

Alma Mater Studiorum – Università di Bologna

DOTTORATO DI RICERCA IN

*Ingegneria delle macchine e dei sistemi energetici*

XXII Ciclo

**Settore scientifico-disciplinare di afferenza:** ING-IND/08

*Sviluppo di modelli motore e veicolo per l'analisi di strategie di controllo in applicazioni Software e Hardware In the Loop*

*Francesco Migliore*

**Coordinatore Dottorato**

*Chiar. mo Prof. Ing. Davide Moro*

**Relatore**

*Chiar. mo Prof. Ing. Davide Moro*

**Esame finale anno 2010**







# **INDICE**

<b>1</b>	<b><i>INTRODUZIONE</i></b> .....	<b>11</b>
<b>2</b>	<b><i>MODELLO MOTORE ZERODIMENSIONALE</i></b> .....	<b>16</b>
<b>2.1</b>	<b><i>Principali equazioni utilizzate nel modello</i></b> .....	<b>20</b>
2.1.1	Primo principio della termodinamica per i sistemi aperti .....	20
2.1.2	Equazione di conservazione della massa.....	22
2.1.3	Equazione di stato dei gas.....	22
2.1.4	Flusso tra due ambienti a pressione diversa, separati da una sezione di gola	22
2.1.5	Trasformazione dell'equazione del primo principio della termodinamica e dell'equazione del bilancio di massa nel dominio angolare.....	23
2.1.6	Modello di combustione .....	24
2.1.7	Modello di scambio termico .....	26
<b>2.2</b>	<b><i>Parametrizzatore automatico</i></b> .....	<b>28</b>
2.2.1	Parametri da identificare e procedura di identificazione.....	29
2.2.2	Struttura del parametrizzatore.....	36
<b>2.3</b>	<b><i>Interfaccia grafica per l'avvio delle simulazioni</i></b> .....	<b>38</b>

2.4	<i>Validazione del modello zero-dimensionale del motore</i>	40
<b>3</b>	<b><i>MODELLAZIONE MONODIMENSIONALE DEI CONDOTTI DI ASPIRAZIONE</i></b>	<b>51</b>
3.1	<i>Equazioni relative al moto di un fluido comprimibile in un condotto</i>	54
3.2	<i>Metodo di soluzione adottato</i>	59
3.2	<i>Condizioni al contorno</i>	63
3.3	<i>Validazione del modello</i>	69
3.4	<i>Studio degli effetti di un sistema di fasatura variabile delle valvole di aspirazione sulle prestazioni del motore</i>	72
<b>4</b>	<b><i>MODELLO VEICOLO</i></b>	<b>78</b>
2.1	<i>Descrizione generale del sistema</i>	81
2.2	<i>Principali equazioni presenti nel modello</i>	84
2.2.1	Modellazione del CVT	84
2.2.2	Modellazione della frizione centrifuga	93
2.2.3	Modello di resistenza all'avanzamento	97
2.2.4	Modellazione della dinamica longitudinale del veicolo	97
2.2.5	Modello del pilota	99
2.3	<i>Interfaccia grafica per la gestione delle simulazioni</i>	99
2.4	<i>Validazione del modello</i>	101
2.5	<i>Versione ibrida del modello</i>	102
2.6	<i>Modello per veicolo dotato di trasmissione di tipo tradizionale (motociclo)</i>	104
2.6.1	Modellazione della dinamica longitudinale del veicolo	105
2.6.2	Modello del pilota	108
2.6.3	Validazione	109

<b>5</b>	<b><i>MODELLO COMPLETO MOTORE + VEICOLO</i></b> .....	<b>114</b>
5.1	<i>Struttura del modello in ambiente Matlab-Simulink</i> .....	115
5.2	<i>Validazione del modello</i> .....	120
<b>6</b>	<b><i>CONCLUSIONI</i></b> .....	<b>124</b>

# ***ABSTRACT***

This work describes the development of a simulation tool which allows the simulation of the Internal Combustion Engine (ICE), the transmission and the vehicle dynamics. It is a control oriented simulation tool, designed in order to perform both off-line (Software In the Loop) and on-line (Hardware In the Loop) simulation. In the first case the simulation tool can be used in order to optimize Engine Control Unit strategies (as far as regard, for example, the fuel consumption or the performance of the engine), while in the second case it can be used in order to test the control system.

In recent years the use of HIL simulations has proved to be very useful in developing and testing of control systems. Hardware In the Loop simulation is a technology where the actual vehicles, engines or other components are replaced by a real time simulation, based on a mathematical model and running in a real time processor. The processor reads ECU (Engine Control Unit) output signals which would normally feed the actuators and, by using mathematical models, provides the signals which would be produced by the actual sensors.

The simulation tool, fully designed within Simulink, includes the possibility to simulate the only engine, the transmission and vehicle dynamics and the engine along with the vehicle and transmission dynamics, allowing in this case to evaluate the performance and the operating conditions of the Internal Combustion Engine, once it is installed on a given vehicle. Furthermore the simulation tool includes different level of complexity, since it is possible to use, for example, either a zero-dimensional or a one-dimensional model of the intake system (in this case only for off-line application, because of the higher computational effort).

Given these preliminary remarks, an important goal of this work is the development of a simulation environment that can be easily adapted to different engine types (single- or multi-cylinder, four-stroke or two-stroke, diesel or gasoline) and



transmission architecture without reprogramming. Also, the same simulation tool can be rapidly configured both for off-line and real-time application. The Matlab-Simulink environment has been adopted to achieve such objectives, since its graphical programming interface allows building flexible and reconfigurable models, and real-time simulation is possible with standard, off-the-shelf software and hardware platforms (such as dSPACE systems).



# Capitolo 1

## 1 INTRODUZIONE

In questo lavoro si descrive l'attività di ricerca svolta durante il triennio di dottorato. In particolare, l'attività di ricerca è stata incentrata fondamentalmente sullo sviluppo di modelli, orientati al controllo e realizzati in ambiente Matlab-Simulink, che descrivono il funzionamento di motore e veicolo e che sono capaci di simularne le prestazioni. L'obiettivo fondamentale è stato quello di sviluppare un tool di simulazione che potesse essere utilizzato nell'analisi e nello sviluppo di nuove strategie di controllo motore. L'idea era quella di avere a disposizione uno strumento molto flessibile che potesse essere utilizzato sia in applicazioni off-line (Software In the Loop, *SIL*) che in applicazioni on-line (Hardware In the Loop, *HIL*) e che potesse essere applicato a diverse configurazioni di motore e veicolo. In particolare il tool di simulazione include:

- Una prima versione di un modello motore zero-dimensionale, capace di simulare la termodinamica di un motore a combustione interna. Si tratta di un modello "filling and emptying", che include un modello di combustione e scambio termico a parete, non ai valori medi, in grado quindi di ricostruire il segnale di pressione in camera di combustione. E' stato inoltre sviluppato un parametrizzatore automatico, capace di identificare i parametri incogniti del modello una volta preparati dei files contenenti le caratteristiche geometrico-fisiche del motore

(alesaggio, corsa, alzata valvole, coefficienti di efflusso,...) e i rilievi sperimentali corrispondenti ad un certo numero di punti motore. Infine si è cercato di rendere il modello abbastanza flessibile, prevedendo la possibilità di utilizzare lo stesso modello e lo stesso parametrizzatore sia per un motore monocilindrico che per un motore bicilindrico.

- Una seconda versione del modello motore (anch'essa realizzata in ambiente MATLAB-Simulink) che include una descrizione mono-dimensionale del condotto di aspirazione. Il risultato finale è quello di avere un modello che prevede una descrizione zero-dimensionale del cilindro e del collettore di scarico e una descrizione mono-dimensionale dei condotti di aspirazione.
- Un modello veicolo, in grado di descrivere in modo fisico il comportamento della trasmissione e la dinamica longitudinale di un veicolo dotato di frizione di tipo centrifugo e di trasmissione di tipo CVT (Continuously Variable Transmission). In pratica il modello, che prevede una descrizione fisica della frizione e della trasmissione, è in grado di calcolare la velocità di rotazione del motore e la velocità di avanzamento del veicolo una volta nota la coppia erogata dal motore. E' presente anche un modello del pilota che calcola la posizione di gas e freno a partire dall'errore tra una traiettoria di velocità target e quella simulata. La coppia motrice viene infine calcolata in funzione della velocità di rotazione del motore e del grado di apertura della farfalla. Tale modello è poi stato applicato allo studio e alla ottimizzazione delle strategie di controllo di un veicolo dotato di propulsione ibrida (motore a combustione interna e motore elettrico): in particolare il modello, opportunamente modificato, è stato utilizzato per definire la strategia ottimale di ripartizione della coppia motrice tra motore a combustione interna e motore elettrico.
- Una seconda versione di modello veicolo relativa ad un veicolo dotato di trasmissione di tipo tradizionale. In questo caso uno degli aspetti più problematici è stato lo sviluppo del modello del pilota: a differenza del caso precedente infatti il modello del pilota risulta molto più complesso, dato che esso deve generare non solo i segnali relativi alla manopola del gas e al freno, ma anche i segnali relativi alla posizione della leva della frizione e alla marcia inserita. Inoltre la parte logica relativa al modello del pilota, risulta molto più complessa, dato che il tipo di azione che il pilota esercita su manopola del gas, frizione, leva del cambio e freno è diverso a seconda delle varie fasi di guida (partenza, cambio marcia, arresto del veicolo, ...)

- Un modello motore + veicolo, derivante dall'integrazione dei due modelli descritti nei punti precedenti, capace di simulare l'intero sistema motore-trasmissione-veicolo. Tale sistema è stato pensato per essere utilizzato on-line in applicazioni Hardware In the Loop.

Come accennato in precedenza il tool di simulazione è stato concepito per essere utilizzato in applicazioni Software ed Hardware In the Loop. Nel primo caso è possibile utilizzare il tool di simulazione per ottimizzare le strategie di controllo motore, andando ad implementare tali strategie direttamente all'interno del modello e utilizzando quindi il modello per andare a valutare, in simulazione, l'impatto che tali strategie hanno sulle prestazioni del veicolo, ad esempio in termini di consumi o emissioni. Nel secondo caso invece (sistemi Hardware In the Loop) è possibile utilizzare il tool di simulazione per andare a testare il corretto funzionamento della centralina di controllo motore. In pratica, in questo tipo di applicazioni, i componenti fisici del sistema (motore, trasmissione e veicolo) vengono simulati da modelli matematici che girano in real-time su un particolare tipo di processore. Tale processore acquisisce, tramite delle schede di acquisizione, i segnali di attuazione provenienti dalla ECU (Engine Control Unit) e fornisce in output i segnali che verrebbero generati dal sistema reale, qualora fosse collegato alla ECU. Il modello ha quindi il compito di simulare il funzionamento del sistema motore-trasmissione-veicolo e di generare in modo corretto tutti i segnali necessari al funzionamento della centralina di controllo motore.

Il tool di simulazione risulta molto flessibile ed in particolare è stato concepito in modo tale da prevedere diversi livelli di complessità, a seconda del tipo di applicazione per la quale lo si vuole utilizzare. Ad esempio, in un'applicazione real-time, in cui è fondamentale disporre di un modello che richieda un ridotto onere computazionale, è possibile utilizzare il modello motore zero-dimensionale, o addirittura un modello costituito solo da mappe, in modo tale da ridurre il tempo di calcolo. Al contrario, in un'applicazione off-line è possibile utilizzare il modello motore nella configurazione che prevede una descrizione mono-dimensionale dei condotti di aspirazione, che permette di ottenere una descrizione più accurata del segnale di pressione nel runner di aspirazione.

Inoltre, al fine di rendere il modello semplice da utilizzare anche da un utente non esperto, sono stati realizzati dei parametrizzatori automatici e delle interfacce grafiche che permettono di gestire in modo semplice la simulazione.

Nel capitolo 2 viene descritto il modello motore zero-dimensionale, mentre il capitolo 3 tratta la modellazione mono-dimensionale del collettore di aspirazione. Il capitolo 4 descrive invece il modello veicolo e spiega in dettaglio l'approccio utilizzato per modellare in maniera fisica la dinamica longitudinale del veicolo e i vari elementi della trasmissione: in particolare viene descritta sia la versione del modello realizzata per uno scooter (dotato di frizione centrifuga e CVT), sia la versione realizzata per un veicolo dotato di trasmissione di tipo tradizionale. Il capitolo 5 infine descrive il modello realizzato per un'applicazione HIL, derivante dall'integrazione del modello motore e di quello veicolo.

L'attività di ricerca è stata svolta in collaborazione con Piaggio & C. S. p. A. e tutti i modelli realizzati sono stati validati sulla base di dati sperimentali forniti da Piaggio.



# Capitolo 2

## 2 MODELLO MOTORE ZERODIMENSIONALE

In questo capitolo si descrive il modello termodinamico del motore sviluppato nel corso del triennio di dottorato, che, come accennato nell'introduzione, fa parte di un tool di simulazione, orientato al controllo motore e destinato sia ad applicazioni off-line che ad applicazioni on-line. Si tratta di un modello zero-dimensionale, di tipo "filling and emptying": questo tipo di modelli consiste nel suddividere il motore oggetto di studio in un certo numero di volumi caratteristici, in cui le proprietà dei gas vengono considerate uniformi. In altre parole, il modello non prende in considerazione le variazioni spaziali, o puntuali, delle varie grandezze termodinamiche (pressione temperatura), ma si ipotizza che ogni variazione infinitesima di una grandezza avvenga istantaneamente in modo uniforme in tutto il volume di riferimento.

Tali volumi sono:

- il collettore di aspirazione
- il cilindro
- il collettore di scarico
- l'ambiente esterno



Ogni volume può scambiare massa ed energia con gli altri e con l'ambiente esterno. In particolare il collettore di aspirazione può scambiare massa con l'esterno attraverso la valvola a farfalla e con il cilindro attraverso le valvole di aspirazione; il cilindro può scambiare massa con il collettore di aspirazione e con quello di scarico attraverso le valvole di aspirazione e di scarico; il collettore di scarico può scambiare massa con il cilindro e con l'ambiente esterno. L'ambiente è considerato come un volume di capacità infinita.

Per quanto riguarda le applicazioni Hardware In the Loop, i modelli ai valori medi [1, 2] (Mean Value Engine Model, *MVEM*) costituiscono il tipico approccio utilizzato per simulare il motore e generare quindi i segnali da inviare alla centralina di controllo motore, principalmente perché richiedono un ridotto onere computazionale. Il modello sviluppato tuttavia non è ai valori medi, dato che esso include un modello di combustione e di scambio termico ed è in grado quindi di ricostruire l'andamento della pressione in camera di combustione in funzione dell'angolo di manovella.

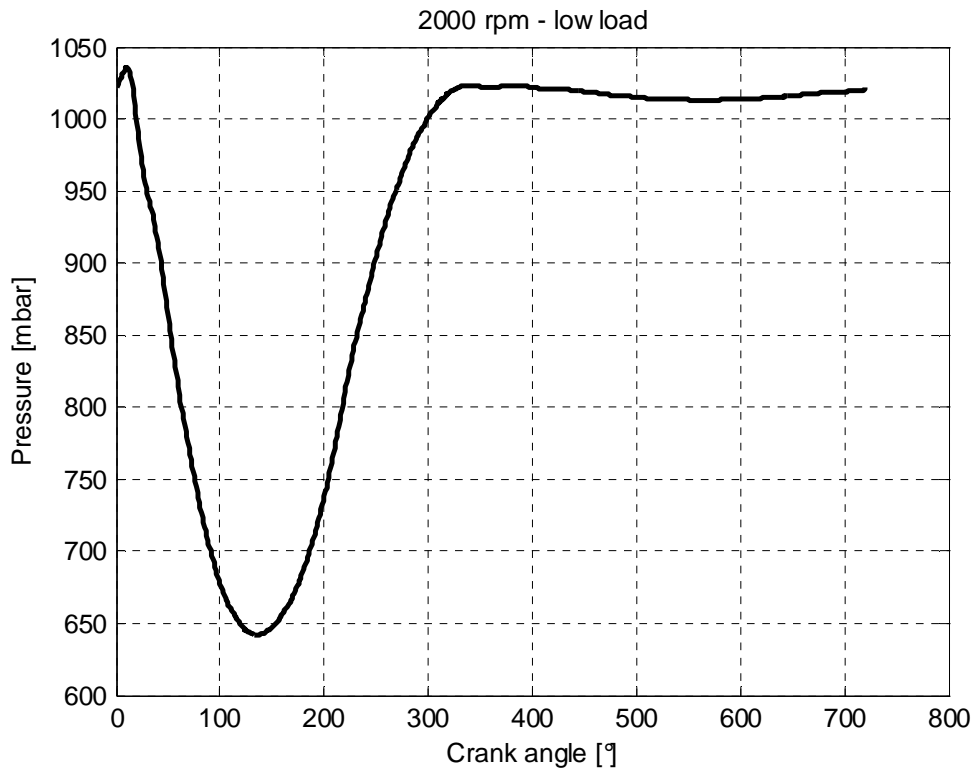
Negli ultimi anni ci sono stati alcuni esempi di modelli non ai valori medi utilizzati in applicazioni HIL [3, 4]: in queste applicazioni il motivo fondamentale per adottare questo tipo di approccio risiedeva nel fatto che il sistema di controllo era dotato di un sistema di misura della pressione in camera e un modello ai valori medi non è in grado di generare questo tipo di segnale.

Per quanto riguarda il modello sviluppato durante l'attività di dottorato invece, i motivi che hanno portato a questo tipo di scelta sono fondamentalmente i seguenti:

- Per prima cosa, uno degli obiettivi fondamentali era quello di sviluppare un modello che fosse in grado di ricostruire il segnale di pressione nel collettore di aspirazione. Vale la pena di osservare infatti che il motore oggetto di studio risulta essere un monocilindrico, quattro tempi ad accensione comandata, montato su uno scooter: tale motore presenta un collettore di aspirazione di dimensioni molto ridotte e quindi l'andamento del segnale di pressione nel collettore di aspirazione non è costante all'interno del ciclo (nemmeno in condizioni stazionarie), come risulta evidente dalla seguente figura. Tale segnale risulta essere di fondamentale importanza, dato che esso viene utilizzato dalla centralina di controllo motore per stimare non solo il carico, ma anche la fase all'interno del ciclo (PMS attivo o PMS in fase di incrocio): si osserva infatti che il "buco" di pressione durante la fase di aspirazione può

essere utilizzato per distinguere la corsa di aspirazione da quella di espansione all'interno di un ciclo motore.

Figura 2.1: Segnale di pressione nel runner di aspirazione (2000 rpm - basso carico)



- Dato che la centralina di controllo motore è dotata di un sistema di misura delle correnti di ionizzazione, il segnale di pressione in camera di combustione ottenuto in simulazione può essere utilizzato come punto di partenza per generare il segnale di corrente da inviare in ECU.

Ricordando che un modello ai valori medi non è in grado di ricostruire né il segnale di pressione in camera né il segnale di pressione nel collettore di aspirazione, risulta evidente quindi la scelta di implementare un modello non ai valori medi

Sono state realizzate due versioni del modello: la prima in base angolo, la seconda in base tempo. Infatti, sebbene nella modellazione può essere più comodo utilizzare come variabile indipendente l'angolo di manovella (dominio angolare), nelle applicazioni real-time (*HIL*) risulta necessario utilizzare come variabile indipendente il tempo, facendo girare il modello con un passo temporale di integrazione fisso. In particolare, la versione in base angolo gira con un passo angolare di simulazione fisso e pari a  $0.5^\circ\text{CA}$ , mentre quella in base tempo gira con un passo di simulazione fisso e pari a  $100\ \mu\text{s}$ .

E' stato inoltre sviluppato un parametrizzatore automatico, in grado di identificare i parametri incogniti del modello. Il modello motore contiene infatti una serie di parametri che variano da motore a motore e, in uno stesso motore, variano a seconda delle condizioni di funzionamento (velocità di rotazione, apertura della farfalla, anticipo di accensione, rapporto di miscela  $\lambda$ ). Per fare funzionare il modello è allora necessario identificare tali parametri, cioè è necessario individuare il valore che tali parametri assumono nelle varie condizioni in cui il motore si può trovare a funzionare. In pratica il parametrizzatore è una versione particolare del modello, che ha la funzione di fare girare il modello in un certo numero di punti motore di cui si hanno dei rilievi sperimentali, andando ad identificare, in base a delle procedure di ottimizzazione, il valore che tali parametri assumono per ogni punto motore: una volta identificato il valore dei vari parametri, il parametrizzatore crea, in modo completamente automatico, delle mappe da inserire nel modello, che permettono di fare funzionare il modello anche in punti motore diversi da quelli sperimentali e in condizioni che possono essere sia stazionarie che non-stazionarie.

Si è cercato inoltre di aumentare la flessibilità del modello, in modo tale da poterlo utilizzare non solo con motori monocilindrici, ma anche con motori bicilindrici: in questo senso l'utilizzo di *Configurable Subsystems* e di librerie [5], ha permesso di avere un unico modello Simulink (a anche un unico parametrizzatore), in grado di simulare (o parametrizzare) sia un motore monocilindrico che un motore bicilindrico. I *Configurable Subsystem* presenti nel modello vanno a richiamare dei blocchi che si trovano all'interno della libreria e, in particolare, a seconda del valore assunto da una determinata variabile (*num\_cil*, numero di cilindri), richiamano in automatico il blocco relativo al monocilindrico o al bicilindrico. Il modello motore è quindi in grado di riconoscere in automatico il tipo di motore in base al valore della variabile *num\_cil*, andando a scegliere quindi, sempre in automatico, i blocchi della libreria relativi al monocilindrico o al bicilindrico. Risulta evidente che tale procedura potrebbe essere generalizzata, consentendo di utilizzare lo stesso modello per simulare motori con un numero di cilindri anche maggiore di due (in generale  $n$ ).

Infine sono state sviluppate delle interfacce grafiche che permettono di gestire le simulazioni in modo semplice ed intuitivo, in modo tale che il modello possa essere utilizzato anche da chi non si è occupato dello sviluppo.

Nei prossimi paragrafi dapprima si descrivono le equazioni utilizzate nel modello, si analizza quindi la procedura di parametrizzazione del modello, descrivendo il

funzionamento del parametrizzatore e si descrive infine l'interfaccia grafica che permette la gestione della simulazione.

## **2.1 Principali equazioni utilizzate nel modello**

In questo paragrafo si descrivono le principali equazioni utilizzate nel modello. Come detto in precedenza, sono state realizzate due versioni del modello: una in base angolo, l'altra in base tempo: la differenza tra i due tipi di approccio consiste nella scelta della variabile indipendente, che nel primo caso è il tempo, mentre nel secondo caso risulta essere l'angolo di manovella. Di seguito vengono mostrate dapprima le equazioni in base tempo, mentre dopo viene mostrato come è possibile riformulare le equazioni in modo tale da utilizzare come variabile indipendente l'angolo di manovella.

Le principali equazioni utilizzate dal modello sono le seguenti:

- Il primo principio della termodinamica per i sistemi aperti
- L'equazione di conservazione della massa
- L'equazione di stato dei gas
- L'equazione che descrive il flusso di massa tra due ambienti a pressione diversa, separati da una sezione di gola

### **2.1.1 Primo principio della termodinamica per i sistemi aperti**

Si riporta di seguito l'espressione del primo principio della termodinamica per un sistema aperto [6]:

**Equazione 2.1**

$$\left( h_2 + e_{c2} + e_{p2} \right) \cdot \dot{m}_2 - \left( h_1 + e_{c1} + e_{p1} \right) \cdot \dot{m}_1 + \frac{\partial}{\partial t} \left[ \int_V \rho e \cdot dV \right]_{\tau_0} = \frac{dQ}{dt} - \frac{dL}{dt}$$

Si suppone che l'energia della massa contenuta nel cilindro sia costituita solo dall'energia interna ( $e = u$ ): si trascura dunque il contributo dell'energia potenziale, ipotizzando nulla la differenza di quota, e dell'energia cinetica.

Quest'ultima ipotesi equivale ad imporre che i gas all'interno del cilindro siano fermi, ipotesi non corrispondente alla realtà ma semplificativa. Inoltre si considera trascurabile anche ogni variazione dell'energia potenziale e cinetica per le portate in ingresso e in uscita, quindi si può scrivere più semplicemente:

**Equazione 2.2**

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[ \int_V \rho u \cdot dV \right] = \frac{dQ}{dt} - \frac{dL}{dt} + \dot{m}_1 \cdot h_1 - \dot{m}_2 \cdot h_2$$

Se si ipotizza che l'energia specifica  $u$  sia indipendente dal volume, allora:

**Equazione 2.3**

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[ \int_V \rho u \cdot dV \right] = \frac{\partial(u \cdot M)}{\partial t} = u \cdot \frac{\partial M}{\partial t} + M \cdot \frac{\partial u}{\partial t}$$

Ricordando che:

**Equazione 2.4**

$$u = c_v \cdot T$$

$$h = c_p \cdot T$$

con qualche semplice passaggio è possibile arrivare alla seguente espressione per il primo principio della termodinamica per i sistemi aperti:

**Equazione 2.5**

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\frac{dQ}{dt} - \frac{dL}{dt} + \dot{m}_{asp} \cdot c_p \cdot T_{asp} - \dot{m}_{sca} \cdot c_p \cdot T_{sca} - c_v T \frac{dM_{CIL}}{dt}}{M_{CIL} \cdot c_v}$$

Questa è l'espressione utilizzata nel modello.

### 2.1.2 Equazione di conservazione della massa

Si riporta di seguito l'espressione dell'equazione di conservazione della massa [6] riferita ad un ambiente in cui c'è una portata entrante (con pedice 1 nella seguente equazione) e una portata uscente (con pedice 2):

Equazione 2.6

$$\frac{dM}{dt} = \dot{m}_1 - \dot{m}_2$$

### 2.1.3 Equazione di stato dei gas

Per il calcolo della pressione all'interno dei vari volumi si fa riferimento all'equazione di stato dei gas:

Equazione 2.7

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T$$

Nella precedente equazione R è la costante relativa alla miscela considerata, che è diversa nei vari volumi e che varia anche istante per istante, dato che il modello è in grado di calcolare la composizione chimica dei gas in funzione del tempo (o, in maniera equivalente, dell'angolo di manovella).

### 2.1.4 Flusso tra due ambienti a pressione diversa, separati da una sezione di gola

Nel calcolo della portata in massa tra due volumi adiacenti si utilizza il modello di flusso isoentropico tra due ambienti a pressione diversa separati da una strozzatura:

Equazione 2.8

$$\dot{m} = C_d \cdot A_{geo} \cdot \rho_{01} \cdot \sqrt{\frac{p_{01}}{\rho_{01}}} \cdot \Phi\left(\frac{p_2}{p_{01}}\right)$$

dove il termine:

$$\Phi\left(\frac{p_2}{p_{01}}\right)$$

è chiamato “Velocità adimensionale”, e assume diverse espressioni a seconda del tipo di moto (diretto o inverso, subsonico o sonico) che si instaura.

Nell’equazione 2.8 le grandezze con pedice 1 si riferiscono all’ambiente di monte, mentre quelle con il pedice 2 si riferiscono all’ambiente di valle.  $C_d$  indica il coefficiente di efflusso, mentre  $A_{geo}$  indica l’area teorica (geometrica) della strozzatura.

La funzione  $\Phi\left(\frac{p_2}{p_{01}}\right)$  può essere espressa come segue (considerando, rispettivamente, i casi di flusso diretto subsonico, flusso diretto sonico, flusso inverso subsonico e flusso inverso sonico):

$$\Phi\left(\frac{p_2}{p_1}\right) = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot \left[ \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{2/k} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{k+1/k} \right]} \quad , \quad \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \leq \frac{p_2}{p_1} < 1$$

$$\Phi\left(\frac{p_2}{p_1}\right) = \left(\frac{2k}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{2k}{k+1}} \quad , \quad 0 < \frac{p_2}{p_1} < \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$$

$$\Phi\left(\frac{p_2}{p_1}\right) = -\sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot \left[ \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{2/k} - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{k+1/k} \right]} \quad , \quad 1 \leq \frac{p_2}{p_1} < \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$$

$$\Phi\left(\frac{p_2}{p_1}\right) = -\left(\frac{2k}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{2k}{k+1}} \quad , \quad \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \leq \frac{p_2}{p_1}$$

### 2.1.5 Trasformazione dell’equazione del primo principio della termodinamica e dell’equazione del bilancio di massa nel dominio angolare

In questo paragrafo viene mostrato come le precedenti equazioni possono essere riformulate in modo tale da esprimerle nel dominio angolare, utilizzando quindi come variabile indipendente l’angolo di manovella invece che il tempo. Poiché l’equazione di bilancio di massa e l’equazione del primo principio della termodinamica per i sistemi aperti sono delle equazioni differenziali in cui compaiono delle derivate rispetto al tempo, è necessario trasformarle nel dominio angolare.

Il passaggio al dominio angolare può essere fatto considerando che:

**Equazione 2.9**

$$\omega = \frac{d\vartheta}{dt}$$

Allora l'espressione del primo principio della termodinamica per un sistema aperto diventa, nel dominio angolare:

**Equazione 2.10**

$$\frac{dT}{d\vartheta} = \frac{\frac{dQ}{d\vartheta} - \frac{dL}{d\vartheta} + \frac{\dot{m}_1}{\omega} \cdot c_p \cdot T_1 - \frac{\dot{m}_2}{\omega} \cdot c_p \cdot T_2 - c_v T \frac{dM}{d\vartheta}}{M \cdot c_v}$$

Analogamente, l'espressione dell'equazione di bilancio di massa, nel dominio angolare diventa:

**Equazione 2.11**

$$\frac{dM}{d\vartheta} = \frac{\dot{m}_1}{\omega} - \frac{\dot{m}_2}{\omega}$$

### 2.1.6 Modello di combustione

Di seguito vengono mostrati i modelli utilizzati per descrivere il processo di combustione e lo scambio termico tra gas e parete che ha luogo in camera di combustione. L'equazione del primo principio della termodinamica, applicata al volume di riferimento cilindro può essere espressa come segue:

**Equazione 2.12**

$$\frac{dT_{CIL}}{d\vartheta} = \frac{\frac{dQ_{CIL}}{d\vartheta} - \frac{dL_{CIL}}{d\vartheta} + \frac{\dot{m}_{asp}}{\omega} \cdot c_p \cdot T_{asp} - \frac{\dot{m}_{sca}}{\omega} \cdot c_p \cdot T_{sca} - c_v T_{CIL} \frac{dM_{CIL}}{d\vartheta}}{M_{CIL} \cdot c_v}$$

Questa equazione permette di calcolare l'andamento della temperatura dei gas all'interno del cilindro. Bisogna però esprimere i termini che rappresentano il calore



ed il lavoro forniti nell'angolo unitario. Si può suddividere il termine che rappresenta il calore fornito nell'angolo unitario in due contributi: uno che rappresenta il calore rilasciato dalla combustione e l'altro che rappresenta il calore ceduto alle pareti per convezione ed irraggiamento:

**Equazione 2.13**

$$\frac{dQ_{CIL}}{d\vartheta} = \frac{dQ_{COMB}}{d\vartheta} - \frac{dQ_{CED}}{d\vartheta}$$

Si fa riferimento al modello di Wiebe [7, 8] per esplicitare il termine che descrive il calore rilasciato dalla combustione nell'angolo unitario. In pratica si suppone che, al fluido contenuto nel cilindro, sia somministrata dall'esterno una certa quantità di calore che, nella realtà, è fornita dalla combustione della miscela stessa.

In base a questa teoria, la frazione di massa bruciata tra l'angolo di inizio e fine combustione, indicati con  $\vartheta_i$  e  $\vartheta_f$ , può essere espressa con la seguente relazione:

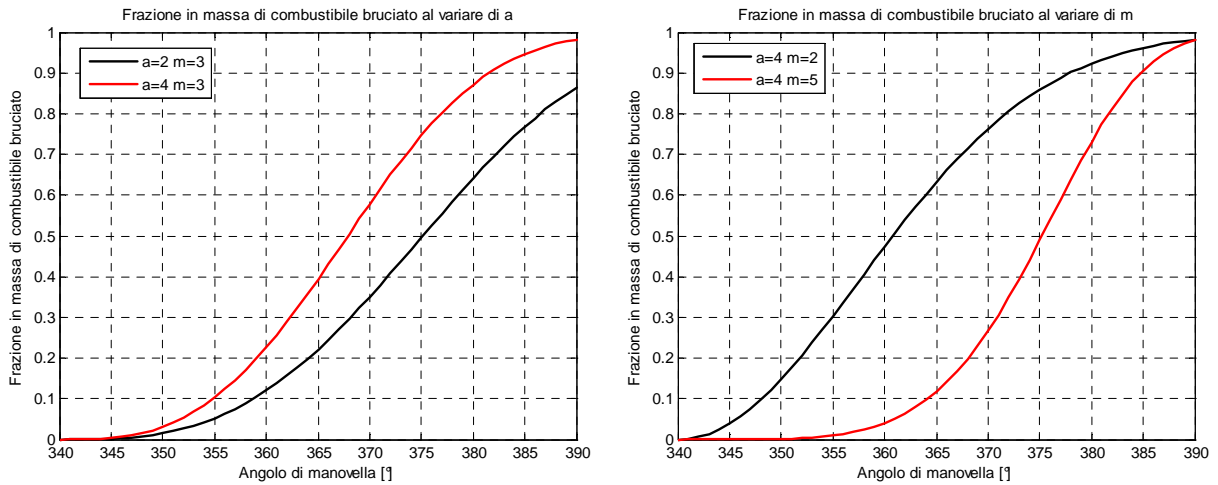
**Equazione 2.14**

$$X_B(\vartheta) = 1 - \exp \left[ -a \cdot \left( \frac{\vartheta - \vartheta_i}{\vartheta_f - \vartheta_i} \right)^m \right]$$

Il parametro  $a$  viene definito "parametro di efficienza" e misura la completezza del processo di combustione, mentre  $m$  è detto "fattore di camera" ed influenza la velocità di combustione.

Nelle seguenti figure si può osservare come i parametri  $a$  ed  $m$  modificano la frazione di combustibile bruciato in funzione dell'angolo di manovella:

Figura 2.2: Funzione di Wiebe: influenza dei parametri  $a$  ed  $m$



Si può osservare che  $a$  influisce sulla completezza della combustione (presenza di incombusti), mentre  $m$  determina la forma della funzione  $X_B(\theta)$ .

Dalla frazione istantanea di miscela bruciata si può ricavare la relativa quantità di calore rilasciata nell'angolo unitario:

Equazione 2.15

$$\frac{dQ_{COMB}}{d\vartheta} = m_B \cdot k_i \cdot \frac{dX_B}{d\vartheta}$$

nella quale  $m_B$  indica la massa di combustibile iniettata, mentre  $k_i$  è il potere calorifico inferiore.

### 2.1.7 Modello di scambio termico

Per modellare lo scambio termico che avviene in camera di combustione si utilizza il modello di Annand [9, 10]. Secondo Annand, la potenza termica ceduta alle pareti per unità di superficie ( $W/m^2$ ) può essere espressa con una relazione di questo tipo:

Equazione 2.16

$$q_{CED} = h_{CONV} \cdot (T_{GAS} - T_{PARETE}) + C_2 \cdot \sigma_0 \cdot (T_{GAS}^4 - T_{PARETE}^4)$$

dove  $\sigma_0$  è la costante di Stefan–Boltzmann.

Il coefficiente convettivo  $h_{CONV}$  è a sua volta calcolato in base alla formula:

**Equazione 2.17**

$$h_{CONV} = C_1 \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot Re^n = C_1 \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left( \frac{u_{pistone} \cdot \rho \cdot D}{\mu} \right)^n$$

dove:

- $D$  è l'alesaggio, preso come dimensione lineare caratteristica
- $u_{pistone}$  è la velocità media del pistone
- $\rho$  è la densità del fluido
- $\mu$  è la viscosità dinamica del fluido
- $\lambda$  è la conducibilità termica del fluido.

Sulla base dell'analisi di numerose sperimentazioni, Annand ha suggerito i seguenti valori per le costanti che compaiono nelle equazioni 1.15 e 1.16:

- $C_1=0.35 \div 0.8$ ,  $n=0.7 \div 0.8$ , a seconda del tipo di motore e della condizione di funzionamento
- $C_2=0.075$  nella fase di combustione, mentre  $C_2=0$  nelle altre fasi

Poiché  $q_{CED}$  è una potenza termica per unità di superficie, per ottenere la potenza termica ceduta alle pareti bisogna moltiplicare per la superficie di scambio, che è variabile con l'angolo di manovella:

**Equazione 2.18**

$$Q_{CED,W} = \dot{q}_{CED} \cdot A_{TOT}(\vartheta)$$

Per calcolare il termine da inserire nell'equazione del primo principio della termodinamica per i sistemi aperti, che rappresenta il calore ceduto nell'angolo unitario, bisogna dividere per la velocità di rotazione dell'albero motore:

**Equazione 2.19**

$$\frac{dQ_{CED}}{d\vartheta} = \frac{Q_{CED,W}}{\omega} = \dot{q}_{CED} \cdot \frac{A_{TOT}(\vartheta)}{\omega}$$

Oltre alle equazioni descritte in dettaglio in precedenza, nel modello sono presenti altre equazioni, come ad esempio l'equazione di stato dei gas e altre equazioni che permettono di calcolare istante per istante la composizione della miscela di gas presente nel cilindro.

