

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PARMA

Dottorato di ricerca in Ingegneria Industriale

Ciclo XXIV

Sviluppo di metodologie per la simulazione  
“real-time” e la progettazione di sistemi e  
strategie per il controllo dei motori a combustione  
interna automobilistici.

Development of methodology for real time  
simulation and design of system and strategies  
for the control of automotive I.C. engines

Coordinatore:  
Chiar.mo Prof. Ing. Marco Spiga

Tutor:  
Chiar.mo Prof. Ing. Agostino Gambarotta

Dottorando: Gabriele Lucchetti

## ***Capitolo1***

Prolusione	1
Modelli di simulazione teorica per i MCI	3
Considerazioni generali sulla modellazione dei sistemi energetici	4
Tecniche di modellazione	9
Metodi quasi stazionari (QSF)	11
Metodi Filling and Emptying (F&E)	12
Metodi Wave Action	13
Metodologia proposta	15

## ***Capitolo2*** 23

2.1	La procedura di pre-processing	23
	Il modello del componente filtro aria (AcmeAirfilter)	32
2.2.1	Descrizione funzionale	32
2.2.2	Procedura di identificazione	35
2.2.3	Descrizione matematica del modello filtro aria	38
2.3	Il modello del componente intercooler (AcmeIntercooler)	39
2.3.1	Descrizione funzionale	39

2.3.2	Procedura di identificazione	42
2.3.3	Descrizione matematica del modello intercooler	45
2.4	Il modello del componente valvola a farfalla (AcmeThrottle)	48
2.4.1	Descrizione funzionale	48
2.4.2	Procedura di identificazione	51
2.4.3	Descrizione matematica del modello valvola a farfalla	52
2.5	Il modello del componente collettore di aspirazione (AcmeIntman)	54
2.5.1	Descrizione funzionale	54
2.5.2	Procedura di identificazione	56
2.5.3	Descrizione matematica del modello collettore di aspirazione	57
2.6	Modellazione del processo di combustione (AcmeCombustion)	60
2.6.1	Descrizione funzionale	60
2.6.2	Procedura di identificazione	62
2.6.3	Descrizione matematica modello processo di combustione	65
2.7	Il modello del componente collettore di scarico (AcmeExhman)	66
2.7.1	Descrizione funzionale	66
2.7.2	Procedura di identificazione	71
2.7.3	Descrizione matematica del modello collettore di scarico	72
2.8	Il modello del componente valvola EGR refrigerata (AcmeEgr)	75
2.8.1	Descrizione funzionale	75
2.8.2	Procedura di identificazione	79
2.8.3	Descrizione matematica del modello valvola egr refrigerata	83

2.9	Stima della massa intrappolata nei cilindri: valutazione del coefficiente di riempimento (AcmeAirInlet)	85
2.9.1	Descrizione funzionale	85
2.9.2	Procedura di identificazione	87
2.9.3	Descrizione matematica modello valutazione coefficiente di riempimento	90
2.10	Stima della massa intrappolata nei cilindri: valutazione del coefficiente di riempimento in relazione alle strategie di controllo della fasatura delle valvole. Modalità “early_closing” (AcmeEarly_Closing)	91
2.10.1	Descrizione funzionale	91
2.10.2	Procedura di identificazione	94
2.10.3	Descrizione matematica modalità early closing	98
2.11	Stima della massa intrappolata nei cilindri: valutazione del coefficiente di riempimento in relazione alle strategie di controllo della fasatura delle valvole. Modalità “late_opening” (AcmeLate_Opening)	99
2.11.1	Descrizione funzionale	99
2.11.2	Procedura di identificazione	101
2.11.3	Descrizione matematica modalita late opening	104
2.12	Stima della massa intrappolata nei cilindri: valutazione del coefficiente di riempimento in relazione alle strategie di controllo della fasatura delle valvole. Modalità “no lift” (AcmeNo_Lift)	106
2.12.1	Descrizione funzionale	106
2.12.2	Procedura di identificazione	107
2.13	Stima della massa intrappolata nei cilindri: valutazione del coefficiente di riempimento in relazione alle strategie di controllo della fasatura delle valvole. Modalità “full lift” (AcmeFull_Lift)	109
2.13.1	Descrizione funzionale	109

2.13.2	Procedura di identificazione	110
2.13.3	Descrizione matematica modalità full lift	113
2.14	Il modello del gruppo di sovralimentazione: modello del complesso rotante (AcmeTce)	114
2.14.1	Descrizione funzionale	114
2.14.2	Procedura di identificazione	116
2.14.3	Descrizione matematica modello complesso rotante	117
2.15	Il modello del gruppo di sovralimentazione: il compressore (AcmeCompressor)	118
2.15.1	Descrizione funzionale	118
2.15.2	Procedura di identificazione	121
2.15.3	Descrizione matematica modello compressore	122
2.16	Il modello del gruppo di sovralimentazione: la turbina (AcmeTurbine)	128
2.16.1	Descrizione funzionale	128
2.16.2	Procedura di identificazione	131
2.16.3	Descrizione matematica turbina	132
	<b>Capitolo3</b>	139
3.1	Applicazione della Metodologia allo sviluppo di un modello ai valori medi di un motore Diesel	140
3.1.1	Validazione modello	146

3.2	Applicazione della metodologia ad un sensore virtuale allo sviluppo di un sensore virtuale (SV)	155
3.2.1	Validazione del modello del Sensore Virtuale	161
<b>Capitolo4</b>		164
4.1	Architettura delle piattaforme Hardware in the Loop (HiL)	164
4.2	Obiettivi delle piattaforme HiL	167
4.3	La piattaforma pHil sviluppata da Fiat Powertrain Technology (FPT)	168
4.3.1	Architettura Hardware	169
4.3.2	Architettura software	171
4.4	Gestione unità di controllo motore ECU	174
<b>Capitolo5</b>		176
5.1	Case Study	176
5.2	Descrizione perimetro di lavoro	179
5.2.1	Analisi segnali in ingresso al modello completo	182
5.3	Il sottosistema <i>Fuel_system</i>	186
5.3.1	Il modello del Rail	186

5.3.2	Il modello dell’Iniettore	187
5.3.3	Il modello della Pompa ad alta pressione	187
5.4	Il modello del sistema <i>MultiAir</i>	189
5.5	Il modello del motore <i>engineHil</i>	192
5.5.1	Il modello della valvola 3 vie (3 ways valve)	199
5.5.1.1	Il modello del componente Throttle_3_ways_valve+loss_filter	203
5.5.1.2	Il modello del componente volume_3_ways_valve	203
5.5.1.3	Il modello del componente Egr_Lp	203
5.5.2	Il modello del processo di Combustione	204
5.6	Il sottosistema del Veicolo	205
5.6.1	Approccio teorico	205
5.6.2	Resistenza al moto del veicolo	210
5.6.3	Coppia resistente e sua riduzione all’albero motore	213
5.6.4	Il gruppo frizione	217
5.6.5	Avviamento del motore	220
5.6.6	Descrizione del sottosistema <i>vehicle</i>	221
5.7	Procedura per la generazione del codice eseguibile	226
	<b>Capitolo6</b>	229
6.1	Analisi dati su simulatore	229
6.2	Sviluppi futuri	236

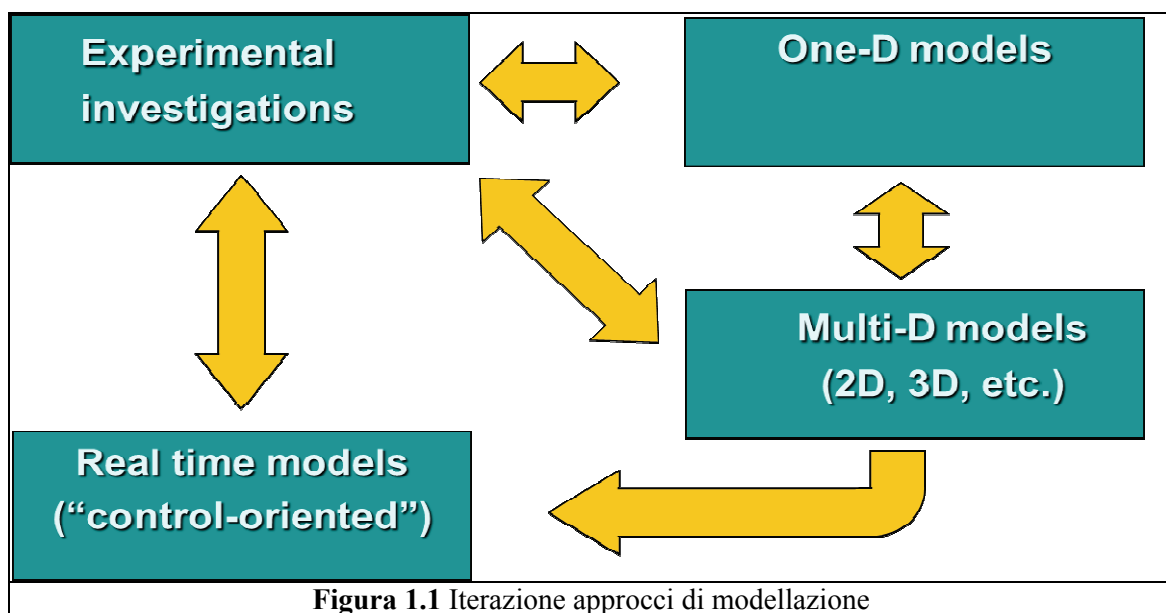
<b><i>Bibliografia</i></b>	244
<b><i>Allegato A[1]I/O_Engine</i></b>	247



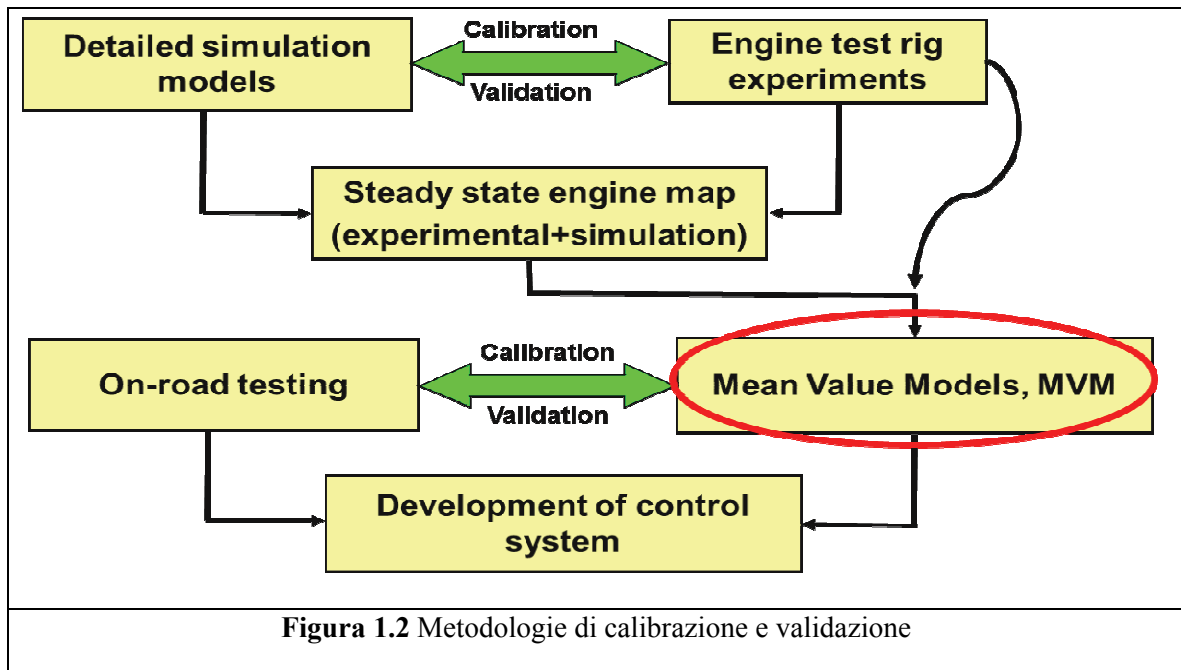
### **1.1 Prolusione**

La modellazione del comportamento dinamico dei sistemi energetici (intesi in generale come impianti per la generazione e la conversione dell'energia) rappresenta un aspetto di notevole importanza che è stato ed è oggetto di studio ormai da diversi anni. Numerosi gruppi di Ricerca (nonché Aziende) propongono tecniche, metodologie e modelli di calcolo per la simulazione di impianti motori (si pensi al caso dei motori a combustione interna volumetrici alternativi-MCI) che spaziano dai più dettagliati approcci tridimensionali (dove il valore delle variabili di stato termodinamiche e cinematiche viene determinato in funzione delle tre coordinate spaziali) che considerano le dimensioni geometriche dei componenti, ai metodi più semplificati secondo i quali i componenti vengono discretizzati considerando il valore medio delle variabili termofluidodinamiche all'ingresso ed all'uscita ovvero all'interno del componente stesso. Risulta evidente che con quest'ultimo approccio valutazioni legate alla progettazione del componente (si pensi alle dimensioni ed alla geometria) non risultano possibili. E' d'altronde regola ben nota che modelli più dettagliati richiedono la risoluzione di sistemi di equazioni più complessi i quali, indipendentemente dalle prestazioni dell'elaboratore utilizzato, aumentano considerevolmente i tempi di calcolo. Già da diversi anni presso il Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università di Parma è attivo un gruppo di Ricerca la cui attività è indirizzata alla simulazione dinamica dei sistemi energetici attraverso lo sviluppo di modelli matematici dei principali componenti, quali macchine a fluido, scambiatori di calore, valvole, collettori, ecc., ovvero degli elementi caratteristici degli impianti utilizzati nei processi di generazione e conversione dell'energia. A tale scopo si è cercato un approccio che rendesse la risoluzione delle equazioni e differenziali e algebriche che governano i processi di efflusso dei fluidi e le trasformazioni termodinamiche corrispondenti più snella e robusta possibile. Lo scopo della ricerca, che nel corso degli anni ha portato ad una continua evoluzione delle metodologie e delle ipotesi semplificative adottate, è la definizione di modelli che, a fronte di una fase di identificazione rapida e snella, siano in grado di riprodurre in tempo reale il comportamento dei sistemi (definito attraverso parametri di stato termofluidodinamici).

Le applicazioni di tali modelli possono essere numerose, correlandosi principalmente con la simulazione di sistemi energetici più o meno complessi e quindi con la progettazione e la verifica dei sistemi e degli algoritmi per il controllo, la gestione e la diagnostici. In questo senso va sottolineato che la possibilità di simulare il comportamento del sistema in tempo reale apre prospettive assai interessanti, permettendo di interfacciare il modello del sistema direttamente con il sistema di controllo (sia esso fisico o matematico). E' importante notare inoltre come i diversi approcci sopra menzionati possano presentare interessanti spunti di interazione, come ampiamente dimostrato in letteratura e come schematizzato in fig.1.1.



Quale che sia l'architettura dei modelli realizzati, è necessario prevedere un processo di identificazione in genere basata su dati sperimentali rilevati su banchi prova o sul campo, con un onere che è usualmente in misura inversamente proporzionale al livello di dettaglio considerato nel calcolo. In questo lavoro si farà riferimento alle soluzioni tipicamente proposte per la modellazione di MCI per applicazioni veicolistiche secondo un approccio ai valori medi (Mean Value Models, MVM): esse sono in grado di fornire risultati in tempo reale, e trovano le principali applicazioni nell'ambito delle fasi di sviluppo e verifica dei sistemi di controllo. Nella letteratura specializzata [1] vengono proposte diverse metodologie di identificazione e validazione dei MVM: un possibile schema logico di tali processi è riportato in fig.1.2. A seguito di queste operazioni, che possono essere eseguite anche sul campo ovvero durante il normale funzionamento del motore, è possibile procedere anche allo sviluppo delle strategie di controllo, in modo parallelo e simultaneo.



## 1.2 Modelli di simulazione teorica per i MCI

La possibilità di simulare, mediante modelli matematici, il comportamento di un Motore a Combustione Interna (MCI) ovvero di un suo componente, ha permesso di ridurre considerevolmente le prove sperimentali su banco prova e su strada. Inoltre l'impiego ormai comune di componenti complessi quali turbogruppi, interrefrigeratori e sistemi di ricircolo dei gas di scarico (Exhaust Gas Recirculation, EGR) ha acceso l'interesse verso modelli in grado di descrivere l'efflusso dei gas all'interno del circuito di aspirazione e scarico. Sono state sviluppate dunque metodologie per simulare il comportamento di questi sistemi in modo più o meno approfondito, a seconda degli obiettivi prefissati. Occorre poi sottolineare come già dagli anni '60 l'interesse da parte dei Costruttori sia rivolto alla ottimizzazione delle prestazioni dei motori in regime transitorio, che rappresentano la norma nelle applicazioni veicolistiche e che influenzano notevolmente il consumo di combustibile e le emissioni inquinanti. I primi modelli descritti in letteratura riguardarono soprattutto l'effetto della sovralimentazione: infatti, era di notevole interesse studiare il caratteristico ritardo nella risposta dovuto all'inerzia del turbogruppo (turbo lag) in modo da valutarne l'influenza sulle prestazioni.

Con l'evoluzione dei MCI, le finalità dei modelli di simulazione si sono notevolmente diversificate: oggi i modelli matematici vengono utilizzati per studiare il comportamento stazionario e transitorio variando le condizioni ed i parametri di funzionamento, per lo sviluppo di strategie di controllo da trasferire nelle centraline elettroniche, oppure per la simulazione del comportamento del veicolo nei cicli di guida.

### **1.2.1 Considerazioni generali sulla modellazione dei sistemi energetici.**

In generale i sistemi energetici motori primi, dei quali fanno parte i MCI, sono preposti alla conversione di energia primaria in energia meccanica utilizzabile: essi sono costituiti da diversi componenti e sottoassiemi nei quali evolve un fluido e che interagiscono tra di loro e con l'esterno scambiando materia, energia ed informazioni. Il sistema può essere scomposto in unità "elementari", o componenti, ovvero sottosistemi, con i quali si indicano insiemi di componenti che non coincidono con il sistema originario. In questo ambito i modelli teorici si basano usualmente su una descrizione matematica dei fenomeni che hanno luogo all'interno dei componenti dei sistemi, identificando le principali variabili che ne influenzano significativamente il comportamento (variabili di stato). Nel caso di componenti all'interno dei quali evolve un fluido, i processi considerati divengono trasformazioni termodinamiche, e tali variabili sono quelle che descrivono lo stato termodinamico del fluido (in genere pressione  $p$ , temperatura  $T$  e volume specifico  $v$ , qualora non sia necessario tenere conto anche della composizione attraverso la concentrazione volumetrica o molare  $X$  dei costituenti la miscela di fluidi). Obiettivo dei modelli teorici è prevedere la risposta del sistema a determinate sollecitazioni esterne in relazione alle caratteristiche del (o dei) componenti, considerando diverse soluzioni progettuali: ciò che in definitiva si desidera ottenere è uno strumento che permetta di studiare il comportamento del sistema in base ai dati di progetto al fine di poter effettuare scelte e/o modifiche partendo dall'idea iniziale già in fase di progetto, prima ancora di aver realizzato i primi prototipi fisici. Per realizzare un modello matematico di simulazione bisogna quindi introdurre opportune ipotesi in grado di definire una schematizzazione che permetta di riprodurre gli aspetti di interesse del sistema analizzato: ciò avviene attraverso una rappresentazione del comportamento del sistema reale utilizzando correlazioni che assumono la forma di equazioni algebriche o differenziali. Questo procedimento implica la necessità di adottare semplificazioni tali da rendere il modello effettivamente realizzabile. L'approccio che si intende adottare è basato sulla Teoria dei Sistemi e prevede di schematizzare l'oggetto dello studio, sia esso

un sottosistema o un componente, con un blocco (v.fig.1.3) che ad un certo insieme di variabili in ingresso  $U \equiv (u_1, u_2, \dots, u_n)$  associa una ben determinata combinazione di variabili in uscita  $Y \equiv (y_1, y_2, \dots, y_n)$ . In generale, i segnali in uscita possono dipendere non solo dal valore istantaneo delle variabili in ingresso, ma anche dall'evoluzione del sistema nel tempo: in questo caso si dice che il sistema è a stato definito o dotato di memoria. Lo stato di un sistema è individuato da un insieme di variabili di stato,  $X \equiv (x_1, x_2, \dots, x_n)$  legate fra loro da equazioni differenziali ordinarie; le equazioni algebriche (generalmente non lineari) permettono invece di legare le variabili di stato con le variabili in ingresso ed in uscita dal sistema. Se non è possibile individuare variabili di stato, il sistema è privo di memoria ed è descritto da equazioni puramente algebriche.



I modelli teorici possono essere suddivisi in due grandi categorie in base alle relazioni che vengono impiegate per legare fra loro i diversi tipi di variabili [25]:

- *Modelli black-box*: vengono definiti con relazioni tra le variabili derivate da informazioni empiriche definite, solitamente, senza alcun riferimento ai principi fisici o chimici che descrivono processi che hanno luogo nel sottosistema studiato: tale descrizione si avvale in genere di mappe, tabelle o correlazioni sperimentali; di conseguenza questi modelli sono solitamente costituiti da sole equazioni algebriche, per cui le variabili in uscita dipendono esclusivamente dal valore attuale dei segnali in ingresso;
- *Modelli white-box*: le correlazioni che legano fra loro le variabili derivano dalle equazioni cardinali della Meccanica, della Termodinamica e della Fluidodinamica: essi sono dunque sviluppati attraverso la definizione di modelli fisici, nei quali le variabili possono essere legate fra loro sia da equazioni differenziali che da equazioni algebriche.

Le equazioni che solitamente vengono utilizzate per definire tali modelli permettono di descrivere l'evoluzione del fluido per mezzo del quale avvengono i diversi processi che comportano scambi di materia e di energia tra il sistema e l'esterno. Alcune equazioni derivano da principi fisici, come la conservazione della massa, dell'energia e della quantità di moto, mentre altre descrivono la equazione di stato del fluido e le trasformazioni che esso subisce. Un'altra possibile classificazione dei modelli teorici si basa sul legame che sussiste tra una o più variabili che caratterizzano il sistema e la sua geometria. Detta  $\Phi$  una generica variabile di stato del sistema in esame, si può quindi distinguere tra:

- *Modelli tridimensionali*: una o più variabili presenti nelle equazioni che costituiscono il sistema dipendono dalle tre coordinate spaziali ( $\xi, \eta, \zeta$ ) di un sistema di riferimento spaziale, ovvero:

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \xi} \neq 0; \quad \frac{\partial \Phi}{\partial \eta} \neq 0; \quad \frac{\partial \Phi}{\partial \zeta} \neq 0$$

- *Modelli bidimensionali*: una o più variabili presenti nelle equazioni che costituiscono il sistema dipendono da due delle tre coordinate di un sistema di riferimento spaziale, ovvero:

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \xi} \neq 0; \quad \frac{\partial \Phi}{\partial \eta} \neq 0; \quad \frac{\partial \Phi}{\partial \zeta} = 0$$

- *Modelli monodimensionali*: una o più variabili presenti nelle equazioni che costituiscono il sistema dipendono da una sola coordinata spaziale, ovvero:

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \xi} \neq 0; \quad \frac{\partial \Phi}{\partial \eta} = \frac{\partial \Phi}{\partial \zeta} = 0$$

- *Modelli zero-dimensionali*: le variabili presenti nelle equazioni che costituiscono il sistema non dipendono dalle coordinate spaziali; si assume quindi che le variabili siano uniformemente distribuite nella geometria del sistema, e quindi:

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \xi} = \frac{\partial \Phi}{\partial \eta} = \frac{\partial \Phi}{\partial \zeta} = 0$$

Un terzo criterio di classificazione utile nello sviluppo di modelli matematici riguarda il legame tra le variabili del sistema ed il tempo, espresso mediante la variabile  $\tau$ . I modelli possono dunque essere suddivisi in:

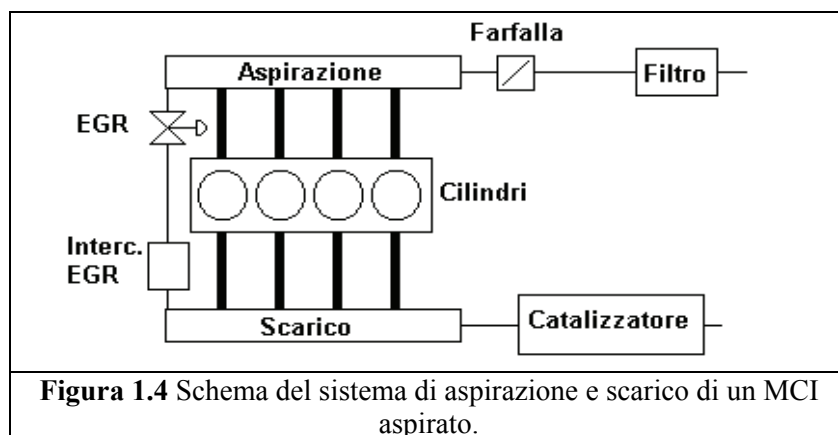
- *Modelli non stazionari*: il sistema di equazioni che costituisce il modello è definito tenendo conto dell'influenza del tempo, quindi:

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \tau} \neq 0$$

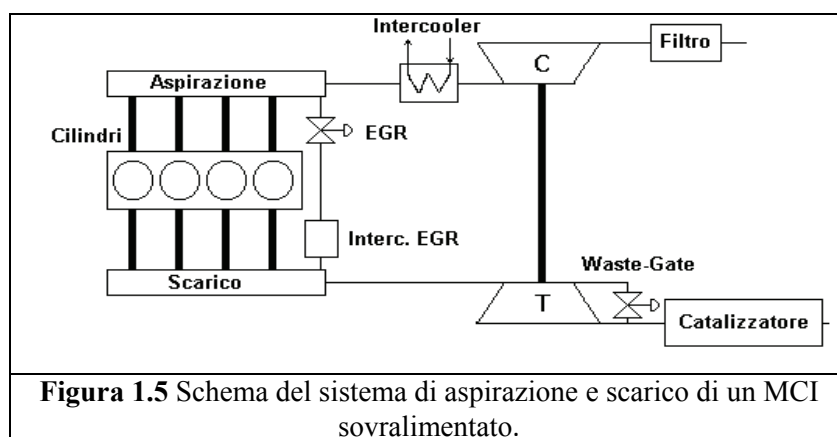
- *Modelli stazionari*: le variabili che compaiono nelle equazioni costitutive non dipendono dal tempo e perciò:

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \tau} = 0$$

Nel processo di modellazione di un sistema è necessario in primo luogo scomporre il sistema iniziale in sottosistemi e componenti, in modo da ridurre la complessità dell'analisi. Successivamente, una volta realizzato uno schema a blocchi che individui gli elementi fondamentali del sistema, si identificano le principali variabili che caratterizzano il funzionamento di ciascuno dei componenti: l'approccio basato sulla Teoria dei Sistemi serve infatti ad evidenziare le interazioni tra le varie unità elementari che costituiscono un sistema energetico complesso. Infine, si definisce la tipologia di modello più adatta per l'analisi delle caratteristiche del sistema, in relazione agli obiettivi dello studio ed al livello di complessità che si vuole raggiungere. Questo procedimento viene generalmente adottato nello studio dei MCI: in fig.1.4 ed 1.5 è riportato uno schema del sistema di aspirazione e scarico degli attuali MCI (a titolo di esempio, si veda anche in [2] e [3]).



**Figura 1.4** Schema del sistema di aspirazione e scarico di un MCI aspirato.



Tale schematizzazione permette anche di separare i vari componenti che costituiscono il sistema, in modo da poter affrontare la modellazione di ciascuno di essi in modo indipendente. Per far questo è necessario specificare le variabili in ingresso e in uscita per ciascuno dei blocchi fondamentali: ad esempio, per studiare il funzionamento di un compressore, si possono utilizzare come segnali di ingresso il rapporto di compressione  $\beta$  e la velocità di rotazione  $N$ , e come segnali di uscita la portata d'aria  $\dot{m}_a$  e la potenza assorbita  $P$ , fig.1.6.

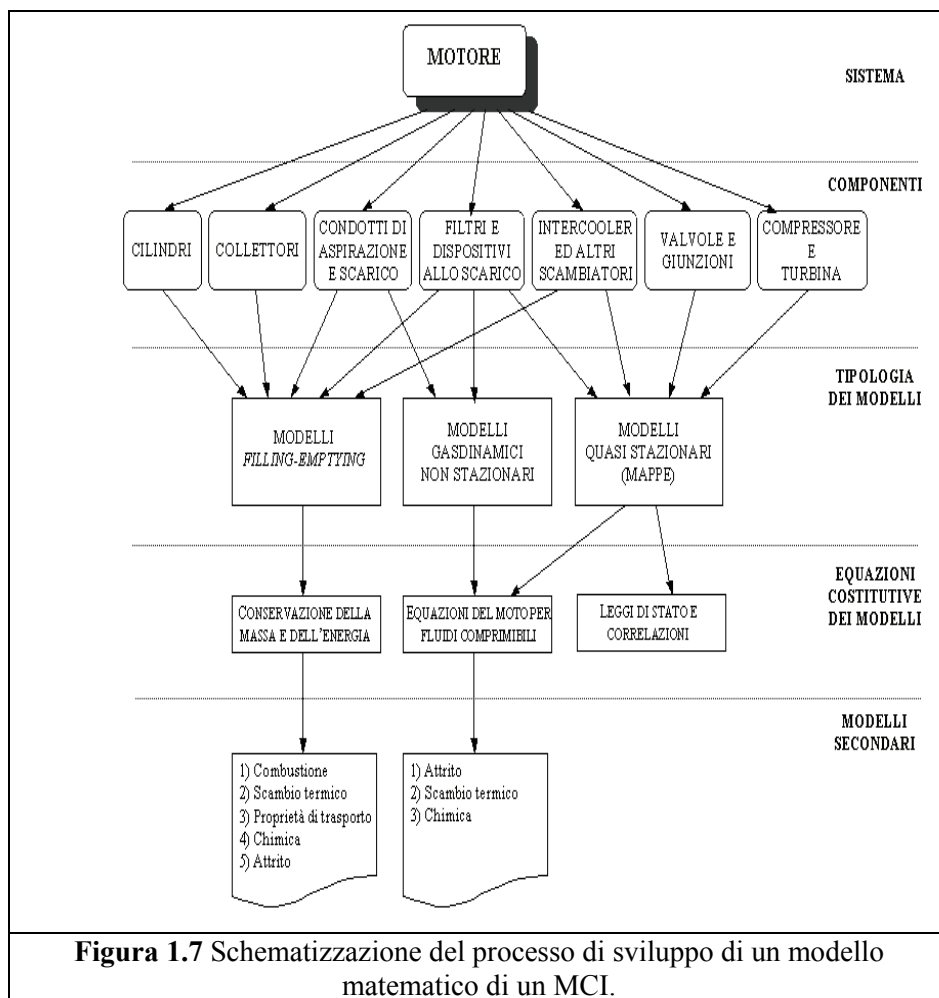


L'ultimo passo consiste nel decidere il livello di complessità e di dettaglio del modello, a seconda che interessi studiarne il comportamento nei transitori, oppure analizzare il campo di moto del fluido nel sistema. In base agli obiettivi si deciderà se impiegare metodi non stazionari o stazionari, ovvero assumere una distribuzione uniforme delle variabili piuttosto che valutare la variazione di queste all'interno della geometria del sistema stesso. E' opportuno ricordare che la complessità ed il livello di dettaglio di cui è capace il modello del sistema è strettamente dipendente dalla complessità e dal livello di dettaglio con i quali sono stati modellati i singoli componenti.



### 1.3 Tecniche di modellazione

Il procedimento teorico descritto e seguito per costruire il modello matematico di un sistema reale può essere schematizzato in diversi modi: considerando un MCI, esso può essere sintetizzato come mostrato in fig.1.7.



Come si è visto nel precedente paragrafo, la prima operazione da effettuare è la suddivisione del sistema nei suoi elementi fondamentali, attraverso una schematizzazione a blocchi; una volta che i componenti principali sono stati distinti, è possibile concentrarsi sullo studio di ciascuno di essi ed adottare la tecnica più adatta per realizzarne il modello teorico, in relazione agli obiettivi finali ed al livello di dettaglio che si vuole ottenere. Ciascuno dei modelli teorici si basa su equazioni derivate da leggi fisiche o correlazioni empiriche (definite, ad esempio, da rilievi sperimentali): in questo modo è possibile esprimere i legami che sussistono tra le variabili di ingresso, di uscita e di stato (se presenti) che caratterizzano il componente studiato. Il comportamento dei diversi componenti del sistema è determinato dai fenomeni fisici e/o chimici che in essi hanno luogo e che possono

risultare molto complessi da studiare, come la combustione, lo scambio termico o l'attrito. Nei modelli teorici dei componenti per i quali gli aspetti citati assumono rilevanza, occorre in genere introdurre correlazioni opportune che si affiancano alle equazioni e alle leggi costitutive già presenti. Per poter esplicitare queste relazioni è necessario, data la complessità dei processi coinvolti, ricorrere a descrizioni più dettagliate dei fenomeni fisici e/o chimici che portano alla definizione di sotto-modelli caratterizzati da un proprio insieme di equazioni e di variabili: ad esempio, nel modello teorico per lo studio dei fenomeni che avvengono all'interno del cilindro potranno essere presenti specifici sotto-modelli che descrivono il processo di combustione e lo scambio termico. Per comprendere meglio le scelte e le ipotesi assunte durante lo svolgimento del lavoro, è opportuno illustrare le caratteristiche più importanti dei principali modelli teorici per la simulazione dei sistemi energetici, ponendo l'attenzione soprattutto su quelli utilizzati nello studio del comportamento dei circuiti di aspirazione e di scarico presenti nei MCI. In generale è possibile distinguere tre diverse metodologie di modellazione, ordinate in base al crescente livello di complessità analitica e alla minore quantità di dati (usualmente definiti sperimentalmente) necessari per la loro identificazione [4,6,18]:

- Metodi quasi stazionari (Quasi-Steady Flow, QSF).
- Metodi Filling and Emptying (F&E).
- Metodi Wave Action (Wave Action Methods, WAM).

Ciascuna di queste tecniche verrà ora descritta brevemente, evidenziandone i principali vantaggi che possono fornire ed i limiti di applicazione.

### 1.3.1 Metodi quasi stazionari (QSF).

I metodi quasi stazionari (QSF) rappresentano l'approccio più semplice con cui affrontare la modellazione: essi si basano sull'assunzione di considerare il circuito di aspirazione e scarico del motore come una serie di componenti interconnessi dotati di volume trascurabile, legati fra loro da condotti di lunghezza trascurabile che permettono di trasferire il fluido da un componente all'altro (ovvero di legare la portata di fluido che li attraversa). Lo studio viene quindi condotto trascurando le fluttuazioni periodiche ad alta frequenza delle varie grandezze termofluidodinamiche nei condotti di collegamento, ed assumendo quindi di trascurare sia i fenomeni di propagazione delle oscillazioni di pressione che quelli di accumulo (di massa ed energia). Tale metodologia può anche essere utilizzata per la simulazione dei transitori del motore, ma non permette di tenere conto del comportamento dinamico del sistema: in tal caso si suppone che tutte le variabili si mantengano costanti nell'intervallo temporale di calcolo, mentre si ammette che possano variare istantaneamente da un intervallo di tempo all'altro [4]. Con queste assunzioni, note come *ipotesi di quasi stazionarietà*, le equazioni che compongono il modello sono tutte puramente algebriche, ed i flussi di massa ed energia vengono di fatto calcolati, istante per istante, sempre in condizioni stazionarie. Secondo Winterbone [5], il modello quasi stazionario di un motore a combustione interna può essere paragonato ad un circuito elettrico, mentre le caratteristiche dei vari componenti possono essere viste come resistenze elettriche dal comportamento lineare; la portata che fluisce nei vari componenti equivale alla intensità di corrente che attraversa il circuito, mentre la variazione delle proprietà di stato tra gli ingressi e le uscite di un componente è paragonabile alla caduta di tensione attraverso una resistenza. Ciascuno dei blocchi elementari viene trattato indipendentemente dagli altri: esso riceve in ingresso le proprietà di stato come pressioni e temperature, e fornisce in uscita il valore istantaneo della portata. Poiché non sono ammessi accumuli di massa ed energia all'interno di ciascun blocco, la portata di gas che transita viene calcolata, nei casi più semplici, utilizzando le equazioni del flusso in regime stazionario. Ovviamente, dal momento che vengono trascurate le variazioni cicliche delle grandezze associate al funzionamento periodico del motore volumetrico, può essere opportuno introdurre coefficienti correttivi ottenuti sulla base di dati sperimentali per tenere conto della non stazionarietà dei processi reali.

Nello studio dei componenti più complessi, come compressori, turbine ed interrefrigeratori, le equazioni del flusso derivate dalle leggi fisiche non sono sufficienti per caratterizzare il funzionamento, e quindi si sfruttano dati sperimentali (usualmente rilevati in condizioni stazionarie) nella forma di mappe o correlazioni empiriche. I metodi quasi stazionari consentono di realizzare semplici modelli teorici e richiedono tempi di calcolo molto contenuti: questo pregio non deve essere sottovalutato, soprattutto perché offre la possibilità di realizzare modelli di simulazione *Real Time*. I principali svantaggi dell'approccio QSF sono la necessità di disporre di un consistente numero di dati sperimentali per la loro identificazione in condizioni operative non stazionarie e la limitata capacità predittiva, soprattutto se si cerca di estrapolare i dati al di fuori del campo operativo esplorato. Tali modelli forniscono risultati abbastanza accurati solo se la variazione delle grandezze nel tempo è ridotta. Nella simulazione dei sistemi di aspirazione e scarico, questi modelli vengono in genere impiegati per analizzare il comportamento in condizioni stazionarie, ovvero in lunghi transitori. L'ipotesi di trascurare le variazioni cicliche e gli accumuli di massa ed energia non permette, ad esempio, di tenere conto dei fenomeni di propagazione delle onde di pressione nei condotti, dai quali dipendono i fenomeni di risonanza che vengono sfruttati nei moderni motori per incrementare la massa d'aria intrappolata ed il coefficiente di riempimento: per tenere conto di questi è necessario ricorrere a modelli più evoluti ed analiticamente complessi.

### 1.3.2 **Metodi Filling and Emptying (F&E).**

Nei modelli di tipo *F&E* i componenti sono considerati come dotati di volume non trascurabile, e quindi sono in grado di accumulare materia ed energia: di conseguenza, la somma algebrica delle portate massiche in ingresso ed in uscita può non essere nullo (ovvero la massa di fluido può non essere costante), come accade invece nei modelli quasi stazionari. Ogni componente viene schematizzato come un volume di controllo (cioè un sistema termodinamico aperto), all'interno del quale le proprietà di stato del fluido sono uniformemente distribuite: di conseguenza, i modelli *F&E* sono zero-dimensional, ovvero trascurano la dipendenza delle varie proprietà dalla geometria del sistema (e, di conseguenza, vengono tipicamente impiegati nei modelli a valori medi, Mean Value Models, MVM).

A causa di ciò, il modello è costituito da un sistema di equazioni differenziali ordinarie non lineari del primo ordine mediante le quali, noti i flussi di massa ed energia entranti ed uscenti, è possibile determinare le condizioni termodinamiche all'interno [4, 5,6]. Questi modelli sono dunque più realistici di quelli basati su metodi quasi stazionari perché permettono di considerare le variazioni di massa ed energia nel tempo e le variazioni cicliche delle grandezze; allo stesso tempo, costituiscono ancora un approccio semplificato per lo studio dei componenti dei sistemi di aspirazione e scarico dei MCI, in quanto trascurano fenomeni legati alla propagazione delle onde di pressione (che sono influenzati dalla geometria e dalla velocità del fluido). Per questa caratteristica, i modelli F&E sono particolarmente adatti nello studio di sistemi compatti dotati di volume, nei quali è giustificato trascurare la distribuzione non uniforme delle proprietà e le oscillazioni dovute a fenomeni di risonanza, peraltro valutabili se si considerano le dimensioni geometriche di ogni componente che costituisce il sistema. Una caratteristica importante di questa metodologia è che, con l'aumento del livello di dettaglio del modello, in genere diminuisce la quantità di dati sperimentali necessaria per la sua identificazione. D'altro canto ciò richiede tempi di calcolo usualmente superiori.

### 1.3.3 **Metodi Wave Action**

I circuiti di aspirazione e scarico utilizzati nei moderni MCI sono caratterizzati da processi assai complessi che concorrono a determinare le prestazioni complessive di tutto il sistema. Tra questi i fenomeni di propagazione delle oscillazioni di pressione che sono fortemente influenzati dalla lunghezza e dalla sezione dei condotti, dal volume e dalla disposizione dei collettori e delle giunzioni, dal numero di cilindri e dalla loro dimensione, dalla geometria delle valvole e dalla rispettiva fasatura della distribuzione. Molti di questi dati geometrici non possono essere tenuti in considerazione dai modelli semplificati precedentemente descritti, perché il loro livello di dettaglio è inferiore: infatti, assieme alle pulsazioni del flusso create dal movimento alternativo degli stantuffi, la geometria del circuito crea effetti dinamici la cui rappresentazione richiede un approccio ben più complesso.

I modelli *Wave Action*, noti anche come modelli gasdinamici, si basano sulle equazioni di conservazione della massa, dell'energia e della quantità di moto per fluidi comprimibili, in regime non stazionario: poiché l'equazione della quantità di moto è di tipo vettoriale, si ottiene (nella forma più generale) un sistema di cinque equazioni differenziali alle derivate parziali, alle quali bisogna affiancare le leggi costitutive del fluido (ad esempio la legge di stato dei gas perfetti) e l'equazione che caratterizza le trasformazioni termodinamiche che hanno luogo [5]. Per limitare la complessità del problema, solitamente si considera una soluzione monodimensionale, trascurando le variazioni delle proprietà nelle direzioni normali a quella principale considerata (che usualmente coincide con l'asse del condotto [3, 6, 7]). Le relazioni che caratterizzano il flusso in regime non stazionario sono equazioni differenziali alle derivate parziali di tipo iperbolico: esse descrivono il passaggio di perturbazioni di pressione all'interno di un mezzo comprimibile. In [3], [5] e [6], queste equazioni vengono ricavate per studiare le oscillazioni di pressione all'interno dei condotti: la risoluzione analitica è particolarmente complessa, per cui in passato si sfruttavano tecniche grafiche (come il Metodo delle Caratteristiche) oppure tecniche numeriche approssimate basate sul Metodo delle Differenze Finite (ad esempio si può citare il Metodo di Lax-Wendroff, [Winterbone, Pearson]). I modelli *Wave Action* vengono attualmente utilizzati sia per la simulazione che per la progettazione dei condotti e dei collettori di aspirazione e scarico: la possibilità di predire fenomeni non stazionari come la propagazione delle oscillazioni di pressione consente di ottimizzare la geometria dei condotti, in modo da sfruttare la risonanza per aumentare la massa d'aria intrappolata nei cilindri (questo fenomeno è noto come "accordatura", ed è fondamentale nei processi di ricambio della carica). Il principale problema è la complessità delle equazioni su cui il modello si basa, ed il conseguente aumento del tempo richiesto per la loro risoluzione: l'impiego di questi metodi è dunque consigliato solo in studi dettagliati ed approfonditi dei fenomeni non stazionari che avvengono nei sistemi di aspirazione e carico dei MCI [7].

## 1.4 Metodologia proposta.

Nel corso degli ultimi anni sono state sviluppate numerose metodologie con le quali è possibile realizzare modelli di simulazione del comportamento dinamico dei sistemi di aspirazione e scarico dei MCI con differenti livelli di dettaglio [4, 8, 9]. Uno dei fenomeni più critici da modellare è la combustione: in generale, questo processo può essere descritto ricorrendo a modelli fluidodinamici oppure a modelli termodinamici. I primi consentono di effettuare analisi multidimensionali, descrivendo in dettaglio il campo di moto all'interno del cilindro; in questo caso sono molto importanti i sottomodelli che descrivono la turbolenza, ovvero le caratteristiche del flusso che avvengono in una scala dimensionale ridotta (uno tra i più utilizzati è il *modello k-ε*) [4]. Attraverso apposite procedure di discretizzazione, la camera di combustione viene suddivisa in un insieme di volumi connessi fra loro, all'interno di ciascuno dei quali le proprietà termofluidodinamiche si mantengono costanti: le equazioni differenziali che descrivono il campo di moto e gli scambi energetici vengono convertite in sistemi di equazioni algebriche introducendo differenze finite tra le variabili in luogo dei differenziali. Questi modelli sono molto dettagliati e complessi, per cui sono adatti a studiare soluzioni di progetto finalizzate ad esempio all'ottimizzazione della geometria della camera di combustione, o ad altri problemi specifici. I modelli termodinamici sono invece più semplici e quindi si prestano all'utilizzo nelle simulazioni del comportamento dell'intero motore, destinate ad applicazioni come il controllo e la diagnostica. Utilizzando solamente le equazioni cardinali della termodinamica è possibile effettuare una analisi semplificata di tipo zero-dimensionale, nella quale si calcolano le varie proprietà durante il funzionamento del motore; ad esse vengono aggiunti sottomodelli semplificati per l'analisi di particolari fenomeni che avvengono durante il ciclo termodinamico, come la combustione (Wiebe/Watson) [10] o lo scambio termico tra fluido e pareti (Woschni) [10]. Su quest'ultima tipologia di modelli, si osserva che nei motori ad accensione comandata la combustione può essere descritta ricorrendo a modelli a una zona o a due zone, a seconda che si voglia privilegiare la rapidità di calcolo o l'accuratezza dei risultati [4]. La rapidità di calcolo di questi modelli ne consente l'utilizzazione in modelli complessi, destinati allo studio dei sistemi di controllo o alla creazione di strategie di controllo di tipo *model-based* [11]. Nei motori ad accensione spontanea la combustione è invece un processo fortemente disomogeneo e complesso da descrivere: la simulazione dello spray e delle successive fasi di combustione premiscelata e diffusiva richiede solitamente modelli termodinamici multizona, oppure fluidodinamici, che non possono essere certamente impiegati in modelli destinati allo studio di sistemi di controllo.

