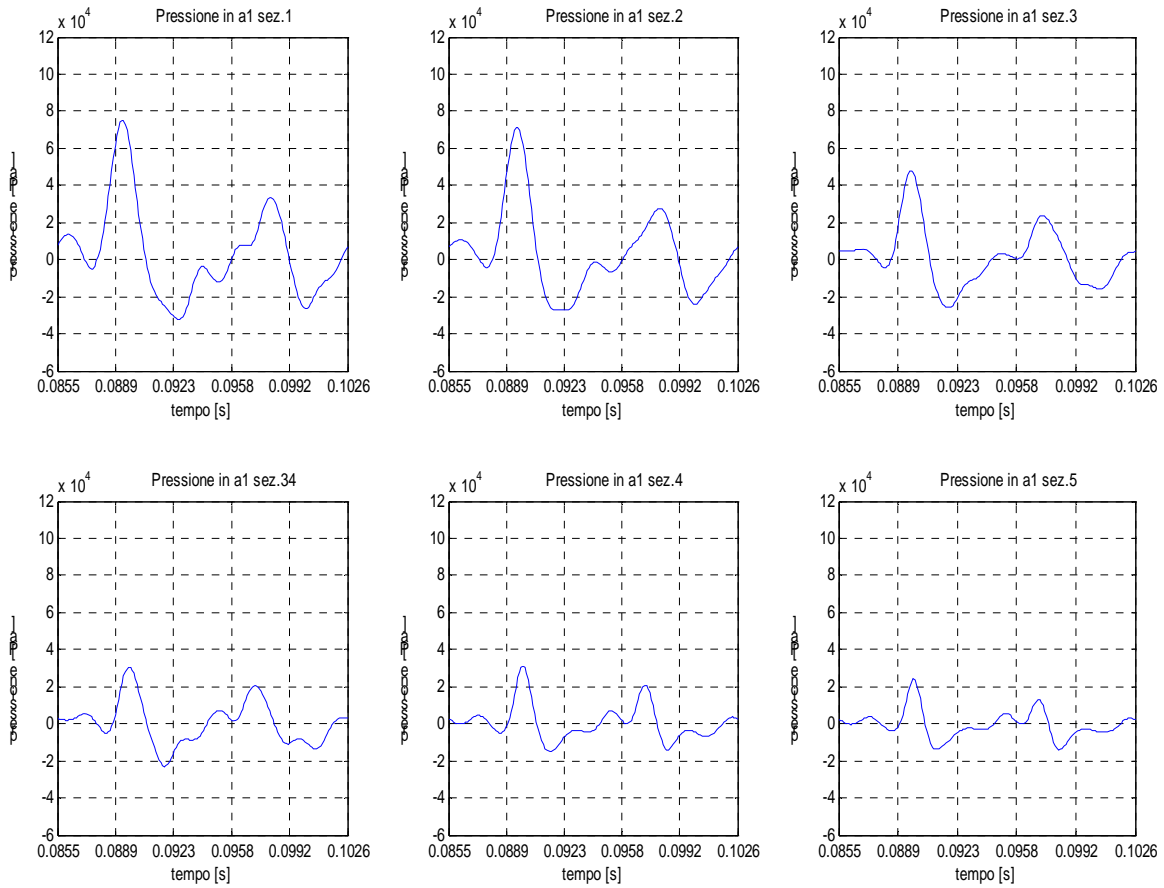
Infine è da notare che la distanza fra i picchi di pressione (fig. 3.61) è minore per sezioni più vicine all’ingresso dei tubi.

### 3.3.3.5.1 Condotto anteriore

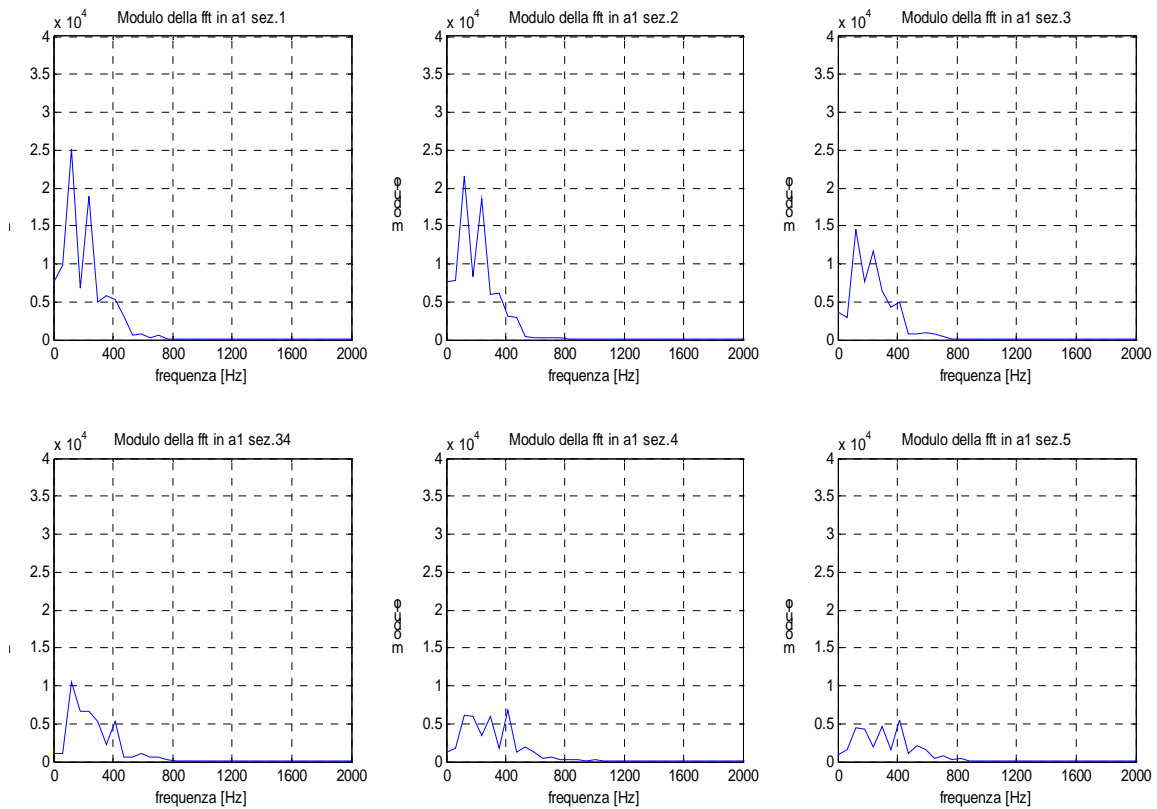
Gli andamenti di pressione, riportati in fig. 3.62, dimostrano che tutte le sezioni dei condotti sono interessate da due picchi principali dovuti alle aperture delle valvole dei cilindri. Il primo picco è causato dall’apertura delle valvole di scarico del cilindro anteriore mentre il secondo è il ritorno della sovrappressione provocata dall’apertura delle valvole allo scarico posteriore.

L’analisi in frequenza rileva due picchi principali alle frequenze di 117,6 Hz e 235,3 Hz per le sezioni a monte dell’incrocio dei tubi e tre picchi alle frequenze di 117,6 Hz, 235,3 Hz e 411,8 Hz per le sezioni a valle della giunzione. Tali frequenze di picco corrispondono al numero di giri dell’albero motore ed ai suoi multipli.

Dalle figg. 3.62 e 3.63 si nota una notevole riduzione dell’ampiezza dell’onda di pressione oltre la giunzione dei condotti.



**Figura 3.22. Andamento della pressione in ciascuna sezione del condotto anteriore di scarico per due giri dell'albero motore ( $n=7000$  giri/min).**

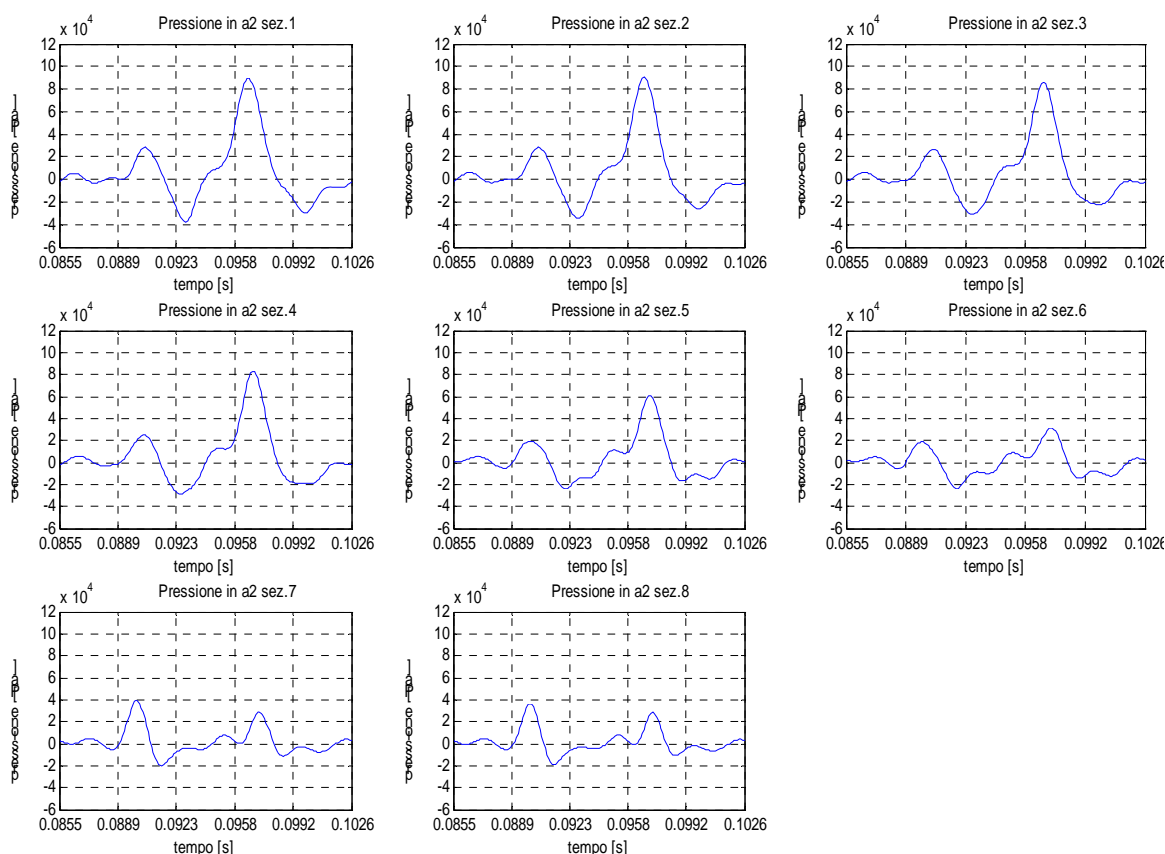


**Figura 3.23. Grafici nel dominio della frequenza (fft) della pressione riscontrata nelle sezioni del condotto anteriore a 7000 giri/min.**

### 3.3.3.5.2 Condotto posteriore

Nel condotto posteriore sono nuovamente presenti due picchi di pressione (fig. 3.64); in questo caso però la differente disposizione delle sezioni rileva i due massimi più ravvicinati rispetto al condotto anteriore. Il tempo tra un picco e l'altro è in questo caso di 6 ms e va progressivamente aumentando per le sezioni verso lo scarico. Anche in questo caso, oltre alle zone di sovrappressione, si notano quelle di depressione, in cui il valore della pressione diviene negativo. È interessante notare che questa fascia di depressione, presente dopo il secondo massimo di pressione, coincide con l'incrocio di apertura delle valvole del motore.

L'analisi in frequenza (fig. 3.65) rileva tre picchi principali alle frequenze a 117,6 Hz, 294,1 Hz e 411,8 Hz. Il primo valore è la frequenza della forzante, ovvero il numero di giri al quale sta avvenendo il processo. Il segnale proveniente dalle sezioni oltre la giunzione risulta avere maggiori componenti a frequenza più alta. La giunzione infatti, oltre a generarle, dissipa notevolmente le onde di pressione.



**Figura 3.64.** Andamento della pressione in ciascuna sezione del condotto posteriore di scarico per due giri dell'albero motore ( $n=7000$  giri/min).



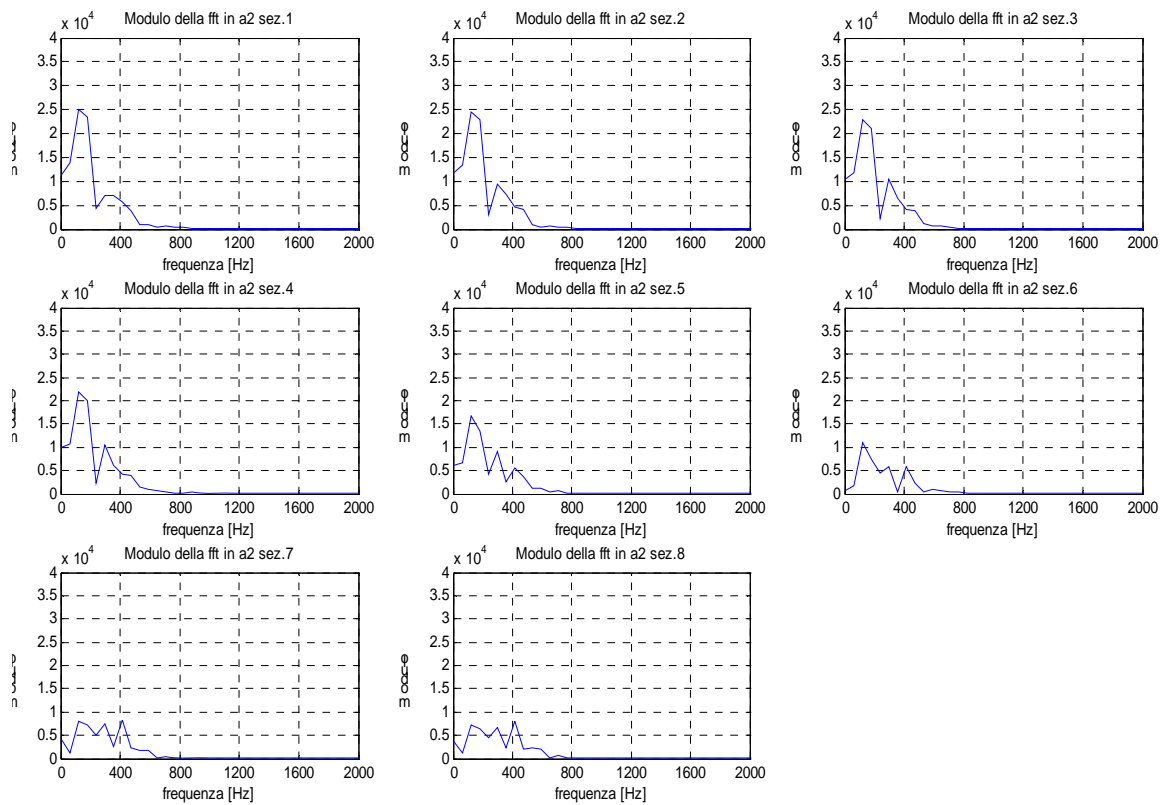


Figura 3.65. Grafici nel dominio della frequenza (fft) della pressione riscontrata nelle sezioni del condotto posteriore a 7000 giri/min.

### 3.3.3.6 Onda di pressione al regime di 8000 giri/min

Il condotto anteriore durante un ciclo è interessato da due picchi di sovrappressione (fig. 3.66); il primo picco, dovuto all'apertura della valvola allo scarico, riflettendosi attraverso la giunzione del condotto causa la depressione nella fase di incrocio delle valvole. La stessa situazione si viene a creare nel condotto posteriore (fig. 3.67).

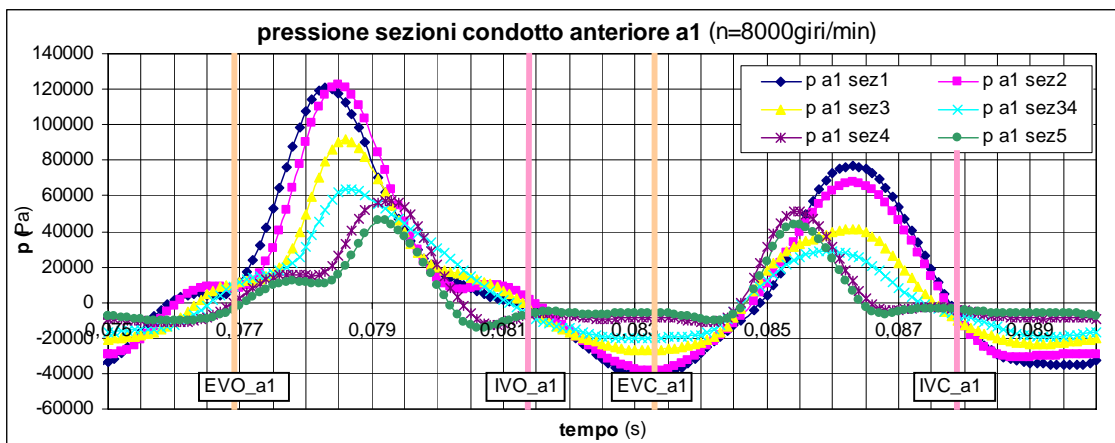


Figura 3.66. Pressione nel condotto anteriore "a1" per regime di 8000 giri/min.

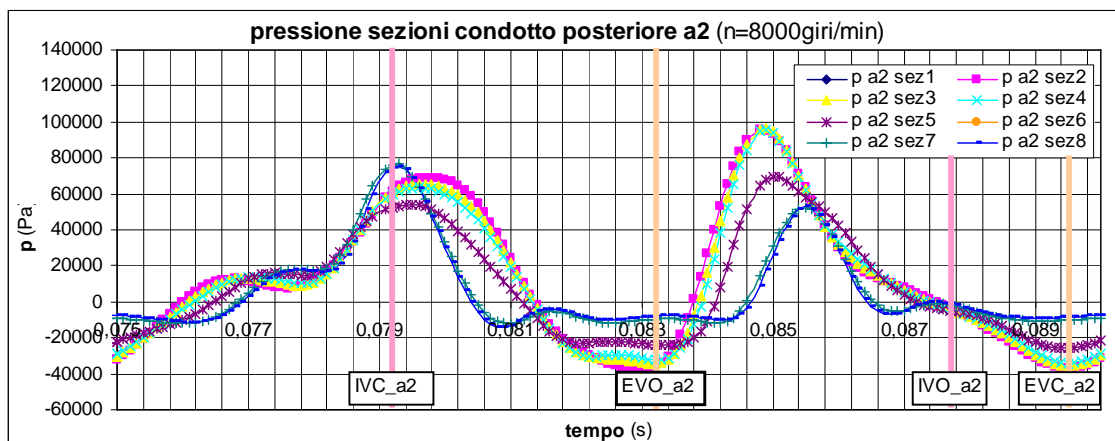


Figura 3.67. Pressione nel condotto posteriore "a2" per regime di 8000 giri/min.

### 3.3.3.6.1 Condotto anteriore

La depressione che si forma nel condotto anteriore (fig. 3.68) diminuisce progressivamente di entità verso le ultime sezioni del condotto. In particolare, oltre la giunzione dei tubi, la sovrappressione risulta molto ridotta mentre la depressione è quasi nulla. La trasformata di Fourier rileva, per le sezioni a monte della giunzione, tre picchi principali alle frequenze di 135 Hz, 270,3 Hz e 405,4 Hz. Tali frequenze corrispondono al numero di giri del motore ed ai suoi multipli.

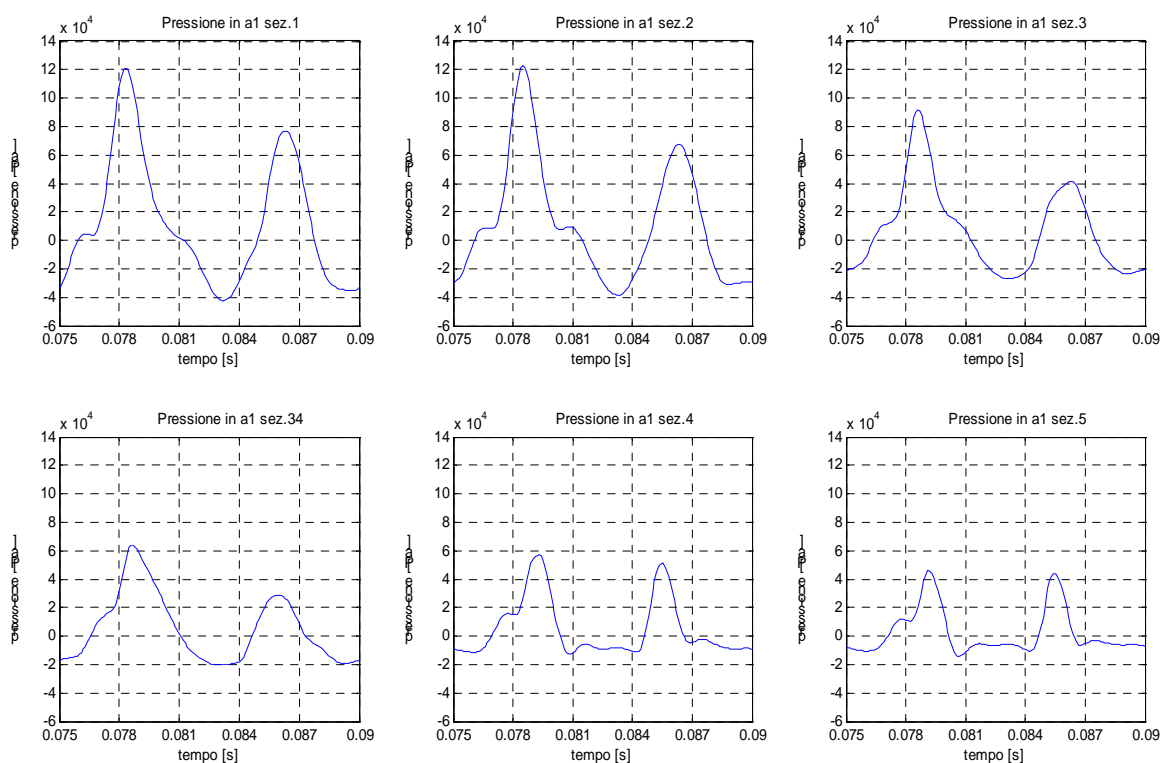
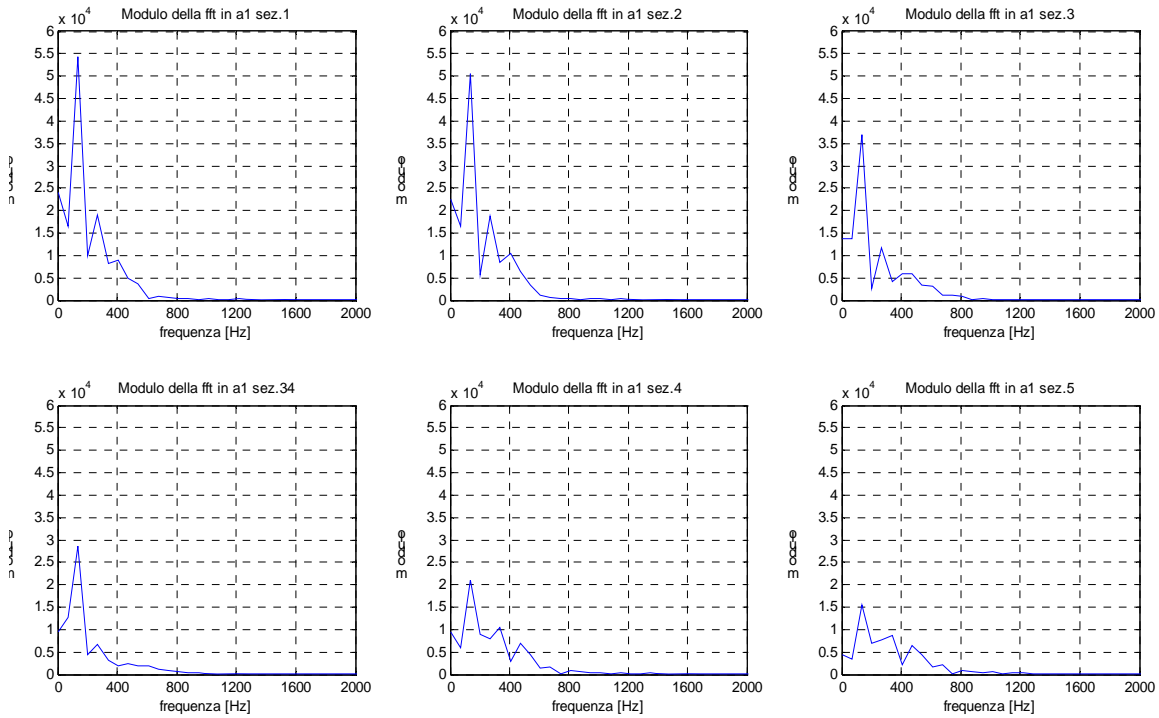


Figura 3.68. Andamento della pressione in ciascuna sezione del condotto anteriore di scarico per due giri dell'albero motore (n=8000 giri/min).



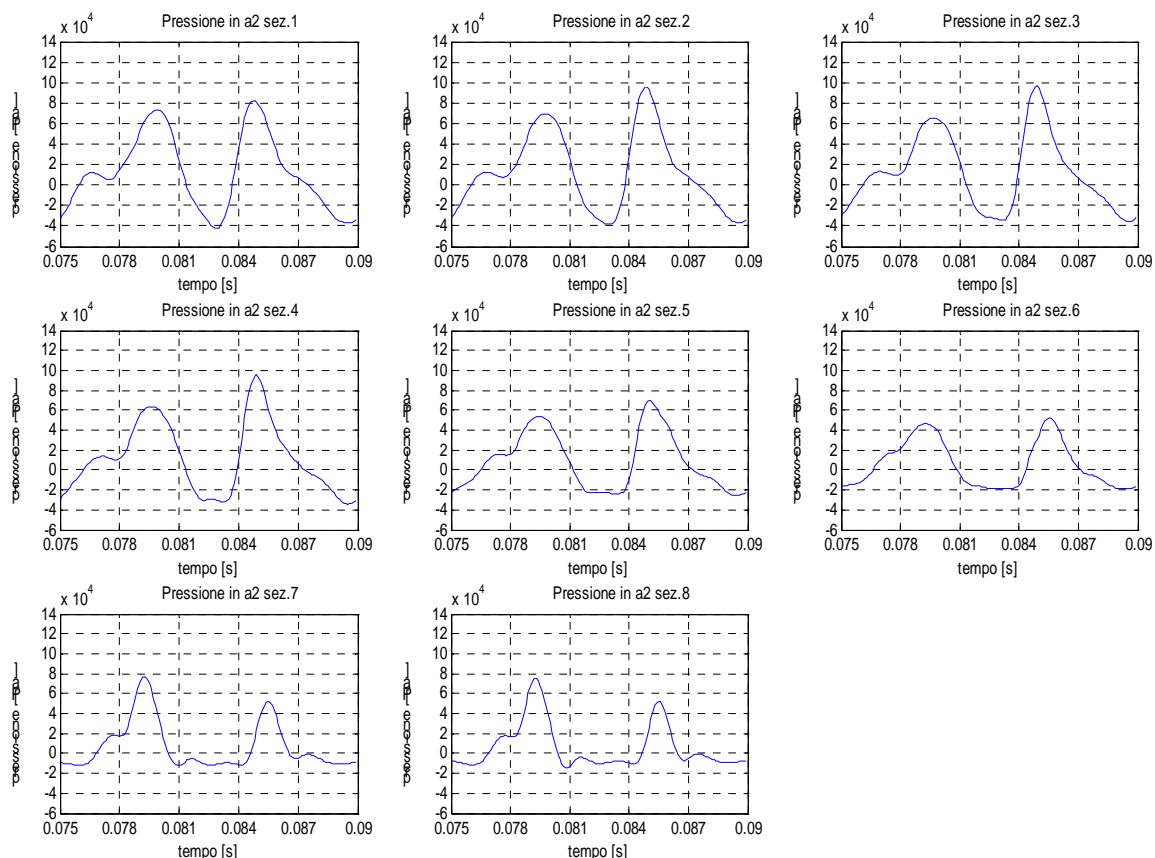
**Figura 3.69.** Grafici nel dominio della frequenza (fft) della pressione riscontrata nelle sezioni del condotto anteriore a 8000 giri/min.

### 3.3.3.6.2 Condotto posteriore

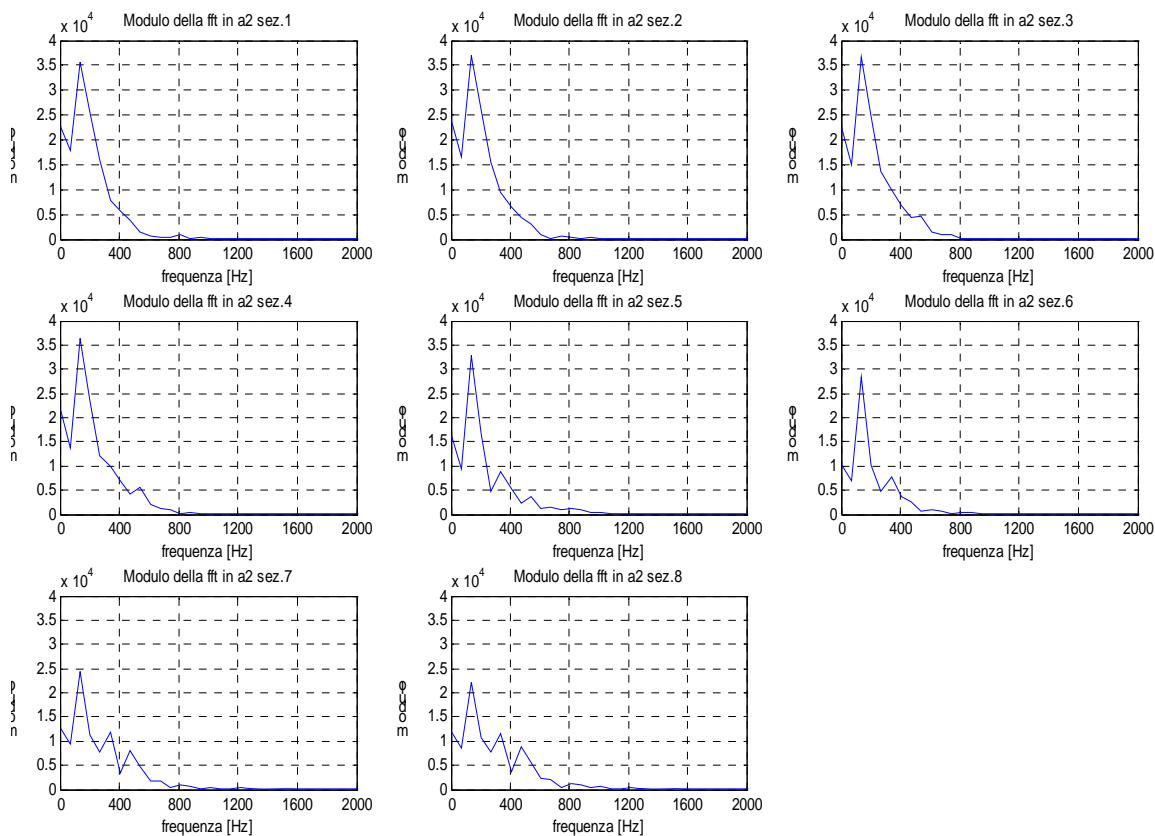
I picchi di pressione, che si formano in questo condotto durante un ciclo dell'albero motore, risultano essere molto ravvicinati perchè l'onda di pressione, provocata dallo scarico nel condotto anteriore, deve risalire anche parte dell'ingresso del condotto posteriore. In questo modo viene a ridursi l'intervallo di tempo tra un picco di pressione e l'altro. La massima sovrappressione si ha all'apertura della valvola di scarico posteriore e vale quasi 10000 Pa.

L'onda di pressione (fig. 3.70) che si sviluppa nel condotto posteriore ha, come nel caso precedente, un picco principale (fig. 3.71) alla frequenza di 135 Hz.

Nelle sezioni oltre la giunzione dei tubi (fig. 3.71) la fft possiede, oltre al picco alla frequenza di 135 Hz, anche altri due picchi a 337,8 Hz e 473 Hz. In effetti per questa zona del condotto si osserva una riduzione sia della sovrappressione che della depressione mentre sorgono altre oscillazioni a frequenze più elevate. La giunzione smorza notevolmente le onde di pressione e crea ulteriori componenti.



**Figura 3.70. Andamento della pressione in ciascuna sezione del condotto posteriore di scarico per due giri dell'albero motore ( $n=8000$  giri/min).**



**Figura 3.71. Grafici nel dominio della frequenza (fft) della pressione riscontrata nelle sezioni del condotto posteriore a 8000 giri/min.**

### 3.3.3.7 Onda di pressione al regime di 9000 giri/min

L'onda di pressione (fig. 3.72) generata dall'uscita dei gas combusti dalla camera di combustione nel condotto anteriore provoca, dopo essersi riflessa, un semiperiodo di depressione che non risulta però essere del tutto in fase con la contemporanea apertura delle valvole di scarico e di aspirazione.

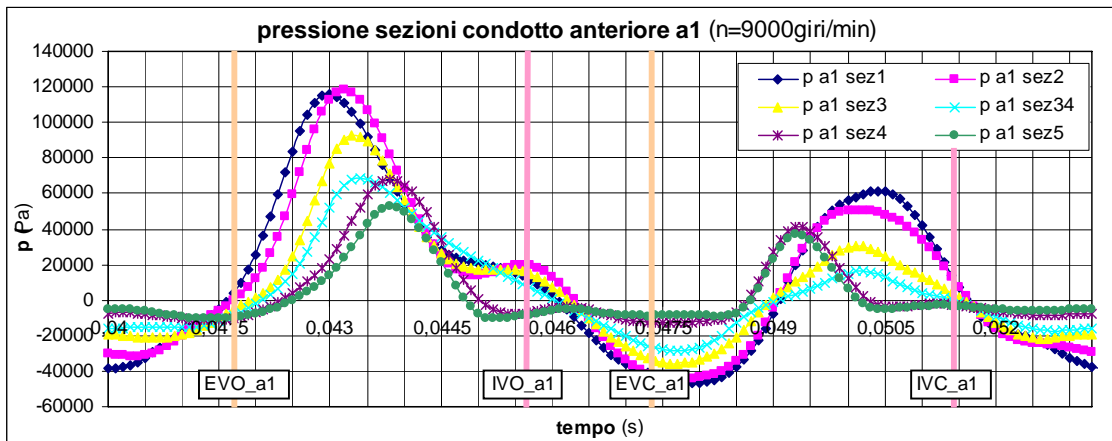


Figura 3.24. Pressione nel condotto anteriore “a1” per regime di 9000 giri/min.

Il condotto posteriore (fig. 3.73) si trova ad essere in una situazione simile a quella del condotto anteriore. Anche in questo caso la fase di incrocio delle valvole è in leggero anticipo rispetto alla depressione.

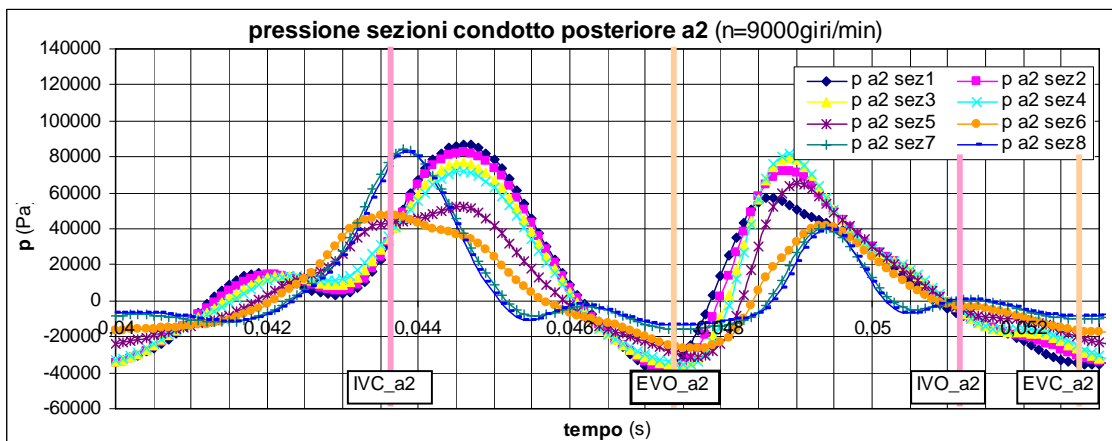
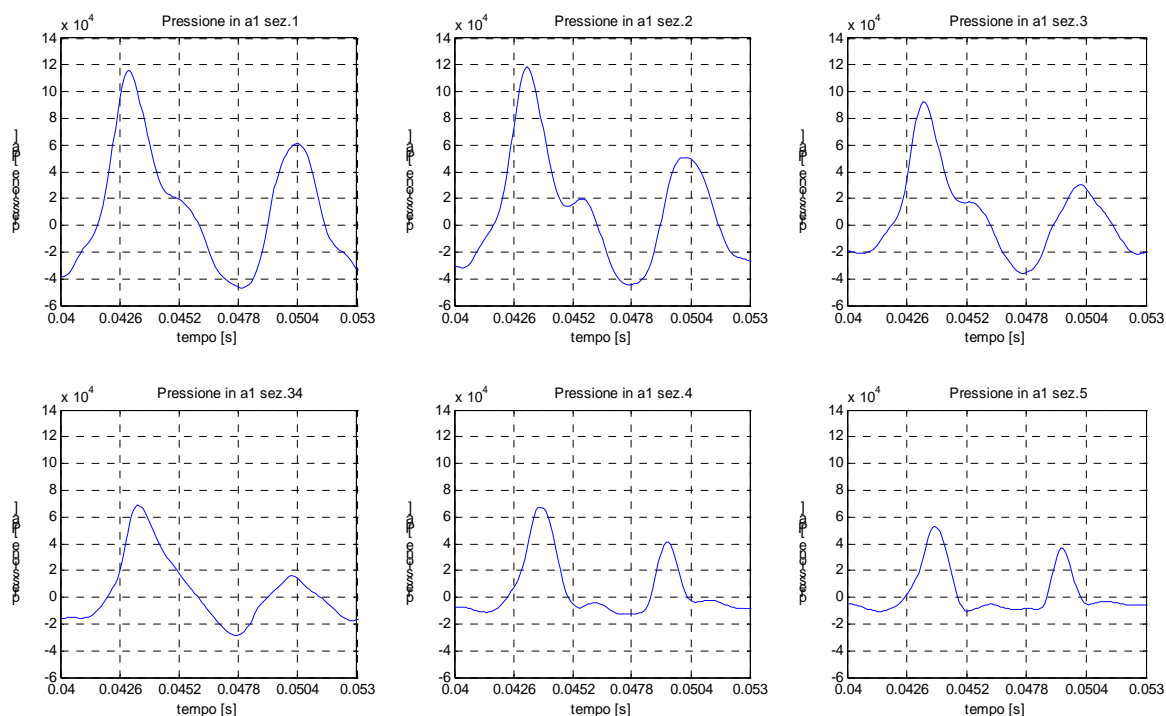


Figura 3.25. Pressione nel condotto posteriore “a2” per regime di 9000 giri/min.

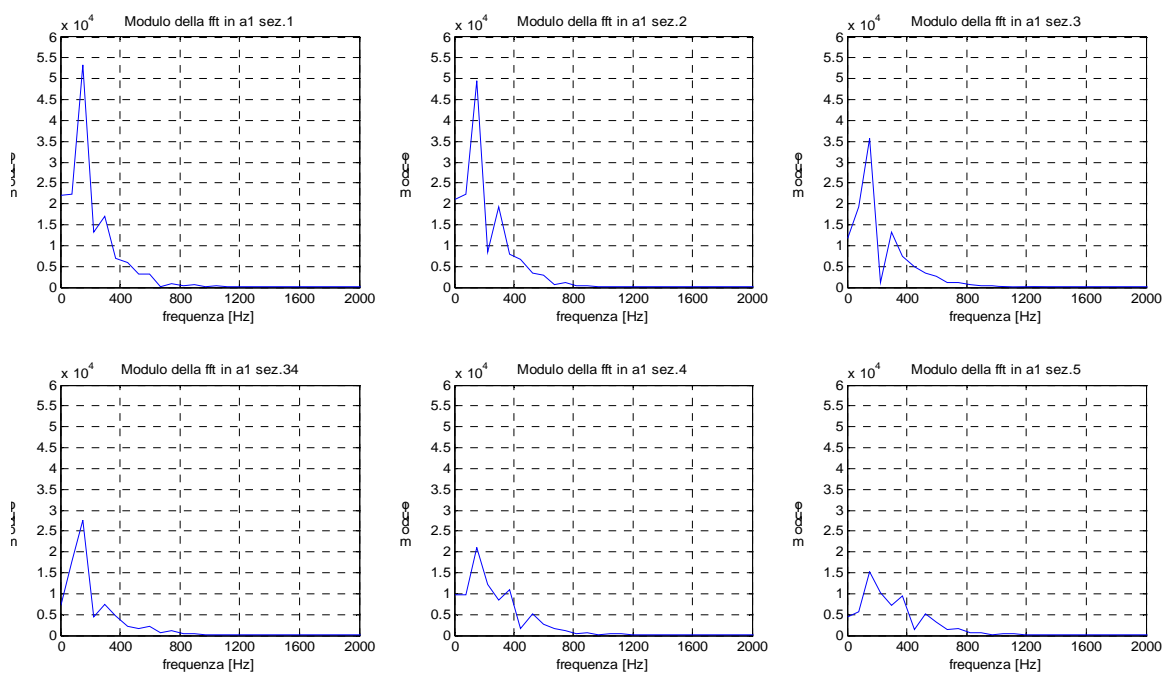
#### 3.3.3.7.1 Condotta anteriore

L'onda di pressione (fig. 3.74) si attenua rapidamente oltre la giunzione dei tubi; anche l'entità della depressione si riduce notevolmente verso la parte di tubo oltre la giunzione.

L'onda di pressione (fig. 3.75), nelle varie sezioni di condotto, ha due picchi alle frequenze di 149,3 Hz e 298,5 Hz.



**Figura 3.26. Andamento della pressione in ciascuna sezione del condotto anteriore di scarico per due giri dell'albero motore (n=9000 giri/min).**



**Figura 3.27. Grafici nel dominio della frequenza (fft) della pressione riscontrata nelle sezioni del condotto anteriore a 9000 giri/min.**

### 3.3.3.7.2 Condotto posteriore

L'onda di pressione (fig. 3.76) presenta nelle sezioni a monte della giunzione una frequenza (fig. 3.77) di 149 Hz. Nel tratto di tubo successivo si hanno anche altri due picchi alle frequenze di 373,1 Hz e 522,4 Hz.

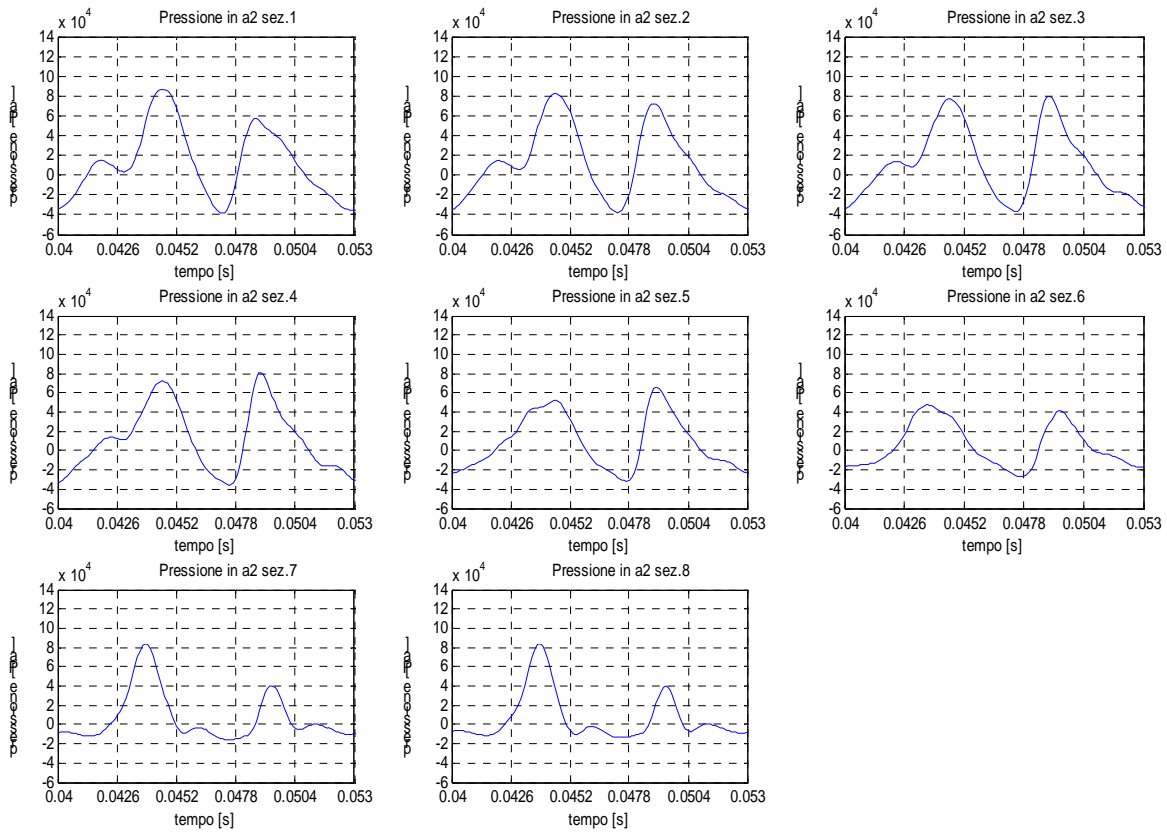


Figura 3.28. Andamento della pressione in ciascuna sezione del condotto posteriore di scarico per due giri dell'albero motore ( $n=9000$  giri/min).

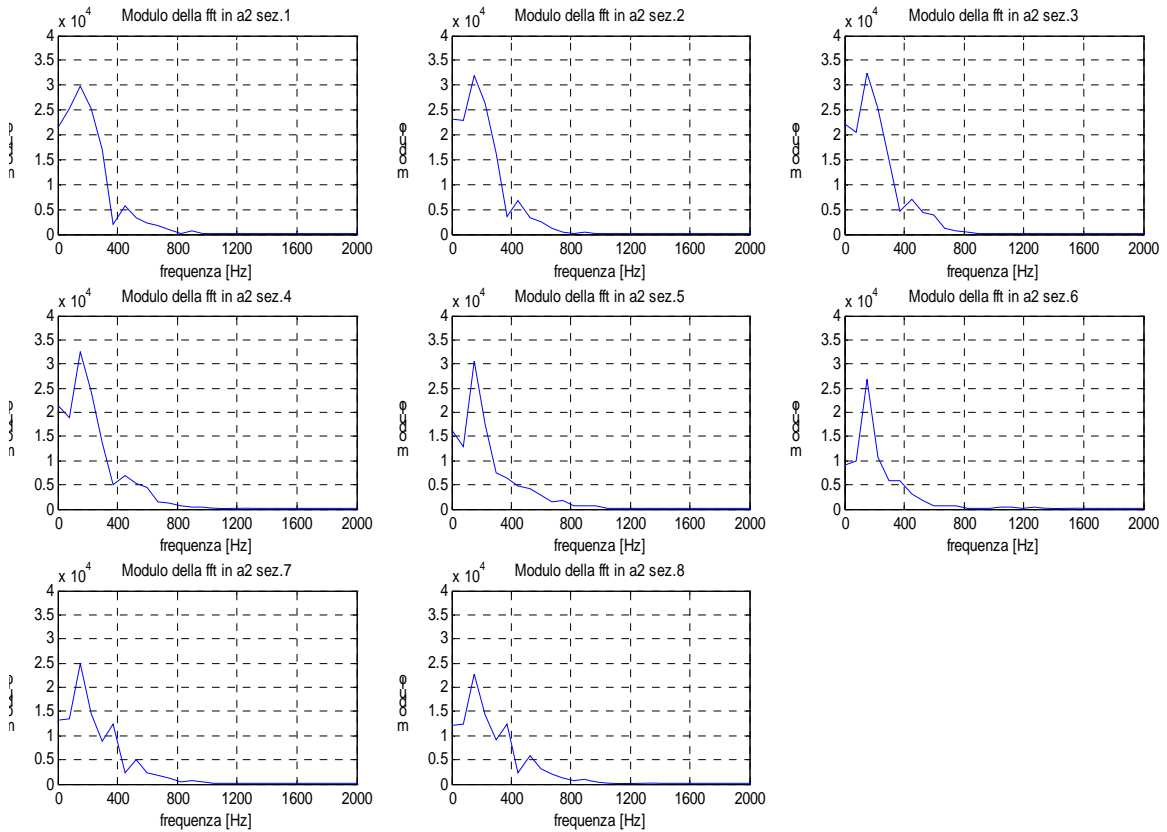


Figura 3.29. Grafici nel dominio della frequenza (fft) della pressione riscontrata nelle sezioni del condotto posteriore ( $n=9000$  giri/min).

### 3.3.3.8 Onda di pressione al regime di 10000 giri/min

Al fine di valutare l'effetto della geometria dei condotti sulle prestazioni del motore si è diagrammato la pressione in un periodo dell'albero motore (figg. 3.78-3.79). Il periodo necessario a compiere un ciclo è di 0,012 s.

Nella fase di incrocio delle valvole il condotto anteriore (fig. 3.78) si trova ad essere in depressione (la pressione passa dal valore nullo al valore negativo di circa -30000 Pa alla chiusura della valvola di scarico) ciò comporta una buona estrazione dei gas di combustione, anche se non si sfrutta a pieno la zona di massima depressione che si trova oltre la chiusura della valvola di scarico.

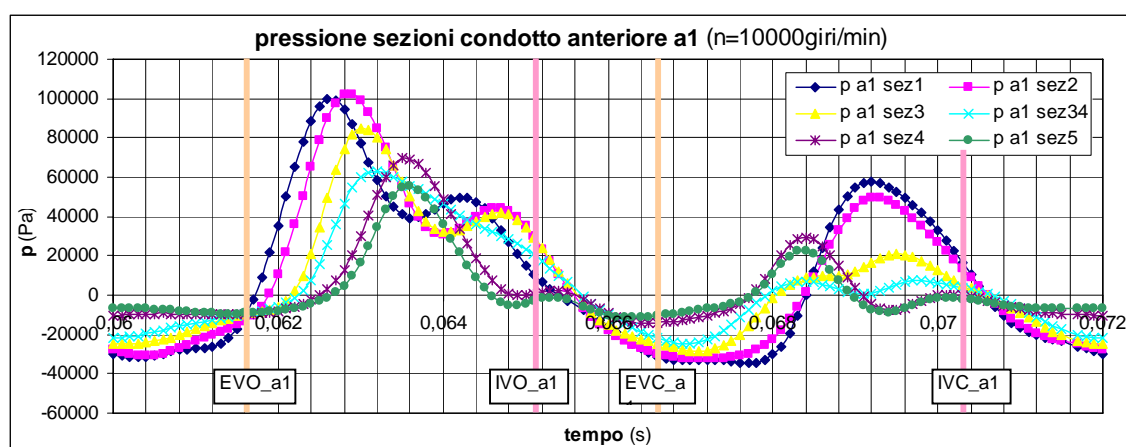


Figura 3.30. Pressione nel condotto anteriore "a1" per regime di 10000 giri/min.

Se si valuta la zona di incrocio delle valvole nel grafico della pressione del condotto posteriore (fig. 3.79), si vede che all'apertura della valvola di aspirazione vi è nel condotto di scarico una leggera depressione che aumenta ulteriormente fino alla chiusura della valvola di scarico.

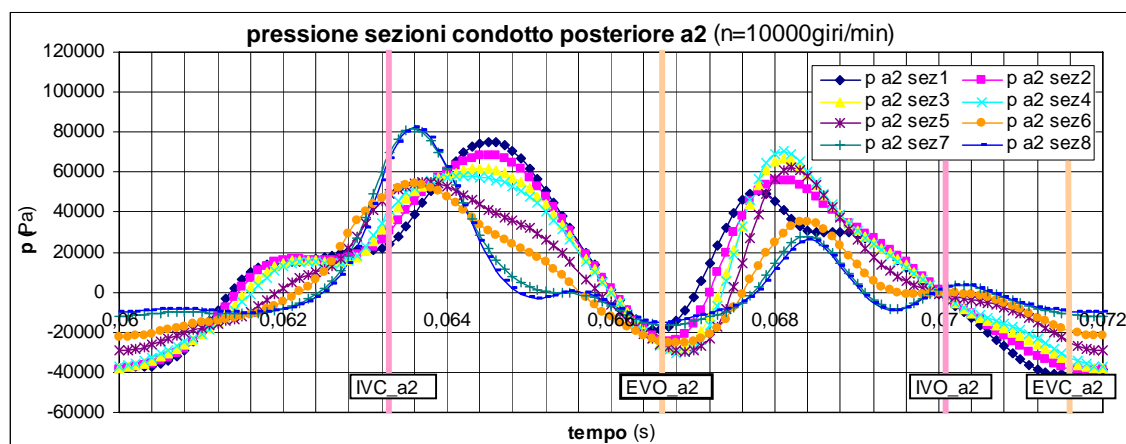


Figura 3.31. Pressione nel condotto posteriore "a2" per regime di 10000 giri/min.

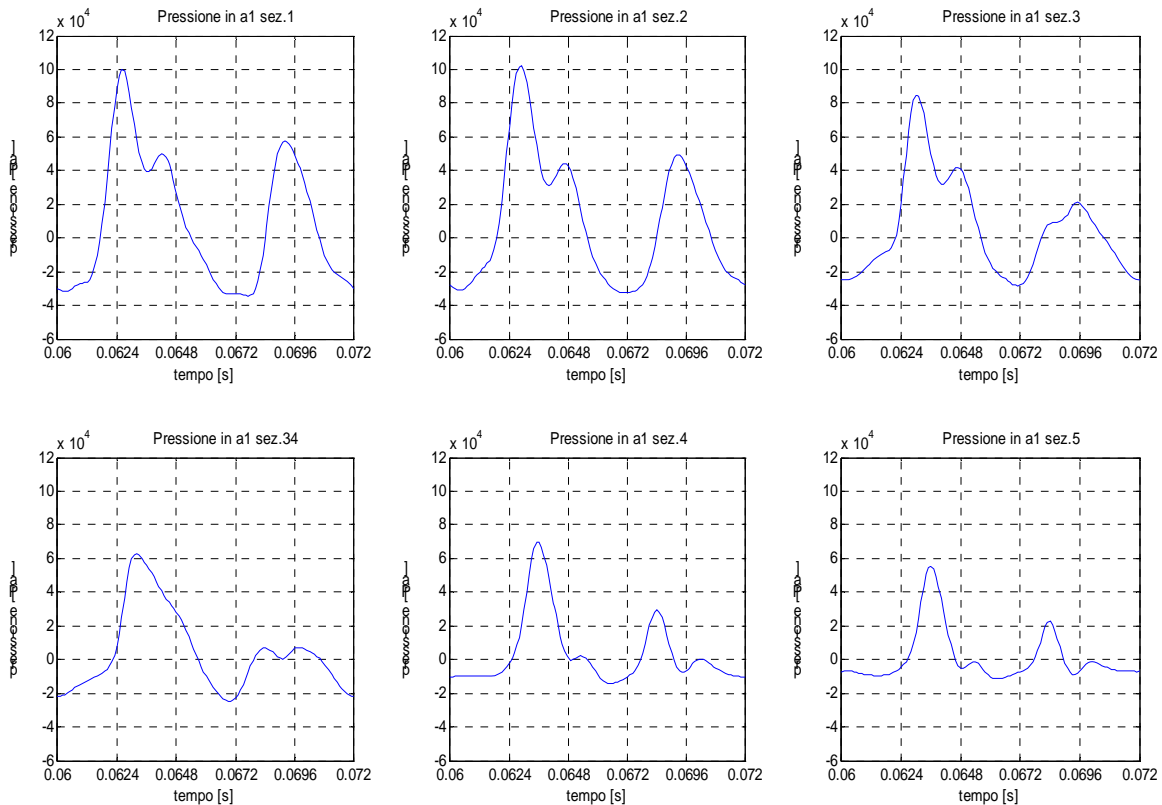
Anche in questa circostanza, la fase di incrocio delle valvole (fig. 3.79) è leggermente in anticipo rispetto alla massima depressione che si crea nel



condotto di scarico posteriore “a2”. Il condotto risulta avere una minima depressione (-549 Pa) nell’istante di apertura della valvola di aspirazione fino ad arrivare alla massima depressione, pari a circa -41000 Pa, nell’istante di chiusura della valvola di scarico.

### 3.3.3.8.1 Condotto anteriore

In fig. 3.80 è rappresentato l’andamento della pressione in ogni singola sezione del condotto anteriore.



**Figura 3.32. Andamento della pressione in ciascuna sezione del condotto anteriore di scarico per due giri dell’albero motore (n=10000 giri/min).**

Se si analizzano le sezioni del condotto anteriore si scopre che in un ciclo vi sono due picchi di pressione. Questi repentini aumenti sono dovuti all’apertura delle valvole di scarico e quindi all’uscita del gas combusto dalla camera di combustione. È interessante notare come in tutte le sezioni del condotto anteriore, oltre al primo picco di pressione, che dipende dall’apertura della valvola di scarico del cilindro, compaia anche un secondo picco di pressione dovuto alla fase di scarico del cilindro posteriore. La giunzione tra i due tubi consente quindi di combinare gli effetti di entrambi gli scarichi e le sezioni a monte e a valle della giunzione ne risultano influenzate. Dal grafico di fig. 3.80

si vede anche una traslazione nel tempo dell'onda di pressione; effettivamente sezioni più lontane dall'ingresso dei condotti saranno raggiunte dal picco di pressione in un tempo maggiore. Infatti, il primo picco di pressione si ha a 2,6 ms per la sez. 1, a 2,9 ms per la sez. 2, a 3 ms per la sez. 3, a 3,2 ms nella sez. 34, a 3,5 ms nella sez. 4 e a 3,6 ms nella sez. 5.

L'analisi dei valori della pressione nel dominio della frequenza (fig. 3.81) dimostra la notevole differenza tra le componenti in frequenza delle sezioni 1-2-3 rispetto alle sezioni 34-4-5. Nelle prime tre sezioni la fft presenta due picchi a 169,5 Hz e a 423,7 Hz. Nelle ultime tre sezioni si hanno i picchi a 169,5 Hz, a 423,7 Hz, a 593,2 Hz, a 847,5 Hz.

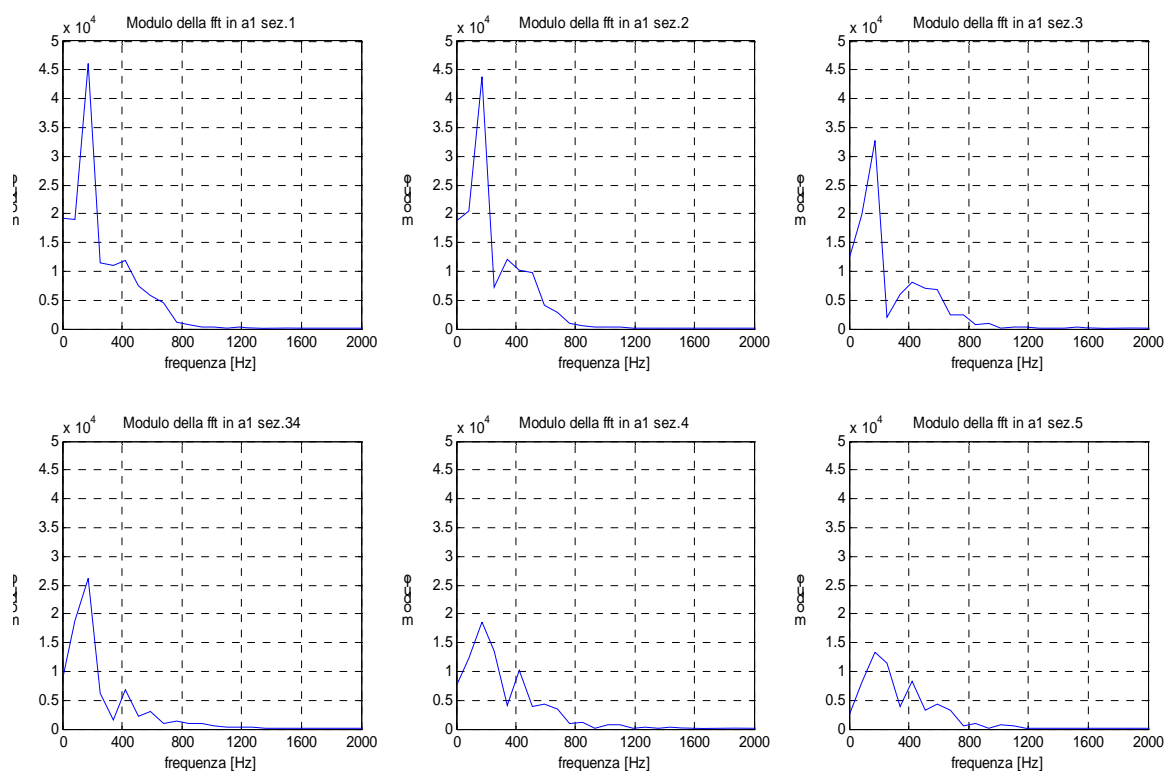
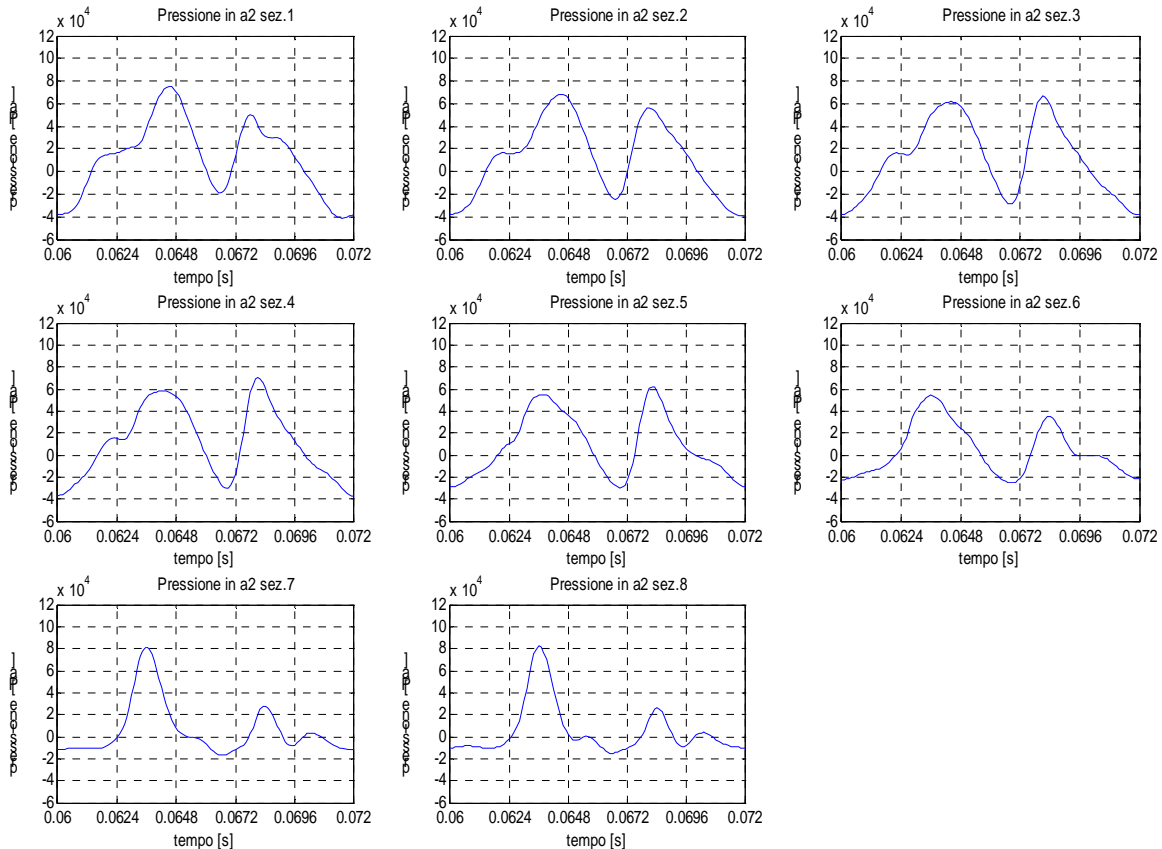


Figura 3.33. Grafici nel dominio della frequenza (fft) della pressione riscontrata nelle sezioni del condotto anteriore ( $n=10000$  giri/min).

### 3.3.3.8.2 Condotto posteriore

I grafici di fig. 3.82 riportano la pressione rilevata in ogni singola sezione del tubo posteriore. Si osserva che i picchi di pressione (fig. 3.82) sono più ravvicinati rispetto al caso precedente. L'onda di pressione che si genera nel cilindro anteriore deve infatti percorrere il tratto di tubo primario fino alla giunzione e risalire il condotto "a2", essa risulta perciò traslata nel tempo verso l'onda di pressione provocata dall'apertura della valvola di scarico del cilindro

posteriore. I valori massimi della pressione sono in questa circostanza minori rispetto a quelli di fig. 3.80 mentre il massimo di pressione si realizza sempre durante la fase di scarico del cilindro anteriore; con molta probabilità per questo cilindro si segue un diagramma termodinamico più critico e di conseguenza è soggetto a maggiori sollecitazioni.



**Figura 3.34. Andamento della pressione in ciascuna sezione del condotto posteriore di scarico per due giri dell'albero motore ( $n=10000$  giri/min).**

Un particolare interessante è che l'onda di pressione cambia forma per le sezioni poste oltre la giunzione dei tubi. L'intervallo tra i picchi di pressione per le sezioni oltre l'unione dei tubi aumenta per i piani del condotto posteriore "a2", viceversa diminuisce per le sezioni del tubo anteriore "a1".

L'analisi in frequenza (fig. 3.83) dimostra che i picchi principali del segnale si hanno a 84,75 Hz per le sez.1-2, a 169,5 Hz per le sezioni 3-4-5-6-7-8, a 423,7 Hz per le sezioni 5-6-7-8.

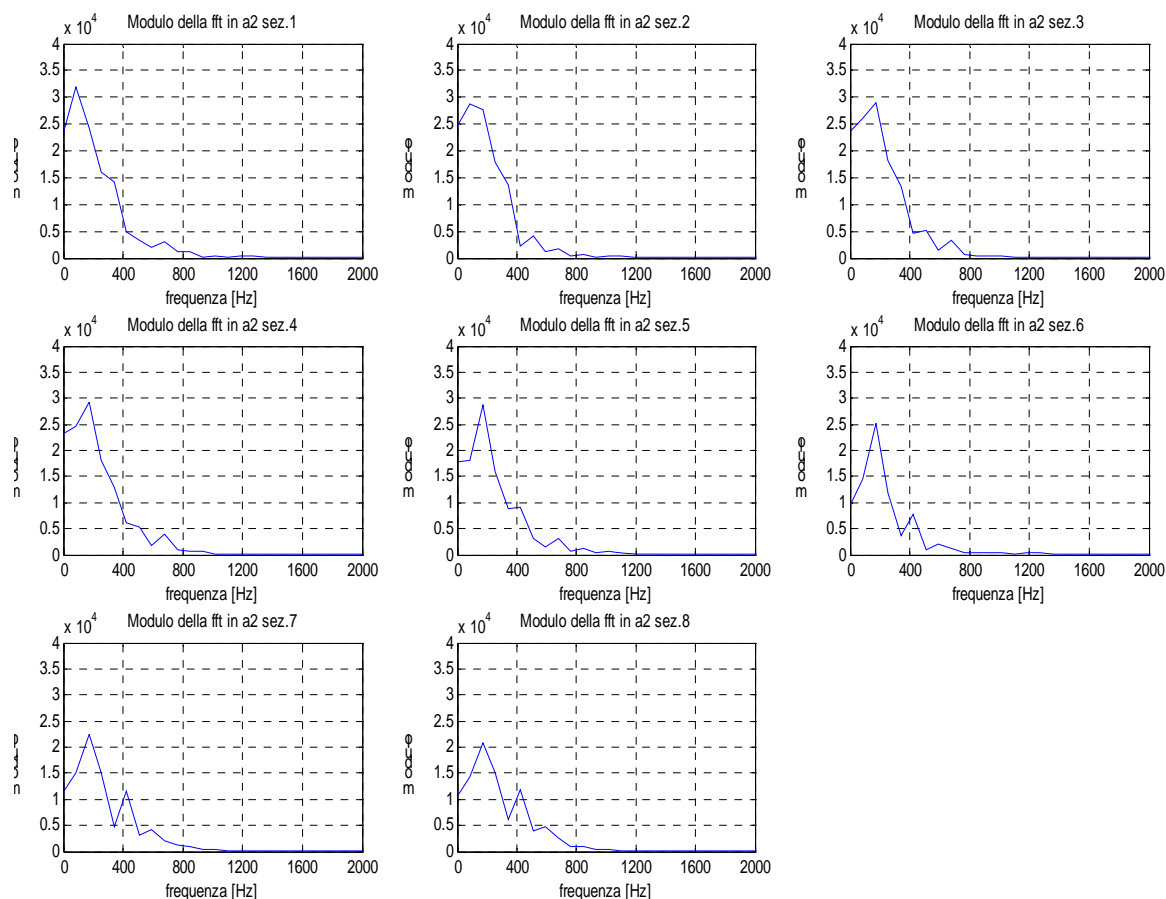


Figura 3.35. Grafici nel dominio della frequenza (fft) della pressione riscontrata nelle sezioni del condotto posteriore ( $n=10000$  giri/min).

### 3.3.3.9 Onda di pressione al regime di 11000 giri/min

Il periodo di un ciclo al regime di 11000 giri/min è di 0,0109 s. La variazione della pressione nel tempo del condotto di scarico anteriore è rappresentata in fig. 3.84. Nel grafico sono anche riportate le aperture e chiusure della valvola di scarico durante un ciclo (due giri) dell'albero motore.

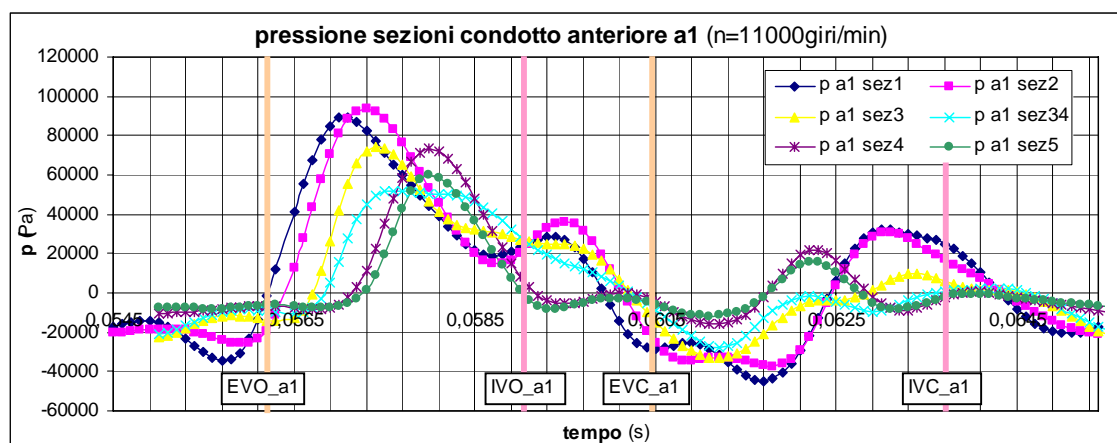


Figura 3.36. Pressione nel condotto anteriore “a1” per regime di 11000 giri/min.

Al momento dell'apertura della valvola di aspirazione tutto il condotto primario di scarico (fig. 3.84) si trova in condizione di sovrappressione. La fase di depressione ha inizio solo dopo 0,8 ms con rapido calo della pressione che prosegue fino alla chiusura della valvola di scarico. In questa situazione non si sfrutta a pieno la depressione prodotta dallo scarico per lavare la camera di combustione in quanto essa si viene a creare oltre la metà della fase di incrocio, quando oramai la valvola di scarico sta per chiudersi.

La situazione per il cilindro posteriore è piuttosto diversa (fig. 3.85); durante la fase di incrocio delle valvole la pressione scende dal valore nullo fino a circa  $-39400$  Pa nel momento di chiusura della valvola di scarico.

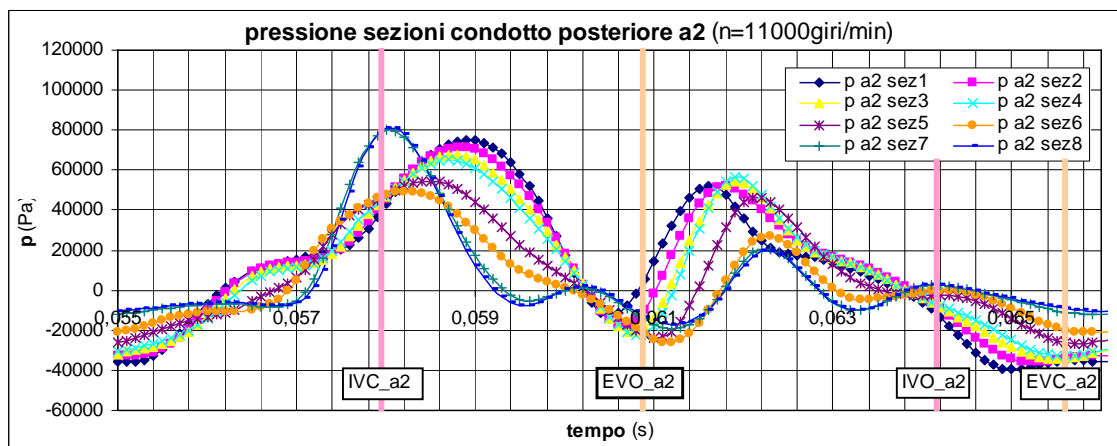


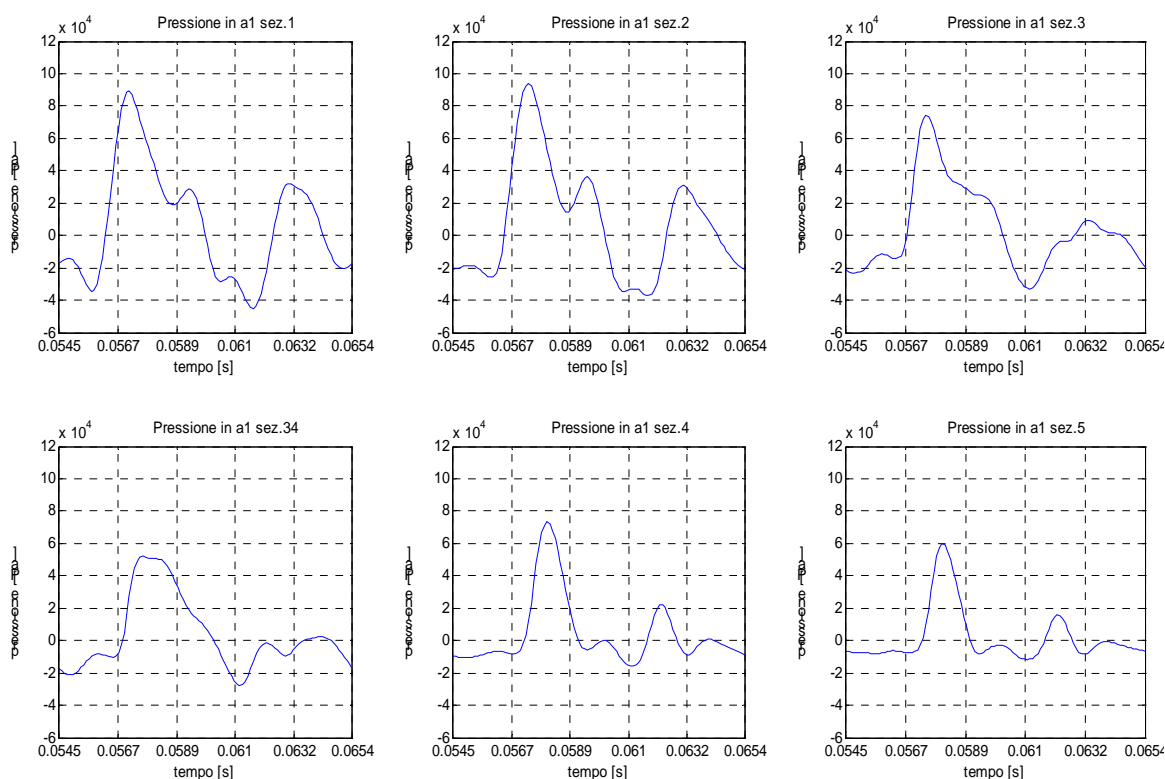
Figura 3.37. Pressione nel condotto posteriore "a2" per regime di 11000 giri/min.