## **2.2 Parametrizzatore automatico**

In questo paragrafo si descrive il parametrizzatore automatico sviluppato per identificare i parametri incogniti del modello.

Il modello realizzato ha come obiettivo quello di simulare il reale comportamento del motore e quindi, dati in ingresso un certo numero di input, esso è capace di calcolare l'andamento di un certo numero di grandezze (come ad esempio andamento di pressione e temperatura nel cilindro o nei collettori, pmi, massa d'aria aspirata,...).

Il modello motore contiene una serie di parametri che variano da motore a motore e, in uno stesso motore, variano a seconda delle condizioni di funzionamento (velocità di rotazione, apertura della farfalla, anticipo di accensione, rapporto di miscela  $\lambda$ ).

Per fare funzionare il modello è allora necessario identificare tali parametri, cioè è necessario individuare il valore che tali parametri assumono nelle varie condizioni in cui il motore si può trovare a funzionare.

Per identificare tali parametri si ricorre a tecniche di ottimizzazione.

Si procede allora in questo modo: si fanno delle prove al banco in un certo numero di punti motore (pochi) ritenuti rappresentativi; si fa funzionare il modello negli stessi punti motore e si cerca quindi di ottimizzare una certa funzione obiettivo facendo variare i parametri da identificare. Noto quindi il valore che tali parametri assumono in un certo numero di punti motore è possibile costruire delle mappe e simulare il comportamento del motore anche in altri punti senza il bisogno di ricorrere ad altre prove sperimentali.

In pratica il parametrizzatore è una versione particolare del modello, che ha la funzione di fare girare il modello in un certo numero di punti motore di cui si hanno dei rilievi sperimentali, andando ad identificare, in base a delle procedure di ottimizzazione, il valore che tali parametri assumono per ogni punto motore: una volta identificato il valore dei vari parametri, il parametrizzatore crea, in modo completamente automatico, delle mappe da inserire nel modello, che permettono di fare funzionare il modello anche in punti motore diversi da quelli sperimentali e in

condizioni che possono essere sia stazionarie che non-stazionarie. Prima di avviare il parametrizzatore occorre preparare dei files contenenti le caratteristiche geometrico-fisiche del motore e i dati sperimentali acquisiti durante una campagna di prove effettuate al banco.

### 2.2.1 Parametri da identificare e procedura di identificazione

Si analizzano in dettaglio adesso i parametri da identificare.

I parametri da identificare sono i seguenti:

- Area efficace farfalla: mappa con area efficace espressa in funzione del grado di apertura della farfalla e del rapporto tra le pressioni di monte e di valle:

$$A_{eff} = A_{eff} \left( \alpha, \frac{P_{valle}}{P_{monte}} \right)$$

- Angoli di inizio e fine della combustione:  $\theta_i$  e  $\theta_f$
- Parametri del modello di Wiebe:  $a$  ed  $m$ .
- Parametri di scambio termico in camera di combustione del modello di Annand:  $C_{Iasp}$  e  $C_{Icomb}$ , relativi rispettivamente alla fase di aspirazione e alla fase di combustione.

Per quanto riguarda l'area efficace di farfalla è necessario definire l'area di passaggio efficace in funzione del grado di apertura della farfalla e della differenza tra pressione ambiente e pressione nel collettore di aspirazione.

In particolare la mappa di area efficace si costruisce a partire dai dati sperimentali relativi al flussaggio del corpo farfallato: nota la portata sperimentale, il grado di apertura farfalla e le condizioni di monte e di valle, in un certo numero di condizioni operative, è possibile calcolare l'area efficace, espressa come funzione del grado di apertura farfalla e del rapporto tra la pressione di monte e quella di valle, dall'equazione 2.8:

Equazione 2.20

$$A_{eff} = A_{eff} \left( \alpha, \frac{P_{valle}}{P_{monte}} \right) = \frac{\dot{m}}{\rho_{01} \cdot \sqrt{\frac{P_{01}}{\rho_{01}}} \cdot \Phi\left(\frac{P_2}{P_{01}}\right)}$$

Per identificare gli angoli di inizio e fine della combustione:  $\theta_i$  e  $\theta_f$  si utilizzano le curve di pressione in camera sperimentali. In particolare si utilizza il metodo del coefficiente della politropica insieme al metodo del rilascio di calore per identificare  $\theta_i$  e il metodo del massimo valore del prodotto  $p \cdot V^n$  insieme al metodo della politropica per identificare  $\theta_f$ .

Di seguito si illustra la procedura di identificazione di tali parametri, implementata in un algoritmo presente all'interno del parametrizzatore.

*Angolo di inizio della combustione:*

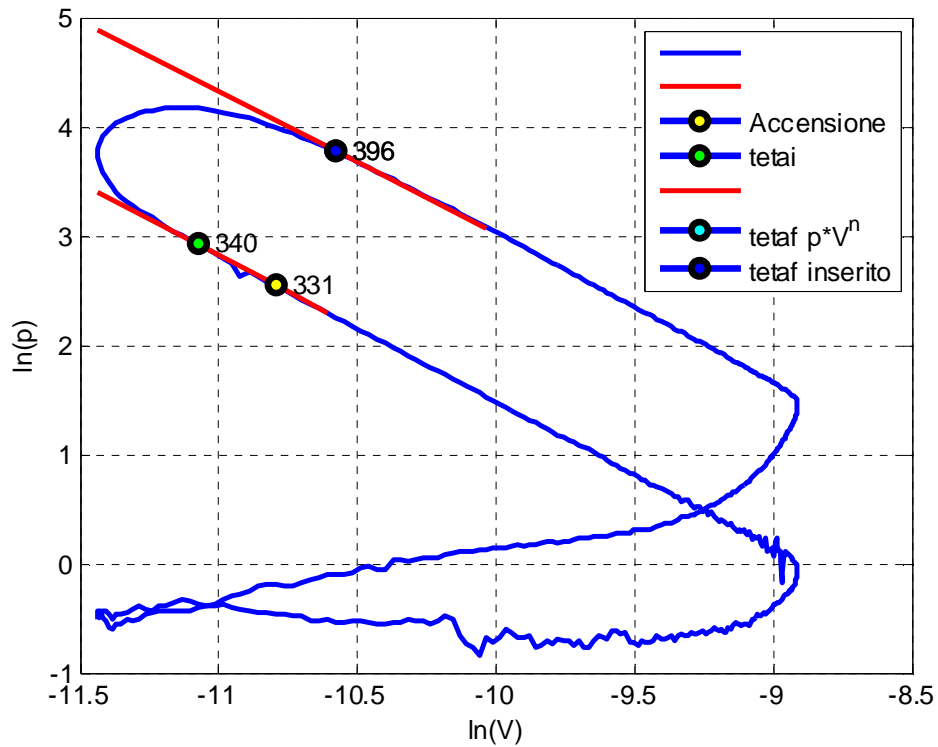
Il metodo del coefficiente della politropica [11, 12] può essere utilizzato per identificare sia l'angolo di inizio della combustione che l'angolo di fine combustione. In pratica, durante le fasi di compressione e di espansione la massa di miscela nel cilindro è costante, dato che le valvole sono chiuse e quindi non si ha flusso di massa con l'aspirazione e lo scarico. E' possibile quindi utilizzare l'equazione di una trasformazione politropica per descrivere le fasi di compressione ed espansione:

**Equazione 2.21**

$$p \cdot V^n = \text{cost}1 \quad \Leftrightarrow \quad \ln(p) + n \cdot \ln(V) = \text{cost}2$$

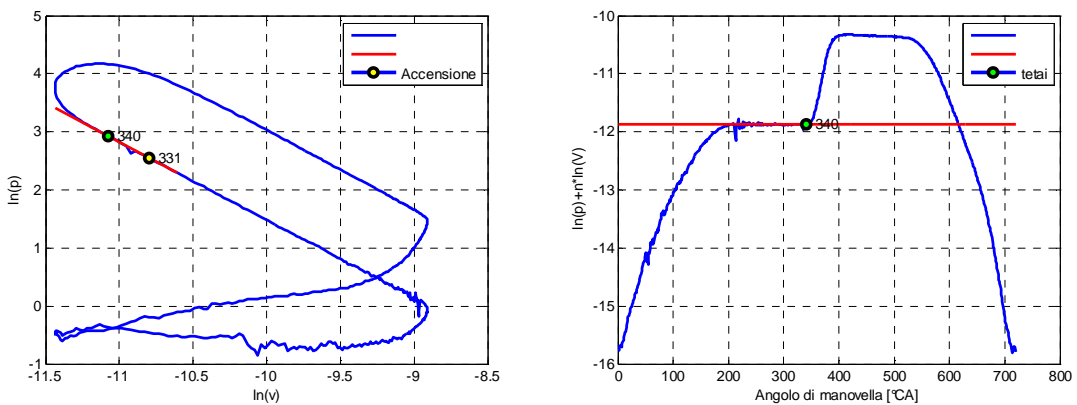
Se si rappresenta il diagramma di indicatore in coordinate logaritmiche le fasi di compressione ed espansione sono rappresentate da una retta (vedi equazione di destra). E' quindi possibile determinare gli angoli di inizio e fine combustione andando ad osservare il punto in cui il diagramma di indicatore in coordinate logaritmiche si discosta dall'andamento rettilineo (vedi figura seguente).

**Figura 2.3: Curva di pressione in camera in coordinate doppio-logaritmiche**



In particolare, quando si parte con l'identificazione dell'angolo di inizio combustione, l'algoritmo calcola in automatico un valore di angolo di inizio combustione e vengono quindi visualizzate le seguenti figure:

**Figura 2.4: Identificazione dell'angolo di inizio combustione: metodo della politropica**



dove la figura di sinistra rappresenta il diagramma  $\ln(V)-\ln(p)$ , mentre la figura di destra mostra la funzione:

**Equazione 2.22**

$$f(\vartheta) = \ln(p) + n \cdot \ln(V)$$

che rappresenta il termine  $\ln(p) + n \cdot \ln(V)$  in funzione dell'angolo di manovella (in blu), mentre in rosso si ha il valore che la funzione  $f(\vartheta)$  assume in corrispondenza dell'angolo di accensione (in realtà è la media tra i valori assunti dalla funzione  $f(\vartheta)$  in corrispondenza di 5 angoli di manovella a cavallo dell'angolo di accensione, angolo in cui le valvole sono sicuramente chiuse e la combustione non è ancora iniziata). Si può osservare che la curva in blu è costante durante la fase di compressione e quindi l'algoritmo individua l'angolo di inizio combustione come l'angolo in cui la curva in blu (della figura di destra) si discosta di una certa quantità dalla retta rappresentata in rosso (anche in questo caso non viene preso il singolo valore, ma una media di 5 valori).

Come accennato in precedenza il valore calcolato con questo metodo viene confrontato con l'angolo di inizio combustione calcolato con il metodo del rilascio di calore: è ben noto che dal segnale di pressione in camera si possono ottenere informazioni sulla combustione. In particolare, la seguente equazione mostra come possa essere calcolato il rilascio di calore netto a partire dalla conoscenza del segnale di pressione:

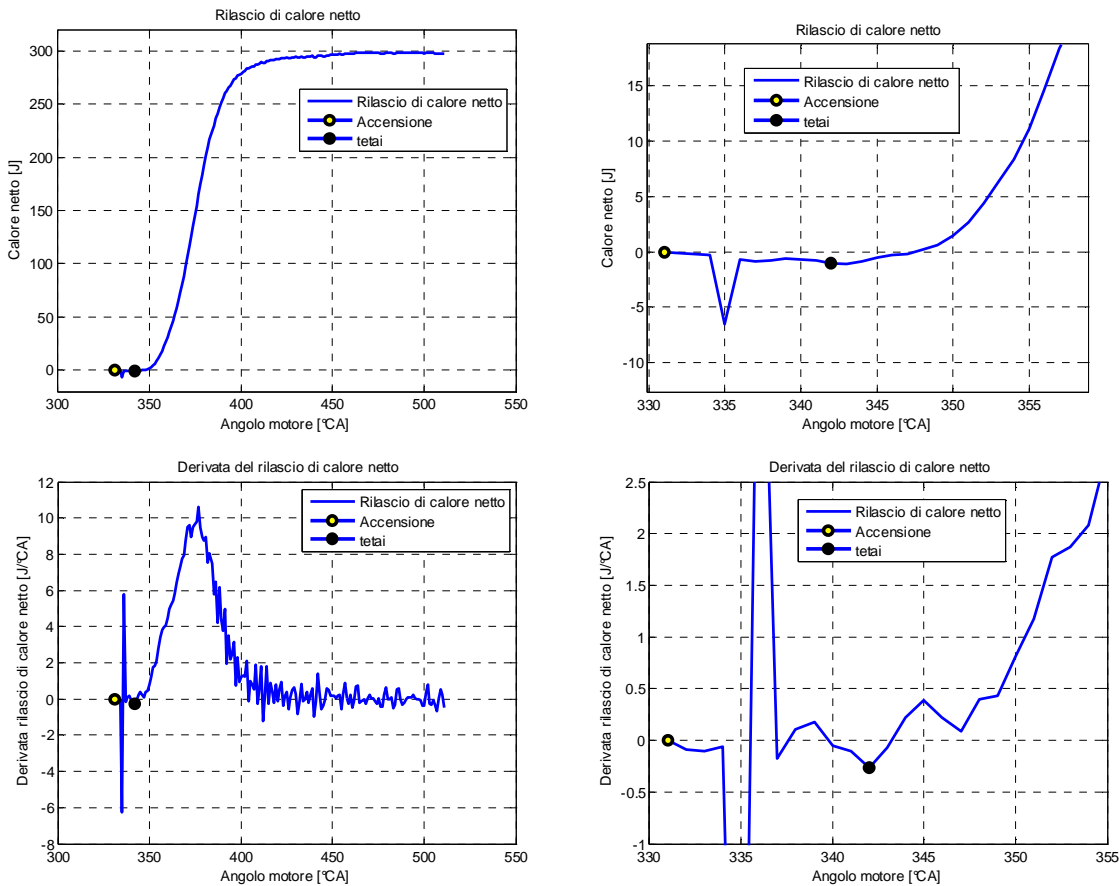
**Equazione 2.23**

$$\frac{dQ_{net}}{d\vartheta} = \frac{dQ_{comb}}{d\vartheta} - \frac{dQ_{wall}}{d\vartheta} = \frac{c_v}{R} \cdot V \cdot \frac{dp}{d\vartheta} + \left( \frac{c_v}{R} + 1 \right) \cdot p \cdot \frac{dV}{d\vartheta}$$

Il calore netto è composto da due termini: il primo è dovuto alla combustione, mentre il secondo è dovuto all'energia ceduta dai gas in camera di combustione alle pareti. Le seguenti figure mostrano l'andamento della funzione  $Q_{net}(\vartheta)$  e della sua derivata  $\left(\frac{dQ_{net}}{d\vartheta}\right)$  a partire dall'angolo di accensione (le figure di destra mostrano un ingrandimento in corrispondenza dell'angolo di inizio combustione):



**Figura 2.5: Identificazione dell'angolo di inizio combustione: metodo del rilascio di calore**



Si osserva (dall'ingrandimento) che la funzione  $Q_{net}(\vartheta)$  presenta un andamento leggermente decrescente subito dopo l'angolo di accensione, dovuto al fatto che la combustione non è ancora iniziata e la miscela in camera di combustione, la cui temperatura è elevata (fine compressione), cede energia alle pareti. Quando la combustione inizia, l'andamento della funzione  $Q_{net}(\vartheta)$  diventa crescente e la sua derivata diventa maggiore di zero. L'algoritmo monitora la prima fase della combustione (tra l'angolo di accensione e l'angolo corrispondente al massimo della derivata del rilascio di calore) e calcola l'angolo di inizio combustione andando ad osservare qual è l'ultimo valore angolare in cui la derivata del rilascio di calore è negativa (al solito si fa la media tra più valori). Tale calcolo viene fatto dall'algoritmo e le precedenti figure (rilascio di calore e derivata del rilascio di calore) non vengono mostrate all'utente. L'angolo di inizio combustione calcolato con tale metodo viene confrontato con quello calcolato con il metodo della politropica: se i due metodi mostrano delle incongruenze l'algoritmo informa l'utente e chiede di scegliere quale valore prendere come angolo di inizio combustione.

### *Angolo di fine combustione*

L'angolo di fine combustione viene calcolato in automatico dall'algoritmo, utilizzando il metodo del massimo valore di  $p \cdot V^n$  [11]. Gli autori suggeriscono di procedere con l'identificazione dell'angolo di fine combustione andando ad individuare l'angolo di manovella corrispondente al massimo valore della funzione:

$$f(\vartheta) = p \cdot V^n$$

con  $n = 1.2$ .

L'algoritmo confronta quindi il valore calcolato con tale metodo con il valore calcolato con il metodo del coefficiente della politropica e, anche in questo caso, se i due metodi mostrano delle incongruenze l'algoritmo informa l'utente e chiede di scegliere quale valore prendere come angolo di fine combustione.

Un altro gruppo di parametri da ottimizzare sono quelli relativi al modello di combustione di Wiebe. Tali parametri sono: ***a*** ed ***m***.

Il parametro ***a*** viene fissato a priori ad un valore che permetta di avere una combustione completa della massa d'aria intrappolata nel cilindro.

Ad esempio:

se  $\lambda_{\text{obiettivo}} = 1$

$a = 6$  , dato che:  $1 - \exp(-a) = 0.9975$

invece:

se  $\lambda_{\text{obiettivo}} = 0.85$

$a = 1.9$  , dato che:  $1 - \exp(-a) = 0.8504$

Il parametri ***m*** viene invece ottimizzato in modo tale rendere minimo lo scarto quadratico medio tra la curva di rilascio di calore netto sperimentale (ricavata dal ciclo di pressione) e quella ottenuta in simulazione.

In pratica, il parametrizzatore fa girare il modello assegnando dei valori iniziali al parametro ***m***, costruisce i due vettori ***rilascio\_sim*** e ***rilascio\_spe*** che rappresentano il rilascio di calore netto calcolato a partire dalle curve di pressione sperimentale e simulata e tramite la funzione ***fminsearch*** [5] di MATLAB cerca il valore di ***m*** che rende minima la seguente funzione obiettivo:

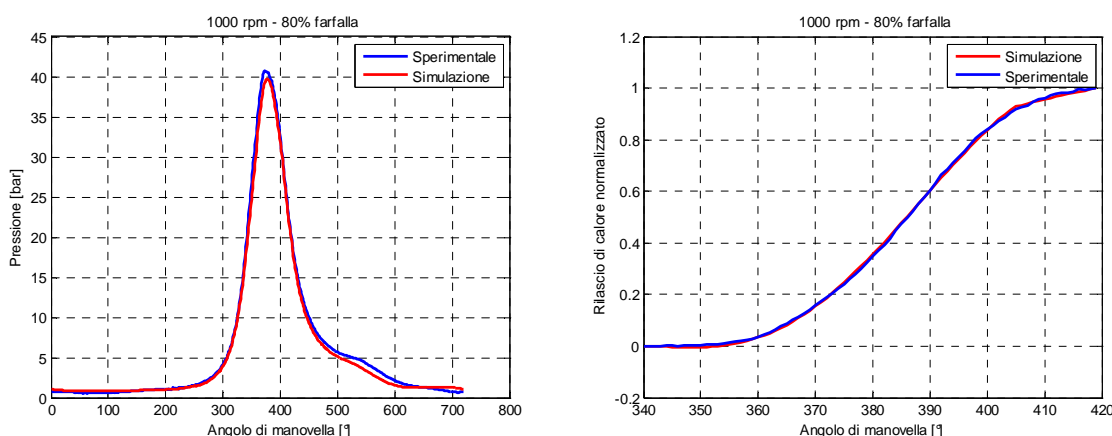
### Equazione 2.24

$$SQM\_rilascio = \sqrt{\sum_i (\text{rilascio\_sim}(i) - \text{rilascio\_spe}(i))^2 / n}$$

dove  $n$  è la lunghezza dei vettori **rilascio\_sim** e **rilascio\_spe**.

La seguente figura mostra il confronto tra l'andamento della pressione in camera di combustione e il rilascio di calore netto normalizzato ottenuti in simulazione e quelli sperimentali (il rilascio di calore sperimentale è ottenuto dalla curva di pressione sperimentale).

**Figura 2.6: Curva di pressione in camera e rilascio di calore: confronto i risultati ottenuti in simulazione con i valori di  $a$  ed  $m$  ottimizzati dal parametrizzatore e gli andamenti sperimentali**



Infine bisogna caratterizzare lo scambio termico nel cilindro. Di seguito si richiamano le equazioni relative al modello di Annand che descrive lo scambio termico in camera di combustione:

$$q_{CED} = h_{CONV} \cdot (T_{GAS} - T_{PARETE}) + C_2 \cdot \sigma_0 \cdot (T_{GAS}^4 - T_{PARETE}^4)$$

$$h_{CONV} = C_1 \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot Re^n = C_1 \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left( \frac{u_{pistone} \cdot \rho \cdot D}{\mu} \right)^n$$

Il valore di  $C_2$  viene posto pari a 0.075, come suggerito da Annand.

Il parametro da ottimizzare è  $C_1$ . Si assume che  $C_1$  possa assumere valori diversi nelle varie parti del ciclo:

- $C_{1asp}$  nella fase di aspirazione
- $C_{1comp}$  nella fase di compressione

- C1comb nella fase di combustione
- C1esp nella fase di espansione
- C1sca nella fase di scarico

Si è osservato che C1asp ha un certo peso nel riempimento del cilindro, dato che influenza la temperatura e quindi anche la densità del fluido nella fase di aspirazione, mentre C1comb ha un peso rilevante sul valore numerico del picco di pressione massima e sulla coppia media indicata (CMI). Gli altri tre parametri (C1comp, C1esp e C1sca) invece influiscono poco sui risultati della simulazione.

Alla luce delle precedenti osservazioni, il parametrizzatore, in maniera automatica, va a cercare i valori ottimali di:

- C1asp in modo da fare assumere alla massa d'aria aspirata un valore vicino a quello sperimentale
- C1comb in modo tale da fare assumere alla CMI ottenuta in simulazione un valore vicino a quello sperimentale

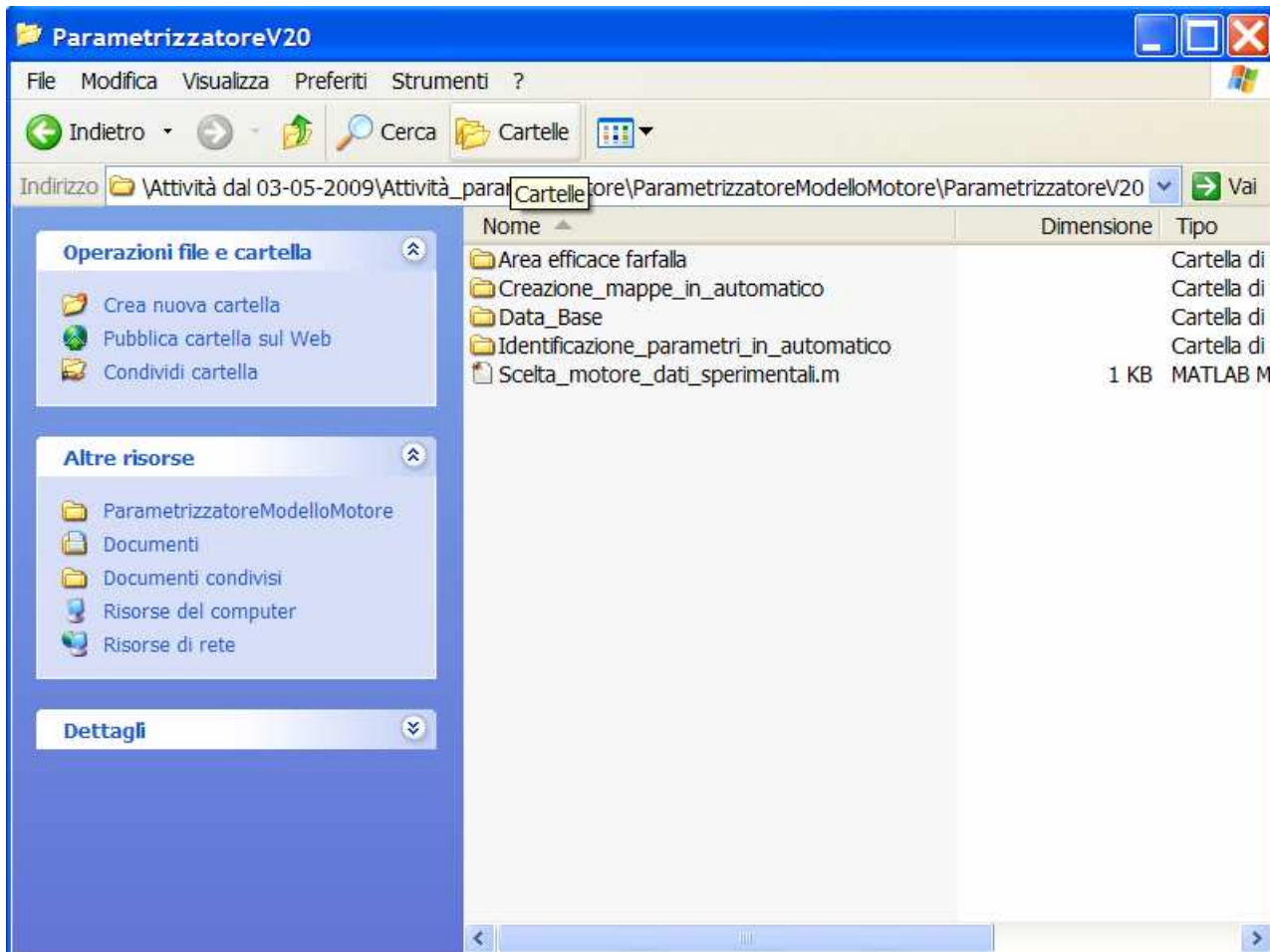
Nelle altre fasi del ciclo il coefficiente C1 viene fissato invece ad un valore costante, nel range di valori possibili suggerito da Annand, dato che si è verificato che esso non influenza in maniera significativa i risultati della simulazione.

Il parametrizzatore identifica i parametri descritti in precedenza in un certo numero di punti motore. Quindi tali parametri vengono mappati, in modo tale da potere fare funzionare il modello anche in punti motore diversi da quelli utilizzati in fase di parametrizzazione.

## 2.2.2 Struttura del parametrizzatore

Il parametrizzatore è contenuto all'interno della directory ***ParametrizzatoreV20***. All'interno di tale directory ci sono altre quattro directory ed il file ***Scelta\_motore\_dati\_sperimentali.m*** (vedi figura seguente). Il parametrizzatore contiene una serie di files che permettono di andare a scegliere i files contenenti i dati sperimentali e i dati relativi al motore da identificare e quindi di avviare la procedura parametrizzazione, che richiede una minima interazione da parte dell'utente, nonostante tale procedura sia stata automatizzata, per quanto possibile.

Figura 2.7: Struttura del parametrizzatore



Il primo passo da effettuare è quello di lanciare il file *Scelta\_motore\_dati\_sperimentali.m*. Una volta lanciato il file viene chiesto di scegliere la directory in cui si trovano i due file contenenti i dati sperimentali (che sono un file Excel ed un file .mat) e quindi di inserire il nome dei due files senza l'estensione (senza *.xls* per il file Excel e senza *.mat* per il file Matlab). A questo punto viene chiesto all'utente di scegliere la directory in cui si trova il file Excel relativo ai dati del motore e il nome del file, anche in questo caso senza l'estensione. In questo modo i files possono trovarsi in un percorso qualunque e anche il nome può essere scelto a piacere. Inoltre i files relativi ai dati sperimentali possono anche trovarsi in una cartella diversa da quella contenente i dati Excel relativi al motore. Viene inoltre chiesto se si vogliono eliminare i files creati durante l'identificazione precedente: l'eliminazione di tali files è utile quando si sta iniziando la procedura di identificazione dei parametri per un nuovo motore.

I tre files contenenti i dati sperimentali e i dati relativi al motore sono i seguenti:

- file *.xls* contenete le acquisizioni dei segnali provenienti dalla ECU e dal banco
- file *.mat* contenente due variabili:
  1. *pressioni*: cella di dimensioni  $n\_punti\_motore \times 3$ : ogni riga della cella contiene tre vettori di 720 elementi contenenti il ciclo medio di pressione nel cilindro ([bar], colonna 1), nel collettore di aspirazione ([mbar], colonna 2) e nel collettore di scarico ([mbar], colonna 3).
  2. *Grandezze\_vettori*: cella di dimensioni  $1 \times 3$  con delle stringhe di caratteri che mostrano le grandezze che devono essere inserite nella variabile *pressioni* e le unità di misura
- file *.xls* contenente tutti i parametri geometrico-fisici che permettono di fare funzionare il modello: in particolare
  1. il foglio 1 contiene i dati geometrici del motore (numero di cilindri, corsa, alesaggio, ...)
  2. il foglio 2 contiene le leggi di alzata delle valvole di aspirazione e di scarico
  3. il foglio 3 contiene i coefficienti di efflusso relativi alle valvole di aspirazione e di scarico ( $C_d$  espresso in funzione dell'alzata)
  4. il foglio 4 contiene i dati (sperimentali o da CFD) di un flussaggio stazionario del corpo farfallato: fondamentalmente c'è una tabella che esprime la portata che attraversa la farfalla come funzione del grado di apertura della farfalla e della pressione a valle della farfalla (la pressione a monte è costante). Tale tabella serve per costruire la mappa di area efficace farfalla

Risulta evidente che tali files devono essere preparati dall'utente prima di iniziare la procedura di parametrizzazione.

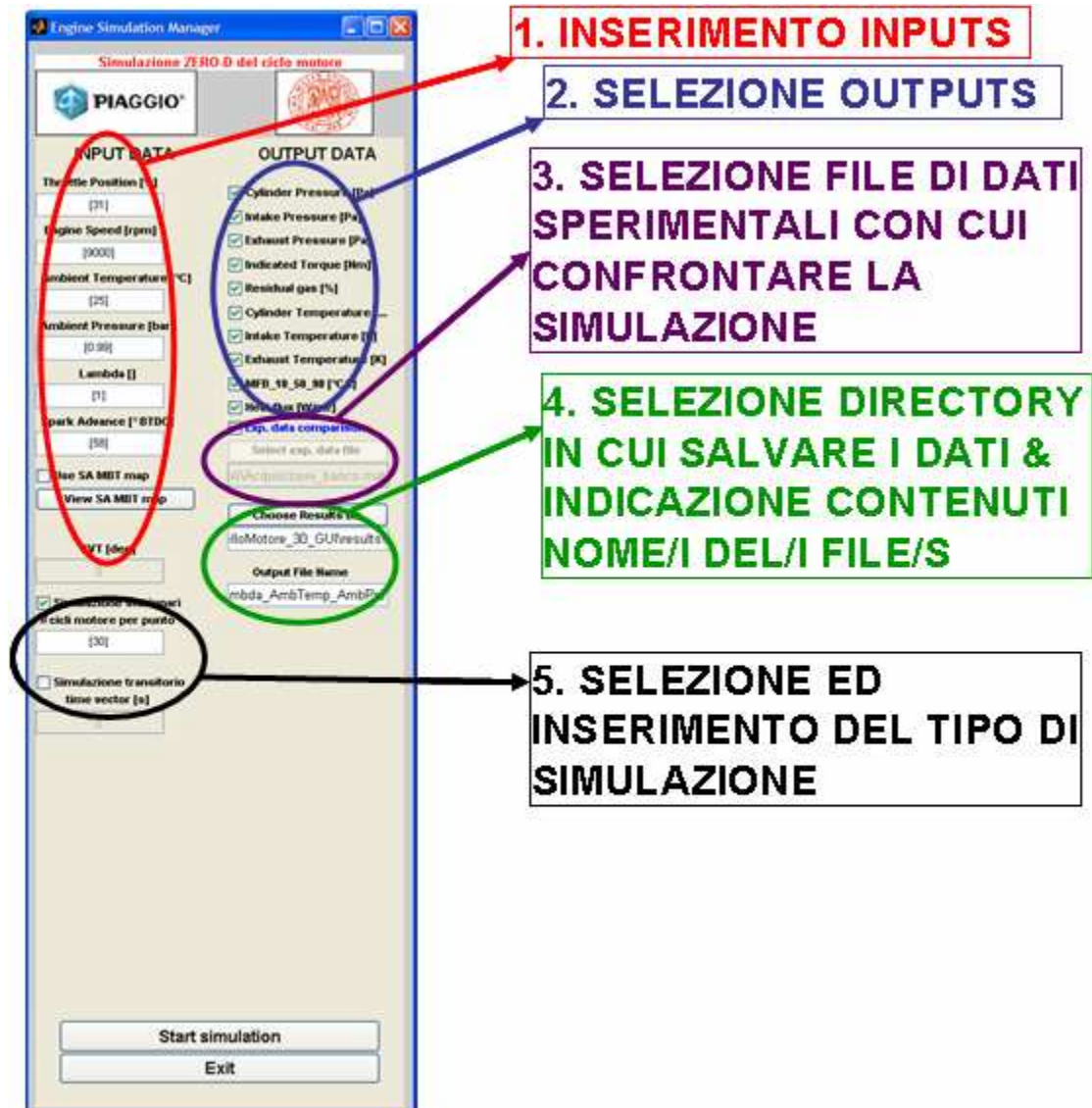
Una volta selezionati i files relativi al motore da parametrizzare, l'utente deve semplicemente avviare una serie di files in sequenza per completare la procedura. Alla fine della procedura il parametrizzatore crea in automatico le mappe e chiede all'utente di inserire la directory in cui si desidera salvare i files contenenti le mappe.

### **2.3 Interfaccia grafica per l'avvio delle simulazioni**

Al fine di rendere il modello più flessibile e facilmente utilizzabile anche da chi non si è occupato del suo sviluppo, è stata sviluppata un'interfaccia grafica che permette di gestire in modo semplice la simulazione.

In particolare, il file “*EngSimPiaggio.m*” serve a lanciare l’interfaccia grafica, di cui la seguente figura mostra l’aspetto:

Figura 2.8: Interfaccia grafica per la gestione delle simulazioni



Si sottolinea che tale strumento permette di gestire la simulazione in modo molto flessibile e in particolare:

- E’ possibile effettuare diversi tipi di simulazione: transitori, stazionari, serie di stazionari da eseguire in sequenza
- La parte evidenziata in rosso a sinistra della figura serve all’inserimento degli input della simulazione
- E’ possibile selezionare gli output che si desiderano salvare: il software permette di scegliere la directory in cui andare a salvare i dati

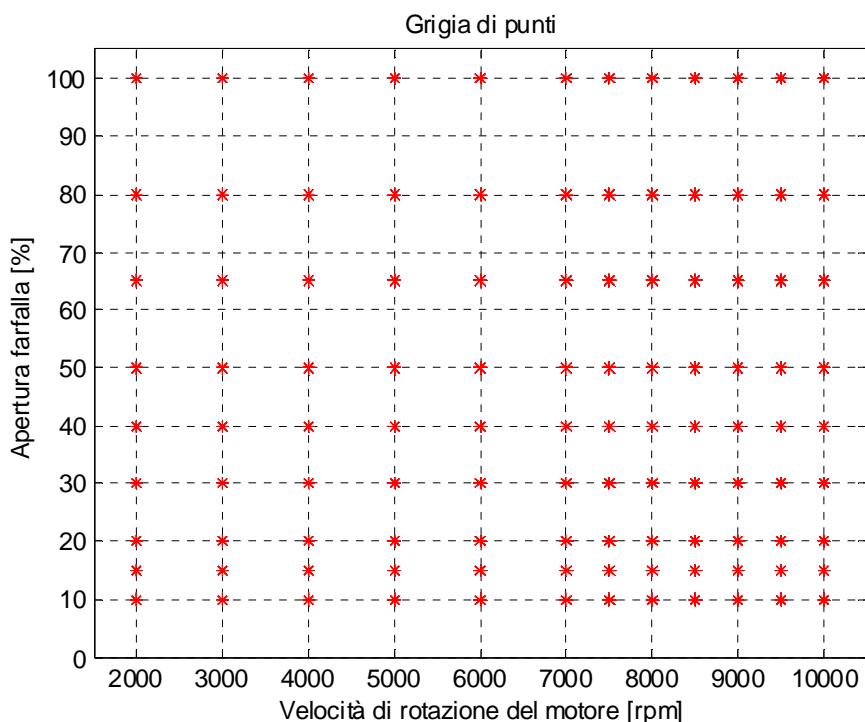
- E' possibile confrontare i risultati ottenuti in simulazione con i dati sperimentali: nel caso in cui i dati sperimentali non comprendessero il punto motore simulato viene scelto il punto-motore sperimentale più vicino
- E' infine possibile generare in automatico delle mappe che possono essere utilizzate in altre applicazioni (mappe di coppia media indicata, di consumo,...)

