



*Università degli Studi di Firenze*

**DOTTORATO DI RICERCA IN**  
*"Energetica e Tecnologie Industriali Innovative"*

CICLO XXV

COORDINATORE Prof. Maurizio De Lucia

*Metodologie numerico-sperimentali per lo sviluppo di  
motori ad alta efficienza per veicoli a due ruote*

Settore Scientifico Disciplinare ing-ind/09

**Dottorando**

Dott. Giovanni Vichi

---

*(firma)*

**Tutore**

Prof. Ennio A. Carnevale

---

*(firma)*

**Co-Tutore**

Ing. Giovanni Ferrara

---

*(firma)*

Anni 2010/2012



*A mamma e babbo,  
ai nonni e a tutta la mia famiglia,  
e agli amici di sempre,  
che mi fanno sentire importante a prescindere  
da qualunque obiettivo riesca a raggiungere*



# Ringraziamenti

*I primi ringraziamenti vanno sicuramente a tutti coloro che ogni mattina hanno condiviso con me il posto di lavoro all'università ... tre anni e qualcosina di più volati via, sempre convinto ed orgoglioso della scelta fatta subito dopo la laurea ... il merito è soprattutto vostro!*

*Giovanni, posso soltanto ringraziarti perché è stato un vero piacere e onore poter lavorare nel tuo stesso ufficio, mi ha permesso di crescere come ingegnere ma soprattutto come persona ... il risultato finale di tutta questa attività ed esperienza del dottorato lo devo soprattutto a te.*

*Ringrazio Lorenzo ed Andrea perché fin dal primo giorno mi hanno consigliato, ascoltato, condiviso con me opinioni sul lavoro, e perché tutto questo lo hanno fatto prima di tutto da amici.*

*Francesco, nell'assegnazione delle scrivanie non potevo essere più fortunato! ... tre anni sempre seduti accanto a lavoro, e poi vacanze e congressi (a proposito Giovanni, grazie anche per quelli!).*

*Luca, sei stato il primo tesista che ho seguito e dopo appena un anno anche te hai iniziato il dottorato con questo fantastico gruppo ... è stata la mia fortuna, perché ogni giorno passato insieme al banco prova motori durante tutta questa attività è stato prima di tutto un piacere e poi so benissimo quanto tempo hai speso per risolvere ogni minimo problema emerso durante le prove sperimentali.*

*Alessandro, il primo tra gli "anziani" del gruppo ad avermi accolto e consigliato da amico, Giulio, Fabio, Federico, Sandro, Davide, Isacco, Fabio, Riccardo, Andrea, Alfonso, Rosa, ma anche Alessandro e Jacopo, ci tengo a nominarvi tutti, grazie di cuore per ogni momento passato insieme in questi tre anni dentro e fuori all'università ... siete grandi!*

*Un enorme ringraziamento ovviamente al Prof. E. A. Carnevale, sotto la cui guida è nato e maturato questo stupendo gruppo.*

*Ci tengo infine a ringraziare la Piaggio e soprattutto Francesco, un vero amico, con il quale avevo condiviso tutti gli anni da studente e con il quale mi ero laureato ... sono veramente contento di aver portato avanti insieme a te anche quest'attività di ricerca.*



# Sommario

---

Nomenclatura .....	III
Introduzione.....	1
1. Grandezze caratteristiche del motore a combustione interna .....	5
1.1. Grandezze geometriche .....	5
1.2. Grandezze indicate .....	6
1.3. Grandezze effettive .....	7
1.4. Rendimento organico .....	8
1.5. Coefficiente di riempimento .....	8
1.6. Coefficiente di efflusso.....	10
1.7. Formula sintetica ed analitica della potenza .....	12
1.8. Combustione nei motori ad accensione comandata .....	15
1.8.1. Propagazione del fronte di fiamma .....	16
1.8.2. Legge di rilascio del calore .....	19
1.8.3. Moto della carica nel cilindro .....	21
1.9. Emissioni inquinanti .....	22
2. Campagna sperimentale.....	27
2.1. Set-up sperimentale .....	28
2.2. Pianificazione dell'attività sperimentale e misure effettuate.....	44
2.3. Risultati delle prove sperimentali .....	48
3. Modellazione numerica del motore .....	64
3.1. Simulazione numerica dei motori a combustione interna.....	65
3.2. Codice di calcolo e modello monodimensionale .....	66
3.2.1. Sottomodelli di simulazione della camera di combustione.....	68
3.3. Taratura e risultati dei modelli 1D del motore .....	85

3.3.1.	Costruzione geometrica del modello motore.....	86
3.3.2.	Taratura del pieno carico .....	89
3.3.3.	Taratura dei carichi parziali.....	114
3.3.4.	Mappa motore simulata .....	133
3.3.5.	Verifica della predittività dei modelli numerici .....	135
4.	Modellazione numerica del veicolo.....	141
4.1.	MatLab/Simulink® .....	142
4.2.	Principi di funzionamento del modello veicolo .....	142
4.3.	Stabilità di calcolo del modello veicolo .....	147
4.4.	Funzioni scritte in MatLab® per il modello veicolo.....	148
4.5.	Moduli ed equazioni del modello veicolo .....	150
4.5.1.	Bilancio delle forze e dei momenti d'inerzia del veicolo .....	150
4.5.2.	Coppia motrice all'albero e sistema di controllo.....	154
4.5.3.	Blocco di simulazione della frizione centrifuga .....	156
4.5.4.	Condizione di attacco e stacco frizione .....	167
4.5.5.	Blocco di simulazione del variatore automatico di velocità .....	169
4.6.	Taratura e risultati del modello veicolo .....	188
5.	Ottimizzazione del motore .....	199
5.1.	Modello di ottimizzazione .....	200
5.2.	Riduzione del consumo di combustibile del motore .....	202
5.2.1.	Ottimizzazione della fasatura delle valvole del motore .....	206
5.2.2.	Incremento del rapporto di compressione del motore.....	216
	Conclusioni.....	244
	Appendice A .....	249
	Appendice B .....	258
	Bibliografia .....	279



# Nomenclatura

---

D	Alesaggio
$\theta$	Angolo di manovella
$A_c$	Area del pistone e della superficie trasversale del cilindro
$Q_b$	Calore rilasciato dalla combustione
V	Cilindrata unitaria
$\chi$	Coefficiente di diffusività termica
C	Coefficiente di efflusso
$\bar{C}$	Coefficiente di efflusso medio
$\lambda_v$	Coefficiente di riempimento
$k_c$	Conducibilità termica
$c_{sc}$	Consumo specifico di combustibile
$M_e$	Coppia effettiva
C	Corsa del pistone
$\rho_b$	Densità della carica bruciata
$\rho_m$	Densità della carica fresca
$\rho_a$	Densità dell'aria dell'ambiente di lavoro del motore
$\alpha$	Dosatura o rapporto aria/combustibile o titolo

$x_b$	Frazione in massa bruciata
$y_b$	Frazione in volume bruciata
$f_c$	Frequenza di ciclo
$\lambda$	Indice d'aria ( $\alpha/\alpha_{stech}$ )
$u'$	Intensità di turbolenza
$L_e$	Lavoro effettivo (utile)
$L_i$	Lavoro indicato per ciclo
$m_a$	Massa di aria
$m_{tr}$	Massa di aria intrappolata nel cilindro alla chiusura delle valvole
$m_t$	Massa di aria teorica
$m_b$	Massa relativa alla frazione di carica già bruciata
$m_m$	Massa relativa alla miscela fresca, non ancora raggiunta dalla fiamma
MCI	Motore a combustione interna
Z	Numero di cilindri, frazionamento
$Q_r$	Perdita di calore attraverso le pareti
$\dot{m}_a$	Portata in massa di aria
$\dot{m}_c$	Portata in massa di combustibile
$\dot{m}_i$	Portata media ideale
$\dot{m}_r$	Portata media reale
$P_e$	Potenza effettiva
$P_i$	Potenza indicata

$P_{sa}$	Potenza specifica areale
$H_i$	Potere calorifico inferiore del combustibile
$p_a$	Pressione atmosferica
$p_{ma}$	Pressione media di attrito
$p_{me}$	Pressione media effettiva
$p_{mi}$	Pressione media indicata
PMI	Punto morto inferiore
PMS	Punto morto superiore
$R_m$	Raggio di manovella
$r$	Rapporto di compressione volumetrico
$k$	Rapporto tra i calori specifici $c_p/c_v$
$n$	Regime di rotazione
$\eta_{id}$	Rendimento del ciclo ideale o termodinamico
$\eta_{ip}$	Rendimento del ciclo indicato positivo
$\eta_l$	Rendimento del ciclo limite
$\eta_{ac}$	Rendimento di adiabaticità
$\eta_c$	Rendimento di combustione
$\eta_t$	Rendimento di intrappolamento
$\eta_p$	Rendimento di pompaggio
$\eta_g$	Rendimento globale
$\eta_i$	Rendimento indicato

$\eta_o$	Rendimento organico
$A_b$	Superficie frontale equivalente della sfera in grado di contenere i gas combustibili
$S$	Superficie totale dei pistoni
$T_a$	Temperatura ambiente
$T$	Tempi, o corse, del pistone per ogni ciclo
$\omega$	Velocità angolare dell'albero motore
$v_g$	Velocità assoluta con cui si muove la miscela incombusta
$v_f$	Velocità di avanzamento del fronte di fiamma
$S_T$	Velocità di combustione turbolenta
$w_r$	Velocità di reazione
$S_L$	Velocità laminare di combustione
$S_{L,0}$	Velocità laminare di combustione alle condizioni $T_0$ e $p_0$ di riferimento
$u_p$	Velocità media del pistone
$v_{mf}$	Velocità media di avanzamento del fronte di fiamma supposto sferico
$S_{Tm}$	Velocità media di combustione turbolenta
$V_c$	Volume della camera di combustione
$V_b$	Volume equivalente della sfera in grado di contenere i gas combustibili

# Introduzione

---

## Ambito della ricerca

L'ingegneria del settore automotive è stata rivoluzionata nel corso degli ultimi anni dalla continua ricerca dell'abbattimento del consumo e delle emissioni inquinanti. E' infatti massima l'attenzione su questo tema sia da parte degli organi legislativi, con limitazioni sempre più stringenti in termini di emissioni di CO<sub>2</sub> e specie inquinanti, che da parte degli utenti finali, oggi più che mai alla ricerca di mezzi di trasporto efficienti ed ecologici per contrastare il crescente costo del combustibile e scongiurare il rischio di incorrere in blocchi del traffico.

L'esigenza di dover sviluppare mezzi di trasporto con consumi ed emissioni sempre più contenuti, in tempi brevi e senza scendere a compromessi in termini di prestazioni, rappresenta una notevole sfida per il progettista. In risposta a questa esigenza si è diffuso l'utilizzo della simulazione assistita dal calcolatore nella progettazione dei motori a combustione interna, sia in fase di definizione di un nuovo prodotto che nella sua successiva ottimizzazione. Gli effetti benefici di questo tipo di approccio si manifestano ogni volta che vi sia la necessità di eseguire previsioni ed analisi su un elevato numero di casi, in quanto il ricorso alla simulazione consente di evitare, almeno nelle fasi iniziali, la realizzazione di numerosi prototipi e di diminuire conseguentemente il *time to market* del prodotto. Questi strumenti sono infatti in grado di fornire risposte coerenti con la realtà, con tempi e costi decisamente ridotti; il ricorso alle prove sperimentali, pur sempre indispensabili, può essere così limitato agli stadi di sviluppo più avanzati.

La strada normalmente percorsa dal motorista è quindi quella di avvalersi dell'utilizzo di codici di calcolo di tipo monodimensionale, che permettono di simulare il funzionamento del propulsore, per poi testare le soluzioni reputate migliori al freno dinamometrico di un banco prova motori.

Nell'ottica di aumentare l'efficienza globale del veicolo al fine di ridurre consumo ed emissioni inquinanti, si deve però tenere conto che i codici 1D non sono in grado di dare informazioni esaustive sulle prestazioni del motore una volta installato a bordo di un veicolo: consumi ed emissioni inquinanti, a parità di profilo missione, dipenderanno infatti in modo sensibile dalle caratteristiche del veicolo stesso.

Il problema è particolarmente sentito sia in ambito automobilistico che motociclistico, in cui è pratica comune montare il medesimo motore su vari modelli di veicolo, che differiscono per peso, forma, sezione frontale, caratteristiche della trasmissione, ecc.; accadrà quindi che lo stesso motore lavorerà mediamente su punti differenti del suo campo di funzionamento, fornendo risultati anche molto differenti in termini di prestazioni, rendimento ed emissioni.

Una volta definita quindi la configurazione del motore, tale motore dovrà necessariamente essere installato e verificato sul veicolo, nel nostro caso uno scooter, per procedere alle prove dinamiche sperimentali e soprattutto alla prova di omologazione antinquinamento sul banco a rulli, e valutarne prestazioni, consumi ed emissioni effettivi.

In altre parole, per un'efficiente progettazione e messa a punto del motore non si può prescindere dalla conoscenza delle caratteristiche del mezzo sul quale questo sarà montato. È chiaro quindi che il riuscire a realizzare uno strumento di calcolo che permetta di prevedere i risultati (in termini di consumo ed emissioni inquinanti) su un determinato ciclo di prova di un particolare accoppiamento motore-veicolo, rappresenti un grosso supporto all'attività del progettista. L'obiettivo di questo lavoro di tesi è stato quindi quello di mettere a punto, validare e infine utilizzare tale strumento allo scopo finale di ricercare possibili soluzioni ottimizzate di un particolare accoppiamento motore-veicolo.

## **Attività di ricerca**

La presente tesi di dottorato si colloca nell'ambito dell'ottimizzazione del rendimento di veicoli a due ruote dotati di variatore automatico di velocità, allo scopo di ridurre consumo ed emissioni di CO<sub>2</sub>. Nel corso dell'attività di ricerca è stata sviluppata ed utilizzata la simulazione accoppiata motore-veicolo attraverso codici di calcolo zero e monodimensionali, il tutto affiancato da un'attività sperimentale di validazione e verifica.

Il lavoro, effettuato in collaborazione con Piaggio e portato avanti nel corso di tre progetti finanziati nell'ambito dell'ottimizzazione del rendimento dei veicoli a due ruote (EUREKAONE, MID2R e MUSS), ha preso spunto dalla constatazione che solitamente la fase di progettazione e sviluppo di un motore avviene in maniera abbastanza disgiunta dalla progettazione del veicolo su cui il motore sarà montato.

Per quanto riguarda la simulazione del motore è ormai decisamente affermato, sia in ambito accademico che industriale, l'utilizzo di software 1D dedicati, a scelta tra quelli commerciali o, più raramente, sviluppati in proprio. Questi codici hanno raggiunto elevati livelli di affidabilità, tali che, una volta calibrati e validati per mezzo di dati sperimentali, permettono loro di essere predittivi sul comportamento del motore reale in termini di prestazioni, consumo, emissioni inquinanti e, più in generale, su tutti i parametri sensibili di funzionamento.

Per loro stessa natura però tali codici non danno indicazioni sulle prestazioni che forniranno i motori una volta montati sul veicolo, essendo dipendenti dalle caratteristiche del veicolo stesso.

Si è dunque tenuto conto del comportamento dinamico del veicolo quando questo è sottoposto alla forza motrice del motore e alle forze resistenti, lungo un profilo di missione assegnato (velocità in funzione del tempo), sviluppando uno strumento di calcolo versatile che permetta la simulazione integrata di un sistema motore-veicolo.

Lo scopo alla base di questa attività è infatti quello di sfruttare tale strumento per ottimizzare il rendimento globale del motore potendo valutarne il reale campo di utilizzo poiché accoppiato con il proprio veicolo.

Difatti nel mondo degli scooter e delle due ruote più in generale, l'approccio normalmente seguito dal motorista è di effettuare la progettazione concentrandosi sulle prestazioni nella condizione di pieno carico, dove il motore è caratterizzato dai rendimenti più alti, ma dove normalmente il veicolo lavora poco nel corso sia delle prove di omologazione sia del proprio intero ciclo di vita. L'approccio proposto durante la presente attività di tesi è stato invece quello di mettere a fuoco nello sviluppo e messa a punto del motore i carichi parziali, maggiormente sfruttati dal veicolo ma anche caratterizzati da un brusco calo del rendimento, figlio anche di una progettazione non ottimizzata per tali condizioni di funzionamento. Il modello integrato motore-veicolo si

inserirsi perfettamente in questo contesto perché permette di analizzare e focalizzare l'attenzione proprio sulle reali condizioni di utilizzo del mezzo e del suo propulsore.

Tale strumento, realizzato in ambiente MatLab-Simulink®, combina i risultati della simulazione motore 1D ottenuti in condizioni di regime con quelli del modello dinamico del veicolo, allo scopo di prevedere i punti di funzionamento del motore, e quindi suoi consumi ed emissioni, mentre il veicolo segue il profilo di velocità imposto.

Un approccio numerico di questo tipo ha svariati campi di applicazione: permette sia di prevedere il consumo e le emissioni di un particolare accoppiamento motore-veicolo lungo cicli di omologazione, sia di stimare gli effetti di eventuali modifiche nella ricerca di una sua ottimizzazione; è inoltre in grado di verificare le prestazioni di tale accoppiamento, in termini ad esempio di accelerazione e velocità massima, ed infine fornisce anche la possibilità di effettuare analisi energetiche su di un qualunque percorso o profilo di velocità assegnato.

Il modello motore-veicolo è quindi in grado di fornire un aiuto al progettista in quanto, riuscendo a prevedere i punti di funzionamento a cui va a lavorare il motore durante il ciclo velocità-tempo imposto, consente di concentrare l'ottimizzazione proprio su tali condizioni di marcia.

Come ulteriore campo di applicazione, il modello motore-veicolo è stato quindi inserito all'interno di un software di ottimizzazione (ModeFRONTIER®) che, in base alle esigenze e richieste dell'utente, permette di variare i parametri di funzionamento del motore (e eventualmente anche parte di quelli del veicolo), allo scopo di trovare delle configurazioni che, rispetto al motore di partenza, consentano di migliorare le prestazioni, i consumi e le emissioni del veicolo lungo un qualunque profilo assegnato.

Nella presente tesi sono infine presentati i sensibili miglioramenti in termini di rendimento globale e riduzione del consumo di combustibile dell'accoppiamento motore-veicolo analizzato, ottenuti anche grazie al largo impiego dei suddetti strumenti numerici, con evidenti vantaggi anche in termini di riduzione dei costi e del *time to market*. I risultati ottenuti a calcolo sono poi stati verificati sperimentalmente con riscontri altrettanto positivi e in linea con quelli previsti dai modelli.



# 1. Grandezze caratteristiche del motore a combustione interna

---

Prima di entrare nel merito degli argomenti trattati nel corso di questa attività di ricerca, è opportuno un richiamo ad alcune nozioni generali e grandezze caratteristiche riguardanti la teoria dei motori a combustione interna, introducendo quindi quei parametri e concetti teorici a cui diffusamente sarà fatto riferimento nel corso del presente lavoro. In tal senso verranno dapprima introdotte le principali grandezze caratteristiche, prendendo come riferimento [Pignone G.A.] e [Ferrari G.]; saranno poi illustrate le grandezze e le relazioni utili per la descrizione del processo combustione; in ultimo, sarà fatta una breve panoramica sui processi di formazione e controllo delle emissioni inquinanti tipiche dei motori a combustione interna. Si rimanda comunque ai numerosi libri specifici del settore per una trattazione più ampia e completa degli argomenti presentati in questo capitolo.

## 1.1. Grandezze geometriche

Si ritiene opportuno richiamare i parametri geometrici caratterizzanti cinematica e funzionamento di un motore alternativo azionato da un manovellismo di spinta ordinario centrato:

- *alesaggio*  $D$ : diametro interno del cilindro;
- *corsa*  $C$ : distanza percorsa dal pistone tra le due posizioni estreme da esso assunte, indicate come punto morto superiore (*PMS*) e punto morto inferiore (*PMI*), pari a due volte il raggio di manovella ( $R_m$ );
- *sezione trasversale del cilindro*:  $A_c = \pi \cdot D^2 / 4$ ;

- *cilindrata unitaria*  $V_c = A_c \cdot C$ : volume spazzato dal pistone nel suo moto dal *PMI* al *PMS*;
- *rapporto di compressione volumetrico*  $r = (V_d + V_c)/V_c$ : rapporto tra il massimo volume a disposizione dei gas nel cilindro con il pistone al *PMI* ed il minimo volume compreso tra la testa ed il pistone al *PMS* ( $V_c$ : volume della camera di combustione);
- *velocità di rotazione dell'albero motore*: misurata comunemente in numero di giri completi al secondo  $n$  oppure in radianti al secondo  $\omega$ . Le due grandezze sono legate dalla relazione:  $\omega = 2\pi n$ ;
- *frequenza di ciclo*:  $f_c = 2n/T$ , dove  $T$  è il numero di tempi del motore;
- *velocità media del pistone*:  $u_p = 2Cn$ .

Non si riportano per brevità le ulteriori relazioni caratterizzanti cinematicamente il manovellismo di spinta, che di fatto definisce l'evoluzione del volume di lavoro per il fluido nella macchina, rimandando per queste a [Ferrari G.].

## 1.2. Grandezze indicate

La strumentazione necessaria per misurare l'evoluzione della pressione nel cilindro durante un intero ciclo è costituita da un trasduttore di pressione dinamico affacciato alla camera di combustione del motore ed adatto alle alte pressioni e temperature e da un misuratore dell'angolo di manovella (encoder) da cui ricavarsi la variazione di volume.

Si è così in grado di costruire il diagramma del *ciclo indicato*<sup>1</sup> in cui è riportato l'andamento della pressione all'interno del cilindro in funzione del volume disponibile.

A partire da tale diagramma si definiscono alcune grandezze che caratterizzano il ciclo termodinamico eseguito dal fluido di lavoro nel cilindro:

- *Lavoro indicato per ciclo*:  $L_i = \oint_{ciclo} p \cdot dV$ ;
- *Potenza indicata*:  $P_i = dL_i/dt = L_i f_c = L_i 2n/T$ ;

---

<sup>1</sup> Tale diagramma è chiamato tradizionalmente *ciclo indicato*, in quanto i primi dispositivi utilizzati per effettuare questi rilievi erano chiamati "indicatori"

- *Pressione media indicata*:  $p_{mi} = L_i/V$ ; a differenza del lavoro indicato, la  $p_{mi}$  non dipende dalla cilindrata e quindi consente un agevole confronto tra motori diversi;

Dalle precedenti definizioni è immediato ricavare la *potenza indicata* nella forma:

- $P_i = p_{mi} \cdot V \cdot 2n/T$ .

Le grandezze indicate dipendono sostanzialmente dalle caratteristiche del ciclo seguito dal fluido evolvente nella macchina ed in particolare dalle modalità di variazione del volume di lavoro, dal tipo di combustione e dai fenomeni gasdinamici e di scambio termico che interessano la massa contenuta nel cilindro nella fase del ciclo caldo ed in quella del ciclo freddo necessaria al ricambio del fluido di lavoro.

Un indice dell'efficienza con cui il ciclo di lavoro riesce a convertire l'energia potenziale chimica del combustibile in energia disponibile sulla superficie del pistone, è il:

- *Rendimento indicato*:  $\eta_i = P_i/(\dot{m}_c H_i)$ , dove  $H_i$  è il potere calorifico inferiore del combustibile.

In particolare la pressione media indicata e il rendimento indicato sono grandezze che assumono valori prossimi per motori di analoghe caratteristiche e lavoranti in condizioni di similitudine [Acton O., Caputo C.], [Ferrari G.], [Pignone G. A.].

### 1.3. Grandezze effettive

Le grandezze cosiddette effettive del funzionamento di un motore sono quelle che vengono misurate in sala prova e definiscono le prestazioni della macchina dal punto di vista del suo funzionamento applicativo.

Coppia e potenza effettiva sono misurate su banchi attrezzati, accoppiando il motore ad un freno dinamometrico [Heywood J. B.] o ad un più moderno freno a correnti parassite, che sono in grado di dissipare l'energia meccanica erogata dal motore attraverso attrito meccanico o viscoso (il primo) oppure per effetto Joule (il secondo).

Si hanno così:

- *Coppia effettiva*:  $M_e$ ;
- *Potenza effettiva*:  $P_e = \omega M_e = 2\pi n M_e$ .

Generalmente, contemporaneamente alle misure di coppia e potenza, vengono rilevate altre grandezze: oltre alle condizioni di temperatura e pressione ambiente necessarie alla

corretta interpretazione dei risultati, vengono eseguiti rilievi sulla portata di combustibile, sulla portata di aria, sulle pressioni dinamiche lungo la linea di aspirazione e scarico e sulle temperature e la composizione dei gas di scarico<sup>2</sup>.

## 1.4. Rendimento organico

Una parte del lavoro prodotto dal fluido sulla superficie del pistone è speso per vincere gli attriti tra i principali accoppiamenti cinematici del motore e per trascinare gli organi ausiliari necessari al suo funzionamento (sistema di distribuzione, di accensione, pompe di lubrificazione e di raffreddamento, alternatore, ecc.).

Il *rendimento organico* permette di considerare tali perdite di potenza e di passare dalle grandezze indicate a quelle effettive:

- $\eta_o = P_e/P_i$ .

Si introduce quindi la *pressione media effettiva* e la *pressione media di attrito*, definite rispettivamente come:

- $p_{me} = \eta_o p_{mi}$ ;
- $p_{ma} = p_{mi} - p_{me}$ .

La *pressione media effettiva* è quindi un indice dell'efficienza con cui si riesce a sfruttare la cilindrata del motore per ogni dato regime di rotazione.

## 1.5. Coefficiente di riempimento

Come per tutte le macchine volumetriche, anche per il motore a combustione interna, è di fondamentale importanza la quantità di fluido che riesce ad elaborare ad ogni ciclo: la potenza che un motore sviluppa è funzione della quantità di carica fresca, aria e combustibile, all'interno del cilindro.

La fase di ricambio del fluido di lavoro riveste quindi un ruolo molto importante nel determinare le prestazioni globali della macchina e l'indice dell'efficienza delle fasi di

---

<sup>2</sup> La caratterizzazione di un motore dal punto di vista delle emissioni costituisce attualmente un aspetto fondamentale per il suo sviluppo; le sempre più stringenti normative antinquinamento che impongono limitazioni ai valori di emissioni costituiscono infatti spesso un vincolo determinante nella definizione della specifica per la progettazione o lo sviluppo di un propulsore.

aspirazione e scarico di un motore è il *coefficiente di riempimento*, definito come il rapporto tra la massa d'aria  $m_a$  effettivamente introdotta nel cilindro, ossia aspirata dal motore, e la massa d'aria  $m_t$  che teoricamente potrebbe riempire un volume pari alla cilindrata  $V$ , avente massa volumica  $\rho_a$  corrispondente a prefissate condizioni di riferimento (generalmente quelle ambiente):

- $\lambda_v = m_a/m_{a_{id}} = m_a/(\rho_a V)$ .

Il coefficiente di riempimento è influenzato da due diverse tipologie di fenomeni: gli effetti così detti quasi-stazionario e quelli dinamici, ambedue strettamente legati sia alle caratteristiche del fluido che alle dimensioni e forma dei condotti di aspirazione e scarico, delle valvole e della testa del cilindro.

Mentre i primi sono adeguatamente studiati in termini di velocità media, i secondi sono legati alla variabilità della velocità del flusso istante per istante.

Tra i fenomeni di tipo quasi-stazionario si hanno le perdite di pressione dovute alle resistenze fluidodinamiche (perdite viscose) attraverso i vari componenti del motore (condotti, luci delle valvole, ecc.), e gli scambi di calore con le pareti.

Le prime sono legate alla velocità media del pistone, aumentando con il quadrato di essa, e allo scopo di ridurle sono consigliabili condotti con ampie sezioni di passaggio e valvole realizzate con particolare attenzione dato che nel passaggio attraverso esse si concentrano i maggiori contributi a tali perdite.

Le perdite di riempimento dovute invece allo scambio termico tendono ad aumentare al diminuire di  $u_p$  perché si riduce la velocità media della carica aspirata, al crescere della lunghezza del condotto, dato che aumenta la superficie di scambio ed il tempo di permanenza e al crescere della temperatura media di parete in particolare dei condotti di aspirazione, per le leggi di scambio termico.

Come fenomeni dinamici vanno invece considerati quelli legati all'instazionarietà del fluido in movimento, quali le onde di pressione che si propagano attraverso i condotti di aspirazione e scarico. Nei motori a combustione interna i fenomeni capaci di generare onde sono suddivisibili in due fasi:

- Nel condotto di aspirazione, il moto discendente del pistone da origine ad un forte impulso di velocità nella sezione iniziale del condotto, subito dietro la valvola. L'onda di depressione generata si propaga in direzione della presa d'aria

del motore lungo il tubo di aspirazione mentre il flusso è verso l'interno del cilindro, quindi in direzione ad essa opposta. Una volta giunta all'estremità del tubo, l'onda si riflette e risale il condotto come onda di sovrappressione, che spinge nel cilindro l'aria, operando la voluta sovrappressione dinamica se la valvola è ancora aperta; chiudendo quest'ultima nell'istante in cui nel cilindro è entrata la massima quantità di aria, si realizza il massimo riempimento;

- Nel condotto di scarico, la violenta espulsione dei gas causata dalla pressione all'interno del cilindro al momento dell'apertura della valvola di scarico genera un impulso di velocità nella sezione iniziale del tubo, subito dietro la valvola. L'onda di sovrappressione si propaga verso l'estremità del condotto, con la velocità del fluido diretta nello stesso senso verso l'esterno del cilindro. Giunta all'estremità, l'onda si riflette come onda di depressione che risale verso il cilindro. Se le valvole di scarico e di aspirazione sono in fase di incrocio nel momento in cui l'onda arriva alla valvola di scarico, la depressione aspira aria dal condotto di aspirazione attraverso la camera di combustione, ed opera la funzione di lavaggio della camera di combustione e una pre aspirazione dinamica di aria prima ancora che inizi la vera e propria corsa di aspirazione del pistone.

In un'analisi completa del coefficiente di riempimento di un motore non si può prescindere né dai fenomeni quasi-stazionari né da quelli dinamici, esercitando ambedue influenze dello stesso ordine di grandezza.

## 1.6. Coefficiente di efflusso

Il flusso del gas attraverso le valvole è determinato sia dalla differenza tra la pressione nel cilindro e quella nel condotto a monte della valvola, sia dalla sezione di passaggio determinata in funzione dell'angolo di manovella dall'alzata delle valvole stesse.

Se considerassimo il flusso come "ideale", ossia un gas a viscosità nulla, calori specifici costanti e che segue la legge di stato dei gas perfetti, la sezione liberata dalle valvole, ad un determinato valore di alzata e salto di pressione, sarebbe attraversata dalla portata ideale  $m_i$ .

Nel caso di flusso reale, invece, nelle stesse condizioni di alzata e pressione passa una portata reale  $m_r$ , minore della precedente.

Il coefficiente di efflusso delle valvole  $C$  rappresenta il rapporto tra queste due portate:

- $C = \dot{m}_a / \dot{m}_i$ .

Il coefficiente di efflusso è una grandezza che ci permette di caratterizzare il comportamento aerodinamico della testa di un motore (condotti interno testa e relative valvole), è quindi un parametro di fondamentale importanza per determinarne il comportamento in termini di permeabilità.

Operativamente, la portata reale d'aria  $\dot{m}_a$  viene calcolata in condizioni di flusso stazionario tramite un banco di flussaggio: facendo variare l'alzata  $h$  della valvola e il salto di pressione  $\Delta p$ , si ottengono dei valori di portata d'aria che saranno tanto più vicini alle condizioni reali di funzionamento del motore (che sono non stazionarie) quanto più piccoli verranno presi gli intervalli di tempo tra una misura e l'altra.

La portata ideale  $\dot{m}_i$  invece è calcolabile attraverso le note espressioni per un flusso isoentropico [Ferrari G.]:

- $\dot{m}_i = A_r \cdot \rho_{01} \cdot a_{01} \cdot \Phi_f \cdot (p_2/p_{01})$ ;

dove:

- $A_r$  è l'area di riferimento;
- $\rho_{01}$  e  $a_{01}$  sono le grandezze totali rispettivamente di densità e velocità del suono a monte della valvola;
- $\Phi_f$  è la *funzione di flusso comprimibile*; essa dipende solo dalle pressioni in gioco e dalle caratteristiche del gas. Il suo andamento è crescente al diminuire del rapporto  $p_2/p_{01}$  fino al valore critico  $(p_2/p_{01})^* = [2/(k+1)]^{k/(k-1)}$ , in corrispondenza del quale, nella sezione di gola, si raggiungono le condizioni soniche. A partire da questa condizione, ogni ulteriore diminuzione di  $p_2/p_{01}$  non può far più aumentare la portata, che rimane fissa al suo valore sonico  $m^* = A_2 \rho_{01} a_{01} [2/(k-1)]^{(k+1)/2(k-1)}$ .

Per il calcolo della portata ideale è necessario definire l'area di riferimento che si vuole considerare; la scelta della sezione da cui dipenderà il valore del coefficiente di efflusso è del tutto arbitraria; occorre quindi definire in modo chiaro l'area di riferimento e che nel corso dell'analisi sia applicata con coerenza.

La sezione di riferimento è normalmente scelta per ragioni di comodità e spesso è costante; le più comuni sono il diametro interno di battuta della valvola, il diametro

dell'esterno del piattello, l'area del pistone e l'area di cortina (quest'ultima variabile con l'alzata).

Attraverso le valvole di un motore si hanno moti turbolenti, per i quali il coefficiente di efflusso è praticamente indipendente dal numero di Reynolds e quindi dal salto di pressione a cavallo della valvola; si può quindi riportare l'andamento di  $C$  in funzione della sola alzata (funzione a sua volta dell'angolo di manovella  $\theta$ ) adimensionalizzata rispetto al diametro della valvola  $d_v$ :

- $C = C(h/d_v) \rightarrow C = C(\theta)$ .

Tramite il coefficiente di efflusso si può poi calcolare il *coefficiente di efflusso medio*  $\bar{C}$ , relativo alla durata dell'intero ciclo motore:

- $\bar{C} = (1/4\pi) \cdot \int_0^{4\pi} C(\theta) d\theta$ .

Il significato fisico di  $\bar{C}$  risulta evidente se si considera il suo prodotto per l'area di riferimento  $A_r$ :

- *Permeabilità o Area efficace della valvola*  $\bar{C} \cdot A_r$ , che rappresenta l'area costante di passaggio che smaltirebbe, in condizioni di flusso ideale, la stessa portata che passa effettivamente attraverso le valvole di aspirazione in un ciclo.

In quest'ultimo parametro sono quindi sintetizzati i contributi all'intero processo di ricambio del fluido dovuti alla fasatura, alla legge di alzata e alle perdite fluidodinamiche della valvola. Si tratta della grandezza finale che riassume la bontà di una valvola agli effetti della "respirazione" attraverso la testa di un motore.

## 1.7. Formula sintetica ed analitica della potenza

Per formula sintetica della potenza si intende la sua espressione mediante grandezze sintetiche "fondamentali", ossia che hanno la caratteristica comune di essere indipendenti rispetto alla cilindrata unitaria e di fornire una caratterizzazione del motore dal punto di vista "termo-meccanico", cioè del grado di esasperazione raggiunto e dei margini di sviluppo che ancora rimangono.

Tali grandezze prendono il nome di *parametri di similitudine*; tra queste, la *velocità media del pistone*  $u_p$  e la *pressione media effettiva*  $p_{me}$ . La prima è un indice sintetico del



grado di esasperazione del motore sia da un punto di vista meccanico (forze di inerzia) sia termofluidodinamico, dato che è legato alle perdite viscosse e termiche nel processo di sostituzione della carica; la  $pme$  è indicativa invece dei livelli di pressione raggiunti nel cilindro e quindi delle relative sollecitazioni a cui è sottoposto il motore ed inoltre da essa si possono trarre informazioni sul grado di riempimento raggiunto, a cui ovvio è strettamente legata la pressione ottenibile.

A partire poi dalla formulazione sintetica si risale alla sua espressione analitica esatta, in cui sono contenuti tutti e soli i fenomeni che influiscono sulla conversione dell'energia da parte del motore, partendo dal potere calorifico del combustibile fino ad arrivare alla potenza raccolta all'albero; in altre parole, tutto ciò che il motore fa è analizzato attraverso il principio di conservazione dell'energia e rappresentato nei termini che costituiscono questa formula.

Si inizia quindi con l'introdurre la *potenza specifica areale*, data dalla *potenza effettiva* erogata dal motore divisa per la *superficie del pistone*  $S$ :

- $P_{sa} = P_e/S = pme \cdot (u_p/T).$

Essa fornisce sinteticamente un grande numero di informazioni riguardo al grado di "esasperazione" globale del motore, sia da un punto di vista termo-meccanico che fluidodinamico.

Definiamo quindi l'espressione sintetica della potenza:

- $P_e = pme \cdot (u_p/T) \cdot ZS = \eta_g \cdot \lambda_v \cdot \frac{\rho_a \cdot Z \cdot S}{\alpha} \cdot H_i \cdot \frac{u_p}{T};$

dove con  $Z$  si intende il numero di cilindri del motore e con  $\alpha$ , la dosatura, ossia il rapporto tra massa di aria e massa di combustibile per ciclo.

Si consideri quindi il *rendimento globale*  $\eta_g$ , prodotto di tutti i singoli rendimenti del motore, ognuno dei quali tiene conto di una determinata fase del processo di conversione dell'energia.

- *Rendimento di intrappolamento:*

$\eta_t = m_{tr}/m_a;$  rapporto tra la carica fresca rimasta intrappolata nel cilindro al momento della chiusura delle valvole e la massa aspirata.

- *Rendimento di combustione:*

$\eta_c = Q_b/Q_c;$  rapporto tra il calore effettivamente liberato dalla combustione e quello teorico dato dalla completa combustione di tutto il

combustibile intrappolato nel cilindro; per ricercare un miglioramento di tale rendimento si deve passare attraverso la ricerca delle migliori condizioni di combustione possibili, in termini di velocità e completezza del processo.

- *Rendimento di adiabaticità:*

$\eta_{ac} = Q_e/Q_b$ ; tiene conto del fatto che non tutto il calore sviluppato partecipa al ciclo, in quanto una parte di esso viene perduto, durante la combustione, attraverso le pareti a causa dei fenomeni di convezione e irraggiamento. Questo rendimento, come quello sopra, è fortemente influenzato dalla scelta e geometria della camera di combustione.

- *Rendimento del ciclo ideale o Rendimento termodinamico:*

$\eta_{id} = L_{id}/Q_e = 1 - (1/r^{k-1})$ ; è il rendimento ideale del ciclo di riferimento, che nel nostro caso è il ciclo Otto. Come è noto dalla termodinamica, tale rendimento dipende solo dal rapporto di compressione  $r$  e dal rapporto tra calori specifici  $k$ : al crescere di  $r$  il rendimento del motore cresce con esso; il guadagno percentuale è però decrescente all'aumentare del rapporto di compressione ed è questo il motivo per cui è uso comune, nei normali motori ad accensione comandata di serie, non superare un rapporto di compressione pari a 12 a fronte di un deciso aumento delle sollecitazioni dinamiche e del rischio di detonazione.

- *Rendimento del ciclo limite:*

$\eta_l = L_l/L_{id}$ ; tiene conto delle non idealità del fluido di lavoro, e quindi della variabilità delle sue costanti fisiche dovuta alle forti variazioni di pressione e temperatura a cui è sottoposto durante il ciclo di lavoro.

- *Rendimento del ciclo indicato positivo:*

$\eta_{ip} = L_{ip}/L_l$ ; è il rapporto tra il lavoro fornito dalla sola parte "calda" del ciclo indicato (ciclo positivo, esclusa cioè la parte di pompaggio), e quello fornito dal ciclo limite.

- *Rendimento di pompaggio:*

$\eta_p = L_i/L_{ip}$ ; tiene conto dell'influenza del ciclo di pompaggio, ed è definito come il rapporto tra il lavoro totale fornito dal ciclo indicato completo e quello fornito dal solo ciclo indicato positivo.

Raccogliendo in un'unica formula tutti i rendimenti appena descritti, ed aggiungendo anche il rendimento organico precedentemente esposto, si giunge infine alla cercata *formula analitica della potenza*:

- $$P_e = \eta_o \cdot \eta_p \cdot \eta_{ip} \cdot \eta_l \cdot \eta_{id} \cdot \eta_{ac} \cdot \eta_c \cdot \eta_t \cdot \lambda_v \cdot \frac{\rho_a \cdot Z \cdot S}{\alpha} \cdot H_i \cdot \frac{u_p}{T}$$

Si definisce infine il *consumo specifico di combustibile* come il rapporto tra la portata di combustibile e la potenza effettiva da esso ricavata, inversamente proporzionale al rendimento globale del motore:

- $$c_{sc} = \dot{m}_c / P_e = 1 / (\eta_g H_i)$$

## 1.8. Combustione nei motori ad accensione comandata

Il processo di combustione è il complesso fenomeno chimico-fisico mediante il quale il combustibile si ossida e libera calore. L'evolversi della combustione nel tempo dipende dalla velocità delle reazioni chimiche, dalle condizioni di trasporto di massa ed energia nella zona di reazione e dallo scambio di calore con l'ambiente circostante.

La *velocità di combustione* è la rapidità con cui avvengono le reazioni di ossidazione del combustibile: può essere misurata sia tramite la variazione, rispetto al tempo, delle concentrazioni relative dei reagenti iniziali, ossia la velocità a cui si consumano, sia dalla rapidità con cui viene liberato il calore da parte delle reazioni chimiche in atto, misurabile volendo in una prova al banco.

La velocità delle reazioni dipende dalla pressione della miscela gassosa, dalle concentrazioni relative dei reagenti, ma soprattutto dalla loro temperatura; la dipendenza da quest'ultima è di tipo esponenziale, ed è espressa sperimentalmente tramite l'equazione di Arrhenius, che ci consente di arrivare alla definizione della *velocità di reazione*, intesa come variazione della concentrazione molare nel tempo di un qualsiasi reagente:

- $$w_r = dc/dt = C \cdot p^n \cdot e^{\left(\frac{-E_a}{R \cdot T}\right)}$$

dove  $C$  ed  $n$  sono costanti tipiche per ogni reazione, ed  $E_a$  è l'energia di attivazione.

### 1.8.1. Propagazione del fronte di fiamma

L'accensione della miscela in un motore a ciclo Otto è comandata: il fenomeno della combustione, se si escludono le combustioni anomale quali autoaccensione o detonazione, è provocato dalla scintilla, che scocca tra gli elettrodi della candela, e la sua progressiva propagazione è causata dalla trasmissione di calore e dalla diffusione di particelle attive dalla zona di reazione alla miscela fresca circostante.

Il *fronte di fiamma*, facendo riferimento ad una miscela ferma o in moto laminare, è definito come una sottile regione di separazione tra la miscela fresca e i prodotti di combustione, all'interno della quale le reazioni di ossidazione sono in grado di autosostenersi. Le temperature in questa zona sono molto alte, dell'ordine dei 2000 °C, per cui appare luminosa e facilmente identificabile.

La velocità con la quale si muove rispetto alla miscela fresca è detta *velocità laminare di combustione*  $S_L$ :

- $$S_L \cong \sqrt{\chi \cdot w_r} = \sqrt{(k_c \cdot w_r) / (c_p \cdot \rho)},$$

dove  $\chi$  è il coefficiente di diffusività termica della miscela combustibile e  $k_c$  è la conducibilità termica.

Si può valutare ai fini pratici l'influenza che hanno temperatura e pressione iniziali su  $S_L$  tramite la relazione [Metghalchi, M., Keck, J.]:

- $$S_L = S_{L,0} \cdot (T/T_0)^2 \cdot (p/p_0)^{-0.25},$$

in cui  $S_{L,0}$  il valore di  $S_L$  alle condizioni  $T_0$  e  $p_0$  di riferimento.

La velocità  $v_f$  con la quale un osservatore assoluto vedrà avanzare il fronte di fiamma, sarà quindi data dalla composizione di  $S_L$  con la velocità assoluta  $v_g$  con cui si muove la miscela incombusta:

- $$v_f = v_g + S_L.$$

In realtà nel cilindro le condizioni di moto della carica, all'interno della quale avanza il fronte di fiamma, sono sempre turbolente e il processo di combustione avviene quindi con caratteristiche un po' diverse da quelle viste ora per le fiamme laminari.