### 3.3.3.9.1 Condotto anteriore

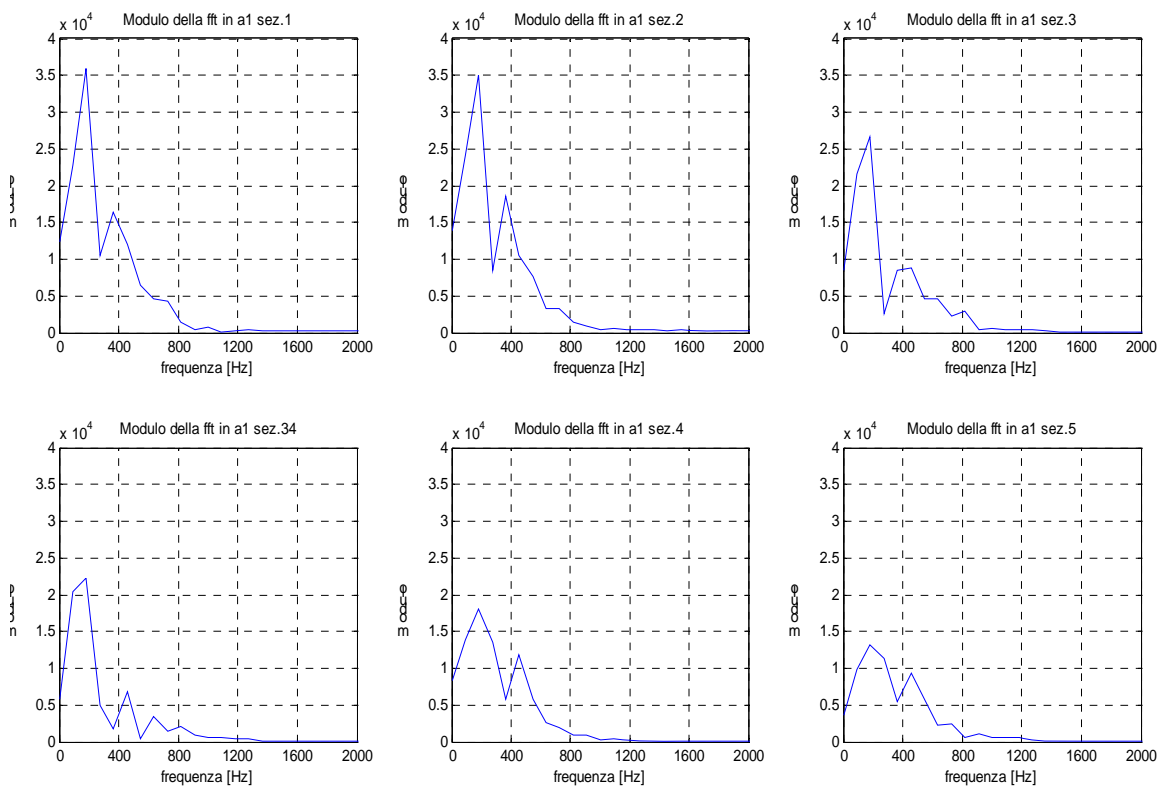
In fig. 3.86 sono riportati gli andamenti della pressione per un tempo di 10,9 ms, pari ad un ciclo dell'albero motore. Ogni sezione del condotto anteriore presenta due massimi della pressione; il primo è dovuto all'apertura della valvola di scarico della testata anteriore, il secondo all'apertura della valvola di scarico della testata posteriore del motore.

È da notare che i massimi della pressione si presentano in tempi differenti nelle varie sezioni in quanto l'onda di pressione percorre i condotti secondo la velocità del suono e del gas di scarico. Infatti, il tempo in cui compare il primo picco di pressione (fig. 3.86) è di 2,6 ms nella sez. 1, di 2,8 ms nella sez. 2, di 2,9 ms per la sez. 3, di 3,1 ms per la sez. 34, di 3,5 ms per la sez. 4. Se si confrontano inoltre le immagini di fig. 3.86 si scorge una notevole diversità nell'andamento della pressione fra le sezioni a monte e a valle della giunzione dei condotti. Nelle sezioni successive alla giunzione dei tubi si hanno picchi di

pressione meno pronunciati in quanto parte dell'energia dell'onda è stata dissipata nel passaggio attraverso l'unione dei tubi.



**Figura 3.38. Andamento della pressione per ciascuna sezione del condotto di scarico anteriore durante un ciclo dell'albero motore ( $n=11000$  giri/min).**



**Figura 3.39. Grafici nel dominio della frequenza (fft) della pressione riscontrata nelle sezioni del condotto anteriore a 11000 giri/min.**

La trasformata di Fourier (fig. 3.87) della pressione nelle sezioni 1-2 ha un primo picco alla frequenza di 181,8 Hz e un secondo a 363,6 Hz; le sezioni rimanenti (a1 sez. 34-4-5), oltre al picco a 181,8 Hz, hanno il secondo picco a 454,5 Hz. Considerando che la frequenza di rotazione a questo regime di giri è di 183 Hz, si ha che la frequenza fondamentale dell'onda di pressione nel condotto anteriore è pari a quella di rotazione dell'albero motore.

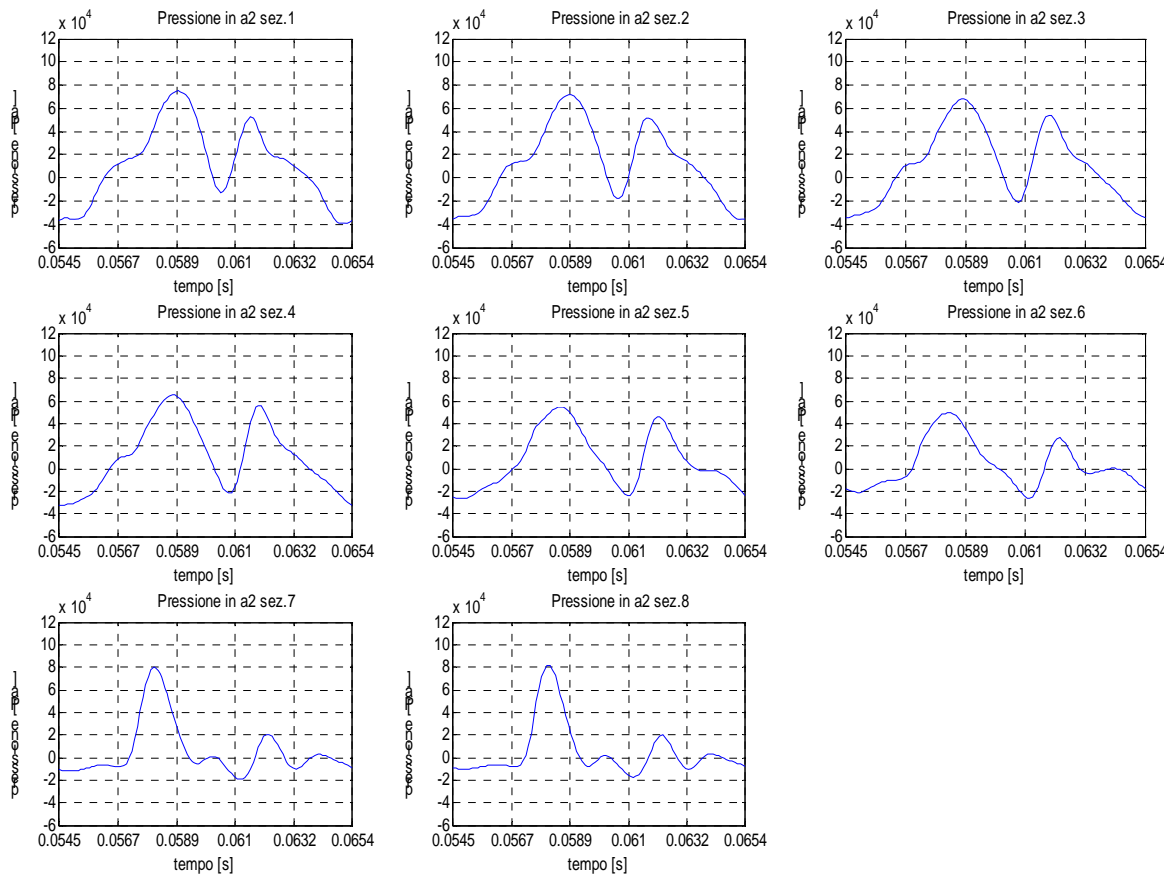
### **3.3.3.9.2      Condotta posteriore**

Le onde di pressione (fig. 3.88) in questo caso hanno i massimi più ravvicinati rispetto agli andamenti nel condotto anteriore, ciò dipende dalla cinematica e dalla disposizione di questo scarico nel ricevere le onde di pressione prodotte dalla fase di scarico del cilindro anteriore (l'onda di pressione generatasi deve percorrere parte del tubo anteriore e, arrivata alla giunzione dei tubi, risalire il condotto posteriore).

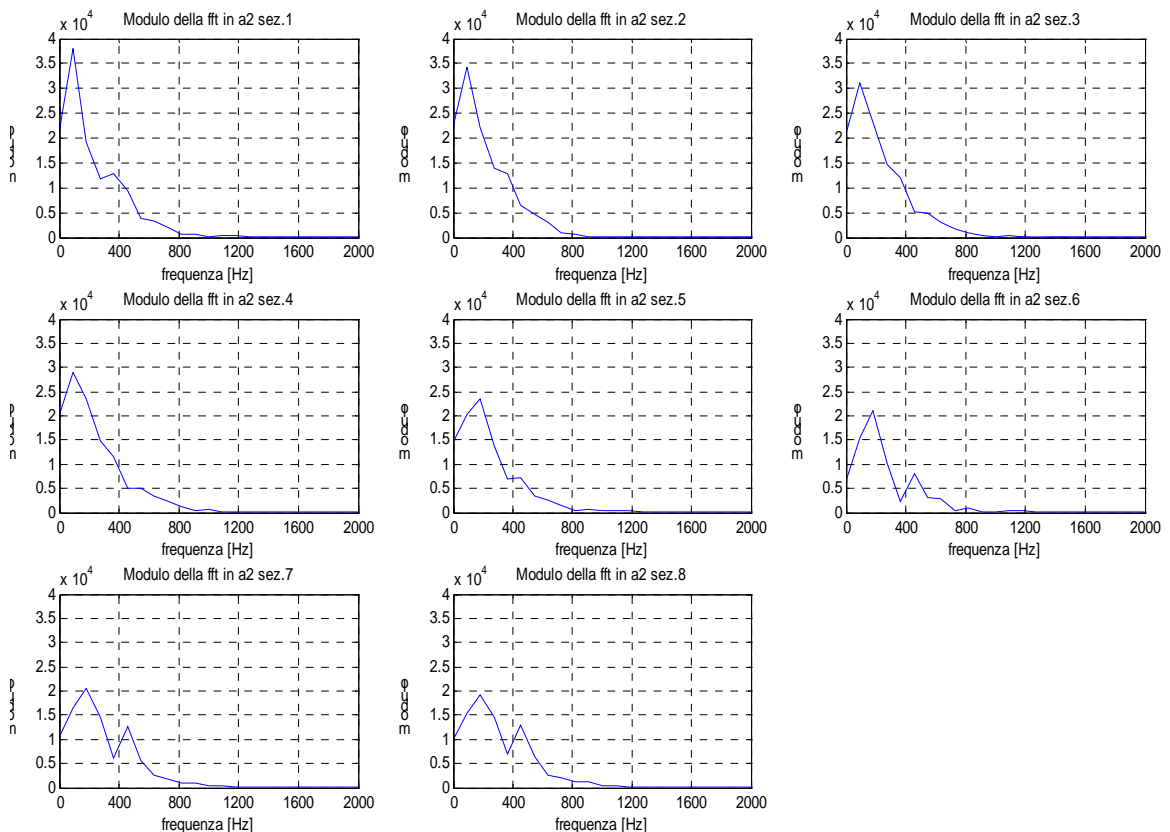
Il primo picco di pressione si rinviene a 4,4 ms e il secondo a 7,1 ms per la sezione 1; per le sezioni successive i picchi tendono ad allontanarsi leggermente fra loro ma l'andamento nel tempo rimane all'incirca lo stesso. Molto differente è invece il comportamento della pressione per la parte di condotto oltre l'unione dei tubi (sez. 7-8).

Se si analizzano i segnali di pressione nel dominio della frequenza (fig. 3.89), si nota che lo spettro di frequenza presenta il primo picco a 90,91 Hz (frequenza fondamentale del segnale d'ingresso) per le prime quattro sezioni del condotto, mentre per le sezioni più vicine alla giunzione dei tubi il primo picco di pressione si ottiene a 181,8 Hz (valore doppio del precedente). In alcune sezioni compare inoltre un picco a 363,6 Hz (a2 sez. 1) e un picco a 454,5 Hz (a2 sezz. 6-7-8).

Il picco a 454,5 Hz (fig. 3.89) è sicuramente dovuto alla presenza della giunzione tra i condotti di scarico. L'unione dei tubi genera infatti molte riflessioni dell'onda di pressione. Queste riflessioni risultano essere notevolmente smorzate ed hanno ovviamente una frequenza molto alta, data la modesta dimensione assiale della congiunzione dei tubi rispetto alla lunghezza degli scarichi. La presenza di onde di pressione ad alta frequenza è visibile anche confrontando fra loro i grafici di fig. 3.88.



**Figura 3.40. Andamento della pressione in ciascuna sezione del condotto posteriore di scarico per due giri dell'albero motore ( $n=11000$  giri/min).**



**Figura 3.41. Grafici nel dominio della frequenza (fft) della pressione riscontrata nelle sezioni del condotto posteriore a 11000 giri/min.**



È da notare che tutti i massimi si hanno in corrispondenza di frequenze multiple della fondamentale in quanto l'ingresso è dato dalla serie di funzioni periodiche che hanno come frequenze la fondamentale e le sue multiple. Dai grafici si può comunque vedere quali siano le frequenze dominanti della risposta del sistema.

### 3.3.4 Impulso di pressione per caratterizzare il condotto di scarico

In questo paragrafo si analizza la risposta delle onde di pressione nei condotti della moto dopo l'applicazione di un impulso di pressione ad elevata temperatura.

Gli ingressi del condotto anteriore e posteriore sono stati sottoposti ad un impulso di pressione di 100000 Pa della durata di 0,05 ms. La temperatura del fluido è stata di 990 K.

Le simulazioni si sono svolte inizialmente con tubi di geometria semplificata (si sono separati i tubi di scarico e si sono considerati separatamente il condotto anteriore e posteriore) e successivamente con condotti di serie (montati attualmente sulla motocicletta).

#### 3.3.4.1 Impulso di pressione applicato al condotto anteriore

Il tubo anteriore, rappresentato in fig. 3.90, è costituito da un unico condotto di diametro costante e avente tre curve. Il tubo è stato diviso con sette sezioni in otto parti e in ciascuna sezione si è ricavato, tramite simulazione, il valore medio della pressione nel tempo.

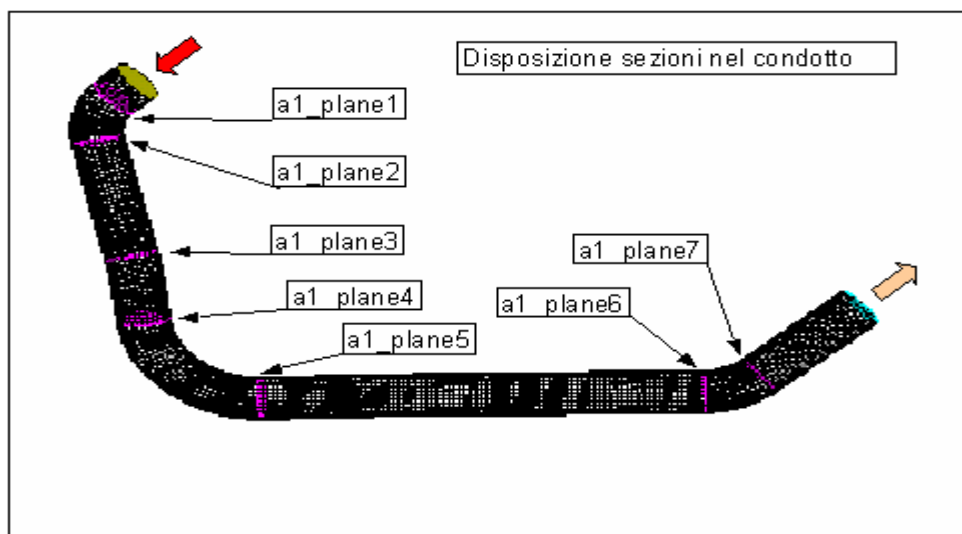


Figura 3.42. Disposizione delle sezioni di acquisizione nel condotto di scarico anteriore semplificato.

La distanza di ogni sezione dall'ingresso del condotto (tab. 3.7) è stata valutata in base alla coordinata curvilinea dell'asse del tubo tramite il preprocessor Gambit. La lunghezza totale del tubo è rimasta la stessa del condotto di serie. La prima sigla presente in ogni sezione indica il tipo di condotto mentre la seconda individua la sezione sulla quale si sono rilevati i risultati (es. a1 sez. 2: indica la seconda sezione del condotto di scarico del cilindro anteriore).

**Tabella 3.7. Coordinate curvilinee delle sezioni lungo il condotto di scarico anteriore semplificato.**

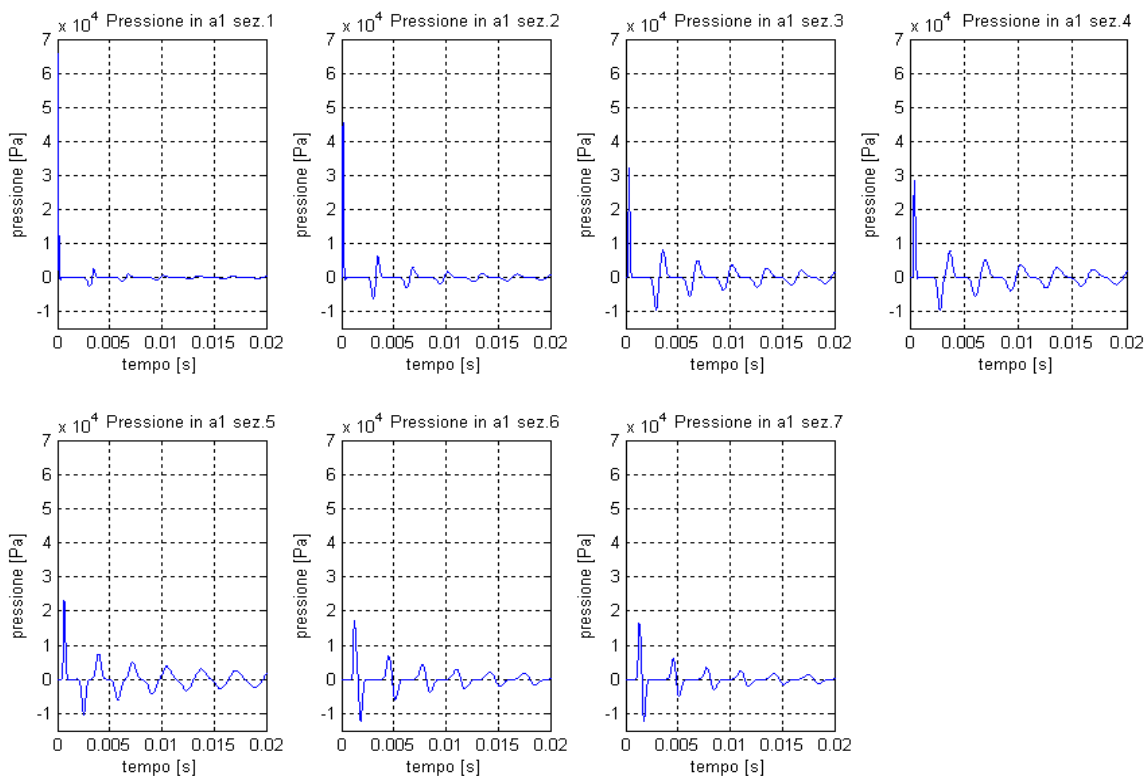
<b>Condotto Anteriore</b>	Lunghezza del condotto	1031mm
---------------------------	------------------------	--------

Coordinata curvilinea	L [mm]	Diametro[mm]	Sezione
Ingresso	0	48	I
a1_sez.1	29,001		II
	44,766		III
	60,528		IV
a1_sez.2	84,546		V
a1_sez.3	216,881		VI
	255,912		VII
a1_sez.4	290,709		VIII
	331,550		IX
	376,842		X
	415,508		XI
a1_sez.5	448,493		XII
	557,787		XIII
	634,002		XIV
a1_sez.6	855,677		XV
	880,146		XVI
a1_sez.7	910,254		XVII
Uscita	1031		XVIII

I risultati delle simulazioni condotte con il codice Fluent sono stati elaborati successivamente con fogli di calcolo Excel e MatLab. Gli andamenti delle onde di pressione, rilevati sulle sezioni del condotto anteriore dopo l'applicazione dell'impulso, sono riportati in fig. 3.91. In questi grafici, la pressione assume un andamento armonico smorzato in cui è ben visibile il tempo

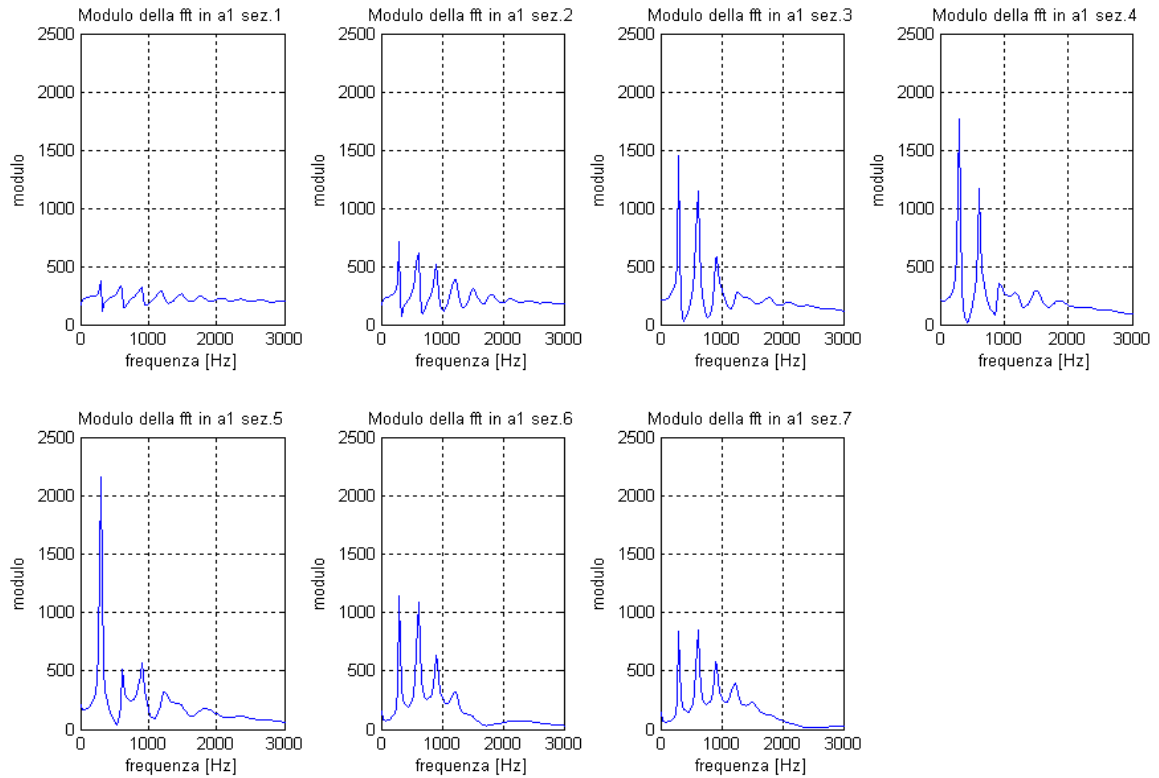
impiegato dall'onda per percorrere tutto il condotto e ritornare sulla sezione di partenza. È da notare l'alternanza tra punti di massimo e di minimo, presenti nell'onda di pressione; il picco di pressione infatti, dopo aver attraversato tutto il condotto giunge all'estremità aperta e da qui si riflette come picco di depressione.

Il periodo ( $T=3,28$  ms) tra un picco di pressione e l'altro, che dipende dalla lunghezza del condotto e dalla velocità del suono, rimane di conseguenza lo stesso in ogni sezione del tubo. Se si osservano le immagini di fig. 3.91, in ordine progressivo, si vede che il tempo tra un massimo e un minimo di pressione si riduce. In sostanza, percorrendo il condotto verso l'uscita, la sovrappressione ritarda nel tempo mentre la depressione anticipa.

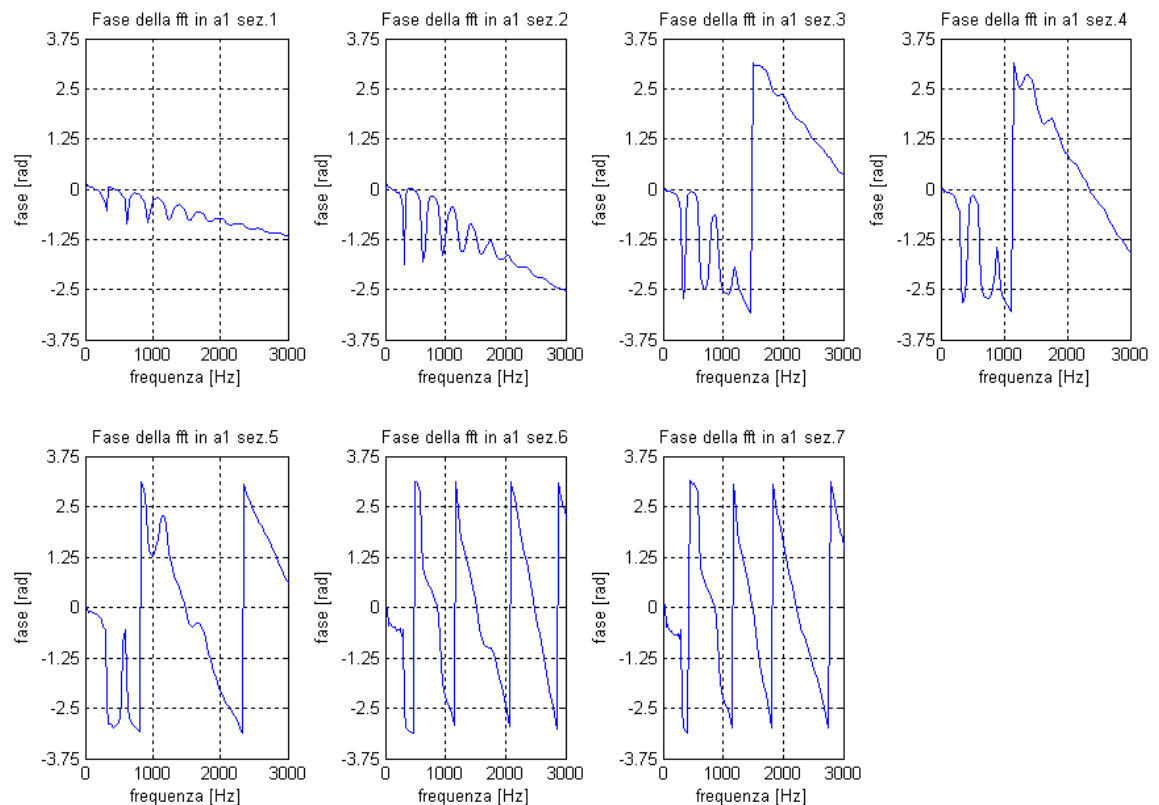


**Figura 3.43. Andamento della pressione nelle sezioni del condotto anteriore. Impulso di pressione di 100000 Pa applicato all'ingresso per 0,05 ms.**

L'analisi in frequenza fornisce delle fft (fig. 3.92) i cui picchi principali si presentano a 293 Hz, 610,4 Hz, 903,3 Hz, 1270 Hz. Essi non sono altro che i valori della frequenza fondamentale (pari all'inverso del periodo necessario alla perturbazione di pressione per attraversare il tubo, riflettersi e ritornare al punto di partenza con lo stesso segno) e dei suoi multipli.



**Figura 3.44. Analisi in frequenza dei segnali di pressione delle sezioni del condotto anteriore semplificato (fig. 3.90).**



**Figura 3.45. Diagrammi delle fasi della trasformata di Fourier per i segnali di pressione rilevati sulle sezioni del condotto anteriore semplificato (fig. 3.90).**

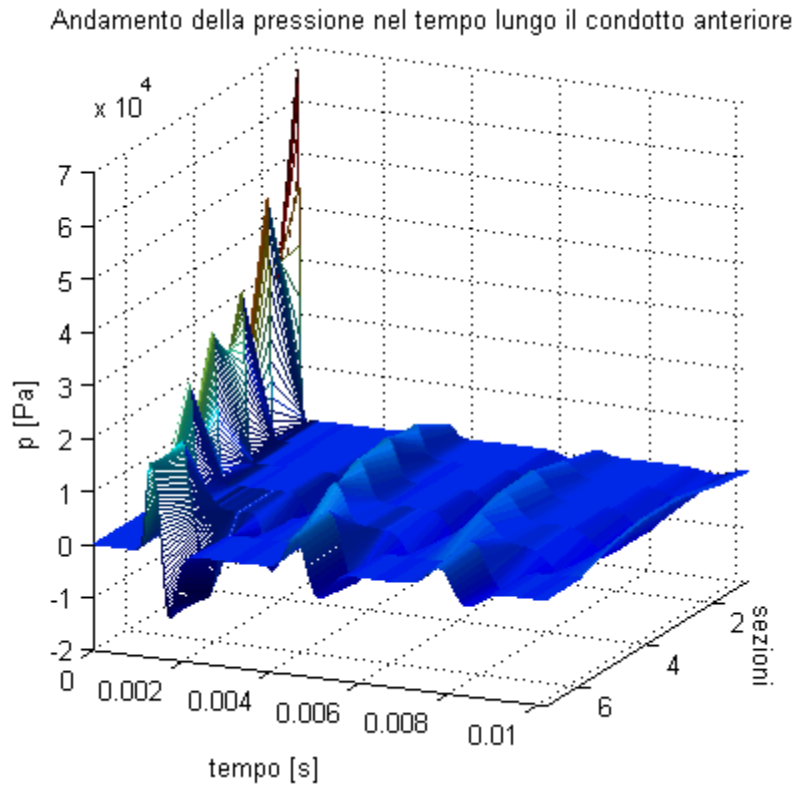


Figura 3.46. Andamento della pressione al variare del tempo e della posizione lungo il condotto anteriore semplificato (fig. 3.90).

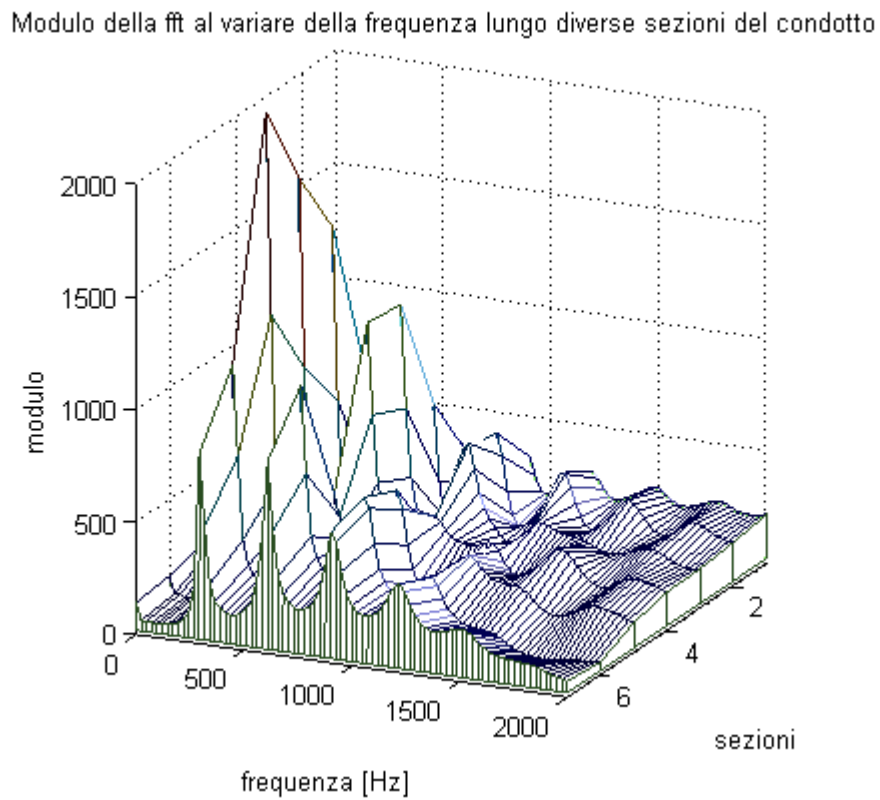


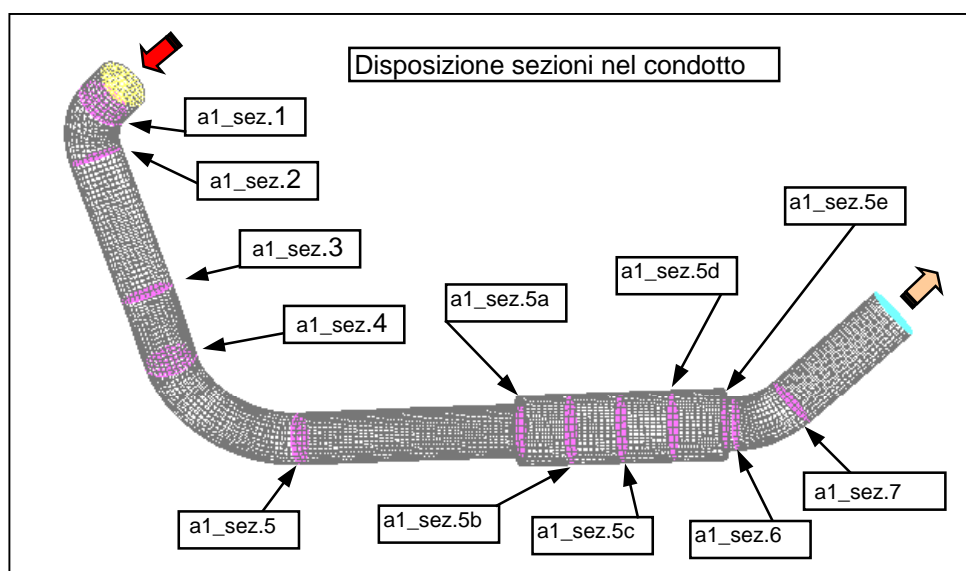
Figura 3.47. Modulo della trasformata di Fourier al variare della frequenza e delle sezioni nel condotto anteriore semplificato (fig. 3.90).

In fig. 3.92 si osserva che non in tutte le sezioni del condotto compaiono i picchi alle frequenze più alte. I massimi, dovuti a frequenze superiori a 1270 Hz, sono molto evidenti in prossimità dell'ingresso del tubo (sez. 1 e 2) mentre tendono a scomparire per le sezioni successive. Il modulo della fft, per le sezioni 3, 4 e 5, risulta inoltre molto pronunciato in corrispondenza delle frequenze di 293 Hz, 610,4 Hz e 903,3 Hz.

In fig. 3.93 sono riportati i diagrammi della fase per le sezioni del condotto anteriore semplificato. Mentre le prime due sezioni presentano una risposta all'impulso in ritardo (fase negativa in tutto il dominio della frequenza), le sezioni successive hanno la fase che assume un andamento periodico con valori sia positivi che negativi. Tale periodicità aumenta di frequenza allontanandosi dall'ingresso del condotto (a1 sezz. 6-7 di fig. 3.93).

### 3.3.4.2 Impulso di pressione applicato al condotto anteriore con brusco allargamento di sezione

Il condotto montato sulla moto possiede, in corrispondenza della giunzione dei tubi, un aumento della sezione pari a 1,8 volte la sezione di passaggio del gas.



**Figura 3.48.** Disposizione delle sezioni di acquisizione nel condotto di scarico anteriore con brusco allargamento in corrispondenza della giunzione.

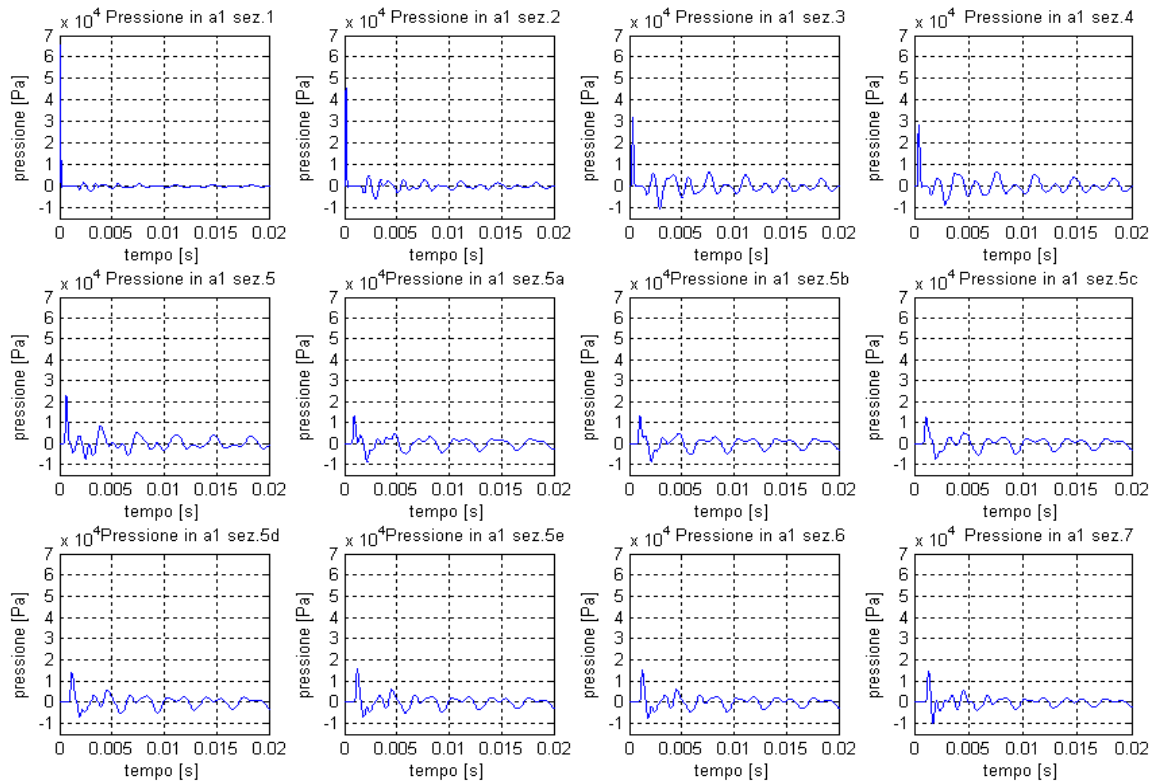
Al fine di valutare l'effetto di questa variazione geometrica, si è progettato con il preprocessor Gambit un condotto anteriore con brusco allargamento di sezione (fig. 3.96) in corrispondenza della zona di unione dei tubi.

A questo condotto si è poi applicato l'impulso di pressione (100000 Pa per 0,05 ms) e si è svolta la simulazione con il codice CFD Fluent per 0,04 ms. Le sezioni di tubo sulle quali si è acquisito il segnale di pressione sono state numerate in ordine progressivo in base alla posizione e al tipo di condotto sul quale si è svolta la simulazione (es: a1\_sez. 5 è la quinta sezione del condotto di scarico del cilindro anteriore). La posizione di ciascuna di esse rispetto all'ingresso del condotto è riportata nella tab. 3.8.

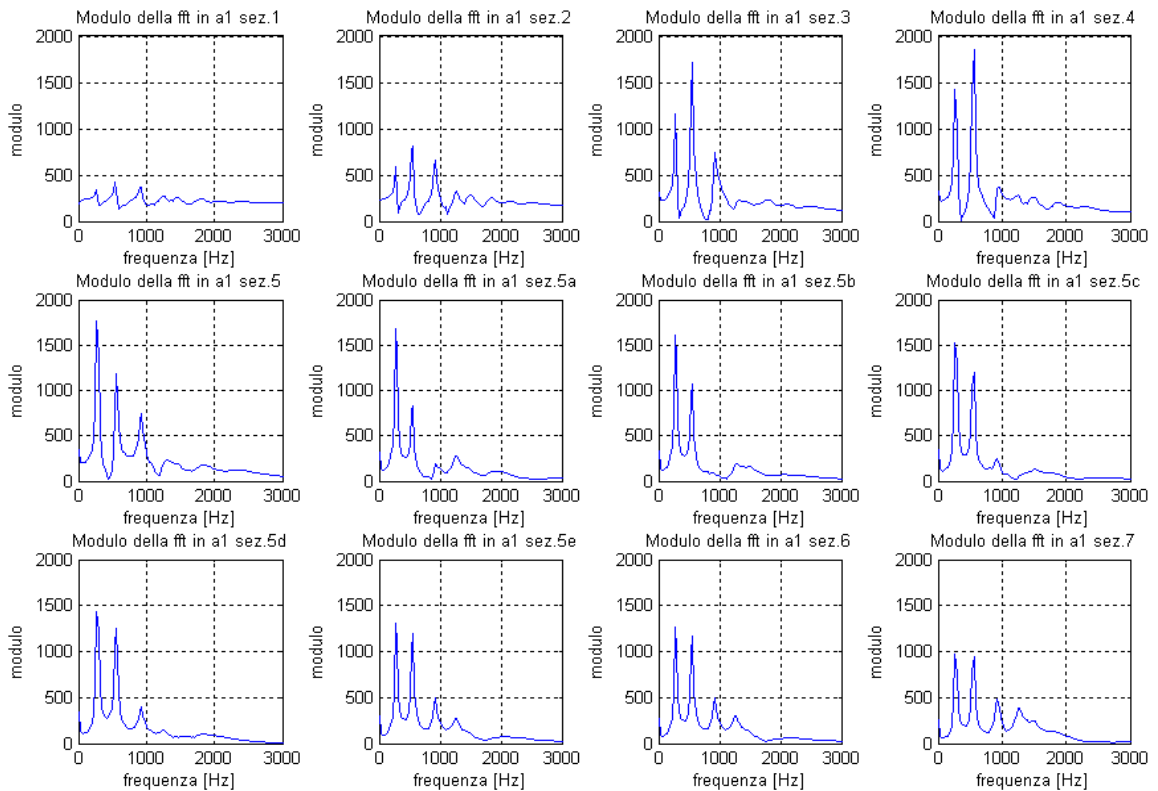
**Tabella 3.8. Coordinate curvilinee delle sezioni lungo il condotto di scarico di serie.**

<b>Condotto Anteriore</b>	Lunghezza del condotto	1031mm
---------------------------	------------------------	--------

Coordinata curvilinea	L [mm]	Diametro[mm]	Sezione
Ingresso	0	48	I
a1_sez.1	29,00		II
a1_sez.2	84,54		III
a1_sez.3	216,88		IV
a1_sez.4	290,70		V
a1_sez.5	448,49		VI
a1_sez.5a	659,18		VII
a1_sez.5b	705,87	64,4	VIII
a1_sez.5c	752,55		IX
a1_sez.5d	799,24		X
a1_sez.5e	845,92	48	XI
a1_sez.6	855,67		XII
a1_sez.7	910,25		XIII
Uscita	1031		XIV



**Figura 3.49.** Andamento della pressione nelle sezioni del condotto anteriore con brusco allargamento della sezione (fig. 3.96). Impulso di pressione di 100000 Pa applicato per 0,05 ms.



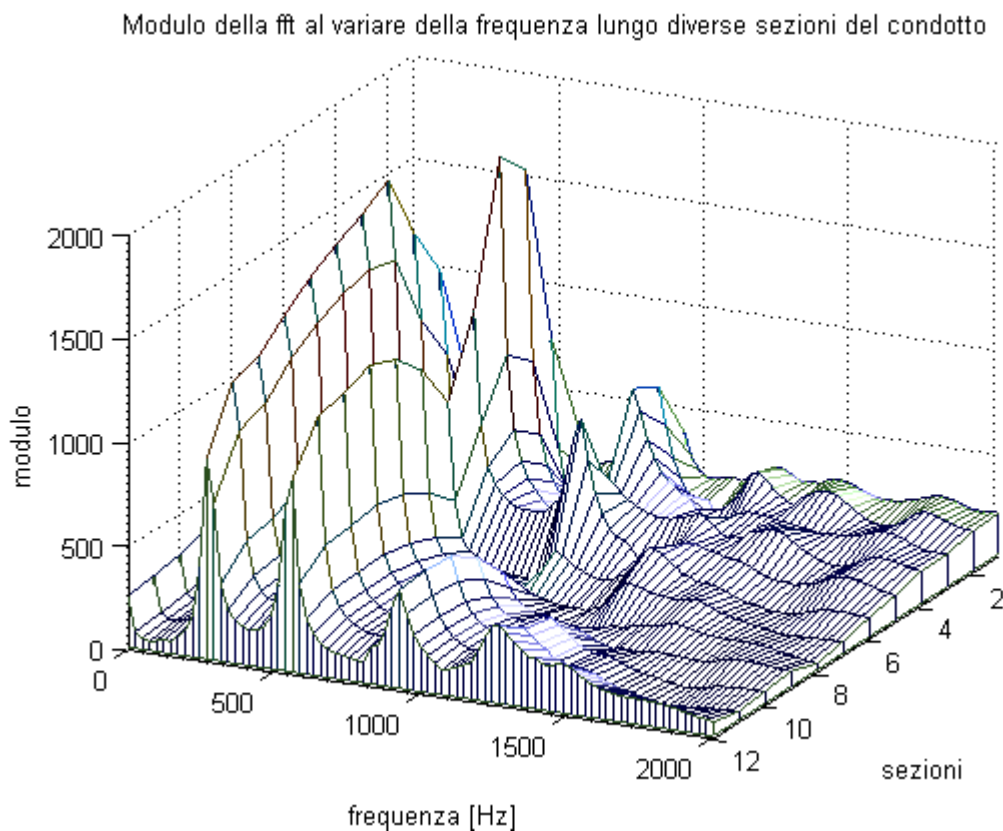
**Figura 3.50.** Analisi in frequenza dei segnali di pressione. Condotto anteriore con brusco allargamento di sezione (fig. 3.96).



La pressione lungo il condotto (fig. 3.97), dopo l'applicazione dell'impulso, ha un andamento periodico smorzato. Il periodo è di circa 3,5 ms.

In generale, durante un periodo, l'onda di pressione possiede due massimi e due minimi, mentre le zone di depressione passano da due ad una in corrispondenza dell'allargamento di sezione del tubo.

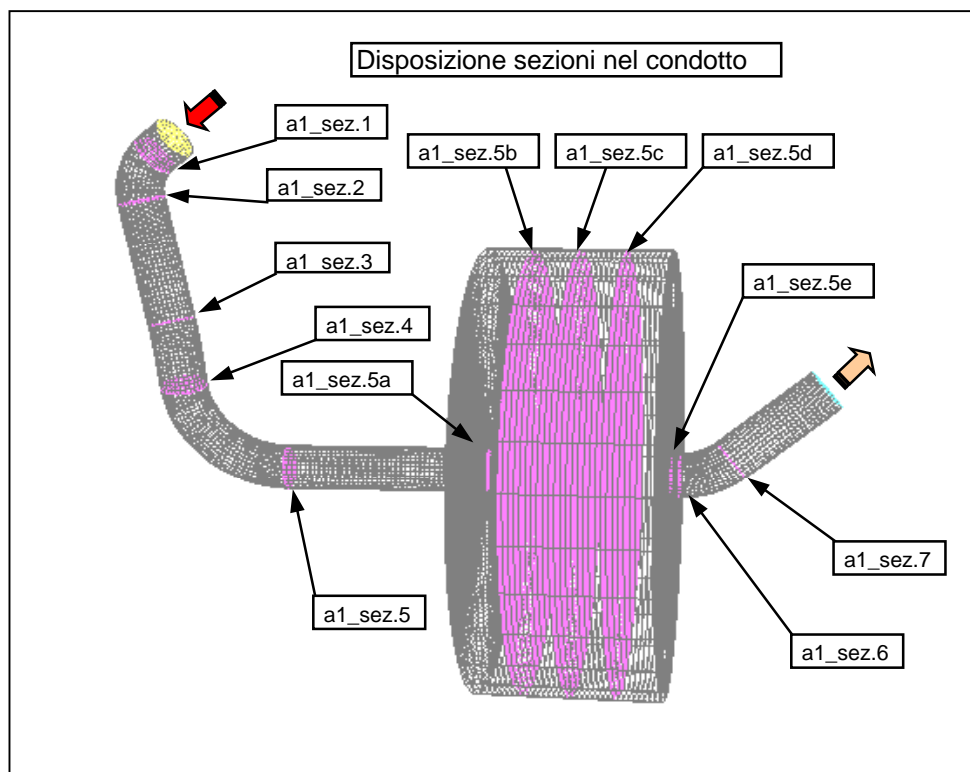
Il modulo della trasformata di Fourier (fig. 3.98) presenta, su tutte le sezioni del condotto, due picchi principali in corrispondenza di 268,6 Hz e 561,5 Hz. Il picco alla frequenza di 268,6 Hz è quello di maggiore entità e dimostra che il contributo della componente alla frequenza fondamentale (inverso del periodo impiegato dall'onda di pressione per percorrere il condotto) è il più importante. Anche il picco alla frequenza tripla della fondamentale (927,7 Hz) è molto evidente in alcune zone del tubo, soprattutto a monte e a valle dell'allargamento, mentre scompare all'interno del tratto con sezione maggiore. Nell'ultima parte di condotto, oltre il brusco allargamento, la fft presenta il quarto massimo a 1245 Hz.



**Figura 3.51. Modulo della trasformata di Fourier al variare della frequenza e delle sezioni nel condotto anteriore con brusco allargamento di sezione (fig. 3.96). Impulso di pressione di 100000 Pa applicato per 0,05 ms.**

Il maggior contributo delle componenti alle frequenze di 268,6 Hz, 561,5 Hz e 927,7 Hz è evidente anche osservando il grafico tridimensionale della fft, riportato in fig. 3.99.

Il brusco allargamento della sezione dovrebbe aver comportato la formazione di due diverse tipologie di onde di pressione. Infatti, quando la perturbazione di pressione, generata dall'impulso, raggiunge la cavità a maggior diametro, in parte prosegue lungo il condotto e in parte si riflette cambiando segno e risalendo il tubo. Lo stesso accade per il tratto di scarico oltre l'allargamento. La discontinuità della sezione si comporta cioè come un ambiente a dimensione infinita ed è ovvio che più grande è l'allargamento della sezione e più il comportamento si avvicina a quello con scarico in ambiente libero. In questo caso si dovrebbero perciò formare due onde di pressione con frequenze dipendenti dalle lunghezze dei due rami di tubo ma essendo il rapporto tra i diametri soltanto di 1,8 l'effetto descritto non si presenta e di conseguenza nella trasformata di Fourier compaiono soltanto le frequenze legate alla lunghezza complessiva dello scarico.

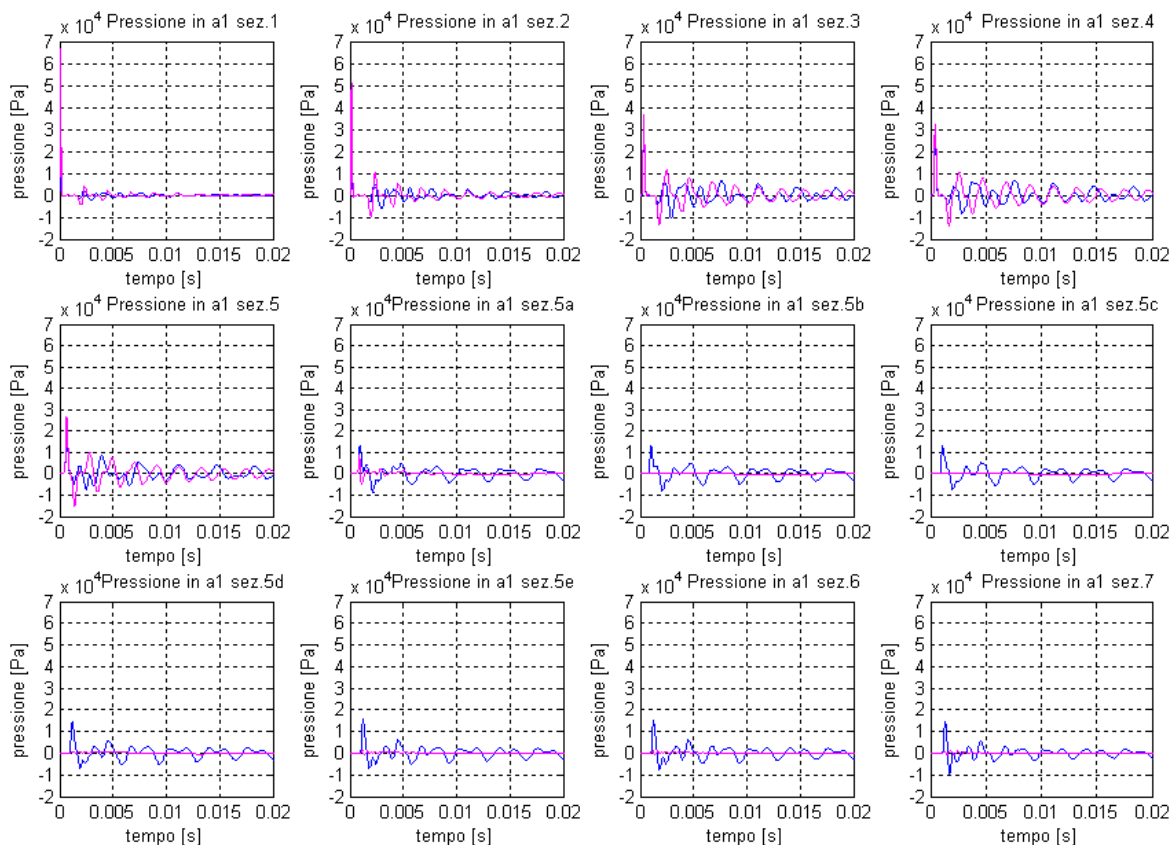


**Figura 3.52.** Disposizione delle sezioni di acquisizione nel condotto di scarico anteriore. Diametro della sezione allargata pari a dieci volte il diametro del tubo.

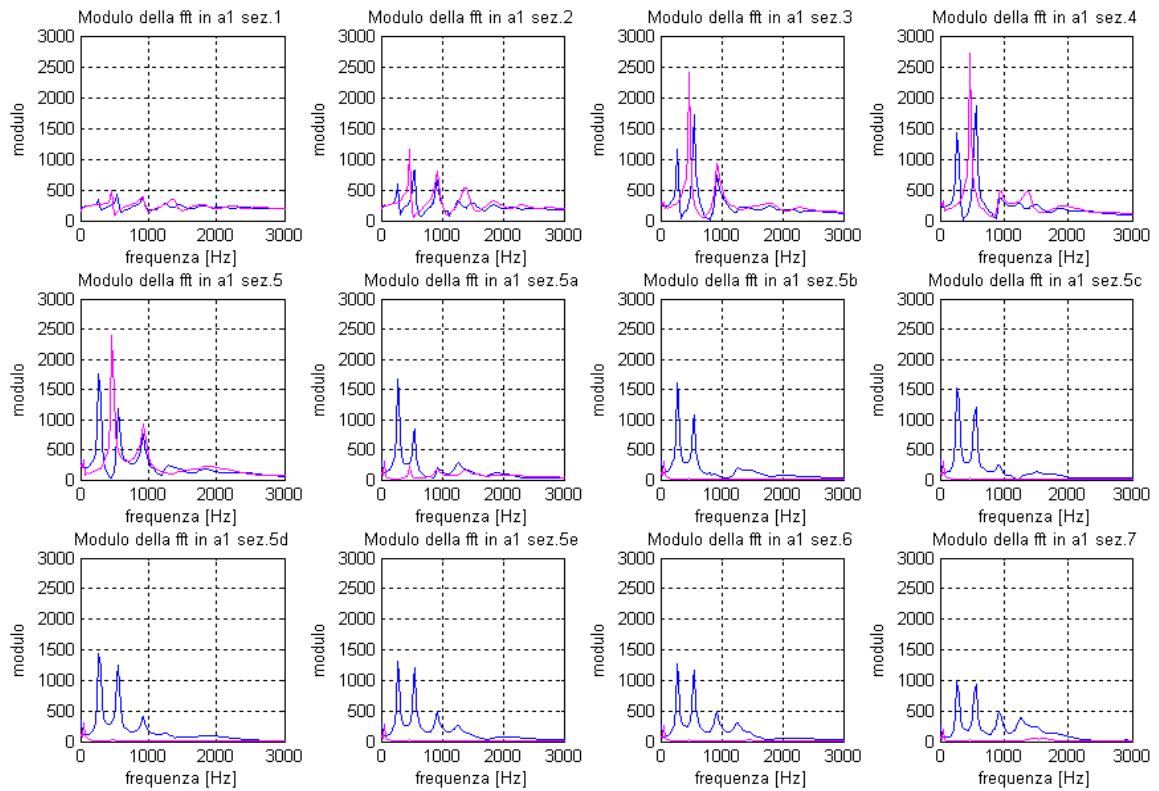
Al fine di chiarire quanto detto si è realizzato un confronto con un condotto avente un notevole allargamento della sezione (fig. 3.100) in corrispondenza della giunzione dei tubi (rapporto dei diametri pari a dieci).

La procedura per lo svolgimento delle simulazioni è rimasta la stessa e così il numero e la posizione di ogni singola sezione lungo il condotto sono restati quelli di tab. 3.8.

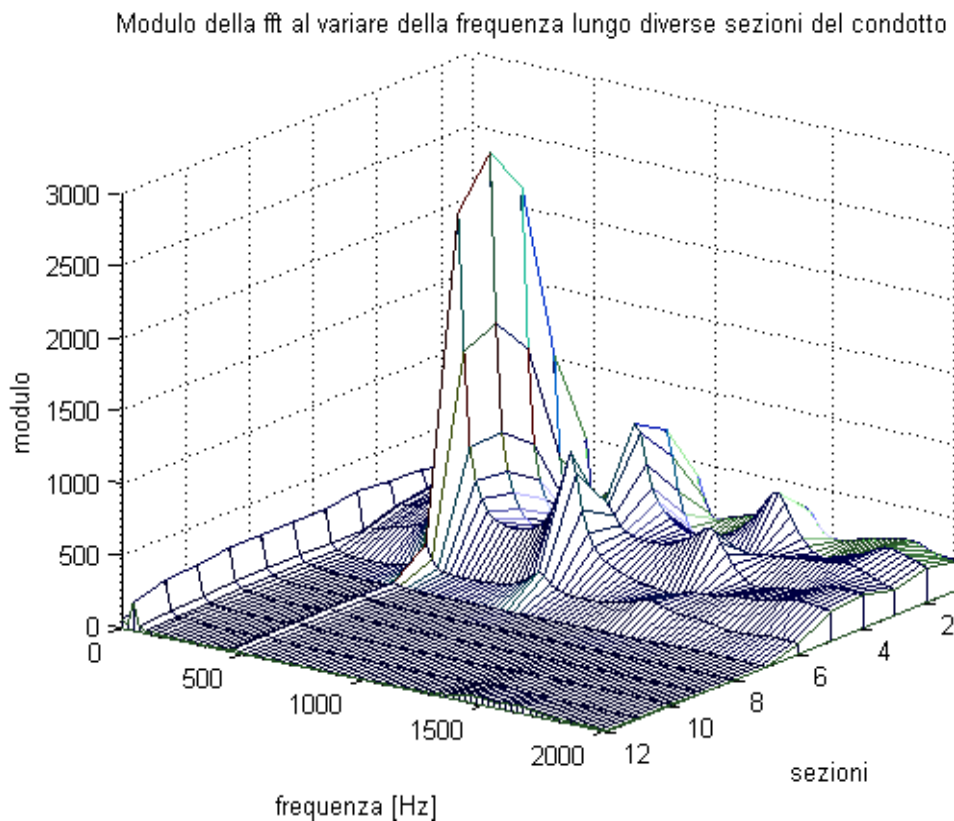
Il confronto delle caratteristiche delle onde di pressione del sistema di scarico di fig. 3.100 (fig. 3.101 curve viola) con quello di fig. 3.96 (fig. 3.97 curve blu) dimostra quanto detto in precedenza, infatti, aumentando di dieci volte il tubo nella zona di incrocio, le frequenze di picco (curve viola di fig. 3.101) si hanno a 463,9 Hz e 927 Hz e non più a 268,6 Hz e 561,5 Hz (curve blu di fig. 3.101). In particolare, la prima frequenza, di 463,9 Hz, dipende dalla lunghezza del tratto di tubo a monte dell'allargamento. Dalla fig. 3.102 si nota inoltre la presenza di un lieve picco della fft per le sezioni a valle del tratto di condotto allargato (fig. 3.102: a1 sez. 7 curva viola), tale picco, che si ha a 1636 Hz, è la frequenza fondamentale del secondo tratto di tubo.



**Figura 3.53.** Andamento della pressione nel tempo. Curva blu: allargamento di sezione di 1,8 volte il diametro del condotto (fig. 3.96). Curva viola: allargamento di sezione di 10 volte il diametro del condotto (fig. 3.100).



**Figura 3.54.** Analisi in frequenza dei segnali di pressione. Curva blu: allargamento di sezione di 1,8 volte il diametro del condotto (fig. 3.96). Curva viola: allargamento di sezione di 10 volte il diametro del condotto (fig. 3.100).



**Figura 3.55.** Modulo della trasformata di Fourier al variare della frequenza e delle sezioni nel condotto anteriore. Condotto allargato 10 volte in corrispondenza della zona di incrocio tubi (fig. 3.100).

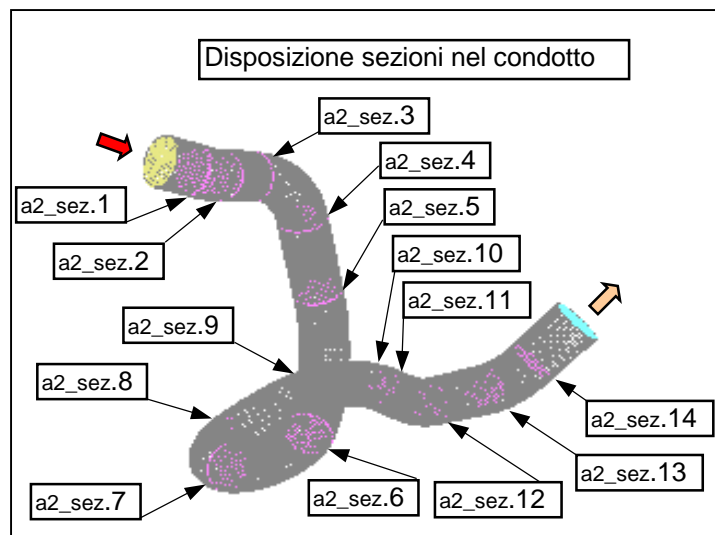
Le onde di pressione, nel sistema di fig. 3.100, hanno un andamento molto regolare che quasi assomiglia a quello di un tubo di diametro costante. Il segnale di pressione in questo caso ha un periodo di 2,18 ms.

In prossimità dell'allargamento (fig. 3.101: curva viola in a1 sez. 5a e successive), si nota una notevole diminuzione dell'ampiezza dell'onda. In effetti, avendo la zona a maggior sezione un volume piuttosto grande, qualsiasi perturbazione che vi arriva, e vi entra, si smorza notevolmente; di conseguenza anche il segnale di pressione che esce nel secondo tratto di tubo risulta avere modulo ridotto (figg. 3.101-3.102: curva viola in a1 sez. 7).

Il grafico tridimensionale di fig. 3.103 evidenzia la brusca diminuzione dell'ampiezza della fft (e quindi del segnale di pressione) nel tratto di tubo più grande.

### 3.3.4.3 Impulso di pressione applicato al condotto posteriore

Il condotto posteriore, raffigurato in fig. 3.104, ha la forma simile a quella del tratto posteriore del pezzo montato sulla moto di serie.



**Figura 3.56. Disposizione delle sezioni di acquisizione nel condotto di scarico posteriore semplificato.**

In questo caso, il tubo ha diametro costante e non possiede l'apertura in prossimità della giunzione con la parte anteriore.

La lunghezza del condotto è la stessa del tubo presente nell'impianto di scarico della moto di serie. Lo scarico è stato suddiviso in dodici sezioni (tab.

3.9). e la distanza di ciascuna sezione dall'ingresso del tubo è stata rilevata, mediante il preprocessor Gambit, lungo l'ascissa curvilinea.

**Tabella 3.9. Coordinate curvilinee delle sezioni lungo il condotto di scarico posteriore semplificato.**

<b>Condotto Anteriore</b>	Lunghezza del condotto	1125,93mm
---------------------------	------------------------	-----------

Coordinata curvilinea	L [mm]	Diametro[mm]	Sezione
Ingresso	0	48	I
a2_sez.1	33,73		II
a2_sez.2	69,03		IV
a2_sez.3	146,48		VI
a2_sez.4	232,77		VIII
a2_sez.5	322,95		X
a2_sez.6	491,89		XIII
a2_sez.7	590,12		XV
a2_sez.8	676,64		XVII
a2_sez.9	761,04		XIX
a2_sez.10	854,07		XI
a2_sez.11	889,00		XII
a2_sez.12	924,89		XIV
a2_sez.13	1007,49		XXV
a2_sez.14	1069,38		XXVII
Uscita	1125,93		XXVIII

L'andamento della pressione, durante la simulazione con il codice CFD Fluent, è stato registrato in dodici sezioni fino a 43 ms dopo l'applicazione dell'impulso. Ogni sezione è stata definita da una sigla che riporta il tipo di tubo e la posizione dell'area di indagine (es. a2 sez. 3 individua la terza sezione del condotto posteriore). L'intervallo di tempo tra una simulazione e la successiva è stato di 0,01 ms.

I risultati forniti al termine della simulazione con il codice Fluent sono stati importati in fogli Excel e successivamente elaborati con il software Matlab. In particolare con il software Matlab si sono realizzati dei file “.mat” (fig. 3.105) che consentono di diagrammare gli andamenti delle onde di pressione nel dominio del tempo. Sempre con Matlab si sono calcolati il modulo e la fase della trasformata di Fourier (fft) nel dominio della frequenza. Infine si sono realizzati i

diagrammi tri-dimensionali dell'andamento di pressione e del modulo della fft nel tempo e nello spazio.

```

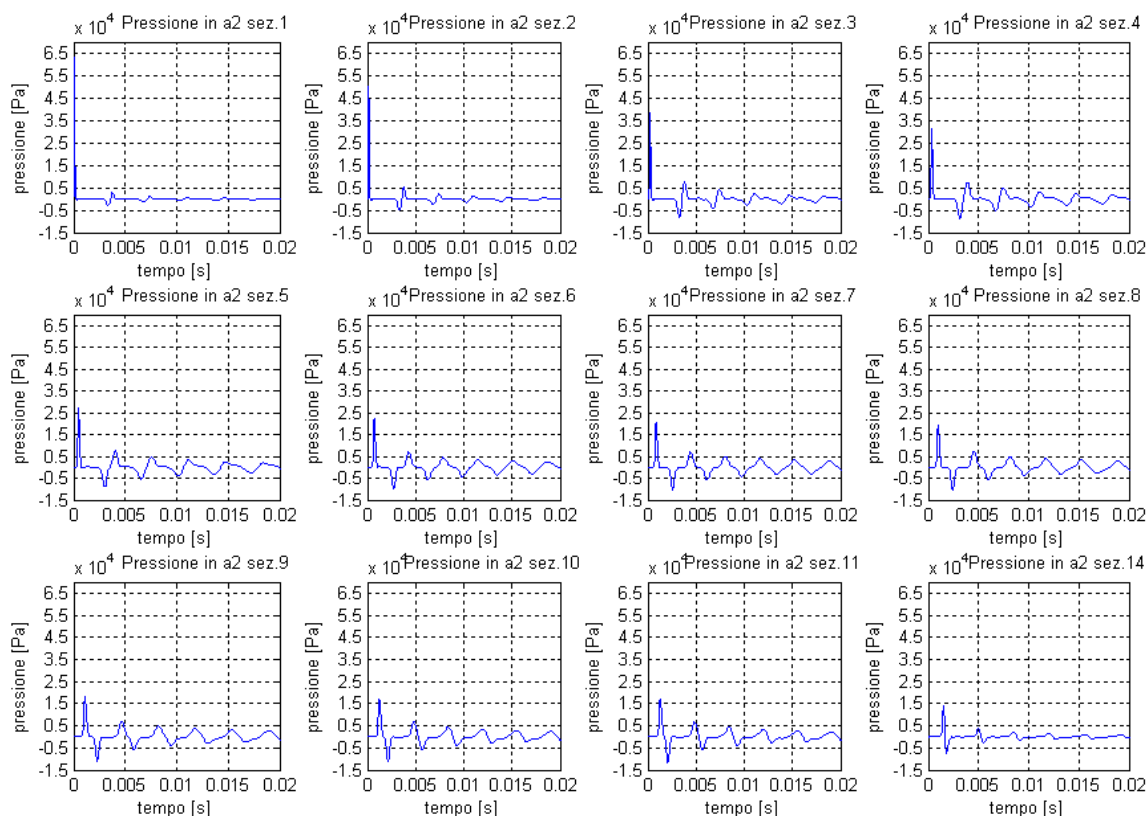
1  %Impulso applicato sul collettore di scarico del cilindro posteriore.
2  %Durata dell'impulso di 5*10^-5s e ampiezza di 100000Pa.
3  %Geometria del tubo di scarico semplificata. Tubo posteriore unico.
4
5  clear all;
6  close all;
7  load p_plane.mat;           %Valori di pressione in diverse sezioni d
8  %A= ['c' 'm' 'y' 'r' 'g' 'b' 'k' 'c' 'm' 'y' 'r' 'g'];
9  for i=3:2:25
10 x=data(1:2^12,i);          %Intervalli di campionamento (tcamp. 10^-
11 y=data(1:2^12,(i+1));      %Finestra di campionamento
12 M(1:2^12,((i-1)/2))=(y);
13 figure(1)
14 subplot(3,4,((i-1)/2));
15 plot(x,y) %A(1,(i-1)/2));
16 axis([0 0.02 -15000 70000])
17 set(gca,'xtick',[0:0.005:0.02])
18 set(gca,'ytick',[-15000:10000:70000])
19 grid on
20 hold on

```

Figura 3.57. Programma in MatLab per la realizzazione della pressione nel dominio del tempo e della fft nel dominio della frequenza.

La risposta all'impulso di pressione (fig. 3.106), rilevata sulle sezioni del condotto posteriore, presenta un andamento periodico e smorzato nel tempo. Il periodo tra un picco e il successivo è di 3,63 ms. Se si confrontano gli andamenti della pressione, da una sezione alla successiva si nota lo spostamento nel tempo dei picchi di pressione e di depressione.

Il picco di pressione generato dall'impulso percorre il condotto alla velocità del suono e, una volta giunto all'estremità, vi si riflette come onda di depressione e lo risale. È chiaro perciò che sezioni più vicine all'uscita del tubo avranno i massimi e i minimi di pressione molto vicini tra loro mentre, al contrario, le sezioni prossime all'ingresso dei tubi presenteranno i massimi e i minimi più lontani. In definitiva, anche se cambia la forma dell'onda, non cambia il suo periodo, dipendendo quest'ultimo dalla velocità del suono e dalla geometria dei condotti, in questo caso fissa.



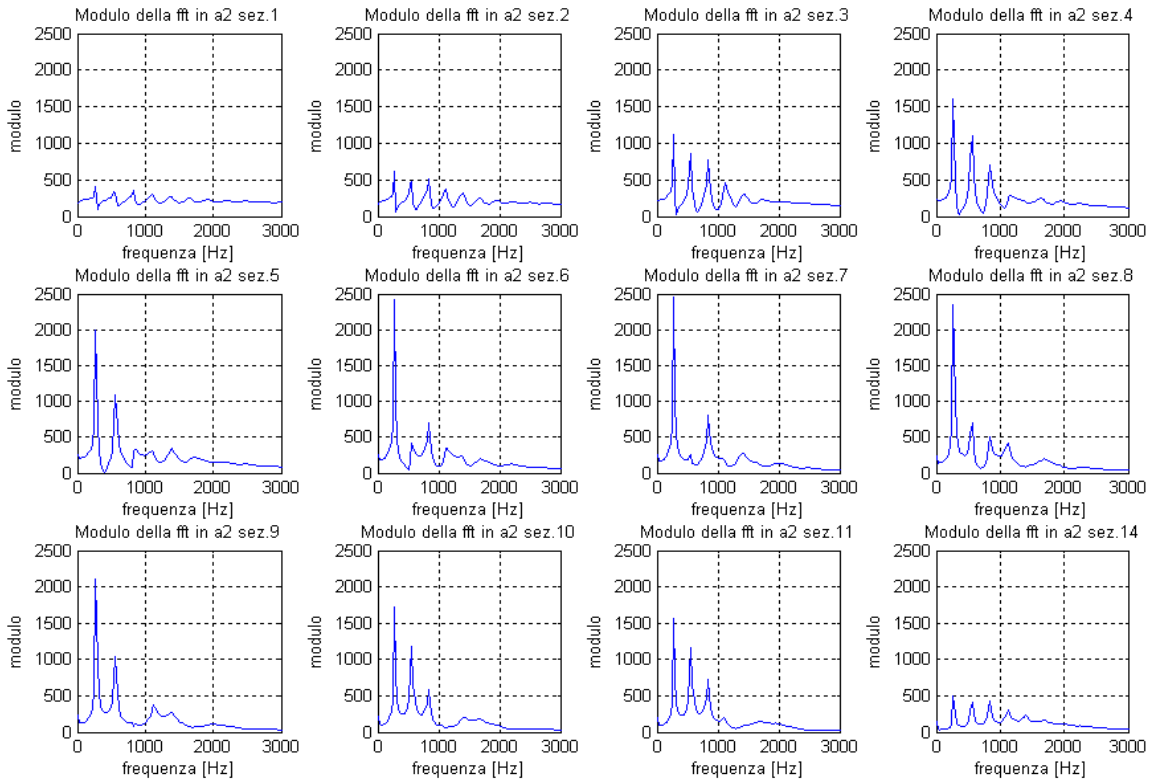
**Figura 3.58. Andamento della pressione nelle sezioni del condotto posteriore (fig. 3.104). Impulso di pressione di 100000 Pa applicato all'ingresso per 0,05 ms.**

L'analisi nel dominio della frequenza (fig. 3.107) dimostra che per il tubo posteriore singolo (fig. 3.104) il primo picco si ha ad una frequenza di 268,6 Hz mentre i successivi si presentano a 561,5 Hz, a 830,1 Hz, a 1123 Hz, a 1392 Hz e a 1600 Hz. Nelle prime due sezioni del condotto le fft possiedono molti picchi ma di lieve entità (nelle sez. 1-2 il modulo della fft ha picchi ben visibili fino a 1630 Hz) dopodiché, per le sez. 3-4 e le sez. 9-10-11, i picchi delle fft divengono più accentuati alle frequenze di 268,6 Hz, 561,5 Hz e 830,1 Hz.

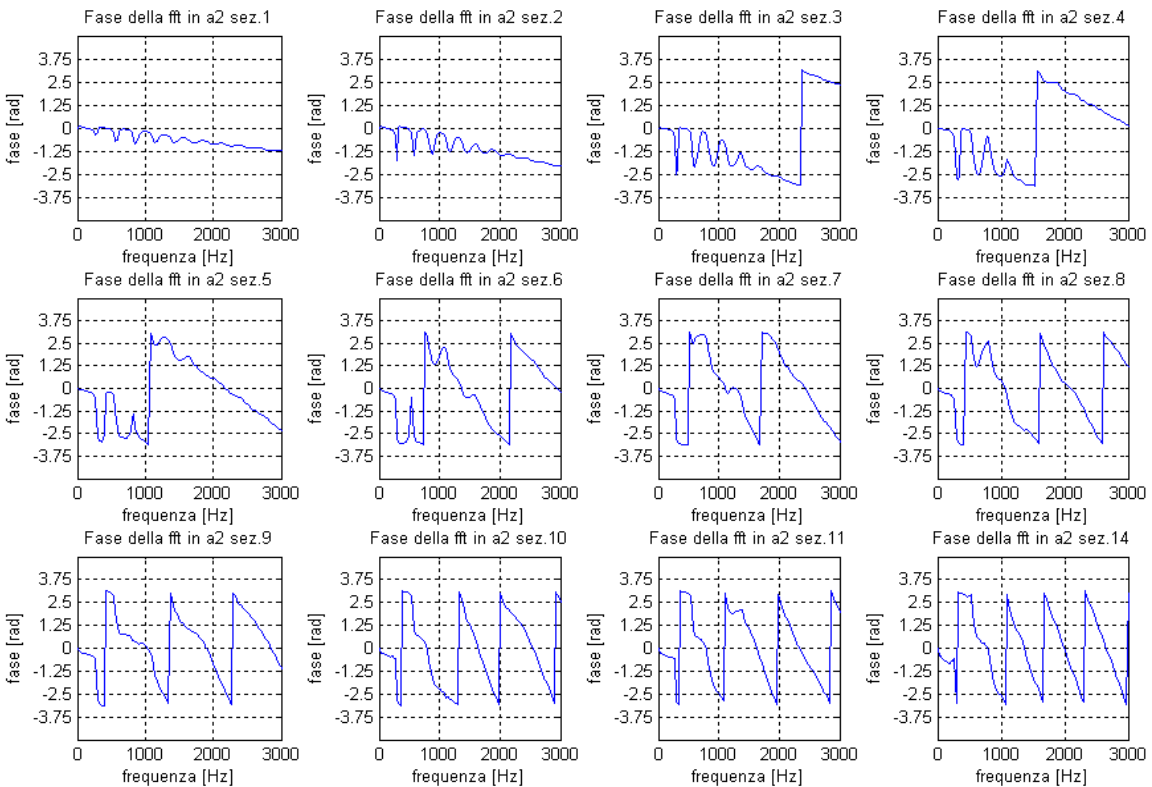
Le sezioni intermedie (sez. 5-6-7-8) forniscono delle fft con un unico picco molto pronunciato in corrispondenza di 268,6 Hz.

Il grafico di fig. 3.109 visualizza il picco di pressione lungo le sezioni del condotto posteriore semplificato (fig. 3.104) e nel tempo. Nel grafico di fig. 3.109 si nota, oltre alla riflessione dell'onda ai margini del tubo, anche la forma differente di quest'ultima; nelle sezioni prossime all'ingresso infatti la risposta in pressione risulta avere andamento opposto rispetto a quelle vicine all'uscita, ovvero l'onda, oltre ad avere un ritardo nel tempo, risulta sfasata di  $180^\circ$ .