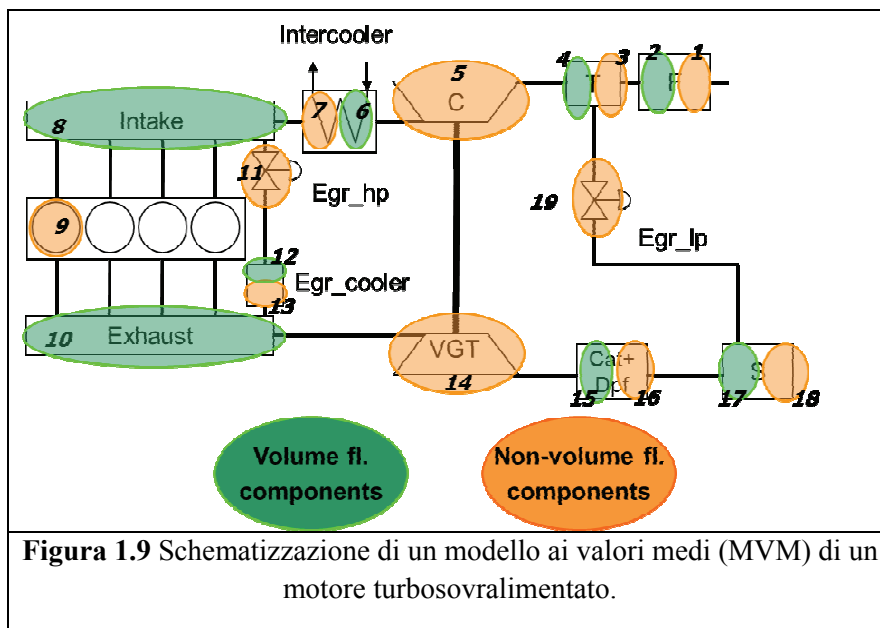
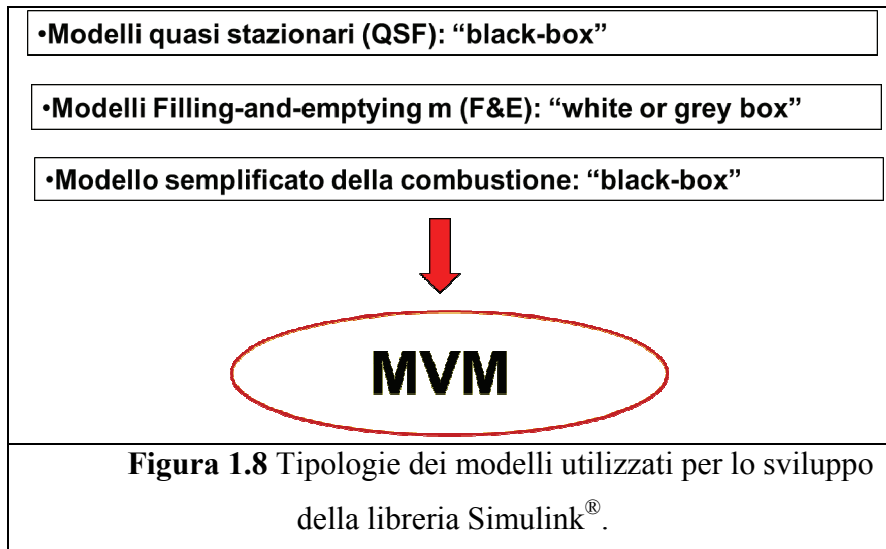
Di conseguenza, in letteratura sono state proposte numerose metodologie semplificate, tra cui si può citare quella proposta da Watson [6]: essa si basa sulla determinazione della legge di rilascio, ovvero della quantità di calore “apparentemente” rilasciata istante per istante a seguito del processo di combustione (Heat Release Rate, HRR). Tale legge viene ricavata sulla base di dati derivanti da rilievi sperimentali e viene inserita all’interno di modelli F&E che descrivono il processo di ricambio della carica nel cilindro ed i fenomeni che avvengono nei collettori di aspirazione e scarico (modellando il cilindro ed i collettori come volumi interconnessi attraverso le valvole di aspirazione e scarico). Seguendo la proposta di Watson, diversi altri modelli sono stati descritti in letteratura, anche con riferimento ad applicazioni diverse. Guzzella ed altri autori [12] hanno proposto un modello di simulazione Control-Oriented per un motore Diesel Common Rail sovralimentato con turbosovralimentatore a geometria variabile, nel quale i processi interni al cilindro vengono studiati utilizzando il metodo F&E: la legge di rilascio viene determinata attraverso una funzione di Wiebe, che esprime la frazione di combustibile bruciato istante per istante [10], mentre lo scambio termico è descritto da correlazioni empiriche. Il modello si distingue anche perché il turbogruppo è stato studiato utilizzando solamente relazioni fisiche, senza ricorrere ad approcci basati sulle curve caratteristiche. Relativamente alla simulazione dei circuiti di aspirazione e di scarico, i primi lavori (come quelli di Benson e Winterbone, descritti in [5]) prevedevano di schematizzare i vari componenti come sistemi lineari per evidenziare la funzione di trasferimento: questi metodi erano basati su un’ampia disponibilità di dati sperimentali e consentivano un campo di indagine estremamente limitato in virtù della procedura di linearizzazione adottata. A partire da questo approccio sono stati sviluppati metodi basati su tecniche quasi stazionarie che, alle leggi fisiche fondamentali, affiancavano correlazioni empiriche e mappe di funzionamento. L’introduzione dei modelli F&E permette di superare alcuni limiti delle metodologie quasi stazionarie, in particolare di riprodurre i fenomeni non stazionari a bassa frequenza che caratterizzano la dinamica dei collettori di aspirazione e scarico. Risulta evidente che, per simulare il comportamento in transitorio di un motore, sarebbe necessario integrare modelli basati su tecniche F&E (utilizzate in genere per i collettori ed i componenti dal volume proprio non trascurabile) con procedure tradizionali di tipo quasi stazionario (destinate ai sistemi dal volume trascurabile, come valvole e restrizioni) Come si è visto nei §1.3.2 e §1.3.3, questi metodi non permettono di tenere conto dei fenomeni oscillatori ad alta frequenza causati dalla ciclica apertura e chiusura delle valvole; in generale, essi permettono di definire modelli ai valori medi (MVM), nei quali le grandezze termodinamiche nei volumi vengono considerate con riferimento ai corrispondenti valori medi.

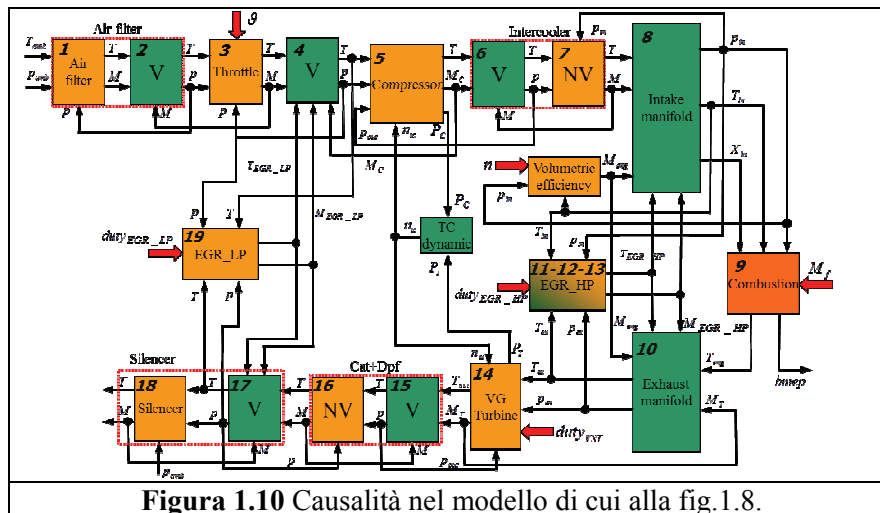


Modelli più complessi, basati sull'applicazione di metodi di calcolo propri della fluidodinamica numerica, sono stati proposti in tempi più recenti per simulare l'efflusso nel circuito di aspirazione e scarico. Poiché gli approcci tridimensionali richiedono tuttora tempi di calcolo spesso proibitivi, diverse metodologie numeriche monodimensionali (come le tecniche Wave Action) sono state impiegate per contenere gli oneri computazionali e migliorare l'affidabilità dei risultati [7]. È opportuno osservare che le applicazioni orientate alla progettazione dei sistemi di controllo e diagnostica richiedono spesso modelli ancora più semplici i quali, allo stato attuale dell'arte, impongono di seguire un approccio quasi stazionario basato su correlazioni riferite a condizioni operative stazionarie. Tali correlazioni possono essere costruite seguendo modalità diverse, ma richiedono comunque una notevole quantità di dati che possono essere ottenuti da rilievi sperimentali oppure da modelli fluidodinamici più complessi [14]. I modelli quasi stazionari presentano indubbiamente il vantaggio della semplicità e delle ridotte risorse di calcolo, consentendo sia di avvicinarsi alle simulazioni in tempo reale, sia di definire le funzioni di trasferimento dei diversi componenti: per tali motivi, questi modelli vengono impiegati nello sviluppo di sistemi di gestione del motore [13]. Va osservato, tuttavia, che tali modelli risultano generalmente applicabili con riferimento a ristretti campi di variazione delle variabili operative, e possono portare ad errori significativi quando impiegati per simulare ampi transitori del motore. Prioritario nonché fondamentale nello sviluppo di modelli di simulazione è la definizione degli obiettivi da raggiungere. Risulta necessario comprendere chiaramente gli scopi del lavoro, in modo da utilizzare le metodologie più appropriate. Premesso ciò, un buon modello dovrà essere in grado di rappresentare l'andamento delle variabili richieste con un soddisfacente livello di precisione, tenendo sempre presenti i tempi di calcolo. I modelli di tipo control-oriented, destinati ad essere applicati nelle fasi di progettazione dei sistemi di controllo e diagnostica del motore, richiedono di poter effettuare la simulazione in tempo reale (o comunque con tempi di calcolo assai brevi), e ciò presuppone una serie di scelte volte all'adozione di ipotesi semplificative che permettano tuttavia di studiare il comportamento dinamico del sistema. Attualmente occorre tralasciare allo scopo tecniche di modellazione dettagliate di tipo Wave Action in favore di semplici metodi a valori medi MVM o di tipo F&E: in questo modo vengono esclusi dallo studio tutti i fenomeni derivanti dalla propagazione delle oscillazioni di pressione nei condotti, caratterizzati da elevate frequenze, come le variazioni delle grandezze termodinamiche che si manifestano ad ogni ciclo del motore, o i fenomeni di risonanza.

Questa scelta è stata motivata dall'osservazione che il comportamento dinamico di un MCI automobilistico è caratterizzato da costanti di tempo dell'ordine del secondo, vale a dire da un campo di frequenze relativamente basse (tipicamente  $1\div 10\text{Hz}$ ). Un modello MVM può essere adeguato se non intende analizzare i fenomeni caratterizzati da armoniche di ordine superiore, ovvero con frequenze maggiori di quelle tipicamente dovute alle variazioni cicliche associate ai MCI alternativi (che solitamente spaziano da  $20\text{Hz}$  a  $200\text{Hz}$ , a seconda della velocità di rotazione). La realizzazione di un modello matematico in grado di simulare il comportamento dinamico del sistema di aspirazione e scarico di un MCI con tempi di calcolo ridotti permette di effettuare numerose analisi volte a determinare l'influenza di diversi parametri di progetto sul comportamento del sistema: questo processo è alla base dello sviluppo delle strategie per il controllo dei dispositivi presenti nei moderni motori, come le turbine ed i collettori a geometria variabile, le valvole per il ricircolo dei gas di scarico e gli apparati di iniezione del combustibile. La ricerca sviluppata nell'ambito del Dottorato di Ricerca e descritta in questa tesi si ricollega all'attività avviata a partire da circa una decina d'anni e che ha portato allo sviluppo di una libreria in ambiente Matlab/Simulink<sup>®</sup>, ampiamente descritta in [14, 17, 24]. La metodologia di modellazione proposta è ai valori medi (Mean Value Models, MVM) ed è basata sull'utilizzo di un approccio QSF per alcuni componenti e di una metodologia F&E per altri (in particolare i collettori ed i cilindri, vedi fig.1.8). I diversi sottomodelli o sottosistemi sono realizzati in forma di blocchi basati su equazioni differenziali (modelli F&E di tipo *white-box*) ovvero su equazioni algebriche (modelli QSF di tipo *black-box* ovvero *grey-box*, ove come spesso accade vengono utilizzate anche correlazioni empiriche). Si prenda come esempio il componente collettore di scarico: esso viene descritto da un modello F&E basato sulle equazioni di conservazione dell'energia e della massa in forma non stazionaria a cui possono essere associate, per valutare il flusso termico con l'esterno, correlazioni empiriche (quindi di tipo *black-box*) in quanto una descrizione più dettagliata del fenomeno di scambio termico richiederebbe tempo di calcolo più lunghi rendendo difficoltoso realizzare un modello "real time". In fig.1.9 viene proposta una schematizzazione del modello di un MCI definito seguendo i criteri sopra citati: in particolare i diversi componenti dell'impianto vengono divisi in elementi con un volume non trascurabile (a stato definito) e gli elementi con un volume trascurabile (a stato non definito).

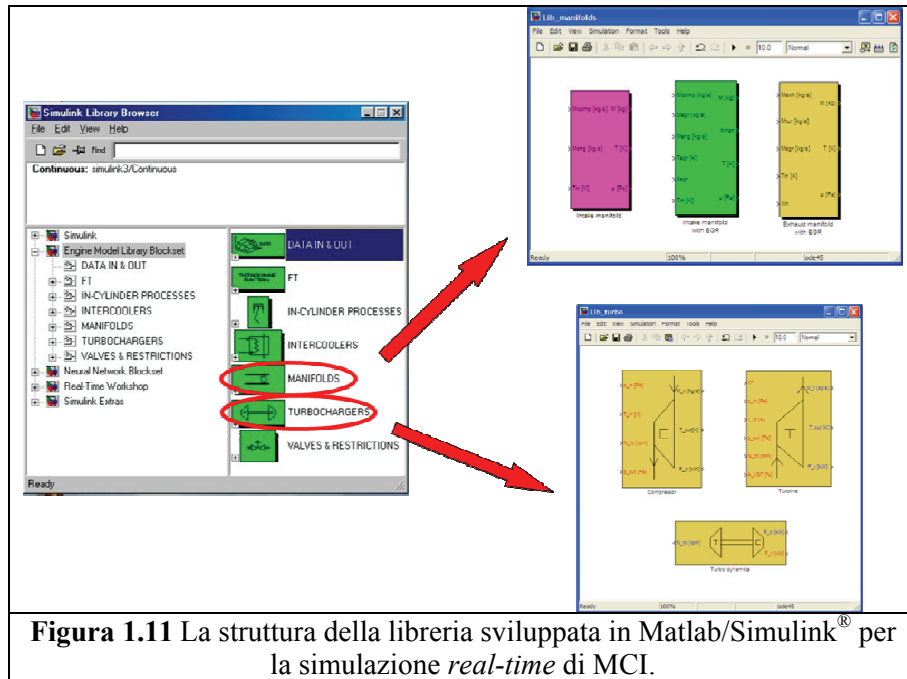
Si osservi, tenendo conto di ciò che è stato descritto §1.2 e §1.3, che la causalità fra i blocchi (rappresentata in fig.1.10) è in tal modo rispettata, come anche descritto in [18].



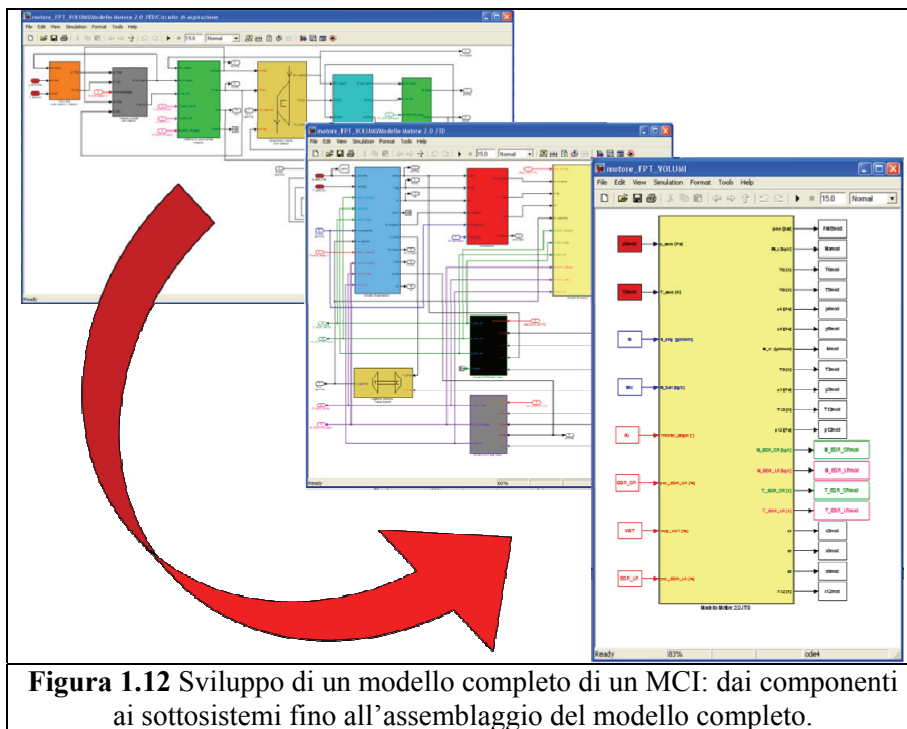


La necessità di migliorare la facilità di impiego e la versatilità dei modelli teorici proposti e quindi della libreria citata ha orientato la scelta dell'ambiente di calcolo verso l'impiego di un linguaggio ad icone semplice e di facile utilizzo (come Matlab/Simulink®). Grazie a questo strumento è stato possibile tradurre la libreria in una raccolta di blocchi organizzata come schematizzato in fig.1.11 che permette la simulazione dei principali componenti dei MCI: in questo modo, oltre a consentire una notevole flessibilità nello sviluppo di modelli relativi a propulsori di diversa tipologia, essi possono essere rapidamente interfacciati con sistemi per la prototipazione rapida delle centraline di controllo e permettono inoltre un immediato trasferimento delle strategie di gestione dal motore a schede di prototipazione utilizzabili sul banco prova [15, 16]. Pur avendo osservato come sia possibile simulare il funzionamento transitorio dei MCI automobilistici utilizzando le metodologie più complesse, si può comprendere facilmente come tali tecniche siano difficilmente utilizzabili nelle applicazioni connesse con lo sviluppo di strategie di controllo e diagnostica, soprattutto nei casi in cui siano richieste procedure di simulazione in tempo reale. Dalle considerazioni svolte emergono anche i vantaggi offerti dai modelli di tipo quasi stazionario o F&E in termini di tempi di calcolo: tuttavia questi aspetti positivi sono bilanciati dalla necessità di utilizzare correlazioni derivate da prove sperimentali oppure calcolate con l'ausilio di modelli teorici più complessi. D'altronde, sembra che le metodologie quasi stazionarie siano ancora le sole praticamente applicabili per la simulazione di specifici componenti per i quali l'unica alternativa sarebbe l'impiego di metodi CFD tridimensionali (con particolare riferimento a compressori e turbine). Attualmente l'impiego di tecniche F&E, insieme a metodi QSF, sembra rappresentare il migliore compromesso nelle applicazioni di tipo Control-Oriented, il cui fine è quello di ottenere una descrizione del motore sufficientemente dettagliata con una limitata complessità di calcolo. In questo settore di ricerca, l'impiego di linguaggi di programmazione dotati di interfacce grafiche ad

icone sembra contribuire notevolmente ad aumentare la flessibilità, la trasferibilità e la facilità d'impiego dei modelli di simulazione: tali requisiti risultano sempre più importanti nella realizzazione di modelli dinamici per MCI automobilistici.

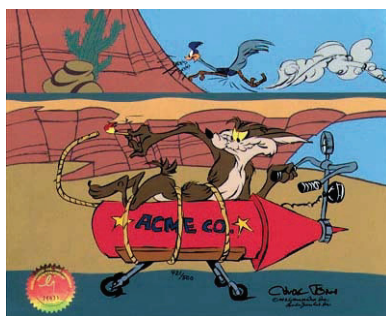


**Figura 1.11** La struttura della libreria sviluppata in Matlab/Simulink® per la simulazione *real-time* di MCI.



**Figura 1.12** Sviluppo di un modello completo di un MCI: dai componenti ai sottosistemi fino all'assemblaggio del modello completo.

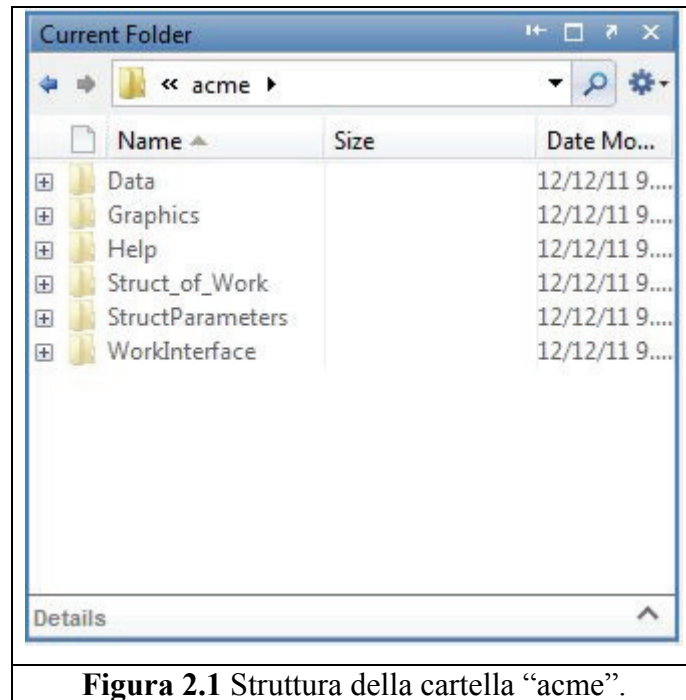
Lo scopo dell'attività sviluppata negli anni del Dottorato è stato quello di trasformare la libreria citata in uno strumento che, pur con i limiti derivanti dalle metodologie seguite, possa essere impiegato nelle realtà industriale. Nel seguito sarà anche riportata la documentazione realizzata a supporto dei blocchi e che è stata integrata nelle funzioni di *help* della stessa (e nella quale si propongono e le equazioni fondamentali che caratterizzano i modelli dei componenti e la metodologia di identificazione a partire da dati sperimentali). A partire dall'anno 2006 si è deciso di chiamare la libreria fig.1.11 con il nome ACME acronimo di Engine Modelling for Automatic Control. Si spera che l'apporto fornito negli anni del Dottorato possa aver portato a costruire un prodotto in grado di soddisfare il cliente più di quanto non accadesse con i prodotti della ACME con Wile E.Coyote. L'introduzione dell'acronimo potrebbe essere una coincidenza tutt'altro che casuale...



Un primo sviluppo significativo della libreria per la costruzione di modelli MVM di motori a combustione interna realizzata nell'ambito del gruppo di ricerca presso il Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università di Parma è presentato in [17]. Nel corso degli anni sono seguiti numerosi ampliamenti attraverso l'inserimento di nuovi modelli di componenti, l'approfondimento degli approcci teorici nonché nuove metodologie identificative. A tale scopo ci si è avvalsi anche delle evoluzioni dell'ambiente di programmazione adottato (Matlab/Simulink<sup>®</sup>). L'attività di ricerca è stata sviluppata in collaborazione con l'industria, in particolare con Fiat Powertrain Technology (FPT R&T di Orbassano) e con Magneti Marelli Powertrain di Bologna. Diverse sono state le attività condotte per migliorare la libreria. In primo luogo si è proceduto organizzando la libreria dei modelli in modo tale da consentirne un più facile utilizzo anche da parte dell'utente meno esperto, razionalizzando la logica secondo la quale si possono combinare i componenti seguendo l'architettura del MCI che si intende modellare. Inoltre è stato sviluppato un processo in grado di identificare in maniera automatica, a partire da rilievi sperimentali ed eventuali grandezze geometriche, ogni singolo componente. I risultati ottenuti in termini di versatilità e facilità di applicazione delle metodologie di modellazione sviluppate sono testimoniati da alcune specifiche applicazioni nel campo dei sistemi Hardware in the Loop (HiL). Gli sviluppi citati e le applicazioni che ne sono derivate costituiscono i principali risultati della attività di Dottorato e saranno descritti nel seguito.

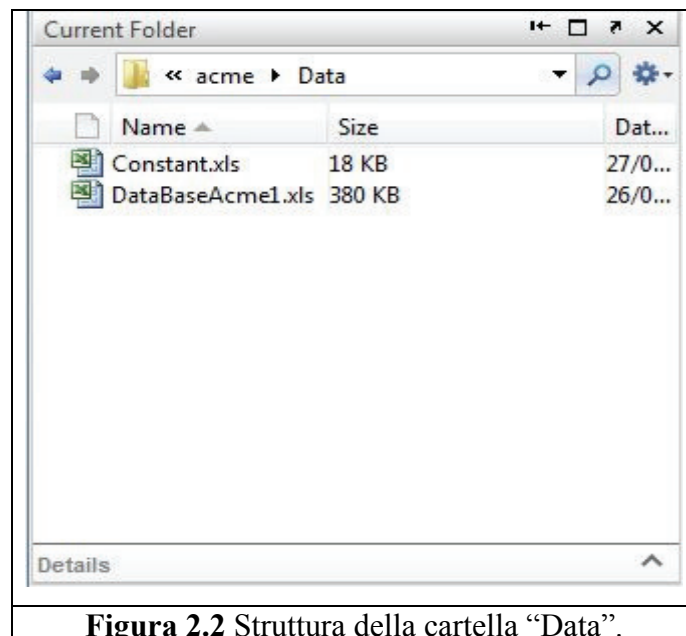
### 2.1 La procedura di pre-processing

La realizzazione di una procedura di pre-processing in Matlab<sup>®</sup> ha avuto come obiettivo principale quello di definire uno strumento in grado di svolgere automaticamente l'insieme delle operazioni da effettuare al fine di definire i parametri di calibrazione necessari per identificare i modelli *black-box* e *gray-box* dei componenti della libreria ACME. I dati ed i files *script* necessari per l'esecuzione del processo sono stati organizzati e suddivisi all'interno della cartella "acme" collocata nel *path* di Matlab<sup>®</sup> (v.fig.2.1).



**Figura 2.1** Struttura della cartella “acme”.

I dati necessari alla procedura per l’identificazione dei diversi modelli dei componenti possono derivare da campagne sperimentali (usualmente condotte su banchi prova) ovvero da modelli più dettagliati (v.fig.1.1 e 1.2): in ogni caso essi sono memorizzati in files .xls salvati all’interno della cartella Data (fig.2.2).



**Figura 2.2** Struttura della cartella “Data”.

Questi sono divisi in due files di Excel: “Constant.xls” (di cui un esempio è riportato in fig.2.3), che contiene il valore delle costanti caratteristiche del fluido, delle condizioni ambiente e delle equazioni che descrivono alcuni processi comuni a vari modelli (come ad esempio i processi di



scambio termico radiativo), e “DataBaseAcme1.xls” (di cui un esempio è riportato in fig.2.4) contenente diversi fogli elettronici dove si riportano sia le caratteristiche di specifici componenti (ad es. il compressore, la turbina, l’attuatore del sistema a geometria variabile della turbina, o Variable Geometry Turbine, VGT, ecc.) sia i valori misurati sperimentalmente (nel foglio “PianoQuotato”, v. fig.2.4) riferiti alle sezioni definite in fig.2.5).

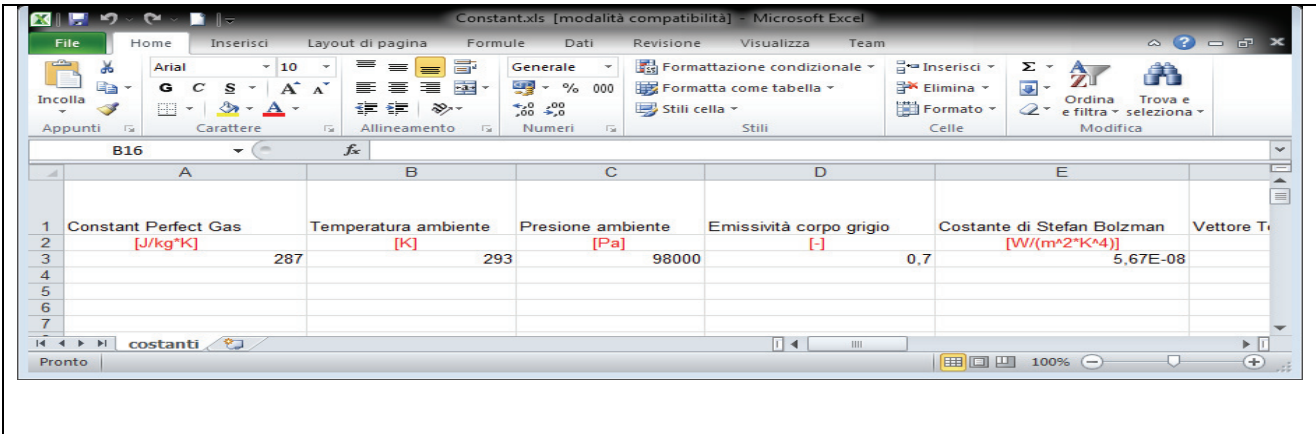


Figura 2.3 Esempio del file: “Constant.xls”.

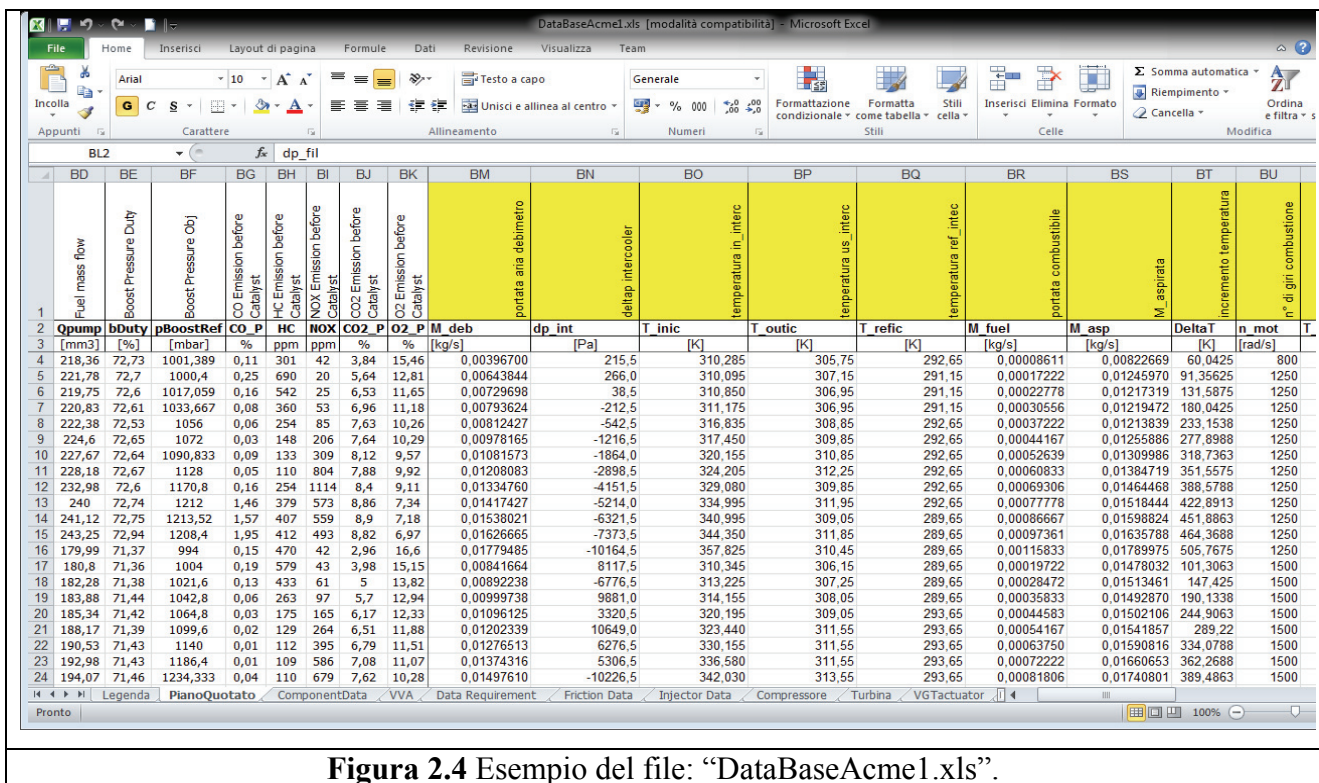
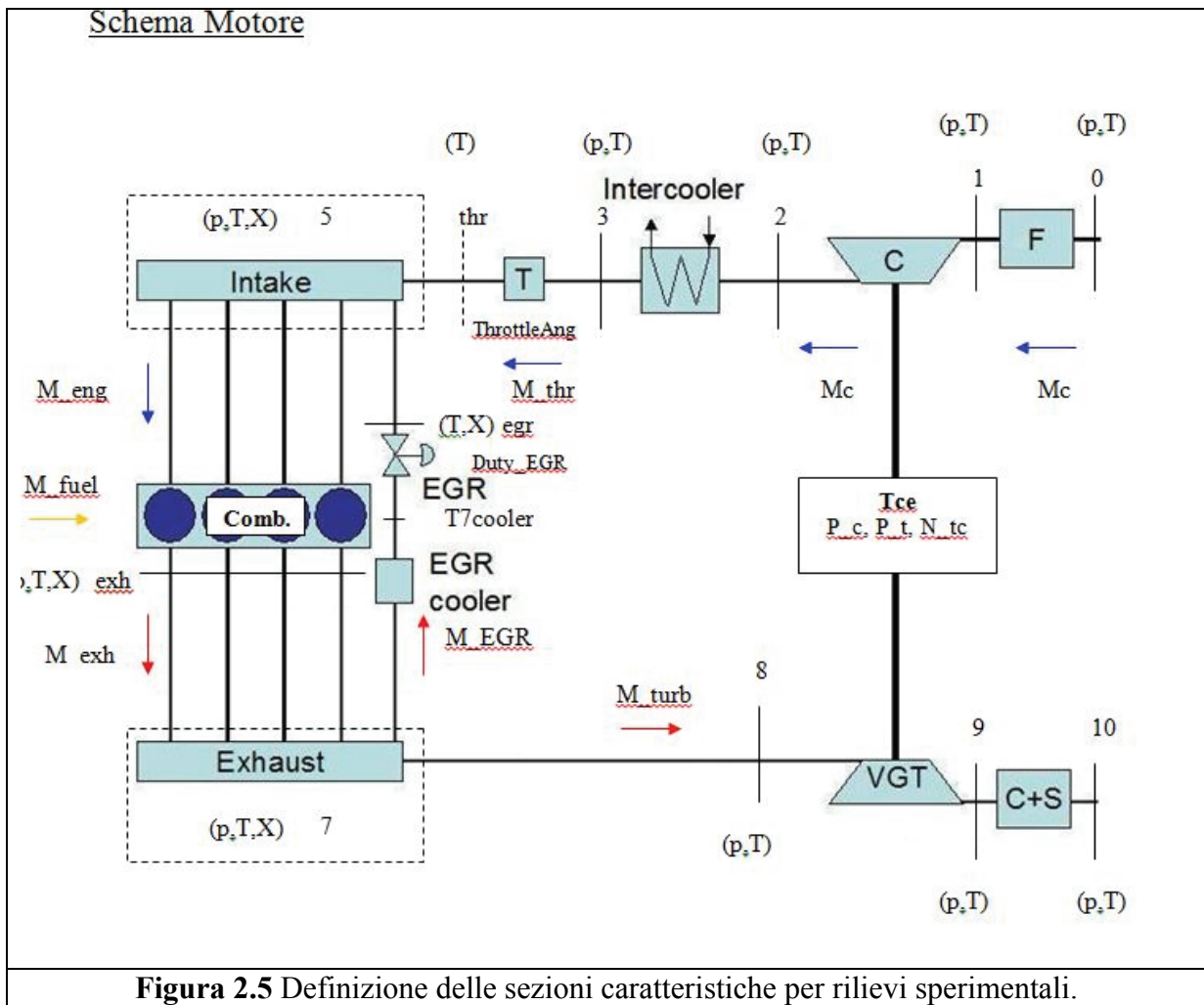
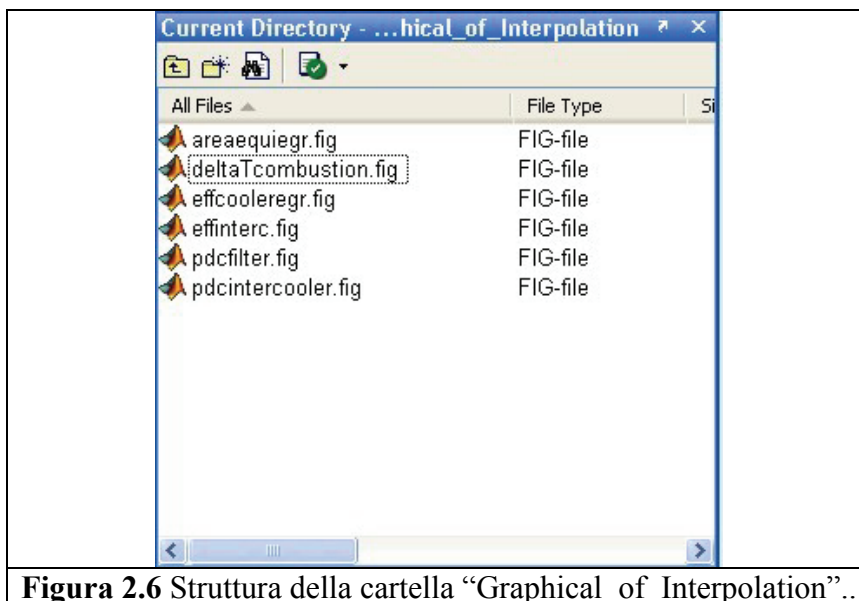
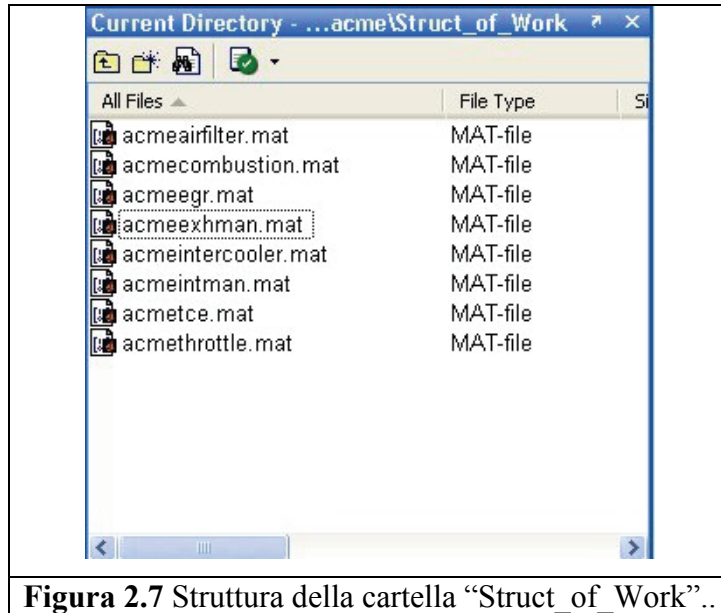


Figura 2.4 Esempio del file: “DataBaseAcme1.xls”.



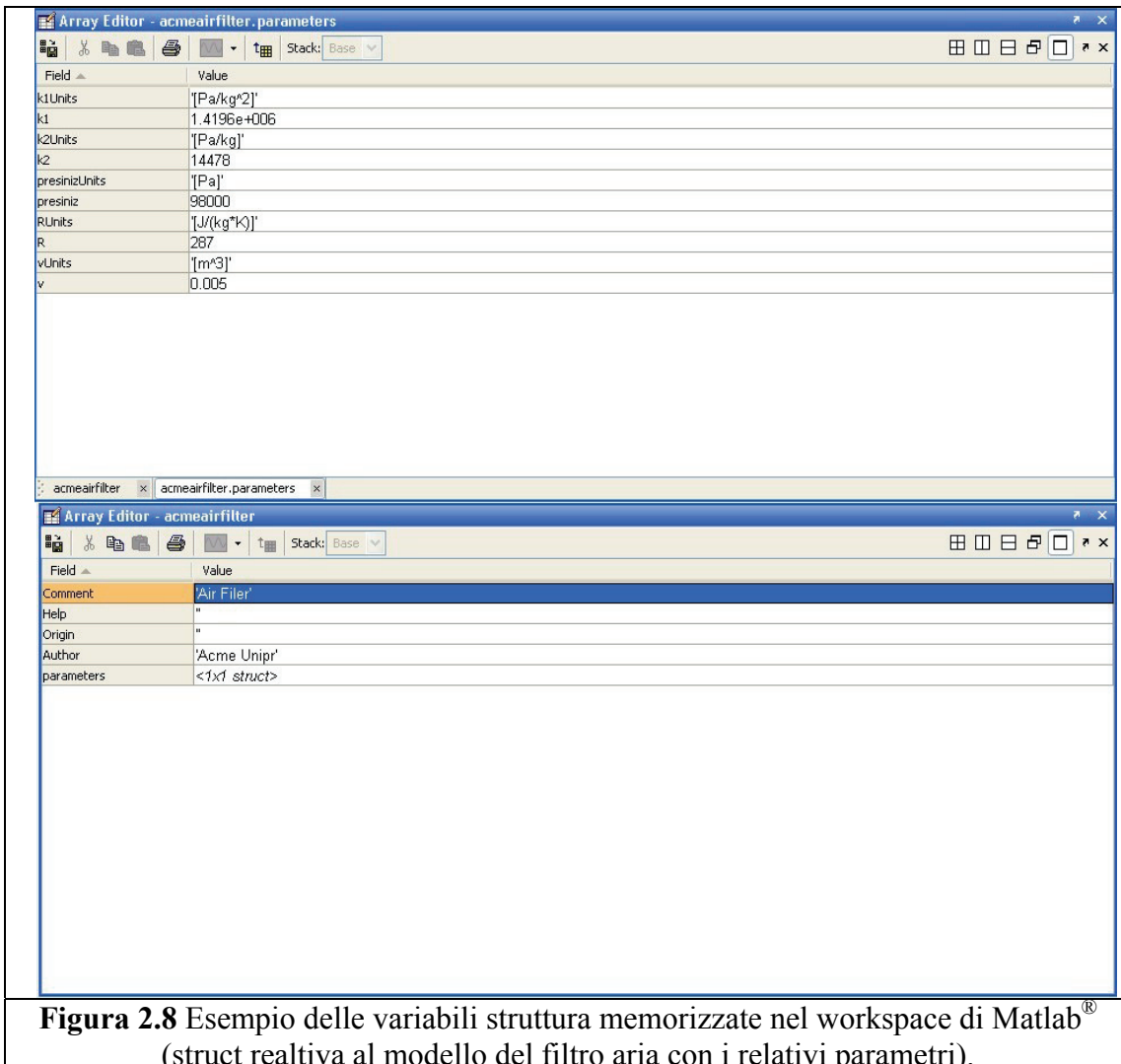
I risultati delle procedure di interpolazione dei dati sono memorizzati graficamente nella cartella “Graphical\_of\_Interpolation” (v.fig.2.6) e numericamente (come variabili nel workspace di Matlab®) nella cartella “Struct\_of\_Work” (v.fig.2.7).





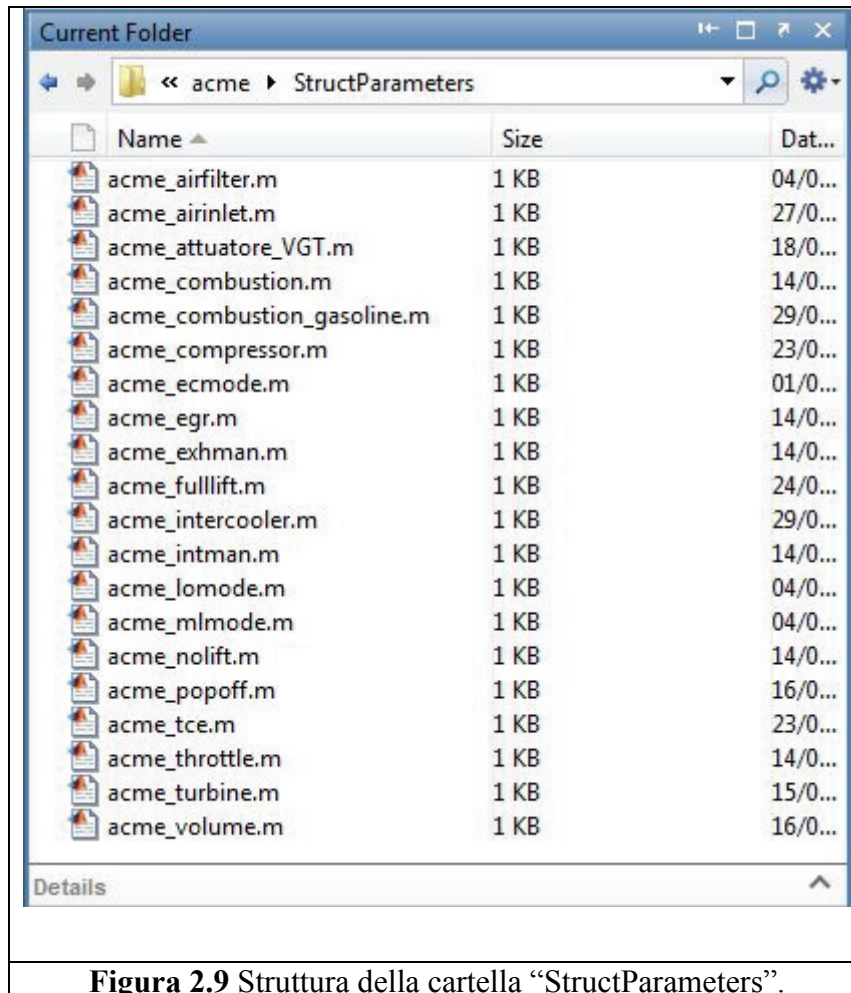
**Figura 2.7** Struttura della cartella “Struct\_of\_Work”..

Le variabili “struct” salvate nei rispettivi file .mat (v.fig.2.8) sono poi utilizzate dai blocchi per effettuare le simulazioni.



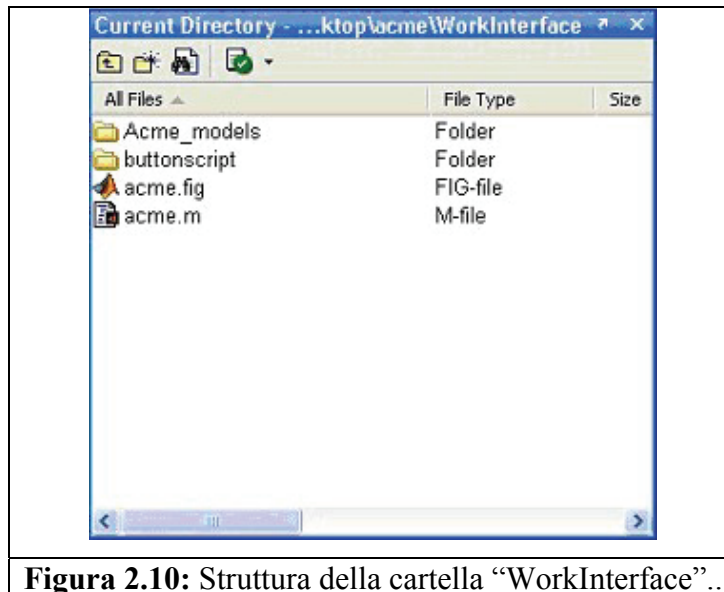
**Figura 2.8** Esempio delle variabili struttura memorizzate nel workspace di Matlab® (struct relativa al modello del filtro aria con i relativi parametri).

All'inizio della procedura di identificazione entrambe le cartelle sono vuote e sono continuamente aggiornate quando vengono eseguite le diverse procedure di identificazione per ogni componente. Gli script, che generano le variabili struct sono racchiusi nella cartella "StructParameters" (v.fig.2.9).



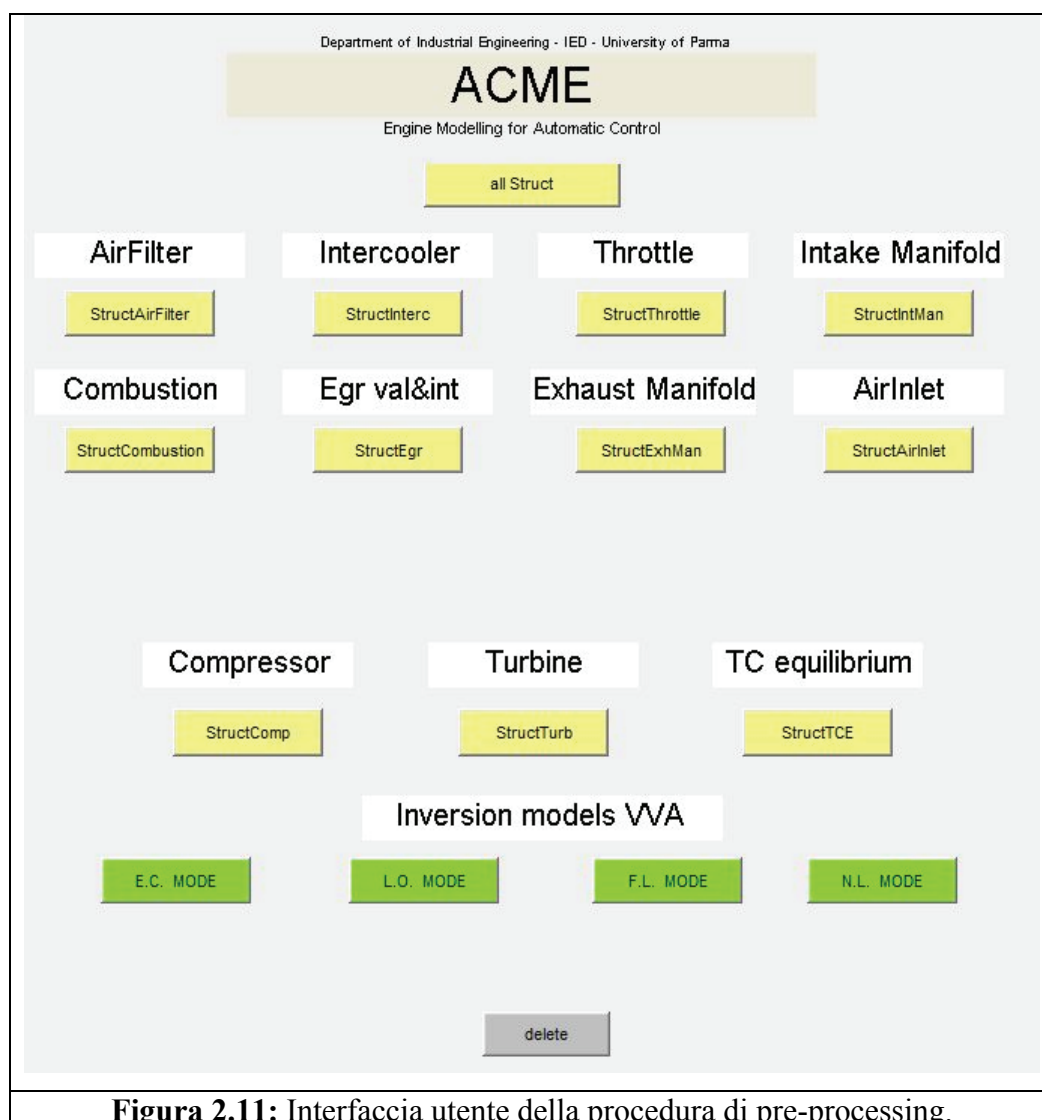
**Figura 2.9** Struttura della cartella "StructParameters".