Il modello sopraesposto può comunque continuare a valere immaginando che i moti vorticosi organizzati su scala maggiore distorcano il fronte di fiamma laminare, andando quindi ad aumentarne la superficie, mentre i microvortici turbolenti, di dimensioni

confrontabili con lo spessore del fronte di fiamma, intensifichino i processi di trasferimento di massa ed energia all'interno del fronte stesso, aumentandone le dimensioni. In Figura 1.1 è riportata la struttura di una piccola porzione del fronte di fiamma all'aumentare del regime del motore e quindi della turbolenza: la crescita del livello di turbolenza provoca crescenti corrugamenti della superficie del fronte [Arcoumanis, C.].

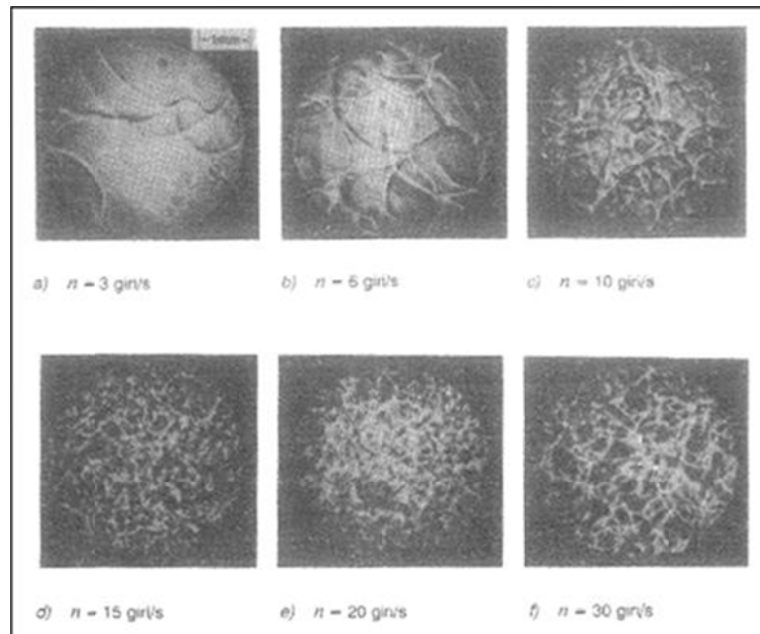


Figura 1.1 - Microshadowgrafie che mostrano la struttura di una piccola porzione del fronte di fiamma all'aumentare del regime del motore e quindi della turbolenza

La *velocità di combustione turbolenta*  $S_T$  dipenderà quindi dalla pressione, temperatura e composizione della miscela, ma anche dalle condizioni di moto della carica.

Le condizioni di moto sono rappresentate tramite l'*intensità di turbolenza*  $u'$  (valore quadratico medio delle oscillazioni turbolente di velocità rispetto al valor medio  $\bar{u}$ ) e tramite alcune scale spaziali. Quest'ultime nel dettaglio sono la *scala integrale delle lunghezze*  $L_I$  (che misura le dimensioni dei vortici maggiori, provocati dai macromoti organizzati della carica), la *microscala di Taylor*  $\lambda$  (all'interno della quale gli effetti viscosi divengono importanti) e la *scala di Kolmogorov*  $L_k$  (che misura i vortici più piccoli, presenti a livello molecolare).

All'atto pratico, le fiamme turbolente premiscelate possono quindi essere rappresentate tramite delle relazioni in cui compaia la velocità di fiamma laminare opportunamente correlata con i parametri di moto turbolento sopra descritti.

Si introducono quindi delle grandezze mediate nello spazio, zero-dimensionali, che forniscano una descrizione sintetica e rapida dei fenomeni legati al moto della carica e della loro influenza sull'evolversi della combustione.

I rilievi fotografici del fronte di fiamma (tipo quelli mostrati in Figura 1.1), suggeriscono di approssimare la superficie di separazione tra la carica fresca e quella bruciata con una porzione di superficie sferica, più o meno distorta dai moti all'interno della camera, e delimitata dalle pareti di questa [Beretta G. P., et al.]. Indicando con  $V_b$  il volume equivalente della sfera in grado di contenere i gas combusti, e con  $A_b$  la sua superficie, si possono definire le seguenti velocità medie:

- $v_{mf} = 1/A_b \cdot \partial V_b / \partial t$ ;                      velocità media di avanzamento del fronte di fiamma supposto sferico;
- $S_{Tm} = (1/\rho_m A_b) \cdot dm_b / dt$ ;                      velocità media di combustione turbolenta, così come è stata proposta da [Beretta G. P., et al.], dove con  $\rho_m$  si fa riferimento alla densità della carica fresca.

In Figura 1.2 si riporta l'andamento del rapporto tra queste due grandezze.

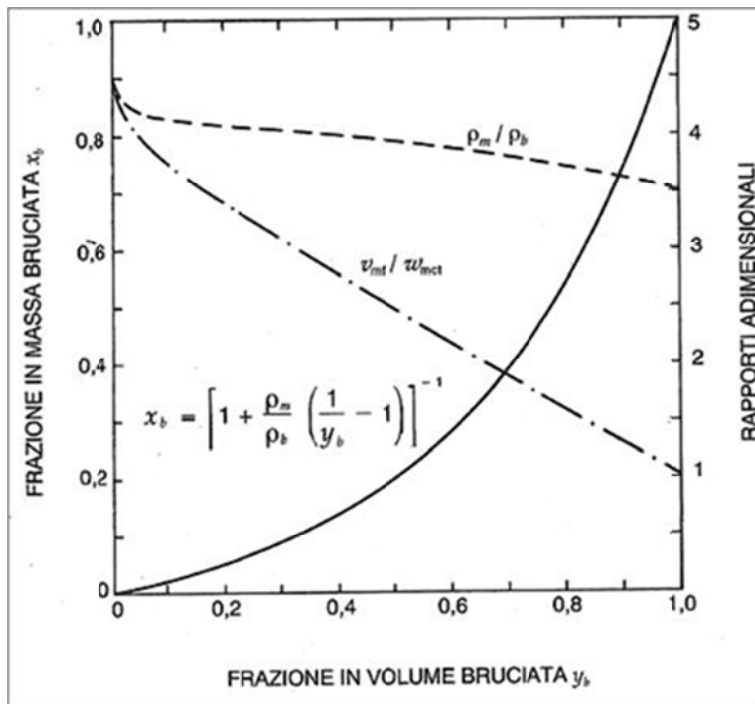


Figura 1.2 - Rilievi sperimentali [Beretta G. P., et al.] delle frazioni in massa ed in volume di miscela bruciata; i rapporti  $\rho_m/\rho_b$  (rapporto tra le densità della carica fresca e bruciata) e  $v_{mt}/w_{mct}$  (rapporto tra la velocità media di avanzamento del fronte di fiamma e la velocità media turbolenta) sono invece calcolati con un modello termodinamico

La relazione<sup>3</sup> che lega la frazione in massa bruciata  $x_b = m_b/m_{tot}$  con la corrispondente frazione in volume  $y_b = V_b/V_{tot}$ .

$$\bullet \quad x_b = \frac{m_b}{m_{tot}} = \left[ \frac{m_b + m_m}{m_b} \right]^{-1} = \left[ 1 + \frac{\rho_m}{\rho_b} \left( \frac{1}{y_b} - 1 \right) \right]^{-1}.$$

Considerato che il rapporto tra le masse volumiche  $\rho_m/\rho_b$  è quasi costante durante l'intero processo di combustione, la soprascritta formula permette di valutare direttamente, in prima approssimazione, il rapporto tra  $x_b$  e  $y_b$ . L'andamento di tipo parabolico, mostrato in Figura 1.2, è dovuto al fatto che, quando la fiamma attraversa la camera di combustione, gli elementi raggiunti dal fronte di fiamma posseggono densità via via crescenti (sotto l'ipotesi che nella parte centrale del processo di combustione il volume della camera rimanga pressoché costante): è questo il motivo per cui la massa di miscela bruciata aumenta meno rapidamente di quanto aumenti il suo volume.

## 1.8.2. Legge di rilascio del calore

L'evolversi del processo di combustione può essere descritto facendo riferimento ad alcuni parametri ricavabili da rilievi sperimentali o ottenibili direttamente da essi tramite elaborazioni. Tra questi è significativo l'andamento della pressione nel cilindro dal quale è possibile derivare la legge di rilascio del calore.

Si consideri quindi il primo principio della termodinamica (applicato al sistema gassoso contenuto all'interno della camera di combustione) e l'equazione di stato (per correlare pressione e temperatura), e operando opportune semplificazioni e sostituzioni [Ferrari G.], è possibile arrivare ad un'espressione della *legge di rilascio del calore*:

$$\bullet \quad \frac{dQ_b}{d\vartheta} = \frac{k}{k-1} \cdot p(\vartheta) \cdot \frac{dV(\vartheta)}{d\vartheta} + \frac{1}{k-1} \cdot V(\vartheta) \cdot \frac{dp(\vartheta)}{d\vartheta} + \frac{dQ_r}{d\vartheta},$$

dove:

- $Q_b$  è il calore rilasciato dalle reazioni chimiche di combustione;
- $Q_r$  è il calore perso attraverso le pareti refrigerate.

Tale legge è ottenuta semplicemente effettuando una misura dell'andamento di pressione nel cilindro e adottando un appropriato modello di scambio termico a parete per ricavare  $dQ_r/d\vartheta$ .

---

<sup>3</sup> Si utilizzano i seguenti indici: *m* per le grandezze relative alla miscela fresca, non ancora raggiunta dalla fiamma; *b* per quelle relative alla frazione di carica già bruciata

Si integra quindi tra l'angolo di inizio  $\vartheta_i$  e quello di fine combustione  $\vartheta_f$  per ottenere la quantità totale di calore liberato, ossia il prodotto della massa di combustibile introdotta nel ciclo per il suo potere calorifico inferiore (a meno di eventuali reazioni di ossidazione incomplete e inaccurately dell'analisi energetica del processo):

- $Q_b = \int_{\vartheta_i}^{\vartheta_f} \frac{dQ_b}{d\vartheta} \cdot d\vartheta \cong m_c \cdot H_i.$

Facendo i logaritmi di entrambi i membri e differenziando, si determina la legge con cui varia la frazione in massa di combustibile bruciato  $dx_b/d\vartheta$ :

- $\frac{1}{Q_b} \cdot \frac{dQ_b}{d\vartheta} = \frac{1}{m_c} \cdot \frac{dm_c}{d\vartheta} = \frac{dx_b}{d\vartheta},$

che integrata permette infine di ottenere la *frazione in massa di combustibile bruciato*  $x_b$ , che ha il caratteristico andamento ad S, rappresentabile in prima approssimazione con una funzione di Wiebe.

In Figura 1.3 si riporta un andamento tipico delle grandezze appena descritte, che costituiscono anche il riferimento per la taratura del processo di combustione nei modelli numerici.

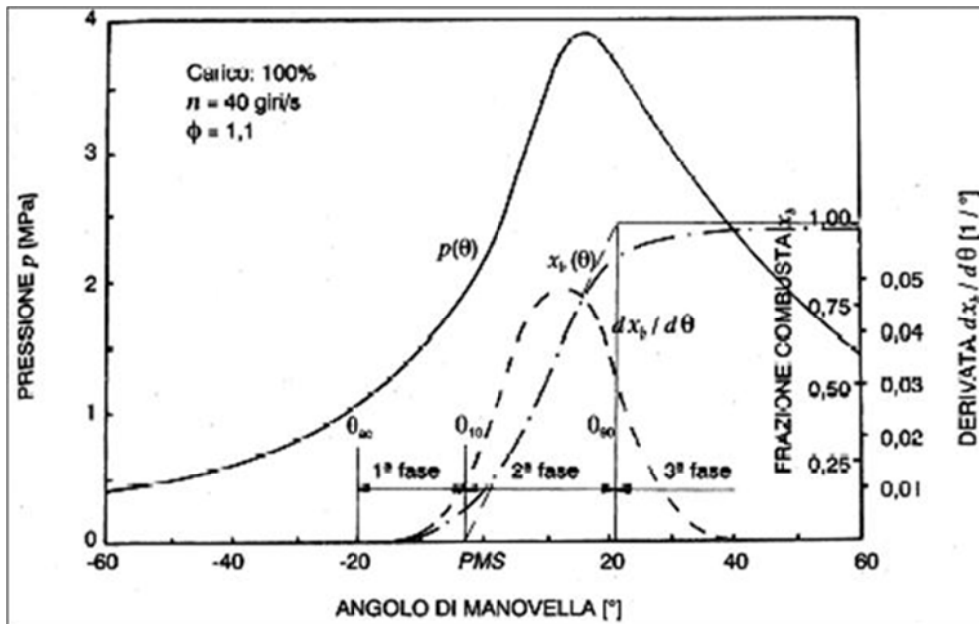


Figura 1.3 - Andamento, in funzione dell'angolo di manovella, della pressione  $p$ , della frazione in massa  $x_b$  di miscela combusta e della sua derivata rispetto all'angolo di manovella

In Figura 1.3 sono evidenziate anche le tre fasi in cui è suddivisibile il processo di combustione di un motore ad accensione comandata:

- *Incubazione*: il primo nucleo della miscela, acceso dalla scintilla, brucia gradualmente facendo crescere la pressione nel cilindro oltre il valore imposto



dalla legge di compressione. Lo sviluppo di questa fase dipende dalle condizioni della carica in prossimità della candela, quindi principalmente dalla dosatura. Una volta accesa la miscela la velocità del fronte di fiamma è laminare, per tanto i fattori che ne regolano lo sviluppo sono essenzialmente i livelli di temperatura e pressione presenti nel cilindro;

- *Combustione turbolenta*: rapida propagazione del fronte di fiamma turbolento e pienamente sviluppato attraverso la maggior parte della camera di combustione, il cui volume varia molto poco poiché il pistone si muove in prossimità del PMS. Convenzionalmente questa fase termina in prossimità del picco massimo di pressione oppure in corrispondenza del 50% di massa di combustibile bruciata. Come facilmente intuibile dal suo nome questa fase è sostanzialmente influenzata dal livello di turbolenza presente nel cilindro, che ricordiamo essere variabile col regime;
- *Completamento della combustione*: è caratterizzata dal completamento delle reazioni iniziate nella fase precedente e dalla combustione delle parti di combustibile non ancora raggiunte dal fronte di fiamma. Il rilascio di calore in questa fase è debole e non riesce a compensare l'aumento di volume, per tanto la pressione nel cilindro decresce rapidamente.

### 1.8.3. Moto della carica nel cilindro

Un motore a ciclo Otto può raggiungere regimi di rotazione altissimi poiché in esso la velocità di propagazione del fronte di fiamma è proporzionale alla velocità di turbolenza, che è a sua volta proporzionale alla velocità media del pistone. La turbolenza influenza la combustione per quanto riguarda la velocità di fiamma e l'omogeneità della carica, infatti tanto maggiore è la turbolenza tanto più il fronte di fiamma risulterà frastagliato, e quindi capace di trasferire calore agli strati adiacenti. La turbolenza è un fenomeno molto complesso che, a livello puramente didattico, può essere suddiviso in due ordini di grandezza: la micro-turbolenza e la macro-turbolenza (Figura 1.4) [Ferrari G.].

La prima è costituita da fluido globalmente fermo, ma dotato di una più o meno intensa agitazione locale.

La macro-turbolenza è definita invece da ampie zone di fluido dotate di un moto organizzato ben individuabile, spesso volutamente ricercato dal progettista disegnando opportunamente la camera di combustione e i condotti interno testa con le relative valvole; tipici esempi di moto organizzato sono:

- *Swirl*: movimento rotatorio organizzato della carica su di un piano circonferenziale derivato dalla componente tangenziale della velocità del fluido che entra nel cilindro;
- *Tumble*: moto rotatorio organizzato su di un piano passante per l'asse del cilindro, che incomincia durante la fase di aspirazione ed è poi sostenuto ed amplificato verso la fine di quella di compressione;
- *Squish*: movimento rotatorio organizzato della carica su di un piano assiale, che si genera verso la fine della fase di compressione, in concomitanza con l'avvio del processo di combustione, come conseguenza della disuguale variazione di volume a disposizione del fluido, quando il cielo del pistone si avvicina sensibilmente alla testa del cilindro in alcune sue zone; è ottenuto conformando opportunamente la testa del cilindro o mediante un incavatura ricavata nel pistone.

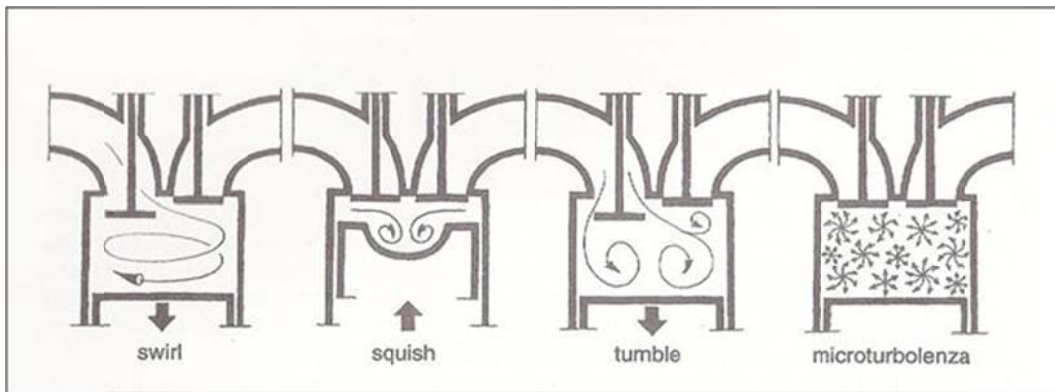


Figura 1.4 - Varie tipologie di turbolenza nel cilindro di un motore

## 1.9. Emissioni inquinanti

Un motore a combustione interna rappresenta una delle maggiori fonti di inquinamento delle aree urbane [Ferrari G.]. Le sue principali emissioni inquinanti, regolamentate dalle normative europee antinquinamento, sono:

- Gli ossidi di azoto  $\text{NO}_x$ ;
- Gli ossidi di carbonio  $\text{CO}$ ;

- Una grande varietà di idrocarburi incombusti e parzialmente ossidati HC.

A queste possiamo aggiungere le emissioni di ossidi di zolfo  $SO_x$  e di particelle solide (particolato), oltre naturalmente alla produzione di anidride carbonica  $CO_2$ .

Il rapporto aria/combustibile (Figura 1.5) e le temperature raggiunte nel cilindro, parametri motore tra l'altro strettamente correlati tra loro, insieme alla velocità di combustione, influenzano direttamente la quantità e la qualità delle emissioni inquinanti.

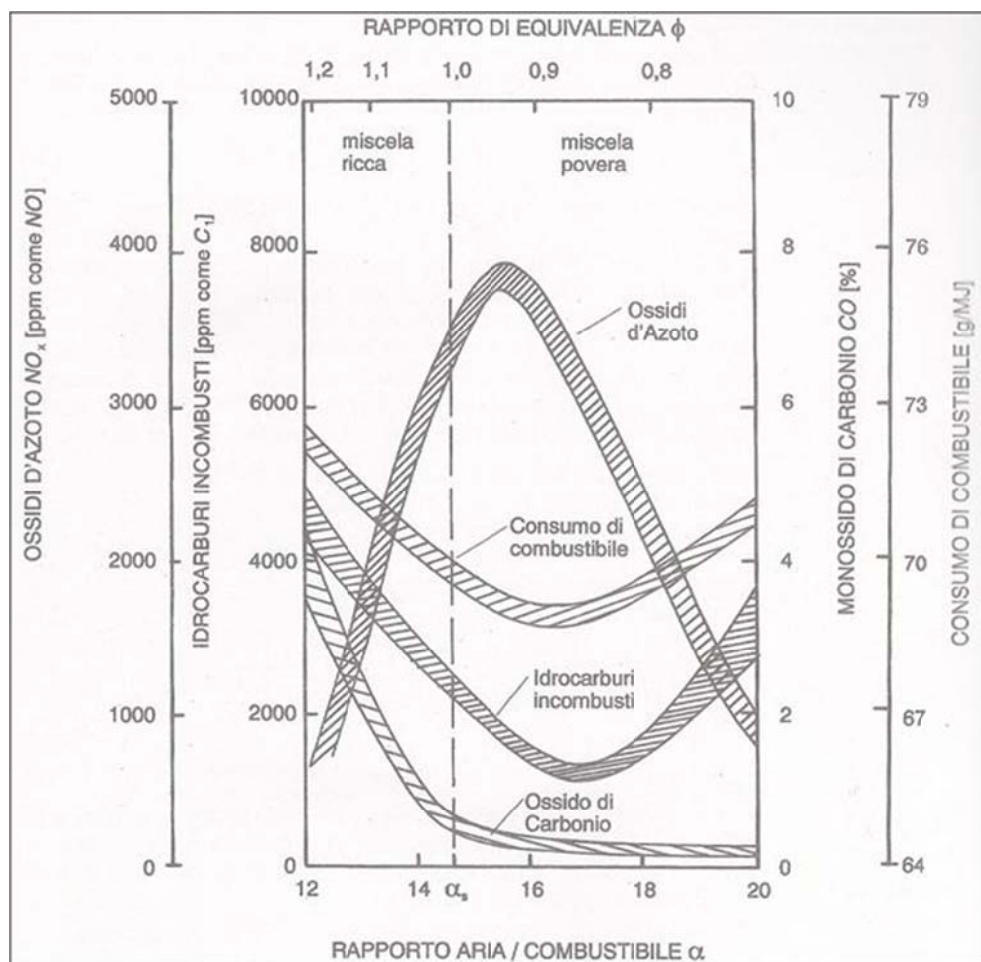


Figura 1.5 – Influenza del rapporto aria/combustibile sulle principali emissioni inquinanti di un motore ad accensione comandata

Il controllo degli inquinanti effettuato semplicemente con la dosatura porta, come si osserva da Figura 1.5, a risultati però contrastanti: servirebbe difatti adottare una dosatura stechiometrica per minimizzare gli HC ed una dosatura povera per minimizzare il CO, mentre la formazione degli  $NO_x$  è massima proprio in corrispondenza di un rapporto di equivalenza pari a 1.

Le emissioni inquinanti, nei motori a combustione interna, dipendono oltreché dalla dosatura, da svariati altri parametri, quali:

- Anticipo di accensione;
- Fasatura della distribuzione;
- Geometria dei condotti e della camera di combustione.

Le maggiori difficoltà nel controllo delle emissioni “grezze” pre catalizzatore risiedono nel fatto che le variabili motoristiche sulle quali poter agire hanno influenze opposte sugli inquinanti: modifiche a tali variabili che comportano un miglioramento in termini di riduzione di un inquinante, determinano difatti un peggioramento della percentuale di emissione di una delle altre sostanze presenti nei gas di scarico.

Per rientrare quindi nei ristretti limiti imposti dalle specifiche normative sulle emissioni inquinanti è necessario sottoporre i gas di scarico al trattamento con marmitta catalitica trivalente, chiamata così in quanto agisce su tutti e tre i principali inquinanti [Buratti, Cavallino, Celasco]. Attraverso la marmitta catalitica, al termine di ogni ciclo termodinamico, gli inquinanti subiscono un nuovo processo di ossidazione per l'eliminazione di CO e HC ed uno di riduzione per l'eliminazione degli NO<sub>x</sub>.

Vediamo adesso nel dettaglio le zone di formazione e i fenomeni alla base della produzione delle principali sostanze inquinanti.

### *Ossidi di azoto NO<sub>x</sub>*

La formazione degli NO<sub>x</sub> è derivata dall'ossidazione dell'azoto presente nell'aria, che avviene secondo il meccanismo proposto da Zeldovich, riportato di seguito:

- $O + N_2 \rightarrow NO + N$ ;
- $N + O_2 \rightarrow NO + O$ ;
- $N + OH \rightarrow NO + H$ .

Esso presuppone la dissociazione delle molecole di N<sub>2</sub> ed O<sub>2</sub> in atomi, in seguito alle elevate temperature (oltre i 2000K) raggiunte durante la combustione: in eccesso di O<sub>2</sub>, atomi di azoto ed ossigeno possono combinarsi direttamente; quando poi i gas si raffreddano durante la corsa di espansione, gli equilibri chimici si “congelano”, non dando quindi modo alle reazioni di riduzione degli NO<sub>x</sub> di proseguire.

La concentrazione degli NO<sub>x</sub> dipende quindi:

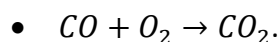
- Dai valori massimi di temperatura raggiunti;
- Dal contenuto di ossigeno nella miscela di alimentazione.

Le variabili motoristiche che hanno maggior influenza su di essi sono quindi: il rapporto aria/combustibile, il valore dell'anticipo all'accensione, il valore del carico e del regime di rotazione del motore, il rapporto di compressione ed eventualmente il grado di sovralimentazione ed il ricircolo di parte dei gas combusti in aspirazione.

Le emissioni di ossidi di azoto risultano massime per miscele leggermente magre a causa dell'elevata disponibilità di ossigeno unita alle elevate temperature raggiungibili. Se si riduce ulteriormente l'apporto di combustibile (miscela molto magra) le emissioni di  $\text{NO}_x$  diminuiscono in quanto si riducono le temperature interne al cilindro, nonostante aumenti la disponibilità di ossigeno. Se invece si arricchisce la carica (miscela molto grassa) la produzione di  $\text{NO}_x$  è ostacolata dalla mancanza di ossigeno e per tanto decrescono, nonostante le temperature tendano ad aumentare.

### *Ossidi di carbonio CO*

Il CO ha origine nella zona di reazione come prodotto di ossidazione parziale degli idrocarburi. Successivamente, in presenza di ossigeno, si ha la sua ossidazione ad anidride carbonica:



Durante la fase di espansione però, a causa del rapido calo di temperatura, gli equilibri chimici che regolano il processo di ossidazione del CO possono "congelarsi" e quindi non permettere a tutto il CO di ossidarsi in anidride carbonica.

L'unica variabile motoristica che ne influenza sensibilmente la concentrazione nei gas di scarico è il rapporto aria/combustibile nella miscela di alimentazione: gli ossidi di carbonio tendono ad aumentare rapidamente all'arricchirsi della miscela e scendono a valori molto bassi per miscele povere.

### *Idrocarburi incombusti HC*

Gli HC hanno cause e origini diverse: si possono originare ad esempio nei piccoli interstizi all'interno della camera di combustione, laddove il fronte di fiamma non riesce a penetrare; in prossimità delle pareti del cilindro stesso dove, per effetto del raffreddamento da esse prodotto, il fronte di fiamma si spegne (*quenching*) lasciando uno strato particolarmente ricco di idrocarburi incombusti; oppure nel caso in cui il fronte di fiamma, a causa di miscele localmente molto magre e/o inquinate da gas residui, si arresti prima di aver acceso tutta la carica.

La formazione degli HC, oltre che da dosatura, temperatura e turbolenza, dipende anche dalla geometria della camera di combustione, dalla natura e dalla quantità dei depositi residui, dal regime di rotazione e dalle condizioni di carico del motore, nonché dall'efficacia del sistema di raffreddamento e dalla contropressione incontrata allo scarico.

## 2. Campagna sperimentale

---

Nella realizzazione e taratura di modelli di simulazione 1-D di un motore è fondamentale avere a disposizione dati provenienti da una campagna sperimentale mirata ed approfondita e quanto più numerosi ed accurati risultano essere i dati sperimentali raccolti tanto più fedele al comportamento reale del motore risulterà essere il modello stesso.

L'approccio generalmente seguito da un progettista si basa sulla calibrazione del modello numerico nella condizione di pieno carico, facendo riferimento ad un set di dati più o meno esteso relativo a tale condizione di carico.

Tuttavia nell'ottica di ottimizzare il comportamento del propulsore nelle sue reali condizioni di funzionamento nel corso del proprio ciclo di vita non si può prescindere dal riuscire a prevedere correttamente le prestazioni del motore anche nelle condizioni di carico parziale.

Un modello numerico la cui taratura è basata su un set di dati sperimentali ottenuti solo nella condizione di pieno carico, non è però in grado di rappresentare correttamente il reale comportamento del motore in tutto il suo campo di funzionamento.

Questo è stato quindi il motivo della corposa campagna sperimentale svolta presso il banco prova del *Dipartimento di Energetica "S. Stecco"* della Facoltà di Ingegneria dell'Università di Firenze, durante la quale il motore oggetto del presente lavoro di tesi è stato testato in più condizioni di carico al variare del numero di giri. Si è quindi potuto nella prima parte dell'attività calibrare e validare il modello 1-D del motore nella sua configurazione base su tutto il suo campo di funzionamento, mentre a margine della stessa, verificare sperimentalmente a posteriori i risultati dell'ottimizzazione del motore svolta facendo largo uso dei suddetti strumenti numerici.

Il motore oggetto dello studio è il monocilindrico 4 Tempi 125cc LEM 3 valvole raffreddato ad aria della Piaggio, sviluppato per diversi veicoli a due ruote della casa di

Pontedera (scooter dotati di variatore automatico di velocità e frizione centrifuga), le cui principali caratteristiche nella configurazione base sono riportate in Tabella 2.1.

N° Cilindri	N° Tempi	Tipo di Motore	Alesaggio (mm)	Corsa (mm)	Sistema di iniezione
1	4	S.I.	52	58.6	Iniezione indiretta

Tabella 2.1 – Caratteristiche tecniche del motore

## 2.1. Set-up sperimentale

Le prove sperimentali si sono svolte utilizzando un banco dotato di freno dinamometrico a correnti parassite, modello *A.P.I.COM FR 150*, posto all'interno di una sala prova ad elevato ricambio d'aria, tale da mantenere una certa omogeneità delle condizioni ambientali almeno per la durata di una o più prove consecutive (Figura 2.1). Una descrizione più dettagliata del banco prova e della sensoristica utilizzata nella campagna sperimentale è riportata in Appendice A.



Figura 2.1 – Motore 125cc Piaggio all'interno della sala prova ed allestimento di tutta la strumentazione



Il motore è stato dotato di accessi per il montaggio di sensori dinamici di pressione e termocoppie lungo l'intera linea di aspirazione e scarico. È stata inoltre forata la testa del motore per permettere il montaggio di un sensore di pressione affacciato in camera di combustione, allo scopo di rilevare le grandezze legate al ciclo termodinamico (grandezze indicate).

I sensori di pressione utilizzati sono di tipo dinamico, ad alta risposta in frequenza. Per il condotto di aspirazione è stato utilizzato il *Kulite ETL-173-190M-2BAR*, mentre per il condotto di scarico è stato utilizzato il *Kulite WCT-312*: entrambi questi sensori sono di tipo piezoresistivo che, a differenza dei tradizionali piezoelettrici, sono in grado di conservare l'informazione sul valore medio del segnale e fornire quindi il valore di pressione assoluta [Kurtz A.D., et al.].

Per quanto riguarda la camera di combustione la scelta è ricaduta su un sensore piezoelettrico *AVL GR14D* per motivi legati all'affidabilità e alla precisione della misura.

La misura delle temperature è stata eseguita mediante termocoppie di tipo *K* e di tipo *J*, utilizzate a seconda del punto di applicazione e quindi del relativo range di temperature da leggere.

Di seguito si riporta in dettaglio numero e posizione dei sensori di pressione e temperatura:

- Aspirazione
  - Sensori di pressione
    - Ingresso airbox
    - Camera sporca airbox
    - Camera pulita airbox
    - Collettore di aspirazione a valle del corpo farfallato
  - Termocoppie
    - Temperatura fluido: uscita airbox e collettore di aspirazione
    - Temperatura di parete: collettore di aspirazione
- Scarico
  - Sensori di pressione
    - Collettore di scarico
    - I, II e III camera del silenziatore

- Condotta di uscita del silenziatore
- Termocoppie
  - Temperatura fluido: collettore di scarico e camere del silenziatore
  - Temperatura di parete: inizio e fine del collettore di scarico

Per il posizionamento dei sensori sul motore si veda Figura 2.2 e Figura 2.3.

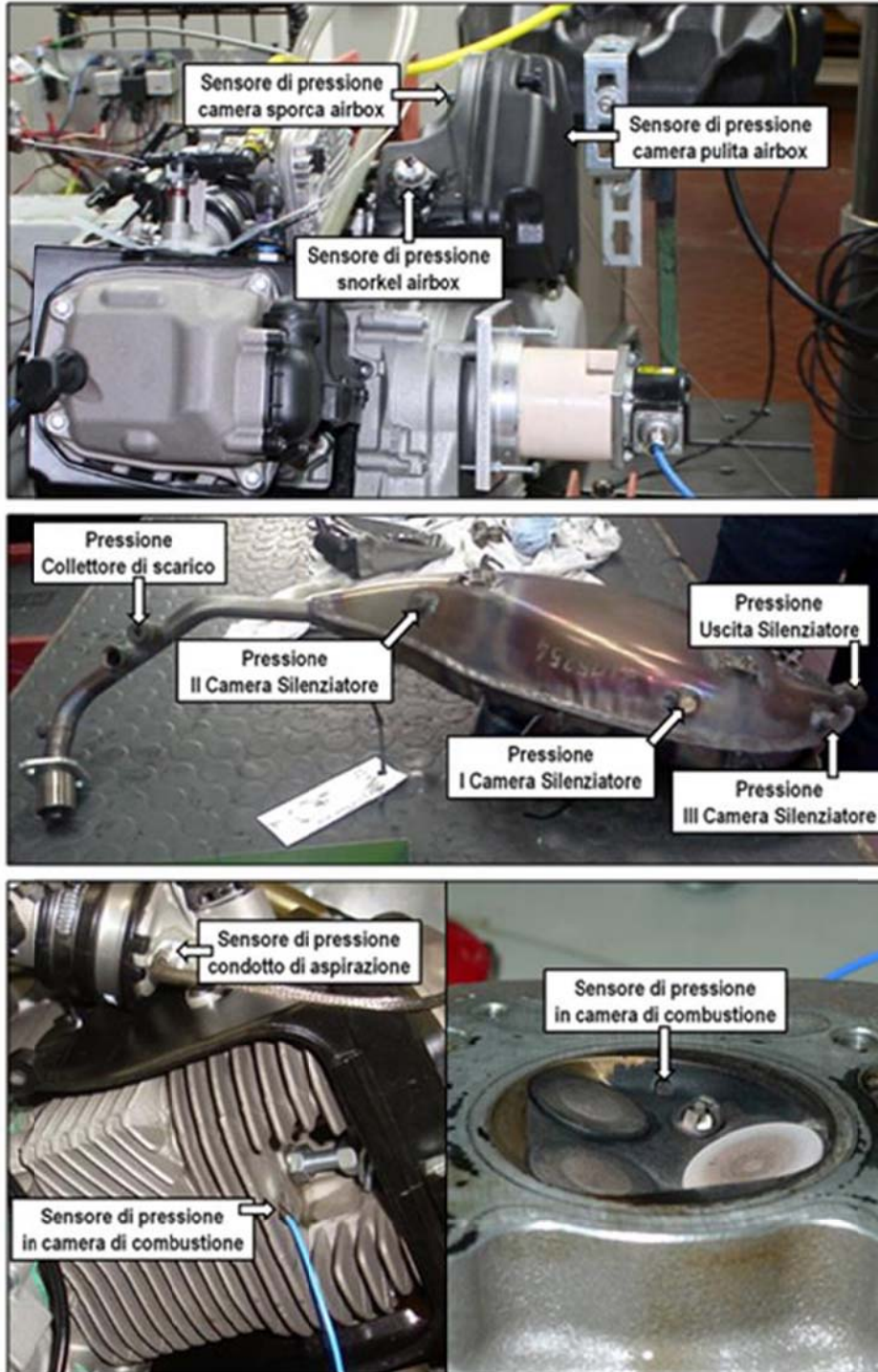


Figura 2.2 - Disposizione dei sensori di pressione lungo la linea di aspirazione e scarico ed in camera di combustione

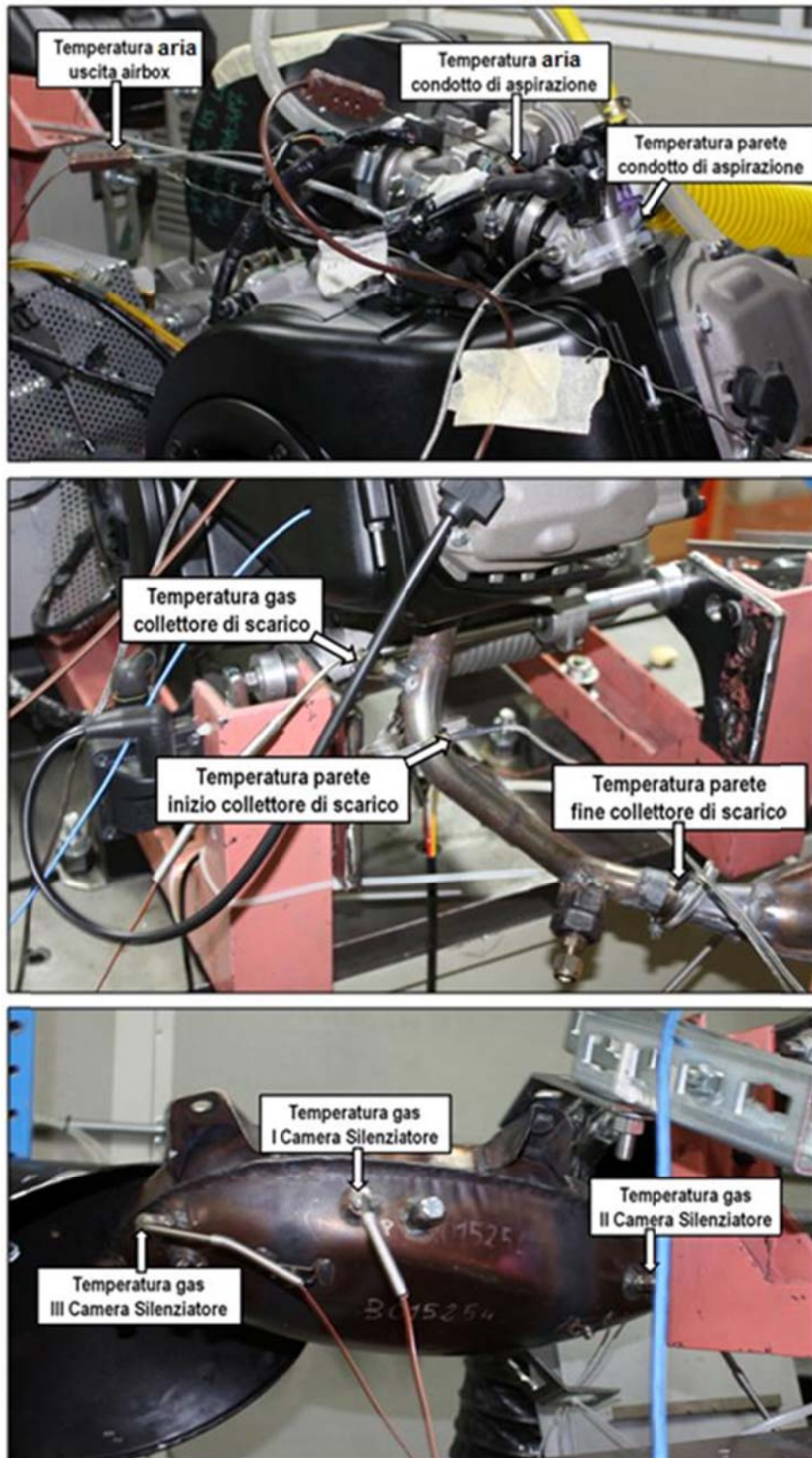
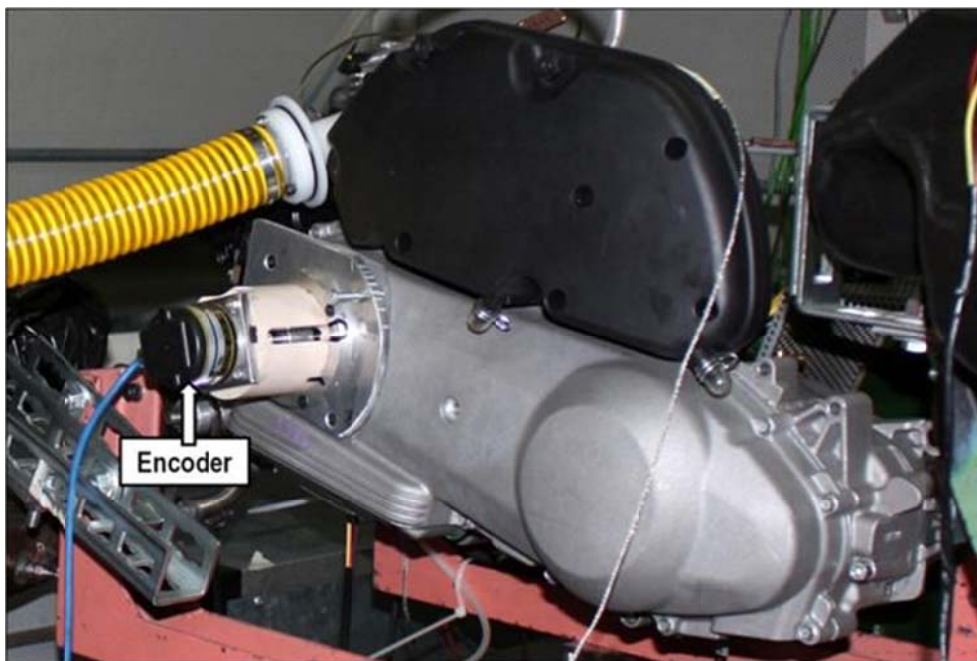


Figura 2.3 – Disposizione delle termocoppie lungo la linea di aspirazione e scarico per il rilevamento delle temperature del fluido e di parete



È di fondamentale importanza, ai fini dell'analisi delle dinamiche all'aspirazione e allo scarico e della corretta misura del ciclo indicato, assegnare con precisione ad ogni valore di pressione acquisito il corrispondente angolo di manovella. Risulta pertanto necessario l'utilizzo di un encoder che misuri accuratamente la rotazione dell'albero motore.

Nel nostro caso la scelta è ricaduta su un encoder incrementale *ELCIS* da 720 passi al giro (quindi con risoluzione pari a  $0.5^\circ$ ), montato sull'uscita dell'albero motore lato variatore di velocità mediante un supporto appositamente realizzato (Figura 2.4).



**Figura 2.4 - Encoder montato all'uscita dell'albero motore lato variatore di velocità con particolare del telaio di supporto**

Per determinare la posizione dell'encoder rispetto all'albero motore, e quindi poter leggere attraverso l'encoder il corretto angolo di manovella, si è fissato l'albero dell'encoder all'albero motore tramite un giunto flessibile torsionalmente rigido (compensa contenuti disassamenti assiali) in modo da far coincidere il suo segnale di giro con il *PMS* del motore la cui posizione è stata esattamente individuata facendo uso di un comparatore con accesso attraverso il foro candela. Come ulteriore verifica, una volta fissata la posizione dell'encoder, si è confrontato il suo segnale di giro con il segnale letto dalla ruota fonica del motore (Figura 2.5).