## 2.4 Validazione del modello zero-dimensionale del motore

In questo paragrafo si mostra il confronto tra i risultati ottenuti in simulazione e i dati sperimentali forinti da Piaggio. Il motore oggetto di studio è un mono-cilindrico ad accensione comandata, quattro tempi, con cilindrata paria a  $125\text{ cm}^3$  e quattro valvole per cilindro.

I punti motore di cui si hanno rilievi sperimentali sono 611, ma alcuni sono stati scartati perché mancavano alcune acquisizioni o perché c'erano delle acquisizioni ritenute poco affidabili. I punti motore ritenuti validi sono 608: **593** sono stati utilizzati in fase di *identificazione* (fase in cui il parametrizzatore genera le mappe da inserire nel modello) e **15** in fase di *validazione*. La griglia di punti è mostrata nella seguente figura:

Figura 2.9: griglia di punti sperimentali





Per ogni punto della griglia della precedente figura sono state fatte delle acquisizioni anche con variazioni di anticipo ( $\Delta SA$ ) rispetto a quello di massima coppia pari a:

$$\Delta SA = 0 \quad \Delta SA = -5 \quad \Delta SA = -10 \quad \Delta SA = +3$$

Inoltre, per i soli punti-motore con anticipo di mappa, sono effettuate delle prove con variazioni di indice d'aria  $\lambda$  pari a:

$$\Delta \lambda = 0 \quad \Delta \lambda = -0.1 \quad \Delta \lambda = +0.1$$

I punti utilizzati in fase di validazione sono i seguenti:

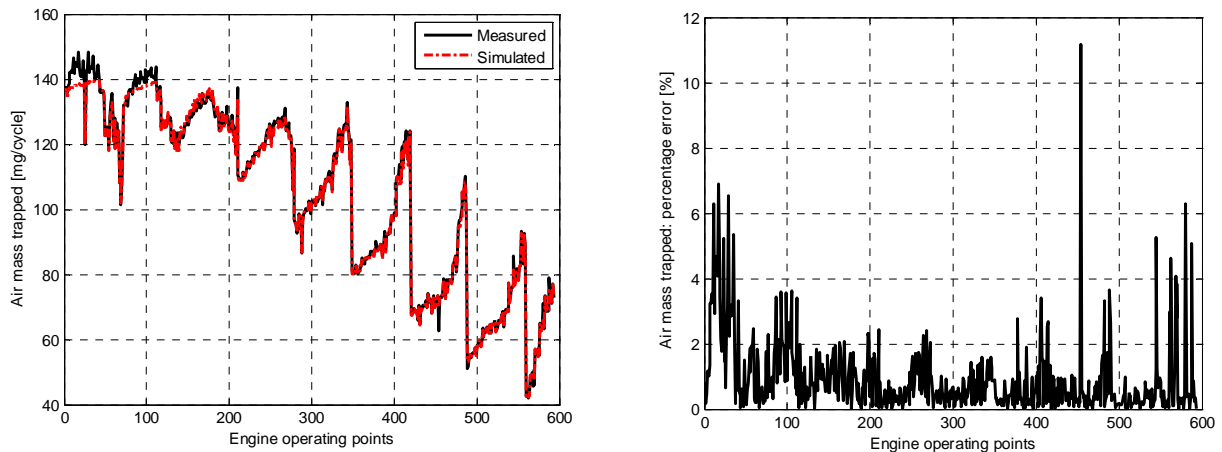
Punto motore	Apertura farfalla [%]	rpm	$\Delta SA$	$\lambda$
1	100	6500	0	0
2	100	6500	-5	0
3	100	6500	-10	0
4	100	6500	3	0
5	100	6500	0	-0.1
6	100	6500	0	0.1
7	80	9000	-5	0
8	80	6000	-5	0
9	80	3000	-5	0
10	50	9000	-5	0
11	50	6000	-5	0
12	50	3000	-5	0
13	20	9000	-5	0
14	20	9000	-5	0
15	20	9000	-5	0

Nelle prossime figure si confrontano i risultati ottenuti in simulazione con i dati sperimentali.

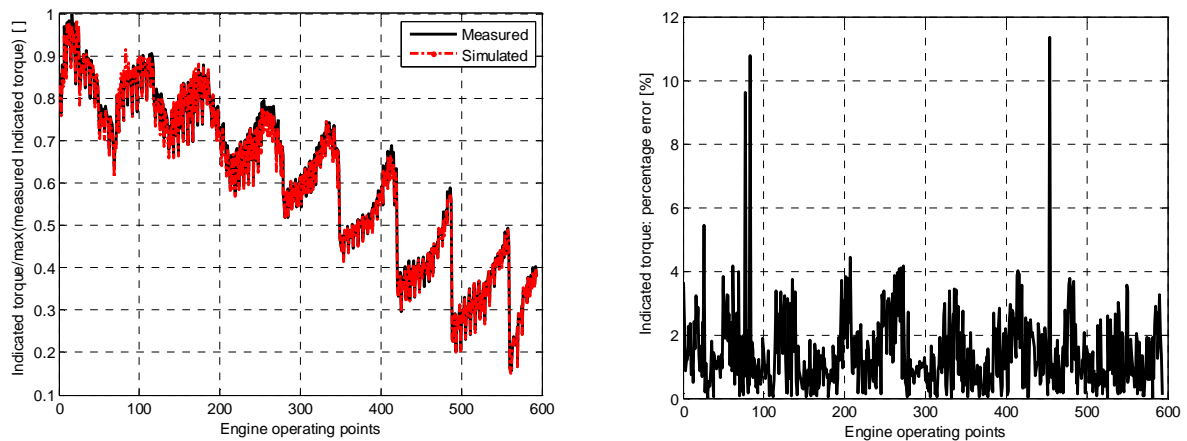
- *Punti motore utilizzati in fase di identificazione*

Nelle prossime figure si confrontano i valori sperimentali di coppia e massa d'aria aspirata in un ciclo con i valori ottenuti in simulazione nei 593 punti motore utilizzati in fase di identificazione:

**Figura 2.10: Punti motore utilizzati in fase di identificazione (593): risultati: massa d'aria aspirata**



**Figura 2.11: Punti motore utilizzati in fase di identificazione (593): risultati: Coppia media indicata**

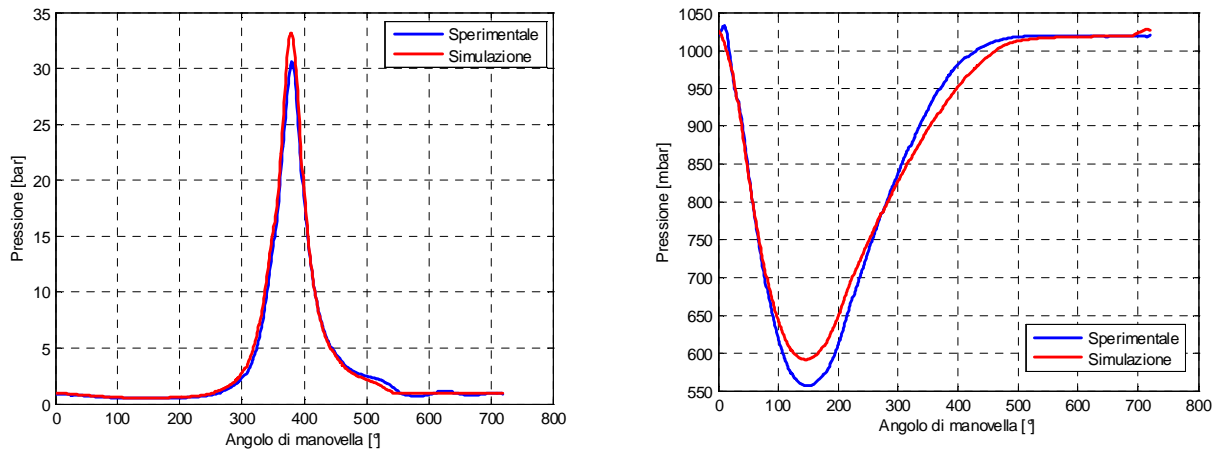


I valori di coppia media indicata sono stati normalizzati per motivi di riservatezza.

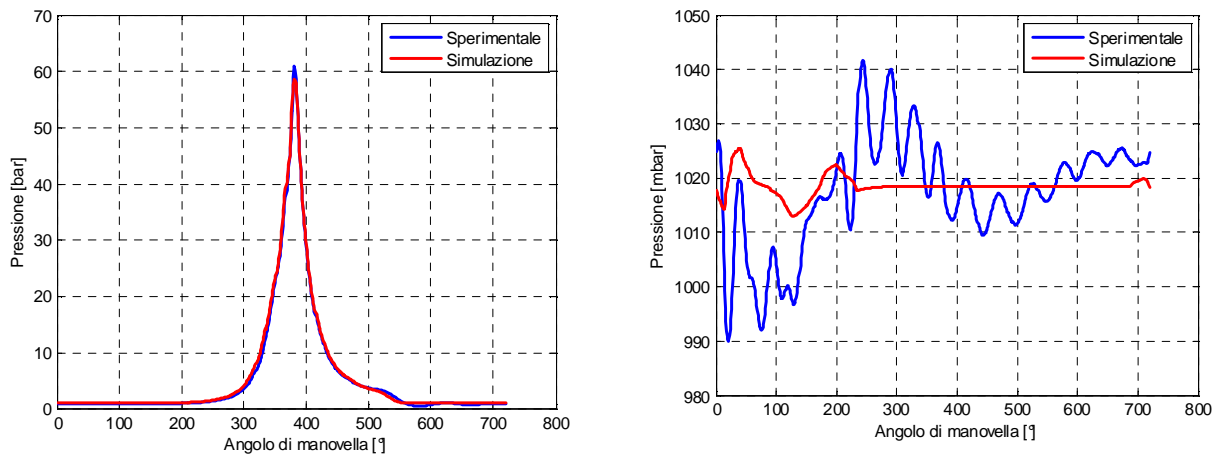
In generale si osserva che i risultati ottenuti in simulazione sono buoni, dato che l'errore percentuale, a parte qualche punto-motore isolato, è abbastanza contenuto, sia in termini di massa d'aria aspirata che in termini di coppia media indicata.

Di seguito si mostra il confronto tra l'andamento di pressione in camera di combustione ottenuto in simulazione con quello sperimentale e tra la pressione nel condotto di aspirazione ottenuta in simulazione e quella sperimentale in alcuni punti motore.

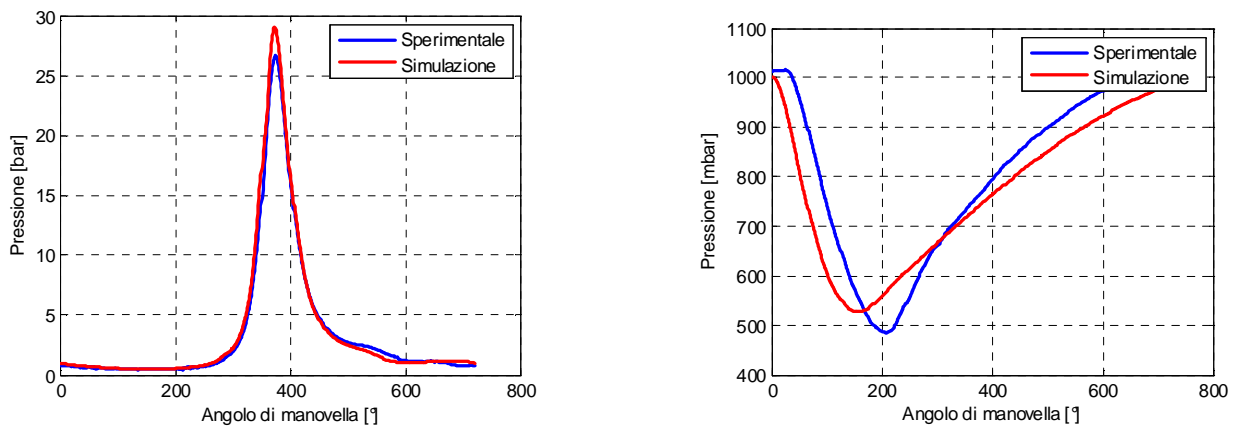
**Figura 2.12: Andamento della pressione in camera di combustione e nel condotto di aspirazione: 2000 rpm – farfalla 10% -  $\Delta SA=0$  -  $\Delta \lambda=0$**



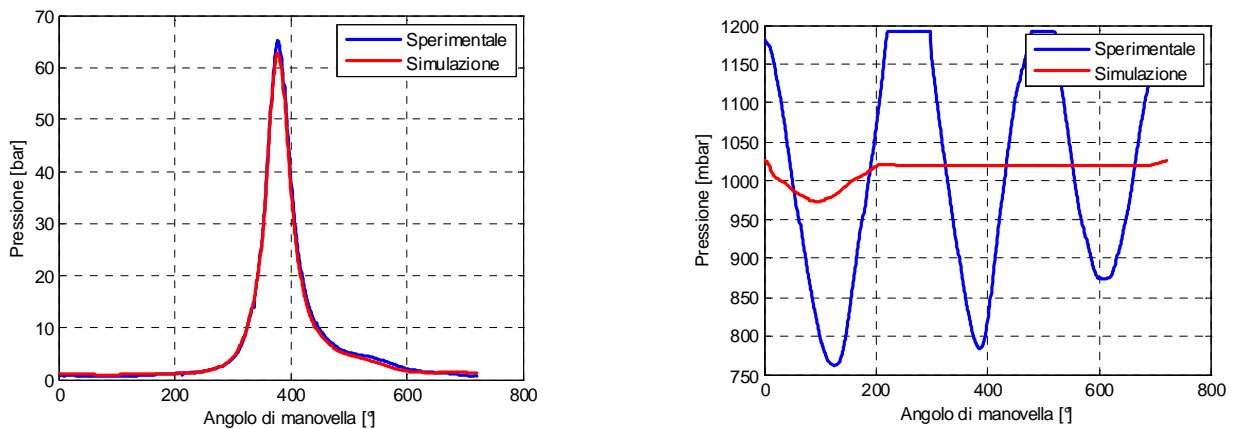
**Figura 2.13: Andamento della pressione in camera di combustione e nel condotto di aspirazione: 2000 rpm – farfalla 100% -  $\Delta SA=0$  -  $\Delta \lambda=0$**



**Figura 2.14: Andamento della pressione in camera di combustione e nel condotto di aspirazione: 10000 rpm – farfalla 20% -  $\Delta SA=0$  -  $\Delta \lambda=0$**



**Figura 2.15: Andamento della pressione in camera di combustione e nel condotto di aspirazione: 10000 rpm – farfalla 100% -  $\Delta SA=0$  -  $\Delta \lambda=0$**



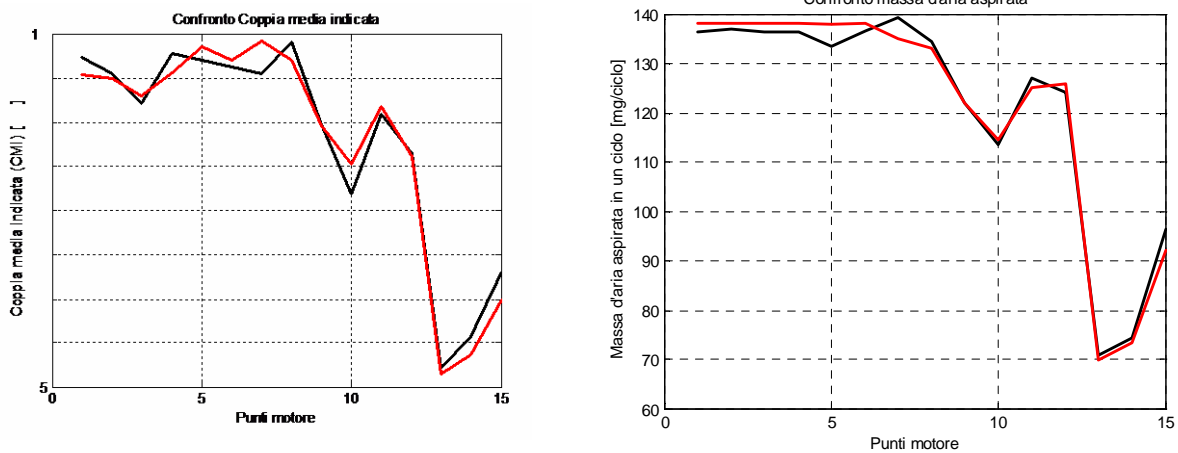
Si può osservare che il modello riproduce abbastanza bene il segnale di pressione in camera di combustione. Per quanto riguarda l'andamento della pressione nel condotto di aspirazione, si può osservare che ai bassi carichi il modello riesce a simulare in modo corretto il suo andamento, mentre agli alti carichi l'effetto delle onde di pressione diventa più evidente e il modello (essendo un modello zero-dimensionale) non riesce a descrivere tale fenomeno.

Nel prossimo capitolo verrà descritta l'integrazione di un modello mono-dimensionale dei condotti di aspirazione nel modello motore zero-dimensionale descritto in questo capitolo: dalle precedenti figure risulta evidente che il modello zero-dimensionale non è in grado di descrivere i fenomeni d'onda che hanno luogo nei condotti di aspirazione e che invece giocano un ruolo molto importante, soprattutto per il motore oggetto di studio, andando ad influire sui risultati relativi al riempimento del cilindro, specialmente a pieno carico e agli alti regimi.

- *Punti motore utilizzati in fase di validazione*

Nelle seguenti figure si mostra il confronto tra i dati sperimentali e i risultati ottenuti facendo girare il modello nei 15 punti utilizzati in fase di validazione.

**Figura 2.16: Punti motore utilizzati in fase di validazione (15): risultati: massa d'aria aspirata e coppia media indicata**



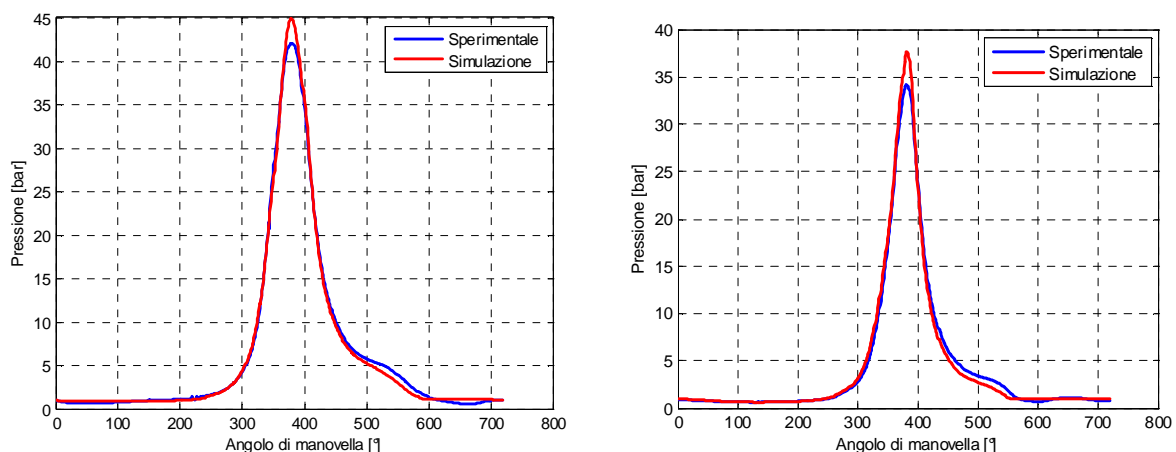
I valori di coppia media indicata sono stati normalizzati per motivi di riservatezza.

Si osserva che il modello è in grado di simulare correttamente il comportamento del motore anche in punti diversi da quelli utilizzati in fase di calibrazione e i risultati mostrati nella precedente figura testimoniano la capacità di interpolazione del modello.

La seguente figura mostra il confronto tra le curve di pressione in camera di combustione ottenute in simulazione e quelle sperimentali in due dei punti motore utilizzati in fase di validazione:

- 1. Punto motore 3 (validazione): 6500 rpm - 100% farfalla -  $\Delta SA = -10$  -  $\Delta \lambda = 0$**
- 2. Punto motore 15 (validazione): 9000 rpm - 20% farfalla -  $\Delta SA = -5$  -  $\Delta \lambda = 0$**

**Figura 2.17: Punti motore utilizzati in fase di validazione : risultati: ciclo di pressione in camera: punti motore 3 (sinistra) e 15 (destra)**



La precedente figura testimonia il corretto funzionamento del modello anche in termini di grandezze istantanee.

- *Mappe di coppia e di massa d'aria aspirata*

Al fine di testare ulteriormente la capacità di interpolazione del modello in punti diversi da quelli utilizzati in fase di identificazione, si sono costruite in simulazione delle mappe di coppia media indicata e di altri parametri di interesse in funzione di velocità di rotazione e grado di apertura della farfalla.

- **Un primo set di dati** è stato ottenuto imponendo  $\Delta SA=0$  e rapporto di miscela  $\lambda = 1$ .
- **Un secondo set di dati** è relativo a mappe di coppia media indicata in funzione di velocità di rotazione e grado di apertura della farfalla, per diversi valori di  $\Delta SA$ , con rapporto di miscela  $\lambda = 0.95$ . Si osserva che in questo caso la griglia di punti motore su cui sono state costruite le mappe contiene soprattutto punti non utilizzati in fase di identificazione. Infatti le mappe sono relative a valori di  $\Delta SA$  pari a: **-7, -5, -3, +2**. Si osserva che tra i dati sperimentali con cui è stato identificato il modello erano presenti prove con  $\Delta SA$  pari a: **-10, -5, 0, +3**. Inoltre la maggior parte dei valori di rpm e di apertura di farfalla utilizzati per costruire le mappe sono diversi da quelli di cui si avevano risultati sperimentali.

La griglia di punti su cui è stato fatto girare il modello (vedi figura seguente) è piuttosto fitta in entrambi i casi. La Figura 2.18 mostra la griglia utilizzata per il primo set di dati. La griglia relativa al secondo set di dati è ancora più fitta sul regime (intervalli di 250 rpm) e comprende valori di farfalla non tutti presenti, come detto, nei dati sperimentali (farfalla=10,12,15,17,22,26,30,35,42,48,60,75,90,100 %).

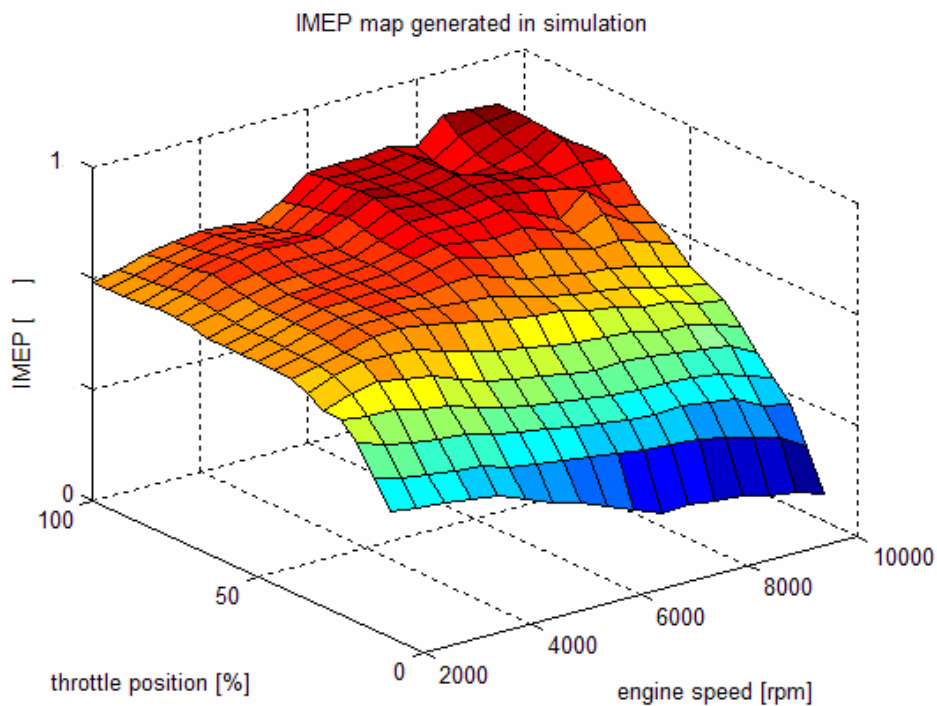
Figura 2.18: Griglia di punti motore utilizzata per costruire le mappe di coppia media indicata, massa aria, ...

	2000	2500	3000	3500	4000	...	...	...	9000	9500	10000
10	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
15	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
20	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
25	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
...	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
...	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
...	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
35	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
85	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
90	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
95	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
100	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x

Nelle seguenti figure si mostrano le mappe di coppia media indicata, di pressione media indicata, di massa di aria aspirata per ciclo, e di pressione media nel collettore di aspirazione, ottenute in simulazione con il **primo set di dati**, ovvero imponendo **anticipo di mappa base e lambda=1**.

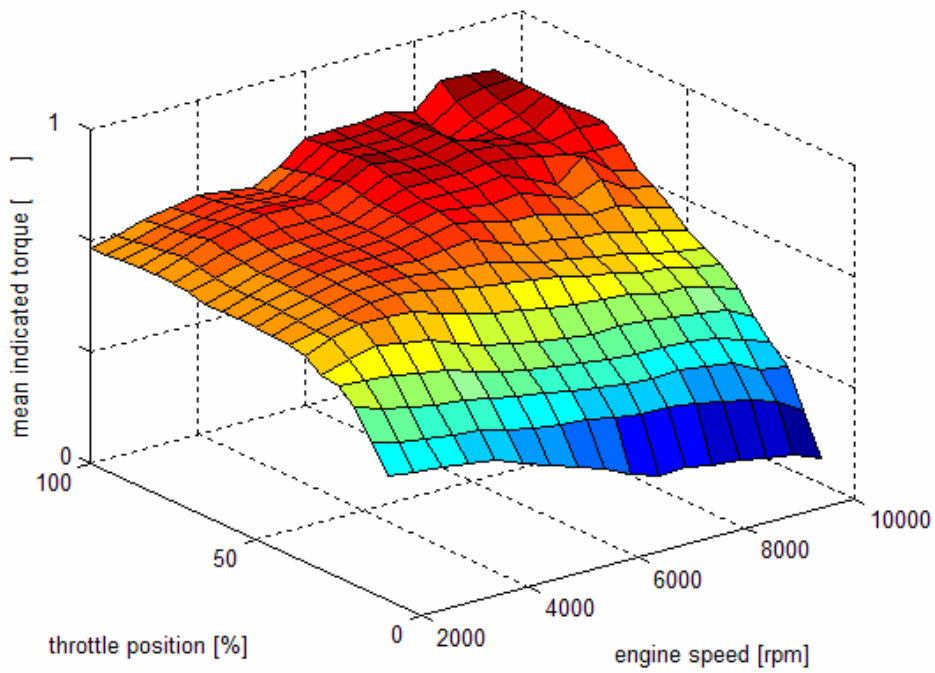
I dati nelle seguenti figure sono stati normalizzati per motivi di riservatezza.

Figura 2.19: Mappa di pressione media indicata con  $\Delta SA = 0$  e  $\lambda = 1$



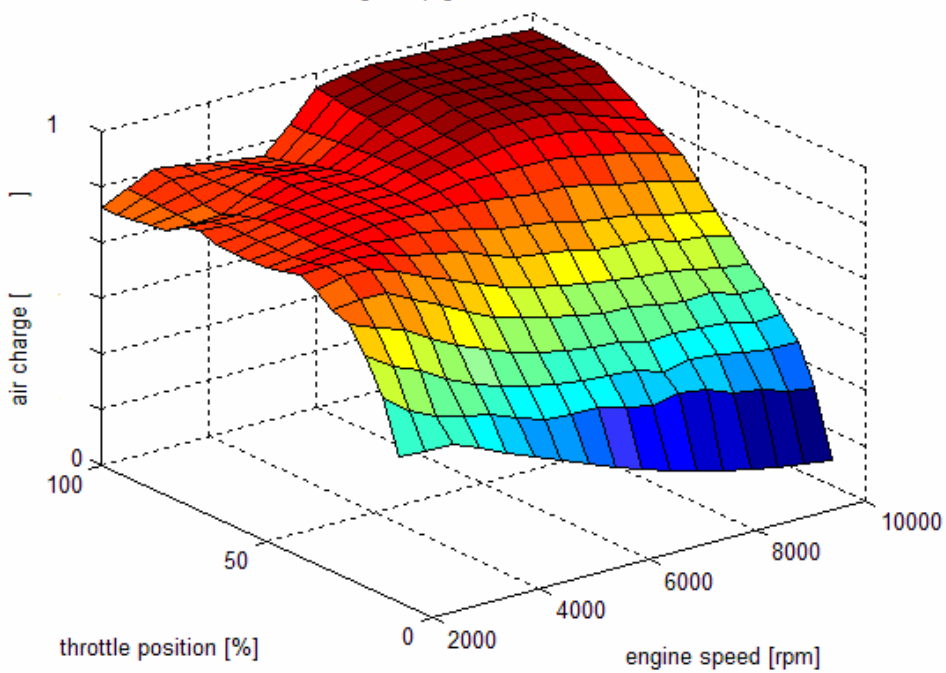
**Figura 2.20: Mappa di coppia media indicata con  $\Delta SA = 0$  e  $\lambda = 1$**

mean indicated torque map generated in simulation



**Figura 2.21: Mappa di massa di aria aspirata con  $\Delta SA = 0$  e  $\lambda = 1$**

air charge map generated in simulation



Nel seguito si mostrano le mappe di CMI ottenute questa volta con il **secondo set di dati**.



Figura 2.22: Mappe di CMI:  $\Delta SA = -7$  e  $\Delta SA = -5$  ( $\lambda = 0.95$ )

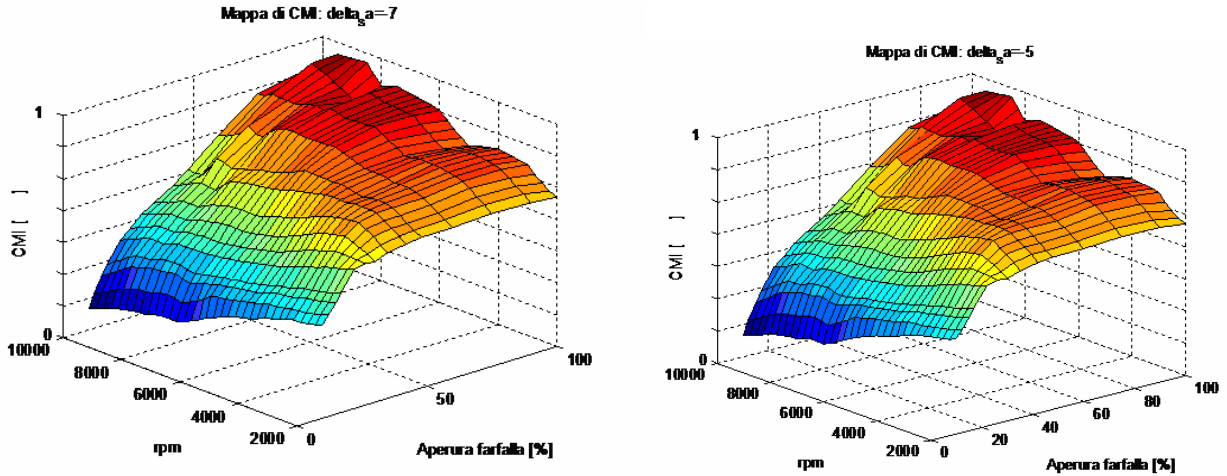
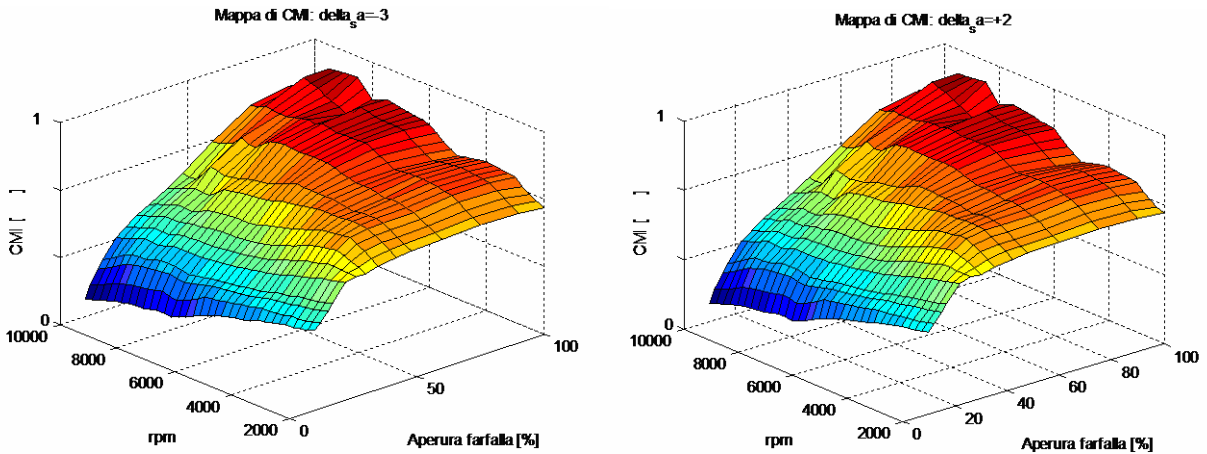


Figura 2.23: Mappe di CMI:  $\Delta SA = -3$  e  $\Delta SA = +2$  ( $\lambda = 0.95$ )



Si può osservare che le mappe si presentano regolari e prive di “buchi”, a testimonianza del fatto che il modello riesce ad interpolare bene anche in punti diversi da quelli utilizzati in fase di identificazione.



# **Capitolo 3**

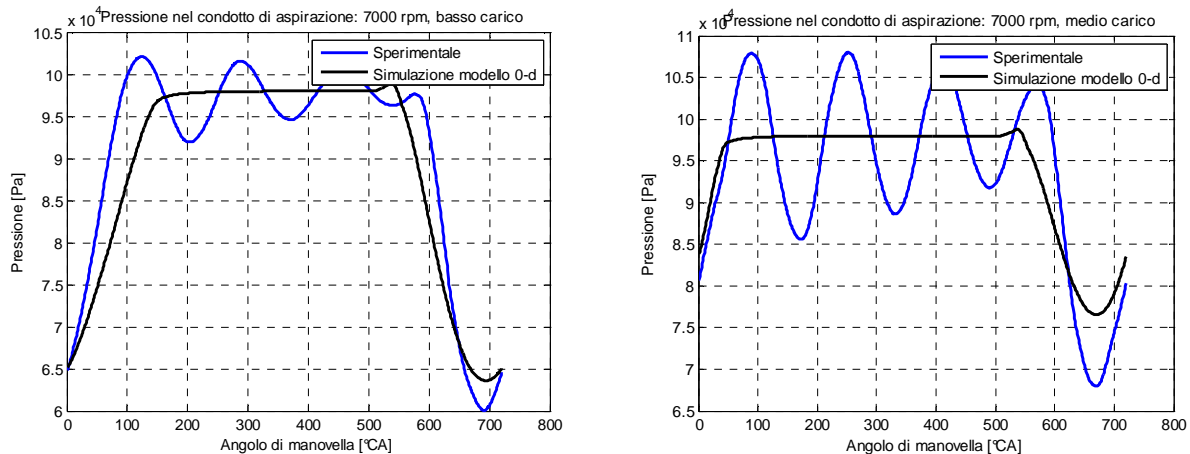
## **3 MODELLAZIONE MONODIMENSIONALE DEI CONDOTTI DI ASPIRAZIONE**

Questo capitolo descrive l'implementazione di un modello mono-dimensionale dei condotti di aspirazione e la sua integrazione nel modello motore zero-dimensionale descritto nel capitolo precedente.

Il modello zero-dimensionale presenta il limite di non riuscire a descrivere i fenomeni di propagazione delle onde di pressione nei condotti di aspirazione, che invece risultano essere importanti soprattutto in un motore monocilindrico di piccola cilindrata come il motore oggetto di studio.