Infine sono presenti altre due cartelle: "WorkInterface" (fig.2.10), che contiene a sua volta la cartella "Acme\_models" con i modelli dei componenti in Simulink® e la cartella "buttonscript" con gli script che vengono eseguiti cliccando sui pulsanti dell'interfaccia utente (fig.2.11) e delle procedure per la realizzazione delle variabili struttura



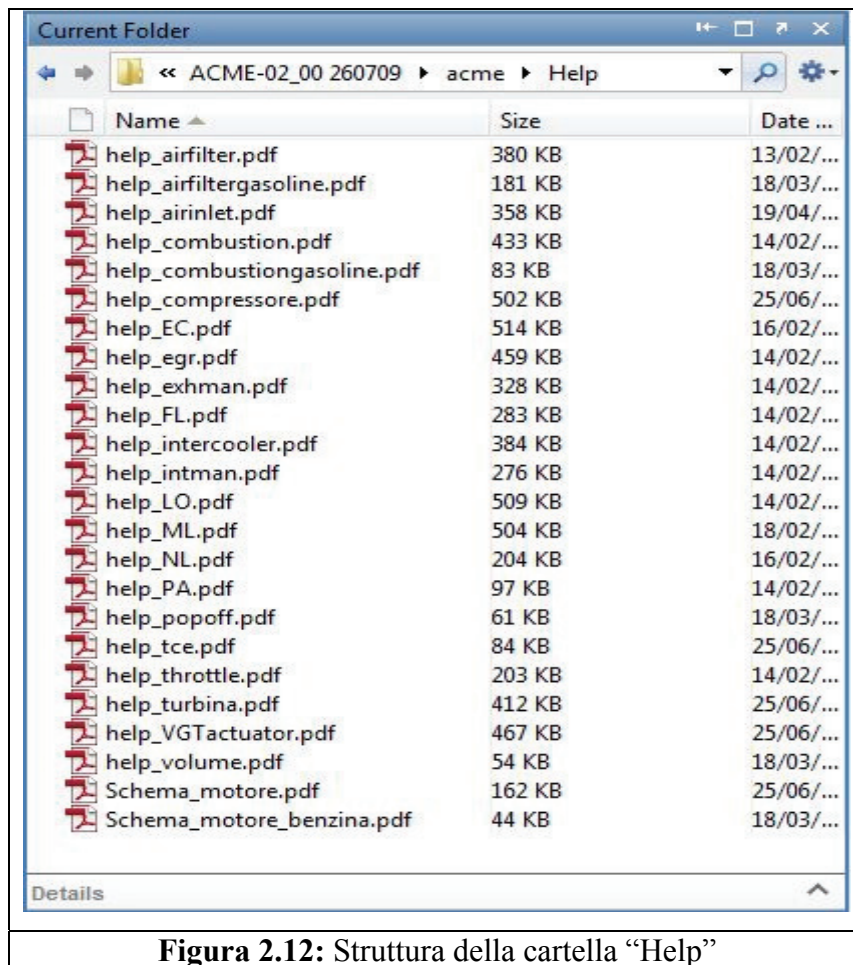
**Figura 2.10:** Struttura della cartella “WorkInterface”..

Il file acme.fig apre la interfaccia utente che avvia il pre-processing (fig.2.10).



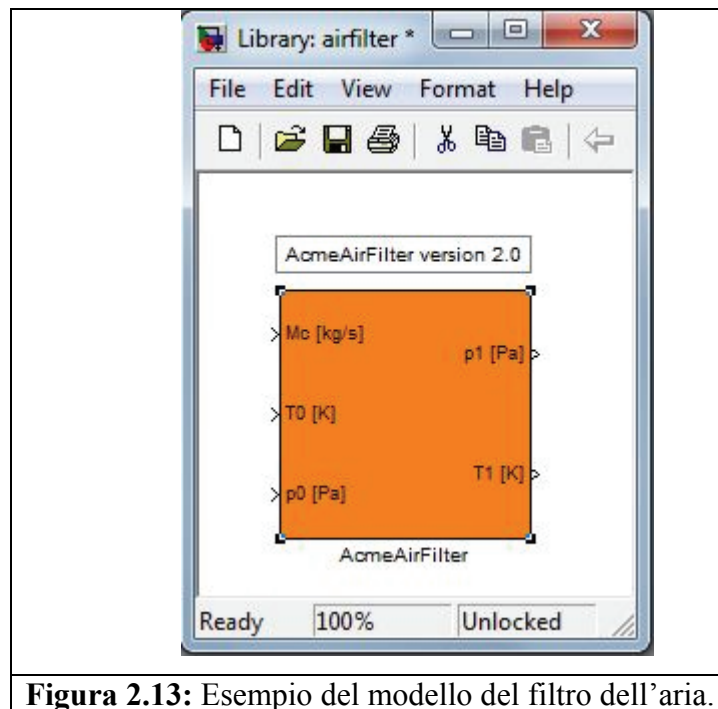
**Figura 2.11:** Interfaccia utente della procedura di pre-processing.

Cliccando sui pulsanti corrispondenti ai rispettivi componenti vengono avviate le rispettive procedure di identificazione. Il pulsante “allStruct” avvia l’esecuzione in sequenza delle procedure di identificazione di tutti i componenti. Infine, il pulsante “delete” elimina tutti i file creati dal pre-processing, ovvero tutte le struct nella cartella “Struct\_of\_Work” e tutti i grafici nella cartella “Graphical\_of\_Interpolation”. La documentazione relativa a ciascun blocco ed alle procedure di identificazione è contenuta all’interno della directory “Help” (fig.2.11) in formato .pdf.

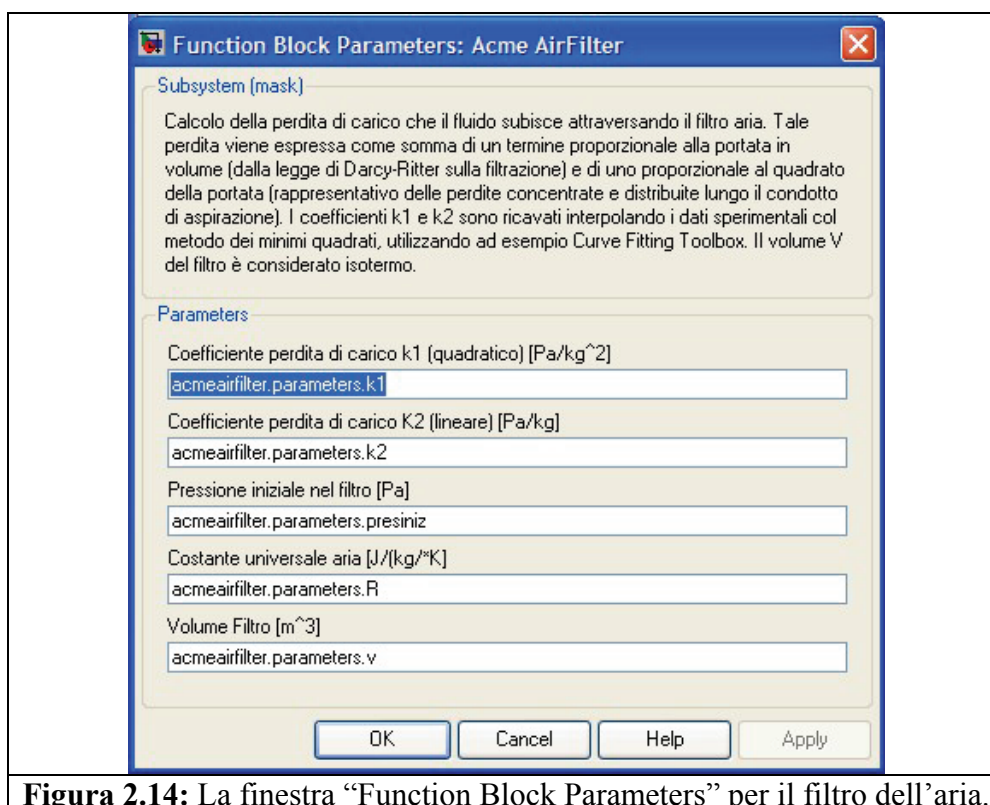


**Figura 2.12:** Struttura della cartella “Help”

E’ possibile accedere alle rispettive documentazioni o aprendo i file corrispondenti all’interno della cartella “Help”, oppure cliccando due volte direttamente sul modello Simulink® del componente (fig.2.13) e, una volta apparsa la Finestra “Function Block Parameters” (fig.2.14) cliccando sul tasto Help.



**Figura 2.13:** Esempio del modello del filtro dell'aria.



**Figura 2.14:** La finestra “Function Block Parameters” per il filtro dell'aria.

## 2.2 Il modello del componente filtro aria (AcmeAirfilter)

### 2.2.1 Descrizione funzionale

Il modello che descrive il comportamento del filtro aria è ai valori medi e considera l'elemento come una perdita di carico unita ad un volume. Ciò significa che per ottenere come grandezze in uscita i valori medi di pressione, è necessario integrare (rispetto al tempo e sul volume) l'equazione di conservazione dell'energia e della massa all'interno dell'elemento, tenendo conto delle portate di fluido in ingresso ed in uscita. Il modello utilizza inoltre la relazione di Darcy, che correla la variazione di pressione nel flusso con le perdite di carico concentrate e distribuite. Si è inoltre ipotizzato che all'interno del volume il flusso di aria non vari la propria temperatura (volume isoterma).



Figura 2.15: Blocco relativo al modello del filtro aria.

#### Grandezze in ingresso

Nome	Unità di misura	Descrizione
$M_c$	[kg/s]	Portata aria in uscita
$T_0$	[K]	Temperatura in ingresso
$p_0$	[Pa]	Pressione in ingresso

#### Grandezze in uscita

Nome	Unità di misura	Descrizione
$p_1$	[Pa]	Pressione in uscita
$T_1$	[K]	Temperatura in uscita



## Parametri

Nome parametro TIPO	Unita di misura	Descrizione	Nome della variabile
K1  SCALARE	[Pa/kg <sup>2</sup> ]	Si ottiene mediante tool di pre-processing Vedi 'procedura di identificazione'.	<i>acmeairfilter.parameters.k1</i>
K2  SCALARE	[Pa/kg]	Si ottiene mediante tool di pre-processing. Vedi 'procedura di identificazione'	acmeairfilter.parameters.k2
$p_0$  SCALARE	[Pa]	Pressione iniziale nel volume filtro.  (* N.B questo valore fa parte dei dati sperimentali, che si trovano all'interno della cartella Data nel file <i>DataBaseAcme1.xls</i>	<i>acmeairfilter.parameters.presiniz</i>
R  SCALARE	[J/kg*K]	Costante caratteristica aria, legge dei gas.  (**) N.B questo dato non modificabile dall'utente e si trova all'interno della cartella Data nel file <i>Constant.xls</i>	<i>acmeairfilter.parameters.R</i>
V  SCALARE	[m <sup>3</sup> ]	Volume contenente l'elemento filtrante.  (* N.B questo valore fa parte dei dati sperimentali, che si trovano all'interno della cartella Data nel file <i>DataBaseAcme1.xls</i>	<i>acmeairfilter.parameters.V</i>

	A	B	
1	<b>Acme</b>	Airfilter	lr
2	volume	[m <sup>3</sup> ]	0.005
3	Temperatura iniziale	[K]	
4	Pressione iniziale	[Pa]	98000

(\*) Definizione del valore del volume filtro all'interno del file DataBaseAcme1.xls (ComponentData).

	A	B
1	Constant Perfect Gas	Temperatu
2	[J/kg*K]	[
3	287	
4		
5		
6		

(\*\*) Nel file Costant.xls sono presenti anche dati non modificabili dall'utente.

## 2.2.2 Procedura di identificazione

La procedura di calibrazione che provvede a costruire la variabile struct contenente i parametri relativi alla identificazione del modello del filtro aria a partire dai dati disponibili (in genere sperimentali) viene avviata con il pulsante *StructAirFilter* (v.fig.2.16).



StructAirFilter

**Figura2.16:** Pulsante StructAirFilter.

Cliccando sul pulsante si apre il file Simulink<sup>®</sup> del modello ed una finestra di dialogo che segnala l'elemento che si sta trattando (nel caso specifico il filtro aria): se si clicca su ok, ha inizio la procedura. Per la calibrazione del blocco vengono in genere utilizzati dati sperimentali. In fig.2.17 sono state evidenziate le colonne necessarie per la calibrazione del blocco. L'unico modo che ha l'utente per intervenire sulla procedura è operare sui valori in ingresso (come si è detto usualmente derivati da campagne sperimentali) delle grandezze che interessano il blocco filtro aria (fig.2.17), del foglio Excel DataBaseAcme1.xls, che si trova nella cartella Data.

La procedura provvede a:

- 1) Calcolare le costanti della funzione interpolante sui dati sperimentali: i dati sperimentali vengono interpolati tramite il metodo ai minimi quadrati mediante un toolbox di Matlab<sup>®</sup> ('Curve Fitting Tool') con un polinomio di secondo grado (eq. (2.2.1)):

$dp_{fil} = K_2 \cdot M_{deb} + K_1 \cdot (M_{deb})^2$	(2.2.1)
--	---------

I coefficienti  $K_1$  e  $K_2$  così calcolati vengono salvati nel Workspace di Matlab<sup>®</sup>. Successivamente viene creata la struct che contiene: i coefficienti  $K_1$  e  $K_2$ , per il calcolo della perdita di carico, la costante universale  $R$ , il volume del filtro  $V$ , e la pressione iniziale questi ultimi direttamente estratti dai rispettivi file contenuti nella cartella Data. Se si apre il file airfilter.mdl che si trova nella cartella Acme\_models, con un doppio click sul modello, compare una finestra dove sono visualizzate la chiamata a tali grandezze, e una breve descrizione del blocco. La struct viene infine caricata nel Workspace con il nome acmeairfilter.

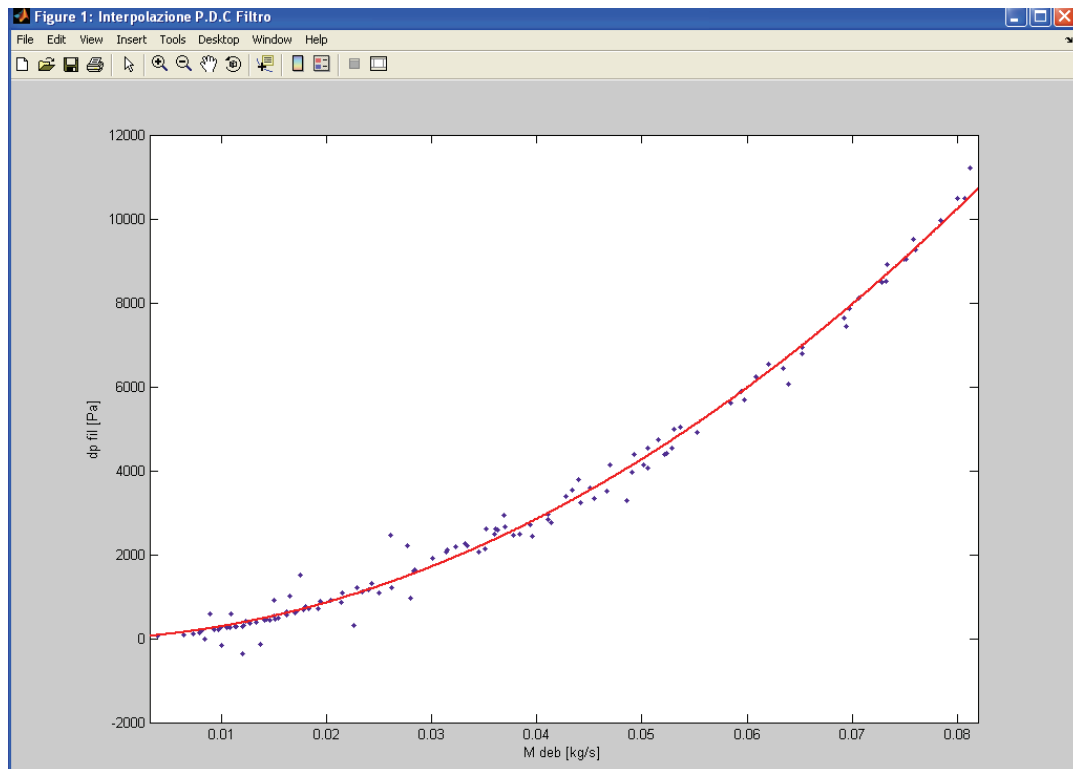
Dati necessari per la calibrazione:

Nome grandezza	Unita di misura	Descrizione	Nome della variabile
deltap filtro	[Pa]	Caduta di pressione sul filtro, solitamente ottenuta come differenza di pressione fra monte a valle dell'elemento filtrante	dp_fil
portata aria debimetro	[kg/s]	Portata aria misurato a valle del filtro	M_deb

BIN 1										
deltap intercooler										
	BD	BE	BF	BG	BH	BI	BJ	BK	BL	BM
1	Fuel mass flow	Boost Pressure Duty	Boost Pressure Obj	CO Emission before Catalyst	HC Emission before Catalyst	NOX Emission before Catalyst	CO2 Emission before Catalyst	O2 Emission before Catalyst	deltap filtro	portata aria debimetro
2	Qpump	bDuty	pBoostRef	CO_P	HC	NOX	CO2_P	O2_P	dp_fil	M_deb
3	[mm <sup>3</sup> ]	[%]	[mbar]	%	ppm	ppm	%	%	[Pa]	[kg/s]
4	218.36	72.73	1001.389	0.11	301	42	3.84	15.46	59	0.00396700
5	221.78	72.7	1000.4	0.25	690	20	5.64	12.81	98	0.00643844
6	219.75	72.6	1017.059	0.16	542	25	6.53	11.65	120	0.00729698
7	220.83	72.61	1033.667	0.08	360	53	6.96	11.18	140	0.00793624
8	222.38	72.53	1056	0.06	254	85	7.63	10.26	179	0.00812427
9	224.6	72.65	1072	0.03	148	206	7.64	10.29	220	0.00978165
10	227.67	72.64	1090.833	0.09	133	309	8.12	9.57	258	0.01081573
11	228.18	72.67	1128	0.05	110	804	7.88	9.92	314	0.01208083
12	232.98	72.6	1170.8	0.16	254	1114	8.4	9.11	389	0.01334760
13	240	72.74	1212	1.46	379	573	8.86	7.34	430	0.01417427
14	241.12	72.75	1213.52	1.57	407	559	8.9	7.18	487	0.01538021
15	243.25	72.94	1208.4	1.95	412	493	8.82	6.97	553	0.01626665
16	179.99	71.37	994	0.15	470	42	2.96	16.6	691	0.01779485
17	180.8	71.36	1004	0.19	579	43	3.98	15.15	-14	0.00841664
18	182.28	71.38	1021.6	0.13	433	61	5	13.82	594	0.00892238
19	183.88	71.44	1042.8	0.06	263	97	5.7	12.94	-167	0.00999738
20	185.34	71.42	1064.8	0.03	175	165	6.17	12.33	589	0.01096125
21	188.17	71.39	1099.6	0.02	129	264	6.51	11.88	-367	0.01202339
22	190.53	71.43	1140	0.01	112	395	6.79	11.51	372	0.01276513
23	192.98	71.43	1186.4	0.01	109	586	7.08	11.07	-139	0.01374316
24	194.07	71.46	1234.333	0.04	110	679	7.62	10.28	909	0.01497610

Figura 2.17: Foglio Excel in cui vanno riportati i dati necessari per la calibrazione del modello del filtro aria (colonne evidenziate in giallo)

- Visualizzare i dati sperimentali: la procedura provvede a diagrammare la correlazione così determinata insieme ai dati utilizzati per definirla (v.fig.2.18), permettendo così una verifica dei risultati ottenuti.



**Figura 2.18** : Grafico dei dati sperimentali interpolati.

- 3) Salvare i dati: la procedura salva rispettivamente la struct *acmeairfilter* nella cartella **Struct\_of\_Work**, con il nome *acmeairfilter.mat*, il grafico dei dati sperimentali (fig.2.18) nella cartella **Graphics** con il nome *pdcfiler.fig*.

### 2.2.3 Descrizione matematica del modello filtro aria

Per il calcolo della perdita di carico attraverso il filtro viene utilizzata la correlazione di Darcy, composta dalla somma di due termini: uno proporzionale alla portata in volume, che tiene conto delle perdite di carico distribuite, ed uno proporzionale al quadrato della portata in volume, che tiene conto delle perdite di carico concentrate:

$\Delta p = p_0 - p_1 = K_2 \cdot M + K_1 \cdot M^2$	(2.2.2)
--	---------

in cui  $\Delta p$  è la caduta di pressione tra ingresso e uscita e  $M$  è la portata in massa che attraversa il filtro. I coefficienti  $K_1$ ,  $K_2$  sono calcolati tramite il metodo ai minimi quadrati (vedi paragrafo procedura di identificazione). Pressione e temperatura all'interno del filtro vengono calcolate considerando una trasformazione isoterma: introducendo le equazioni di conservazione della massa e dell'energia e l'equazione di stato dei gas perfetti, si arriva a calcolare la derivata nel tempo della pressione nel volume del filtro:

$\frac{dp}{dt} = \frac{RT_0}{V}(M - M_c)$	(2.2.3)
---	---------

ove  $M$  è la soluzione dell'equazione (2.2.2) mentre  $M_c$  è la portata in uscita (nota). Integrando poi rispetto al tempo la (2.2.3), si ottiene la pressione istantanea all'interno del filtro  $p_1$ :

$p_1(t) = p_0 + \int_0^t \frac{dp}{dt}$	(2.2.4)
---	---------

## 2.3 Il modello del componente intercooler (AcmeIntercooler)

### 2.3.1 Descrizione funzionale

Il modello che descrive il comportamento dell'intercooler (v.fig.2.19) è stato suddiviso in tre parti, due volumi che modellano i collettori in ingresso ed in uscita ed un pacco radiante (o "core") privo di volume posto fra di essi. Nei collettori vengono considerate trasformazioni isoterme ed in tale modo vengono determinati i valori medi di pressione in ingresso e in uscita del "core". Nel pacco radiante vengono valutate le perdite di carico che il flusso incontra nell'attraversamento dell'elemento tramite la relazione di Darcy e l'efficienza nello scambio termico tramite una relazione empirica.

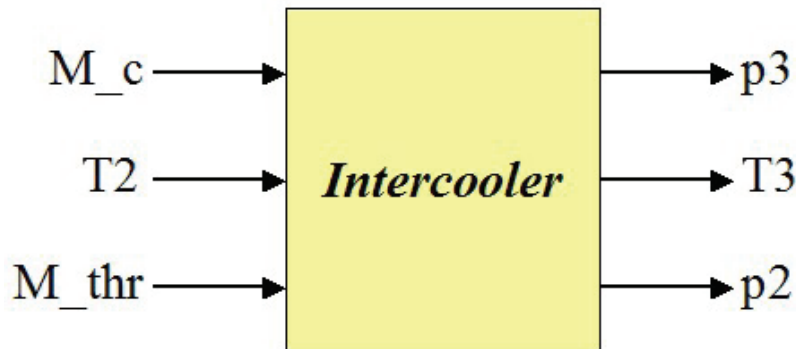


Fig.ura2.19 Blocco relativo al modello dell'intercooler.

#### Grandezze in ingresso

Nome	Unità di misura	Descrizione
M_c	[kg/s]	Portata in ingresso
T2	[K]	Temperatura in ingresso
M_thr	[kg/s]	Portata in uscita

#### Grandezze in uscita

Nome	Unità di misura	Descrizione
p3	[Pa]	Pressione in uscita
T3	[K]	Temperatura in uscita
p2	[Pa]	Pressione in ingresso

## Parametri

Nome parametro TIPO	Unita di misura	Descrizione	Nome della variabile
K1 SCALARE	[Pa/kg <sup>2</sup> ]	Si ottiene mediante tool di pre-processing Vedi 'procedura di identificazione'.	<i>acmeintercooler.parameters.k1</i>
K2 SCALARE	[Pa/kg]	Si ottiene mediante tool di pre-processing Vedi 'procedura di identificazione'.	<i>acmeintercooler.parameters.k2</i>
Rapporto l/A K3 SCALARE	[1/m]	Rapporto fra lunghezza e sezione trasversale equivalente del "core".  (* N.B questo valore che deriva da dati geometrici che si trovano all'interno della cartella Data nel file <i>DataBaseAcme1.xls</i>	<i>acmeintercooler.parameters.rappeq</i>
V <sub>in</sub> SCALARE	[m <sup>3</sup> ]	Volume del collettore all'ingresso all'intercooler.  (* N.B questo valore deriva da dati geometrici, che si trovano all'interno della cartella Data nel file <i>DataBaseAcme1.xls</i>	<i>acmeintercooler.parameters.vingresso</i>



$V_{out}$ SCALARE	[m <sup>3</sup> ]	Volume del collettore all'uscita dell'intercooler.  (* ) N.B questo valore deriva da dati geometrici, che si trovano all'interno della cartella Data nel file DataBaseAcme1.xls	<i>acmeintercooler.parameters.vuscita</i>
$p_0$ SCALARE	[Pa]	Valore della pressione nei collettori all'inizio della simulazione.  (* ) N.B questo valore deriva da dati geometrici, che si trovano all'interno della cartella Data nel file DataBaseAcme1.xls	<i>acmeintercooler.parameters.p</i>
$T_{est}$ SCALARE	[K]	Temperatura ambiente  (**) N.B questo dato non modificabile dall'utente e si trova all'interno della cartella Data nel file Constant.xls	<i>acmeintercooler.parameters.Test</i>
a SCALARE	[-]	Si ottiene mediante tool di pre-processing Vedi 'procedura di identificazione'	<i>acmeintercooler.parameters.coeffinterplin</i>
b SCALARE	[1/(kg/s)]	Si ottiene mediante tool di pre-processing Vedi 'procedura di identificazione'	<i>acmeintercooler.parameters.coeffinterpesp</i>

	A	H
1	<b>Acme</b>	Intercooler
2	volume	[m <sup>3</sup> ]
3	Temperatura iniziale	[K]
4	Pressione iniziale	[Pa]
5	Superficie di scambio termico	[m <sup>2</sup> ]
6	Diametro Equivalente	[m]
7	N°cilindri	[-]
8	Stop meccanico superiore	[rad]
9	Stop meccanico inferiore	[rad]
10	Diametro Farfalla	[mm]
11	esponente politropica	
12	epsilon soglia linearità	
13	Temperatura refrigerante	[K]
14	Volume ingresso	[m <sup>3</sup> ]
15	Volume uscita	[m <sup>3</sup> ]
16	Coefficiente inerziale	[1/m]

(\*) Tabella con i valori riguardanti l'intercooler all'interno del file DataBaseAcme1.xls (ComponentData)

	A	B	C
1	Constant Perfect Gas	Temperatura ambiente	Presione ambiente
2	[J/kg*K]	[K]	[Pa]
3	287	298	98000
4			
5			
6			
7			

(\*\*) Parametri non manipolabili dall'utente riguardanti l'intercooler all'interno del file Costant.xls.

### 2.3.2 Procedura di identificazione

La procedura di identificazione che provvede a costruire la variabile struct contenente i parametri relativi alla identificazione del modello dell'intercooler viene avviata con il pulsante *StructInterc* (v.fig.2.20).

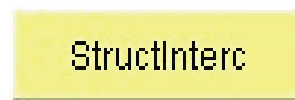


Figura 2.20: Pulsante StructInterc.

Cliccando sul pulsante si apre il file Simulink® del modello ed una finestra di dialogo rimarcante l'elemento che si sta trattando (nel caso specifico l'intercooler): se si clicca su ok, ha inizio la procedura. Per la corretta calibrazione del blocco si parte dall'utilizzo di dati sperimentali. In fig.2.21 sono state evidenziate le colonne relative ai dati necessari per la calibrazione delle funzioni del blocco. L'unico modo che ha l'utente per intervenire sulla procedura è agire sui valori delle

grandezze che interessano il blocco intercooler (fig.2.21) del foglio Excel DataBaseAcme1.xls, che si trova nella cartella Data.

La procedura provvede a:

- 1) Calcolare le costanti delle funzioni interpolanti sui dati sperimentali: i dati sperimentali vengono interpolati tramite il metodo ai minimi quadrati mediante un toolbox di Matlab® ('Curve Fitting Tool'). Nel caso dell'intercooler vengono identificate due correlazioni, una riguardante la stima delle perdite di carico definita mediante il polinomio (2.3.1):

$dp\_int = K_2 \cdot (M\_deb) + K_1 \cdot (M\_deb)^2$	(2.3.1)
---	---------

ed una per l'efficienza dell'intercooler (2.3.2):

$\varepsilon = 1 - a \cdot e^{-b \cdot M\_deb}$	(2.3.2)
---	---------

I coefficienti  $K_1$ ,  $K_2$ ,  $a$  e  $b$  così calcolati vengono salvati nel Workspace di Matlab®. Successivamente viene creata la struct che contiene, oltre i soprascritti coefficienti per il calcolo della perdita di carico e dell'efficienza dell'intercooler, i volumi in ingresso e in uscita dall'intercooler, la pressione iniziale nei collettori e la temperatura esterna, che vengono direttamente estratti dai rispettivi file contenuti nella cartella Data. Se si apre il file intercooler.mdl che si trova nella cartella Acme\_models, con un doppio click sul modello compare una finestra dove sono visualizzate la chiamata a tali grandezze e una breve descrizione del blocco. La struct viene infine caricata nel Workspace di Matlab® con il nome acmeintercooler.

I dati necessari per la calibrazione sono i seguenti:

Nome grandezza	Unita di misura	Descrizione	Nome della variabile
deltap intercooler	[Pa]	Caduta di pressione nel "core", solitamente ottenuta come differenza di pressione fra monte a valle	dp_int
porata aria debimetro	[Pa/kg]	Portata che attraversa il "core"	M_deb
temperature in_interc	[K]	Temperatura a monte del "core"	T_inic
temperatura us_interc	[K]	Temperatura a valle del "core"	T_outic
temperatura ref_interc	[K]	Temperatura del refrigerante nel "core"	T_refic

	BM	BN	BO	BP	BQ
1	portata aria debimetro	deltap intercooler	temperatura in_interc	temperatura us_interc	temperatura ref_interc
2	<b>M deb</b>	<b>dp int</b>	<b>T inic</b>	<b>T outic</b>	<b>T refic</b>
3	[kg/s]	[Pa]	[K]	[K]	[K]
4	0.00396700	215.5	310.285	305.75	292.65
5	0.00643844	266.0	310.095	307.15	291.15
6	0.00729698	38.5	310.850	306.95	291.15
7	0.00793624	-212.5	311.175	306.95	291.15
8	0.00812427	-542.5	316.835	308.85	292.65
9	0.00978165	-1216.5	317.450	309.85	292.65
10	0.01081573	-1864.0	320.155	310.85	292.65
11	0.01208083	-2898.5	324.205	312.25	292.65
12	0.01334760	-4151.5	329.080	309.85	292.65
13	0.01417427	-5214.0	334.995	311.95	292.65
14	0.01538021	-6321.5	340.995	309.05	289.65
15	0.01626665	-7373.5	344.350	311.85	289.65
16	0.01779485	-10164.5	357.825	310.45	289.65
17	0.00841664	8117.5	310.345	306.15	289.65
18	0.00892238	-6776.5	313.225	307.25	289.65
19	0.00999738	9881.0	314.155	308.05	289.65
20	0.01096125	3320.5	320.195	309.05	293.65
21	0.01202339	10649.0	323.440	311.55	293.65
22	0.01276513	6276.5	330.155	311.55	293.65
23	0.01374316	5306.5	336.580	311.55	293.65
24	0.01497610	-10226.5	342.030	313.55	293.65

Figura.2.21: Foglio Excel ove vanno riportati i dati necessari per la calibrazione: evidenziate in giallo le colonne dei dati relativi al modello dell'intercooler.

2) Visualizzare i dati sperimentali: vengono creati i diagrammi di fig.2.22 e 2.23

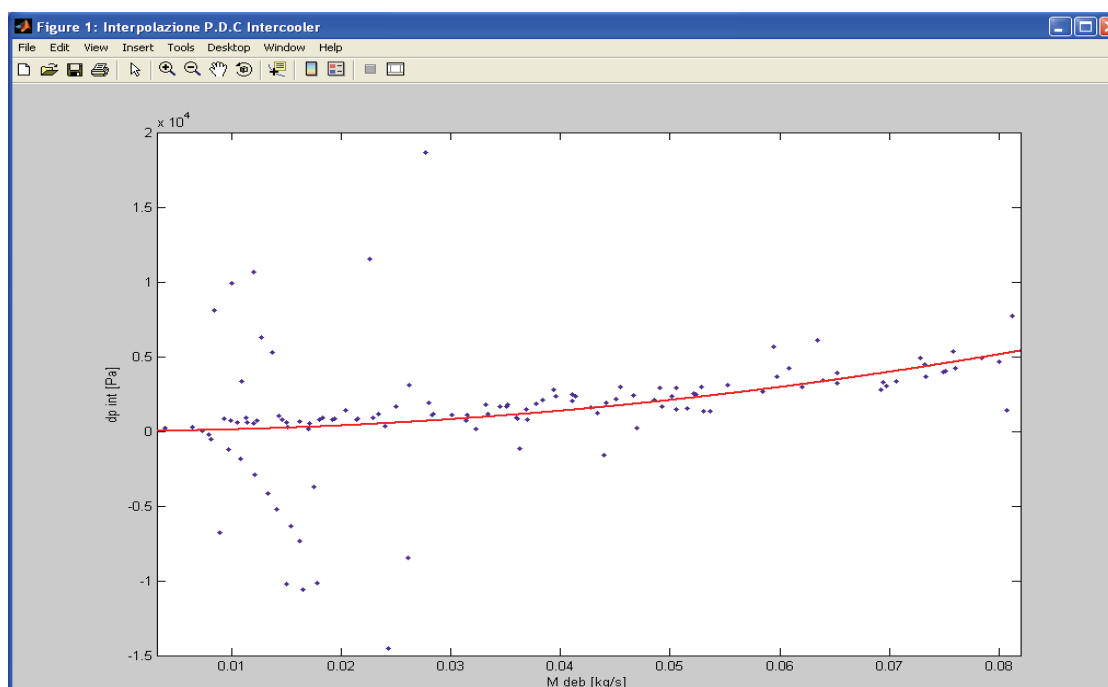
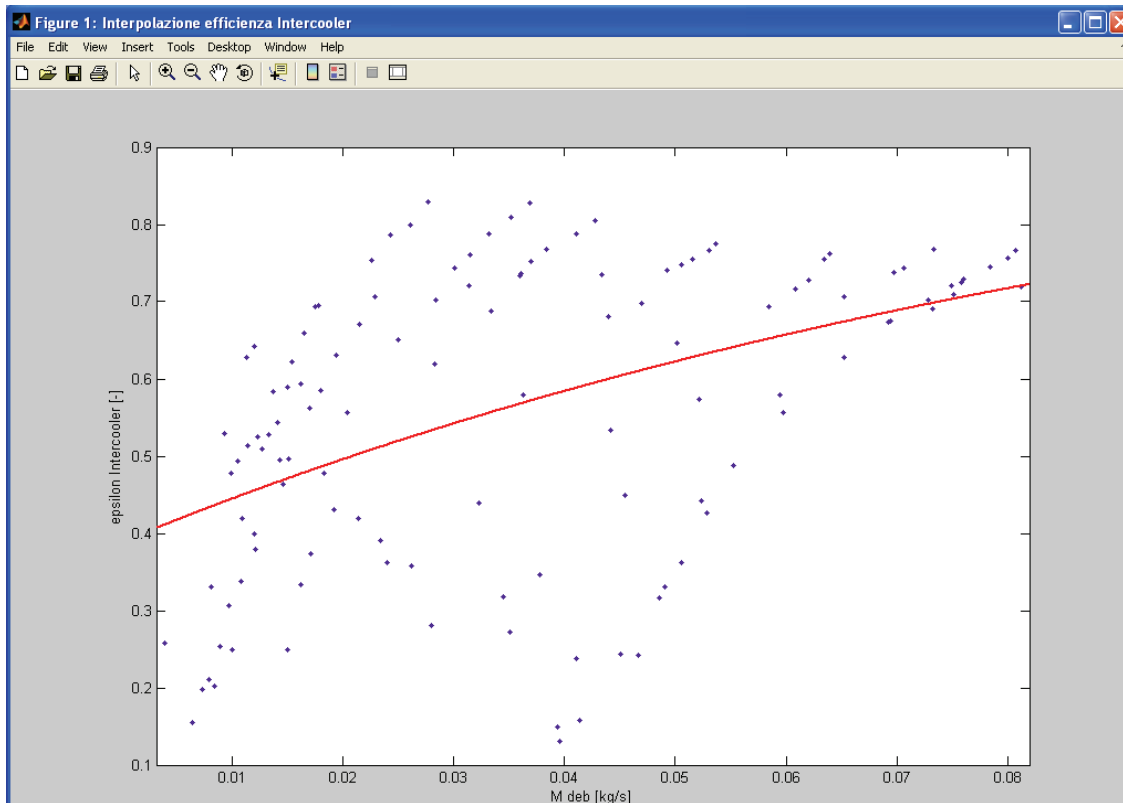


Figura 2.22: Perdita di carico nell'intercooler: dati utilizzati per l'indentificazione e curva interpolante.



**Fig.ura 2.23:** Efficienza di scambio termico nell'intercooler: dati utilizzati per l'identificazione e curva interpolante.

- 3) Salvare i dati: la procedura salva rispettivamente la struct *acmeintercooler* nella cartella **Struct\_of\_Work**, con il nome *acmeintercooler.mat*, i grafici dei dati sperimentali (figg 2.22, 2.23) nella cartella **Graphics** con i nomi *pdcentercooler.fig* e *effinterc.fig*.

### 2.3.3 Descrizione matematica del modello intercooler

Per il calcolo della pressione e della temperatura nei due collettori si considera una trasformazione isoterma in ciascuno dei due volumi, ovvero si assume:

$T_{in} = T_{out}$	(2.3.3)
--------------------	---------

Considerando inoltre l'equazione di conservazione della massa e dell'energia e l'equazione di stato dei gas perfetti, si arriva a calcolare la derivata nel tempo della variazione di pressione all'interno di ciascuno dei due volumi. Per entrambi vale la (2.3.4):

$\frac{dp}{dt} = \frac{R \cdot T_{in}}{V} \cdot (M_{in} - M_{out})$	(2.3.4)
---	---------

dove  $R$  è la costante dei gas perfetti,  $V$  il volume del collettore considerato,  $M_{in}$  ed  $M_{out}$  le rispettive portate in massa ingresso e in uscita. Integrando si ottiene l'andamento della pressione in ciascuno dei volumi, dalla (2.3.5):

$p_{out} = p(t) = p_0 + \int_0^t \frac{dp}{dt}$	(2.3.5)
---	---------

Note le grandezze di stato nei due volumi si hanno le condizioni al contorno utilizzate per determinare le perdite di carico e l'efficienza di scambio all'interno del core. Per il calcolo delle perdite di carico attraverso il core dell'intercooler partendo dall'equazione della quantità di moto proiettata sull'asse del condotto si arriva alla (2.3.6):

$L \cdot \frac{dM}{dt} = -(p_{in} - p_{out}) \cdot \Omega - F_a$	(2.3.6)
--	---------

dove  $L$  ed  $\Omega$  sono rispettivamente la lunghezza e la sezione trasversale del condotto equivalente. Il termine  $F_a$  rappresenta la risultante delle forze di attrito, che agiscono in prossimità delle pareti, fra la sezione di ingresso e quella di uscita, data da:

$F_a = \Omega \cdot (K_1 \cdot M^2 - K_2 \cdot M)$	(2.3.7)
--	---------

dove  $K_1$  e  $K_2$  sono le due costanti calcolate mediante la procedura di identificazione e  $M$  la portata in massa che attraversa l'elemento. Definita  $K_3$  come il rapporto equivalente:

$K_3 = \frac{\Omega}{L}$	(2.3.8)
--------------------------	---------

si ottiene la variazione nel tempo della portata in massa di fluido che attraversa il "core":

$\frac{dM}{dt} = [(p_{in} - p_{out}) - (K_1 \cdot M^2 + K_2 \cdot M)] \cdot \frac{1}{K_3}$	(2.3.9)
--	---------

Integrando l'eq. (2.3.9) nel tempo si valuta la portata istantanea che attraversa il "core":

$M = M_{in} + \int_0^t \frac{dM}{dt}$	(2.3.10)
---------------------------------------	----------

dove  $M_{in}$  è la portata in ingresso. Il valore di portata così calcolato permette di valutare l'efficienza di scambio del "core" con la seguente relazione:

$\varepsilon = 1 - a \cdot e^{-bM}$	(2.3.11)
-------------------------------------	----------

dove a e b sono le due costanti che vengono calcolate mediante la procedura di identificazione.

Si arriva così a definire la temperatura di uscita dal "core" tramite la (2.3.12):

$T_3 = T_2 - \varepsilon \cdot (T_2 - T_{est})$	(2.3.12)
---	----------

dove  $T_{est}$  è la temperatura di riferimento dell'ambiente esterno.

## 2.4 Il modello del componente valvola a farfalla (AcmeThrottle)

### 2.4.1 Descrizione funzionale

Il modello che descrive il comportamento della valvola a farfalla (v.fig.2.24) considera l'elemento come a stato non definito, cioè di volume trascurabile. Il modello utilizza l'equazione di De Saint Venant, che correla la velocità di efflusso del gas con il rapporto delle pressioni di valle e di monte e con la temperatura di monte. L'area istantanea di passaggio è stimata in funzione dell'angolo di apertura. Si è inoltre ipotizzato che la trasformazione sia isoentropica fino alla sezione ristretta con un recupero isobaro dalla sezione ristretta all'uscita.

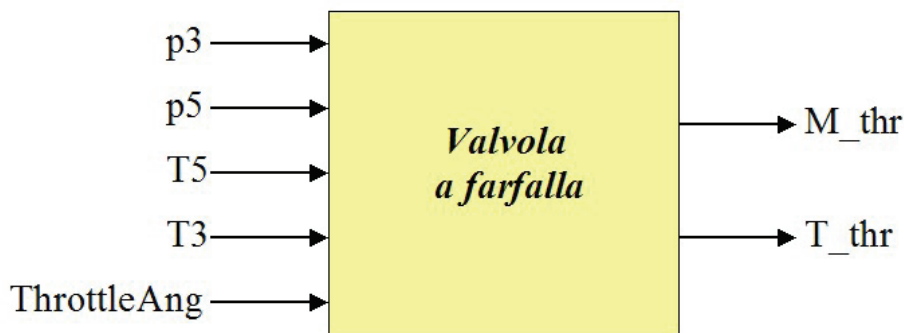


Figura 2.24: Blocco relativo al modello della valvola a farfalla.

#### Grandezze in ingresso

Nome	Unità di misura	Descrizione
p3	[Pa]	Pressione a monte valvola
p5	[Pa]	Pressione a valle valvola
T5	[K]	Temperatura a valle valvola
T3	[K]	Temperatura a monte valvola
ThrottleAng	[deg]	Angolo di apertura

#### Grandezze in uscita

Nome	Unità di misura	Descrizione
M_thr	[kg/s]	Portata effluente
T_thr	[K]	Temperatura di uscita



## Parametri

Nome parametro TIPO	Unita di misura	Descrizione	Nome della variabile
Stop meccanico superiore  SCALARE	[°]	Angolo compreso fra l'organo mobile della valvola e l'asse del condotto in posizione di massima apertura.  (* N.B questo valore deriva da dati geometrici, che si trovano all'interno della cartella Data nel file <i>DataBaseAcme1.xls</i>	<i>acmethrotter.parameters.stopmeccsup</i>
Stop meccanico inferiore  SCALARE	[°]	Angolo compreso fra l'organo mobile della valvola e l'asse ortogonale all'asse del condotto in posizione di apertura minima.  (* N.B questo valore deriva da dati geometrici, che si trovano all'interno della cartella Data nel file <i>DataBaseAcme1.xls</i>	<i>acmethrotter.parameters.stopmeccinf</i>
D <sub>f</sub>  SCALARE	[mm]	Diametro della valvola a farfalla.  (* N.B questo valore deriva da dati geometrici, che si trovano all'interno della cartella Data nel file <i>DataBaseAcme1.xls</i>	<i>acmethrotter.parameters.diamfarf</i>

m SCALARE	[-]	<p>Coefficiente della trasformazione politropica per la temperatura in uscita dalla valvola.</p> <p>(*) N.B questo valore va derivato da dati sperimentali, che si trovano all'interno della cartella Data nel file <i>DataBaseAcme1.xls</i></p>	<i>acmethrottle.parameters.esppoli</i>
$\epsilon_{soglia}$ SCALARE	[-]	<p>Valore di scostamento dal rapporto <math>p_{valle}/p_{monte} = 1</math> per la linearizzazione della caratteristica di portata della valvola.</p> <p>(*) N.B questo valore va definito all'interno della cartella Data nel file <i>DataBaseAcme1.xls</i></p>	<i>acmethrottle.parameters.epssoglia</i>

G19		A		F	
1	<b>Acme</b>			Throttle	E
8	Stop meccanico superiore	[rad]		0	
9	Stop meccanico inferiore	[rad]		0	
10	Diametro Farfalla	[mm]		33.4	
11	esponente politropica			1	
12	epsilon soglia linearità			0.97	

(\*) la valvola a farfalla all'interno del file *DataBaseAcme1.xls* (ComponentData).

## 2.4.2 Procedura di identificazione

La procedura di identificazione che provvede a costruire la variabile struct contenente i parametri relativi alla identificazione del modello della valvola a farfalla, sulla base di dati sperimentali, viene avviata con il pulsante *StructThrottle* (v.fig.2.25).



StructThrottle

**Figura 2.25:** Pulsante StructThrottle.

Cliccando sul pulsante si apre il file Simulink<sup>®</sup> del modello ed una finestra di dialogo che segnala l'elemento che si sta trattando (nel caso specifico la valvola a farfalla): se si clicca su ok, ha inizio la procedura. L'utente deve inserire i dati richiesti, specificati nella tabella parametri, nel file DataBaseAcme1.xls (ComponentData), contenuto all'interno della cartella Data.

La procedura provvede a:

- 1) Creare una struct con il nome *acmethrottle*, contenente i valori degli stop meccanici superiore ed inferiore, il diametro della farfalla, il coefficiente dell'espansione politropica ed il valore epsilon di soglia: questi parametri sono estratti dai rispettivi file contenuti nella cartella **Data**. Se si apre il file *throttle.mdl* che si trova nella cartella **Acme\_models**, con un doppio click sul modello compare una finestra dove sono visualizzate la chiamata a tali grandezze e una breve descrizione del blocco;
- 2) Caricare la struct nel Workspace;
- 3) Salvare la stessa con il nome *acmethrottle.mat* nella cartella **Struct\_of\_Work**.