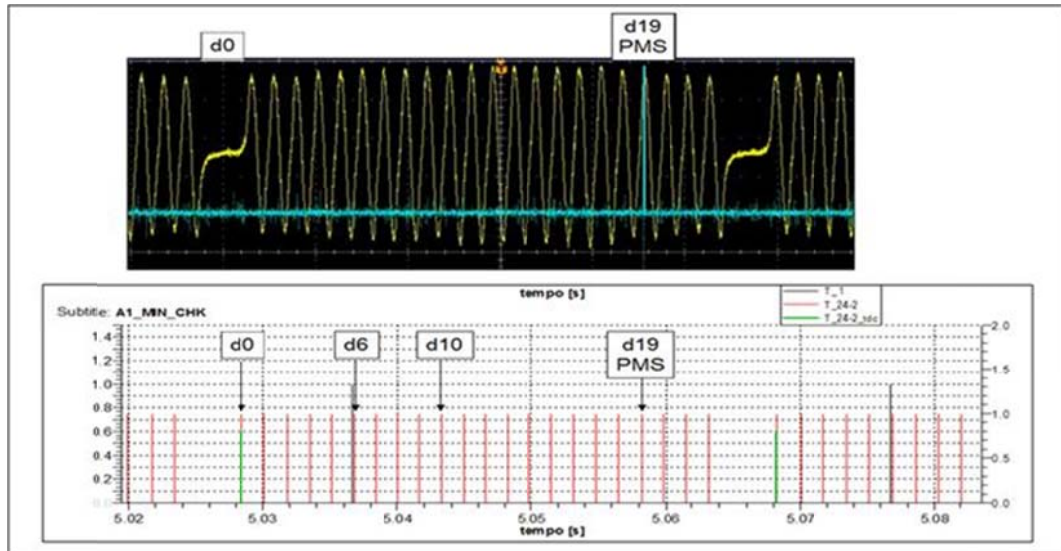
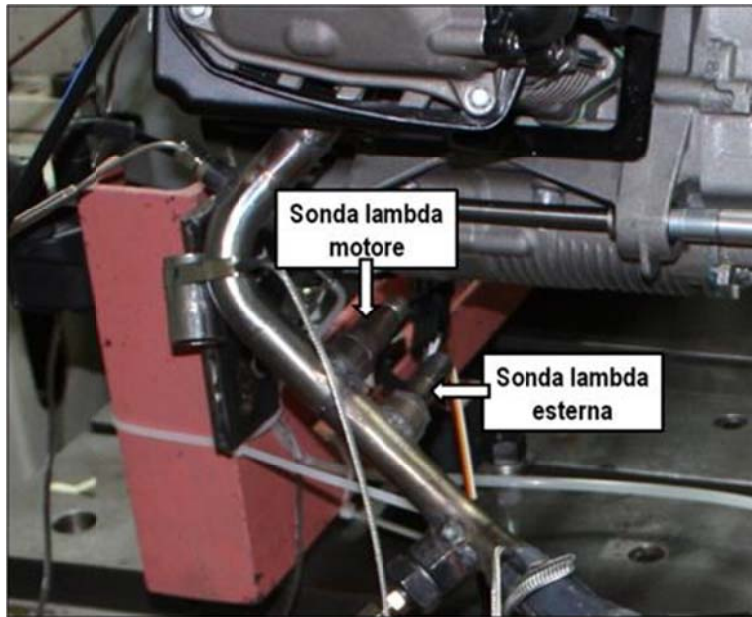


Figura 2.5 – Il segnale di giro dell'encoder (in azzurro) coincide con il 19° dente (D19) del segnale letto dalla ruota fonica (in giallo) che coincide con il PMS del motore

Lungo la linea di scarico del motore è stato realizzato un ulteriore accesso per l'inserimento di una seconda sonda lambda, funzionante in parallelo a quella propria del motore Piaggio, che è del tipo bistadio (*on/off*) (Figura 2.6). Si tratta di una sonda lambda a banda larga (sensore ad ossigeno) della Magneti Marelli, dotata del suo sistema di acquisizione con lettura analogica e continua dei valori del titolo  $\alpha$  (A/F). Il segnale di uscita della sonda corrisponde alla corrente di pompaggio necessaria per imporre nella camera di misura una percentuale di ossigeno costante: quindi maggiore è lo scostamento di ossigeno presente nei gas di scarico in entrata dal valore nominale pari alla condizione stechiometrica, maggiore sarà la corrente di pompaggio (pari a zero se l'ossigeno nella camera di rilevazione corrisponde al valore nominale).



**Figura 2.6 – Posizionamento della sonda lambda montata lungo il collettore di scarico in posizione adiacente a quella propria del motore**

La misura diretta della portata d'aria e conseguentemente del coefficiente di riempimento è stata effettuata utilizzando un debimetro *Siemens 5WK9150*, la cui curva di taratura è stata caratterizzata al banco di flussaggio. Il debimetro è stato collegato al boccaglio di aspirazione del filtro dell'aria con interposta una camera di calma di opportune dimensioni (circa 160 litri) (Figura 2.7).

Data la presenza del debimetro, della camera di calma e del tubo di raccordo è stata eseguita la verifica dell'intrusività del sistema: gli effetti sulle prestazioni del motore dovuti a tale catena di misura, si sono dimostrati trascurabili e le differenze massime (inferiori al 3%) ricadono anche nella variabilità presente tra due misure sperimentali effettuate in sessioni diverse (Figura 2.8).

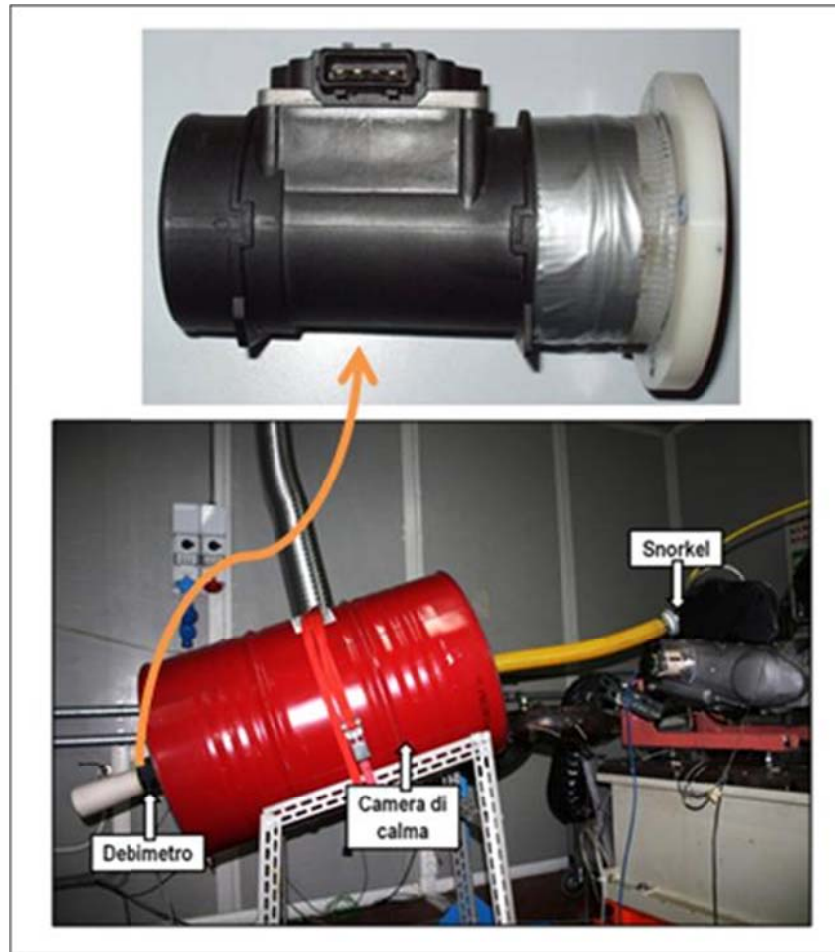


Figura 2.7 - Debimetro e camera di calma

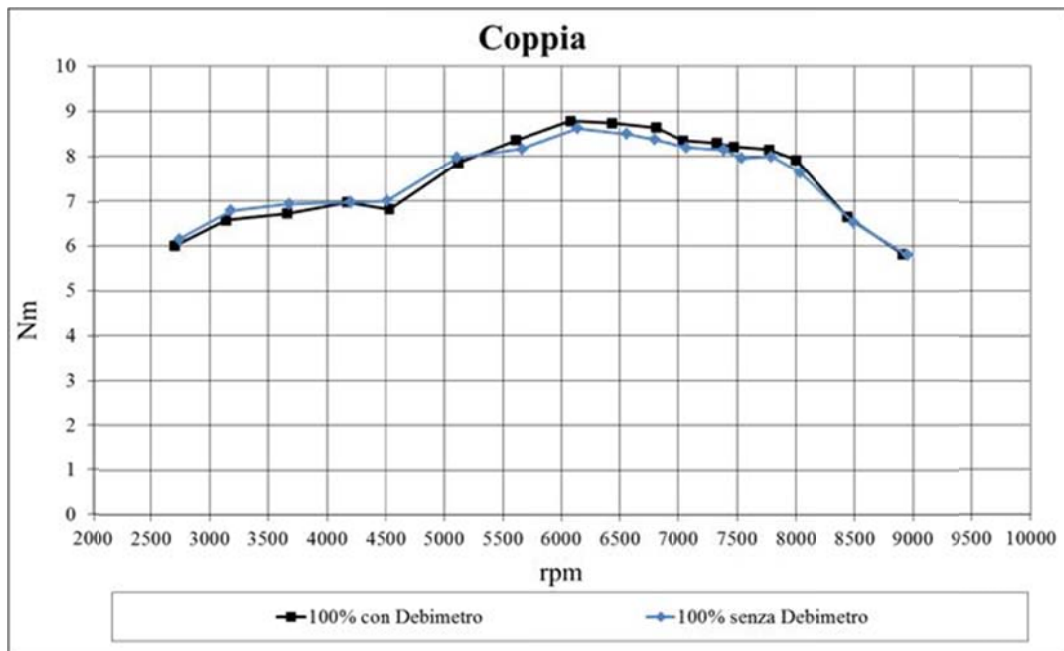
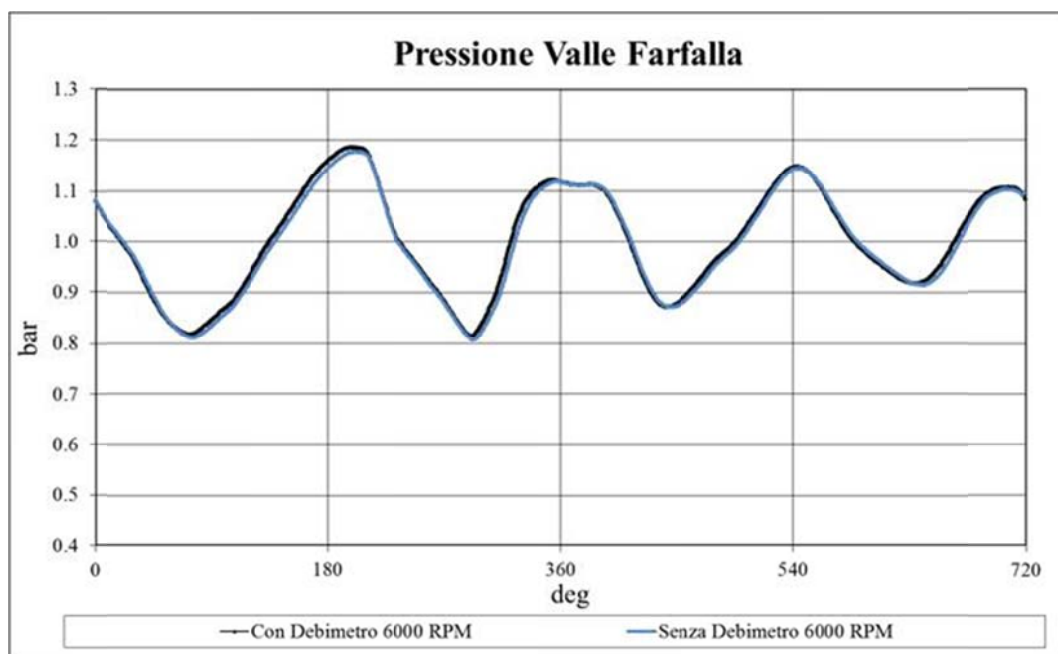


Figura 2.8 - Confronto tra i valori di coppia massima ottenuti con e senza il debimetro e la camera di calma

Ulteriore verifica è stata la misura della caduta di pressione tra l'ambiente esterno e il volume della camera di calma (ambiente da cui aspira il motore) tramite un manometro ad U: anche alla massima portata del motore la caduta di pressione è di circa 3 mmH<sub>2</sub>O (equivalenti a circa 0.3 mbar), quindi un valore del tutto influente e che comunque ricade nell'incertezza di misura delle condizioni atmosferiche. Si riporta infine un confronto in condizioni di pieno carico a 6000 rpm delle pressioni dinamiche a valle della valvola a farfalla e come si osserva in Figura 2.9 non sono state registrate sostanziali differenze.



**Figura 2.9** - Confronto delle dinamiche all'aspirazione rilevate con e senza il debimetro e la camera di calma a 6000 rpm in condizioni di pieno carico

I segnali provenienti dalla strumentazione (dati del freno, encoder, sensori di pressione, termocoppie e debimetro) vengono acquisiti ed elaborati attraverso un apposito software appositamente creato in ambiente LabVIEW, del quale una delle funzioni principali è il calcolo della media d'insieme di ogni segnale di pressione acquisito, con la possibilità di visualizzazione su più scale e di poter sovrapporre il segnale medio ai singoli segnali acquisiti.

Come scheda di acquisizione è stato utilizzato il modello 6259 della National Instruments. Tale periferica è in grado di acquisire fino a 32 segnali di voltaggio simultaneamente, con una frequenza di campionamento massima di 1.25 MHz. E' collegabile ad un PC tramite porta USB, ed è perfettamente compatibile con LabVIEW.



Per la misura della portata di combustibile è stato utilizzato il misuratore *AVL SORE PLU 110* montato in serie tra il serbatoio benzina del motore e l'iniettore posizionato sul condotto di aspirazione immediatamente a valle del corpo farfallato (Figura 2.10). Si determina quindi la portata istantanea di carburante in ingresso, equivalente a quella spruzzata dall'iniettore, da cui si ricava i consumi del motore.

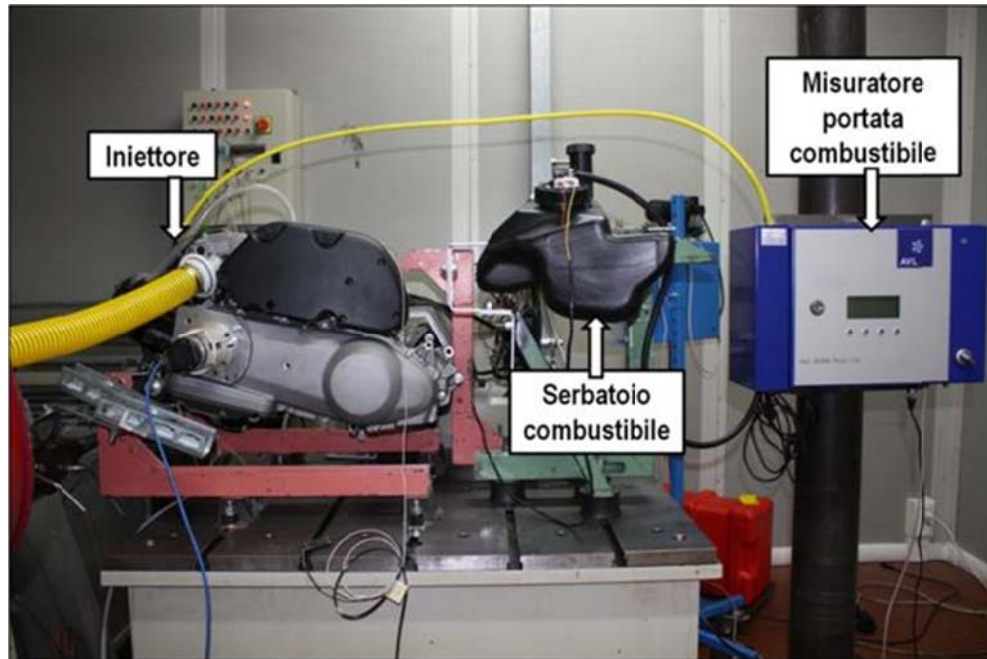


Figura 2.10 - Misuratore di portata combustibile *AVL SORE PLU 110*: il flusso di combustibile attraversa la tubazione nera dal serbatoio allo strumento di misura, e la gialla da questo all'iniettore

Il misuratore portata combustibile misura la portata del combustibile attraverso una pompa ad ingranaggi (Figura 2.11) e note le specifiche del carburante ricava la portata in massa e volume.

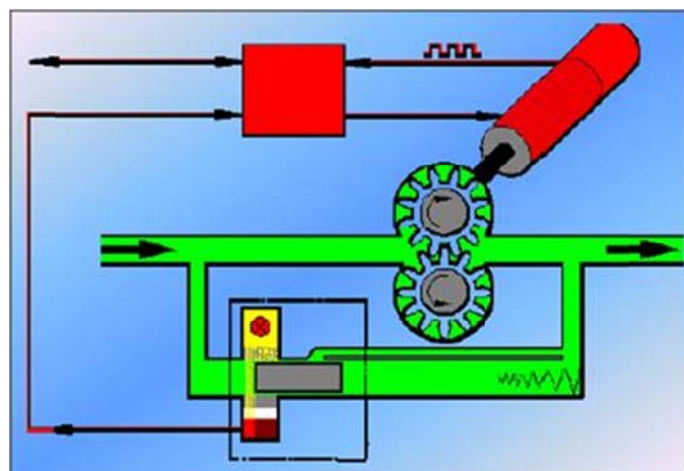


Figura 2.11 – Schema di funzionamento del misuratore di portata combustibile *AVL SORE PLU 110* con pompa ad ingranaggi

Attraverso l'apposito strumento di diagnostica del motore (fornito direttamente da Piaggio) collegato alla centralina elettronica, sono stati invece acquisiti i dati riguardanti l'anticipo di accensione, la posizione della farfalla (TPS) e il tempo di apertura dell'iniettore.

In particolare sfruttando quest'ultima misura e rilevando in contemporanea il rapporto A/F, è stato possibile risalire anche in forma indiretta sia alla portata di combustibile iniettata sia alla portata di aria elaborata dal motore e quindi al coefficiente di riempimento. Disponendo infatti delle caratteristiche dell'iniettore (portata statica e dinamica, tempi di apertura e chiusura) forniteci da Piaggio e dei tempi di apertura dell'iniettore ai vari regimi motore è stato possibile valutare la quantità di combustibile iniettato. Calcolato questo parametro e misurato sperimentalmente la dosatura, si risale alla quantità di aria effettivamente introdotta nel cilindro, dal cui rapporto con la massa di aria ideale si risale indirettamente al coefficiente di riempimento.

In Figura 2.12 si riporta il confronto in due condizioni di carico (100% e 40%) tra la portata di combustibile rilevata attraverso l'apposito misuratore e quella calcolata a partire dalle caratteristiche dell'iniettore e dal tempo di apertura dello stesso ai vari regimi motore. Si noti come le due tipologie di misura mantengano esattamente la stessa tendenza, anche se presentano uno shift che è da ricondurre da un lato ad errori di approssimazione nel calcolo indiretto della portata di combustibile dall'altro al fatto che la misura diretta con il misuratore di portata combustibile, intercettando il sistema di alimentazione del combustibile, registra una portata di fluido comprensiva anche delle perdite nel circuito, che se pur ridotte sono comunque presenti. I valori discostano però di una quantità che ai fini della taratura e verifica di modelli monodimensionali è comunque trascurabile (differenza massima del 5%).

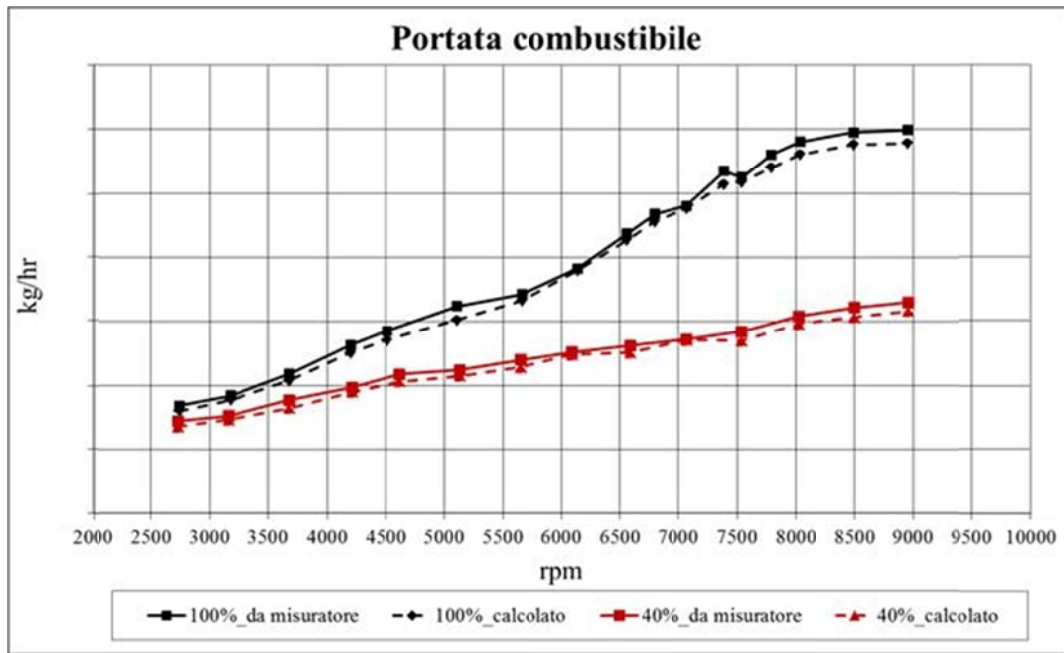


Figura 2.12 - Portata di combustibile al variare del regime motore e del carico sia rilevata sperimentalmente attraverso il misuratore di portata combustibile AVL che calcolata a partire dalle caratteristiche dell'iniettore e dai tempi di apertura dello stesso<sup>4</sup>

In Figura 2.13 e Figura 2.14 si riporta i confronti in termini di portata d'aria e coefficiente di riempimento al variare del regime motore e del carico (100% e 40%) ottenuti attraverso la misura diretta con debimetro e calcolati a partire dalla portata di combustibile (anch'essa calcolata) e dalla misura della dosatura.

<sup>4</sup> Per ragioni di riservatezza sono stati oscurati i valori riportati in ordinata nei grafici, relativi alle prestazioni e alle grandezze caratteristiche dello scooter Piaggio oggetto di studio nel presente lavoro di tesi

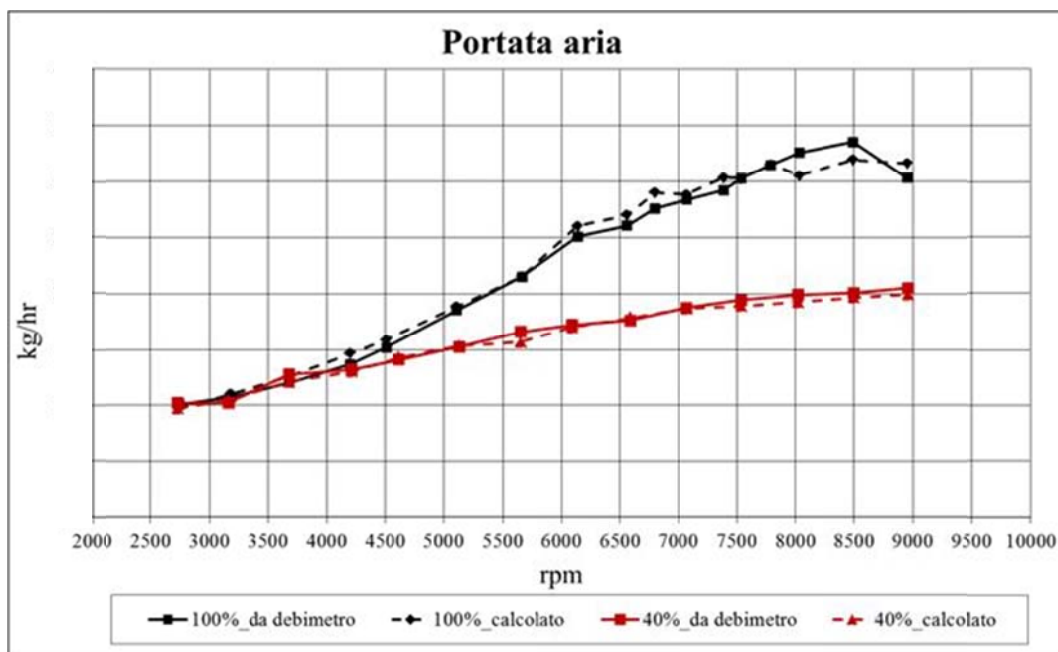


Figura 2.13 – Confronto al variare di carico e regime della portata d'aria misurata con il debimetro e calcolata indirettamente a partire dalla portata di combustibile (anch'essa calcolata indirettamente) e dalla misura della dosatura

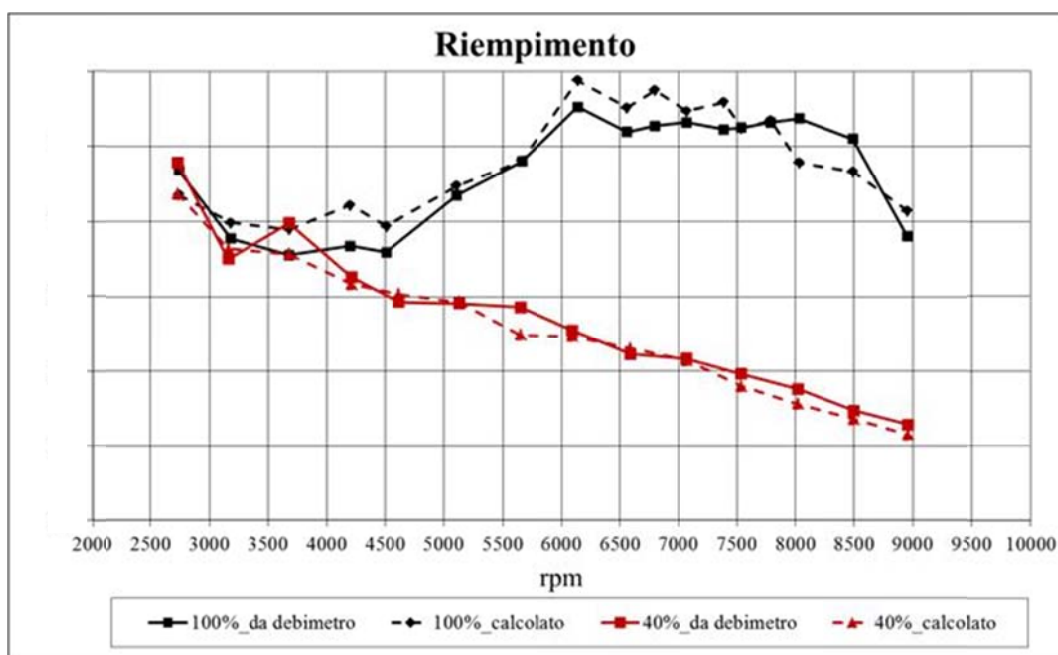


Figura 2.14 - Confronto al variare di carico e regime del coefficiente di riempimento ottenuto a partire dalla misura con debimetro ed indirettamente a partire dalla portata di combustibile (anch'essa calcolata indirettamente) e dalla misura della dosatura

Dall'analisi delle precedenti figure (da Figura 2.12 a Figura 2.14), si evidenzia quindi come sia possibile per l'analisi del motore 4T in esame ed ai fini di una taratura e verifica numerica, risalire a grandezze quali portata di combustibile, portata d'aria e riempimento

anche indirettamente, senza la necessità di specifica strumentazione, ma unicamente attraverso la lettura da centralina e la misura della dosatura con sonda lambda a banda larga opportunamente calibrata.

Infine nel setup sperimentale è stata prevista anche una misura al variare del carico e del regime delle emissioni inquinanti sia pre che post catalizzatore, allo scopo di valutare in condizioni di regime non solo l'efficienza globale del motore (attraverso la misura della portata combustibile e delle prestazioni), ma anche il suo impatto sull'ambiente.

Il misuratore di emissioni utilizzato è il modello *AVL DIGAS 4000 NOX*, in grado di rilevare le emissioni di HC, CO, CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub> e NO<sub>x</sub> (Appendice A).



Figura 2.15 - Hardware e software *AVL DIGAS 4000 NOX* (foto a sinistra); allacciamento della sonda di campionamento (foto a destra)

Collegando la sonda di campionamento (Figura 2.15) ad un circuito realizzato “ad hoc” per l'intercettazione dei gas di scarico (Figura 2.16) è stato possibile rilevare i livelli inquinanti gassosi sia pre che post catalizzatore. Difatti grazie a delle valvole on-off poste lungo il circuito si è potuto commutare tra i gas di scarico a monte del catalizzatore e quelli a valle nell'arco del medesimo punto di misura con uno scarto tra l'una e l'altra rilevazione di circa 30 secondi necessari a regimare lo strumento di misura; è stato quindi così possibile valutare con sufficiente precisione in condizioni di funzionamento stazionarie del motore anche l'efficienza di abbattimento del catalizzatore, il quale, come si osserva nelle figure seguenti, lavora molto meglio ai carichi parziali rispetto al pieno carico: questo perché in parzializzato la centralina è in “closed-loop”, ossia mantiene strettamente stechiometrico il rapporto aria/combustibile proprio allo scopo di fare lavorare correttamente il catalizzatore.

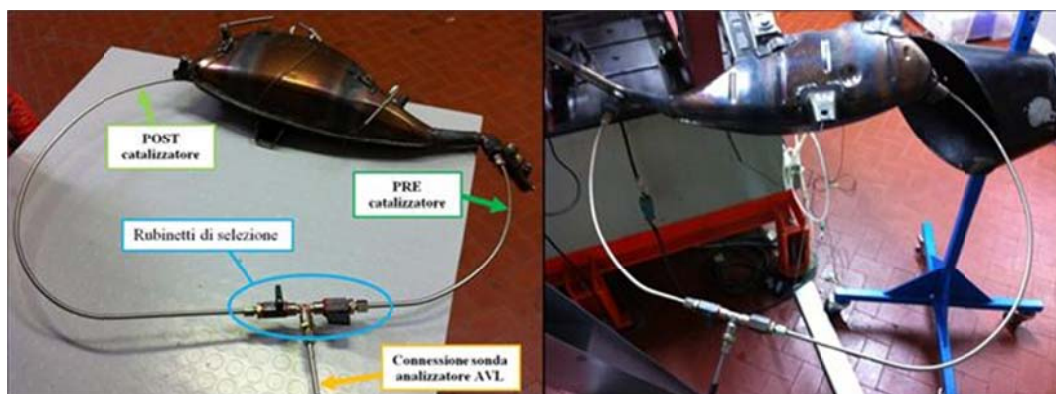


Figura 2.16 - Circuito analisi gas di scarico con valvole on/off per la commutazione dei gas di scarico pre/post catalizzatore al misuratore di emissioni

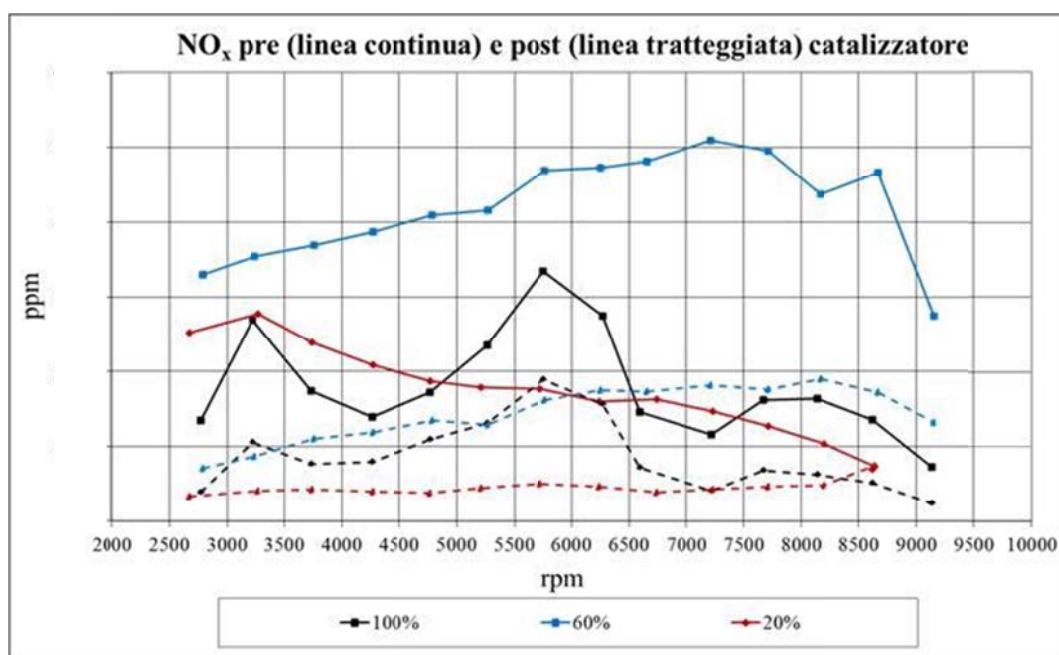


Figura 2.17 – Valori sperimentali di emissioni pre (linea continua) e post (linea tratteggiata) catalizzatore di NO<sub>x</sub> per tre carichi al variare del regime in condizioni stazionarie del motore



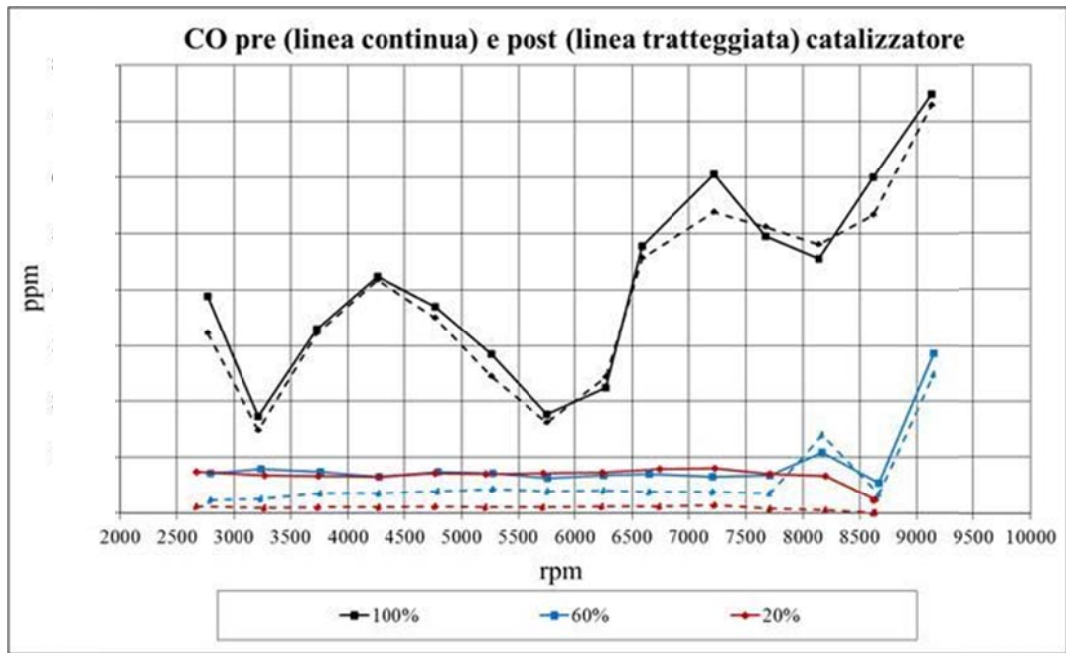


Figura 2.18 – Valori sperimentali di emissioni pre (linea continua) e post (linea tratteggiata) catalizzatore di CO per tre carichi al variare del regime in condizioni stazionarie del motore

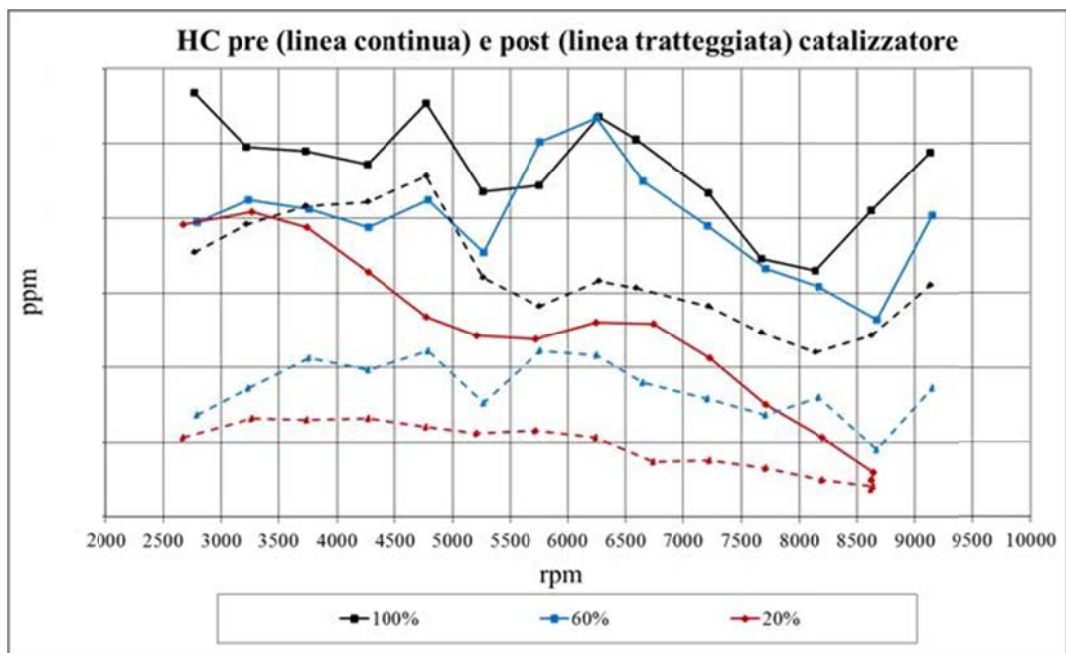


Figura 2.19 - Valori sperimentali di emissioni pre (linea continua) e post (linea tratteggiata) catalizzatore di HC per tre carichi al variare del regime in condizioni stazionarie del motore

## 2.2. Pianificazione dell'attività sperimentale e misure effettuate

La presente attività di dottorato è stata portata avanti di pari passo con lo sviluppo del motore Piaggio 125cc 4T. Ne consegue che il motore è stato testato al banco prova UNIFI in due diverse configurazioni evolutive, che si differenziano in base ai suddetti parametri di progetto e funzionamento (Figura 2.20 e Figura 2.21):

- Linea di aspirazione
  - Camera e manicotto di aspirazione a monte del filtro aria
  - Filtro aria
- Linea di scarico
  - Collettore di scarico
  - Silenziatore
- Profili di alzata valvole e relativi coefficienti di efflusso
- Mappatura centralina motore

I dati sperimentali raccolti sulla prima configurazione motore (Versione 1) sono stati sfruttati nella fase di taratura del relativo modello numerico, la cui capacità predittiva è stata verificata, una volta adeguato alle nuove caratteristiche motore, confrontandosi poi con i dati sperimentali rilevati nella configurazione di motore evolutiva (Versione 2).

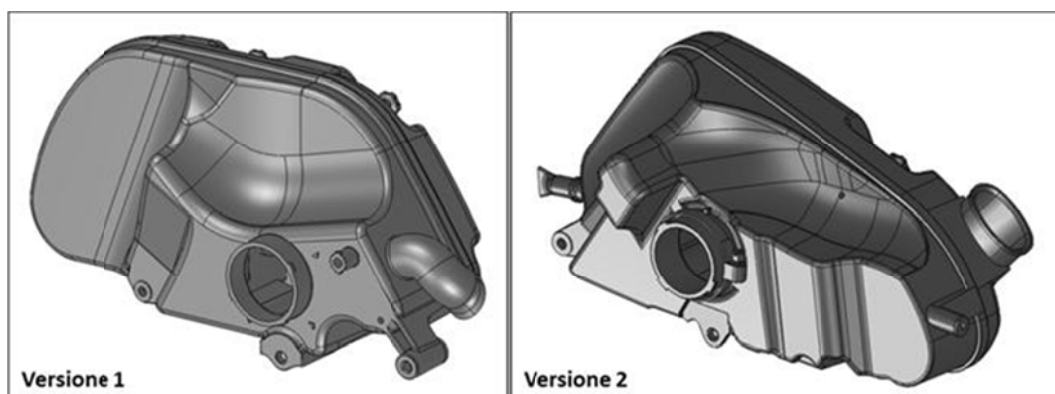


Figura 2.20 – CAD del filtro nella versione motore 1 e nella versione motore 2



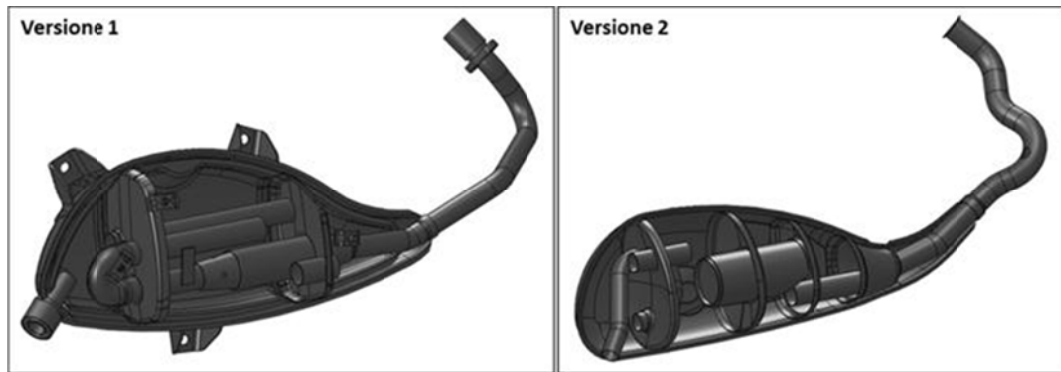


Figura 2.21 - CAD del collettore di scarico e del silenziatore nella versione motore 1 e nella versione motore 2

Il campionamento delle misure è stato fatto sulla base di 100 cicli motore. Tutte le misure sono state eseguite a carico costante con step di 500 rpm a partire dal regime di 2500 rpm fino al regime massimo di 9000 rpm, con infittimento ogni 250 rpm a pieno carico nel range di funzionamento compreso tra il regime di coppia massima e potenza massima. Questa procedura è stata ripetuta per un totale di cinque step di apertura farfalla compresi tra il 20% fino alla condizione di piena apertura; sono state inoltre registrate le condizioni di funzionamento al regime di minimo.

Inoltre si evidenzia che, a parità di carico e regime, sono state svolte diverse sessioni di prova (8 in totale per la Versione 1 di motore, di cui 2 su tutto il campo di funzionamento, ed unica sessione su tutto il campo di funzionamento per il motore nella Versione 2), allo scopo di acquisire le pressioni dinamiche in un consistente numero di punti sia della linea di aspirazione che di scarico ed in camera di combustione<sup>5</sup> e di eseguire misure con e senza debimetro.

Durante ciascuna prova è stata costantemente monitorata, oltre alla temperatura del gruppo termico (attraverso lettura da centralina) per evitare sovraccarichi (Figura 2.22), anche la temperatura dell'olio motore, data la sua influenza sugli attriti interni, allo scopo di eseguire ciascuna prova nelle medesime condizioni al contorno relative alle perdite organiche del motore.