Il problema risulta evidente nelle seguenti figure:

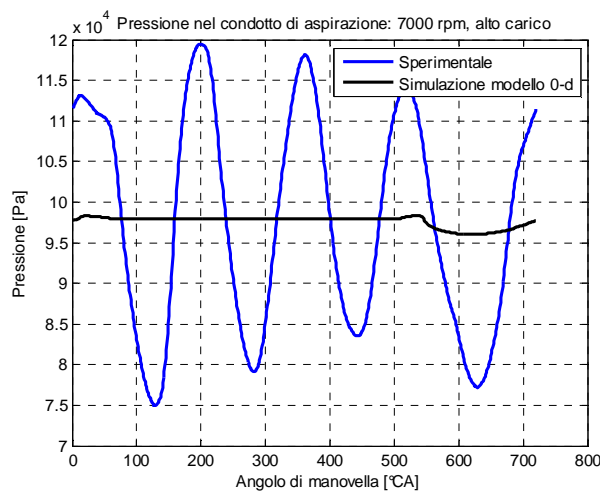
**Figura 3.1: pressione nel runner di aspirazione: 7000 rpm - basso carico e 7000 rpm - medio carico**



dove si confronta l'andamento di pressione nel condotto di aspirazione ottenuto con il modello 0-d con i risultati sperimentali, a 7000 rpm e basso carico (figura di sinistra) e a 7000 rpm e medio carico (figura di destra).

La situazione peggiora ulteriormente agli alti carichi (vedi figura seguente):

**Figura 3.2: pressione nel runner di aspirazione: 7000 rpm - medio carico**

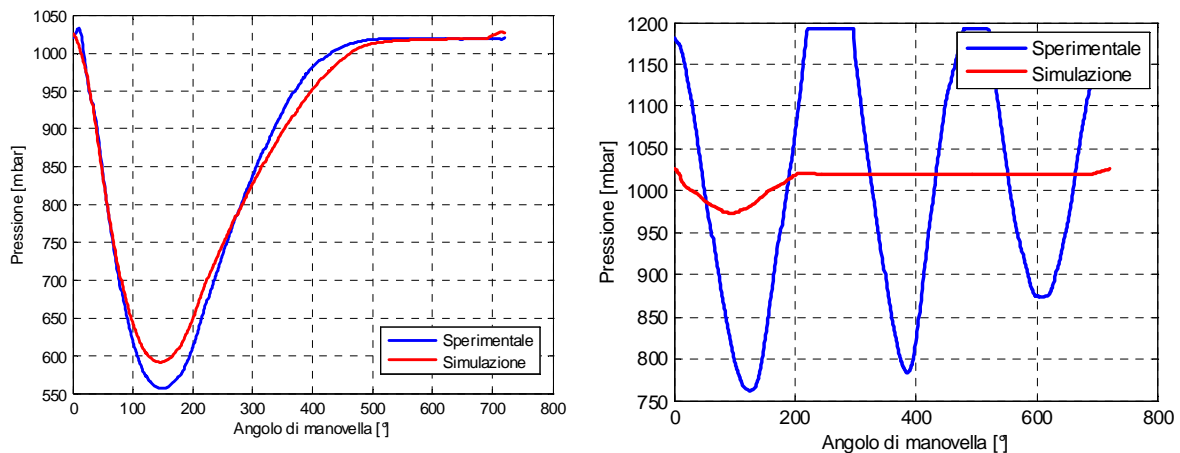


Al fine di rendere il tool di simulazione più completo è flessibile è stato sviluppato un modello che prevede una descrizione mono-dimensionale della termo-fluidodinamica dei condotti di aspirazione.

I modelli zero-dimensionali (sia quelli ai valori medi che quelli risolti su base angolo, come il modello presentato nel capitolo precedente) sono uno strumento diffuso nelle applicazioni legate al controllo motore, soprattutto a causa del ridotto sforzo computazionale richiesto da questo tipo di approccio, aspetto molto importante specialmente quando si vuole utilizzare il modello in applicazioni real-time. Tuttavia essi presentano l'inconveniente di non essere in grado di descrivere l'effetto di

propagazione delle onde di pressione nei condotti di aspirazione e di scarico. Tale aspetto è molto importante, soprattutto per quanto riguarda la tipologia di motore oggetto di studio (mono-cilindrico, con un volume del collettore di aspirazione molto piccolo): ciò risulta particolarmente evidente nella seguente figura:

**Figura 3.3: pressione nel runner di aspirazione: 2000 rpm - basso carico e 10000 rpm - alto carico**



che sottolinea che, mentre ai bassi carichi il modello riesce a simulare in modo corretto l'andamento del segnale di pressione nel collettore di aspirazione, agli alti carichi l'effetto delle onde di pressione diventa più evidente e il modello (essendo un modello zero-dimensionale) non riesce a descrivere tale fenomeno. Inoltre in alcune applicazioni, come ad esempio i sistemi HIL, un aspetto molto importante è la corretta riproduzione in simulazione del segnale di pressione, dato che esso viene utilizzato dalla centralina per stimare il carico del motore e, nel caso del sistema oggetto di studio, anche come segnale di fase (il sistema riconosce il buco di pressione generato nella fase di aspirazione, permettendo così di differenziarla dalla fase di espansione).

Date queste premesse, uno degli obiettivi fondamentali nello sviluppo del modello è stato quello di avere a disposizione uno strumento flessibile, che fosse in grado di potere essere rapidamente configurato per diversi tipi di motori (monocilindrici e bicilindrici) e per diversi tipi di applicazioni (on-line ed off-line). In particolare l'idea è quella di utilizzare il modello che prevede la descrizione mono-dimensionale dei condotti di aspirazione per applicazioni off-line, mentre nel caso di applicazioni real-time, in cui è importante avere ridotti tempi di calcolo, è possibile utilizzare il modello zero-dimensionale: in quest'ultimo caso, l'effetto dei fenomeni d'onda nel riempimento del cilindro (che è molto rilevante) viene descritto utilizzando una mappa di coefficienti correttivi del coefficiente di efflusso delle valvole sperimentale

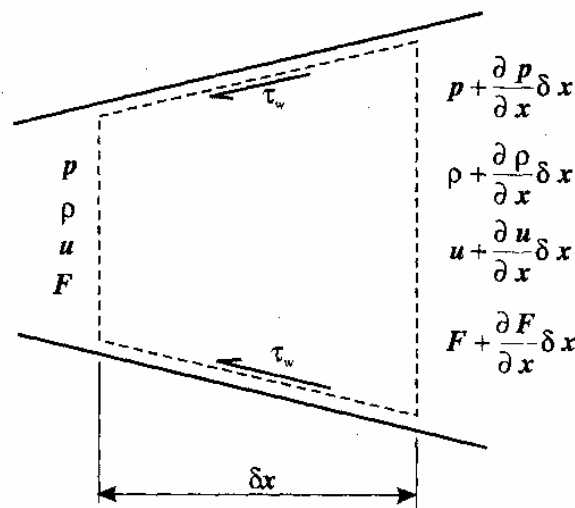
e il segnale di pressione da mandare in centralina viene generato utilizzando una mappa di forme d'onda (andamento della pressione nel collettore in funzione dell'angolo di manovella), funzione del carico e dei giri motore.

Il modello sviluppato prevede quindi una modellazione mono-dimensionale dei condotti di aspirazione, mentre il cilindro ed il collettore di scarico sono descritti mediante un approccio zero-dimensionale. Si è preferito mantenere una descrizione zero-dimensionale dello scarico al fine di ridurre il più possibile lo sforzo computazionale richiesto dal modello, con l'idea, in futuro, di potere fare girare tale modello in real-time. Si sottolinea che è possibile utilizzare una modellazione zero-dimensionale dello scarico solo a patto che l'interazione tra aspirazione e scarico durante la fase di incrocio non sia rilevante (ridotto back flow). Nel caso di configurazioni di motore più complesse (motore con più cilindri), con incroci elevati, i risultati ottenuti in simulazione potrebbero non essere molto accurati e potrebbe essere necessario sviluppare una modellazione zero-dimensionale anche dello scarico.

Nei prossimi paragrafi, dapprima vengono analizzate le equazioni che descrivono il moto di un fluido comprimibile in un condotto di sezione variabile, in condizioni non stazionarie, viene quindi mostrato il metodo numerico utilizzato per risolvere le equazioni ed infine vengono mostrati i risultati ottenuti in simulazione con il modello motore che prevede una descrizione mono-dimensionale dei condotti di aspirazione.

### 3.1 Equazioni relative al moto di un fluido comprimibile in un condotto

Figura 3.4: volume infinitesimo



Le equazioni che descrivono il flusso di un fluido comprimibile in un condotto sono [13, 14]:

a) l'equazione di conservazione della massa:

**Equazione 3.1**

$$\frac{\partial(\rho \cdot F)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot u \cdot F)}{\partial x} = 0$$

b) l'equazione di conservazione della quantità di moto:

**Equazione 3.2**

$$\frac{\partial(\rho \cdot u \cdot F)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot u^2 + p) \cdot F}{\partial x} - p \cdot \frac{\partial F}{\partial x} + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u^2 \cdot f \cdot \pi \cdot D = 0$$

c) l'equazione di conservazione dell'energia:

**Equazione 3.3**

$$\frac{\partial(\rho \cdot e_0 \cdot F)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot u \cdot h_0 \cdot F)}{\partial x} - q \cdot \rho \cdot F = 0$$

dove:

$F$ : area della sezione del condotto

$u$ : velocità

$f$ : coefficiente di attrito (funzione del numero di Reynold e della scabrezza relativa)

$D$ : diametro del condotto

$e_0$ : energia specifica: energia interna +  $\frac{u^2}{2}$

$h_0$ : entalpia totale

$q$ : potenza termica per unità di massa introdotta

Le equazioni 3.1 e 3.2 possono essere riscritte nella seguente forma:

**Equazione 3.4**

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho \cdot \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\rho \cdot u}{F} \cdot \frac{\partial F}{\partial x} = 0$$

**Equazione 3.5**

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + G = 0$$

dove G è il termine che descrive le perdite per attrito:

$$G = \frac{1}{2} \cdot u \cdot |u| \cdot f \cdot \frac{4}{D}$$

Si può dimostrare inoltre che, nel caso in cui si possa fare l'ipotesi di gas perfetto, l'equazione di conservazione dell'energia può essere riscritta nel seguente modo [15]:

**Equazione 3.6**

$$\frac{\partial p}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial p}{\partial x} - a^2 \cdot \left[ \frac{\partial \rho}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial \rho}{\partial x} \right] - (k-1) \cdot \rho \cdot (q - u \cdot G) = 0$$

dove:

a: velocità del suono:  $a = \sqrt{k \cdot R \cdot T}$ .

Le equazioni 3.4, 3.5 e 3.6 possono poi essere combinate linearmente nel seguente modo:

1. (equazione 3.6)+a<sup>2</sup>(equazione 3.4)+pa(equazione 3.5)
2. (equazione 3.6)+a<sup>2</sup>(equazione 3.4)-pa(equazione 3.5)
3. equazione 3.6

Si ottiene il seguente sistema di equazioni differenziali:

**Equazione 3.7**

$$\frac{\partial p}{\partial t} + (u+a) \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + \rho \cdot a \cdot \left[ \frac{\partial u}{\partial t} + (u+a) \cdot \frac{\partial u}{\partial x} \right] + \Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3 = 0$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} + (u-a) \cdot \frac{\partial p}{\partial x} - \rho \cdot a \cdot \left[ \frac{\partial u}{\partial t} + (u-a) \cdot \frac{\partial u}{\partial x} \right] + \Delta_1 + \Delta_2 - \Delta_3 = 0$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial p}{\partial x} - a^2 \cdot \left[ \frac{\partial \rho}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial \rho}{\partial x} \right] + \Delta_1 = 0$$

dove:



$$\Delta_1 = -(k-1) \cdot \rho \cdot (q - u \cdot G)$$

$$\Delta_2 = \frac{\rho \cdot u \cdot a^2}{F} \cdot \frac{\partial F}{\partial x}$$

$$\Delta_3 = \rho \cdot a \cdot G$$

I termini  $\Delta_1$ ,  $\Delta_2$  e  $\Delta_3$  descrivono le variazioni di sezione, le perdite per attrito e lo scambio termico nel condotto.

Dalla definizione di differenziale per  $p$  e  $u$  si ottiene:

$$dp = \frac{\partial p}{\partial t} \cdot dt + \frac{\partial p}{\partial x} \cdot dx$$

$$du = \frac{\partial u}{\partial t} \cdot dt + \frac{\partial u}{\partial x} \cdot dx$$

E' possibile scegliere  $dt$  e  $dx$  in modo arbitrario. In particolare scegliamo un percorso specifico

$dx=(u+a)dt$  che sostituito nel differenziale offre:

**Equazione 3.8**

$$dp = \left[ \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial p}{\partial x} \cdot (u + a) \right] \cdot dt$$

$$du = \left[ \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial u}{\partial x} \cdot (u + a) \right] \cdot dt$$

Combinando l'equazione 3.8 con la prima equazione del sistema 3.7 si ottiene:

**Equazione 3.9**

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \rho \cdot a \cdot \frac{\partial u}{\partial t} + \Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3 = 0$$

$$\frac{dx}{dt} = u + a$$

L'equazione 3.9 ci dice che è possibile trovare un determinato percorso ( $dx=(u+a)dt$ ) in cui la prima delle equazioni del sistema 3.7 può essere trasformata da equazione differenziale alle derivate parziali a equazione differenziale ordinaria.

Si può procedere in modo simile per la seconda equazione:

**Equazione 3.10**

$$dp = \left[ \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial p}{\partial x} \cdot (u - a) \right] \cdot dt$$
$$du = \left[ \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial u}{\partial x} \cdot (u - a) \right] \cdot dt$$

L'equazione 3.10 può essere combinata con la seconda equazione del sistema 3.7 e consente di trasformare tale equazione in una equazione differenziale ordinaria lungo il percorso  $dx=(u-a)dt$ :

**Equazione 3.11**

$$\frac{\partial p}{\partial t} - \rho \cdot a \cdot \frac{\partial u}{\partial t} + \Delta_1 + \Delta_2 - \Delta_3 = 0$$
$$\frac{dx}{dt} = u - a$$

Anche la terza equazione può essere trattata allo stesso modo scegliendo un percorso (per percorso si intende un insieme di punti del piano x-t legati da una certa relazione)  $dx=udt$ . Procedendo in maniera analoga a quanto fatto prima si ottiene:

**Equazione 3.12**

$$\frac{\partial p}{\partial t} - a^2 \cdot \frac{\partial \rho}{\partial t} + \Delta_1 = 0$$
$$\frac{dx}{dt} = u$$

Riassumendo il sistema di equazioni differenziali 3.7 può essere trasformato in un sistema di equazioni ordinarie scegliendo opportuni percorsi chiamati linee caratteristiche:

**Equazione 3.13**

equazioni	linee caratteristiche
$\frac{\partial p}{\partial t} + \rho \cdot a \cdot \frac{\partial u}{\partial t} + \Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3 = 0$	$\frac{dx}{dt} = u + a$
$\frac{\partial p}{\partial t} - \rho \cdot a \cdot \frac{\partial u}{\partial t} + \Delta_1 + \Delta_2 - \Delta_3 = 0$	$\frac{dx}{dt} = u - a$
$\frac{\partial p}{\partial t} - a^2 \cdot \frac{\partial \rho}{\partial t} + \Delta_1 = 0$	$\frac{dx}{dt} = u$

Si osserva che le incognite del sistema di equazioni differenziali sono la pressione  $p$ , la densità  $\rho$  e la velocità  $u$ . Note  $p$  e  $\rho$  si può calcolare la temperatura  $T$  tramite l'equazione di stato dei gas e di conseguenza si può calcolare anche la velocità del suono  $a$ .

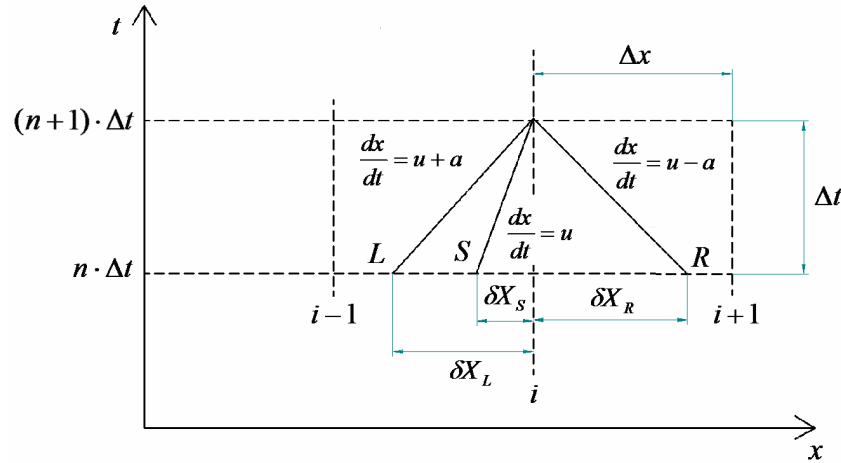
### **3.2 Metodo di soluzione adottato**

Poiché non è possibile in generale risolvere il sistema di equazioni differenziali costituito dalle equazioni 3.7, è necessario adottare un metodo numerico di soluzione. In questo modo tale sistema di equazioni differenziali viene discretizzato e trasformato in un sistema di equazioni algebriche che possono essere facilmente risolte. Tra i numerosi metodi numerici presenti in letteratura è stato utilizzato il metodo CIR, il cui nome deriva dagli autori Courant, Isaacson e Rees [13, 16].

Tale metodo presenta il vantaggio di essere relativamente semplice da implementare e anche se presenta un'accuratezza del primo ordine (mentre altri metodi, come ad esempio il metodo Lax-Wendroff, presentano un'accuratezza del secondo ordine [13]) e non si presta molto bene a descrivere le discontinuità che possono esserci nel campo di moto, presenta il vantaggio di essere più stabile.

Una volta definita la griglia di soluzione (le equazioni sono risolte in corrispondenza dei punti di tale griglia), il problema che ci proponiamo di risolvere è quello di calcolare la pressione  $p$ , la densità  $\rho$  e la velocità  $u$  in  $[i, n+1]$  (dove  $i$  identifica la coordinata spaziale ed  $n+1$  identifica il tempo), una volta note pressione  $p$ , densità  $\rho$  e velocità  $u$  nei punti  $[i-1, n]$ ,  $[i, n]$  e  $[i+1, n]$ .

Figura 3.4



Se discretizziamo le equazioni 3.13, facendo riferimento alla figura 3.4, possiamo scrivere il seguente sistema di equazioni lineari:

Equazione 3.14

$$\begin{aligned} \frac{1}{\rho_L^n \cdot a_L^n} \cdot (p_i^{n+1} - p_L^n) + (u_i^{n+1} - u_L^n) + \frac{1}{\rho_L^n \cdot a_L^n} \cdot [\Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3]_L^n \cdot \Delta t &= 0 \\ \frac{1}{\rho_R^n \cdot a_R^n} \cdot (p_i^{n+1} - p_R^n) - (u_i^{n+1} - u_R^n) + \frac{1}{\rho_R^n \cdot a_R^n} \cdot [\Delta_1 + \Delta_2 - \Delta_3]_R^n \cdot \Delta t &= 0 \\ (p_i^{n+1} - p_S^n) - (a_S^n)^2 (\rho_i^{n+1} - \rho_S^n) + [\Delta_1]_S^n \cdot \Delta t &= 0 \end{aligned}$$

dove:

- $\Delta t$ : passo temporale di soluzione
- I pedici si riferiscono alla coordinata spaziale
- Gli apici si riferiscono alla coordinata temporale

Si osserva che si tratta di un sistema lineare di tre equazioni in tre incognite ( $p_i^{n+1}$ ,  $u_i^{n+1}$  e  $\rho_i^{n+1}$ ), posto che siano note le varie grandezze nei punti  $[L, n]$ ,  $[R, n]$  e  $[S, n]$ .

Per calcolare il valore che le varie grandezze assumono in  $[L, n]$ ,  $[R, n]$  e  $[S, n]$  si procede con un'interpolazione lineare. Ad esempio, facendo sempre riferimento alla figura 3.4:

**Equazione 3.15**

<b>[L, n]</b>	<b>[R, n],</b>	<b>[S, n],</b>
$p_L^n = p_i^n - \frac{\delta x_L}{\Delta x} \cdot (p_i^n - p_{i-1}^n)$	$p_R^n = p_i^n - \frac{\delta x_R}{\Delta x} \cdot (p_{i+1}^n - p_i^n)$	$p_S^n = p_i^n - \frac{\delta x_S}{\Delta x} \cdot (p_i^n - p_{i-1}^n)$
$u_L^n = u_i^n - \frac{\delta x_L}{\Delta x} \cdot (u_i^n - u_{i-1}^n)$	$u_R^n = u_i^n - \frac{\delta x_R}{\Delta x} \cdot (u_{i+1}^n - u_i^n)$	$u_S^n = u_i^n - \frac{\delta x_S}{\Delta x} \cdot (u_i^n - u_{i-1}^n)$
...	...	...

Vediamo adesso come si calcolano i termini  $\frac{\delta x_L}{\Delta x}$ ,  $\frac{\delta x_R}{\Delta x}$  e  $\frac{\delta x_S}{\Delta x}$  che compaiono nelle equazioni precedenti.

Partiamo dal termine  $\frac{\delta x_L}{\Delta x}$ . Esso può essere calcolato utilizzando le seguenti equazioni:

**Equazione 3.16**

$$\frac{\delta x_L}{\Delta t} = u_L^n + a_L^n$$

$$u_L^n = u_i^n - \frac{\delta x_L}{\Delta x} \cdot (u_i^n - u_{i-1}^n)$$

$$a_L^n = a_i^n - \frac{\delta x_L}{\Delta x} \cdot (a_i^n - a_{i-1}^n)$$

Combinando le tre equazioni si ottiene:

**Equazione 3.17**

$$\frac{\delta x_L}{\Delta x} = \frac{u_i^n + a_i^n}{\frac{\Delta x}{\Delta t} + (u_i^n - u_{i-1}^n) + (a_i^n - a_{i-1}^n)}$$

In maniera analoga si ottengono gli altri due termini  $\frac{\delta x_R}{\Delta x}$  e  $\frac{\delta x_S}{\Delta x}$ :

**Equazione 3.18**

$$\frac{\delta x_R}{\Delta x} = \frac{u_i^n - a_i^n}{\frac{\Delta x}{\Delta t} + (u_{i+1}^n - u_i^n) - (a_{i+1}^n - a_i^n)}$$

$$\frac{\delta x_S}{\Delta x} = \frac{u_i^n}{\frac{\Delta x}{\Delta t} + (u_i^n - u_{i-1}^n)}$$

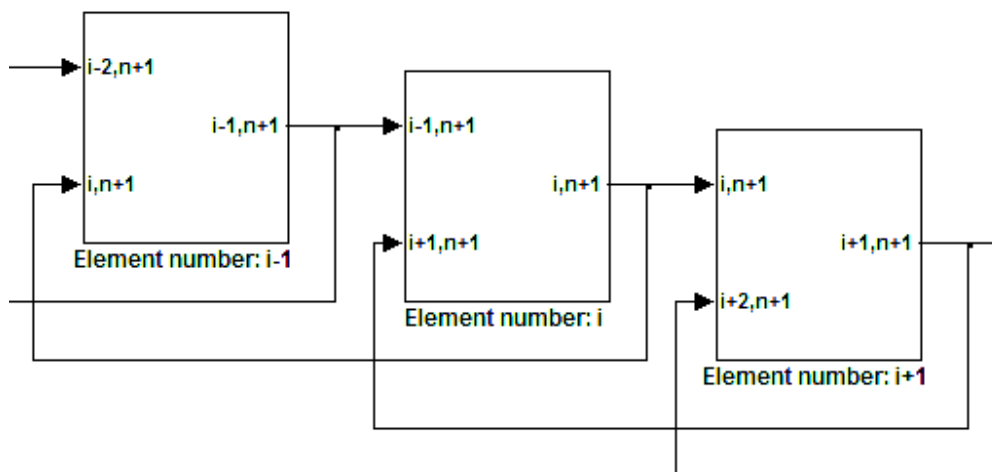
A questo punto risulta chiaro come si calcola la pressione  $p$ , la densità  $\rho$  e la velocità  $u$  in  $[i, n+1]$ , partendo dalla conoscenza delle varie grandezze in  $[i-1, n]$ ,  $[i, n]$  e  $[i+1, n]$ :

1. Le equazioni 3.17 e 3.18 ci permettono di calcolare i termini  $\frac{\delta x_L}{\Delta x}$ ,  $\frac{\delta x_R}{\Delta x}$  e  $\frac{\delta x_S}{\Delta x}$
2. Le equazioni 3.15 ci permettono di calcolare le varie grandezze in  $[L, n]$ ,  $[R, n]$  e  $[S, n]$
3. La soluzione del sistema di equazioni lineari 3.14 ci permette di calcolare infine le tre incognite  $p_i^{n+1}$ ,  $u_i^{n+1}$  e  $\rho_i^{n+1}$ .

E' quindi possibile costruire un algoritmo che permetta di calcolare le proprietà del fluido al tempo  $[(n+1)*\Delta t]$  in ogni punto del condotto, eccetto che alle estremità: infatti le precedenti equazioni possono essere utilizzate solo nei punti intermedi del condotto. Inoltre vale la pena di osservare che all'istante iniziale le proprietà del fluido sono note, dato che devono essere definite le condizioni iniziali.

Di seguito si mostra come è stato implementato il metodo numerico di soluzione in Simulink:

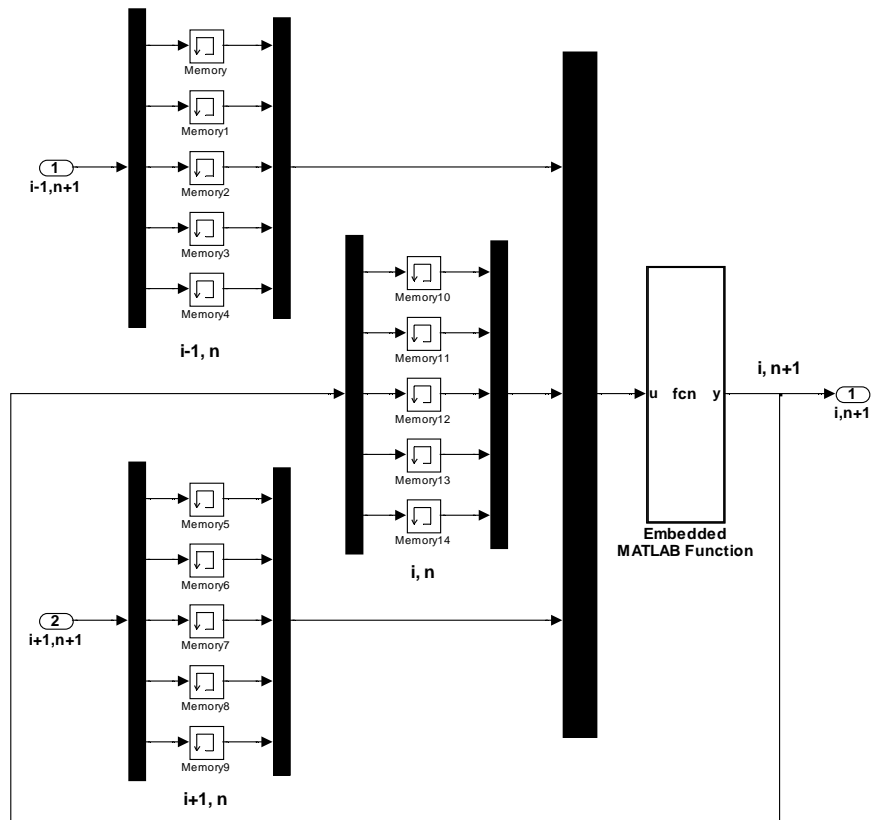
Figura 3.5: Implementazione del metodo CIR in Simulink



E' stata sviluppata una libreria di elementi, che include tutte le tipologie di elementi necessarie per la simulazione del modello (elementi intermedi, valvole, giunzioni,...). La precedente figura mostra che gli input del blocco di Simulink che rappresenta l'elemento  $i$ -esimo del condotto sono le proprietà del fluido degli elementi adiacenti. La seguente figura mostra invece la struttura interna del blocco che rappresenta

l'elemento  $i$ -esimo: per ogni blocco, sono state utilizzate delle *Embedded Matlab Function* [5] per risolvere il sistema di equazioni algebriche 3.14. Vale la pena di notare che gli input della *Embedded Matlab Function* sono le proprietà del fluido relative agli elementi  $i-1$ ,  $i$  ed  $i+1$  al precedente passo di simulazione (vedi i blocchi *Memory*).

Figura 3.6: Struttura dell'elemento  $i$ -esimo



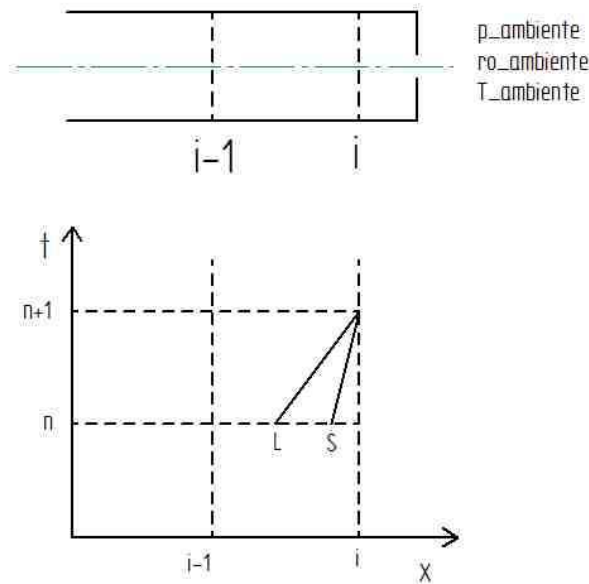
### 3.2 Condizioni al contorno

Nel precedente paragrafo si è individuato un metodo che permette di calcolare le grandezze termodinamiche in  $[i, n+1]$ , partendo dalla conoscenza delle varie grandezze in  $[i-1, n]$ ,  $[i, n]$  e  $[i+1, n]$ . Volendo studiare il problema del moto di un fluido comprimibile in un condotto, si discretizza il condotto stesso con un certo numero di sezioni in cui si vogliono calcolare le varie grandezze fisiche (si sceglie quindi un  $\Delta x$ , distanza tra una sezione e la successiva) e si sceglie un opportuno passo di soluzione  $\Delta t$ . Occorre definire a questo punto le condizioni iniziali, cioè il valore iniziale che le grandezze termodinamiche assumono in ogni sezione e occorre

definire anche le condizioni al contorno, cioè il valore che le grandezze termodinamiche assumono (al trascorrere del tempo) alle estremità del condotto. Il metodo esposto nel paragrafo precedente consente di calcolare lo stato termo-fluidodinamico al time-step successivo ( $[i, n+1]$ ) solo nelle sezioni intermedie, dato che per calcolare lo stato in  $[i, n+1]$  occorre conoscere lo stato fisico nelle sezioni  $[i-1, n]$  (sezione precedente),  $[i, n]$  e  $[i+1, n]$  (sezione successiva). Il calcolo dello stato fisico nella prima sezione del condotto e nell'ultima risulta più complesso, dato che le equazioni da risolvere possono essere non lineari.

Prendiamo come esempio la sezione finale.

**Figura 3.7: condizioni al contorno**



Si può osservare che questa volta possiamo scrivere solo due equazioni, relative alle linee caratteristiche che partono da L e da S:

**Equazione 3.19**

$$\frac{1}{\rho_L^n \cdot a_L^n} \cdot (p_i^{n+1} - p_L^n) + (u_i^{n+1} - u_L^n) + \frac{1}{\rho_L^n \cdot a_L^n} \cdot [\Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3]_L^n \cdot \Delta t = 0$$

$$(p_i^{n+1} - p_S^n) - (a_S^n)^2 (\rho_i^{n+1} - \rho_S^n) + [\Delta_1]_S^n \cdot \Delta t = 0$$

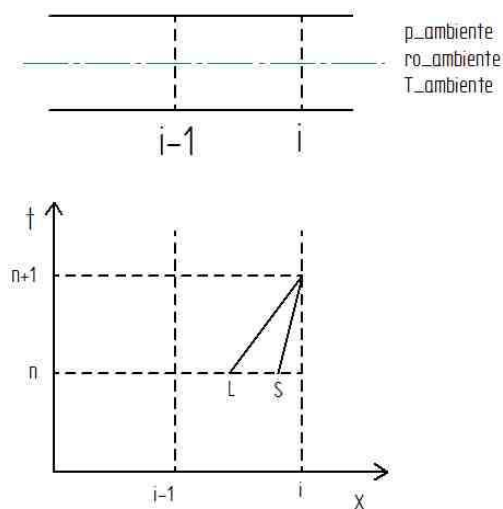
Poiché le incognite sono tre ( $p_i^{n+1}$ ,  $u_i^{n+1}$  e  $\rho_i^{n+1}$ ), occorre aggiungere una terza equazione. Si possono presentare diverse situazioni.



- **Pressione imposta**

Nel caso in cui si possa considerare che la pressione nell'ultima sezione del condotto sia uguale a quella dell'ambiente esterno l'equazione da aggiungere è molto semplice: basta imporre che la pressione in  $[i, n+1]$  sia uguale a quella dell'ambiente esterno.

**Figura 3.8: condizioni al contorno: pressione imposta**



Il sistema di equazioni da risolvere diventa quindi:

**Equazione 3.20**

$$\frac{1}{\rho_L^n \cdot a_L^n} \cdot (p_i^{n+1} - p_L^n) + (u_i^{n+1} - u_L^n) + \frac{1}{\rho_L^n \cdot a_L^n} \cdot [\Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3]_L^n \cdot \Delta t = 0$$

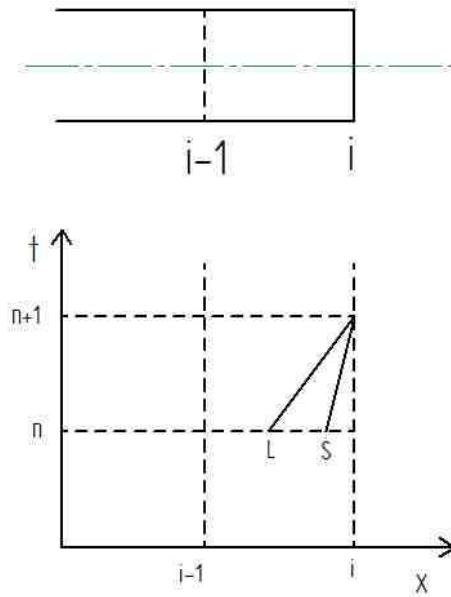
$$(p_i^{n+1} - p_S^n) - (a_S^n)^2 (\rho_i^{n+1} - \rho_S^n) + [\Delta_1]_S^n \cdot \Delta t = 0$$

$$p_i^{n+1} = p\_ambiente$$

- **Estremo chiuso**

Anche nel caso in cui l'estremità del tubo sia chiusa la soluzione del sistema di equazioni è semplice, dato che, per quanto riguarda la terza equazione da aggiungere, basta imporre che la velocità nell'ultima sezione sia nulla.

Figura 3.9: condizioni al contorno: estremo chiuso



In questo caso il sistema di equazioni da risolvere diventa:

Equazione 3.21

$$\frac{1}{\rho_L^n \cdot a_L^n} \cdot (p_i^{n+1} - p_L^n) + (u_i^{n+1} - u_L^n) + \frac{1}{\rho_L^n \cdot a_L^n} \cdot [\Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3]_L^n \cdot \Delta t = 0$$

$$(p_i^{n+1} - p_S^n) - (a_S^n)^2 (\rho_i^{n+1} - \rho_S^n) + [\Delta_1]_S^n \cdot \Delta t = 0$$

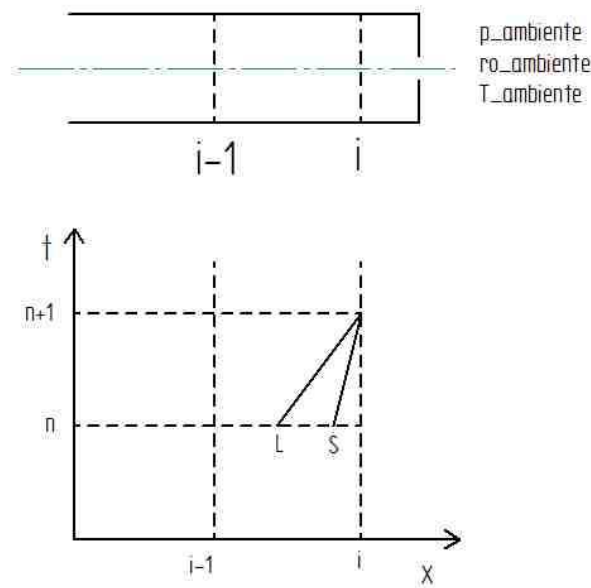
$$u_i^{n+1} = 0$$

- *Estremo parzialmente aperto*

Questa è sicuramente la condizione più difficile da modellare.