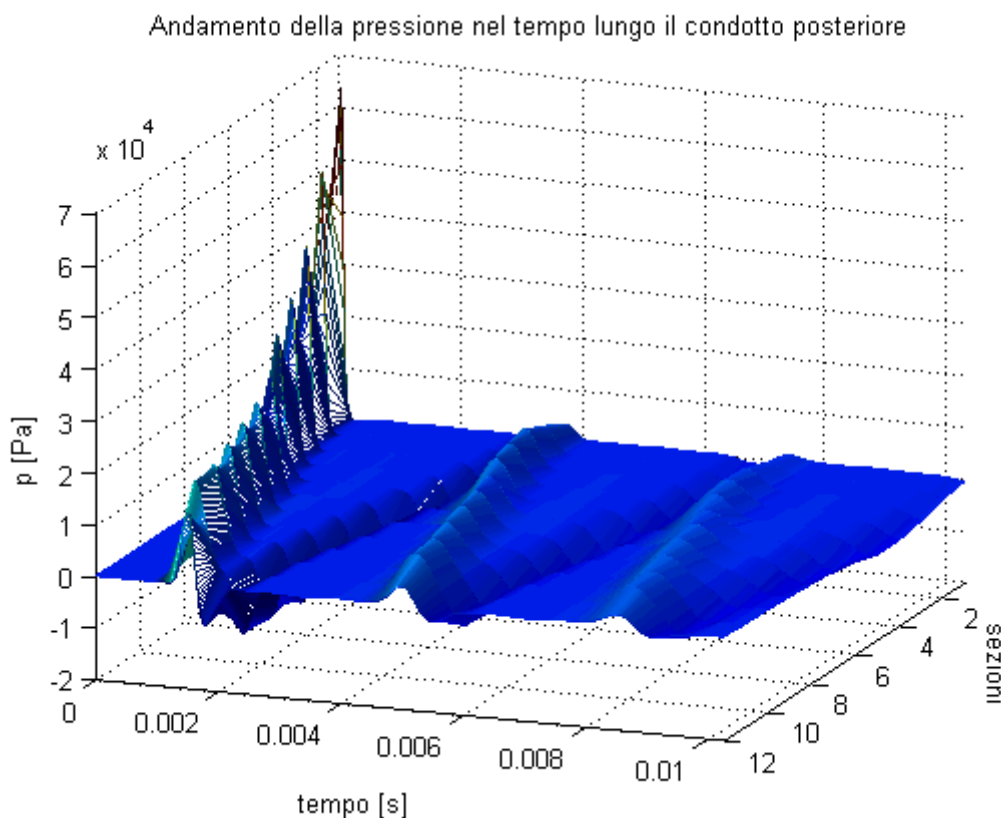




**Figura 3.59. Analisi in frequenza dei segnali di pressione delle sezioni del condotto posteriore semplificato (fig. 3.104).**



**Figura 3.60. Diagrammi della fase della trasformata di Fourier per i segnali di pressione rilevati sulle sezioni del condotto posteriore semplificato (fig. 3.104).**

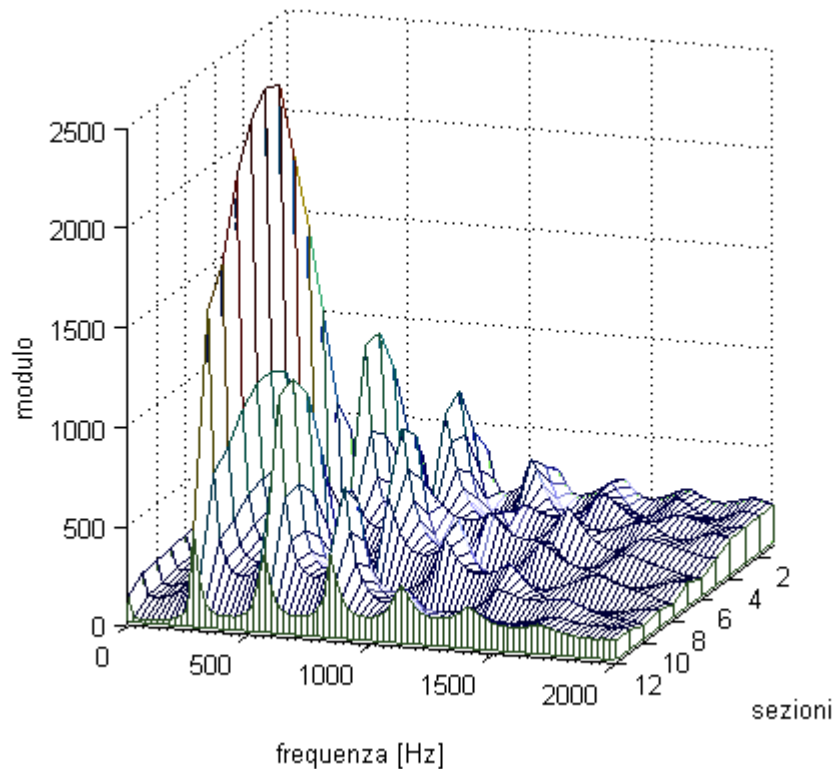


**Figura 3.61.** Andamento della pressione al variare del tempo e della posizione lungo il condotto posteriore semplificato (fig. 3.104).

Il grafico tridimensionale dei moduli della fft (fig. 3.110) dà un'idea complessiva delle frequenze principali che compongono i segnali di pressione rilevati nelle sezioni di tab. 3.9 dopo l'applicazione dell'impulso. Dal grafico di fig. 3.110 si nota la maggiore ampiezza del primo picco ( $f=268,6$  Hz), rispetto agli altri, su tutte le sezioni del condotto. Sempre dalla fig. 3.110, è interessante notare la variazione periodica dei massimi della fft lungo i piani del tubo ad una determinata frequenza. Se ad esempio si considera la frequenza di 561,5 Hz, lungo le sezioni del condotto (fig. 3.110), si vede un progressivo incremento dell'ampiezza della fft fino ad un massimo e poi una successiva diminuzione fino ad un minimo, che in questa circostanza si ha nella sezione a2 sez. 7, dopodiché il fenomeno si ripete nel tratto successivo di tubo. In questo caso due sezioni (a2 sez. 4 e a2 sez. 10) sono interessate dal massimo della fft. In sostanza, data una determinata frequenza multipla della fondamentale, il numero delle sezioni in cui si presenta il massimo della fft è pari al multiplo della frequenza rispetto alla fondamentale. Quindi, alla frequenza di 268,6 Hz la fft raggiunge il suo unico massimo nella sez. 7, alla frequenza doppia della fondamentale (561,5 Hz) si

hanno due massimi della fft nelle sez. 4 e 10, alla frequenza tripla della fondamentale (830,1 Hz) la fft presenta tre massimi in corrispondenza delle sezioni 3-7-11 e così via per le altre frequenze.

Modulo della fft al variare della frequenza lungo diverse sezioni del condotto



**Figura 3.62. Modulo della trasformata di Fourier al variare della frequenza e delle sezioni nel condotto posteriore semplificato (fig. 3.104).**

Il comportamento periodico del modulo della fft lungo il condotto si può spiegare analizzando la posizione dei punti di minimo rispetto ai punti di massimo della pressione nel tempo (fig. 3.106). Se si considera ad esempio in fig. 3.106 la sez. 7, si nota che i punti di minimo della pressione sono disposti temporalmente a metà tra due punti di massimo; è chiaro perciò che la forma d'onda che meglio rappresenta questo andamento è la sinusoidale il cui periodo è pari al tempo impiegato dalla perturbazione di pressione per ritornare con lo stesso segno alla posizione di partenza. Inoltre, anche tutte le sinusoidi con multiplo dispari rispetto alla fondamentale hanno modulo massimo in questa posizione.

### 3.3.4.4 Impulso di pressione applicato al condotto di serie

Il condotto di serie (fig. 3.111) presenta una geometria più complessa rispetto ai casi analizzati in precedenza. Esso non solo è composto dall'unione degli scarichi studiati nei paragrafi 4.7.1 e 4.7.2 ma presenta anche delle lievi variazioni di sezione (tratti conici) fra l'ingresso e la zona di incrocio dei tubi.

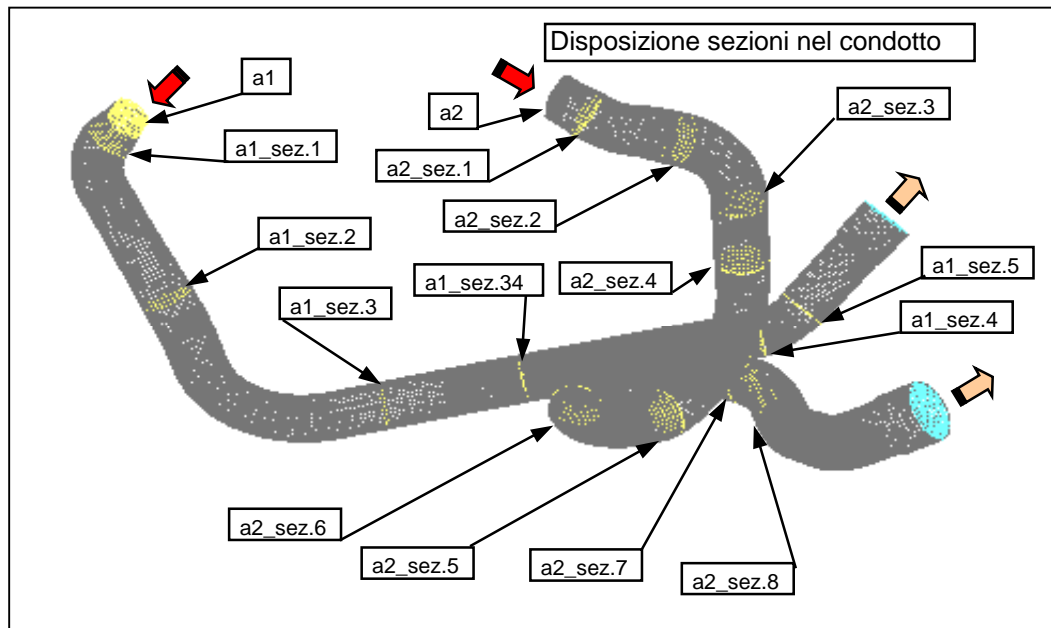


Figura 3.63. Disposizione delle sezioni di acquisizione nel condotto di scarico di serie.

L'impulso di pressione di 100000 Pa della durata di 0,05 ms è stato applicato, visto la particolare geometria del condotto e il diagramma della distribuzione, ad un unico ingresso per volta mentre l'altro rimaneva chiuso per tutta la durata della prova. Le simulazioni sono state eseguite ad intervalli di 0,01 ms.

Entrambi i condotti, sia quello anteriore che quello posteriore, si possono dividere in tre parti principali: condotto primario, zona di incrocio, condotto secondario. A sua volta il condotto anteriore è stato suddiviso in sei sezioni mentre il condotto posteriore in otto. Le dimensioni delle varie parti di condotto e la posizione dei piani lungo i condotti anteriore e posteriore sono indicate nella tab. 3.10. Al nome di ogni sezione sono associati il tipo di condotto e la posizione (es. a2 sez. 7 è la settima sezione lungo il condotto di scarico del cilindro posteriore).

Tabella 3.10. Coordinate curvilinee delle sezioni lungo il condotto di scarico di serie.

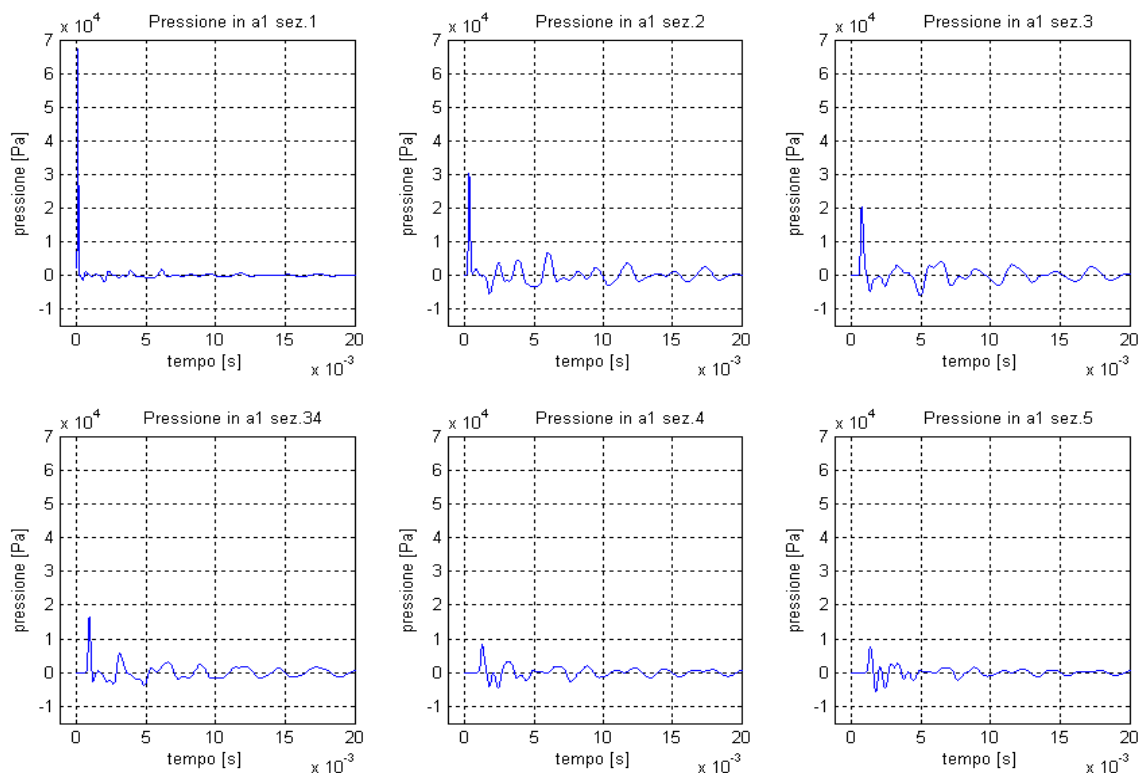
Coordinata curvilinea	L [mm]	D [mm]	Coordinata curvilinea	L [mm]	D [mm]
<b>Ingresso a1</b>	0	44,6	<b>Ingresso a2</b>	0	44,6
a1_sez.1	29,00	43	a2_sez.1	28,63	43
	84,54			70,32	
a1_sez.2	128,90	48	a2_sez.2	147,77	48
	216,88		a2_sez.3	236,93	
	255,91		a2_sez.4	301,28	
	290,70		a2_sez.5	493,18	
	376,84		a2_sez.6	615,93	
	415,50		<b>Condotto primario</b>	629,00	
a1_sez.3	494,41		<b>Fine incrocio</b>	792,00	
	557,787		a2_sez.7	796,65	
a1_sez.34	634,00		a2_sez.8	855,48	
<b>Condotto primario</b>	659,00			890,41	
<b>Fine incrocio</b>	845,00			926,30	
a1_sez.4	855,67			1008,90	
a1_sez.5	910,25			1070,79	
<b>Uscita</b>	1031	52	<b>Uscita</b>	1127,34	52

#### 3.3.4.4.1 Impulso di pressione applicato all'ingresso anteriore

La simulazione dell'onda di pressione a seguito dell'applicazione dell'impulso si è svolta ad intervalli di 0,01 ms. Gli andamenti della pressione sono stati rappresentati successivamente, tramite MatLab, nel dominio del tempo (fig. 3.112) e della frequenza (fig. 3.113).

L'effetto della giunzione dei tubi è ben visibile sugli andamenti dell'onda di pressione. Se si considera la sezione a1 sez. 1 del grafico di fig. 3.112, la prima zona di depressione (-1417 Pa a 0,42 ms), che si ha dopo il passaggio dell'impulso, è dovuta alla riflessione dell'onda a causa della conicità del tubo mentre il secondo picco (1287 Pa a 2,29 ms) è prodotto dal riflettersi dell'onda di pressione sulla giunzione. La giunzione dei tubi è perciò un generatore di onde di pressione a frequenza più alta.

L'analisi in frequenza (fig. 3.113) dei segnali di pressione fornisce la componente principale a 174,5 Hz e le altre a 366,2 Hz, 537,1 Hz, 854,5 Hz e 1025 Hz. Il picco di maggior intensità si ha sempre in corrispondenza di 537 Hz.

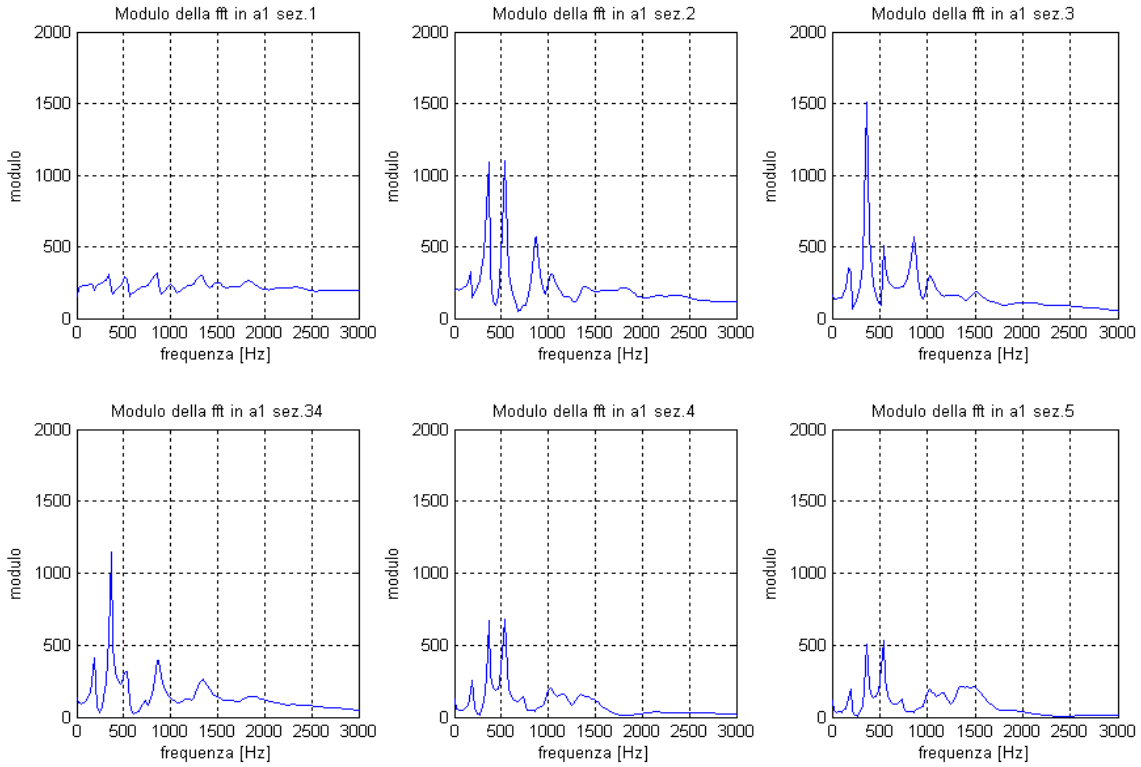


**Figura 3.64.** Andamento della pressione nelle sezioni del condotto anteriore di serie (fig. 3.111). Impulso di pressione di 100000 Pa applicato per 0,05 ms all'ingresso del condotto anteriore a1.

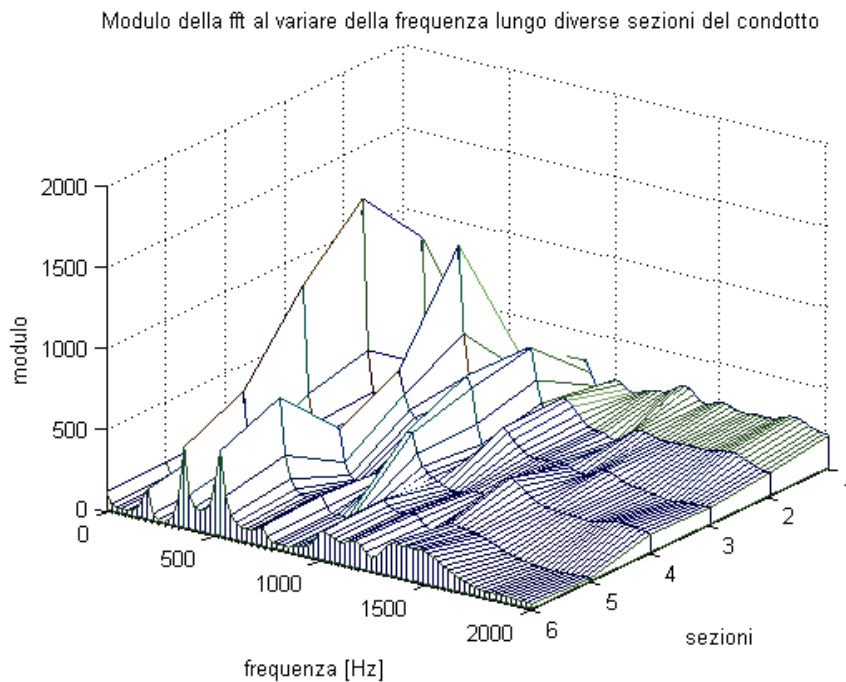
Alla frequenza principale di 174,5 Hz (fig. 3.113) corrisponde un periodo dell'onda di 5,73 ms. In questo tempo (fig. 3.112) vi sono tre zone di sovrappressione e tre di depressione per le sezioni a1 sez. 1 e a1 sez. 2 mentre gli intervalli di depressione e sovrappressione si riducono a due per le sezioni a1 sez. 3-34. Infatti il modulo delle fft per le sezioni 1-2 ha tre massimi oltre la frequenza fondamentale (non compare il picco a 696 Hz) che si riducono progressivamente avvicinandosi all'incrocio dei condotti. Oltre la giunzione dei tubi ricompare il massimo a 696 Hz ma scompare quello a 854,5 Hz.

Infine, nel diagramma tridimensionale di fig. 3.114 si vedono le componenti principali (366,2 Hz, 537,1 Hz, 854,5 Hz) dell'onda di pressione generata dall'impulso.

Il periodo dell'onda di pressione che percorre il condotto posteriore è di 5,77 ms; la frequenza fondamentale dell'onda si mantiene inalterata nei due condotti, essendo essi comunicanti.

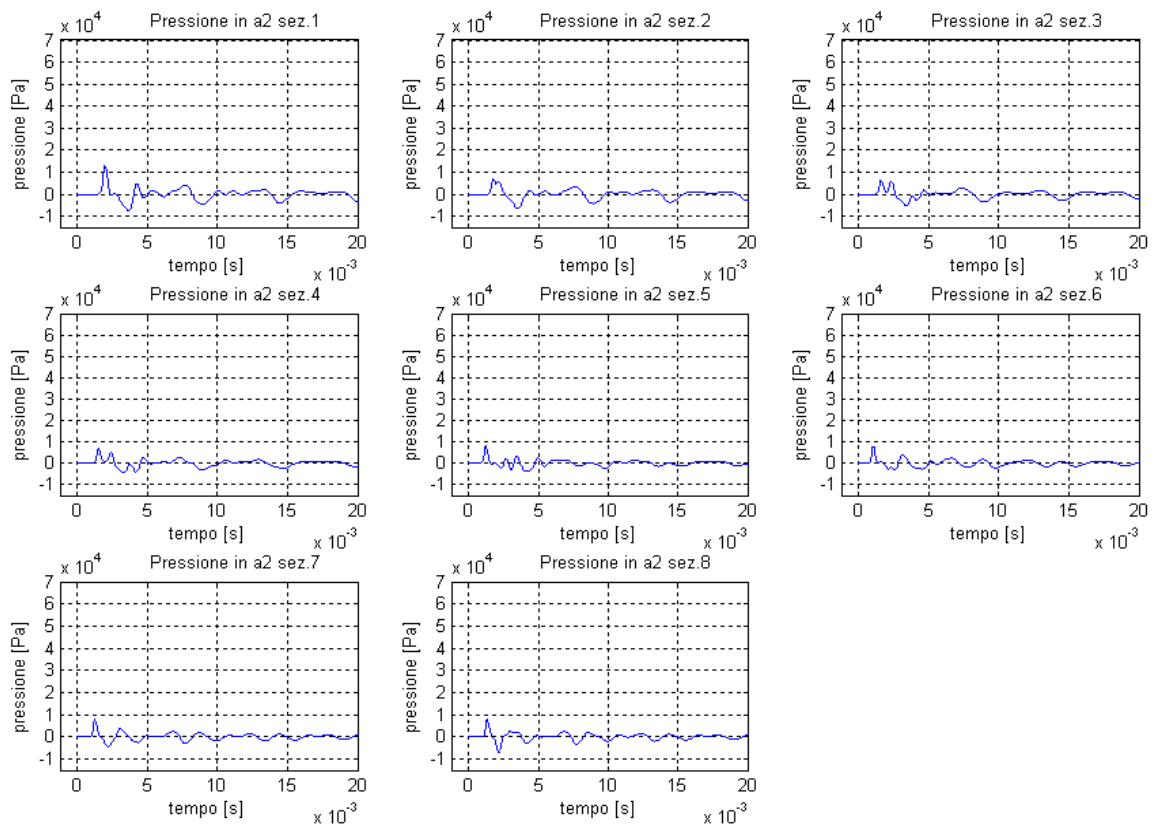


**Figura 3.65.** Analisi in frequenza dei segnali di pressione delle sezioni del condotto anteriore di serie (fig. 3.111).



**Figura 3.66.** Modulo della trasformata di Fourier al variare della frequenza e delle sezioni nel condotto anteriore di serie (fig. 3.111).

Le prime tre sezioni del condotto posteriore (fig. 3.116) presentano quattro massimi del modulo della fft in corrispondenza di 174,5 Hz, 366,2 Hz, 537,1 Hz e 854,5 Hz. Molto pronunciati in queste sezioni sono i picchi a 174,5 Hz e 366,2 Hz come effettivamente si può notare dal grafico della pressione nel dominio del tempo (fig. 3.115) che presenta, durante il periodo, due massimi e un minimo assoluti.



**Figura 3.67.** Andamento della pressione nelle sezioni del condotto posteriore di serie (fig. 3.111). Impulso di pressione di 100000 Pa applicato per 0,05 ms all'ingresso del condotto anteriore a1.

Una notevole variazione dello spettro si ha passando dalla sezione a2 sez. 3 alla a2 sez. 6. In particolare, il picco a 537 Hz scompare nella sez. 4. Infine le ultime due sezioni (a2 sez. 7-8) hanno nuovamente i picchi principali a 174,5 Hz, 366,2 Hz e 537,1 Hz.

In fig. 3.117 è riportato il grafico tridimensionale del modulo della fft, si nota il maggior contributo dato all'onda di pressione dalle componenti a 174,5 Hz, 366,2 Hz e 537,1 Hz.



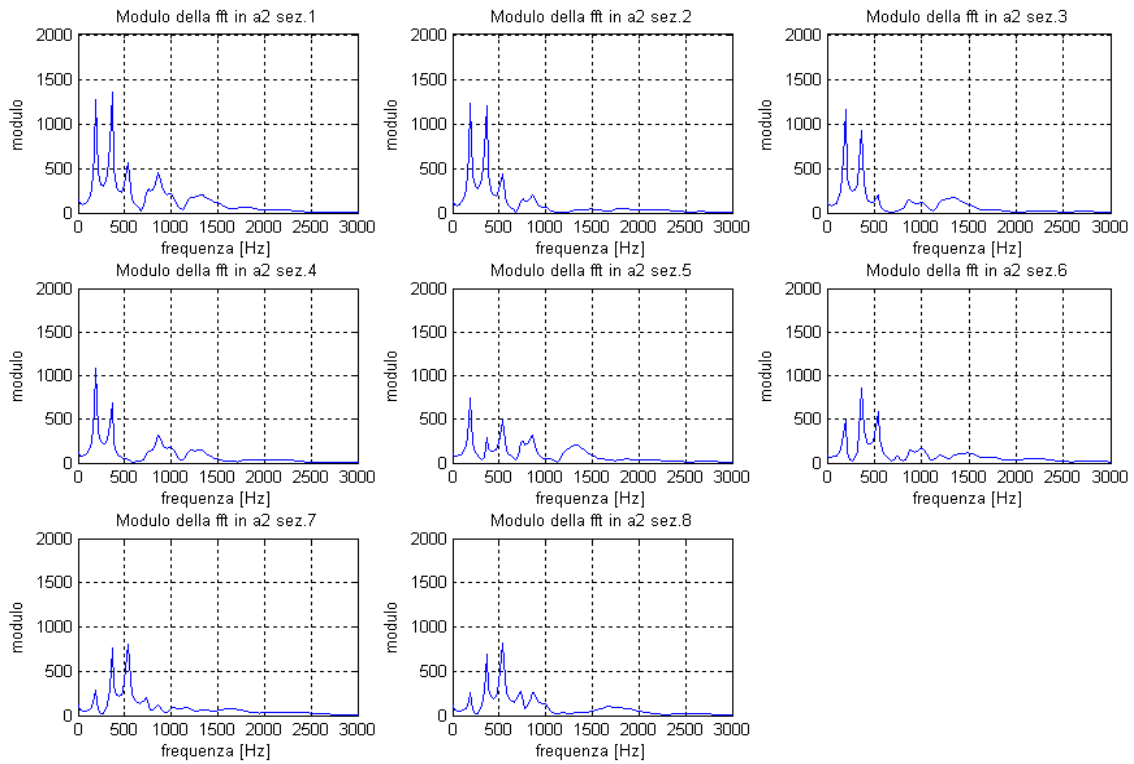


Figura 3.68. Analisi in frequenza dei segnali di pressione delle sezioni del condotto posteriore di serie (fig. 3.111).

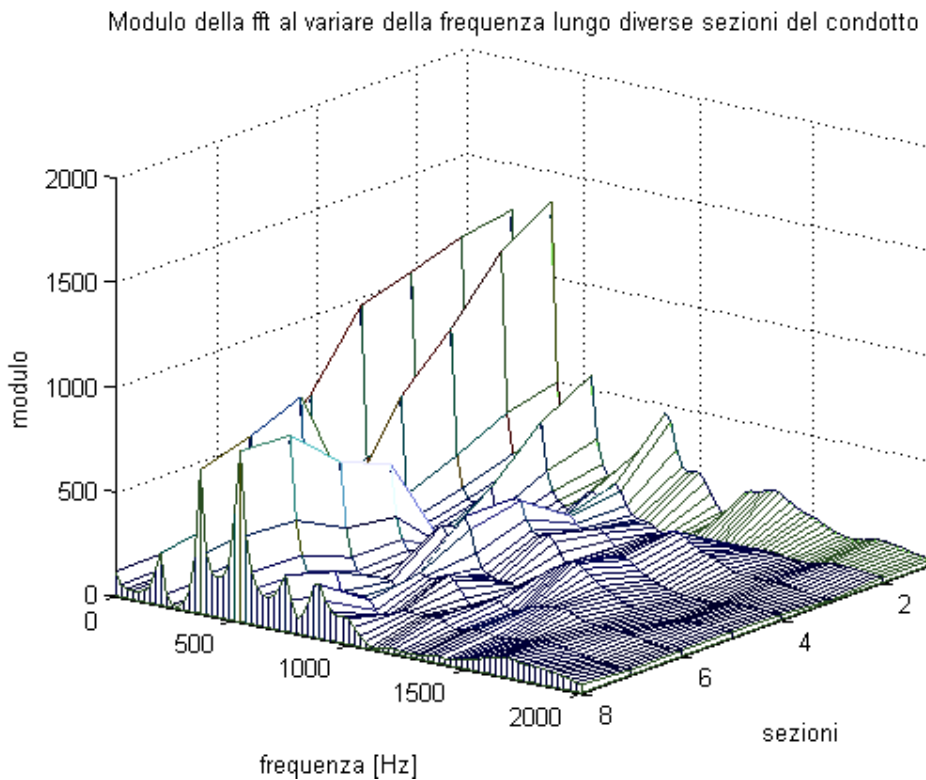
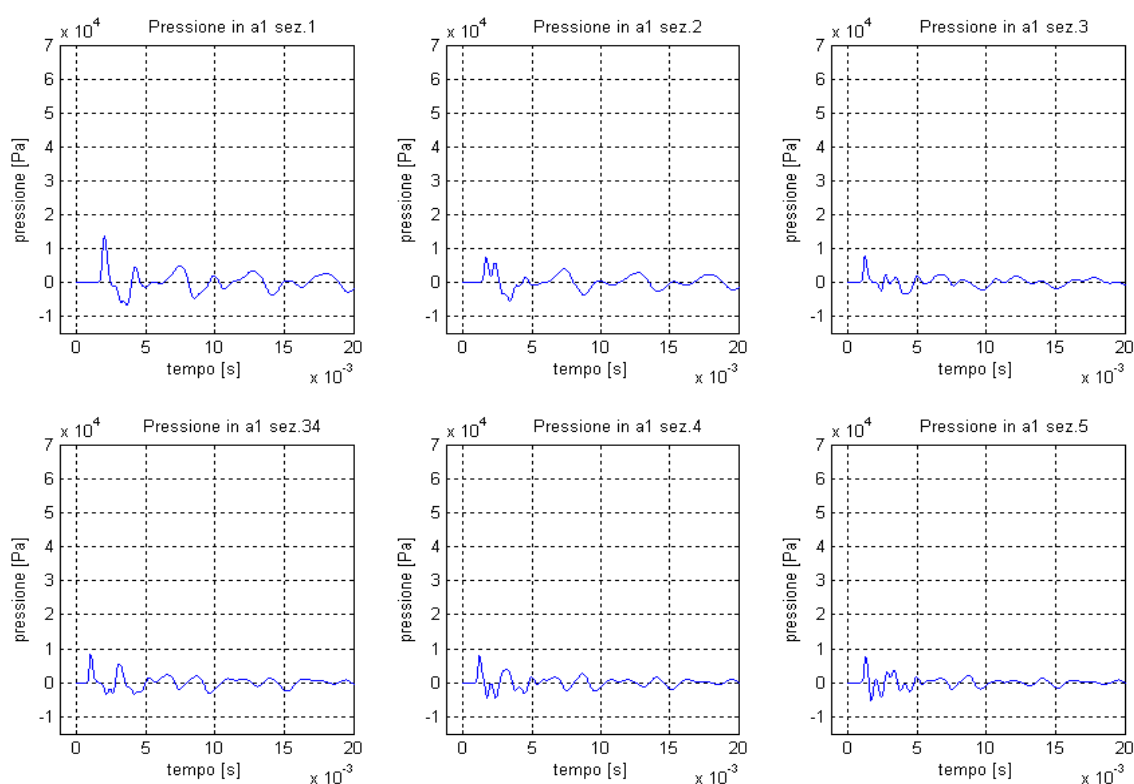


Figura 3.69. Modulo della trasformata di Fourier al variare della frequenza e delle sezioni nel condotto posteriore di serie (fig. 3.111).

### 3.3.4.4.2 Impulso di pressione applicato all'ingresso posteriore

Nel paragrafo precedente si era analizzato il comportamento delle onde di pressione all'interno del condotto della moto, qualora fosse soggetto ad un impulso di 100000 Pa per 0,05 ms. L'impulso era stato applicato all'ingresso del tubo anteriore mantenendo l'altro chiuso. La stessa procedura si è ripetuta anche per il condotto posteriore.

I valori della pressione ottenuti ogni 0,01 ms con la simulazione al codice CFD Fluent sono stati elaborati in Matlab al fine di ottenere i grafici nel dominio del tempo (fig. 3.118) e i diagrammi del modulo (fig. 3.119) della fft.

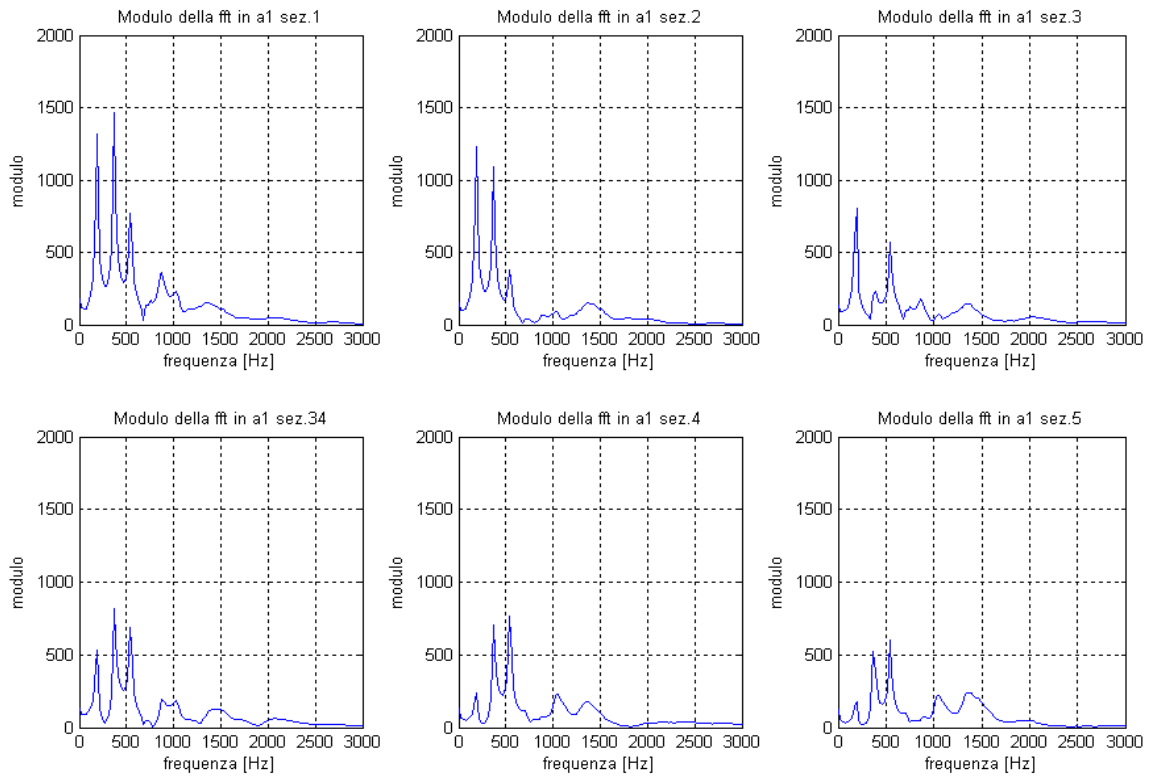


**Figura 3.70. Andamento della pressione nelle sezioni del condotto anteriore a1 di serie (fig. 3.111). Impulso di pressione di 100000 Pa applicato per 0,05 ms all'ingresso del condotto posteriore (a2).**

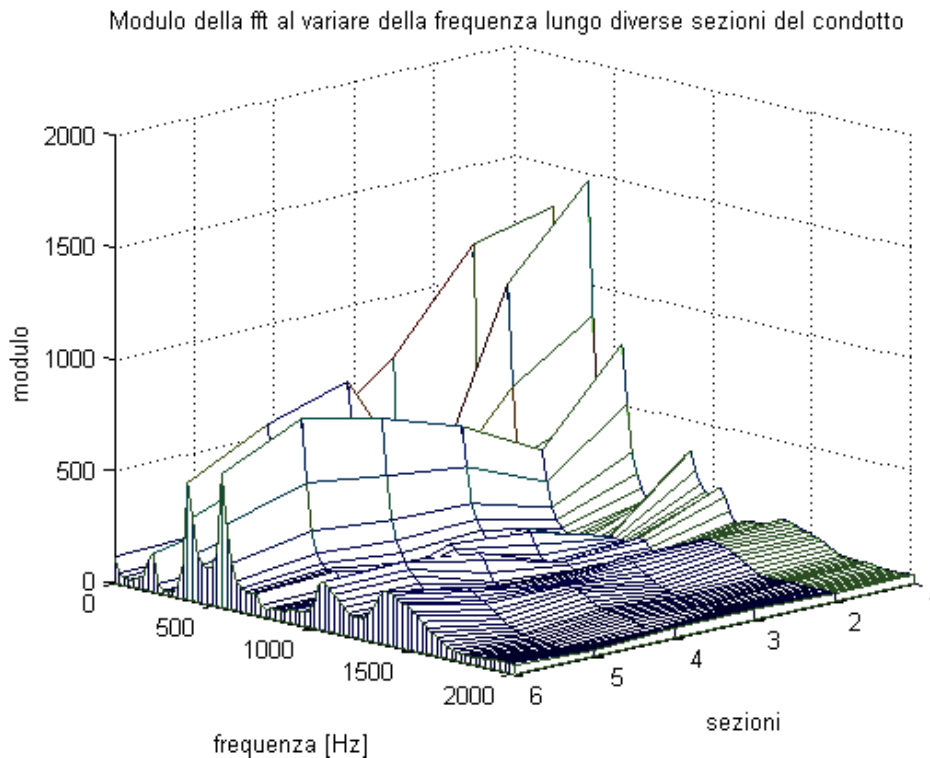
In quasi tutte le sezioni, le fft hanno tre picchi principali in corrispondenza di 174 Hz, 366 Hz e 537 Hz. Inoltre, mentre le prime due sezioni (a1 sez. 1-2) hanno i picchi di maggiore intensità alle frequenze di 174 Hz e 366,2 Hz, per quelle successive i massimi si hanno a frequenze più alte (366 Hz e 537 Hz). Si attenua così il picco alla frequenza fondamentale.

Il diagramma tridimensionale della fft (fig. 3.120) dimostra che la trasformata di Fourier mantiene, lungo tutto il condotto, i massimi in

corrispondenza delle frequenza fondamentale e dei suoi multipli, del secondo e del terzo ordine.

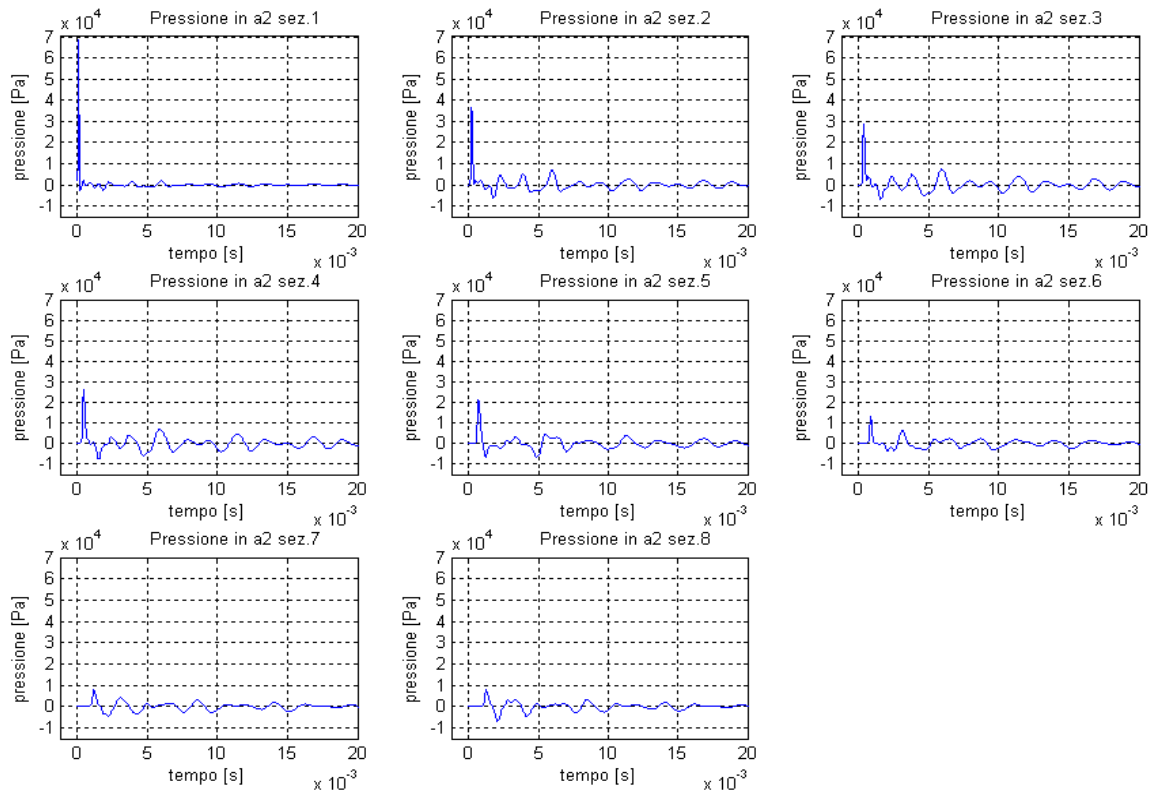


**Figura 3.71.** Analisi in frequenza dei segnali di pressione delle sezioni del condotto anteriore di serie (fig. 3.111).



**Figura 3.72.** Modulo della trasformata di Fourier al variare della frequenza e delle sezioni nel condotto anteriore di serie (fig. 3.111).

Nelle sezioni del condotto posteriore (fig. 3.121), l'onda, che si genera dall'impulso di pressione, ha un periodo di 5,77 ms; tale valore corrisponde all'inverso della frequenza fondamentale, ricavata dalle fft, che è di 174,1 Hz (fig. 3.122.).



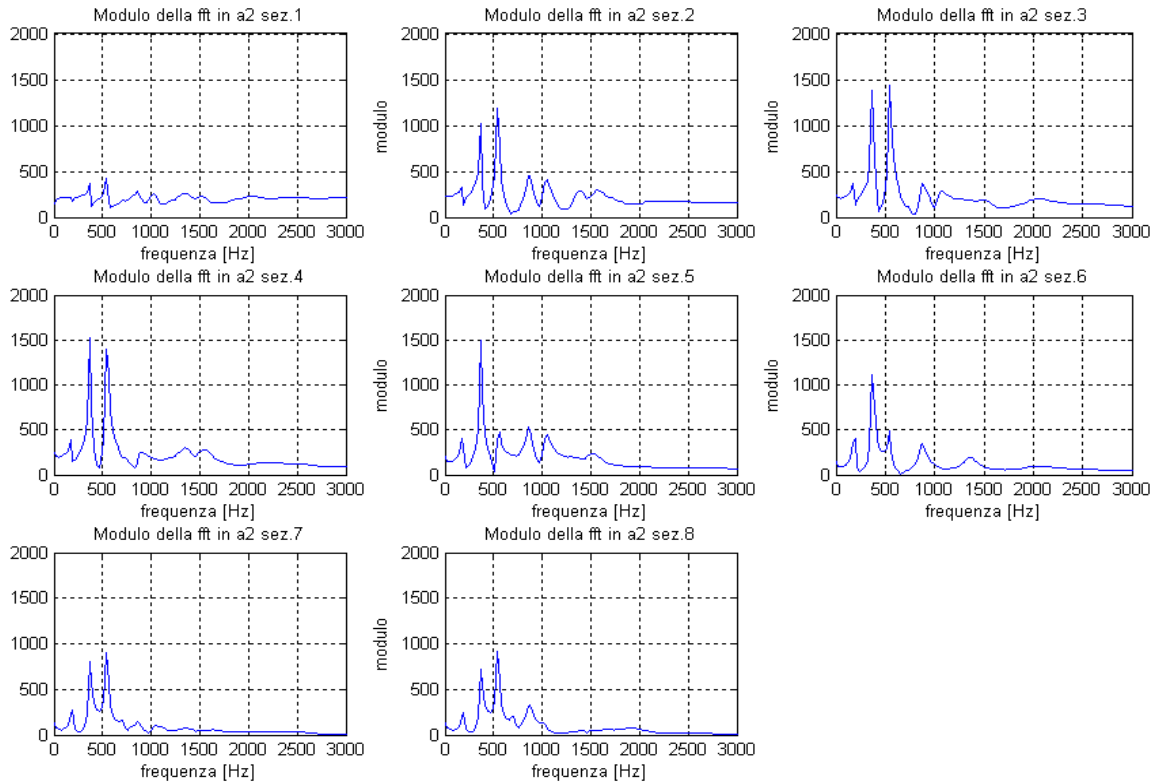
**Figura 3.73.** Andamento della pressione nelle sezioni del condotto posteriore di serie (fig. 3.111). Impulso di pressione di 100000 Pa applicato per 0,05 ms all'ingresso del condotto posteriore a2.

L'andamento della pressione cambia notevolmente da una sezione all'altra del condotto (fig. 3.121), anche se generalmente si nota la tendenza nel tempo alla formazione di tre zone di depressione e tre di sovrappressione (i massimi di pressione si hanno a 0%, 34% e 58% del periodo) a monte dell'incrocio e di due zone di sovrappressione e di depressione a valle dell'incrocio.

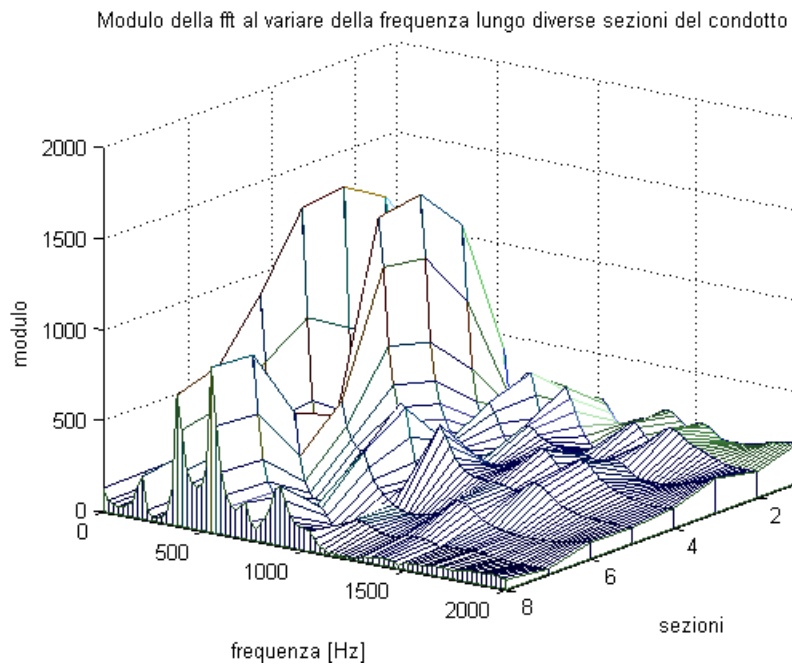
La trasformata di Fourier, in quasi tutte le sezioni, presenta quattro picchi, i primi due, di ampiezza notevole, si hanno a 366,2 Hz, e 537 Hz mentre gli altri, più piccoli, si hanno a 878,5 Hz e a 1050 Hz.

Dai grafici di fig. 3.122 si nota una riduzione del picco a 537 Hz per le sezioni a2 sez. 5-6. Il picco a 1050 Hz invece non compare nelle sezioni a2 sez. 4-6-8.

Il grafico di fig. 3.122 mostra il cambiamento del modulo della fft in funzione della frequenza e delle sezioni lungo il condotto. Si notano le zone di maggior ampiezza in corrispondenza delle frequenze di 366 Hz e 537 Hz.



**Figura 3.74.** Analisi in frequenza dei segnali di pressione delle sezioni del condotto posteriore di serie (fig. 3.111).



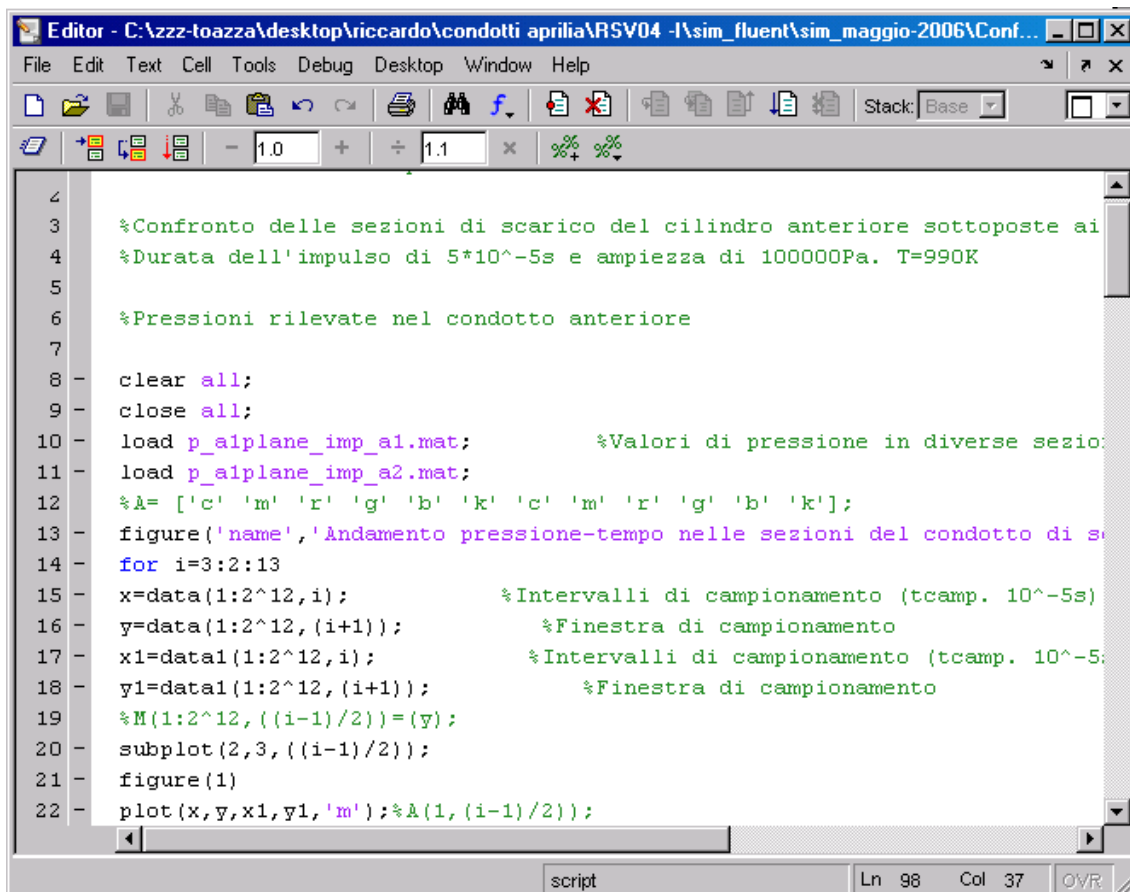
**Figura 3.75.** Modulo della trasformata di Fourier al variare della frequenza e delle sezioni nel condotto posteriore (fig. 3.111). Impulso di pressione di 100000 Pa applicato per 0,05 ms all'ingresso del condotto posteriore a2.

### 3.3.4.4.3 Effetto degli impulsi di pressione sulle sezioni del condotto di serie

L'impulso di pressione, applicato sul condotto anteriore, ha generato una serie di onde di pressione che si sono propagate lungo il tubo. Non solo, tali perturbazioni, una volta incontrata la zona in cui i due condotti sono comunicanti, si sono diffuse anche nell'altro lato, quello proveniente dal cilindro posteriore della moto. Nei paragrafi precedenti, tali effetti erano stati considerati singolarmente; ovvero, una volta applicato l'impulso, si erano valutate le caratteristiche delle onde di pressione generate in tutto il tubo, avendo però cura di distinguere le sezioni appartenenti al ramo proveniente dal cilindro anteriore con quello proveniente dal cilindro posteriore.

In questo paragrafo si confrontano invece le onde di pressione, provocate da entrambi gli impulsi, sulle stesse sezioni di condotto.

Il programma in MatLab (fig. 3.124) ha consentito di visualizzare attraverso grafici i risultati provenienti dalle simulazioni condotte con il codice CFD Fluent.



```

4
3  %Confronto delle sezioni di scarico del cilindro anteriore sottoposte ai
4  %Durata dell'impulso di 5*10^-5s e ampiezza di 100000Pa. T=990K
5
6  %Pressioni rilevate nel condotto anteriore
7
8  clear all;
9  close all;
10 load p_alplane_imp_a1.mat;          %Valori di pressione in diverse sezio
11 load p_alplane_imp_a2.mat;
12 %A= ['c' 'm' 'r' 'g' 'b' 'k' 'c' 'm' 'r' 'g' 'b' 'k'];
13 figure('name','Andamento pressione-tempo nelle sezioni del condotto di s
14 for i=3:2:13
15 x=data(1:2^12,i);                    %Intervalli di campionamento (tcamp. 10^-5s)
16 y=data(1:2^12,(i+1));                %Finestra di campionamento
17 x1=data1(1:2^12,i);                  %Intervalli di campionamento (tcamp. 10^-5s)
18 y1=data1(1:2^12,(i+1));              %Finestra di campionamento
19 %M(1:2^12,((i-1)/2))=(y);
20 subplot(2,3,((i-1)/2));
21 figure(1)
22 plot(x,y,x1,y1,'m');%A(1,(i-1)/2));

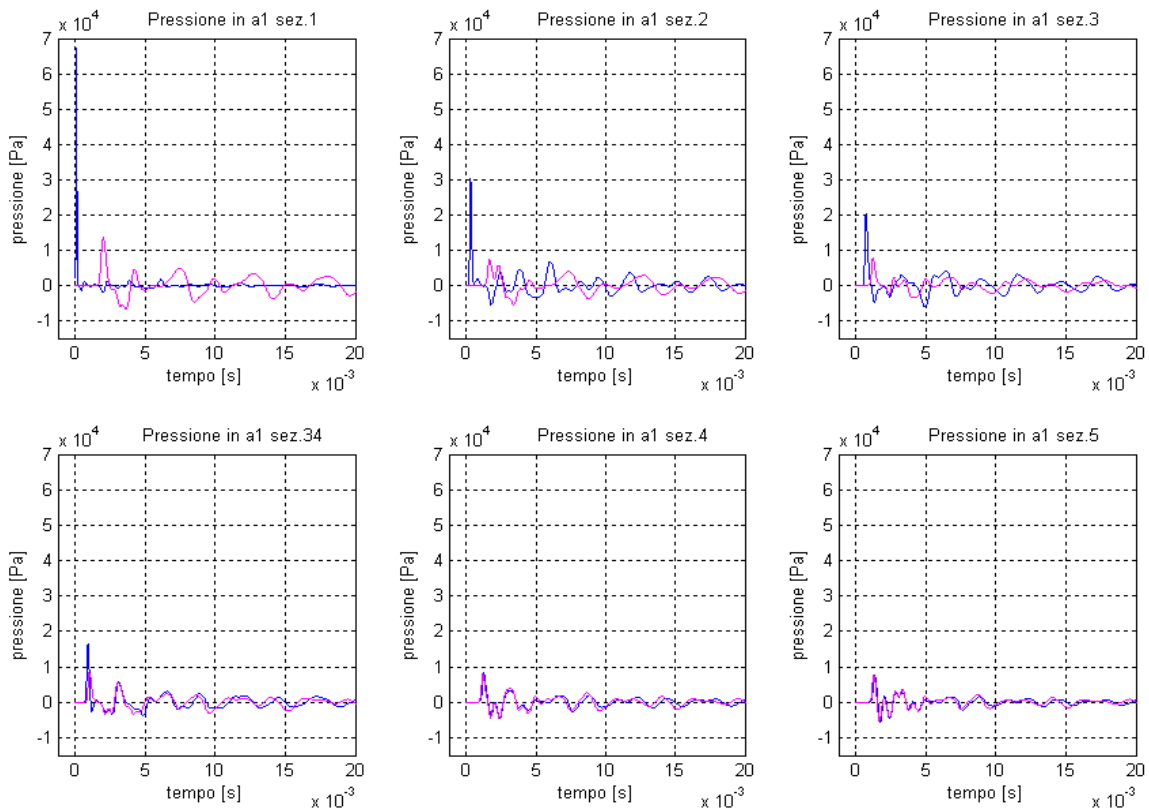
```

Figura 3.76. Parte del programma editor di Matlab con il quale si sono realizzati i grafici delle figg. 3.125-3.126-3.127-3.128.

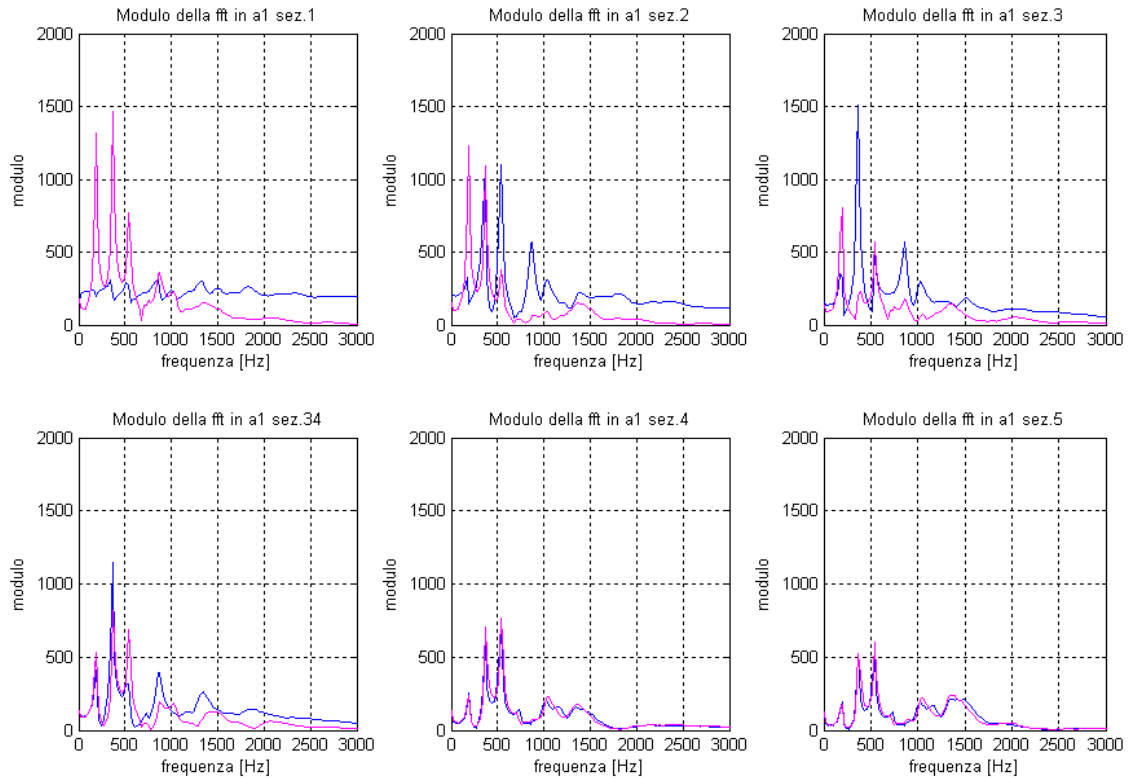
Le onde di pressione (fig. 3.125) che interessano lo stesso condotto sono sfasate nel tempo a causa del differente percorso della perturbazione provocata dall'impulso. Lo sfasamento si riduce notevolmente per le sezioni disposte oltre l'incrocio dei tubi, in questo caso infatti i segnali di pressione tendono a sovrapporsi in quanto il percorso compiuto dall'onda è quasi lo stesso (la lunghezza dei due condotti primari differisce per soli 30 mm; si veda tab. 3.10).

Entrambi i segnali hanno lo stesso periodo, che è di circa 5,77 Hz, mentre differenti risultano essere invece le frequenze delle armoniche maggiori (figg. 3.126-3.128). In particolare per le sezioni del condotto primario, il segnale di pressione, provocato dall'impulso sul lato di tubo opposto, presenta le componenti principali a frequenze più basse (195 Hz e 366,2 Hz) rispetto a quelle dovute all'impulso applicato sullo stesso tubo (366,2 Hz, 537,1 Hz e 878,9 Hz).

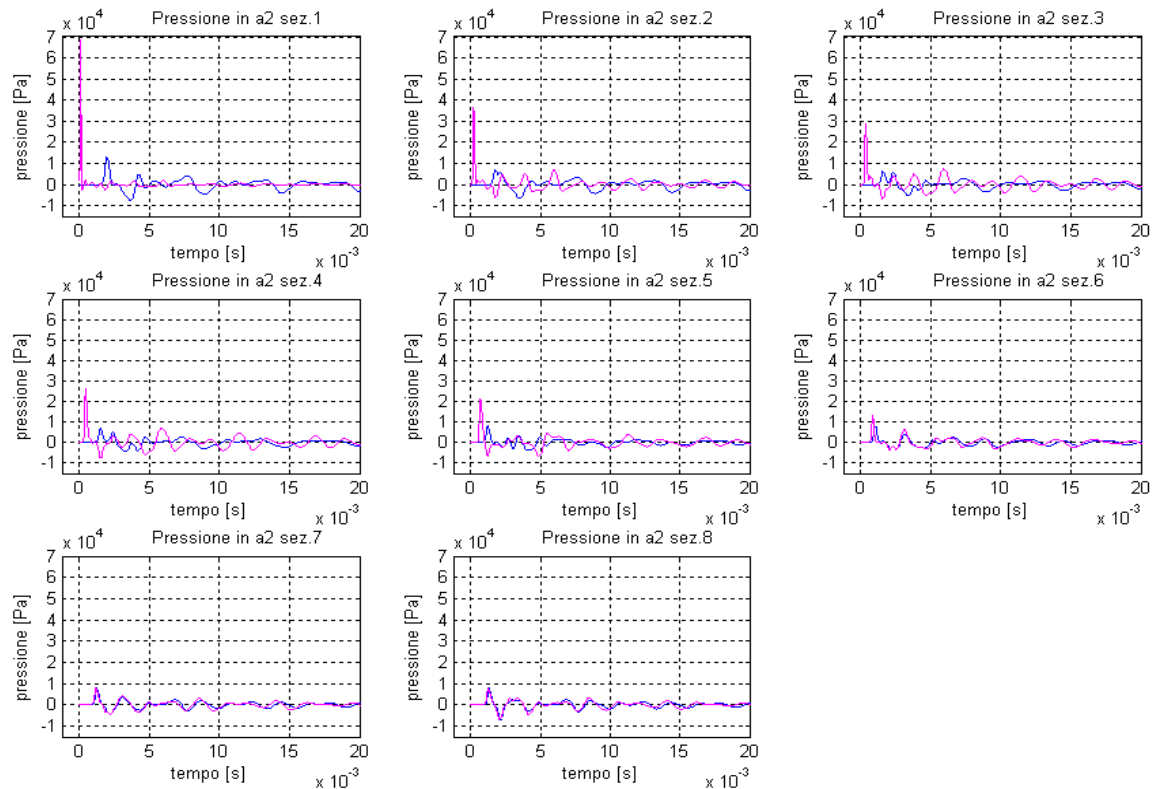
Le trasformate di Fourier nelle sezioni oltre la giunzione dei tubi (figg. 3.126-3.128) hanno praticamente lo stesso modulo.



**Figura 3.77.** Andamento della pressione nelle sezioni del condotto anteriore di serie (fig. 3.111). Curva blu: impulso di pressione applicato all'ingresso del condotto del cilindro anteriore. Curva viola: impulso di pressione applicato all'ingresso del condotto del cilindro posteriore. Impulso di pressione di 100000 Pa della durata di 0,05 ms.

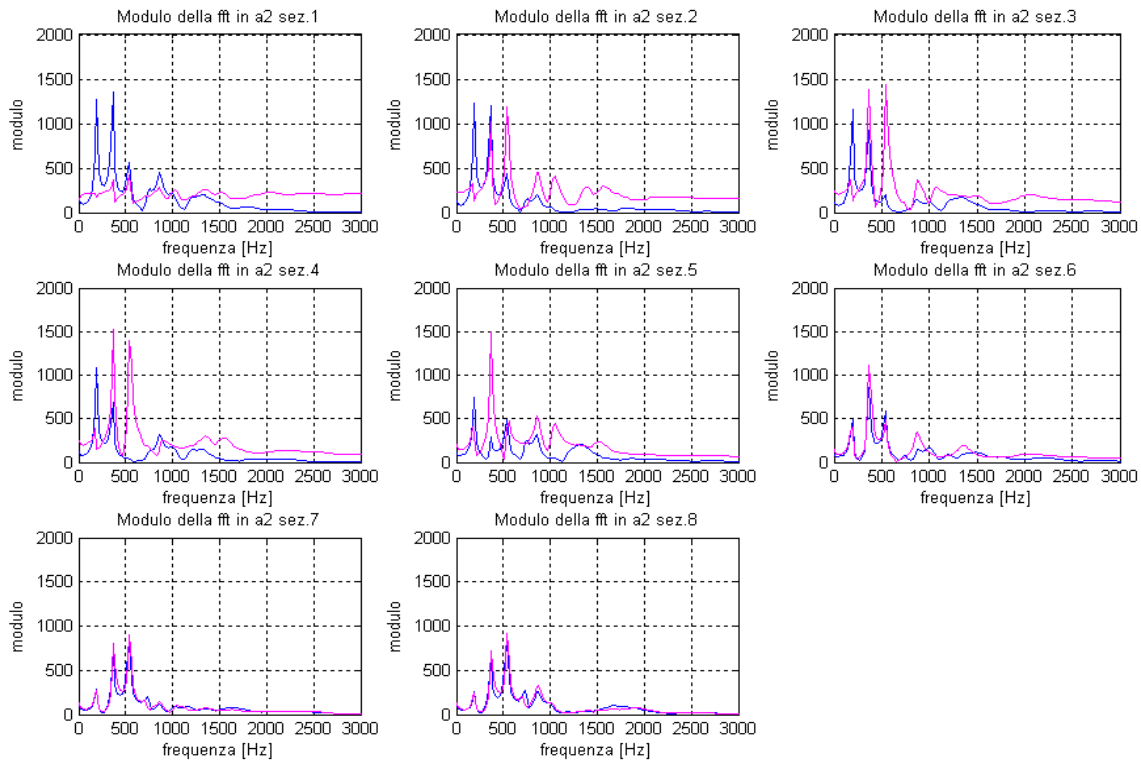


**Figura 3.78.** Analisi in frequenza dei segnali di pressione delle sezioni del condotto anteriore di serie (fig. 3.111). Curva blu: impulso di pressione applicato all'ingresso del condotto del cilindro anteriore. Curva viola: impulso di pressione applicato all'ingresso del condotto del cilindro posteriore.



**Figura 3.79.** Andamento della pressione nelle sezioni del condotto posteriore di serie (fig. 3.111). Curva blu: impulso di pressione applicato all'ingresso del condotto del cilindro anteriore. Curva viola: impulso di pressione applicato all'ingresso del condotto del cilindro posteriore. Impulso di pressione di 100000 Pa della durata di 0,05 ms.





**Figura 3.80.** Andamento della pressione nelle sezioni del condotto posteriore di serie (fig. 3.111). Curva blu: impulso di pressione applicato all'ingresso del condotto del cilindro anteriore. Curva viola: impulso di pressione applicato all'ingresso del condotto del cilindro posteriore.

### 3.3.4.5 Confronto tra condotto di serie e condotto avente geometria semplificata

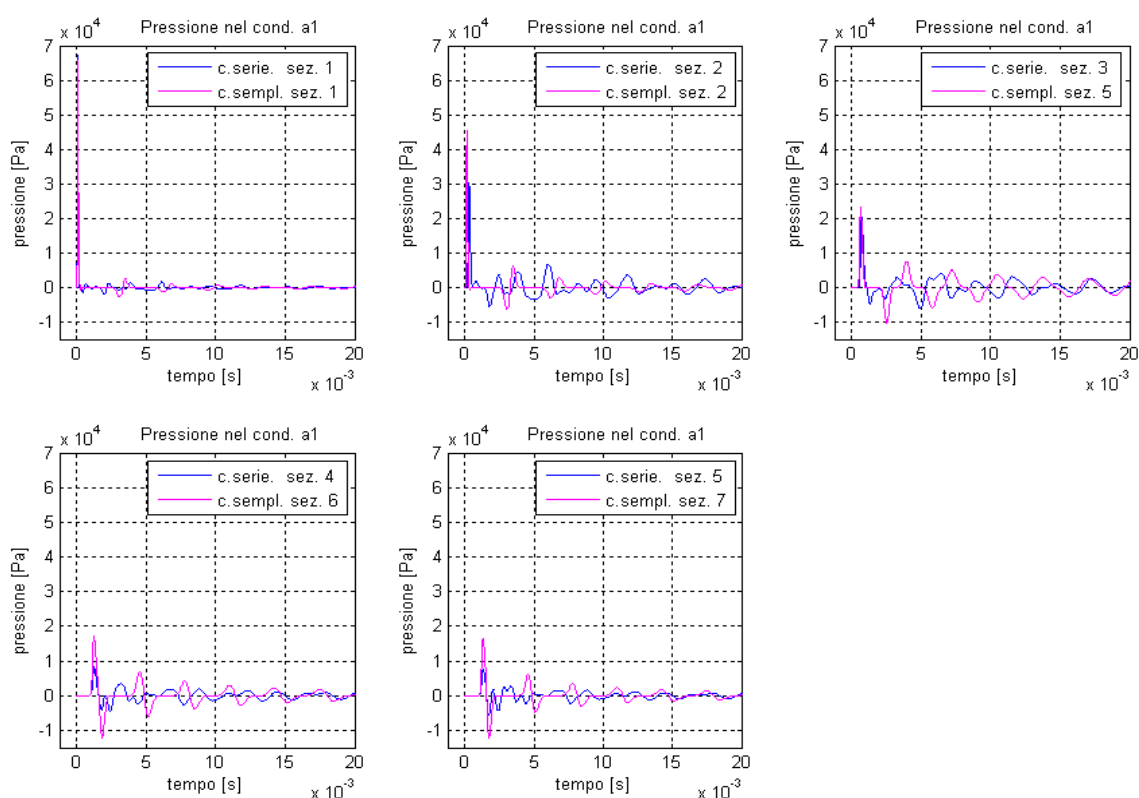
Il tipo di condotto influenza moltissimo l'andamento delle onde di pressione nel tempo perciò, al fine di valutare l'effetto della diversità geometrica tra gli scarichi di forma semplificata, indicati nelle figg. 3.90 e 3.104, con quello della moto di serie (fig. 3.111), si è previsto di confrontare i risultati forniti dalla simulazione per queste tipologie di condotti. Il raffronto si è svolto tra sezioni poste circa alla stessa distanza e nessun parametro è stato cambiato durante la simulazione. L'impulso applicato per 0,05 ms nella sezione d'ingresso è stato di 100000 Pa; il passo della simulazione è stato di 0,01 ms.

#### 3.3.4.5.1 Condotto anteriore

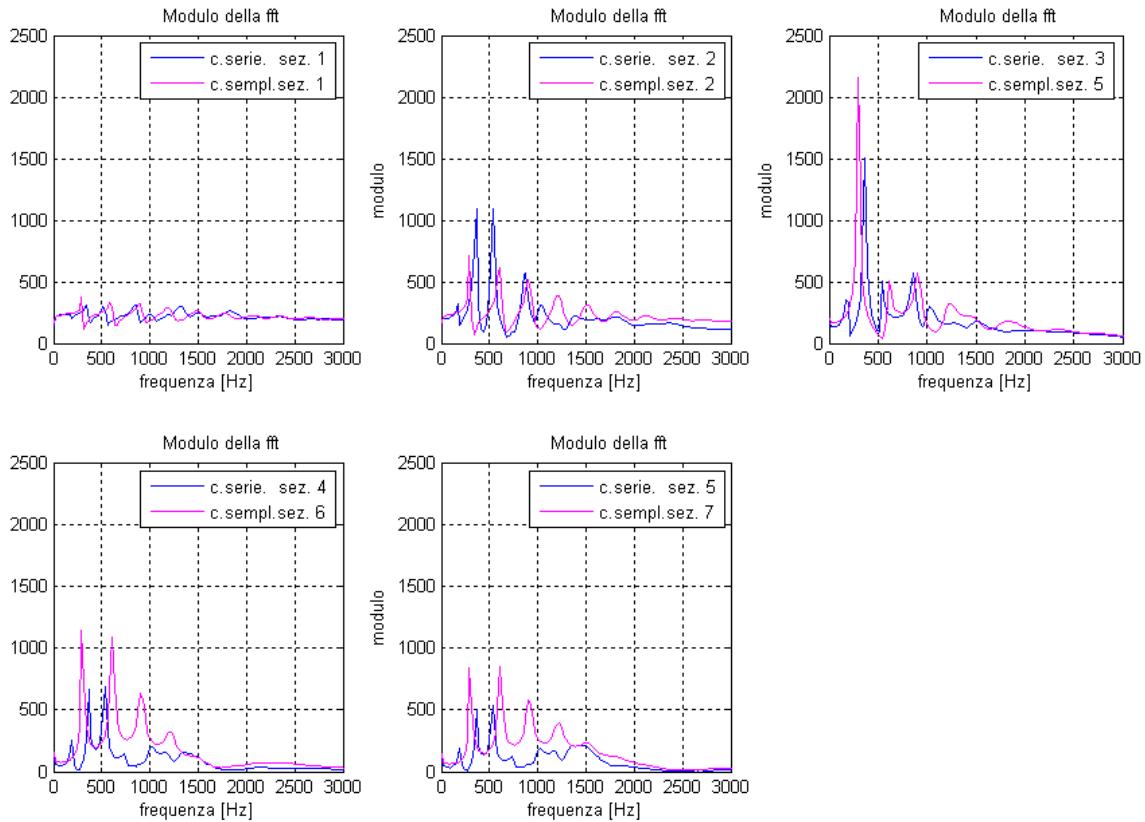
Il periodo dell'onda di pressione (fig. 3.129) è più grande nel condotto di serie (fig. 3.111) che in quello semplificato (fig. 3.90). Esso infatti vale 5,78 ms per il condotto di serie mentre è di 3,43 ms per il condotto anteriore singolo. La frequenza del primo picco della trasformata di Fourier (fig. 3.130) si ha a 174 Hz

ed è molto più bassa di quella del condotto con geometria semplificata che vale 293 Hz.

Un'altra differenza molto importante tra le due forme d'onda è la presenza di picchi di pressione durante il periodo. Tali massimi della pressione non compaiono nel condotto semplificato in quanto l'impulso di pressione, percorrendo un tubo a sezione costante, giunge fino alla fine dello scarico senza mai riflettersi. Nel condotto montato sulla moto di serie invece l'onda si riflette in più punti, intermedi al tubo, provocando l'insorgere di depressioni e sovrappressioni all'interno dell'arco temporale corrispondente al periodo. Le sezioni del condotto di serie, prossime all'ingresso dello scarico (fig. 3.129: a1 sez. 1 e al sez. 2), si trovano perciò ad avere, durante un ciclo, una sovrappressione a 2,15 ms e a 3,88 ms. Tali valori si hanno al 37% e al 67% della durata complessiva del periodo.