---

<sup>5</sup> Il sistema di acquisizione delle pressioni del banco prova motori del Dipartimento di Energetica dell'Università acquisisce contemporaneamente tre segnali, mentre i punti di misura sul motore 125cc in esame sono 4 all'aspirazione, 5 allo scarico e la pressione in camera di combustione (si veda il Paragrafo 2.1)

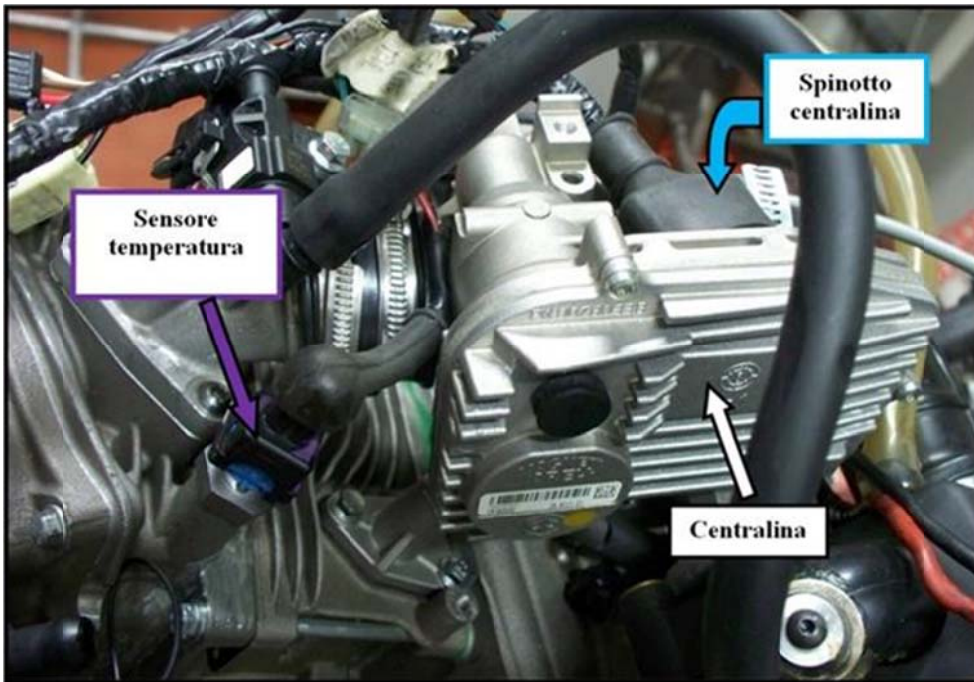


Figura 2.22 - Sensore temperatura cilindro e spinotto diagnostica centralina

Di seguito si riporta la lista completa dei parametri motore ottenuti dall'analisi sperimentale, attraverso misure dirette o elaborati a partire da queste (per i dettagli della strumentazione e il posizionamento dei sensori si veda il Paragrafo 2.1):

- Temperatura e pressione ambiente
- Coppia, Potenza e Pressione Media Effettiva ( $p_{me}$ )
- Rapporto aria/combustibile
- Portata di aria reale
  - Coefficiente di riempimento
- Portata di combustibile
- Emissioni inquinanti (pre e post catalizzatore)
- Letture da centralina
  - Anticipo
  - Tempo di apertura iniettore
  - Angolo di inclinazione del piattello della valvola a farfalla (TPS)
- Temperature aria e gas di scarico
  - Linea di aspirazione
  - Linea di scarico
- Temperature di parete

- Linea di aspirazione
- Linea di scarico
- Pressioni dinamiche
  - Linea di aspirazione (4 punti di misura)
  - Linea di scarico (5 punti di misura)
- Pressione nel cilindro
  - Ciclo indicato
  - Pressione massima e posizione sul ciclo
  - Pressione media indicata ( $p_{mi}$ );
  - Legge di rilascio del calore e andamento della frazione in massa di miscela combusta (calcolo adiabatico)
  - Pressione media di attrito ( $p_{ma} = (p_{mi}) - (p_{me})$ )
  - Rendimento organico

Per determinare sperimentalmente la legge di rilascio del calore e quindi l'evolversi della combustione nelle varie condizioni di carico e regime, si è fatto riferimento alla pressione nel cilindro, acquisita attraverso il sensore di pressione affacciato in camera di combustione: utilizzando la nota relazione [Ferrari G.] riportata di seguito, è stato calcolato il flusso di calore  $dQ_b/d\vartheta$  rilasciato dalle reazioni chimiche che si verificano durante la combustione in funzione dell'angolo di manovella.

$$\frac{dQ_b}{d\vartheta} = \frac{k}{k-1} p \frac{dV}{d\vartheta} + \frac{1}{k-1} V \frac{dp}{d\vartheta} + \frac{dQ_r}{d\vartheta} \quad (2.1)$$

Per il calcolo del rilascio istantaneo di energia sono state assunte due ipotesi semplificative. La prima trascura le perdite di calore attraverso le pareti refrigerate della camera di combustione (calcolo adiabatico); il termine  $dQ_r/d\vartheta$  è considerato nullo a causa della difficoltà di implementare nel software di analisi dei dati sperimentali un modello del processo di scambio termico sufficientemente preciso ed affidabile. La seconda approssimazione considera invariante la composizione dei gas durante tutto il processo, difatti si impone costante il rapporto  $k$  tra colori specifici.

Tali ipotesi semplificative, che sono normalmente utilizzate per questo tipo di analisi sperimentali [Martyr A. J., Plint M.A.], affliggono l'accuratezza del risultato sperimentale in termini assoluti, ma forniscono un valido termine di confronto tra le differenti condizioni di funzionamento esaminate. Inoltre, come riportato anche in [Heywood J. B.]

e [Zhao H., Ladommatos N.], le approssimazioni fatte hanno un peso apprezzabile sui risultati solo a partire da un valore di frazione in massa di combustibile bruciato di circa il 60%: questo permette quindi di essere abbastanza confidenti sul posizionamento del 50% di massa bruciata, sull'inizio della combustione e sulla sua velocità almeno fino a tale percentuale. Questo spiega il motivo per cui nella pratica comune le semplificazioni adottate rappresentano la norma.

## 2.3. Risultati delle prove sperimentali

Nel presente paragrafo si riportano alcuni dei risultati sperimentali maggiormente significativi ai fini della valutazione delle prestazioni del motore in esame nel suo range di funzionamento. In particolare si confrontano poi anche le diverse prestazioni registrate con le due versioni di sviluppo del motore 125cc 4T, in termini di coppia e potenza in condizioni di pieno carico.

Tali dati, come altri che saranno mostrati nel seguito del presente elaborato, hanno rappresentato anche il termine di confronto nella fase di messa a punto e verifica dei corrispettivi modelli numerici.

Da Figura 2.23 a Figura 2.25 sono mostrati i dati sperimentali di coppia, potenza e *pmi* relativi alla prima versione di motore Piaggio 125cc 4T testato al banco prova del Dipartimento di Energetica dell'Università, ottenuti al variare del regime in diverse condizioni di carico. Si evidenzia come sul suddetto motore, la parzializzazione all'80% non abbia un effetto marcato sulle prestazioni; due sono le motivazioni: il corpo farfallato ha evidentemente un diametro leggermente sovradimensionato per la cilindrata ed inoltre il piattello nei primi gradi di parzializzazione è quasi completamente mascherato dalla sezione dell'alberino attorno a cui ruota il piattello stesso; ne consegue che la perdita di carico da esso generata non varia nei primi gradi di parzializzazione e le prestazioni del motore quasi non ne risentono.

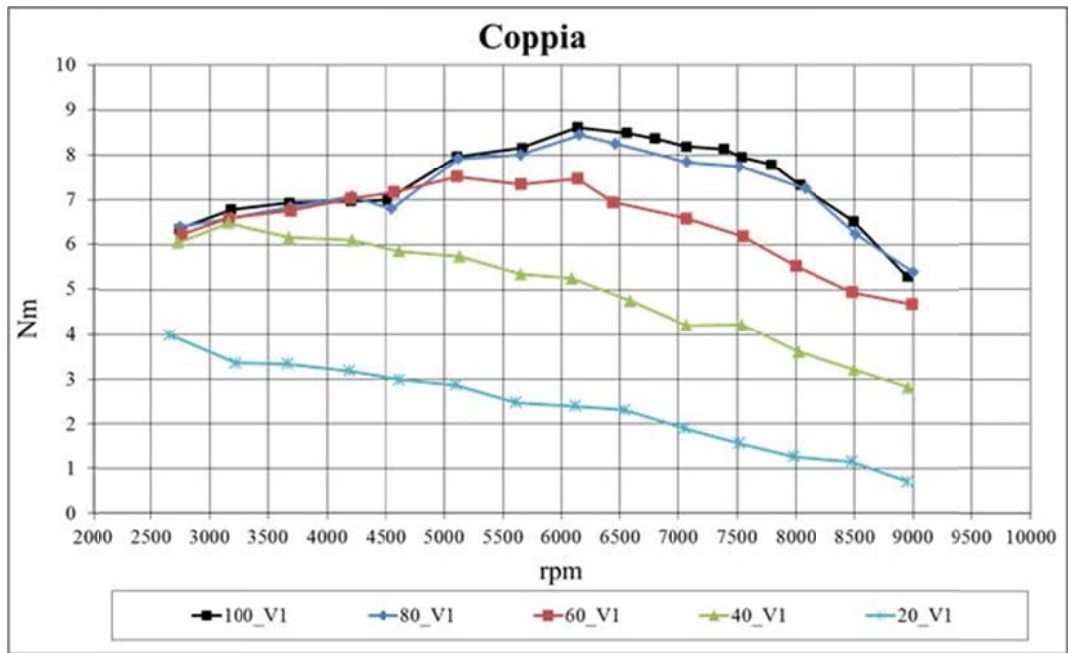


Figura 2.23 – Andamento delle curve sperimentali di coppia a pieno carico e ai carichi parziali relative alla prima configurazione di motore Piaggio 125cc 4T testato al banco prova (asse freno dinamometrico fissato all'asse ruota)

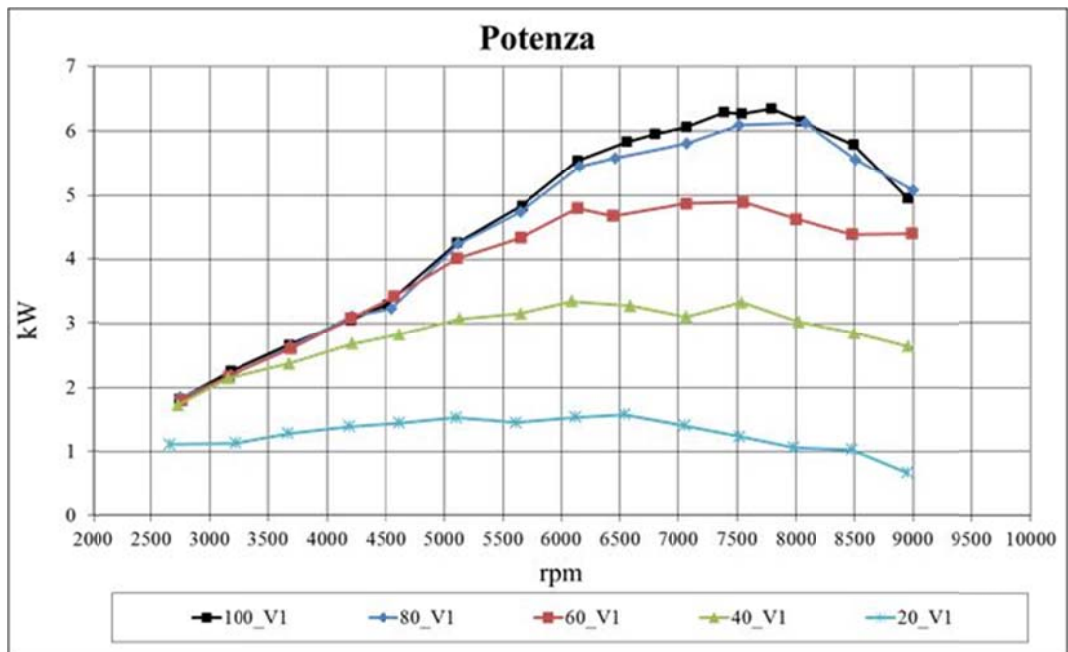


Figura 2.24 – Andamento delle curve sperimentali di potenza a pieno carico e ai carichi parziali relative alla prima configurazione di motore Piaggio 125cc 4T testato al banco prova (asse freno dinamometrico fissato all'asse ruota)

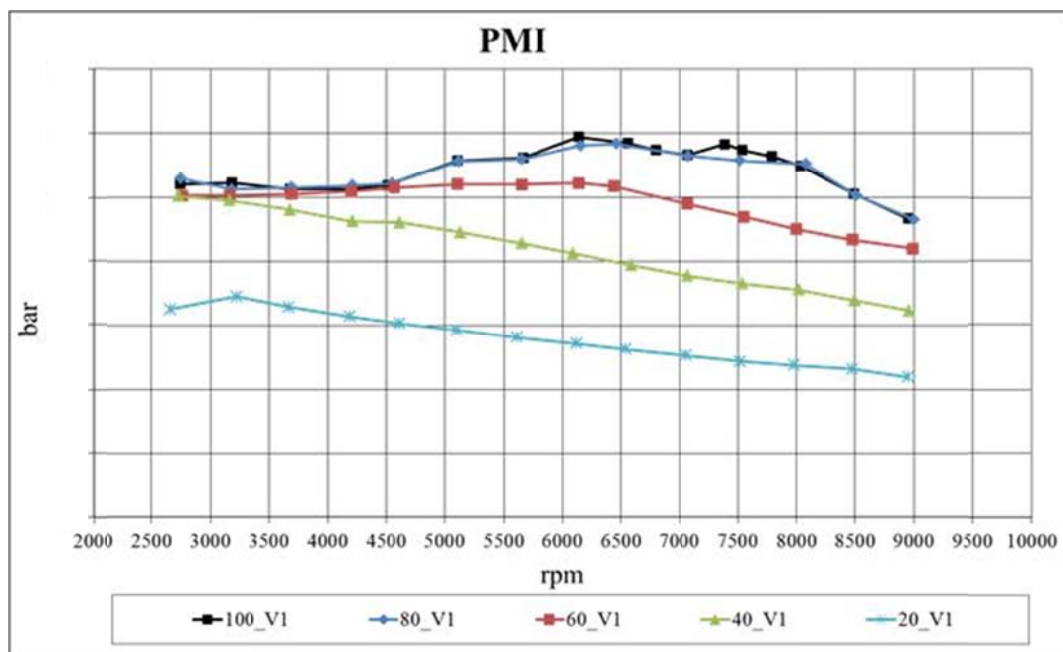


Figura 2.25 – Andamento delle curve sperimentali di *pmi* a pieno carico e ai carichi parziali relative alla prima configurazione di motore Piaggio 125cc 4T testato al banco prova

L'effetto della parzializzazione sul processo di combustione si traduce, a parità di numero di giri (Figura 2.26 e Figura 2.27), in una maggiore durata angolare della combustione stessa, in pieno accordo con quanto previsto dalla teoria: è interessante notare che gli effetti della parzializzazione, quali l'aumento del tempo di incubazione della fiamma e la minore pendenza della curva ad S diventino evidenti solo a gradi di apertura farfalla inferiori al 60% del carico. La parzializzazione ha infatti un forte peso sia sulla prima fase del processo di combustione, poiché chiudendo maggiormente la valvola a farfalla e riducendo quindi il carico si abbassano le pressioni (Figura 2.28 e Figura 2.29) e le temperature in gioco ed aumenta la percentuale di gas residui nella carica, sia soprattutto sulla fase di combustione turbolenta, a causa della sempre minore turbolenza stessa generata in camera.

Per gradi di parzializzazione inferiori al 60%, un ulteriore fattore di rallentamento all'avanzamento del fronte di fiamma è la necessità di lavorare con miscele più magre se rapportate al pieno carico e tendenti alla condizione stechiometrica (Figura 2.30); lo scopo è quello di contenere le emissioni inquinanti andando a lavorare nelle migliori condizioni di funzionamento della marmitta catalitica.

Per fare fronte quindi al progressivo rallentamento della combustione, si ha la necessità di agire sulla mappatura della centralina dello scooter aumentando nettamente gli

anticipi di accensione (Figura 2.31), soprattutto ai medio-alti regimi di rotazione; così facendo, si ripartisce comunque adeguatamente la combustione stessa nell'intorno del *PMS*, senza ritardare eccessivamente né la posizione del 50% della carica bruciata né quella del picco di pressione.

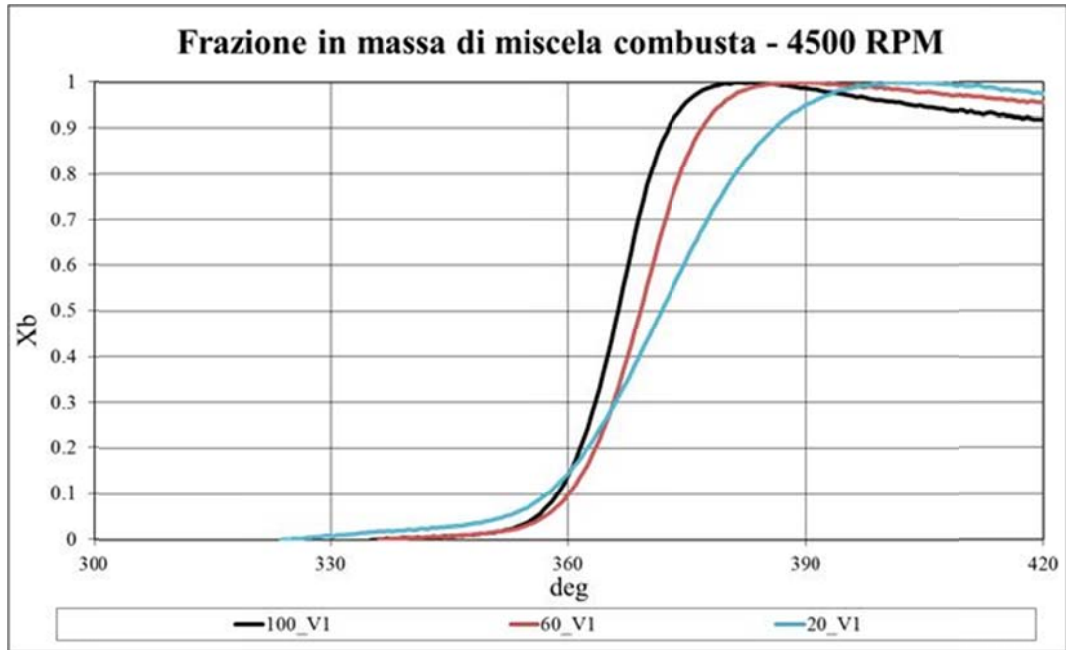


Figura 2.26 - Dati sperimentali a 4500 rpm relativi alle curve della frazione di miscela bruciata a pieno carico e a carichi parziali, al variare dell'angolo di manovella (Versione motore 1)

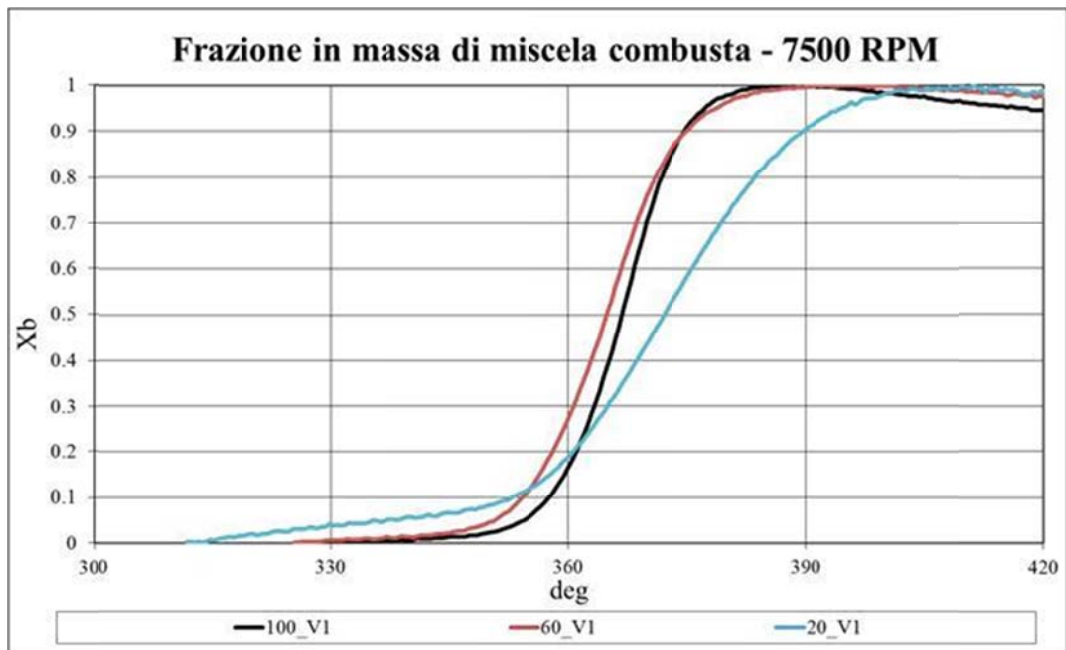


Figura 2.27 – Dati sperimentali a 7500 rpm relativi alle curve della frazione di miscela bruciata a pieno carico e a carichi parziali, al variare dell'angolo di manovella (Versione motore 1)

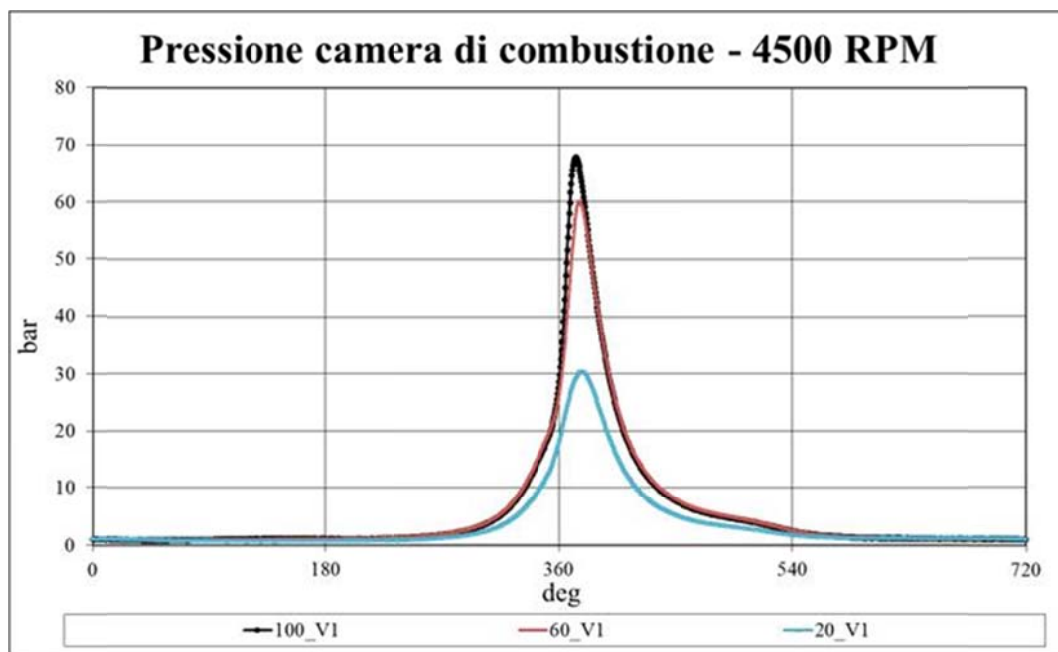


Figura 2.28 - Andamenti sperimentali delle pressione nel cilindro al variare del carico a regime di rotazione costante (4500 rpm) (Versione motore 1)

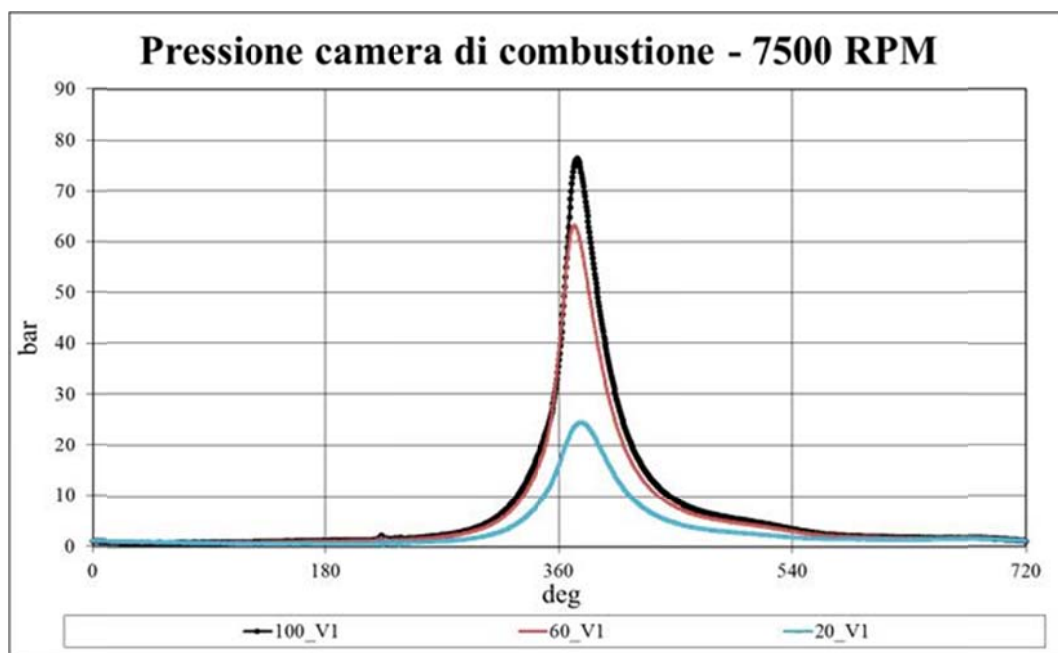


Figura 2.29 – Andamenti sperimentali delle pressione nel cilindro al variare del carico a regime di rotazione costante (7500 rpm) (Versione motore 1)



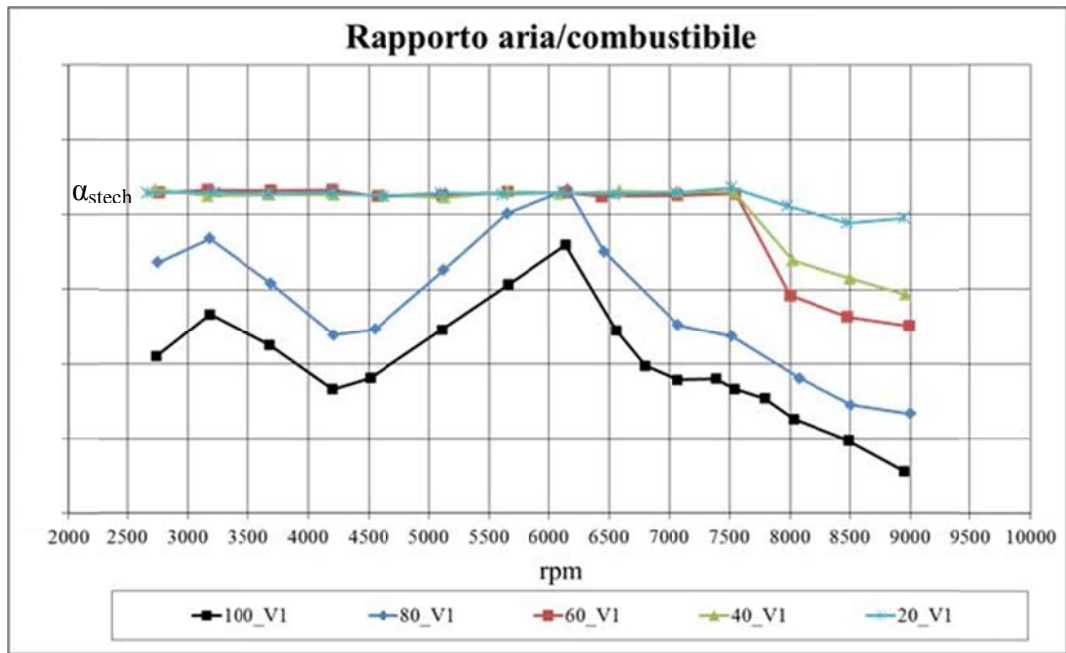


Figura 2.30 - Valori sperimentali del rapporto aria /combustibile al variare del carico (Versione motore 1)

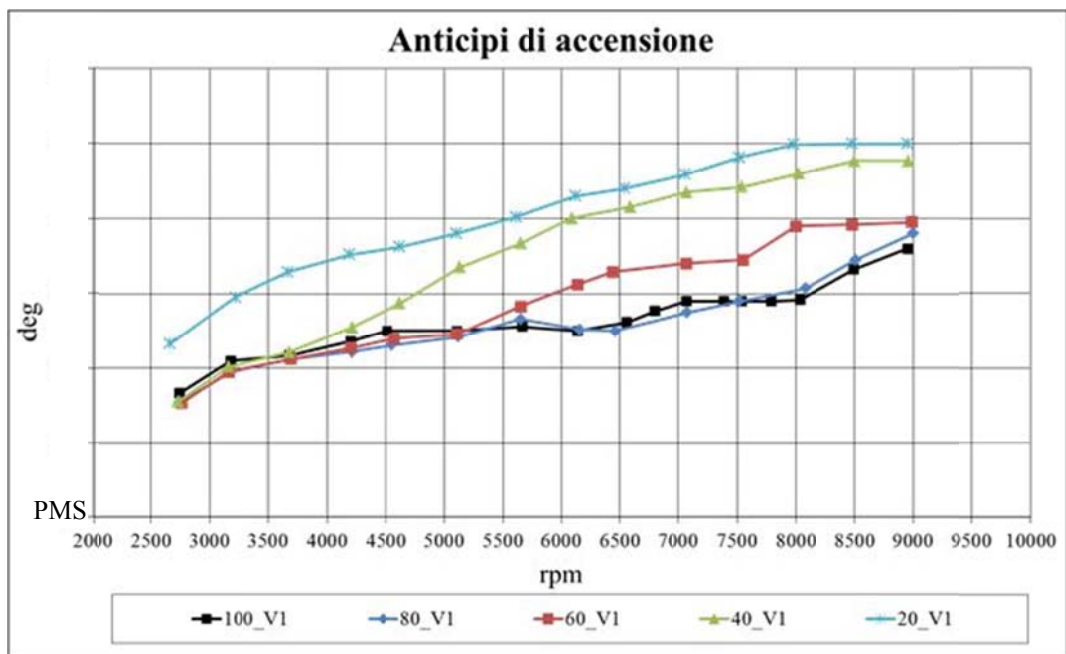


Figura 2.31 - Valori sperimentali dell'anticipo di accensione al variare del carico (Versione motore 1)

In Figura 2.32 e Figura 2.33 sono invece riportati gli andamenti sperimentali della frazione in massa di miscela combusta a carico costante al variare del regime di rotazione. È evidente come in questo caso le curve si differenziano molto meno tra loro. A parità di carico difatti la turbolenza in camera di combustione e quindi la velocità di avanzamento del fronte di fiamma crescono solo per effetto dell'aumento del numero di giri del motore; le maggiori differenze sugli andamenti delle curve a S a parità di carico

sono da ricondursi al fatto che la prima parte della combustione, ossia quella cosiddetta laminare, è circa invariante in termini di durata temporale per cui al crescere del numero di giri si allunga molto la sua durata angolare, a cui anche in questo caso si cerca di far fronte aumentando l'anticipo di accensione (Figura 2.31).

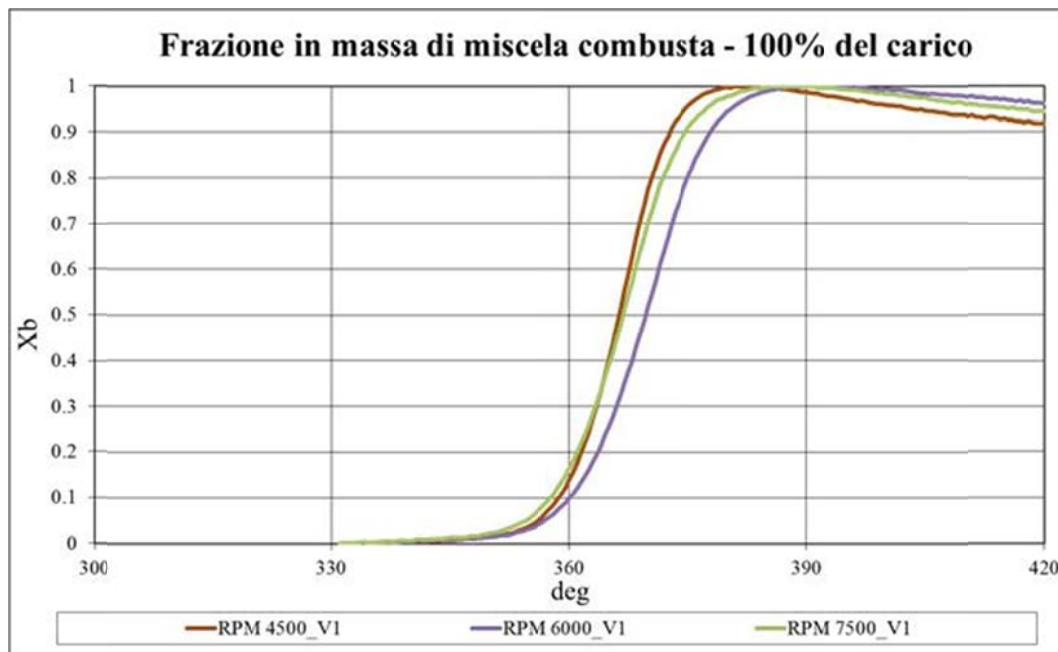


Figura 2.32 – Dati sperimentali a pieno carico relativi alle curve della frazione di miscela bruciata al variare dell'angolo di manovella, per tre diversi valori del regime di rotazione (Versione motore 1)

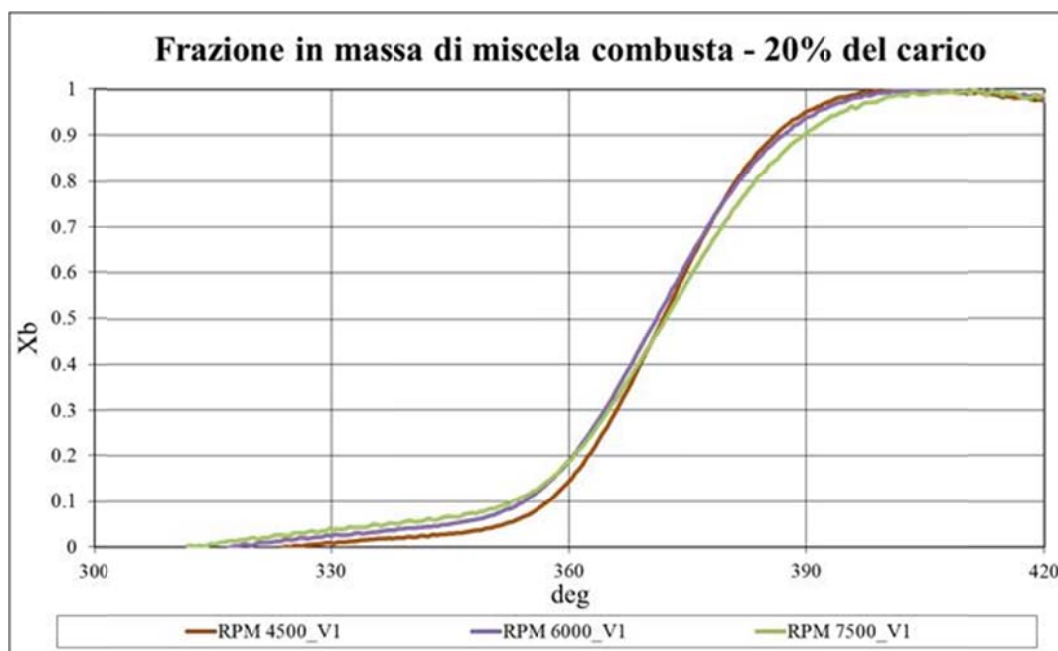


Figura 2.33 – Dati sperimentali al 20% del carico relativi alle curve della frazione di miscela bruciata al variare dell'angolo di manovella, per tre diversi valori del regime di rotazione (Versione motore 1)

La parzializzazione si fa sentire anche sulle dinamiche dei condotti di aspirazione (Figura 2.34) e scarico (Figura 2.35): con la progressiva riduzione del carico, le onde di pressione risultano difatti sempre più smorzate; a valle della farfalla, quando la stessa è molto chiusa (20% del carico) è inoltre evidente la forte depressione generata dalla corsa discendente del pistone durante l'intera fase di aspirazione.

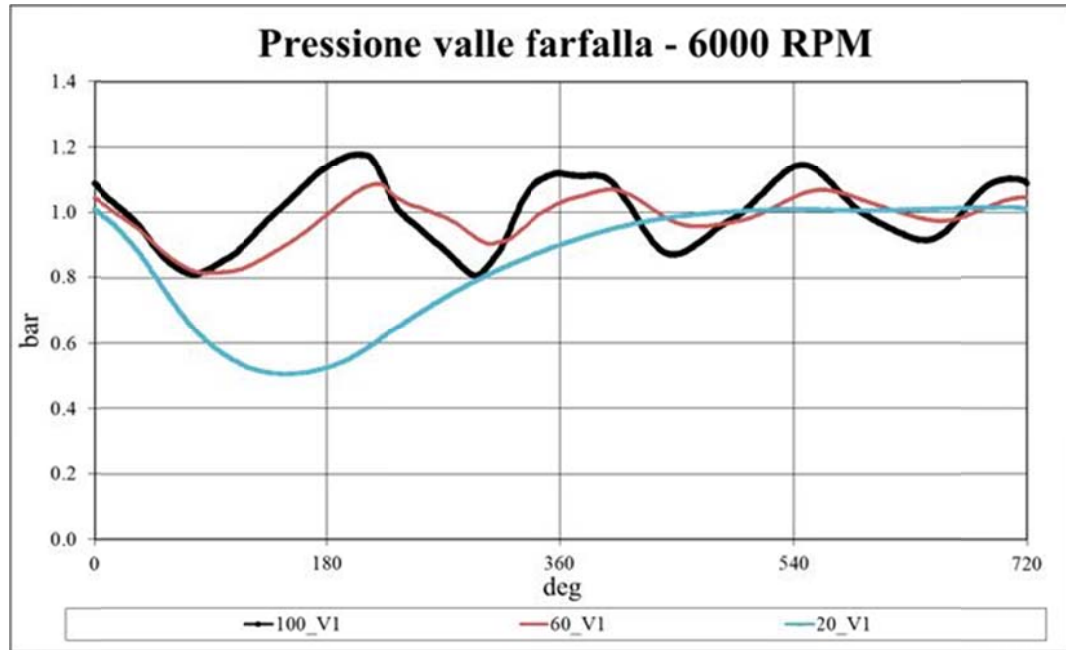


Figura 2.34 – Dati sperimentali a 6000 rpm relativi all'andamento delle pressioni a valle del corpo farfallato al pieno carico e ai carichi parziali, al variare dell'angolo di manovella (Versione motore 1)

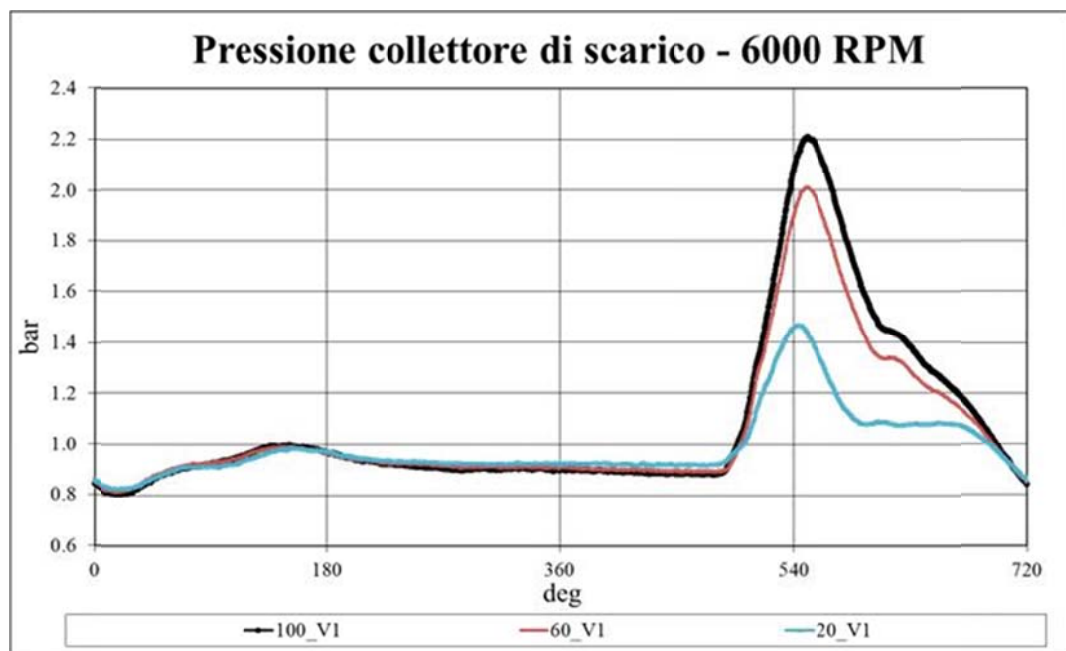


Figura 2.35 – Dati sperimentali a 6000 rpm relativi all'andamento delle pressioni nel collettore di scarico al pieno carico e ai carichi parziali al variare dell'angolo di manovella (Versione motore 1)

In Figura 2.36 e Figura 2.37 si riporta il confronto sperimentale in termini di coppia e potenza nella condizione di pieno carico fra le due versioni evolutive di motore Piaggio 125cc testate al banco prova del Dipartimento di Energetica: la Versione 1 ha costituito il riferimento nella fase di costruzione e taratura del modello numerico monodimensionale del motore, la cui capacità predittiva, una volta adeguato lo stesso modello alle nuove caratteristiche geometriche, è stata valutata confrontandosi con i dati sperimentali ottenuti con la Versione 2 del motore.

Tra la prima e la seconda evoluzione del 125cc sono svariati i parametri di progetto modificati (l'elenco dettagliato è riportato nel paragrafo precedente) e il loro effetto è evidente soprattutto nella diversa accordatura del motore: il punto di coppia massima si sposta da 6000 rpm nella prima versione (linea continua in Figura 2.36) a 6500 rpm nella seconda (linea tratteggiata), così come di conseguenza la potenza massima (Figura 2.37), oltre a crescere in valore assoluto, si sposta verso regimi più alti (da circa 7500 rpm a 8500 rpm). I suddetti dati sperimentali rappresentano quindi un ottimo termine di confronto per la verifica della predittività di un modello monodimensionale fluidodinamico che sia stato preventivamente calibrato.

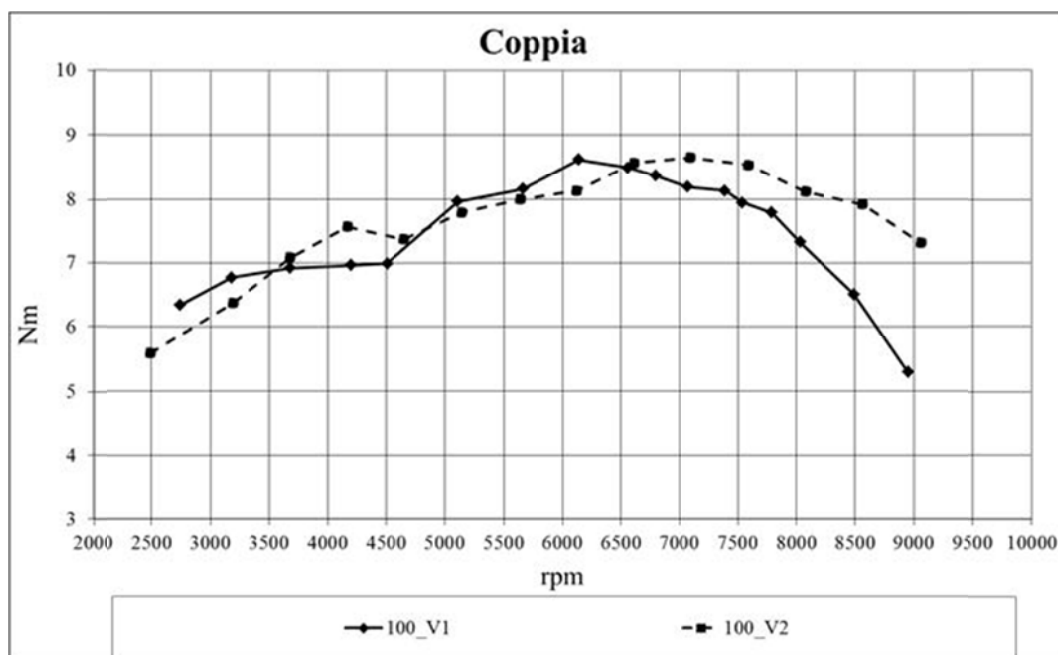
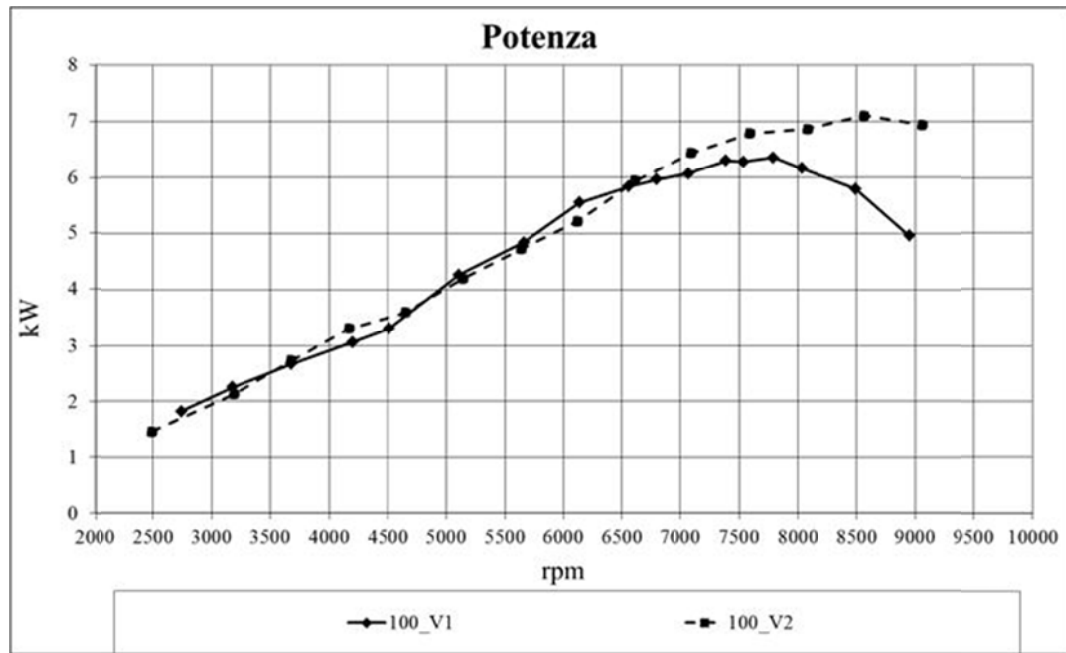


Figura 2.36 - Andamento delle curve sperimentali di coppia nella condizione pieno carico relative alla prima e seconda versione di motore Piaggio 125cc 4T testate al banco prova (asse freno dinamometrico fissato all'asse ruota)



**Figura 2.37 – Andamento delle curve sperimentali di potenza nella condizione pieno carico relative alla prima e seconda versione di motore Piaggio 125cc 4T testate al banco prova (asse freno dinamometrico fissato all’asse ruota)**

Si sottolinea che le misure sperimentali di coppia e potenza del motore in esame sono state normalmente effettuate collegando il freno dinamometrico all’asse ruota quindi a valle sia del variatore automatico di velocità (CVT) sia del riduttore finale, con interposto un giunto giubo per assorbire le vibrazioni causate da lievi disassamenti. La trasmissione è di tipo a cinghia con rapporto variabile e frizione centrifuga, per cui per il montaggio sul banco prova si è reso necessario il bloccaggio delle pulegge tramite appositi spessori, allo scopo di fissare la trasmissione su di un rapporto noto con il quale risalire alla coppia motrice all’albero (tipicamente quello più lungo, che assicura una risposta più morbida e meno brusca dell’intero sistema).