### 2.4.3 Descrizione matematica del modello valvola a farfalla

Per il calcolo della portata attraverso la valvola a farfalla si considera l'efflusso del gas secondo una trasformazione isoentropica tra la sezione di ingresso e quella ristretta, seguita da una trasformazione isobara dalla sezione ristretta alla sezione di uscita. L'equazione del De Saint Venant permette di calcolare la velocità di efflusso e quindi la portata, nota la geometria dell'elemento, in funzione del rapporto di pressione tra monte e valle  $p_5/p_3$  e della temperatura a monte della valvola,  $T_3$ . Si definisce il rapporto di espansione critico  $\varepsilon_c$  tramite la seguente relazione:

$$\varepsilon_c = \left( \frac{p_5}{p_3} \right)_{cr} = \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (2.4.1)$$

che esprime il valore del rapporto fra le pressioni in cui il gas raggiunge la velocità del suono nella sezione ristretta. Come noto, in relazione al valore del rapporto critico, la portata in massa va valutata utilizzando due diverse equazioni:

- se  $\varepsilon > \varepsilon_c$ , viene utilizzata la eq.(2.4.2), ovvero:

$$M_{thr} = \frac{A_{eff} \cdot p_3}{\sqrt{R \cdot T_3}} \cdot \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left[ \left( \frac{p_5}{p_3} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p_5}{p_3} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (2.4.2)$$

In questo caso è inoltre stato introdotto un valore di soglia per il rapporto  $\varepsilon$  al di sotto del quale la (2.4.2) viene linearizzata (seguendo quindi la procedura suggerita in [22]). Ciò allo scopo di evitare, in prossimità di  $\varepsilon=1$ , difficoltà numeriche legate al valore del gradiente  $dM/d\varepsilon$ , che tende all'infinito. Quindi

- se  $\varepsilon_{soglia} \leq \varepsilon \leq 1$  e posto che per  $\varepsilon=1$   $M_{thr}=0$  si utilizza la seguente relazione:

$$M_{thr} = \frac{M_{thr}(\varepsilon_{soglia})}{\varepsilon_{soglia} - 1} \cdot \left( \left( \frac{p_5}{p_3} \right) - 1 \right) \quad (2.4.3)$$

- se  $\varepsilon < \varepsilon_c$ , viene invece utilizzata la relazione (2.4.4):

$M_{thr} = \frac{A_{eff} \cdot p_3}{\sqrt{R \cdot T_3}} \cdot \sqrt{k} \cdot \sqrt{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$	(2.4.4)
---	---------

in cui  $A_{eff}$  rappresenta l'area istantanea di passaggio,  $R$  la costante dei gas,  $k$  il rapporto fra i calori specifici.

Si definisce inoltre:

$A_{eff} = Area_{massima} \cdot (1 - \cos(ThrottleAng))^2$	(2.4.4)
--	---------

dove  $Area_{massima} = \frac{\pi \cdot (D_f)^2}{4}$  è l'area massima geometrica,  $D_f$  il diametro della farfalla ed  $\alpha$  l'angolo compreso tra l'organo mobile della valvola e l'asse ortogonale all'asse del condotto. L'eq.(2.4.4) viene eventualmente corretta se occorre considerare eventuali limiti nel movimento dell'organo mobile (stop meccanici, vedi tabella "Parametri"). Per quanto riguarda il calcolo della temperatura di uscita dei gas, si ipotizza che tra la sezione ristretta e la sezione di uscita vi sia un recupero isobaro, tale che complessivamente  $T_{thr} = T_{monte}$ .

## 2.5 Il modello del componente collettore di aspirazione (AcmeIntman)

### 2.5.1 Descrizione funzionale

Il modello che descrive il comportamento del collettore di aspirazione fig.2.26 è ai valori medi e considera l'elemento come dotato di volume proprio. Per ottenere le grandezze in uscita vengono utilizzate le equazioni di conservazione della massa e dell'energia, la legge di stato dei gas perfetti e viene effettuato un bilancio delle specie chimiche per determinare la composizione dei gas. Ciò permette di descrivere l'andamento nel tempo delle variabili termodinamiche secondo il classico approccio "filling and emptyng" (F&E), con l'ipotesi che il calore scambiato con le pareti sia trascurabile.



Figura 2.26: Blocco relativo al modello del collettore di aspirazione.

#### Grandezze in ingresso

Nome	Unità di misura	Descrizione
M_thr	[kg/s]	Portata d'aria in ingresso
T_thr	[K]	Temperatura dell'aria in ingresso
M_EGR	[kg/s]	Portata dei gas attraverso la valvola EGR
T_EGR	[K]	Temperatura dei gas nella valvola EGR
X_EGR	[-]	Composizione ponderale dei gas nella valvola EGR
M_eng	[kg/s]	Portata in uscita

## Grandezze in uscita

Nome	Unità di misura	Descrizione
p5	[Pa]	Pressione dei gas nel collettore di aspirazione
T5	[K]	Temperatura dei gas nel collettore di aspirazione
X5	[-]	Composizione dei gas nel collettore di aspirazione
f_EGR	[-]	Frazione dei gas ricircolati

## Parametri

Nome parametro TIPO	Unità di misura	Descrizione	Nome della variabile
V SCALARE	[m <sup>3</sup> ]	Volume del collettore di aspirazione.  (* N.B questo valore fa parte dei dati geometrici, che si trovano all'interno della cartella Data nel file <i>DataBaseAcme1.xls</i>	<i>acmeintman.parameters.v</i>
piniz SCALARE	[Pa]	Pressione iniziale nel collettore. (* N.B questo valore fa parte dei dati sperimentali, che si trovano all'interno della cartella Data nel file <i>DataBaseAcme1.xls</i>	<i>acmeintman.parameters.presiniz</i>
Tiniz SCALARE	[K]	Temperatura iniziale nel collettore.  (* N.B questo valore fa parte dei dati sperimentali, che si trovano all'interno della cartella Data nel file <i>DataBaseAcme1.xls</i>	<i>acmeintman.parameters.Tempiniz</i>
Riniz SCALARE	[J/kg*K]	Costante caratteristica aria, legge dei gas. (**) N.B questo dato non modificabile dall'utente e si trova all'interno della cartella Data nel file <i>Constant.xls</i>	<i>acmeintman.parameters.R</i>

U12		A		C	
1	Acme			Intman	
2	volume		[m <sup>3</sup> ]	0.006	
3	Temperatura iniziale		[K]	293	
4	Pressione iniziale		[Pa]	98000	

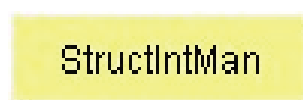
(\*) Inserimento dei valori delle grandezze relative al collettore di aspirazione all'interno del file DataBaseAcme1.xls (ComponentData)

U11		A	
1	Constant Perfect Gas		Temperaturi
2		[J/kg*K]	
3		287	
4			
5			
6			

(\*\*) Dati non manipolabili dall'utente riguardanti l'intercooler all'interno del file Costant.xls.

## 2.5.2 Procedura di identificazione

La procedura di identificazione che provvede a costruire la variabile struct contenente i parametri relativi alla identificazione del modello del collettore di aspirazione, su una base di dati sperimentali, viene avviata con il pulsante *StructIntMan* (v.fig.2.27).



**Figura 2.27** – Pulsante StructIntMan.

Cliccando sul pulsante si apre il file Simulink<sup>®</sup> del modello ed una finestra di dialogo che segnala l'elemento che si sta trattando (nel caso specifico il collettore di aspirazione): se si clicca su ok, ha inizio la procedura. L'utente si deve solo attenere ad inserire i dati richiesti, specificati nella tabella parametri, nel file DataBaseAcme1.xls (ComponentData) contenuto all'interno della cartella Data.



La procedura provvede a:

- 1) Creare una struct con il nome *acmeintman* contenente i valori del volume del collettore, la pressione e la temperatura iniziali e la costante dei gas: questi parametri sono estratti dai rispettivi file contenuti nella cartella **Data**. Se si apre il file *intman.mdl* che si trova nella cartella **Acme\_models**, con un doppio click sul modello compare una finestra dove sono visualizzate la chiamata a tali grandezze e una breve descrizione del blocco.
- 2) Caricare la struct nel Workspace;
- 3) Salvare la stessa con il nome *acmeintman.mat* nella cartella **Struct\_of\_Work**.

### 2.5.3 Descrizione matematica del modello collettore di aspirazione

Per determinare la massa di gas presente nel volume del collettore di aspirazione è possibile sfruttare l'equazione di conservazione della massa. La massa iniziale all'interno del volume viene calcolata tramite l'equazione dei gas perfetti:

$m_{iniz} = \frac{p_{iniz} \cdot V}{R_{iniz} \cdot T_{iniz}}$	(2.5.1)
---	---------

dove  $p_{iniz}$  e  $T_{iniz}$  sono rispettivamente la pressione e la temperatura iniziali,  $R$  la costante dei gas,  $V$  il volume del collettore. La variazione della massa del fluido contenuto all'interno del volume è data dalla somma algebrica delle portate in massa entranti ed uscenti, ovvero:

$\frac{dm}{dt} = M_{thr} + M_{egr} - M_{eng}$	(2.5.2)
---	---------

dove  $M_{thr}$ ,  $M_{egr}$ ,  $M_{eng}$  sono rispettivamente la portata d'aria in ingresso (usualmente dal compressore attraverso la valvola a farfalla, a cui si può aggiungere la portata di gas riciclati nel sistema EGR) e la portata in uscita (usualmente la portata aspirata dal motore). Integrando la (2.5.2) a partire da uno stato iniziale (1) si ottiene la massa dei gas nel collettore al variare del tempo  $t$ :

$m_{coll}(t) = m_{iniz} + \int_0^t \frac{dm}{dt}$	(2.5.3)
---	---------

Per il calcolo delle proprietà termofisiche come  $c_p$  (calore specifico a pressione costante),  $c_v$  (calore specifico a volume costante), la costante dei gas  $R$ , l'entalpia specifica  $h$ , l'energia interna  $u$ , vengono utilizzate opportune correlazioni termodinamiche, nota la composizione dei gas  $X$  (espressa come vettore contenente le concentrazioni in volume o molari di tutti i costituenti la miscela di gas) e la temperatura  $T$ . Fissata la concentrazione iniziale del collettore di aspirazione (coincidente con quella dell'aria  $X_{thr}$ ) ed utilizzando l'equazione di conservazione della massa e l'equazione di conservazione della massa delle specie chimiche, si ottiene:

$\frac{d(x_{coll} \cdot m_{coll})}{dt} = m_{coll} \frac{dx_{coll}}{dt} + x_{coll} \frac{dm_{coll}}{dt} =$ $= M_{thr} \cdot x_{thr} + M_{egr} \cdot x_{egr} - M_{eng} \cdot x_{coll}$	(2.5.4)
--	---------

Sostituendo la (2.5.2) nella (2.5.4), si ottiene la seguente:

$\frac{dx_{coll}}{dt} = \frac{1}{m_{coll}} \left[ M_{thr} \cdot (x_{thr} - x_{coll}) + M_{egr} (x_{egr} - x_{coll}) \right]$	(2.5.5)
--	---------

e integrando si ottiene il valore istantaneo della composizione nel collettore:

$x_s(t) = x_{iniz} + \int_0^t \frac{dx_{coll}}{dt}$	(2.5.6)
---	---------

E' ora possibile stimare  $h$ ,  $u$ ,  $R$ ,  $c_v$  in funzione della concentrazione delle specie all'interno del collettore di aspirazione. Considerando l'equazione dell'energia, trascurando il termine relativo allo scambio termico con le pareti del collettore, si ha:

$\frac{d(m_{coll} \cdot u_{coll})}{dt} = M_{thr} \cdot u_{thr} + M_{egr} \cdot u_{egr} +$ $- M_{eng} \cdot u_{coll} + p_{thr} \cdot V_{thr} + p_{egr} \cdot V_{egr} - p_{coll} \cdot V_{eng}$	(2.5.7)
---	---------

dove  $V$  rappresenta la portata in volume, e dove il flusso di entalpia è calcolato come:

$H = M \cdot h = M \cdot u + p \cdot V$	(2.5.8)
---	---------

dove  $M$  è la portata in massa,  $h$  l'entalpia specifica,  $u$  l'energia interna specifica e  $V$  la portata in volume. Per ricavare il valore della temperatura all'interno del collettore, sostituendo la (2.5.2) nella (2.5.7), si ha:

$\frac{dT_{coll}}{dt} = \frac{1}{m_{coll} \cdot c_v} \cdot \left[ M_{thr} \cdot (h_{thr} - u_{coll}) + M_{egr} \cdot (h_{egr} - u_{coll}) + M_{eng} \cdot (h_{coll} - u_{coll}) \right]$	(2.5.9)
--	---------

da cui integrando si ottiene il valore istantaneo:

$T_5(t) = T_{iniz} + \int_0^t \frac{dT_{coll}}{dt}$	(2.5.10)
---	----------

Con l'equazione di stato dei gas perfetti si ricava la pressione nel collettore:

$p_5 = \frac{m_{coll} \cdot R \cdot T_{coll}}{V}$	(2.5.11)
---	----------

La frazione dei gas riciclati viene infine valutata come il rapporto fra la portata  $M_{egr}$  e la portata aspirata dal motore:

$f_{egr} = \frac{M_{egr}}{M_{eng}}$	(2.5.12)
-------------------------------------	----------

## 2.6 Modellazione del processo di combustione (AcmeCombustion)

### 2.6.1 Descrizione funzionale

Il modello che descrive il processo di combustione che avviene nei cilindri (fig.2.28) è stato modellato con un approccio quasi stazionario utilizzando equazioni algebriche. Allo stato attuale il modello calcola l'innalzamento di temperatura dei gas legato al processo di combustione correlando, mediante una relazione empirica (derivante dalla letteratura) che tiene conto della velocità di rotazione del motore, della portata di combustibile e della portata di gas aspirata dal motore.

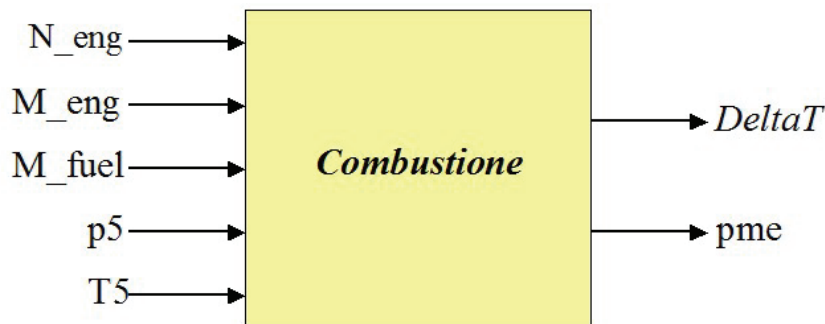


Figura 2.28: Blocco relativo al modello del processo di combustione.

#### Grandezze in ingresso

Nome	Unità di misura	Descrizione
$N_{eng}$	[rad/s]	Velocità di rotazione del motore
$M_{eng}$	[kg/s]	Portata aspirata dal motore
$M_{fuel}$	[kg/c]	Portata di combustibile
$p_5$	[Pa]	Pressione nel collettore di aspirazione
$T_5$	[K]	Temperatura nel collettore di aspirazione

#### Grandezze in uscita

Nome	Unità di misura	Descrizione
$\Delta T$	[K]	Aumento di temperatura dovuto alla combustione
$P_{me}$	[bar]	Pressione media effettiva

## Parametri

Nome parametro	Unita di misura	Descrizione	Nome della variabile
TIPO $x_1$ SCALARE	[K]	Si ottiene mediante tool di pre-processing. Vedi 'procedura di identificazione'	<i>acmecombustion.parameters.kndt</i>
$x_2$ SCALARE	[K*min/giro]	Si ottiene mediante tool di pre-processing. Vedi 'procedura di identificazione'	<i>acmecombustion.parameters.kndt1</i>
$x_3$ SCALARE	[K*min <sup>2</sup> /giro <sup>2</sup> ]	Si ottiene mediante tool di pre-processing. Vedi 'procedura di identificazione'	<i>acmecombustion.parameters.kndt2</i>
$x_4$ SCALARE	[K]	Si ottiene mediante tool di pre-processing. Vedi 'procedura di identificazione'	<i>acmecombustion.parameters.knalfadt</i>
$x_5$ SCALARE	[K*min/giro]	Si ottiene mediante tool di pre-processing. Vedi 'procedura di identificazione'	<i>acmecombustion.parameters.knalfadt1</i>
$x_6$ SCALARE	[K*min <sup>2</sup> /giro <sup>2</sup> ]	Si ottiene mediante tool di preprocessing. Vedi 'procedura di identificazione'	<i>acmecombustion.parameters.knalfadt2</i>
$x_7$ SCALARE	[-]	Si ottiene mediante tool di pre-processing. Vedi 'procedura di identificazione'	<i>acmecombustion.parameters.knalfaesp</i>
$n_{cil}$ SCALARE	[-]	Numero cilindri motore.  (* N.B questo valore va specificato all'interno della cartella Data nel file <i>DataBaseAcme1.xls</i>	<i>acmecombustion.parameters.ncil</i>

	A	E
1	<b>Acme</b>	Combustion
2	volume	[m <sup>3</sup> ]
3	Temperatura iniziale	[K]
4	Pressione iniziale	[Pa]
5	Superficie di scambio termico	[m <sup>2</sup> ]
6	Diametro Equivalente	[m]
7	N°cilindri	[-]

(\* Inserimento del numero cilindri all'interno del file *DataBaseAcme1.xls*. ([ComponentData](#))

## 2.6.2 Procedura di identificazione

La procedura di identificazione che provvede a costruire la variabile struct contenente i parametri relativi alla identificazione del modello della combustione a partire dai dati necessari (in genere rilevati sperimentalmente), viene avviata con il pulsante *StructCombustion* fig.2.29.



**Fig.ura 2.29:**Pulsante StructCombustion.

Cliccando sul pulsante si apre il file Simulink<sup>®</sup> del modello ed una finestra di dialogo che segnala l'elemento che si sta trattando (nel caso specifico il blocco della combustione): se si clicca su ok, ha inizio la procedura. Per la corretta calibrazione del blocco si parte usualmente da dati sperimentali. In fig.2.29 sono state evidenziate le colonne necessarie per la calibrazione del blocco. L'unico modo che ha l'utente per intervenire sulla procedura è operare sui valori delle grandezze utilizzate per l'identificazione del blocco combustione (v.fig.2.29) del foglio Excel DataBaseAcme1.xls, che si trova nella cartella Data.

La procedura provvede a:

- 1) Calcolare le costanti della funzione interpolante sui dati sperimentali: dati sperimentali vengono elaborati con il comando *lsqcurvefit* che fa parte del OPTIMIZATION TOOLBOX di Matlab<sup>®</sup>. Il comando effettua il Curve Fitting (Data Fitting) non lineare mediante il metodo ai minimi quadrati: nel caso particolare, calcola i coefficienti della relazione empirica (la cui forma è stata dedotta dalla letteratura) che ottimizzano l'interpolazione dei dati sperimentali:

$$\Delta T = (x_1 + x_2 \cdot n_{mot} + x_3 \cdot n_{mot}^2) + (x_4 + x_5 \cdot n_{mot} + x_6 \cdot n_{mot}^2) \cdot \left( \frac{M_{fuel}}{M_{asp}} \right)^{x_7} \quad (2.5.1)$$

I sette coefficienti calcolati vengono salvati nel Workspace di Matlab<sup>®</sup>. Successivamente viene creata la struct che contiene  $x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6, x_7$  per il calcolo dell'aumento di temperatura, mentre il numero di cilindri è direttamente estratto dal file DataBaseAcme1.xls nella cartella Data.

Se si apre il file combustion.mld, che si trova nella cartella Acme\_models, con un doppio click sul modello compare una finestra dove sono visualizzate la chiamata a tali grandezze ed una breve descrizione del blocco.

La struct viene infine caricata nel Workspace con il nome *acmecombustion*.

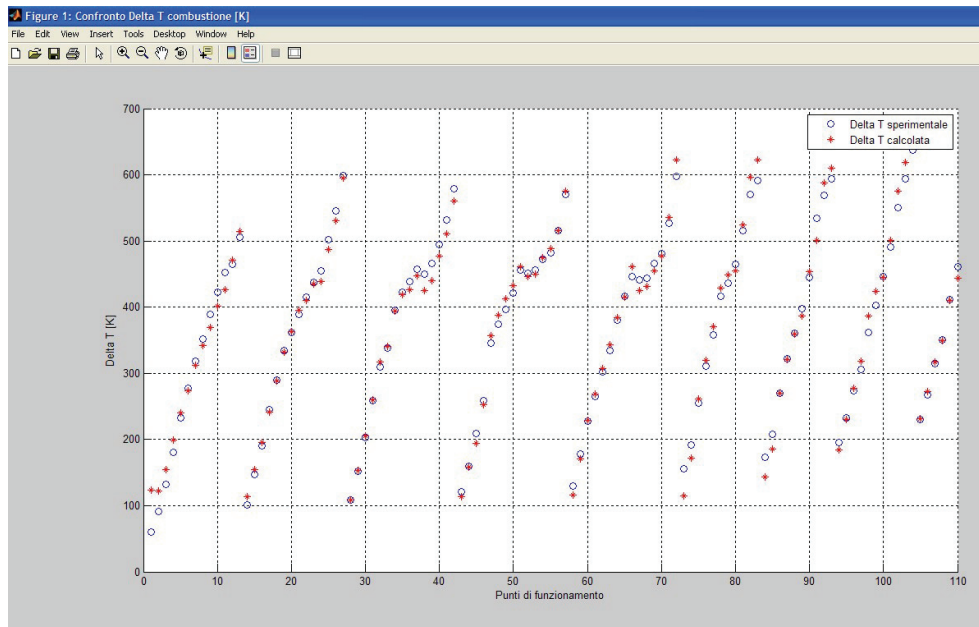
I dati necessari per la calibrazione sono i seguenti:

Nome grandezza	Unita di misura	Descrizione	Nome della variabile
velocità di rotazione	[rad/s]	Velocità angolare di rotazione	n_mot
M_aspirata	[kg/s]	Massa di gas aspirata dal motore	M_asp
incremento temperatura	[K]	Incremento di temperatura del gas dovuto al processo di combustione	DeltaT
portata combustibile	[kg/s]	Portata del combustibile iniettato	M_fuel

BR	BS	BT	BU
portata combustibile	M_aspirata	incremento temperatura	n° di giri combustione
<b>M_fuel</b>	<b>M_asp</b>	<b>DeltaT</b>	<b>n_mot</b>
[kg/s]	[kg/s]	[K]	[rad/s]
0,00008611	0,00822669	60,0425	800
0,00017222	0,01245970	91,35625	1250
0,00022778	0,01217319	131,5875	1250
0,00030556	0,01219472	180,0425	1250
0,00037222	0,01213839	233,1538	1250
0,00044167	0,01255886	277,8988	1250
0,00052639	0,01309986	318,7363	1250
0,00060833	0,01384719	351,5575	1250
0,00069306	0,01464468	388,5788	1250
0,00077778	0,01518444	422,8913	1250
0,00086667	0,01598824	451,8863	1250
0,00097361	0,01635788	464,3688	1250
0,00115833	0,01789975	505,7675	1250
0,0019722	0,01478032	101,3063	1500
0,00028472	0,01513461	147,425	1500
0,00035833	0,01492870	190,1338	1500
0,00044583	0,01502106	244,9063	1500
0,00054167	0,01541857	289,22	1500
0,00063750	0,01590816	334,0788	1500
0,00072222	0,01660653	362,2688	1500
0,00081806	0,01740801	389,4863	1500
0,00091528	0,01879772	415,5513	1500
0,00100556	0,01961260	437,4375	1500
0,00117917	0,02280657	455,0125	1500

**Figura 2.30:** Foglio Excel ove è necessario riportare i dati richiesti: evidenziate in giallo le colonne dei dati necessarie per la calibrazione del modello di combustione.

- 2) Visualizzare i dati sperimentali: la procedura rappresenta in uno stesso diagramma i risultati forniti dalla correlazione (2.5.1) ed i dati di partenza (fig.2.30).



**Figura2.31:** Confronto tra il valore di Delta T stimato mediante la correlazione (2.5.1) ed i valori utilizzati per l'identificazione.

- 3) Salvare i dati: la procedura salva rispettivamente la struct *acmecombustion* nella cartella **Struct\_of\_Work**, con il nome *acmecombustion.mat*, e il grafico dei dati sperimentali (fig.2.31) nella cartella **Graphics** con il nome *deltaTcombustion.fig*.
- 4) Stima dell'errore medio percentuale: la procedura calcola l'errore medio percentuale sulla variazione di temperatura sui dati sperimentali nella Command Window di Matlab<sup>®</sup> (variabile *Err\_perc\_medio\_DT*).



### 2.6.3 Descrizione matematica modello processo di combustione

La variazione di temperatura dovuta alla reazione di combustione viene calcolata secondo la seguente correlazione empirica (la cui forma matematica è stata dedotta dalla letteratura specializzata [18]):

$\Delta T = (x_1 + x_2 \cdot N_{eng} + x_3 \cdot N_{eng}^2) + (x_4 + x_5 \cdot N_{eng} + x_6 \cdot N_{eng}^2) \cdot \left(\frac{1}{\alpha}\right)^{x_7}$	(2.6.2)
--	---------

dove i coefficienti  $x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6, x_7$  sono calcolati secondo il metodo ai minimi quadrati (vedi procedura di identificazione),  $n$  è la velocità di rotazione del motore, mentre  $\alpha$  è il rapporto definito come:

$\alpha = \frac{M_{eng}}{M_{fuel}}$	(2.6.3)
-------------------------------------	---------

dove  $M_{eng}$  è la portata in massa di aspirata dal motore e  $M_{fuel}$  è la portata in massa di combustibile.

## 2.7 Il modello del componente collettore di scarico (AcmeExhman)

### 2.7.1 Descrizione funzionale

Il modello che descrive il comportamento del collettore di scarico (fig.2.31) è ai valori medi e considera l'elemento come dotato di volume proprio. Per ottenere le grandezze in uscita vengono utilizzate le equazioni di conservazione della massa e dell'energia, la legge di stato dei gas perfetti e viene effettuato un bilancio delle specie chimiche per determinare la composizione dei gas. Ciò permette di descrivere l'andamento nel tempo delle variabili termodinamiche secondo il classico approccio "filling and emptyng" (F&E), valutando anche lo scambio termico con le pareti.

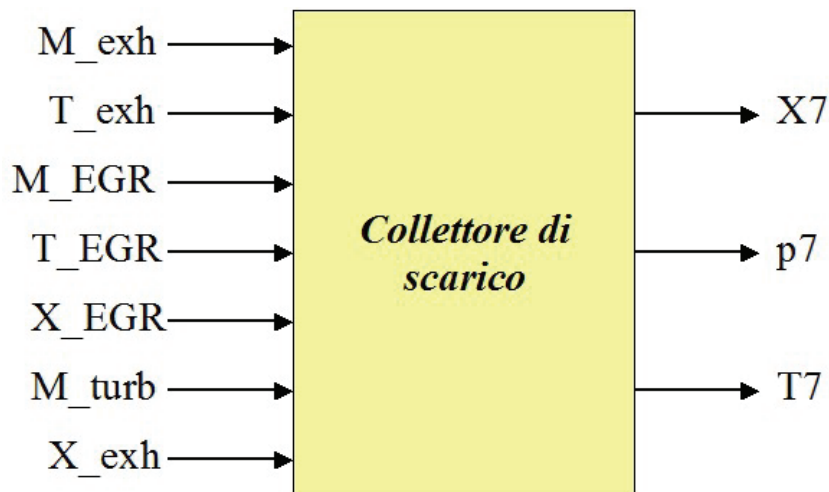


Figura 2.32: Blocco relativo al modello del collettore di scarico.

#### Grandezze in ingresso

Nome	Unità di misura	Descrizione
M_exh	[kg/s]	Portata dei gas in ingresso
T_exh	[K]	Temperatura dei gas in ingresso
M_EGR	[kg/s]	Portata dei gas in uscita
T_EGR	[K]	Temperatura dei gas in uscita
X_EGR	[-]	Composizione ponderale dei gas
M_turb	[kg/s]	Portata dei gas in uscita
X_exh	[-]	Composizione dei gas di scarico

## Grandezze in uscita

Nome	Unità di misura	Descrizione
X7	[-]	Composizione dei gas nel collettore di scarico
p7	[Pa]	Pressione dei gas nel collettore di scarico
T7	[K]	Temperatura dei gas nel collettore di scarico

## Parametri

Nome parametro	Unità di misura	Descrizione	Nome della variabile
TIPO $V$ SCALARE	[m <sup>3</sup> ]	Volume del collettore di scarico.  (*) N.B questo valore fa parte dei dati geometrici, che si trovano all'interno della cartella Data nel file <i>DataBaseAcme1.xls</i>	<i>acmeexhman.parameters.v</i>
$S$ SCALARE	[m <sup>2</sup> ]	Superficie di scambio termico del collettore di scarico.  (*) N.B questo valore fa parte dei dati geometrici, che si trovano all'interno della cartella Data nel file <i>DataBaseAcme1.xls</i>	<i>acmeexhman.parameters.supscater</i>

$D$ SCALARE	[m]	<p>Diametro equivalente del collettore di scarico.</p> <p>(* N.B questo valore fa parte dei dati geometrici, che si trovano all'interno della cartella Data nel file <i>DataBaseAcme1.xls</i></p>	<i>acmeexhman.parameters.diamequi</i>
$p_{iniz}$ SCALARE	[Pa]	<p>Pressione iniziale.</p> <p>(* N.B questo valore si trova all'interno della cartella Data nel file <i>DataBaseAcme1.xls</i></p>	<i>acmeexhman.parameters.presiniz</i>
$T_{iniz}$ SCALARE	[K]	<p>Temperatura iniziale.</p> <p>(* N.B questo valore si trova all'interno della cartella Data nel file <i>DataBaseAcme1.xls</i></p>	<i>acmeexhman.parameters.Tempiniz</i>
$R$ SCALARE	[J/kg*K]	<p>Valore della costante dei gas.</p> <p>(**) N.B questo valore si trova all'interno della cartella Data nel file <i>Constant.xls</i></p>	<i>acmeexhman.parameters.R</i>
$T_{amb}$ SCALARE	[K]	<p>Valore della temperatura ambiente.</p> <p>(**) N.B questo valore deriva da dati sperimentali, che si trovano all'interno della cartella Data nel file <i>Constant.xls</i></p>	<i>acmeexhman.parameters.Tempamb</i>

$\epsilon_0$ SCALARE	[-]	<p>Valore dell'emissività del corpo grigio.</p> <p>(**) N.B questo valore deriva da dati reperibili in letteratura, si trova all'interno della cartella Data nel file <i>Constant.xls</i></p>	<i>acmeexhman.parameters.emiss</i>
$\sigma$ SCALARE	[W/m <sup>2</sup> *K <sup>4</sup> ]	<p>Valore della costante di Stefan-Boltzmann.</p> <p>(**) N.B questo valore deriva da dati di letteratura, si trova all'interno della cartella Data nel file <i>Constant.xls</i></p>	<i>acmeexhman.parameters.constSB</i>
$T_{pg}$ SCALARE	[K]	<p>Valori della temperatura dei gas.</p> <p>(**) N.B questo valore che deriva da dati sperimentali reperibili in letteratura, si trova all'interno della cartella Data nel file <i>Constant.xls</i></p>	<i>acmeexhman.parameters.vectpropgas</i>
$\mu$ SCALARE	[Pa*s]	<p>Valori della viscosità dinamica.</p> <p><b>(**) N.B questo valore che deriva da dati sperimentali reperibili in letteratura, che si trovano all'interno della cartella Data nel file <i>Constant.xls</i></b></p>	<i>acmeexhman.parameters.vectvisdin</i>

Prl SCALARE	[-]	Valori del numero di Prandtl.  (**) <b>N.B questo</b> valore che deriva da dati sperimentali reperibili in letteratura, si trova all'interno della cartella Data nel file <i>Constant.xls</i>	<i>acmeexhman.parameters.vectnP</i>
h SCALARE	[W/m*K]	Valori della conducibilità termica.  (**) N.B questo valore deriva da dati sperimentali reperibili in letteratura, si trova all'interno della cartella Data nel file <i>Constant.xls</i>	<i>acmeexhman.parameters.vectcondTerm</i>

	A	D
1	<b>Acme</b>	Exhman
2	volume [m <sup>3</sup> ]	0.002
3	Temperatura iniziale [K]	373
4	Pressione iniziale [Pa]	98000
5	Superficie di scambio termico [m <sup>2</sup> ]	0.092
6	Diametro Equivalente [m]	0.065

(\*) Parametri necessari per l'identificazione del modello del collettore di scarico all'interno del file *DataBaseAcme1.xls* (ComponentData)

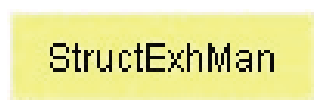
	A	B	C	D	E
1	Constant Perfect Gas	Temperatura ambiente	Presione ambiente	Emissività corpo grigio	Costante di Stefan Boltzman
2	[J/kg*K]	[K]	[Pa]	[-]	[W/(m <sup>2</sup> *K <sup>4</sup> )]
3	287	293	98000	0.7	5.67E-08
4					
5					
6					

	F	G	H	I
	Vettore Temperatura proprietà Gas	Vettore viscosità dinamica	Vettore numero di Prandtl	Vettore conducibilità termica
	[K]	[Pa*s]	[-]	[W/(m*K)]
8	100	7,06E-06	0,787	0,0092
	150	1,04E-05	0,763	0,0138
	200	1,34E-05	0,743	0,0181
	250	1,61E-05	0,724	0,0223
	263	1,67E-05	0,72	0,0233
	273	1,72E-05	0,717	0,0241
	283	1,77E-05	0,714	0,0249
	293	1,82E-05	0,712	0,0256

(\*\*) Parametri non modificabili dall'utente all'interno del file *Constant.xls*.

## 2.7.2 Procedura di identificazione

La procedura di identificazione che provvede a costruire la variabile struct contenente i parametri relativi all'identificazione del modello del collettore di scarico, su una base di dati sperimentali, viene avviata con il pulsante *StructExhMan* (fig.2.33).



**Figura 2.33:** Pulsante StructExhMan.

Cliccando sul pulsante si apre il file Simulink<sup>®</sup> del modello ed una finestra di dialogo che segnala l'elemento che si sta trattando (nel caso specifico il collettore di scarico): se si clicca su ok, ha inizio la procedura. L'utente si deve solo attenere ad inserire i dati richiesti, specificati nella tabella parametri, nel file DataBaseAcme1.xls (ComponentData) contenuto all'interno della cartella Data.

La procedura provvede a:

- 1) Creare una struct con il nome *acmexhman*, contenente i valori del volume del collettore, della superficie di scambio termico del collettore, del diametro equivalente del collettore, della pressione e della temperatura iniziale, della costante dei gas, della temperatura ambiente, dell'emissività del corpo grigio, della costante di Stefan-Boltzmann, del vettore temperature, del vettore viscosità dinamica, del vettore numero di Prandtl e del vettore conducibilità termica: questi parametri sono estratti dai rispettivi file contenuti nella cartella **Data**. Se si apre il file *exhman.mdl* che si trova nella cartella **Acme models**, con un doppio click sul modello compare una finestra dove sono visualizzate la chiamata a tali grandezze e una breve descrizione del blocco;
- 2) Caricare la struct nel Workspace;
- 3) Salvare la stessa con il nome *acmeexhman.mat* nella cartella **Struct\_of\_Work**.

### 2.7.3 Descrizione matematica del modello collettore di scarico

Per ottenere la massa di gas presente nel volume del collettore di scarico è possibile sfruttare l'equazione di conservazione della massa. La massa iniziale all'interno del volume viene calcolata tramite l'equazione dei gas perfetti:

$m_{iniz} = \frac{p_{iniz} \cdot V}{R \cdot T_{iniz}}$	(2.7.1)
--	---------

dove  $p_{iniz}$  e  $T_{iniz}$  sono rispettivamente la pressione e la temperatura iniziali,  $R$  la costante dei gas,  $V$  il volume del collettore. La massa di fluido contenuta all'interno del volume può essere quindi calcolata note le portate in massa in ingresso ed in uscita, ovvero:

$\frac{dm}{dt} = M_{_exh} - M_{_egr} - M_{_turb}$	(2.7.2)
---	---------

dove  $M_{_exh}$ ,  $M_{_egr}$ ,  $M_{_turb}$  sono rispettivamente la portata dei gas in ingresso (scaricati dai cilindri) e la portata in uscita (ovvero la portata attraverso la valvola EGR e la portata verso la turbina). Integrando l'eq.(2.7.2) e considerando lo stato iniziale dato dalla eq.(2.7.1) si ha la massa istantanea presente nel collettore:

$m_{coll}(t) = m_{iniz} + \int_0^t \frac{dm}{dt}$	(2.7.3)
---	---------

Per il calcolo delle proprietà termofisiche, come  $c_p$  (calore specifico a pressione costante),  $c_v$  (calore specifico a volume costante), la costante dei gas  $R$ , l'entalpia specifica  $h$ , l'energia interna  $u$ , vengono utilizzate relazioni empiriche che richiedono in ingresso la composizione  $X$  (espressa come un vettore contenente le concentrazioni in volume o molari dei diversi costituenti la miscela di gas) e la temperatura  $T$  dei gas. Fissata la concentrazione massica iniziale del collettore di scarico e utilizzando l'equazione di conservazione della massa, si può verificare la conservazione della massa delle specie chimiche:

$\begin{aligned} \frac{d(x_{coll} \cdot m_{coll})}{dt} &= m_{coll} \frac{dx_{coll}}{dt} + x_{coll} \frac{dm_{coll}}{dt} = \\ &= M_{_exh} \cdot x_{exh} - M_{_egr} \cdot x_{egr} - M_{_turb} \cdot x_{coll} \end{aligned}$	(2.7.4)
---	---------



Sostituendo la (2.7.2) nella (2.7.4), si ottiene la (2.7.5):

$\frac{dx_{coll}}{dt} = \frac{1}{m_{coll}} \left[ M_{-exh} \cdot (x_{exh} - x_{coll}) - M_{-egr} \cdot (x_{egr} - x_{coll}) \right]$	(2.7.5)
--	---------

ed integrando si ha la composizione istantanea dei gas nel collettore:

$x_{-exh}(t) = x_{iniz} + \int_0^t \frac{dx_{coll}}{dt}$	(2.7.6)
--	---------

E' ora possibile stimare  $h$ ,  $u$ ,  $R$ ,  $c_v$  in funzione della concentrazione delle specie all'interno del collettore di scarico. L'equazione dell'energia nel collettore di scarico, considerando il contributo dello scambio termico fra gas e pareti, diviene la seguente:

$\frac{d(m_{coll} \cdot u_{coll})}{dt} = M_{-exh} \cdot h_{exh} - M_{-egr} \cdot h_{egr} - M_{-turb} \cdot h_{coll} - Q$	(2.7.7)
--	---------

Posto  $h_{egr} = h_{coll}$  è possibile esplicitare la temperatura del gas all'interno del collettore:

$\frac{dT_{coll}}{dt} = \frac{1}{m_{coll} c_v} \left[ M_{-exh} \cdot (h_{exh} - u_{coll}) - (M_{-egr} + M_{-turb}) \cdot (h_{coll} - u_{coll}) - Q \right]$	(2.7.8)
---	---------

Il flusso termico fra gas e pareti del collettore si ottiene come somma di due contributi, ovvero quello convettivo ( $Q_{conv}$ ) e quello radiativo ( $Q_{irr}$ ):

$Q = Q_{conv} + Q_{irr}$	(2.7.9)
--------------------------	---------

Il calore scambiato per convezione con le pareti del collettore di scarico è ottenuto tramite la seguente relazione:

$Q_{conv} = h_c \cdot S \cdot (T_7 - T_p)$	(2.7.10)
--	----------

dove  $S$  è la superficie del collettore,  $T_p$  la temperatura di parete ed  $h_c$  il coefficiente di convezione che deriva dalla relazione di Gnielinski che permette di esprimere il numero di Nusselt (eq.(2.7.14)) in funzione del coefficiente di attrito (eq.(2.7.11)), del numero di Reynolds (eq.(2.7.12)) e del numero di Prandtl (eq.(2.7.13)). Nel caso specifico, il coefficiente di attrito viene calcolato con la seguente espressione:

$f = f_0 \cdot \left( \frac{T_p}{T_{gas}} \right)^{-0,1}$	(2.7.11)
---	----------

in quanto il gas si raffredda contro la parete. Si definiscono:

- il numero di Reynolds:

$\text{Re}_d = \frac{4 \cdot M}{\pi \cdot D \cdot \mu}$	(2.7.12)
---	----------

- il numero di Prandtl:

$\text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha^2}$	(2.7.13)
------------------------------------	----------

- il numero di Nusselt:

$\text{Nu} = \frac{D \cdot h_c}{\lambda}$	(2.7.14)
---	----------

dove  $M$  è il valore medio della portata in massa,  $D$  il diametro equivalente del collettore,  $\mu$  la viscosità dinamica,  $\nu$  la viscosità cinematica,  $\alpha^2$  la diffusività termica e  $\lambda$  è la conduttività termica riferite al gas. Una look-up table, ove si assume quale parametro in ingresso la temperatura di bulk  $T_b = \frac{T_{amb} + T_7}{2}$  permette di calcolare il valore dei tre coefficienti adimensionali precedentemente definiti e quindi  $h$ , da inserire nella eq.(2.7.10). Il contributo radiativo può essere stimato mediante la legge di Stefan-Boltzmann (2.7.15):

$Q_{irr} = \varepsilon_0 \cdot \sigma_0 \cdot S \cdot (T_7^4 - T_b^4)$	(2.7.15)
--	----------

in cui  $S$  è la superficie del collettore,  $\sigma_0$  è la costante di Stefan-Boltzmann ed  $\varepsilon_0$  è l'emissività del corpo grigio. Una volta ottenuto  $Q$ , e nota la temperatura iniziale del gas  $T_{iniz}$  all'interno del collettore di scarico, si integra l'equazione (2.7.8) per ottenere il nuovo valore istantaneo della temperatura nel collettore di scarico  $T_7$ :

$T_7(t) = T_{iniz} + \int_0^t \frac{dT_{coll}}{dt}$	(2.7.16)
---	----------

Nota  $m_{coll}$  dalla (2.7.2) e  $T_7$  dalla eq.(2.7.16) inserendo nell'equazione di stato dei gas, si ricava la pressione nel collettore  $p_7$ :

$p_7 = \frac{m_{coll} \cdot R \cdot T_7}{V}$	(2.7.17)
--	----------

## 2.8 Il modello del componente valvola EGR refrigerata (AcmeEgr)

### 2.8.1 Descrizione funzionale

Il modello che descrive il comportamento del circuito EGR (v.fig.2.34) considera l'elemento come a stato non definito, cioè con volume trascurabile. Il modello utilizza l'equazione dell'efflusso isentropico di De Saint Venant, che correla la velocità di efflusso del gas con il rapporto delle pressioni di valle e di monte e la temperatura di monte. L'area istantanea di passaggio è stimata con una relazione empirica in funzione del segnale all'attuatore di regolazione della valvola EGR. La variazione di temperatura dei gas è stimata con relazioni derivanti dalla letteratura che si basano sulla valutazione dell'efficienza di scambio termico del cooler EGR.

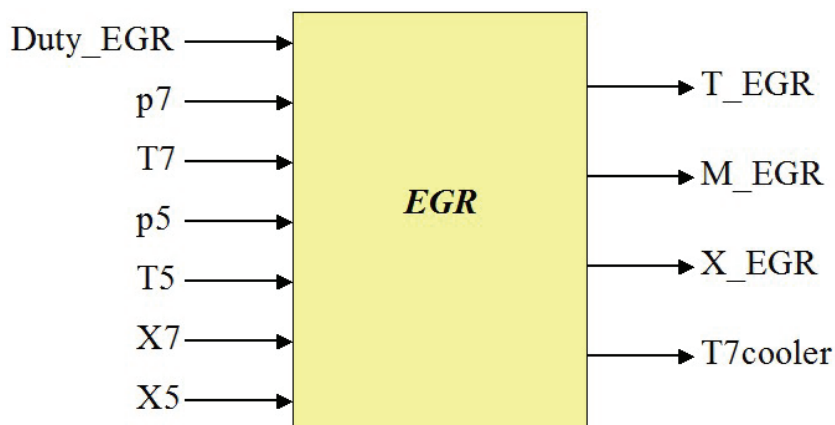


Figura 2.34: Blocco relativo al modello della valvola EGR..

#### Grandezze in ingresso

Nome	Unità di misura	Descrizione
Duty_EGR	[%]	Segnale attuatore regolazione Egr
p7	[Pa]	Pressione a monte
T7	[K]	Temperatura a monte
p5	[Pa]	Pressione a valle
T5	[K]	Temperatura a valle
X7	[-]	Composizione gas di scarico
X5	[-]	Composizione aria

## Grandezze in uscita

Nome	Unità di misura	Descrizione
T_EGR	[K]	Temperatura dei gas all'uscita dal circuito EGR
M_EGR	[kg/s]	Portata dei gas a nella valvola
X_EGR	[-]	Composizione dei gas nel circuito EGR
T7cooler	[K]	Temperatura gas fra valvola e EGR cooler

## Parametri

Nome parametro TIPO	Unita di misura	Descrizione	Nome della variabile
m SCALARE	[-]	Coefficiente dell'espansione politropica che caratterizza la trasformazione dei gas nella valvola EGR.  (* N.B questo valore va definito all'interno della cartella Data nel file <i>DataBaseAcme1.xls</i>	<i>acmeegr.parameters.coeffespol</i>
$\epsilon_{soglia}$ SCALARE	[-]	Valore di scostamento dal rapporto $p_{valle}/p_{monte} = 1$ per la linearizzazione della caratteristica di portata della valvola.  (* N.B questo valore va definito all'interno della cartella Data nel file <i>DataBaseAcme1.xls</i>	<i>acmeegr.parameters.epssoglia</i>

<p><math>K_1</math> SCALARE</p>	<p>[m<sup>2</sup>]</p>	<p>Coefficiente quadratico di interpolazione per la valutazione dell'area equivalente della valvola EGR. Si ottiene mediante tool di pre-processing con una procedura ai minimi quadrati. Vedi 'procedura di identificazione'.</p>	<p><i>acmeegr.parameters.k1e</i></p>
<p><math>K_2</math> SCALARE</p>	<p>[m<sup>2</sup>]</p>	<p>Coefficiente lineare di interpolazione per la valutazione dell'area equivalente della valvola EGR. Si ottiene mediante tool di pre-processing con una procedura ai minimi quadrati. Vedi 'procedura di identificazione'.</p>	<p><i>acmeegr.parameters.k2e</i></p>
<p><math>K_3</math> SCALARE</p>	<p>[m<sup>2</sup>]</p>	<p>Coefficiente costante di interpolazione per la valutazione dell'area equivalente della valvola EGR. Si ottiene mediante tool di pre-processing con una procedura ai minimi quadrati. Vedi 'procedura di identificazione'.</p>	<p><i>acmeegr.parameters.k3e</i></p>
<p><math>T_{ref}</math> SCALARE</p>	<p>[K]</p>	<p>Temperatura del refrigerante.  (* ) N.B questo valore deriva da dati sperimentali, che si trova all'interno della cartella Data nel file <i>DataBaseAcme1.xls</i></p>	<p><i>acmeegr.parameters.tempref</i></p>

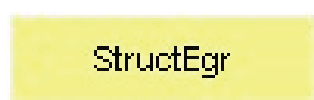
<i>a</i> SCALARE	[-]	Coefficiente lineare di interpolazione della efficienza del cooler EGR. Si ottiene mediante tool pre-processing con una procedura ai minimi. Vedi 'procedura di identificazione'.	<i>acmeegr.parameters.coeffinterplincool</i>
<i>b</i> SCALARE	[1/(kg/s)]	Coefficiente esponenziale di interpolazione della efficienza del cooler EGR. Si ottiene mediante tool di pre-processing con una procedura. Vedi 'procedura di identificazione'.	<i>acmeegr.parameters.coeffinterppespcool</i>

	A	G	
1	<b>Acme</b>	Egr	In
2	volume	[m <sup>3</sup> ]	
3	Temperatura iniziale	[K]	
4	Pressione iniziale	[Pa]	
5	Superficie di scambio termico	[m <sup>2</sup> ]	
6	Diametro Equivalente	[m]	
7	N°cilindri	[-]	
8	Stop meccanico superiore	[rad]	
9	Stop meccanico inferiore	[rad]	
10	Diametro Farfalla	[mm]	
11	esponente politropica		1
12	epsilon soglia linearità		0.97
13	Temperatura refrigerante	[K]	358.7

(\*). Inserimento dei valori riguardanti l'intercooler all'interno del file DataBaseAcme1.xls (ComponentData)

## 2.8.2 Procedura di identificazione

La procedura di identificazione che provvede a costruire la variabile struct contenente i parametri relativi alla identificazione del modello del circuito EGR, su una base di dati sperimentali, viene avviata con il pulsante *StructEGR* (v.fig.2.35).