**Figura 3.81. Confronto degli andamenti di pressione nel condotto anteriore semplificato (fig. 3.90) e nel condotto di serie (fig. 3.111). Impulso di pressione di 10000 Pa della durata di 0,05 ms applicato nel condotto anteriore.**



**Figura 3.82. Trasformate di Fourier della pressione. Confronto tra condotto posteriore semplificato (fig. 3.104) e condotto di serie (fig. 3.111). Impulso di pressione di 100000 Pa della durata di 0,05 ms applicato nel condotto anteriore.**

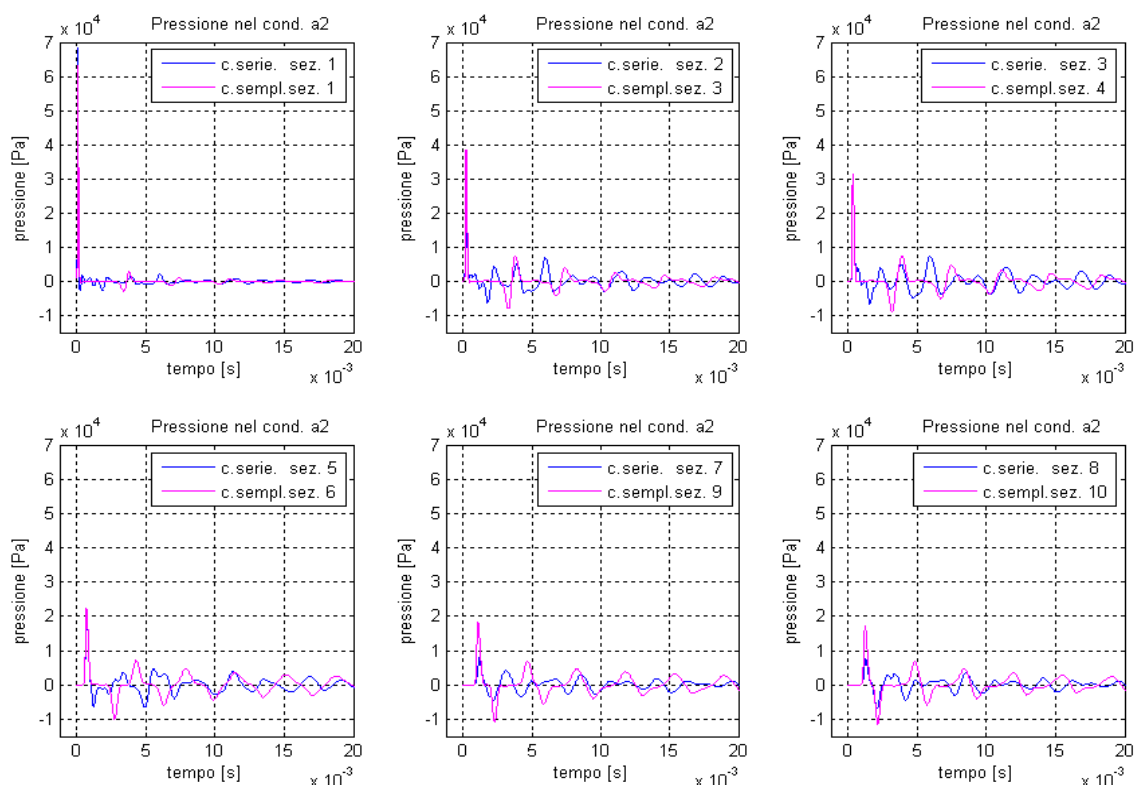
Il confronto svolto sui grafici delle fft (fig. 3.130) dimostra che la pressione nelle sezioni del condotto di serie possiede delle componenti a frequenza più bassa. In particolare, i primi tre picchi del modulo della fft si hanno alle frequenze di 170,9 Hz, 366,2 Hz e 537,1 Hz per il condotto anteriore di serie, mentre per il condotto semplificato si trovano a 268,6 Hz, 561,4 Hz e 830 Hz (la differenza fra le frequenze fondamentali è di 100 Hz). Se si considerano le aree delle fft, si vede che queste sono maggiori per il sistema di scarico semplificato. Ovvero le fluttuazioni della pressione si riducono più rapidamente nel condotto di serie.

### 3.3.4.5.2 Condotto posteriore

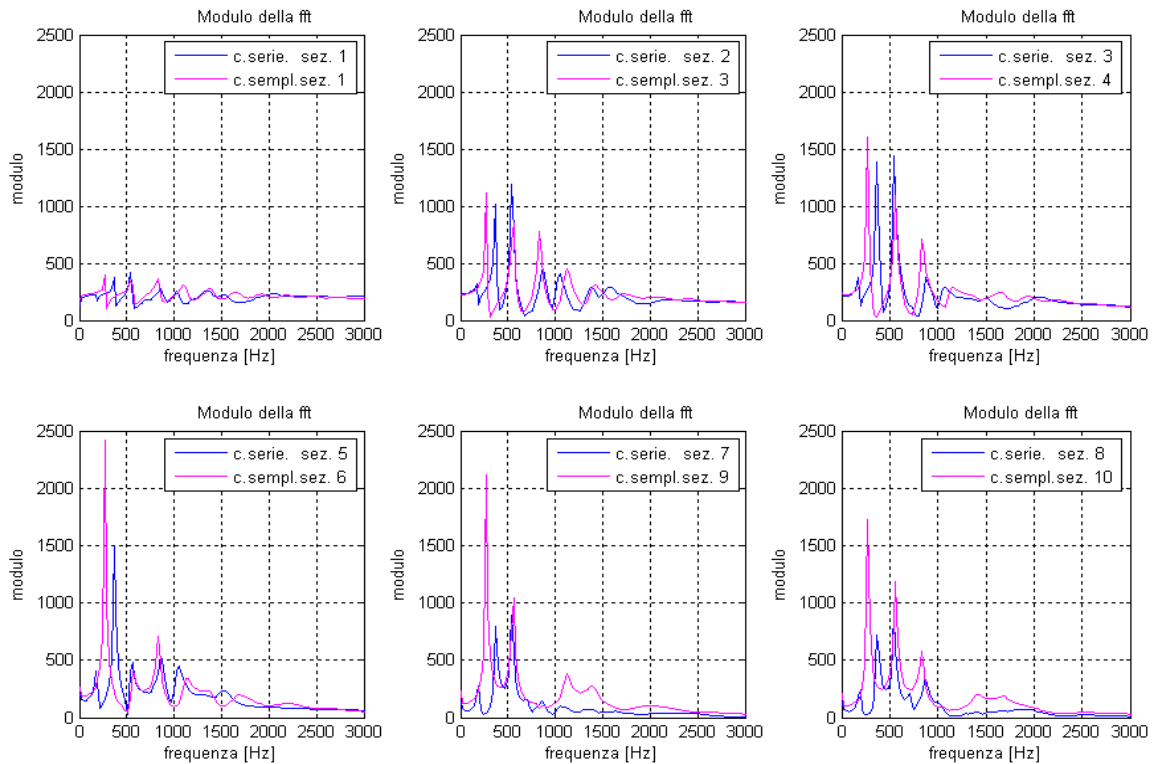
Le onde di pressione (fig. 3.131) presentano, nel condotto di serie (fig. 3.111) e in quello posteriore semplificato (fig. 3.104), cicli diversi. Il periodo del condotto di serie è infatti di 5,8 ms ed è circa 1,6 volte più grande di quello dello scarico semplificato (il periodo del condotto semplificato è di 3,6 ms).

Anche in questo caso, a differenza dello scarico posteriore semplificato, nelle sezioni del condotto di serie, in prossimità dell'ingresso del tubo, vi è una fluttuazione della pressione di circa 5000 Pa in corrispondenza di 2,07 ms e di 3,71 ms. La presenza della variazione del diametro e l'apertura di parte della parete del tubo nella zona d'incrocio generano perciò dei picchi intermedi della pressione.

Il confronto delle trasformate di Fourier (fig. 3.131) dimostra la notevole diversità delle frequenze di picco tra i due condotti. Le componenti delle onde di pressione, nello scarico di serie, risultano avere frequenze più basse di quelle del condotto semplificato. Il primo massimo della fft infatti si presenta già alla frequenza di 170,9 Hz e i successivi si hanno a 366,2 Hz, 537,1 Hz, 878,9 Hz, 1050 Hz, mentre il condotto semplificato possiede i picchi alle frequenze di 268,6 Hz, 561,5 Hz, 830,1 Hz e 1123 Hz. In particolare si nota una differenza tra le frequenze fondamentali di circa 100 Hz.



**Figura 3.83.** Confronto degli andamenti di pressione nel condotto posteriore semplificato (fig. 4.80) e nel condotto di serie (fig. 4.87). Impulso di pressione di 100000 Pa della durata di 0,05 ms applicato nel condotto posteriore.



**Figura 3.84. Trasformate di Fourier della pressione. Confronto tra condotto posteriore semplificato (fig. 3.104) e condotto di serie (fig. 3.111). Impulso di pressione di 100000 Pa della durata di 0,05 ms applicato nel condotto posteriore.**

### 3.3.4.6 Diagrammi di distribuzione

Il motore della motocicletta sulla quale sono montati gli scarichi, precedentemente analizzati, ha un angolo di inclinazione dell'asse dei cilindri di  $60^\circ$ . Durante un ciclo dell'albero motore perciò le stesse fasi si ripetono dopo  $300^\circ$  di manovella. Il diagramma della distribuzione, riportato nella fig. 3.133, visualizza gli istanti di apertura e di chiusura delle valvole di aspirazione (IVO: Intake Valve Open; IVC: Intake Valve Closed) e di scarico (EVO: Exhaust Valve Open; EVC: Exhaust Valve Closed).

Al fine di valutare, per ciascun numero di giri del motore, la fluttuazione dell'onda di pressione allo scarico durante la fase d'incrocio ( $129^\circ$  di manovella), dal diagramma della distribuzione (fig. 3.133), si è rilevato l'istante di tempo in cui inizia l'apertura della valvola di scarico (EVO). Paragonato l'impulso alla forte sovrappressione generata dal fluido che esce dal cilindro attraverso la valvola che si sta aprendo; si è preso come riferimento per l'istante zero il punto (EVO). Sia l'istante di apertura della valvola di aspirazione (IVO), che quello di chiusura della valvola di scarico (EVC), sono stati perciò determinati a partire dal punto

(EVO). L'operazione si è ripetuta ogni 1000 giri/min, a partire da 11000 giri/min fino a 4000 giri/min (tab. 3.11).

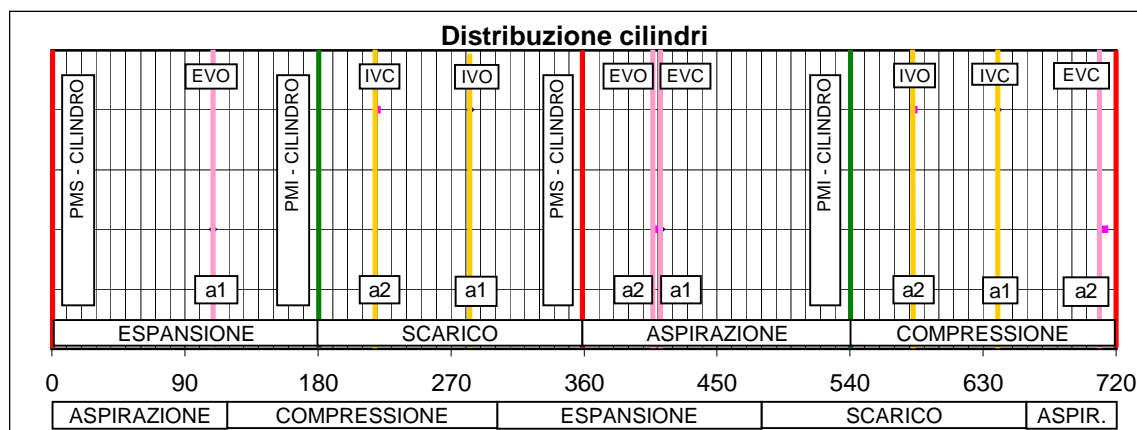


Figura 3.85. Diagramma della distribuzione dei cilindri in funzione dell'angolo di manovella. Sono indicate le fasi del cilindro anteriore e di quello posteriore; gli istanti di apertura delle valvole di aspirazione e di scarico. Lo sfasamento tra gli assi dei cilindri è di 300°.

Tabella 3.10. Tempi di apertura valvola di aspirazione e di chiusura valvola di scarico al variare del numero di giri.

rpm [giri/min]	4000	5000	6000	7000	8000	9000	10000	11000
IVO-EVO [ms]	7,25	5,80	4,83	4,14	3,62	3,22	2,90	2,63
EVC-EVO [ms]	12,62	10,10	8,41	7,21	6,31	5,61	5,05	4,59
IVO-EVC [ms]	5,37	4,30	3,58	3,07	2,68	2,38	2,15	1,95

### 3.3.4.6.1 Prova impulsiva nei condotti e tempi d'incrocio valvola

La fase di incrocio delle valvole, se valutata in gradi di manovella (dal diagramma di fig. 3.133 l'angolo di incrocio è di 129°), risulta non dipendere dal numero di giri dell'albero motore. Se si indica però tale intervallo nel dominio del tempo, allora la sua ampiezza cambia in funzione del regime di rotazione (IVO-EVC in tab. 3.11). Quindi, per numeri di giri molto alti il tempo in cui entrambe le valvole sono contemporaneamente aperte è notevolmente minore rispetto ai bassi regimi (tab. 3.11). Non solo, aumentando la velocità di rotazione, si riduce anche il tempo necessario per compiere un giro. Di conseguenza, con l'aumentare dei giri, nel dominio del tempo, la fase di incrocio delle valvole diminuisce in ampiezza e si avvicina all'istante di apertura della

valvola di scarico (EVO). Tutto questo è rappresentato chiaramente nel grafico di fig. 3.134, nel quale i momenti di apertura e chiusura delle valvole sono stati sovrapposti all'onda di pressione che si propaga nel condotto.

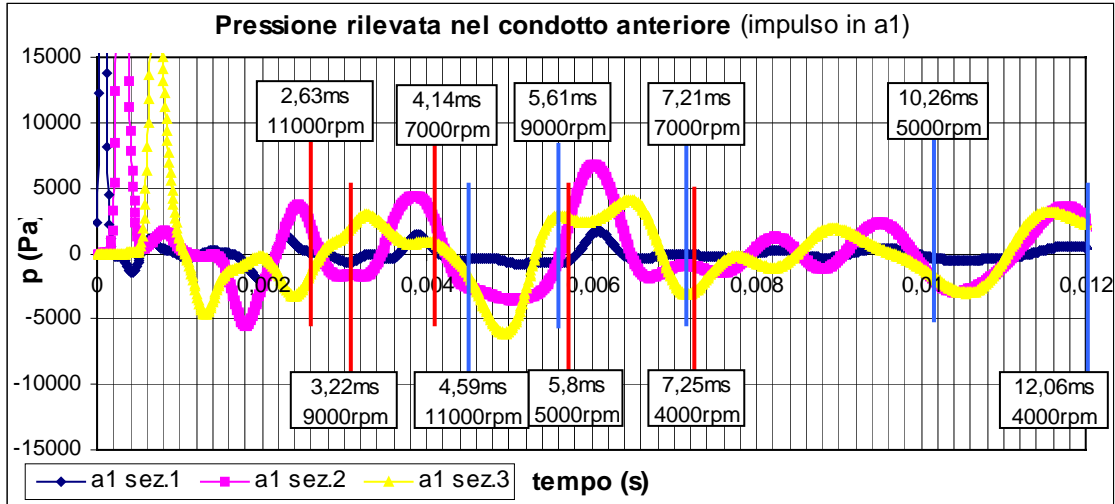


Figura 3.86. Andamento delle onde di pressione nel condotto anteriore a1 dopo l'applicazione dell'impulso. I segmenti rossi indicano l'istante di apertura della valvola di aspirazione (IVO), quelli blu la chiusura della valvola di scarico (EVC). Nei riquadri sono riportati i tempi e il numero di giri.

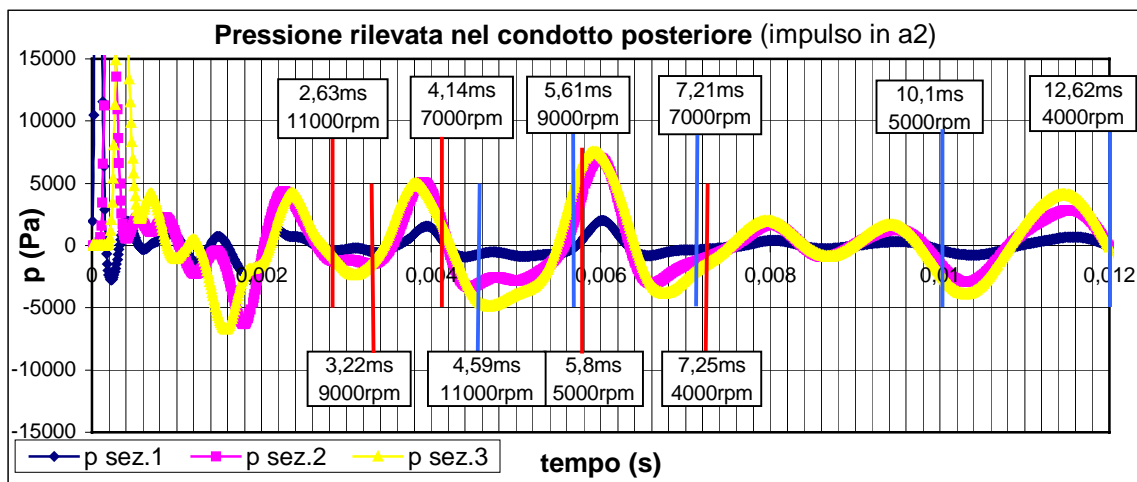


Figura 3.87. Andamento delle onde di pressione nel condotto posteriore a2 dopo l'applicazione dell'impulso. I segmenti rossi indicano l'istante di apertura della valvola di aspirazione (IVO), quelli blu la chiusura della valvola di scarico (EVC). Nei riquadri sono riportati i tempi e il numero di giri.

Analizzando il grafico di fig. 3.134 si nota che a 11000 giri/min la parte iniziale del condotto si trova per il 56% della fase in depressione e per il restante in sovrappressione. Passando a 9000 giri/min l'intervallo di contemporanea apertura delle valvole si amplia notevolmente; in questo caso l'ingresso del tubo è interessato per il 71% del tempo da depressione. Alla velocità di rotazione di 7000 giri/min le prime sezioni dello scarico risultano inizialmente in depressione dopodiché la pressione aumenta fino a raggiungere un picco di 6000 Pa dopo

circa il 70% del periodo di incrocio. Complessivamente il condotto si trova in depressione per l'80% dell'incrocio.

A 5000 giri/min aumenta la frequenza dell'onda di pressione che però si riduce in ampiezza. Non si hanno notevoli depressioni a questo regime; vi è invece un'alternanza di depressione e sovrappressione.

Osservazioni simili possono essere fatte per il condotto posteriore (fig. 3.135).

### 3.3.5 Considerazioni

Il codice di calcolo tridimensionale ha permesso, a differenza di quello monodimensionale, la valutazione della risposta in frequenza dei condotti ad un impulso di pressione. In sostanza è stato possibile valutare le frequenze proprie del condotto eccitando gli infiniti modi di vibrare della struttura.

Si è visto, dai risultati ottenuti e dai rispettivi grafici (figg. 3.113-3.116), che lo scarico di serie presenta una frequenza principale a 174,5 Hz (e suoi multipli) se l'impulso di eccitazione parte dall'ingresso anteriore o da quello posteriore. Per queste frequenze però i valori dei moduli delle fft non sono notevolmente alti, ovvero non sono paragonabili come entità a quelli ottenuti con la forzante durante un ciclo motore. La risposta del condotto all'impulso di 100000 Pa fornisce infatti dei picchi che alle varie frequenze non superano 1500 Pa. La risposta risulta perciò essere rapida (alla frequenza di 174,5 Hz corrisponde una velocità di rotazione oltre 10000 giri/min) ma non molto efficace, in quanto la sua entità risulta essere un ordine di grandezza minore rispetto all'onda di pressione generata dall'apertura della valvola allo scarico (blow-down). Ciononostante essa agisce comunque positivamente in un determinato intervallo di numeri di giri (7000, 8000, 9000, 10000 giri/min), quando la frequenza della forzante è prossima a quella della fondamentale oppure è un divisore delle frequenze multiple della fondamentale.

L'impulso applicato al condotto anteriore munito di brusco allargamento ha permesso di valutare l'effetto della brusca variazione della sezione in corrispondenza della giunzione dei tubi sulla frequenza propria del sistema. In questa situazione la pulsazione è aumentata notevolmente passando da 293 Hz a 463 Hz. Si intuisce che applicando una riduzione di sezione nella zona di



giunzione dei tubi si dovrebbe avere una diminuzione della frequenza propria del sistema, più favorevole alle condizioni di regime medio basse.

I grafici tridimensionali frequenza-ascissa curvilinea hanno consentito di vedere quali sezioni del condotto sono più o meno eccitate ad una determinata frequenza. Si sono cioè ricavati i modi di vibrare dello scarico.

Il codice tridimensionale non consente di avere un riscontro diretto sulle prestazioni del motore, permette però di caratterizzare il condotto di scarico e di individuare per quali regimi di giri esso si presta a dare le migliori prestazioni. I grafici del paragrafo 3.3 hanno permesso di capire quando l'onda di depressione risulta in fase con l'incrocio delle valvole. Interpretandoli si osserva che le migliori prestazioni dovrebbero aversi ai regimi di 7000, 8000, 9000, 10000 giri/min (regimi medio-alti).

È opportuno proseguire ora con un modello monodimensionale che permetta di valutare non solo qualitativamente ma anche quantitativamente gli effetti delle onde di pressione che si formano allo scarico sulle prestazioni del motore ai vari regimi.

## **4 Le simulazioni con il codice monodimensionale**

*La difficoltà e i tempi piuttosto lunghi nell'attrezzare adeguatamente un banco prova per motori a combustione interna hanno portato alcune case motoristiche e famosi gruppi di ricerca (quali ad es. Lotus Engine e Ricardo) a realizzare dei software che fossero in grado di fornire in tempi rapidi, previa realizzazione di un modello geometrico e termodinamico adeguato, le prestazioni e le caratteristiche fluidodinamiche di qualsiasi motore a combustione interna attualmente presente nel mercato o in fase di progettazione.*

*Al fine di ottenere un sistema che consentisse di conoscere in tempi più rapidi e senza dover ricorrere obbligatoriamente alle prove al banco, l'effetto di alcune modifiche sui condotti di scarico del motore motociclistico oggetto d'indagine, si è deciso di ricorrere allo sviluppo del propulsore anche tramite codice monodimensionale.*

*Il seguente capitolo descrive tutte le fasi della simulazione svolta con il codice monodimensionale della Lotus Engineering: la realizzazione del modello di motore, le simulazioni eseguite, la validazione del modello tramite il confronto dei risultati simulati con quelli sperimentali, i risultati prodotti dal codice impiegando condotti di scarico che presentino una valvola parzializzatrice.*

*La prima parte del capitolo inizia con una breve panoramica sugli attuali codici monodimensionali e prosegue evidenziando le caratteristiche e le potenzialità del software della Lotus Engineering, la cui licenza è stata acquistata dal Dipartimento di Ingegneria Meccanica dell'Università degli Studi di Padova. In questa sezione si descrive inoltre la procedura seguita per la realizzazione del modello di motore a combustione interna rispondente al motore della motocicletta sottoposta alle prove al banco.*

*La seconda parte del capitolo descrive gli esiti delle simulazioni condotte con il modello di motore trattato nella prima parte e li raffronta con i risultati della sperimentazione.*

## 4.1 Il Lotus Engine Simulation

I primi codici numerici<sup>5</sup> impiegati dall'industria automobilistica per la risoluzione del deflusso nei condotti dei motori a combustione interna utilizzavano il metodo delle caratteristiche. Tali tecniche di calcolo sono state poi superate da altre più precise, basate sul metodo dei volumi finiti. Attualmente sul mercato sono presenti svariati codici monodimensionali che si fondano su quest'ultimo metodo. I più famosi ed adottati dal settore automotive sono: il codice WAVE (Ricardo Software), IMAGINE AMESim, GTPower (Gamma Technologies), BOOST (AVL) ed il Lotus Engine Simulation (Lotus Engineering Software). Non volendo appesantire troppo la trattazione, ci si limiterà a descrivere solamente il Lotus Engine.

Il Lotus Engine Simulation è un software sviluppato dagli ingegneri del settore automotive della Lotus negli ultimi quindici anni. Esso è soltanto una parte del pacchetto Lotus Engineering Software<sup>6</sup>. Il software Lotus Engine Simulation è un codice monodimensionale<sup>7</sup> che consente di realizzare dei modelli di motore a combustione interna secondo una semplice ed efficace interfaccia utente. Nel software Lotus Engine ogni componente meccanico (cilindro, valvola, collettore, silenziatore, turbocompressore, ecc.) è rappresentato da un'icona che può essere selezionata e inserita all'interno dell'ambiente di lavoro. L'interconnessione di più icone o moduli nell'ambiente di lavoro Lotus crea il modello. Il modello di motore viene costruito così secondo uno schema a blocchi. Per ogni modulo è poi possibile definire le caratteristiche chimico-fisiche.

Il software Lotus Engine si può suddividere in tre parti:

- Data Module
- Solver Module
- Results Module

---

<sup>5</sup> Uno dei primi codici numerici impiegato dall'industria automobilistica fino agli anni '60 fu il codice Benson. Si tratta di un codice monodimensionale realizzato da R. S. Benson, basato sul metodo delle caratteristiche.

<sup>6</sup> Altri programmi prodotti dalla Lotus Engineering Software per il settore automotive sono: il Lotus Vehicle Simulation, il Lotus Concept Valve Train e il Lotus Suspension Analysis.

<sup>7</sup> Nell'analisi monodimensionale si considerano le caratteristiche del fluido, all'interno di un elemento, variabili in una sola direzione. Alcuni elementi sono invece modellati come zerodimensionali ovvero sono considerati a parametri concentrati.

Il *Data Module* serve per la costruzione del modello vero e proprio, in esso viene riprodotto il layout schematico del motore e inserite tutte le dimensioni, nonché le caratteristiche fisiche e chimiche dei componenti.

Nel *Solver Module* il codice risolve le equazioni di conservazione della massa, energia e quantità di moto nel dominio dello spazio e del tempo partendo dalle condizioni al contorno inserite dall'utente e sfrutta i risultati di alcuni modelli implementati per simulare i fenomeni propri dei motori, quali:

- Combustione
- Scambi termici
- Fluidodinamica non stazionaria
- Deflusso attraverso le valvole
- Perdite per attriti meccanici

Le caratteristiche termodinamiche dei vari punti del motore (pressione, temperatura, velocità, etc.) e le grandezze caratteristiche medie dei cilindri (potenza, coppia, p.m.e., consumo specifico, etc.) vengono salvate in un file ad ogni step di calcolo.

Infine il *Results Module* permette la visualizzazione dei risultati: sia i valori medi dei vari cilindri per ogni regime di rotazione; sia quelli relativi al singolo regime di rotazione, potendo in questo caso andare ad indagare sulle caratteristiche termodinamiche in punti specifici del layout (condotti, valvole, collettori, polmoni, etc.).

La fisica del motore implementata nel software presenta al suo interno diversi gradi di approssimazione che verranno discussi nei paragrafi successivi.

#### **4.1.1 La modellazione dei componenti**

Le principali parti del motore sono rappresentate dal software Lotus Engine come dei singoli box, questi possono essere interconnessi mediante dei collettori reali o dei collettori virtuali.

Nel primo caso i collettori devono essere definiti, nelle loro dimensioni, materiali e caratteristiche superficiali, dall'utente e sono trattati dal codice come elementi monodimensionali. Per ogni cella della loro mesh vengono integrate: le equazioni di continuità, di conservazione dell'energia e della quantità di moto.

I collettori virtuali generano un semplice collegamento tra due elementi, ma la loro geometria

non è definita, il loro compito consiste solamente nel trasporto di fluido da un elemento all'altro, senza mutarne le caratteristiche termodinamiche.

Tutti gli altri componenti sono modellati come zerodimensionali, per essi saranno definite solamente alcune grandezze caratteristiche ma non spaziali; il fluido li attraverserà e istantaneamente cambierà le sue grandezze termodinamiche in quanto per questi elementi viene considerato lo scambio termico, perdite per attrito, perdite fluidodinamiche e, nel caso dei cilindri, la combustione.

#### **4.1.1.1 Gli elementi zerodimensionali**

Gli elementi zerodimensionali del software Lotus Engine, che verranno impiegati per la realizzazione del modello di motore a c.i., sono i seguenti:

- Cilindri
- Polmoni
- Valvola a farfalla
- Valvole e sedi valvole

All'interno di questi dispositivi non si verificano fenomeni dinamici nel fluido che li attraversa. Sostanzialmente si generano discontinuità nelle proprietà termodinamiche. Le semplificazioni indotte da questo approccio sono notevoli, ma altrettanto forti sono le approssimazioni, soprattutto per quanto riguarda i fenomeni all'interno dei cilindri.

##### **4.1.1.1.1 I cilindri**

I cilindri vengono definiti nelle loro dimensioni principali e nelle masse (per eventuali calcoli di transitori), vengono definiti i materiali (con possibilità di distinzione tra pistone, camicia e testa) e con essi i coefficienti di scambio termico. All'interno di questi organi avvengono i processi di combustione, di scambio termico e di lavoro e, data l'importanza di questi fenomeni nel ciclo del motore, devono essere trattati dall'utente con particolare riguardo. Nello specifico lo scambio termico viene ulteriormente suddiviso in "Open Cycle" e "Closed Cycle" che rappresentano rispettivamente la parte del ciclo motore a valvole aperte (aspirazione, espulsione e scarico) e la parte di ciclo a valvole chiuse (compressione, combustione e espansione). Per ognuno di questi cicli c'è la possibilità di scegliere tra le tre formulazioni proposte per il calcolo del

coefficiente di scambio, che verranno esposte più avanti in questa trattazione. La combustione viene definita secondo un modello zero dimensionale, e segue lo schema di rilascio del calore a zona singola, ovvero la frazione di carica che viene combusta in un istante generico riscalda istantaneamente l'intera camera di combustione. Viene definita la curva di rilascio del calore (Wiebe) con la quale il *Solver Module* gestirà la generazione del calore e del lavoro da conteggiare nell'equazione dell'energia. È possibile inoltre definire un modello di lavaggio del cilindro per la fase di incrocio delle valvole oppure per la simulazione di un motore a due tempi.

#### **4.1.1.1.2 I polmoni**

I polmoni o plenum sono anch'essi privi di dimensioni quindi non prevedono una discretizzazione spaziale. La loro funzione nel modello è di gestire la riflessione delle onde di pressione che provengono dai collettori a cui essi sono collegati. Posseggono però caratteristiche di pressione e temperatura per il gas al loro interno che vengono definite come le grandezze di ristagno del gas stesso. Il lavoro di spostamento del fluido contenuto al loro interno viene attribuito direttamente al motore e dunque viene conteggiato come lavoro di pompaggio. Per i plenum è definito il volume, il quale concorre alla determinazione della frequenza di risonanza del sistema in cui sono introdotti. Tale volume influenza la riflessione e la propagazione delle onde di pressione come pure il citato lavoro di pompaggio. Il codice richiede infine la superficie, il coefficiente di scambio e la temperatura di parete per conteggiare lo scambio termico con il fluido all'interno dei polmoni.

#### **4.1.1.1.3 La valvola a farfalla**

La valvola a farfalla viene definita nelle sue complete caratteristiche per quanto concerne la sezione di passaggio. In particolare l'area di gola, il diametro dell'alberino di azionamento, l'angolo a farfalla chiusa e l'angolo attuale. Per questo elemento è necessario definire inoltre il coefficiente di flusso. Il codice permette la sua definizione sia come valore fisso per ogni apertura, sia mediante l'inserimento di dati relativi a prove di flussaggio del componente reale. Questo parametro è molto delicato perché da esso dipende fortemente il rendimento

volumetrico in quanto le perdite che vi si instaurano, soprattutto per i regimi parziali, sono quasi la totalità delle perdite del sistema di ammissione.

#### **4.1.1.1.4 Le valvole e le sedi valvole**

Le valvole e le sedi delle valvole sono due elementi distinti ma, almeno secondo chi scrive, è opportuno trattarle insieme in quanto sono complementari. L'elemento valvola viene definito nel modello mediante l'inserimento delle sue caratteristiche geometriche principali e dalla legge di alzata. Questa legge può essere implementata punto per punto o definita mediante l'inserimento dei parametri principali quali alzata, anticipi e MOP (maximum opening point). È possibile definire anche il gioco valvole in apertura e chiusura separatamente per tener conto dell'eventuale presenza di punterie idrauliche. La sede delle valvole ha una grande importanza a livello fluidodinamico perché da essa dipendono i coefficienti di efflusso al variare dell'alzata i quali definiscono la reale sezione di passaggio dei flussi attraverso le valvole. Questi valori possono essere introdotti direttamente oppure è possibile usare delle serie di valori suggeriti di "default" all'interno del codice. Qualora si disponesse di dati relativi a prove di flussaggio, si possono inserire i dati che vengono poi elaborati dal programma per generare automaticamente i voluti coefficienti.

#### **4.1.1.2 Gli elementi monodimensionali**

Per questo tipo di elementi le proprietà del gas che li attraversa sono considerate variabili in una direzione, la lunghezza. All'interno di questi elementi avvengono i fenomeni di inerzia, di propagazione e riflessione delle onde di pressione secondo quanto definito dalla fluidodinamica non-stazionaria e gli effetti di questi fenomeni sulle prestazioni finali del motore sono molto intensi. Sostanzialmente sono i condotti e i collettori di aspirazione e scarico che possono essere curvi o rettilinei; le perdite del condotto sono computate come funzione del numero di Reynolds, nel caso di condotti curvi vengono contemplati gli effetti legati all'angolo e al raggio di curvatura. Trattando infatti questi elementi come monodimensionali implicitamente si assume che al loro interno il profilo delle velocità non possa essere diverso da quello piatto, ciò significa che le curvature, i fenomeni di attrito legati alla viscosità e i cambiamenti di sezione devono essere trattati con qualche artificio.

Gli elementi monodimensionali sono definiti nelle loro dimensioni principali e nei materiali, infatti da questi vengono calcolati i coefficienti di attrito e di scambio termico che peraltro sono modificabili. I condotti possono essere connessi agli elementi zerodimensionali già menzionati oppure tra di loro, in questo caso le possibilità sono due:

- Giunzioni a pressione costante
- Giunzioni con perdita di pressione

La prima modellazione approssima abbastanza bene i fenomeni di riflessione che si hanno nei motori Diesel dove, a causa delle limitate velocità dei flussi d'aria, le perdite di pressione nelle giunzioni possono essere ritenute trascurabili [17]. Nel presente modello questo tipo di giunzione verrà utilizzato solamente per il collegamento di due condotti con la medesima sezione per non incorrere ad errori dovuti alla mancata computazione delle perdite di pressione totale nelle giunzioni.

La seconda modellazione prevede una perdita di pressione totale nell'attraversamento della giunzione da parte del flusso d'aria, questa perdita è funzione delle aree dei condotti e dell'angolo reciproco [13]. Con questo metodo verranno trattate le giunzioni del motore in questione in quanto, essendo ad accensione per scintilla, le velocità nei collettori sono più elevate rispetto ai motori Diesel della medesima cilindrata a causa del maggiore regime di rotazione; dunque la valutazione accurata delle perdite è d'obbligo per l'ottenimento di risultati soddisfacenti nella simulazione della fluidodinamica dei condotti.

Un'esposizione accurata di queste due tipologie sarà eseguita nel paragrafo 4.1.5 dedicato ai metodi di calcolo.

#### **4.1.2 Il metodo di calcolo**

Verranno ora descritti i principali modelli utilizzati del codice per dare un'idea delle capacità e dei limiti del programma utilizzato. Il manuale d'uso del software riporta solamente una parte i modelli implementati al suo interno, per quelli mancanti ci si è riferiti alla letteratura [13], [14], [15], [16], [17], [27] e a deduzioni fatte dai risultati forniti dal programma.



#### 4.1.2.1 Il modello termodinamico dei cilindri

I cilindri sono elementi zerodimensionali, dunque al loro interno non c'è transito di materia, ma “vedono” il gas solamente con le condizioni al contorno. Ad ogni incremento di angolo motore viene risolta l'equazione dell'energia:

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\partial B}{\partial t} - \frac{\partial W}{\partial t} = \frac{\partial E}{\partial t} + \sum \delta H \quad (4.1.1)$$

Dove:

$\partial Q$ : è il calore scambiato con le pareti del cilindro;

$\partial B$ : è la quantità di calore rilasciata dalla combustione;

$\partial W$ : è il lavoro di spostamento dello stantuffo;

$\partial E$ : rappresenta la variazione di energia interna del gas;

$\delta H$ : è il contenuto entalpico dei flussi di gas attraverso le valvole.

Lo scambio termico con le pareti e lo stantuffo viene così calcolato:

$$Q = \frac{\partial Q}{A} A \quad (4.1.2)$$

dove:

$\frac{\partial Q}{A}$ : è il flusso termico specifico calcolato con le teorie più avanti esposte;

$A$ : è l'area considerata per lo scambio.

L'area di scambio è rispettivamente quella della testa, del cielo del pistone e della parte di camicia esposta dal movimento dello stantuffo; calcolata istante per istante.

La quantità di calore dovuto alla combustione è ricavata dalla curva di Wiebe che con la sua forma e posizione spaziale scandisce ad ogni incremento di calcolo la quantità di calore rilasciata nel cilindro, questo termine è presente solamente durante il “closed cycle” e dunque sparisce dall'equazione durante la parte di ciclo a valvole aperte.

Il lavoro di spostamento del pistone:

$$\delta W = \delta V \cdot (p_{cyl} - 0,5 \cdot \delta p) \quad (4.1.3)$$

dove:  $\delta V$  rappresenta la variazione di volume dovuta allo spostamento dello stantuffo;

$p_{cyl}$ : è la pressione finale del cilindro trovata nel calcolo precedente;

$\delta p$ : è l'incremento di pressione stimato per l'istante attuale dovuto alla contemporanea compressione da parte del cilindro e combustione.

Il contributo entalpico legato ai flussi di massa è ovviamente legato alla presenza degli stessi, dunque è presente solamente durante la parte di ciclo a valvole aperte, in alternativa è nullo.

Il risultato dell'equazione è la variazione dell'energia interna dei gas nel cilindro, calcolata mediante il seguente processo iterativo:

- Calcolo delle variazioni  $\delta B$ ,  $\delta Q$ ,  $\delta H$ ;
- Stima dell'incremento di pressione:

$$\delta p = p_{cyl} \left( \frac{\delta Q + \delta B + \delta H}{m_{cyl} \cdot c_v \cdot T_{cyl}} - k \frac{\delta V}{V_{cyl}} \right); \quad (4.1.4)$$

Dove:  $m_{cyl}$ : massa del cilindro;

$c_v$ : calore specifico a volume costate;

$k$ : rapporto dei calori specifici;

$T_{cyl}$ : temperatura nel cilindro al precedente incremento;

$V_{cyl}$ : volume nel cilindro al precedente incremento;

- Calcolo del lavoro  $\delta W$  (4.1.3) con l'incremento di pressione appena trovato;
- Stima dell'incremento di temperatura per l'intervallo in questione:

$$\delta T = \frac{\delta Q + \delta B + \delta W}{c_v} \quad (4.1.5)$$

- Calcolo delle nuove condizioni nel cilindro:

$$T_{new} = T_{cyl} + \delta T \quad (4.1.6)$$

Dove:  $T_{new}$ : temperatura nel cilindro al nuovo incremento;

$\delta T$ : incremento di temperatura;

- Si ricalcola ora il lavoro di spostamento noto il salto di pressione e il calore scambiato basandosi sulla temperatura media dell'incremento.

Dall'equazione dell'energia si ricava la variazione di energia interna:

$$\frac{\partial E}{\partial t} = \frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\partial B}{\partial t} - \frac{\partial W}{\partial t} - \sum \delta H \quad (4.1.7)$$

- Si valuta infine l'incremento di temperatura relativo a questa variazione:

$$\delta T = \frac{\partial E}{c_v} \quad (4.1.8)$$

La convergenza è assoluta quando la differenza tra i salti termici è minore di 0.01K. Il metodo, ampiamente trattato in [13], è considerato dagli autori del codice stabile a patto che gli incrementi angolari non siano tali da avere un incremento di massa maggiore del 25% tra un ciclo di calcolo ed il successivo.

#### 4.1.2.2 Il modello di combustione

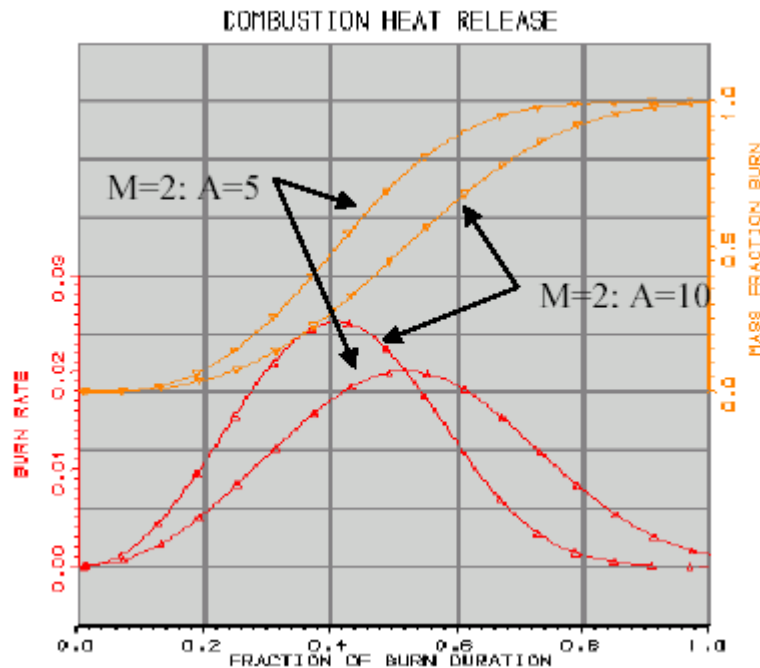
All'interno del codice è implementato un modello di combustione a zona singola, ciò significa che il calore rilasciato dalla combustione riscalda istantaneamente l'intera camera di combustione. Questa semplificazione, oltre a portare a risultati fuorvianti per quanto concerne la formazione dei prodotti di combustione, influenza fortemente lo scambio termico all'interno del cilindro. In ogni caso essendo le relazioni semi empiriche dello scambio termico nel cilindro abbastanza grossolane nelle loro assunzioni, questo effetto viene da esse compensato a detta degli autori del codice [18]. Si può intuire dunque che un modello così semplificato non porterà alla determinazione degli esatti valori delle pressioni all'interno della camera di combustione, ma riuscirà solamente a fornirne un valore indicativo, soprattutto per quanto riguarda la pressione massima. Per caratterizzare la combustione e in particolare il rilascio del calore si usa la ben nota "Wiebe Function" [19] così definita:

$$m_{fraction} = 1.0 - \exp\left(-A\left(\frac{\vartheta}{\vartheta_b}\right)^{M+1}\right) \quad (4.1.9)$$

- Dove:
- $A$ : coefficiente della curva di Wiebe;
  - $M$ : coefficiente della curva di Wiebe;
  - $\vartheta$ : angolo attuale di combustione;
  - $\vartheta_b$ : angolo della completa combustione.

Di "default" il codice propone i valori  $A=10$  e  $M=2$  ma tali valori sono modificabili. In letteratura [1], [2] viene consigliato l'uso di altri coefficienti, quali  $A=5$ ;  $M=2$ . Dal confronto in fig. 4.1 si nota come i due andamenti siano sensibilmente diversi. La curva di rilascio del calore suggerita dal software Lotus Engine prevede una combustione più veloce nelle prime fasi, portando a bruciare una maggior quantità di combustibile prima di aver raggiunto la metà della durata totale della combustione stessa. È lecito dunque pensare che l'assunzione fatta dall'utente del software per questi parametri influenzerà sensibilmente le prestazioni, ci si dovrà pertanto basare su esperienze pregresse e su dati

sperimentali di combustione per giustificare in maniera concreta una scelta; nella simulazione oggetto di questa esposizione verranno utilizzati i coefficienti presenti in letteratura.



**Figura 4.1** Variazione delle curve di rilascio del calore in seguito al cambiamento del coefficiente  $A$  della curva di Wiebe dal valore 5 al valore 10 [4].

La grossa limitazione del codice sta nel modo in cui questa funzione è implementata al suo interno. L'utente, che ricordiamo usare questo software per il progetto preliminare, può inserire questa funzione solamente mediante due parametri:

- Definendo la durata in angolo di manovella corrispondente all'intervallo 10%-90% della massa bruciata;
- Indicando la posizione in gradi dopo il P.M.S. a cui si trova il 50% della massa bruciata;

Non esiste alcuna possibilità di agire sulle code della curva di Wiebe, che vengono generate in automatico dal codice. Il programma dunque genera automaticamente l'angolo motore in cui si sviluppa la completa combustione circa raddoppiando quello inserito dall'utente per il 10%-90% e assegna una durata totale delle code pari a quella introdotta dall'utente per tale intervallo.

Con questo metodo il codice calcola il punto di inizio della combustione (SOC) che risulta influenzato anche dai coefficienti scelti per la curva di Wiebe come verrà discusso nel paragrafo 4.2.4.3.1 dedicato all'accensione.

Il processo di combustione [20] è ultimato infine dalle caratteristiche del combustibile per il conteggio dell'energia realmente rilasciata; il potere calorifico utilizzato in questo processo infatti viene modificato mediante l'introduzione di due parametri:

- Il fattore di maldistribuzione;
- Il rendimento di combustione;

L'introduzione di questi due parametri permette di considerare tutti quei fattori che intervengono negativamente durante il processo di combustione e diminuiscono la quantità di energia realmente rilasciata da quella teorica.

Il *fattore di maldistribuzione* riduce il potere calorifico del combustibile a causa dei fenomeni di dissociazione dei prodotti della combustione e del cattivo miscelamento della carica come verrà esposto nel paragrafo 4.2.1. In funzione del valore introdotto il software stima la quantità di CO [21] formata in luogo di CO<sub>2</sub> e la quantità di H<sub>2</sub> in luogo di H<sub>2</sub>O. In funzione dei valori trovati abbassa il reale potere calorifico del combustibile.

Il *rendimento di combustione* rappresenta la frazione della carica introdotta o intrappolata nel cilindro che realmente viene combusta.

Come per i coefficienti della curva di Wiebe anche questi fattori influenzano sensibilmente le prestazioni e vanno dunque scelti con attenzione e possibilmente ricavati da un'esperienza pregressa. Una discussione più accurata delle scelte fatte per questi parametri verrà svolta nel paragrafo 4.2.1, dedicato al combustibile e al sistema di alimentazione.

#### **4.1.2.3 Lo scambio termico**

La valutazione dello scambio termico è un fattore rilevante nella determinazione delle prestazioni in quanto la sua influenza è trasversale sui termini che definiscono la potenza nei motori. La temperatura dei gas in aspirazione è infatti influenzata dagli scambi termici del sistema di adduzione e gioca un ruolo fondamentale nella definizione del rendimento volumetrico.

All'interno dei cilindri lo scambio termico rappresenta una perdita del calore generato dalla combustione, riducendo il rendimento termico e la temperatura di scarico che anche in fase di modellazione dovrà mantenersi in un intervallo di valori compatibile con l'utilizzo del catalizzatore.

Verrà ora presentata la modalità di gestione di questo scambio termico per gli elementi principali da parte del software.

#### 4.1.2.3.1 Lo scambio termico nei cilindri

All'interno del cilindro sono innumerevoli i parametri che influenzano lo scambio termico tra il gas e le pareti della camera di combustione, prima tra tutte la turbolenza della carica che concorre a determinare il coefficiente di scambio termico, ma anche la temperatura della stessa oltre a quella delle pareti. In letteratura sono presenti numerose correlazioni per il calcolo del coefficiente di convezione, in Lotus Engine Software ne sono implementate tre, ed è cura dell'utente scegliere quella che meglio si addice in funzione del tipo di motore:

- Annand;
- Woschni;
- Eichelberg;

L'ultima citata è la più semplice e anche quella i cui risultati sono i più dubbi [14] anche perché non tiene conto minimamente della turbolenza indotta dal moto dello stantuffo, vengono prese quindi in considerazione solamente le altre due teorie.

Il modello di *Annand* [22] nella sua formulazione distingue “open cycle” e “closed cycle”, introducendo per il secondo un termine legato al calore fornito per irraggiamento della camera di combustione da parte della fiamma.

Il modello di trasmissione del calore per convezione è:

$$h \cdot \frac{D_{cyl}}{\lambda} = a Re^b \quad (4.1.10)$$

In questa situazione il flusso termico specifico vale:

$$\frac{dQ}{A} = a \frac{\lambda}{D_{cyl}} Re^b (T_{gas} - T_{wall}) + c \cdot (T_{gas}^4 - T_{wall}^4) \quad (4.1.11)$$

Dove:  $a$ : Coefficiente di Annand “open or closed cycle”;

$b$ : Coefficiente di Annand “open or closed cycle”;

$c$ : Coefficiente di Annand “closed cycle”;

$D_{cyl}$ : Alesaggio;

$h$ : coefficiente di trasmissione del calore;

$Re$ : Numero di Reynolds;

$T_{gas}$ : Temperatura del gas dentro il cilindro;

$T_{wall}$ : Temperatura di parete;

$\lambda$ : è la conducibilità del gas nel cilindro;

I coefficienti  $a$ ,  $b$ ,  $c$ , sono consigliati dagli autori del codice, ma sono facilmente reperibili in letteratura [13], [14], [18] da dove si nota una divergenza anche sostanziale nei valori proposti, a conferma di quanto già detto a riguardo della grossolanità di queste correlazioni semiempiriche.

I valori proposti di default sono:

- “Open Cycle”:  $a=0,2$ ;  $b=0,8$ ;
- “Closed Cycle”:  $a=0,12$ ;  $b=0,8$ ;  $c=4,29E-9$

È stato dimostrato che questa teoria sovrastima lo scambio termico all'interno del cilindro portando dunque a risultati leggermente inferiori in termini di prestazioni rispetto al caso reale. Si nota inoltre come questa formulazione non consideri eventuali moti organizzati della carica all'interno del cilindro.

Il modello di *Woschni* [23] non considera l'irraggiamento, ma per il tratto “closed cycle” introduce un termine legato all'eventuale moto di “swirl” presente nella camera di combustione:

$$\frac{dQ}{A} = \frac{a_w \cdot p^{0,8}}{T_{gas}^{0,55} \cdot D_{cyl}} \left( b_w \cdot \bar{u}_{piston} + c_w \cdot \bar{u}_{swirl} + d_w \cdot \frac{T_{SOC} \cdot V \cdot (p - p_{motor})}{p_{SOC} \cdot V_{SOC}} \right) \cdot (T_{gas} - T_{wall})$$

Dove:  $a_w$ ,  $b_w$ ,  $c_w$ : coefficienti di *Woschni* “open or closed cycle”;

$p_{motor}$ : pressione nel cilindro a motore spento;

$p_{soc}$ : pressione del gas nel cilindro all'inizio della combustione;

$T_{soc}$ : temperatura del gas nel cilindro all'inizio della combustione;

$V_{soc}$ : Volume nel cilindro all'inizio della combustione;

$\bar{u}_{piston}$ : velocità media stantuffo;

$\bar{u}_{swirl}$ : velocità media di “swirl”;

e con  $p$ ,  $T_{wall}$ ,  $T_{gas}$  valori medi nell'intervallo di angolo motore considerato;

$$\bar{u}_{swirl} = \frac{N \cdot \pi \cdot D_{cyl} \cdot S_{rat}}{30} \quad (4.1.13)$$

dove:  $S_{rat}$  è il rapporto tra la velocità media di “swirl” e la velocità media dello stantuffo;

$$p_{motor} = p_{SOC} \left( \frac{V_{SOC}}{V_{cyl}} \right)^g \quad (4.1.14)$$

Tutti i termini con pedice SOC si riferiscono alle condizioni del gas al momento dell'inizio della combustione. Anche per questa formulazione autori diversi propongono coefficienti diversi [13], [14], [18], in ogni caso il codice dà la possibilità di modificarli, suggerendo di "default":

- "Open Cycle":  $a=3,26$ ;  $b=9,12$ ;  $c=0,834$ ;
- "Closed Cycle":  $a=3,26$ ;  $b=4,56$ ;  $c=0,616$ ;  $d=0,00324$ ;  $g=1,33$ ;  
 $S_{rat}=0$ ;

Il risultato ottenuto sottostima il reale scambio termico secondo esperimenti condotti da J.B. Heywood [14]. In ognuna delle formule l'area introdotta è quella dell'elemento in esame ovvero del cielo del pistone, della testa o della parte del cilindro esposta ai gas combusti e vengono ricavate in funzione dell'alesaggio da dei rapporti tra le aree degli elementi e quella corrispondente all'alesaggio introdotti dall'utente in fase di definizione della geometria del cilindro.

#### 4.1.2.3.2 Lo scambio termico nei condotti

Lo scambio termico nei condotti viene trattato secondo la teoria proposta da Benson [15] che si avvale dell'analogia di Reynolds. Il flusso termico viene quantificato come segue:

$$q = \frac{4 \cdot h}{\rho \cdot D} (T_{wall} - T_{gas}) \quad (4.1.15)$$

Le temperature sono valutate istante per istante noti i materiali e il tipo di raffreddamento del condotto introdotti dall'utente. Il coefficiente convettivo è valutato in funzione del coefficiente di attrito della parete il quale è funzione del numero di Reynolds del fluido:

$$h = \frac{f}{2} \cdot \rho \cdot u \cdot c_p \quad (4.1.16)$$

Le approssimazioni dovute a questa trattazione sono molteplici, infatti è stata sviluppata per moti stazionari e qui proposta per moti non stazionari, la validità è limitata a fluidi con numero di Prandtl unitario mentre la maggior parte delle applicazioni motoristiche si aggirano attorno a 0,7. Comunque il metodo si presta bene alle valutazioni di massima del fenomeno anche perché la sua influenza nell'equazione dell'energia è modesta in quanto risulta di circa tre ordini di grandezza inferiore rispetto alla quantità di energia trasportata dai gas combusti [15].



### 4.1.2.3.3 Lo scambio termico nei polmoni

Essendo elementi zerodimensionali l'area attraverso cui avviene il trasferimento del calore deve essere inserita dall'utente, come pure la temperatura di parete. La temperatura del gas entrante viene calcolata istante per istante ed è quella di riferimento per lo scambio termico:

$$q = h \cdot A \cdot (T_{wall} - T_{gas}) \quad (4.1.17)$$

Con il coefficiente convettivo  $h$  ricavato mediante l'equazione:

$$h = 0,02 \frac{k}{d} \left( \frac{\rho \cdot v \cdot d}{\mu} \right)^{0,8} \quad (4.1.18)$$

come si nota anche qui si sfrutta l'analogia col numero di Reynolds che è riferito alla velocità del flusso entrante nell'elemento.

### 4.1.3 Fluidodinamica non stazionaria

Le equazioni fondamentali della meccanica dei fluidi sono equazioni matematiche che definiscono la conservazione della massa, del momento della quantità di moto e dell'energia per un generico volume di controllo [13] [17].

Si consideri il deflusso di un fluido compressibile attraverso un condotto a sezione variabile di lunghezza infinitesima (fig. 4.2). Se l'area di deflusso varia gradualmente, le proprietà del fluido si possono ritenere approssimativamente uniformi su ogni sezione trasversale del condotto. Il flusso si dice allora essere quasi monodimensionale e le equazioni si possono risolvere secondo la direzione  $x$  e il tempo  $t$ .

Negli elementi monodimensionali, per ogni incremento di angolo motore e ad ogni mesh, vengono perciò risolte le seguenti equazioni fondamentali.

#### 4.1.3.1 Equazione di continuità

L'equazione di continuità (4.1.19) afferma che la variazione di massa all'interno del volume di controllo è uguale al flusso netto attraverso il volume. Se la lunghezza dell'elemento è  $dx$  e la sezione trasversale è  $F$  (fig. 4.2), allora la variazione di massa dentro il volume di controllo è  $\partial(\rho F dx)/\partial t$  mentre il termine  $\partial(\rho F u)/\partial x$  rappresenta il gradiente del flusso di massa. L'equazione di continuità si può esprimere allora come:

$$\frac{\partial(\rho \cdot F \cdot dx)}{\partial t} = \frac{\partial(\rho \cdot F \cdot u)}{\partial x} dx \quad (4.1.19)$$

Dove:  $\rho$ : densità del fluido;

$F$ : sezione trasversale del condotto;

$u$ : velocità del deflusso;

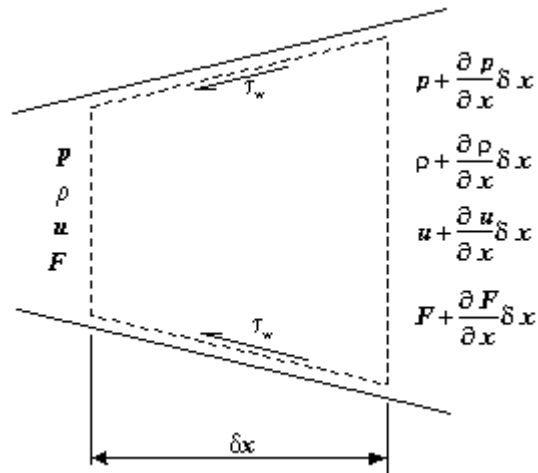


Figura 4.2 Volume di controllo in un condotto divergente.

#### 4.1.3.2 Equazione del momento della quantità di moto

L'equazione del momento della quantità di moto richiede che la somma delle forze dovute alla pressione e agli sforzi viscosi sulla superficie del volume di controllo sia pari alla variazione del momento dentro il volume di controllo e al flusso netto del momento attraverso la superficie di controllo.

$$\frac{\partial(\rho \cdot u \cdot F)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot u^2 + p)F}{\partial x} - p \cdot \frac{dF}{dx} + \frac{1}{2} \rho \cdot u^2 f \pi D = 0 \quad (4.1.20)$$

Dove:  $\rho$ : densità del fluido;

$F$ : sezione trasversale del condotto;

$u$ : velocità del deflusso;

$p$ : pressione;

$f$ : coefficiente d'attrito;

### 4.1.3.3 Equazione dell'energia

L'equazione dell'energia si ricava dal I principio della Termodinamica applicato al volume di controllo di fig. 4.2.

$$\frac{\partial(\rho \cdot e_0 \cdot F)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot u \cdot h_0 \cdot F)}{\partial x} - q\rho F = 0 \quad (4.1.21)$$

Dove:  $\rho$ : densità del fluido;

$F$ : sezione trasversale del condotto;

$u$ : velocità del deflusso;

$e_0$ : energia interna di ristagno;

$h_0$ : entalpia totale;

Le equazioni (4.1.19-4.1.20-4.1.21) riscritte in forma vettoriale, prendono il nome di Equazioni di Eulero monodimensionali:

$$\frac{\partial \mathbf{W}}{\partial t} + \frac{\partial \mathbf{F}(\mathbf{W})}{\partial x} + \mathbf{C}(\mathbf{W}) = 0 \quad (4.1.22)$$

L'equazione (4.1.22) viene risolta con il metodo di Lax-Wendroff (Richtmyer) a due step implementato insieme ad un "flux limiter" basato sul criterio della variazione totale decrescente (TVD). Questo metodo numerico è di tipo "shock capturing", dunque in grado di trattare le onde d'urto senza che queste provochino delle oscillazioni spurie in prossimità delle discontinuità. La formulazione è di tipo integrale, quindi intrinsecamente conservativa e poi viene discretizzata nel tempo e nello spazio secondo lo schema di fig.4.3.

Il primo step di questa procedura di calcolo sfrutta il metodo di Lax-Friedrichs che è centrato nello spazio nei punti  $[(i+1/2)\Delta x, n\Delta t]$  e  $[(i-1/2)\Delta x, n\Delta t]$ . È introdotto inoltre il termine sorgente come valore medio nello spazio:

$$\mathbf{W}_{i+1/2}^{n+1/2} = \frac{1}{2}(\mathbf{W}_{i+1}^n + \mathbf{W}_i^n) - \frac{\Delta t}{2\Delta x}(\mathbf{F}_{i+1}^n - \mathbf{F}_i^n) - \frac{\Delta t}{4}(\mathbf{C}_{i+1}^n - \mathbf{C}_i^n) \quad (4.1.23)$$

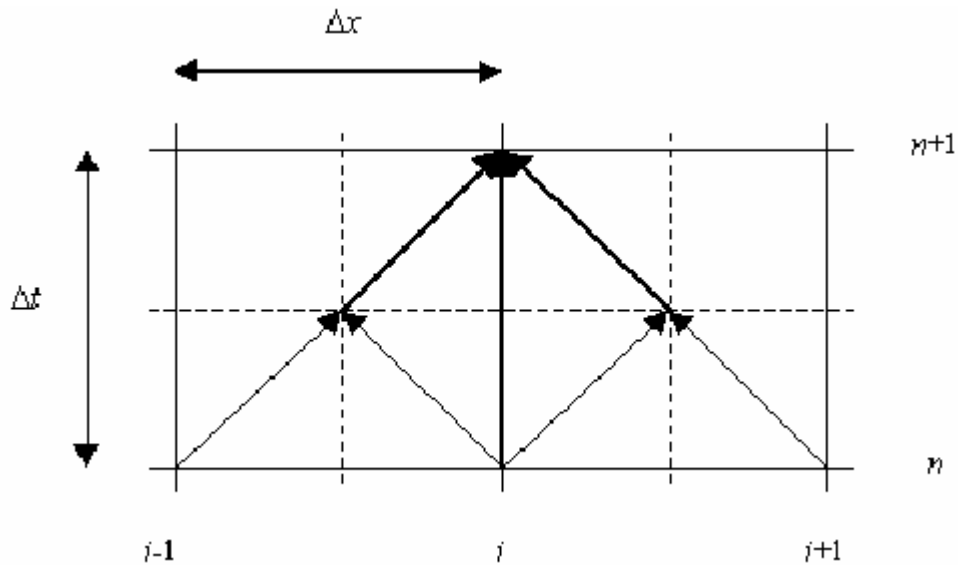
Il secondo step si basa sul metodo di Leapfrog che invece è centrato nel tempo sul punto  $[i\Delta x, (n+1/2)\Delta t]$ :

$$\mathbf{W}_i^{n+1} = \mathbf{W}_i^n - \frac{\Delta t}{\Delta x}(\mathbf{F}_{i+1/2}^{n+1/2} - \mathbf{F}_{i-1/2}^{n+1/2}) - \frac{\Delta t}{2}(\mathbf{C}_{i+1/2}^{n+1/2} - \mathbf{C}_{i-1/2}^{n+1/2}) \quad (4.1.24)$$

Il criterio TVD è implementato all'interno dello schema numerico descritto, la sua funzione è quella di smussare le oscillazioni controllando i gradienti delle soluzioni tra mesh consecutive nel seguente modo:

$$TV(\mathbf{w}^n) = \sum_i |\mathbf{w}_{i+1}^n - \mathbf{w}_i^n| \quad (4.1.25)$$

$$TV(\mathbf{w}^{n+1}) \leq TV(\mathbf{w}^n) \quad (4.1.26)$$



**Figura 4.3** Schema della discretizzazione utilizzata nel metodo di Lax-Wendroff [13].

Le mesh dei condotti possono essere generate automaticamente dal programma che ne limita la lunghezza in funzione della discretizzazione temporale e della massima velocità raggiunta dalle onde di pressione in modo da mantenere il numero di Courant a 0.7 [13].

#### 4.1.4 Perdite per fenomeni viscosi

Nell'equazione dell'energia è presente il coefficiente di attrito definito come:

$$f = \frac{\tau_w}{(1/2)\rho u^2} \quad (4.1.27)$$

Questo coefficiente è definito in modo indiretto in funzione del numero di Reynolds, diametro e rugosità della condotta, quest'ultima funzione del tipo di materiale con cui il condotto è costruito. Per numeri di Reynolds compresi tra  $3.5 \cdot 10^3$  e  $10^8$  viene calcolato dal software con la seguente formula [16]:

$$f = \frac{0,25}{\left[ \log_{10} \left( \frac{k}{3.7D} + \frac{5.74}{\text{Re}^{0,9}} \right) \right]^2} \cdot \frac{1}{4} \quad (4.1.28)$$

Nel caso di numeri di Reynolds inferiori a  $3.5 \cdot 10^3$  il moto è chiaramente laminare e la formulazione si riduce a:

$$f = \frac{16}{\text{Re}} \quad (4.1.29)$$

Il coefficiente di attrito viene calcolato per ogni volume elementare ad ogni incremento di angolo motore, e poi computato nell'equazione dell'energia in modo discreto in quanto non è possibile introdurre un attrito viscoso in modo continuo su un modello monodimensionale.

#### 4.1.5 Le giunzioni

Un aspetto di particolare importanza ai fini della modellazione è la scelta della tipologia di giunzione tra i condotti sia di aspirazione che di scarico. Come già sottolineato le possibili giunzioni sono due: giunzione a pressione costante oppure giunzione con perdita.

Nella prima le onde provenienti dai condotti, raggiunta la giunzione, vengono sia riflesse all'interno dei tubi di provenienza, sia proseguono nelle condotte uscenti dalla giunzione.

L'assunzione è che le pressioni statiche dei vari condotti che sfociano nella giunzione siano le stesse. Inoltre l'entropia di ristagno dei condotti il cui flusso è uscente dalla giunzione è pari alla media delle entropie di ristagno dei flussi entranti. La giunzione è in sostanza equiparabile ad un brusco allargamento senza perdite.

Quando le velocità all'interno dei condotti sono considerevoli è fondamentale introdurre delle perdite nelle giunzioni, la pena sarebbe altrimenti una sovrastima delle reali pressioni e dei fenomeni di riflessione presenti. Queste perdite sono funzione sia delle direzioni dei flussi nei rami della giunzione, sia della disposizione spaziale dei rami stessi che deve essere introdotta dall'utente in funzione della geometria che deve modellare.

La valutazione viene fatta considerando i coefficienti di perdita di pressione totale attraverso la giunzione ricavati mediante prove con flussi stazionari e sono così definiti:

$$k_i = \frac{(p_{up} + \frac{1}{2}\rho u_{up}^2) - (p_{down} + \frac{1}{2}\rho u_{down}^2)}{\frac{1}{2}\rho u_{com}^2} \quad (4.1.30)$$

dove i pedici "up" e "down" rappresentano i condotti che si trovano a monte e a valle rispettivamente, mentre "com" è il collettore su cui è convogliata l'intera portata che attraversa la giunzione. Viene preso come riferimento il

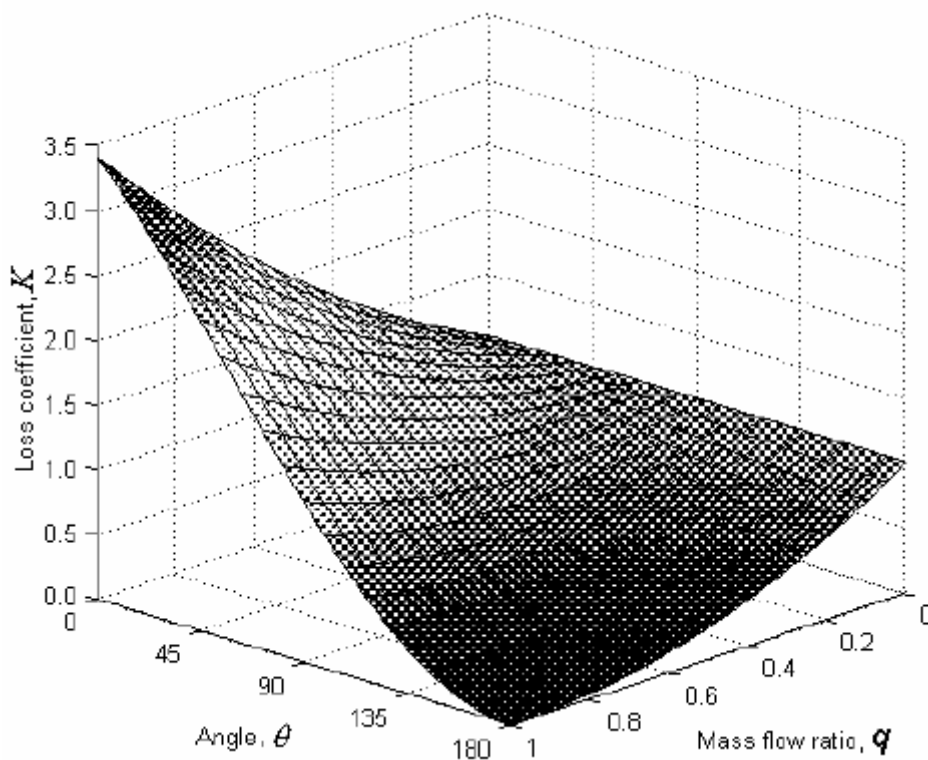
condotto attraversato dalla maggior portata, etichettato come “datum”. Il coefficiente di perdita tra un generico condotto della giunzione e il “datum” viene così calcolato:

$$k_j = q_j^2 \psi_j^2 + 1 - 2q_j \psi_j \cos\left(\frac{3}{4}\pi - \vartheta\right) \quad (4.1.31)$$

Dove:  $q_j = \frac{\dot{m}_j}{\dot{m}_{dat}}$  e  $\psi_j = \frac{A_j}{A_{dat}}$  mentre  $\theta$  è l'angolo tra le due giunzioni

considerate.

La variazione del coefficiente in funzione dell'angolo della giunzione e della portata assume una forma come quella in figura 4.4 [18]:

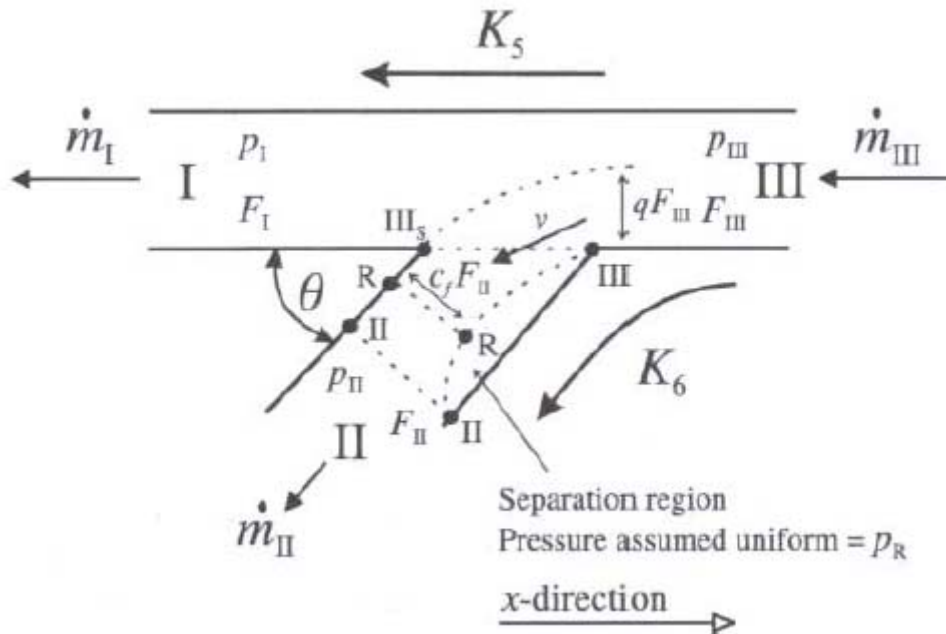


**Figura 4.4** Variazione del coefficiente di perdita al variare della portata e dell'inclinazione dell'angolo tra i condotti [18].

In realtà la formula (4.1.31) si riferisce ad un particolare caso di giunzione in cui i flussi hanno una direzione spaziale prestabilita e visibile in fig. 4.5.

Quando il flusso imbocca la diramazione avviene una separazione, questa genera una contrazione della vena fluida. Il codice monodimensionale non è in grado di gestire questo fenomeno, ecco perché le giunzioni con perdita sono implementate come elementi zerodimensionali. Hagar [13] ha proposto una trattazione che permette il calcolo della perdita di pressione che incorre in questo fenomeno. La pressione nella zona di separazione è supposta costante, il

coefficiente di contrazione risulta dipendente dall'angolo  $\vartheta$  della diramazione, dal rapporto delle aree dei condotti e dal rapporto tra le portate massiche.



**Figura 4.5** Configurazione della giunzione presa in esame dal software per la valutazione delle perdite di pressione [13].

La trattazione è estendibile per gli altri casi possibili; anche se non esplicitamente esposto dalla guida del programma si auspica che in funzione delle direzioni reali dei flussi attraverso la giunzione, venga utilizzata l'espressione per la perdita nella forma corretta. In ogni caso i coefficienti esposti sono stati ricavati da esperimenti su flussi stazionari, ma danno risultati soddisfacenti anche in flussi non stazionari con la presenza di onde d'urto [13].

#### 4.1.6 Le perdite meccaniche

Il software Lotus Engine è dotato di un sottoprogramma la stima delle perdite meccaniche che si manifestano nei motori a combustione interna. I dati da immettere riguardano le dimensioni e il numero di cuscinetti di banco, le caratteristiche geometriche principali dei cilindri, la tipologia di distribuzione e i diametri dei cuscinetti dell'albero a camme. La valutazione viene fatta secondo le principali teorie per la stima delle perdite presenti in letteratura, riadattate per non considerare il lavoro di pompaggio che viene già conteggiato dal *solver module* del software durante la risoluzione delle equazioni viste nel paragrafo 4.1.2.1.

Il risultato di questo calcolo è la pressione media di attrito (*FMEP*) dovuta alle perdite meccaniche per ogni regime di rotazione considerato nella simulazione. La determinazione della pressione media effettiva (*BMEP*) viene fatta mediante la *FMEP* nota la pressione media indicata (*IMEP*) ottenuta come risultato dal modello.

In particolare, per i motori ad accensione comandata sono proposte le seguenti teorie.

#### 4.1.6.1 Patton & Heywood [24]

Mediante questa formulazione vengono conteggiate le perdite scomponendole nelle diverse categorie presenti:

- perdite meccaniche legate alla rotazione dell'albero motore;
- perdite meccaniche dovute all'azionamento delle valvole;
- perdite legate ai moti alterni;
- perdite meccaniche dovute ai componenti ausiliari.

Per ognuno di questi termini è stato utilizzato un modello di lubrificazione e calcolata la pressione media di attrito dovuta ai singoli fattori e poi sommata per ottenere ad ogni regime la perdita totale. Data la quantità di formule utilizzate, per la trattazione si rimanda a [25]. I risultati ottenuti con questa teoria sono stati confrontati con quelli ottenuti a banco con un motore trascinato e non sono state rilevate sostanziali differenze [25].

#### 4.1.6.2 Howard, Barnes, Moss [26]

La stima viene fatta in questo caso in modo molto semplice, considerando la dipendenza delle perdite solamente col numero di giri e velocità media dello stantuffo, senza prendere in considerazione né le dimensioni né il layout del motore. La formulazione è la seguente:

$$FMEP = 0,6 + (1,67 \cdot 10^{-4} \cdot rpm) + (0,06 \cdot \bar{u}_{piston}) \quad (4.1.32)$$

Con: rpm: regime di rotazione;

$\bar{u}_{piston}$ : velocità media stantuffo;

Questa è la più semplice delle teorie proposte nel software e porta a pressioni d'attrito inferiori rispetto a tutti gli altri casi.



#### 4.1.6.3 Honda

Più nota in letteratura come la teoria delle perdite dovuta a Yagi, è stata ricavata da numerosi rilievi sperimentali e permette di esprimere le perdite come prodotto di un fattore dimensionale legato alla geometria del motore per un termine costituito da una parte variabile con il regime e un termine costante che rappresenta le condizioni di lubrificazione:

$$FMEP = 10 \cdot \left\{ \left[ \left( (60 \cdot 10^{-9} \cdot S^2 \cdot FLBAR) \cdot 1,1 \cdot 10^{-9} \right) \cdot rpm^2 \right] + (0,001 \cdot CST) + 0,14 \right\} \cdot \frac{\sqrt{S \cdot CMD}}{D_{cyl}}$$

dove: S: è la corsa del pistone;

$D_{cyl}$ : è l'alesaggio del cilindro;

$FLBAR$ : è il rapporto tra il flusso medio tra le valvole e l'area valvole;

$CST$ : è una costante dipendente dalla viscosità dell'olio;

$CMD$ : è il diametro equivalente dei supporti di banco;

#### 4.1.6.4 Modified Honda

Questa teoria è dovuta a Fuji è simile alla precedente, ma ricavata dall'autore da prove su una serie di motori motociclistici raffreddati ad aria, dove le perdite preponderanti sono legate all'albero motore. La formulazione è:

$$FMEP = \left( 2,5 \cdot 10^{-8} \cdot rpm^2 + 10^{-4} \cdot rpm + 1,1 \right) \frac{\sqrt{S \cdot CMD}}{D_{cyl}} \quad (4.1.34)$$

con il significato dei termini come prima.

#### 4.1.7 Presentazione dei risultati

Il software, ad elaborazione completata, è in grado di presentare i risultati in tre modalità diverse:

- Rappresentazione grafica delle curve caratteristiche;
- Riassunto testuale dei valori medi delle grandezze di ogni componente;
- Rappresentazione grafica nel tempo delle grandezze termodinamiche dei componenti.

La prima è ovviamente la più veloce e conosciuta modalità di presentazione dei risultati ottenuti mediante la quale è possibile fare una stima qualitativa e quantitativa dei vari punti di funzionamento presi in esame.

Con la seconda modalità è possibile scendere più nel dettaglio, indagando punto per punto quali sono stati i valori stimati dal software per ognuno dei componenti. In particolare è utile vedere i risultati riguardanti la convergenza delle equazioni della fluidodinamica per valutare eventuali errori nella mesh e nel passo temporale che portano a risultati non convergenti.

Infine, l'ultima tipologia di presentazione dei risultati serve per l'analisi vera e propria del motore in quanto è possibile vedere il ciclo indicato calcolato dal programma ma soprattutto gli andamenti temporali delle grandezze termodinamiche principali di ognuno dei componenti presenti. L'analisi suddetta ha particolare valore per gli aspetti legati alle onde di pressione e la fasatura del motore, è infatti possibile seguire l'andamento dell'intero ciclo motore monitorando le onde di pressione in funzione del tempo e confrontandole con i tempi imposti di apertura valvole.

## 4.2 Il modello di motore a c.i. in Lotus Engine Simulation

Il codice Lotus Engine richiede una completa e dettagliata definizione del modello fisico e termo-fluidodinamico del motore.

Le caratteristiche tecniche principali del motore a combustione interna (Appendice 1) sono state necessarie per realizzare il modello in Lotus Engine fig. 4.6.