Tale schema di montaggio presenta il vantaggio di centrare meglio il campo di misura della coppia letta dal freno dinamometrico ed inoltre CVT, frizione centrifuga e riduttore finale filtrano e smorzano le brusche variazioni di coppia e accelerazione angolare che, in caso contrario, l’albero motore e il freno dinamometrico, caratterizzati da inerzie completamente diverse, si trasmetterebbero e che potrebbero compromettere l’integrità del motore stesso.

L’aspetto negativo è che la trasmissione interposta tra albero motore e freno ha un proprio rendimento, tra l’altro variabile con le condizioni di funzionamento (carico, regime e rapporto di trasmissione), e quindi assorbe potenza a causa delle proprie

perdite organiche. Per cui la potenza letta al freno non è quella del solo motore ma bensì quella dell'intero sistema comprensivo della trasmissione dello scooter: la  $p_{ma}$  derivata come differenza tra la  $p_{mi}$  (ricavata attraverso la misura di pressione in camera) e la  $p_{me}$  (misurata dalla cella di carico), tiene quindi conto non solo delle perdite meccaniche del motore ma anche di quelle dell'intera trasmissione.

Nel corso della presente attività di dottorato, si è quindi studiato ed adottato un sistema che permettesse di valutare e caratterizzare sperimentalmente le sole perdite organiche del motore senza comprometterne l'integrità strutturale che deriva da un collegamento diretto tra freno ed albero a gomiti. La pressione media di attrito è sempre calcolata come differenza tra  $p_{mi}$  e  $p_{me}$ , grazie alla contemporanea acquisizione della pressione in camera di combustione. Differentemente dalla misura effettuata all'asse ruota, l'albero motore è però collegato al freno dinamometrico interponendo solo un riduttore di velocità a ruote dentate cilindriche (Figura 2.38): il riduttore ha una cassa esterna sulla quale sono vincolati gli ingranaggi interni; la cassa anziché essere solidale ad un piano di appoggio stabile, è a sua volta vincolata tramite una staffa di acciaio allo statore del freno dinamometrico; ne consegue che le perdite per attriti interni del riduttore si scaricano anch'esse sulla cella di carico andandosi a sommare alle forze generate dal motore, rendendo così il sistema freno/riduttore come un unico sistema di misura (Figura 2.39). La potenza, come la coppia stessa, lette al freno sono quindi quelle all'asse dell'albero a gomiti, e tengono quindi di conto delle sole perdite organiche del motore.



Figura 2.38 - Motore 125cc Piaggio all'interno della sala prova ed allestimento per la misura diretta della potenza e della coppia all'albero motore, ripetuta sia nella prima che nella seconda versione di sviluppo del motore

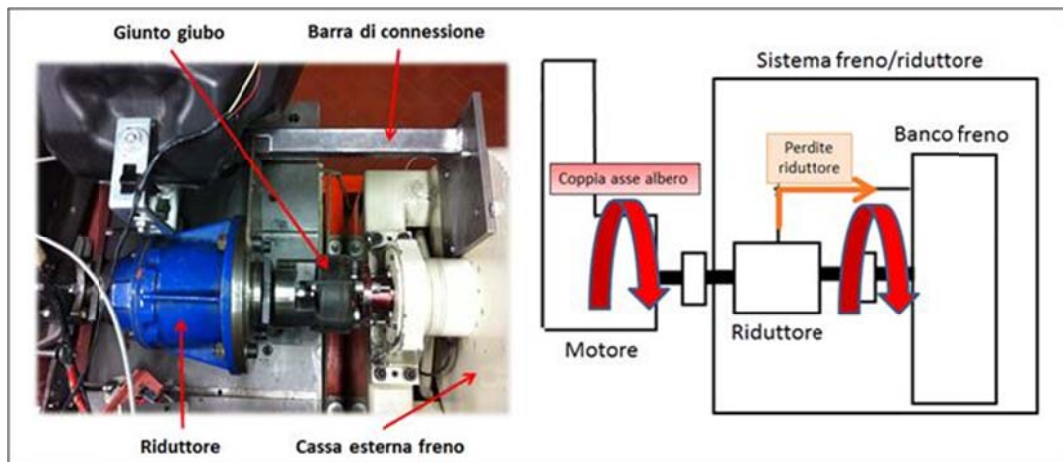


Figura 2.39 - Particolare e schema del sistema di misura della potenza e della coppia motrice all'albero motore

Nelle figure seguenti si riporta rispettivamente sia la  $p_{ma}$  relativa alle sole perdite organiche del motore (Figura 2.40) sia la  $p_{ma}$  ottenuta rilevando la potenza all'asse ruota con CVT bloccato in marcia lunga (Figura 2.41) e con CVT bloccato in marcia corta (Figura 2.42). Si sottolinea che, per brevità di trattazione, i risultati mostrati di seguito sono relativi alla sola seconda versione di sviluppo del motore 125cc; le differenze con le perdite organiche rilevate con la prima versione di sviluppo (nella quale però gli elementi che generano le maggiori perdite organiche, come il gruppo cilindro-pistone-albero



motore, alternatore, CVT, riduttore finale, ecc. sono costruttivamente circa invariati) sono comunque contenute e trascurabili, e legate per lo più a lievi differenze nei livelli di temperatura di esercizio raggiunti e alla diversa usura dei vari componenti.

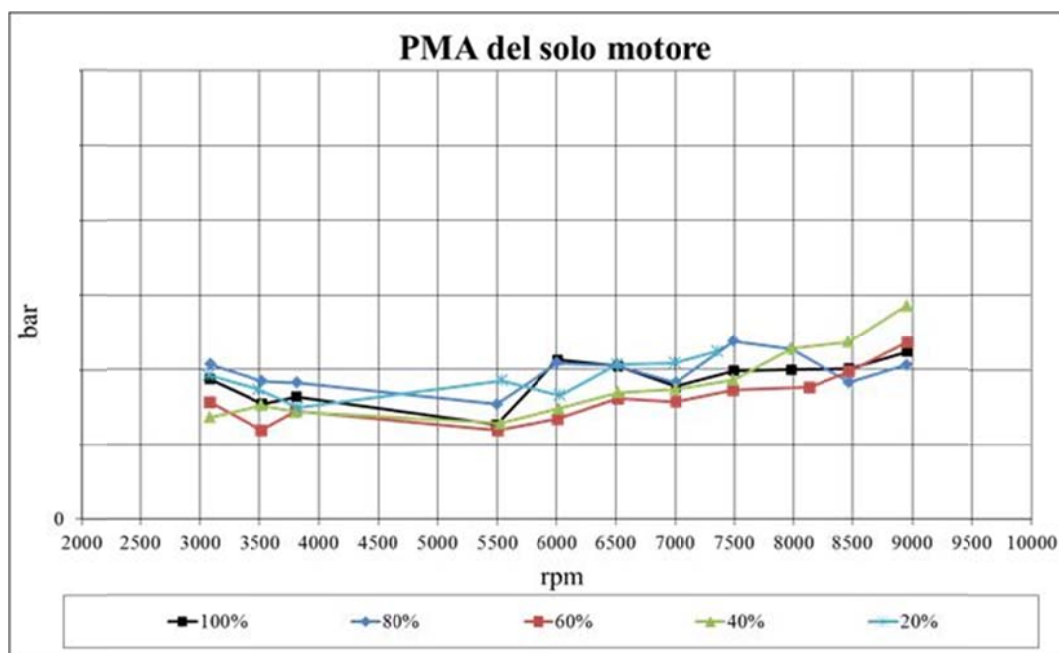


Figura 2.40 – Valori di pressione media d’attrito sperimentali misurati al variare del carico e del regime ottenuti rilevando la potenza all’albero motore (perdite organiche del solo motore)

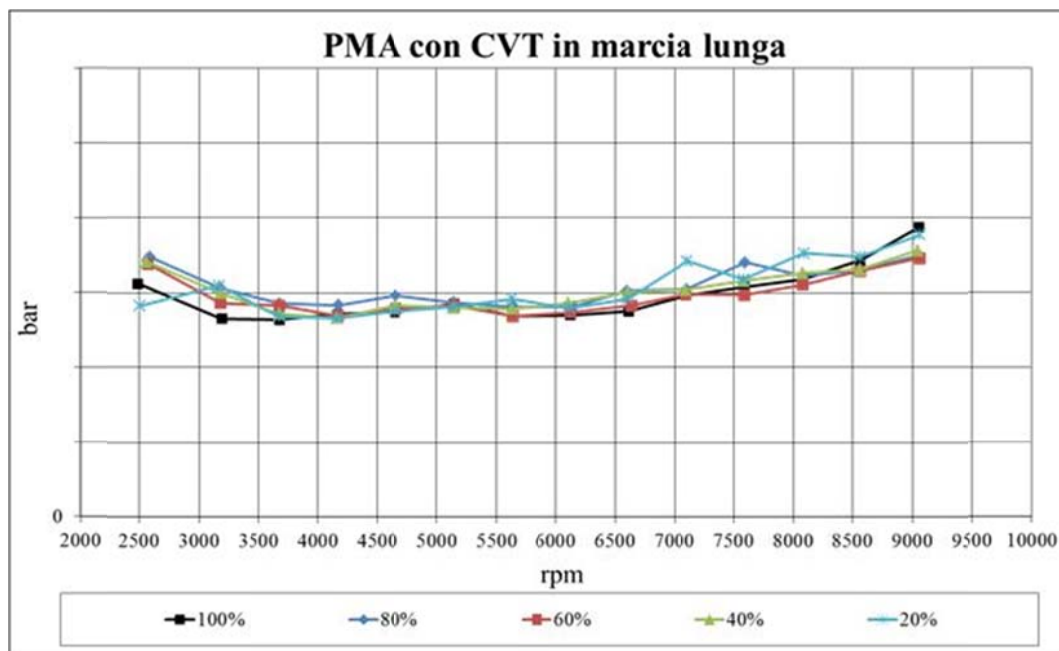


Figura 2.41 - Valori di pressione media d’attrito sperimentali misurati al variare del carico e del regime ottenuti rilevando la potenza all’asse ruota con CVT bloccato in marcia lunga (pma comprensiva sia delle perdite organiche del motore che dell’intera trasmissione dello scooter)



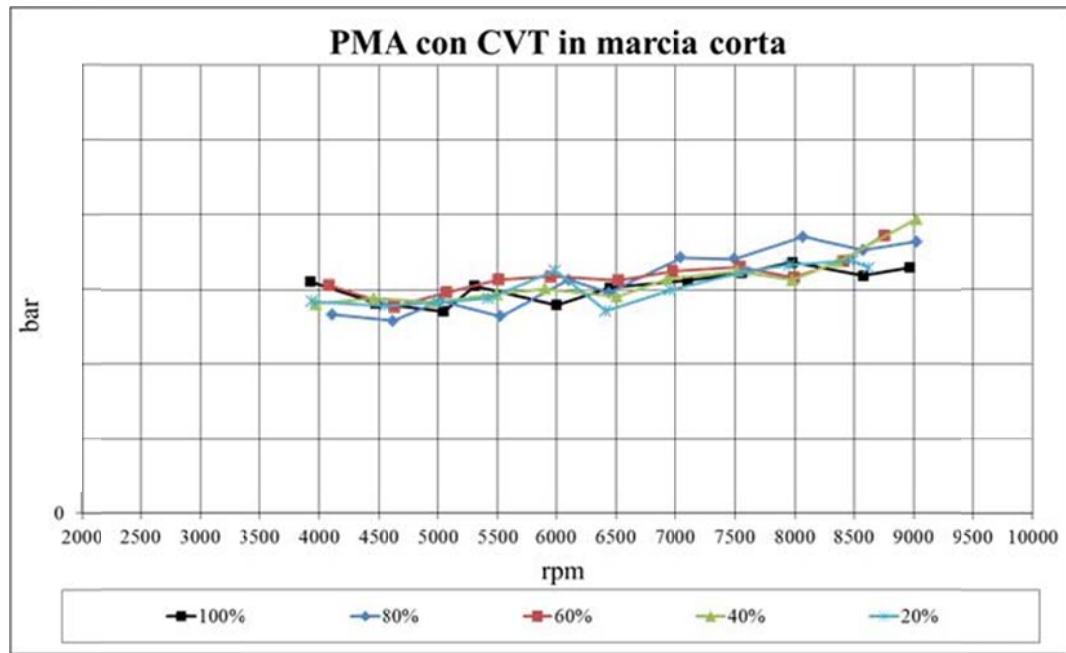


Figura 2.42 – Valori di pressione media d’attrito sperimentali misurati al variare del carico e del regime ottenuti rilevando la potenza all’asse ruota con CVT bloccato in marcia corta (*pma* comprensiva sia delle perdite organiche del motore che dell’intera trasmissione dello scooter)

Si evidenzia nuovamente che il metodo di calcolo utilizzato per determinare la *pma* presuppone di fare una differenza aritmetica tra *p<sub>mi</sub>* e *p<sub>me</sub>*, la prima ottenuta attraverso i valori di pressione misurati nel cilindro e la seconda direttamente dalla misura della coppia al freno. La non perfetta ripetibilità di questi dati ed errori accettabili nella misura della *p<sub>mi</sub>* (dell’ordine del decimo di bar, determinati dalla metodologia con cui viene ottenuta) porta al fenomeno puramente matematico dell’amplificazione degli errori percentuali che si ottiene quando si ricava una grandezza di valore piccolo come differenza di grandezze più grandi. Ne consegue che la misura della *pma* così determinata potrebbe essere affetta da errori che comunque rientrano ampiamente nel range di accettabilità per lo scopo per cui sono stati raccolti tali dati, ossia rappresentare un andamento indicativo delle perdite organiche del motore in esame che potesse essere sfruttato nei modelli numerici monodimensionali come dato di input imposto perché non ricavabile direttamente dai modelli stessi; difatti, come specificato nel seguito di questa trattazione tali modelli ricavano la *p<sub>me</sub>*, e quindi la coppia motrice, come differenza della *p<sub>mi</sub>* calcolata numericamente e della *pma* imposta dall’operatore.

Di seguito per ognuna delle tre diverse letture di potenza del motore 125cc (misura diretta all’albero motore e all’asse ruota con CVT bloccato sia in marcia lunga che in marcia corta) si riportano i valori mediati fra le diverse condizioni di carico della

pressione media di attrito e le rispettive tendenze polinomiali (Figura 2.1). È evidente il peso che hanno le perdite organiche della trasmissione sulle prestazioni del scooter, ma come queste siano relativamente invarianti con il rapporto di trasmissione, che non incide in modo sensibile sul rendimento del CVT stesso, maggiormente influenzato dal regime di rotazione e dal carico del motore (Figura 2.44 e Figura 2.45).

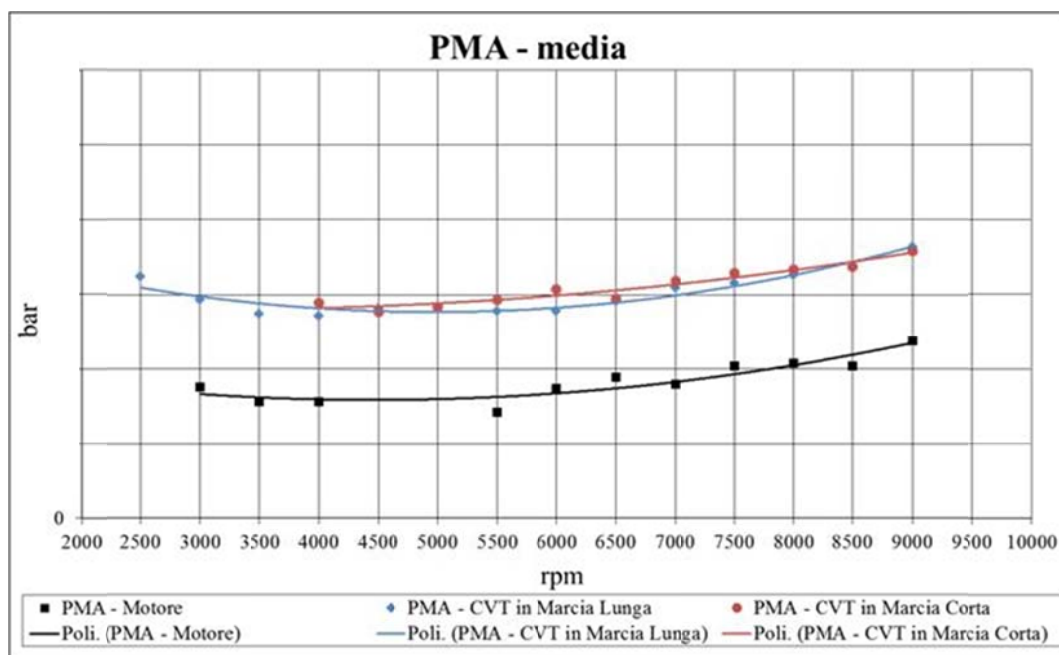


Figura 2.43 – Valori mediati fra le diverse condizioni di carico e loro polinomiali della pressione media d’attrito sperimentale al variare del regime di rotazione, ottenuti rilevando la potenza all’albero motore e all’asse ruota con CVT bloccato sia in marcia lunga che in marcia corta

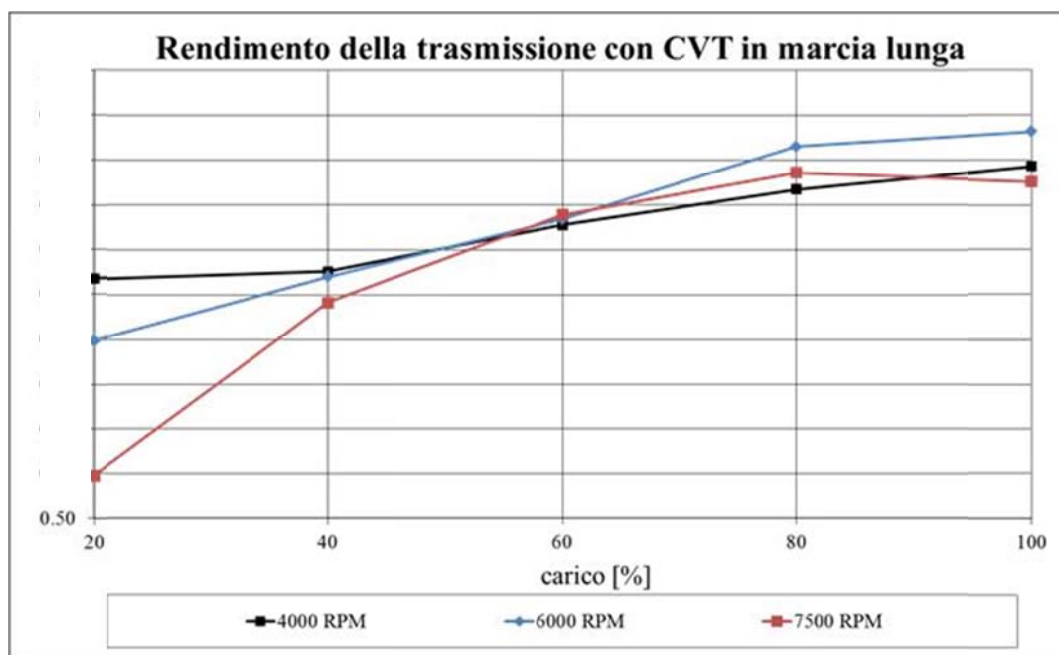


Figura 2.44 – Rendimento della sola trasmissione con CVT bloccato in marcia lunga

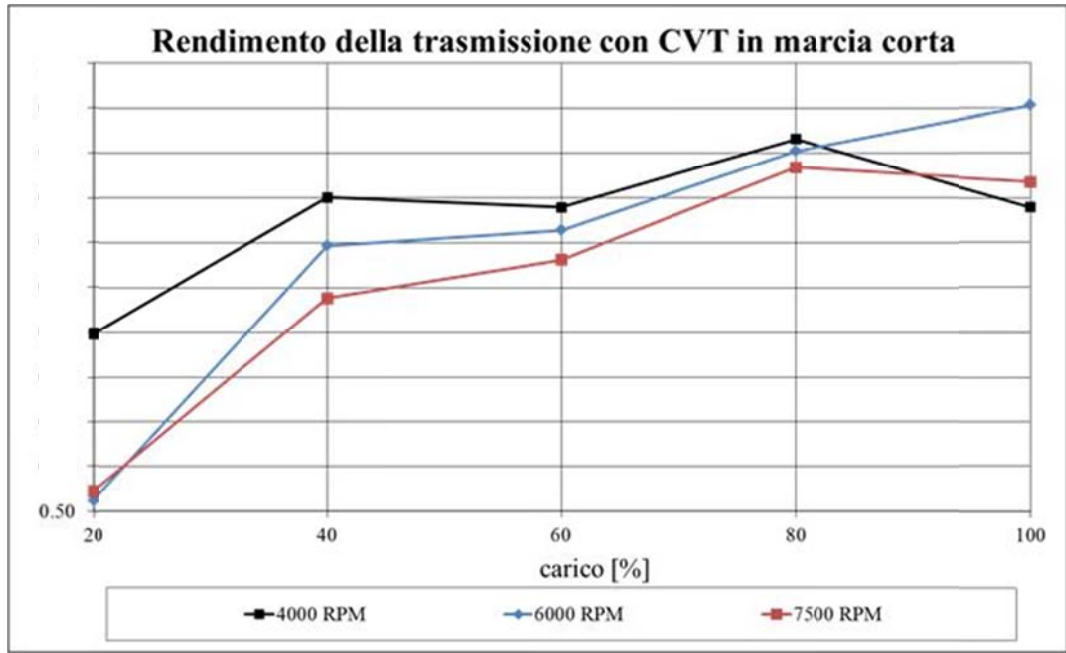


Figura 2.45 – Rendimento della sola trasmissione con CVT bloccato in marcia corta

### 3. Modellazione numerica del motore

---

Nel corso della presente attività di dottorato è stato fatto largo uso di codici di calcolo monodimensionali per la simulazione del motore in tutto il suo campo di utilizzo. In particolare sono stati utilizzati due dei codici commerciali maggiormente diffusi sia in campo accademico che industriale, Wave® (Ricardo Software) e GT-Suite® (Gamma Technologies).

I suddetti modelli numerici sono stati calibrati sfruttando il corposo set di dati sperimentali raccolti nell'arco della campagna di test svolta sul motore in esame al banco prova del Dipartimento di Energetica.

In questo capitolo, dopo una breve descrizione della simulazione numerica nei motori a combustione interna e dei codici di calcolo utilizzati, sarà quindi descritta la metodologia utilizzata per la realizzazione e calibrazione dei modelli numerici monodimensionali ed i risultati ottenuti.

La finalità dei suddetti modelli sarà quella di generare mappe di funzionamento del motore validate sperimentalmente che saranno utilizzate all'interno del modello di simulazione dinamica del veicolo, presentato nel Capitolo 4.

I risultati numerici prodotti dai modelli 1D saranno cioè raccolti in una serie di mappe motore in cui in funzione di giri e angolo apertura farfalla è riportata la grandezza di interesse (vale a dire ad esempio coppia, consumo, emissioni inquinanti, ecc.).

Ne deriva, come più volte evidenziato, la necessità di realizzare un modello motore predittivo del funzionamento oltre che al pieno carico anche ai carichi parziali, in quanto è proprio questa la situazione in cui si trova più spesso a lavorare il motore durante il normale esercizio. È stata quindi messa a punto una procedura che, attraverso una opportuna campagna sperimentale e la successiva realizzazione e taratura del modello, consentisse di arrivare al risultato cercato.

### 3.1. Simulazione numerica dei motori a combustione interna

Nello sviluppo degli attuali motori a combustione interna gioca un ruolo fondamentale l'utilizzo di specifici software di simulazione, sia di tipo monodimensionale che tridimensionale [Arias J.R. et al.], [Golubev P.A. et al.], [Kaerlaeckens W.P.M et al.], [Wirtz R., Mazzoni D.]. Questi due approcci numerici sono da considerarsi tra loro complementari e rispondono a necessità diverse nello sviluppo del motore. Il primo, consentendo di simulare l'intero sistema propulsivo, dalla scatola filtro al silenziatore, con tempi di calcolo dell'ordine dei minuti, permette di stimarne i parametri globali di funzionamento, quali coppia, potenza, riempimento, consumo, ecc., e di valutare l'impatto su di essi di modifiche geometriche e condizioni di funzionamento.

Al contrario i codici di calcolo tridimensionale consentono di osservare nel dettaglio i moti della carica nei condotti e nel cilindro, ma, richiedendo tempi di modellazione e simulazione decisamente maggiori, sono adatti a studiare fenomeni specifici, complessi e decisamente tridimensionali, come la combustione, il moto del fluido attraverso le valvole o all'interno di volumi e ottenere indicazioni utili sull'eventuale ottimizzazione delle geometrie in esame, permettendo una valutazione a calcolo di soluzioni alternative per la forma, ad esempio, dei condotti interno testa e della camera di combustione.

Nel corso di questa attività di dottorato, l'utilizzo di codici monodimensionali per la simulazione del motore è stata una scelta obbligata in quanto lo scopo è ottenere parametri globali di prestazione al variare delle condizioni di funzionamento su di un ampio campo di utilizzo.

Si evidenzia che i codici di calcolo utilizzati, Wave® e GT-Suite®, implementano entrambi, al proprio interno, sottomodelli di combustione avanzati che consentono, rispetto al passato, di andare ad analizzare più nel dettaglio la combustione stessa e, una volta calibrati, a prevederne in modo autonomo l'evolversi al variare del regime e del carico; non si ha quindi la necessità di una taratura specifica per ogni punto di funzionamento del motore, come avviene negli approcci più tradizionali dei codici monodimensionali stessi (per ogni punto simulato, imposizione della frazione di miscela bruciata al variare dell'angolo di manovella), che mal si adatterebbe alla simulazione dell'intero campo di funzionamento del motore.

Concludendo questa breve panoramica sui codici di calcolo numerici, è importante sottolineare che nessun codice di calcolo, in particolare quelli monodimensionali, è in grado di gestire in modo completamente autonomo la simulazione del motore, in quanto al suo interno sono implementate correlazioni che necessitano comunque di una taratura basata su dati sperimentali. Tali informazioni possono essere ottenute soltanto mediante accurati rilievi sperimentali, effettuati sul motore nella sua configurazione base, che tramite la simulazione numerica si intende ottimizzare, o su motori simili nel caso la simulazione venga sfruttata sin dalle prime fasi nella progettazione di un nuovo motore. Ovviamente quanto più numerosi e dettagliati saranno i dati sperimentali a disposizione, tanto migliore sarà il livello di accuratezza dei modelli numerici ed il loro livello di predittività.

## 3.2. Codice di calcolo e modello monodimensionale

Come già introdotto all'inizio del capitolo, per la parte di simulazione del motore, sono stati utilizzati in parallelo, sotto l'impulso dell'azienda Piaggio stessa interessata ad una loro comparativa, due codici di calcolo monodimensionali:

- Wave® della Ricardo Software;
- GT-Suite® della Gamma Technologies.

Questi due codici commerciali sono stati appositamente realizzati per applicazioni motoristiche e sono in grado di calcolare la dinamica delle onde di pressione, dei flussi di massa e le perdite di carico all'interno di condotti, plenum e collettori di aspirazione e di scarico [Ricardo Software], [Gamma Technologies].

Tali software consentono infatti la simulazione completa del funzionamento di un motore: dalla termo-fluidodinamica dei sistemi di aspirazione e di scarico allo sviluppo dei processi che avvengono nel cilindro (o nei cilindri), alla trasmissione della potenza all'albero, all'interazione del motore con altre macchine ad esso accoppiate quali turbocompressori, compressori alternativi e pompe.

In entrambi i codici il motore è schematizzato da una rete composta da vari elementi collegati tramite connessioni virtuali che modellano il funzionamento di ciò che effettivamente si trova all'interfaccia considerata: si possono in tal modo schematizzare

semplici imbocchi o sbocchi tra condotti plenum o volumi, così come differenti tipi di valvole a caratteristiche variabili nel funzionamento (tra cui ovviamente le classiche valvole a fungo con le relative opportune leggi di apertura). Le linee di aspirazione e scarico sono schematizzate con una serie di condotti collegati tra loro da varie tipologie di giunzioni, atte a rappresentare parti o componenti differenti del motore in esame; stato, composizione e velocità della miscela gassosa sono calcolati in ciascun volume elementare per tutta la durata del ciclo motore, suddiviso in intervalli di tempo  $\Delta T$  generalmente inferiori al tempo impiegato dalla manovella per ruotare di un grado; i parametri globali sono poi determinati mediante l'integrazione delle grandezze sopra citate.

Per ciò che riguarda il trattamento del flusso nei condotti di aspirazione e scarico e della simulazione della respirazione della macchina, nel codice è supportato un sottomodello gasdinamico quasi-monodimensionale instazionario, integrato da correlazioni per l'introduzione di scambio termico ed attriti. E' possibile così uno studio della fluidodinamica dei sistemi di aspirazione e scarico che consente di simulare con una discreta precisione e in maniera snella dal punto di vista dei tempi di elaborazione la fase di ricambio del fluido di lavoro, fondamentale per le prestazioni della macchina. I dettagli del flusso nei sistemi di condotti sono ottenuti come soluzione delle equazioni del moto fluido comprimibile quasi-monodimensionale non adiabatico e con attrito che governano la conservazione di massa, momento della quantità di moto ed energia. In relazione alla formulazione delle equazioni per lo studio del flusso risultano poi le seguenti caratteristiche per il modello:

- Il moto è considerato non stazionario nel tempo;
- Il fluido è comprimibile per quanto concerne le perturbazioni di pressione;
- Ritenendo la dimensione longitudinale dei sistemi studiati nettamente prevalente rispetto a quelle trasversali, il moto è considerato monodimensionale;
- La sezione del condotto è variabile con legge assegnata;
- Il processo non è adiabatico a causa di scambi di calore con le pareti;
- Il processo non è reversibile per la presenza di forze viscosive.

Entrambi i codici hanno poi bisogno di alcuni dati sperimentali per la modellizzazione del motore, tra i quali i principali sono la legge di alzata delle valvole con i relativi coefficienti di efflusso ed il modello imposto delle perdite organiche.

Per quel che riguarda poi la rappresentazione dei processi che avvengono nel cilindro, è supportato in entrambi i casi un sottomodello termodinamico; relativamente alla trattazione della combustione e dello scambio termico nel cilindro sia Wave® che GT-Suite® dispongono di sottomodelli di differente definizione, essenzialmente suddivisibili in due categorie: quelli in cui l'evolversi della combustione è imposto per ogni punto simulato (regime e carico) e quelli che, a seguito di una calibrazione, riescono a prevedere in modo autonomo la curva di rilascio del calore e la frazione in massa di combustibile bruciato al variare del regime e del carico.

I due codici dunque, grazie al sottomodello gasdinamico di cui sono dotati, riescono a prevedere l'influenza di un dato sistema di aspirazione e scarico sulle prestazioni di un motore su di un ampio campo di valori dei principali parametri di progetto e funzionamento, ed inoltre, supportando diverse correlazioni o sottomodelli, permettono la schematizzazione dei vari processi che avvengono nella macchina o che sono connessi al suo funzionamento.

### 3.2.1. Sottomodelli di simulazione della camera di combustione

Per la determinazione della termo fluidodinamica all'interno del cilindro, entrambi i codici di calcolo utilizzati nel corso della presente attività di dottorato simulano in serie:

- Il moto della carica all'interno del cilindro;
- Il processo di combustione;
- Lo scambio termico tra i gas e le pareti del cilindro.

In particolare, per la caratterizzazione del processo di combustione nei motori ad accensione comandata, i due software offrono due alternative:

- Sottomodello di combustione "non-predittivo":

Si avvale di una legge di rilascio del calore imposta, sulla base di dati sperimentali o dati storici in possesso dell'utente (che quindi va conosciuta a priori), che normalmente è la legge di Wiebe o comunque una curva fornita per punti. Appartengono a questa famiglia il "Cilindro Standard" di Wave® e i moduli "EngCylCombProfile" e "EngCylCombSIWiebe" di GT-Suite®;

- Sottomodello di combustione "predittiva":



Questi modelli calcolano la legge di rilascio del calore autonomamente in funzione delle condizioni di moto della carica (e quindi al variare del regime di rotazione del motore e del carico), dell'anticipo di accensione e della geometria della camera di combustione. In questo caso, una volta calibrati, i modelli simulano l'evolversi del processo di combustione e rispondono in modo autonomo a variazioni di parametri e condizioni di funzionamento. Appartengono a questa famiglia il sottomodulo di combustione avanzata "IRIS" di Wave® e il modulo "EngCylCombSITurb" di GT-Suite®.

Durante la costruzione e validazione dei modelli numerici, avendo a disposizione dati sperimentali relativi alla pressione nel cilindro da cui risalire alla curva di rilascio del calore, si è da prima sfruttato i sottomodelli di combustione imposta allo scopo di tarare separatamente e correttamente la fase di ricambio della carica e quindi i sistemi di aspirazione e scarico del motore in esame; dopo di che i suddetti sottomodelli sono stati sostituiti con quelli predittivi e si è quindi proceduto ad una loro taratura, allo scopo di ottenere modelli numerici attendibili e predittivi dell'intero ciclo di lavoro del motore.

Nel seguito della presente trattazione saranno approfonditi i sottomodelli di combustione predittiva utilizzati.

### *Sottomodulo di flusso in camera di combustione*

Le correlazioni del sottomodulo di flusso sono utilizzate per la simulazione del moto della carica all'interno del cilindro, in particolare la velocità della carica e l'intensità dei moti organizzati. I dati di output ottenuti sono utilizzati come input per il calcolo dello scambio termico e della combustione turbolenta. Entrambi i software richiedono la definizione di una geometria semplificata della camera di combustione.

Mentre Wave® risolve equazioni differenziali ordinarie per i moti di swirl e per la turbolenza [Kido H. et al.] ed una equazione algebrica per lo squish in differenti zone di flusso in camera di combustione, GT-Suite® offre anche la possibilità di considerare il moto di tumble.

Ci soffermiamo quindi, per brevità di trattazione, sul solo modello di flusso utilizzato da GT-Suite®, in virtù delle sue maggiori potenzialità e del fatto che, per quanto concerne ciò che è presente in entrambi i software, le equazioni e le correlazioni alla base del calcolo sono comunque molto simili.

La camera di combustione, delimitata dalla geometria di testa e cielo del pistone e dall'altezza di squish, è approssimata con cavità cilindriche e suddivisa in quattro regioni (Figura 3.1):

- La regione centrale (*central core region*);
- La regione di squish (*squish region*);
- La regione nell'incavo della testa (*head recess region*);
- La regione nella tazza del cilindro (*piston cup region*).

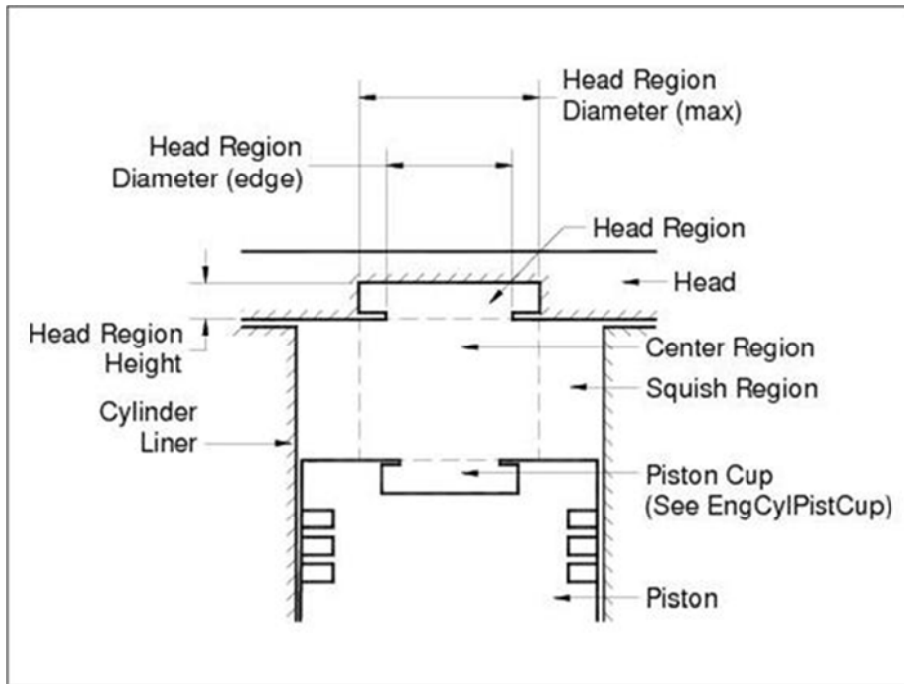


Figura 3.1 – Suddivisione della camera di combustione in regioni di calcolo nel sottomodulo di flusso di GT-Suite®

Tenendo conto della geometria della camera di combustione, del moto del pistone e del flusso della carica che oltrepassa le valvole, in ognuna delle suddette regioni, ad ogni time step, il software calcola:

- La velocità media radiale del flusso;
- La velocità assiale del flusso;
- La velocità di swirl.

Per il calcolo del moto di tumble e della turbolenza al contrario si considera all'interno del cilindro un'unica regione anziché la sopra menzionata suddivisione in quattro parti.

Disponendo di una misura sperimentale o di dati provenienti da simulazioni CFD dei coefficienti di swirl e tumble, si impone il loro andamento in funzione dell'alzata delle

valvole di aspirazione. Tali coefficienti, funzione della configurazione geometrica del sistema di aspirazione, servono a risalire al momento angolare del flusso entrante e quindi in ultima istanza alla velocità angolare della carica all'interno del cilindro all'atto della chiusura della valvola di aspirazione. Sulla base poi dei parametri geometrici imposti della camera di combustione, il software si calcola l'evoluzione dei moti di swirl ( $C_s$ ) e tumble ( $C_t$ ) a valvole chiuse.

I coefficienti di swirl e di tumble sono definiti come segue:

$$C_s = \frac{T_s}{\dot{m} \cdot U_{is} \cdot 0.5 \cdot D} \quad (3.1)$$

$$C_t = \frac{T_t}{\dot{m} \cdot U_{is} \cdot 0.5 \cdot D} \quad (3.2)$$

Dove:

- $T_s$  momento di swirl (*swirl torque*);
- $T_t$  momento di tumble (*tumble torque*);
- $\dot{m}$  portata in massa di carica fresca;
- $D$  alesaggio;
- $U_{is}$  velocità del gas, considerato come un flusso comprimibile, isentropico e dovuto al salto di pressione mantenuto a cavallo della valvola

$$U_{is} = \sqrt{R \cdot T_0} \cdot \left\{ \frac{2 \cdot \gamma}{\gamma - 1} \cdot \left[ 1 - P_R^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} \right] \right\}^{1/2} \quad (3.3)$$

con:

- $R$  costante del gas;
- $T_0$  temperatura totale;
- $\gamma$  rapporto dei calori specifici;
- $P_R$  rapporto assoluto tra le pressioni ( $P_2/P_01$ ).

I coefficienti di swirl e di tumble imposti devono rispettare i seguenti vincoli:

- $|C_s| \leq 1$ ;
- $|C_t| \leq 1$ ;
- $|C_s| + |C_t| \leq 1$ .

Per quanto riguarda il moto di tumble il software ne calcola il decadimento e la conseguente trasformazione in turbolenza per effetto del moto del pistone. Il grado di decadimento del tumble è proporzionale alla seguente funzione:

$$c_1 \cdot \left( \frac{1}{r^{c_2}} - 1 \right) \quad (3.4)$$

Dove:

- $r = \frac{\text{(distanza istantanea tra il pistone e la testa)}}{\text{(alesaggio)}}$ ;
- $c_1$  e  $c_2$  sono due coefficienti di taratura, all'aumentare dei quali aumenta il grado di decadimento del tumble.

La turbolenza generata in camera di combustione è funzione del flusso attraverso le valvole, dei moti organizzati della carica in camera (swirl, tumble, squish) e degli effetti di compressione ed è quindi sensibile alle variazioni di carico e di regime del motore.

### *Sottomodello di combustione predittivo*

Sia Wave® che GT-Suite® implementano al loro interno un sottomodello avanzato di combustione “predittiva”.

Questo comporta un approccio alla simulazione della combustione completamente diverso rispetto a quello tradizionale in cui la legge di rilascio del calore è imposta per ogni punto di funzionamento del motore simulato; al contrario in questo caso la legge di rilascio del calore è calcolata autonomamente in funzione delle condizioni di moto della carica (e quindi al variare della velocità di rotazione del motore e del carico), dell'anticipo di accensione e della geometria della camera di combustione. È quindi chiaro che, una volta tarato il sottomodello di combustione, il software è in grado di simulare (e quindi prevedere) il processo di combustione.

Entrambi i software richiedono di fornire i parametri geometrici della testa del motore, del pistone ed in generale di tutto quello che caratterizza la forma della camera di combustione, questo per permettere una corretta valutazione dello scambio termico e dell'avanzamento del fronte di fiamma (che tiene conto delle interazioni con le pareti). In GT-Suite® tale geometria non corrisponde con quella utilizzata nei modelli di flusso e di scambio termico ma è relativamente più accurata.

Nel sottomodello di combustione si tiene conto della turbolenza in camera e degli anticipi di accensione, che vanno inseriti dall'utente sulla base del dato sperimentale.

Attraverso le informazioni geometriche del gruppo termico, i due codici in esame sono in grado di eseguire una simulazione della combustione a due zone (*burned* e *unburned zone*), considerando dunque separatamente l'evoluzione dei gas combusti (*burnt*) e degli

incombusti (*unburnt*) man mano che questi ultimi vengono interessati dal processo di combustione.

La frazione in massa di combustibile bruciato (*burn rate*) è ottenuta dal calcolo della velocità di fiamma turbolenta e dell'area istantanea del fronte di fiamma: in questo modo il modello risponde alle modifiche del campo di moto all'interno della camera di combustione e alla geometria della stessa [Wahiduzzaman S., Morel T., Sheard S.]. Si ha inoltre un'informazione sul posizionamento istantaneo del fronte di fiamma utilizzata nel sottomodulo avanzato di calcolo dello scambio termico nel cilindro [Morel T. et al.].

Il processo di combustione è simulato con una prima fase di "inglobamento turbolento" della carica fresca da parte delle fiamme, seguita da una fase successiva di combustione vera e propria in una regione situata dietro al fronte di fiamma [Blizard N.C. et al.], [Hires S.D. et al.], [Tabaczynski R.J. et al.].

Il sottomodulo assume che l'accensione avvenga a cavallo di una zona dissipativa di dimensioni dell'ordine della scala di Kolmogorov. Il processo reattivo in tale regione è assunto come istantaneo e la velocità di propagazione del nocciolo d'accensione dà origine e sfuma nella velocità con cui il fronte di fiamma "ingloba" massa non bruciata.