Si assume che il flusso tra la sezione  $i$  e l'ambiente esterno possa essere trattato con le equazioni che descrivono il flusso stazionario e isoentropico tra due ambienti a pressione diversa separati da una strozzatura.

**Figura 3.10: condizioni al contorno: estremo parzialmente aperto**



In questo caso il sistema di equazioni diventa il seguente:

**Equazione 3.22**

$$\rho_i^{n+1} \cdot F_i \cdot u_i^{n+1} = \rho_t^{n+1} \cdot F_t \cdot u_t^{n+1}$$

$$\frac{p_i^{n+1}}{\rho_i^{n+1}} \cdot \left( \frac{k}{k-1} \right) + \frac{(u_i^{n+1})^2}{2} = \frac{p_t^{n+1}}{\rho_t^{n+1}} \cdot \left( \frac{k}{k-1} \right) + \frac{(u_t^{n+1})^2}{2}$$

$$\frac{p_i^{n+1}}{(\rho_i^{n+1})^k} = \frac{p_t^{n+1}}{(\rho_t^{n+1})^k}$$

$$p_t^{n+1} = p_{\text{ambiente}}$$

$$\frac{1}{\rho_L^n \cdot a_L^n} \cdot (p_i^{n+1} - p_L^n) + (u_i^{n+1} - u_L^n) + \frac{1}{\rho_L^n \cdot a_L^n} \cdot [\Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3]_L^n \cdot \Delta t = 0$$

$$(p_i^{n+1} - p_S^n) - (a_S^n)^2 (\rho_i^{n+1} - \rho_S^n) + [\Delta_1]_S^n \cdot \Delta t = 0$$

dove:

$F_i$ : area efficace di passaggio della strozzatura

$p_i^{n+1}$ ,  $\rho_i^{n+1}$  e  $u_i^{n+1}$ : pressione, densità e velocità in corrispondenza della strozzatura (sezione di massimo restringimento della vena)

Si può osservare che le prime tre equazioni rappresentano le equazioni che descrivono il flusso stazionario e isoentropico tra due ambienti a pressione diversa

separati da una strozzatura. La quarta equazione impone che la pressione nella sezione di massimo restringimento di vena sia pari alla pressione dell'ambiente esterno.

Si osserva che il sistema dell'equazione 3.22 è un sistema di sei equazioni in sei incognite:  $p_i^{n+1}$ ,  $u_i^{n+1}$ ,  $\rho_i^{n+1}$ ,  $p_i^{n+1}$ ,  $\rho_i^{n+1}$  e  $u_i^{n+1}$ .

Le prime tre equazioni del sistema 3.22 possono essere combinate insieme. Il risultato è il seguente:

**Equazione 3.23**

$$u_i^{n+1} = \frac{F_t}{F_i} \cdot \sqrt{\frac{p_i^{n+1}}{\rho_i^{n+1}}} \cdot \Phi\left(\frac{p_t^{n+1}}{p_i^{n+1}}\right)$$

$$p_i^{n+1} = p_{\text{ambiente}}$$

$$\frac{1}{\rho_L^n \cdot a_L^n} \cdot (p_i^{n+1} - p_L^n) + (u_i^{n+1} - u_L^n) + \frac{1}{\rho_L^n \cdot a_L^n} \cdot [\Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3]_L^n \cdot \Delta t = 0$$

$$(p_i^{n+1} - p_S^n) - (a_S^n)^2 (\rho_i^{n+1} - \rho_S^n) + [\Delta_1]_S^n \cdot \Delta t = 0$$

dove:

$$\Phi\left(\frac{p_t^{n+1}}{p_i^{n+1}}\right) = \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k-1} \cdot \left[ \left(\frac{p_t^{n+1}}{p_i^{n+1}}\right)^{2/k} - \left(\frac{p_t^{n+1}}{p_i^{n+1}}\right)^{(k+1)/k} \right]}$$

nel caso di flusso subsonico

$$\Phi\left(\frac{p_t^{n+1}}{p_i^{n+1}}\right) = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot \left[ \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{2}{k} \cdot \frac{k}{k-1}} \left( 1 - \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k-1}{k} \cdot \frac{k}{k-1}} \right) \right]}$$

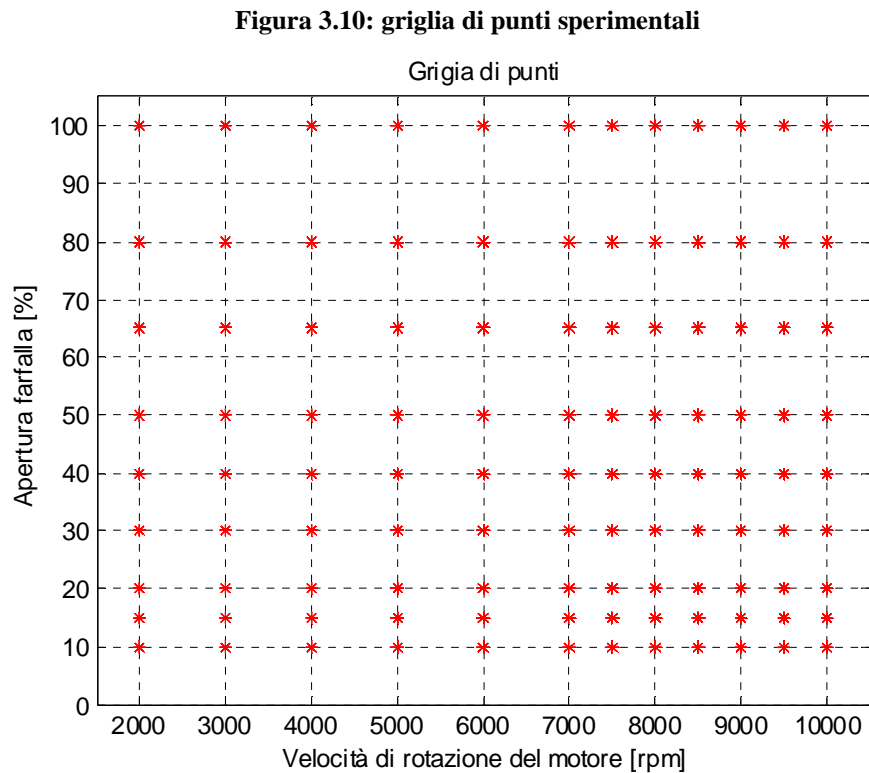
nel caso di flusso sonico

Oltre alle condizioni di flusso sonico/subsonico, chiaramente si devono considerare anche le condizioni di moto diretto/inverso.

Si può osservare che il sistema di equazioni 3.23 risulta non lineare, cosa che ne rende complessa la soluzione. Occorre quindi adottare un metodo numerico di soluzione

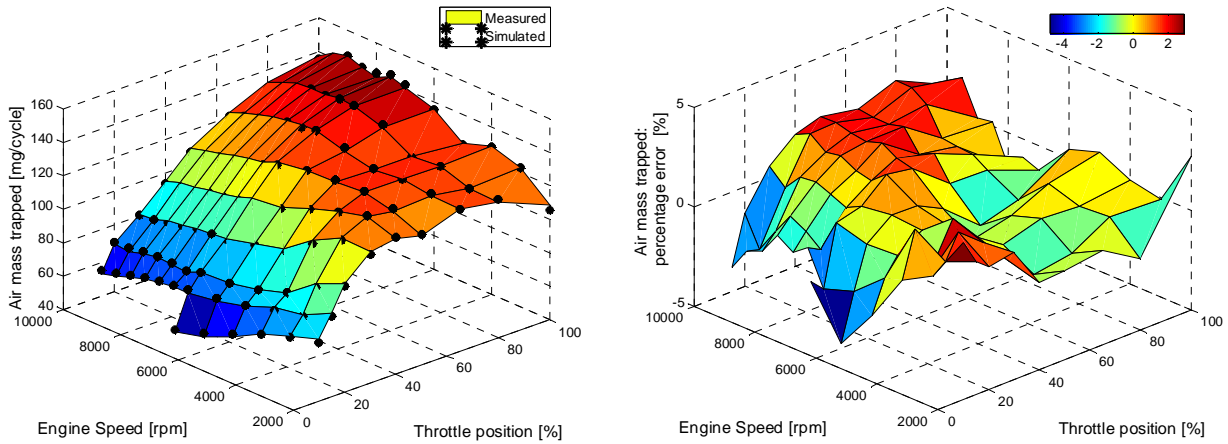
### 3.3 Validazione del modello

Il modello sviluppato è stato validato sullo stesso set di dati sperimentali mostrato in precedenza (paragrafo 2.4), su cui è stato validato il modello zero-dimensionale descritto nel capitolo precedente. Di seguito si mostra la griglia di punti motore sperimentali:



Le figure seguenti mostrano il confronto tra la massa d'aria aspirata all'interno del cilindro in un ciclo ottenuta in simulazione e quella sperimentale ed il relativo errore percentuale:

**Figura 3.11: massa d'aria aspirata per cilindro per ciclo ed errore percentuale**

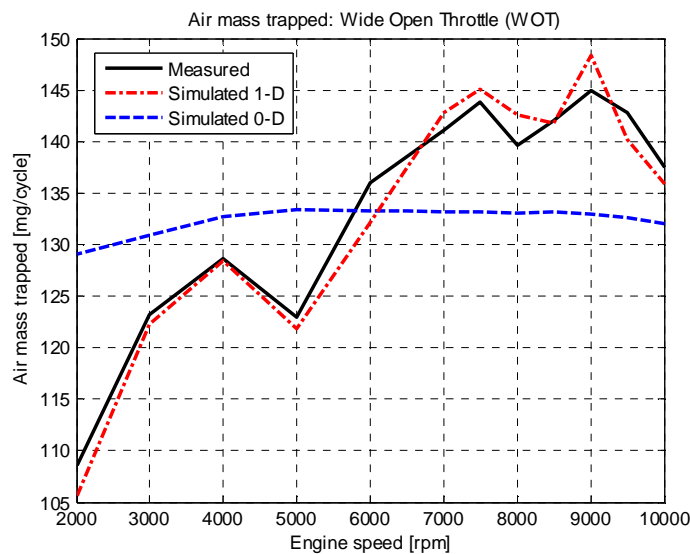


E' possibile osservare che l'errore percentuale si mantiene basso (minore del 5%) in tutto il campo di funzionamento del motore.

La seguente figura mostra il confronto (in condizioni di massimo carico) tra:

1. La quantità di aria aspirata in un ciclo sperimentale
2. La quantità di aria aspirata in un ciclo ottenuta con il modello mono-dimensionale dei condotti di aspirazione
3. La quantità di aria aspirata in un ciclo ottenuta con il modello interamente zero-dimensionale

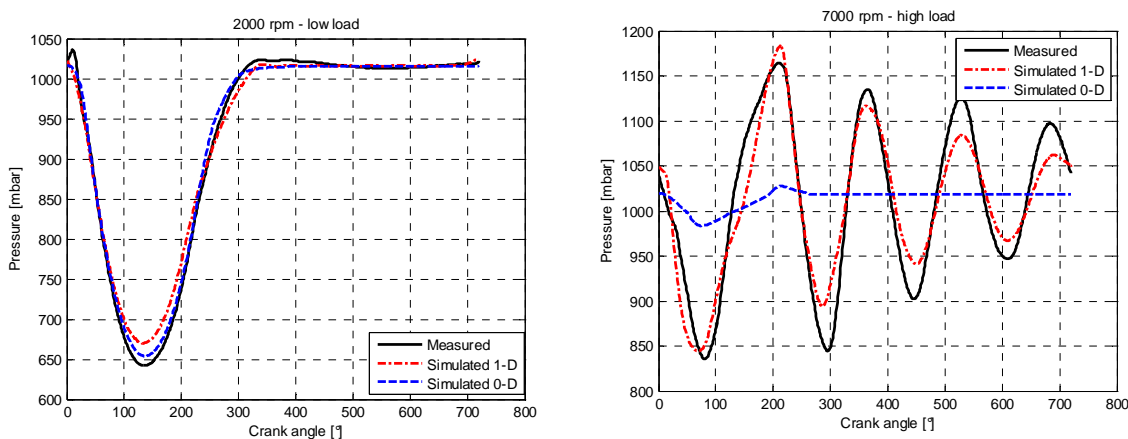
**Figura 3.12: massa d'aria aspirata per cilindro per ciclo in condizioni di massimo carico: confronto tra il valore sperimentale, il modello zero-dimensionale e il modello mono-dimensionale**



Si osserva che, mentre il modello zero-dimensionale non è in grado di simulare il comportamento del motore in condizioni di massimo carico, la buona corrispondenza tra i risultati ottenuti in simulazione con il modello mono-dimensionale dei condotti di aspirazione e i dati sperimentali testimonia il corretto funzionamento del modello. Si osserva inoltre che il riempimento del cilindro dipende in maniera rilevante dal regime motore a causa dei fenomeni d'onda che hanno luogo nei condotti e che il modello zero-dimensionale non è in grado di descrivere tali fenomeni. Tuttavia, come già detto in precedenza, volendo utilizzare il modello zero-dimensionale per applicazioni real-time, è possibile identificare ed inserire nel modello dei coefficienti correttivi, mappati in funzione di regime motore e grado di apertura farfalla, in modo tale da potere simulare in modo corretto il riempimento del cilindro anche con un modello zero-dimensionale.

Le seguenti figure mostrano il confronto tra il segnale di pressione nel condotto di aspirazione ottenuto in simulazione (modello mono-dimensionale e zero-dimensionale) e quello sperimentale in corrispondenza di due punti motore (2000 rpm e basso carico e 7000 rpm ed alto carico):

**Figura 3.13 segnale di pressione nel runner di aspirazione: confronto tra il valore sperimentale, il modello zero-dimensionale e il modello mono-dimensionale**



Si osserva che, mentre a bassi giri e basso carico entrambi i modelli simulano in maniera corretta il funzionamento del motore, ad alti giri ed alto carico il segnale di pressione ottenuto con il modello zero-dimensionale è completamente differente da quello sperimentale ed è necessario passare ad una modellazione mono-dimensionale del sistema di aspirazione per descrivere in maniera corretta l'andamento del segnale di pressione. Tuttavia, come osservato in precedenza, è possibile utilizzare il modello zero-dimensionale in applicazioni real-time, a patto che il segnale di pressione da

mandare in centralina venga corretto, soprattutto ad alto carico ed alti regimi, ad esempio utilizzando una mappa di forme d'onda (andamento della pressione nel collettore in funzione dell'angolo di manovella), funzione del carico e dei giri motore. Si osserva inoltre che, in mancanza di dati sperimentali relativi al segnale di pressione nel collettore di aspirazione, è possibile utilizzare off-line il modello che prevede una descrizione mono-dimensionale dei condotti di aspirazione per generare la mappa di forme d'onda da utilizzare on-line nel modello real-time.

### **3.4 Studio degli effetti di un sistema di fasatura variabile delle valvole di aspirazione sulle prestazioni del motore**

Dopo la fase di validazione, il modello è stato utilizzato per valutare, in simulazione, gli effetti e gli eventuali benefici che si potevano ottenere, in termini di prestazioni, equipaggiando il motore con un sistema di fasatura variabile delle valvole di aspirazione (Variable Valve Timing, *VVT*). Inoltre, al fine di verificare ancora più a fondo le prestazioni del modello, i risultati ottenuti in simulazione sono stati confrontati con i risultati ottenuti, sempre in simulazione, utilizzando un codice mono-dimensionale commerciale (Ricardo Wave). Come accennato in precedenza, l'approccio presentato in questa trattazione, potrebbe presentare dei limiti, dato che il modello sviluppato prevede una modellazione mono-dimensionale dei condotti di aspirazione, mentre i condotti di scarico sono stati descritti utilizzando un approccio zero-dimensionale. In particolare, all'aumentare dell'incrocio, i risultati ottenuti in simulazione potrebbero essere poco accurati, dal momento che l'interazione tra scarico ed aspirazione potrebbe diventare significativa e potrebbero verificarsi fenomeni di back-flow. In questo senso, il fatto di confrontare i risultati ottenuti dal modello presentato nei precedenti paragrafi con i risultati ottenuti utilizzando un codice mono-dimensionale commerciale (in cui anche lo scarico è modellato utilizzando un approccio mono-dimensionale) risulta utile fondamentalmente per due motivi:

- Per validare ulteriormente il modello
- Per valutare i limiti dell'approccio presentato in questa trattazione, andando a valutare l'errore commesso utilizzando una descrizione zero-dimensionale dei condotti di scarico



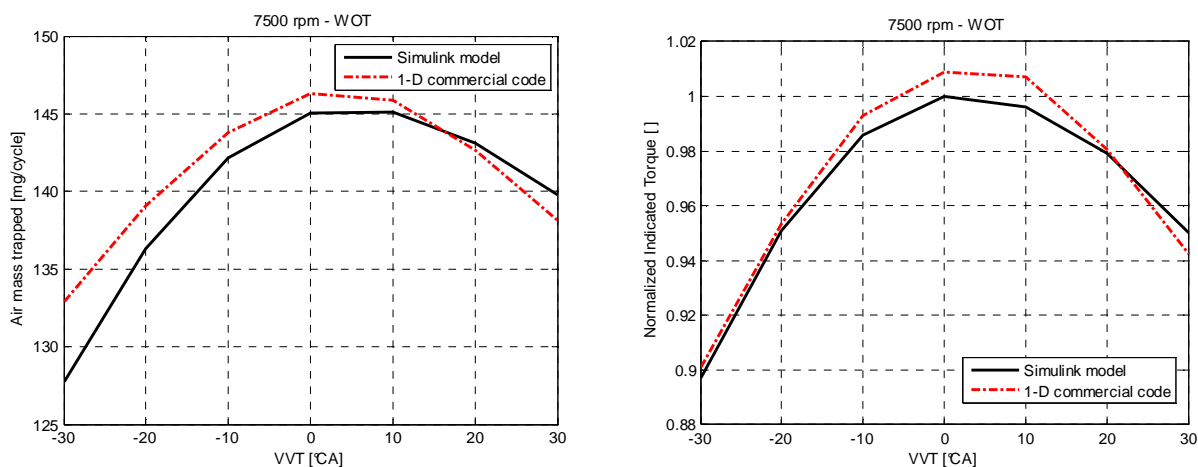
E' stato dimostrato che l'utilizzo di un sistema a fasatura variabile delle valvole influisce positivamente sulle prestazioni del motore e può portare benefici anche in termini di riduzione delle emissioni inquinanti. In commercio esistono diversi tipi di sistemi a fasatura variabile delle valvole, che agiscono sull'alzata e/o sulla fase di apertura delle valvole e/o sulla durata [17]. In particolare è stato dimostrato che mentre la variazione della fase di aspirazione porta dei benefici in termini di rendimento volumetrico e quindi in termini di prestazioni del motore, la variazione della fase di scarico può essere utilizzata per controllare la frazione di gas incombusti in camera di combustione e, di conseguenza, può portare ad avere dei benefici in termini di emissioni inquinanti [18].

Nonostante i benefici ottenibili, i sistemi VVT non sono molto diffusi in ambito motociclistico, principalmente per motivi di costo, peso ed ingombri. Ci sono solamente un paio di esempi di sistemi VVT montati su motori motociclistici (Honda VFR 800 e Kawasaki 1400GTR).

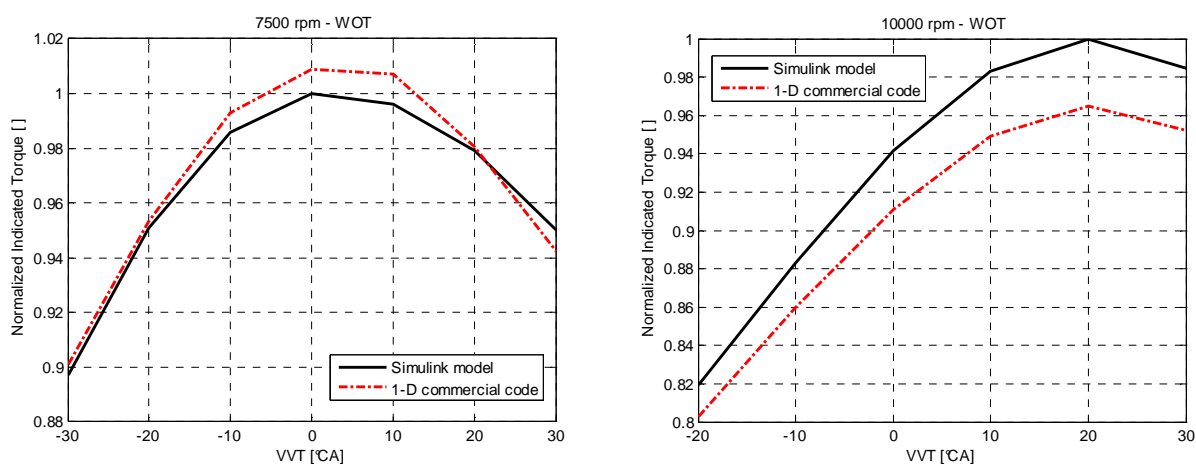
Il modello Simulink descritto nei paragrafi precedenti è stato utilizzato per valutare in simulazione gli effetti della variazione della fase di aspirazione sulle prestazioni del motore, in termini di riempimento del cilindro e coppia indicata. Sistemi di questo tipo, in cui si varia solo la fase, mentre alzata e durata restano inalterati, sono anche denominati sistemi *VCT* (Variable Cam Timing): in pratica, mentre in un sistema di distribuzione tradizionale la rotazione dell'albero a camme è vincolata a quella dell'albero motore tramite ingranaggi, cinghie dentate o catene, in questi sistemi c'è un elemento esterno che ruota in sincrono con l'albero motore e un elemento interno, vincolato all'asse a camme, la cui posizione angolare rispetto all'elemento esterno può essere variata, grazie a un sistema idraulico controllato dalla centralina di controllo motore (vane type system [19]).

Le seguenti figure mostrano il confronto tra i risultati ottenuti in simulazione utilizzando il modello presentato in questo capitolo e quelli ottenuti utilizzando un codice commerciale. In particolare le figure mostrano l'andamento della coppia e della massa d'aria aspirata per cilindro per ciclo in funzione dell'angolo di VVT, a 7500 rpm e massimo carico e a 10000 rpm e massimo carico (valori positivi sull'asse delle ascisse corrispondono ad una fase di apertura delle valvole di aspirazione in ritardo rispetto all'originale, quindi con un incrocio minore).

**Figura 3.14: 7500 rpm - 100% farfalla**



**Figura 3.15: 10000 rpm - 100% farfalla**

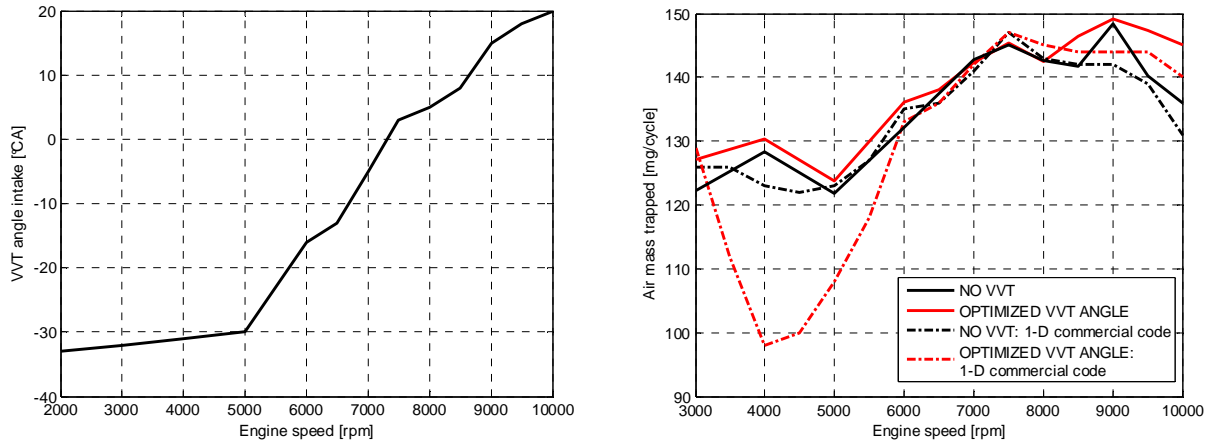


Si osserva che i risultati ottenuti con il modello Simulink presentato in questo capitolo sono in linea con i risultati ottenuti con il codice commerciale. In particolare, anche se in termini di valori numerici i risultati sono leggermente diversi, si può osservare che il trend è analogo, sia in termini di massa d'aria aspirata che di coppia indicata. Vale la pena di osservare che, mentre a 7500 rpm il valore massimo di coppia si ha in corrispondenza di un angolo di VVT nullo (il che significa che la fasatura originale e fissa è ottimizzata per tale regime motore), a 10000 rpm le prestazioni del motore potrebbero essere migliorate utilizzando un sistema di fasatura variabile (in termini di coppia media indicata l'aumento sarebbe dell'ordine del 6%).

Le seguenti figure mostrano i valori di VVT che ottimizzano le prestazioni del motore a pieno carico per l'intero range di valori di velocità di rotazione del motore ed il confronto tra la massa d'aria aspirata ottenuta con il sistema di distribuzione tradizionale e quella ottenuta utilizzando il sistema a fasatura variabile. Inoltre i

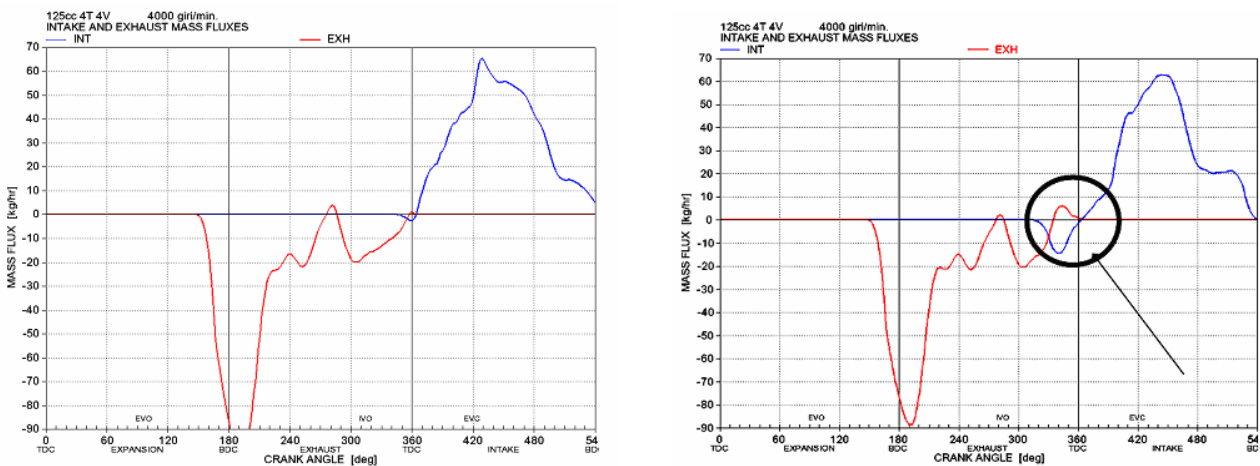
risultati ottenuti con il modello Simulink sono stati confrontati con quelli ottenuti con il codice mono-dimensionale commerciale.

**Figura 3.16: Fasatura ottimizzata e massa d'aria aspirata per cilindro per ciclo**



Si può osservare che, mentre con la fasatura originale i risultati ottenuti dal modello Simulink sono analoghi a quelli ottenuti dal modello commerciale, nel caso dell'adozione del sistema VVT, ai bassi regimi (tra 3000 rpm e 6000 rpm) i risultati ottenuti con i due codici sono discordanti. Vale la pena di osservare che in queste condizioni i valori ottimizzati di angolo di VVT sono negativi (minori di  $-15\text{ }^{\circ}\text{CA}$ ): ciò significa che in queste condizioni si ha un maggiore incrocio rispetto al sistema dotato di distribuzione di tipo tradizionale. Le seguenti figure mostrano l'andamento della portata d'aria attraverso le valvole di aspirazione e di scarico, ottenuta con il codice commerciale, a 4000 rpm e carico massimo, con la fasatura originale e con quella ottimizzata (che a 4000 rpm risulta essere pari a  $-31\text{ }^{\circ}\text{CA}$ ).

**Figura 3.17: Portata attraverso le valvole di aspirazione (in blu) e di scarico (in rosso). Codice mono-dimensionale commerciale: fasatura originale (sinistra) e VVT pari a  $-31\text{ }^{\circ}\text{CA}$  (destra). 4000 rpm - pieno carico**

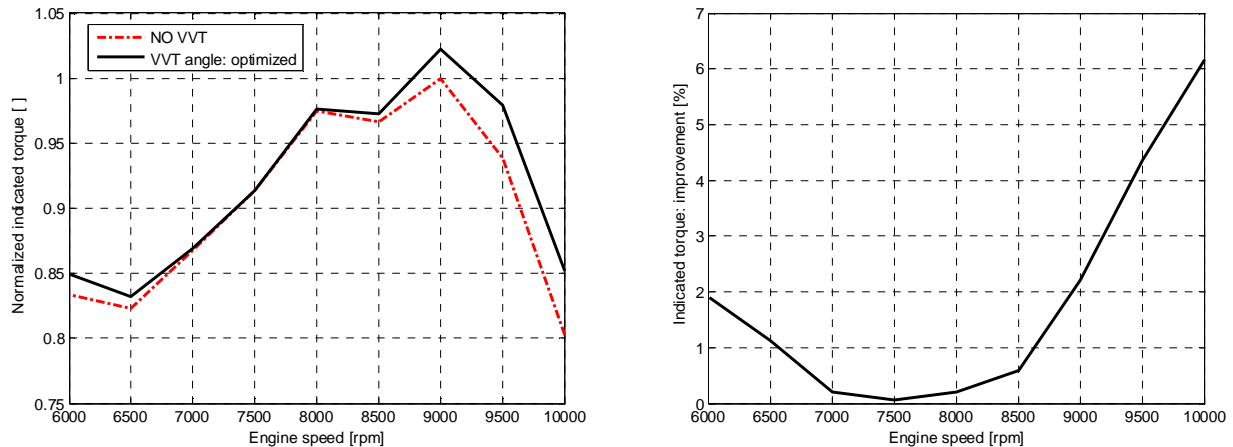


Le figure precedenti mostrano che, mentre nel primo caso (fasatura originale, figura a sinistra) non si hanno condizioni evidenti di back flow, nel secondo caso (angolo di VVT pari a  $-31^{\circ}\text{CA}$ , figura di destra), nella fase di incrocio si hanno condizioni di back flow rilevanti. Ciò suggerisce che quando l'interazione tra il sistema di aspirazione e quello di scarico diventa rilevante, a causa di un incrocio elevato, i risultati ottenuti in simulazione con il modello Simulink non sono accurati ed in questo caso diventa importante ricorrere ad un modello che preveda una descrizione mono-dimensionale anche dello scarico.

Si osserva comunque che, per il motore oggetto di studio, regimi motore inferiori a 4000-5000 rpm sono poco significativi, dato che il motore lavora principalmente a regimi superiori (il veicolo è dotato di una frizione centrifuga che si innesta a circa 5000 rpm).

Infine, le seguenti figure mostrano gli effetti derivanti dall'utilizzo di un sistema VVT all'aspirazione in termini di coppia media indicata (solo agli alti regimi, per i motivi discussi in precedenza) e l'aumento di coppia (espresso in percentuale).

**Figura 3.18: Fasatura ottimizzata e coppia media indicata**





# Capitolo 4

## 4 MODELLO VEICOLO

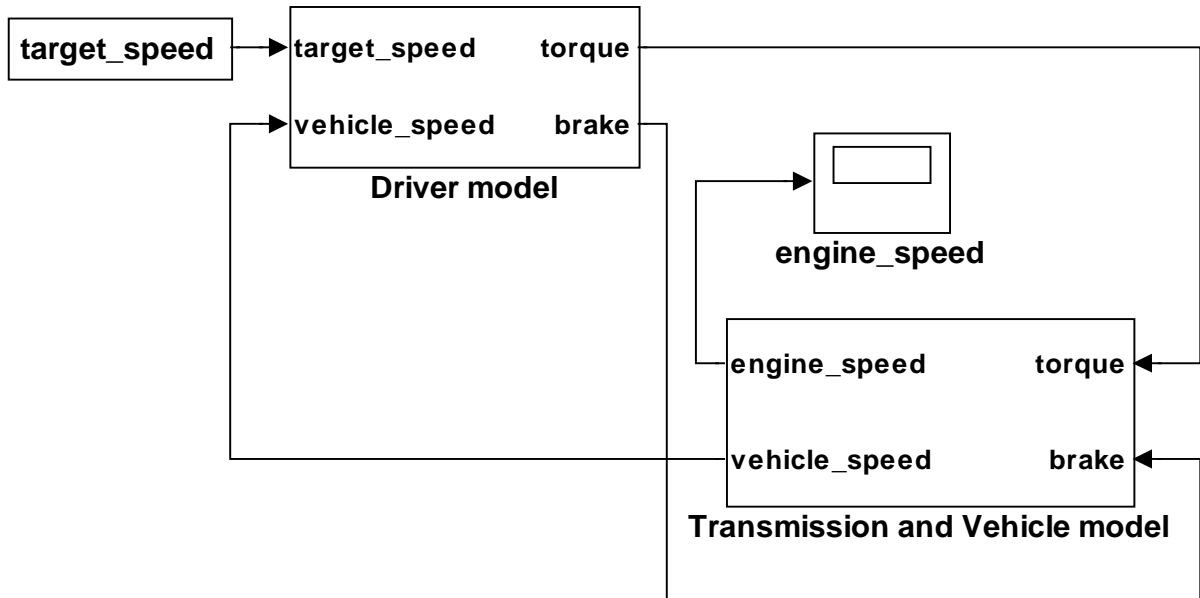
Parte dell'attività di ricerca ha riguardato lo sviluppo di modelli capaci di descrivere la dinamica longitudinale di un veicolo. Vale la pena di notare che in applicazioni Hardware In the Loop non è sufficiente simulare il comportamento del motore, ma occorre avere a disposizione un modello che sia in grado di simulare anche il veicolo, calcolando ad esempio i segnali relativi alla velocità di rotazione del motore (che risulta essere un input del modello motore) e alla velocità di avanzamento del veicolo. A tal fine occorre quindi sviluppare un modello che sia in grado di descrivere il comportamento della trasmissione e di risolvere le equazioni che descrivono la dinamica del sistema.

Il modello descritto in questo capitolo simula la dinamica longitudinale di un veicolo dotato di CVT (Continuously Variable Transmission) e di frizione automatica di tipo centrifugo (scooter).

Fondamentalmente sono state realizzate due configurazioni del modello: nella prima configurazione (vedi figura 4.1), che è anche la più semplice, esiste un modello del pilota, che è in grado di calcolare la coppia richiesta al motore e la coppia frenante sulla base dell'errore tra la velocità del veicolo simulata e un profilo di velocità target. Nota la coppia motrice e quella frenante il modello della trasmissione e della

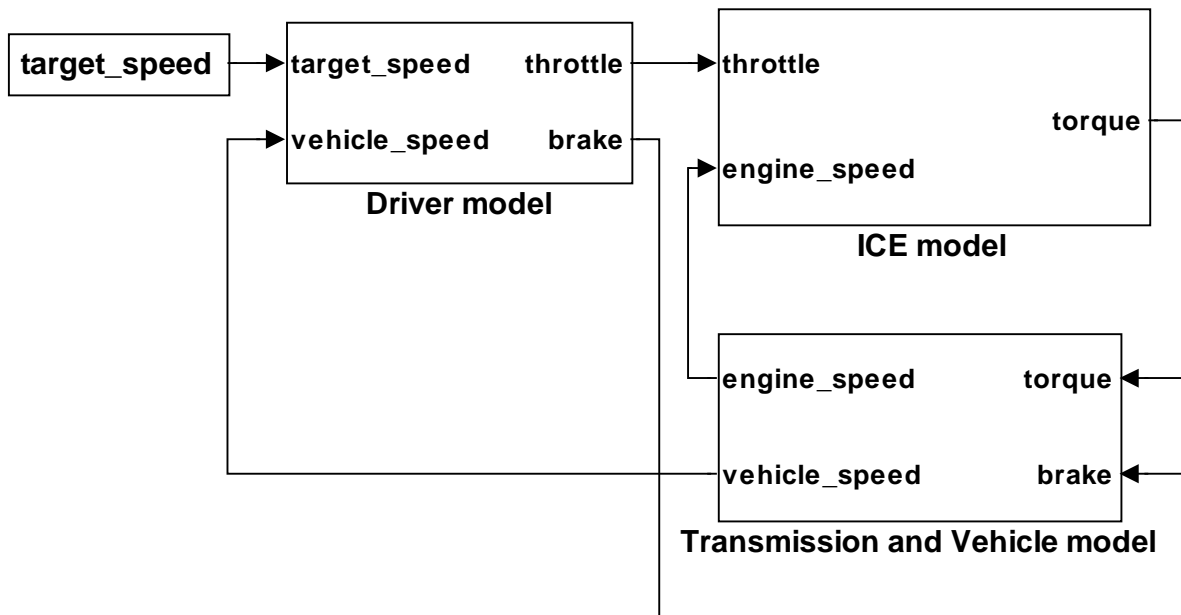
dinamica longitudinale del veicolo calcola la velocità di rotazione del motore e la velocità di avanzamento del veicolo

Figura 4.1



La seconda configurazione (vedi figura 4.2) è un po' più complessa e prevede un semplice modello del motore, costituito da mappe che possono essere create dal modello motore descritto nel secondo capitolo oppure possono derivare da dati sperimentali: in particolare all'interno del modello motore sono presenti una mappa di coppia indicata e una mappa di consumo (possono inoltre essere presenti delle mappe di emissioni). Ancora una volta l'input è costituito da una traiettoria di velocità veicolo obiettivo: il modello del pilota calcola questa volta la posizione della farfalla e della leva del freno in base all'errore tra la velocità di avanzamento simulata e quella obiettivo. Quindi il modello motore, costituito da mappe, calcola la coppia erogata dal motore una volta nota la posizione della farfalla e la velocità di rotazione del motore. Infine il modello della trasmissione e della dinamica longitudinale del veicolo calcola, analogamente alla configurazione precedente, la velocità di rotazione del motore e la velocità di avanzamento del veicolo.