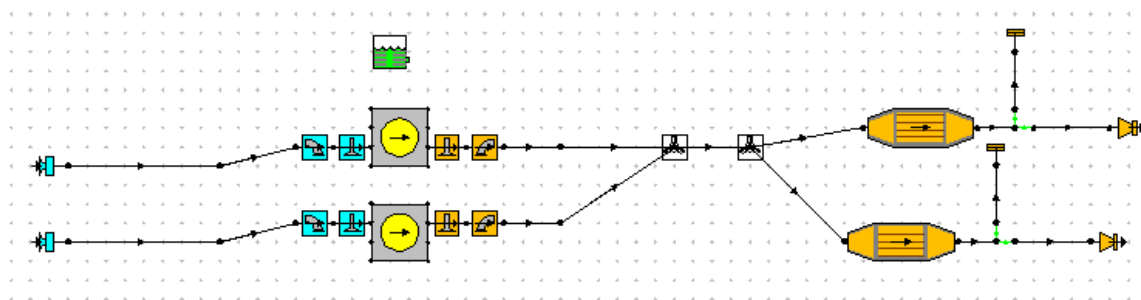


Figura 4.6. Schema di motore a combustione interna impiegato per le simulazioni eseguite con il software Lotus Engine.

Il motore è bicilindrico ad accensione per scintilla. I cilindri hanno un alesaggio di 97mm e una corsa di 67,5mm. L'inclinazione delle testate dei cilindri è di 60° (a questo valore corrisponde una sfasatura tra i cicli di 300°). Il rapporto di compressione è di  $11,8 \pm 0,4:1$ . Sono previste quattro valvole per cilindro; il diametro delle valvole di aspirazione è di 31mm quello delle valvole

di scarico è di 28mm. L'alzata massima delle valvole di aspirazione è di 11.8mm mentre per quelle allo scarico è di 10.6mm. Il diagramma di distribuzione, per gioco di 1mm è di 25° prima del P.M.S. e di 61° dopo il P.M.I. per il lato aspirazione e di 64° prima del PMS e di 15° dopo il P.M.I. per il lato scarico. Il numero di giri minimo è di 1280±100giri/min, quello massimo di 11000±100giri/min. I due cilindri hanno condotti di aspirazione separati. Gli scarichi si uniscono per 120mm e poi si dipartono verso i silenziatori.

#### 4.2.1 Il combustibile e il sistema di alimentazione

Il combustibile può essere definito dall'utente oppure ci si può avvalere di parametri di "default" implementati nel codice.

Le caratteristiche del combustibile impiegato nelle simulazioni sono riportate in tab.4.1. Nella definizione del tipo di combustibile viene indicato anche il fattore di maldistribuzione (par. 4.1.2.2) in modo da conteggiare i fenomeni di dissociazione e non completa miscelazione che avvengono nella realtà. Per miscele prossime alla dosatura stechiometrica in letteratura sono presenti alcuni valori di riferimento [20] [21]; per il fattore di maldistribuzione si trova statisticamente che esso si aggira tra 1,0 e 3,0 mentre il rendimento di combustione si attesta nell'intervallo tra 0,95 e 0,98 [20].

**Tabella 4.1** Caratteristiche principali del combustibile.

<b>Tipo di combustibile</b>	<b>Benzina</b>
Potere Calorifico [kJ/kg]	43000
Densità [kg/l]	0,75
Rapporto H/C	1,8
Massa molecolare [kg/kmol]	114,23
Fattore di maldistribuzione	1

Sapendo perciò che il rapporto di dosatura è prossimo a quello stechiometrico, il valore del coefficiente di maldistribuzione è stato mantenuto costante. Questo aspetto è un limite al modello in questione, in quanto la variabilità del fattore di maldistribuzione comporta una variazione dei prodotti della combustione e dunque del potere calorifico utile al ciclo termodinamico. Un'ottimizzazione di tale parametro potrebbe derivare solo dall'esperienza, comunque il metodo utilizzato in questa trattazione ha dato risultati soddisfacenti.

Il sistema di alimentazione è ad iniezione “multipoint”, questo tipo di iniezione viene simulato come un miscelamento perfetto tra il combustibile e l’aria durante l’attraversamento delle valvole di aspirazione. Il software Lotus Engine calcola la quantità di combustibile iniettata mediante il rapporto di equivalenza inserito dall’utente dopo aver ricavato la quantità d’aria che effettivamente viene aspirata da ogni cilindro mediante la risoluzione delle equazioni della fluidodinamica nel sistema di aspirazione.

Tenendo presenti le assunzioni fatte in precedenza per il coefficiente di maldistribuzione e che il motore è provvisto di sonda lambda, il rapporto di equivalenza è stato mantenuto costante al valore di 1,07.

#### 4.2.2 Il sistema di aspirazione

Il sistema di aspirazione è una delle parti più importanti in un motore a c.i. e deve essere realizzato nel miglior modo possibile in modo da riprodurre il reale andamento del rendimento volumetrico. Dal rendimento volumetrico dipendono poi molteplici parametri come ad esempio il consumo di combustibile, è infatti da ricordare che le stringenti normative sull’inquinamento atmosferico degli autoveicoli impongono l’uso di catalizzatori in grado di abbattere gli inquinanti solamente mediante la combustione di miscele stechiometriche, e la pressione media effettiva (*p.m.e.*).

$$p.m.e. = \eta_{t,id} \cdot \eta_{ind} \cdot \eta_m \cdot \eta_v \cdot \rho_0 \frac{H_i}{\Delta} \quad (4.1.35)$$

Con:  $\eta_{t,id}$ : rendimento termico del ciclo ideale;

$\eta_{ind}$ : rendimento indicato o indice di bontà;

$\eta_m$ : rendimento meccanico;

$\eta_v$ : rendimento volumetrico;

$\rho_0$ : massa volumica dell’aria ambiente;

$\Delta$ : rapporto di dosatura;

Dunque risulta incrementata ad ogni incremento del rendimento volumetrico a parità di tutti gli altri fattori, e con essa anche la coppia erogata dal motore.

Nella realizzazione del condotto di aspirazione si sono impiegati i dati tecnici forniti dall’azienda costruttrice. Il modello del condotto di aspirazione è

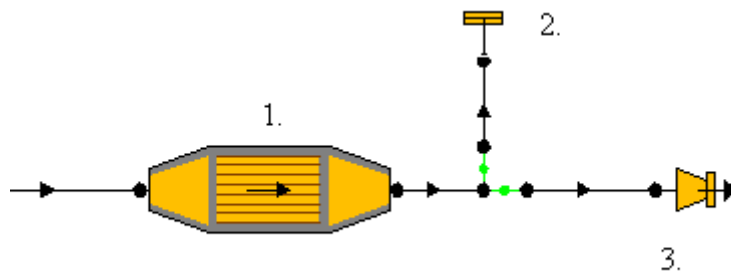
stato però semplificato rispetto alla realtà, infatti si è visto che il filtro dell'aria si comporta come un notevole smorzatore dei fenomeni d'inerzia relativi alla massa fluida in movimento nei condotti a monte della scatola del filtro. Inoltre il fatto di assimilare la scatola del filtro ad un polmone, porta in questo caso a delle erronee valutazioni del rendimento volumetrico in quanto in Lotus Engine Software, a differenza della realtà, tali elementi sono considerati zerodimensionali. Infatti, secondo la schematizzazione del codice, la velocità all'interno di questi elementi è nulla, coincidendo la pressione totale con quella statica (deflusso in un ambiente di volume infinito). La validità di tale modello è perciò tanto più elevata quanto maggiore è il volume della scatola del filtro.

Nel modello impiegato nelle simulazioni l'aspirazione dell'aria inizia perciò direttamente dalle trombette di aspirazione senza conteggiare la scatola del filtro e il condotto a monte della medesima.

Avendo inoltre eseguito le prove a piena apertura si è previsto di non inserire nel condotto di aspirazione la valvola a farfalla.

### 4.2.3 Il sistema di scarico

Le dimensioni del condotto di scarico (lunghezze e cambiamenti di sezione) sono state mantenute pari a quelle reali. È stata invece modellata la zona di giunzione dei due condotti di scarico. Il modello infatti prevede la giunzione di due tubi in uno avente un diametro equivalente corrispondente a quello della sezione di unione dei condotti; anche la lunghezza (e quindi il volume) del tratto in comune è stata mantenuta uguale a quella reale.



**Figura 4.7. Modello di condotto di scarico (i condotti virtuali sono rappresentati in verde). 1. Catalizzatore. 2. Tappo o chiusura di estremità. 3. Uscita.**

Il terminale di scarico della moto di serie prevede un primo tratto divergente, seguito da un tratto a sezione costante che accoglie il catalizzatore, e da un silenziatore. Per quel che riguarda tale dispositivo non si hanno molte

informazioni ed inoltre i modelli forniti di “default” dal software non sembrano essere molto somiglianti. Ipotizzato il deflusso dei gas combusti dentro tale componente, si è cercato di costruire un modello che potesse rappresentare il silenziatore mediante una coppia di tubi collegati da dei condotti virtuali (fig. 4.7).

#### 4.2.4 I cilindri

La modellazione dei cilindri è la parte più delicata dell’intera simulazione ma anche la più soggetta ad approssimazioni a causa delle modalità con cui viene gestita. Molti sono infatti i modelli matematici che definiscono questa tipologia di elementi (modello di combustione, modello di trasmissione del calore, ecc.).

In Lotus Engine nell’elemento cilindro è possibile definire le dimensioni principali (tab. 4.2) in base ai dati forniti dalla casa costruttrice (Appendice 1) per adeguare i coefficienti delle equazioni matematiche relative allo scambio termico e alla combustione come descritto nel paragrafo 4.1.2. Le dimensioni principali del cilindro sono riportate nella tab.4.2.

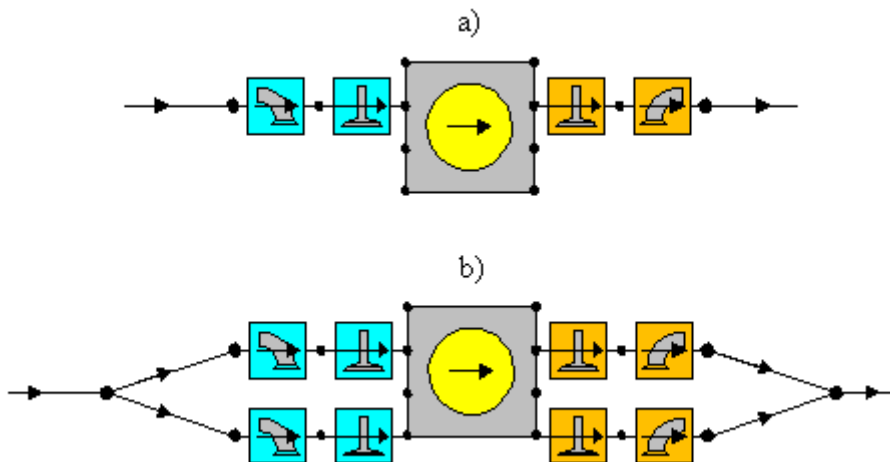
**Tabella 4.2 Valori assegnati ai modelli di cilindri nel codice monodimensionale.**

Alesaggio [mm]	97	Corsa [mm]	67,5	$r_{comp}$	11,5
----------------	----	------------	------	------------	------

##### 4.2.4.1 Le valvole di aspirazione e di scarico

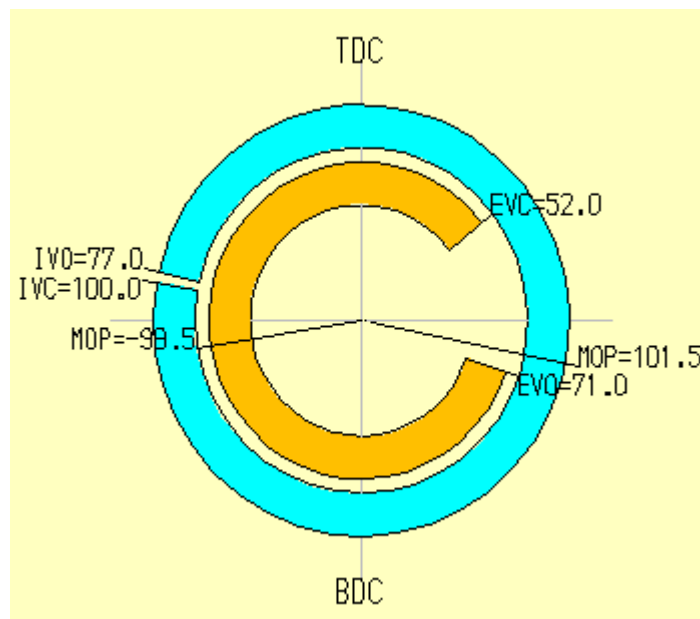
Le valvole e i relativi condotti hanno richiesto una modellazione particolare. Il software consente infatti di accorpate le valvole a coppie (fig. 4.8 a), introducendo per ogni cilindro un solo elemento valvola e porta, sia per l’aspirazione che per lo scarico, oppure prevede la rappresentazione singola di ogni valvola e relativo condotto di testa (fig. 4.8 b).

Dai risultati delle prove fatte si è abbandonato il secondo modello ancora nelle prime fasi di costruzione, in quanto il codice tendeva a sovrastimare le perdite in aspirazione e i risultati proposti in termini di rendimento volumetrico erano inaccettabili. La soluzione, per ogni cilindro, è stata perciò quella di fig. 4.8 a in cui il numero delle valvole (in questo caso due per l’aspirazione e due per lo scarico) è stato inserito all’interno dell’elemento “condotto valvola”. I condotti della testa sono dunque rappresentati come un unico elemento di sezione equivalente alla somma delle sezioni dei singoli condotti reali.



**Figura 4.8** Differenti modi di rappresentazione delle valvole e dei relativi condotti. a) Modello di motore con unico condotto per più valvole. b) Modello di motore con unica valvola per condotto.

Le dimensioni delle valvole, il diagramma della distribuzione (fig. 4.9), i diagrammi delle alzate e i coefficienti d'efflusso sono stati forniti da Aprilia.



**Figura 4.9** Diagramma di distribuzione del motore V990 RR.

#### 4.2.4.2 Le sedi delle valvole

Le sedi delle valvole sono rappresentate da un elemento che definisce il numero di valvole di aspirazione o scarico di ogni cilindro, il diametro della sede e i coefficienti di efflusso. Come già descritto in precedenza, la richiesta del numero di valvole per ogni cilindro è indice del fatto che il codice non è stato sviluppato per descrivere nel dettaglio il sistema di canali presenti nella testata

ma tiene conto in modo automatico delle perdite e dei fenomeni di contrazione mediante i coefficienti di efflusso definiti per ogni alzata tramite prove di flussaggio. I coefficienti di efflusso offrono una possibilità per il conteggio delle perdite che si incontrano nel deflusso attraverso valvole, riportano l'area effettiva di efflusso ad un'area fittizia in cui, in condizioni ideali, passerebbe la stessa portata. Essi rappresentano dunque le perdite che si incontrano nel passaggio in questo restringimento a causa dei fenomeni di distacco e di attrito.

I coefficienti d'efflusso sono così definiti:

$$C_f = \frac{A_{fit.}}{A_{reale}} \quad (4.36)$$

Nota la sezione reale di deflusso, dalle formule della gasdinamica è possibile ricavare l'area fittizia con una prova di flussaggio:

$$A_{fit.} = \frac{\frac{\sqrt{RT_{0u}}}{p_{0u}} \dot{m}}{\left\{ \frac{2k}{k-1} \left( \frac{p}{p_{0u}} \right)^{\frac{2}{k}} \left[ 1 - \left( \frac{p}{p_{0u}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}}} \quad (4.37)$$

dove:  $p_{0u}$  : pressione di ristagno a monte della valvola;

$T_{0u}$  : temperatura di ristagno;

$p$  : pressione statica;

Intrinsecamente nel coefficiente di efflusso vengono conteggiate anche le perdite dei condotti di testa in quanto le formule di riferimento sono quelle del moto isoentropico. Viene quindi azzerato il coefficiente di attrito per questi tratti di condotto nel modello. Quanto detto è valido sia per il sistema di aspirazione che per quello di scarico.

Avendo a disposizione i reali coefficienti di efflusso rilevati dalle prove di flussaggio eseguite dalla casa madre (tab. 4.3), si sono potuti inserire direttamente nel modello.



**Tabella 4.3 Valori dei coefficienti d'efflusso  $C_f$  rilevati in aspirazione e scarico.**

	Aspirazione		Scarico
L/D	$C_f$	L/D	$C_f$
0.000	0	0.000	0
0,025	0,085	0,025	0,088
0,050	0,162	0,050	0,202
0,075	0,240	0,075	0,309
0,100	0,313	0,100	0,405
0,125	0,384	0,125	0,495
0,150	0,452	0,150	0,582
0,175	0,515	0,175	0,657
0,200	0,570	0,200	0,722
0,225	0,621	0,225	0,778
0,250	0,664	0,250	0,819
0,275	0,696	0,275	0,847
0,300	0,716	0,300	0,870
0,320	0,724	0,325	0,887
0,400	0,724	0,338	0,896

#### 4.2.4.3 La combustione

Data l'importanza di questa parte è bene scinderla in più sezioni, analizzando l'influenza dei vari fattori, le limitazioni della simulazione e l'indeterminazione di alcuni parametri.

Le modalità con cui viene gestito il rilascio del calore sono già state esposte, verrà ora posta attenzione su come vengono modellati i vari aspetti e sulle scelte che sono state fatte. Innanzitutto, essendo il motore provvisto di catalizzatore e di sonda lambda, non avendo valori attendibili circa il rapporto combustibile/aria ai vari regimi, si è supposta tale quantità costante e prossima al valore stechiometrico. Ricordando che le prove svolte sono con farfalla in aspirazione completamente aperta, si è fissato il valore del rapporto di equivalenza pari a 1,07 per ogni regime di giri.

##### 4.2.4.3.1 Accensione

Il punto di inizio della combustione ("SOC") rappresenta lo scoccare della scintilla nel motore reale. Si è riscontrato che il tempo che intercorre dalla scintilla fino a che il 10% della carica viene bruciata (chiamato tempo di ritardo) è circa costante col variare del numero di giri [15] e mediamente è compreso tra 1 e 2 ms. È comunque difficile stabilire questo intervallo, a causa della

dispersione ciclica a cui è soggetto. Il codice dunque ne tiene conto solamente in modo indiretto nota la durata della combustione e la posizione del punto in cui risulta bruciata metà della carica. L'utente può solamente definire l'angolo di manovella in cui si sviluppa la combustione dal 10% al 90% della massa bruciata (combustione turbolenta) e fissare il punto dove metà dalla carica risulta bruciata rispetto al punto morto superiore. Il programma approssimativamente raddoppia la durata e considera questo valore come la durata completa della combustione. Questo significa che un angolo pari a quello introdotto viene distribuito tra le due code nella proporzione stabilita dalla posizione della curva di Wiebe nelle coordinate dimensionali, dunque dai coefficienti con cui è definita. Ai parametri proposti di "default" per la curva di Wiebe si è preferito sostituire i valori  $M=2$ ;  $A=5$  consigliati da [14], [15].

Con queste assunzioni però l'incertezza intrinseca del programma sulla determinazione del SOC viene peggiorata ulteriormente in quanto la curva risulta leggermente anticipata. Alla coda iniziale ora viene attribuita una durata inferiore rispetto al caso di "default" dunque il SOC risulta meno anticipato di quanto realmente richiesto dal motore nelle stesse condizioni.

Confrontando i risultati si evince che i tempi di ritardo sono verosimili solo per i regimi medio-bassi, ma troppo esigui per regimi di rotazione al di sopra dei 4000 giri/min, la durata del 10%-90% della Wiebe a cui il SOC è legato cresce infatti in modo meno pronunciato rispetto a quanto dovrebbe fare il ritardo, non permettendo quindi di ottenere risultati soddisfacenti.

Una possibile soluzione potrebbe prevedere una traslazione della Wiebe al variare del numero di giri, modificando i parametri  $A$  e  $M$  al fine di ottenere una coda iniziale maggiore. In questo modo si attribuirà una durata maggiore in termini di gradi di albero motore alla parte iniziale della combustione, riducendo però la durata della parte finale. Una soluzione di questo tipo è però attuabile solamente quando si conoscono i parametri reali della combustione, dunque con un modello al banco prova.

Una soluzione sbrigativa è quella di considerare il valore dell'angolo a cui risulta bruciata il 10% della carica e ricavare da questo il presunto SOC ipotizzando il tempo di ritardo. I risultati devono comunque essere interpretati come valori indicativi in quanto non esistono esplicite correlazioni per il calcolo

di questo parametro a causa della presenza di innumerevoli fattori che ne influenzano il valore.

Nella realtà l'angolo di anticipo dell'accensione viene trovato solamente al banco prova durante la fase di calibrazione del prototipo dove vengono variati gli anticipi a parità di ogni altra condizione fino ad ottenere il miglior risultato in termini di p.m.e. e un adeguato margine rispetto alla detonazione. Inoltre le centraline delle odierne moto di serie non lavorano ad anticipo fisso, ma sono in grado di adattarsi ad ogni motore e ad ogni condizione in quanto sono in grado di rilevare l'eventuale presenza di detonazione e variare l'angolo di anticipo per evitarla. È dunque chiaro che il valore di questo non può essere determinato in maniera univoca e sicura.

Si è deciso quindi di rinunciare alla conoscenza del SOC, di mantenere i coefficienti della Wiebe consigliati nella letteratura e ritrovati per la maggior parte dei motori a benzina.

Si ricorda comunque che l'analisi che si sta facendo è mirata all'uso del presente software come ausilio alla progettazione, le informazioni da esso ricavabili devono essere verosimili, non è richiesta la precisione ma la semplicità d'uso e la velocità di elaborazione per avere in tempi brevi una verifica delle scelte fatte senza dover ricorrere alla prototipazione. Ai fini della progettazione perciò ci si può comunque riferire ai parametri di "default" del software o a quelli presenti in letteratura. Per l'analisi in questione si è scelta una posizione del 50% della Wiebe a 10° dopo il PMS, in accordo con l'intervallo proposto da Heywood per ottenere le massime prestazioni (da 5° a 20° dopo PMS).

#### 4.2.4.3.2 Durata della combustione

La durata della combustione è definibile dall'utente ma il programma è in grado di determinare automaticamente i tempi di durata per il periodo che intercorre dal 10% al 90% della combustione; la valutazione è fatta in base ai parametri geometrici e cinematici principali del motore secondo la formulazione:

$$10 - 90\%(\text{deg}) = 20 \cdot \left( \frac{\text{Alesaggio}}{\text{Corsa}} \right) + 0,6 \cdot \left[ \left( \frac{\text{rpm} \cdot \text{corsa}(m)}{30} \right) - 11 \right] \quad (4.38)$$

Questi tempi, per quanto risultano nettamente inferiori rispetto a quelli indicati da vari autori [14], rispecchiano abbastanza bene i tempi rilevati al banco su un motore di caratteristiche simili, restando comunque leggermente inferiori.

Le eventuali differenze riscontrabili possono comunque essere legate all'indeterminazione nella definizione del punto in cui risulta bruciato il 10% della carica. Nella tabella che segue sono riassunte le durate fornite dal software.

**Tabella 4.4 Durata in gradi della combustione della frazione 10-90% di massa bruciata.**

rpm	3000	4000	5000	6000	7000	8000	9000	10000	11000
Durata 10-90%	26,19	27,54	28,89	30,24	31,59	32,94	34,29	35,64	36,99

La durata della combustione è un parametro molto importante nella valutazione delle prestazioni in quanto influenza sia la pressione massima che la *p.m.i.*, dunque le prestazioni dell'intero ciclo. Man mano che i tempi si riducono il ciclo si avvicina sempre più al ciclo ideale facendo crescere l'indice di bontà e con esso il rendimento termico del motore.

Si vede comunque che i tempi rilevati al banco e quelli estrapolati da [14] sono nettamente diversi, le motivazioni principali stanno nel fatto che i due motori appartengono ad epoche diverse, gli studi e le ricerche fatte hanno portato ad un miglioramento della combustione agendo sia sulla fluidodinamica, sia sulla miscelazione della carica riducendo i tempi di durata della stessa.

#### **4.2.4.3.3 Perdite meccaniche**

All'interno del software è presente un sottoprogramma ("Friction Estimator Tool") in grado di stimare le perdite per attrito meccanico che intervengono nel reale funzionamento, basandosi sulle principali teorie presenti in letteratura [24] [26]. Il lavoro di pompaggio non viene conteggiato mediante le suddette teorie, ma è preso in considerazione istante per istante durante il calcolo.

La pressione media di attrito (FMPE) ricavata in questo modo viene sottratta al lavoro indicato (IMEP) una volta che il ciclo di calcolo è giunto a convergenza o al massimo numero di cicli, e viene dunque definita la pressione media al freno (BMEP).

I dati inseriti nel "Friction Estimator Tool" sono quelli reali relativi al motore in esame, comprensivi di un fattore di carico che nel nostro caso è stato posto pari a uno in quanto la simulazione è fatta a farfalla completamente aperta, dunque al massimo carico possibile. Il fattore di carico rappresenta in maniera sintetica il carico gravante sui segmenti del pistone, ed è funzione della massima pressione raggiunta nel ciclo.

Tra le varie teorie proposte per i motori a benzina, è stata scelta la teoria Honda sia per la vicinanza dei risultati di questa teoria ai valori reali, sia per il tipo di formulazione, molto simile alla formula di Chen-Flynn utilizzata da altri codici di uso industriale per la stima delle perdite meccaniche.

In ogni caso la scelta di altre teorie produce solamente delle leggere modifiche alla curva di coppia e potenza, influenzando in maniera minima i consumi.

**Tabella 4.5 Valori della pressione media di attrito ricavati secondo il modello Honda.**

<i>rpm</i>	[giri/min]	3000	4000	5000	6000	7000	8000	9000	10000	11000
<b>FMEP</b>	[bar]	1,094	1,162	1,249	1,356	1,482	1,627	1,791	1,975	2,179

#### 4.2.4.3.4 Scambio termico

Mediante le teorie esposte nel paragrafo 4.1.2.3.1 è possibile stimare la frazione del calore totale prodotto dalla combustione che viene ceduto alle pareti della camera e le temperature delle stesse. Di importanza rilevante risulta inoltre lo scambio termico che avviene nel periodo di valvole aperte; in questa fase infatti i gas combusti residui e le pareti della camera concorrono al riscaldamento della carica fresca e alla evaporazione del combustibile appena iniettato.

L'unico parametro preso in considerazione in questo lavoro è stata la percentuale di energia del combustibile ceduta al refrigerante in quanto non si disponeva di temperature di riferimento con cui confrontare i risultati del modello. Si è potuto vedere che i due metodi prescelti (Annand e Woschni) sottostimano entrambi questo scambio termico in modo più o meno marcato. I risultati migliori si trovano comunque con il metodo di calcolo proposto da Annand che più si avvicina a quanto aspettato.

Lo scambio termico, unito al miscelamento della carica fresca con i gas combusti rimasti nella camera di combustione, concorre inoltre a definire la temperatura della miscela all'inizio della fase di compressione. Tale temperatura risulta molto importante per il controllo dei fenomeni di detonazione in quanto minore è tale temperatura e minore è il rischio di incorrere in tale fenomeno.

### 4.3 I risultati numerici

I risultati numerici ottenuti con la simulazione permettono di avere delle informazioni immediate sulle prestazioni del motore; è necessario però, al fine che questi valori risultino attendibili, testarli con quelli ottenuti da alcune prove sperimentali al banco. A tal fine, scelta una determinata configurazione, si ricorre al confronto dei dati simulati con quelli reperiti durante l'esecuzione della prova al banco. Se i valori risulteranno fra loro paragonabili allora il modello sarà valido. Validato il modello sarà poi possibile procedere con le simulazioni, certi che i valori forniti risulteranno in linea con quelli sperimentali.

#### 4.3.1 Validazione del modello

La validazione del modello è consistita nel confronto tra i dati simulati e quelli sperimentali relativi alla configurazione con completa apertura della valvola a farfalla in aspirazione e senza valvola di scarico. Come si può notare dalle figg. 4.10-4.11-4.12, le curve ottenute con la simulazione seguono con buona precisione quelle sperimentali. Lo scostamento dei dati relativi alla curva di coppia (fig. 4.10) è infatti inferiore a 3 Nm in tutto il campo di funzionamento, mentre per la curva di potenza lo scostamento massimo si ha oltre gli 8000 giri/min e vale 2,45 kW. La maggior differenza tra i valori simulati e quelli sperimentali si ha invece per il consumo specifico, soprattutto ai bassi numeri di giri (in questo caso vale circa 70 g/kWh a 3000 giri/min), mentre in tutto il campo di funzionamento non si discosta oltre i 50 g/kWh. L'errore relativo nel caso della curva di coppia non supera il 5% mentre per il consumo specifico<sup>8</sup> è circa del 10% oltre i 4000 giri/min.

Secondo quanto riscontrato dal confronto precedente è possibile affermare che il modello monodimensionale realizzato si presta ad essere impiegato per lo studio preliminare delle prestazioni del motore. Sono state perciò eseguite delle simulazioni per condizione di pieno carico del motore e per diversi gradi di apertura della valvola a farfalla allo scarico. I risultati pervenuti (Appendice 5), confrontati con quelli delle prove sperimentali, hanno dato buoni risultati.

---

<sup>8</sup> È da ricordare che i valori sperimentali del consumo specifico risultano soggetti ad un'incertezza maggiore rispetto alle altre grandezze misurate.

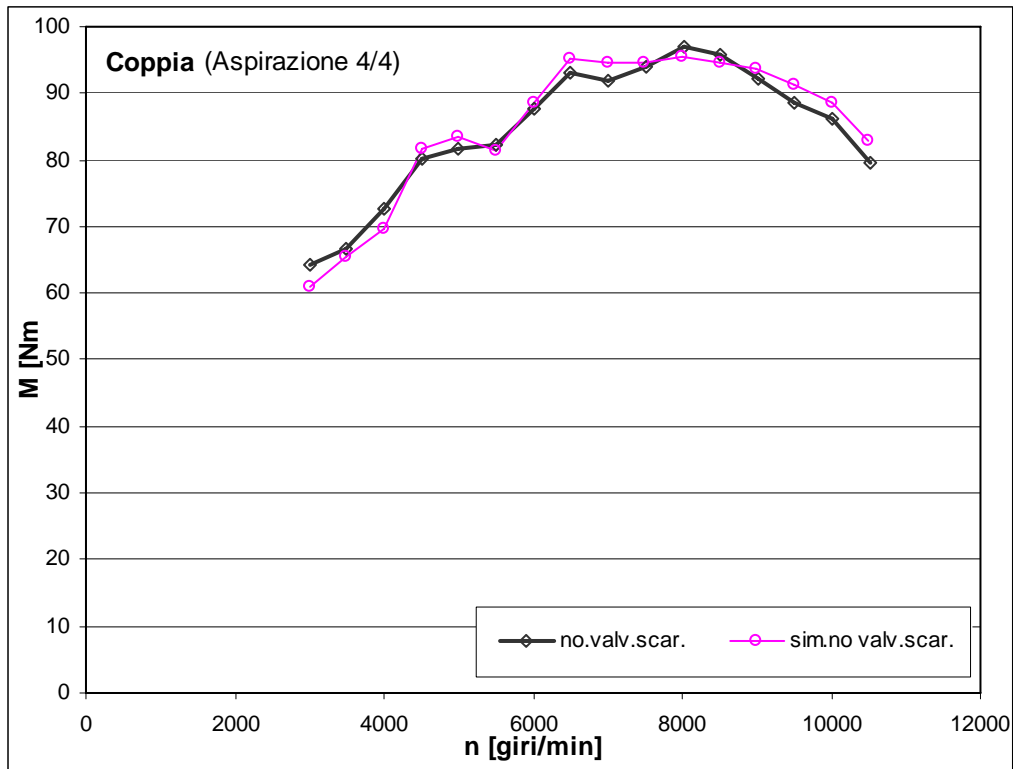


Figura 4.10. Curve di coppia (prova sperimentale e simulata). Apertura della valvola a farfalla in aspirazione: 4/4. Condotto di scarico di serie.

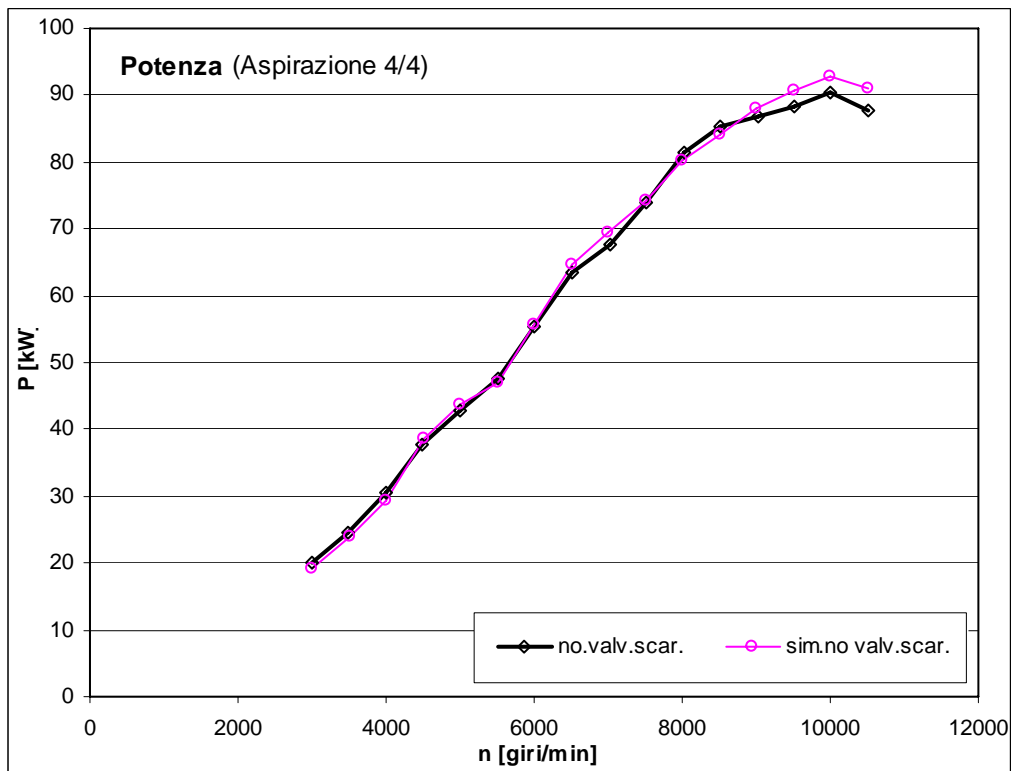
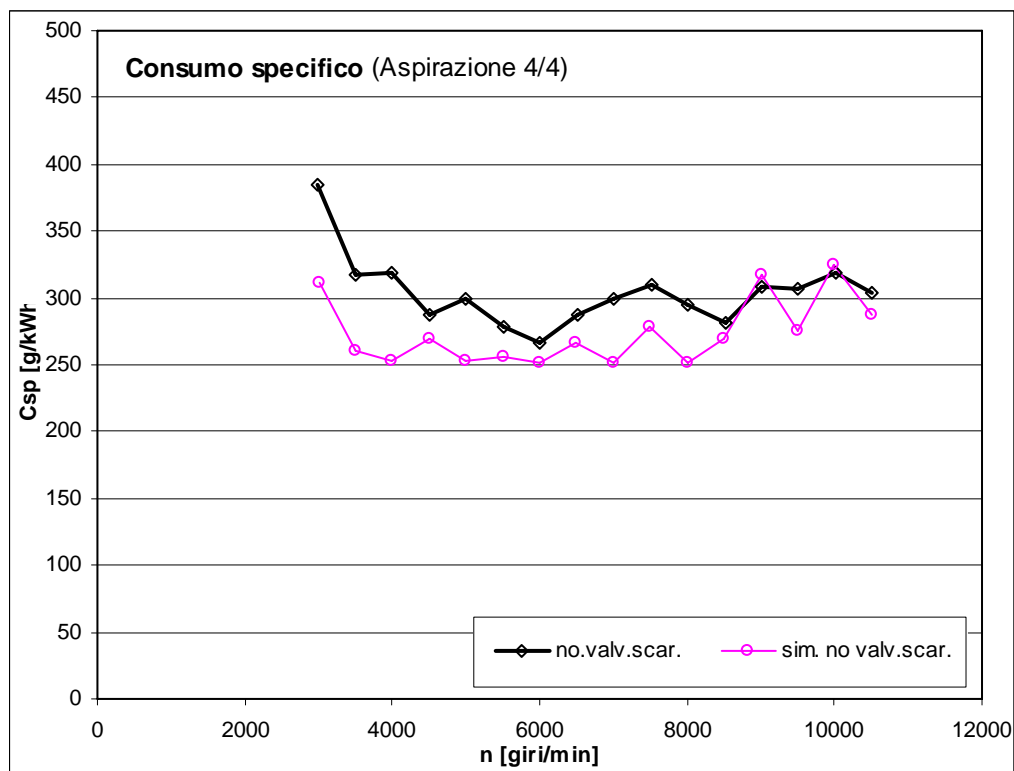


Figura 4.11. Curva di potenza (prova sperimentale e simulata). Apertura della valvola a farfalla in aspirazione: 4/4. Condotto di scarico di serie.



**Figura 4.12.** Curva del consumo specifico (prova sperimentale e simulata). Apertura della valvola a farfalla in aspirazione: 4/4. Condotto di scarico di serie.

### 4.3.2 Le prove simulate

Le simulazioni del modello con valvola parzializzatrice nel condotto di scarico consentono di ottenere rapidamente l'andamento delle prestazioni del motore e quindi di valutare l'opportunità di realizzare i nuovi condotti da provare in sala prova.

Le prove simulate si sono svolte per la condizione di pieno carico del motore e per angolo di apertura della farfalla variabile da  $0^\circ$  a  $70^\circ$ , con incrementi di  $10^\circ$  da prova a prova. I risultati pervenuti hanno permesso di rappresentare le curve di coppia (fig. 4.13), potenza (fig. 4.14) e consumo specifico (fig. 4.15) in funzione del numero di giri.

L'impiego della valvola parzializzatrice porta ad un apprezzabile incremento della coppia (fig. 4.13) rispetto alla configurazione con scarichi originali. Il maggior recupero della coppia si ha però per velocità medio-basse (inferiori a 6000giri/min). Lo scostamento massimo di questa grandezza si ha al regime di 5500 giri/min ed è di circa 8 Nm.



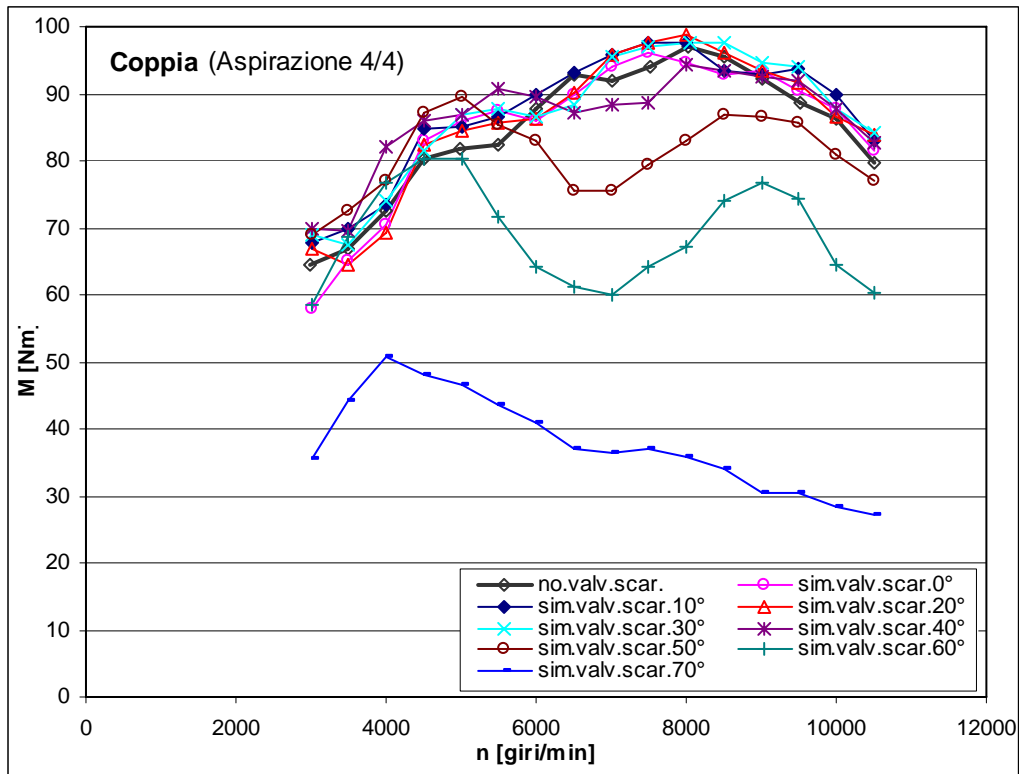


Figura 4.13. Simulazione della curva di coppia per la condizione di pieno carico del motore. Variazione dell'inclinazione della farfalla della valvola allo scarico da 0° a 80°.

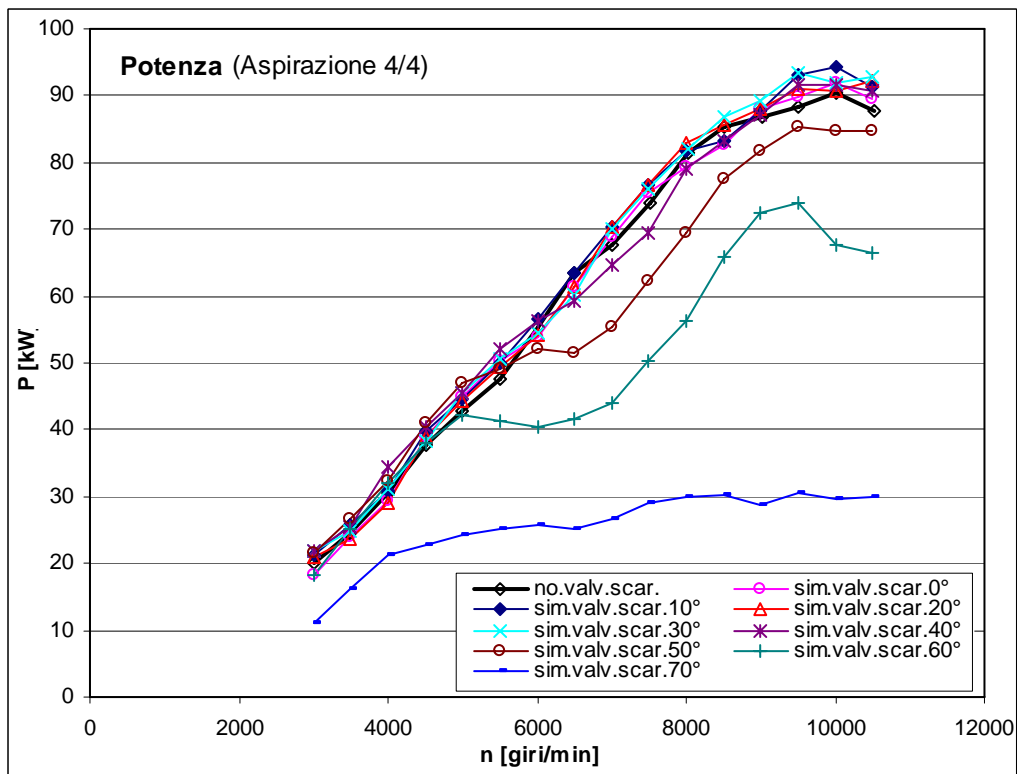
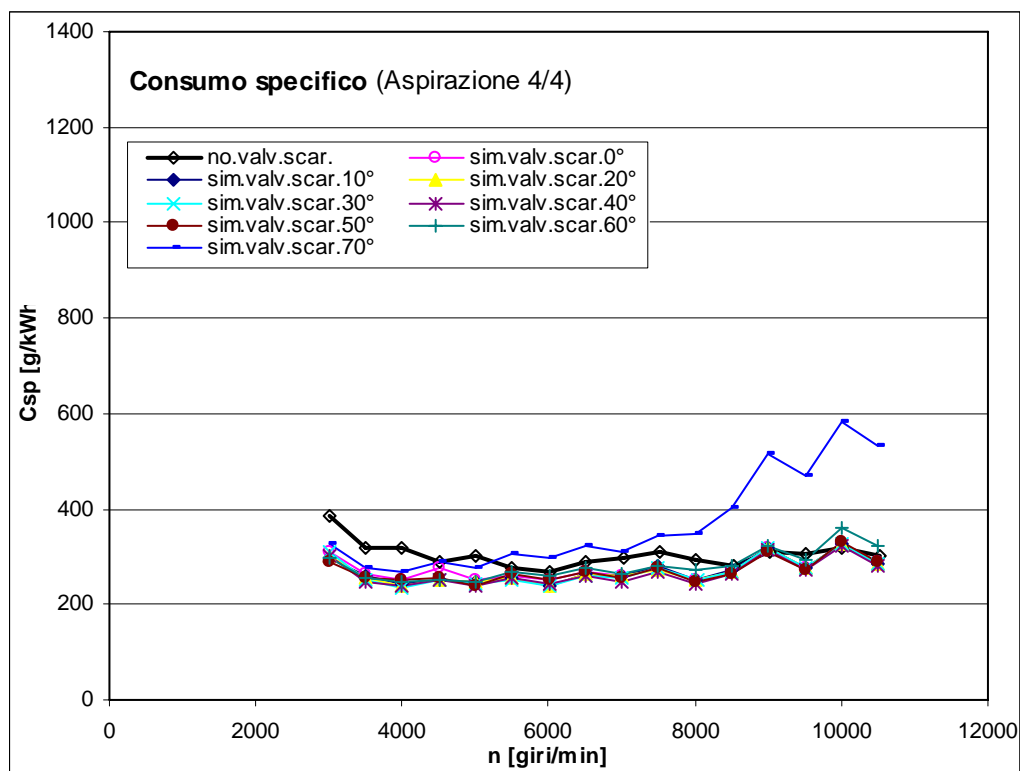


Figura 4.14. Simulazione della potenza per la condizione di pieno carico del motore. Variazione dell'inclinazione della farfalla della valvola allo scarico da 0° a 70°.

In conseguenza dell'aumento di coppia, anche la potenza (fig. 4.14) incrementa fra 4000 e 6000 giri/min e oltre i 9000 giri/min. Lo scostamento massimo della potenza si ottiene a 10000 giri/min ed è di circa 5 kW. Dai grafici delle figg. 4.13-4.14-4.15 si nota inoltre che con angoli di parzializzazione della farfalla elevati (maggiori di 50°) le prestazioni subiscono un crollo notevole, non ha quindi molto senso parzializzare troppo la sezione di scarico.

Il grafico del consumo specifico (fig. 4.15) dimostra che i consumi non risentono notevolmente dell'aumento dell'angolo di chiusura della valvola a farfalla. Si nota invece una riduzione del consumo specifico rispetto alla configurazione con scarichi originali.



**Figura 4.15. Simulazione del consumo specifico per la condizione di pieno carico del motore. Variazione dell'inclinazione della farfalla della valvola allo scarico da 0° a 80°.**



## **5 L'allestimento della sala prova per motori a combustione interna**

*La sala prova è un luogo riservato allo studio ed alle valutazioni del corretto funzionamento di un motore a combustione interna. Solitamente nella fase di prototipazione ogni motore deve essere testato al banco per ricavarne le curve caratteristiche. Si ricorre perciò all'impiego della sala prova, un ambiente isolato ed insonorizzato che permette di ridurre notevolmente il rumore verso le altre parti del laboratorio e consente di espellere i gas di scarico all'esterno del luogo di lavoro. Oltre al motore all'interno della sala prova trovano spazio: il freno, il sistema di espulsione del gas di scarico, il sistema di aerazione, eventuali scambiatori o ventilatori per il raffreddamento dei liquidi del motore ed altre macchine ausiliarie.*

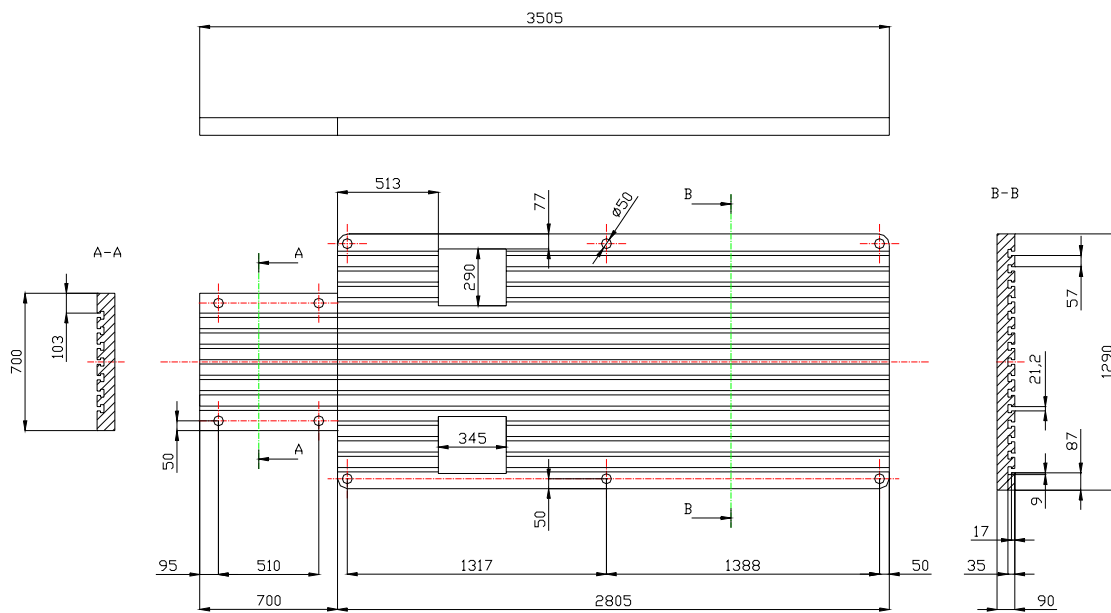
*L'utilizzo della sala di prova del Laboratorio dell'Università degli Studi di Padova è stato fondamentale per il rilievo dei dati sperimentali di questa ricerca. Si è ritenuto perciò necessario descriverne in questo capitolo le caratteristiche e potenzialità. Il capitolo può essere diviso in due parti, la prima riguarda la descrizione della sala prova così com'era prima delle prove, la seconda parte descrive le tecniche adottate per disporre nel modo più conveniente la motocicletta all'interno della camera di prova e le scelte attuate per i nuovi dispositivi o le macchine necessarie alla completa riuscita delle prove.*

### **5.1 La sala di prova per motori a c. i.**

La sala di prova presente nel Laboratorio di Macchine Termiche del Dipartimento di Ingegneria Meccanica (D.I.M.), realizzata nell'Anno Accademico 2003-2004, è stata principalmente impiegata per la misura di potenza, coppia motrice, consumo specifico ed emissione di sostanze inquinanti in motori a combustione interna di tipo automobilistico.

Le dimensioni interne della cella di prova (fig. 5.2) sono: 3668 mm x 5815 mm x h2790 mm. Essa è provvista di due ingressi: una porta (98 mm x h205 mm) per l'accesso del personale tecnico e un portone (2050 mm x 3550 mm), presente

sul soffitto, dal quale vengono introdotti i motori e tutta l'attrezzatura di peso rilevante e di notevole dimensione. La sala di prova possiede anche due finestre di ispezione (80 mm x 182 mm e 92 mm x 198 mm), per poter controllare l'ottimale funzionamento dell'apparecchiatura durante la conduzione delle prove; lo spessore della parete (100 mm) permette un'ottima insonorizzazione, inferiore a 80 db.



**Figura 5.1. Vista frontale e dall'alto del banco di prova.**

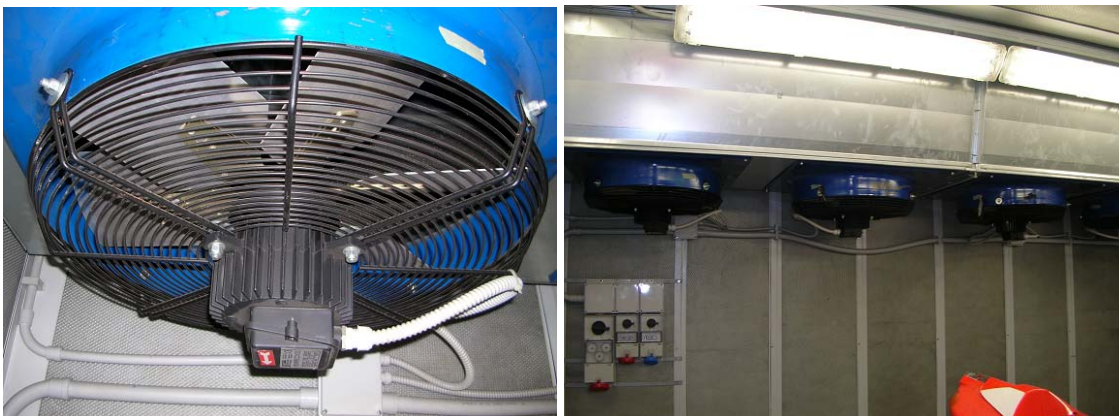
Il banco prova (fig. 5.1), rialzato rispetto al pavimento di 390 mm, si trova al centro della sala; è largo 1290 mm, lungo 2805 mm e presenta, verso la porta d'ingresso, un'appendice di 700 mm x 700 mm, posta alla stessa altezza. Il banco possiede una serie di scanalature per permettere l'ancoraggio di motori a c.i. e di eventuali macchine ausiliarie come, ad esempio, freni dinamometrici, ventilatori centrifughi e motori elettrici.

La sala prova è dotata di due prese d'aria che garantiscono il continuo ricambio e mantengono la temperatura interna entro valori ottimali durante le esperienze. Per facilitare il ricambio d'aria, la cella possiede quattro ventilatori assiali (fig. 5.3).



**Figura 5.2.** Sala di prova per motori a combustione interna presente nel Laboratorio di Macchine Termiche dell'Università degli Studi di Padova.

Al fine di alimentare eventuali ausiliari, all'interno della camera di prova vi sono due prese elettriche con voltaggio a 230V e due prese elettriche con voltaggio a 380V. Sul pavimento, attorno al banco prova, è presente inoltre una canaletta, coperta da griglie metalliche, all'interno della quale è possibile far passare i tubi di ingresso e scarico dell'acqua del freno, eventuali cavi elettrici, condotti per l'aria in pressione, ecc.



**Figura 5.3.** Ventilatori assiali per il ricambio dell'aria all'interno della sala prova (a destra). A sinistra particolare di un aspiratore della sala prova.

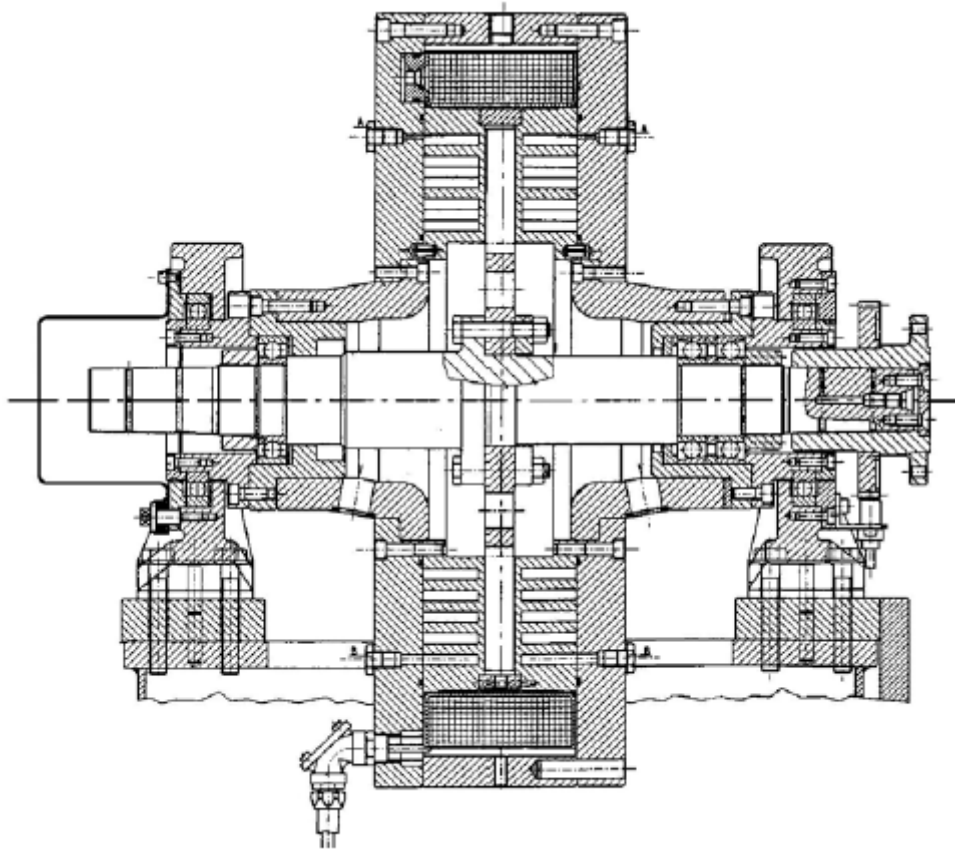
Per espellere il gas di combustione la cella di prova possiede un ventilatore centrifugo, azionato da un motore elettrico ( $n=2800$  giri/min,  $P=1,10$  kW), che aspira i fumi e li scarica nell'ambiente esterno.

Le apparecchiature presenti in sala prova sono: un freno dinamometrico a correnti parassite "Borghi e Saveri" modello FE-260 S, un ventilatore centrifugo "Mistral", un inverter per la regolazione della velocità di rotazione del motore centrifugo, un ventilatore a flusso misto "Vortice", una bilancia elettronica di precisione "Kern", un personal computer, una scheda di acquisizione dati "National Instruments" modello NI PCI-6071E, un sistema di acquisizione portatile NI USB-9211A per termocoppie, quattro sensori di temperatura (termocoppie "tipo K" ad isolamento minerale) con codolo filettato da 1/4G, un termometro "tipo K" modello HI 93532 N a tenuta stagna con due ingressi per termocoppia, due termometri, a bulbo secco e umido, per la misura della temperatura e dell'umidità dell'aria, un barometro a mercurio.

### **5.1.1 Freno elettromagnetico**

Il freno utilizzato nella sala prova è il modello FE-260 S prodotto dalla Borghi & Saveri. Si tratta di un freno di tipo elettromagnetico a correnti parassite. Esso permette di provare motori la cui massima coppia erogata è pari a 610 Nm, il massimo numero di giri consentito è di 12000 giri/min con una potenza pari a 260 CV (191,17 kW). Il freno poggia sullo stesso basamento della motocicletta ed è ancorato mediante staffe e bulloni al banco, il suo asse è stato allineato con quello del pignone secondo le specifiche riportate sul manuale del freno e il collegamento tra i due è assicurato mediante un albero a doppio giunto cardanico. Il rotore è costituito da una corona dentata di materiale conduttore e magnetizzabile che ruota all'interno di un campo magnetico fisso nello spazio generato dalla bobina dello statore posto nella periferia. Quando il motore è acceso, la rotazione del disco provoca una perturbazione nel circuito magnetico in quanto i denti del rotore durante la rotazione generano una continua variazione della riluttanza del circuito magnetico. Tra il rotore e lo statore è posto un anello di bronzo fisso nello spazio e sottoposto al campo magnetico variabile a causa della variazione della riluttanza. Questa variazione, per la legge di Faraday-Neumann Lenz [29], si tramuta in una corrente che percorre l'anello (corrente

parassita appunto) ed è di tipo alternato. La corrente a sua volta genera un campo magnetico tale da opporsi alla causa che l'ha generata, dunque alla rotazione del rotore, costituendo così il carico del motore; si esercita dunque un'azione frenante la cui intensità può essere regolata in funzione del campo magnetico dello statore, quindi della corrente che attraversa le sue spire. Una sezione del freno è riportata in fig. 5.4.

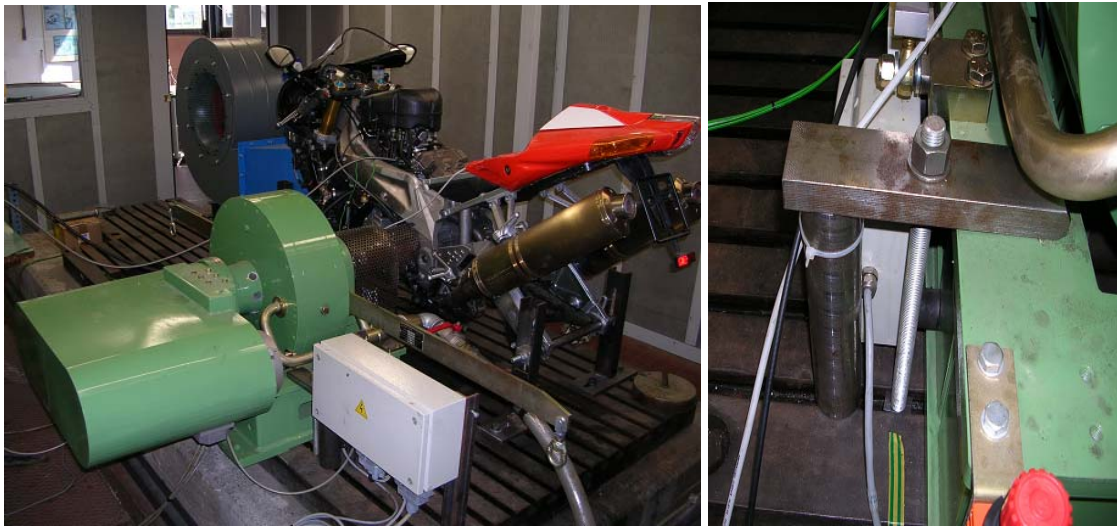


**Figura 5.4.** Sezione del freno Borghi & Saveri, a correnti parassite, installato nel Laboratorio di Macchine Termiche dell'Università degli Studi di Padova [28].

L'uso del freno suddetto potrebbe essere abbinato ad un attuatore dedicato al comando del pedale dell'acceleratore, in questo modo sarebbe possibile gestire in modo automatico prove eseguite a regime di giri costante in quanto il modulo di comando del freno agirebbe su tale attuatore al variare del carico sul motore per mantenere il regime. Nel nostro caso non è possibile far gestire al modulo di comando del freno l'attuatore della valvola a farfalla che verrà comandato manualmente dall'operatore. L'utente trova sul modulo di comando i valori di coppia, potenza e numero di giri istantanei del propulsore in prova, ma tali valori sono acquisibili dal modulo stesso mediante i segnali analogici in uscita, in



questo modo i valori possono essere registrati o diagrammati sul personal computer.



**Figura 5.5.** A sinistra: disposizione della motocicletta all'interno della sala prova (si nota il freno, di color verde, a lato del mezzo, e il ventilatore centrifugo, disposto frontalmente alla moto). A destra: particolare della staffa di fissaggio del freno al banco.

Il passaggio della corrente parassita nello statore provoca un surriscaldamento della struttura, è infatti previsto un sistema di raffreddamento del freno che è dotato di una serie di canalizzazioni interne in detta zona.



**Figura 5.6.** Particolare della cella di carico Interface, fissata tra basamento del freno e statore, per la misura della coppia.

L'apporto di acqua al freno è fornito dall'acquedotto che garantisce una pressione in mandata di almeno 1 bar e la portata necessaria ai fini dello smaltimento del calore prodotto dal riscaldamento dello statore per effetto Joule come da specifiche del costruttore. Le caratteristiche di coppia e potenza

massime per ogni regime di rotazione sono rappresentate in fig. 5.7 dov'è inoltre riportata la potenza minima di assorbimento del freno necessaria a vincere gli attriti interni.

La cella di carico (fig. 5.6) è posta ad una distanza  $b=365$  mm dall'asse di rotazione ed è tarabile mediante l'uso delle leve di controllo taratura e di alcuni pesi campione (Appendice 4).

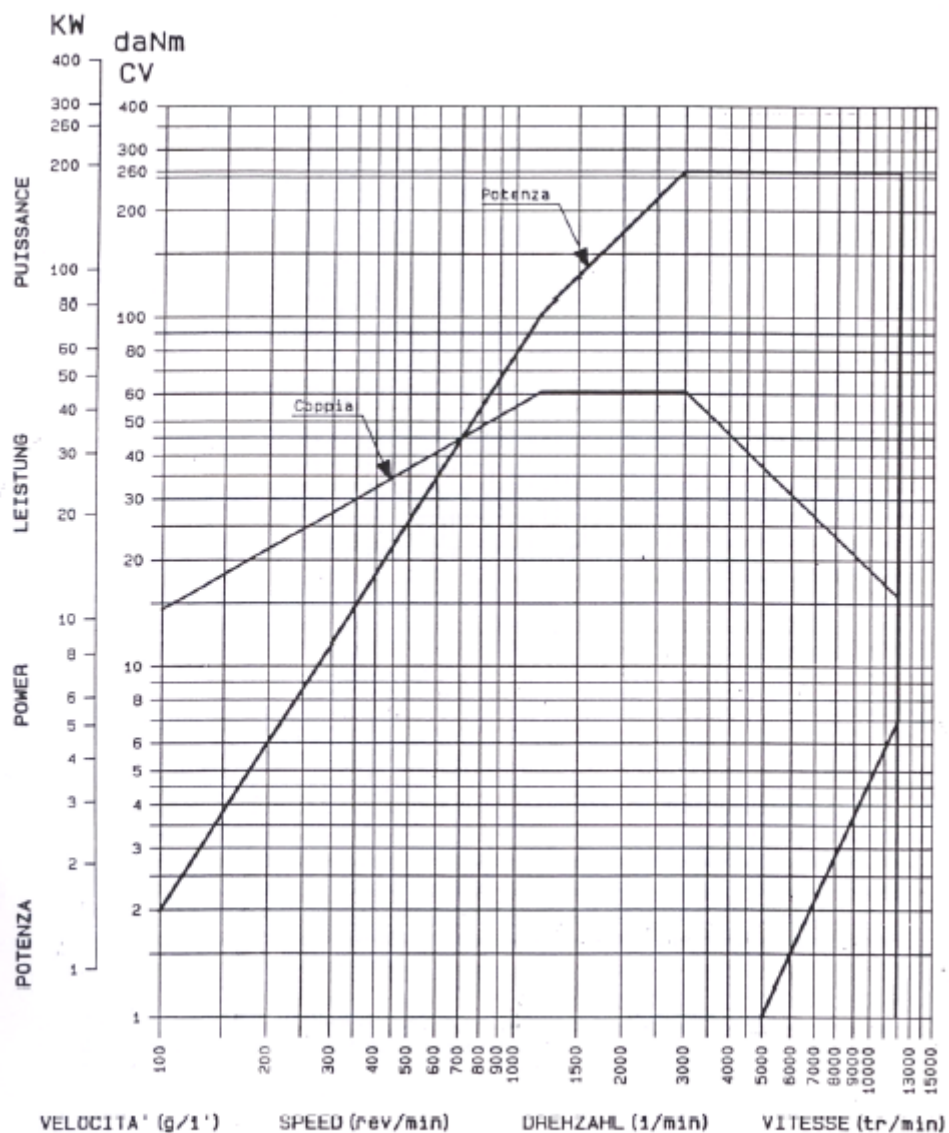


Figura 5.7. Curve di potenza e di coppia al variare del regime di rotazione del freno elettromagnetico a correnti parassite FE-260 S Borghi & Saveri [28].

### 5.1.2 Sensori per l'acquisizione dati

Il segnale proveniente dalle termocoppie tipo K con giunto caldo a massa poste nei condotti di ingresso e di uscita del refrigerante dal motore e nel serbatoio dell'olio, è stato portato all'esterno della sala prova mediante dei cavi compensati ed è stato acquisito non più con il termometro digitale per termocoppie, che effettua la compensazione della temperatura ambiente e fornisce le temperature su display, ma con un sistema di acquisizione dati per termocoppie NI USB-9211A (fig. 5.8) avente quattro canali di input da 24 bit. È stato perciò possibile salvare direttamente sul computer gli andamenti temporali delle temperature, grandezze che prima di queste prove potevano solo essere lette sul termometro.



**Figura 5.8. Sistema portatile di acquisizione NI USB-9211A per la lettura delle temperature del liquido di raffreddamento e dell'olio del motore.**

L'incertezza legata al valore fornito dalla termocoppia è dichiarata dal costruttore pari a  $\pm 2,5$  °C. Questo rilevamento si è reso necessario per evitare sovratemperature del fluido refrigerante durante l'esecuzione delle prove e per verificare l'efficacia del sistema utilizzato per il raffreddamento del radiatore.

La valutazione del consumo specifico può essere effettuata in maniera rapida mediante la pesatura del serbatoio contenente il refrigerante. Essendo infatti il sistema di iniezione sotto pressione e di tipo “retunless”, non è stato possibile inserire misuratori di portata di tipo volumetrico in quanto avrebbero ridotto la pressione di alimentazione del combustibile e si sarebbe dovuto ricorrere a sistemi più complessi e molto più costosi. La bilancia (fig. 5.9) è stata

posta nella sala su un piano d'appoggio non a contatto con il banco dove è fissato il motore e su di essa è stato posto il serbatoio dopo averlo prudentemente isolato dalle vibrazioni indotte dal funzionamento della sua pompa ad immersione. Mediante un collegamento seriale la bilancia elettronica è stata collegata al pc della postazione dell'operatore dove, ad intervalli regolari di 100 secondi viene effettuato il rilevamento del peso del serbatoio e quindi calcolato il consumo.

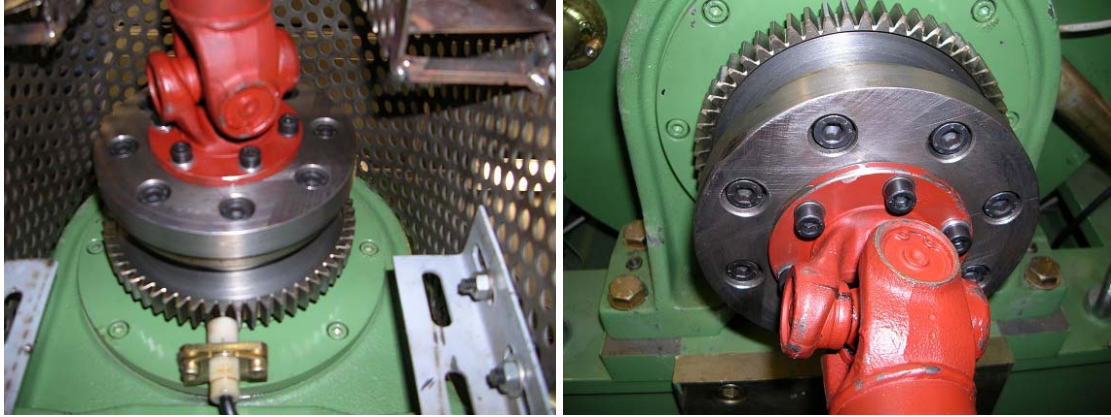
La bilancia (fig. 5.9) ha un fondoscala di 24 kg e una divisione di 1 g con errore massimo di linearità pari a  $\pm 3$  g, il serbatoio dotato di pompa sommersa ha un peso a secco di circa 11 kg; la quantità di benzina che può essere introdotta ammonta a circa 13 kg (~17 litri, quasi un pieno di serbatoio). La precisione della misura dipende dunque dalla quantità di benzina consumata e dal tempo impiegato per ogni rilevamento.

La coppia erogata dal motore è visibile direttamente sul modulo di comando del freno dove proviene il segnale della cella di carico applicata allo statore del freno (fig. 5.6). Il braccio di leva della cella è pari a 365 mm, la precisione nell'indicazione della coppia del sistema completo dichiarata dalla casa costruttrice è dello 0,2% del fondo scala di coppia del freno, ovvero pari a  $\pm 1,2$  Nm.



**Figura 5.9. Bilancia di precisione per la misura del consumo orario di combustibile.**

Il numero di giri è rilevato mediante un sensore ad effetto Hall (fig. 5.10) affacciato ad una ruota dentata con  $Z=60$  denti, la precisione per questo tipo di misura è pari allo 0,2% del fondoscala cioè  $\pm 16$  giri/min.



**Figura 5.10.** Sensore ad effetto Hall e ruota dentata presenti sul mandrino del freno dinamometrico FE-260S Borghi & Saveri. Si notano inoltre la flangia di attacco, l'albero di trasmissione a doppio giunto cardanico e la griglia di protezione.

## 5.2 La preparazione della sala di prova

Il motore di una motocicletta, per essere testato al banco prova, comporta un maggiore onere rispetto ad un motore di automobile. I motori delle attuali moto sviluppano infatti notevoli potenze specifiche (in alcuni casi si arriva quasi a 200 CV/l) che non sono minimamente paragonabili a quelle prodotte dai motori delle auto.

L'erogazione di un'elevata potenza specifica comporta anche la produzione di una maggiore potenza termica che deve essere smaltita dal liquido di raffreddamento, dall'olio e dai gas di scarico. Le dimensioni nelle moto sono inoltre del tutto diverse da quelle delle auto. Tutto deve essere più compatto in una motocicletta e gli spazi vuoti devono essere ridotti al minimo; ciò comporta una diversità di progettazione dei componenti di un motore motociclistico; legata soprattutto a problemi di lay-out (ad esempio il radiatore di una moto, dovendo stare all'interno della carena, ha una superficie frontale molto più piccola rispetto a quella di un radiatore per auto).

Il vantaggio di una moto, rispetto ad un'auto, è quello di possedere una maggiore accelerazione; ciò consente di raggiungere su strada una velocità media più alta e uno scambio termico più efficace. Se però si tiene conto che in una sala

prova il propulsore è fermo, e quindi non vi è alcun flusso d'aria che lambisce il radiatore, come invece accade nella realtà, allora i problemi aumentano. La parte critica, di una prova al banco di un motore motociclistico, è quindi riuscire ad ottenere uno scambio termico adeguato in modo da non far salire la temperatura del liquido di raffreddamento e dell'olio oltre i limiti accettabili.

Il secondo problema è il posizionamento della moto sul banco prova. Non volendo infatti smontare del tutto la motocicletta per estrarre il motore da provare al banco, si è pensato di fissarla, privata delle ruote, direttamente sulla superficie del banco mediante dei cavalletti in acciaio regolabili in altezza.

La realizzazione di questi due punti ha richiesto una valutazione preliminare del posizionamento della moto e del freno all'interno del banco prova e la preparazione di adeguate attrezzature di sostegno.

La soluzione adottata è stata la seguente. Alla moto sono state tolte: le ruote, le fiancatine, i deflettori della carena e la catena. La motocicletta è stata sollevata con il carroponte (Portata=5000 kg) ed è stata posta dentro la sala attraverso l'apertura presente sul soffitto della stanza; anche il freno dinamometrico è stato spostato dalla posizione originaria verso l'angolo destro del basamento. Il collegamento meccanico tra moto e freno è stato realizzato con un albero a doppio giunto cardanico collegato, tramite flangia, al rocchetto della catena della moto. L'allineamento tra il pignone della moto e il freno è stato eseguito con il comparatore. Sono stati sostituiti il liquido refrigerante e l'olio motore, nel frattempo si sono realizzati alle macchine utensili i raccordi in ottone per l'accoglimento dei codoli delle termocoppie mentre i manicotti di gomma sono stati rimpiazzati e adattati.

### **5.2.1 Progettazione dei sostegni della motocicletta**

Le misure di coppia e di potenza, come detto al paragrafo precedente, sono state realizzate con il motore lasciato fisso al telaio della moto. Per poter fissare la moto al banco è stato perciò necessario progettare due sostegni (fig. 5.11) che potessero compiere la funzione delle ruote e che mantenessero anche lo stesso sistema di ancoraggio alle forcelle. Si è pensato perciò di lasciare montati i perni ruota sulla moto (p.to 3 di fig. 5.11) e di far passare, attraverso la cavità dei perni, una barra filettata M12 (p.to 4 di fig. 5.11). Alle estremità della barra si

sono poi avvitati due fermi conici (p.to 2 di fig. 5.11), in modo da renderla solidale al perno della moto. Il tutto è stato infine serrato al sostegno tramite bulloni.

I due cavalletti sono stati costruiti saldando, su una piastra di acciaio (p.to 1 di fig. 5.11), due profilati a C (p.to 7 di fig. 5.11). Su ogni profilato si è realizzata una cava di larghezza tale da poter far passare la barra filettata. La realizzazione di cave sui montanti del cavalletto ha permesso, attraverso alcuni accorgimenti (p.ti 6-8-9 di fig. 5.11), di poter regolare in altezza la posizione del perno. I cordoni di saldatura e la barra filettata sono stati verificati staticamente.