**Figura 2.35:** Pulsante StructEgr.

Cliccando sul pulsante si apre il file Simulink<sup>®</sup> del modello ed una finestra di dialogo che segnala l'elemento che si sta trattando (nel caso specifico il circuito EGR): se si clicca su ok, ha inizio la procedura. Per la corretta calibrazione del blocco si parte dall'utilizzo dei dati sperimentali. In fig.2.35 sono state evidenziate le colonne necessarie per la calibrazioni delle funzioni del blocco. L'unico modo che ha l'utente per intervenire sulla procedura è operare sui valori delle grandezze utilizzate per la calibrazione del blocco EGR (v.fig.2.36) del foglio Excel DataBaseAcme1.xls (foglio Piano Quotato), che si trova nella cartella Data.

La procedura provvede a:

- 1) Calcolare le costanti della funzione interpolante sui dati sperimentali:  
i dati sperimentali vengono interpolati tramite il metodo ai minimi quadrati mediante un toolbox di Matlab<sup>®</sup> ('Curve Fitting Tool'). Nel caso dell'EGR vengono effettuate due interpolazioni: una riguardante l'area equivalente della sezione di passaggio ed una l'efficienza del cooler. Il polinomio che interpola i dati sperimentali per il calcolo dell'area equivalente è definito come segue:

$A_{eq} = k_3 + k_2 \cdot (duty\_egr) + k_1 \cdot (duty\_egr)^2$	(2.8.1)
--	---------

L'equazione per il calcolo dell'efficienza del cooler assume invece la forma seguente:

$\varepsilon = 1 - a \cdot e^{b \cdot M_{egr}}$	(2.8.2)
---	---------

I coefficienti così calcolati vengono salvati nel Workspace di Matlab<sup>®</sup>. Successivamente viene creata la struct che contiene i coefficienti  $k_1$ ,  $k_2$ ,  $k_3$  per il calcolo dell'area equivalente,  $a$  e  $b$  per il calcolo dell'efficienza dell'EGR cooler, l'esponente della politropica  $m$ , il valore del rapporto epsilon di soglia, la temperatura del refrigerante (questi ultimi direttamente estratti dai rispettivi file contenuti nella cartella Data). Se si apre il file egr.mdl, che si trova nella cartella Acme\_models, con un doppio click sul modello, compare una finestra dove sono visualizzate la chiamata a tali grandezze e una breve descrizione del blocco. La struct viene infine caricata nel Workspace con il nome acmeegr.

Dati sperimentali per la identificazione:

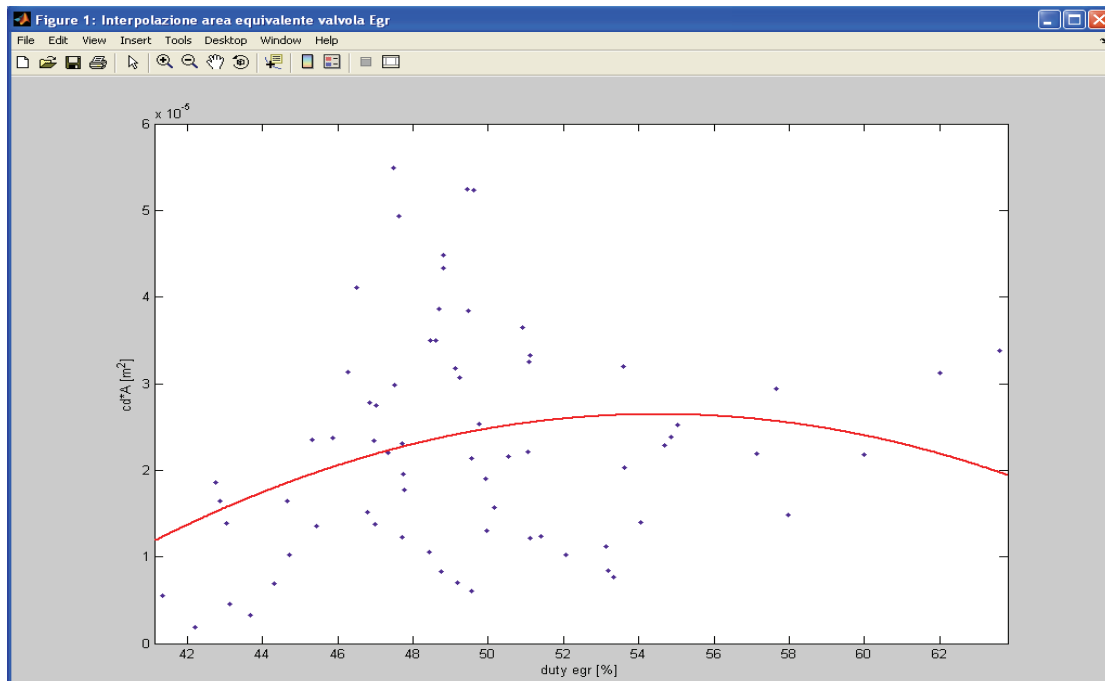
Nome grandezza	Unita di misura	Descrizione	Nome della variabile
Temperatura gas scarico	[K]	Temperatura dei gas nel collettore di scarico	T_sca
Temperatura ref_cool_egr	[K]	Temperatura liquido refrigerante all'interno del cooler EGR	T_ref
Temperatura valle EGR	[K]	Temperatura dei gas a valle della valvola EGR	T_egr
Portata egr	[kg/s]	Portata massica dei gas attraverso la valvola EGR	M_egr
duty_egr	[%]	Segnale attuatore per la regolazione della valvola egr	duty_egr
Pressione collettore aspirazione	[Pa]	Pressione all'interno del collettore di aspirazione	p_asp
Pressione collettore scarico	[Pa]	Pressione all'interno del collettore di scarico	p_sca



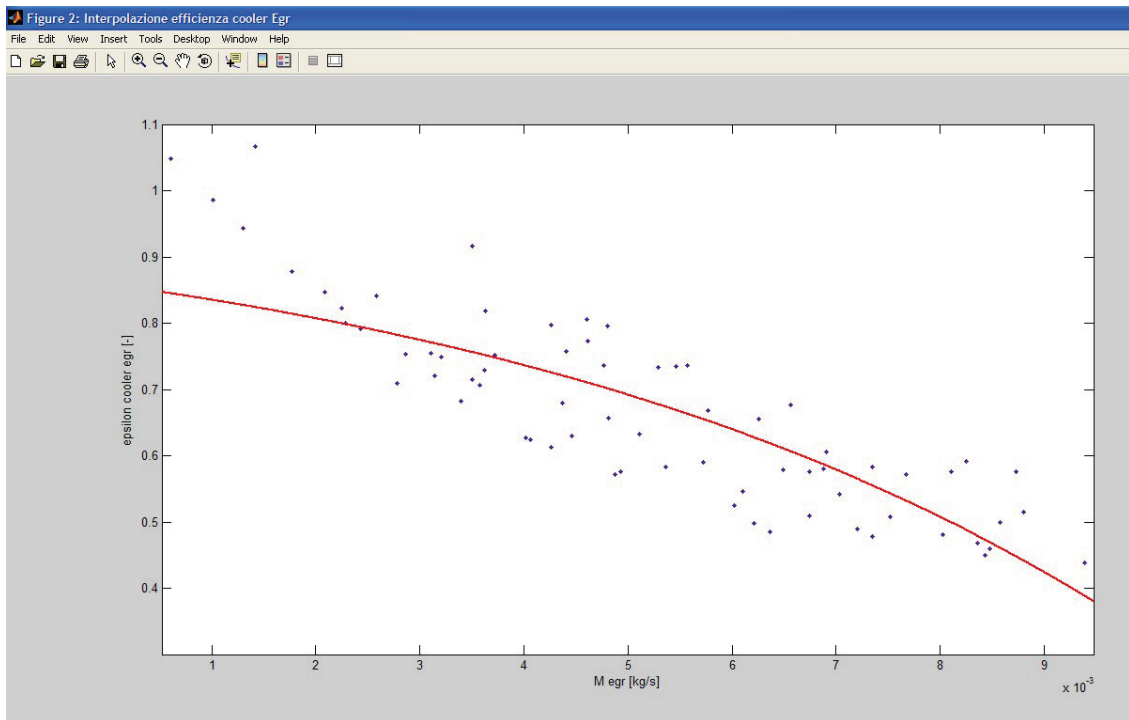
BV	BW	BX	BY	BZ	CA	CB
Temperatura valle EGR	Temperatura gas scarico	duty egr	Pressione collettore scarico	Pressione collettore aspirazione	Portata egr	Temperatura ref. cool_egr
T_egr [K]	T_sca [K]	duty_egr [%]	p_sca [Pa]	p_asp [Pa]	M_egr [kg/s]	T_ref [K]
363,76	389,805	49,4	100351,0	96785,5	0,00425969	357,15
391,94	432,115	48,5	116025,0	98954,5	0,00602126	355,65
407,09	471,64	46,9	117971,5	99633	0,00487621	358,65
421,33	520,69	45,9	120141,0	100486,5	0,00425848	358,65
443,45	585,74	47,3	122726,5	101690,5	0,00401412	358,65
434,67	619,12	45,4	129692,5	104309,5	0,00277721	359,15
420,12	660,98	44,7	135315,5	106830	0,00228413	359,65
399,44	686,125	44,3	145254,5	110539	0,00176635	359,65
380,21	718,1	43,1	154693,5	114947	0,00129708	360,15
368,6	751,865	43,7	162813,0	119072,5	0,00101016	363,15
347,87	782,36	42,2	168654,0	123451	0,00060804	367,9775
402,29	443,9	46,3	123750,5	99288,5	0,00636369	358,15
427,39	495,615	47,5	127465,5	100498,5	0,00621224	358,65
436,48	542,17	47,0	129905,5	102217,5	0,00493132	358,65
449,21	598,09	47,8	138168,0	105342	0,00405981	359,65
449,82	643,235	47,0	145641,0	108855	0,00339519	359,65
455,5	690,41	47,7	151664,0	112937,5	0,00314303	364,15
452,85	716,76	48,4	159164,5	117785,5	0,00286338	366,15
442,54	738,48	48,8	169247,0	123354	0,00243191	364,65
437,7	763,415	49,2	182191,5	131181,5	0,00224407	367,65
431,03	783,06	49,6	192490,5	136876	0,00208867	367,65
412,54	456,6	48,8	120984,5	99640,5	0,00842687	358,65
434,36	503,615	48,7	123609,5	100830	0,00735050	358,65
460,8	566,315	48,6	126952,5	102673,5	0,00673880	359,15

**Figura 2.36:** Foglio Excel ove sono riportati i dati da utilizzare: evidenziate in giallo le colonne dei dati necessarie per la calibrazione del blocco EGR.

- 2) Visualizzare i dati sperimentali: la procedura visualizza i valori stimati mediante le correlazioni ed i valori dei dati utilizzati per l'identificazione (figg.2.37 e 2.38).



**Figura 2.37:** Confronto tra la curva interpolante ed i dati utilizzati per la valutazione della sezione equivalente dell'EGR.



**Figura 2.38:** Confronto tra la curva interpolante ed i dati utilizzati per la valutazione dell'efficienza del cooler EGR.

- 3) Salvare i dati: la procedura salva rispettivamente la struct *acmeegr* nella cartella **Struct\_of\_Work**, con il nome *acmeegr.mat*, i grafici dei dati sperimentali fig.2.37, fig.2.38 nella cartella **Graphics** con i nomi *areaequiegr.fig* ed *effcooleregr.fig*.

### 2.8.3 Descrizione matematica del modello valvola egr refrigerata

Per il calcolo della portata si valuta l'efflusso del gas attraverso la valvola considerando una trasformazione isoentropica tra la sezione di monte e la sezione ristretta. L'equazione del De Saint Venant permette di calcolare la velocità di efflusso e quindi la portata, nota la geometria dell'elemento. Quest'ultima risulta funzione del rapporto di pressioni  $p_{valle}/p_{monte}$  e della temperatura a monte della valvola. Se si definisce  $\varepsilon_c$  tramite la seguente relazione:

$\varepsilon_c = \left( \frac{p_5}{p_7} \right)_{cr} = \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$	(2.8.3)
--	---------

che esprime il valore del rapporto critico (per cui si raggiunge la velocità del suono sulla sezione ristretta), la portata può essere così valutata:

- se  $\varepsilon > \varepsilon_c$ , viene utilizzata la relazione seguente:

$M_{egr} = \frac{A_{eq} \cdot p_7}{\sqrt{R \cdot T_7}} \cdot \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left[ \left( \frac{p_5}{p_7} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p_5}{p_7} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}$	(2.8.4)
--	---------

- se  $\varepsilon < \varepsilon_c$ , viene invece utilizzata la relazione (2.8.5):

$M_{egr} = \frac{A_{eq} \cdot p_7}{\sqrt{R \cdot T_7}} \cdot \sqrt{k} \cdot \sqrt{\left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$	(2.8.5)
--	---------

Analogamente al caso della valvola a farfalla (v.§2.4.3), anche in questo caso è stato introdotto un valore  $\varepsilon_{soglia}$  per cui nell'intervallo  $\varepsilon_{soglia} \leq \varepsilon \leq 1$  la portata  $M_{egr}$  verrà stimata mediante l'eq. (2.4.3).  $A_{eq}$  rappresenta l'area equivalente della sezione ristretta ( $C_d \cdot A$ ),  $R$  la costante universale dei gas,  $k$  il rapporto fra i calori specifici. L'area equivalente della sezione ristretta di passaggio della valvola può essere calcolata come rapporto:

$A_{eq} = \frac{M_{egr_s}}{c \cdot \rho}$	(2.8.6)
---	---------

ove  $M_{egr_s}$  è la portata attraverso la valvola ed il prodotto  $c \cdot \rho$  nella sezione ristretta possono venire calcolati sulla base di dati sperimentali:

- nel caso  $\varepsilon > \varepsilon_c$

$c = \sqrt{R \cdot T_{egr}} \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left[ 1 - \left( \frac{p_{asp}}{p_{sca}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}$ $\rho = \frac{p_{sca}}{R \cdot T_{egr}} \left( \frac{p_{asp}}{p_{sca}} \right)^{\frac{1}{k}}$	(2.8.7)
--	---------

- nel caso  $\varepsilon < \varepsilon_c$  e

$c = \sqrt{\frac{2k}{k+1} \cdot R \cdot T_{egr}}$ $\rho = \frac{p_{sca}}{R \cdot T_{egr}} \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}}$	(2.8.8)
---	---------

E' stata quindi utilizzata la seguente relazione empirica per correlare il segnale di duty con il valore dell'area equivalente della valvola EGR:

$Cd \cdot A = A_{eq} = k_3 + k_2 \cdot (duty_{egr}) + k_1 \cdot (duty_{egr})^2$	(2.8.9)
---	---------

in cui  $A_{eq}$  è l'area equivalente della valvola EGR,  $k_1$ ,  $k_2$ ,  $k_3$  sono stati ricavati tramite la procedura di identificazione, mentre  $duty_{egr}$  è il segnale dell'attuatore per la regolazione della valvola EGR. La temperatura dei gas si è stata considerata variabile solo nel cooler EGR. Tramite una relazione empirica derivante dalla letteratura, si è valutata l'efficienza dello scambiatore

$\varepsilon = 1 - d \cdot e^{E \cdot M_{egr}}$	(2.8.10)
---	----------

dove  $\varepsilon$  è l'efficienza del cooler EGR,  $d$  ed  $E$  sono stati ricavati tramite la procedura di identificazione ed  $M_{egr}$  è la portata massica nel circuito EGR. L'efficienza del cooler è stata definita tramite la relazione seguente:

$T_{egr} = T_7 - \varepsilon \cdot (T_7 - T_{ref})$	(2.8.11)
---	----------

dove  $T_{egr}$  è la temperatura dei gas a valle della valvola EGR,  $T_{sca}$  è la temperatura dei gas nel collettore di scarico,  $\varepsilon$  è l'efficienza del cooler EGR e  $T_{ref}$  è la temperatura del liquido refrigerante cooler EGR.

## 2.9 Stima della massa intrappolata nei cilindri: valutazione del coefficiente di riempimento (AcmeAirInlet)

### 2.9.1 Descrizione funzionale

La valutazione della portata di gas aspirata dal motore viene effettuata basandosi sulla stima del coefficiente di riempimento  $\lambda_v$ . Il blocco che calcola tale parametro è basato su equazioni puramente algebriche: il modello è quindi di tipo “black-box” e non ha parametri di stato (componenti a volume trascurabile).

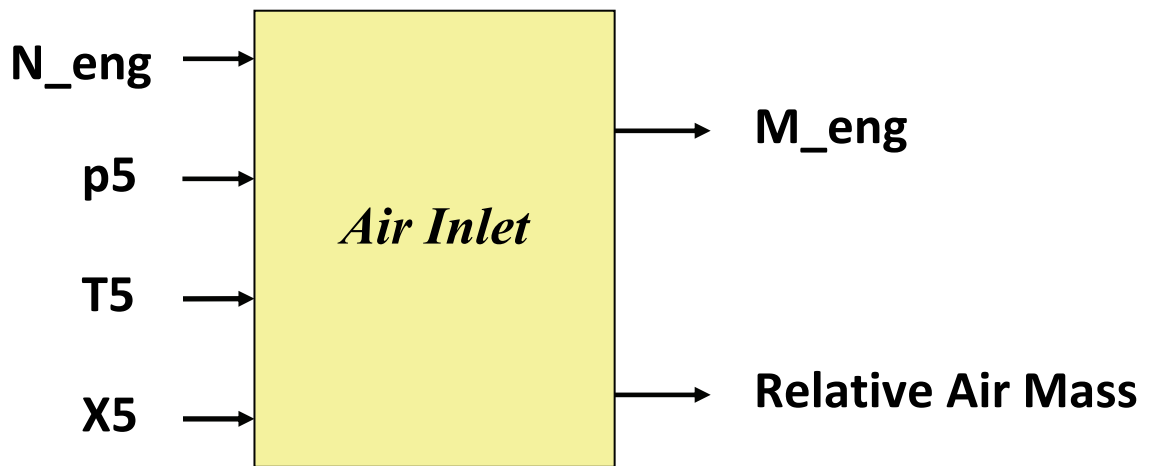


Figura 2.39: Il blocco AirInlet che stima il coefficiente di riempimento e la portata aspirata.

#### Grandezze in ingresso

Nome	Unità di misura	Descrizione
$p_5$	[Pa]	Pressione collettore aspirazione
$N_{eng}$	[rad/s]	Velocità rotazione motore
$T_5$	[K]	Temperatura collettore aspirazione
$X_5$	[-]	Composizione dei Gas

#### Grandezze in uscita

Nome	Unità di misura	Descrizione
$M_{eng}$	[kg/s]	Portata aria aspirata dal motore
Relative_Air_Mass	[-]	Coefficiente di riempimento (valutato rispetto a condizioni di riferimento)

## Parametri

Nome parametro TIPO	Unita di misura	Descrizione	Nome della variabile
a SCALARE	[-]	È calcolato dal tool di calibrazione.( procedura di identificazione)	<i>acmeairinlet.parameters.a</i>
b SCALARE	[1/(giri/min)]	È calcolato dal tool di calibrazione.( procedura di identificazione)	<i>acmeairinlet.parameters.b</i>
c SCALARE	[1/(giri/min) <sup>2</sup> ]	È calcolato dal tool di calibrazione.( procedura di identificazione)	<i>acmeairinlet.parameters.c</i>
d SCALARE	[bar]	È calcolato dal tool di calibrazione.( procedura di identificazione)	<i>acmeairinlet.parameters.d</i>
e SCALARE	[bar/(giri/min)]	È calcolato dal tool di calibrazione.( procedura di identificazione)	<i>acmeairinlet.parameters.e</i>
f SCALARE	[bar/(giri/min) <sup>2</sup> ]	È calcolato dal tool di calibrazione.( procedura di identificazione)	<i>acmeairinlet.parameters.f</i>
T <sub>m</sub> SCALARE	[K]	Temperatura media collettore di aspirazione N.B questo valore fa parte dei dati sperimentali, che si trovano all'interno della cartella Data nel file <i>DataAcme1.xls/ComponentData</i>	<i>acmeairinlet.parameters.Tm</i>
Trif SCALARE	[K]	Temperatura iniziale di riferimento N.B questo valore fa parte dei dati sperimentali, che si trovano all'interno della cartella Data nel file <i>DataAcme1.xls/ComponentData</i>	<i>acmeairinlet.parameters.Trif</i>
prif SCALARE	[Pa]	Pressione iniziale di riferimento N.B questo valore fa parte dei dati sperimentali, che si trovano all'interno della cartella Data nel file <i>DataAcme1.xls/ComponentData</i>	<i>acmeairinlet.parameters.prif</i>
cpn SCALARE	[-]	Costante per portata nulla N.B questo valore fa parte dei dati sperimentali, che si trovano all'interno della cartella Data nel file <i>DataAcme1.xls/ComponentData</i>	<i>acmeairinlet.parameters.cpn</i>

## 2.9.2 Procedura di identificazione

La procedura di calibrazione che provvede a generare la variabile struct contenete i parametri relativi alla identificazione del modello AirInlet su dati sperimentali viene avviata con il pulsante StructAirInlet fig.2.40

StructAirInlet

**Figura 2.40:** Pulsante StructAirInlet.

Cliccando sul pulsante si apre il file Simulink<sup>®</sup> del modello ed una finestra di dialogo che segnala l'elemento che si sta trattando (nel caso specifico AirInlet): se si clicca su ok, ha inizio la procedura. Nel corso di essa appare un messaggio che chiede di indicare la cilindrata del motore, e cliccando su ok essa procede sino alla fine. Per la corretta calibrazione del blocco vengono anche in questo caso utilizzati dati sperimentali. In fig.2.41 sono state evidenziate le colonne nelle quali occorre riportare i dati necessari.

La procedura provvede a:

- 1) Calcolare i coefficienti della funzione interpolante sui dati sperimentali: i dati sperimentali vengono elaborati con il comando *lsqcurvefit* che fa parte del OPTIMIZATION TOOLBOX di Matlab<sup>®</sup>. Il comando risolve problemi di Curve Fitting (Data Fitting) non lineari mediante il metodo ai minimi quadrati: nel caso particolare, calcola i coefficienti della funzione interpolante che è stata definita nella forma seguente:

$$\left(\lambda_v \cdot p_{5\_diesel\_fl}\right) = (a + b \cdot n_{\_diesel\_fl} + c \cdot n_{\_diesel\_fl}^2) \cdot p_{5\_diesel\_fl} - (d + e \cdot n_{\_diesel\_fl} + f \cdot n_{\_diesel\_fl}^2) \quad (2.9.1)$$

I sei coefficienti  $a$ ,  $b$ ,  $c$ ,  $d$ ,  $e$  ed  $f$  così calcolati vengono salvati nel Workspace di Matlab<sup>®</sup>. Successivamente viene creata la struct dove essi vengono memorizzati, insieme ai valori della temperatura media nel collettore di aspirazione, della pressione e della temperatura di riferimento e della costante utilizzata nel caso di portata nulla  $cpn=0.69085$ , che permetta al modello di non generare numeri infiniti all'istante  $t=0$ , estratte dai relativi file nella cartella Data. Se si apre il file *airinlet.mdl*, che si trova nella cartella *Acme\_models*, con un doppio click sul modello compare una finestra dove sono visualizzate la chiamata a tali grandezze e una breve descrizione del blocco. La struct viene infine caricata nel Workspace con il nome *acmeairinlet.mat*.

Dati sperimentali per calibrazione

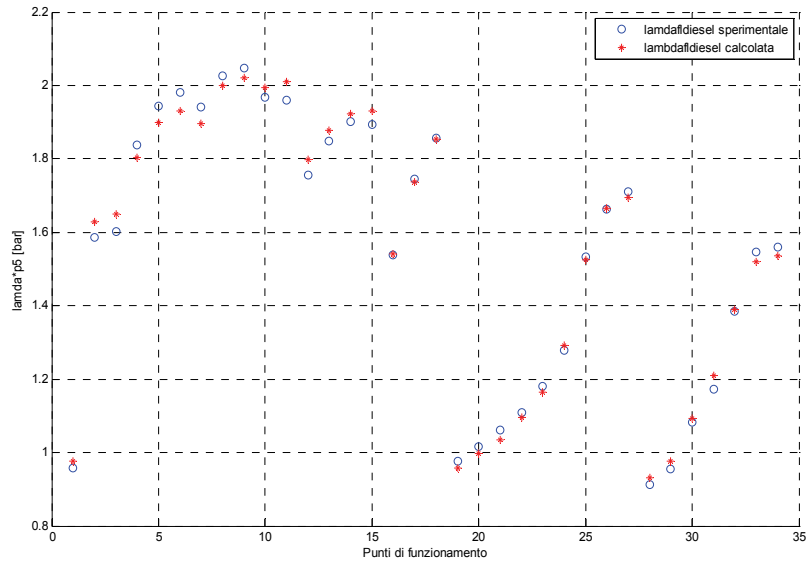
Nome grandezza	Unita di misura	Descrizione	Nome della variabile
Pressione_coll_asp	[Pa]	Pressione nel collettore di aspirazione	p5_diesel_fl
Portata_debimetro	[kg/s]	Portata aria aspirata dal motore	M_diesel_fl
Temperatura_coll_asp	[K]	Temperatura nel collettore di aspirazione	T5_diesel_fl
Velocità_rotazione_motore	[giri/min]	Velocità di rotazione del motore	n_diesel_fl

	BD	BE	BF	BG	BH	BI	BJ	BK	CC	CD	CE	CF
1	Fuel mass flow	Boost Pressure Duty	Boost Pressure Obj	CO Emission before Catalyst	HC Emission before Catalyst	NOX Emission before Catalyst	CO2 Emission before Catalyst	O2 Emission before Catalyst	Portata_debimetro con EGR chiusa	Numero di Giri motore con EGR chiusa	Temperatura collettore asp con EGR chiusa	Pressione nel collettore asp con EGR chiusa
2	Qpump	bDuty	pBoostRef	CO_P	HC	NOX	CO2_P	O2_P	M_diesel_fl	n_diesel_fl	T5_diesel_fl	p5_diesel_fl
3	[mm3]	[%]	[mbar]	%	ppm	ppm	%	%	[kg/s]	[giri/min]	[K]	[bar]
4	218.36	72.73	1001.389	0.11	301	42	3.84	15.46	0.01	1000	308.2	1.1413
5	221.78	72.7	1000.4	0.25	690	20	5.64	12.81	0.03	1500	324.7	1.8757
6	219.75	72.6	1017.059	0.16	542	25	6.53	11.65	0.03	1500	322.4	1.9
7	220.83	72.61	1033.667	0.08	360	53	6.96	11.18	0.04	2000	319.7	2.0185
8	222.38	72.53	1056	0.06	254	85	7.63	10.26	0.04	2000	321.2	2.1223
9	224.6	72.65	1072	0.03	148	206	7.64	10.29	0.04	2000	321.9	2.1542
10	227.67	72.64	1090.833	0.09	133	309	8.12	9.57	0.06	2500	319.5	2.0915
11	228.18	72.67	1128	0.05	110	804	7.88	9.92	0.06	2500	321.9	2.1984
12	232.98	72.6	1170.8	0.16	254	1114	8.4	9.11	0.06	2500	323.4	2.2211
13	240	72.74	1212	1.46	379	573	8.86	7.34	0.07	3000	321.9	2.1934
14	241.12	72.75	1213.52	1.57	407	559	8.9	7.18	0.07	3000	321.8	2.208
15	243.25	72.94	1208.4	1.95	412	493	8.82	6.97	0.07	3500	313.7	2.0143
16	179.99	71.37	994	0.15	470	42	2.96	16.6	0.07	3500	315.3	2.0982
17	180.8	71.36	1004	0.19	579	43	3.98	15.15	0.08	3500	319.4	2.147
18	182.28	71.38	1021.6	0.13	433	61	5	13.82	0.08	3500	320.8	2.1542
19	183.88	71.44	1042.8	0.06	263	97	5.7	12.94	0.07	4000	314.3	1.7862
20	185.34	71.42	1064.8	0.03	175	165	6.17	12.33	0.08	4000	316.8	2.0033
21	188.17	71.39	1099.6	0.02	129	264	6.51	11.88	0.08	4000	322.5	2.1301
22	190.53	71.43	1140	0.01	112	395	6.79	11.51	0.05	4500	306.5	1.1645
23	192.98	71.43	1186.4	0.01	109	586	7.08	11.07	0.05	4500	306.3	1.2126
24	194.07	71.46	1234.333	0.04	110	679	7.62	10.28	0.06	4500	306.5	1.2575
25	197.9	71.38	1316.4	0.19	114	657	8.37	9.13	0.06	4500	307.3	1.3293
26	202.14	71.48	1408.8	0.25	309	823	9.05	8.13	0.06	4500	309.2	1.4112
27	206.51	71.47	1461.6	0.56	319	835	9.44	7.32	0.07	4500	311.2	1.5621
28	207.47	71.57	1502.8	1.07	323	648	9.65	6.61	0.08	4500	314.8	1.8361
29	151.91	67.08	994.4	0.23	898	30	3.15	16.27	0.09	4500	317.8	2.0029
30	156.73	67.64	1022	0.23	1022	34	4.12	14.91	0.09	4500	321.3	2.0385
31	153.21	67.1	1043.6	0.12	497	67	4.89	13.97	0.05	5000	304.6	1.1593
32	160.03	67.55	1074.8	0.06	251	127	5.35	13.43	0.06	5000	305.5	1.219
33	158.25	67.08	1114.4	0.03	166	194	5.78	12.87	0.06	5000	308.0	1.3751
34	165.03	67.54	1144.4	0.02	128	246	6.3	12.17	0.07	5000	310.7	1.5276
35	161.54	67.11	1203.222	0.01	123	328	6.54	11.85	0.08	5000	314.6	1.7648
36	167.55	71.82	1271.2	0.01	111	444	6.78	11.51	0.09	5000	319.4	1.9366
37	166.17	70.97	1344.8	0.01	107	589	6.92	11.31	0.09	5000	321.3	1.9574
38	170.93	68.89	1384	0.01	105	624	7.45	10.55				

Figura 2.41: Le colonne del foglio Excel dove occorre inserire i dati necessari per l'identificazione del blocco che calcola il coefficiente di riempimento.

2) Visualizzare i dati sperimentali: anche in questo caso la procedura di identificazione prevede a creare un diagramma dove sono riportati i valori calcolati mediante la curva interpolante definita dalla eq.(2.9.1) ed i dati utilizzati per l'identificazione (fig.2.40).





**Figura 2.42:** Confronto tra i dati utilizzati per l'identificazione ed i valori calcolati mediante la correlazione definita dall'eq.(2.9.1).

- 3) Salvare i dati: la procedura salva rispettivamente la struct nella cartella **Struct\_of\_Work**, con il nome *acmeairinlet.mat*, ed il grafico dei dati sperimentali (fig.2.42) nella cartella **Graphics** con il nome *lambda.fig*.
- 4) Stimare l'errore medio percentuale: la procedura riporta l'errore medio percentuale sul calcolo di *lambda<sub>av</sub>* nella CommandWindow di Matlab<sup>®</sup> come *Err\_perc.medio*.

### 2.9.3 Descrizione matematica modello valutazione coefficiente coefficiente di riempimento

L'analisi segue una correlazione interpolante nella forma proposta da Hendricks [19]:

$(\lambda_v \cdot p_5) = (a + b \cdot N_{eng} + c \cdot N_{eng}^2) \cdot p_5 - (d + e \cdot N_{eng} + f \cdot N_{eng}^2)$	(2.9.2)
---	---------

che correla il coefficiente di riempimento  $\lambda_v$  con la pressione nel condotto di aspirazione  $p_5$  e con la velocità di rotazione del motore  $N_{eng}$ . Noto il coefficiente di riempimento è possibile calcolare la portata d'aria aspirata dal motore tramite la seguente relazione:

$M_{eng} = \lambda_v \cdot \sqrt{\frac{T_5}{T_m}} \cdot \left( \frac{p_5}{R \cdot T_5} \right) \cdot V_d \cdot \left( \frac{N_{eng}}{60 \cdot \varepsilon} \right)$	(2.9.3)
---	---------

dove  $\lambda_v$  è il coefficiente di riempimento,  $p_5$  e  $T_5$  sono rispettivamente pressione e temperatura nel collettore di aspirazione,  $R$  la costante dei gas,  $V_d$  la cilindrata del motore,  $N_{eng}$  la velocità di rotazione del motore ed  $\varepsilon$  il numero di giri per ciclo e  $T_m=322$  K temperatura media. Il modello calcola anche il seguente parametro, definito come Relative Air Mass (*RAM*) dove  $p_{rif}=101300$  Pa pressione di riferimento,  $T_{rif}=273$  K temperatura di riferimento:

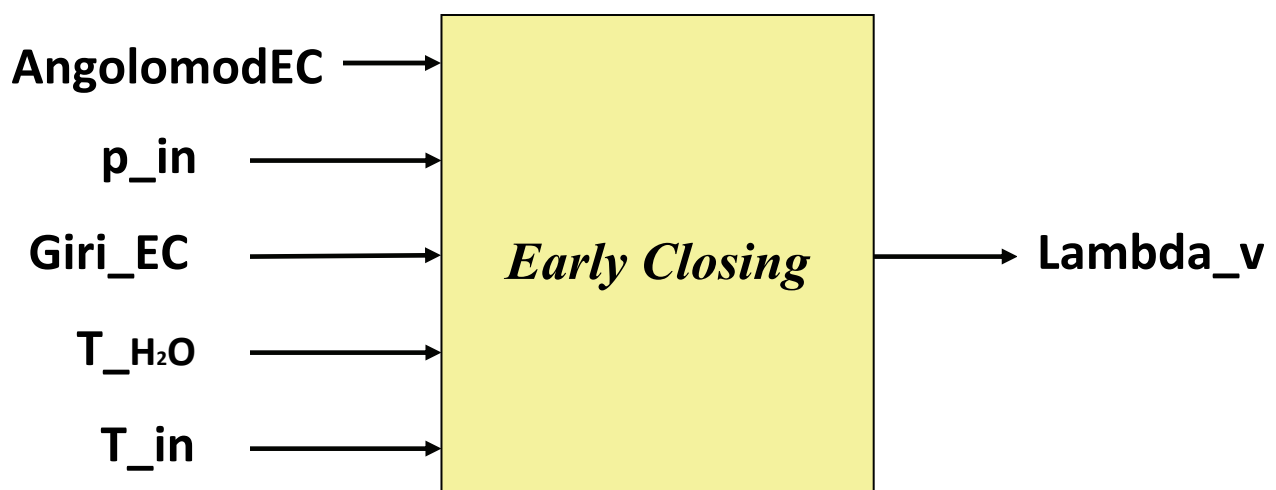
$RAM = \lambda_v \left( \frac{p_5}{p_{rif}} \right) \left( \frac{T_{rif}}{T_5} \right)$	(2.9.4)
---	---------

## 2.10 Stima della massa intrappolata nei cilindri: valutazione del coefficiente di riempimento in relazione alle strategie di controllo della fasatura delle valvole. Modalità “early\_closing” (AcmeEarly\_Closing)

Allo scopo di poter simulare gli effetti di sistemi avanzati per il controllo della fasatura delle valvole, sono stati sviluppati nell’ambito dell’attività di Dottorato alcuni modelli specifici per stimare il valore e l’andamento del coefficiente di riempimento in corrispondenza di strategie diverse di controllo delle valvole. In questo caso si è fatto riferimento ad un sistema di tipo MultiAir® e sono state quindi prese in considerazione quattro diverse strategie in riferimento al profilo fisco della camma durante un ciclo motore (1 giro albero a camme): “early closing” ovvero chiusura anticipata valvola di aspirazione, “late opening” ovvero ritardo di apertura della valvola di aspirazione, “no lift” chiusura completa valvola aspirazione sul ciclo e “full lift” ovvero la valvola di aspirazione segue il la massima alzata che può dare il profilo camma. Nel seguito vengono brevemente descritti i modelli realizzati in ciascuno di questi casi.

### 2.10.1 Descrizione funzionale

Per calcolare la portata di fluido aspirata dal motore nel caso in cui venga attuata la strategia “early closing” (anticipo alla chiusura delle valvole di aspirazione) si propone un modello così definito (fig.2.43).



**Figura 2.43:** Il blocco che stima il coefficiente di riempimento e la portata aspirata dal motore nella modalità di funzionamento “early closing”.

### Grandezze in ingresso

Nome	Unità di misura	Descrizione
AngolomodEC	[deg]	Angolo di manovella in modalità EC
p_in	[Pa]	Pressione collettore di aspirazione
GiriEC	[rad/s]	Velocità di rotazione del motore in modalità EC
T_H2O	[K]	Temperatura dell'acqua motore
T_in	[K]	Temperatura collettore di aspirazione

### Grandezze in uscita

Nome	Unità di misura	Descrizione
Lambda_v	[-]	Coefficiente di riempimento

### Parametri

Nome parametro TIPO	Unita di misura	Descrizione	Nome della variabile
giEC SCALARE	[rad/s]	Si ottiene mediante 'procedura di identificazione'.	<i>acmeecmode.parameters.giEC</i>
angEC SCALARE	[deg]	Si ottiene mediante 'procedura di identificazione'	<i>acmeecmode.parameters.ang.EC</i>
ziEC SCALARE	[-]	Si ottiene mediante 'procedura di identificazione.	<i>acmeecmode.parameters.ziEC</i>
p_iniz SCALARE	[Pa]	Pressione iniziale di riferimento N.B questo valore va impostato all'interno della cartella Data nel file DataAcme1.xls	<i>acmeecmode.parameters.p_iniz</i>

T_iniz SCALARE	[K]	Temperatura iniziale di riferimento  N.B questo valore va impostato all'interno della cartella Data nel file DataAcme1.xls	<i>acmeecmode.parameters.T_iniz</i>
ASPFATORLO SCALARE	[-]	Intake amplification factor in Late Opening actuation Definito dalla strategia presente nella ECU  N.B questo valore va impostato all'interno della cartella Data nel file DataAcme1.xls	<i>acmeecmode.parameters.ASPFACTORLO</i>
MAX_REND_AIR SCALARE	[-]	MAX_REND_AIR Define Definito dalla strategia presente nella ECU  N.B questo valore va impostato all'interno della cartella Data nel file DataAcme1.xls	<i>acmeecmode.parameters.MAX_REND_AIR</i>

	A	K	L	M
1	<b>Acme</b>	EC_calculation	LO_calculation	ML_calculation
14	Volume ingresso [m <sup>3</sup> ]			
15	Volume uscita [m <sup>3</sup> ]			
16	Coefficiente inerziale [1/m]			
17	Velocità di rotazione iniziale turbograppo [giri/min]			
18	Momento d'inerzia di massa del tg [kg*m <sup>2</sup> ]			
19	Coefficiente di riempimento [-]			
20	MAX_REND_AIR [-]	3	3	3
21	OFFEGRINTECFL [-]	0		0
22	ASPFATORLO [-]		1	
23				

**Figura 2.44:** Valori delle grandezze necessarie per l'identificazione del Blocco Early-Closing da inserire all'interno del file DataBaseAcme1.xls (ComponentData).

## 2.10.2 Procedura di identificazione

Il pulsante EC\_Mode (fig.2.45) è stato creato per identificare i valori dei parametri relativi alla modalità di funzionamento “early closing” quando si utilizza un sistema VVA (Variable Valve Actuation).



**Figura 2.45** Pulsante EC\_Mode/VVA.

Cliccando sul pulsante si apre il file Simulink<sup>®</sup> del modello ed una finestra di dialogo che segnala l'elemento che si sta trattando (nel caso specifico Early\_Closing): se si clicca su ok, ha inizio la procedura. Appare un messaggio che chiede la lunghezza del vettore contenente le velocità di rotazione di riferimento, necessaria per il campionamento (breakpoint) dei valori angolari in ingresso. Il numero da inserire è proporzionale al numero di divisioni con le quali lavoreranno le procedure. A questo punto è possibile valutare gli effetti sulla stima dell'errore. Ci si aspetta che diminuendo il numero l'errore aumenti e viceversa. Cliccando su ok la procedura procede sino alla fine. Per la calibrazione del blocco è necessario disporre di una serie di valori del coefficiente di riempimento (in genere determinati sperimentalmente) in diverse condizioni operative. Ad esempio, in fig.2.44 sono riportati i dati necessari per l'identificazione. L'utente deve quindi inserire i valori disponibili delle grandezze che interessano il blocco Early\_Closing\_Mode nel foglio Excel DataBaseAcme1.xls, che si trova nella cartella Data fig.2.46.

La procedura provvede a:

- 1) Calcolare i dati necessari (vettori o matrici) da inserire nella *Look-up Table EC*.
- 2) Richiamare i dati necessari, specificati nella tabella Parametri del file *DataBaseAcme1(ComponentData)*, contenuti all'interno della cartella **Data**.
- 3) Visualizzare l'errore relativo al confronto tra i dati sperimentali e quelli calcolati dalla procedura.
- 4) Salvare il grafico dell'errore come *ErrEC.fig* all'interno della cartella **Graphics** e la struct *acmeecmode.mat* all'interno della cartella **Struct\_of\_Works**.

Dati sperimentali per calibrazione:

Nome grandezza	Unita di misura	Descrizione	Nome della variabile
giriEC	[rad/s]	Velocità di rotazione del motore in modalità di funzionamento EC	GiriEC
Volume effettivo normalizzato	[-]	Volume effettivo normalizzato Definito dalla strategia presente nella ECU	Veffnorm
Matrice	[deg]	Angolo di manovella in modalità di funzionamento EC	Matrice
TBCRTAIR	[-]	Fattori di correzione della temperatura dell'aria	TBCRTAIR
TBTAIR	[-]	Fattori di correzione della temperatura dell'aria	TBTAIR
TBCRTH2O	[-]	Fattori di correzione della temperatura dell'acqua	TBCRTH2O
TBTH2O	[-]	Fattori di correzione della temperatura dell'acqua	TBTH2O

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O
1	giri EC	Volume effettivo normalizzato	Crank Angle EC												
2	GiriEC	Veffnorm	Matrice												
3	giri/min	[-]	[deg]												
4	750	0.01	360	360	360	360	360	360	360	360	360	360	360	360	360
5	900	0.05	360	360	360	360	360	360	360	360	360	360	364.5	368.7188	372.9375
6	1100	0.1	377	378	379.875	380.375	380.8125	382.875	383.125	380	383	390.875	392.5	394.8125	397.125
7	1300	0.15	386	388	390	390	391	393	393	392	394.5	405	406.875	409.5938	412.3125
8	1500	0.2	394.5	396.5	397.875	398	399	401	400.5	400.5	404	416.625	418.875	422.1563	425.4375
9	1700	0.25	405.375	406.1875	407.375	408.125	408.8125	410.5	412.5	415.3125	417.375	427.3125	430	434	438
10	1900	0.3	414.625	415.875	416.6875	417.125	417.625	420.1875	421	424.375	432.5	432.6875	436.125	442.0625	448
11	2100	0.35	422	423.875	425.625	426	427.375	429.875	430.8125	434.3125	440.5	443	447.8125	452.9063	458
12	2500	0.4	429	430.125	432.375	433.375	434.3125	436.1875	437.875	441.5	449	449.875	453.6875	459.6563	465.625
13	2700	0.45	435.625	436.5	439.5	440.3125	441.125	443	443.5	447.625	456.375	456.6875	460	464.8125	469.625
14	2900	0.5	442.625	442.625	444.6875	447.375	448.5	449.1875	449.875	453	462.375	462.3125	464.625	470.2188	475.8125
15	3300	0.55	448.8125	449.625	450.625	454	455.375	456	456.375	459	467.375	469	470.875	476.0156	481.125
16	3500	0.6	455.1875	457.1875	457.3125	459.875	462.375	463	463.375	465.3125	472.1875	473.875	475.5	481.25	487
17	3700	0.65	462.375	464.5	463.8125	466.3125	469	471	471	471.125	477.625	478.1875	482.125	486.9063	491.6875
18	4000	0.7	469.6875	472.5	472	473	473	475.875	481	481	485.3125	483.1875	486.625	490.625	494.625
19	4300	0.75	473.1875	475	477.5	476.375	479.5	483.125	488	489.5	490.8125	489.875	492	495.9063	499.8125
20	4600	0.8	481.1875	483	486	483.6875	486	489.6875	495.375	497.8125	497.375	496.375	497.6875	501.3438	506
21	4800	0.85	489.125	492.3125	495.625	492.6875	492.625	496.625	501.8125	506.6875	506.1875	502.6875	506	508.4375	510.875
22	5000	0.9	498.8125	506	506	504.3125	501	502.6875	509.5	514	515.8125	511	513.125	514.1563	515.1875
23	5300	0.95	512	519	515.6875	515.6875	510	510	518	524	529.5	524.1875	522	521.5938	521.1875
24	5700	1	532	534	535	535	521.1875	520	528	537.6875	546.5	538	535.5	532.5	529.5
25	5800	1.05	555	545	545	545	545	530	545	555	560	555.125	545.5	543.25	541
26	6100	1.1	555	555	550	545	545	545	545	550	565	570	570	550.5	551.0938
27	6300	1.15	555	555	550	545	545	545	545	555	565	570	570	555	560
28															
29															
30															
31															

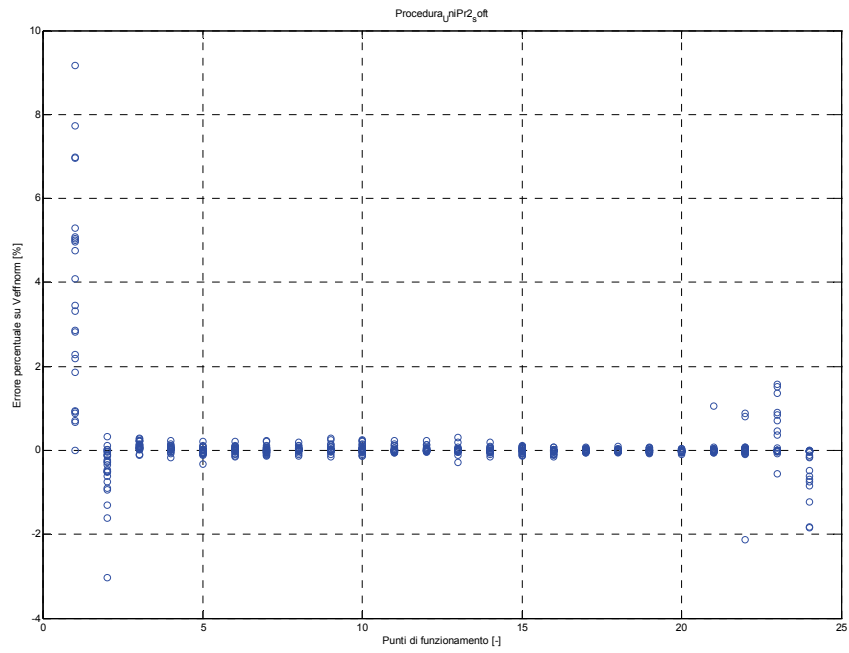
Figura 2.46: Inserimento nel foglio Excel dei dati necessari per la calibrazione del blocco nella modalità “early closing”.

La procedura si basa su un metodo per ottenere lo scambio di assi e ricampionare, attraverso il comando GRIDDATA,

È quindi necessario:

- Verificare che tra i dati disponibili su Foglio Excel che vengono utilizzati dal comando GRIDDATA vi siano elementi della Matrice esattamente uguali, ed in caso affermativo modificandoli di conseguenza;
- Decidere il numero fittizio di breakpoint su cui deve lavorare la procedura.
- Verificare che l'errore percentuale tra i valori calcolati dalla *look-up table EC* (costruita tramite GRIDDATA ed utilizzata per l'interpolazione) ed i dati iniziali sia inferiore a +/- 10% (a tale scopo la procedura provvede a costruire opportuni diagrammi di confronto, v.ad esempio la fig.2.47).





**Fig.2.47:** Errore percentuale sulla stima di  $V_{effnorm}$  (dato sperimentale/ calcolato dal modello) in modalità EC calcolato dalla procedura di identificazione.