Figura 4.2



Nei prossimi paragrafi si descrive il sistema oggetto di studio, riportando anche le principali equazioni utilizzate nel modello: si sottolinea che il modello della trasmissione non è a scatola nera, nel senso che tutti gli elementi della trasmissione sono stati modellati utilizzando equazioni che descrivono la fisica del sistema. Si mostra quindi il confronto tra i risultati ottenuti in simulazione e i dati sperimentali forniti da Piaggio.

Si mostra inoltre come il modello, opportunamente modificato, sia stato utilizzato per un'applicazione Software In the Loop, il cui obiettivo era quello di ottimizzare le strategie di controllo di un veicolo dotato di propulsione ibrida: in particolare il modello è stato utilizzato per definire la strategia ottimale di ripartizione della coppia motrice tra motore a combustione interna e motore elettrico.

Infine si mostra la versione del modello veicolo realizzata per un veicolo dotato di trasmissione di tipo tradizionale (motociclo). In questo caso uno degli aspetti più problematici è stato lo sviluppo del modello del pilota: a differenza del caso precedente infatti il modello del pilota risulta molto più complesso, dato che esso deve generare non solo i segnali relativi alla manopola del gas e al freno, ma anche i segnali relativi alla posizione della leva della frizione e alla marcia inserita. Inoltre la parte logica relativa al modello del pilota, risulta molto più complessa, dato che il tipo di azione che il pilota esercita su manopola del gas, frizione, leva del cambio e



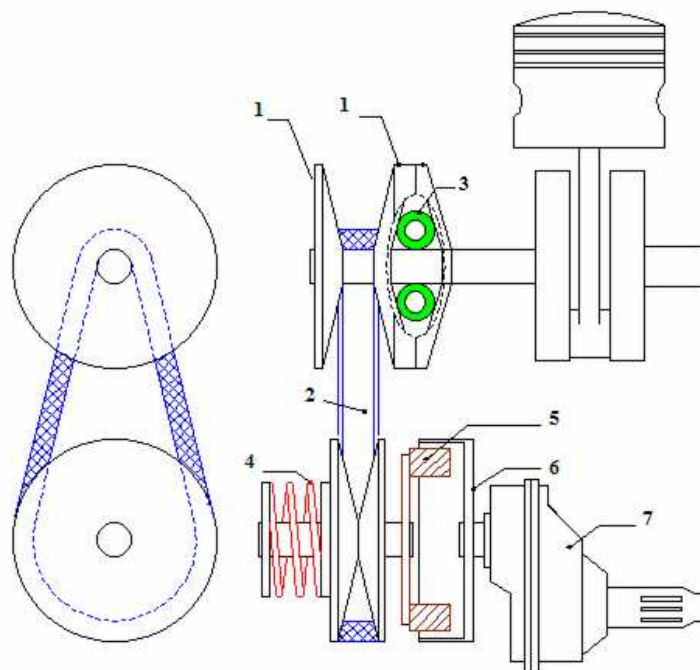
freno è diverso a seconda delle varie fasi di guida (partenza, cambio marcia, arresto del veicolo, ...)

## 2.1 Descrizione generale del sistema

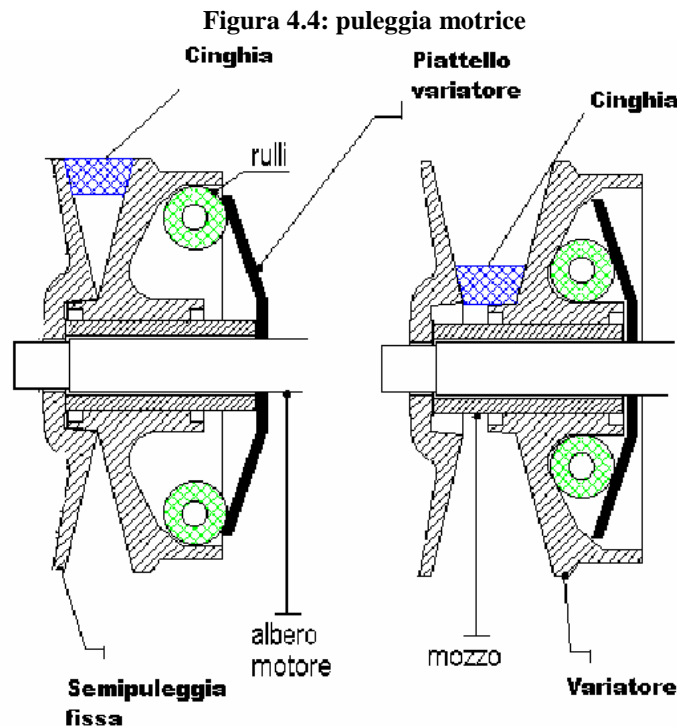
La seguente figura mostra uno schema della trasmissione:

**Figura 4.3: Automatic CVT transmission schematic:**

1. drive pulley (fixed and moving half pulley);
2. transmission belt;
3. roller weight;
4. spring;
5. centrifugal clutch mass;
6. clutch housing;
7. final reduction gear



Il motore è collegato alla puleggia motrice del variatore (o CVT, composto da: puleggia motrice, cinghia, puleggia condotta, asservitore di coppia e molla di contrasto). La puleggia motrice (così come la puleggia condotta) è formata da una semipuleggia fissa e da una semipuleggia mobile (in direzione assiale). All'interno della semipuleggia mobile motrice ci sono dei rulli che, per effetto della forza centrifuga, tendono ad andare verso l'esterno, facendo traslare in senso assiale la semipuleggia mobile e facendo quindi variare il raggio di avvolgimento della cinghia sulla puleggia motrice (vedi figura seguente).

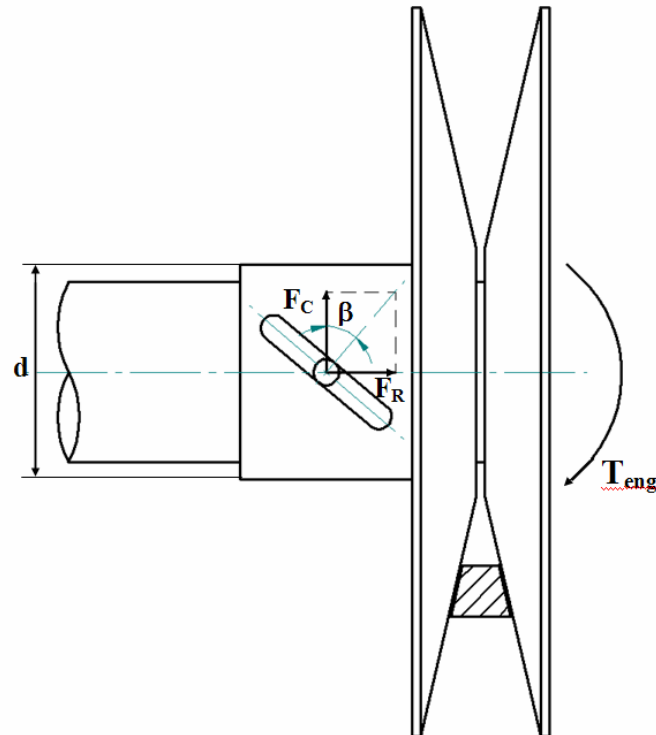


Sulla semipuleggia condotta mobile agisce, invece, una molla di contrasto che tende a mantenere chiusa la puleggia motrice, nel senso che spinge la semipuleggia mobile verso quella fissa. Alle basse velocità di rotazione, poiché l'azione della molla prevale sull'azione centrifuga dei rulli, la puleggia condotta rimane chiusa: ciò significa che il raggio di avvolgimento della cinghia sulla puleggia condotta è elevato e, poiché la cinghia mantiene costante la sua lunghezza (a meno di cedimenti elastici della stessa), ciò implica che il raggio di avvolgimento della cinghia sulla puleggia motrice è piccolo (figura 4.2 di destra). All'aumentare della velocità di rotazione del motore, la spinta esercitata dai rulli aumenta e prevale sulla spinta esercitata dalla molla sulla puleggia condotta: la semipuleggia motrice mobile si avvicina a quella fissa (figura 4.2 di sinistra), cambia il raggio di avvolgimento della cinghia sulla puleggia motrice (e di conseguenza anche sulla puleggia condotta) e quindi si avrà una variazione del rapporto di trasmissione, che può variare con continuità da un valore minimo a uno massimo.

In corrispondenza della puleggia condotta è montato l'asservitore di coppia (vedi figura seguente): in pratica questo componente fa sì che il moto relativo della semipuleggia condotta mobile rispetto all'albero condotto non sia di pura traslazione, ma sia di tipo elicoidale. In questo modo l'erogazione di coppia da parte del motore provoca lo spostamento della semipuleggia mobile e quindi una variazione del rapporto di trasmissione: in particolare una coppia positiva tende a chiudere la

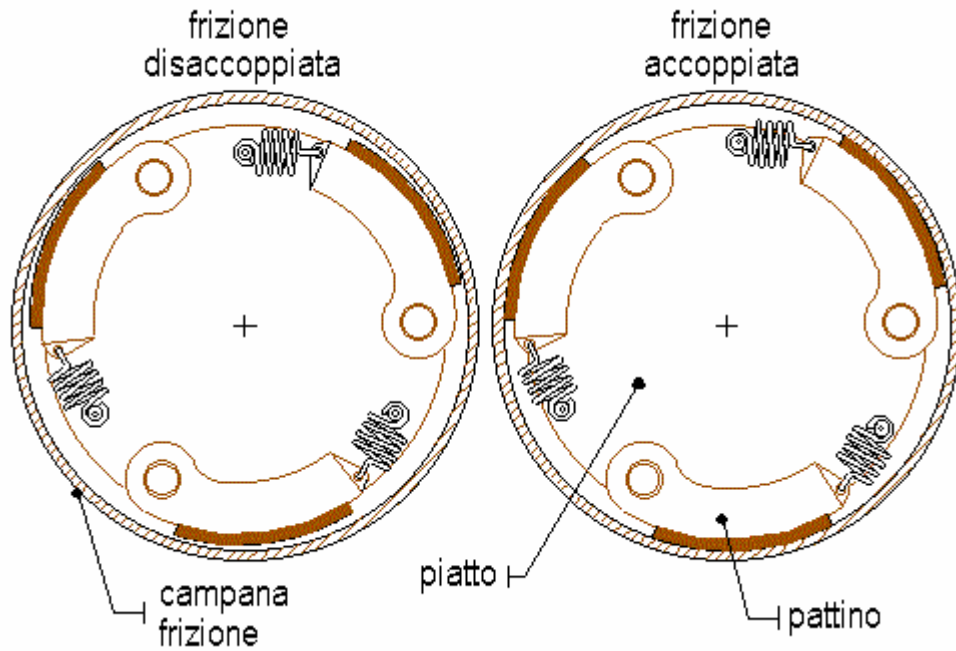
puleggia condotta, aiutando in questo modo il motore a salire di giri in fase di accelerazione. Il rapporto di trasmissione risulta essere quindi funzione della velocità di rotazione del motore e della coppia erogata dallo stesso.

Figura 4.5: asservitore di coppia



A valle della puleggia condotta (e dell'asservitore di coppia) è montata una frizione di tipo centrifugo, di cui si mostra uno schema nella figura seguente: si tratta di una frizione di tipo automatico, che si innesta quando la velocità di rotazione della puleggia condotta supera un certo valore.

Figura 4.6: frizione centrifuga



A valle della frizione centrifuga è presente poi un riduttore finale, sull'albero di uscita del quale è calettata la ruota posteriore del veicolo.

## 2.2 Principali equazioni presenti nel modello

In questo paragrafo vengono mostrate le principali equazioni utilizzate per modellare il sistema.

### 2.2.1 Modellazione del CVT

Il rapporto di trasmissione del CVT è definito dal rapporto tra la velocità di rotazione della puleggia motrice (che ha la stessa velocità di rotazione del motore) e la velocità di rotazione della puleggia condotta:

Equazione 4.1

$$\tau = \frac{\omega_{eng}}{\omega_{condotta}} = \frac{R}{r}$$

dove:

$R$ : raggio di avvolgimento della cinghia sulla puleggia condotta

$r$ : raggio di avvolgimento della cinghia sulla puleggia motrice

Esso dipende dallo spostamento assiale della semipuleggia condotta mobile rispetto alla semipuleggia fissa. Tale spostamento dipende a sua volta dall'azione esercitata dai rulli centrifughi presenti sulla puleggia motrice (legata alla velocità di rotazione del motore) e dalla spinta assiale esercitata sulla puleggia condotta dalla molla di contrasto e dall'asservitore di coppia.

Di seguito viene descritta dapprima la relazione che esiste tra lo spostamento della semipuleggia condotta ed il rapporto di trasmissione e dopo l'equazione che permette di calcolare tale spostamento, una volta nota la velocità di rotazione del motore e la coppia erogata.

- ***Relazione tra rapporto di trasmissione e spostamento assiale della semipuleggia condotta***

- 

La lunghezza totale della cinghia può essere calcolata con la seguente espressione:

**Equazione 4.2**

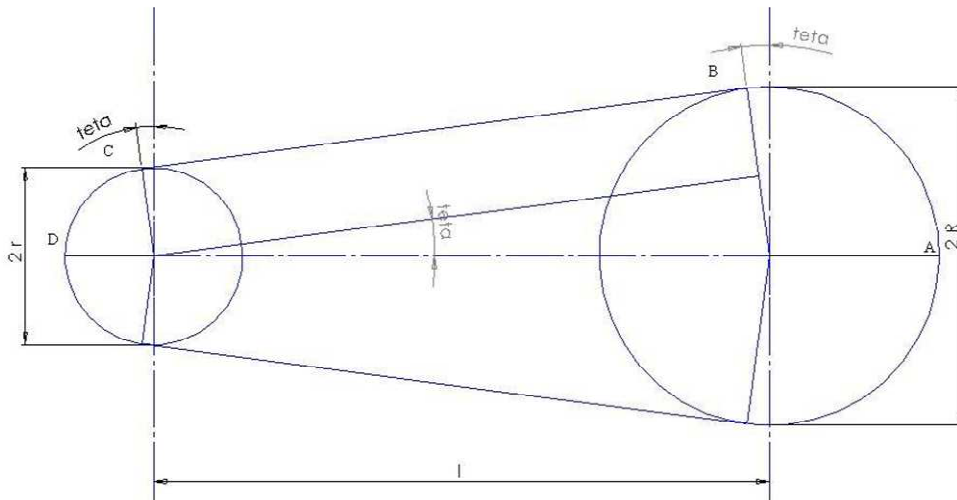
$$L = 2 \left[ (R-r) \arcsen \frac{R-r}{l} + (R+r) \frac{\pi}{2} + l \sqrt{1 - \left( \frac{R-r}{l} \right)^2} \right]$$

dove (vedi figura seguente):

$l$ : interasse tra le due pulegge

$L$ : lunghezza della cinghia

**Figura 4.7**

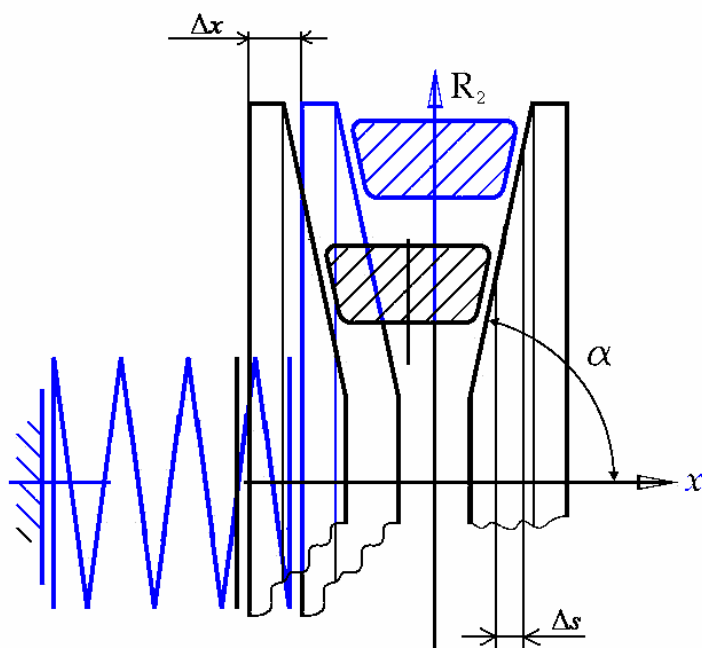


La precedente equazione può essere semplificata se si fa l'ipotesi che  $l \gg R$  (angolo  $\theta$  piccolo). In questo caso l'equazione 4.2 diventa:

**Equazione 4.3**  
$$L = 2l + (r + R)\pi$$

Si definisce con  $x$  come lo spostamento assiale della semipuleggia condotta mobile (vedi figura seguente).

Figura 4.8



Il raggio di avvolgimento della cinghia sulla puleggia condotta può essere espresso dalle seguente relazione:

Equazione 4.4

$$\Delta s = \frac{R}{\tan \alpha}$$

Poiché:

Equazione 4.5

$$\Delta x = 2\Delta s$$

scelto in modo opportuno l'origine del sistema di riferimento, si giunge alla seguente espressione di  $R$ :

Equazione 4.6

$$R = \frac{1}{2} x \tan \alpha = c_1 x$$

dove  $c_1 = \frac{1}{2} \tan \alpha$ .

Dalle equazioni 4.1, 4.3 e 4.6 si può ricavare l'espressione cercata del rapporto di trasmissione in funzione della variabile  $x$ :

**Equazione 4.7**

$$\tau = \frac{x}{\frac{L-2l}{\pi c_1} - x}$$

Definendo  $c_2 = \frac{L-2l}{\pi}$ , si può scrivere infine:

**Equazione 4.8**

$$\tau = \frac{x}{\frac{c_2}{c_1} - x}$$

Si osserva che i parametri  $c_1$  e  $c_2$  dipendono esclusivamente dalla geometria del sistema.

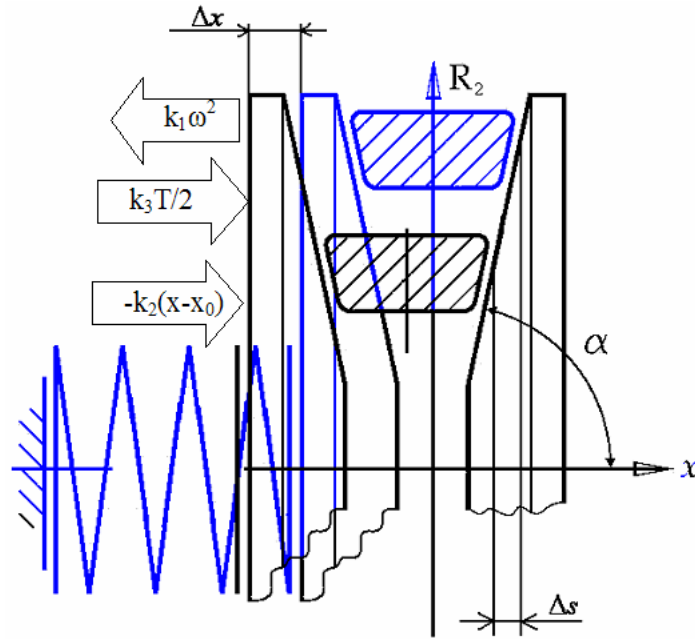
- ***Calcolo dello spostamento  $x$ : bilancio di forze sulla semipuleggia condotta mobile***
- 

Il movimento assiale della semipuleggia condotta, come accennato in precedenza dipende dall'equilibrio di tre forze:

- a) Una forza dovuta all'azione centrifuga esercitata dai rulli sulla puleggia motrice, proporzionale al quadrato della velocità di rotazione del motore
- b) Una forza, dovuta dalla molla di contrasto, proporzionale allo spostamento  $x$  della semipuleggia condotta
- c) Una forza proporzionale alla coppia che insiste sulla puleggia condotta dovuta all'asservitore di coppia



Figura 4.9



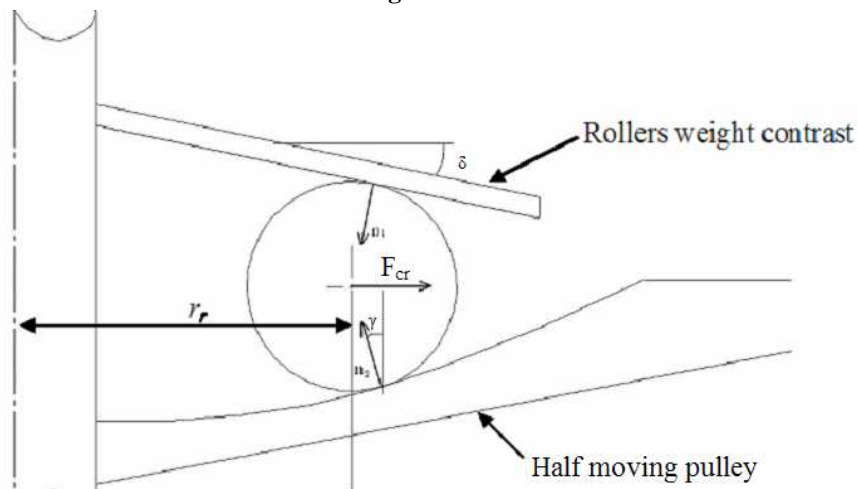
Prima di scrivere l'equazione di equilibrio delle tre forze agenti sulla semipuleggia condotta, si analizza in dettaglio il contributo delle tre forze.

### Spinta assiale esercitata dai rulli

Come accennato in precedenza, quando la velocità di rotazione aumenta, i rulli esercitano una spinta sulla semipuleggia motrice mobile che ne provoca una traslazione ed in definitiva provoca una variazione del rapporto di trasmissione.

Si analizza adesso la relazione che intercorre tra velocità di rotazione del motore e spinta assiale sulla semipuleggia motrice.

Figura 4.10



Trascurando gli attriti e l'inerzia di rullo e semipuleggia, possiamo scrivere le seguenti equazioni:

**Equazione 4.9**

$$\begin{aligned} -n_1 \cdot \cos(\delta) + n_2 \cdot \cos(\gamma) &= 0 \\ F_{cr} - n_1 \cdot \sin(\delta) - n_2 \cdot \sin(\gamma) &= 0 \end{aligned}$$

dove  $F_{cr} = m_r \cdot \omega_{eng}^2 \cdot r_r$  è la forza centrifuga agente sul singolo rullo.

La spinta assiale esercitata dal rullo sulla semipuleggia motrice mobile può essere espressa come segue:

**Equazione 4.10**

$$F_{ra} = n_2 \cdot \cos(\gamma)$$

Combinando le equazioni 4.9 e 4.10 e considerando l'azione di  $n_r$  rulli, l'espressione della spinta assiale  $F_{tra}$  risulta essere:

**Equazione 4.11**

$$F_{tra} = n_r \cdot F_{ra} = n_r \cdot m_r \cdot \omega_{eng}^2 \cdot r_r(x) \cdot \frac{\cos[\gamma(x)] \cdot \cos(\delta)}{\sin[\gamma(x) + \delta]}$$

Indicando con  $k_1(x)$ :

**Equazione 4.12**

$$k_1(x) = n_r \cdot m_r \cdot r_r(x) \cdot \frac{\cos[\gamma(x)] \cdot \cos(\delta)}{\sin[\gamma(x) + \delta]}$$

l'equazione 4.11 assume la seguente forma:

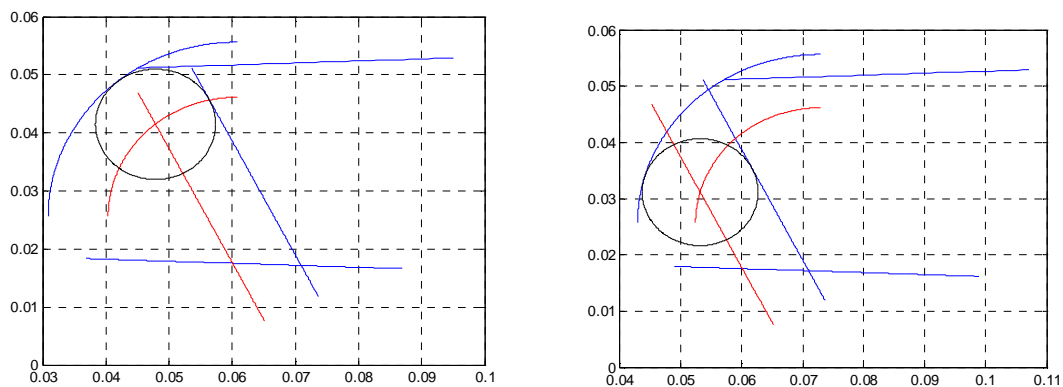
**Equazione 4.13**

$$F_{tra} = k_1(x) \cdot \omega_{eng}^2$$

Sebbene la precedente equazione esprima la spinta in direzione assiale esercitata dall'azione dei rulli sulla semipuleggia motrice mobile, si può dimostrare che la spinta esercitata sulla semipuleggia condotta fissa ha la stessa espressione.

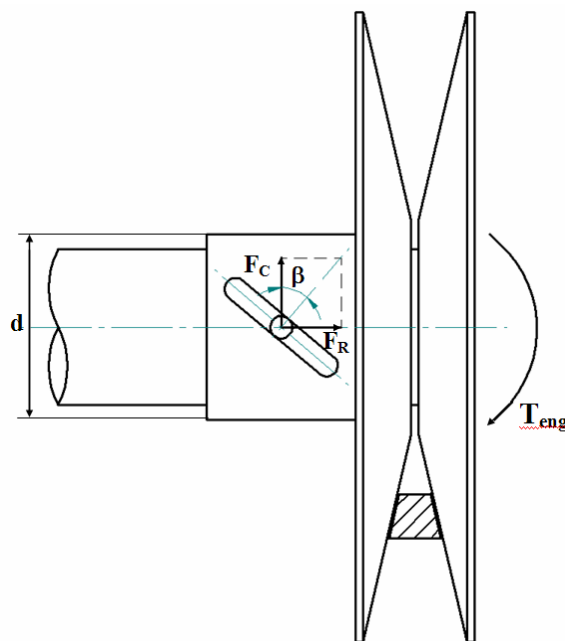
Si osserva che  $r_r(x)$  e  $\gamma(x)$  sono funzione dello spostamento  $x$ : le espressioni di  $r_r(x)$  e  $\gamma(x)$  possono essere ottenute da considerazioni geometriche, una volta nota l'esatta geometria del sistema (profilo interno della semipuleggia mobile e del contrasto rulli). E' stato implementato uno script in Matlab che calcola  $r_r(x)$  e  $\gamma(x)$ , una volta inserite le equazioni dei profili su cui scorre il rullo. Nella seguente figura si può osservare la posizione del rullo quando la semipuleggia mobile si trova in due posizioni diverse:

Figura 4.11



Spinta assiale esercitata dall'asservitore di coppia

Figura 4.12



Si osserva che la spinta assiale è proporzionale alla metà della coppia erogata  $T_{eng}/2$  (con segno): ciò significa che in fase di accelerazione l'asservitore di coppia tende a

fare avvicinare le due semipulegge (in modo tale da aumentare il rapporto di trasmissione ed aiutare così il motore a salire di giri), mentre in fase di decelerazione (coppia negativa) esso tende ad allontanare le semipulegge.

Con riferimento alla figura 4.12, dato che:

**Equazione 4.14**

$$F_R = F_C \tan \beta$$

$$F_C = \frac{T_{eng}/2}{d/2}$$

l'espressione della spinta assiale esercitata sulla semipuleggia condotta risulta la seguente:

**Equazione 4.15**

$$F_R = \frac{\tan(\beta)}{d} \cdot T_{eng} = k_3 \cdot T_{eng}$$

dove  $k_3 = \frac{\tan(\beta)}{d}$ .

### Spinta assiale esercitata dalla molla

La spinta assiale esercitata dalla molla può essere espressa con la seguente equazione:

**Equazione 4.16**

$$F_{spring} = -k_2 \cdot (x - x_0)$$

### Bilancio di forze sulla puleggia condotta

Il bilancio di forze sulla semipuleggia condotta si può esprimere nel modo seguente:

**Equazione 4.17**

$$-F_{tra} + F_{spring} + F_R = 0$$

Esplicitando il contributo delle tre forze in gioco, la precedente equazione può essere espressa come segue:

**Equazione 4.18**

$$-k_1 \cdot \omega_{eng}^2 - k_2 \cdot (x - x_0) + k_3 \cdot T_{eng} = 0$$

Dalla precedente equazione è possibile ricavare la relazione cercata che lega lo spostamento assiale della semipuleggia condotta alla velocità di rotazione del motore e alla coppia erogata:

**Equazione 4.19**

$$x = -\frac{k_1}{k_2} \omega^2 + \frac{k_3}{k_2} T + x_0$$

dove:

$x_0$ : ascissa corrispondente a molla scarica,

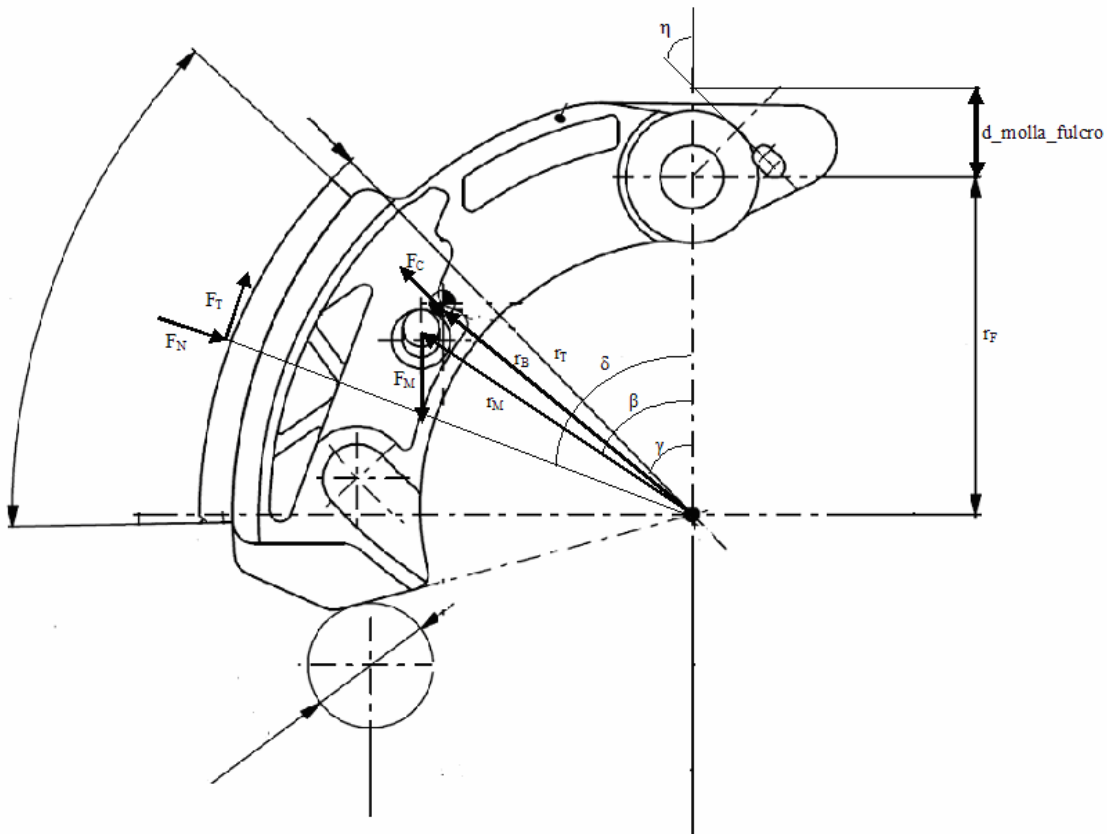
$k_1$ : fattore di proporzionalità che dipende dalla massa dei rulli presenti nella puleggia motrice e dalla geometria della stessa

$k_2$ : costante elastica della molla di contrasto.

### **2.2.2 Modellazione della frizione centrifuga**

Nella seguente figura si mostra uno schema rappresentante le forze agenti sull'elemento centrifugo di una frizione centrifuga:

Figura 4.13



L'elemento centrifugo è soggetto alle seguenti forze:

1.  $F_c = m \cdot \omega^2 \cdot r$  : forza centrifuga proporzionale al quadrato della velocità di rotazione della puleggia condotta
2.  $F_M = k \cdot (x_c - x_{0c})$ : forza esercitata dalla molla di richiamo
3.  $F_N$  : forza dovuta al contatto sul tamburo
4.  $F_T = f \cdot F_N$  : forza dovuta all'attrito tra elemento centrifugo e tamburo della frizione

Consideriamo l'equilibrio alla rotazione della massa centrifuga attorno al perno. Calcolando i momenti rispetto all'asse del perno si ha che l'elemento centrifugo è soggetto alle seguenti coppie:

- Coppia esercitata dalla forza centrifuga:

$$M_{fc} = F_c \cdot r_B \cdot \cos \gamma \cdot \sin \gamma + F_c \cdot \sin \gamma \cdot (r_F - r_B \cdot \cos \gamma)$$

dove  $F_c = m \cdot r_B \cdot \omega^2$  è la forza centrifuga agente sul singolo elemento

- Coppia dovuta alla componente radiale della forza di contatto tra elemento centrifugo e tamburo della frizione:

$$M_{fN} = -F_N \cdot r_T \cdot \cos \delta \cdot \sin \delta - F_N \cdot \sin \delta (r_F - r_T \cdot \cos \delta)$$

dove  $F_N$  è la componente radiale della forza di contatto tra massa e tamburo

- Coppia dovuta alla componente tangenziale della forza di contatto tra elemento centrifugo e tamburo della frizione:

$$M_{fT} = F_{tN} \cdot r_T \cdot \sin \delta \cdot \sin \delta - F_{tN} \cos \delta (r_F - r_T \cdot \cos \delta)$$

dove  $F_{tN} = f \cdot F_N$

- Coppia dovuta alla forza esercitata dalla molla:

$$M_M = -k \cdot (x_c - x_{0c}) \cdot r_M \cdot \sin \beta$$

L'equazione di equilibrio dei momenti risulta essere la seguente:

$$M_{fc} + M_{fN} + M_{fT} + M_M = 0$$

Dalla precedente equazione, considerando l'espressione dei vari termini, è possibile esplicitare l'espressione della forza di contatto  $F_N$  :

**Equazione 4.20**

$$F_N = \frac{F_c \cdot r_F \cdot \sin \gamma - k \cdot (x_c - x_{0c}) \cdot r_M \cdot \sin \beta}{r_F \cdot \sin \delta + f \cdot r_F \cdot \cos \delta - f \cdot r_T}$$

Definiamo con  $\omega^*$  la velocità al di sotto della quale non c'è contatto tra gli elementi centrifughi ed il tamburo esterno. Tale velocità può essere calcolata imponendo che  $F_n = 0$ . Il risultato finale è il seguente:

**Equazione 4.21**

$$\omega^* = \sqrt{\frac{k \cdot (x_c - x_{0c}) \cdot r_M \cdot \sin(\beta)}{m \cdot r_B \cdot r_F \cdot \sin \gamma}}$$

Dall'equazione 4.20 è poi possibile calcolare il momento massimo trasmissibile dalla frizione, che risulta essere funzione della velocità di rotazione della puleggia condotta:

**Equazione 4.22**

$$M_F = n \cdot f \cdot F_N \cdot r_T$$

Tenendo conto dell'espressione di  $\omega^*$  (equazione 1.21), e considerando che  $\omega = \omega_{eng} / \tau$  ( $\omega$ : velocità della puleggia condotta, mentre  $\omega_{eng}$ : velocità di rotazione del motore), possiamo ricavare l'espressione di  $M_F$ :

**Equazione 4.23**

$$M_F = n \cdot f \cdot r_T \cdot \frac{m \cdot r_B \cdot \omega^2 \cdot r_F \cdot \sin \gamma - m \cdot r_B \cdot \omega^{*2} \cdot r_F \cdot \sin \beta}{r_F \cdot \sin \delta + f \cdot r_F \cdot \cos \delta - f \cdot r_T}$$

Ponendo:

$$k_{frizione} = n \cdot f \cdot r_T \cdot \frac{m \cdot r_B \cdot r_F \cdot \sin \gamma}{r_F \cdot \sin \delta + f \cdot r_F \cdot \cos \delta - f \cdot r_T}$$

l'espressione finale di  $M_F$  diventa la seguente:

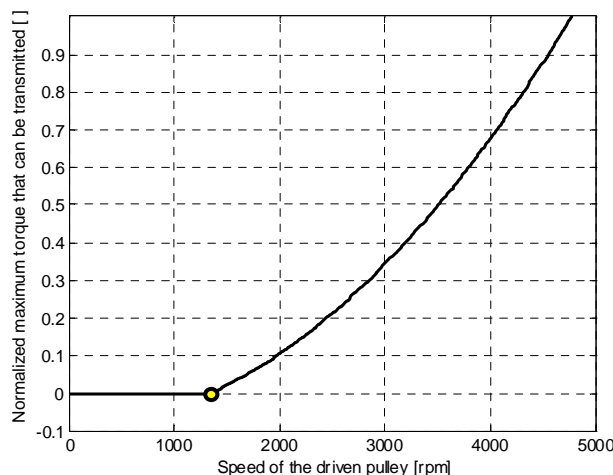
**Equazione 4.24**

$$M_F = k_{frizione} \left[ \left( \frac{\omega_{eng}}{\tau} \right)^2 - \omega^{*2} \right]$$

dove  $\omega^*$  e  $k_{frizione}$  sono dei parametri che dipendono dalle caratteristiche geometrico-fisiche della frizione.