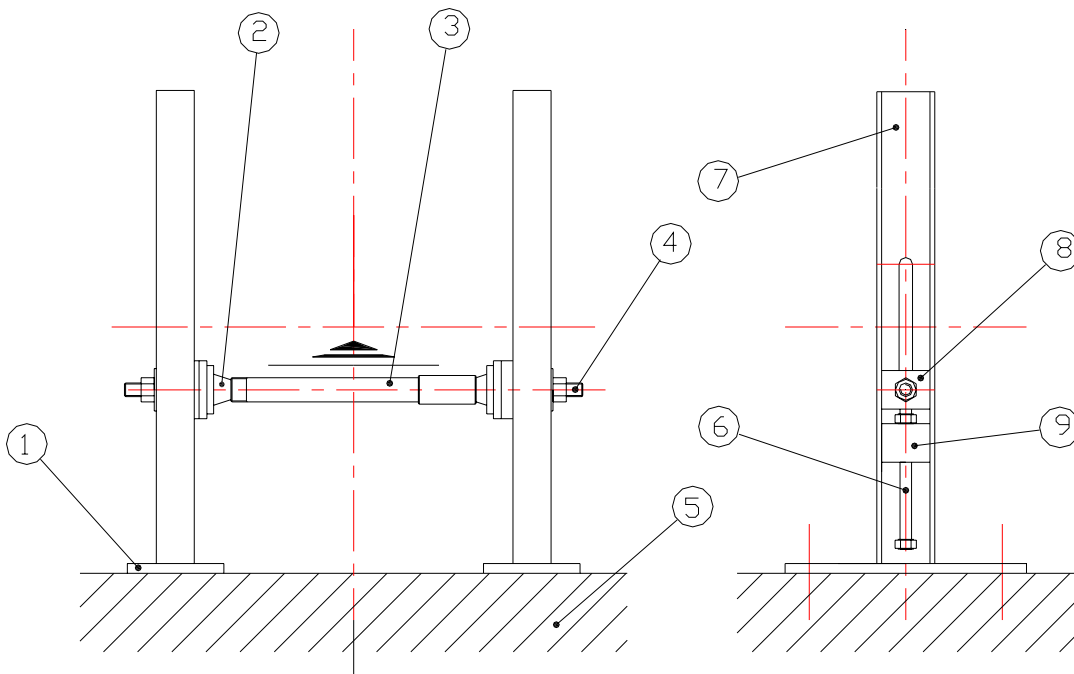
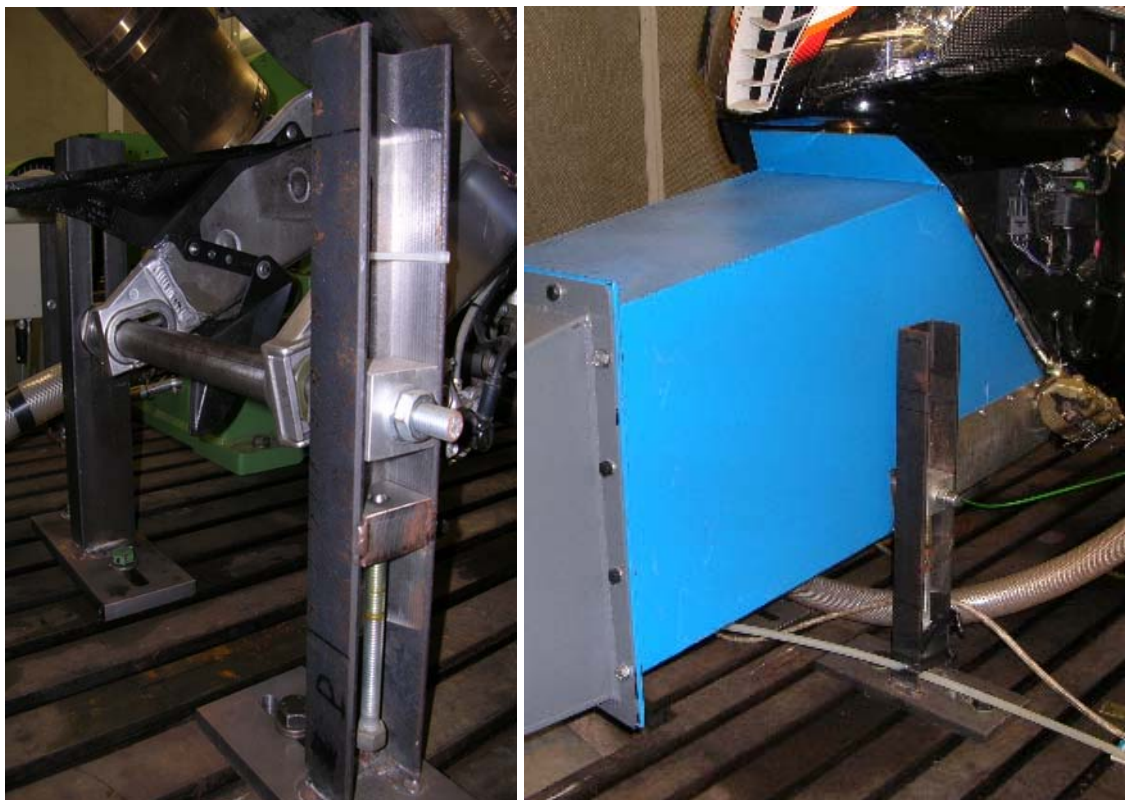


Figura 5.11. Sostegno anteriore della motocicletta. 1. Piastra di sostegno. 2. Fermo conico. 3. Perno ruota anteriore. 4. Barra filettata M12. 5. Banco prova. 6. Vite di regolazione. 7. Profilato a C. 8. Piastrina mobile. 9. Piastrina fissa.

### 5.2.2 Valutazione del ventilatore da impiegare per il raffreddamento del liquido refrigerante

La temperatura del liquido di raffreddamento e dell'olio non deve superare, durante le prove, il valore previsto dalla casa costruttrice (135°C). Il raffreddamento dei radiatori in sala prova si può effettuare o tramite uno scambiatore di calore, oppure attraverso una turbomacchina che possa fornire a ridosso dei radiatori una determinata portata di fluido in pressione. Nel seguente caso si è optato per la scelta di un ventilatore centrifugo.

Al fine di valutare le prestazioni richieste dal ventilatore si sono eseguite delle prove sperimentali preliminari sui radiatori della motocicletta.



**Figura 5.12.** Immagine dei cavalletti di sostegno della motocicletta all'interno della sala prova (foto a sinistra: cavalletto posteriore, foto a destra: cavalletto anteriore).

### **5.2.2.1 Prove sperimentali condotte sul radiatore del liquido di raffreddamento della moto RSV 1000**

Le prove sperimentali, svolte sui radiatori dell'acqua, hanno permesso di valutare la potenza termica, il coefficiente di scambio termico (fig. 5.13-5.14), la caduta di pressione lato refrigerante e lato aria (figg. 5.15-5.16).

Le prove sono state condotte per quattro valori di velocità dell'aria di attraversamento e per quattro portate di liquido refrigerante, come riportato in tab. A2.1. La modalità di prova è stata la seguente: il radiatore, disposto con la superficie frontale perpendicolarmente all'asse della tubazione, è stato investito dal flusso d'aria alla velocità prestabilita. In questo modo, mantenendo costante la portata di fluido refrigerante attraverso il radiatore, si sono misurate le temperature e i salti di pressione realizzati al lato aria e al lato acqua. I valori della potenza termica specifica così determinati sono stati diagrammati in



funzione della portata di refrigerante (1000 dm<sup>3</sup>/h, 2000 dm<sup>3</sup>/h, 3000 dm<sup>3</sup>/h, 4000 dm<sup>3</sup>/h) per le diverse velocità di attraversamento dell'aria (5 m/s, 10 m/s, 15 m/s, 20 m/s).

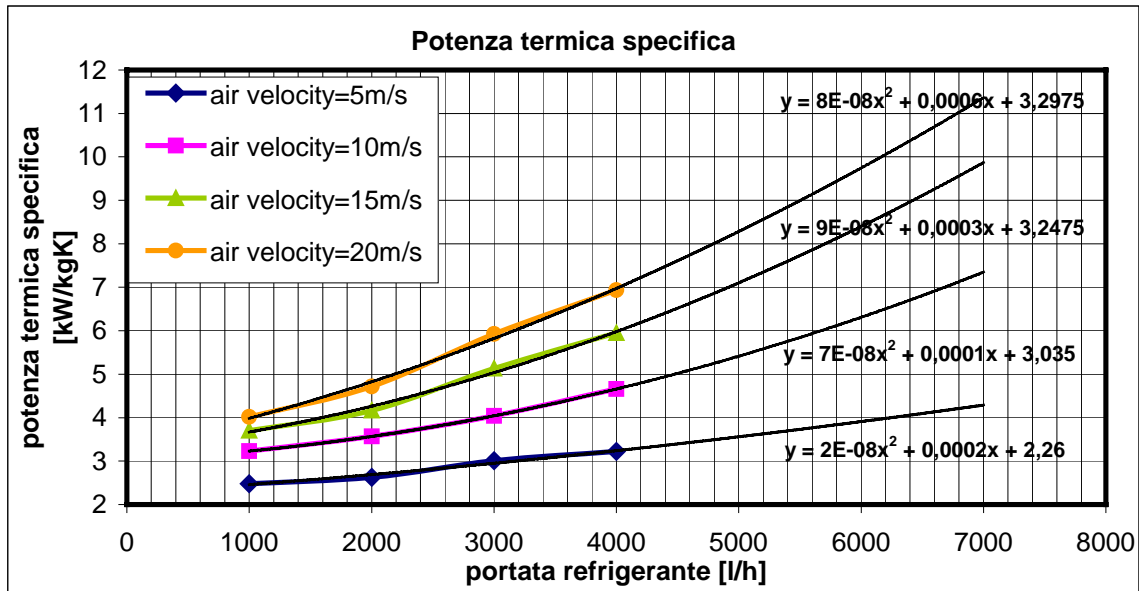


Figura 5.13. Potenza termica specifica al variare della portata di refrigerante per differenti velocità dell'aria di attraversamento.

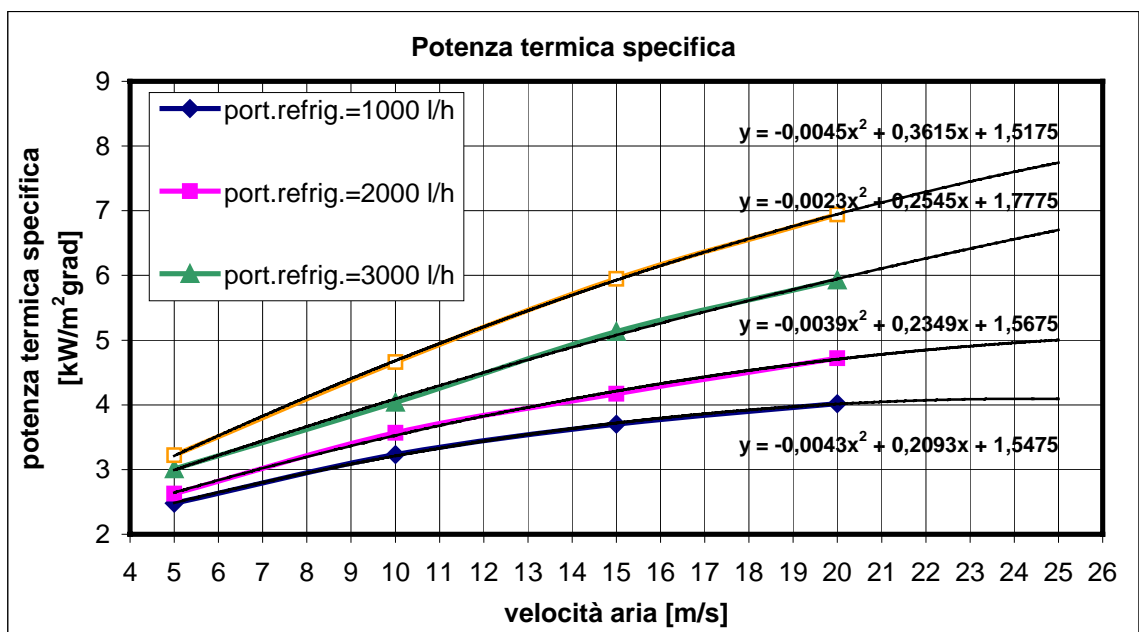


Figura 5.14. Potenza termica specifica al variare della velocità dell'aria per differenti portate di refrigerante.

Le prestazioni pervenute non sono però definitive, devono essere adattate alle condizioni ambientali e al funzionamento del radiatore per tutto il campo di giri del motore. Si è reso necessario perciò calcolare l'effettiva potenza termica scambiata in condizioni più critiche, quali quelle presenti in sala prova. Sono state quindi aumentate le temperature di ingresso dei fluidi al radiatore e si è

dovuto valutare la velocità dell'aria che lo deve investire per consentire un sufficiente scambio termico; velocità che sarà pari a quella che si realizza sulla superficie radiante quando la moto procede su strada ad una determinata velocità di avanzamento. Per questo fine molto utili sono state le prove svolte precedentemente in galleria del vento.

Le prove condotte in galleria del vento hanno dimostrato che il radiatore riesce a smaltire il carico termico sottoponendo la motocicletta ad una velocità del vento di circa 160 km/h. In queste condizioni, la velocità media dell'aria che lambisce il radiatore è di circa 15 m/s. In effetti, il valore della pressione dinamica ( $\Delta p_d$ ) (fig. 5.15) della massa d'aria che colpisce la moto alla velocità di 160 km/h (44,5 m/s), dovrà essere pari al valore della pressione totale in corrispondenza della superficie frontale del radiatore. Considerando perciò la moto ferma, e volendo realizzare una condizione simile a quella in cui la moto viaggia ad una velocità di crociera di 160 km/h, serve inviare a ridosso del radiatore una massa d'aria a 15,5 m/s, con una pressione statica pari a quella necessaria a vincere la perdita di pressione che si ha per quella velocità attraverso lo scambiatore (fig. 5.15).

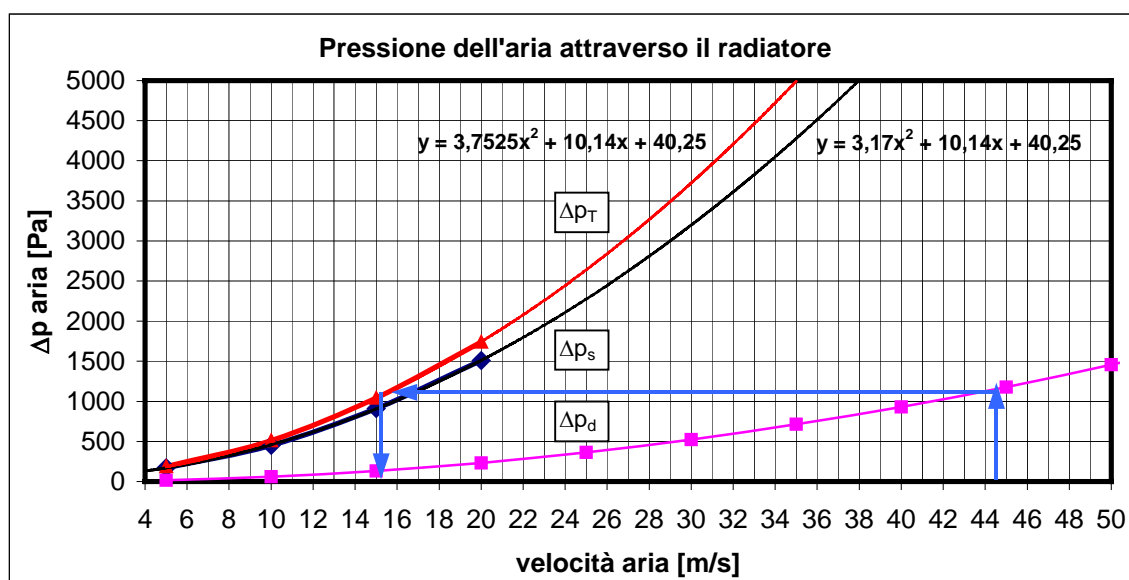


Figura 5.15. Pressione totale, statica e dinamica attraverso il radiatore dell'acqua, per differenti velocità dell'aria di attraversamento.

Nella tab. A2.2 dell'Appendice 2 sono riportate le prestazioni del radiatore della motocicletta RSV 1000 per una condizione simile a quella in sala prova ( $T_{i\text{ aria}}=30^\circ\text{C}$ ,  $T_{i\text{ ref.}}=90^\circ\text{C}$ ) e per portate di refrigerante che vanno da 1000 dm<sup>3</sup>/h a 7000 dm<sup>3</sup>/h, corrispondenti ai regimi di minimo (1500 giri/min) e massimo

(10500 giri/min) per l'albero motore. In fig. 5.16 è inoltre riportata la dissipazione di pressione del fluido refrigerante che attraversa il radiatore.

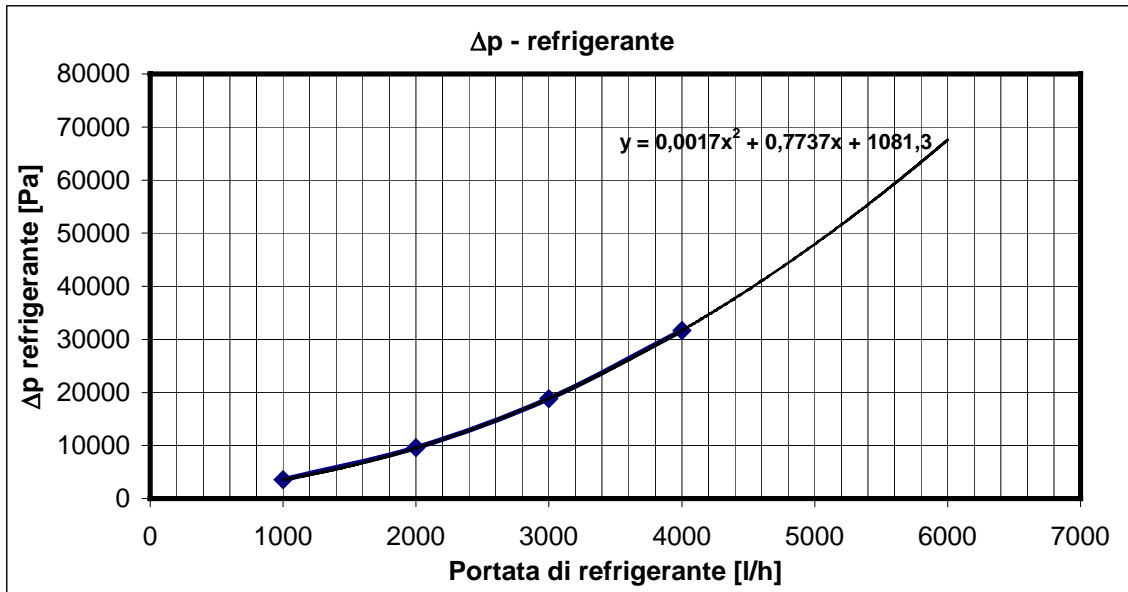


Figura 5.16. Dissipazione di pressione attraverso il radiatore dell'acqua, per differenti portate di refrigerante.

### 5.2.2.2 Scelta del ventilatore per la sala prova motori a c. i.

I risultati presenti nella tab. A2.2 dell'Appendice 2, se confrontati con quelli di tab. A2.1, dimostrano che la potenza termica scambiata è notevolmente penalizzata dall'incremento di temperatura dell'aria. Considerando inoltre che l'aria, dalla mandata del ventilatore alla superficie frontale del radiatore, è soggetta sicuramente a perdite di portata e di pressione a causa di inevitabili fessure tra convogliatore e steli forcelle, si assume un aumento di velocità del 60%.

#### Ventilatore centrifugo ( $c'=25\text{m/s}$ )

Si ha la seguente velocità dell'aria:

$$c' = c \cdot 1,6 = 15,5 \cdot 1,6 \cong 25\text{m/s} \quad (5.2.1)$$

Da estrapolazione del grafico di Figura 5., per la velocità dell'aria di 25m/s, si ottiene una differenza di pressione statica attraverso il radiatore:

$$\Delta p_s = 2275\text{Pa} = 232\text{mmC.A.} \quad (5.2.2)$$

La pressione dinamica è:

$$p_d = \rho \cdot \frac{c'^2}{2} = 1,165 \cdot \frac{25^2}{2} = 364\text{Pa} = 37\text{mmC.A.} \quad (5.2.3)$$

Le portate d'aria attraverso i radiatori dell'acqua e dell'olio sono:

$$q_{V\_rad\_refrigerante} = c' \cdot (a \cdot b) = 25 \cdot (0,195 \cdot 0,41) = 2m^3 / s = 7200m^3 / h \quad (5.2.4)$$

$$q_{V\_rad\_olio} = c' \cdot 2 \cdot (c \cdot d) = 25 \cdot 2 \cdot (0,075 \cdot 0,19) = 0,7125m^3 / s = 2565m^3 / h$$

Il ventilatore richiesto, nel punto di massimo rendimento, deve avere le seguenti prestazioni:

$$p_T = \Delta p_s + p_d = 2275 + 364 = 2639Pa = 269mmC.A. \quad (5.2.6)$$

$$q_V = q_{V\_refrigerante} + q_{V\_olio} = 7200 + 2565 = 9765m^3 / h = 2,712m^3 / s \quad (5.2.7)$$

$$P_{aer.} = \frac{q_V \cdot p_T}{1000} = \frac{2,712 \cdot 2639}{1000} = 7,2kW \quad (5.2.8)$$

### 5.2.2.3 Convogliatore d'aria

Il flusso d'aria prodotto dal ventilatore centrifugo deve essere convogliato direttamente a ridosso della superficie frontale del radiatore della moto in modo da minimizzare eventuali portate di fuga e consentire all'aria di arrivare sulla superficie di scambio del radiatore con la pressione statica stabilita nella fase di progetto.

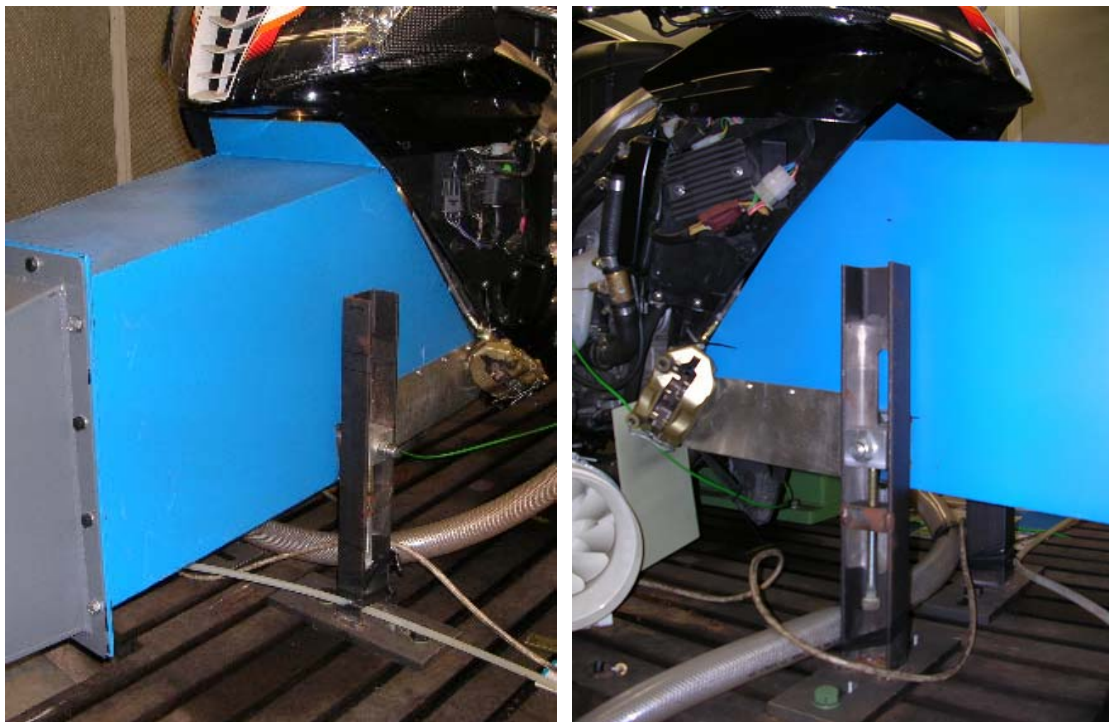


Figura 5.17. Immagini del convogliatore dell'aria dalla mandata del ventilatore centrifugo ai radiatori della motocicletta (Si notano i cavalletti di sostegno ai lati del convogliatore e i lamierini per la chiusura della fessura destinata all'ingresso delle forcelle nel convogliatore).

Non potendo accostare adeguatamente la mandata del ventilatore al radiatore della moto si è reso necessario realizzare un convogliatore di flusso (fig. 5.17) che potesse collegare la sezione di mandata del ventilatore alla parte anteriore della motocicletta, al di sotto del cupolino e oltre gli steli delle forcelle anteriori. Si è costruito perciò un tubo a sezione rettangolare, in lamiera ( $s=2$  mm), leggermente divergente. Sulle superfici laterali del convogliatore è stata praticata un'apertura in modo da consentire l'entrata del perno di sostegno delle forcelle anteriori. Una volta inserito il perno all'interno del tubo e fissata la flangia di quest'ultimo a quella di mandata del ventilatore, le due aperture sono state chiuse fermando, tramite viti, due lamierini (le misure del convogliatore sono riportate nell'Appendice 3).

### 5.2.3 Realizzazione di raccordi sui condotti del radiatore per il montaggio dei sensori di temperatura

Le temperature del liquido di raffreddamento e dell'olio devono essere tenute sotto controllo durante la prova al banco e i valori riscontrati non devono superare quelli prescritti dalla casa costruttrice. È stato perciò necessario ricorrere all'impiego di tre termocoppie: due applicate nei condotti di ingresso e di uscita del refrigerante ed una terza montata sul tappo del serbatoio dell'olio (il motore è a carter secco).

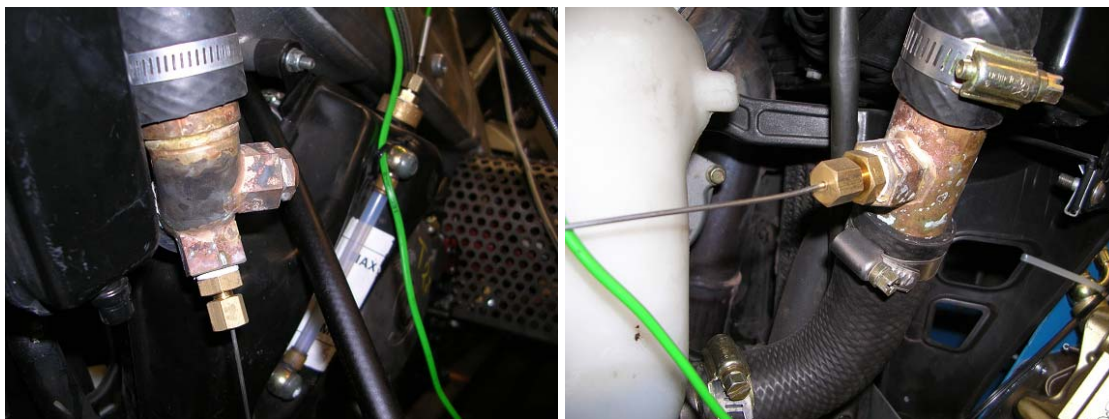


Figura 5.18. Termocoppie tipo K impiegate per i rilievi di temperatura. A sinistra: termocoppie per la misura della temperatura del liquido refrigerante all'uscita del motore e della temperatura dell'olio nel serbatoio. A destra: termocoppia per la misura della temperatura del fluido refrigerante all'ingresso della testata del motore.

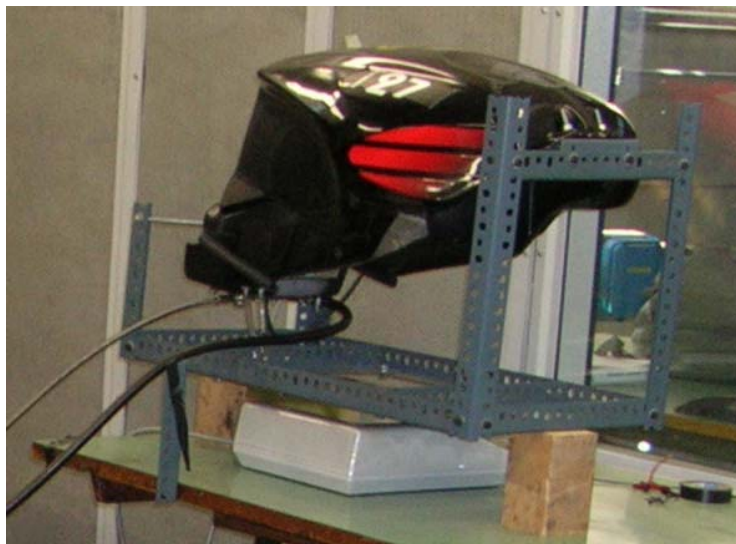
La necessità di sistemare il giunto caldo della termocoppia all'interno della sezione di attraversamento del fluido nei condotti del radiatore ha richiesto la realizzazione alle macchine utensili di due raccordi in ottone (fig. 5.18). I

raccordi sono stati sistemati in una posizione intermedia ai condotti. Sulla superficie esterna è stato saldato un prisma di ottone a base esagonale. Al centro del prisma è stato eseguito e filettato un foro pari al raccordo di attacco presente sulla termocoppia.

La temperatura dell'olio è stata rilevata inserendo una termocoppia all'interno del serbatoio dalla parte del foro di introduzione dell'olio. Volendo fare ciò senza alterare il contenitore, si è realizzato un tappo con un foro centrale filettato (immagine a sinistra di fig. 5.18), che potesse accogliere il raccordo della termocoppia.

#### **5.2.4 Disposizione del serbatoio della motocicletta per la misura del consumo specifico**

La misura del consumo specifico durante le prove al banco richiede l'utilizzo di un misuratore di portata alla mandata della pompa della benzina; in questo caso però, il circuito prevede il ritorno della benzina dall'iniettore e l'impiego di un simile misuratore non risulterebbe molto efficace. Un'altra soluzione, più fattibile, è stata di pesare il combustibile all'interno del serbatoio con una bilancia di precisione (fig. 5.9).



**Figura 5.19.** Serbatoio della benzina con intelaiatura di sostegno e bilancia di precisione. Si nota il condotto di mandata del combustibile (tubo argentato) e il condotto di ritorno della benzina (tubo nero).

A tal fine si è staccato il serbatoio dalla moto e si è costruita una struttura in grado di reggerlo (fig. 5.19). Tale struttura deve anche avere una base piana in modo da evitare che il serbatoio si ribalti una volta posto sulla piattaforma della

bilancia di precisione. Il condotto di mandata della benzina dal serbatoio all'iniettore è stato sostituito con uno leggermente più lungo per consentire di porre il serbatoio sul banco di sostegno della bilancia presente in sala prova; anche i cavi di alimentazione della pompa della benzina sono stati prolungati di una quantità pari alla distanza tra serbatoio e batteria della moto.

### 5.2.5 Regolazione del grado di apertura della valvola a farfalla

La regolazione del regime di giri avviene, in un motore operante a “ciclo Otto”, parzializzando la sezione del condotto di aspirazione tramite la rotazione di una valvola a farfalla. Il dispositivo, nelle moto di serie, è controllato tramite una piccola fune metallica a trefoli, posta all'interno di una guaina, che va dalla manopola dell'acceleratore al corpo farfallato. Per consentire la regolazione della valvola a farfalla dall'esterno della sala prova, si è impiegata nuovamente una guaina con fune metallica, della lunghezza di circa sette metri (la guaina è stata fatta passare assieme ai fili nella canaletta sotterranea), che consente il controllo del corpo farfallato dall'esterno della sala prova, previa manopola di posizione oppure tramite motore passo-passo posto in prossimità dell'unità pc di acquisizione dati.



**Figura 5.20. Particolare del corpo farfallato della motocicletta. Si notano le due valvole a farfalla, il potenziometro rotativo e in alto a sinistra il cavo di regolazione del grado di apertura delle valvole a farfalla.**

La fune metallica è stata munita all'estremità di un cappuccio ferma guaina, realizzato dal tecnico dell'officina, e di un dispositivo di ancoraggio alla sede del

rocchetto dell'albero delle valvole a farfalla. Per collegare la fune metallica al rocchetto solidale all'alberino della farfalla (fig. 5.20), è stato necessario smontare il serbatoio e la cassa filtro della moto; è stato tolto il cavo originale dell'acceleratore ed è stata inserita l'estremità del nuovo cavo-guaina.

Il dispositivo così realizzato permetteva solamente di eseguire delle prove a pieno carico del motore, ovvero con valvole a farfalla completamente aperte, non si aveva infatti alcun riferimento per angoli di apertura differenti da quello massimo. Volendo realizzare delle prove a carico parziale si è reso necessario togliere nuovamente la scatola del filtro, portare in posizione angolare le valvole a farfalla mediante goniometro (fig. 5.21), quindi inserire un fermo che impedisse la rotazione del rocchetto dell'albero delle valvole oltre quel limite. In questo modo ruotando il nottolino esterno fino a fine corsa si sono portate le valvole alla giusta posizione senza forzare eventuali leveraggi presenti nel corpo farfallato e consentendo l'apertura dell'angolo stabilito delle valvole. La procedura è stata poi ripetuta per differenti angoli di parzializzazione delle valvole a farfalla.

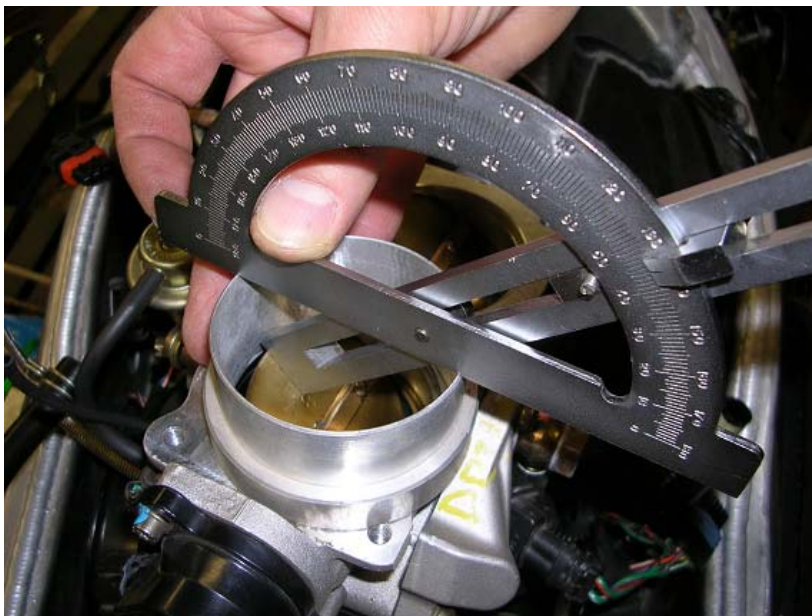


Figura 5.21. Controllo dell'angolo di apertura della valvola a farfalla mediante goniometro.

### 5.2.6 Costruzione della valvola parzializzatrice allo scarico

La valvola parzializzatrice (fig. 5.22) è stata costruita partendo da una barra di acciaio C 40 dello spessore di 20 mm. Il pezzo è stato portato alle dimensioni



stabilite da disegno (100 mm x 70 mm x 20 mm) mediante fresatrice a CNC. È stata successivamente ricavata un'apertura ovale pari alla sezione dei condotti di scarico nella zona della biforcazione.



**Figura 5.22. Immagini della valvola parzializzatrice allo scarico della motocicletta.**

Sulla superficie superiore della valvola sono stati praticati un foro e una fessura che hanno consentito di inserire la valvola a farfalla con il relativo perno. I condotti della motocicletta sono stati tagliati e successivamente saldati alla valvola. La regolazione è avvenuta, almeno in una prima fase, mediante un nottolino graduato, solidale al perno valvola, che ha consentito mediante un fermo di registrazione, di regolare in modo preciso e stabile la posizione angolare della valvola a farfalla.

## 6 Le prove sperimentali

*Le prove al banco costituiscono la parte più importante per la messa a punto di un motore a combustione interna. Esse sono essenziali nelle prime fasi di industrializzazione in quanto permettono di testare il motore ricavandone le prestazioni e le curve caratteristiche. La sperimentazione consente inoltre di validare eventuali modelli fluidodinamici realizzati nella fase di progettazione.*

*In questo capitolo sono commentati gli esiti delle prove sperimentali svolte al banco del Laboratorio dell'Università degli Studi di Padova.*

*Il capitolo si divide in quattro parti principali. La prima parte riguarda la procedura di prova. In essa si spiegano le modalità alle quali ci si deve attenere per svolgere una prova al banco e le operazioni da compiere per acquisire correttamente i segnali. In essa è descritta anche la tipologia di prova svolta al banco.*

*La seconda parte interessa lo studio e la valutazione delle incertezze dei valori pervenuti durante le prove sperimentali. La terza parte tratta la ripetibilità delle misure. In questa sezione sono confrontati fra loro dati relativi a prove svolte in condizioni di funzionamento simili prestando attenzione anche agli effetti di una possibile variazione di temperatura dell'olio motore sulle prestazioni.*

*La quarta parte indaga l'effetto della temperatura dell'olio motore e del rapporto di trasmissione sulle prestazioni del motore.*

*Infine, la quinta parte studia i risultati delle prove sperimentali raggruppati nell'ordine di apertura della valvola del corpo farfallato.*

### 6.1 La procedura di prova

L'interpretazione e il confronto di dati sperimentali provenienti da più prove al banco richiedono l'assunzione di un metodo di prova standard; in questo modo i risultati, ottenuti con procedimenti simili, sono meno influenzati dai cambiamenti delle azioni esterne (ingressi indesiderati). È importante perciò definire a priori la serie di operazioni da compiere durante lo svolgimento di una generica prova.

Attenersi alla procedura di prova comporta innumerevoli vantaggi. La procedura di prova stabilisce l'ordine temporale con cui si compiono le azioni, evita che si saltino alcune operazioni durante la prova, riduce il tempo di esecuzione della prova, evita sprechi di energia e di altre fonti, riduce il rischio di danneggiamento dell'apparato di misura, consente, anche al personale tecnico meno esperto, di capire rapidamente come azionare le macchine ed utilizzarle.

La modalità con cui si sono svolte le prove per l'acquisizione dei dati sperimentali è stata la seguente. Si attiva l'interruttore generale quadro (fig. 6.1) Si accendono a cascata gli altri interruttori (generale estrattore, generale luci, generale serrande, prese interne ed esterne box, quadro freno). Si accende la luce interna e si aprono le serrande dei canali di ventilazione. Si dispongono all'interno della sala prova il barometro e i termometri a bulbo secco e a bulbo bagnato. Si controllano i livelli dei liquidi del motore ed eventualmente si eseguono gli opportuni rabbocchi. Si accende la bilancia elettronica e si misura il peso della benzina all'interno del serbatoio della moto, se il peso è prossimo ad undici chilogrammi (peso del serbatoio) si aggiunge carburante. Si apre prima la saracinesca del circuito idrico esterno (il rubinetto che porta acqua al freno rimane per il momento chiuso). Si leggono i valori di temperatura e pressione.

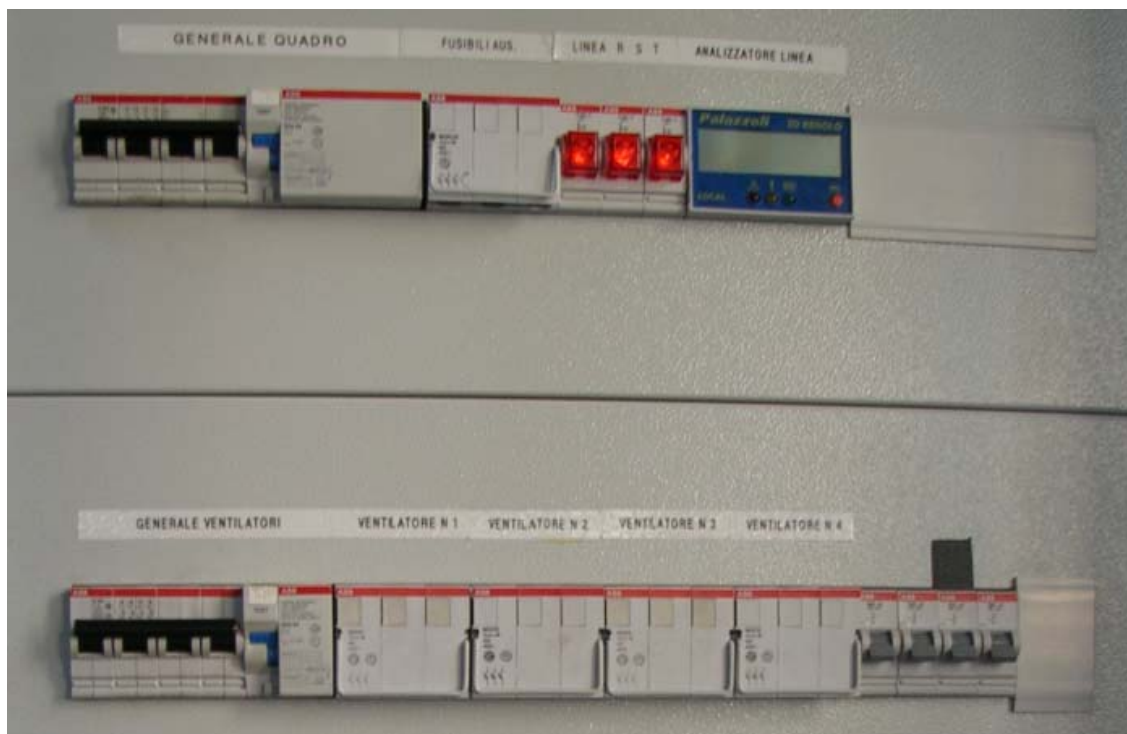


Figura 6.1. Quadro interruttori di alimentazione. In alto a sinistra l'interruttore generale.

Si avvia il personal computer della sala prova, contemporaneamente si accende la centralina DCU 2000 Borghi & Saveri (interruttore con spia luminosa 0/1 in fig. 6.2). Si legge il valore della coppia riportata sul display della centralina DCU 2000, se il valore rientra nel campo di tolleranza previsto dall'azienda costruttrice si prosegue con le altre operazioni altrimenti si opera la taratura del freno (Appendice 4).

Si avvia il software di acquisizione dati. Si aprono i rubinetti dell'acqua e dell'aria di raffreddamento del freno a correnti parassite.

Si controlla che il video della centralina DCU 2000 sia privo di segnali d'errore (fig. 6.2).



Figura 6.2. Il display della centralina Borghi & Saveri DCU 2000. Si notino il segnale d'errore "pressione acqua", il relativo valore di coppia misurata e il numero di giri impostati al freno.

Volendo svolgere delle prove a numero di giri costante si seguono i passi seguenti. Si preme l'interruttore "EXT" (spia luminosa accesa), si preme il pulsante "N#% EXT" (spia luminosa accesa in fig. 6.3) e infine il pulsante "HOLD EXT", si conferma così la funzione selezionata. Il potenziometro "RIFERIMENTO FRENO" (fig. 6.3) consente ora di sfrenare (senso orario) oppure di frenare (senso antiorario).

Si accendono gli aspiratori. Si avvia la moto e si lascia accesa al minimo per un tempo sufficiente a portare a regime termico gli organi motore e quindi i

liquidi di raffreddamento (operazione che richiede qualche minuto). Dopodichè si inserisce la marcia prevista. Si esce dalla stanza chiudendo la porta. Si avvia il ventilatore centrifugo di raffreddamento. Si imposta il numero di giri al quale il freno dovrà frenare il motore. Si alimenta il motore portando alla posizione angolare prevista la valvola del corpo farfallato. Si acquisiscono la coppia, il numero di giri, il peso della benzina presente nel serbatoio e le temperature dell'olio e del liquido di raffreddamento all'ingresso e all'uscita del radiatore. Ogni acquisizione a regime di giri costante richiede almeno un tempo di trenta secondi (valore indicativo, necessario affinché le grandezze acquisite si siano stabilizzate e si abbiano dati a sufficienza per il calcolo del consumo specifico). Dopodichè si passa alla prova successiva variando il numero di giri con il potenziometro della centralina DCU 2000. Qualora le temperature dell'olio lubrificante e dei liquidi di raffreddamento superino i valori ottimali si procede ad aumentare il numero di giri del ventilatore centrifugo di raffreddamento.



**Figura 6.3.** Particolare della centralina DCU 2000. Interruttori e potenziometro rotativo di regolazione del numero di giri al freno.

Terminato il set di prove si porta la moto al regime di minimo, si entra in sala prova e si disinnesta il cambio. Si leggono i valori di temperatura e pressione. Si lascia la moto accesa per qualche istante dopodichè si spegne. Si chiude il rubinetto dell'acqua di raffreddamento al freno. Si lasciano in funzione

i ventilatori ancora per qualche minuto in modo da raffreddare il motore e la sala prova, nel frattempo si esegue il salvataggio dei files dei dati rilevati.

### **6.1.1 Tipologia di prova**

Le prove al banco sono state condotte secondo un determinato ordine; avendo come obiettivo il confronto delle prestazioni ottenute con lo scarico di serie e quelle con differenti posizioni della valvola parzializzatrice allo scarico, si è deciso di procedere nel seguente modo. Si sono suddivise le prove in base all'angolo di apertura della valvola del corpo farfallato. Si sono ottenuti quattro gruppi di prove ( $4/4$  apertura,  $3/4$  apertura,  $1/2$  apertura e  $1/4$  apertura) in funzione del carico della moto. Per ciascun gruppo di prove si sono misurate poi le prestazioni del motore impiegando il condotto di scarico di serie e successivamente la valvola parzializzatrice allo scarico. L'angolo di apertura della valvola allo scarico è stato fatto variare da  $0^\circ$  (piena apertura) a  $80^\circ$  con intervalli di  $10^\circ$  da prova a prova.

La centralina DCU 2000 Borghi & Saveri consente la regolazione digitale del freno a correnti parassite secondo tre modi: 1. a numero di giri costante freno; 2. a coppia costante freno; 3. secondo la curva parabolica  $Mn^2$ . Per lo svolgimento delle prove si è scelta la prima modalità (numero costante di giri).

Ogni prova è stata condotta da un minimo di 3000 giri/min fino ad un massimo di 10500 giri/min con incrementi progressivi di 500 giri/min. Serve a questo punto precisare che questi valori di rotazione sono riferiti all'albero motore ma essendo la moto collegata al freno mediante il pignone è indispensabile calcolare le velocità corrispondenti che saranno quelle da far raggiungere al freno secondo il rapporto di trasmissione inserito (Appendice 1).

## **6.2 L'analisi delle incertezze**

L'analisi delle incertezze riveste un ruolo fondamentale nella valutazione della misura di una determinata grandezza fisica. Lo svolgimento delle prove al banco e l'interpretazione dei dati sperimentali hanno richiesto la conoscenza dei valori di incertezza da attribuire ad ogni misurazione. L'incertezza delle grandezze acquisite è stata valutata in base alle disposizioni previste dalla casa costruttrice il sistema di misura. Per la determinazione delle incertezze relative

alle altre grandezze è invece stato necessario ricorrere alla teoria della propagazione delle incertezze [30].

### 6.2.1 Incertezza nelle misure di coppia e numero di giri

Le principali grandezze misurate in sala prova sono: la coppia frenante e il numero di giri del rotore del freno. La precisione nell'indicazione della coppia del sistema completo dichiarata dalla casa costruttrice è pari allo 0,2% del fondo scala di coppia del freno, ovvero pari a  $\pm 1,2$  Nm. Il numero di giri è rilevato con un sensore ad effetto Hall affacciato ad una ruota dentata con  $z=60$  denti. La precisione per questo tipo di misura è pari allo 0,2% del fondo scala, cioè  $\pm 16$  giri/min.

### 6.2.2 Incertezza nel calcolo della potenza

L'errore nel determinare la potenza proviene dalla propagazione degli errori delle grandezze che la costituiscono:

$$\Delta P = \frac{\partial P}{\partial C} \cdot \Delta C + \frac{\partial P}{\partial \omega} \cdot \Delta \omega = \omega \cdot \Delta C + C \cdot \Delta \omega \quad (6.2.1)$$

Secondo la formula (6.2.1) l'incertezza nella potenza varia ad ogni acquisizione.

### 6.2.3 Incertezza nel calcolo del consumo specifico

Il consumo specifico è calcolato conoscendo il consumo orario  $c_h$ , la potenza  $P$  e le relative incertezze  $\Delta c_h$  e  $\Delta P$ . Sapendo che le acquisizioni alla bilancia sono fatte ogni 60 s e che l'errore massimo di linearità è di  $\pm 3$  g si ha:

$$\Delta c_h = \frac{\Delta P_{esata}}{60} \cdot 3600 = 60 \cdot 3 \frac{g}{h} = 180 \frac{g}{h} \quad (6.2.2)$$

È possibile valutare l'incertezza del consumo specifico  $\Delta c_{sp}$ :

$$\Delta c_{sp} = \frac{1}{P} \cdot \Delta c_h + \frac{c_h}{P^2} \cdot \Delta P \quad (6.2.3)$$

L'incertezza sul consumo specifico  $\Delta c_{sp}$  varia in base al rilevamento.

### 6.2.4 Incertezza nel calcolo della pressione media effettiva

L'incertezza nella valutazione della pressione media effettiva (*p.m.e.*) si calcola conoscendo la cilindrata  $V$  del motore, la potenza  $P$  e il numero di giri  $n$  con le relative incertezze  $\Delta V$ ,  $\Delta P$  e  $\Delta n$ .

L'incertezza  $\Delta V$  sulla cilindrata del motore si ricava dalla:

$$\Delta V = 2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (2DC \cdot \Delta D + D^2 \cdot \Delta C) \quad (6.2.4)$$

Supponendo le misure dell'alesaggio  $D$  e della corsa  $C$  essere pari a:  $D=97 \pm 0,02$  mm e  $C=67,5 \pm 0,015$  mm. La formula (6.2.4) consente di determinare un'incertezza sul valore della cilindrata pari a  $\Delta V = \pm 0,63 \text{ cm}^3$  (Appendice 1).

Quindi l'incertezza sul valore della pressione media effettiva è:

$$\Delta p.m.e. = 1,2 \cdot 10^6 \cdot \left( \frac{\Delta P}{V \cdot n} + \frac{P \cdot \Delta V}{V^2 \cdot n} + \frac{P \cdot \Delta n}{V \cdot n^2} \right) \quad (6.2.5)$$

dove: *p.m.e.*: pressione media effettiva espressa in bar;

$V$ : cilindrata in  $\text{cm}^3$ ;

$P$ : potenza effettiva espressa in kW;

$n$ : giri al minuto;

Anche in questo caso l'incertezza sulla *p.m.e.* varia in base al rilevamento.

## 6.3 La ripetibilità delle misure

I valori di coppia e potenza delle prove condotte al banco devono essere ripetibili<sup>9</sup> nel tempo. È necessario perciò testare i componenti del banco della sala prova eseguendo numerose misure e mantenendo le condizioni costanti e pari a quelle nominali. Al fine di non appesantire troppo il lavoro di sperimentazione<sup>10</sup> si è scelta una generica configurazione della moto e si è testata la ripetibilità dei risultati eseguendo due serie di prove.

<sup>9</sup> La norma UNI 4546 definisce la caratteristica ripetibilità come: «Attitudine degli strumenti a fornire misure poco disperse in molte misurazioni della stessa grandezza, effettuate successivamente in un primo intervallo di tempo e nelle medesime condizioni».

<sup>10</sup> A rigore il controllo di ripetitività delle misure andrebbe eseguito su tutte le prove; così facendo si arriverebbe però ad incrementare eccessivamente il tempo di conduzione in ciascuna prova e molti dei risultati sarebbero ridondanti per lo scopo principale della tesi.



La coppia e il numero di giri sono stati acquisiti secondo la consueta procedura di prova per due cicli consecutivi. Inizialmente il motore è stato frenato a numero di giri costante e in ordine crescente, raggiunto il numero di giri massimo la prova è proseguita riducendo il numero di giri fino ad arrivare al regime di minimo. L'angolo della valvola del corpo farfallato è stato mantenuto a  $67,5^\circ$  e non è stata adottata la valvola allo scarico.

Nelle tabb. 6.1-6.2 sono riportati i valori di potenza e di coppia corretti secondo le condizioni di temperatura e pressione standard [31]. Le rappresentazioni grafiche (figg. 6.4-6.5-6.6) dei valori indicati nelle tabelle 6.1 e 6.2 dimostrano la buona ripetibilità dei rilevamenti ottenuti. Dal punto di vista qualitativo sono infatti mantenuti gli stessi andamenti sia nelle curve di coppia (fig. 6.4) che in quelle di potenza (fig. 6.5). Inoltre, se non si considerano i valori acquisiti al regime di 3000 giri/min, i quali risentono del funzionamento un po' instabile del motore, si nota una notevole sovrapposizione dei risultati. Dal punto di vista quantitativo, se si considerano gli scostamenti tra punti omologhi di differenti curve, si osserva che il massimo scostamento (o campo di ripetibilità) della coppia è pari a 1,9 Nm mentre il campo di ripetibilità per la potenza è di 1,5 kW. Tali valori si hanno al regime di 7500 giri/min e risultano essere contenuti all'interno della fascia di incertezza prevista per la coppia e per la potenza.

Considerati i valori medi della coppia e della potenza per ciascun punto (tab. 6.3) è possibile determinare lo scarto di ripetibilità, ovvero la media quadratica tra  $n$  misure  $x_i$  e il loro valore medio  $\bar{x}$  secondo la seguente relazione:

$$S_R = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n-1}} \quad (6.3.1)$$

L'errore limite di ripetibilità di una misura è calcolato come il doppio dello scarto tipo<sup>11</sup>. La tabella 6.3 riporta i valori medi della coppia e della potenza, nonché lo scarto di ripetibilità per i dati di tab. 6.1 e tab. 6.2.

Se si osserva la tabella 6.3 si nota che lo scarto quadratico è piccolo per la coppia, per la potenza e per il numero di giri mentre è maggiore per il consumo

<sup>11</sup> Nell'ipotesi di distribuzione gaussiana degli errori, l'errore limite di ripetibilità determina l'intervallo compreso tra  $(\bar{x} \pm 2S_R)$  in cui una misura estratta a caso ha il 95% di probabilità di cadere.

specifico. Le misure di potenza, di coppia e il numero di giri sono perciò molto ripetibili mentre il consumo specifico lo è meno. Questo può dipendere dal fatto che le pesate di combustibile sono state rilevate all'interno della sala prova dove i disturbi della misura sono senz'altro più intensi. La bilancia, anche se lontana dal banco prova, può avere risentito, ad esempio, delle oscillazioni della benzina all'interno del serbatoio dovute a fenomeni vibratori provocati dal funzionamento del motore. Oppure il baricentro del serbatoio può non essere stato sistemato correttamente al centro del piatto della bilancia da parte dei tecnici dopo un rabbocco di combustibile.

**Tabella 6.1. Valori di coppia, potenza e consumo specifico rilevati in due prove consecutive (apertura della valvola del corpo farfallato: 67,5° - condotto di scarico privo di valvola parzializzatrice).**

<b>I prova</b>							
<b>Regimi di giri crescenti</b>				<b>Regimi di giri decrescenti</b>			
Regime [giri/min]	Coppia [Nm]	Potenza [kW]	Csp [g/kWh]	Regime [giri/min]	Coppia [Nm]	Potenza [kW]	Csp [g/kWh]
2994±16	67,8±1,2	21,3±0,5	285,2±15,0	2993±16	74,3±1,2	23,3±0,5	309,3±14,4
3494±16	65,7±1,2	24,0±0,5	268,0±13,6	3489±16	65,9±1,2	24,1±0,5	283,3±13,9
3996±16	72,4±1,2	30,3±0,6	250,1±11,1	3996±16	71,9±1,2	30,1±0,6	327,3±12,8
4503±16	80,4±1,2	37,9±0,7	259,9±9,6	4500±16	79,4±1,2	37,4±0,7	283,6±10,1
5002±16	81,2±1,2	42,5±0,8	276,3±9,2	5000±16	80,5±1,2	42,1±0,8	287,7±9,5
5506±16	81,7±1,2	47,1±0,8	257,5±8,4	5493±16	80,5±1,2	46,3±0,8	286,6±9,0
6004±16	84,8±1,2	53,3±0,9	227,4±7,2	6003±16	84,2±1,2	52,9±0,9	272,1±8,0
6508±16	91,9±1,2	62,6±1,0	236,1±6,5	6505±16	90,7±1,2	61,8±1,0	275,9±7,2
7010±16	92,9±1,2	68,2±1,0	227,7±6,1	7013±16	91,5±1,2	67,2±1,0	293,4±7,2
7513±16	93,0±1,2	73,2±1,1	222,7±5,8	7514±16	91,1±1,2	71,7±1,1	301,3±7,1
8010±16	93,4±1,2	78,4±1,2	212,7±5,5	8012±16	92,1±1,2	77,3±1,2	284,3±6,6
8510±16	91,7±1,2	81,7±1,2	217,9±5,5	8515±16	90,3±1,2	80,6±1,2	296,4±6,7
9010±16	89,1±1,2	84,0±1,3	207,5±5,3	9014±16	87,9±1,2	83,0±1,3	292,3±6,7
9514±16	87,0±1,2	86,6±1,3	231,8±5,7	9514±16	85,8±1,2	85,5±1,3	283,8±6,6
10013±16	82,5±1,2	86,5±1,4	232,1±5,8	10011±16	81,7±1,2	85,6±1,4	287,7±6,8
10510±16	75,5±1,2	83,1±1,4	282,7±7,1	10510±16	75,5±1,2	83,1±1,4	282,7±7,1

**Tabella 6.2. Valori di coppia, potenza e consumo specifico rilevati in due prove consecutive (apertura della valvola del corpo farfallato: 67,5° - condotto di scarico privo di valvola parzializzatrice).**

II prova							
Regimi di giri crescenti				Regimi di giri decrescenti			
Regime [giri/min]	Coppia [Nm]	Potenza [kW]	Csp [g/kWh]	Regime [giri/min]	Coppia [Nm]	Potenza [kW]	Csp [g/kWh]
2993±16	74,3±1,2	23,3±0,5	309,3±14,4	2996±16	73,9±1,2	23,2±0,5	306,6±14,4
3496±16	65,6±1,2	24,0±0,5	306,2±14,5	3492±16	65,6±1,2	24,0±0,5	290,4±14,1
3999±16	72,1±1,2	30,2±0,6	279,8±11,7	3994±16	71,5±1,2	29,9±0,6	298,6±12,2
4501±16	79,8±1,2	37,6±0,7	271,3±9,8	4501±16	79,6±1,2	37,5±0,7	309,1±10,6
5000±16	80,6±1,2	42,2±0,8	281,8±9,4	5000±16	81,0±1,2	42,4±0,8	298,7±9,6
5502±16	81,2±1,2	46,8±0,8	249,8±8,3	5489±16	80,9±1,2	46,5±0,8	302,1±9,2
6001±16	84,5±1,2	53,1±0,9	262,7±7,8	5992±16	84,5±1,2	53,0±0,9	270,8±8,0
6503±16	91,5±1,2	62,3±1,0	229,0±6,5	6502±16	91,2±1,2	62,1±1,0	276,3±7,2
7009±16	92,1±1,2	67,6±1,0	259,5±6,6	7014±16	92,6±1,2	68,0±1,0	288,2±7,0
7507±16	91,6±1,2	72,0±1,1	258,6±6,4	7507±16	92,6±1,2	72,8±1,1	274,5±6,6
8010±16	92,9±1,2	77,9±1,2	235,6±5,8	8003±16	92,5±1,2	77,5±1,2	279,1±6,5
8504±16	91,0±1,2	81,0±1,2	237,1±5,8	8506±16	91,2±1,2	81,2±1,2	266,4±6,2
9012±16	88,6±1,2	83,6±1,3	233,1±5,7	9008±16	88,2±1,2	83,2±1,3	267,7±6,3
9516±16	86,5±1,2	86,2±1,3	270,7±6,3	9502±16	86,8±1,2	86,3±1,3	281,2±6,4
10010±16	81,9±1,2	85,8±1,4	271,0±6,5	10007±16	81,9±1,2	85,8±1,4	262,5±6,4
10508±16	75,8±1,2	83,4±1,4	246,3±6,4	10510±16	75,8±1,2	83,4±1,4	246,3±6,4

**Tabella 6.3. Valori medi e scarti di ripetibilità per le misure di coppia, potenza e consumo specifico rilevati in due prove consecutive (apertura della valvola del corpo farfallato: 67,5° - condotto di scarico privo di valvola parzializzatrice).**

Valori medi				Scarto di Ripetibilità S <sub>R</sub>			
Regime [giri/min]	Coppia [Nm]	Potenza [kW]	Csp [g/kWh]	Regime [giri/min]	Coppia [Nm]	Potenza [kW]	Csp [g/kWh]
2994	72,6	22,8	302,6	1,40	3,19	1,00	11,86
3493	65,7	24,0	287,0	2,84	0,14	0,04	12,37
3996	72,0	30,1	289,0	2,08	0,39	0,17	33,65
4501	79,8	37,6	281,0	1,56	0,43	0,21	19,31
5001	80,8	42,3	286,1	0,98	0,32	0,17	8,43
5497	81,1	46,7	274,0	7,67	0,52	0,36	24,71
6000	84,5	53,1	258,2	5,56	0,25	0,17	19,85
6505	91,3	62,2	254,3	2,84	0,48	0,34	26,32
7012	92,3	67,7	267,2	2,36	0,64	0,47	30,16
7510	92,1	72,4	264,3	4,01	0,88	0,69	33,70
8009	92,7	77,8	252,9	3,77	0,56	0,47	34,95
8509	91,0	81,1	254,4	4,69	0,58	0,50	35,90
9011	88,4	83,5	250,1	2,75	0,49	0,46	40,04
9509	86,5	86,1	266,9	11,45	0,53	0,49	24,18
10010	82,0	85,9	263,3	2,46	0,38	0,41	25,09
10510	75,6	83,2	264,5	1,12	0,16	0,17	25,83

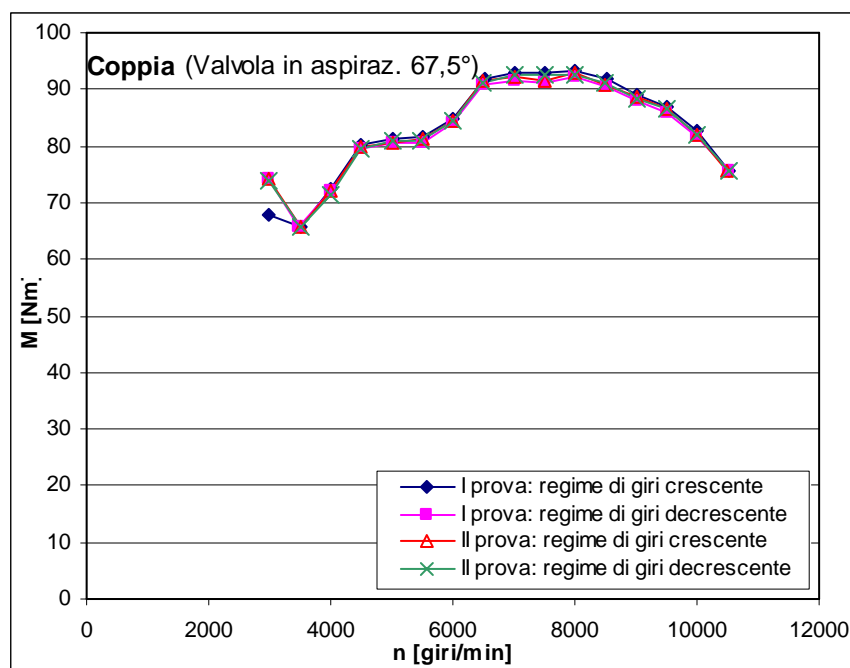


Figura 6.4. Ripetibilità della coppia in due prove consecutive (apertura della valvola del corpo farfallato: 67,5° - condotto di scarico privo di valvola parzializzatrice).

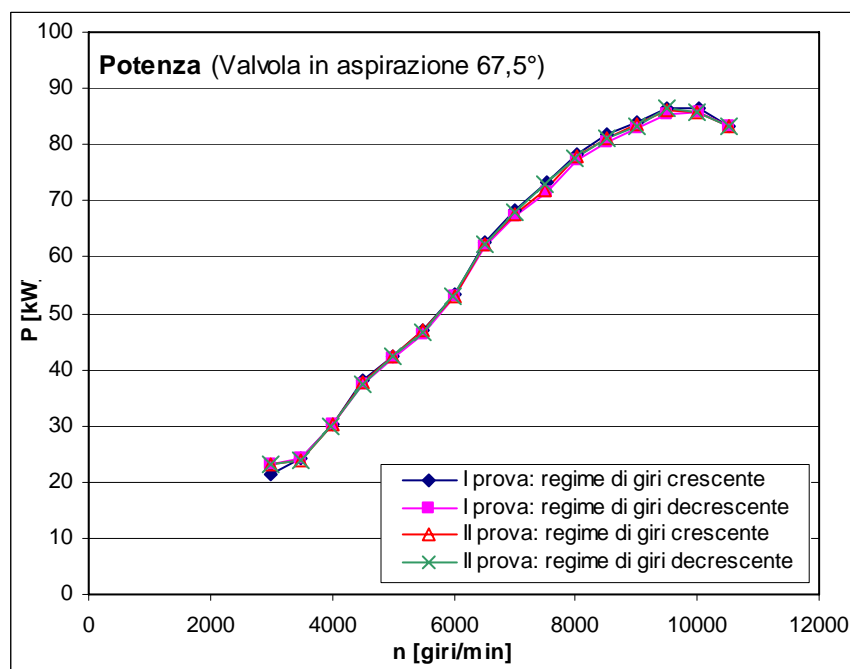


Figura 6.5. Ripetibilità della potenza in due prove consecutive (apertura della valvola del corpo farfallato: 67,5° - condotto di scarico privo di valvola parzializzatrice).

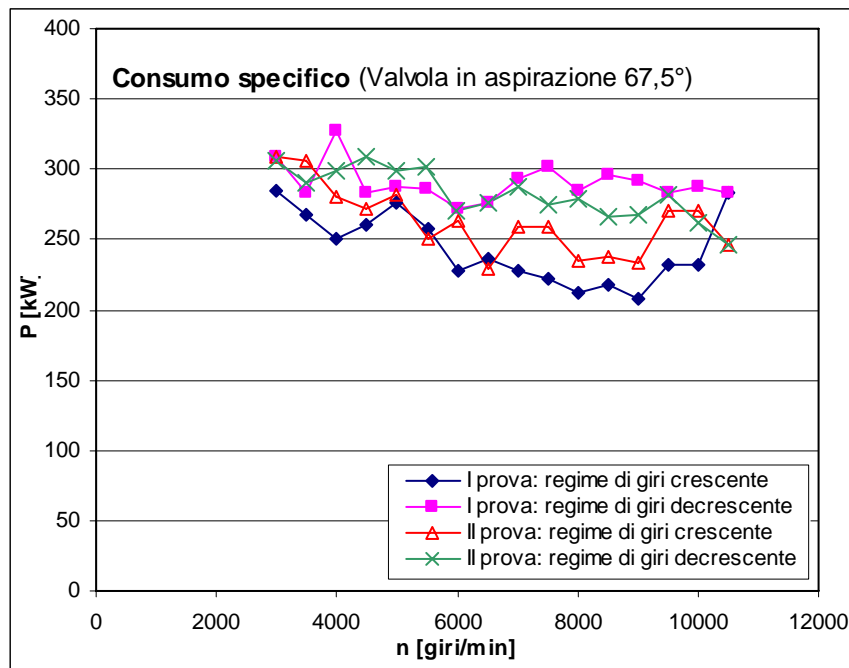


Figura 6.6. Ripetibilità del consumo specifico in due prove consecutive (apertura del corpo farfallato: 67,5° - condotto di scarico privo di valvola parzializzatrice).

### 6.3.1 Effetto della temperatura dell'olio lubrificante nelle prove al banco

La scelta del criterio di esecuzione delle quattro prove precedenti è motivata anche dalla necessità di verificare gli effetti delle differenti temperature dei liquidi di raffreddamento e soprattutto dell'olio motore sulle prestazioni. Dai rilevamenti ottenuti con le termocoppie si è visto infatti che la temperatura dell'olio di raffreddamento tende ad aumentare bruscamente durante una prova solo per regimi superiori a 8000÷9000 giri/min. L'olio possiede inoltre una notevole inerzia termica rispetto al refrigerante, ovvero si raffredda molto lentamente. In questo modo se si eseguono più prove consecutivamente, la temperatura dell'olio nella prima esperienza potrebbe essere molto più bassa rispetto alle successive in quanto l'olio, riscaldato in precedenza, non ha il tempo per riportarsi alle condizioni termiche del primo test e i risultati ottenuti potrebbero essere falsati. Ripetendo la stessa prova dal numero massimo di giri fino al minimo è possibile rilevare la coppia, la potenza e il consumo specifico per temperature dell'olio più alte anche ai bassi giri. Confrontando i dati ottenuti prima per incrementi di velocità e poi per decrementi, c'è la possibilità, perciò, di stabilire se l'aumento di temperatura dell'olio motore, e quindi la sua

diminuzione di viscosità, possa ridurre notevolmente le dissipazioni di energia, ovvero possa incrementare le prestazioni del motore.

Nel grafico di fig. 6.7 sono riportate le temperature del liquido refrigerante e dell'olio motore per due prove al banco, osservando i grafici si nota che durante la prima prova la temperatura dell'olio supera  $100^{\circ}\text{C}$  solamente alle ultime velocità di rotazione mentre nella seconda si mantiene oltre  $100^{\circ}\text{C}$  per metà della prova (fino a 6500 giri/min). Le prestazioni dovrebbero perciò essere diverse nelle due situazioni, invece, se si confrontano i dati presenti nella tab. 6.1, relativi alle stesse prove, non si scorgono evidenti scostamenti nelle curve di coppia e di potenza (si vedano anche le figg. 6.4-6.5). In sostanza, la differenza di temperatura dell'olio motore, riscontrata da prova a prova, non influisce pesantemente sulle prestazioni del propulsore e non compromette la ripetibilità delle misure.

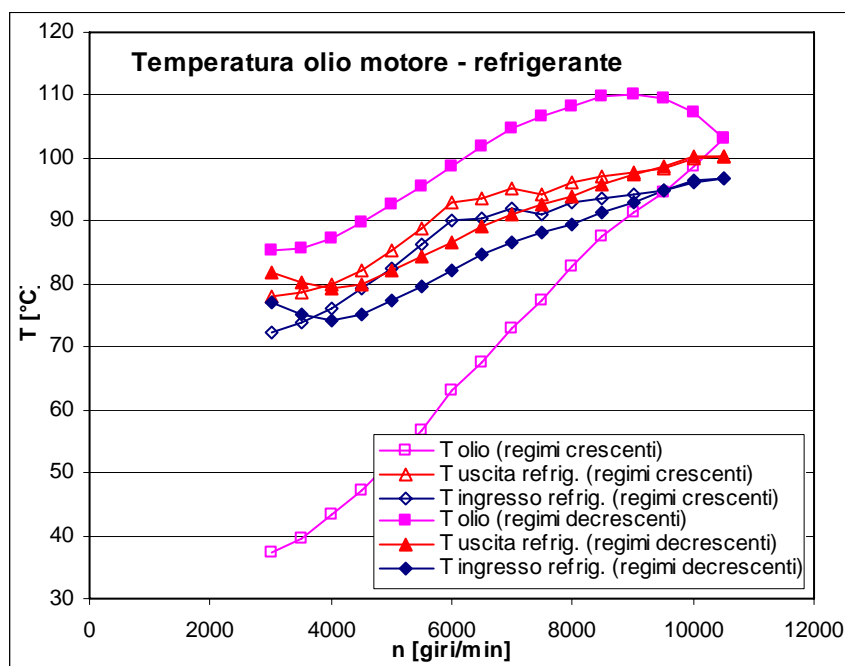


Figura 6.7. Temperatura del liquido di raffreddamento e dell'olio motore rilevate per regimi di giri crescenti e decrescenti. Apertura valvola del corpo farfallato:  $67,5^{\circ}$ . Condotto di scarico di serie.

#### 6.4 Influenza del rapporto di trasmissione

Le prove al banco si sono svolte inserendo come rapporto al cambio la quarta marcia (si veda Appendice 1); la scelta è stata motivata dal fatto di ottenere un numero di giri massimo al freno non troppo alto (minore di 5000

giri/min) ed una coppia non superiore a 220 Nm. Il collegamento motore-freno, realizzato con giunto cardanico, impedisce infatti di raggiungere velocità troppo elevate se non per tempi piuttosto brevi e con angoli di disassamento minimi.

Il rendimento di una coppia di ruote dentate varia secondo il tipo di ruota impiegata, numero di denti, diametro, tipo di dentatura, coefficiente d'attrito. Solitamente i rapporti maggiori hanno un rendimento di trasmissione più elevato<sup>12</sup>. Al fine di avere una conferma su ciò si sono realizzate due prove al banco. La moto è stata testata con piena apertura della valvola a farfalla e con gli scarichi di serie. Le prove sono state condotte con il quarto e con il sesto rapporto al cambio. Le acquisizioni della prova in sesta marcia sono state eseguite ogni 1000 giri/min da un minimo di 3000 giri/min fino ad un massimo di 10000 giri/min dell'albero motore.

**Tabella 6.4. Valori di coppia, potenza e consumo specifico per prove svolte con il quarto e con il sesto rapporto al cambio.**

Rapporto al cambio							
VI				IV			
Regime [giri/min]	Coppia [Nm]	Potenza [kW]	Csp [g/kWh]	Regime [giri/min]	Coppia [Nm]	Potenza [kW]	Csp [g/kWh]
2996±16	69,8±1,2	21,9±0,5	321,7±15,5	2994±16	65,0±1,2	20,4±0,5	385,0±18,0
-	-	-	-	3494±16	67,5±1,2	24,7±0,6	317,9±14,4
3993±16	74,5±1,2	31,2±0,6	301,5±11,8	3993±16	73,4±1,2	30,7±0,6	319,4±12,4
-	-	-	-	4499±16	81,1±1,2	38,2±0,7	287,6±10,0
5000±16	83,6±1,2	43,8±0,8	304,1±9,5	4997±16	82,5±1,2	43,2±0,8	299,9±9,5
-	-	-	-	5501±16	83,3±1,2	48,0±0,8	278,1±8,6
6007±16	89,0±1,2	56,0±0,9	265,7±7,5	6007±16	88,7±1,2	55,8±0,9	267,1±7,5
-	-	-	-	6505±16	94,0±1,2	64,0±1,0	288,1±7,2
7004±16	93,6±1,2	68,7±1,0	285,0±6,9	7015±16	93,0±1,2	68,3±1,0	298,7±7,2
-	-	-	-	7518±16	95,1±1,2	74,9±1,1	309,3±7,0
8007±16	98,0±1,2	82,2±1,2	314,3±6,7	8014±16	98,1±1,2	82,3±1,2	295,5±6,4
-	-	-	-	8517±16	96,7±1,2	86,2±1,2	282,1±6,1
9006±16	94,8±1,2	89,4±1,3	302,2±6,4	9016±16	93,1±1,2	87,9±1,3	308,1±6,6
-	--	-	-	9513±16	89,7±1,2	89,3±1,3	307,5±6,6
10006±16	90,7±1,2	95,1±1,4	296,5±6,3	10011±16	88,0±1,2	92,2±1,4	319,1±6,8
-	-	-	-	10514±16	82,1±1,2	90,4±1,5	303,7±6,9

<sup>12</sup> Detti:  $f$  il coefficiente d'attrito tra i fianchi dei denti;  $z_1$  e  $z_2$  i numeri di denti delle due ruote. Il rendimento medio di un ingranaggio è dato da:  $\eta = 1 - \frac{1}{2} \pi f \left( \frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right)$ . Dove il segno positivo si riferisce agli ingranaggi esterni, il segno negativo a quelli interni.

Impiegando il rapporto più alto si rileva un leggero incremento delle prestazioni (figg. 6.8-6.9) e considerando gli scostamenti dei dati delle due prove si nota che essi aumentano con l'aumentare del numero di giri secondo un andamento parabolico (equazioni delle figg. 6.8-6.9), cioè il banco è in grado di rilevare la riduzione degli effetti dissipativi dovuti al cambiamento di rapporto. Se si considerano però i risultati con le relative incertezze (tab. 6.4) allora i valori pervenuti risultano rientrare all'interno della stessa fascia di tolleranza per quasi tutti i numeri di giri (fa eccezione il regime di 3000 giri/min, per il quale il funzionamento del motore è instabile, e il regime di 10000 giri/min). L'esito della prova permette perciò di dire che operando con un rapporto di trasmissione più alto vi è effettivamente un incremento delle prestazioni e quindi una riduzione delle dissipazioni al cambio ma tale aumento non risulta essere apprezzabile se non ai massimi regimi di giri in quanto prima rientra all'interno della fascia d'incertezza della misura.

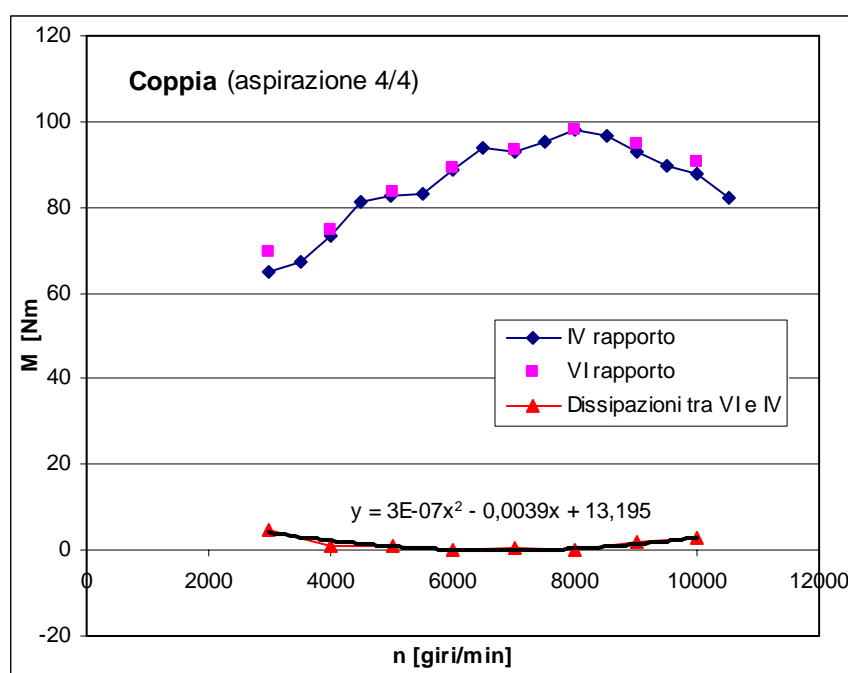


Figura 6.8. Confronto della curva di coppia al variare del rapporto al cambio. Condizione di pieno carico del motore. Condotto di scarico privo di valvola parzializzatrice.



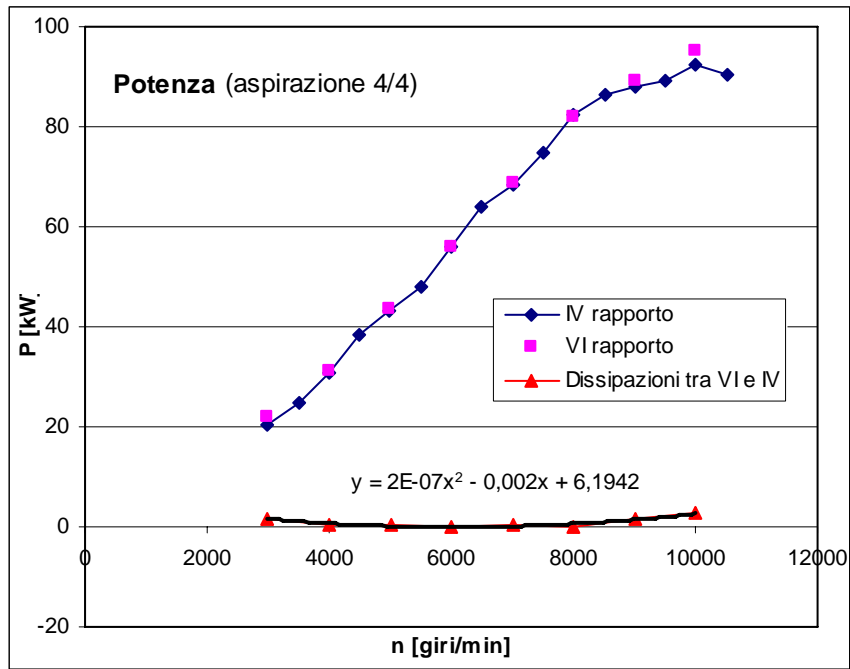


Figura 6.9. Confronto della curva di potenza al variare del rapporto al cambio. Condizione di pieno carico del motore. Condotto di scarico privo di valvola parzializzatrice.