### 2.10.3 Descrizione matematica modalità early closing

La procedura si basa sull'utilizzo del comando *GRIDDATA* che opera sulla matrice  $(X, Y, Z)$  dei dati forniti in ingresso: la linea di istruzioni della function è la seguente :

$ZI = GRIDDATA(X, Y, Z, XI, YI)$	(2.10.1)
----------------------------------	----------

La procedura di identificazione effettua le seguenti operazioni:

- definisce tramite la function *MESHGRID* una matrice di punti *XI* ed *YI* che permettono di costruire un reticolo regolare (ovvero di punti equispaziati ed a valori crescenti);
- calcola tramite la function *GRIDDATA* (eq.(2.10.1) i valori *ZI* ottenuti per interpolazione dei dati di partenza  $(X, Y, Z)$  in corrispondenza dei valori corrispondenti ai vettori *XI* ed *YI*.

Il valore del coefficiente di riempimento  $\lambda_v$  (lambda\_v) viene calcolato attraverso la seguente espressione:

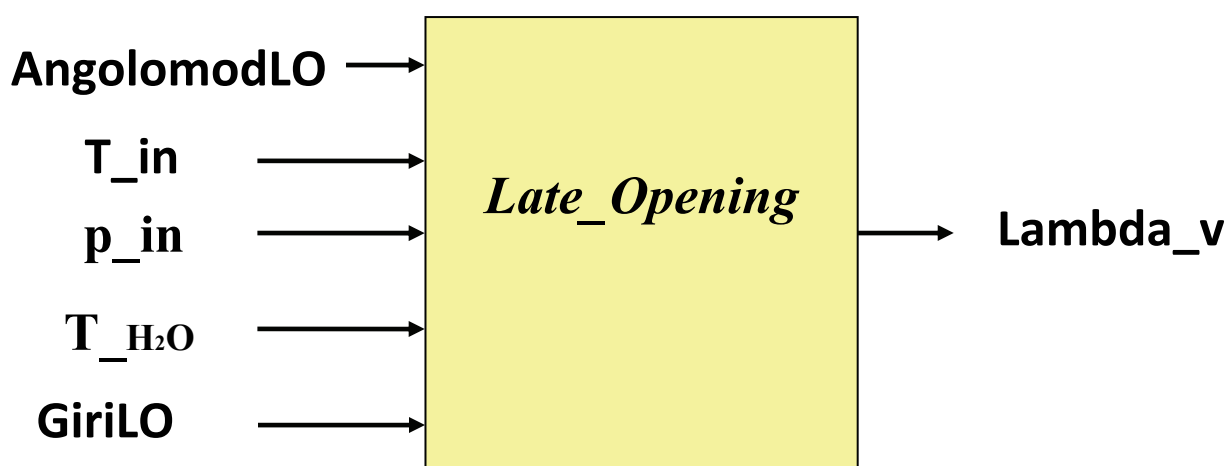
$\lambda_v = crtemp \cdot premnorm \cdot veffnorm$	(2.10.2)
--	----------

dove  $crtemp = f((T_{in} - T_{iniz.}) \cdot T_{H2O})$  e  $premnorm = f(p_{in}/p_{iniz.})$  sono grandezze normalizzate a valori compresi tra 0 e 1. La procedura opera la modellazione della modalità EC\_MODE invertendo valori di calibrazione presenti nella ECU ovvero dove viene definito,  $ANGOLOmodEC = f(Veffnorm, GiriEC)$ , dove  $veffnorm[-]$  e  $GiriEC$  velocità di rotazione [giri/min], risultano essere vettori mentre  $ANGOLOmodEC$  è una matrice di valori angolari[°] (v.fig.2.44) Seguendo quanto esposto si arriva a definire una matrice  $veffnorm = f(ANGOLOmodEC, GiriEC)$ .

## 2.11 Stima della massa intrappolata nei cilindri: valutazione del coefficiente di riempimento in relazione alle strategie di controllo della fasatura delle valvole. Modalità “late\_opening” (AcmeLate\_Opening)

### 2.11.1 Descrizione funzionale

Per calcolare la portata di fluido aspirata dal motore nel caso in cui venga attuata la strategia “late opening” (ritardo all’apertura delle valvole di aspirazione) si propone un modello così definito.(fig.2.46)



**Figura 2.48:** Il blocco che stima il coefficiente di riempimento e la portata aspirata dal motore nella modalità di funzionamento “late opening”.

#### Grandezze in ingresso

Nome	Unità di misura	Descrizione
AngolomodLO	[deg]	Angolo di manovella in modalità LO
GiriLO	[rad/s]	Velocità di rotazione del motore in modalità LO
p_in	[Pa]	Pressione nel collettore di aspirazione
T_in	[K]	Temperatura nel collettore di aspirazione
T_H2O	[K]	Temperatura dell’acqua motore

## Grandezze in uscita

Nome	Unità di misura	Descrizione
AreaIsNorm	[-]	Area Isoentropica Normalizzata

## Parametri

Nome parametro TIPO	Unita di misura	Descrizione	Nome della variabile
giLO SCALARE	[rad/s]	Si ottiene mediante 'procedura di identificazione'.	<i>acmelomode.parameters.gi.LO</i>
angLO SCALARE	[deg]	Si ottiene mediante 'procedura di identificazione'.	<i>acmelomode.parameters.ang.LO</i>
ziLO SCALARE	[-]	Si ottiene mediante 'procedura di identificazione'.	<i>acmelomode.parameters.zi.LO</i>
p_iniz SCALARE	[Pa]	Pressione iniziale di riferimento N.B questo valore va impostato all'interno della cartella Data nel file DataAcme1.xls	<i>acmelomode.parameters.p_iniz</i>
T_iniz SCALARE	[K]	Temperatura iniziale di riferimento N.B questo valore va impostato all'interno della cartella Data nel file DataAcme1.xls	<i>acmelomode.parameters.T_iniz</i>
ASPFACORLO SCALARE	[-]	Intake amplification factor in Late Opening actuation Definito dalla strategia presente nella ECU  N.B questo valore va impostato all'interno della cartella Data nel file DataAcme1.xls	<i>acmelomode.parameters.ASPFACTORLO</i>

MAX_REND_AIR  SCALARE	[-]	MAX_REND_AIR Define Definito dalla strategia presente nella ECU  N.B questo valore va impostato all'interno della cartella Data nel file DataAcme1.xls	<i>acmelomode.parameters.MAX_REND_AIR</i>
-----------------------------	-----	--	---

	A	K	L	M
1	<b>Acme</b>	EC_calculation	LO_calculation	ML_calculation
14	Volume ingresso [m <sup>3</sup> ]			
15	Volume uscita [m <sup>3</sup> ]			
16	Coefficiente inerziale [1/m]			
17	Velocità di rotazione iniziale turbogruppo [giri/min]			
18	Momento d'inerzia di massa del tg [kg*m <sup>2</sup> ]			
19	Coefficiente di riempimento [-]			
20	MAX_REND_AIR [-]	3	3	3
21	OFFEGRINTECFL [-]	0		0
22	ASPFACORLO [-]		1	
23				

**Figura 2.49:** Dati necessari per l'identificazione del Blocco Late-Opening all'interno del file DataBaseAcme1.xls (ComponentData).

### 2.11.2 Procedura di identificazione

Il pulsante LO\_Mode è stato creato per definire i valori dei parametri relativi alla modalità di funzionamento Late\_Opening della parte VVA.



**Figura 2.50:** Pulsante LO\_Mode/VVA.

Cliccando sul pulsante si apre il file Simulink<sup>®</sup> del modello ed una finestra di dialogo che segnala l'elemento che si sta trattando (nel caso specifico Late\_Opening\_Mode/VVA): se si clicca su ok, ha inizio la procedura. Appare un messaggio che chiede la lunghezza del vettore contenente le velocità di rotazione di riferimento, necessaria per il campionamento (breakpoint) dei valori angolari in ingresso. Il numero da inserire è proporzionale al numero di divisioni con le quali lavoreranno le procedure. A questo punto è possibile valutare gli effetti sulla stima dell'errore. Ci si aspetta che diminuendo il numero l'errore aumenti e viceversa. Cliccando su ok la procedura procede sino alla fine. Per la calibrazione del blocco è necessario disporre di una serie di valori del coefficiente di

riempimento (in genere determinati sperimentalmente) in diverse condizioni operative. Ad esempio, in fig.2.49 sono riportati i dati necessari per l'identificazione. L'utente deve quindi inserire i valori disponibili delle grandezze che interessano il blocco *Late\_Opening\_Mode* nel foglio Excel *DataBaseAcme1.xls*, che si trova nella cartella *Data*. Fig2.49

La procedura provvede a:

- 1) Calcolare i dati necessari (vettori o matrici) da inserire nella *Look-up Table LO*
- 2) Richiamare i dati necessari, specificati nella tabella Parametri nei file *DataBaseAcme1.xls/ComponentData* contenuto all'interno della cartella **Data**.
- 3) Visualizzare l'errore relativo al confronto tra i dati sperimentali e quelli calcolati dalla procedura.
- 4) Salvare il grafico dell'errore all'interno della cartella **Graphics** come file *ErrLO.fig* il grafico dell'errore e la struct *acmelomode.mat* nella cartella **Struct\_of\_Works**.

Dati sperimentali per calibrazione

Nome grandezza	Unita di misura	Descrizione	Nome della variabile
giriLO	[rad/s]	Velocità di rotazione del motore in modalità di funzionamento LO	GiriLO
Area Is di passaggio normalizzata	[-]	Area Is di passaggio normalizzata	AreaIsNorm
Matrice_LO	[deg]	Angolo di manovella in modalità funzionamento LO	Matrice_LO
TBCRTAIR	[-]	Fattori di correzione della temperatura dell'aria	TBCRTAIR
TBTAIR	[-]	Fattori di correzione della temperatura dell'aria	TBTAIR
TBCRTH2O	[-]	Fattori di correzione della temperatura dell'acqua	TBCRTH2O
TBTH2O	[-]	Fattori di correzione della temperatura dell'acqua	TBTH2O

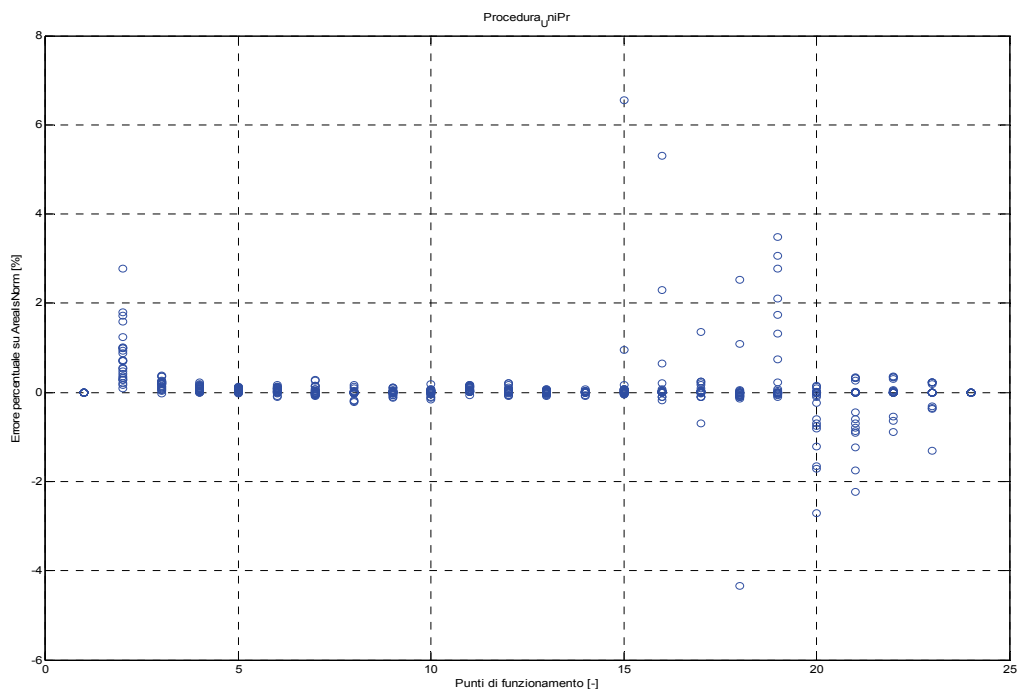
	A	B	AA	AB	AC	AD	AE	AF	AG	AH	AI	AJ	AK	AL	AM
1	GiriEC	Volume effettivo normalizzato	Vel_rotaz_motore_LO	Area_Is_di_p_ assaggio normalizzato	Crank_Angle LO										Vel_rotaz_motore_FL
2	GiriEC	Veffnorm	GiriLO	ArealNorm	Matrice LO										GiriFI
3	giri/min	[-]	[giri/min]	[-]	[deg]										[giri/mi]
4	750	0.01	500	0.001	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	11
5	900	0.05	650	0.01	15.6328	15.3828	15.3125	14.9375	14.5625	14.1875	14.0625	13.6875	11.8828	11.8125	11
6	1100	0.1	775	0.02	19.8125	19.3828	19.3125	18.8125	18.3125	17.8828	17.75	16.1875	14.1328	13	11
7	1300	0.15	900	0.03	23.3828	22.25	22.1328	21.5	21	20.5	20.3125	18.25	15.6875	14.25	11
8	1500	0.2	1100	0.04	25.6328	25	24.3828	23.75	23.1875	22.5625	22.3828	20.1875	17.1875	15.3125	11
9	1700	0.25	1300	0.05	28.1406	27.2266	26.7656	25.5625	24.9375	24.3125	24.1328	21.8828	18.3828	16.5	11
10	1900	0.3	1500	0.06	29.9766	29.1484	28.2344	27.7031	27.1328	25.8125	25.6328	23.1875	19.5	17.6875	11
11	2100	0.35	1900	0.07	31.7031	30.2969	29.2969	29.2969	28.5	27.6328	27	24.5	20.8828	18.9375	11
12	2500	0.4	2300	0.08	33.6406	32.0859	31.2578	31	29.6328	28.8828	28.1875	25.8828	22.3125	20.5	13
13	2700	0.45	2800	0.09	35.4766	34	33	32.1016	30.8125	30.1328	29.1875	27.3828	24.3828	21.5	13
14	2900	0.5		0.1	36.5781	35.4766	34.4688	33.2969	31.8125	31.3125	30.5	28.6328	26.25	23	13
15	3300	0.55		0.15	43.6328	42.5313	41.3438	37.4922	36.5	35.6328	35	33.5	31.9375	30.1328	13
16	3500	0.6		0.2	56.4688	55.3672	53.9922	44.4609	40.3828	39.3828	38.6328	36.6875	35.5	33.8125	13
17	3700	0.65		0.25	80	78.5	77	57.5703	44.3828	42.6875	41.8125	40.1328	38.5	37	13
18	4000	0.7		0.3	108	106	104	86	51.6875	46.3125	44.6328	43.5	41.3125	40.1875	13
19	4300	0.75		0.35	110	110	110	110	82	50.3828	47.8125	46.0625	43.8828	42.3828	13
20	4600	0.8		0.4	110	110	110	110	110	64.1875	51.1328	48.6328	45.9375	44.6328	15
21	4800	0.85		0.45	110	110	110	110	110	81.1875	64.6875	51.1328	48	46.6328	15
22	5000	0.9		0.5	110	110	110	110	110	110	81.5	64.1328	51.5625	50.1875	15
23	5300	0.95		0.55	110	110	110	110	110	110	110	82.8125	64.3828	52.3828	15
24	5700	1		0.6	110	110	110	110	110	110	110	110	82.3828	63.1875	15
25	5800	1.05		0.65	110	110	110	110	110	110	110	110	110	82.1328	15
26	6100	1.1		0.7	110	110	110	110	110	110	110	110	110	110	15
27	6300	1.15		0.75	110	110	110	110	110	110	110	110	110	110	15
28															17
29															17
30															17
31															17

**Figura 2.51:** Inserimento nel foglio Excel dei dati necessari per la calibrazione del blocco nella modalità “late opening”.

La procedura si basa su un metodo per ottenere lo scambio di assi e ricampionare, attraverso il comando GRIDDATA,

È quindi necessario:

- Verificare che tra i dati disponibili su Foglio Excel che vengono utilizzati dal comando GRIDDATA vi siano elementi della Matrice esattamente uguali, ed in caso affermativo modificandoli di conseguenza;
- Decidere il numero fittizio di breakpoint su cui deve lavorare la procedura.
- Verificare che l'errore percentuale tra i valori calcolati dalla *look-up table EC* (costruita tramite GRIDDATA ed utilizzata per l'interpolazione) ed i dati iniziali sia inferiore a +/- 10% (a tale scopo la procedura provvede a costruire opportuni diagrammi di confronto, v.ad esempio la fig.2.52).



**Figura 2.52:** Errore percentuale sulla stima di AreaIsNorm in modalità LO calcolato dalla procedura di identificazione.

### 2.11.3 Descrizione matematica modalita late opening

La procedura si basa sull'utilizzo del comando *GRIDDATA* che opera sulla matrice  $(X, Y, Z)$  dei dati forniti in ingresso: la linea di istruzioni della function è la seguente :

$ZI = GRIDDATA(X, Y, Z, XI, YI)$	(2.11.1)
----------------------------------	----------

La procedura di identificazione effettua le seguenti operazioni:

- definisce tramite la function *MESHGRID* una matrice di punti  $XI$  ed  $YI$  che permettono di costruire un reticolo regolare (ovvero di punti equispaziati ed a valori crescenti);
- calcola tramite la function *GRIDDATA* (eq.(2.11.1) i valori  $ZI$  ottenuti per interpolazione dei dati di partenza  $(X, Y, Z)$  in corrispondenza dei valori corrispondenti ai vettori  $XI$  ed  $YI$ .



Il valore del coefficiente di riempimento  $\lambda_v$  (lambda\_v) viene calcolato attraverso la seguente espressione:

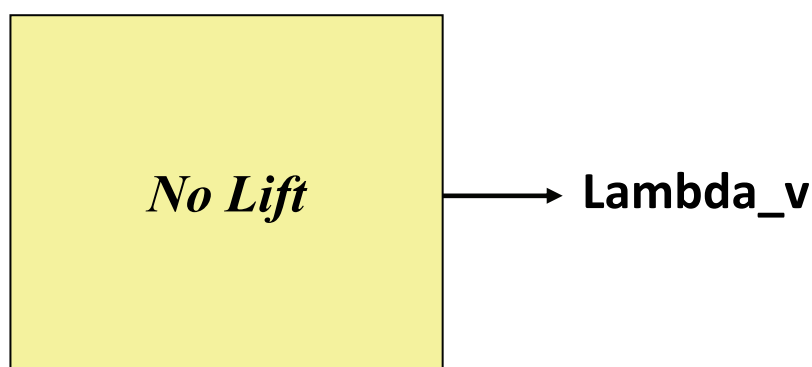
$\lambda_v = crtemp \cdot premnorm \cdot areaisnorm$	(2.11.2)
--	----------

dove  $crtemp = f((T_{in} - T_{iniz.}) \cdot T_{H2O})$  e  $premnorm = f(p_{in}/p_{iniz.})$  sono grandezze normalizzate a valori compresi tra 0 e 1. La procedura opera la modellazione della modalità EC\_MODE invertendo valori di calibrazione presenti nella ECU ovvero dove viene definito,  $ANGOLOmodLO = f(AreaIsNorm, GiriLO)$ , dove  $veffnorm[-]$  e  $GiriLO$  velocità di rotazione [giri/min], risultano essere vettori mentre  $ANGOLOmodLO$  è una matrice di valori angolari[°] (v.fig.2.44) Seguendo quanto esposto si arriva a definire una matrice  $areaisnorm = f(ANGOLOmodLO, GiriLO)$ .

## 2.12 Stima della massa intrappolata nei cilindri: valutazione del coefficiente di riempimento in relazione alle strategie di controllo della fasatura delle valvole. Modalità “no lift” (AcmeNo\_Lift)

### 2.12.1 Descrizione funzionale

Per calcolare la portata di fluido aspirata dal motore nel caso in cui venga attuata la strategia “no lift” (completa chiusura delle valvole di aspirazione) si propone un modello così definito. (fig.2.53).



**Figura 2.53:** Il blocco che stima il coefficiente di riempimento e la portata aspirata dal motore nella modalità di funzionamento “no lift”.

#### Grandezze in uscita

Nome	Unità di misura	Descrizione
Lambda_v	[-]	Coefficiente di riempimento

#### Parametri

Nome parametro TIPO	Unità di misura	Descrizione	Nome della variabile
$\lambda_v$ SCALARE	[-]	Valore del coefficiente di riempimento a valvole chiuse (modalità NO LIFT) N.B questo valore va impostato all'interno della cartella Data nel file <i>DataBaseAcme1.xls</i>	<i>acmenolift.parameters.lvnl</i>

	A	J
1	<b>Acme</b>	NL_calculation
14	Volume ingresso [m <sup>3</sup> ]	
15	Volume uscita [m <sup>3</sup> ]	
16	Coefficiente inerziale [1/m]	
17	Velocità di rotazione iniziale turbogruppo [giri/min]	
18	Momento d'inerzia di massa del tg [kg*m <sup>2</sup> ]	
19	Coefficiente di riempimento [-]	0.001

**Figura 2.54:** Valore del coeff di riempimento nmode da inserire all'interno del file DataBaseAcme1.xls (ComponentData).

## 2.12.2 Procedura di identificazione

La procedura di identificazione che provvede a costruire la variabile struct contenente i parametri relativi alla identificazione del modello del *NoLift* viene avviata con il pulsante *N.L.Mode* (fig.2.55).



**Figura 2.55:** Pulsante NoLift.

Cliccando sul pulsante si apre il file Simulink<sup>®</sup> del modello ed una finestra di dialogo che segnala l'elemento che si sta trattando (nel caso specifico N.L. MODE): se si clicca su ok, ha inizio la procedura. L'utente si deve solo attenere ad inserire i dati richiesti, specificati nella tabella parametri, nel file DataBaseAcme1.xls (ComponentData) contenuto all'interno della cartella Data.

La procedura provvede a:

- 1) Creare una struct con il nome *acmenolift*, contenente il valore del coefficiente di riempimento che si assume costante in tutte le condizioni operative nel caso “no lift”: questo parametro è estratto dai rispettivi file contenuti nella cartella **Data**. Se si apre il file *NL.mdl* che si trova nella cartella **Acme\_models**, con un doppio click sul modello compare una finestra dove sono visualizzate la chiamata a tali grandezze ed una breve descrizione del blocco.
- 2) Caricare la struct nel Workspace.
- 3) Salvare la stessa con il nome *acmenolift.mat* nella cartella **Struct\_of\_Work**.

## 2.13 Stima della massa intrappolata nei cilindri: valutazione del coefficiente di riempimento in relazione alle strategie di controllo della fasatura delle valvole. Modalità “full lift” (AcmeFull\_Lift)

### 2.13.1 Descrizione funzionale

Per calcolare la portata di fluido aspirata dal motore nel caso in cui venga attuata la strategia “full lift” (completa apertura delle valvole di aspirazione) si propone un modello così definito. (fig.2.56).

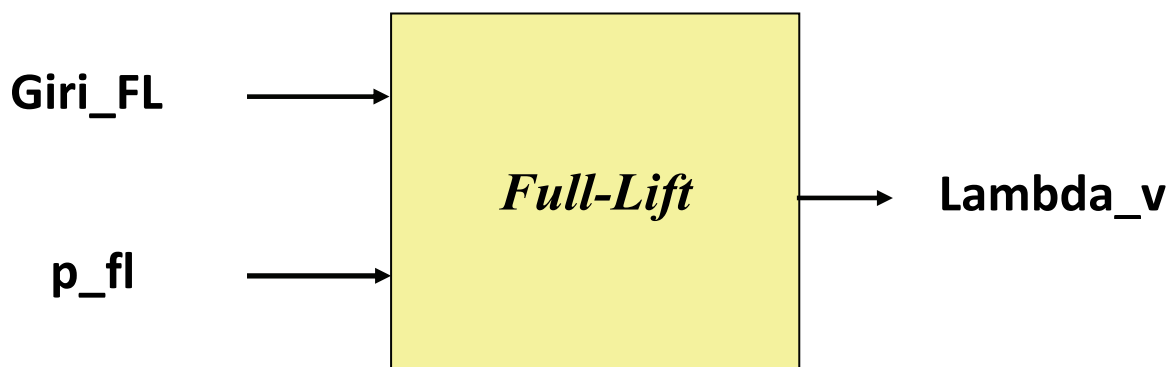


Figura 2.56: Blocco che stima il coefficiente di riempimento modalità “full-lift”.

#### Grandezze in ingresso

Nome	Unità di misura	Descrizione
p_fl	[Pa]	Pressione collettore aspirazione
Giri_FL	[giri/min]	Velocità di rotazione

#### Grandezze in uscita

Nome	Unità di misura	Descrizione
Lambda_v	[-]	Coefficiente di riempimento

## Parametri

Nome parametro TIPO	Unita di misura	Descrizione	Nome della variabile
a SCALARE	[-]	Calcolato dal tool di preprocessing (Vedi procedura di identificazione)	<i>acmefulllift.parameters.a</i>
b SCALARE	[1/(giri/min)]	Calcolato dal tool di preprocessing (Vedi procedura di identificazione)	<i>acmefulllift.parameters.b</i>
c SCALARE	[1/(giri/min) <sup>2</sup> ]	Calcolato dal tool di preprocessing (Vedi procedura di identificazione)	<i>acmefulllift.parameters.c</i>
d SCALARE	[bar]	Calcolato dal tool di preprocessing (Vedi procedura di identificazione)	<i>acmefulllift.parameters.d</i>
e SCALARE	[bar/(giri/min)]	Calcolato dal tool di preprocessing (Vedi procedura di identificazione)	<i>acmefulllift.parameters.e</i>
f SCALARE	[bar/(giri/min) <sup>2</sup> ]	Calcolato dal tool di preprocessing (Vedi procedura di identificazione)	<i>acmefulllift.parameters.f</i>

### 2.13.2 Procedura di identificazione

Il pulsante F.L. Mode è stato creato per realizzare la struct contenente i parametri relativi alla modalità di funzionamento Full-Lift del sistema VVA.



**Figura 2.57:** Pulsante FL mode.

Cliccando sul pulsante si apre il file Simulink<sup>®</sup> del modello ed una finestra di dialogo che segnala l'elemento che si sta trattando (nel caso specifico F.L. MODE): se si clicca su ok, ha inizio la

procedura. Appare un messaggio che chiede di settare la cilindrata del motore Vd. Cliccando su ok la procedura procede sino alla fine. La procedura richiede diversi dati (usualmente di origine sperimentale): in fig.2.58 sono evidenziate le colonne ove è necessario inserire i valori numerici necessari per la calibrazione del blocco.

La procedura provvede a:

- 1) Calcolare i coefficienti della funzione interpolante a partire dai dati disponibili: essi vengono elaborati tramite la function *lsqcurvefit* che fa parte del OPTIMIZATION TOOLBOX di Matlab. Il comando risolve problemi di Curve Fitting (Data Fitting) non lineari mediante il metodo ai minimi quadrati. Nel caso particolare, esso calcola i coefficienti di una correlazione interpolante definita nella forma seguente:

$$(Lambda \_ v \cdot p \_ fl) = (a + b \cdot GiriFL + c \cdot GiriFL^2) p \_ fl - (d + e \cdot GiriFL + f \cdot GiriFL^2) \quad (2.13.1)$$

I sei coefficienti calcolati vengono salvati nel Workspace di Matlab. Successivamente viene creata una variabile struct dove essi vengono memorizzati, insieme alla costante universale dei Gas estratta dai relativi file nella cartella Data. Se si apre il file FL.mdl , che si trova nella cartella Acme\_models, con un doppio click sul modello compare una finestra dove sono visualizzate la chiamata a tali grandezze ed una breve descrizione del blocco. La struct viene infine caricata nel Workspace con il nome acmefulllift.mat

Dati necessari per la calibrazione:

Nome grandezza	Unita di misura	Descrizione	Nome della variabile
p_coll_asp_fulllift	[Pa]	Pressione nel collettore di aspirazione	p_fl
Portata_aria_full_lift	[kg/s]	Portata aria aspirata dal motore	M_fl
Tcoll_asp_full_lift	[k]	Temperatura nel collettore di aspirazione	T5_fl
Velocità_rotazione_motore_full_lift	[giri/min]	Velocità di rotazione del motore	GiriFL

AV15															
	A	B	AM	AN	AO	AP	AQ	AR	AS	AT	AU	AV	AW	AX	AY
1	giri EC	Volume effettivo normalizzato	Vel. rotaz. motore_FL	p coll. Asp. fl	Portata aria fl	T coll. Asp. fl									
2	GiriEC	Veffnorm	GiriFL	p fl	M fl	T5 fl	TBCRTAIR	TBTAIR	TBCRTH2C	TBTH2O					
3	giri/min	[-]	[giri/min]	[bar]	[kg/s]	[K]	[-]	[-]	[-]	[-]					
4	750	0.01	1100	0.285	0.002835	310	1.1235	-30	1	-30					
5	900	0.05	1100	0.304	0.003084	309.55	1.079	-20	1	-20					
6	1100	0.1	1100	0.402	0.004334	306.6	1.038	-10	1	-10					
7	1300	0.15	1100	0.503	0.005579	304.475	1	0	1	0					
8	1500	0.2	1100	0.612	0.006865	302.275	0.9647	10	1	10					
9	1700	0.25	1100	0.707	0.008126	301.55	0.9318	20	1	20					
10	1900	0.3	1100	0.914	0.010687	300.05	0.901	30	1	25					
11	2100	0.35	1100	0.977	0.011448	299.6	0.9	40	1	30					
12	2500	0.4	1300	0.976	0.013375	299.825	0.89	50	1	40					
13	2700	0.45	1300	0.913	0.012251	299.85	0.85	60	1	50					
14	2900	0.5	1300	0.704	0.009275	300.95	0.7959	70	1	60					
15	3300	0.55	1300	0.611	0.007707	302.05	0.7734	80	1	70					
16	3500	0.6	1300	0.5	0.006282	303.325	0.7521	90	1	80					
17	3700	0.65	1300	0.402	0.004843	306.4	0.7319	100	1	90					
18	4000	0.7	1300	0.303	0.003407	311.35	0.7128	110	1	100					
19	4300	0.75	1300	0.283	0.003131	312.45	0.6946	120	1	110					
20	4600	0.8	1500	0.273	0.003739	310.55									
21	4800	0.85	1500	0.307	0.004395	309.3									
22	5000	0.9	1500	0.401	0.006019	305.225									
23	5300	0.95	1500	0.5	0.007656	302.55									
24	5700	1	1500	0.61	0.009379	301.05									
25	5800	1.05	1500	0.7	0.011099	300.05									
26	6100	1.1	1500	0.911	0.014801	298.875									
27	6300	1.15	1500	0.964091	0.015519	300.15									
28			1700	0.287	0.003915	309.225									
29			1700	0.305	0.004602	308.525									
30			1700	0.405	0.006417	305.4									
31			1700	0.5	0.008314	302.775									

Figura 2.58: Il foglio Excel che contiene il piano quotato di riferimento con i dati necessari per la calibrazione del modello del sistema VVA in “Full-Lift”.

2) Visualizzare i dati sperimentali: vengono rappresentati i valori calcolati tramite la correlazione interpolante (2.13.1) ed i valori inizialmente disponibili per l’identificazione.

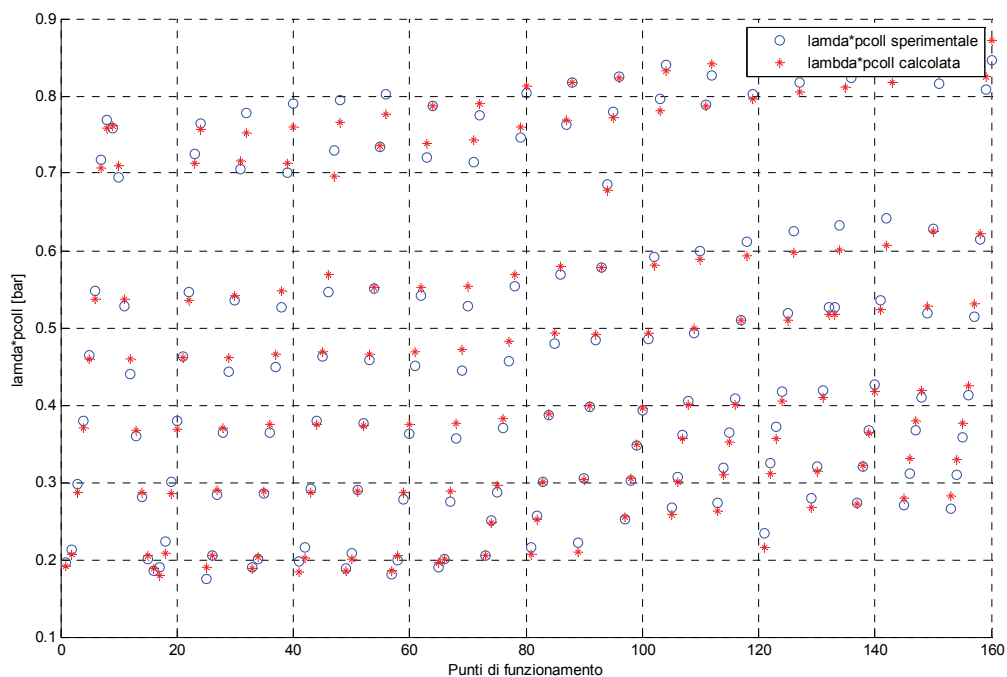


Figura 2.59 Confronto tra i valori di  $\lambda \cdot p_{coll}$  calcolati tramite la correlazione (2.13.1) ed i valori inizialmente disponibili per l’identificazione.



- 3) Salvare i dati: la procedura salva rispettivamente la struct nella cartella **Struct\_of\_Work**, con il nome *acmefulllift.mat* e il grafico dei dati sperimentali (fig.2.57) nella cartella **Graphics** con il nome *lambda-pcoll.fig*.
- 4) Stimare l'errore medio percentuale: la procedura riporta l'errore medio percentuale sul calcolo di *lambda-pcoll* nella CommandWindow di Matlab come Err\_perc.medio.

### 2.13.3 Descrizione matematica modalità full lift

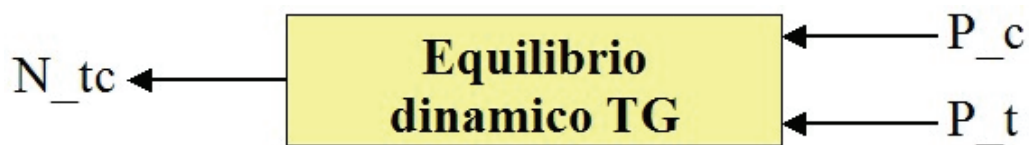
L'analisi segue una correlazione interpolante nella forma proposta da Hendricks[19]. Secondo tale approccio si utilizza la relazione (2.13.2), dalla quale si ottiene direttamente il valore di  $\Lambda_v$  dividendo per il valore della pressione all'interno del collettore di aspirazione  $p_{fl}$ :

$\Lambda_v = (a + b \cdot GiriFL + c \cdot GiriFL^2) - (d + e \cdot GiriFL + f \cdot GiriFL^2) \cdot \left( \frac{1}{p_{fl}} \right)$	(2.13.2)
---	----------

## 2.14 Il modello del gruppo di sovralimentazione: modello del complesso rotante (AcmeTce)

### 2.14.1 Descrizione funzionale

Il modello (fig.2.60) descrive l'equilibrio dinamico del complesso rotante del turbosovralimentatore. La velocità istantanea di rotazione dell'albero del gruppo viene determinata tramite l'equazione della dinamica per un sistema rigido rotante.



**Figura 2.60:** Blocco relativo al calcolo delle condizioni di equilibrio dinamico del turbogruppo.

#### Grandezze in ingresso

Nome	Unità di misura	Descrizione
P_c	[kW]	Potenza richiesta dal compressore
P_t	[kW]	Potenza erogata dalla turbina

#### Grandezze in uscita

Nome	Unità di misura	Descrizione
N_tc	[giri/min]	Velocità di rotazione del gruppo

## Parametri

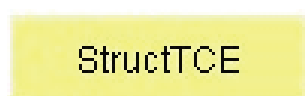
Nome parametro TIPO	Unita di misura	Descrizione	Nome della variabile
$J_{tc}$ SCALARE	[kg*m <sup>2</sup> ]	Momento d'inerzia del turbogruppo.  (* N.B questo valore fa parte dei dati sperimentali, che si trovano all'interno della cartella Data nel file <i>DataBaseAcme1.xls</i>	<i>acmetce.parameters.MomIn</i>
$\omega_0$ SCALARE	[giri/min]	Velocità di rotazione iniziale.  (* N.B questo valore fa parte dei dati sperimentali, che si trovano all'interno della cartella Data nel file <i>DataBaseAcme1.xls</i>	<i>acmetce.parameters.VelIn</i>

A		I	
1	<b>Acme</b>	Tce	N
17	Velocità di rotazione iniziale turbogruppo	[giri/min]	50000
18	Momento d'inerzia di massa del tg	[kg*m <sup>2</sup> ]	3.00E-06
19	Coefficiente di riempimento	[-]	

(\* Valori relativi al turbogruppo da inserirei all'interno del file *DataBaseAcme1.xls*.(ComponentData)

## 2.14.2 Procedura di identificazione

La procedura di identificazione che provvede a costruire la variabile struct contenente i parametri relativi alla identificazione del modello dell'equilibrio del turbo, sulla base dei dati disponibili, viene avviata con il pulsante *StructTCE* (fig.2.61).



**Figura 261:** Pulsante StructTCE.

Cliccando sul pulsante si apre il file Simulink® del modello ed una finestra di dialogo che segnala il modello che si sta trattando (nel caso specifico il blocco che calcola le condizioni di equilibrio dinamico del turbogruppo): se si clicca su ok, ha inizio la procedura. L'utente deve inserire i dati richiesti, specificati nella tabella parametri, nel file DataBaseAcme1.xls (ComponentData) contenuto all'interno della cartella Data.

La procedura provvede a:

- 1) Creare una struct con il nome *acmetce*, contenente i valori del momento di inerzia di massa del turbogruppo e la velocità di rotazione iniziale: questi parametri sono estratti dai rispettivi file contenuti nella cartella **Data**. Se si apre il file *intman.mdl* che si trova nella cartella **Acme\_models**, con un doppio click sul modello compare una finestra dove sono visualizzate la chiamata a tali grandezze e una breve descrizione del blocco;
- 2) Caricare la struct nel Workspace;
- 3) Salvare la stessa con il nome *acmetce.mat* nella cartella **Struct\_of\_Work**.

### 2.14.3 Descrizione matematica modello complesso rotante

La velocità angolare di rotazione  $\omega$  del turbogruppo (variabile  $N_{tc}$  nel modello) varia nel tempo in relazione all'inerzia delle masse in movimento (giranti e albero di collegamento) ed al valore della coppia richiesta dal compressore  $M_c$  e di quella fornita dalla turbina  $M_t$ . Per determinarla viene utilizzata l'equazione della dinamica per un sistema rigido rotante:

$M_t - M_c = J_{tc} \cdot \frac{d\omega}{dt}$	(2.14.1)
---	----------

in cui  $J_{tc}$  è il momento d'inerzia delle masse in rotazione e  $\omega$  è la velocità angolare. Moltiplicando per la velocità angolare entrambi i membri, la (2.14.1) diviene:

$P_t - P_c = J_{tc} \cdot \omega \cdot \frac{d\omega}{dt}$	(2.14.2)
--	----------

da cui si ricava la variazione nel tempo della velocità angolare:

$\frac{d\omega}{dt} = \frac{P_t - P_c}{\omega \cdot J_{tc}}$	(2.14.3)
--	----------

Per ottenere la velocità di rotazione istantanea, si integra la (2.14.3) nel tempo a partire da un valore iniziale per la velocità angolare (2.14.4):

$\omega(t) = \omega_0 + \int_0^t \frac{d\omega}{dt}$	(2.14.4)
--	----------

## 2.15 Il modello del gruppo di sovralimentazione: il compressore (AcmeCompressor)

### 2.15.1 Descrizione funzionale

Il modello che descrive il comportamento del compressore è di tipo algebrico “black-box” poiché si basa sull’uso delle curve caratteristiche di portata e di rendimento della macchina. Esse, in forma di mappe, sono calcolate a partire dai dati sperimentali forniti dal Costruttore ed elaborati da un tool di preprocessing sviluppato nell’ambito dell’attività di ricerca e descritto nel seguito.

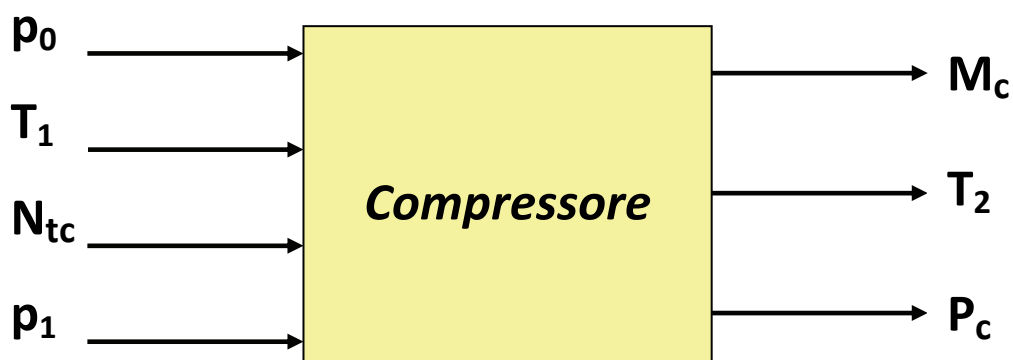


Figura 2.62: Blocco relativo al modello del compressore.

#### Grandezze in ingresso

Nome	Unità di misura	Descrizione
$p_0$	[Pa]	Pressione monte
$T_1$	[K]	Temperatura monte
$N_{tc}$	[giri/min]	Velocità turbogruppo
$p_1$	[Pa]	Pressione valle

#### Grandezze in uscita

Nome	Unità di misura	Descrizione
$M_c$	[kg/s]	Portata elaborata
$T_2$	[K]	Temperatura valle
$P_c$	[kW]	Potenza assorbita

## Parametri

Nome parametro TIPO	Unità di misura	Descrizione	Nome della variabile
P_rif SCALARE	[Pa]	Pressione totale di riferimento. Da dati sperimentali.	<i>acmecompressor.parameters.p_rif</i>
T_rif SCALARE	[K]	Temperatura totale di riferimento. Da dati sperimentali.	<i>acmecompressor.parameters.T_rif</i>
k SCALARE	[-]	Rapporto calori specifici a p e v costante. Da dati sperimentali.	<i>acmecompressor.parameters.k</i>
pc_Ncorr VETTORE	[giri/min]	Velocità corretta. Da tool preprocessing portata.	<i>acmecompressor.tablePortata.giri</i>
pc_Beta VETTORE	[-]	Rapporto di compressione. Da tool preprocessing portata.	<i>acmecompressor.tablePortata.beta</i>
pc_Mcorr MAPPA 2-D	[kg/s]	Mappa portata corretta. Da tool preprocessing portata.	<i>acmecompressor.tablePortata.Mcorr_c</i>
rc_Ncorr VETTORE	[giri/min]	Velocità corretta. Da tool preprocessing rendimento.	<i>acmecompressor.tableRendimento.giri</i>
rc_Mcorr VETTORE	[kg/s]	Portata corretta. Da tool preprocessing rendimento.	<i>acmecompressor.tableRendimento.Mcorr_c</i>
rc_eta MAPPA 2-D	[-]	Mappa rendimento. Da tool preprocessing rendimento.	<i>acmecompressor.tableRendimento.eta</i>

## Dati sperimentali del costruttore

Nome grandezza	Unità di misura	Descrizione	Nome della variabile
Velocità corretta	[giri/minuto]	(2.15.1)	giri
Portata corretta	[kg/s]		mcorr
Rapporto di compressione	[-]	(2.15.1)	beta
Rendimento	[-]		eta
Diametro di monte	[m]		Drot
Temperatura di riferimento	[K]		Trif

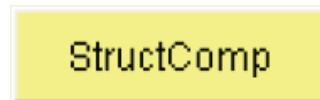
DESCRIZIONE	Velocità corretta	Portata corretta	Rapporto di compressione	Rendimento	DATI GEOMETRICI		
Nome dati	$n_{red}$	$m_{red}$	BETA	ETA	Diametro rotore	Numero di pale	Tem
Unità di misura	[1/min]	[kg/s]	[-]	[-]	[m]	[-]	
Nome Matlab	giri	mcorr	beta	eta	Dtip	npale	
	75389	0,01213	1,13173	0,49073	0,038		12
	75389	0,0138	1,1304	0,51631			
	75389	0,01548	1,12818	0,53452			
	75389	0,01716	1,12492	0,54837			
	75389	0,01884	1,12084	0,55994			
	75389	0,02052	1,11633	0,56943			
	75389	0,0222	1,1113	0,57415			
	75389	0,02341	1,1069	0,57055			
	75389	0,02463	1,10174	0,56005			
	75389	0,02584	1,09594	0,5446			
	75389	0,02705	1,08967	0,52608			
	75389	0,02826	1,08303	0,50552			
	115597	0,01644	1,33928	0,53651			
	115597	0,02111	1,33773	0,59348			
	115597	0,02533	1,32658	0,62752			
	115597	0,03136	1,30069	0,65857			
	115597	0,03602	1,27825	0,66669			
	115597	0,03967	1,2528	0,6446			
	115597	0,04323	1,21997	0,60431			
	115597	0,04449	1,20934	0,58884			
	115597	0,0476	1,18016	0,53664			
	115597	0,04843	1,17168	0,52			
	155804	0,02143	1,65127	0,56356			
	155804	0,02532	1,65236	0,60256			
	155804	0,02922	1,64961	0,63216			
	155804	0,03312	1,6428	0,65529			
	155804	0,03702	1,63177	0,67497			
	155804	0,04091	1,6164	0,69282			
	155804	0,04481	1,5964	0,70712			

Figura 2.63: Il foglio Excel dove occorre inserire i dati sperimentali relativi alle mappe di portata e rendimento del compressore;



### 2.15.3 Procedura di identificazione

La procedura di identificazione che provvede a costruire la variabile struct contenente i parametri relativi alla identificazione del modello viene avviata con il pulsante *StructComp* (fig.2.64).



**Figura2.64:** Pulsante StructComp.

Cliccando sul pulsante si apre il file Simulink<sup>®</sup> del modello ed una finestra di dialogo che segnala l'elemento che si sta trattando (nel caso specifico il compressore): se si clicca su ok, ha inizio la procedura. Per la corretta calibrazione del blocco si parte dall'utilizzo dei dati che definiscono le mappe di portata e rendimento: in fig.2.63 sono visualizzate le colonne necessarie per l'identificazione del blocco.

La procedura provvede a:

- 1) Importare dal foglio Excel i dati sperimentali.
- 2) Costruire la mappe di portata.
- 3) Costruire la mappe di rendimento.
- 4) Salvare i dati: la procedura salva rispettivamente la struct *acmecompressor* nella cartella **Struct\_of\_Work**, con il nome *acmecompressor.mat*.
- 5) Visualizzare il confronto tra punti sperimentali e calcolati.

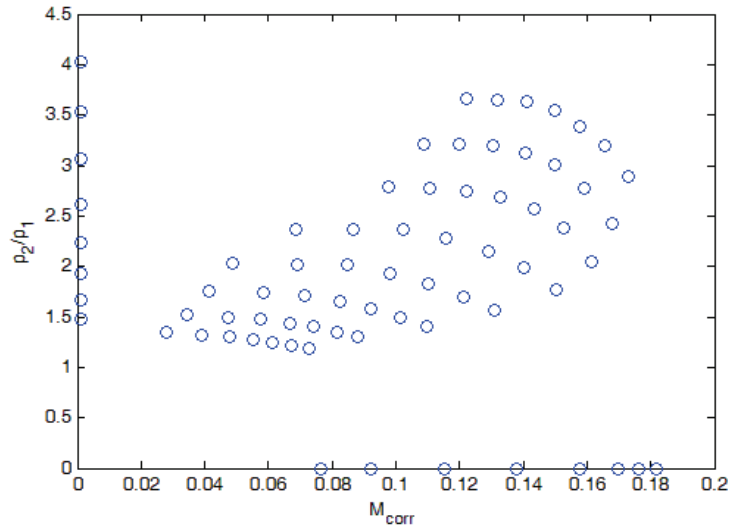
Lo script *valuta\_errori\_compressore.m* provvede a confronto i dati calcolati con i dati sperimentali. I dati vengono poi visualizzati e salvati in un grafico nella cartella **Graphics** con il nome *errori\_PT\_compressore.fig* ed *errori\_RE\_compressore.fig* .