La seguente figura mostra la coppia massima trasmissibile dalla frizione in funzione della velocità di rotazione della puleggia condotta, calettata sull'albero di ingresso della frizione:

**Figura 4.14**





### 2.2.3 Modello di resistenza all'avanzamento

Si ipotizza che la forza che si oppone all'avanzamento del veicolo sia composta da due termini: il primo dovuto alla resistenza aerodinamica ed il secondo dovuto all'attrito degli pneumatici sull'asfalto:

Equazione 4.25

$$F = \frac{1}{2} \cdot \rho_{air} \cdot v_{vehicle}^2 \cdot S \cdot C_x + m_{vehicle} \cdot g \cdot f$$

dove  $\rho_{air}$ ,  $v_{vehicle}$ ,  $S$ ,  $C_x$ ,  $m_{vehicle}$ ,  $g$  ed  $f$  rappresentano rispettivamente la densità dell'aria, la velocità del veicolo, il coefficiente di penetrazione aerodinamica, la massa del veicolo, l'accelerazione di gravità e il coefficiente d'attrito tra pneumatico ed asfalto.

### 2.2.4 Modellazione della dinamica longitudinale del veicolo

In questo paragrafo vengono descritte le equazioni differenziali che permettono il calcolo della velocità di rotazione del motore e della velocità di avanzamento del veicolo.

Uno dei principali problemi da risolvere nello sviluppo del modello è stato quello di descrivere il passaggio da frizione disinnestata a frizione in completamente innestata: infatti, come si vedrà nelle seguenti righe, le equazioni da risolvere sono diverse nei due casi. Inoltre il passaggio da una condizione ad un'altra può portare a delle instabilità numeriche, facendo passare il sistema continuamente da una condizione di funzionamento all'altra: occorre quindi sviluppare in modo oculato la logica che regola il passaggio da una condizione all'altra per evitare questo tipo di problemi.

Frizione disinnestata/Frizione in fase di innesto. - In questo caso la velocità di rotazione dell'albero di ingresso della frizione è diversa da quella del tamburo della frizione. Inoltre, se tale velocità è inferiore ad un certo valore  $\omega^*$ , la coppia trasmessa dalla frizione è nulla (vedi equazione paragrafo 2.2.2). In questo caso le equazioni che permettono il calcolo della velocità di rotazione del motore e della velocità del veicolo sono le seguenti:

**Equazione 4.26**

$$T_{eng} - \frac{M_F}{\tau_{CVT}} = \left( J_{eng} + \frac{J_{clutch}}{\tau_{CVT}^2} \right) \cdot \frac{d\omega_{eng}}{dt}$$
$$M_F - M_{res} - M_{Brake} = \left( \frac{J_{vehicle}}{\tau_f^2} + J_{ch} \right) \cdot \frac{d\omega_{ch}}{dt}$$

dove:

- $T_{eng}$ : Coppia erogata dal motore;
- $J_{eng}$ : Inerzia di motore, volano e puleggia motrice;
- $J_{vehicle}$ : Inerzia delle ruote e del veicolo (incluso passeggero), ridotta all'asse del tamburo frizione;
- $J_{ch}$ : Inerzia del tamburo frizione e del rapporto di trasmissione finale, ridotta all'asse del tamburo frizione;
- $J_{clutch}$ : Inerzia della frizione (escluso il tamburo esterno) e della puleggia motrice;
- $\omega_{ch}$ : velocità di rotazione del tamburo frizione;
- $M_{res}$ : coppia dovuta alle resistenze aerodinamiche e all'attrito degli pneumatici sull'asfalto, ridotta all'asse del tamburo frizione;
- $M_s$ : coppia massima trasmissibile dalla frizione (funzione del quadrato della velocità dell'albero di ingresso della frizione, vedi equazione 2.5);
- $M_{Brake}$ : coppia frenante dovuta all'azione del pilota sul freno, ridotta all'asse del tamburo frizione

Si osserva che, una volta calcolata  $\omega_{ch}$ , la velocità di avanzamento del veicolo è data dalle seguenti relazioni:

**Equazione 4.27**

$$\omega_{wheel} = \frac{\omega_{ch}}{\tau_f}$$
$$v_{vehicle} = \omega_{wheel} \cdot R_{wheel}$$

Frizione completamente innestata. - Il sistema si trova nella condizione di frizione completamente innestata quando non c'è moto relativo tra masse centrifughe e tamburo esterno della frizione e la coppia erogata dal motore è inferiore a quella massima trasmissibile dalla frizione (se la coppia motrice fosse maggiore, le masse centrifughe inizierebbero a strisciare sul tamburo frizione). In questo caso la velocità

di rotazione del motore è legata alla velocità di rotazione del tamburo frizione dalla seguente equazione:

**Equazione 4.28**

$$\frac{\omega_{eng}}{\tau_{CVT}} = \omega_{ch}$$

e c'è una sola equazione differenziale da risolvere:

**Equazione 4.29**

$$T_{eng} \cdot \tau_{CVT} - M_{res} - M_{Brake} = \left( \frac{J_{vehicle}}{\tau_f^2} + J_{ch} + J_{clutch} + J_{eng} \cdot \tau_{CVT}^2 \right) \cdot \frac{d\omega_{ch}}{dt}$$

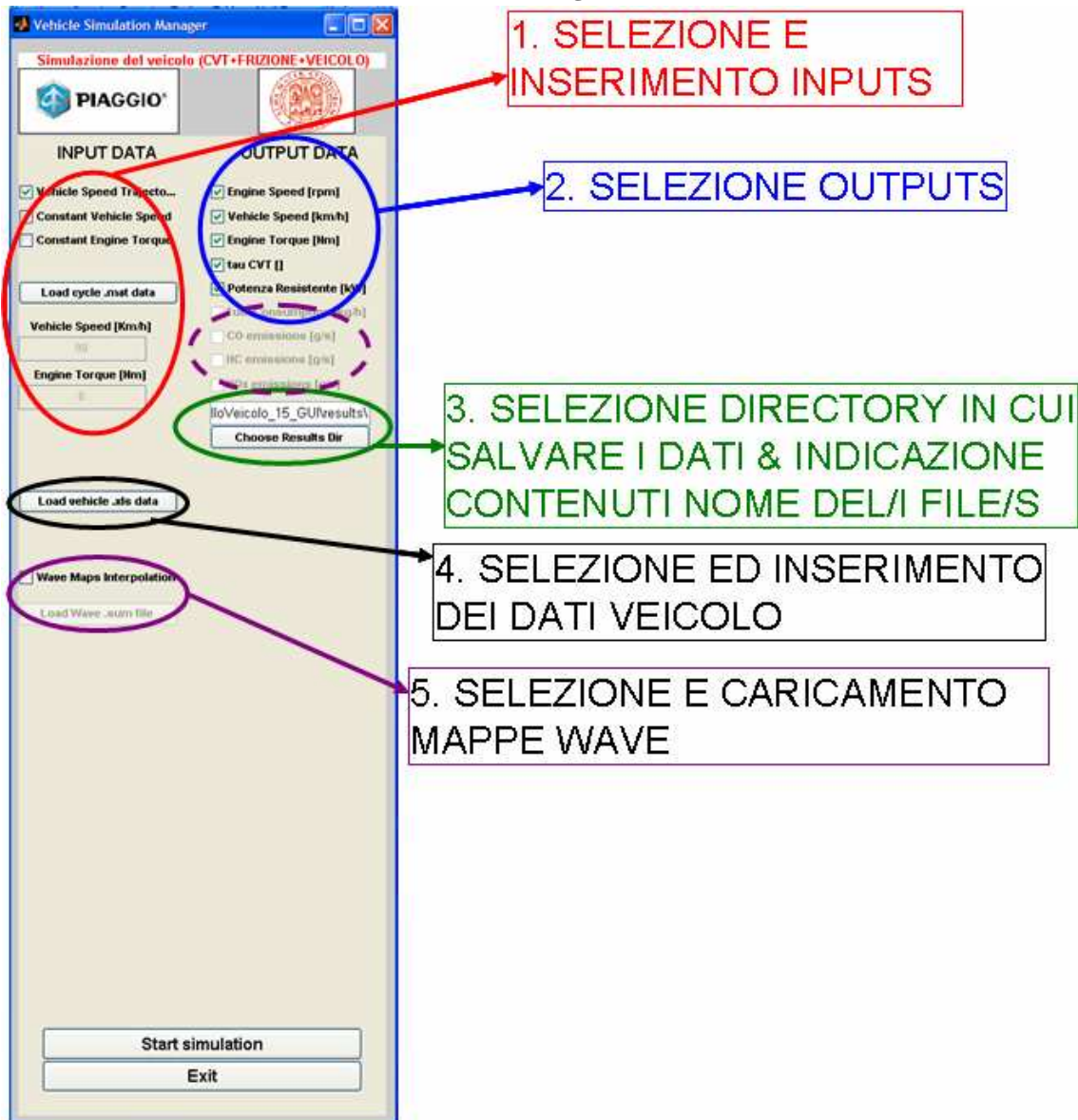
## 2.2.5 Modello del pilota

Il modello del pilota ha il compito di generare i segnali di farfalla e freno. Fondamentalmente esso è costituito da due controllori PID che calcolano la posizione della manopola del gas e del freno in base all'errore tra la velocità del veicolo ottenuta in simulazione e la velocità obiettivo, che è un ingresso della simulazione. La velocità obiettivo può essere costante oppure è possibile inserire un profilo di velocità che viene seguito grazie all'azione esercitata dal modello del pilota sulla manopola del gas e sulla leva del freno. Vale la pena di osservare che l'azione sul freno viene abilitata solo se la manopola del gas risulta essere al di sotto di un determinato valore (praticamente quando la manopola è completamente chiusa). In questo modo, in fase di decelerazione, il pilota dapprima agisce sulla manopola del gas, rilasciandola completamente e sfruttando quindi il freno motore per rallentare il veicolo: a questo punto, se la velocità target è ancora inferiore a quella simulata, il pilota agisce anche sul freno, in modo tale da fare rallentare ulteriormente il veicolo.

## 2.3 Interfaccia grafica per la gestione delle simulazioni

Anche per il modello veicolo è stata realizzata un'interfaccia grafica che permette ad un utente non esperto di utilizzare facilmente il modello.

Figura 4.14



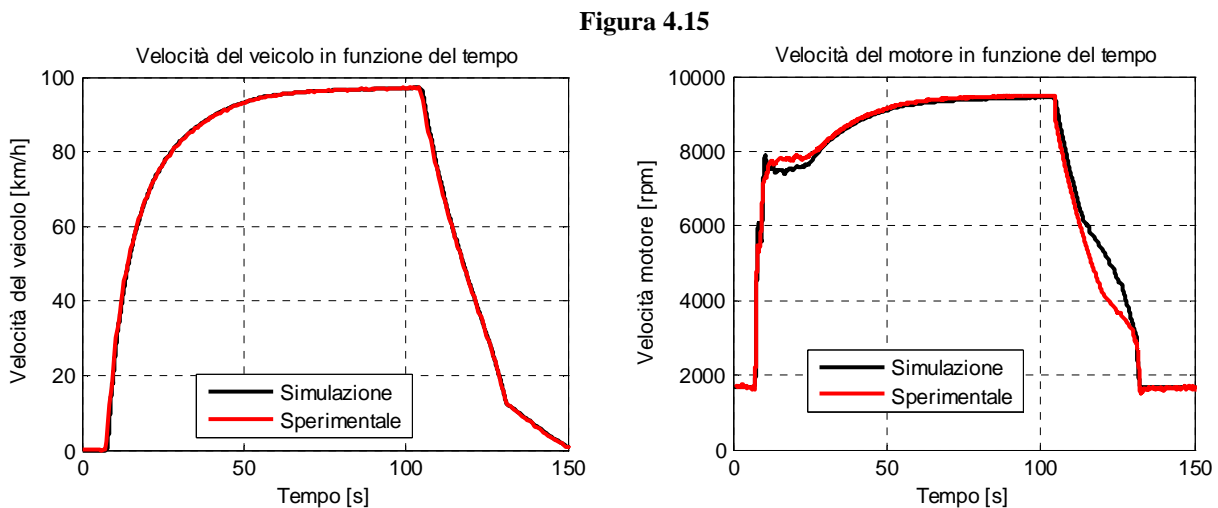
Analogamente a quanto visto per il modello motore, si osserva che è possibile selezionare il tipo di simulazione che si vuole effettuare (traiettoria di velocità veicolo, velocità veicolo costante, ...) e anche in questo caso c'è un'area destinata all'inserimento degli input. E' possibile inoltre caricare il tipo di ciclo da effettuare (traiettoria di velocità in funzione del tempo), e il veicolo con cui effettuare la simulazione. Infine è possibile selezionare degli output che vengono salvati in una directory selezionata dall'utente.

## 2.4 Validazione del modello

In questo paragrafo i risultati ottenuti in simulazione sono stati confrontati con dei dati sperimentali forniti da Piaggio, relativi ad uno scooter equipaggiato con un motore a quattro tempi ad accensione comandata, quattro valvole per cilindro, con cilindrata pari a 125 cm<sup>3</sup>.

Il modello è stato validato su due tipi di test: il primo test consiste in una accelerazione, con farfalla completamente aperta fino a che il veicolo non raggiunge la velocità massima, seguita da una decelerazione con farfalla completamente chiusa fino a che il veicolo non si ferma.

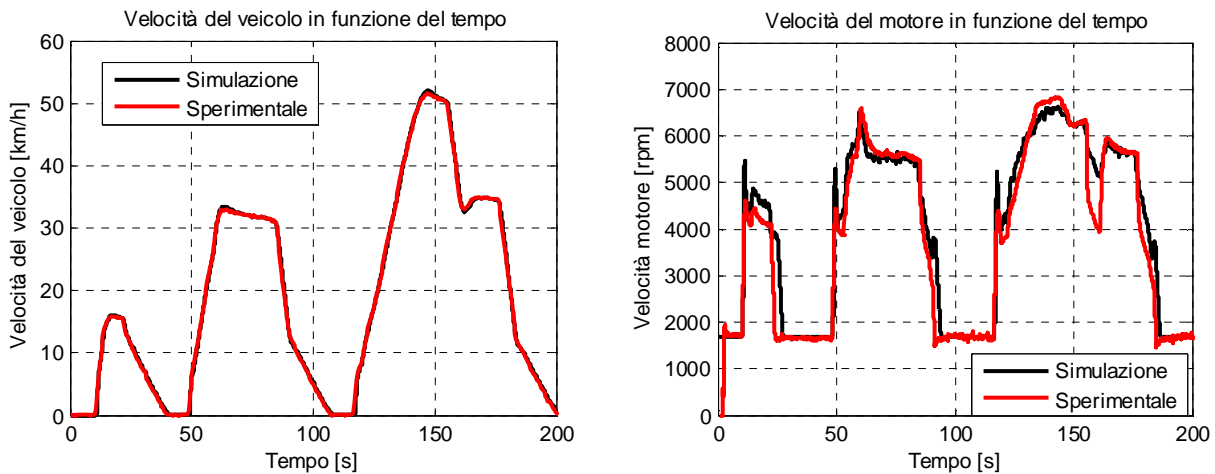
Le seguenti figure mostrano il confronto tra l'andamento della velocità veicolo e della velocità di rotazione del motore (che sono i principali input del modello veicolo) ottenute in simulazione e quelle sperimentali:



Si osserva che gli andamenti ottenuti in simulazione seguono abbastanza fedelmente i dati sperimentali, ma mentre ciò è abbastanza ovvio per quanto riguarda la velocità veicolo, data nel modello pilota è presente un controllore PID che apre o chiude la farfalla in base all'errore tra la velocità simulata e quella obiettivo, la buona corrispondenza tra l'andamento della velocità motore ottenuto in simulazione e quello sperimentale testimoniano il corretto funzionamento del modello.

Il secondo tipo di confronto è stato effettuato sul ciclo di omologazione ECE40. Nelle seguenti figure si mostra anche in questo caso il confronto tra le velocità di rotazione del motore e di avanzamento del veicolo ottenute in simulazione e quelle sperimentali.

**Figura 4.16**



Anche in questo caso si osserva che il modello è in grado di simulare in maniera corretta il funzionamento del veicolo.

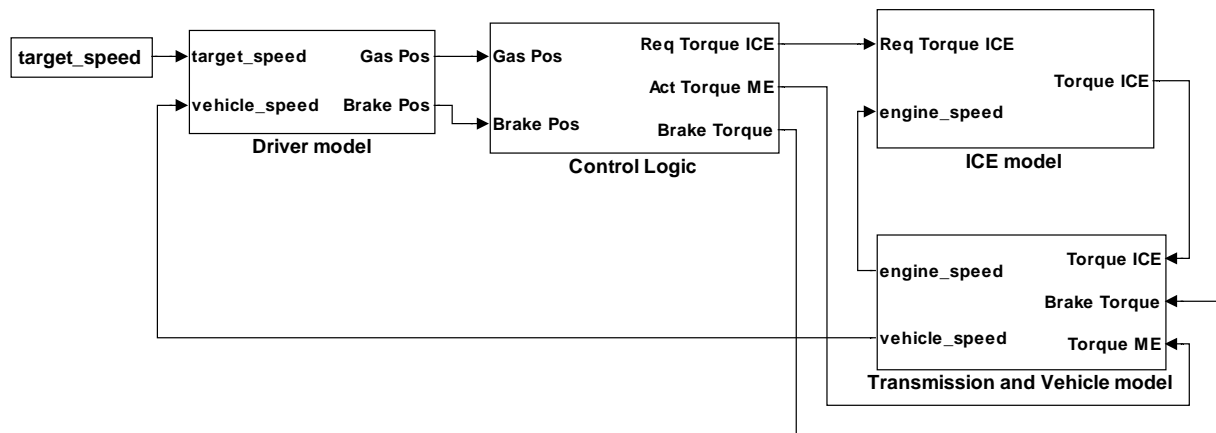
## **2.5 Versione ibrida del modello**

E' stata inoltre realizzata, in collaborazione con Piaggio, una versione del modello adatta ad un veicolo con propulsione ibrida (motore a combustione interna e motore elettrico): tale modello è stato quindi utilizzato per definire la strategia ottimale di ripartizione della coppia motrice tra motore a combustione interna e motore elettrico. In particolare, il veicolo oggetto di studio è capace di recuperare energia in frenata (ma può anche essere caricato utilizzando le normali prese di corrente) e può essere utilizzato in diverse modalità operative:

- **Electric:** in questa modalità funziona solo il motore elettrico ed il veicolo è ad emissioni zero
- **Green Power:** in questa modalità il motore elettrico viene utilizzato insieme al motore a combustione interna per ottimizzare le prestazioni e diminuire i consumi
- **Power Charge:** in questa modalità, in determinate condizioni, parte della coppia erogata dal motore a combustione interna viene utilizzata per ricaricare le batterie

La struttura del modello è rimasta abbastanza simile alla versione realizzata per un veicolo dotato di propulsione di tipo tradizionale.

Figura 4.17



In particolare, si può osservare che esiste ancora un modello di pilota che genera la posizione di gas e freno in base all'errore tra la velocità del veicolo simulata ed il profilo di velocità obiettivo. In questo caso però le posizioni di gas e freno vengono elaborate da un blocco in cui è stata implementata la logica di controllo, che, in base anche ad altri parametri, quali lo stato di carica della batteria, la modalità di utilizzo (green power, power charge o electric), la velocità di rotazione di motore elettrico e motore a combustione interna, genera una richiesta di coppia da erogare da parte del motore a combustione interna e due valori di coppia: il primo valore rappresenta la coppia erogata dal motore elettrico, mentre il secondo valore rappresenta la coppia frenante. All'interno del modello motore c'è un controllore PID che genera il valore di farfalla da attuare in base all'errore tra la coppia erogata dal motore (in simulazione) e la coppia richiesta dal sistema di controllo. Infine il modello che simula la trasmissione e la dinamica longitudinale del veicolo (che rimane praticamente identico al modello descritto nei precedenti paragrafi, tranne per il fatto che si deve tenere conto anche della coppia erogata dal motore elettrico) calcola, in base alle coppie erogate da motore a combustione interna, motore elettrico e freno, la velocità di avanzamento del veicolo e la velocità di avanzamento del motore.

Il blocco relativo al motore a combustione interna è provvisto di mappe che calcolano, in funzione di velocità di rotazione del motore e grado di apertura della farfalla, la coppia erogata dal motore, i consumi e le emissioni di CO<sub>2</sub>: in questo modo è possibile, ad esempio, andare ad ottimizzare la strategia di ripartizione della coppia tra motore a combustione interna e motore elettrico (presente all'interno del

blocco “Control Logic”) in modo tale da minimizzare i consumi e le emissioni sul ciclo di omologazione del veicolo, ottimizzando in questo modo il funzionamento del motore a combustione interna. Si sottolinea che il blocco contenente la logica di controllo è stato realizzato da Piaggio, così come l’ottimizzazione della strategia di ripartizione della coppia: il presente paragrafo vuole semplicemente mettere in evidenza in che modo è stato utilizzato il modello sviluppato nel corso dell’attività di dottorato.

## **2.6 Modello per veicolo dotato di trasmissione di tipo tradizionale (motociclo)**

A conclusione del capitolo viene infine mostrata la versione del modello relativa ad un veicolo dotato di trasmissione di tipo tradizionale. Tale modello è stato applicato ad un motociclo MotoGuzzi ed i risultati ottenuti in simulazione sono stati confrontati con i dati sperimentali che si avevano a disposizione.

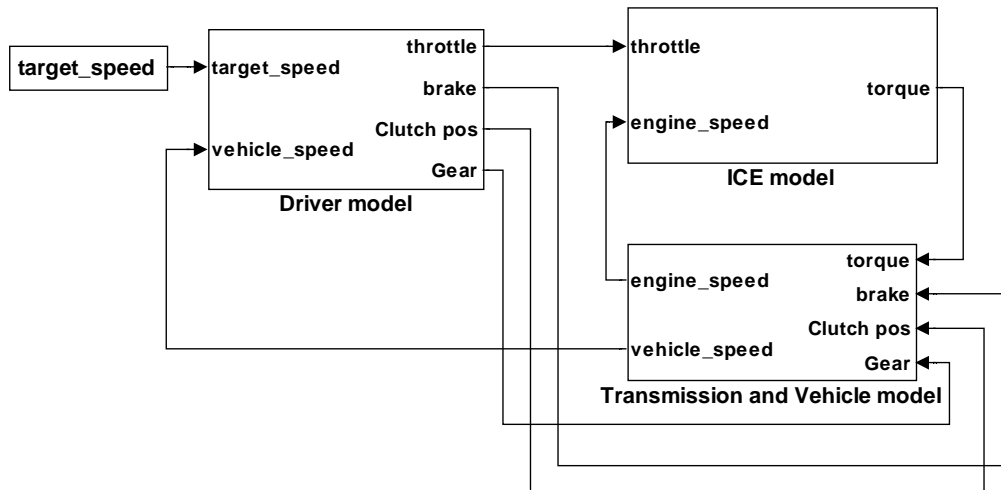
In questa versione del modello, uno degli aspetti più problematici è stato lo sviluppo del modello del pilota: a differenza del caso precedente infatti il modello del pilota risulta molto più complesso, dato che esso deve generare non solo i segnali relativi alla manopola del gas e al freno, ma anche i segnali relativi alla posizione della leva della frizione e alla marcia inserita. Inoltre la parte logica relativa al modello del pilota, risulta molto più complessa, dato che il tipo di azione che il pilota esercita su manopola del gas, frizione, leva del cambio e freno è diverso a seconda delle varie fasi di guida (partenza, cambio marcia, arresto del veicolo, ...).

A parte la modellazione del pilota, l’approccio in termini di equazioni resta simile a quello descritto nelle pagine precedenti, con la differenza che in questo caso è presente una frizione di tipo tradizionale e manca il CVT.

La seguente figura mostra una rappresentazione schematica del modello:



Figura 4.18



Si può osservare che la struttura del modello è simile a quella relativa alla versione realizzata per uno scooter. Il modello è costituito ancora da tre sottomodelli:

1. Il modello del pilota, che questa volta, oltre a generare i segnali relativi alla manopola del gas ed al freno, genera anche i segnali relativi alla posizione della leva della frizione e alla marcia inserita.
2. Il modello motore, costituito fundamentalmente da mappe, calcola la coppia erogata all'albero in funzione della posizione della farfalla e della velocità di rotazione del motore.
3. Infine il modello della trasmissione e della dinamica longitudinale del veicolo calcola la velocità di rotazione del motore e la velocità di avanzamento del veicolo, una volta nota la posizione di farfalla, freno e frizione e la marcia inserita.

### 2.6.1 Modellazione della dinamica longitudinale del veicolo

In questo paragrafo si descrivono brevemente le equazioni che permettono di calcolare la velocità di rotazione del motore e la velocità di avanzamento del veicolo. In particolare, il modello della trasmissione e della dinamica longitudinale del veicolo ha come input le seguenti grandezze:

1. Coppia erogata dal motore
2. Coppia frenante

3. Posizione della frizione
4. Marcia inserita

dove i valori delle precedenti grandezze sono invece calcolati dal modello del pilota e dal modello del motore a combustione interna.

Anche in questo caso le equazioni da risolvere sono diverse a seconda dello stato in cui la frizione si trova a funzionare. Si distinguono quindi due condizioni di funzionamento della frizione: *frizione disinnestata/fase di innesto* e *frizione completamente innestata*.

### 1. Frizione disinnestata/fase di innesto

Questo caso comprende la condizione di frizione completamente disinnestata (non c'è trasmissione di coppia dal motore alle ruote) e la condizione di frizione in fase di innesto (c'è moto relativo tra albero di ingresso e di uscita della frizione). In questo caso, in maniera analoga a quanto descritto per il modello relativo allo scooter, si ha un sistema di due equazioni differenziali da risolvere (espresse rispetto all'asse dell'albero motore e della ruota posteriore):

**Equazione 4.30**

$$T_{eng} - M_{clutch} = J_{eng} \cdot \frac{d\omega_{eng}}{dt}$$

$$\frac{M_{clutch}}{\tau_{overall}} - M_{res} - M_{Brake} = (J_{vehicle} + J_{Wheel\&Transmission}) \cdot \frac{d\omega_{wheel}}{dt}$$

dove  $T_{eng}$ ,  $M_{clutch}$ ,  $M_{res}$  ed  $M_{Brake}$  rappresentano rispettivamente la coppia erogata dal motore, la coppia trasmessa dalla frizione, la coppia dovuta alla resistenza all'avanzamento del veicolo e la coppia applicata sul freno.  $J_{eng}$  rappresenta invece l'inerzia di motore, volano e disco della frizione, mentre  $J_{vehicle}$  e  $J_{Wheel\&Transmission}$  rappresentano rispettivamente l'inerzia di veicolo e conducente e l'inerzia di cambio, trasmissione e ruote ridotte all'asse della ruota posteriore. Infine  $\tau_{overall}$  è il rapporto di trasmissione tra albero di uscita della frizione e ruota posteriore, che tiene dunque conto del rapporto di trasmissione primario, del rapporto al cambio e del rapporto finale. Si osserva che tale rapporto dipende ovviamente dalla marcia inserita, che viene calcolata dal modello del pilota.

La differenza fondamentale rispetto al modello relativo allo scooter risiede nella modellazione della frizione, che risulta essere di tipo tradizionale (inoltre non c'è il CVT ed il rapporto di trasmissione dipende quindi dalla marcia inserita, calcolata dal modello del pilota). In particolare la coppia trasmissibile dalla frizione ( $M_{clutch}$ ) viene calcolata tramite la seguente equazione:

**Equazione 4.31**

$$M_{clutch} = p \cdot C_{ClutchMax} \cdot \text{segno} \left( \omega_{eng} - \frac{\omega_{wheel}}{\tau_{overall}} \right)$$

dove  $p$  rappresenta la posizione della leva della frizione, variabile tra 0 ed 1. In particolare:

- $p = 0$  rappresenta la condizione in cui la leva della frizione è completamente premuta (frizione disinnestata)
- $p = 1$  rappresenta la condizione in cui la leva della frizione risulta essere completamente rilasciata

Infine  $C_{ClutchMax}$  rappresenta il massimo momento trasmissibile dalla frizione, mentre il termine  $\omega_{eng} - \frac{\omega_{wheel}}{\tau_{overall}}$  rappresenta invece lo slittamento. Si osserva che anche la posizione della leva della frizione  $p$  è gestita dal modello del pilota.

## 2. Frizione completamente innestata

Questo caso descrive invece la condizione di frizione completamente innestata: in questa condizione si ha una sola equazione differenziale da risolvere:

**Equazione 4.32**

$$\frac{T_{eng}}{\tau_{overall}} - M_{res} - M_{Brake} = \left( \frac{J_{eng}}{\tau_{overall}^2} + J_{vehicle} + J_{Wheel\&Transmission} \right) \cdot \frac{d\omega_{wheel}}{dt}$$

mentre la velocità di rotazione del motore può essere calcolata tramite la seguente equazione:

#### Equazione 4.33

$$\omega_{eng} = \frac{\omega_{wheel}}{\tau_{overall}}$$

dato che la frizione è completamente innestata.

Vale la pena di osservare che il passaggio da un sistema di equazioni all'altro non dipende solamente dalla variabile  $p$ , che descrive la posizione della leva della frizione: infatti potrebbe accadere che si è in condizioni di frizione completamente innestata anche con  $p = 0.5$ , nel caso in cui la coppia erogata dal motore fosse sufficientemente bassa e non vi fosse slittamento. Al contrario, la frizione potrebbe essere in fase di innesto anche con  $p = 0.6$ , qualora il motore stesse erogando una coppia sufficientemente elevata, tale da fare slittare la frizione.

### 2.6.2 Modello del pilota

Come osservato in precedenza, in questo caso la simulazione del pilota risulta molto più complessa che nel caso di un'applicazione relativa ad uno scooter: infatti il modello del pilota non deve agire solamente su gas e freno, ma deve anche gestire la frizione ed il cambio in diverse condizioni operative (partenza, cambio marcia, arresto). In particolare, data la complessità del sistema, si è scelto di utilizzare la toolbox di Simulink *Stateflow* per implementare il modello del pilota. Si osserva che le modalità di controllo delle grandezze in uscita dal modello pilota (gas, freno, posizione della frizione e marcia inserita) sono diverse a seconda dello stato in cui il sistema si trova a funzionare.

Prendendo in considerazione, ad esempio, la posizione del gas, vale la pena di osservare che il tipo di azione che deve essere intrapresa dal pilota deve essere diversa a seconda che:

1. Il veicolo sia fermo e lo si vuole fare partire
2. Il veicolo sia in moto con una certa marcia inserita
3. Si vuole effettuare un cambio di marcia

Il sistema è in grado di riconoscere in maniera automatica, in base al valore di un certo numero di input (velocità target, velocità attuale, velocità motore, marcia inserita, posizione della frizione, ...) la condizione in cui il sistema sta operando e

attua in maniera automatica un tipo di **controllo diverso** sul gas a seconda dello **stato** in cui si trova il sistema.

Allo stesso modo, considerando la posizione della leva della frizione, si osserva che il tipo di azione che deve essere intrapreso dal pilota è diverso a seconda che:

1. Il veicolo sia fermo e lo si vuole fare partire
2. Si vuole effettuare un cambio marcia
3. Si vuole arrestare il veicolo

Anche in questo caso il sistema attua, in maniera automatica, un tipo di **controllo diverso** sulla leva della frizione a seconda dello **stato** in cui si trova il sistema. Si osserva anche che l'azione sulla leva della frizione deve essere coordinata con la posizione del gas e con l'istante relativo al cambio marcia.

Infine è possibile impostare due diverse modalità di cambiata:

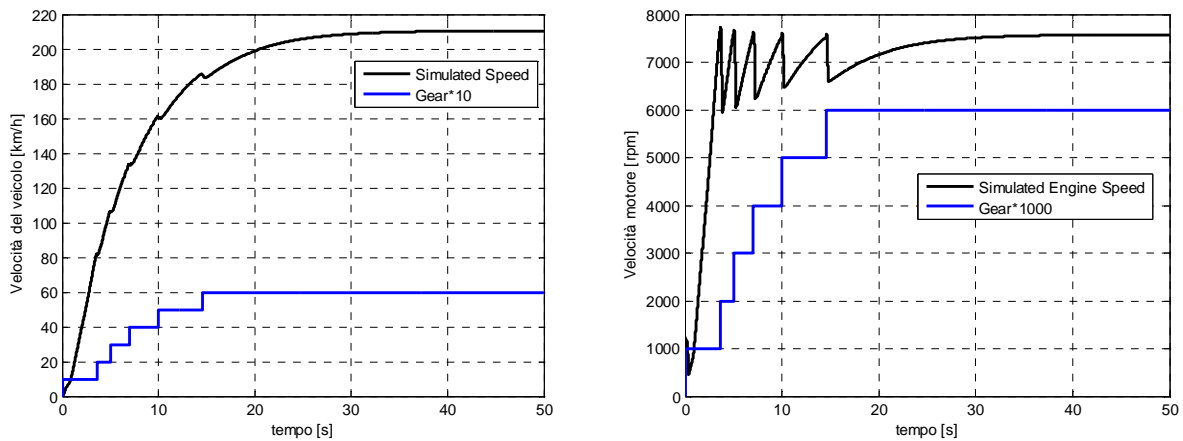
1. **RpmMode**: in questo caso il passaggio alla marcia successiva avviene quando la velocità del motore supera un certo valore, mentre il passaggio al rapporto inferiore avviene quando la velocità del motore scende al di sotto di un altro valore
2. **ExternalMode**: in questo caso il rapporto da inserire viene definito da un segnale esterno a Stateflow (e che è un input di Stateflow): in questo modo si può preparare ad esempio una Look-up table con le marce da inserire in funzione del tempo e mandare il segnale in input alla Chart di Stateflow.

### 2.6.3 Validazione

In questo paragrafo si confrontano i risultati ottenuti in simulazione dal modello con i dati sperimentali forniti da Piaggio.

Una prima simulazione è stata effettuata con il veicolo in fase di accelerazione: il veicolo parte da fermo e si accelera finché il veicolo non raggiunge la velocità massima. Le seguenti figure mostrano i risultati ottenuti in simulazione, in termini di velocità di rotazione del motore, velocità di avanzamento del veicolo e marcia inserita.