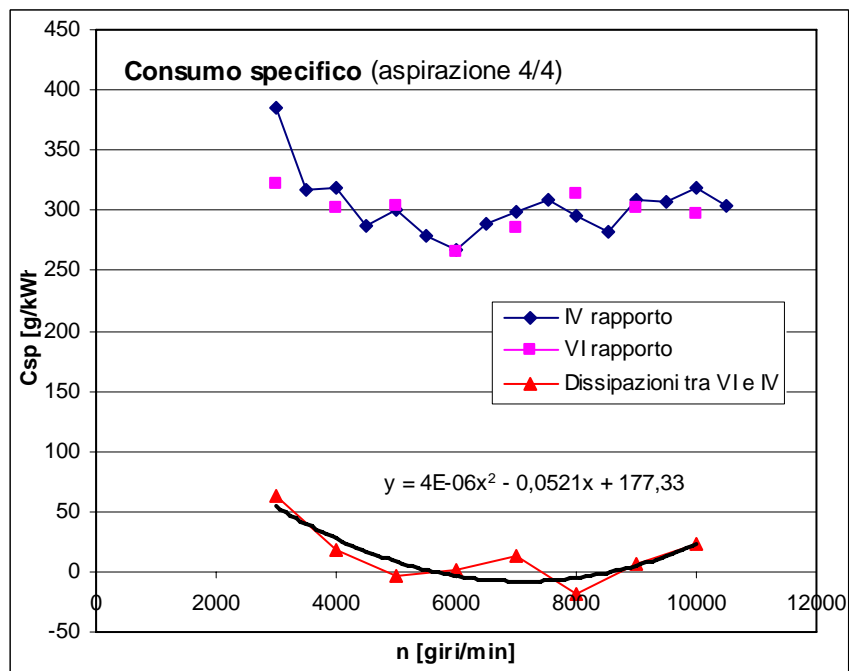


Figura 6.10. Confronto della curva del consumo specifico al variare del rapporto al cambio. Condizione di pieno carico del motore. Condotto di scarico privo di valvola parzializzatrice.

## 6.5 I risultati sperimentali

I risultati sperimentali sono gli esiti delle elaborazioni e delle acquisizioni svolte dal sistema di misura. Il segnale analogico di tensione in mV, proveniente dalla cella di carico e amplificato attraverso l'amplificatore (MP630N), in dotazione con il freno a correnti parassite, giunge alla centralina DCU 2000 che, dopo ulteriori elaborazioni, lo converte in coppia secondo i valori ricavati durante la calibrazione della cella di carico. Oltre al segnale di coppia la centralina acquisisce anche il segnale sinusoidale rilevato dal pick-up sulla ruota dentata (avente sessanta poli e solidale al mandrino del freno) e opportunamente amplificato dal modulo MP630N. In questo modo, durante una prova, sul monitor della DCU 2000 compaiono contemporaneamente il numero di giri, la coppia e la potenza frenante. La necessità di registrare questi valori direttamente nel personal computer ha portato ad impiegare una scheda di acquisizione Labview.

Il valori di coppia, numero di giri, potenza al freno e peso della bilancia (media di 5000 campionamenti al secondo) sono memorizzati in un foglio elettronico di formato "txt". È possibile perciò importare i dati sperimentali in fogli elettronici di calcolo per rielaborarli e rappresentarli mediante grafici.

Non tutti i dati rilevati sono utili, alcuni devono essere scartati. Si tratta per lo più di quei valori che non rientrano nei numeri di giri previsti per le prove. Infatti, nel passaggio da una velocità di rotazione ad un'altra, ovvero nei transitori, così pure nelle parti iniziali e finali di ogni prova, quando il motore funziona al regime di minimo, le grandezze rilevate hanno poco significato. Scartati perciò i valori eccedenti, si sono raggruppate le grandezze misurate in base al numero di giri fissato durante la prova, si sono calcolati i valori medi di coppia, potenza e numero di giri al freno. Questi dati sono stati poi riportati al cambio, mediante il rapporto di trasmissione (durante questa operazione i valori di coppia sono stati maggiorati delle perdite, ipotizzate pari allo 0,05%) e corretti secondo le condizioni atmosferiche standard [31]. Si è valutato inoltre il consumo specifico determinando l'andamento del peso del combustibile nel tempo (pendenza della retta dei minimi quadrati). In possesso di queste grandezze è stato quindi possibile rappresentare la coppia, la potenza e il consumo specifico in funzione del numero di giri al motore.

I segnali di tensione provenienti dalle termocoppie sono stati acquisiti e convertiti mediante il sistema Ni-DaQ nei rispettivi valori di temperatura (temperatura dell'olio lubrificante, temperatura del liquido di raffreddamento all'ingresso e all'uscita del radiatore) e salvati in un secondo file, sempre di formato "txt". Successivamente sono stati importati in un foglio di calcolo ed elaborati. Anche in questo caso si sono scartate le temperature rilevate nei momenti di transizione da un regime ad un altro e durante le fasi di minimo del motore. È stato infine possibile risalire alle condizioni di regime termico durante la durata di ciascuna prova diagrammando i risultati in funzione del numero di giri del motore.

### **6.5.1 Apertura della valvola di aspirazione 4/4**

Le prove condotte al banco, a piena apertura della valvola di aspirazione, rilevano un incremento della coppia (fig. 6.11). Impiegando la valvola allo scarico, e confrontando i valori di coppia ottenuti con quelli misurati con lo scarico di serie (curva nera in grassetto di fig. 6.11), si nota un aumento della coppia nell'intervallo di giri compreso tra 3500 giri/min e 6500 giri/min. L'aumento di coppia in questa zona è apprezzabile fino ad una rotazione della valvola di scarico di 60° ma raggiunge gli scostamenti massimi e la massima estensione procedendo con una rotazione della valvola fra 10° e 30°. L'aumento massimo infatti si registra a 5000 giri/min con valvola ruotata di 30° ed è di 7,5 Nm (~ 4 kW), pari all'8,5%. La curva di coppia ritorna quasi a coincidere (con rotazione della valvola di 10° si hanno comunque prestazioni migliori ma lo scostamento rientra nella fascia di incertezza della misura) con quella rilevata con la moto priva di valvola di scarico fra 6500 giri/min e 8500 giri/min. Oltre questo regime la coppia diminuisce più rapidamente se nel condotto di scarico non è presente la valvola parzializzatrice. In questa circostanza la presenza della valvola porta ad alzare il ramo discendente della curva di 5 Nm (+ 6,3%) a cui corrisponde un aumento di potenza di 5,5 kW.

Le prove sperimentali portano ad alcune interessanti considerazioni. La presenza della valvola allo scarico, anche quando è completamente aperta (0°), porta comunque ad un aumento della curva di coppia nei punti visti in precedenza.

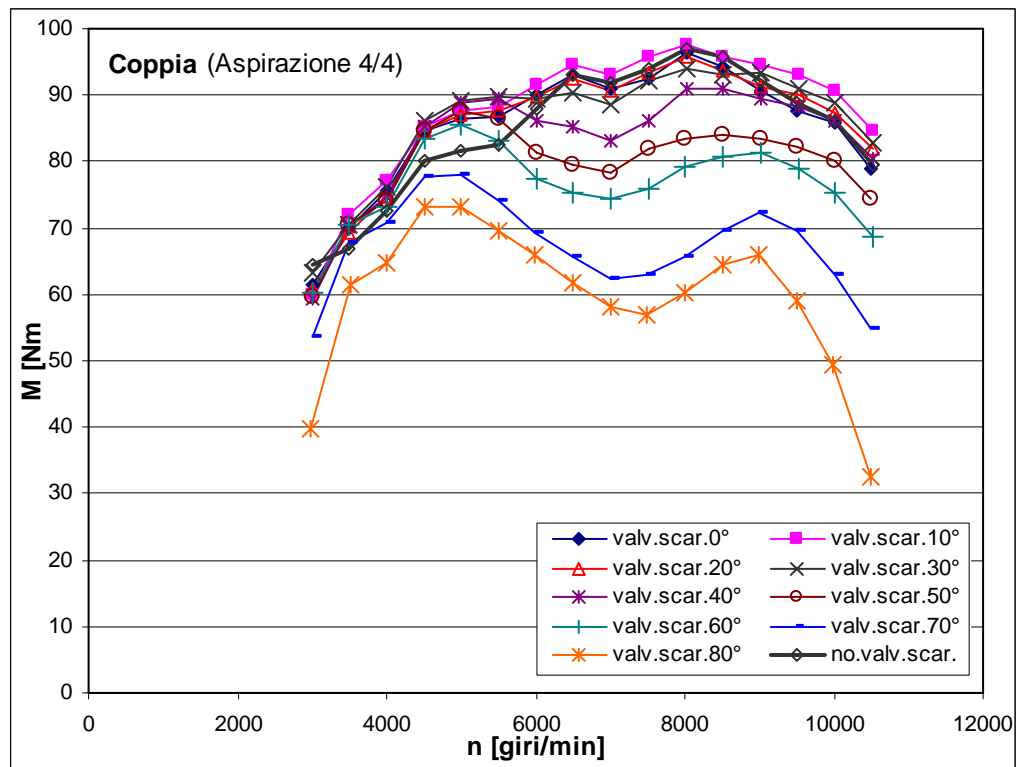


Figura 6.11. Diagrammi della curva di coppia per la condizione di pieno carico del motore. Variazione dell'inclinazione della farfalla della valvola allo scarico da 0° a 80°.

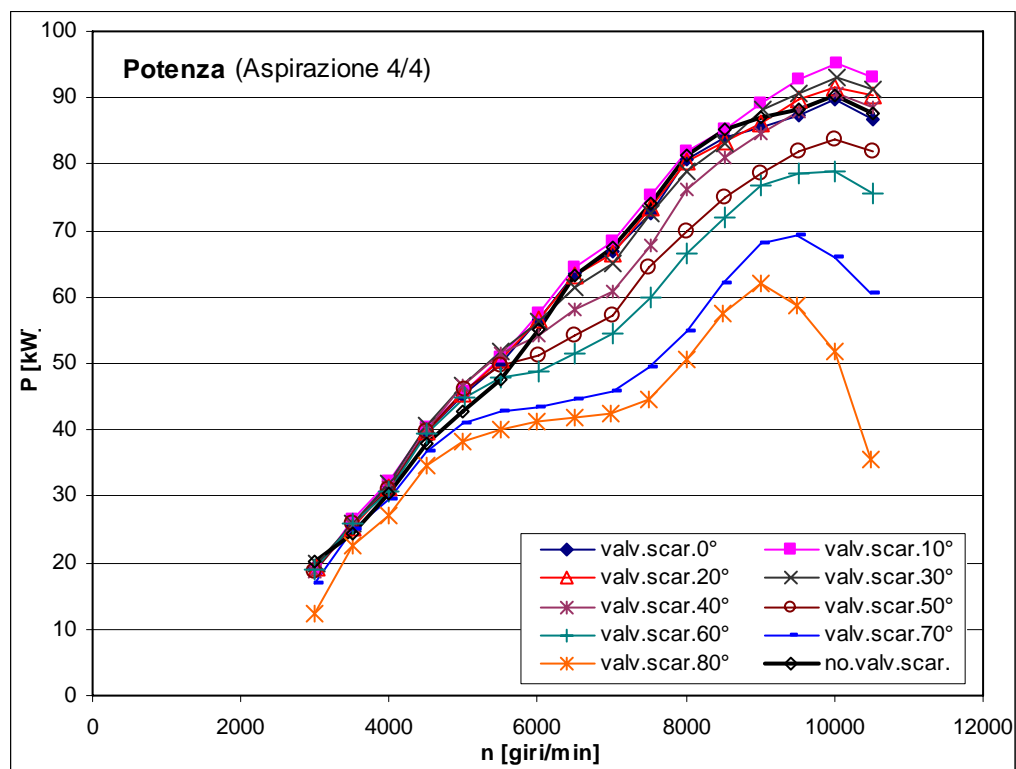


Figura 6.12. Diagrammi della potenza per la condizione di pieno carico del motore. Variazione dell'inclinazione della farfalla della valvola allo scarico da 0° a 80°.

La progressiva parzializzazione dello scarico conduce al formarsi di due massimi (fig. 6.11) nella curva di coppia (a 5000 giri/min e 9000 giri/min). Non conviene inoltre parzializzare il condotto oltre un certo limite; infatti, già con una chiusura della valvola di scarico di  $40^\circ$ , si nota una diminuzione della coppia nell'intervallo tra 6000 giri/min e 9000 giri/min mentre con inclinazioni della valvola pari o maggiori a  $70^\circ$  le curve prodotte si trovano completamente al di sotto di quelle realizzate con scarichi di serie.

In conseguenza alle curve di coppia si ottengono quelle della potenza (fig. 6.12). Anche in questo caso è possibile notare il vantaggio sul recupero della potenza nell'impiego della valvola di scarico nell'intervallo di giri fra 4000 giri/min e 6500 giri/min e oltre gli 8500 giri/min. Al fine del recupero della potenza conviene operare con piccoli angoli di parzializzazione, compresi tra  $0^\circ$  e  $30^\circ$ .

Il consumo specifico (fig. 6.13) si attesta, nella fascia di regimi di funzionamento, fra 200 g/kWh e 400 g/kWh. I valori minori competono alle prove condotte con scarichi a flusso parzializzato.

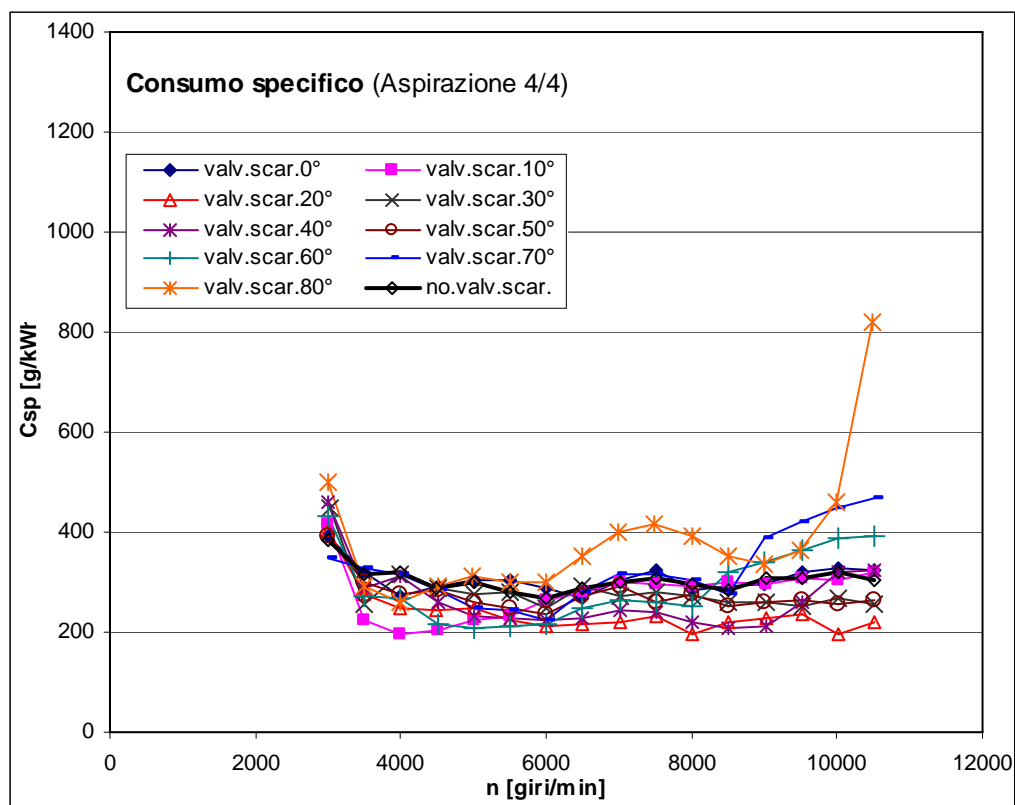


Figura 6.13. Diagrammi del consumo specifico per la condizione di pieno carico del motore. Variazione dell'inclinazione della farfalla della valvola allo scarico da  $0^\circ$  a  $80^\circ$ .

### 6.5.2 Apertura della valvola di aspirazione 3/4

Il confronto tra le prove sperimentali condotte con  $\frac{3}{4}$  del carico rileva un aumento della coppia (fig. 6.14) nella zona dei bassi regimi di giri. Al di sotto di 6500 giri/min infatti, per posizioni angolari della valvola fino a  $50^\circ$ , la curva di coppia si trova sempre al di sopra di quella ricavata con lo scarico di serie. In particolare, eseguendo un'apertura della valvola di  $30^\circ$  (fino a 5500 giri/min) e successivamente di  $10^\circ$  è possibile massimizzare la curva della coppia. La posizione della valvola a  $10^\circ$  non sembra dare, oltre i 6500 giri/min, valori superiori a quelli ottenuti con lo scarico di serie. Il recupero della coppia ai regimi di giri minori di 6500 giri/min si traduce in aumento della potenza (fig. 6.15).

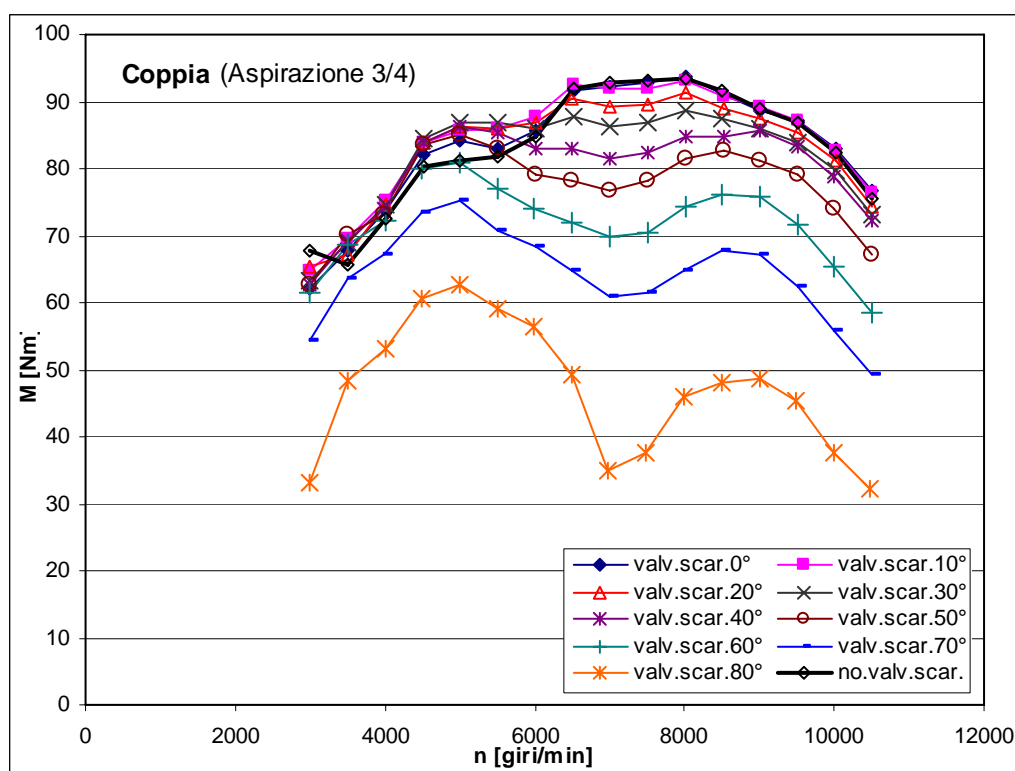


Figura 6.14. Diagrammi della curva di coppia per la condizione di  $\frac{3}{4}$  di carico del motore. Variazione dell'inclinazione della farfalla della valvola allo scarico da  $0^\circ$  a  $80^\circ$ .

L'aumento di coppia è di circa 6 Nm (+ 7,3% a 5000 giri/min) a cui corrisponde un incremento di potenza di 3 kW. Le curve del consumo specifico (fig. 6.16) non rilevano notevoli differenze tra la prova condotta con scarichi standard e con valvola parzializzatrice. In particolare con apertura della valvola tra  $0^\circ$  e  $10^\circ$  il consumo si attesta a valori prossimi a quelli rilevati con condotto privo di valvola.

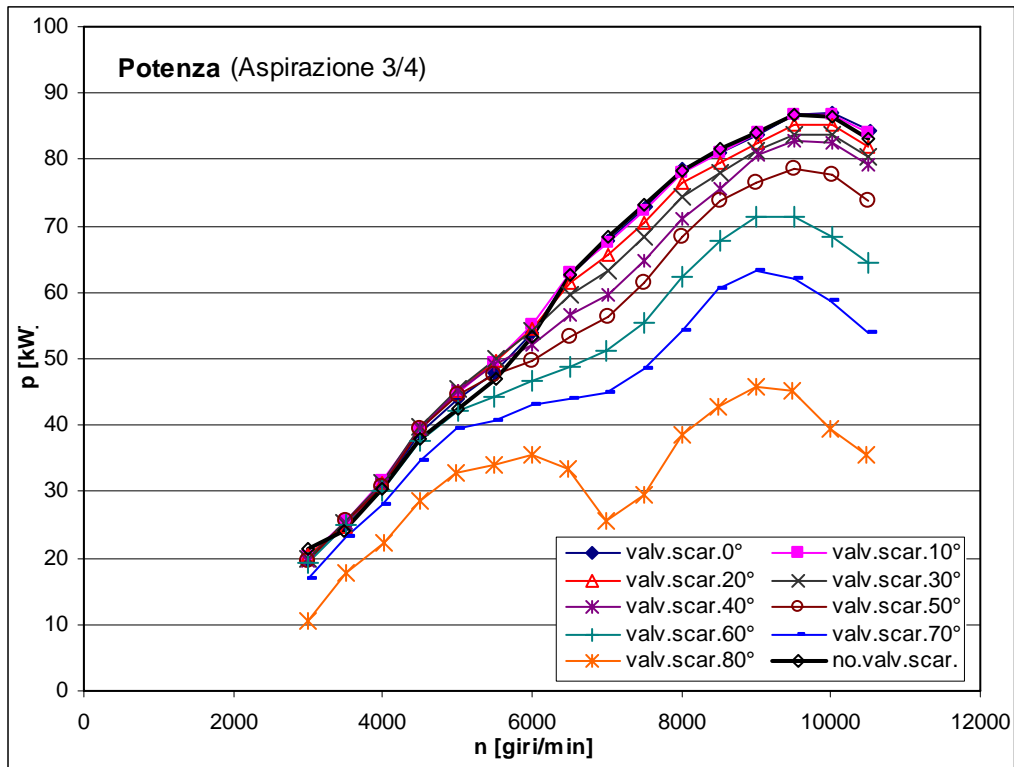


Figura 6.15. Diagrammi della potenza per la condizione di  $\frac{3}{4}$  di carico del motore. Variazione dell'inclinazione della farfalla della valvola allo scarico da  $0^\circ$  a  $80^\circ$ .

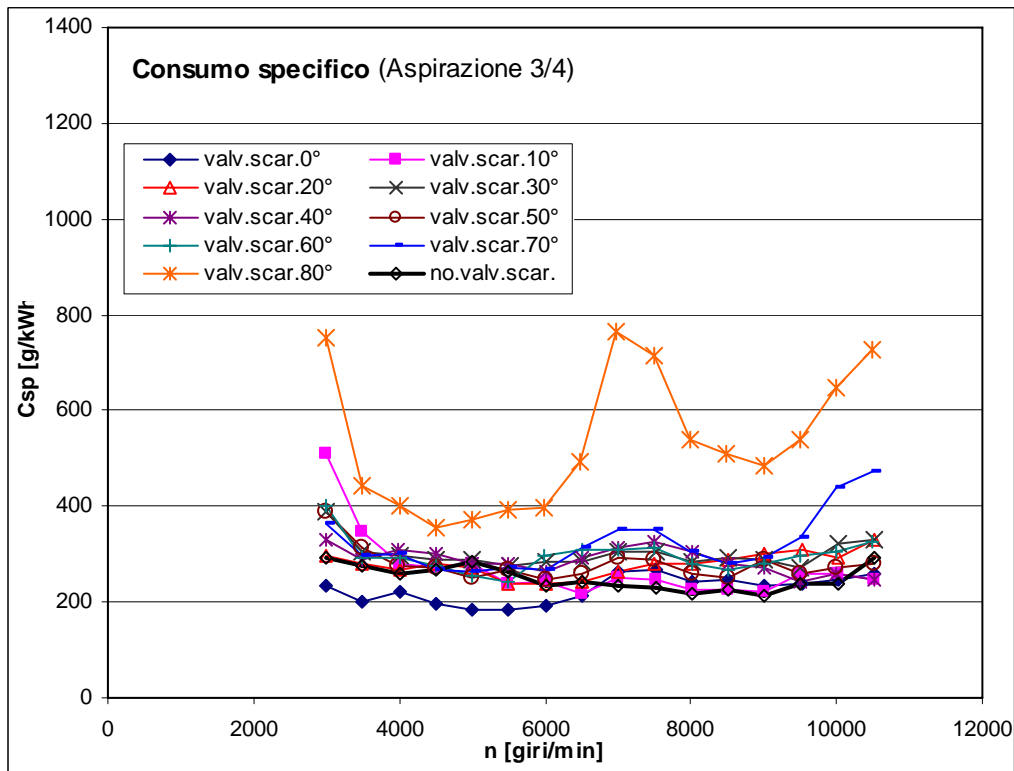


Figura 6.16. Diagrammi del consumo specifico per la condizione di  $\frac{3}{4}$  di carico del motore. Variazione dell'inclinazione della farfalla della valvola allo scarico da  $0^\circ$  a  $80^\circ$ .

Tutte le curve inoltre si posizionano in un intervallo di consumi fra 200 g/kWh e 300 g/kWh circa, fa eccezione la prestazione relativa alla posizione della valvola di scarico a 80° per la quale la notevole dissipazione di energia comporta un rapido incremento del consumo specifico.

### 6.5.3 Apertura della valvola di aspirazione 2/4

Le curve di coppia (fig. 6.17) anche in questo caso presentano un notevole aumento ai bassi regimi di giri se si impiega la valvola a farfalla allo scarico. La coppia in effetti aumenta notevolmente per numeri di giri inferiori a 6500 giri/min; in questa zona si registra un incremento pari a 5,5 Nm (+ 7,9%) al regime di 4000 giri/min con un'apertura della valvola di 20°. Ottimi risultati si ottengono anche con angoli di chiusura di 10° e 30°.

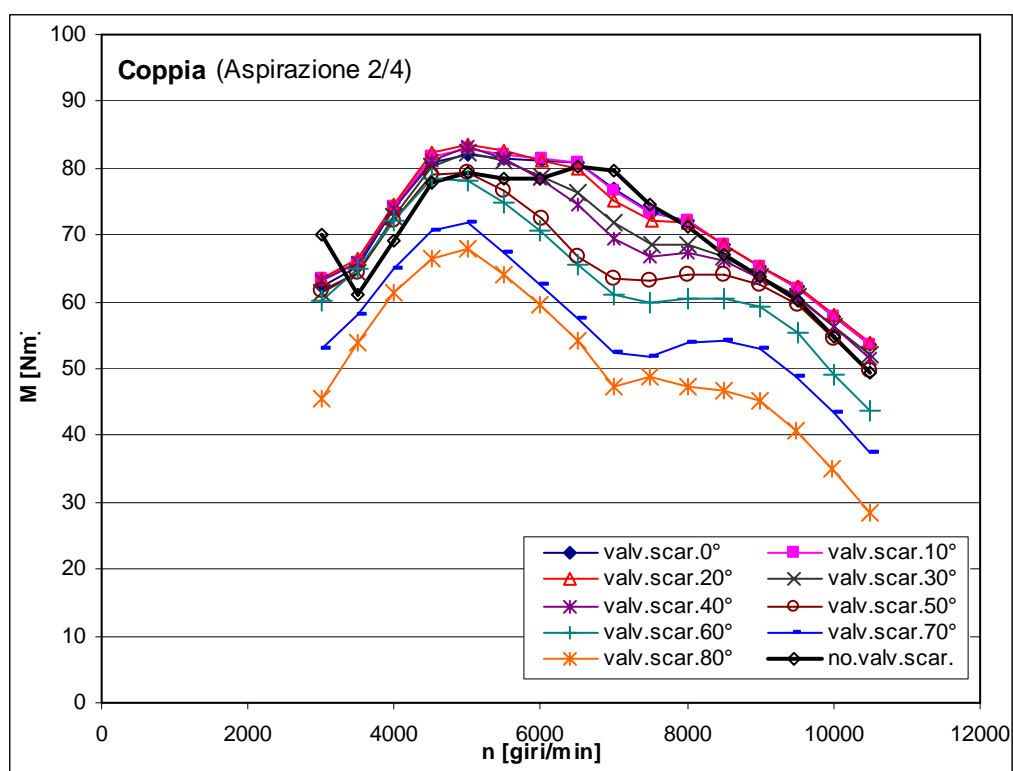
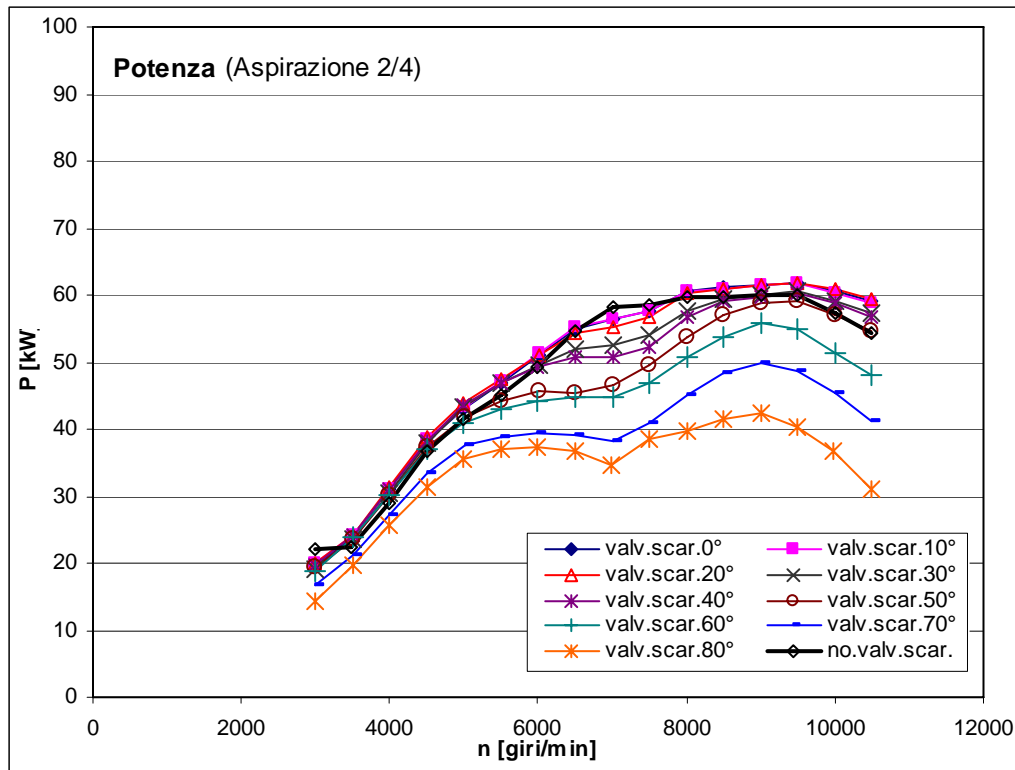


Figura 6.17. Diagrammi della curva di coppia per la condizione di 2/4 di carico del motore. Variazione dell'inclinazione della farfalla della valvola allo scarico da 0° a 80°.

L'effetto positivo della valvola sulla coppia non si registra solamente fino a 6500 giri/min ma anche oltre gli 8000 giri/min. A questa soglia di giri le migliori prestazioni si ottengono nuovamente con chiusura della valvola a 10° e 20°. L'impiego della valvola riduce la pendenza della fase discendente. Si registra



così un progressivo incremento della coppia che raggiunge il massimo (4,7 Nm) a 10500 giri/min (valore ottenuto con angolo di 10° e con angolo di 20°).

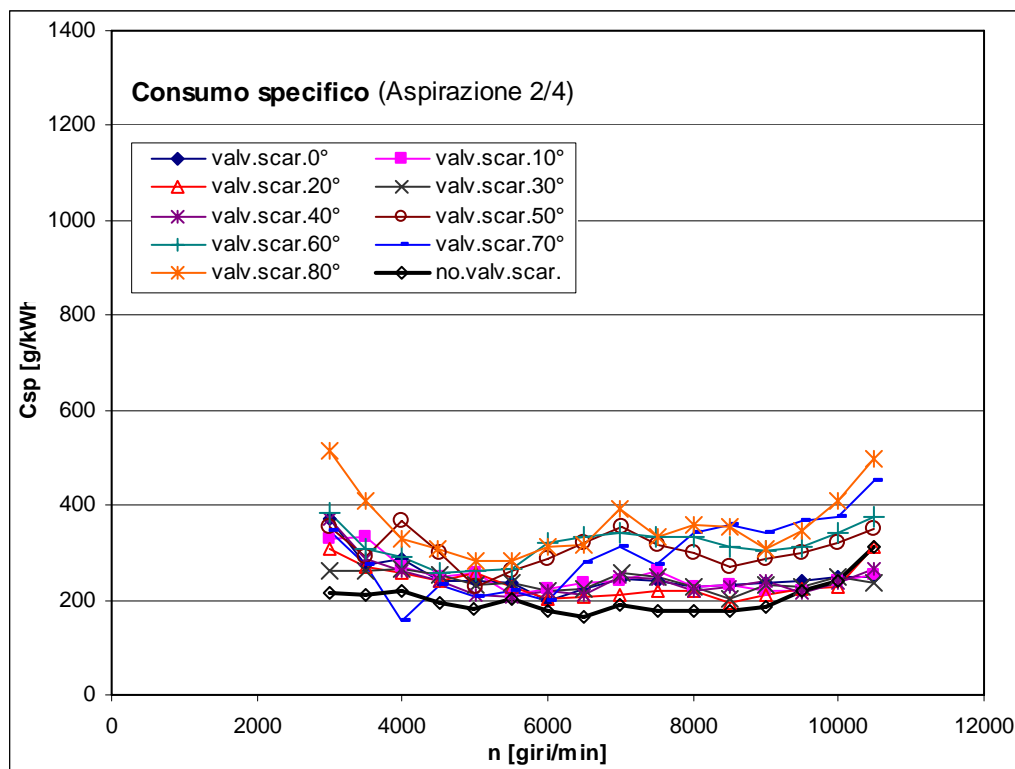


**Figura 6.18. Diagrammi della potenza per la condizione di 2/4 di carico del motore. Variazione dell'inclinazione della farfalla della valvola allo scarico da 0° a 80°.**

Con angoli di parzializzazione maggiori a 20° si crea un buco della coppia fra 6000 giri/min e 8500 giri/min. Le curve infine collassano per angoli di chiusura della valvola di scarico superiori a 60°, risultando in tutto il campo di funzionamento sempre al di sotto della curva di coppia ottenuta con scarichi privi di valvola a farfalla.

I grafici della potenza (fig. 6.18) dimostrano quanto descritto precedentemente. Rispetto alla prova condotta con scarichi originali la potenza aumenta per numeri di giri compresi fra 3500 giri/min e 6500 giri/min.

I consumi specifici (fig. 6.19) sono inferiori ai precedenti. Il minor consumo si ottiene in assenza di valvola e per la maggior parte del campo di funzionamento è inferiore a 200 g/kWh. Parzializzando leggermente lo scarico (10°-20°) il consumo aumenta comunque di poco (si superano appena 200 g/kWh). Notevoli risultano i consumi quando la valvola supera 50° di chiusura, a conferma della notevole riduzione della potenza all'albero (fig. 6.19).



**Figura 6.19.** Diagrammi del consumo specifico per la condizione di 2/4 di carico del motore. Variazione dell'inclinazione della farfalla della valvola allo scarico da 0° a 80°.

#### 6.5.4 Apertura della valvola di aspirazione 1/4

La presenza della valvola di scarico permette di aumentare i valori della curva di coppia (fig. 6.20) dal regime di minimo fino al regime di 6500 giri/min. Per regimi di giri superiori non si nota alcuna differenza tra le prove condotte con valvola allo scarico e quella con scarico di serie. Le curve relative ad un'apertura della valvola a farfalla fino a 20° tendono infatti a sovrapporsi, oltre i 6500 giri/min, con quella ottenuta dallo scarico senza valvola. Lo scostamento massimo della coppia si ottiene da 4000 giri/min a 5000 giri/min e vale 4,3 Nm, pari a + 10,2%. Tali valori si raggiungono parzializzando il deflusso con angolo di 20° (valori del tutto analoghi si trovano con una parzializzazione di 30°). Confrontando le varie prove si nota che una chiusura maggiore della valvola, anche se consente comunque di recuperare la coppia ai bassi numeri di giri, risulta sconveniente agli alti regimi di giri a causa del ridursi delle prestazioni. Infine, per angoli di rotazione della farfalla superiori a 70° le curve si trovano completamente al di sotto di quella realizzata con gli scarichi di origine.

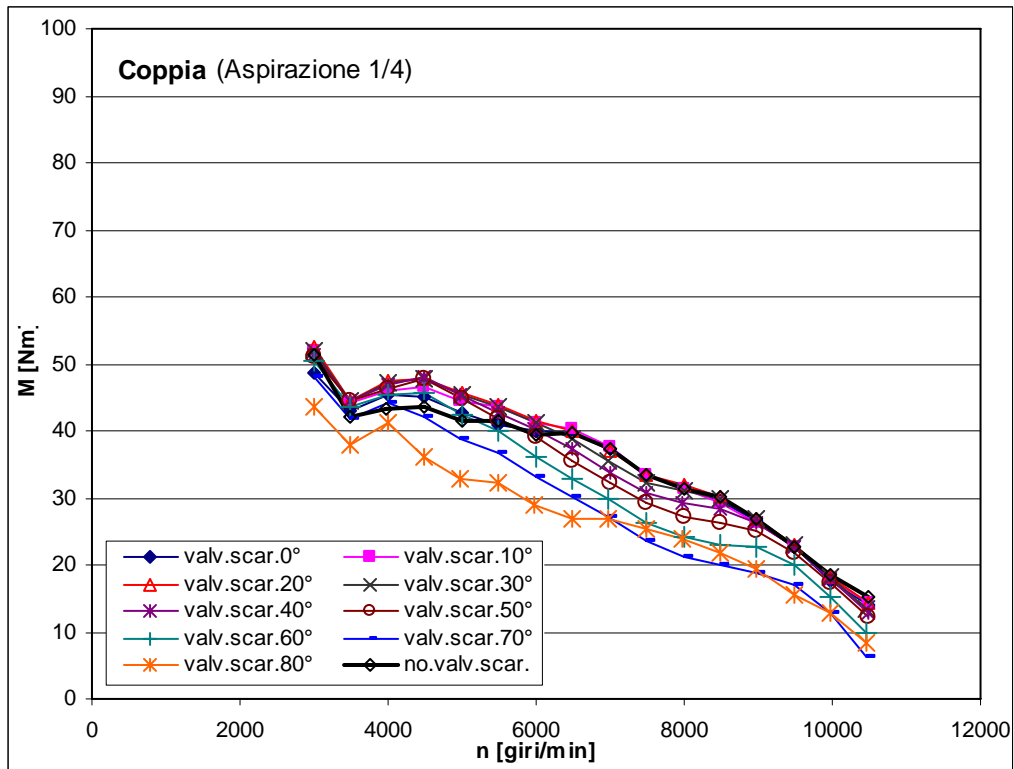


Figura 6.20. Diagrammi della curva di coppia per la condizione di 1/4 di carico del motore. Variazione dell'inclinazione della farfalla della valvola allo scarico da 0° a 80°.

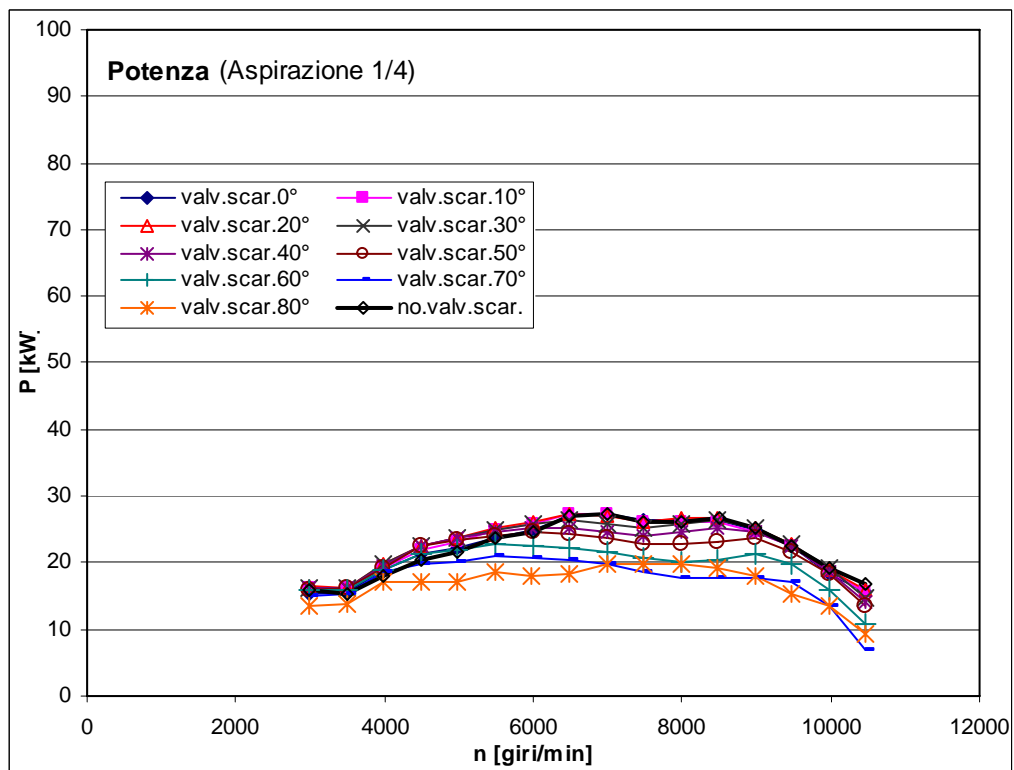
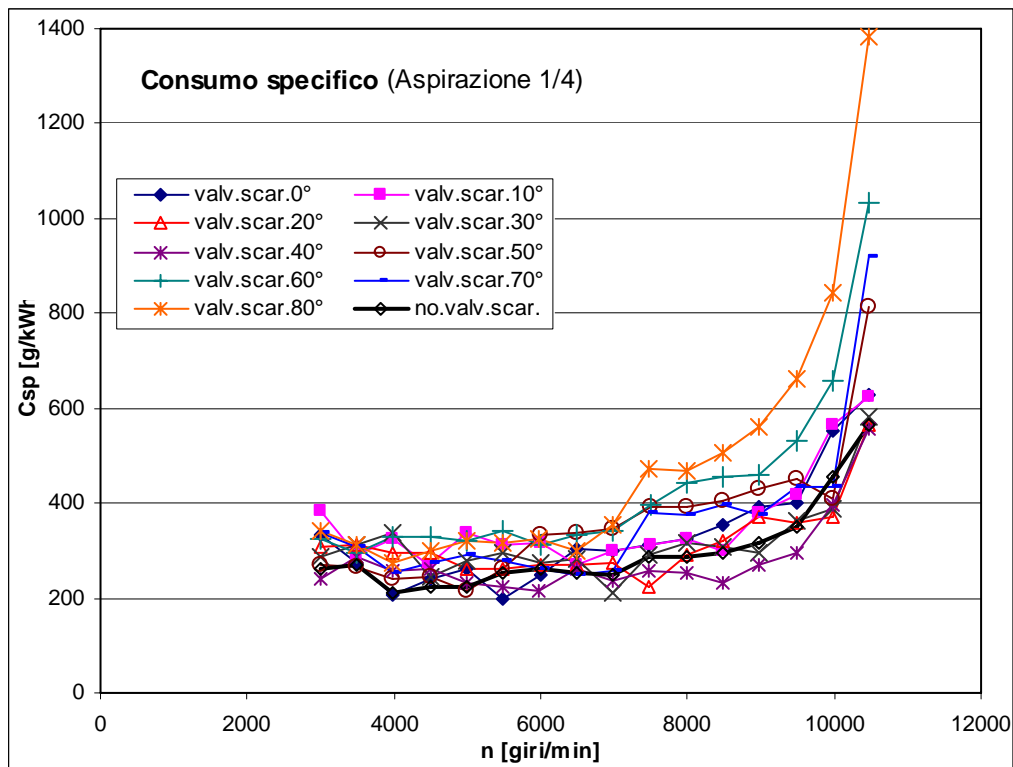


Figura 6.21. Diagrammi della potenza per la condizione di 1/4 di carico del motore. Variazione dell'inclinazione della farfalla della valvola allo scarico da 0° a 80°.



**Figura 6.22.** Diagrammi del consumo specifico per la condizione di 1/4 di carico del motore. Variazione dell'inclinazione della farfalla della valvola allo scarico da 0° a 80°.

L'aumento della coppia ottenuto con rotazioni della farfalla di 20° comporta ai bassi regimi di giri un incremento della potenza (fig. 6.21) di circa 2,5 kW.

L'impiego della valvola non sembra influire negativamente sulle curve del consumo specifico (fig. 6.22), in particolare, per piccoli angoli di rotazione della farfalla allo scarico, si nota addirittura una riduzione del consumo rispetto ai valori riscontrati con gli scarichi della moto di serie.



## 7 Conclusioni

Il presente lavoro di ricerca ha avuto come obiettivo il recupero della coppia ai regimi medio-bassi mediante l'impiego di un dispositivo parzializzatore del condotto di scarico. Si è reso perciò necessario indagare preliminarmente i fenomeni fluidodinamici che avvengono in questi condotti mediante simulazioni con opportuni codici numerici. I risultati pervenuti hanno consentito la scelta del dispositivo da adottare e la sua sistemazione all'interno del condotto. È stato inoltre possibile realizzare un modello che consenta di prevedere quali siano le prestazioni del motore senza ricorrere alle prove al banco (Appendice 5).

L'impiego contemporaneo del codice tridimensionale e di quello monodimensionale hanno permesso di caratterizzare il condotto di scarico e di valutare gli andamenti delle onde di pressione che in esso si formano.

Ulteriore riscontro positivo si è ottenuto realizzando il modello di motore bicilindrico con cui è stato possibile eseguire le simulazioni del funzionamento del motore ai vari regimi di giri. In questa circostanza si è visto che i risultati pervenuti sono confrontabili con quelli delle prove al banco (Appendice 5).

I valori ottenuti sperimentalmente sono stati molto interessanti, si è raggiunto un incremento medio della curva di coppia di circa 8 Nm tra 3500 giri/min e 6500 giri/min e conseguentemente la potenza erogata è aumentata di quasi 5 kW. Dalle prove sperimentali è emerso inoltre che le prestazioni migliori si ottengono per piccoli angoli di chiusura della valvola. Con i dati in possesso è ora possibile realizzare la mappatura delle posizioni della valvola allo scarico in funzione del carico e del numero di giri.

Infine un'ultima considerazione va alla sala di prova che durante questo periodo è stata potenziata in strumentazione e software divenendo più completa ed efficiente.

Si può dire che l'obiettivo prefissato inizialmente è stato raggiunto con un buon risultato.

Ing. Riccardo Toazza



## *Appendice 1*

### *Caratteristiche tecniche del motore V990 RR*

In tabella A1.1 sono raccolti i dati tecnici relativi al motore della motocicletta RSV 1000 impiegata per le prove al banco.

**Tabella A1.1 Caratteristiche tecniche del motore V990 RR.**

<b>Modello</b>	V990 NG			
<b>Tipo</b>	4Tempi-V 60°-bicilindrico-quattro valvole per cilindro			
<b>Numero Cilindri</b>	2			
<b>Cilindrata Totale</b>	997 ±0,63 cm <sup>3</sup>			
<b>Potenza Massima</b>	102 kW a 9500 giri/min			
<b>Coppia Massima</b>	107 Nm a 7750 giri/min			
<b>Alesaggio/Corsa</b>	97±0,02 mm/67,5±0,015 mm			
<b>Rapporto di Compressione</b>	11,5 ± 0,4:1			
<b>Numero di Giri Minimo</b>	1280 ± 100 giri/min			
<b>Numero di Giri Massimo</b>	11000 ± 100 giri/min			
<b>Iniezione</b>	Elettronica			
<b>Avviamento</b>	Elettrico			
<b>Sistema di Lubrificazione</b>	Carter secco			
<b>Fase di Aspirazione</b>	266° - alzata massima 11,8 mm			
<b>Fase di Scarico</b>	259° - alzata massima 10,6 mm			
<b>Apertura Valvole</b> (gioco 1mm)	25° prima del PMS			
Aspirazione apre (IVO)	61° dopo il PMI			
Aspirazione chiude (IVC)	64° prima del PMI			
Scarico apre (EVO)	15° dopo il PMS			
Scarico chiude (EVC)				
<b>Peso</b>	~ 67kg			
<b>Cambio</b>	Meccanico-6marce- leva del cambio al lato sinistro			
<b>Rapporto di Trasmissione</b>				
<b>Rapporto</b>	<b>Primario</b>	<b>Secondario</b>	<b>Finale Catena</b>	<b>Rapporto Totale</b>
I	1:1,935	1:2,267	1:2,500	1:10,968
II		1:1,632		1:7,895
III		1:1,300		1:6,290
IV		1:1,091		1:5,279
V		1:0,960		1:4,645
VI		1:0,885		1:4,280





## Appendice 2

### Modello matematico di scambio termico

La necessità di poter prevedere le potenzialità del radiatore della motocicletta per situazioni termiche differenti da quella di prova ha portato allo sviluppo e alla realizzazione di un modello matematico implementato poi in un foglio di calcolo Excel.

Il modello matematico alla base del foglio di lavoro per la determinazione delle prestazioni del radiatore è stato il seguente.

Si sono considerate le tre equazioni di scambio termico:

$$q_{aria} = \dot{m}_{aria} \cdot c_{p_{aria}} \cdot \Delta T_{aria} ; \quad (A.2.1)$$

$$q_{acqua} = \dot{m}_{acqua} \cdot c_{p_{acqua}} \cdot \Delta T_{acqua} ; \quad (A.2.2)$$

$$q = K \cdot A \cdot \Delta T_{medio} ; \quad (A.2.3)$$

in cui :  $q_{aria}$  è il flusso termico scambiato lato aria;  $\dot{m}_{aria}$  è la portata di massa;  $c_p$  è il calore specifico a pressione costante;  $\Delta T_{aria}$  è il salto di temperatura lato aria;  $\Delta T_{acqua}$  è il salto di temperatura lato acqua;  $\Delta T_{medio}$  è il salto di temperatura medio (l'errore commesso rispetto al  $\Delta T_{medio\_log}$  è inferiore al 7%).

Le incognite del sistema sono: la quantità di calore scambiato dal radiatore , la temperatura dell'acqua in uscita (fig. A2.1) e la temperatura dell'aria in uscita  $T_{u_{aria}}$  (fig. A2.1). Si ha perciò un sistema di tre equazioni linearmente indipendenti in tre incognite, quindi risolubile.

Essendo  $q = q_{aria} = q_{acqua}$  si può scrivere:

$$\Delta T_{aria} = (T_{u_{aria}} - T_{i_{aria}}) = \frac{q}{\dot{m}_{aria} \cdot c_{p_{aria}}} \quad (A.2.4)$$

$$\Delta T_{acqua} = (T_{i_{acqua}} - T_{u_{acqua}}) = \frac{q}{\dot{m}_{acqua} \cdot c_{p_{acqua}}} \quad (A.2.5)$$

$$\Delta T_{medio} = \frac{\Delta_1 + \Delta_2}{2} = \left( \frac{T_{i_{acqua}} - T_{u_{aria}}}{2} + \frac{T_{u_{acqua}} - T_{i_{aria}}}{2} \right) = \frac{q}{K \cdot A} \quad (A.2.6)$$

Raccogliendo il termine  $1/2$  nella (A.2.6), sommando e sottraendo i termini  $T_{u\text{acqua}}$ ,  $T_{i\text{aria}}$  all'interno delle parentesi, si ottiene, dopo alcuni passaggi

$$\text{matematici: } \frac{q}{K \cdot A} = -\frac{1}{2}(\Delta T_{\text{acqua}} + \Delta T_{\text{aria}}) - T_{i\text{aria}} + T_{i\text{acqua}} \quad (\text{A.2.7})$$

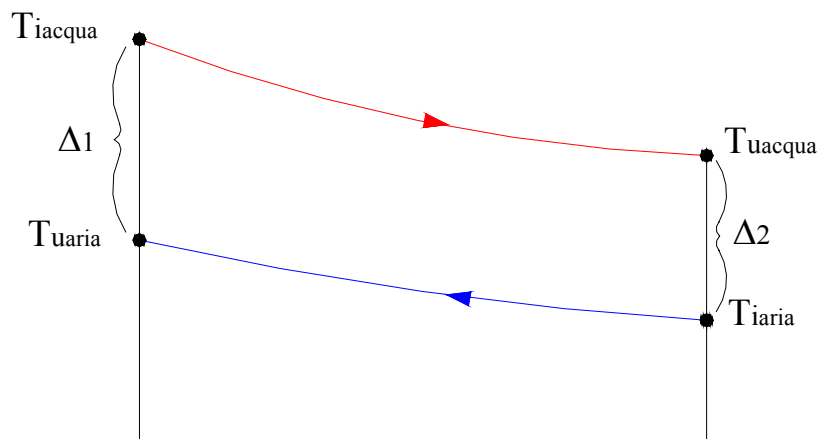
Sostituendo nella (A.2.7) le (A.2.4) e (A.2.5) si perviene alla seguente:

$$\frac{q}{K \cdot A} = -\frac{1}{2} \left( \frac{q}{\dot{m}_{\text{acqua}} \cdot c_{p\text{acqua}}} + \frac{q}{\dot{m}_{\text{aria}} \cdot c_{p\text{aria}}} \right) - T_{i\text{aria}} + T_{i\text{acqua}} \quad (\text{A.2.8})$$

Esplicitando la (A.2.8) rispetto al flusso termico  $q$ :

$$q = \frac{T_{i\text{acqua}} - T_{i\text{aria}}}{\left( \frac{1}{K \cdot A} + \frac{1}{2} \left( \frac{1}{\dot{m}_{\text{acqua}} \cdot c_{p\text{acqua}}} + \frac{1}{\dot{m}_{\text{aria}} \cdot c_{p\text{aria}}} \right) \right)} \quad (\text{A.2.9})$$

L'equazione (A.2.9) permette di calcolare il flusso termico scambio in funzione delle temperature di ingresso dei fluidi  $T_{i\text{acqua}}$ ,  $T_{i\text{aria}}$  (fig. A2.1), delle portate di massa  $\dot{m}_{\text{aria}}$ ,  $\dot{m}_{\text{acqua}}$  e delle caratteristiche del radiatore ( $K$ ,  $A$ ). Determinato il flusso termico  $q$ , è possibile risalire alle temperature di uscita del refrigerante  $T_{u\text{acqua}}$  e dell'aria  $T_{u\text{aria}}$  dal radiatore (fig. A2.1) secondo le equazioni (A.2.4-A.2.5).



**Figura A2.1. Variazione di temperatura lungo uno scambiatore con fluidi in controcorrente.**

È importante notare che il coefficiente di scambio termico  $K$ , presente nella (A.2.9), dipende a sua volta dalle velocità di deflusso, ovvero dalle portate lato aria ( $\dot{m}_{\text{aria}}$ ) e lato acqua ( $\dot{m}_{\text{acqua}}$ ). Per ovviare a questo problema nell'espressione (A.2.9) si impiegano i valori del coefficiente di scambio termico determinati

elaborando i risultati delle prove sperimentali (tab. A2.1). I valori della potenza termica specifica, ricavati tramite sperimentazione, sono però limitati alle portate di refrigerante di 1000 dm<sup>3</sup>/h, 2000 dm<sup>3</sup>/h, 3000 dm<sup>3</sup>/h, 4000 dm<sup>3</sup>/h e alle diverse velocità di attraversamento dell'aria (5 m/s, 10 m/s, 15 m/s, 20 m/s). Per valori superiori di portata di fluido refrigerante e di velocità dell'aria il coefficiente di scambio termico  $K$  deve quindi essere estrapolato (fig. A2.2).

Il modello matematico precedentemente descritto è stato implementato in un foglio di calcolo Excel, in questo modo, fissate le portate di massa d'aria ( $\dot{m}_{aria}$ ) e di refrigerante ( $\dot{m}_{acqua}$ ), quindi il coefficiente di scambio termico  $K$ , è stato possibile aver rapidamente il valore della potenza termica scambiata  $q$  e le temperature di uscita dei due fluidi  $T_{u\ acqua}$ ,  $T_{u\ aria}$  in funzione delle temperature all'ingresso del radiatore  $T_{i\ aria}$ ,  $T_{i\ acqua}$ .

La tab. A2.1 riporta le prestazioni del radiatore ricavate secondo i dati sperimentali.

La tab. A2.2 prevede, attraverso il modello matematico precedentemente descritto, le prestazioni che avrà il radiatore in tutto il campo di portate della pompa se sottoposto a temperature d'ingresso dei due fluidi piuttosto critiche ( $T_{i\ acqua} = 90^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{i\ aria} = 30^{\circ}\text{C}$ ).

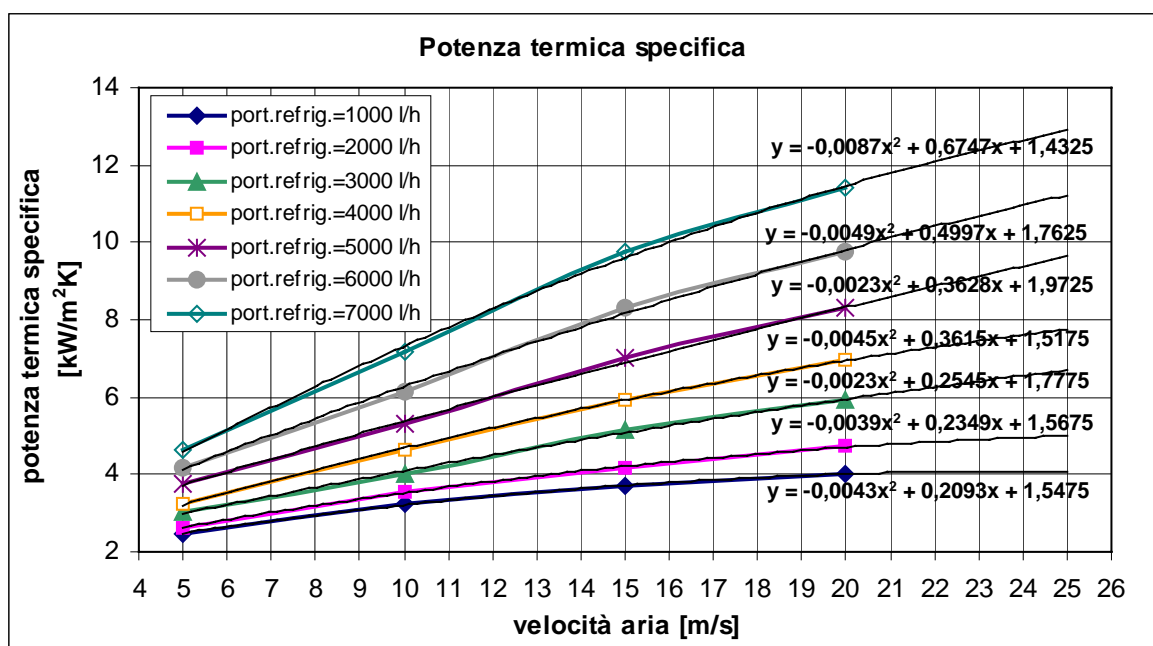


Figura A2.2. Potenza termica specifica del radiatore in funzione della velocità dell'aria, per differenti portate del liquido refrigerante.

Tabella A2.1. Prestazioni del radiatore della moto RSV 1000.

Vel. aria	q <sub>v</sub> aria	m' aria *	T.aria i.	T.aria u.	Δp <sub>s</sub> aria	q <sub>v</sub> refr.	m' refr. **	T.refr. i.	T.refr. u.	K	P termica	Δp <sub>s</sub> refr.
[m/s]	[m <sup>3</sup> /h]	[kg/s]	[°C]	[°C]	[mbar]	[dm <sup>3</sup> /h]	[kg/s]	[°C]	[°C]	[kW/m <sup>2</sup> K]	[kW]	[mbar]
5	1426	0,461	12,75	-	1,65	997	0,2853	72,73	61,75	2,48	10,8	33
10	2872	0,929	12,42	-	4,38	1001	0,2864	72,51	58,61	3,23	13,72	35
15	4331	1,402	12,56	-	8,98	999	0,2858	72,62	56,93	3,7	15,47	37
20	5748	1,860	14,15	-	14,77	999	0,2858	74,06	57,28	4,02	16,54	37

Vel. aria	q <sub>v</sub> aria	m' aria *	T.aria i.	T.aria u.	Δp <sub>s</sub> aria	q <sub>v</sub> refr.	m' refr. **	T.refr. i.	T.refr. u.	K	P termica	Δp <sub>s</sub> refr.
[m/s]	[m <sup>3</sup> /h]	[kg/s]	[°C]	[°C]	[mbar]	[dm <sup>3</sup> /h]	[kg/s]	[°C]	[°C]	[kW/m <sup>2</sup> K]	[kW]	[mbar]
5	1434	0,464	13,34	-	1,58	2003	0,5731	73,41	67,33	2,63	12	93
10	2863	0,926	12,76	-	4,58	1999	0,5719	72,69	64,6	3,57	15,95	96
15	4329	1,401	13,64	-	9,1	1999	0,5719	73,55	64,21	4,17	18,41	97
20	5742	1,858	15,75	-	15,17	2000	0,5722	75,77	65,43	4,72	20,7	97

Vel. aria	q <sub>v</sub> aria	m' aria *	T.aria i.	T.aria u.	Δp <sub>s</sub> aria	q <sub>v</sub> refr.	m' refr. **	T.refr. i.	T.refr. u.	K	P termica	Δp <sub>s</sub> refr.
[m/s]	[m <sup>3</sup> /h]	[kg/s]	[°C]	[°C]	[mbar]	[dm <sup>3</sup> /h]	[kg/s]	[°C]	[°C]	[kW/m <sup>2</sup> K]	[kW]	[mbar]
5	1426	0,461	14,57	-	1,77	3000	0,8583	74,67	69,99	3,01	13,92	184
10	2871	0,929	13,85	-	4,66	2998	0,8578	73,79	67,62	4,04	18,34	188
15	4314	1,396	13,94	-	8,83	3002	0,8589	73,96	66,18	5,13	23,03	190
20	5748	1,860	16,18	-	15,38	3003	0,8592	76,28	67,49	5,93	26,41	190

Vel. aria	q <sub>v</sub> aria	m' aria *	T.aria i.	T.aria u.	Δp <sub>s</sub> aria	q <sub>v</sub> refr.	m' refr. **	T.refr. i.	T.refr. u.	K	P termica	Δp <sub>s</sub> refr.
[m/s]	[m <sup>3</sup> /h]	[kg/s]	[°C]	[°C]	[mbar]	[dm <sup>3</sup> /h]	[kg/s]	[°C]	[°C]	[kW/m <sup>2</sup> K]	[kW]	[mbar]
5	1438	0,465	14,63	-	1,89	4002	1,1450	74,65	70,86	3,22	14,96	314
10	2867	0,928	13,96	-	4,48	3999	1,1442	73,92	68,51	4,66	21,31	317
15	4309	1,394	14,53	-	9,56	4000	1,1444	74,47	67,65	5,95	26,89	318
20	5745	1,859	15,48	-	15,04	4000	1,1444	75,58	67,78	6,94	31,18	319

**Tabella A2.2. Prestazioni del radiatore previste per temperatura d'ingresso dell'aria e del refrigerante rispettivamente di 30°C e di 90°C.**

Vel. aria	q <sub>v</sub> aria	m' aria *	T.aria i.	T.aria u.	Δp <sub>s</sub> aria	q <sub>v</sub> refr.	m' refr. **	T.refr. i.	T.refr. u.	K	P termica	Δp <sub>s</sub> refr.
[m/s]	[m <sup>3</sup> /h]	[kg/s]	[°C]	[°C]	[Pa]	[dm <sup>3</sup> /h]	[kg/s]	[°C]	[°C]	[kW/m <sup>2</sup> K]	[kW]	[Pa]
5	1426	0,461	30	50	170	997	0,2853	90	80,7	2,48	9,27	3555
10	2872	0,929	30	43,3	459	1001	0,2864	90	77,6	3,23	12,42	3555
15	4331	1,402	30	40,2	906	999	0,2858	90	75,7	3,7	14,34	3555
20	5748	1,860	30	38,4	1511	999	0,2858	90	74,4	4,02	15,63	3555
25	7195	2,328	30	36,8	2275	1000	0,2861	90	74,2	4,09	15,82	3555

Vel. aria	q <sub>v</sub> aria	m' aria *	T.aria i.	T.aria u.	Δp <sub>s</sub> aria	q <sub>v</sub> refr.	m' refr. **	T.refr. i.	T.refr. u.	K	P termica	Δp <sub>s</sub> refr.
[m/s]	[m <sup>3</sup> /h]	[kg/s]	[°C]	[°C]	[Pa]	[dm <sup>3</sup> /h]	[kg/s]	[°C]	[°C]	[kW/m <sup>2</sup> K]	[kW]	[Pa]
5	1434	0,464	30	51,7	170	2003	0,5731	90	85,0	2,63	10,12	9429
10	2863	0,926	30	45,3	459	1999	0,5719	90	82,9	3,57	14,24	9429
15	4329	1,401	30	42,0	906	1999	0,5719	90	81,6	4,17	16,88	9429
20	5742	1,858	30	40,3	1511	2000	0,5722	90	80,4	4,72	19,18	9429
25	7195	2,328	30	38,7	2275	2000	0,5722	90	79,8	5	20,44	9429

Vel. aria	q <sub>v</sub> aria	m' aria *	T.aria i.	T.aria u.	Δp <sub>s</sub> aria	q <sub>v</sub> refr.	m' refr. **	T.refr. i.	T.refr. u.	K	P termica	Δp <sub>s</sub> refr.
[m/s]	[m <sup>3</sup> /h]	[kg/s]	[°C]	[°C]	[Pa]	[dm <sup>3</sup> /h]	[kg/s]	[°C]	[°C]	[kW/m <sup>2</sup> K]	[kW]	[Pa]
5	1426	0,461	30	54,6	170	3000	0,8583	90	86,2	3,01	11,43	18702
10	2871	0,929	30	47,2	459	2998	0,8578	90	84,6	4,04	16,12	18702
15	4314	1,396	30	44,7	906	3002	0,8589	90	83,1	5,13	20,62	18702
20	5748	1,860	30	42,8	1511	3003	0,8592	90	82,0	5,93	23,95	18702
25	7195	2,328	30	41,6	2275	3000	0,8583	90	81	6,70	27,06	18702

Vel. aria	q <sub>v</sub> aria	m' aria *	T.aria i.	T.aria u.	Δp <sub>s</sub> aria	q <sub>v</sub> refr.	m' refr. **	T.refr. i.	T.refr. u.	K	P termica	Δp <sub>s</sub> refr.
[m/s]	[m <sup>3</sup> /h]	[kg/s]	[°C]	[°C]	[Pa]	[dm <sup>3</sup> /h]	[kg/s]	[°C]	[°C]	[kW/m <sup>2</sup> K]	[kW]	[Pa]
5	1438	0,465	30	56,0	170	4002	1,1450	90	87,0	3,22	12,17	31376
10	2867	0,928	30	49,7	459	3999	1,1442	90	85,4	4,66	18,35	31376
15	4309	1,394	30	46,9	906	4000	1,1444	90	84,1	5,95	23,68	31376
20	5745	1,859	30	44,9	1511	4000	1,1444	90	83,1	6,94	27,82	31376
25	7195	2,328	30	43,4	2275	4000	1,1444	90	82,2	7,74	31,43	31376

Segue Tab. A2.2

Vel. aria	q <sub>v</sub> aria	m' aria *	T.aria i.	T.aria u.	Δp <sub>s</sub> aria	q <sub>v</sub> refr.	m' refr. **	T.refr. i.	T.refr. u.	K	P termica	Δp <sub>s</sub> refr.
[m/s]	[m <sup>3</sup> /h]	[kg/s]	[°C]	[°C]	[Pa]	[dm <sup>3</sup> /h]	[kg/s]	[°C]	[°C]	[kW/m <sup>2</sup> K]	[kW]	[Pa]
5	1438	0,465	30	59,5	170	5000	1,4306	90	87,2	3,76	13,80	47450
10	2867	0,928	30	52,0	459	5000	1,4306	90	85,9	5,28	20,48	47450
15	4309	1,394	30	49,5	906	5000	1,4306	90	84,5	6,99	27,33	47450
20	5745	1,859	30	47,5	1511	5000	1,4306	90	83,5	8,29	32,64	47450
25	7195	2,328	30	45,9	2275	5000	1,4306	90	82,6	9,40	37,16	47450

Vel. aria	q <sub>v</sub> aria	m' aria *	T.aria i.	T.aria u.	Δp <sub>s</sub> aria	q <sub>v</sub> refr.	m' refr. **	T.refr. i.	T.refr. u.	K	P termica	Δp <sub>s</sub> refr.
[m/s]	[m <sup>3</sup> /h]	[kg/s]	[°C]	[°C]	[Pa]	[dm <sup>3</sup> /h]	[kg/s]	[°C]	[°C]	[kW/m <sup>2</sup> K]	[kW]	[Pa]
5	1438	0,465	30	62,1	170	6000	1,716	90	87,5	4,180	15,01	66924
10	2867	0,928	30	54,9	459	6000	1,716	90	86,1	6,155	23,27	66924
15	4309	1,394	30	52,5	906	6000	1,716	90	84,7	8,288	31,57	66924
20	5745	1,859	30	50,1	1511	6000	1,716	90	83,7	9,778	37,66	66924
25	7195	2,328	30	48,5	2275	6000	1,716	90	82,8	11,192	43,32	66924

Vel. aria	q <sub>v</sub> aria	m' aria *	T.aria i.	T.aria u.	Δp <sub>s</sub> aria	q <sub>v</sub> refr.	m' refr. **	T.refr. i.	T.refr. u.	K	P termica	Δp <sub>s</sub> refr.
[m/s]	[m <sup>3</sup> /h]	[kg/s]	[°C]	[°C]	[Pa]	[dm <sup>3</sup> /h]	[kg/s]	[°C]	[°C]	[kW/m <sup>2</sup> K]	[kW]	[Pa]
5	1438	0,465	30	64,8	170	7000	2,003	90	87,7	4,640	16,26	89797
10	2867	0,928	30	58,2	459	7000	2,003	90	86,2	7,165	26,32	89797
15	4309	1,394	30	55,8	906	7000	2,003	90	84,8	9,757	36,12	89797
20	5745	1,859	30	53	1511	7000	2,003	90	83,9	11,417	42,93	89797
25	7195	2,328	30	50,9	2275	7000	2,003	90	83	12,862	48,86	89797

\* La densità dell'aria è  $\rho_{(T=30^{\circ}\text{C})}=1,165\text{kg/m}^3$  e il calore specifico  $c_p=1,0056\text{ kJ/kgK}$ .

\*\* Il refrigerante è una miscela di acqua e glicole etilenico al 50% ( $\rho=1030\text{ kg/m}^3$ ,  $c_p=3,5\text{ kJ/kgK}$ ).

## Appendice 3

### Convogliatore d'aria

Nel seguente appendice sono riportate le dimensioni del convogliatore d'aria, descritto nel par. 5.2.2.1, impiegato per inviare il flusso d'aria a ridosso del radiatore della motocicletta.

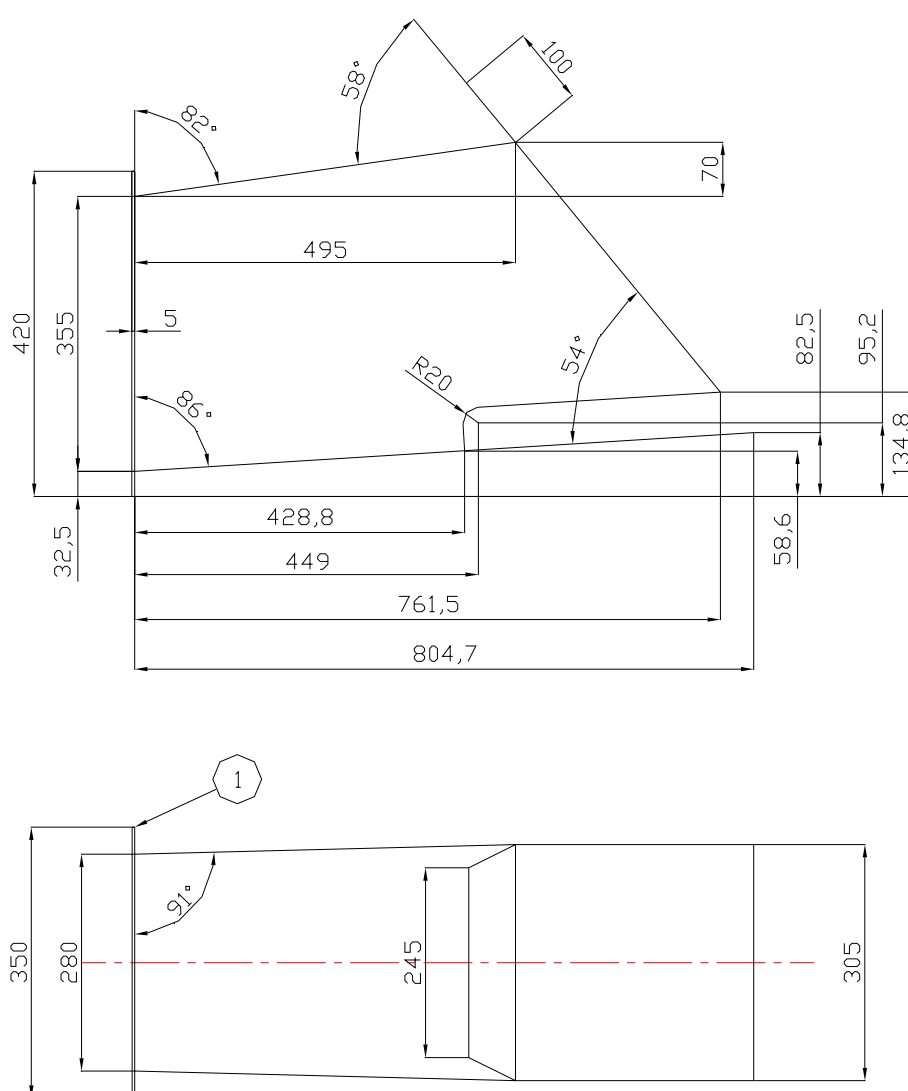


Figura A3.1 Vista in pianta e vista frontale del convogliatore d'aria impiegato nella sala prova. 1. Particolare della flangia di fissaggio alla mandata del ventilatore centrifugo.





## Appendice 4

### ***Taratura del freno dinamometrico Borghi & Saveri FE 260S***

Il freno dinamometrico deve essere tarato ogni qualvolta il valore della coppia, riscontrato nella DCU 2000 in assenza di carico, esca dal campo di tolleranza pari a  $\pm 1,2$  Nm. In questo caso la cella di carico risulta starata ed è opportuno calibrare la coppia con “pesi campione”.

La calibrazione della coppia con “pesi campione” richiede le seguenti operazioni. Si fissano i due bracci di controllo per la misura della coppia in Nm (1019,7 mm) allo statore del freno con le apposite viti di fissaggio. Si preme il tasto **menù**, compare sul display: **“Introdurre codice di protezione”**. Si digita il codice **111** seguito dal tasto **E** (si entra così nel menù principale). Con l’uso delle frecce  $\uparrow$  o  $\downarrow$  si seleziona la riga: **“Calibrazione del trasduttore”**. Si preme il tasto **E** (si entra nel menù di calibrazione). Utilizzando le frecce  $\uparrow$  o  $\downarrow$  ci si porta alla riga **“Coppia: zero e nominale”**. Si pigia il tasto **E** (si entra nel menù di calibrazione della coppia). Con l’uso delle frecce  $\uparrow$  o  $\downarrow$  ci si porta sulla riga **“Celle di carico: CH1”**. Confermata la riga del canale di coppia ci si sposta con la freccia  $\downarrow$  sulla riga **“Coppia nominale: 610,1 Nm”**. Se si vuole eseguire una nuova calibrazione pur non disponendo di tutti i chilogrammi è necessario comunque “un peso campione” non inferiore alla metà del fondoscala del freno. In questo modo si garantisce la precisione in fase di taratura (tab. A4.1).

**Tabella A4.1**

<b>Freno tipo</b>	<b>Peso massimo in kg da mettere sul braccio del freno</b>	<b>Peso minimo in kg per riuscire a fare la taratura del freno con DCU 2000</b>
FE 260S FE300S	60	30

Considerato il Freno modello FE 260S. Si applica un peso complessivo di 43,381 kg (si veda tab. A4.2) sul braccio di 1019,7 mm, si digita sulla riga **“Coppia nominale: 433,81 Nm”**. Quindi ci si sposta con la  $\downarrow$  sulla riga: **“Calibrazione nessuna”**.