Tale velocità di "inglobamento" della massa non bruciata nel fronte di fiamma è determinata dalla sua area e dalla sua velocità di propagazione data dalla somma tra le velocità di fiamma laminare e turbolenta.

$$\frac{d m_e}{dt} = \rho_u \cdot A_e \cdot (S_T + S_L) \quad (3.5)$$

Dove:

- $m_e$  massa inglobata nel fronte di fiamma;
- $\rho_u$  densità della carica non bruciata;
- $A_e$  area del fronte di fiamma;
- $S_T$  velocità di fiamma turbolenta che si assume essere proporzionale all'intensità di turbolenza;
- $S_L$  velocità di fiamma laminare.

Le espressioni di  $S_T$  e  $S_L$  sono riportate di seguito.

$$S_T = C_S \cdot u' \cdot \left( 1 - \frac{1}{1 + C_K \cdot \left( \frac{R_f}{L_I} \right)^2} \right) \quad (3.6)$$

con:

- $u'$  intensità di turbolenza, calcolata dal sottomodulo per la trattazione del flusso in camera di combustione precedentemente descritto;
- $C_S$  costante del modello di proporzionalità tra intensità di turbolenza e velocità di fiamma turbolenta;
- $C_K$  costante del modello legata alla fase iniziale di sviluppo della fiamma (prima fase di combustione);
- $R_f$  raggio dell'area del fronte di fiamma (ipotizzato di forma sferica);
- $L_I$  lunghezza di scala integrale della turbolenza pari a  $L_I = \frac{V_e - V_b}{A_L - A_e}$  dove:  $V_e$  è il volume della miscela inglobata,  $V_b$  è il volume della miscela bruciata,  $A_L$  è l'area di fiamma laminare (ovvero l'area che il fronte di fiamma avrebbe se si muovesse alla velocità laminare) e  $A_e$  è l'area della miscela inglobata; la microscala  $L_I$  ha un valore approssimativamente costante e dell'ordine di grandezza di 1 mm, ha quindi le stesse dimensioni della microscala di Taylor  $\lambda$  [Heywood J.B.].

Per il calcolo della velocità di fiamma laminare, essa è espressa in Wave® nel seguente modo:

$$S_L = K C_m \cdot \left[ Y_F^a \cdot Y_{O_2}^b \cdot \exp\left(-\frac{E}{RT_m}\right) \right]^{1/2} \quad (3.7)^6$$

con:

- $C_m = \sqrt{8RT_m/\pi M_R}$  velocità media molecolare di trasporto delle catene il cui peso molecolare è  $M_R$ ;
- $Y_F$  frazione molare del combustibile nella miscela non bruciata;
- $Y_{O_2}$  frazione molare dell'ossigeno nella miscela non bruciata;
- $a$  ordine della reazione in relazione al combustibile;
- $b$  ordine della reazione in relazione all'ossigeno;
- $E$  energia di attivazione del processo [kcal/mol];

---

<sup>6</sup> Si tratta sostanzialmente di un affinamento della relazione di proporzionalità del tipo  $S_L \propto \sqrt{\lambda \omega_r / c_p \rho}$  dove  $S_L$  è indicata proporzionale al coefficiente di diffusività termica  $\lambda / c_p \rho$  e alla velocità con cui procedono le reazioni chimiche nel fronte di fiamma  $\omega_r$

- $R$  costante del gas;
- $T_m$  temperatura media della zona di reazione [K];
- $K = (T_u/\sqrt{3\pi T_m}) \cdot (P/P_r)^\alpha$  costante per introdurre la dipendenza da pressione e temperatura
  - $T_u$  temperatura nella zona di massa non bruciata [K];
  - $P_r$  pressione di riferimento pari ad 1 atm.

Invece in GT-Suite® la formulazione della velocità di fiamma laminare è la seguente:

$$S_L = S_{L,0} \cdot \left(\frac{T_u}{T_0}\right)^\alpha \cdot \left(\frac{p}{p_0}\right)^\beta \cdot [1 - 2.06 \cdot (\tilde{x}_b)^{DEM \cdot 0.77}] \quad (3.8)$$

in cui:

- $T_u$  temperatura dei gas incombusti;
- $P$  pressione istantanea;
- $T_0$  temperatura di riferimento;
- $p_0$  pressione di riferimento;
- $S_{L,0}$ ,  $\alpha$ ,  $\beta$  sono costanti dipendenti dal tipo di combustibile, dal rapporto di equivalenza  $\Phi$  e dalla frazione di gas combusti  $\tilde{x}_b$ ;

Nel caso specifico di benzina utilizzata come combustibile, si ottengono le seguenti costanti:

$$\alpha = 2.4 - 0.71 \cdot \Phi^{3.51}$$

$$\beta = -0.357 + 0.14 \cdot \Phi^{2.77}$$

$$S_{L,0} = B_{max} + B_\Phi \cdot (\Phi - \Phi_{max})^2$$

con:

- $B_{max} = 350 \text{ m/s}$  massima velocità di combustione laminare;
- $B_\Phi = -0.549 \text{ m/s}$  velocità laminare di roll-off (parametro che descrive il profilo di decadimento della velocità di fiamma dal suo valore massimo in funzione del rapporto di equivalenza);
- $\Phi_{max} = 1.1$  massimo rapporto di equivalenza.

Come si osserva dall'equazione (3.8) GT-Suite® consente di tener conto di un'eventuale presenza di gas combusti residui all'interno del cilindro, che determinano una riduzione della velocità di combustione laminare; la presenza di gas combusti nella carica fresca infatti ne riduce il potere calorifico; il suo effetto può essere assimilato a quello di un

diluyente: all'aumentare della frazione di gas combusti residui  $\tilde{x}_b$ , decresce la velocità di combustione laminare. Tale riduzione di velocità è indipendente dal rapporto di equivalenza della carica fresca, dalla temperatura e dalla pressione, per il campo di funzionamento dei motori a combustione interna [Heywood J.B.]. È possibile calibrare questo fenomeno attraverso il parametro *DEM* (*Dilution Exponent Multiplier*), ossia un moltiplicatore utilizzato per scalare l'effetto di diluizione (dovuto alla presenza di residui e EGR) sulla velocità di fiamma laminare: al diminuire del suo valore cresce l'effetto della diluizione della carica sulla velocità di fiamma laminare e diminuisce la velocità di combustione.

La combustione della carica dietro alla superficie di propagazione del fronte è governata dallo "spacing" della zona dissipativa (microscala di Taylor) e dalle caratteristiche di reazione laminare a cavallo di tale spaziatura.

La velocità di combustione è assunta proporzionale alla quantità di gas non bruciato dietro al fronte di fiamma ed è data da:

$$\frac{dm_b}{dt} = \left( \frac{m_e - m_b}{\tau} \right) \quad (3.9)$$

dove:

- $m_b$  massa di carica bruciata;
- $\tau$  tempo caratteristico di residenza nello spessore del fronte di fiamma laminare

Il processo di combustione ha luogo ad una lunghezza di scala tipica della microscala della turbolenza, così la costante di tempo  $\tau$  è data da:

$$\tau = \lambda / S_L \quad (3.10)$$

Con  $\lambda$  microscala di Taylor caratteristica del campo di moto turbolento per cui si ha:

$$\lambda = \frac{c_\lambda L_I}{\sqrt{Re_T}} \quad (3.11)$$

$$L_I = C_\mu^{3/4} \cdot \frac{k^{3/2}}{\varepsilon} \quad (3.12)$$

con:

- $C_\lambda$  costante del modello di scala tra la lunghezza integrale della turbolenza e la microscala di Taylor
- $k$  energia cinetica turbolenta [ $m^2/s^2$ ]



- $\varepsilon$  "rate" di dissipazione dell'energia cinetica turbolenta [ $m^2/s^3$ ]
- $C_\mu$  costante del modello di turbolenza  $k$ - $\varepsilon$  di tipo "eddy-viscosity" a due equazioni per la riproduzione dei dettagli del campo di moto nel cilindro;
- $Re_T = \frac{u' L_I}{\nu}$  numero di Reynolds turbolento

Le due equazioni (3.5) e (3.9) che esprimono le quantità di massa inglobata e bruciata sono integrate nel tempo per riprodurre il rilascio del calore nella corrispondente trasformazione isoentalpica.

Il volume investito dalla fiamma e l'area di fiamma sono calcolate assumendone una conformazione a crescita sferica [Tabaczynski R.J. et al.]. E' così possibile rappresentare l'effetto di differenti conformazioni della camera di combustione e di diversi posizionamenti della candela di accensione.

Riassumendo, per la calibrazione del sottomodulo numerico di combustione sia in Wave® che in GT-Suite® è quindi essenzialmente richiesta la definizione della geometria della camera di combustione, la posizione della candela, gli anticipi di accensione e la taratura dei tre coefficienti che compaiono nelle soprascritte equazioni, ossia  $C_S$  (*Moltiplicatore dell'intensità di turbolenza*),  $C_K$  (*Moltiplicatore del nucleo di fiamma*) e  $C_\lambda$  (*Moltiplicatore della microscala di Taylor*).

L'intensità di turbolenza  $u'$ , calcolata nel modello di flusso, è dipendente dal flusso attraverso le valvole, dai moti organizzati della carica in camera (swirl, tumble, squish) e dagli effetti di compressione e è quindi sensibile alle variazioni di carico e di regime del motore. I coefficienti di taratura  $C_S$ ,  $C_K$  e  $C_\lambda$  dovrebbero quindi in teoria essere delle vere e proprie costanti di taratura, invarianti per tutti i carichi e regimi. Tuttavia, come specificato nel seguito del presente capitolo, l'evolversi di un fenomeno estremamente complesso quale la combustione risulta particolarmente difficile da prevedere su un ampio range di condizioni di funzionamento lasciando invariate tutte le suddette costanti; può quindi essere lecito, per una o più di esse, imporre una variazione con il carico e/o con il regime.

### *Sottomodulo di scambio termico*

Sia Wave® che GT-Suite® prevedono al proprio interno l'implementazione di tre diverse tipologie di sottomodelli di scambio termico [Annand W.J.D.], [Woschni G.], [Ferrari G.], [Heywood J.B]:

- Sottomodello di Annand;
- Sottomodello di Woschni;
- Sottomodello avanzato di scambio termico.

Fra i modelli per il calcolo del flusso istantaneo di calore verso le pareti interne del cilindro, i primi due sono quelli di uso più comune. La differenza sostanziale tra Annand e Woschni, è che il primo tiene esplicitamente conto oltre al contributo principale, dovuto alla convezione forzata, anche dell'irraggiamento, mentre il secondo fa riferimento nel calcolo alla sola convezione forzata, opportunamente incrementata per tener conto della parte trasmessa per irraggiamento, che però per i motori ad accensione comandata alimentati a benzina è trascurabile [Ferrari G.], [Heywood J.B.], [Pignone G.A.]. Ne deriva che in molti casi il sottomodello di Annand rispetto a quello di Woschni sembra sovrastimare maggiormente il flusso termico.

Per tale motivo si è preferito fare riferimento in entrambi i modelli monodimensionali del motore Piaggio in esame costruiti con Wave® e GT-Suite® al sottomodello di scambio termico proposto da Woschni.

Il flusso istantaneo di calore è così espresso:

$$\dot{q} = h_g \cdot (T_g \cdot T_i) \quad (3.13)$$

dove:

- $T_g$  temperatura media dei gas nel cilindro;
- $T_i$  temperatura interna di parete;
- $h_g$  coefficiente medio di scambio termico delle superfici della camera di combustione.

Il coefficiente di scambio termico e la velocità della carica all'interno del cilindro sono considerati uniformi su tutte le superfici della camera di combustione.

$$h_g = 0.0128 \cdot D^{-0.20} \cdot p^{0.80} \cdot T_g^{-0.53} \cdot v_c^{0.8} \quad (3.14)$$

in cui:

- $D$  alesaggio;
- $P$  pressione interna al cilindro;
- $v_c$  velocità media caratteristica dei gas, assunta proporzionale alla velocità media del pistone  $\bar{u}_p$

$$v_c = C_1 \cdot \bar{u}_p + C_2 \cdot \frac{V \cdot T_r}{p_r \cdot V_r} \cdot (p - p_{mot}) \quad (3.15)$$

con:

- $P$  e  $V$  pressione e volume spazzato dal pistone nell'istante considerato;
- $T_r$ ,  $p_r$  e  $V_r$  sono la temperatura, la pressione e il volume del fluido di lavoro in determinate condizioni di riferimento (per esempio: chiusura delle valvole di aspirazione oppure inizio della combustione);
- $p_{mot}$  pressione istantanea nel cilindro con motore trascinato (cioè senza accensione);
- $C_1$  e  $C_2$  sono coefficienti che assumono valori diversi a seconda della fase del ciclo:

$$C_1 = 6.18 + 0.417 \cdot \frac{v_s}{\bar{u}_p} \quad \text{durante la fase di sostituzione della carica;}$$

$$C_1 = 2.28 + 0.308 \cdot \frac{v_s}{\bar{u}_p} \quad \text{durante la fase a valvole chiuse;}$$

dove  $v_s = \pi \cdot C_s \cdot D \cdot (rpm/60)$  è la velocità di swirl e  $C_s$  è il coefficiente di swirl;

$$C_2 = 3.24 \cdot 10^{-3} \left[ \frac{m}{s \cdot K} \right] \quad \text{durante la combustione ed espansione;}$$

$$C_2 = 0 \quad \text{durante il resto del ciclo.}$$

In misura minore rispetto al modello di Annand, anche quello di Woschni talvolta sovrastima il contributo dato dalla combustione, ma al compenso non richiede normalmente un sensibile aggiustamento dei coefficienti utilizzati in funzione dello specifico motore in esame.

Il terzo sottomodello di scambio termico proposto da entrambi i software è più raffinato dei precedenti due, ma richiede la taratura di un maggiore numero di coefficienti. In pratica, via via che si ha la crescita del fronte di fiamma sferico che interseca le superfici che descrivono la configurazione geometrica della camera, è calcolata in parallelo la superficie bagnata utilizzata nel suddetto sottomodello di scambio termico [Morel T. et al.], [Wahiduzzaman S., Morel T., Sheard S.].

Il trasferimento di calore per convezione dai gas alle pareti della camera di combustione e la sua variazione ciclica nel tempo sono guidati dai dettagli del moto all'interno del volume di lavoro nelle sue componenti media e turbolenta. Pertanto il suo comportamento è legato alla dinamica dei gas che partecipano alla combustione determinata dal moto del pistone, dai flussi attraverso le valvole, dai processi di

iniezione, dalla combustione stessa e dalla geometria della camera e del pistone. Tutte le "componenti" del campo di moto sono combinate vettorialmente per produrre velocità "effettive" adiacenti alle superfici della camera di combustione. Per ogni superficie il coefficiente di scambio termico è ottenuto tramite l'analogia di Colburn ed è direttamente legato a tali velocità "effettive" [Morel T. et al.], [Wahiduzzaman S., Morel T., Sheard S.]. Uno dei maggiori benefici di questo approccio è che, una volta calibrato, esso coglie, in maniera significativa, la dipendenza del coefficiente di scambio termico dalle caratteristiche istantanee di velocità del flusso nel cilindro.

### *Sottomodello delle emissioni inquinanti*

#### *Ossidi di azoto NO<sub>x</sub>*

La formazione degli NO<sub>x</sub> è molto sensibile al rapporto di equivalenza (disponibilità di ossigeno) e alla temperatura nel cilindro. Pertanto, una corretta previsione della massa intrappolata nel cilindro, del rapporto aria/combustibile e della velocità di combustione (o in alternativa della pressione massima e della posizione del picco) sono basilari per una ragionevole previsione degli NO<sub>x</sub>.

Il calcolo degli ossidi di azoto è basato sul meccanismo di Zeldovich [Heywood J.B.].

È possibile calibrare l'emissione di NO<sub>x</sub> intervenendo sui moltiplicatori delle costanti di equilibrio che regolano le seguenti reazioni di ossidoriduzione:

- equazione di ossidazione del N<sub>2</sub>:  $O + N_2 \rightarrow NO + N$ ;
- equazione di ossidazione del N:  $N + O_2 \rightarrow NO + O$ ;
- equazione di riduzione del OH:  $N + OH \rightarrow NO + H$

Per ciascuna delle reazioni si possono definire delle costanti di velocità  $k$ , che legano la velocità di reazione alla concentrazione della specie chimica, dirette ed inverse ( $k^+$ ,  $k^-$ ), a seconda che la reazione avvenga da sinistra verso destra, o da destra verso sinistra; la costante  $k$  si ricava dalla formula di Arrhenius:

$$k = A * e^{-\frac{E}{R*T}} \quad (3.16)$$

in cui:

- $A$  fattore pre-esponenziale, derivante dal prodotto fra le collisioni fra gli atomi e il fattore sterico, che rappresenta la probabilità per cui due o più

molecole hanno un'orientazione corretta nella loro collisione in modo che la reazione chimica possa avvenire;

- $E$  energia di attivazione, ricavabile sperimentalmente in J/mol;
- $R$  costante dei gas perfetti pari a 8.31 J/(mol\*K);
- $T$  temperatura in K.

In GT-Suite® le costanti di velocità relative alle suddette reazioni sono espresse come segue:

$$k_1 = F_1 \cdot 7.60 \cdot 10^{10} \cdot e^{\frac{-38000 \cdot A_1}{T_b}} \left[ \frac{cm^3}{mol \cdot s} \right] \quad (3.17)$$

$$k_2 = F_2 \cdot 6.40 \cdot 10^6 \cdot T_b \cdot e^{\frac{-3150 \cdot A_2}{T_b}} \left[ \frac{cm^3}{mol \cdot s} \right] \quad (3.18)$$

$$k_3 = F_3 \cdot 4.10 \cdot 10^{10} \left[ \frac{cm^3}{mol \cdot s} \right] \quad (3.19)$$

dove:

- $F_1$  moltiplicatore della velocità di ossidazione di  $N_2$ ;
- $F_2$  moltiplicatore della velocità di ossidazione di N;
- $F_3$  moltiplicatore della velocità di riduzione di OH;
- $A_1$  moltiplicatore della temperatura di attivazione di ossidazione di  $N_2$ ;
- $A_2$  moltiplicatore della temperatura di attivazione di ossidazione di N;
- $T_b$  temperatura nella zona di combustione.

In Wave® le costanti di velocità sono invece espresse come segue:

$$k_1 = A * ARC1 * e^{\left(\frac{T_a * AERC1}{T}\right)} \quad (3.20)$$

$$k_{2/3} = A * e^{\left(\frac{T_a}{T}\right)} \quad (3.21)$$

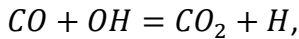
in cui:

- $A$  fattore pre-esponenziale di Arrhenius
- $ARC1$  moltiplicatore del fattore pre-esponenziale di Arrhenius;
- $T_a$  temperatura di attivazione della reazione;
- $AERC1$  moltiplicatore del fattore esponenziale di Arrhenius;
- $T$  temperatura della zona di combustione.

### Monossidi di carbonio CO

Nelle fiamme premiscelate, il CO si forma rapidamente nella zona di reazione, in quanto costituisce uno dei principali prodotti di ossidazione degli idrocarburi.

Il calcolo delle emissioni di monossido di carbonio in GT-Suite® si basa sul seguente meccanismo di reazione ed è basato sull'ipotesi di combustione omogenea [Heywood J.B.], [Newhall H. K.]:



la cui costante di velocità diretta è pari a:

$$\bullet \quad k = A \cdot 6.76 \cdot 10^7 \cdot e^{\frac{T}{B \cdot 1102}} \left[ \frac{cm^3}{gmol} \right] \quad (3.22)$$

in cui  $A$  è il moltiplicatore pre-esponenziale, mentre  $B$  è il moltiplicatore della temperatura di attivazione.

La rapida diminuzione di temperatura nella fase di espansione provoca il "congelamento" della soprascritta reazione, impedendo l'ossidazione del CO, che quindi ritroviamo allo scarico del motore.

Dato che per miscele ricche la concentrazione di CO e CO<sub>2</sub> è controllata dal quantitativo di O<sub>2</sub>, mentre per miscele povere dalla quantità di H e OH; per coprire l'intero arco di rapporti A/F di motori ad accensione comandata, Wave® tiene invece conto di due meccanismi di reazione:

- $CO + OH \rightarrow CO_2 + H$ : un modello basato su tale reazione fornisce buoni risultati in caso di miscele magre, scadenti in caso di miscele ricche;
- $CO + \frac{1}{2} O_2 \rightarrow CO_2$ : un modello basato su tale reazione fornisce buoni risultati in caso di miscele ricche, scadenti in caso di miscele magre.

Wave® determina quindi il rapporto di concentrazione di CO e CO<sub>2</sub> come il massimo fra i due rapporti calcolati in parallelo dalle due reazioni:

- $\frac{[CO]}{[CO_2]} = \frac{1}{K_{pN}} \frac{[H]}{[OH]}$ ,
- $\frac{[CO]}{[CO_2]} = \frac{1}{\sqrt{K_{pW} \cdot P [O_2]}}$ ,

dove  $K_{pN}$  e  $K_{pW}$  sono le costanti di equilibrio delle suddette reazioni.

### *Idrocarburi incombusti HC*

Nei motori ad accensione comandata la formazione di idrocarburi incombusti (HC) è da attribuirsi principalmente al fenomeno per cui al momento della compressione parte della carica fresca e della miscela non bruciata al ciclo precedente è forzata ad entrare nei piccoli interstizi (depositi di HC nelle fasce del pistone, alla candela, nelle sedi valvole, nelle guarnizioni della testa) che il fronte di fiamma non riesce a raggiungere; il fenomeno prosegue anche durante la combustione, al crescere della pressione nel cilindro, con ulteriore miscela, che va ad intrappolarsi nelle zone citate; ai depositi negli interstizi si sommano poi gli HC assorbiti dall'eventuale strato di lubrificante aderente alle pareti del cilindro. Quando durante l'espansione la pressione inizia a scendere, si ha un "reverse-flow" e la maggior parte degli incombusti si sposta nuovamente verso la camera di combustione, in parte reagendo con l'ossigeno restante (post-ossidazione). Gli HC rimasti comunque incombusti usciranno allo scarico (emissioni di HC) o resteranno nel cilindro come gas residui.

Anche il cosiddetto *quenching* (spegnimento) della fiamma in prossimità delle pareti, la presenza di combustibile allo stato liquido e la perdita di carica fresca allo scarico durante il ricambio della carica determinano un'ulteriore formazione di HC.

La formazione degli HC dipende quindi da molti fattori, fra i quali si ricorda:

- rapporto aria/combustibile della miscela di alimentazione;
- valore di anticipo di accensione rispetto al *PMS*;
- rapporto superficie/volume della camera di combustione;
- regime di rotazione e condizioni di carico del motore (legati al *quenching*);
- angolo di contemporanea apertura delle valvole;
- contropressione incontrata allo scarico.

Nei due software 1D utilizzati si deve quindi specificare tra i vari parametri geometrici della camera di combustione anche il volume delle cavità interne al cilindro (*crevice volume*) in cui possono accumularsi depositi di HC: in GT-Suite® si definisce il volume complessivo delle cavità come percentuale della cilindrata del motore mentre in Wave® si definiscono nel dettaglio i singoli volumi dove gli HC possono accumularsi, quali: il volume compreso tra la prima fascia elastica e il cielo del pistone (dovuto al gioco radiale

tra pistone e cilindro), la cavità determinata dalla guarnizione della testa e quella in corrispondenza della candela ed infine lo strato di lubrificante sul liner (Figura 3.2).

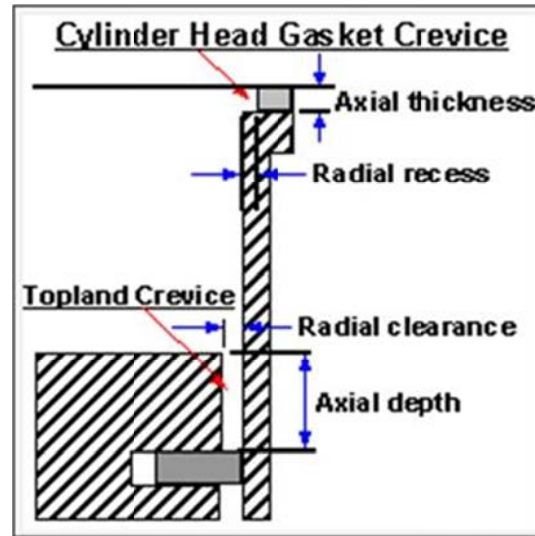
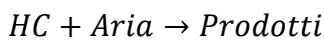


Figura 3.2 – *Crevice volume* in Wave®: volumi delle cavità, presenti all'interno della camera di combustione, che influenzano la formazione di idrocarburi incombusti

Come già evidenziato, durante la fase di espansione, la maggior parte della miscela intrappolata nelle cavità rientra nella camera di combustione. Se rientra prima della fine della combustione viene bruciato in base al modello di combustione, se al contrario rientra dopo la fine della combustione stessa viene bruciato secondo un modello cinetico di post-ossidazione:



La costante di equilibrio della reazione in GT-Suite® (comunque simile nella forma a quella presente in Wave®) è:

$$\bullet \quad k = A \cdot 10^{12} \cdot [HC][O_2] \cdot e^{\frac{-1900 \cdot B}{T}} \quad (3.23)$$

in cui  $A$  è il moltiplicatore pre-esponenziale, mentre  $B$  è il moltiplicatore della temperatura di attivazione.



### 3.3. Taratura e risultati dei modelli 1D del motore

Nel presente elaborato è stata già evidenziata l'importanza della corretta taratura di un modello numerico, primo passo per un suo successivo impiego nella messa a punto del motore esistente come pure nella progettazione e nello sviluppo di una nuova unità "simile" a quella a cui fa riferimento il modello calibrato in esame.

La simulazione numerica di un motore con un codice di calcolo monodimensionale passa attraverso tutta una serie di operazioni, a partire dalla costruzione del modello, passando attraverso lo svolgimento dei calcoli per arrivare all'interpretazione e validazione dei risultati ottenuti. Il primo passo consiste quindi nella modellazione dell'intera rete che costituisce il motore in esame. Devono quindi essere modellati i sistemi di aspirazione e scarico, comprensivi di cassa filtro e silenziatore, sfruttando tutta una serie di *elementi* messi a disposizione dal codice per la corretta simulazione della relativa gasdinamica; per ognuno dei suddetti elementi devono essere specificate le condizioni al contorno e le condizioni iniziali. In parallelo si deve quindi definire in termini di cinematica, attriti, fluidodinamica, combustione e scambio termico il sottomodello rappresentativo il cilindro (o il gruppo di cilindri) del motore.

Per quanto concerne la modellazione geometrica delle linee di aspirazione e scarico si sottolinea che anche avendo a disposizione dati geometrici molto precisi del motore in esame, il tutto deve essere comunque tradotto in elementi monodimensionali e la loro schematizzazione è soggetta all'interpretazione dell'operatore, specialmente nel modellare volumi tridimensionali quali filtro e silenziatore. Tutto questo può tradursi in differenti rappresentazioni della realtà da parte di diversi tecnici che si trovano a dover modellare lo stesso particolare, e quindi in possibili differenti risultati della simulazione.

Emerge quindi in modo ancor più evidente la necessità di definire prima di tutto una strategia generale di calibrazione e validazione di un modello numerico che fornisca risultati corretti se confrontati ai dati sperimentali a disposizione a prescindere dalla libera schematizzazione geometrica dell'operatore. Il tutto si traduce quindi in uno strumento predittivo per quanto riguarda le curve caratteristiche di prestazione e gli altri parametri significativi del motore, sfruttabile quindi per una sua successiva ottimizzazione.

### 3.3.1. Costruzione geometrica del modello motore

Nel corso dell'attività di dottorato, sfruttando i due codici di calcolo Wave® e GT-Suite®, sono stati in parallelo prima costruiti e quindi tarati due modelli monodimensionali del motore Piaggio monocilindrico da 125cc di cilindrata 3 valvole ad iniezione indiretta le cui caratteristiche sono riportate in Tabella 2.1.

Come già evidenziato nel Paragrafo 2.2 il motore è stato oggetto di due fasi di sviluppo che hanno interessato i sistemi di aspirazione e scarico, i profili valvole e la mappatura della centralina. I dati sperimentali raccolti al banco prova motori del Dipartimento di Energetica dell'Università relativi alla prima versione di motore sono serviti alla taratura dei modelli numerici, la cui capacità predittiva è stata poi verificata una volta adeguati alla nuova configurazione di motore confrontandosi con i relativi dati sperimentali.

In Figura 3.3 si riportano i modelli della prima versione di motore 125cc costruiti con i due software numerici, suddivisi in quattro macroaree per facilitarne la descrizione:

- Scatola filtro ed elementi ad essa connessi;
- Corpo farfallato del motore e a valle di questo l'iniettore;
- Il cilindro e la testa motore, con i condotti interno testa e le 3 valvole (due di aspirazione ed una di scarico di cui è definito il profilo di alzata ed imposto il coefficiente di efflusso sperimentale misurato al banco di flussaggio);
- Lo scarico, costituito dal collettore e dal silenziatore a camere, comprensivo del catalizzatore.

Per quanto riguarda la valvola a farfalla, si è inserita nel layout dei modelli una specifica giunzione nell'ottica di procedere meglio nella simulazione della variazione del carico del motore. Si evidenzia come in condizione di piena ammissione la sezione di passaggio sia essenzialmente pari alla sezione totale sottratta di una frazione di superficie che tiene conto delle perdite introdotte dalla presenza dell'alberino che supporta il piattello e delle relative viti di fissaggio.

Si sottolinea poi che anche nella geometria dei due modelli è stata aggiunta la schematizzazione del debimetro e della camera di calma, per verificare anche numericamente, come nello sperimentale (Paragrafo 2.1), che le perdite di carico introdotte fossero trascurabili.

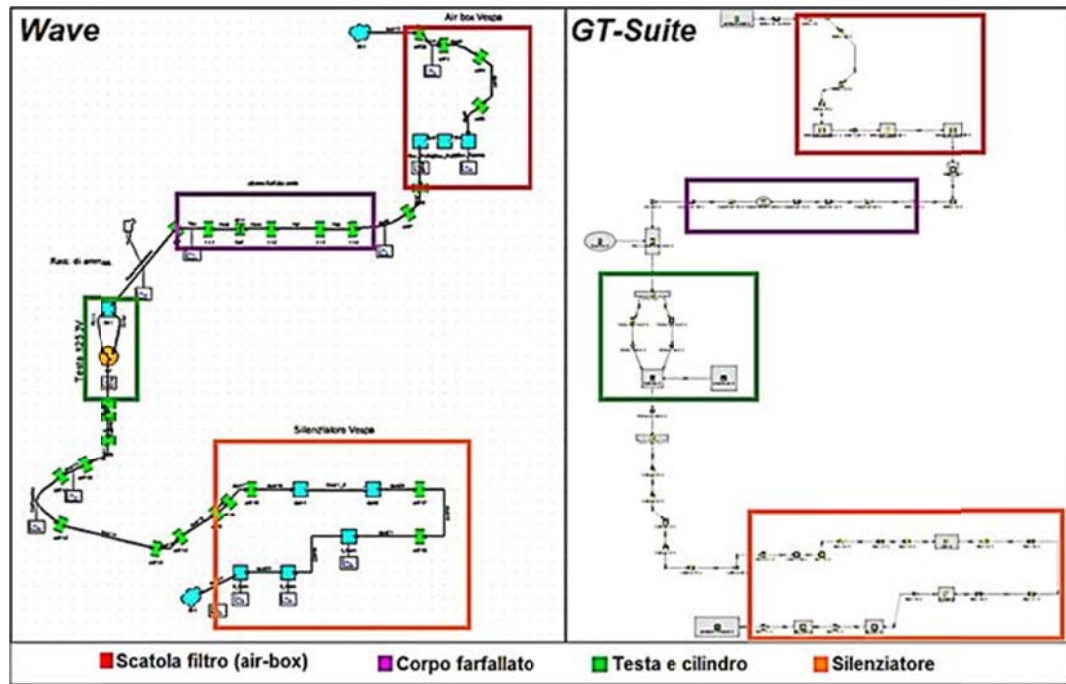


Figura 3.3 - Modelli monodimensionali della prima versione di motore 125cc costruiti in Wave® e GT-Suite®

### *Cilindro e testa del motore*

Nella modellazione di cilindro e testa del motore, sia in Wave® che in GT-Suite®, si sono utilizzati i sottomodelli di combustione predittiva, che permettono, come già detto, una volta calibrati di simulare correttamente (e quindi prevedere) il processo di combustione al variare delle condizioni di funzionamento del motore.

Il sottomodello richiede la definizione della geometria e del volume della camera di combustione, nello specifico la definizione della superficie della testa, del cielo del pistone e l'altezza di squish.

Entrambi i software offrono delle geometrie standard a partire dalle quali, agendo sui parametri geometrici che le caratterizzano, poter ricostruire in modo più verosimile possibile la geometria reale. In Wave® sono implementate la testa cilindrica, a duomo, a prisma e a tetto; quest'ultima è quella scelta per modellare la testa del 125cc in esame; oltre alla geometria della testa è stata anche definita la geometria della tazza presente sul pistone, dei condotti interno testa e la posizione della candela (Figura 3.4).

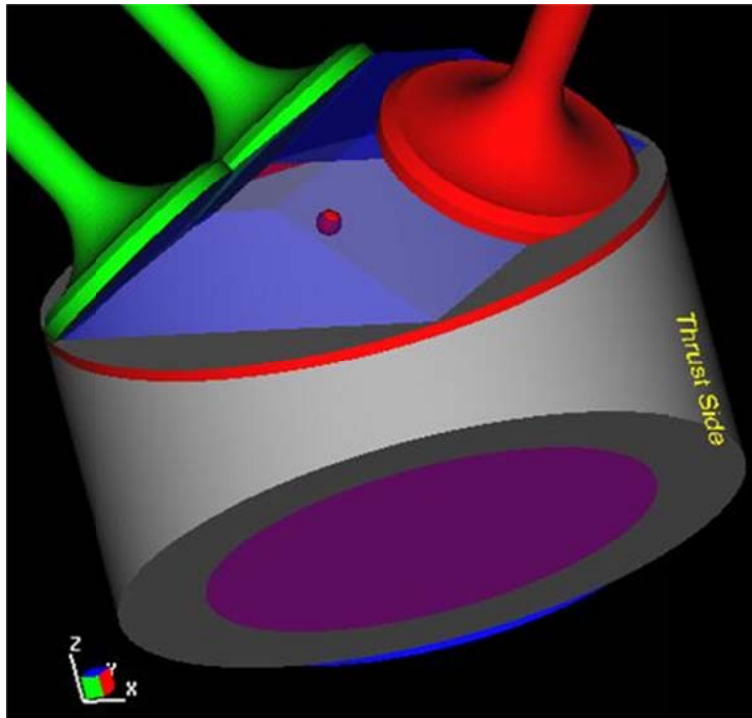


Figura 3.4 – Modellazione della camera di combustione in Wave® con testa a tetto (Pentroof) e tazza sul pistone

Invece GT-Suite® implementa al proprio interno un'unica geometria standard per la testa, ossia a calotta sferica, e la definizione dell'eventuale tazza sul pistone; il software offre però la possibilità, sfruttata nell'ambito del presente lavoro di tesi, di definire le suddette geometrie anche in forma di file \*.stl realizzato al CAD, quindi molto simile alla realtà geometrica (Figura 3.5).

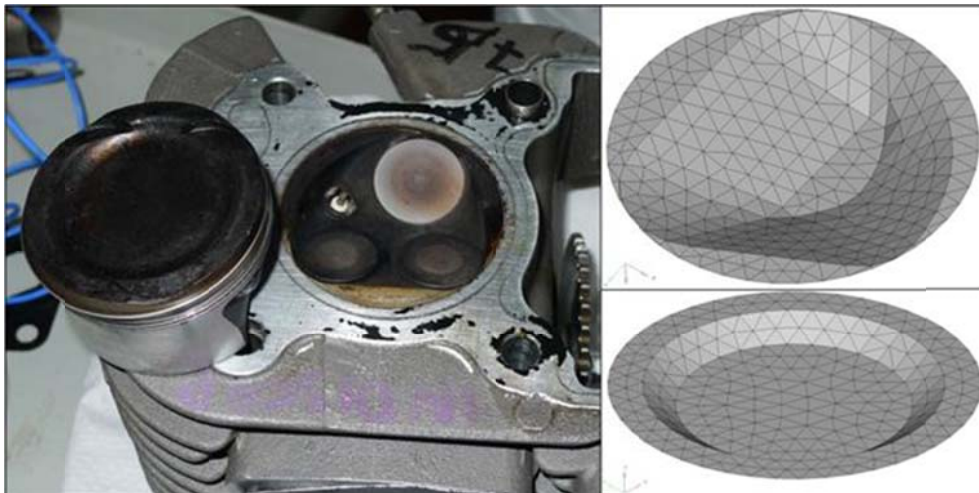


Figura 3.5 - File \*.stl della testa (in alto a destra) e del pistone (in basso a destra) utilizzati in GT-Suite® per modellare la camera di combustione del motore Piaggio 125cc (a sinistra)

Una volta inserite nell'opportuno pannello le caratteristiche geometriche della camera di combustione, delle valvole e il posizionamento della candela, si è optato per utilizzare sia in Wave® che in GT-Suite® come sottomodello di scambio termico quello di *Woschni* e come sottomodello di propagazione della fiamma, quello secondo il quale il fronte di fiamma durante il processo di combustione non è centrato attorno alla candela, ma si muove, in accordo con la geometria della camera, ridefinendo in continuo dimensione e posizione della fiamma stessa.

La nostra attenzione si è maggiormente concentrata sulla calibrazione dei coefficienti di taratura del sottomodello di combustione sui quali si è agito al fine di giungere ad un buon livello di predittività della curva di rilascio del calore al variare del carico e del regime. Ma l'argomento sarà affrontato più nel dettaglio in sede di taratura dei modelli.

### 3.3.2. Taratura del pieno carico

La calibrazione di un modello numerico in condizioni di pieno carico permette di ottenere informazioni attendibili in queste condizioni di utilizzo e consente al progettista di andare a ricercare a calcolo le migliori configurazioni dal punto di vista ad esempio della massima potenza, dell'andamento di coppia e del miglior rendimento globale del propulsore.

In sintesi, la logica di taratura del pieno carico, seguita poi anche ai carichi parziali, e svolta a partire dai corrispondenti dati sperimentali raccolti durante la campagna di prove al banco, è stata la seguente:

- Si è agito prima di tutto allo scopo di riprodurre nel modo più fedele possibile la curva del coefficiente di riempimento al variare del regime di rotazione; parallelamente si è confrontato anche gli andamenti di pressione nei condotti, in particolare quelli di aspirazione, per assicurarci di simulare correttamente anche gli effetti dinamici avvalendosi degli andamenti sperimentali. Per quanto riguarda la pressione allo scarico, la sua influenza sul coefficiente di riempimento è limitata alla sola fase di incrocio, in cui la quantità di aria aspirata dipende dall'interazione tra le onde di pressione nei condotti di aspirazione e scarico; anche in questo caso quindi abbiamo verificato la corrispondenza tra le onde di pressione simulate e quelle misurate sperimentalmente. In questa prima fase della calibrazione, dato

che le dinamiche nei condotti, specialmente quelle nel collettore di scarico, influenzano ma sono anche influenzate dall'andamento della pressione nel cilindro e quindi dall'evolversi della combustione, si è proceduto sfruttando i sottomodelli di combustione non-predittiva ed imponendo quindi la curva di rilascio del calore misurata sperimentalmente.

- Attivati nei modelli dei due software i sottomodelli di combustione predittiva, si è proceduto quindi alla loro taratura, confrontandosi con la pressione misurata nel cilindro e con la legge di rilascio del calore da essa ricavata. Una corretta calibrazione del processo di combustione permette anche di ottenere buoni risultati in termini di previsione numerica delle emissioni inquinanti pre catalizzatore, rilevate anch'esse sperimentalmente.
- Sono stati quindi verificati gli andamenti di  $p_{mi}$ ; tale grandezza sintetizza infatti sia il processo di sostituzione della carica che la combustione e quindi è stata scelta come parametro di verifica del processo di taratura fin qui seguito.
- Al fine di ottenere come diretta conseguenza il corretto andamento di coppia, è stata infine imposta nel modello la pressione media di attrito ( $p_{ma}$ ), che per sua stessa natura i modelli numerici in esame non possono prevedere.

Si sottolinea però che le sopraelencate fasi del processo di calibrazione non sono strettamente rigide da un punto di vista temporale: è stato difatti talvolta necessario effettuare passi a ritroso e controlli incrociati, date le inevitabili interazioni tra i vari processi e fenomeni caratteristici del motore.

Analizzando nel dettaglio i passi della calibrazione del modello, il coefficiente di riempimento è determinato sia dalle perdite così dette quasi stazionarie che dagli effetti dinamici nei condotti. Le prime si suddividono a sua volta in perdite viscosive, legate alle perdite per attrito concentrate e distribuite nei sistemi di aspirazione e scarico, e in perdite termiche legate agli scambi termici tra fluido e pareti. I secondi sono invece determinati dall'andamento delle pressioni dinamiche nei condotti di aspirazione e scarico e dalla loro accordatura.

Da un punto di vista della schematizzazione geometrica dei sistemi di aspirazione e scarico, le maggiori difficoltà ed attenzioni si sono concentrate nella corretta modellazione della scatola filtro e del silenziatore (silenziatore a tre camere con

catalizzatore), il cui sviluppo è tipicamente tridimensionale. L'airbox, diviso dall'elemento filtrante in una camera così detta sporca ed una pulita, è stato modellato sia in Wave® che in GT-Suite® con tre "elementi volume", uno schematizza la camera sporca, mentre gli altri due, data la sua particolare conformazione interna, modellano la camera pulita a valle dell'elemento filtro, modellato a sua volta con un "elemento condotto" caratterizzato da un'adeguata perdita di carico concentrata. Il silenziatore è modellato con tre elementi di volume equivalente a quello delle tre camere interne attraversate in serie dai gas di scarico e collegate da condotti tra cui anche il catalizzatore, di cui è stata modellata la sola perdita di carico introdotta e non le reazioni chimiche che avvengono al suo interno.

Entrambi i codici di calcolo permettono di definire i valori di temperatura delle pareti al variare del regime di rotazione, ma a differenza di Wave® che mantiene invariati tali valori pari a quelli fissati dall'utente (condizione al contorno fissata), GT-Suite® implementa al proprio interno un risolutore delle temperature di parete, che sfrutta quindi i valori imposti dall'utente solo come condizioni iniziali, e le modifica durante le iterazioni di calcolo per effetto degli scambi termici con il flusso stesso. Tale risolutore tiene conto delle proprietà del materiale per differenti temperature e risolve le equazioni della conservazione dell'energia calcolando i flussi termici sullo spessore di parete sia in senso assiale che radiale verso l'ambiente esterno.

Le temperature di parete, come condizione al contorno in Wave® e come condizione iniziale in GT-Suite® per i vari elementi costituenti i sistemi di aspirazione e scarico e il gruppo testa-cilindro, sono state imposte con andamenti crescenti all'aumentare del regime di rotazione del motore; tali tendenze sono in accordo con le temperature di parete misurate sperimentalmente durante le prove al banco.

È prevista inoltre in entrambi i codici la possibilità di utilizzare una serie di coefficienti moltiplicativi per pesare opportunamente, per ogni elemento costituente il modello, fenomeni quali lo scambio termico ed gli attriti allo scopo di ottenere un'accettabile concordanza tra numerico e sperimentale.

Il valore assegnato ai coefficienti moltiplicativi di attrito è legato soprattutto alla rugosità superficiale dei condotti ed una variazione rispetto al valore di default imposto dal codice deve sempre essere giustificato per non compromettere l'attendibilità del modello; in GT-Suite®, essendo possibile specificare per ogni elemento il materiale e il relativo

processo produttivo, attingendo da un'apposita libreria, tali coefficienti sono stati tutti lasciati invariati rispetto al valore di default.

Si precisa che, al contrario, nei condotti interno testa (in aspirazione e scarico) i coefficienti moltiplicativi di attrito devono essere settati pari a zero in entrambi i codici, questo perché di tali perdite si tiene già conto imponendo nel modello il coefficiente di efflusso delle valvole, misurato sperimentalmente al banco di flussaggio.

Anche una diversa assegnazione al valore dei coefficienti moltiplicativi di scambio termico rispetto al valore di default deve essere comunque giustificato dalla presenza di elementi di cui il modello monodimensionale non potrebbe altrimenti tenere di conto, come ad esempio la presenza di un sistema di raffreddamento.