### 2.15.3 Descrizione matematica modello compressore

La procedura sviluppata in ambiente Matlab<sup>®</sup>, partendo dai dati sperimentali forniti dal Costruttore del turbosovralimentatore permette di creare la mappa delle curve caratteristiche isovelocità di portata (fig.2.65) in termini di grandezze corrette (v.eq.(2.15.1), estendendo il campo di definizione di ciascuna isovelocità secondo la metodologia proposta in [17].

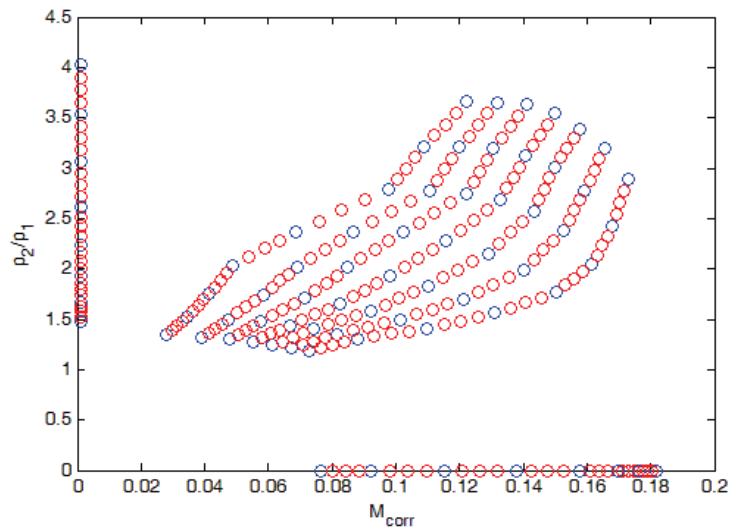
$\beta = \frac{p_{t2}}{p_{t1}}$ $n_{corr,tc} = n_f \cdot \sqrt{\frac{T_{rif}}{T_{t1}}}$ $M_{corr,c} = M_f \cdot \sqrt{\frac{T_{t1}}{T_{rif}}} \cdot \frac{p_{rif}}{p_{t1}}$ $M_{corr,c} = f(\beta, n_{corr,tc})$	(2.15.1)
--	----------

dove  $\beta$  è il rapporto di compressione,  $p_{t2}$  la pressione di ristagno nella sezione a monte del compressore,  $p_{t1}$  la pressione di ristagno nella sezione a valle del compressore,  $T_{t1}$  la temperatura di ristagno nella sezione a monte del compressore,  $M_{corr,c}$  la portata ridotta e  $n_{corr,c}$  la velocità di rotazione ridotta (con il pedice *rif* si intendono le grandezze riferimento, usualmente definite dal Costruttore). Al fine di estendere le curve anche ai campi di funzionamento in genere non definiti, vengono inoltre considerati i valori di  $M_{corr,c}$  corrispondenti ad un valore nullo del rapporto di compressione ed i valori di  $\beta$  a portata nulla (v.fig.2.66).



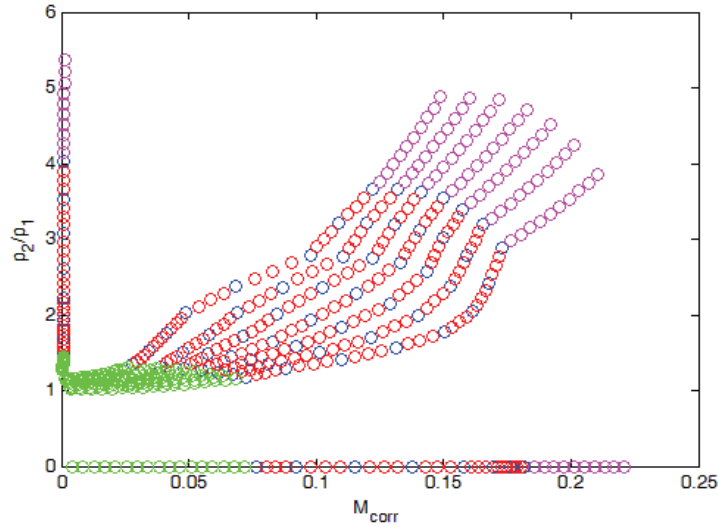
**Figura 2.65:** Dati sperimentali forniti dal Costruttore relativi alle caratteristiche di portata (valori rielaborati in termini di quantità corrette).

A questo punto la procedura infittisce le curve di isovelocità presenti nei dati sperimentali, creandone nuove a valori intermedi (fig.2.66) [17, 30].



**Figura 2.66:** Estensione delle curve caratteristiche isovelocità di portata.

Tali curve sono calcolate utilizzando una interpolazione lineare: per ogni valore del rapporto di compressione i valori di portata vengono calcolati interpolando linearmente sulla velocità di rotazione i valori relativi alle isovelocità adiacenti. Al fine di definire il di funzionamento del compressore laddove non si hanno a disposizione dati sperimentali vengono introdotte caratteristiche a bassa e alta velocità (v.fig.2.67).



**Figura 2.67:** Estensione delle curve caratteristiche di portata alle alte e basse velocità.

Le curve caratteristiche di portata a bassa velocità di rotazione vengono definite per valori del coefficiente di velocità distanziati fra loro di una quantità  $\Delta$ : i parametri corrispondenti vengono estrapolati utilizzando le seguenti relazioni:

$N_{i-1} = N_i - \Delta$ $\beta_{i-1} = \beta_i \cdot \left( \frac{1 + K \cdot N_{i-1}^2}{1 + K \cdot N_i^2} \right)^{\frac{m}{m-1}}$ $M_{i-1} = M_i \cdot \frac{N_{i-1}}{N_i}$	(2.15.2)
---	----------

dove il pedice ‘i’ identifica la curva isovelocità nota a velocità più bassa, mentre K è così definito:

$K = \left( \frac{\sigma}{c_p \cdot T_{rif}} \right) \cdot \left( \frac{\pi \cdot D_{rot}}{60} \right)^2$	(2.15.3)
---	----------

ove  $T_{rif}$  è la temperatura di riferimento,  $D_{rot}$  il diametro all’uscita del rotore,  $c_p$  il calore specifico e  $\sigma$  lo *slip factor* definito da Stanitz [29]:

$\sigma = 1 - \left( \frac{0.63 \cdot \pi}{z} \right)$	(2.15.4)
--	----------

ove  $z$  è il numero di pale.

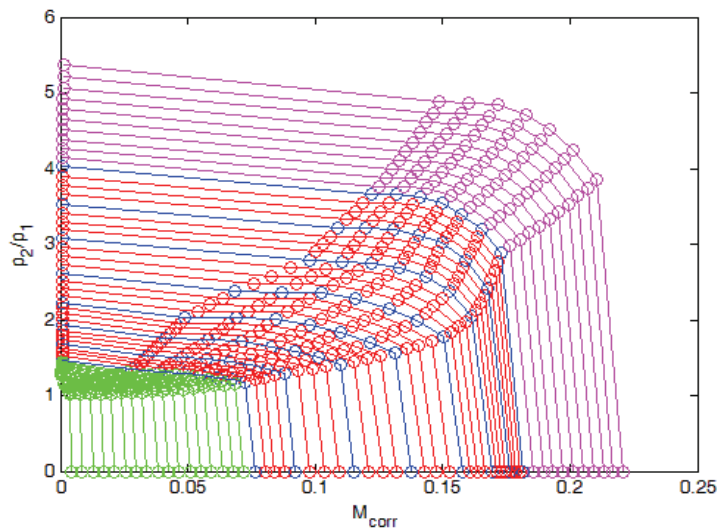
Indicando invece con  $\eta_p$  il rendimento politropico di compressione e con  $k$  il rapporto tra i calori specifici, l'esponente  $m$  della (2.15.2) vale:

$m = \frac{\eta_p}{\eta_p - \frac{(k-1)}{k}}$	(2.15.5)
---	----------

Per quanto riguarda invece la creazione delle curve alle alte velocità vengono utilizzate le seguenti correlazioni:

$N_{i+1} = N_i + \Delta$ $\beta_{i+1} = \beta_i \cdot \left( \frac{1 + K \cdot N_{i+1}^2}{1 + K \cdot N_i^2} \right)^{\frac{m}{m-1}}$ $M_{i+1} = M_i \cdot \frac{N_{i+1}}{N_i}$	(2.15.6)
---	----------

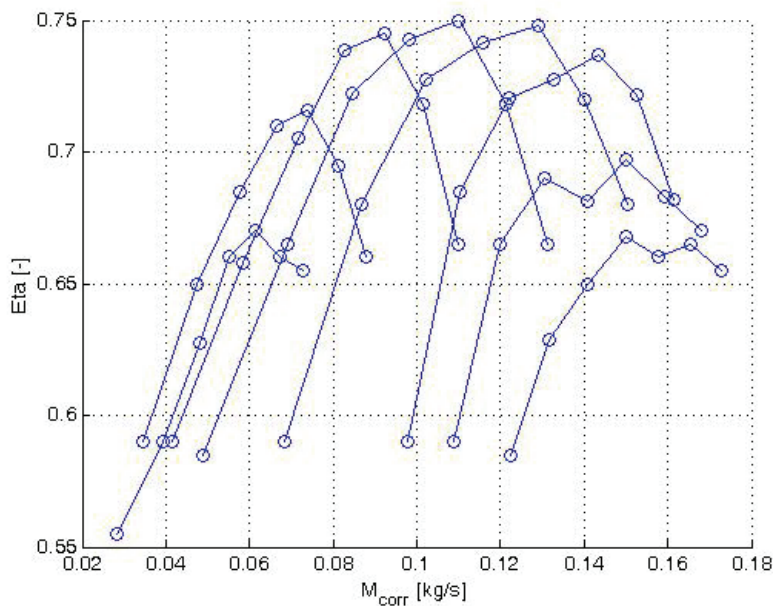
dove il pedice  $i$  identifica la curva isovelocità definita sperimentalmente a velocità più elevata. Una volta creati i punti di ogni isovelocità l'algoritmo procede definendo un vettore di  $\beta$  contenente valori dei rapporti di compressione equispaziati tra il valore minimo  $\beta=0$  e il valore massimo (es.  $\beta=5,36$ ). Infine la procedura provvede ad infittire i punti su ogni isovelocità  $n_{corr,tc}$  (mediante una interpolazione lineare) sulla base dei valori del vettore di  $\beta$  appena creato, aumentando quindi considerevolmente il numero di coppie di valori  $(M_{corr,c}, \beta)$  (v.fig.2.68).



**Figura 2.68:** Curve caratteristiche di portata al termine della procedura di estrapolazione ed infittimento (in blu i dati inizialmente disponibili).

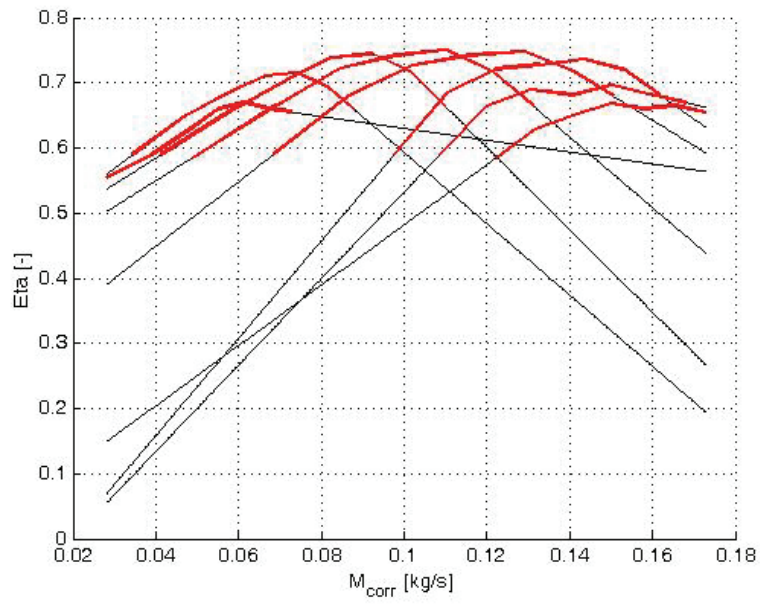
Analogamente al caso della portata, per la definizione delle caratteristiche di rendimento vengono utilizzati i dati forniti dal Costruttore in forma di coppie di valori  $(M_{corr,c}, \eta_c)$  per valori costanti della velocità di rotazione  $n_{corr,tc}$ .

$\eta_c = f_2(M_{corr,c}, n_{corr,tc})$	(2.15.7)
---	----------



**Figura 2.69** : Dati sperimentali utilizzati per la definizione delle caratteristiche di rendimento del compressore.

La procedura crea un vettore “ $M_{corr}$ ” ricampionando nel campo sperimentale di definizione della portata corretta con incremento costante. In tal modo si crea una mappa dei valori del rendimento di espansione  $\eta_c$  definita per ogni possibile valore assunto da  $M_{corr,c}$  in corrispondenza dei valori sperimentali della velocità di rotazione corretta  $n_{corr,c}$ . L’algoritmo procede quindi a determinare i valori di  $\eta_c$  creando una matrice attraverso una procedura di interpolazione-estrapolazione di tipo lineare (fig.2.70).



**Figura 2.70:** Curve di rendimento ottenute tramite la procedura di elaborazione dei dati sperimentali forniti dal Costruttore

## 2.16 Il modello del gruppo di sovralimentazione: la turbina (AcmeTurbine)

### 2.16.1 Descrizione funzionale

Il modello descrive il comportamento di una turbina radiale centrifuga dotata di un distributore palettato a geometria variabile (VGT, Variable Geometry Turbine). Tale modello si basa sull'uso di mappe calcolate a partire dai dati sperimentali forniti dal Costruttore ed elaborati dal tool di preprocessing sviluppato nell'ambito dell'attività e descritto nel seguito. Le caratteristiche così generate sono quelle di portata e rendimento.

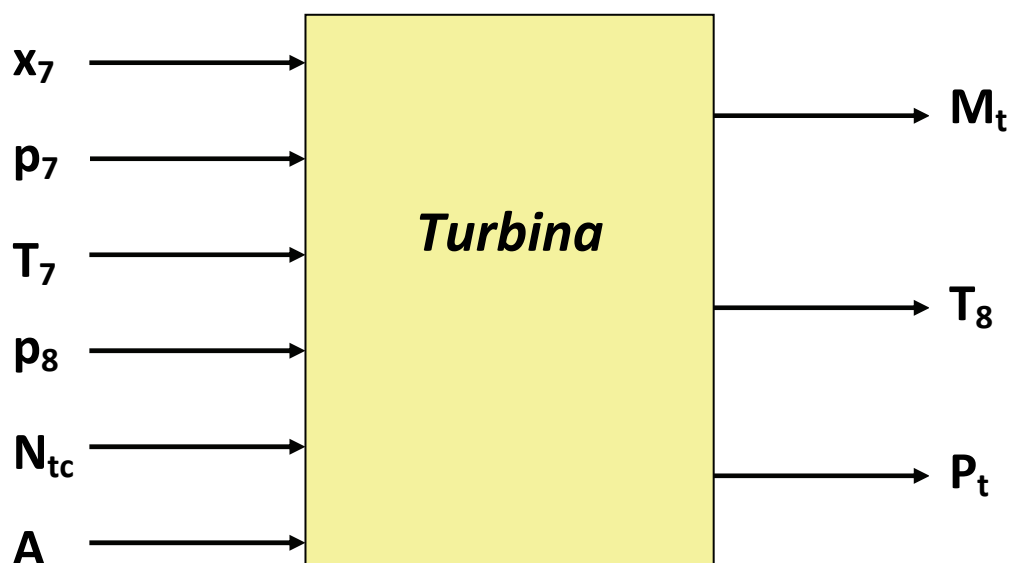


Figura 2.71: Blocco relativo al modello della turbina.

#### Grandezze in ingresso

Nome	Unità di misura	Descrizione
$x_7$	[vettore]	Composizione del gas
$p_7$	[Pa]	Pressione monte
$T_7$	[K]	Temperatura monte
$p_8$	[Pa]	Pressione valle
$N_{tc}$	[giri/min]	Velocità del turbo gruppo
$A$	[%]	Apertura palette



## Grandezze in uscita

Nome	Unità di misura	Descrizione
$M_t$	[kg/s]	Portata elaborata
$T_8$	[K]	Temperatura valle
$P_t$	[kW]	Potenza assorbita

## Parametri

Nome parametro TIPO	Unita di misura	Descrizione	Nome della variabile
p_rif SCALARE	[Pa]	Pressione totale di riferimento. Da dati sperimentali.	<i>acmeturbine.parameters.p_rif</i>
T_rif SCALARE	[K]	Temperatura totale di riferimento. Da dati sperimentali.	<i>acmeturbine.parameters.T_rif</i>
k SCALARE	[-]	Rapporto calori specifici a p e v costante. Da dati sperimentali.	<i>acmeturbine.parameters.k</i>
R SCALARE	[J/(kg*K)]	Costante del gas.	<i>acmeturbine.parameters.R</i>
r7 SCALARE	[m]	Raggio di monte.	<i>acmeturbine.parameters.r7</i>
r8 SCALARE	[m]	Raggio di valle.	<i>acmeturbine.parameters.r8</i>
grado SCALARE	[%]	Grado di apertura percentuale(VGT).	<i>acmeturbine.tableportata.grado</i>
e SCALARE	[-]	Vettore di espansione corretta.	<i>acmeturbine.tableportata.epsilon</i>
pturb MAPPA 2-D	[kg/s]	Mappa della portata.	<i>acmeturbine.tableportata.Mcorr</i>
ncorr VETTORE	[giri/min]	Vettore velocità corrette	<i>acmeturbine.tablerendimento.ncorr</i>
newrapp VETTORE	[-]	Vettore rapporto cinematico fondamentale.	<i>acmeturbine.tablerendimento.newrapp</i>
etacalc	[-]	Mappa del rendimento	<i>acmeturbine.tablerendimento.eta</i>

## Dati sperimentali del costruttore

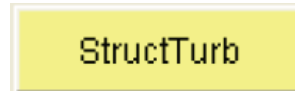
Nome grandezza	Unita di misura	Note	Nome della variabile
Apertura VGT	[%]	Grado di apertura	apertura
Velocità corretta	[giri/minuto]		giri
Portata corretta	[kg/s]		mcorr
Rapporto di espansione	[-]	p7/p8	Epsilon
Rendimento	[-]		Eta
Rapporto U/Cs	[-]	facoltativo	rapp
Temperatura di riferimento	[K]		Trif
Pressione di riferimento	[Pa]		Prif
Diametro di monte	[mm]		D7
Diametro di valle	[mm]		D8

Model Name	Model Version	Version Date	Note	Last modify	Apertura	Velocità corretta	Portata corretta	Rapporto di espansione	Rendimento	Rapporto U/Cs	DATI GEOMETRICI			
DESCRIZIONE	Apertura	Velocità corretta	Portata corretta	Rapporto di espansione	Rendimento	rapporto U/Cs	Temperatura di riferimento	Pressione di riferimento	Diametro di monte	Diametro di valle				
Nome dati	apertura	$n_{avg}$	$m_{avg}$	EPSILON	ETA	U/Cs	[K]	[Pa]	[mm]	[mm]				
Unità di misura	[%]	[1/min]	[kg/s]	[-]	[-]	[-]								
Nome Matlab	apertura	giri	mcorr	epsilon	eta	rapp	Trif	Prif	D7	D8				
	40	10078	0.026547	1.0000	0.5580									
	40	10078	0.026994	1.0000	0.5900									
	40	10078	0.029544	1.4000	0.6300									
	40	10078	0.030507	1.4000	0.6000									
	40	10078	0.030392	1.4000	0.5880									
	40	10078	0.030511	1.0000	0.5600									
	40	10078	0.030390	1.6000	0.5550									
	40	15410	0.028440	1.6400	0.5380									
	40	15410	0.030305	1.0000	0.6000									
	40	15410	0.033388	1.1600	0.6230									
	40	15410	0.034487	1.0000	0.6300									
	40	15410	0.034170	1.8000	0.6280									
	40	15410	0.035626	1.3000	0.6300									
	40	15410	0.035326	2.0000	0.5700									
	40	183141	0.035326	2.1400	0.6270									
	40	183141	0.035326	2.2000	0.6400									
	40	183141	0.035485	2.0000	0.6430									
	40	183141	0.037014	2.3800	0.6500									
	40	183141	0.037014	2.4500	0.6500									
	40	183141	0.037490	2.5700	0.6500									
	40	183141	0.037490	2.7000	0.6480									
	40	183141	0.037682	2.8000	0.6300									
	60	18423	0.030984	1.3000	0.6080									
	60	18571	0.030985	1.8400	0.6284									
	60	18571	0.032843	1.5620	0.6300									
	60	18571	0.032330	1.3000	0.6180									
	60	18443	0.034385	1.4883	0.6322									
	60	18543	0.035274	1.8571	0.6242									
	60	18563	0.036395	1.8386	0.6280									
	60	18501	0.036885	1.8273	0.6388									
	60	18584	0.037803	1.6400	0.6358									
	60	18584	0.037805	1.6645	0.6358									
	60	18585	0.036645	1.7000	0.6336									
	60	18440	0.032843	1.7000	0.6324									
	60	18331	0.032830	1.8200	0.6287									
	60	18484	0.040404	1.8783	0.6220									
	60	18457	0.040200	1.8402	0.6333									
	60	18432	0.040326	1.3055	0.6240									
	60	18347	0.040405	2.1554	0.6418									
	60	183044	0.040395	2.1929	0.6420									
	60	183037	0.040402	2.2050	0.6450									
	60	183050	0.040548	2.2545	0.6437									
	60	18300	0.040520	2.4476	0.6420									
	60	183003	0.040508	2.5000	0.6410									
	60	182865	0.040483	2.3747	0.6353									
	60	182823	0.040430	2.6642	0.6337									
	60	183191	0.042728	2.1030	0.6027									
	100	18208	0.041704	1.0000	0.6000									
	100	18208	0.041460	1.0000	0.5960									

Figura 2.72: Foglio Excel nel quale devono essere inseriti i dati sperimentali necessari per l'identificazione del modello della turbina.

## 2.16.2 Procedura di identificazione

La procedura di calibrazione che provvede a costruire la variabile struct contenente i parametri relativi alla identificazione del modello della turbina, su una base di dati sperimentali, viene avviata con il pulsante *StructComp* (v.fig.2.73).



**Figura 2.73:** Pulsante StructTurb.

Cliccando sul pulsante si apre il file Simulink<sup>®</sup> del modello ed una finestra di dialogo che segnala l'elemento che si sta trattando (nel caso specifico la turbina): se si clicca su ok, ha inizio la procedura. Per la corretta calibrazione del blocco si utilizzano dati sperimentali forniti usualmente dal Costruttore del gruppo. In fig.2.72 sono visualizzate le colonne che occorre inserire per l'identificazione del modello.

La procedura provvede a:

- 1) Importare i dati sperimentali dal foglio Excel.
- 2) Costruire la mappatura di portata.
- 3) Costruire la mappatura di rendimento;
- 4) Salvare i dati;
- 5) Visualizzare il confronto tra punti sperimentali e calcolati;

Lo script *valuta\_errori\_turbina.m* provvede a confronto i dati calcolati con i dati sperimentali. I dati vengono poi visualizzati e salvati in un grafico nella cartella **Graphics** con il nome *errori\_PT\_turbina.fig* ed *errori\_RE\_turbina.fig*.

### 2.16.3 Descrizione matematica modello turbina

La correlazione interpolante, che permette a partire dai dati forniti dal Costruttore di descrivere le curve caratteristiche di portata e rendimento della macchina, viene definita considerando l'equazione di efflusso da un ugello (sebbene la turbina sia radiale tale metodologia si è dimostrata più che adeguata, anche secondo numerosi studi reperibili in letteratura). Partendo dall'equazione dell'energia, utilizzando l'equazione di stato e considerando come riferimento una trasformazione politropica equivalente a quella reale, ovvero ponendo:

$p \cdot v = R \cdot T$ $p \cdot v^m = \text{cost}$	(2.16.1)
---	----------

si ottiene l'equazione dell'efflusso in un ugello nella forma seguente, che è stata quindi utilizzata per definire la correlazione interpolante:

$\varepsilon = \frac{p_7}{p_8}$ $M_t = A \cdot \frac{p_7}{\sqrt{R \cdot T_7}} \cdot f(\varepsilon, m)$	(2.16.2)
--	----------

dove  $p_8$  è la pressione totale di valle,  $p_7$  e  $T_7$  sono la pressione totale e la temperatura di monte,  $A$  la sezione di passaggio equivalente e  $M_t$  la portata elaborata dalla turbina. Il termine  $f(\varepsilon, m)$  dipende dal rapporto di espansione, dall'esponente della politropica equivalente e assume due espressioni differenti a seconda che l'efflusso avvenga in condizioni soniche o subsoniche:

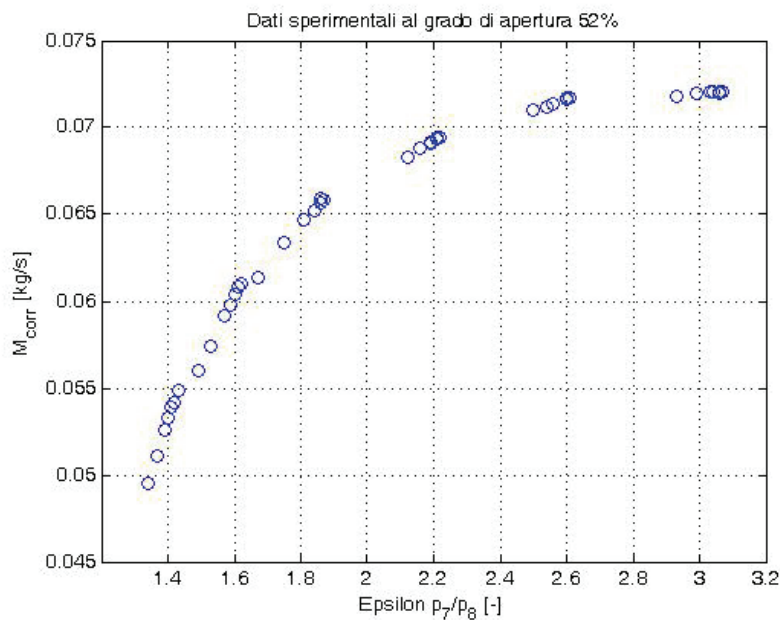
$f(\varepsilon, m) = \begin{cases} \sqrt{\left( \frac{2 \cdot k}{k-1} \cdot \left( \varepsilon^{\frac{2}{m}} - \varepsilon^{\frac{m+1}{m}} \right) \right)} & \varepsilon < \varepsilon_{cr} \\ \left( \frac{2}{m+1} \right)^{\frac{1}{m-1}} \cdot \sqrt{\left( \frac{2 \cdot k}{k-1} \cdot \left( \frac{m-1}{m+1} \right) \right)} & \varepsilon \geq \varepsilon_{cr} \end{cases}$	(2.16.3)
$\varepsilon_{cr} = \left( \frac{2}{m+1} \right)^{\frac{m}{1-m}}$	

dove il valore di  $\varepsilon_{cr}$  determina la condizione di Chocking (portata bloccata)

Definiti i valori corretti secondo la formulazione seguente:

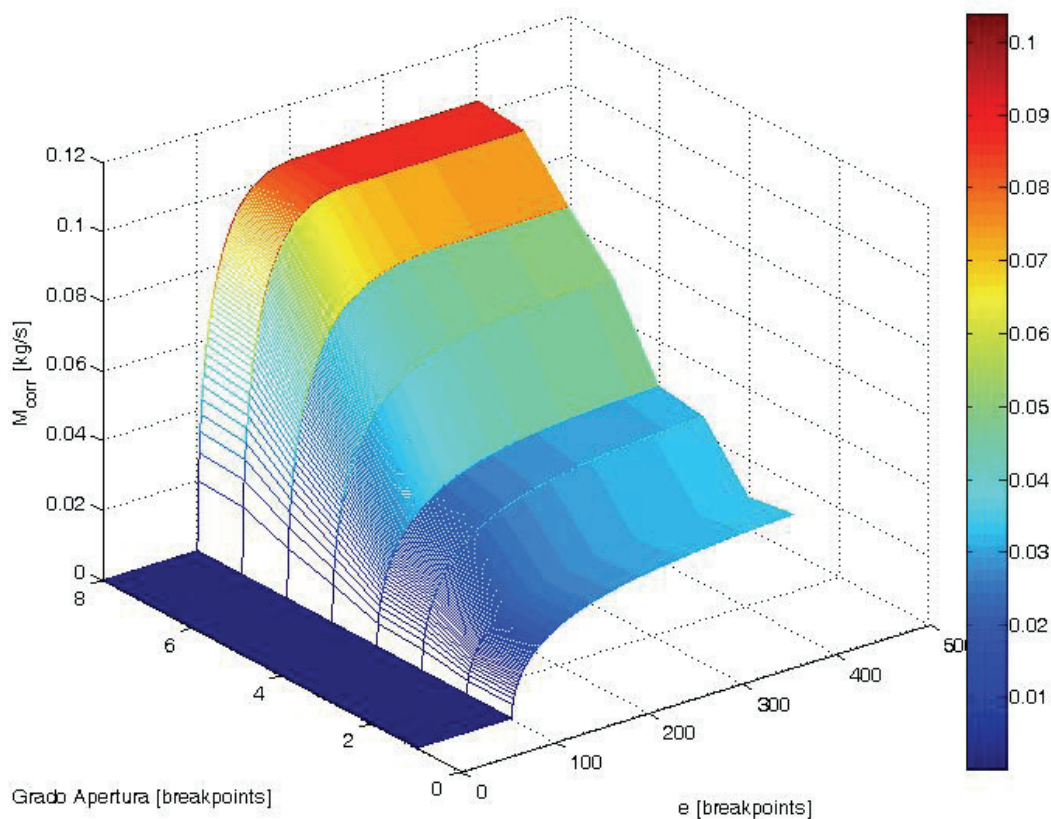
$n_{corr,tc} = n_f \cdot \sqrt{\frac{T_{rif}}{T_{t7}}}$ $M_{corr,t} = M_f \cdot \sqrt{\frac{T_{t7}}{T_{rif}}} \cdot \frac{p_{rif}}{p_{t7}}$ $M_{corr,t} = f(\varepsilon, n_{corr,tc}, \zeta_{VGT})$	(2.16.4)
---	----------

dove  $n_{corr,t}$  è la velocità di rotazione corretta,  $M_{corr,t}$  è la portata corretta,  $\zeta_{VGT}$  è il grado di apertura dei condotti statorici (con il pedice *rif* sono considerate le grandezze di riferimento definite dal Costruttore, mentre con 7 ed 8 le sezioni di monte e di valle della macchina). A titolo di esempio in fig.2.74 sono riportate le curve caratteristiche di portata di una turbina radiale a geometria variabile per  $\zeta_{VGT}=52\%$ .



**Figura 2.74:** Esempio di curve caratteristiche di portata fornite dal Costruttore per una turbina a geometria variabile per il grado di apertura 52%.

A partire da questi dati, per ogni grado di apertura i dati disponibili vengono interpolati utilizzando le eq.(2.16.2) e (2.16.3) determinando per ogni grado di apertura i valori dei coefficienti  $m$  e  $A$  col metodo dei minimi quadrati. E' opportuno osservare che in questo modo le curve caratteristiche di portata risultano indipendenti dalla velocità di rotazione  $n_{corr,t}$ . Un esempio delle curve caratteristiche così create dalla procedura è riportato in fig.2.75. È possibile inoltre notare che i valori minimi di portata sono saturati ad un valore positivo molto piccolo ma non nullo, allo scopo di non generare instabilità numeriche.



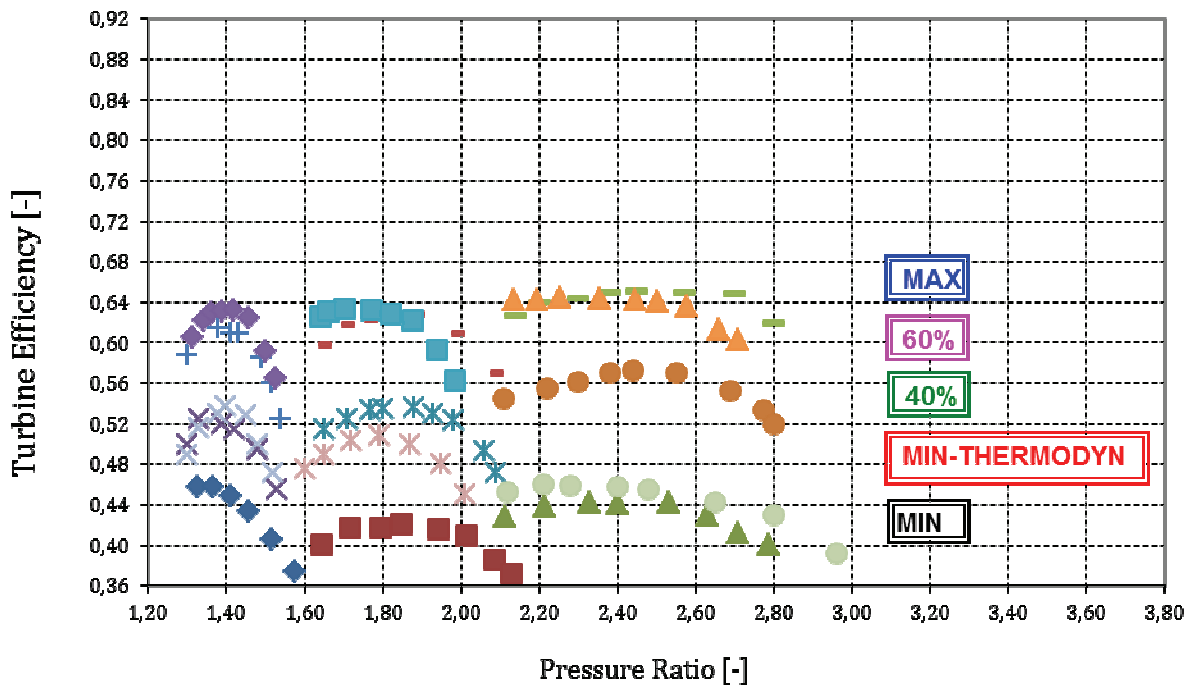
**Figura 2.75:** Esempio delle caratteristiche di portata di una turbina radiale centrifuga.

E' così possibile definire le caratteristiche di portata per punti nella forma:

$M_{corr,t} = f(\varepsilon, \zeta_{VGT})$	(2.16.5)
--	----------

Per quanto riguarda il rendimento, si può assumere che i dati forniti dal Costruttore siano nella forma seguente (v. anche la fig. 2.76):

$\eta_t = f(\varepsilon, n_{corr,tc}, \zeta_{VGT})$	(2.16.6)
---	----------



**Figura 2.76:** Caratteristiche sperimentali rendimento turbina

Si definisce  $U/C_s$  (blade speed ratio) il rapporto tra la velocità periferica della girante ( $U$ ) e la velocità ( $C_s$ ) che si otterrebbe se il fluido seguisse una espansione isoentropica dalle condizioni all'ingresso dello statore alla pressione in uscita dalla turbina. Dall'equazione di De Saint Venant:

$C_s = \sqrt{2 \cdot c_p \cdot T_7 \cdot \left(1 - \varepsilon^{\frac{1-k}{k}}\right)}$	(2.16.7)
---	----------

dove  $k$  è il coefficiente dell'espansione isoentropica.

Il rapporto  $U/C_s$  risulta quindi definito come:

$$\frac{U}{C_s} = \frac{\pi \cdot n_{corr,tc} \cdot D_m}{60 \cdot \sqrt{2 \cdot c_p \cdot T_7 \cdot \left(1 - \varepsilon^{\frac{1-k}{k}}\right)}} \quad (2.16.8)$$

dove  $D_m$  è il diametro di monte della girante. Se si rappresentano le curve di rendimento in funzione di questo rapporto esse hanno un andamento parabolico, e generalmente la condizione di massimo rendimento si ottiene quando il rapporto di velocità vale circa 0.7, per valori minori il rendimento diminuisce a causa degli attriti e degli urti tra fluido e palettatura.

Nella letteratura specializzata viene proposta la seguente correlazione di carattere empirico [23]:

$$\eta = (a_1 + a_2 \cdot n_{corr,tc}) + (a_3 + a_4 \cdot n_{corr,tc}) \cdot \frac{U}{C_s} + (a_5 + a_6 \cdot n_{corr,tc}) \cdot \left(\frac{U}{C_s}\right)^2 \quad (2.16.9)$$

La eq.(2.16.9) permette di esprimere l'andamento del rendimento in funzione della velocità di rotazione e del rapporto di velocità. La curva polinomiale ha 6 coefficienti  $a_i$  che rimangono costanti per ogni grado di apertura: la procedura di identificazione quindi deve calcolare tali coefficienti per ogni grado di apertura. In fig.2.77 sono rappresentati i valori di rendimento forniti dal Costruttore per  $\zeta_{VGT}=70\%$  in funzione di  $\varepsilon$ . Ad ogni isovelocità si è assegnato un colore differente.

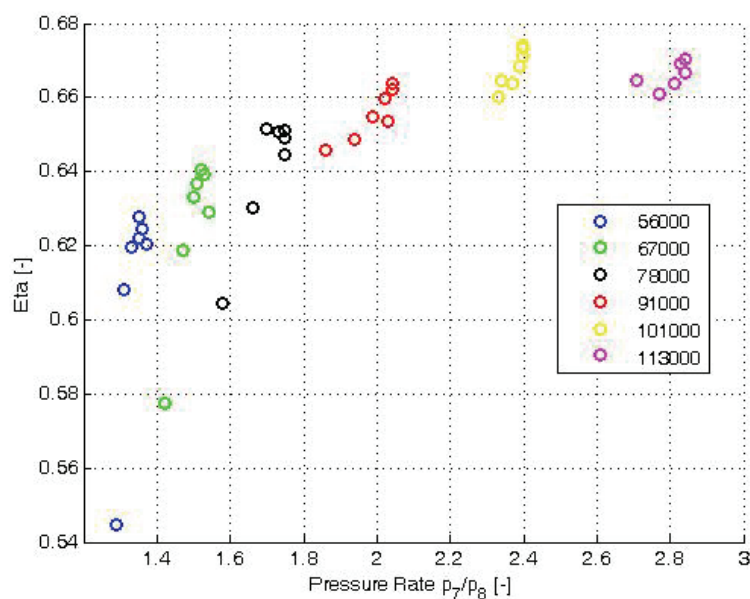
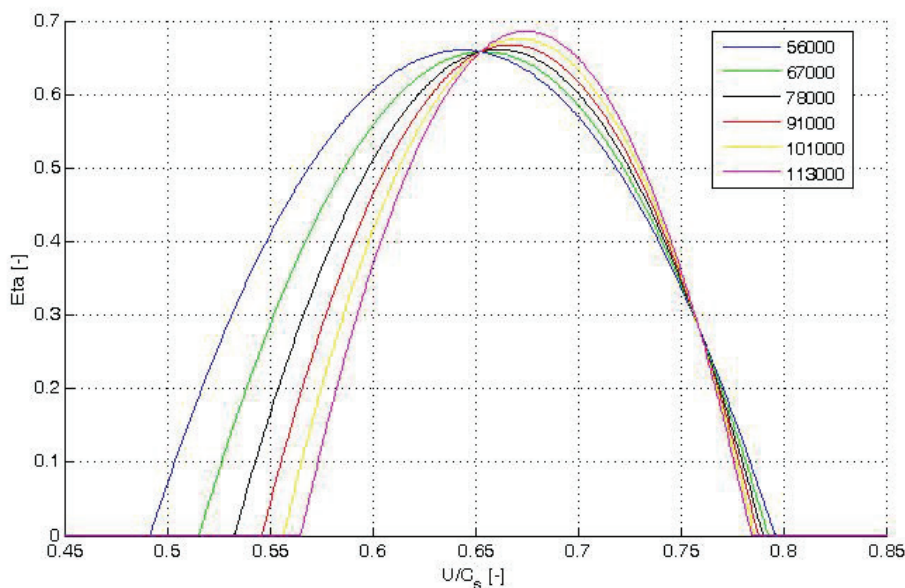


Figura 2.77 : Valori di rendimento forniti dal Costruttore per  $\zeta_{VGT}=70\%$



Successivamente la procedura crea il vettore contenente il rapporto  $U/C_S$  per ogni coppia di valori  $(n_{corr,t}, \varepsilon)$  calcolati con la (2.16.8). Al fine di poter effettuare l'interpolazione, il codice riordina, per ogni grado di apertura  $\zeta_{VGT}$  e a seguire effettua una interpolazione dei dati, ad apertura costante, utilizzando il metodo dei minimi quadrati e la correlazione interpolante (2.16.9). Al termine dell'interpolazione si ottengono sei vettori di lunghezza pari al numero delle condizioni di apertura del VGT, ciascuno contenente i rispettivi valori dei coefficienti  $a_i$  per grado di apertura. Affinché la mappa sia ovunque definita, ogni curva isovelocità per ogni grado di apertura deve essere definita sullo stesso intervallo di  $U/C_S$ . Il programma dopo aver riconosciuto ogni isovelocità presente nei dati, calcola per ognuna, considerando un campo di variazione di  $\varepsilon$  fissato (es.  $1.1 < \varepsilon < 4$ ) il vettore corrispondente di  $U/C_S$ . Infine il codice riconosce il minimo e il massimo valore tra tutti i vettori creati in questo modo e crea il vettore definitivo che sarà utilizzato nella mappa. Questo vettore avrà dunque come estremi i valori di minimo e massimo appena calcolati e campionato con un passo di 0.001.



**Figura 2.78:** Esempio delle curve di rendimento ottenute tramite la procedura di identificazione descritta (per  $\zeta_{VGT}=70\%$ )

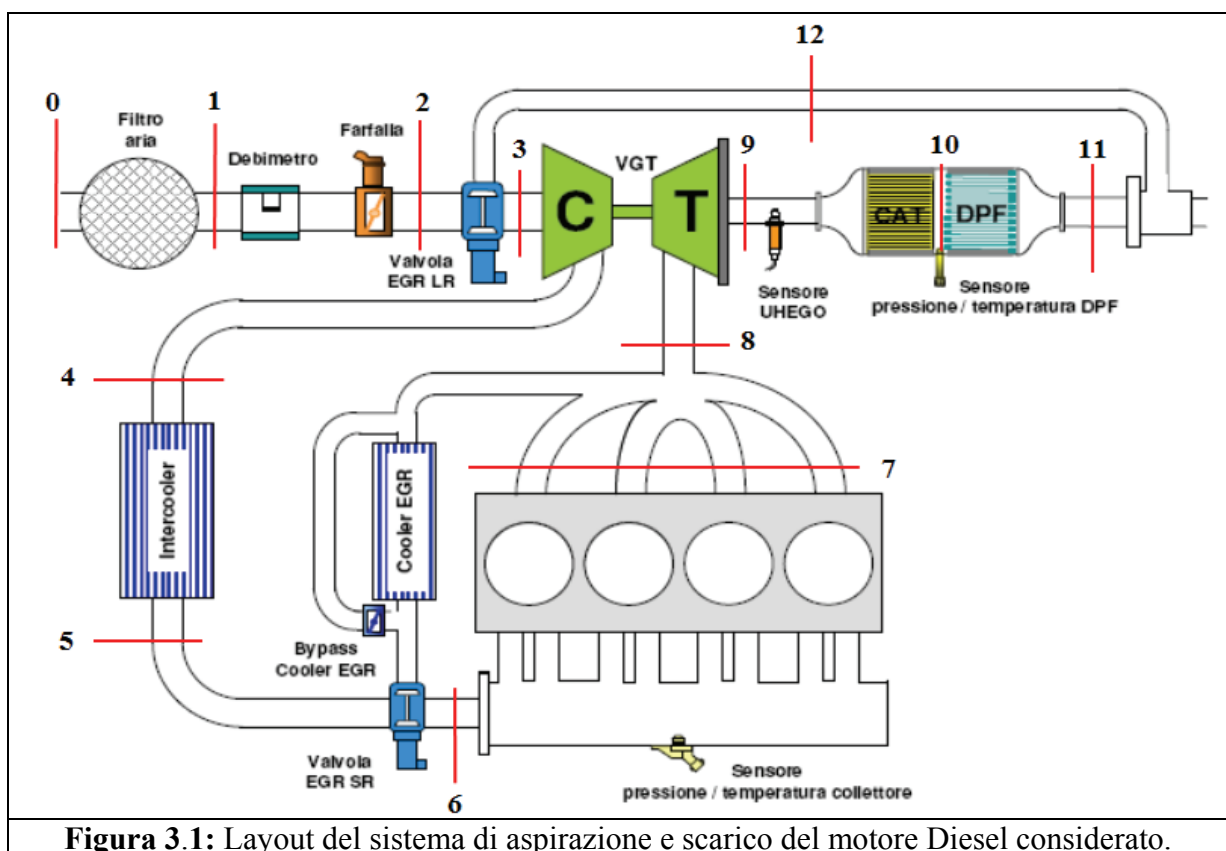
Conoscendo dunque i coefficienti specifici  $a_i$  dell'equazione (2.16.9) e il vettore  $U/C_s$  su cui calcolarla, è possibile tracciare sul piano  $(U/C_s; \eta)$  le curve interpolanti i punti sperimentali per ogni velocità corretta. In fig.2.78 sono mostrati a titolo di esempio i risultati per  $\zeta_{VGT}=70\%$ . Tali curve sono definite per punti attraverso una matrice multidimensionale contenente i valori contenete i valori di rendimento nella forma:

$\eta_t = f\left(\frac{U}{C_s}, n_{corr,tc}, \zeta_{VGT}\right)$	(2.16.10)
--	-----------

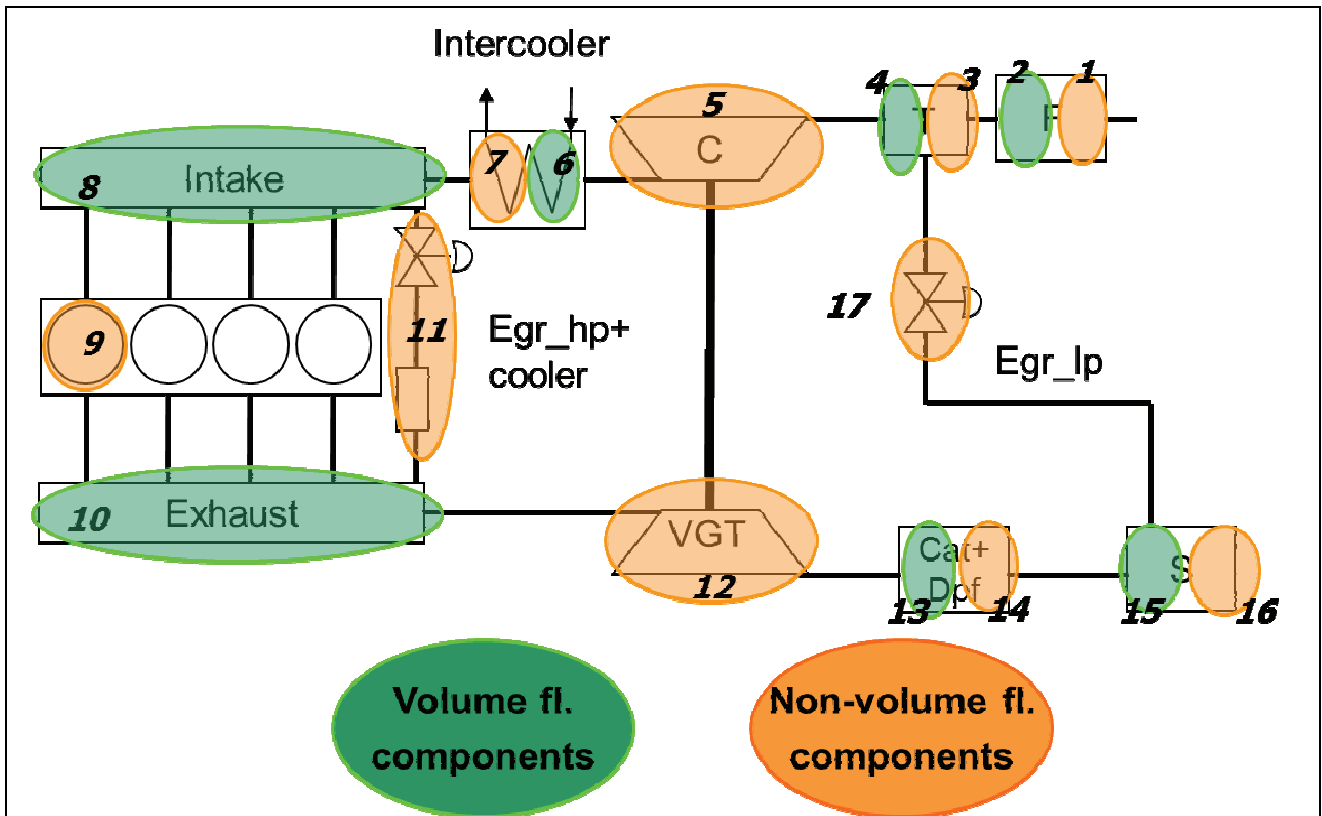
Nel precedente capitolo sono state presentate e le metodologie teoriche e le procedure identificative utilizzate per la realizzazione dei modelli dei componenti della libreria Acme. Risulta facilmente deducibile, ricordando elementi quali turbina, compressore, valvola EGR (exhaust gas recirculation), che le realtà applicative cui si è fatto riferimento sono stati e sono tuttora MCI (sia ad accensione spontanea, o Compression Ignition, CI, sia ad accensione comandata, Spark Ignition, SI) turbosovralimentati con ricircolo dei gas di scarico. Se da un lato infatti in questi ultimi anni lo sviluppo dei sistemi di iniezione del gasolio ed i relativi i sistemi di gestione e controllo ha reso più competitivi in termini prestazionali i motori Diesel, dall'altro la riscoperta di soluzioni quali la turbosovralimentazione anche per i motori ad accensione comandata ha permesso di ridurre i consumi in maniera significativa (ad esempio con soluzioni come il downsizing e l'attuazione variabile delle valvole). E' importante osservare infatti che i vincoli fondamentali che devono guidare i Costruttori sono legati ai limiti alle emissioni di specie inquinanti regolamentate dalle normative relativamente ai veicoli stradali. Ciò porta ad una continua evoluzione dei propulsori e dei sistemi di post-trattamento, nonché delle relative strategie di gestione e diagnostica il cui progetto deve iniziare fin dai primi stadi della progettazione. In questa ottica i modelli di simulazione (quale la libreria ACME) costituiscono oggi strumenti assai utili per simulare il comportamento di un sistema complesso, sia esso reale od ancora in fase di progettazione. In questo capitolo verranno presentati due esempi di applicazione della libreria e del tool di pre-processing descritti in precedenza dai quali traspaiono le potenzialità dell'approccio seguito.