Tenendo premuto **./S** contemporaneamente con la freccia  $\downarrow$  si legge: **“Calibrazione: zero”**. Si preme il tasto **E**, si legge **“Introdurre codice di protezione”**, si digita il codice **361** seguito dal tasto **E**. Si legge: **“Scarica il**

**sistema CA1**” (o **CA2**). Si tolgono eventuali pesi sui bracci, si preme il tasto **E**, si legge **“Zero in corso”** e compare la lettura in mV sulla riga **“Zero: x,xxx mV”**.

Si attende la successiva scrittura **“Calibrazione: sensibilità”**. Sulla stessa riga si preme il tasto **E**. Compare la scritta: **“Caricare il sistema CA1 (o CA2)”**. Si mette sul braccio dal lato della cella di carico il “peso campione” non inferiore alla metà del fondoscala del freno e si preme il tasto **E**. Si attende la successiva scrittura: **“Calibrazione della coppia nominale in corso CA1 (o CA2)”** e dopo qualche secondo compare la riga: **“Calibrazione: nessuna”**. Questo vuol dire che la calibrazione è stata accettata dal modulo DCU 2000 con l’indicazione in Volt del segnale di coppia CH1 (o CH2) in ingresso sulla riga: **“Sensibilità: y,yyy V”**.

Si premono il tasto **E** e due volte il tasto **ESC**. Se si legge il valore del peso messo sul braccio la calibrazione è terminata positivamente (con un braccio di 1019,7 mm ogni chilogrammo di peso sul braccio deve corrispondere a 10 Nm letti sul display). Togliendo il peso, sul display indicatore si deve leggere 0 Nm.

**Tabella A. 4.2**

<b>Pesi impiegati per la taratura del freno</b>	<b>N.°</b>	<b>Peso unitario [kg]</b>
Pesi circolari	04	10,275
Sostegno porta-pesi	01	2,281
Peso complessivo		43,381

## Appendice 5

### Confronto prove sperimentali e simulate

I grafici seguenti riportano le curve di potenza, coppia e consumo specifico ottenute sia con prove sperimentali sia con simulazioni tramite modello monodimensionale della Lotus Engineering.

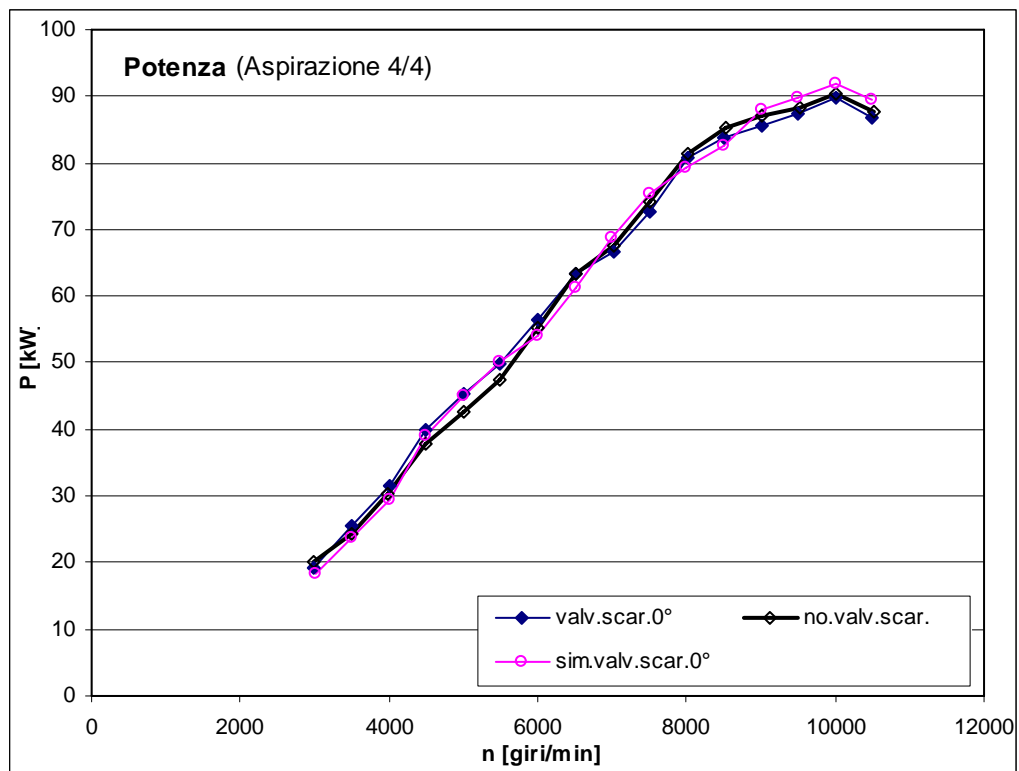


Figura A5.1. Curva di potenza (prova sperimentale e simulata). Apertura della valvola a farfalla in aspirazione: 4/4. Valvola allo scarico: 0°.

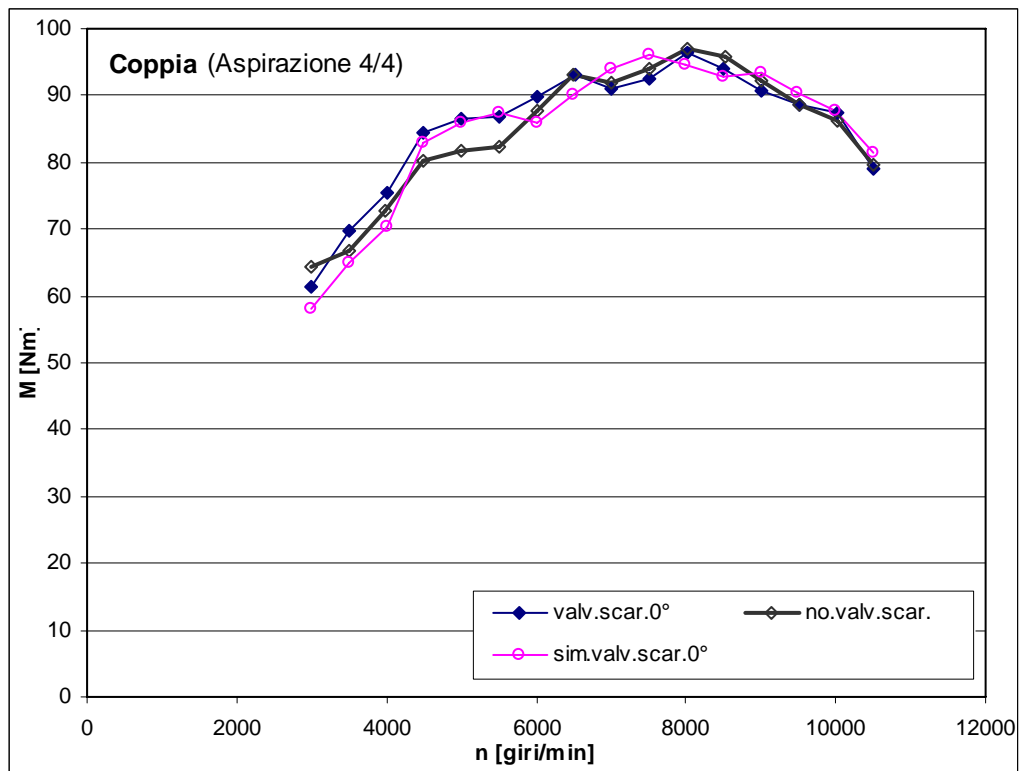


Figura A5.2. Curva di coppia (prova sperimentale e simulata). Apertura della valvola a farfalla in aspirazione: 4/4. Valvola allo scarico: 0°.

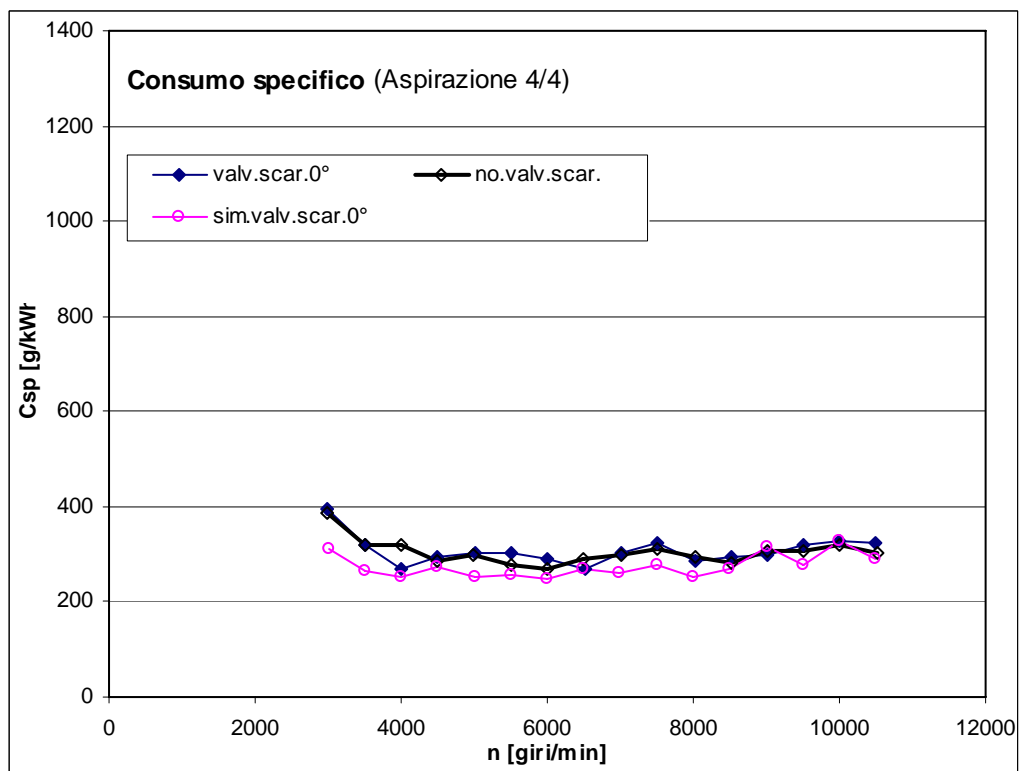


Figura A5.3. Curva del consumo specifico (prova sperimentale e simulata). Apertura della valvola a farfalla in aspirazione: 4/4. Valvola allo scarico: 0°.

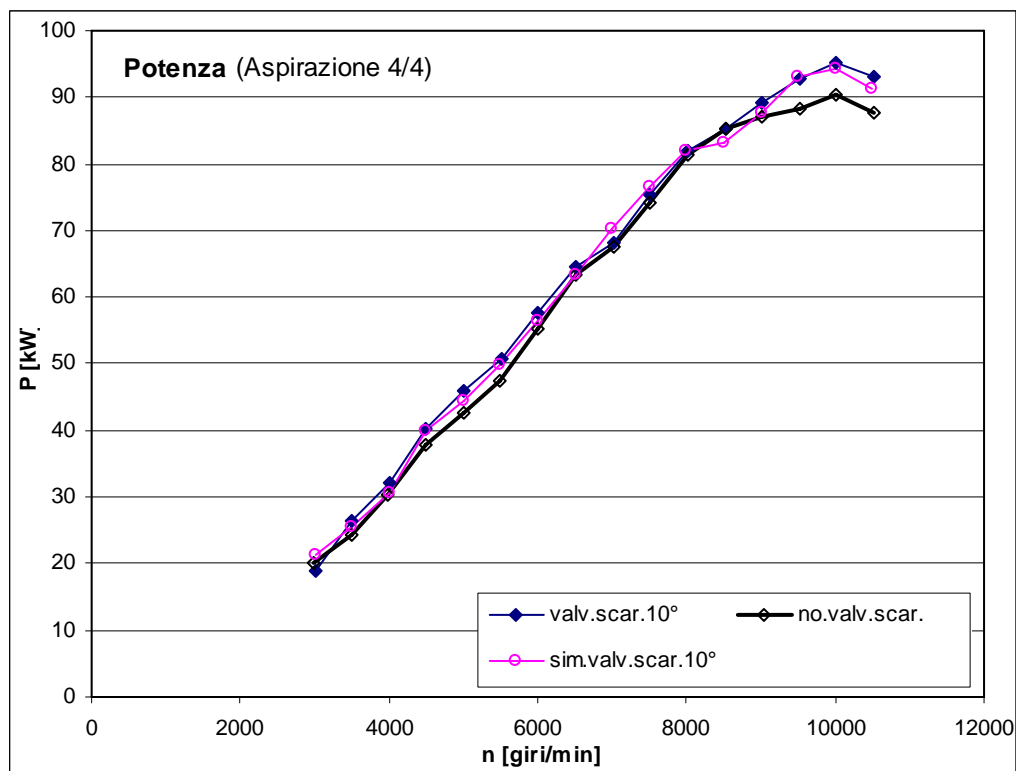


Figura A5.4. Curva di potenza (prova sperimentale e simulata). Apertura della valvola a farfalla in aspirazione: 4/4. Valvola allo scarico: 10°.

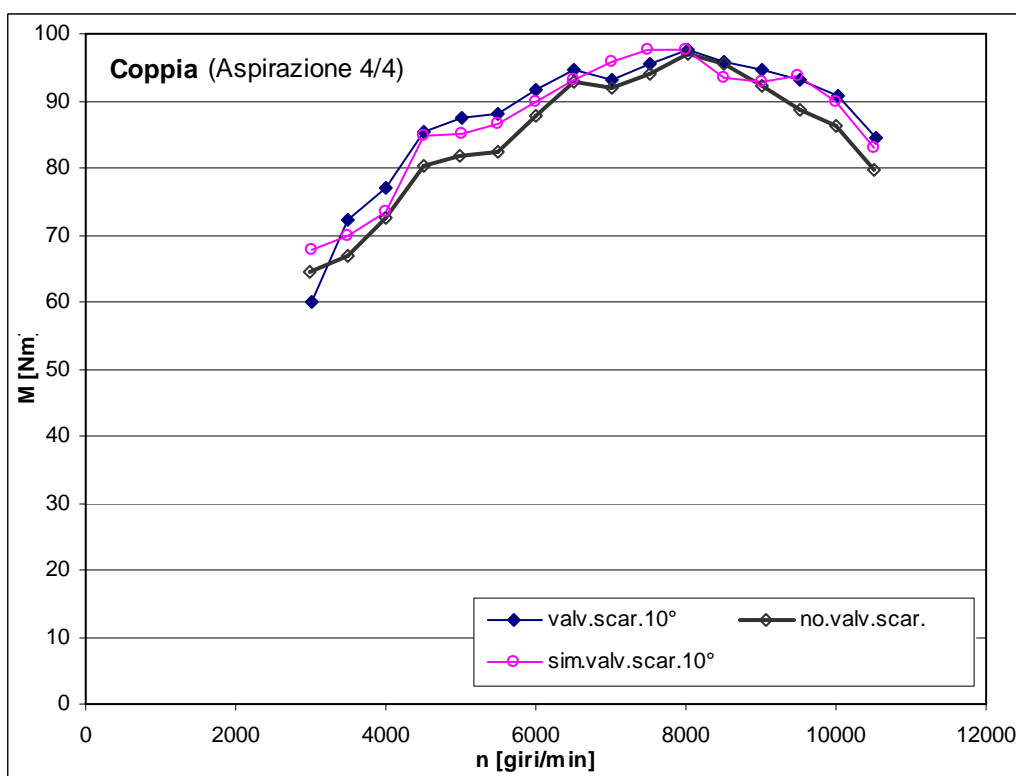


Figura A5.5. Curva di coppia (prova sperimentale e simulata). Apertura della valvola a farfalla in aspirazione: 4/4. Valvola allo scarico: 10°.

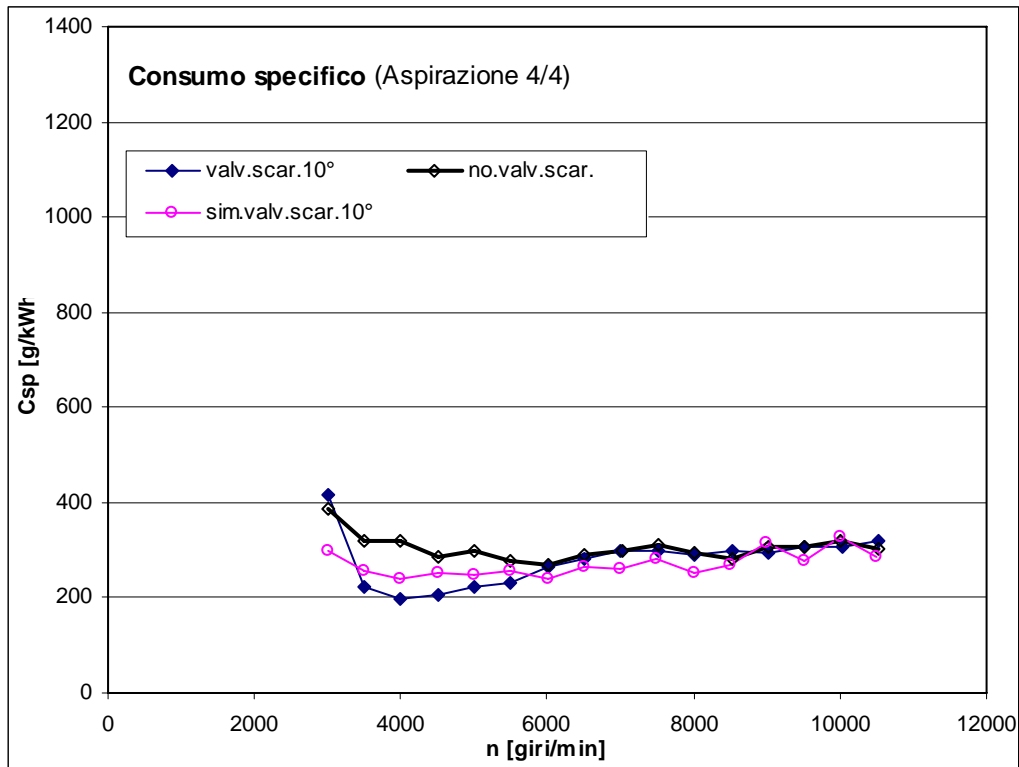


Figura A5.6. Curva del consumo specifico (prova sperimentale e simulata). Apertura della valvola a farfalla in aspirazione: 4/4. Valvola allo scarico: 10°.

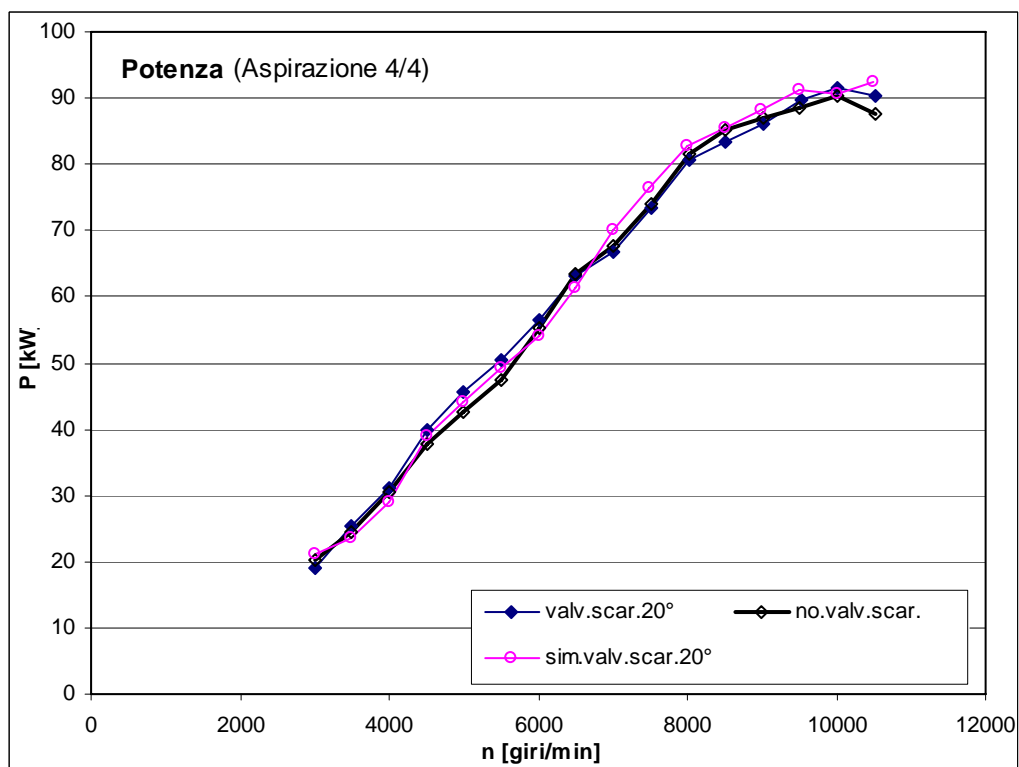


Figura A5.7. Curva di potenza (prova sperimentale e simulata). Apertura della valvola a farfalla in aspirazione: 4/4. Valvola allo scarico: 20°.

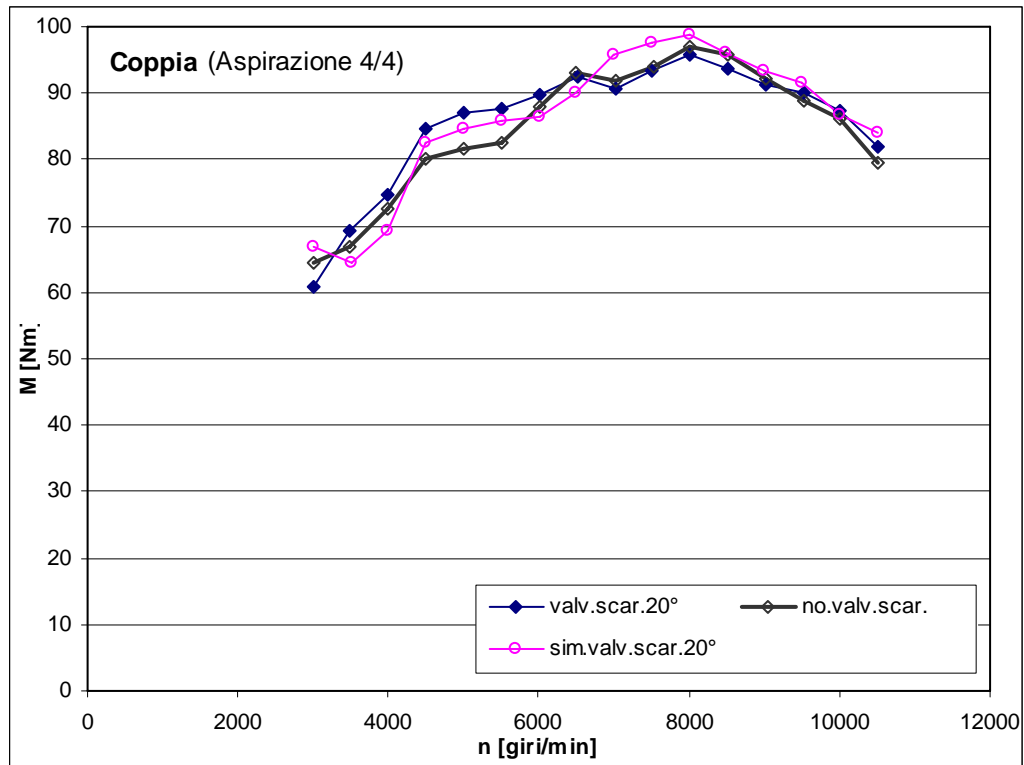


Figura A5.8. Curva di coppia (prova sperimentale e simulata). Apertura della valvola a farfalla in aspirazione: 4/4. Valvola allo scarico: 20°.

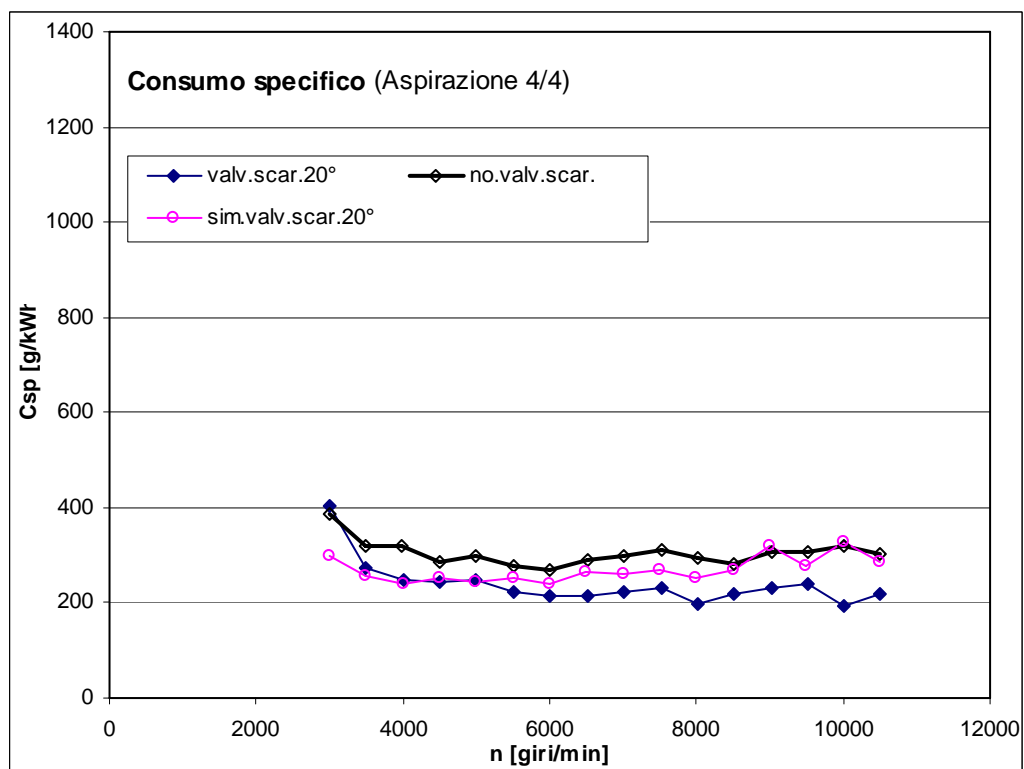
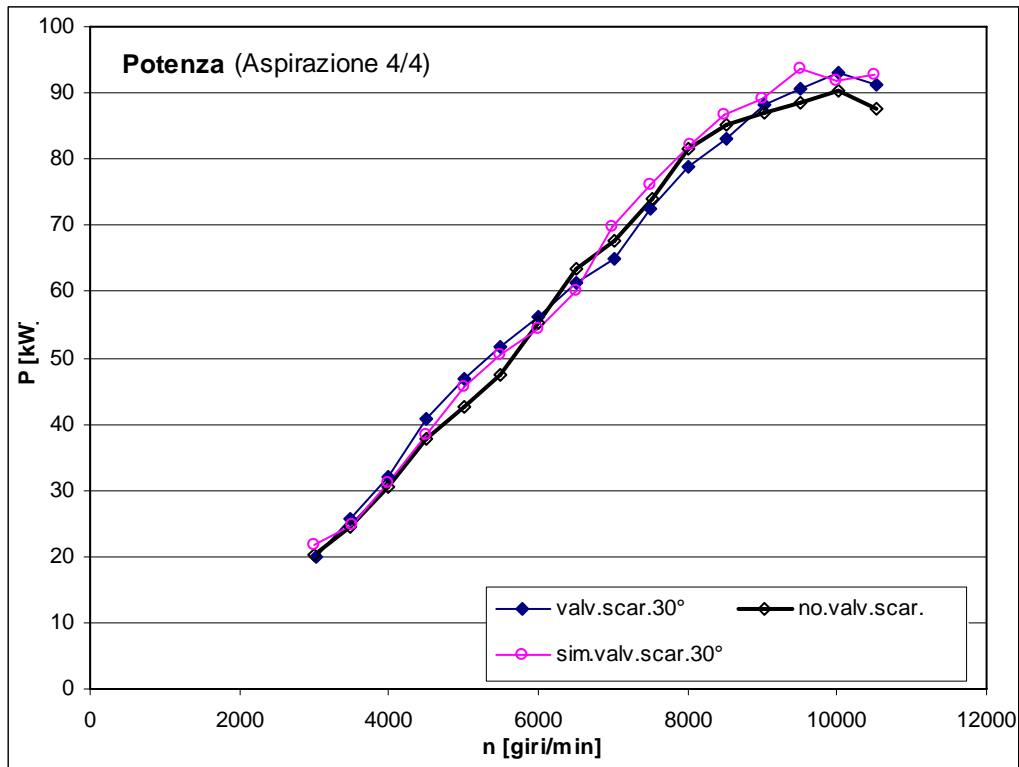
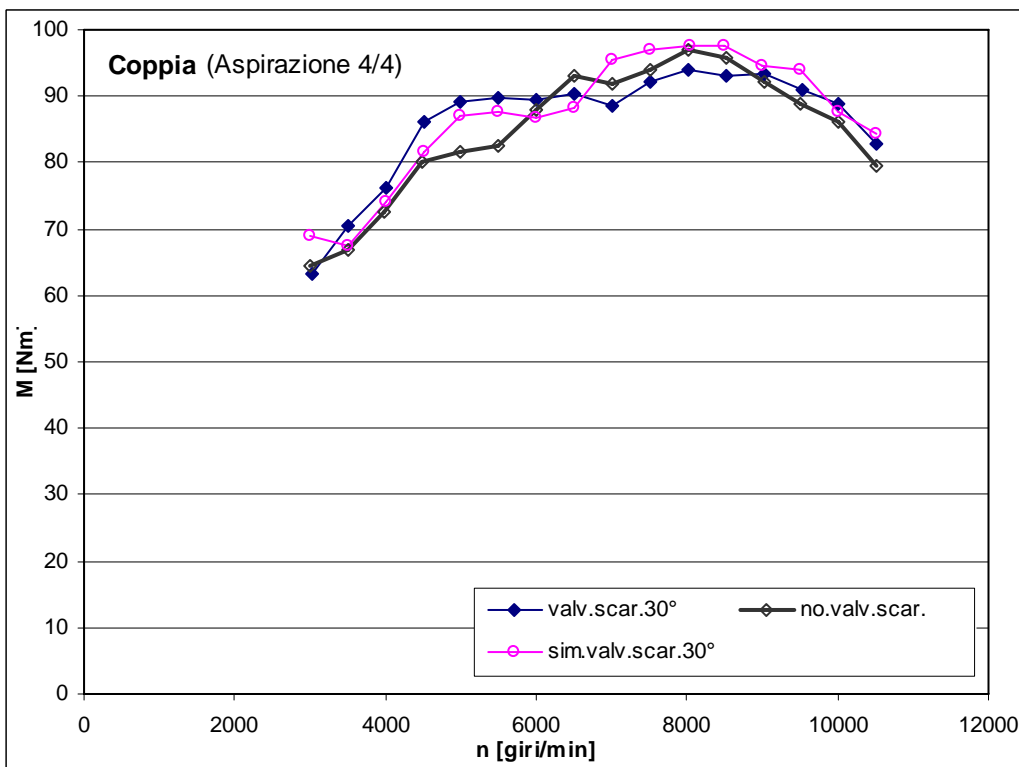


Figura A5.9. Curva del consumo specifico (prova sperimentale e simulata). Apertura della valvola a farfalla in aspirazione: 4/4. Valvola allo scarico: 20°.





**Figura A5.10. Curva di potenza (prova sperimentale e simulata). Apertura della valvola a farfalla in aspirazione: 4/4. Valvola allo scarico: 30°.**



**Figura A5.11. Curva di coppia (prova sperimentale e simulata). Apertura della valvola a farfalla in aspirazione: 4/4. Valvola allo scarico: 30°.**

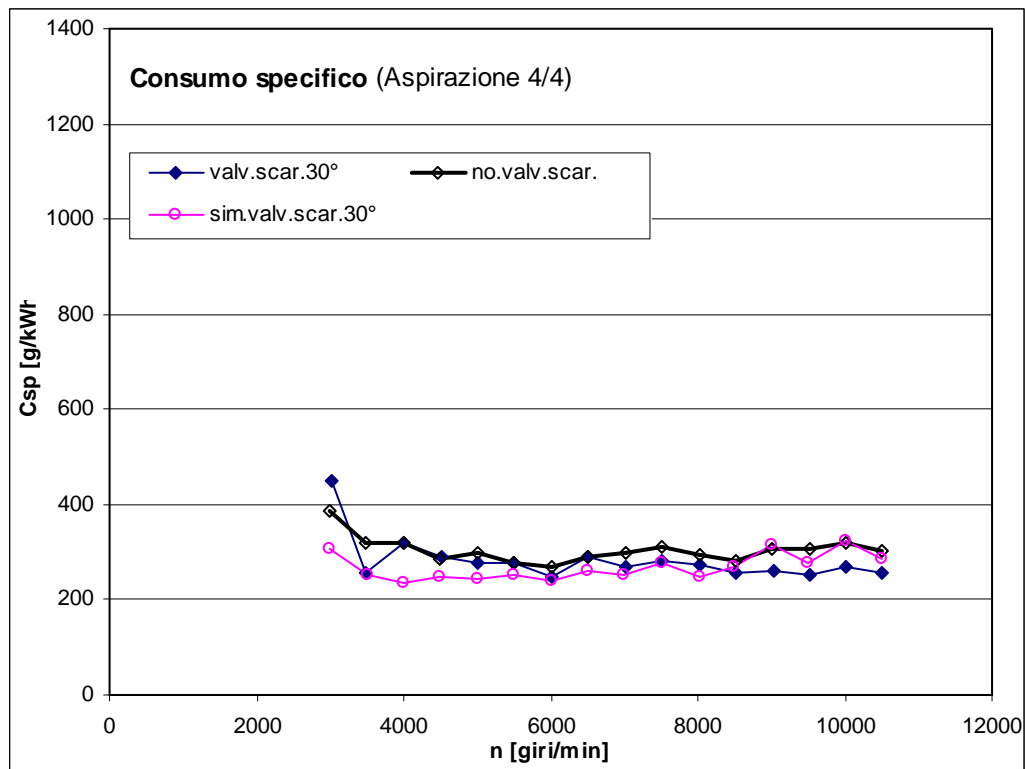


Figura A5.12. Curva del consumo specifico (prova sperimentale e simulata). Apertura della valvola a farfalla in aspirazione: 4/4. Valvola allo scarico: 30°.

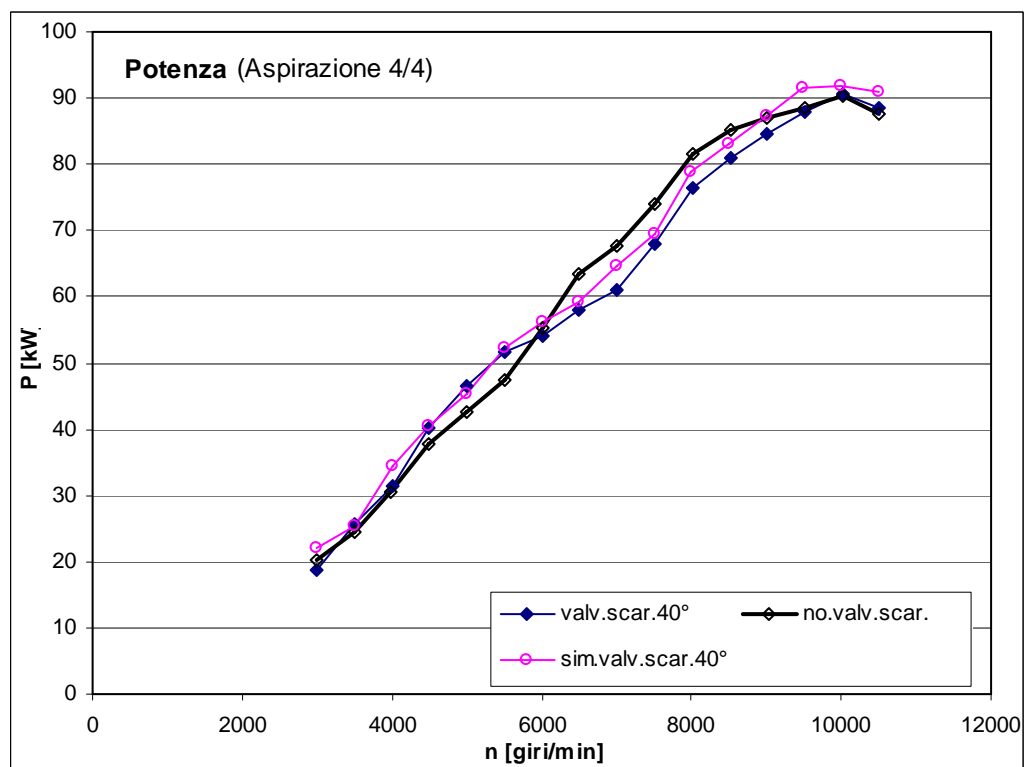


Figura A5.13. Curva di potenza (prova sperimentale e simulata). Apertura della valvola a farfalla in aspirazione: 4/4. Valvola allo scarico: 40°.

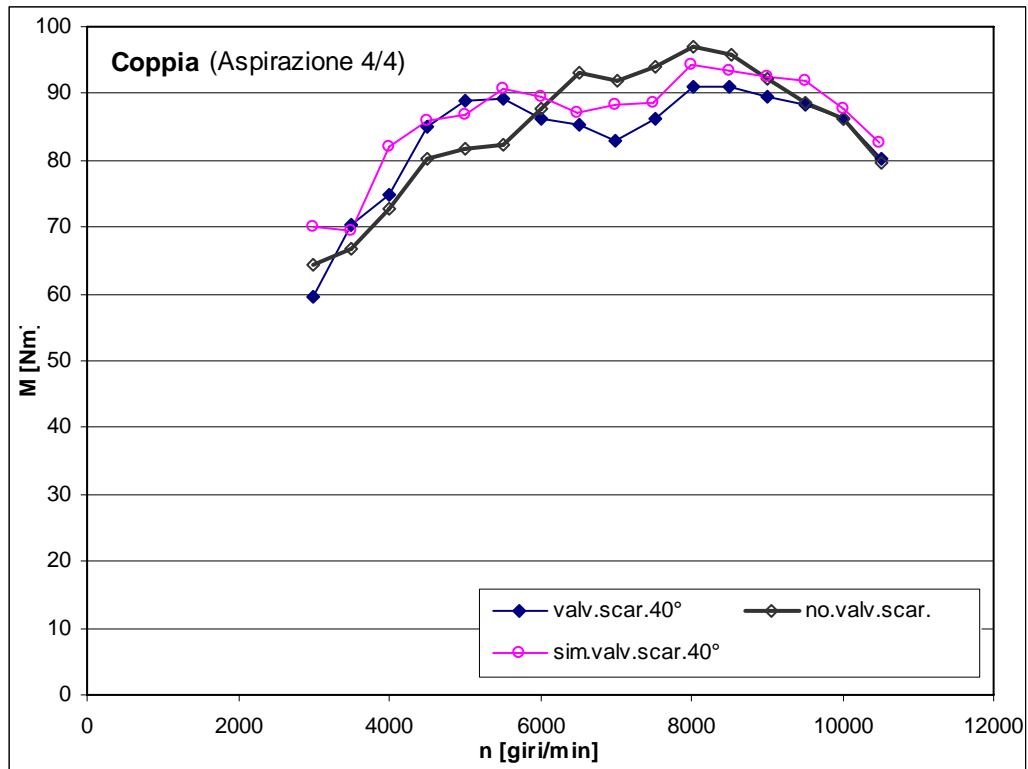


Figura A5.14. Curva di coppia (prova sperimentale e simulata). Apertura della valvola a farfalla in aspirazione: 4/4. Valvola allo scarico: 40°.

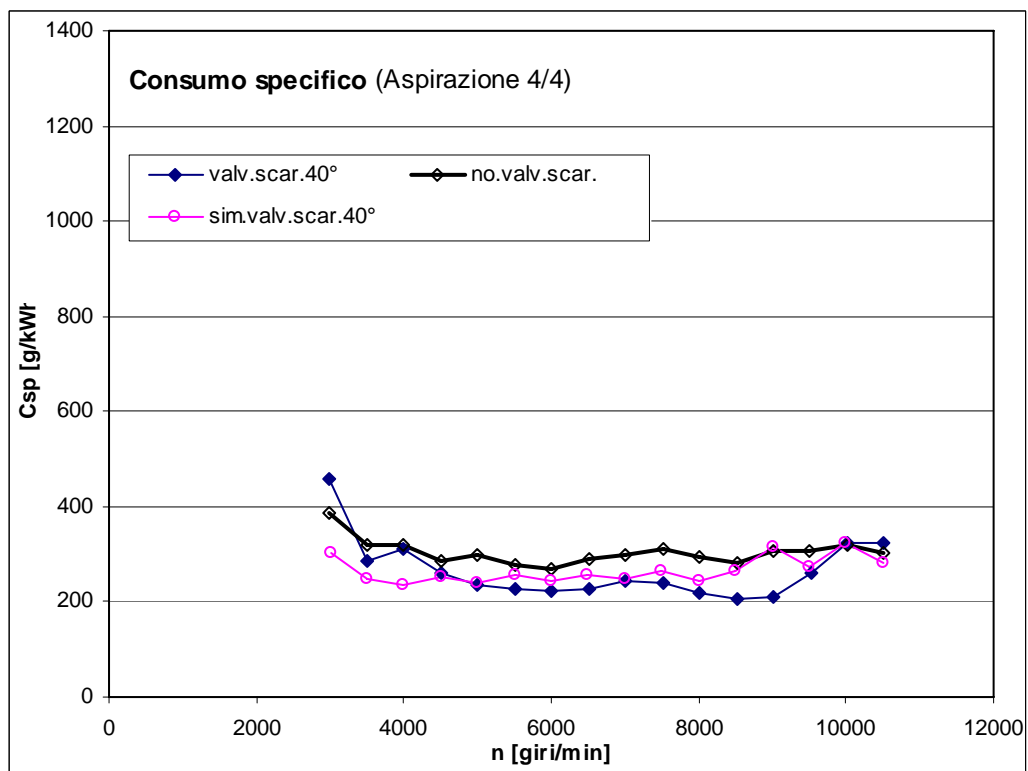


Figura A5.15. Curva del consumo specifico (prova sperimentale e simulata). Apertura della valvola a farfalla in aspirazione: 4/4. Valvola allo scarico: 40°.

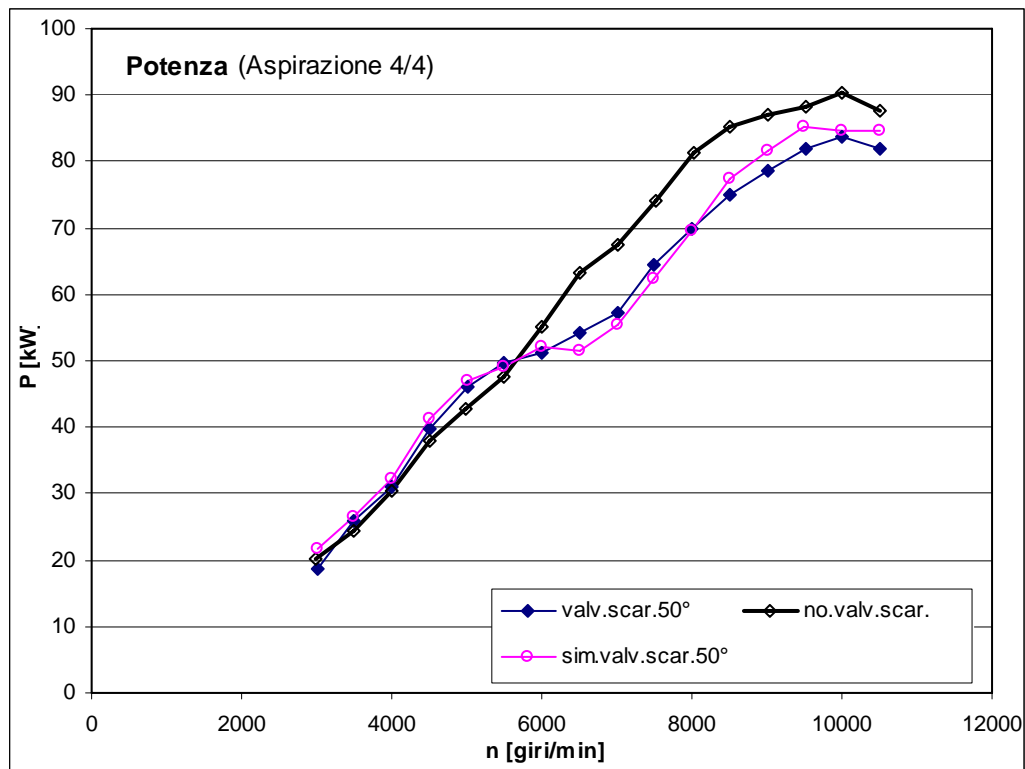


Figura A5.16. Curva di potenza (prova sperimentale e simulata). Apertura della valvola a farfalla in aspirazione: 4/4. Valvola allo scarico: 50°.

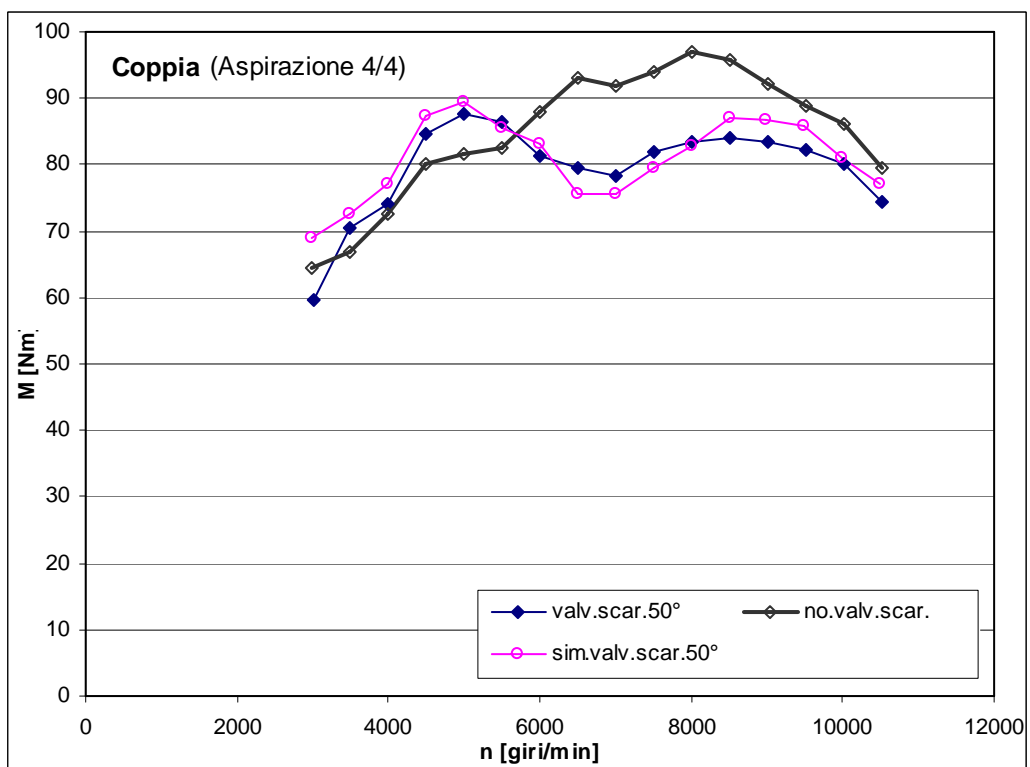


Figura A5.17. Curva di coppia (prova sperimentale e simulata). Apertura della valvola a farfalla in aspirazione: 4/4. Valvola allo scarico: 50°.

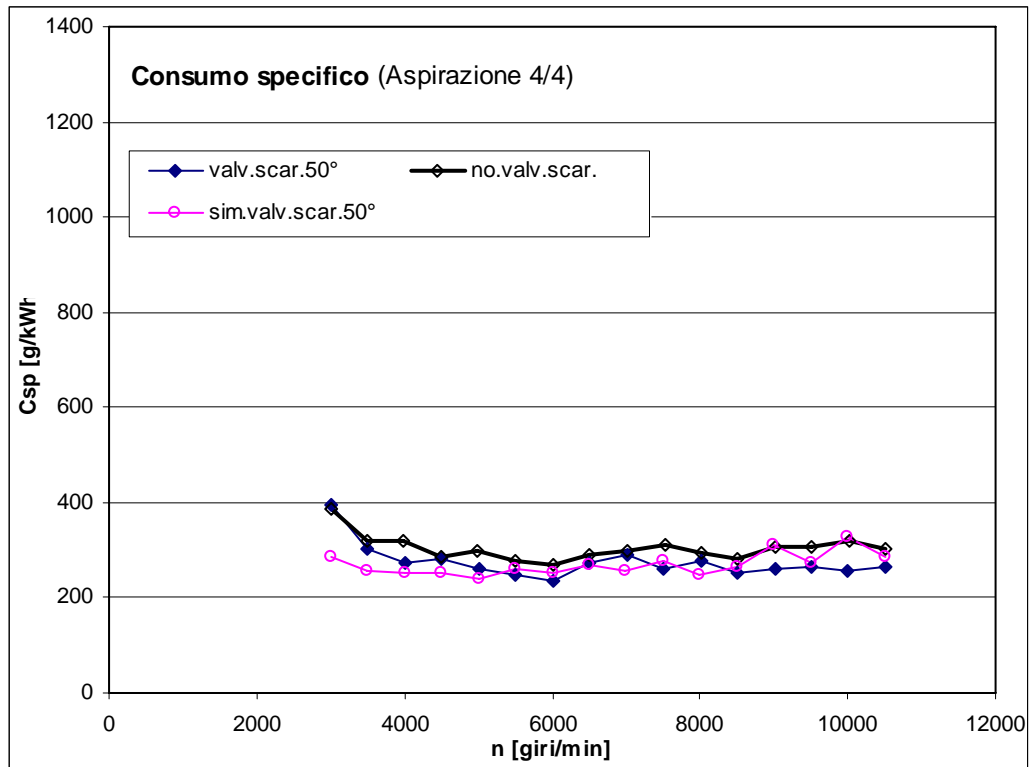


Figura A5.18. Curva del consumo specifico (prova sperimentale e simulata). Apertura della valvola a farfalla in aspirazione: 4/4. Valvola allo scarico: 50°.

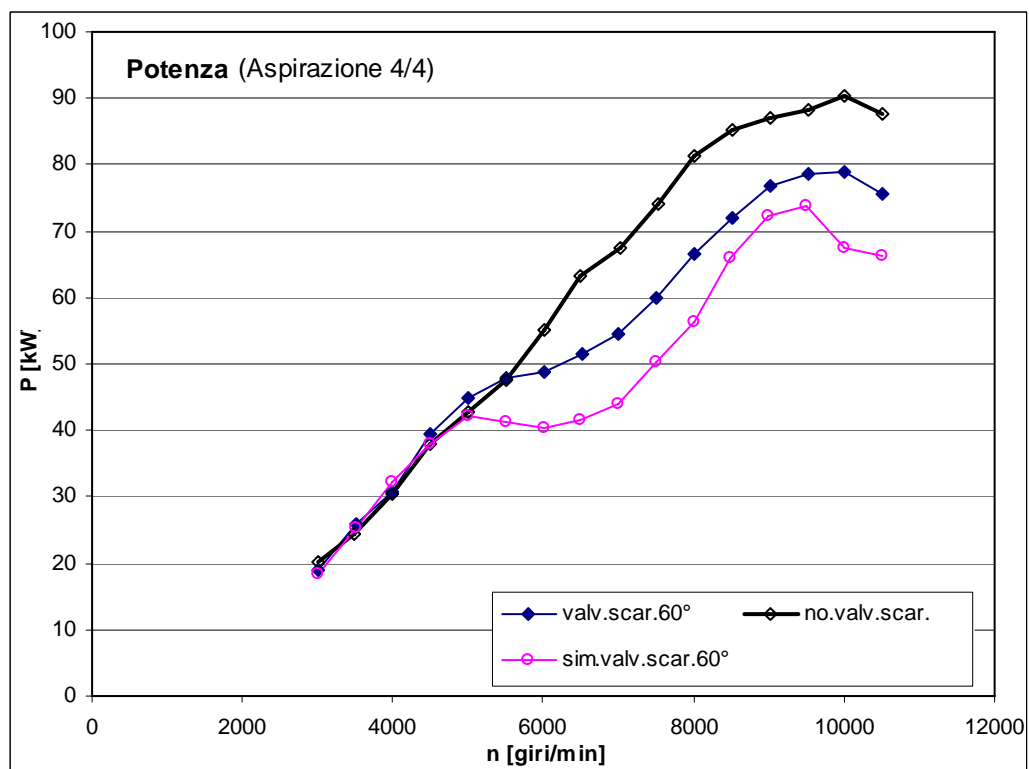


Figura A5.19. Curva di potenza (prova sperimentale e simulata). Apertura della valvola a farfalla in aspirazione: 4/4. Valvola allo scarico: 60°.

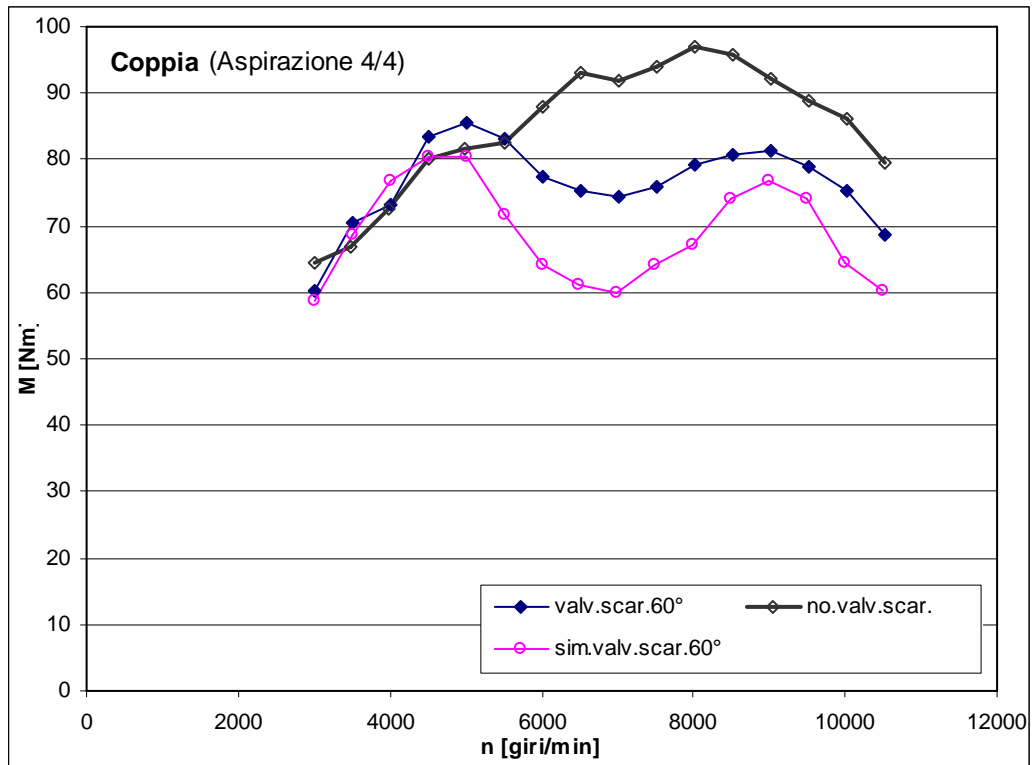


Figura A5.20. Curva di coppia (prova sperimentale e simulata). Apertura della valvola a farfalla in aspirazione: 4/4. Valvola allo scarico: 60°.

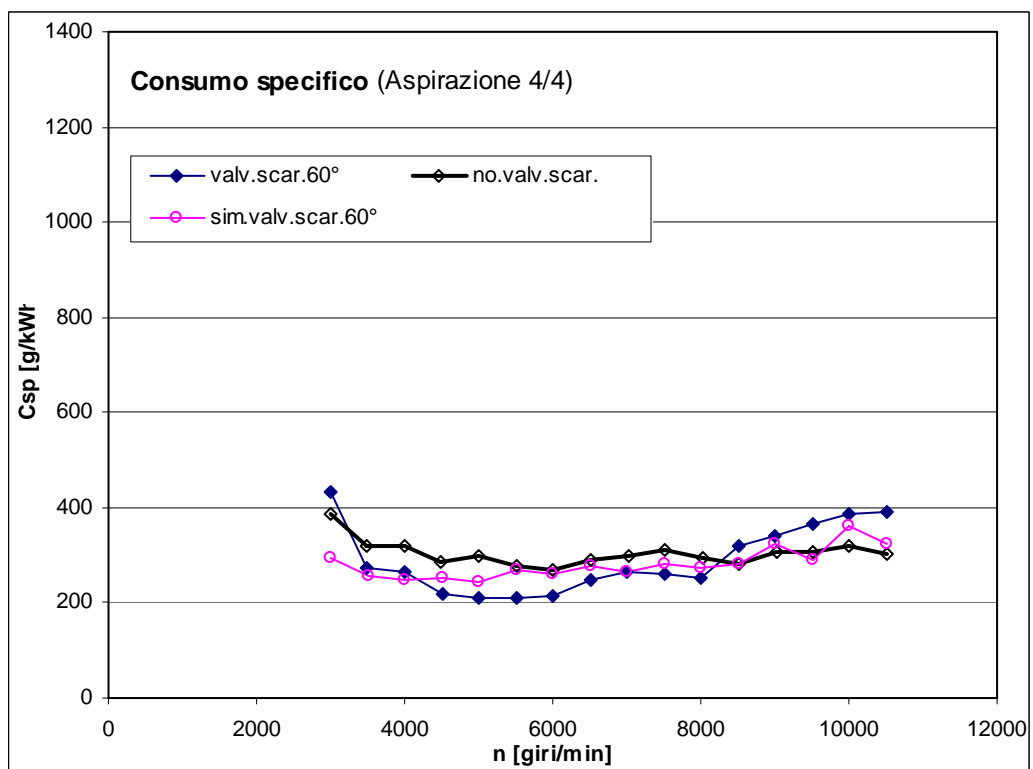


Figura A5.21 Curva del consumo specifico (prova sperimentale e simulata). Apertura della valvola a farfalla in aspirazione: 4/4. Valvola allo scarico: 60°.

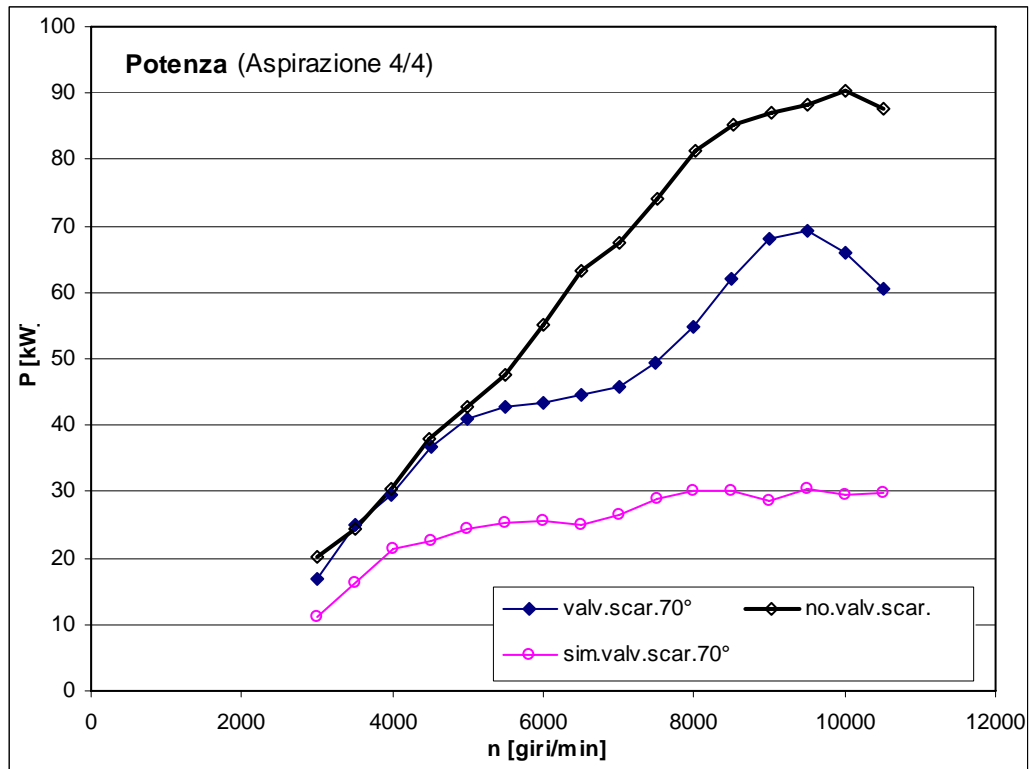


Figura A5.22. Curva di potenza (prova sperimentale e simulata). Apertura della valvola a farfalla in aspirazione: 4/4. Valvola allo scarico: 70°.

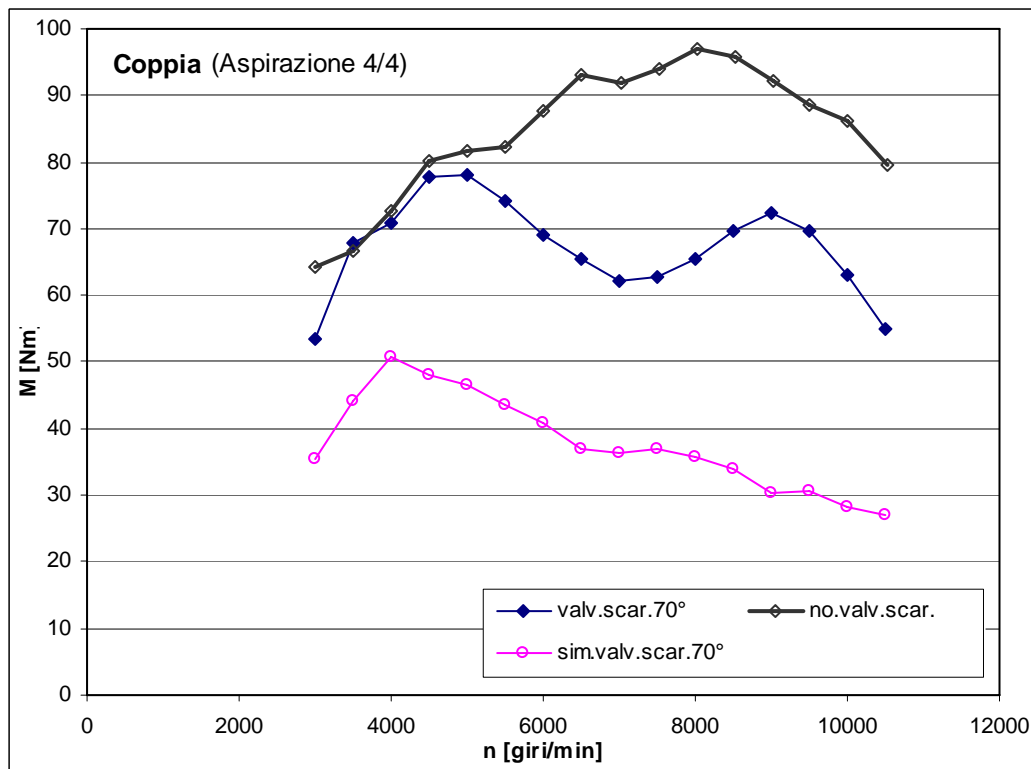
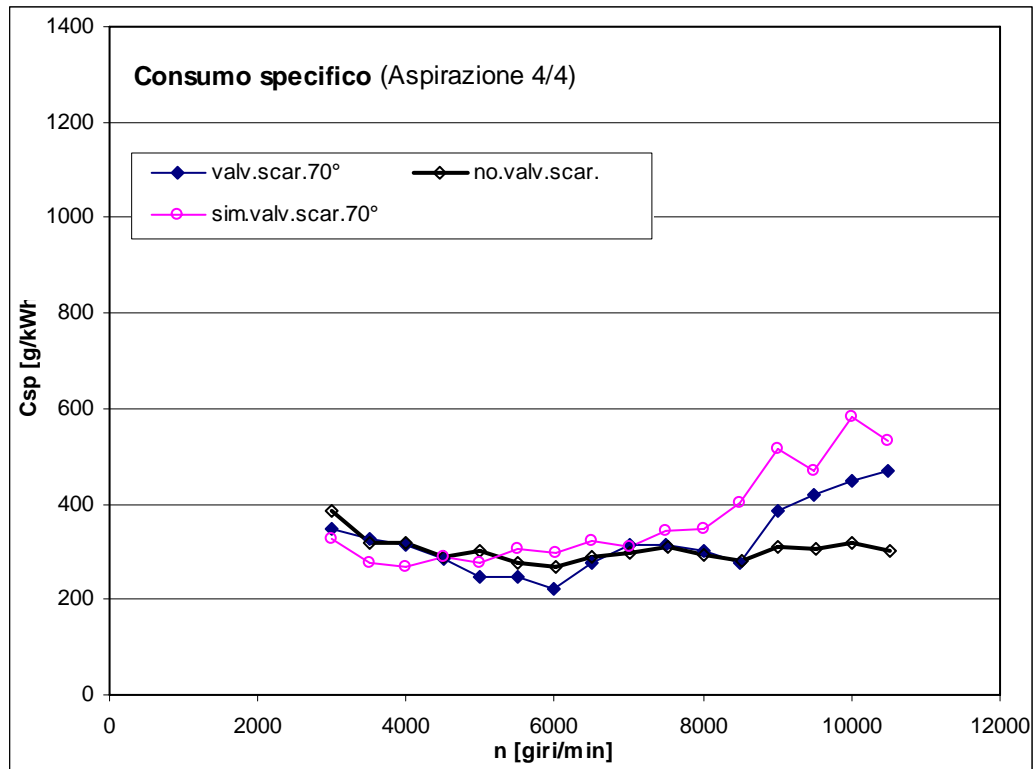


Figura A5.23. Curva di coppia (prova sperimentale e simulata). Apertura della valvola a farfalla in aspirazione: 4/4. Valvola allo scarico: 70°.



**Figura A5.24. Curva del consumo specifico (prova sperimentale e simulata). Apertura della valvola a farfalla in aspirazione: 4/4. Valvola allo scarico: 70°.**





## Indice dei simboli

### *Significato e unità di misura*

$A$	area di scambio termico o sezione del condotto [m <sup>2</sup> ]
$A_c$	sezione del condotto [m <sup>2</sup> ]
$A_{cil.}$	sezione dello stantuffo [m <sup>2</sup> ]
$A_s$	sezione del tubo di scarico [m <sup>2</sup> ]
$C$	coppia [Nm]
$c_h$	consumo orario [g/h]
$c_m$	velocità media dello stantuffo [m/s]
$c_p$	calore specifico a pressione costante [J/kgK]
	calore specifico dell'acqua a pressione costante [J/kgK]
	calore specifico dell'aria a pressione costante [J/kgK]
$c_s$	velocità del suono [m/s]
$c_{so}$	velocità del suono nell'ambiente di aspirazione [m/s]
$c_{sp}$	consumo specifico [g/kWh]
$c_{ss}$	velocità del suono nel gas [m/s]
$dp$	variazione infinitesima di pressione statica del fluido [Pa]
$d\rho$	variazione infinitesima di densità del fluido [kg/m <sup>3</sup> ]
$du$	variazione infinitesima di velocità del fluido [m/s]
	derivata parziale della potenza rispetto alla velocità angolare
	derivata parziale della potenza rispetto alla coppia
$\Delta^\circ$	intervallo di campionamento [°]
$\Delta_1$	differenza di temperatura all'ingresso del fluido caldo [K]
$\Delta_2$	differenza di temperatura all'uscita del fluido caldo [K]
$\Delta C$	incertezza della coppia [Nm]
$\Delta c_h$	incertezza nel calcolo del consumo orario [g/h]
$\Delta c_{sp}$	incertezza nel calcolo del consumo specifico [g/kWh]
$\Delta D$	tolleranza di lavorazione dell'alesaggio [mm]
$\Delta n$	incertezza ne calcolo del numero di giri [giri/min]

$\Delta\theta_M$	angolo motore [°]
$\Delta P$	incertezza nel calcolo della potenza [kW]
$\Delta p_d$	differenza di pressione dinamica [Pa]
$\Delta p.m.e.$	incertezza nel calcolo della pressione media effettiva [bar]
$\Delta p_s$	differenza di pressione statica [Pa]
	salto di temperatura lato acqua [K]
$\Delta T_{aria}$	salto di temperatura lato aria [K]
	salto medio di temperatura [K]
$\Delta T_{medio\_log}$	salto medio logaritmico di temperatura [K]
$\Delta V$	incertezza nel calcolo della cilindrata [cm <sup>3</sup> ]
$\Delta\omega$	incertezza nel calcolo della velocità angolare [rad/s]
$E_s$	modulo di elasticità isoentropico [Pa]
$F_i$	forze inerziali
$IMc$	indice di Mach
	potenza termica specifica o coefficiente di scambio termico [W/m <sup>2</sup> K]
$L_s$	lunghezza del tubo primario di scarico [m]
$L_t$	lunghezza del terminale [m]
	portata in massa d'acqua [kg/s]
	portata in massa d'aria [kg/s]
$M_m$	massa molecolare del gas ideale [kg/mol]
$\mu$	viscosità del fluido
$\mu_t$	viscosità turbolenta
	numero di giri [giri/min]
$N$	numero di punti campioni rilevati in un periodo
$\eta_V$	rendimento volumetrico
$p$	pressione statica del fluido [Pa]
	potenza [W]
	pressione dinamica [Pa]
	pressione totale [Pa]
	potenza aeraulica [W]
$q$	flusso termico scambiato [W]

	flusso termico scambiato lato acqua [W]
$q_{aria}$	flusso termico scambiato lato aria [W]
	portata volumetrica [m <sup>3</sup> /s]
	portata volumetrica d'aria che attraversa i radiatori dell'olio [m <sup>3</sup> /s]
	portata volumetrica di refrigerante che attraversa il radiatore [m <sup>3</sup> /s]
$\vartheta_{as}$	angolo di anticipo dell'apertura della valvola di scarico [°]
	costante universale dei gas ( )
$\rho$	densità del fluido [kg/m <sup>3</sup> ]
$S_R$	scarto di ripetibilità
$S_t$	sezione del terminale [m <sup>2</sup> ]
$T$	temperatura del fluido [K]
$T_a$	temperatura dell'aria [K]
$T_c$	tempo tra apertura della valvola e ritorno della valle di depressione [s]
$T_{i\ acqua}$	temperatura ingresso acqua [°C]
$T_{i\ aria}$	temperatura ingresso aria [°C]
$T_M$	tempo interessato dall'andata e dal ritorno dell'onda [s]
$T_s$	temperatura del gas nel terminale [K]
$T_{u\ acqua}$	temperatura uscita acqua [°C]
$T_{u\ aria}$	temperatura uscita aria [°C]
$\tau_{ij}$	tensore delle forze viscosse
$u$	componente fluttuante della velocità o velocità del fluido [m/s]
$u_c$	velocità dell'aria nel condotto di aspirazione [m/s]
$u_s$	velocità del gas nel condotto di scarico [m/s]
$u_x$	velocità di taglio [m/s]
$U$	componente media della velocità [m/s]
$U^+$	velocità adimensionale
$V$	cilindrata [cm <sup>3</sup> ]
$V_u$	cilindrata unitaria [m <sup>3</sup> ]
$W$	portata di massa del fluido [kg/s]
	valore medio di n misure
$x_i$	valore i-esimo di una misura

$y^+$	distanza adimensionale dalla parete
$Z$	numero di denti della ruota dentata del freno dinamometrico
$Z_t$	numero di cilindri
$\omega$	velocità angolare [rad/s]

## Bibliografia

- [1] J.O. Hinze. *"Turbulence"*. McGraw Publishing Co. New York, 1975
- [2] P. Spalart and S. Allmaras. *"A One-equation Turbulence Model for Aerodynamicows"*. Technical Report AIAA-92-0439, American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1992.
- [3] B. E. Launder and D. B. Spalding. *"Lectures in Mathematical Models of Turbulence"*. Academic Press, London, England, 1972.
- [4] 4 D. Choudhury. *"Introduction to the Renormalization Group Method and Turbulence Modeling"*. Fluent Inc. Technical Memorandum TM-107, 1993.
- [5] V. Yakhot and S. A. Orszag. *"Renormalization Group Analysis of Turbulence: I. Basic Theory"*. Journal of Scientific Computing, 1(1):1-51, 1986.
- [6] T.-H. Shih, W. W. Liou, A. Shabbir, Z. Yang, and J. Zhu. *"A New k-Eddy-Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows - Model Development and Validation"*. Computers Fluids, 24(3): 227-238, 1995.
- [7] S.-E. Kim, D. Choudhury, and B. Patel. *"Computations of Complex Turbulent Flows Using the Commercial Code FLUENT. In Proceedings of the ICASE/LaRC/AFOSR"*. Symposium on Modeling Complex Turbulent Flows, Hampton, Virginia, 1997.
- [8] D. C. Wilcox. *"Turbulence Modeling for CFD"*. DCW Industries, Inc., La Canada, California, 1998.
- [9] F. R. Menter. *"Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications"*. AIAA Journal, 32(8):1598-1605, August 1994.
- [10] M. M. Gibson and B. E. Launder. *"Ground Effects on Pressure Fluctuations in the Atmospheric Boundary Layer"*. J. Fluid Mech., 86:491-511, 1978.
- [11] B. E. Launder. *"Second-Moment Closure: Present and Future?"* Inter. J. Heat Fluid Flow, 10(4):282-300, 1989.
- [12] B. E. Launder, G. J. Reece, and W. Rodi. *"Progress in the Development of a Reynolds-Stress Turbulence Closure"*. J. Fluid Mech., 68(3):537-566, April 1975.
- [13] Winterbone *"The Theory of Engine Manifold Design: wave action methods for I.C. engines"*. Professional Engineering Publications, 2000.

- [14] J.B. Heywood *“Internal Combustion Engines Fundamentals”*. McGraw Hill, 1988.
- [15] Stone *“Introduction to Internal Combustion Engines”*. Palgrave, 1999.
- [16] Pignone *“Motori ad Alta Potenza Specifica”*. Giorgio Nada editore, 2003.
- [17] Winterbone *“Design Techniques For Engine Manifolds: wave action methods for I.C. engines”*. Professional Engineering Publications, 2000.
- [18] Guida in linea Lotus Engineering Software.
- [19] I. Wiebe *“Habempirische Formel fur die Verbrennungsgeschwindigkeit Verlag der Akademie der Wissenschaften der VdSSR”*. Moscow (1956).
- [20] J.B. Heywood *“Internal Combustion Engine Fundamentals”*. (section 4.2 pp 130) (ISBN 0-07-028637-X).
- [21] L. Eltinge *“Fuel-Air Ratio and Distribution from Exhaust Gas Composition”*. SAE 680114.
- [22] W.J.D. Annand *“Heat Transfer in the Cylinder of Reciprocating Internal Combustion Engines.”* (Proc. I. Mech. E 177.973 (1963)).
- [23] K. Sihling & G. Woshni. *“Experimental Investigation of Instantaneous Heat Transfer in the Cylinder of a High Speed Diesel Engine”*. SAE 790833.
- [24] K.J. Patton, R.G. Nitschke & J.B. Heywood *“Development and Evaluation of a Friction Model for Spark Ignition Engines”*. SAE 890836.
- [25] A.D. Martegani *“Motori a Combustione Interna”*. Dispense del Corso di Motori a Combustione Interna. Università degli Studi di Padova. A.A. 2002-2003.
- [26] H.W. Barnes-Moss. *“A Designers Viewpoint”*. I. MECH. E C343/73.
- [27] R.S. Benson *“The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engines”*. (Volume 1 - section 1.3.3 pp 36 & section 4.9 pp 182) (ISBN 0-19-856210-1).
- [28] Borghi & Saveri *“Manuale di Istruzioni per Freno Elettromagnetico a Correnti Parassite FE-260 S”*. (2006-2007)
- [29] M. Fauri- F. Gnesotto- G. Marchesi- A. Maschio *“Lezioni di Elettrotecnica- Elettrotecnica Generale”*. Volume I. Progetto Leonardo-Bologna.
- [30] F. Angrilli *“Corso di Misure Meccaniche, Termiche e Collaudi”*. Volume I- Casa editrice CEDAM.
- [31] D. Giocosa *“Motori Endotermici”*. Hoepli, 2004.

## **Ringraziamenti**

*Rivolgo i miei più vivi ringraziamenti ai miei familiari. I loro incoraggiamenti e le loro premure sono stati indispensabili per permettermi di realizzare le mie aspirazioni.*

*La collaborazione nell'ambito della ricerca accademica è molto importante se non addirittura fondamentale!*

*Un doveroso grazie alle persone che ho avuto modo di conoscere all'Università degli Studi di Padova e con le quali ho lavorato in questi tre anni di dottorato.*

*In particolare ringrazio il Prof. Antonio Dario Martegani, ex Direttore del Dipartimento di Ingegneria Meccanica e responsabile del Laboratorio di Macchine Termiche e Aerauliche dell'Università degli Studi di Padova, per avermi seguito durante il Dottorato di Ricerca. I suoi consigli sono stati per me essenziali!*

*Ringrazio il Prof. Vittore Cossalter, Coordinatore del Corso di Dottorato in Ingegneria Motociclistica, per i consigli dati e per avermi permesso di utilizzare le apparecchiature del Laboratorio di Meccanica Applicata.*

*Ringrazio il Prof. Andrea Iazzaretto, gli Ingegneri Massimo Masi e Andrea Toffolo per la collaborazione e la loro professionalità.*

*Ringrazio i Professori Roberto Lot e Alberto Doria per la loro disponibilità.*

*Ringrazio gli Ingegneri Maurilio Menegaldo, Luca Fabbri, Giorgio Del Ton e Laura Bastianetto dell'azienda Piaggio & C. S.p.A.-Brand Aprilia di Noale per la loro disponibilità, interesse e collaborazione.*

*Ringrazio gli Ingegneri del gruppo MDRG: Alessandro Bellati, Davide Fabbris, Fabiano Maggio, Massimo Maso, Jim Sadaukas, Martino Peretto, Mauro Salvador, Denis Sperotto e Pierangelo Toson che ho avuto il piacere di conoscere in Università degli Studi di Padova e con i quali ho passato delle bellissime esperienze di lavoro.*

*Infine ringrazio il Tecnico informatico, Sig. Piercesare Crescente, e i Tecnici dell'officina del Dipartimento di Ingegneria Meccanica. In particolare il Sig. Enrico Zoccarato (Capo Officina) e il Sig. Gianfranco Zanon che hanno reso concrete e funzionali le idee nate nella mia mente...*

Ing. Riccardo Toazza