Riassumendo, anche in accordo con i fenomeni fisici che governano l'andamento del coefficiente di riempimento, si è agito sui valori di temperatura e sui coefficienti di scambio termico per calibrare l'andamento di  $\lambda_v$  ai regimi medi e bassi, mentre si è agito sui valori assegnati ai coefficienti di attrito e sulle perdite concentrate per metterne a punto l'andamento ai regimi medi e alti.

In Figura 3.6 e Figura 3.7 si riporta rispettivamente l'andamento simulato della portata d'aria e del coefficiente di riempimento confrontati con i relativi valori rilevati sperimentalmente: i dati sono in buon accordo tra loro giustificando una corretta schematizzazione geometrica del motore e una corretta assegnazione delle temperature di parete e dei coefficienti moltiplicativi.



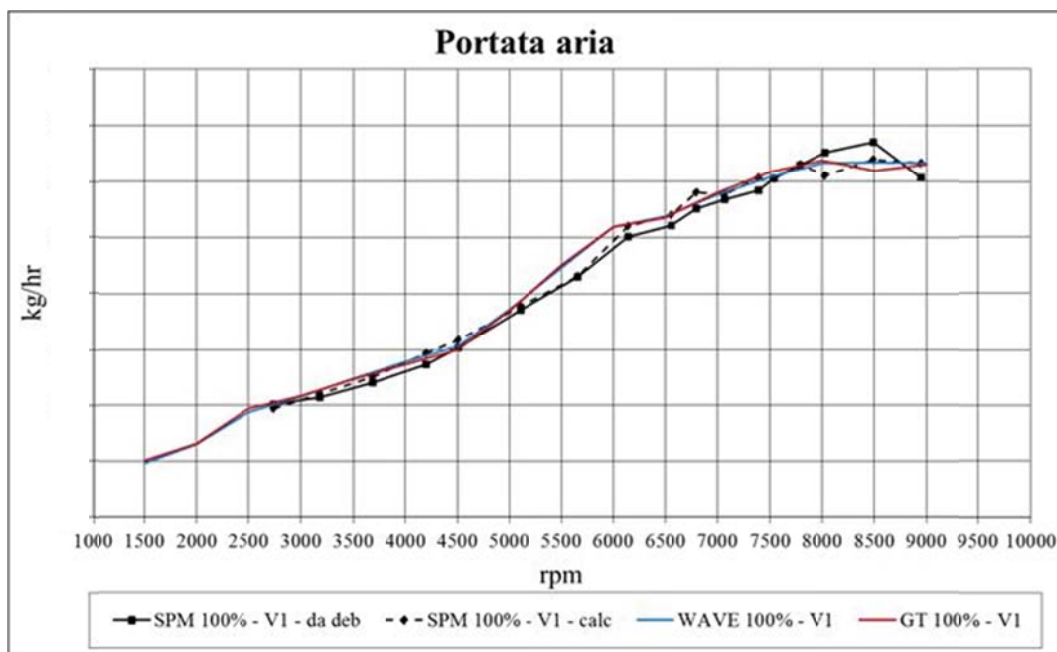


Figura 3.6 – Andamenti della portata d’aria aspirata dal motore a piena apertura, calcolati dai modelli Wave® e GT-Suite® e sperimentali (Versione 1 del motore): portata sperimentale misurata con il debimetro e calcolata indirettamente a partire dalla portata di combustibile e dalla misura della dosatura

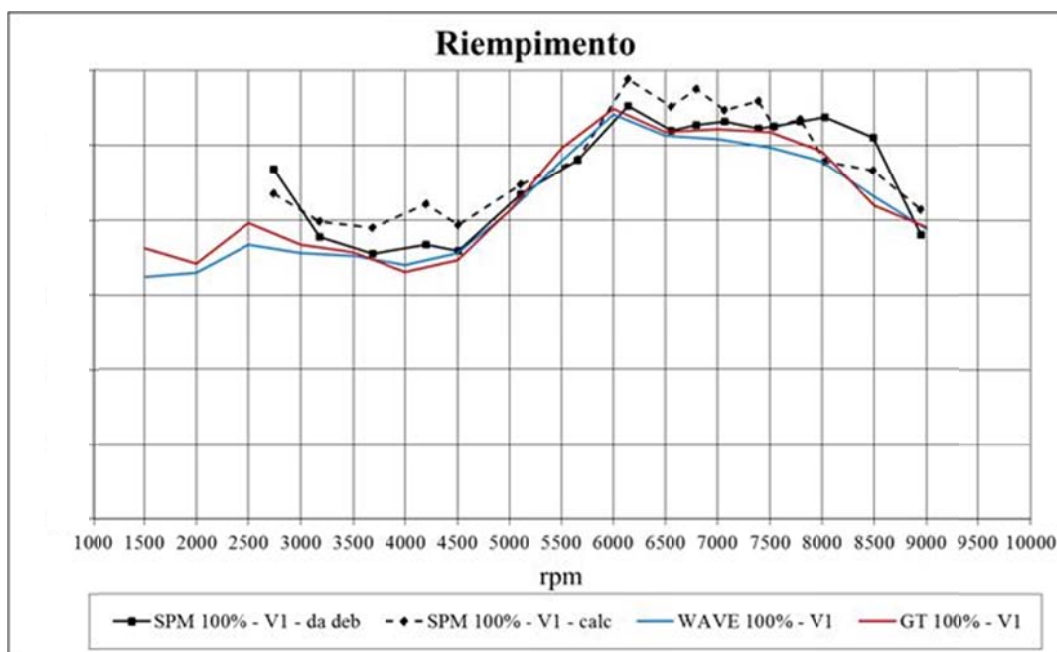
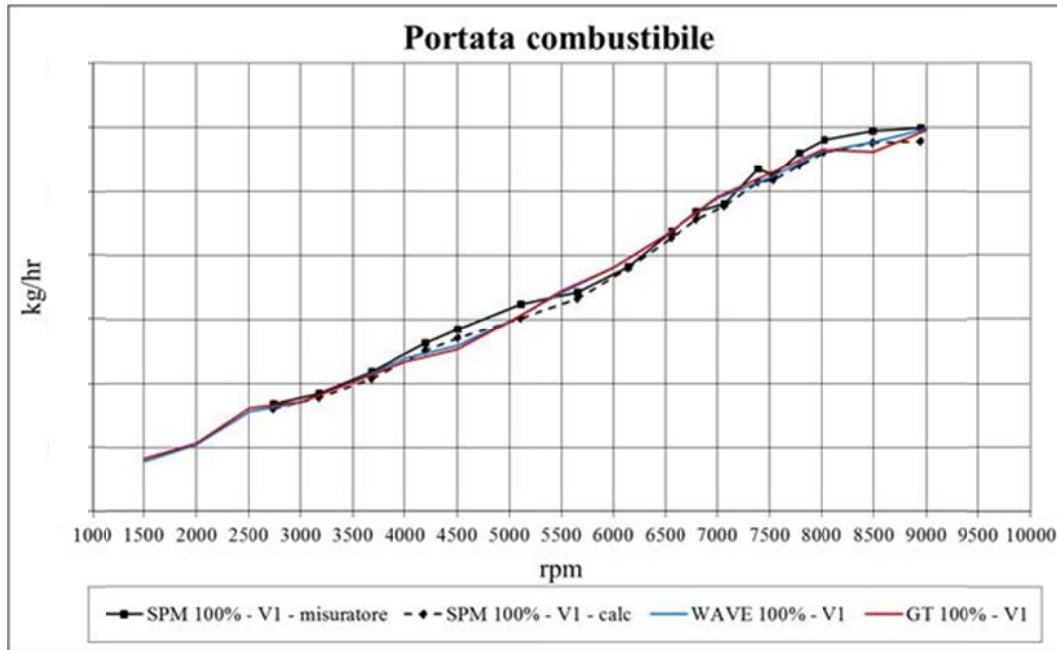


Figura 3.7 - Andamenti del coefficiente di riempimento a piena apertura, calcolati dai modelli Wave® e GT-Suite® e sperimentali (Versione 1 del motore):  $\lambda_v$  misurato con il debimetro e calcolato a partire dalla lettura del rapporto A/F e del tempo di durata dell’iniezione

Verificata la buona corrispondenza tra numerico e sperimentale per quanto riguarda la portata d’aria aspirata dal motore ed essendo imposto il rapporto reale A/F misurato con

la sonda lambda, diretta conseguenza è anche la corretta previsione della portata di combustibile (Figura 3.8).



**Figura 3.8 - Andamenti della portata di combustibile a piena apertura, calcolati dai modelli Wave® e GT-Suite® e sperimentali (Versione 1 del motore); portata sperimentale rilevata tramite il misuratore di portata combustibile AVL e calcolata a partire dalle caratteristiche dell'iniettore e dai tempi di apertura dello stesso**

Come già in precedenza evidenziato, una buona corrispondenza in termini di coefficiente di riempimento tra numerico e sperimentale deve passare necessariamente anche attraverso una corretta previsione sia in termini di ampiezza che di frequenza delle pressioni dinamiche nei condotti di aspirazione e scarico (da Figura 3.9 a Figura 3.12), seppure quest'ultimo ha un'influenza più limitata sul coefficiente di riempimento di un motore 4T; le pressioni dinamiche sono state calibrate sempre attraverso una corretta schematizzazione geometrica e messa a punto delle temperature e dei coefficienti di scambio termico e di attrito dei condotti. La contemporanea corrispondenza con i dati sperimentali della portata aspirata e dell'andamento della pressione garantisce di aver correttamente stimato il peso relativo di ciascun fenomeno nel determinare il riempimento.

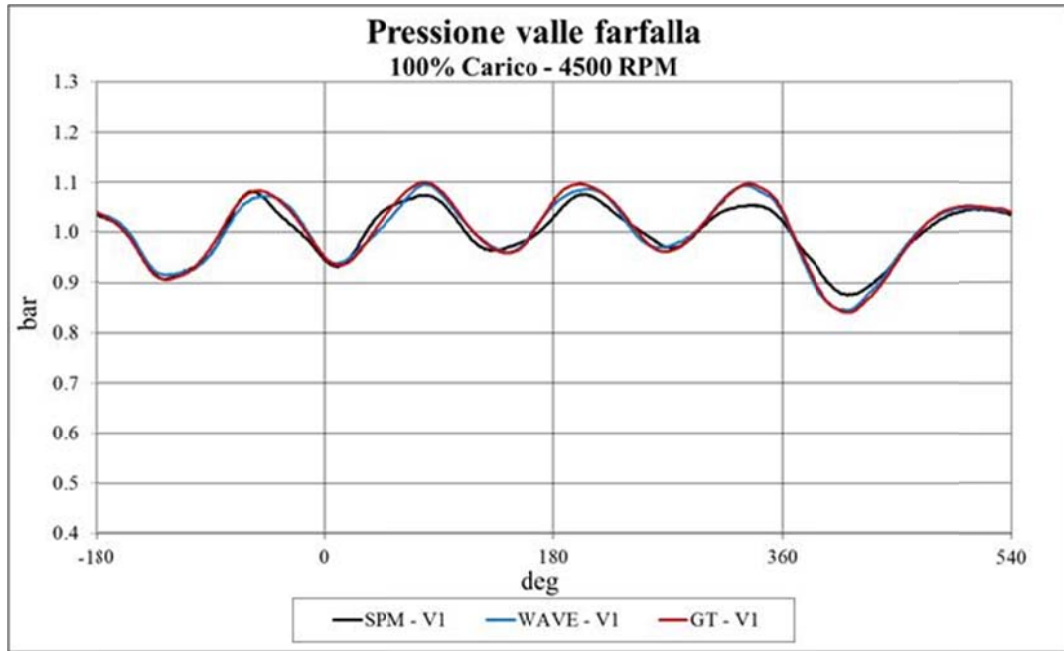


Figura 3.9 – Confronto dati modelli (Wave® - GT-Suite®)/dati sperimentali dell'andamento della pressione nel condotto di aspirazione a pieno carico a 4500 rpm (Versione 1 del motore)

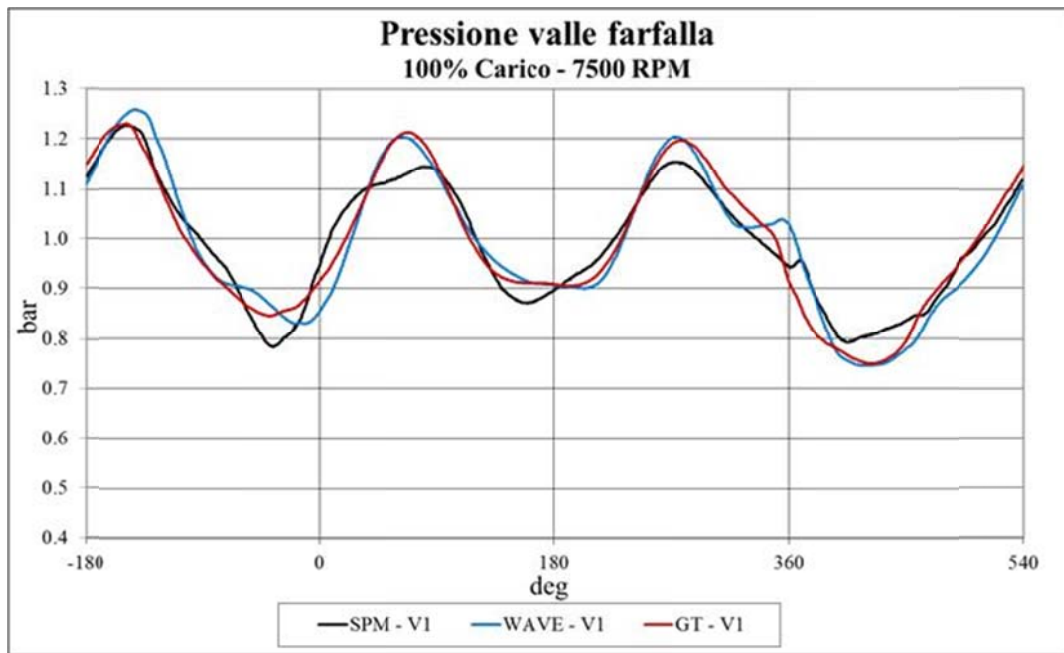


Figura 3.10 - Confronto dati modelli (Wave® - GT-Suite®)/dati sperimentali dell'andamento della pressione nel condotto di aspirazione a pieno carico a 7500 rpm (regime di potenza massima) (Versione 1 del motore)

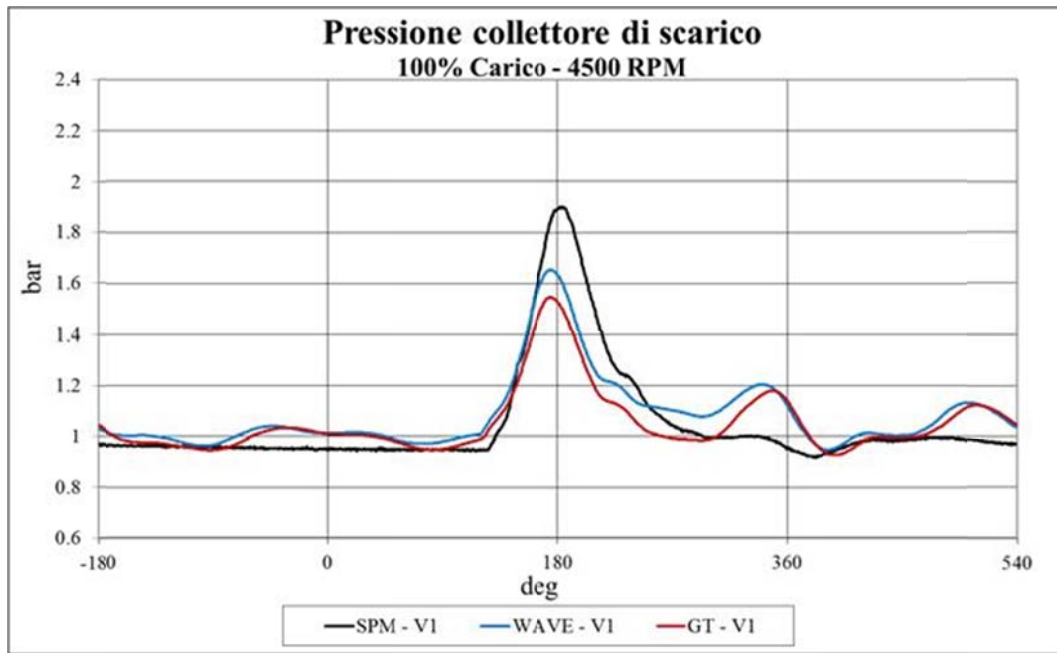


Figura 3.11 – Confronto dati modelli (Wave® - GT-Suite®)/dati sperimentali dell’andamento della pressione nel collettore di scarico a pieno carico a 4500 rpm (Versione 1 del motore)

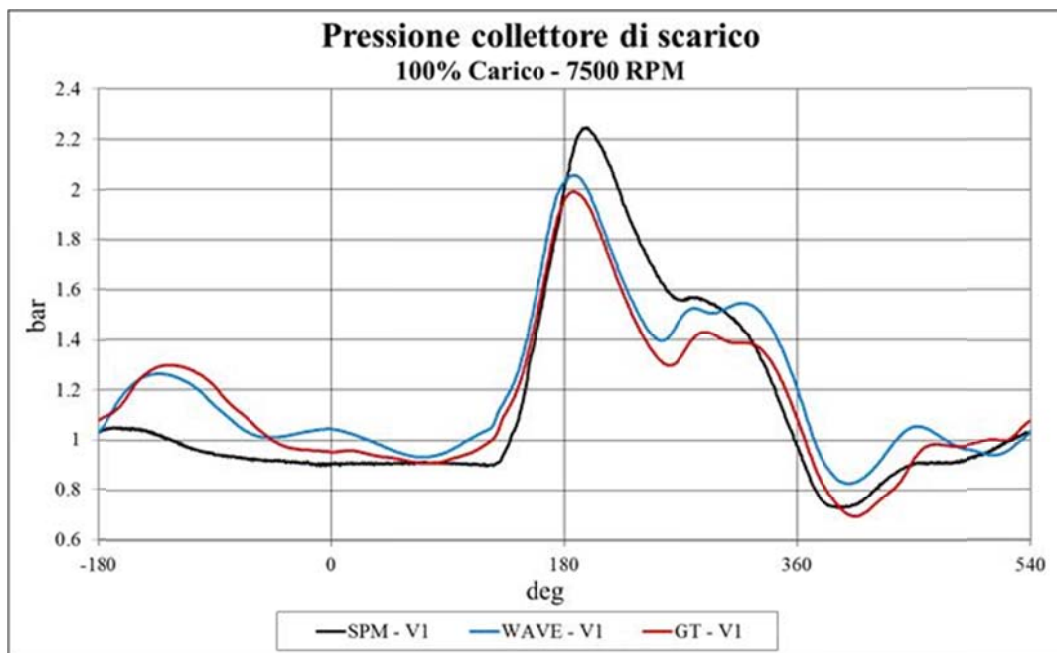


Figura 3.12 – Confronto dati modelli (Wave® - GT-Suite®)/dati sperimentali dell’andamento della pressione nel collettore di scarico a pieno carico a 7500 rpm (regime di potenza massima) (Versione 1 del motore)

Si riporta di seguito l’andamento delle pressioni dinamiche negli elementi a sviluppo tridimensionale della linea di aspirazione e scarico, ossia la cassa filtro e il silenziatore, dove tali pressioni sono state misurate rispettivamente in tre (ingresso airbox, camera sporca e camera pulita) e quattro punti (in ognuna delle tre camere e all’uscita del

silenziatore). L'approccio monodimensionale ad una geometria decisamente 3D comporta spesso problemi di messa a punto e di predittività del modello stesso; nel presente caso i risultati sono da ritenersi soddisfacenti (riportati da Figura 3.13 a Figura 3.19) e fortunatamente differenze contenute tra numerico e sperimentale sugli andamenti delle pressioni dinamiche in tali componenti non affliggono più di tanto la bontà del modello da un punto di vista dei risultati globali. Si fa inoltre presente l'impossibilità in un modello numerico 1D di fissare con esatta precisione la posizione del sensore di pressione all'interno di volumi complessi e questo potrebbe comportare ulteriori piccole differenze rispetto allo sperimentale.

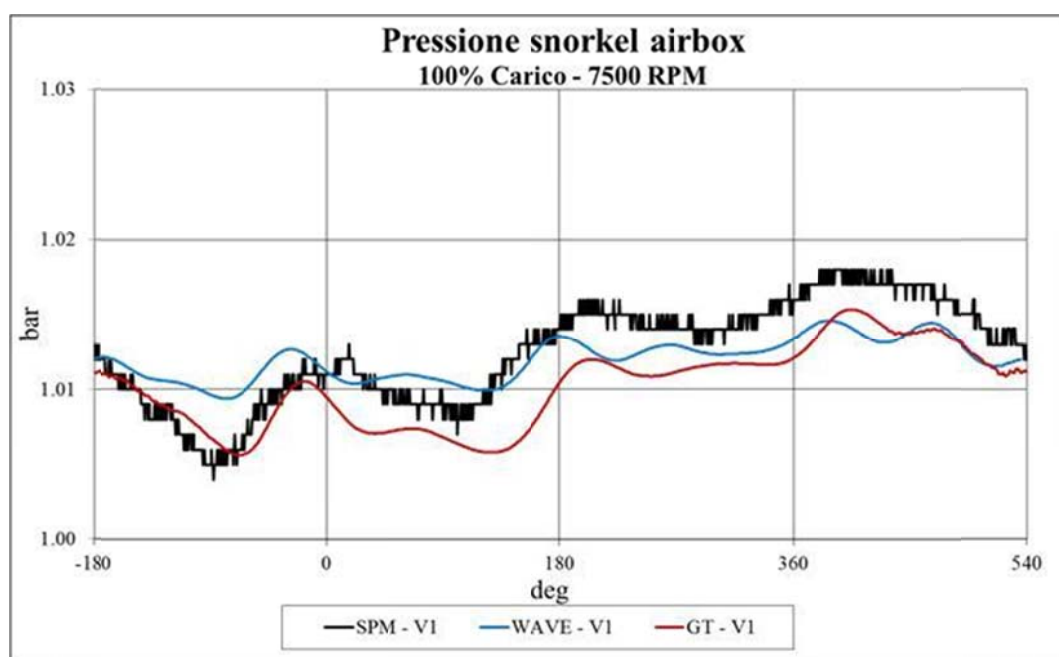


Figura 3.13 – Confronto dati modelli (Wave® - GT-Suite®)/dati sperimentali dell'andamento della pressione nello snorkel (ingresso) dell'airbox a pieno carico a 7500 rpm (regime di potenza massima) (Versione 1 del motore)

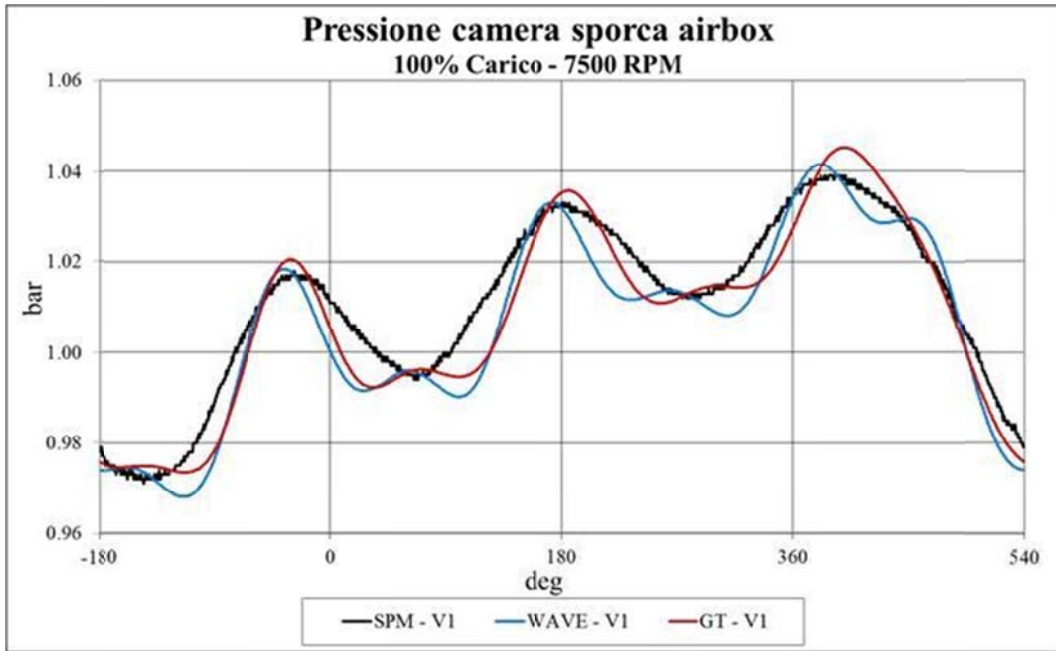


Figura 3.14 – Confronto dati modelli (Wave® - GT-Suite®)/dati sperimentali dell'andamento della pressione nella camera sporca dell'airbox a pieno carico a 7500 rpm (regime di potenza massima) (Versione 1 del motore)

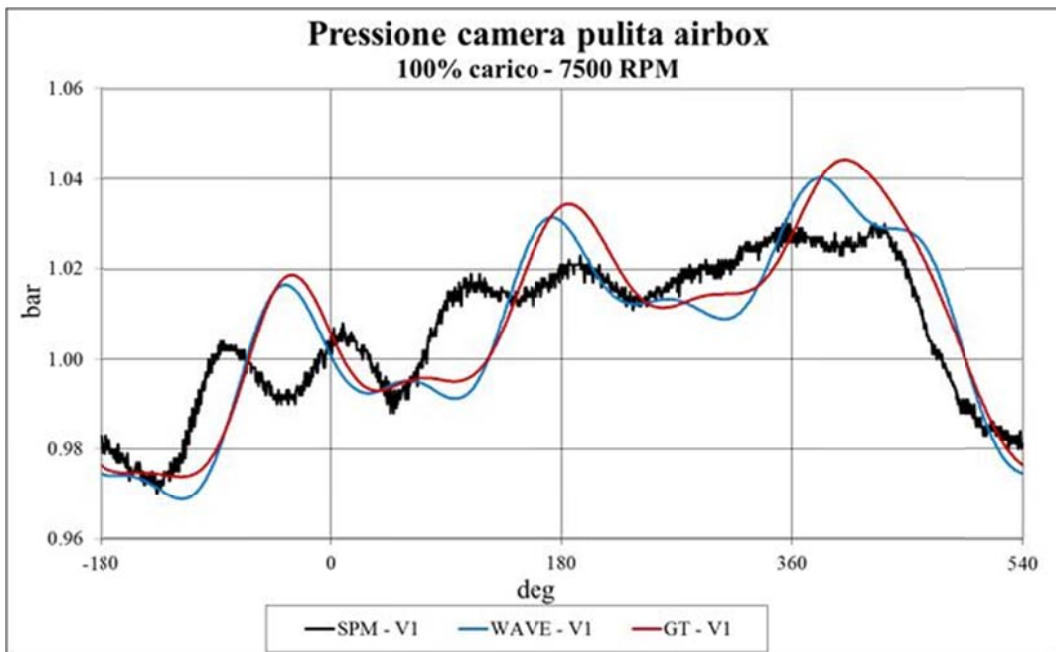


Figura 3.15 – Confronto dati modelli (Wave® - GT-Suite®)/dati sperimentali dell'andamento della pressione nella camera pulita dell'airbox a pieno carico a 7500 rpm (regime di potenza massima) (Versione 1 del motore)

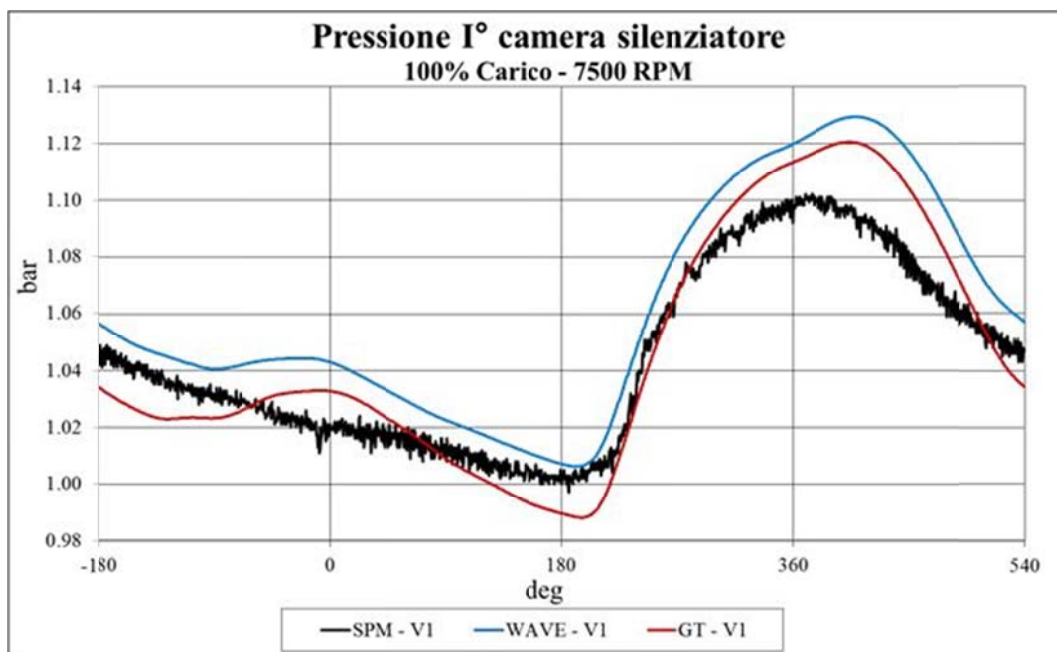


Figura 3.16 – Confronto dati modelli (Wave® - GT-Suite®)/dati sperimentali dell'andamento della pressione nella prima camera del silenziatore a pieno carico a 7500 rpm (regime di potenza massima) (Versione 1 del motore)

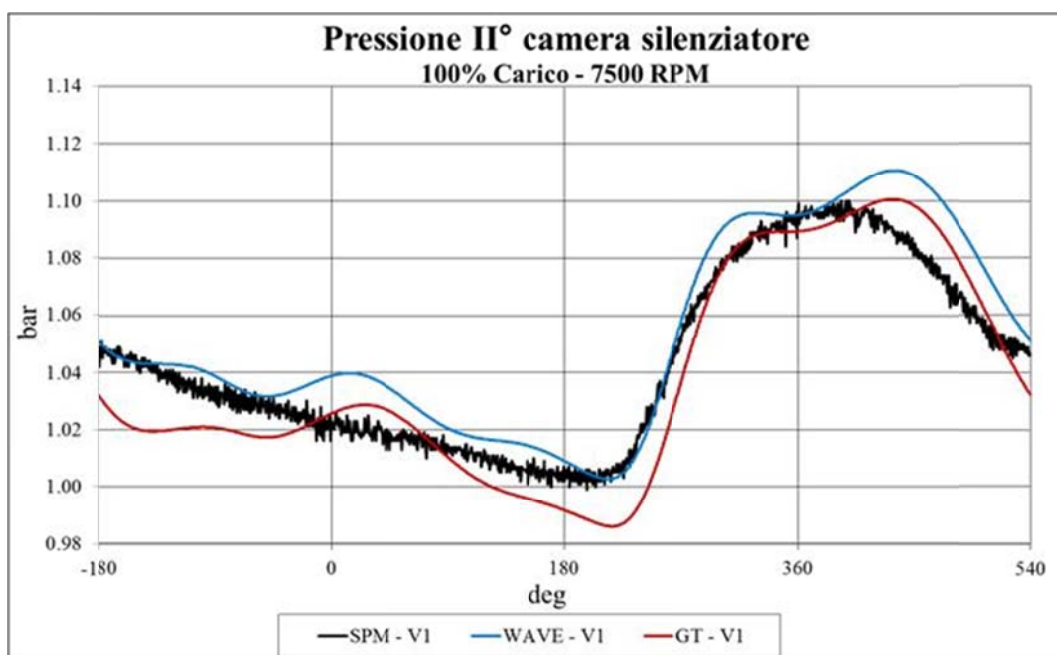


Figura 3.17 – Confronto dati modelli (Wave® - GT-Suite®)/dati sperimentali dell'andamento della pressione nella seconda camera del silenziatore a pieno carico a 7500 rpm (regime di potenza massima) (Versione 1 del motore)



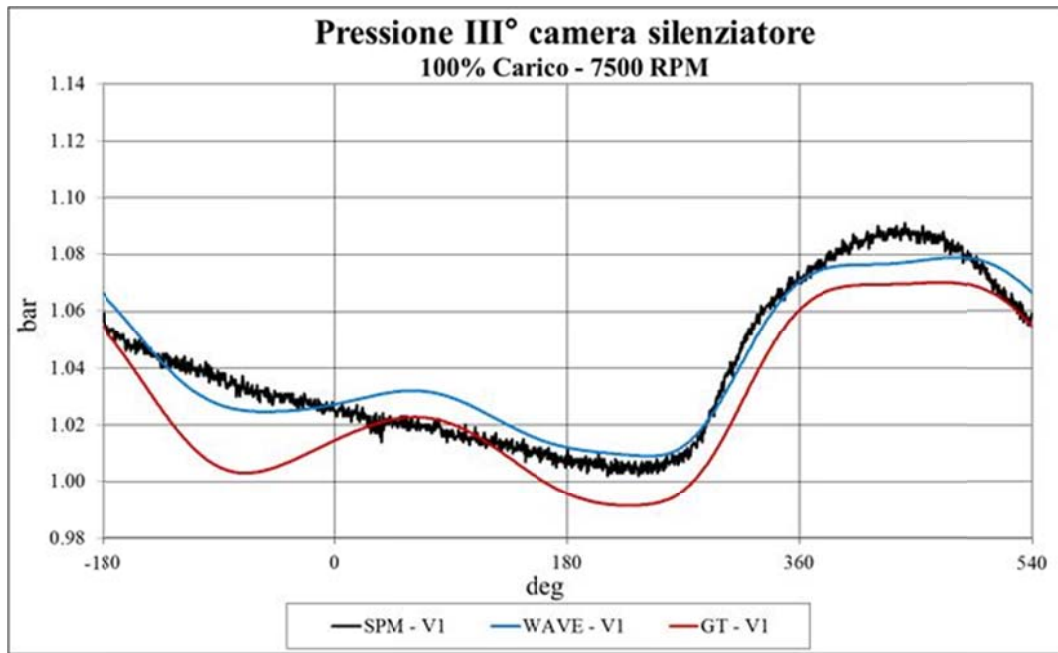


Figura 3.18 – Confronto dati modelli (Wave® - GT-Suite®)/dati sperimentali dell'andamento della pressione nella terza camera del silenziatore a pieno carico a 7500 rpm (regime di potenza massima) (Versione 1 del motore)

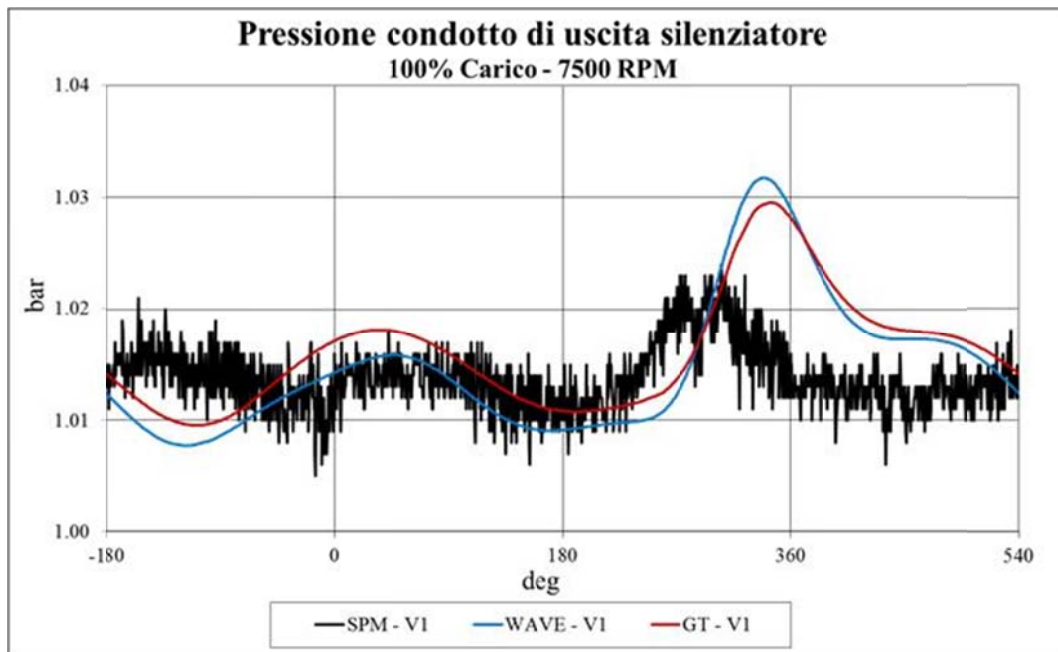


Figura 3.19 - Confronto dati modelli (Wave® - GT-Suite®)/dati sperimentali dell'andamento della pressione nel condotto di uscita del silenziatore a pieno carico a 7500 rpm (regime di potenza massima) (Versione 1 del motore)

Una volta messa a punto la calibrazione del modello per quanto riguarda i fenomeni connessi alla respirazione del motore, si passa ad analizzare nel dettaglio il processo di combustione, tenuto conto che nella fase di calibrazione del coefficiente di riempimento,



sia nel modello costruito in Wave® che in quello costruito in GT-Suite®, la legge di rilascio del calore era imposta, facendo riferimento alla legge di Wiebe, a partire dai dati sperimentali raccolti (quindi noti a priori).

Attivati quindi i sottomodelli avanzati di combustione predittiva (“IRIS” di Wave® e il modulo “EngCylCombSITurb” di GT-Suite®), si punta ad ottenere, come diretta conseguenza di una loro calibrazione, a valle di una corretta messa a punto del ricambio della carica, valori simulati di *p<sub>mi</sub>* che ricalchino correttamente le corrispondenti curve sperimentali e quindi un modello numerico predittivo dell’intero ciclo di funzionamento del motore.

Il processo di combustione è stato tarato confrontandosi con i dati sperimentali relativi alla pressione nel cilindro e alla frazione in massa di combustibile bruciato (ottenuta a partire dai valori di pressione, come descritto nel Paragrafo 2.2).

Come parametri di input il sottomodello di combustione richiede il rapporto aria/combustibile e l’anticipo di accensione, che, nel presente caso, sono stati forniti entrambi al variare delle condizioni di funzionamento a partire dalle rilevazioni sperimentali.

Per la taratura del modello di combustione, si è agito in particolar modo sui valori dei tre coefficienti moltiplicativi, introdotti nel Sotto-Paragrafo 3.2.1, legati allo sviluppo del fronte di fiamma all’interno della camera di combustione:  $C_s$  (moltiplicatore dell’intensità di turbolenza),  $C_k$  (moltiplicatore del nucleo di fiamma) e  $C_\lambda$  (rapporto tra la microscala di Taylor e la lunghezza di scala turbolenta). Il primo ( $C_s$ ) agisce sulla rapidità della fase turbolenta del processo di combustione; il secondo ( $C_k$ ), relativo allo sviluppo iniziale della fiamma (velocità del fronte di fiamma laminare), influisce quindi sulla velocità della prima parte della combustione; il terzo ( $C_\lambda$ ), regola la combustione della carica dietro alla superficie di propagazione del fronte di fiamma ed influisce in modo particolare sulla fase finale della combustione.

Come già sottolineato i tre coefficienti di taratura dovrebbero in teoria essere mantenuti costanti al variare del regime e del carico e dovrebbe essere il sottomodello stesso, grazie alle equazioni che lo governano, a prevedere correttamente l’evolversi della combustione al variare delle condizioni di funzionamento del motore. La combustione è comunque un fenomeno particolarmente complesso da simulare, soprattutto per un codice di calcolo monodimensionale, e da un’analisi di sensibilità si è riscontrato che

volendo ricalcare perfettamente l'andamento sperimentale della frazione in massa di combustibile bruciato sarebbe stato necessario variare i suddetti coefficienti con il regime e con il carico, in particolare  $C_s$ . Inoltre, per quanto il motore in esame non sia caratterizzato da geometrie particolari dei condotti tali da promuovere moti organizzati della carica, si evidenzia che non erano disponibili dati sperimentali sui coefficienti di swirl e tumble, che quindi sono stati imposti sulla base di dati storici, a margine anche di un'analisi di sensibilità sul modello; la diretta conseguenza è che il sottomodulo di flusso che determina la turbolenza in camera di combustione potrebbe fornire dati di input al sottomodulo di combustione affetti da errori contenuti che possono essere compensati attraverso una calibrazione mirata dei suddetti coefficienti al variare delle condizioni di funzionamento.

La metodologia di taratura del processo di combustione, seguita parallelamente in Wave® e GT-Suite®, è stata quindi la seguente:

- Si sono calibrati i valori di  $C_k$  e di  $C_\lambda$  mantenendoli costanti al variare del regime di rotazione del motore, al contrario del moltiplicatore dell'intensità di turbolenza  $C_s$ , necessario a tarare una fase del processo di combustione maggiormente sensibile alle variazioni di regime e carico;
- Si è individuato per  $C_s$  il valore medio tra quelli individuati per ogni regime e lo si è quindi fissato anch'esso costante.

In definitiva, nella condizione di pieno carico, l'assegnazione di un valore medio costante di  $C_s$  al posto di un valore calibrato per ogni regime comporta nei modelli numerici in esame una differenza massima del valore del picco di pressione di appena il 6% e un'influenza trascurabile in termini di  $p_{mi}$  (Figura 3.20).

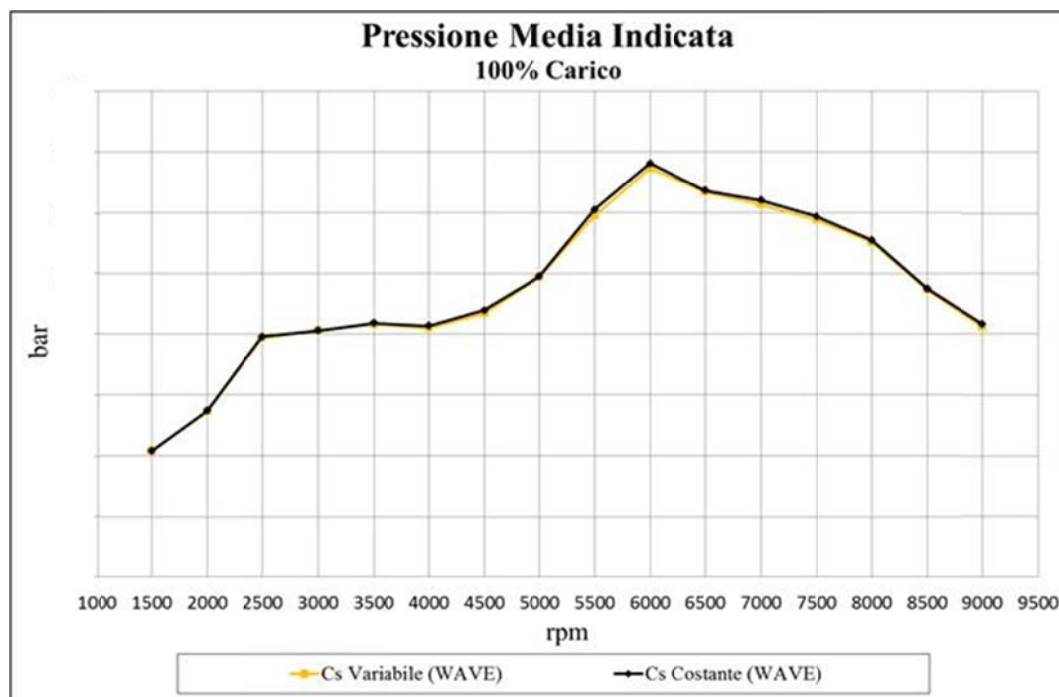


Figura 3.20 - Confronto tra l'andamento della *pmi* simulato da Wave® imponendo il  $C_s$  variabile ad ogni regime e quello imponendolo costante (le stesse differenze trascurabili sulla *pmi* sono emerse anche in GT-Suite®) (Versione 1 del motore)

Si riporta quindi il confronto tra valori sperimentali e numerici in termini di pressione in camera di combustione e curva di rilascio del calore al regime di coppia massima (Figura 3.21 e Figura 3.22) e di potenza massima (Figura 3.23 e Figura 3.24). Si evidenzia che il confronto deve essere fatto tenendo presente che le due leggi di rilascio del calore (sperimentale e numerica) differiscono per il termine di scambio termico a parete e per il calcolo del rapporto dei calori specifici; in particolare i dati sperimentali sono afflitti dalle semplificazioni esplicitate nel Paragrafo 2.2. Quindi come già esposto, i dati raccolti dalle prove al banco relativi alle “S-curve” sono significativi per un confronto solo per valori di frazione di massa bruciata fino a circa il 60%.