**Figura 4.19**



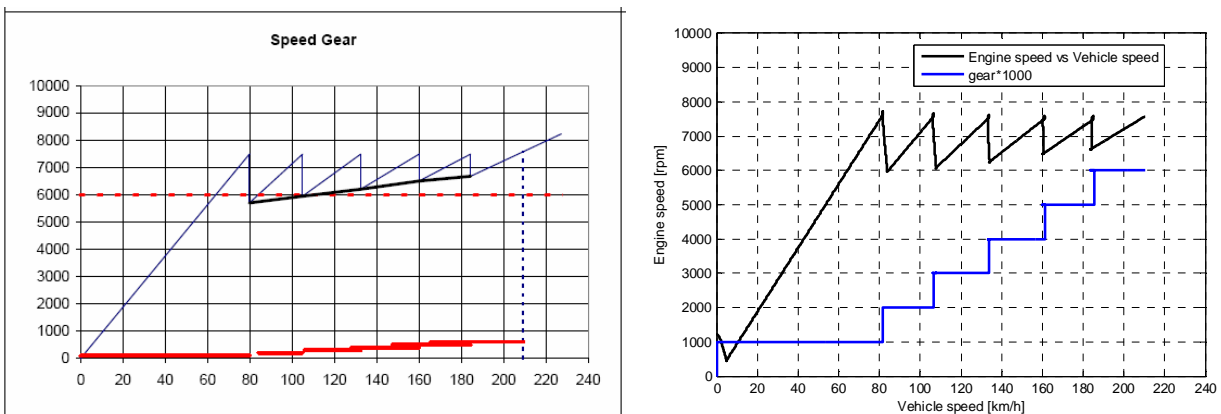
La seguente tabella mostra un confronto tra i risultati ottenuti in simulazione e quelli sperimentali in termini di velocità massima e regime di rotazione motore corrispondente alla velocità massima:

**Tabella 4.1**

	Measured	Simulated
<b>Max. speed</b>	<b>209.3</b>	<b>210.5</b>
<b>Engine revolution at max speed</b>	<b>7581</b>	<b>7575</b>

Le seguenti figure mostrano il confronto tra le velocità di cambio marcia (velocità veicolo e motore) ottenute in simulazione e quelle sperimentali: in particolare la modalità di cambiata è stata impostata in *RpmMode* e il regime di cambiata alla marcia successiva è stato impostato a 7500 rpm:

**Figura 4.20**



La seguente tabella mostra invece i valori numerici delle velocità corrispondenti alle cambiate ottenuti in simulazione e quelli sperimentali:

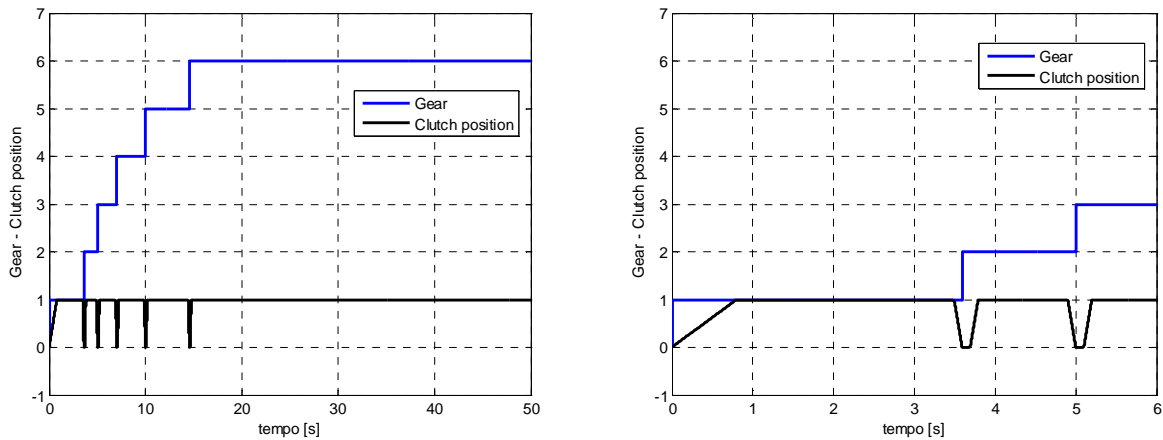
Tabella 4.2

	Vehicle speed [km/h]		Revolution falls [rpm]	
	Measured	Simulated	Measured	Simulated
1st-2nd	79.9	81.7	5704	5953
2nd-3rd	105.0	106.4	5946	6058
3rd-4th	132.4	133.5	6207	6231
4th-5th	160.0	161.0	6507	6471
5th-6th	184.5	185.0	6681	6658

Si osserva che i risultati ottenuti in simulazione sono molto vicini ai valori misurati sperimentalmente.

La seguente figura mostra invece la marcia inserita e la posizione della frizione durante la simulazione:

Figura 4.21



Si osserva che in fase di partenza la frizione viene rilasciata in maniera graduale (la leva viene rilasciata in un intervallo di tempo pari a 0.8 secondi) e, dall'ingrandimento di destra, si può notare la sequenza di operazioni che vengono effettuate durante il cambio marcia (che viene effettuato in 0.3 secondi): dapprima viene azionata la leva della frizione (il segnale che descrive la posizione della leva passa da 1 a 0), quindi si effettua il cambio marcia ed infine si rilascia la leva della frizione (il segnale passa da 0 a 1).

Le figure precedenti mostrano che il modello riesce a simulare in modo corretto il comportamento del veicolo. In particolare:

1. I rapporti di trasmissione inseriti nel modello sono coerenti con quelli reali
2. Il modello di resistenza all'avanzamento riesce a simulare in modo corretto il carico esterno agente sul veicolo (vedi confronto sulla velocità massima)
3. Il modello del pilota riesce a generare in modo corretto i segnali necessari al modello (posizione di gas, freno e frizione e marcia inserita) nelle varie condizioni (partenza, cambio marcia, ...)





# Capitolo 5

## 5 MODELLO COMPLETO MOTORE + VEICOLO

In questo capitolo si descrive infine l'implementazione di un modello capace di simulare il comportamento di motore, trasmissione e dinamica longitudinale del veicolo, che deriva dall'integrazione dei due modelli descritti in dettaglio nei capitoli precedenti. L'obiettivo è stato quello di avere a disposizione uno strumento di simulazione capace di simulare l'intero sistema costituito da motore, trasmissione e veicolo: il modello è stato concepito per essere utilizzato sia off-line che in un'applicazione Hardware In the Loop (**HIL**). I sistemi HIL sono largamente utilizzati, da alcuni anni, per verificare il corretto funzionamento dei sistemi di controllo motore [20, 21, 22, 23]: in pratica, in questo tipo di applicazioni, i componenti fisici del sistema (motore, trasmissione e veicolo) vengono simulati da modelli matematici che girano in real-time su un particolare tipo di processore. Tale processore acquisisce, tramite delle schede di acquisizione, i segnali di attuazione provenienti dalla ECU (Engine Control Unit) e fornisce in output i segnali che verrebbero generati dal sistema reale, qualora fosse collegato alla ECU. Il modello, sviluppato interamente in ambiente Matlab-Simulink, ha quindi il compito di simulare il funzionamento del sistema motore-trasmissione-veicolo e di generare in modo corretto tutti i segnali necessari al funzionamento della centralina di controllo motore.

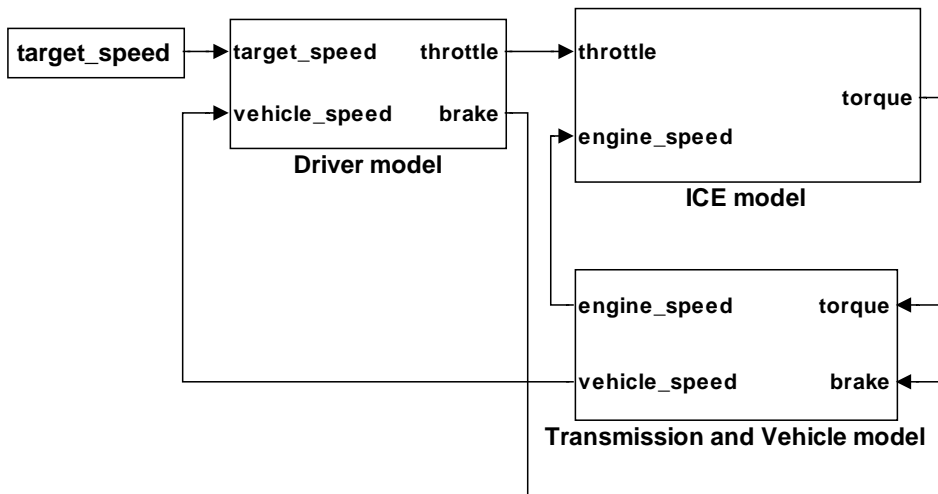
Come accennato sopra, il modello può essere utilizzato sia per applicazioni off-line che per applicazioni real-time (sistemi HIL): sono previsti infatti due ambienti di simulazione (off-line ed on-line) selezionabili dall'utente tramite l'interfaccia grafica che permette di gestire in modo agevole la simulazione. Ad oggi è stato completamente validato il solo ambiente di simulazione off-line, mentre, per quanto riguarda l'ambiente on-line, è stata valutata solamente l'attendibilità dei risultati ottenuti in simulazione ed è stato verificato il fatto che possa effettivamente girare in real-time su hardware dSpace, generando tutti i segnali necessari al funzionamento della centralina (pressione nel collettore di aspirazione, temperatura acqua, ...).

Nei prossimi paragrafi si mostra la struttura del modello in ambiente Matlab-Simulink e un confronto tra i risultati ottenuti in simulazione e dei dati sperimentali forniti da Piaggio.

### ***5.1 Struttura del modello in ambiente Matlab-Simulink***

Questo paragrafo mostra qual è la struttura del modello in ambiente Matlab-Simulink. Il modello presentato in questo capitolo nasce come integrazione del modello motore e del modello veicolo descritti nei capitoli precedenti: in effetti i due modelli si prestano molto bene ad essere integrati, dato che uno degli output del modello motore è la coppia media indicata, che, considerando le perdite organiche del motore, in modo tale da calcolare la coppia all'albero, rappresenta uno dei due ingressi necessari al funzionamento del modello che simula la trasmissione e la dinamica longitudinale del veicolo (l'altro ingresso è la coppia frenante, calcolato dal modello del pilota). La seguente figura mostra uno schema del modello:

Figura 5.1



Si osserva che lo schema è del tutto simile a quello relativo al modello veicolo, con la sola differenza che in questo caso il modello che simula il motore a combustione interna non è semplicemente una mappa di coppia e di consumo, ma è costituito dal modello motore descritto nel capitolo 1: si tratta cioè di un modello zero-dimensionale che descrive la termodinamica del motore, non ai valori medi, che contiene un modello di combustione e di scambio termico a parete e che è in grado di generare gli andamenti istantanei di tutta una serie di grandezze (andamento di pressione e temperatura nel cilindro, nel collettore di aspirazione e nel collettore di scarico, andamento istantaneo della coppia indicata,...).

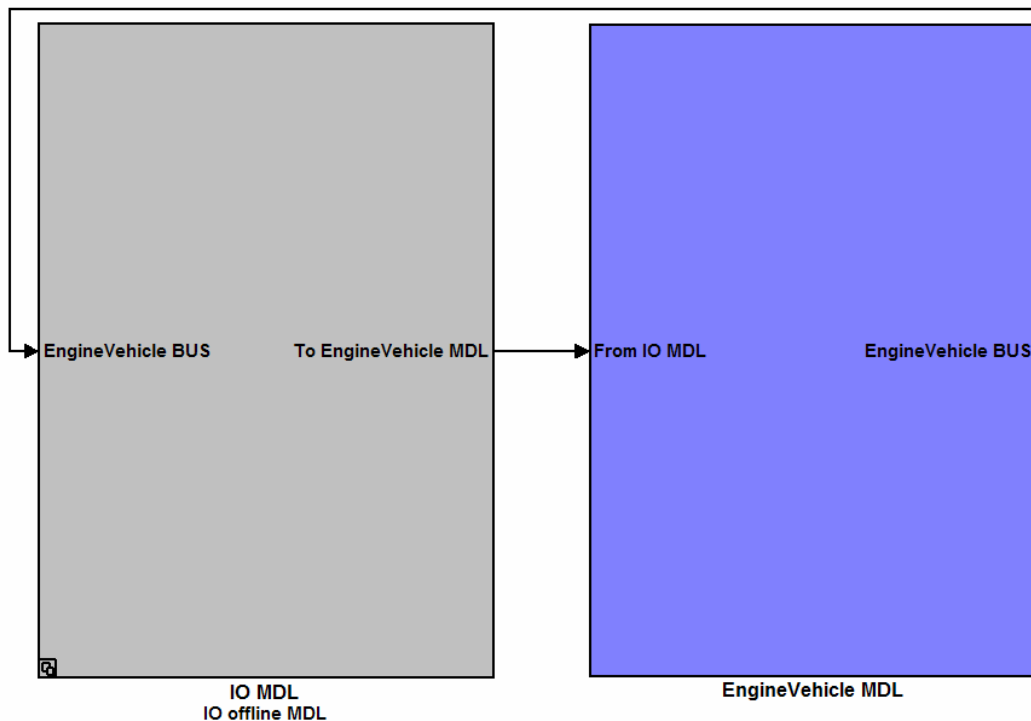
L'intero modello gira in base tempo (è stata quindi utilizzata la versione del modello motore in base tempo) con un passo di simulazione costante e pari a 100  $\mu$ s.

Si è cercato di rendere lo strumento di simulazione molto flessibile: in particolare esiste un solo modello Simulink, basato su librerie, che permette di:

- Effettuare delle simulazioni sia per applicazioni on-line che per applicazioni off-line
- Simulare sia motori monocilindrici che bicilindrici
- Scegliere il motore che si vuole simulare (i dati relativi ai vari motori vengono generati in automatico dal parametrizzatore e vengono inseriti in apposite directory)
- Scegliere il tipo di veicolo e di trasmissione che si vuole simulare (i dati relativi ai vari veicoli sono contenuti in files Excel)

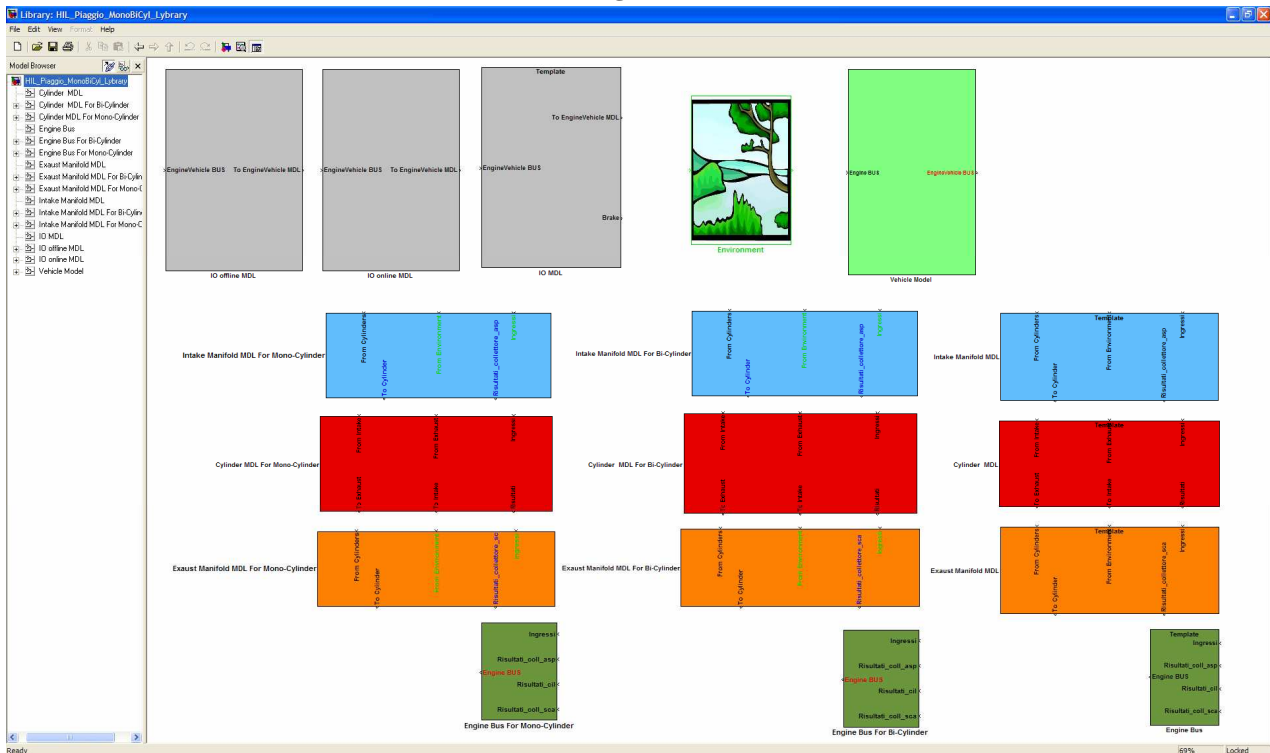
Tale risultato è stato ottenuto mediante l'uso di librerie e di *Configurable Subsystems*. La seguente figura mostra il modello Simulink: in particolare si osserva che il blocco di input/output (*IO MDL*) ed il blocco che simula il sistema controllato (costituito da veicolo e motore, *EngineVehicle MDL*) sono nettamente separati. L'unica cosa che cambia tra una simulazione on-line ed una simulazione off-line è appunto il blocco di input/output, che, nel caso di simulazione on-line riceve dei segnali di attuazione dalla centralina motore, mentre nel caso di una simulazione off-line è lo stesso ambiente di simulazione a generare le attuatori.

Figura 5.2



Il blocco *IO MDL* è un blocco configurabile, che è in grado cioè di richiamare blocchi diversi (*IO offline MDL* o *IO online MDL*) presenti nella libreria (vedi figura 5.3) a seconda del valore assunto da una variabile che viene gestita dall'interfaccia grafica.

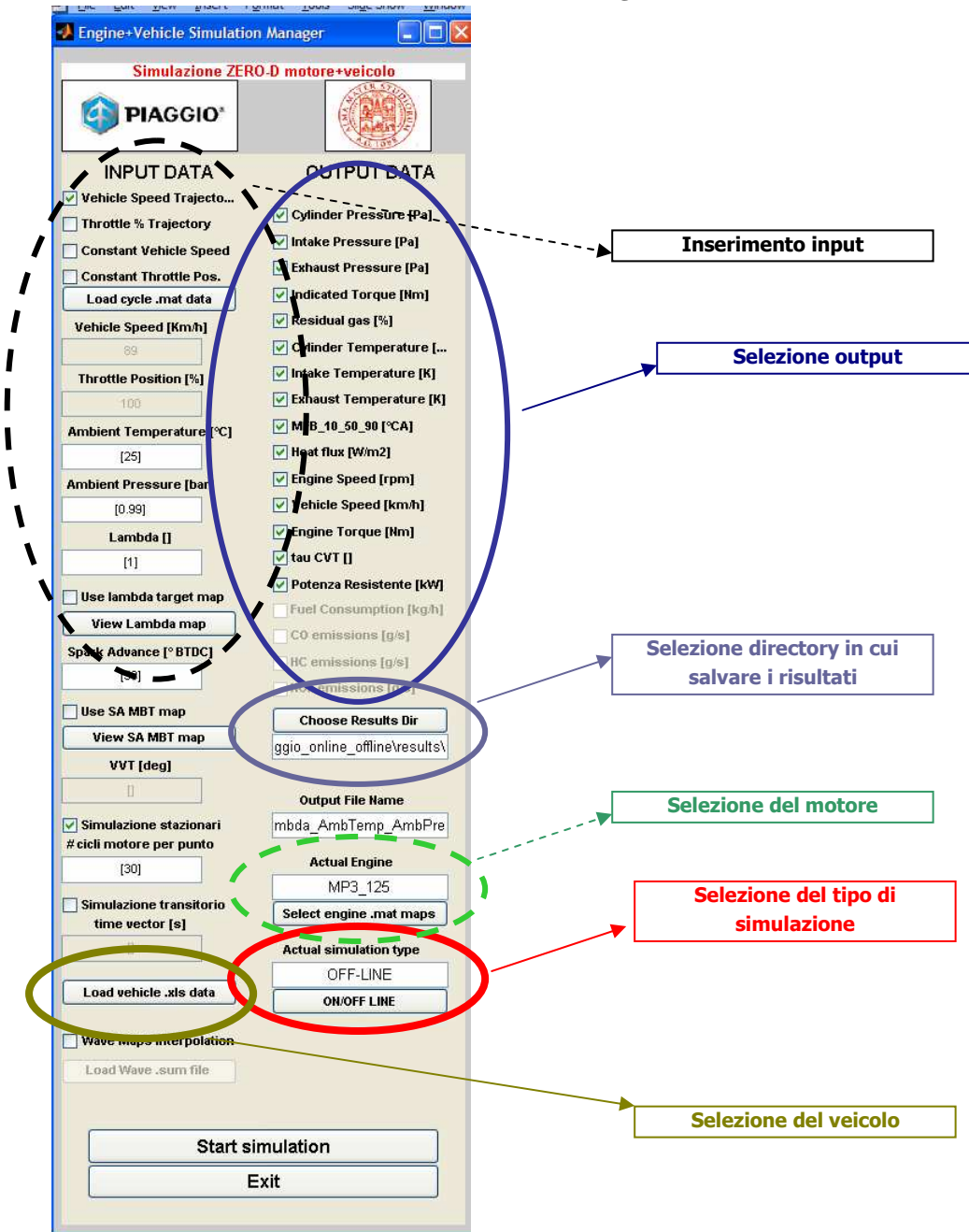
Figura 5.3



In questo modo l'utente può facilmente selezionare il tipo di simulazione da effettuare utilizzando l'interfaccia grafica. L'utilizzo di una libreria e di *Configurable Subsystems* permette, in maniera analoga, di mantenere un unico modello che permette la simulazione sia di motori monocilindrici che di motori bicilindrici. In questo caso, quando si caricano i dati relativi al motore da utilizzare nella simulazione, tra di essi è presente una variabile che contiene il numero di cilindri del motore: a seconda del valore assunto da tale variabile vengono caricati nel modello i blocchi relativi ad un motore monocilindrico o bicilindrico.

Di seguito viene mostrata l'interfaccia grafica che permette di gestire la simulazione:

Figura 5.4



Le principali operazioni che l'interfaccia consente di effettuare sono le seguenti:

- Scelta del tipo di simulazione (on-line/off-line)
- Selezione del motore da simulare
- Selezione del veicolo da simulare
- Impostazione degli input della simulazione (tipo di ciclo da caricare: traiettoria di velocità, traiettoria di farfalla, simulazione a velocità costante o a farfalla costante; pressione e temperatura ambiente; anticipo e  $\lambda$  da attuare, ma queste ultime solo per simulazioni off-line)

- Selezione degli output da salvare
- Scelta della directory in cui salvare i risultati ottenuti in simulazione e scelta del nome del file

## **5.2 Validazione del modello**

In questo paragrafo si confrontano i risultati ottenuti in simulazione con dei dati sperimentali forniti da Piaggio. Si sottolinea che la validazione è stata effettuata solo con il modello in configurazione off-line, mentre, per quanto riguarda l'ambiente on-line, è stata valutata solamente l'attendibilità dei risultati ottenuti in simulazione ed è stato verificato il fatto che possa effettivamente girare in real-time su hardware dSpace, generando tutti i segnali necessari al funzionamento della centralina (pressione nel collettore di aspirazione, temperatura acqua, ...).

Il tipo di test su cui è stato validato il modello consiste in una fase di accelerazione con farfalla completamente aperta. In particolare sono state effettuati due tipi di simulazione:

1. Simulazione in closed loop: in questo caso è stata effettuata una simulazione con traiettoria di velocità obiettivo imposta: il modello del pilota calcola quindi il grado di apertura della farfalla in base all'errore tra la velocità veicolo simulata e quella sperimentale
2. Simulazione in open loop: in questo caso è stata effettuata una simulazione con traiettoria di farfalla imposta .

### Validazione 1: Simulazione in closed loop con velocità obiettivo imposta

Con questa modalità di simulazione la farfalla non è un input del modello: l'apertura farfalla viene generata in base all'errore tra la velocità target e quella simulata. Le seguenti figure mostrano il confronto tra:

- Il grado di apertura farfalla generato dal modello in open loop e il relativo valore sperimentale
- La velocità del veicolo ottenuta in simulazione e quella sperimentale
- La velocità motore ottenuta in simulazione e quella sperimentale



Figura 5.5

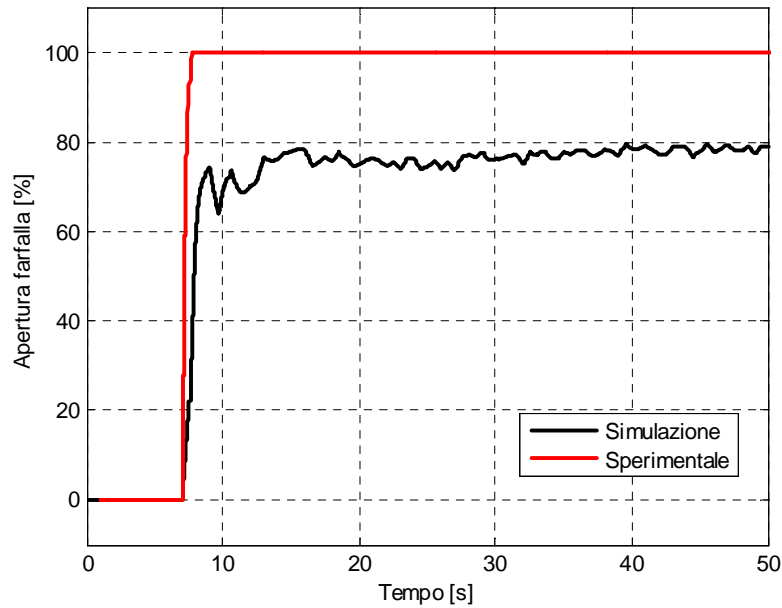
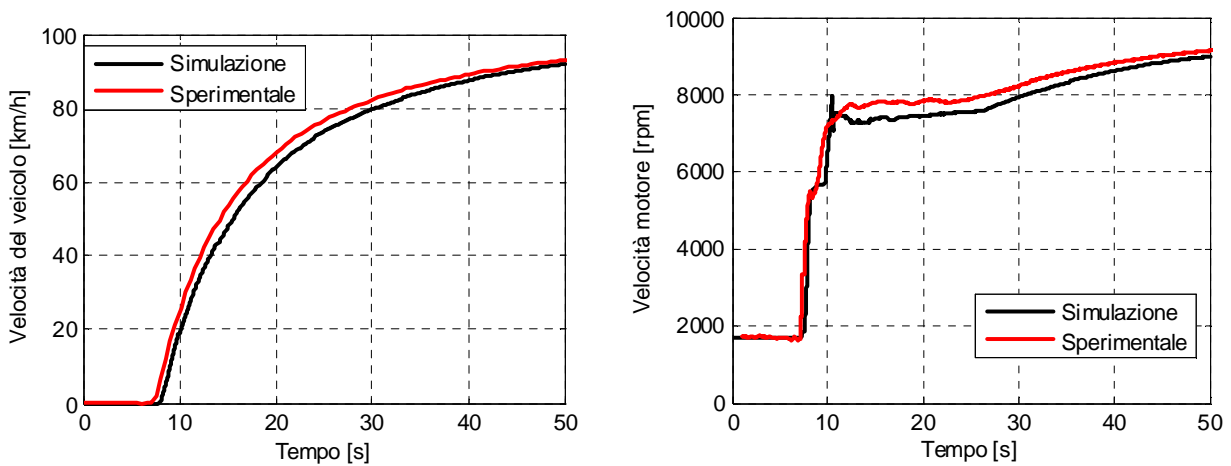


Figura 5.6

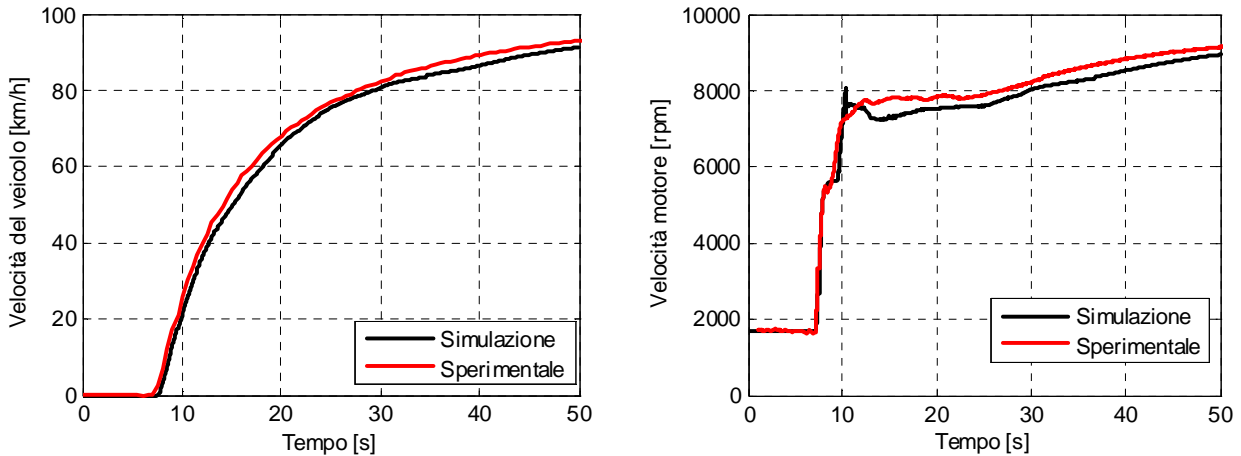


Si può osservare che il modello riesce a simulare correttamente il comportamento del veicolo, sia in termini di velocità di rotazione del motore che in termini di velocità di avanzamento del veicolo. Per quanto riguarda il valore di farfalla generato dal modello in closed loop, si osserva che esso assume un valore pari circa all' 80%, mentre in realtà il valore effettivamente attuato è pari al 100%. Tuttavia occorre osservare che non c'è molta differenza in termini di coppia erogata dal motore tra una condizione in cui il motore gira con farfalla completamente aperta e un'altra in cui gira con farfalla pari all'80% (soprattutto ai bassi regimi i valori di coppia sono praticamente uguali). A conferma di quanto appena affermato si faccia riferimento alla seconda validazione, in cui la traiettoria di farfalla è imposta.

## Validazione 2: Simulazione in open loop con traiettoria di farfalla obiettivo imposta

In questo caso il modello ha come input una traiettoria di farfalla e la velocità del veicolo (così come la velocità di rotazione del motore) sono solo una conseguenza del valore di farfalla attuato.

Figura 5.7



Rispetto al caso precedente non è stata inserita la figura con il confronto tra il valore di apertura farfalla simulato e quello sperimentale, dato che, per come è stata effettuata la simulazione, sono ovviamente uguali. Si osserva che anche in questo caso il modello riesce a simulare in modo corretto il comportamento del veicolo e i risultati sono in linea con il caso precedente, a conferma di quanto affermato sull'apparente incongruenza dei valori di apertura farfalla ottenuti in simulazione in modalità closed loop.



# Capitolo 6

## 6 CONCLUSIONI

L'attività svolta durante il triennio di dottorato ha portato allo sviluppo di un tool di simulazione orientato al controllo motore. Tale tool di simulazione può essere utilizzato sia per applicazioni off-line (Software In the Loop), in cui l'obiettivo è quello di valutare in simulazione le prestazioni di una determinata strategia di controllo, sia per applicazioni real-time (Hardware In the Loop), andando a testare in questo caso il corretto funzionamento della centralina di controllo motore.

Il tool di simulazione è stato concepito in modo tale da risultare uno strumento flessibile e permette di potere essere rapidamente configurato in base alle varie esigenze: infatti mentre da un lato è possibile utilizzare lo stesso modello sia per applicazioni on-line che per applicazioni off-line, dall'altro il modello prevede diversi livelli di complessità, permettendo, ad esempio, di utilizzare una descrizione del motore a combustione interna costituita da mappe, un modello zero-dimensionale oppure un modello che include una descrizione mono-dimensionale dei condotti di aspirazione.

I risultati ottenuti in simulazione hanno dimostrato la capacità del modello di simulare il comportamento fisico di motore, trasmissione e veicolo, dal momento che

il confronto con i dati sperimentali mostrato nei capitoli precedenti si è rivelato essere positivo.

L'utilizzo di interfacce grafiche rende inoltre l'utilizzo del tool di simulazione molto semplice e ne permette l'uso anche ad un utente che non si è occupato del suo sviluppo.



# **BIBLIOGRAFIA**

- [1] *Ploger, M., Schutte, H., Hardware-in-the-Loop Testing of Engine Control Units: A Technical Survey*, SAE 2007-01-0500, 2007.
- [2] *Krisp, H., Lamberg, K., Leinfellner, R., Automated Real-Time Testing of Electronic Control Units*, SAE 2007-01-0504, 2007.
- [3] *Hunt, G., Truscott, A., Noble, A., An In-Cycle Hardware in the Loop (HIL) Simulator for Future Engine Control Strategy Development*, SAE 2004-01-0418, 2004.
- [4] *Schuette, H., Schulze, T., Wiedemeir, M., Crank Angle - Based Diesel Engine Modeling for Hardware-in-the-Loop Applications with In-Cylinder Pressure Sensors*, SAE 2007-01-1303, 2007.
- [5] *Cavallo A., Setola R., Vasca F., La nuova guida a Matlab, Simulink e Control Toolbox*, Liguori Editore, 2002.
- [6] *Cocchi A., Elementi di termofisica generale e applicata*, Progetto Leonardo, 1990.
- [7] *Miyamoto, N., Chikahisa, T., Muruyama, T., Saywer, R., Description and Analysis of Diesel Engine Rate of Combustion and Performance using Wiebe's functions*, SAE 850107, 1985.

- [8] *Heywood J. B., Internal combustion engine fundamentals*, McGraw Hill International Editions, 1988.
- [9] *Annand, W.J.D., Heat transfer in the cylinders of reciprocating internal combustion engines*, Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol. 177, n. 36, pp.973-990, 1963.
- [10] *Woschni, G., A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine*, SAE Technical Paper 670931, 1967.
- [11] *Hernandez Grau J., Martinez Garcia J., Perez Garcia J., Viedma Robles A., Modelling Methodology of Spark-Ignition Engine and Experimental Validation Part 1: Single-Zone Combustion Model*, SAE Technical Paper 2002-01-2193, 2002.
- [12] *Brunt M. F. J., Platts K. C., Calculation of Heat Release in Direct Injection Diesel Engines*, SAE Technical Paper 1999-01-0187, 1999.
- [13] *Winterbone, D. E., Pearson, R. J., Design Techniques for Engine Manifolds*, Professional Engineering Publishing, London, 1999.
- [14] *Benson, R. S., The thermodynamics and gas dynamics of internal combustion engines, Vol. 1*, Clarendon Press, Oxford, 1982.
- [15] *Winterbone, D. E., Pearson, R. J., Theory of Engine Manifolds Design*, Professional Engineering Publishing, London, 2000.
- [16] *Courant, R., Isaacson, E., Rees, M., On the solution of non-linear hyperbolic differential equations by finite differences*, Commun. Pure. Appl. Math., 5, 243-255, 1952.
- [17] *Kreuter, P., Heuser, P., Reinicke, J., Erz, R., Peter, U., Böcker, O., Comparison of Different Kinematic Solutions for Mechanical Continuously Variable Valve Lift Systems*, SAE 2004-01-1396, 2004.



- [18] *Parvate-Patil, G. B., Hong, H., Gordon, B., An Assessment of Intake and Exhaust Philosophies for Variable Valve Timing*, SAE 2003-32-0078, 2003.
- [19] *Hamilton, J. R., Falleur, J., Opportunities for P/M in Variable Valve Timing Devices*, SAE 2004-01-0499, 2004.
- [20] *Caraceni, A., De Cristofaro, F., Ferrara, F., Scala, S., Philipp, O., Benefits of Using a Real-Time Engine Model During Engine ECU Development*, SAE Technical Paper 2003-01-1049, 2003.
- [21] *Nabi, S., Balike, M., Allen, J., Rzemien, K, An Overview of Hardware-In-the-Loop Testing Systems at Visteon*, SAE Technical Paper 2004-01-1240, 2004.
- [22] *Waeltermann, P., Michalsky, T., Held, J., Hardware-in-the-Loop Testing in Racing Applications*, SAE Technical Paper 2004-01-3502, 2004.
- [23] *Kohl, S., Jegminat, D., How to Do Hardware-in-the-Loop Simulation Right*, SAE 2005-01-1657, 2005.