Essendo il modello già tarato sui corretti valori del coefficiente di riempimento, lo sviluppo della pressione nel cilindro dipende solamente dall'andamento della combustione e dallo scambio termico con le pareti.

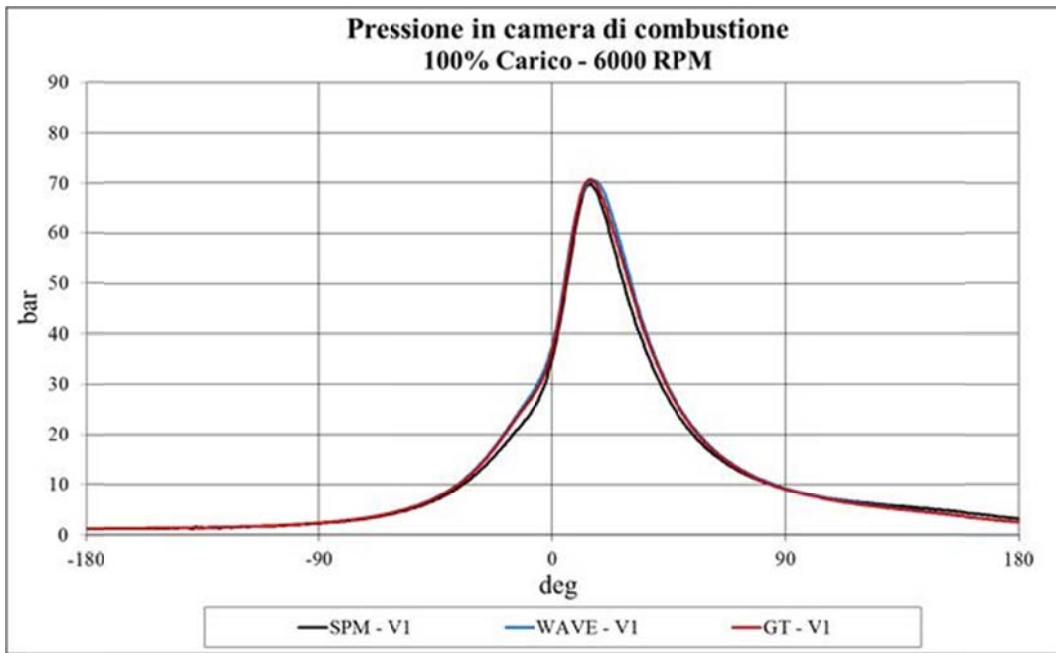


Figura 3.21 – Confronto dati modelli/dati sperimentali dell’andamento della pressione nel cilindro a pieno carico a 6000 rpm (regime di coppia massima) (Versione 1 del motore)

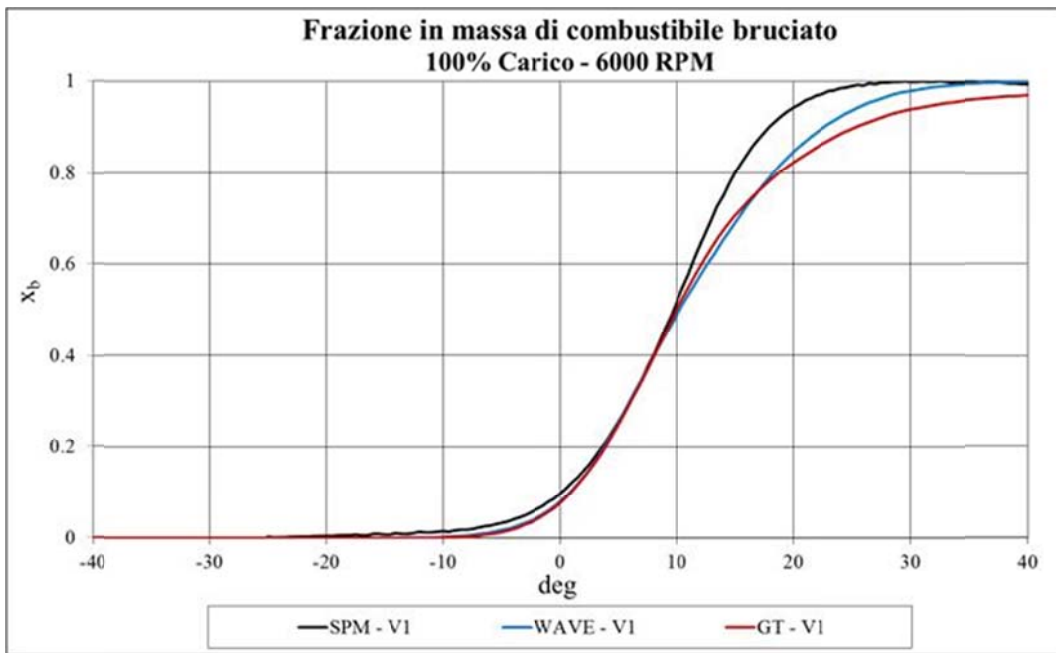


Figura 3.22 – Confronto dati modelli/dati sperimentali della frazione in massa di miscela combusta a pieno carico a 6000 rpm (regime di coppia massima) (Versione 1 del motore)

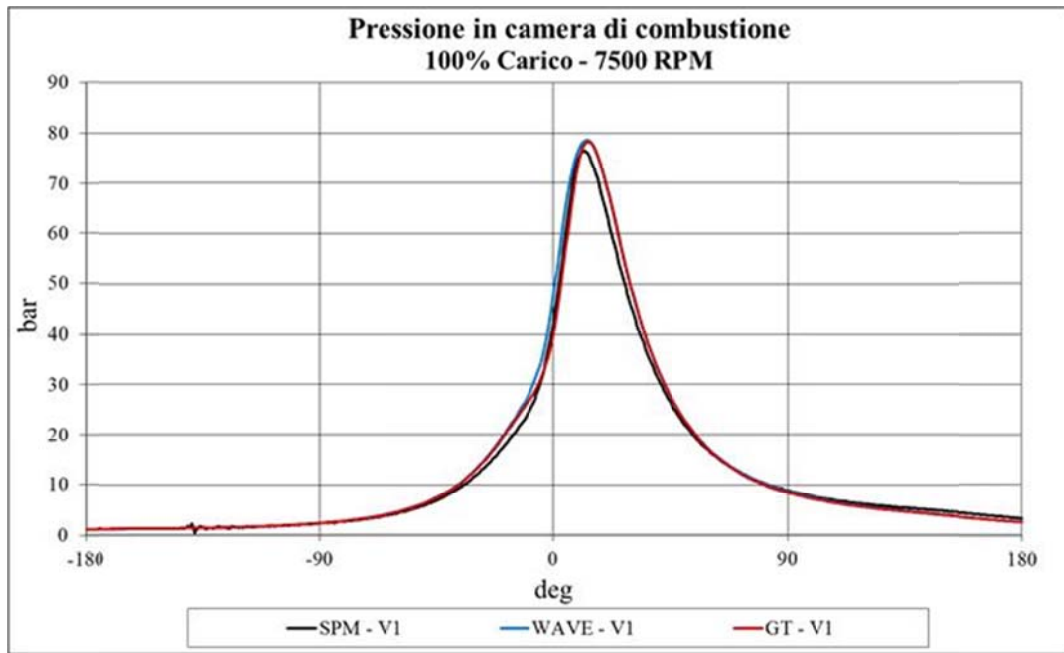


Figura 3.23 – Confronto dati modelli/dati sperimentali dell'andamento della pressione nel cilindro a pieno carico a 7500 rpm (regime di potenza massima) (Versione 1 del motore)

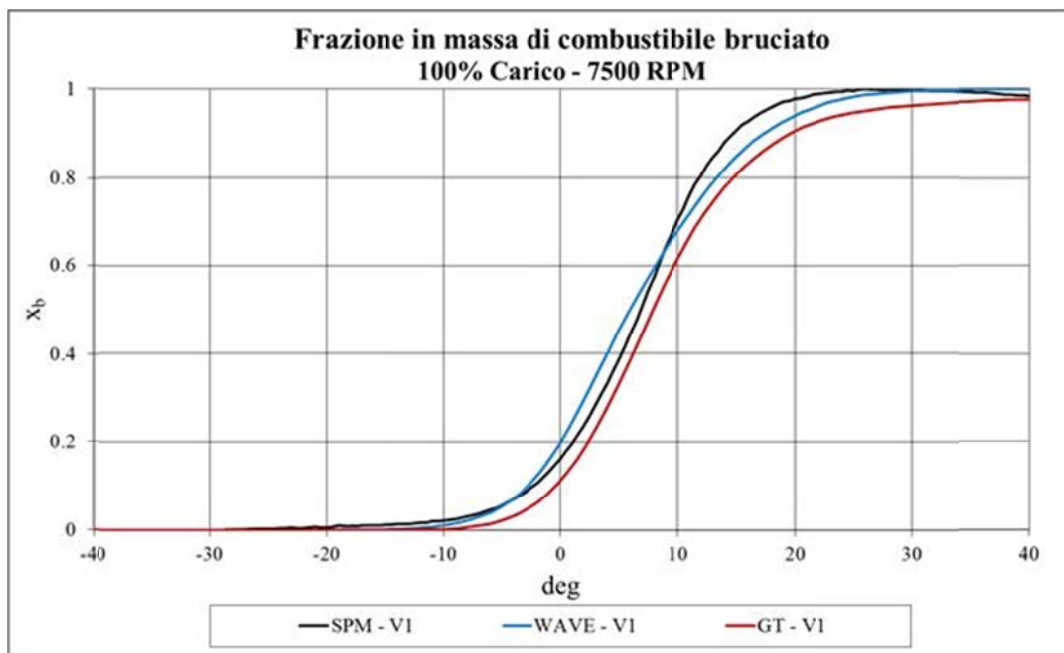


Figura 3.24 - Confronto dati modelli/dati sperimentali della frazione in massa di miscela combusta a pieno carico a 7500 rpm (regime di potenza massima) (Versione 1 del motore)

Come ulteriore prova della capacità predittiva dei sottomodelli di combustione, si riportano i confronti fra numerico e sperimentale relativi alla posizione angolare del 10% e del 50% di massa di combustibile bruciato per tre regimi di rotazione (4500 rpm - 6000 rpm - 7500 rpm) in condizioni di pieno carico (Figura 3.25 e Figura 3.26).

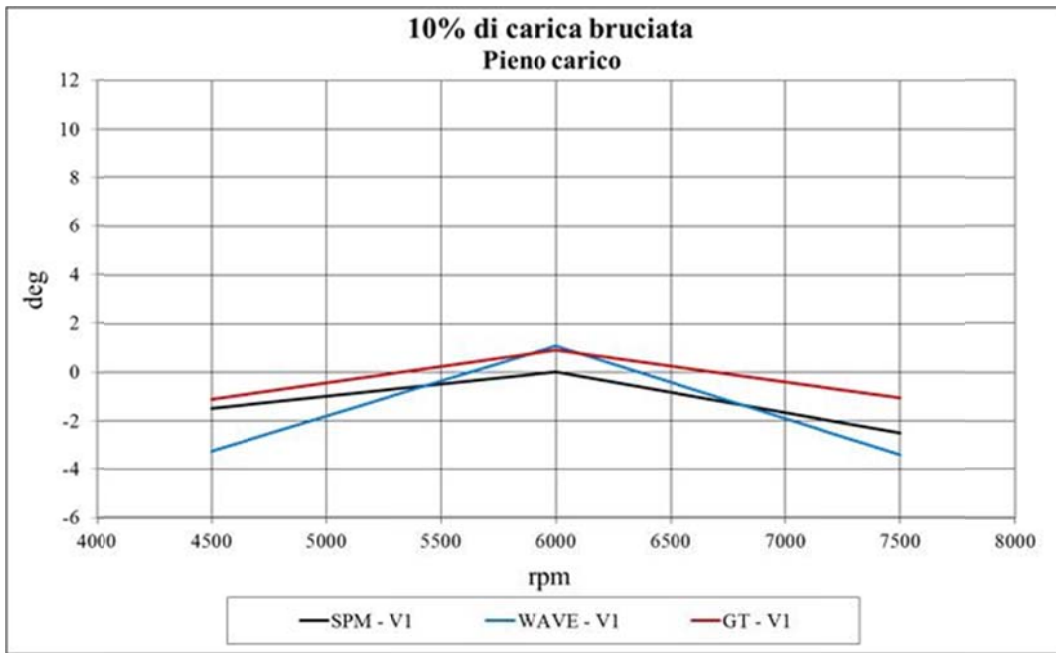


Figura 3.25 – Confronto dati modelli/dati sperimentali della posizione, in termini di angolo di manovella, del 10% di massa di combustibile bruciato al pieno carico a tre regimi di rotazione (Versione 1 del motore)

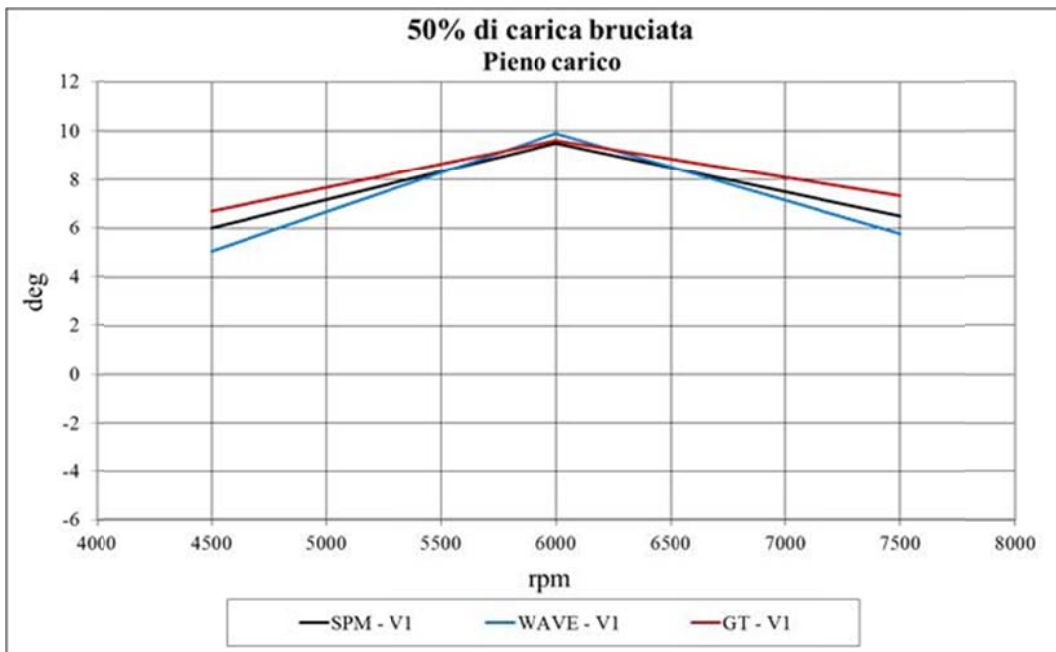


Figura 3.26 - Confronto dati modelli/dati sperimentali della posizione, in termini di angolo di manovella, del 50% di massa di combustibile bruciato al pieno carico a tre regimi di rotazione (Versione 1 del motore)

Si riportano quindi sempre al variare del numero di giri del motore, i confronti fra numerico e sperimentale del valore del picco di pressione in camera di combustione e la relativa posizione sul ciclo in angolo di manovella (Figura 3.27 e Figura 3.28).

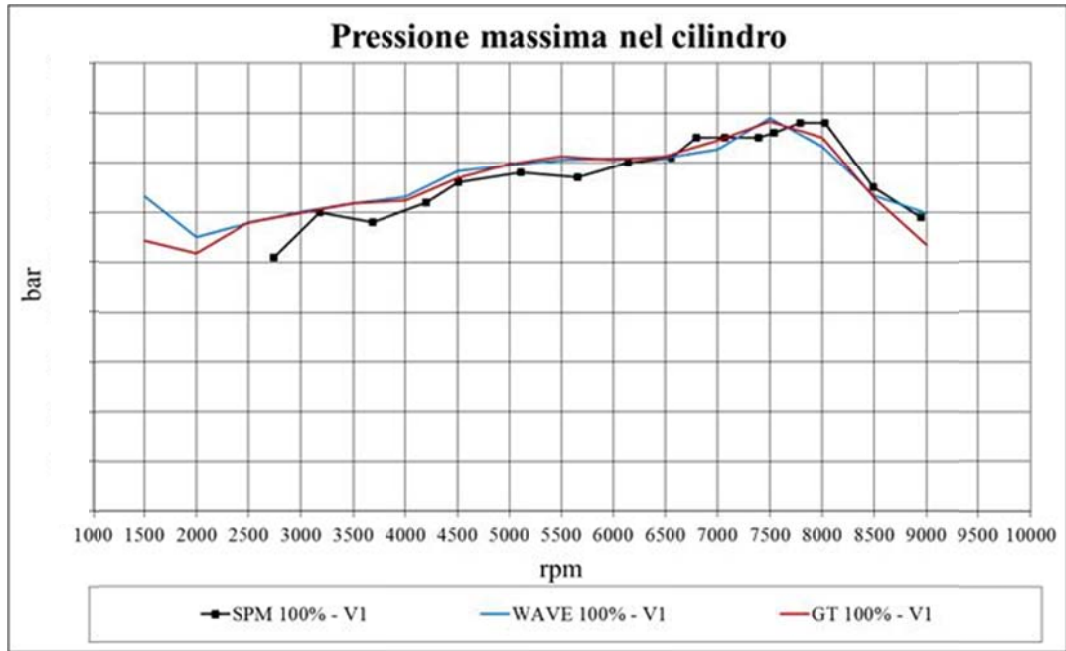


Figura 3.27 – Andamenti della pressione massima nel cilindro a piena apertura, calcolati dai modelli Wave® e GT-Suite® e sperimentali (Versione 1 del motore)

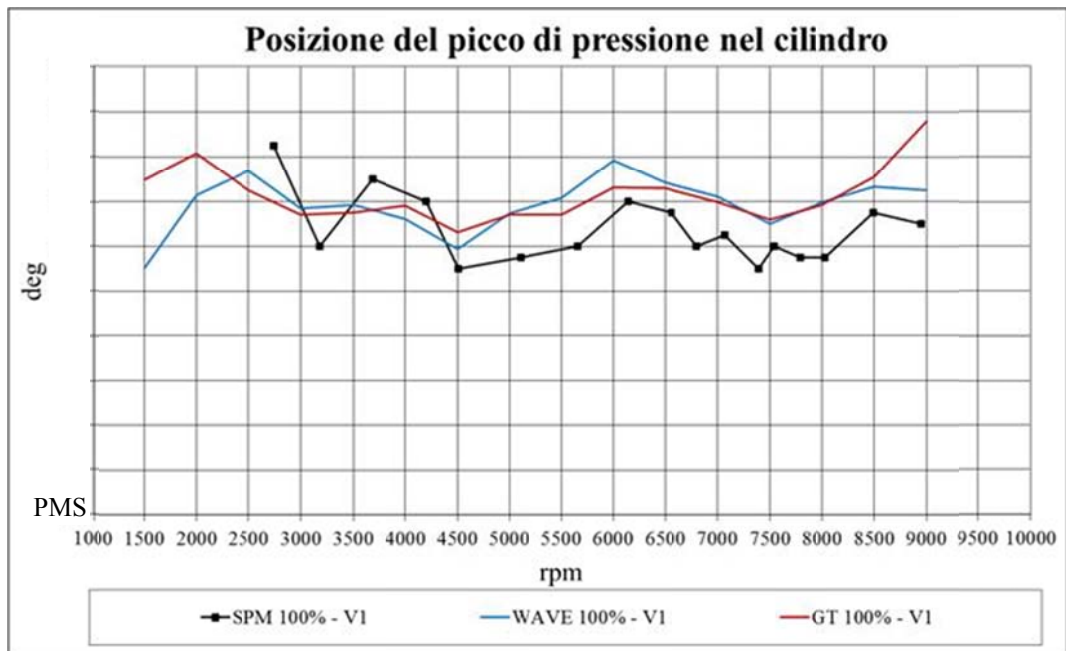


Figura 3.28 – Posizione del picco di pressione nel cilindro a piena apertura al variare del regime di rotazione, calcolato dai modelli Wave® e GT-Suite® e sperimentale (Versione 1 del motore)

E' stato quindi infine verificato l'andamento della *p<sub>mi</sub>* (Figura 3.29), che, come detto, sintetizza sia il processo di sostituzione della carica che la combustione, e quindi la loro corretta taratura. Si sottolinea che differenze contenute tra numerico e sperimentale in termini di *p<sub>mi</sub>*, come nel caso in esame, rientrano nella tolleranza accettata: ciò sia per la

non perfetta ripetibilità della prova a causa di variazioni delle condizioni ambiente, sia per possibili errori nella misura derivanti da un non perfetto posizionamento dell'encoder (errori dell'ordine di  $0.5 \div 1^\circ$  nel suo posizionamento rispetto al *PMS* comportano variazioni della *pmi* misurata di circa 0.5 bar).

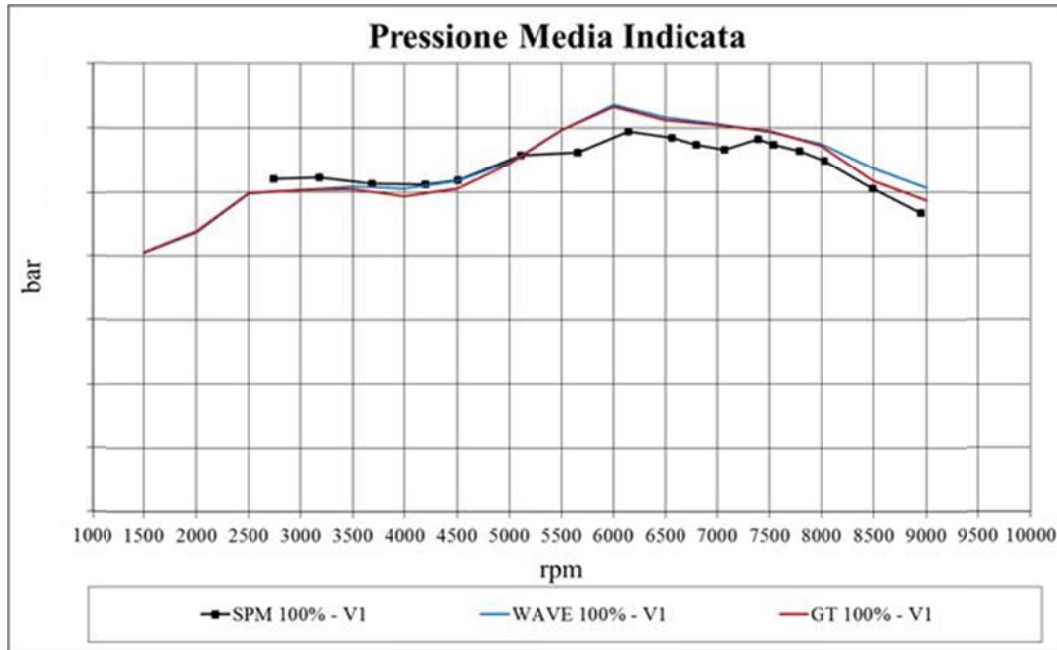


Figura 3.29 - Confronto dati modelli/dati sperimentali della pressione media indicata a pieno carico (Versione 1 del motore)

Per completezza si riportano i confronti fra numerico e sperimentale in termini sia di temperatura dei gas di scarico misurata nel collettore (Figura 3.30) sia di emissioni inquinanti pre catalizzatore rilevate attraverso l'apposito misuratore (Paragrafo 2.1) (da Figura 3.31 a Figura 3.33); le suddette grandezze sono infatti anch'esse un indice della corretta simulazione della combustione e dello scambio termico.

Non sono riportati gli andamenti delle temperature nelle camere del silenziatore (a valle del catalizzatore), in quanto è stata modellata la geometria del sistema di scarico compresa la perdita di carico introdotta dal catalizzatore, ma non le reazioni chimiche che avvengono all'interno di quest'ultimo, che hanno tra i loro effetti quello di far innalzare le temperature misurate a causa dei processi di ossidazione. Si è comunque studiato che, per quanto concerne le prestazioni globali previste del modello, non ha rilevante importanza la taratura "fine" delle temperature all'interno del silenziatore.



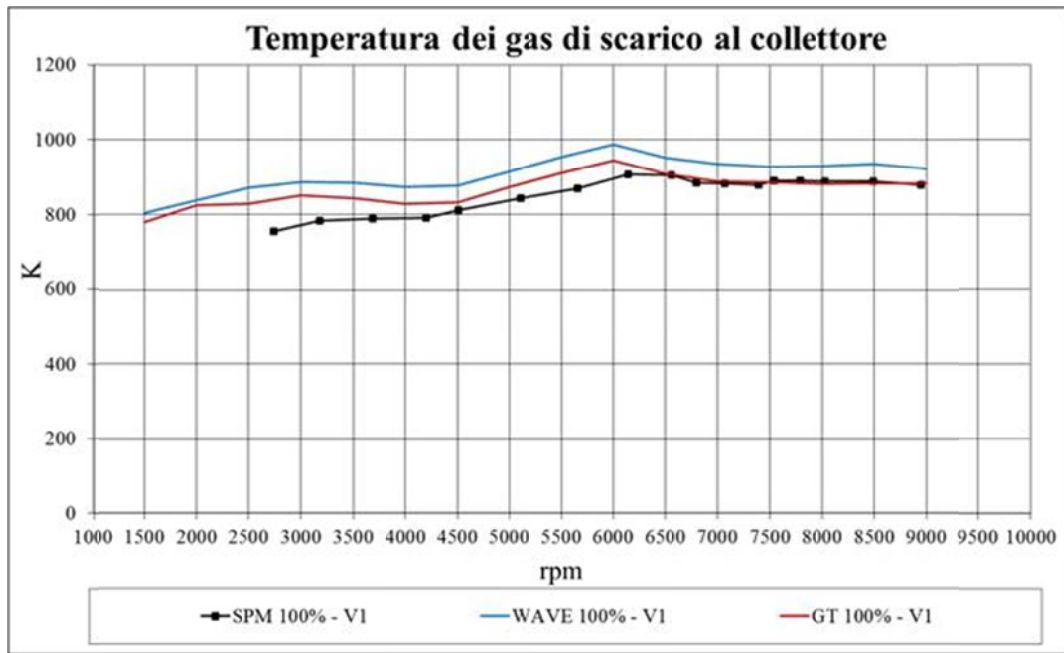


Figura 3.30 – Confronto dati modelli/dati sperimentali della temperatura dei gas combusti misurata sul collettore di scarico in prossimità dell’uscita testa a pieno carico (Versione 1 del motore)

Per quanto riguarda le emissioni grezze di  $\text{NO}_x$  (Figura 3.31) e di CO (Figura 3.32) si fa notare l’ottima corrispondenza tra i dati sperimentali e i risultati delle simulazioni di entrambi i codici di calcolo utilizzati. Per quanto riguarda invece la predittività delle emissioni grezze di idrocarburi incombusti (Figura 3.33), si registrano maggiori differenze rispetto al dato sperimentale, in particolare per quanto concerne Wave®, nonostante l’ordine di grandezza sia comunque stato correttamente colto; si sottolinea però che la previsione a calcolo degli HC risulta maggiormente complessa dato che risente molto anche della particolare geometria della camera di combustione (si ricorda che in GT-Suite® tale geometria è rappresentata con maggiore precisione da un file \*.stl) e della corretta definizione dei volumi delle cavità all’interno delle quali si accumulano idrocarburi incombusti determinati dalle guarnizioni e dai giochi a caldo tra pistone e cilindro difficilmente stimabili.

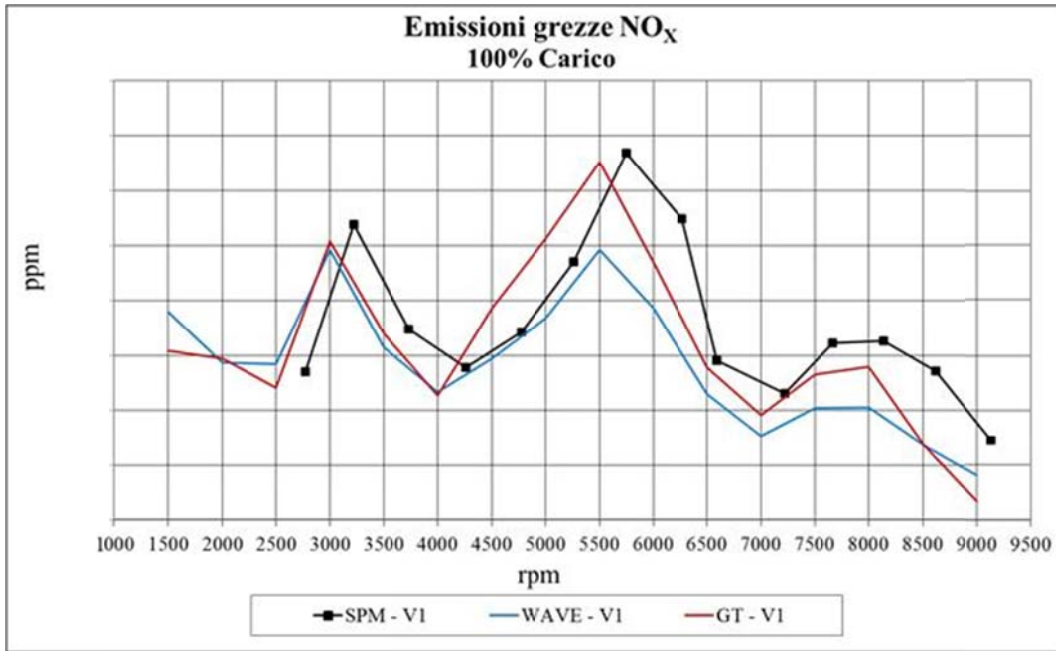


Figura 3.31 – Confronto dati modelli/dati sperimentali delle emissioni grezze pre catalizzatore di NO<sub>x</sub> a pieno carico (Versione 1 del motore)

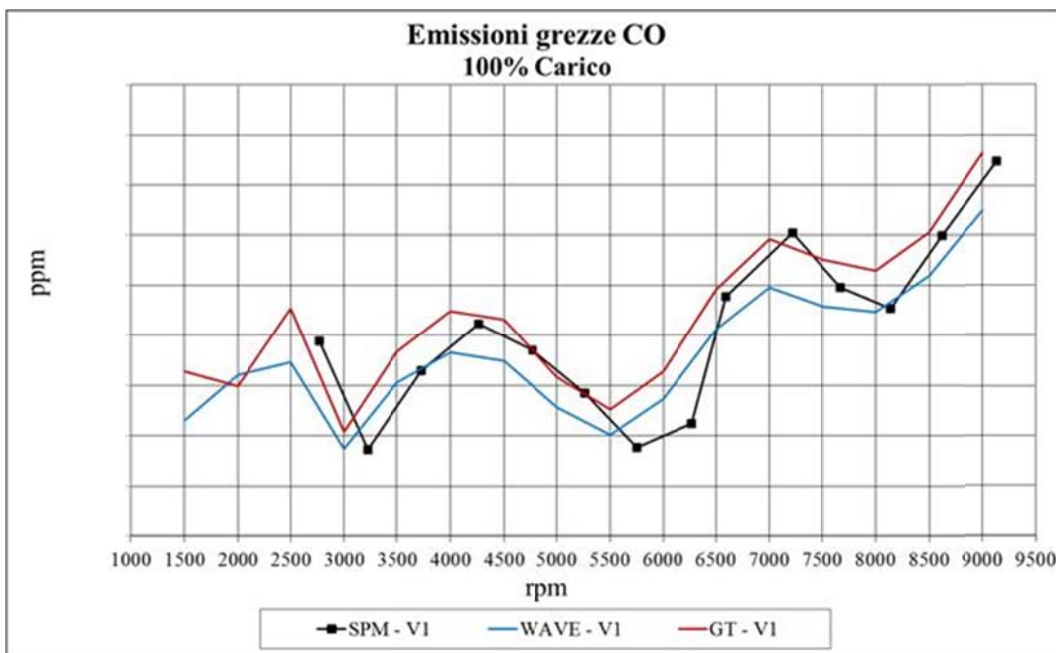


Figura 3.32 – Confronto dati modelli/dati sperimentali delle emissioni grezze pre catalizzatore di CO a pieno carico (Versione 1 del motore)

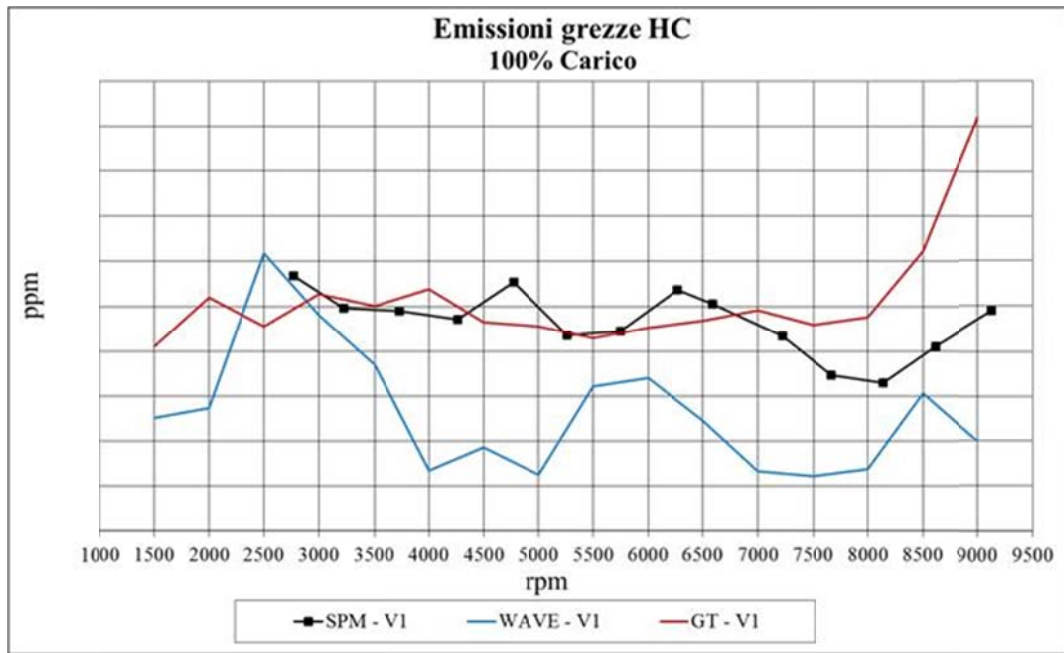


Figura 3.33 - Confronto dati modelli/dati sperimentali delle emissioni grezze pre catalizzatore di HC a pieno carico (Versione 1 del motore)

L'ultimo passaggio da eseguire nella taratura del pieno carico, al fine di ottenere il corretto andamento di coppia e quindi di potenza, è l'imposizione nel modello numerico del motore della pressione media di attrito ( $p_{ma}$ ).

Come già sottolineato, entrambi i codici di calcolo utilizzati, non sono in grado per loro stessa natura di prevedere le perdite organiche del motore, che quindi devono essere imposte dall'utente.

Nel corso della presente attività di dottorato tali perdite organiche sono state valutate sperimentalmente sia considerando la sola  $p_{ma}$  attribuibile al motore, sia considerando anche quella dovuta all'intera trasmissione dello scooter (variante automatico di velocità, frizione centrifuga e riduttore finale) (si veda il Paragrafo 2.3).

Nei modelli costruiti in Wave® e GT-Suite®, sulla base della linea di tendenza sperimentale della  $p_{ma}$ , sono stati quindi calibrati i quattro coefficienti che la definiscono secondo il modello numerico di attrito di Chen-Flynn<sup>7</sup>; i modelli che ne derivano in base alle prove sperimentali effettuate sono quindi tre: uno in cui è determinata la potenza

<sup>7</sup> Si tratta del modello numerico "Chen-Flynn friction correlation", secondo il quale l'andamento della pressione media indicata è definito da un termine costante  $K1$  ed è proporzionale alla pressione massima raggiunta nel cilindro e alla velocità media del pistone  $U_p$ :  $p_{ma}=K1+K2 \cdot P_{max}+K3 \cdot (U_p)+K4 \cdot (U_p)^2$ ; le quattro costanti presenti nel modello sono state calibrate sulla base dei dati sperimentali raccolti e lasciate poi invariate con il regime di rotazione e con il carico

all'albero motore, gli altri due in cui è determinata la potenza alla ruota, comprensiva dell'intera trasmissione dello scooter, in un caso con CVT bloccato in marcia lunga ed in un caso con CVT bloccato in marcia corta.

Per brevità di trattazione e considerando che i confronti fra dati numerici e sperimentali finora riportati nel presente elaborato fanno riferimento alle prove effettuate con variatore automatico di velocità bloccato in marcia lunga, si riportano solo i risultati di coppia e potenza considerando le perdite organiche sia del motore che dell'intera trasmissione dello scooter in esame (Figura 3.34 e Figura 3.35).

Calibrate quindi nella condizione di pieno carico la potenza e la portata di combustibile, anche l'andamento del consumo specifico è opportunamente riprodotto dai modelli numerici (Figura 3.36).

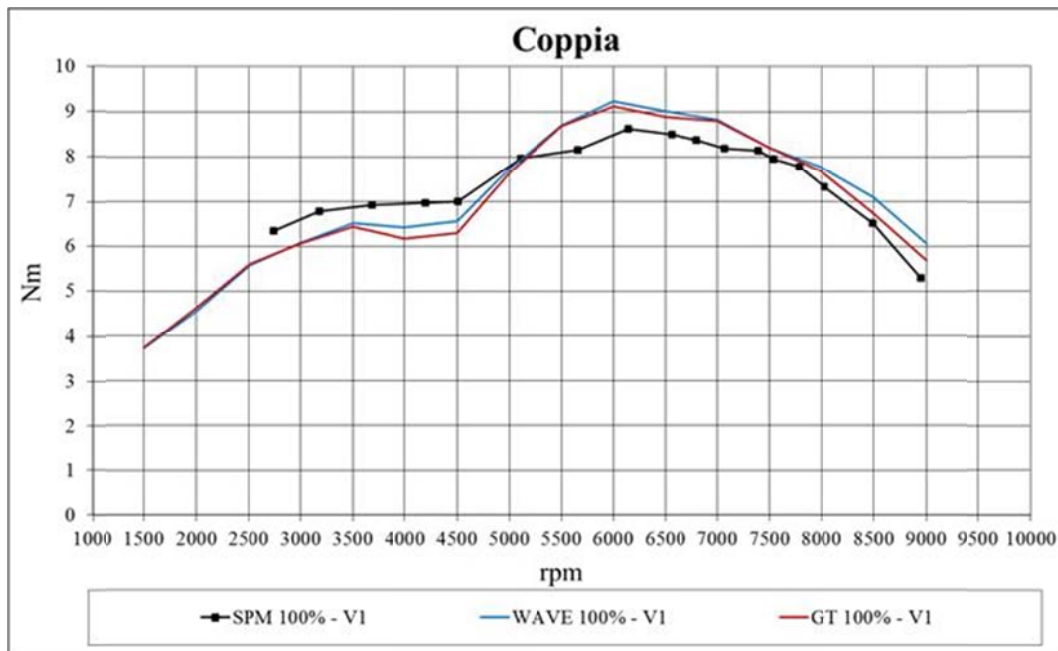


Figura 3.34 – Confronto dati modelli/dati sperimentali dell'andamento della coppia motrice a pieno carico rilevando la potenza all'asse ruota (Versione 1 del motore)

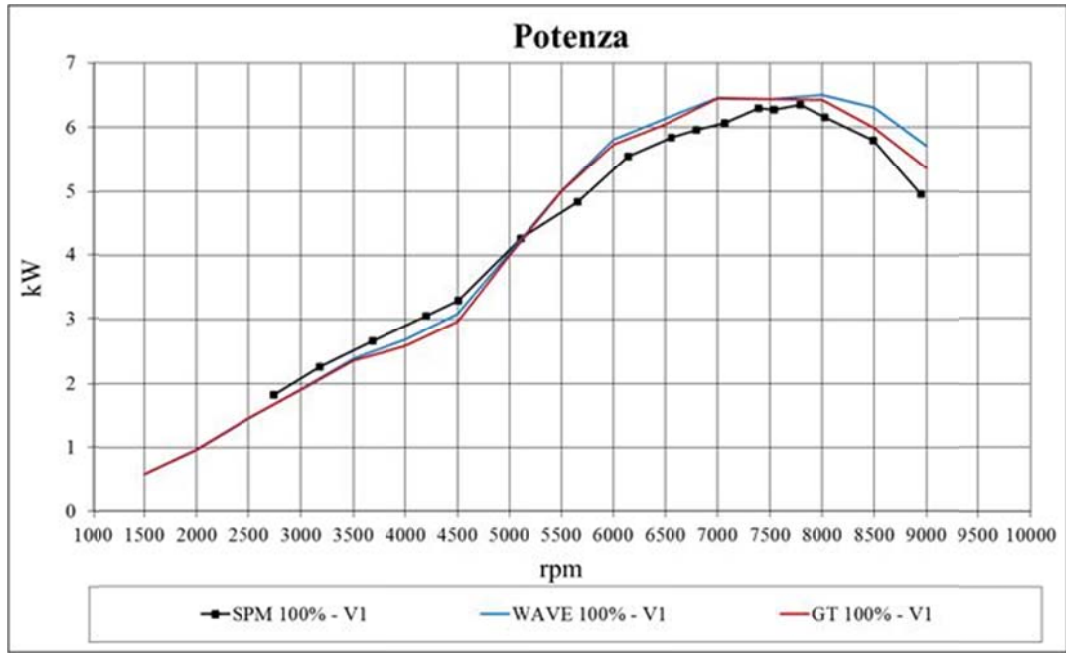


Figura 3.35 – Confronto dati modelli/dati sperimentali dell’andamento della potenza a pieno carico rilevata all’asse ruota (Versione 1 del motore)

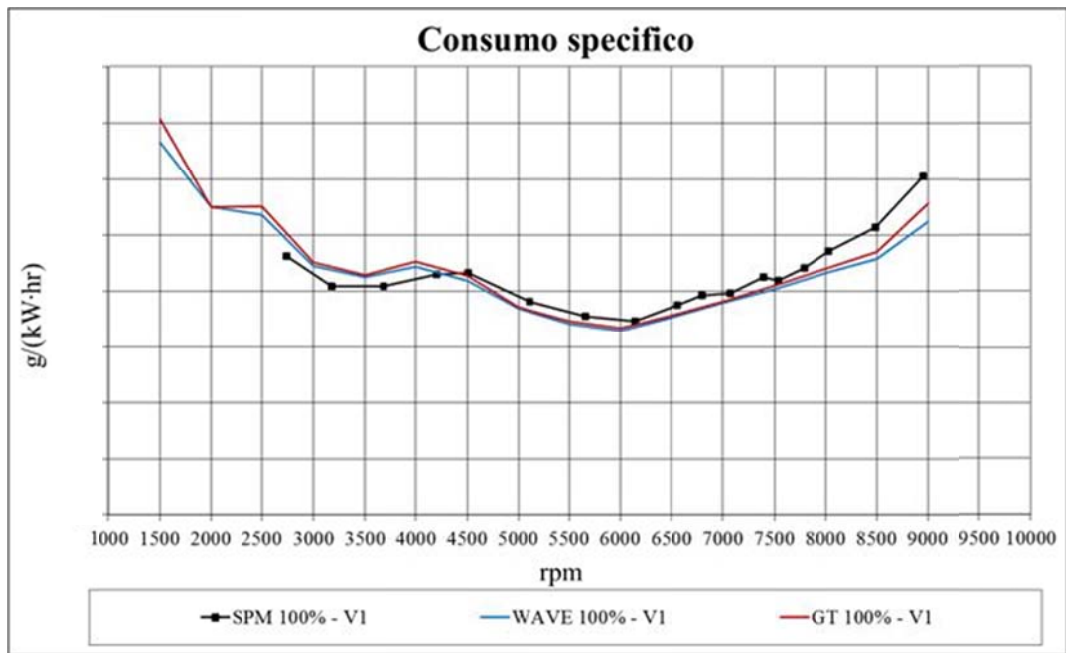


Figura 3.36 - Confronto dati modelli/dati sperimentali dell’andamento del consumo specifico a pieno carico rilevando la potenza all’asse ruota (Versione 1 del motore)