### 3.1 Applicazione della Metodologia allo sviluppo di un modello ai valori medi di un motore Diesel

Seguendo quanto descritto nei capitoli precedenti in merito alla modellazione ai valori medi (MVM), una prima applicazione che è stata sviluppata ha riguardato in particolare un gruppo termico ad accensione comandata (C.I.) sovralimentato con turbina a geometria variabile (VGT), con doppio circuito di ricircolo gas di scarico ad alta pressione (EGR<sub>hp</sub>) ed a bassa pressione (EGR<sub>lp</sub>), e con catalizzatore ossidante (CAT) e trappola per il particolato (DPF) secondo il layout di fig.3.1.

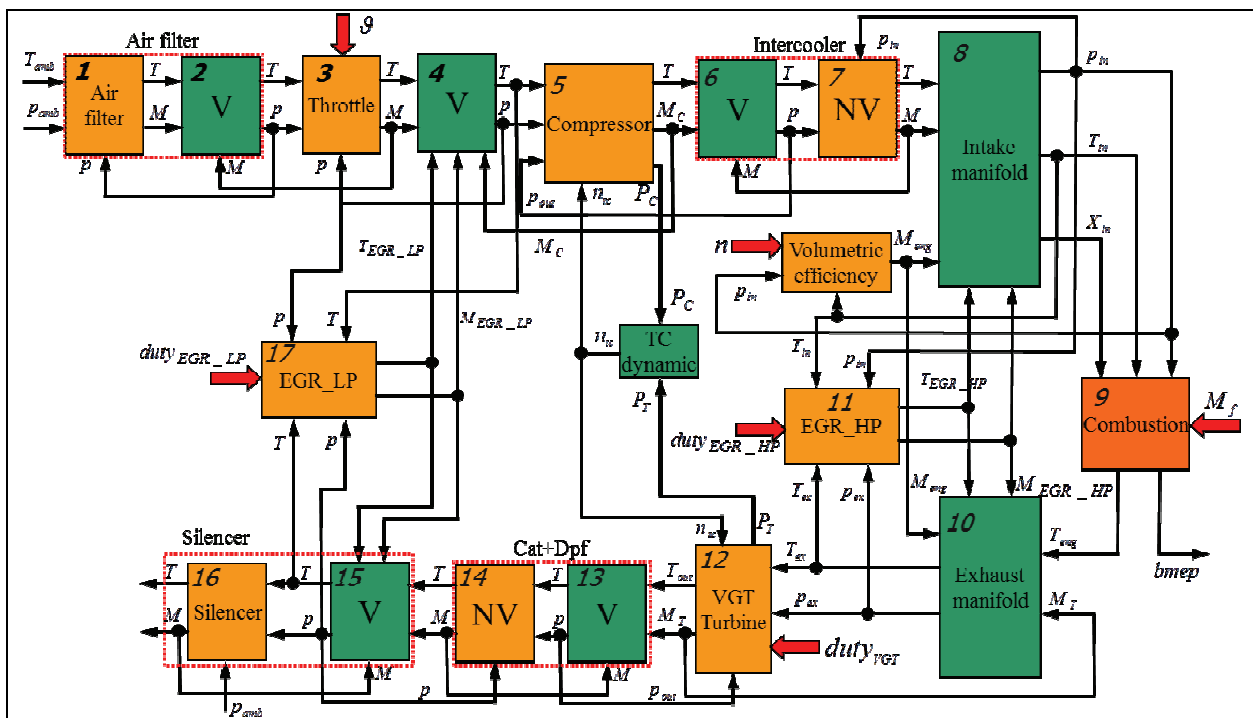


In rosso sono indicate le sezioni di riferimento, in corrispondenza delle quali sono stati valutati i parametri termofluidodinamici: in pratica esse sono state definite in base ad un compromesso fra le esigenze legate alla caratterizzazione di ogni componente ed i dati sperimentali disponibili. Per costruire il modello si è quindi proceduto a definire i componenti del sistema ed a dividerli tra componenti a stato determinato (cioè dotati di volume non trascurabile) ed elementi a stato non determinato (dove il volume è considerato trascurabile), come già descritto nei capitoli precedenti (v.fig.3.2).



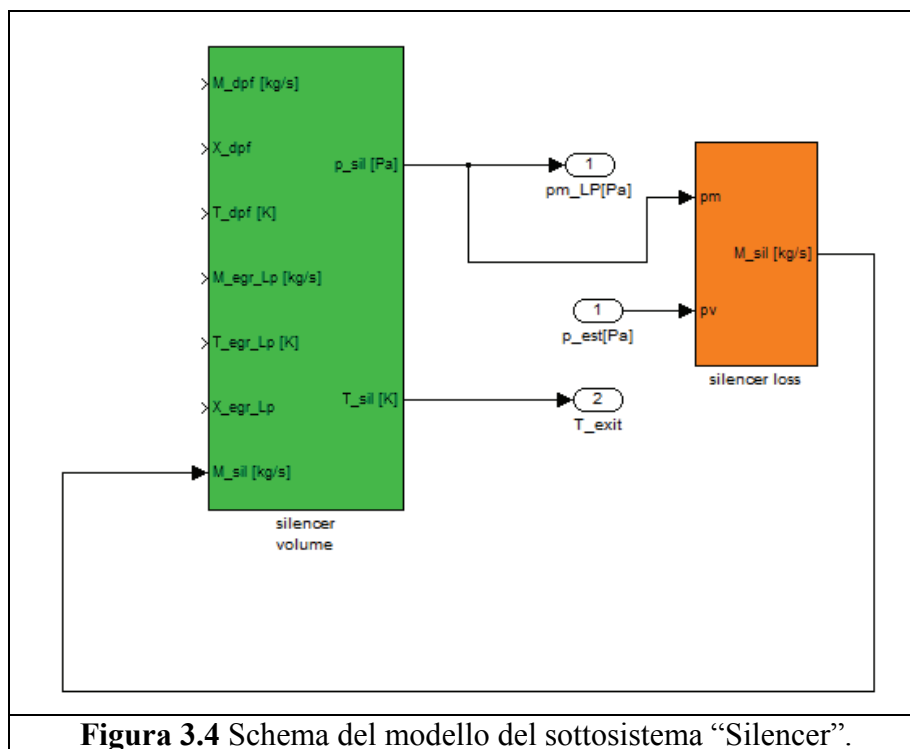
**Figura 3.2** : Definizione dei componenti del sistema di aspirazione e scarico tra elementi a stato definito (volume non trascurabile) ed a stato non definito (volume trascurabile).

Successivamente sono stati definiti i legami di causalità tenendo conto delle variabili termodinamiche e di stato per ogni componente (fig.3.3).



**Figura 3.3** Schema di causalità per il modello del sistema di cui alla fig.3.2.

Rispetto ai modelli descritti in precedenza, è necessario definire, rispettando i vincoli di causalità, due nuovi elementi, ovvero il silenziatore (“Silencer”) ed il sistema di post-trattamento (catalizzatore e filtro per il particolato, “Cat+Dpf”) definiti dai perimetri tratteggiati in rosso sul sistema di scarico (v.fig.3.3). E’ opportuno chiarire che in questa fase della ricerca non sono state considerate le reazioni chimiche e le variazioni di composizione dei reagenti in merito al catalizzatore (Cat) ovvero i fenomeni di accumulo del particolato che portano all’intasamento della trappola (Dpf) ed all’aumento della resistenza al flusso dei gas di scarico. Con queste premesse, l’identificazione del sottosistema “Cat+Dpf” è del tutto analoga a quella riportata nel § 2.2 (componente filtro aria), mentre per il componente “Silencer” (per il quale si è voluto stimare anche l’effetto di un volume non adiabatico) è stato utilizzato il classico modello delle perdite di carico (§2.2) associato al modello di un componente volume (§ 2.7, modello del collettore di scarico), come descritto in fig.3.4.



Per completare il modello del sistema rispettando i vincoli di causalità ed evitando i loop algebrici (come descritto nel cap.1) si è reso necessario introdurre alcuni elementi volume (v.fig.3.3), quali ad esempio il volume 4 interposto fra la valvola farfalla 3 ed il compressore 5. Tali elementi volume sono stati simulati con il blocco descritto nel § 2.5 (collettore di aspirazione), la cui identificazione richiede solo di definire il volume considerato.

Dopo aver realizzato il modello, si è proceduto alla identificazione di tutti i blocchi utilizzando dati sperimentali misurati su un motore al banco prova: in particolare con riferimento ad un motore Diesel automobilistico (i cui dati principali sono riportati in tab.1):

Cilindrata	2000 cm <sup>3</sup>
n° di cilindri	4 in linea 16 valvole
Combustibile	gasolio
Sistema di alimentazione	Common Rail Multijet
Coppia Massima	360 N·m a 1750 giri/min
Potenza Massima	125kW
Turbo sovralimentatore	A gas di scarico con turbina a geometria variabile VGT
<b>Tabella 3.1:</b> Caratteristiche principali del gruppo termico identificato	

Sono stati utilizzati rilievi condotti presso il Centro Ricerche Fiat riferiti alle sezioni definite in fig.3.1). Questa applicazione ha permesso di dimostrare la versatilità della libreria, ed in particolare la sua predisposizione ad adattarsi alla modellazione di configurazioni differenti attraverso l'assemblaggio dei sottomodelli preesistenti. Utilizzando quindi la libreria descritta, sono stati quindi realizzati modelli del sistema di aspirazione (fig.3.5) e di scarico. Assemblando tali modelli è stato sviluppato il modello complessivo del sistema di aspirazione e scarico (fig.3.6).

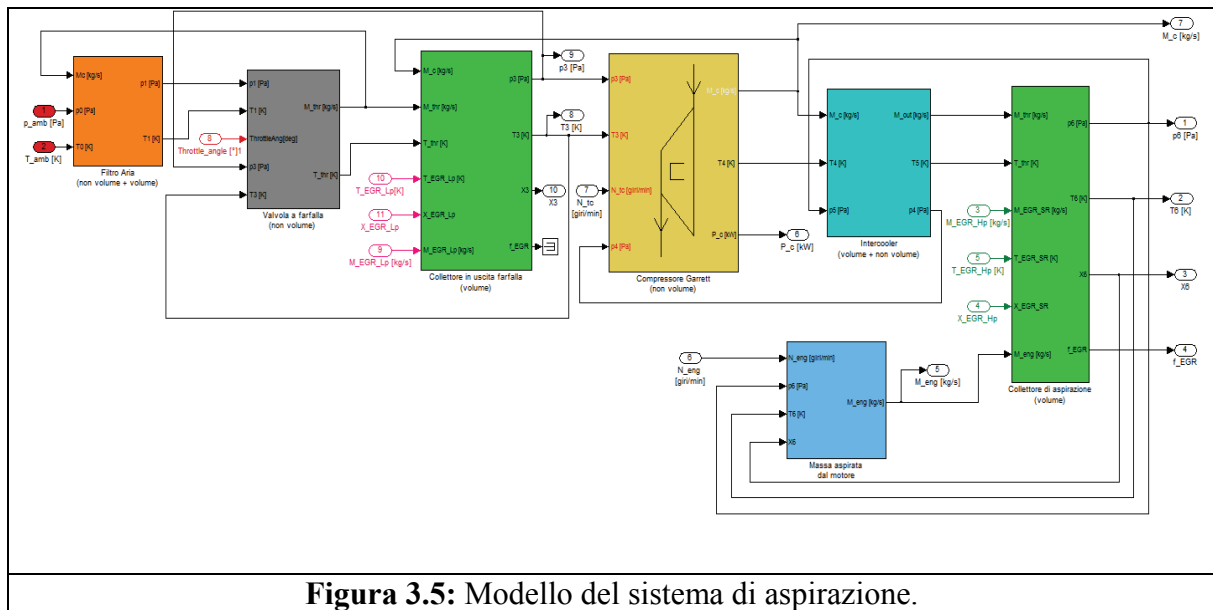


Figura 3.5: Modello del sistema di aspirazione.

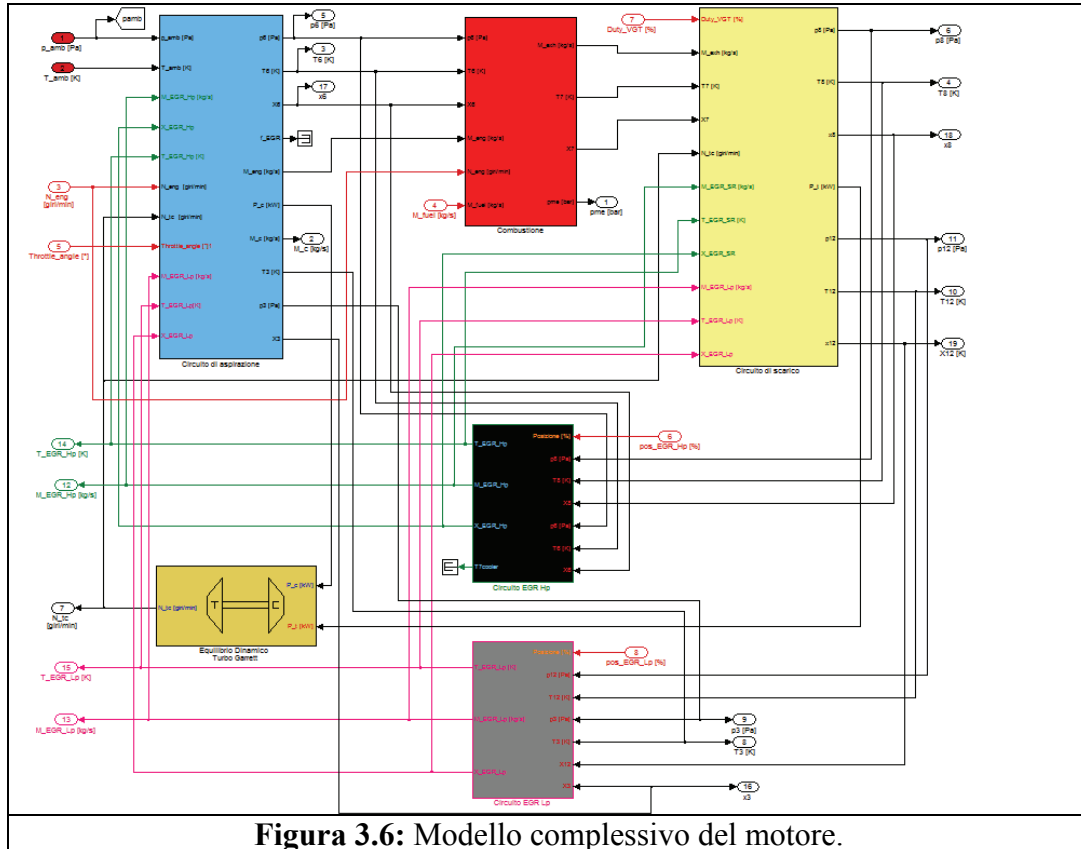
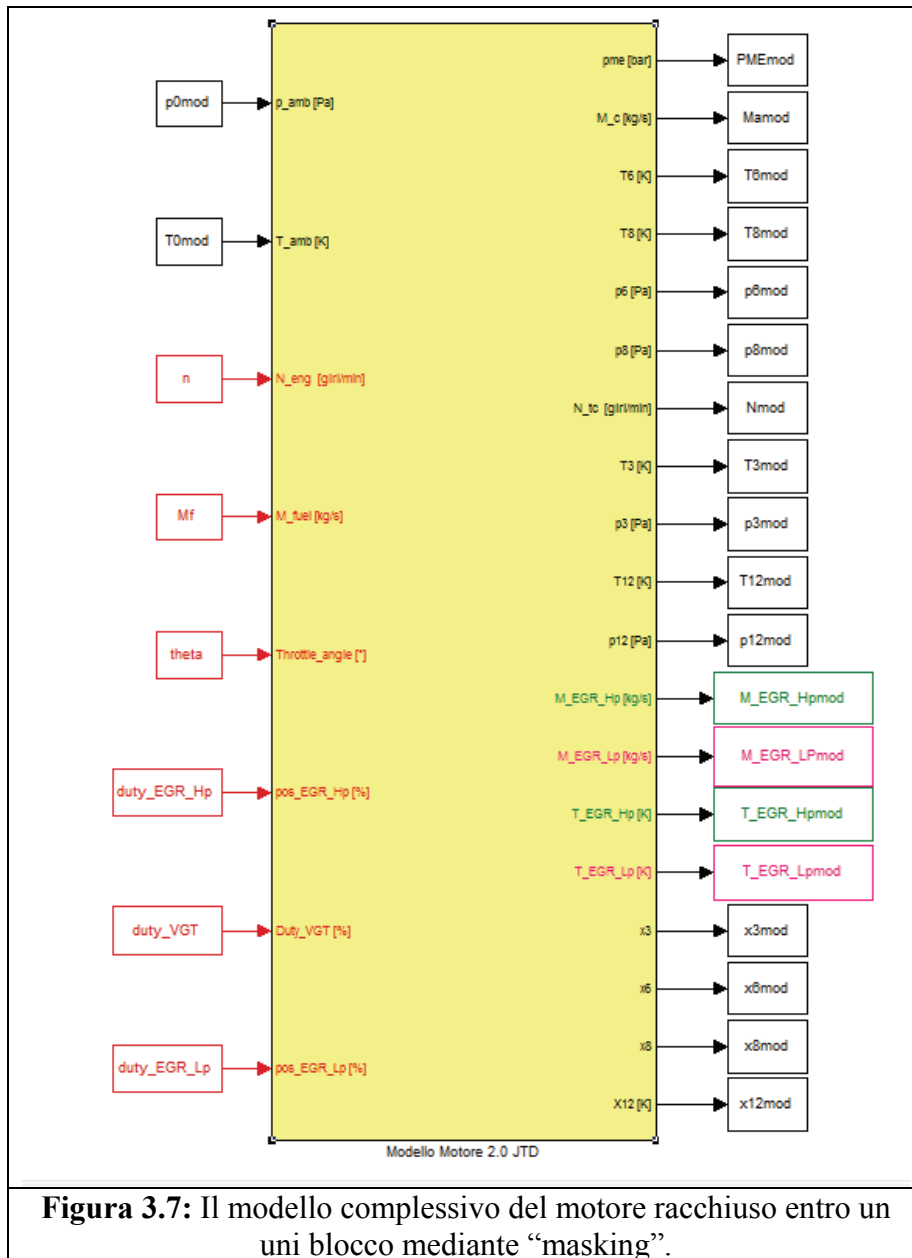


Figura 3.6: Modello complessivo del motore.



Quest'ultimo (fig.3.6) è stato infine racchiuso mediante “masking” in un unico blocco che definisce il modello complessivo del motore (fig.3.7).



**Figura 3.7:** Il modello complessivo del motore racchiuso entro un unico blocco mediante “masking”.

Si è così arrivati a definire il modello del motore in grado di simulare il comportamento del sistema fisico. Nel blocco di fig.3.7 sono indicati dalla parte sinistra i segnali in ingresso e dalla parte destra quelli in uscita. Per quel che riguarda le uscite, tra esse si possono indicare tutte le grandezze calcolate dal modello, e perciò esse possono essere riferite a qualsiasi sezione del layout (fig.3.1).

Gli ingressi, trascurando le condizioni al contorno ( $p_{amb}$  e  $T_{amb}$ ), sono costituiti dai segnali definiti della strategia di controllo (posizione della valvola a farfalla, posizione delle valvole EGR e posizione dell'attuatore VGT), nonché dalla portata di combustibile e dalla velocità di rotazione del motore (fig.3.3, frecce rosse). Si consideri che, nel caso dei segnali che arrivano dal sistema di controllo, a seconda dei casi può essere necessario prevedere anche degli opportuni modelli degli attuatori che interpretano il segnale proveniente dalla ECU in una posizione dell'organo di regolazione corrispondente. Risulta quindi necessario poter disporre delle curve caratteristiche degli attuatori per interpretare correttamente i segnali, o in alternativa la posizione fisica dell'organo di regolazione corrispondente.

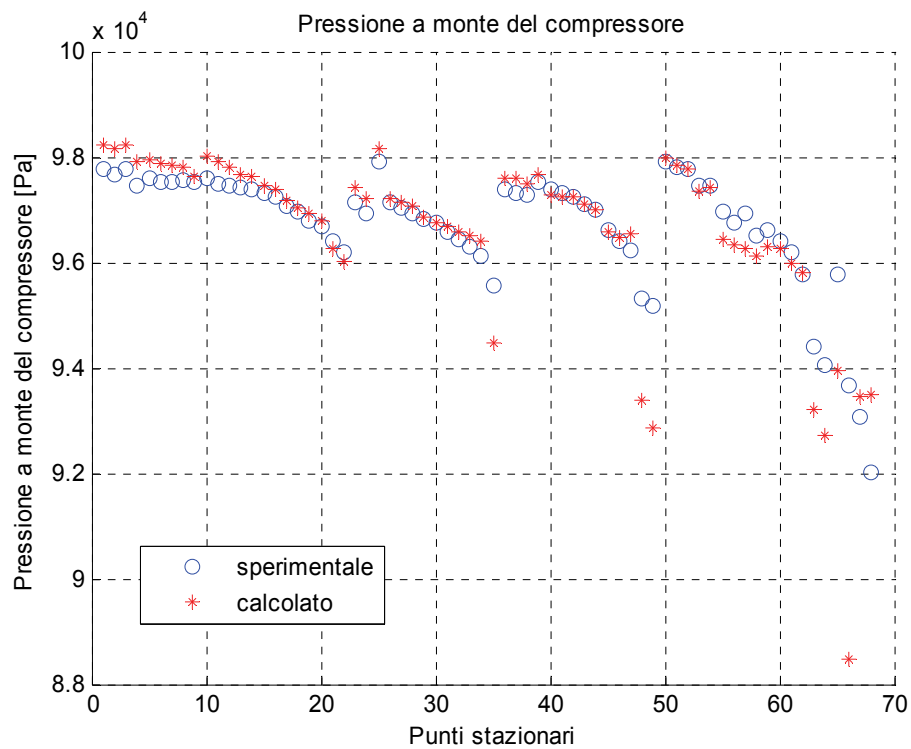
### 3.1.1 Validazione del modello

Allo scopo di effettuare una prima validazione del modello, è stata svolta una verifica in condizioni stazionarie assegnando valori costanti ai parametri in ingresso e confrontando i corrispondenti valori a regime dei segnali in uscita. In questo modo è stato possibile verificare la capacità del modello di fornire risultati adeguatamente prossimi alle evidenze sperimentali, compatibilmente con l'approccio semplificato seguito durante il processo di modellazione. Tale verifica è stata preceduta da numerose prove intermedie sui singoli blocchi del sistema e dalla identificazione dei segnali di controllo [23], in modo da verificarne il corretto funzionamento e valutare i tempi di calcolo al crescere della complessità del modello.

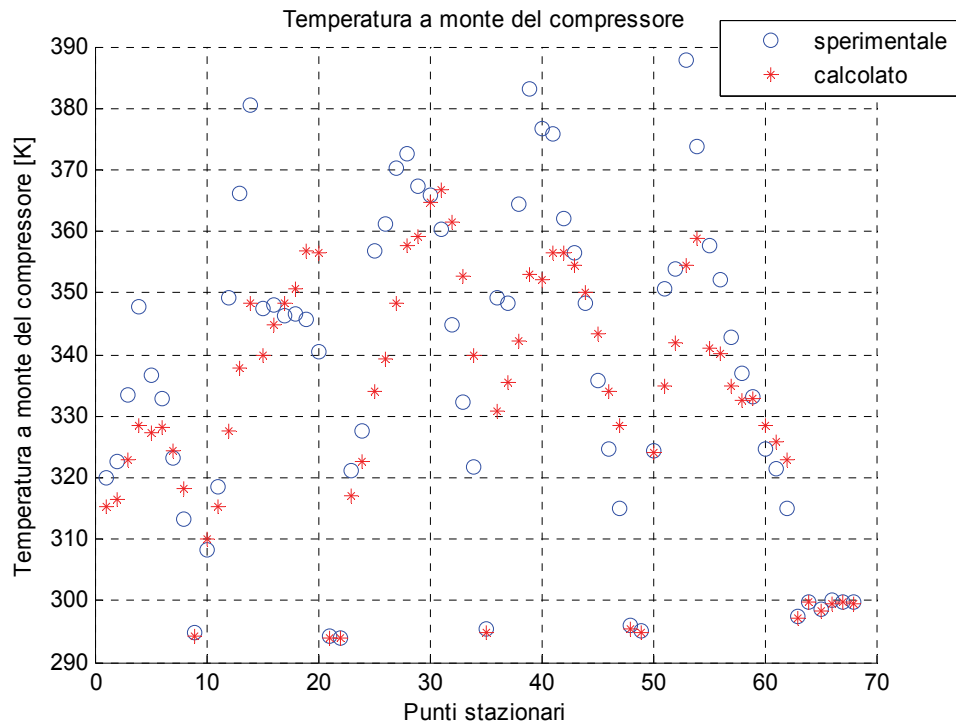
Nel caso in esame gli ingressi vengono così definiti:

- $\vartheta$  (*theta*): posizione organo di regolazione valvola a farfalla (componente n°3) in  $[\circ]$ , assunto costante e pari a  $90^\circ$ .
- $M_f$ : portata di combustibile (componente n°9) in  $[\text{kg/s}]$ ;
- $n$ : velocità di rotazione del motore in  $[\text{giri/min}]$ ;
- $duty\_egr\_Hp$ : posizione organo di regolazione valvola EGR ad alta pressione (componente n°11) in  $[\%]$ ;
- $duty\_Vgt$ : posizione organo di regolazione statore turbina (componente n°12) in  $[\%]$ ;
- $duty\_egr\_Lp$ : posizione organo di regolazione valvola EGR bassa pressione (componente n°17) in  $[\%]$ ;
- condizioni termodinamiche dell'aria ambiente,  $T_{amb}$  e  $p_{amb}$ .

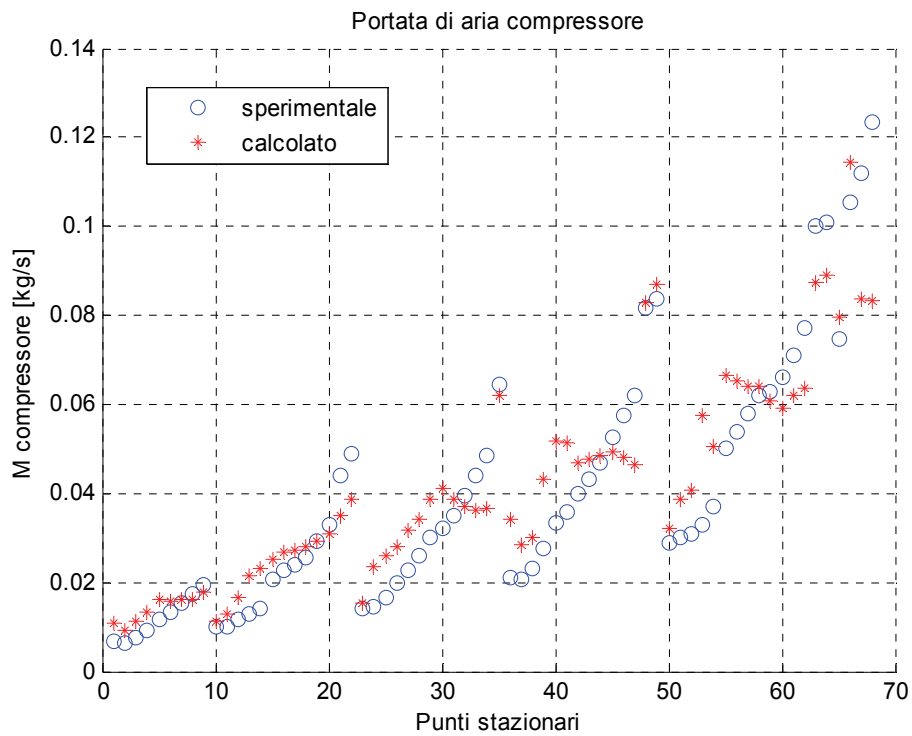
Le grandezze in uscita valutate nella corrispondente posizione del rilievo sperimentale sono state quindi confrontate con le analoghe fisiche ottenute da prove su banco freno motore. In particolare è stato effettuato il confronto teorico-sperimentale tra i valori della pressione media effettiva (pme), delle pressioni, temperature e portate calcolate in corrispondenza delle zone più significative del circuito di aspirazione e scarico.



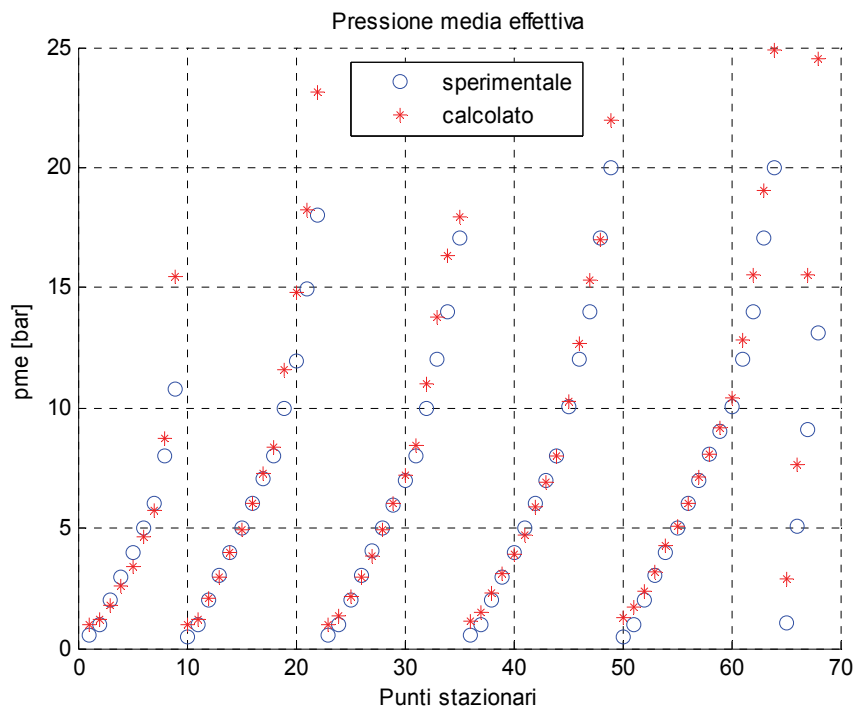
**Figura 3.8:** Pressione a monte del compressore (sez.3, fig.3.2), confronto tra i valori calcolati dal modello e i dati sperimentali.



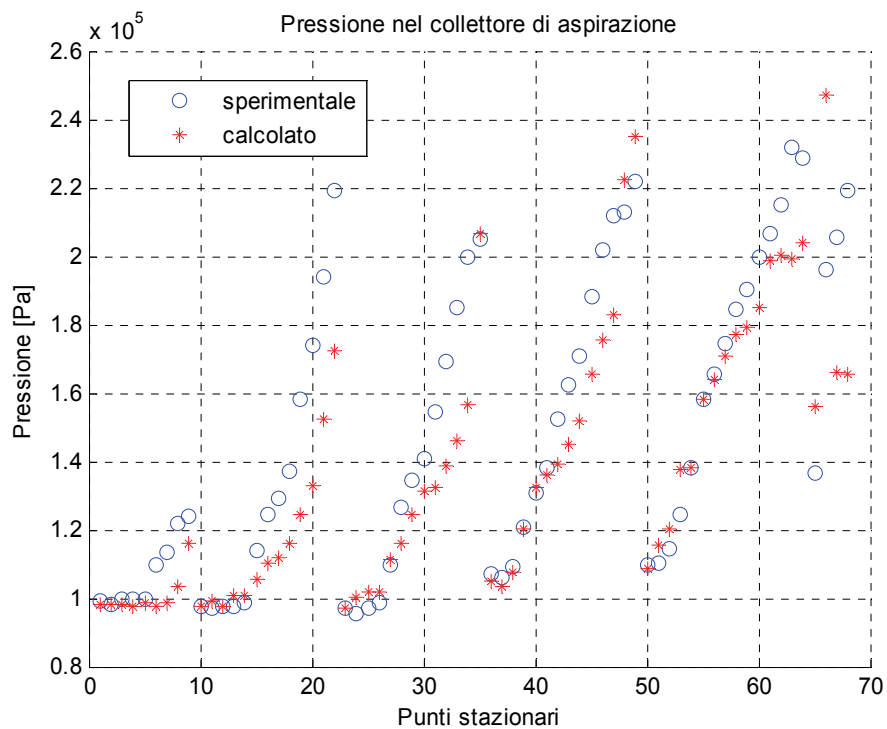
**Figura 3.9:** Temperatura a monte del compressore(sez.3,fig.3.2), confronto tra i valori calcolati dal modello e i dati sperimentali.



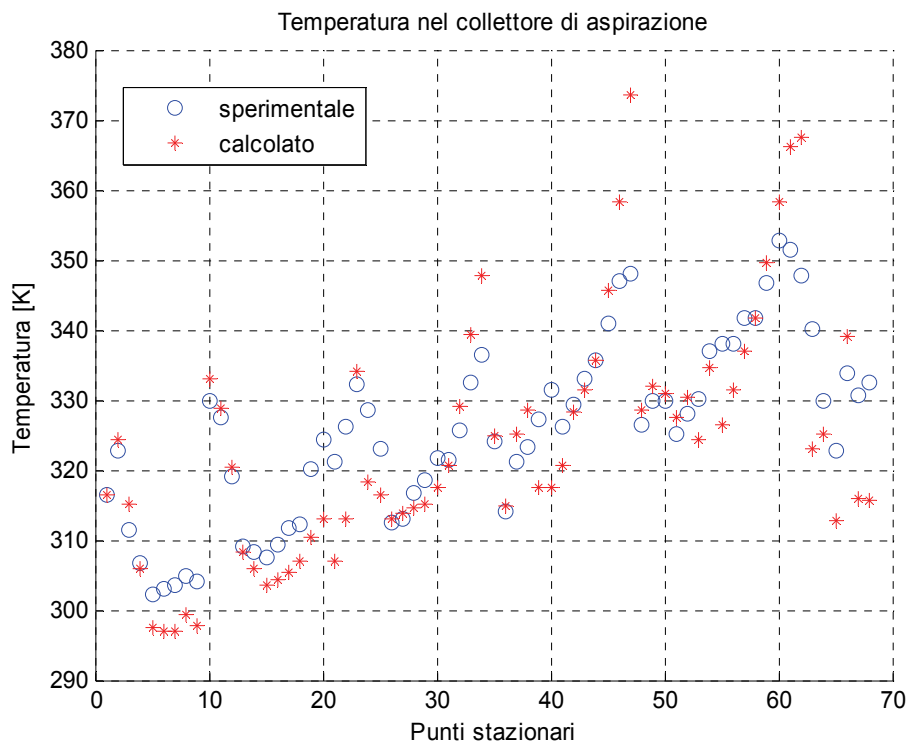
**Figura 3.10:** Portata al compressore (sez.3÷5, fig.3.2), confronto tra i valori calcolati dal modello e i dati sperimentali.



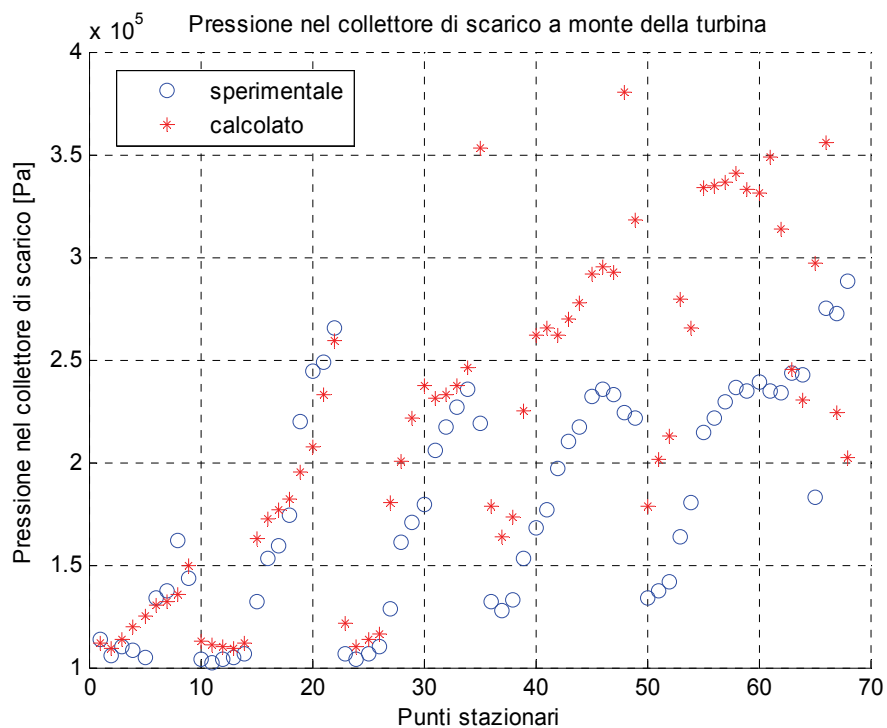
**Figura 3.11:** Pressione media effettiva, confronto tra i valori calcolati dal modello e i dati sperimentali.



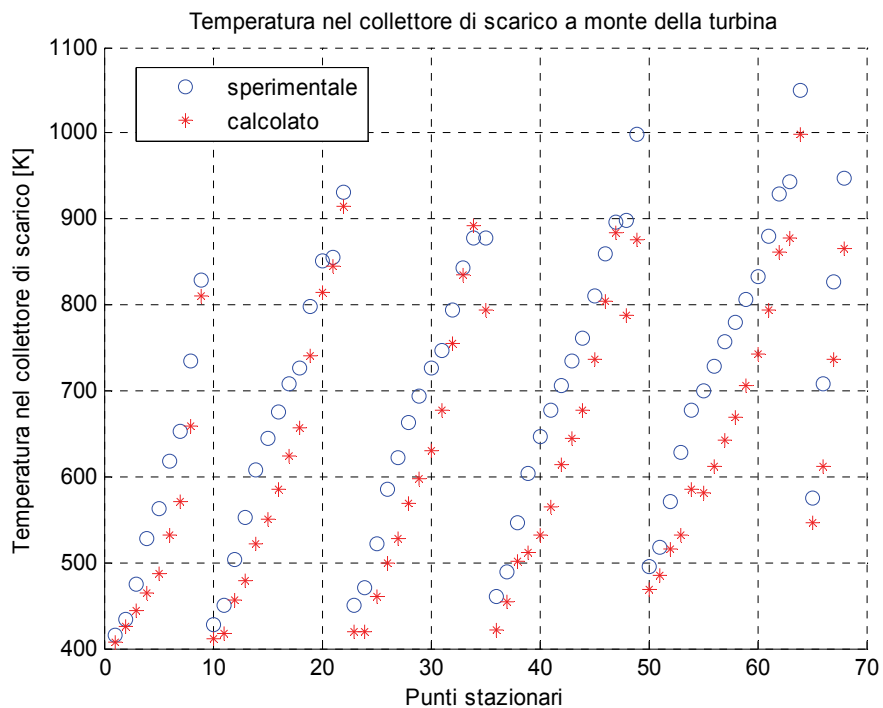
**Figura 3.12:** Pressione nel collettore di aspirazione (sez.6, fig.3.2), confronto tra i valori calcolati dal modello e i dati sperimentali



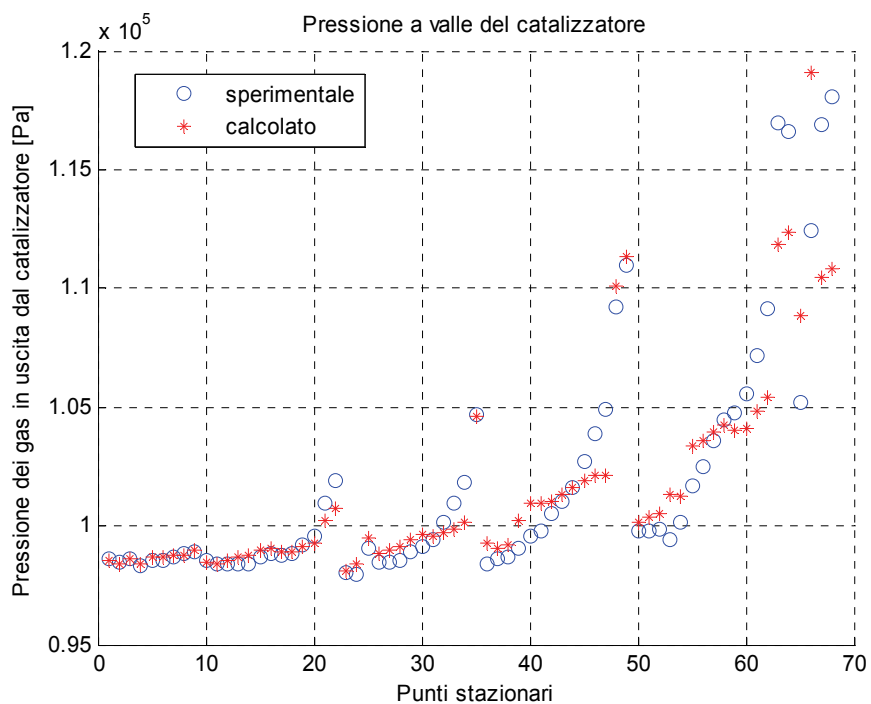
**Figura 3.13** : Temperatura nel collettore di aspirazione (sez.6, fig.3.2), confronto tra i valori calcolati e i dati sperimentali



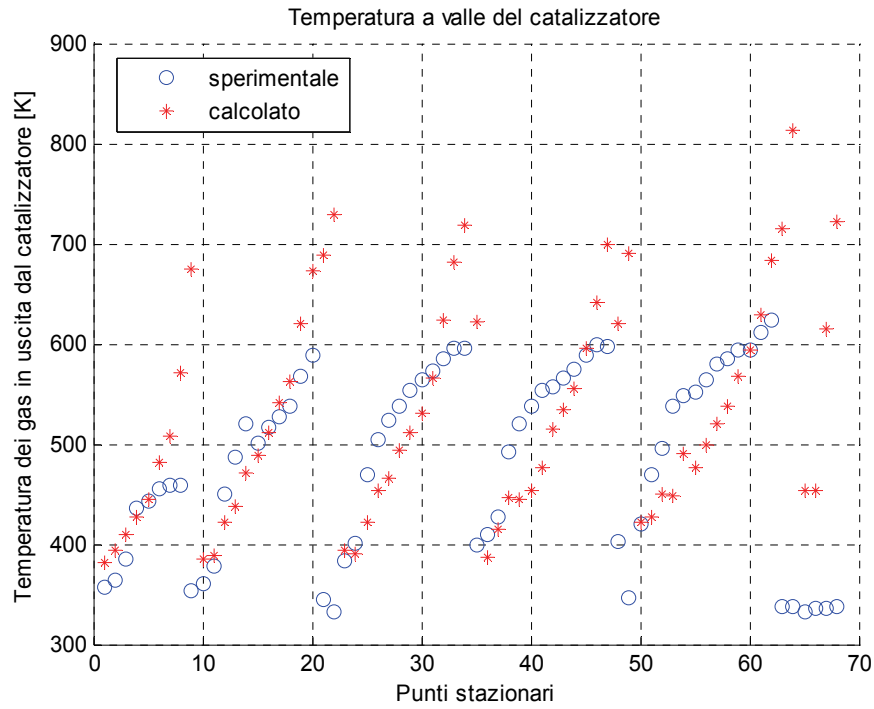
**Figura 3.14** : Pressione nel collettore di scarico (sez.7, fig.3.2), confronto tra i valori calcolati e i dati sperimentali



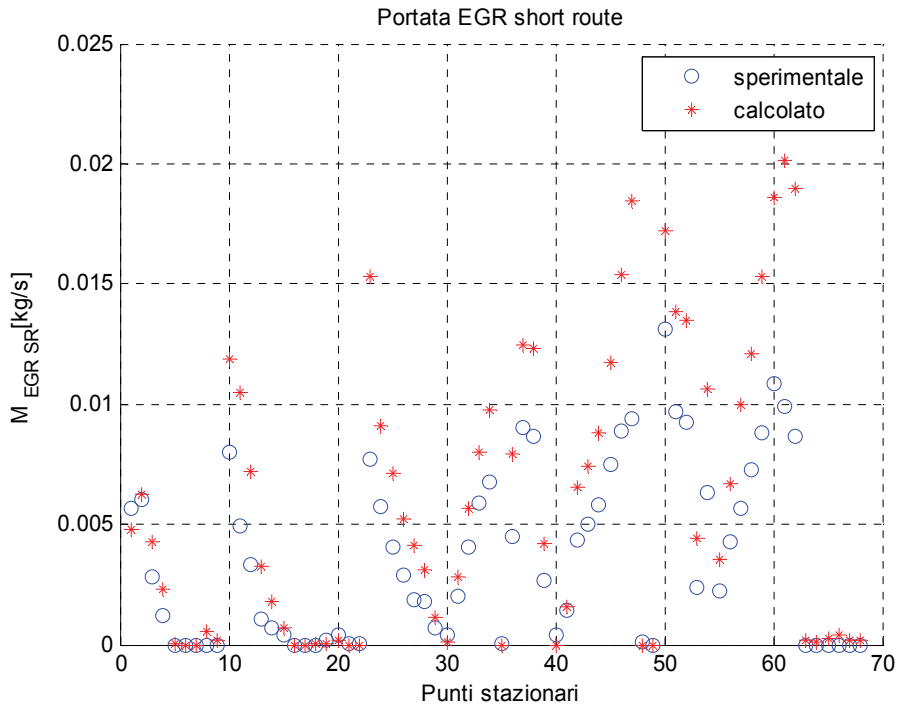
**Figura 3.15** : Temperatura nel collettore di scarico (sez.7, fig.3.2), confronto tra i valori calcolati e i dati sperimentali



**Figura 3.16** : Pressione a valle del catalizzatore (sez.10, fig.3.2), confronto tra i valori calcolati e i dati sperimentali

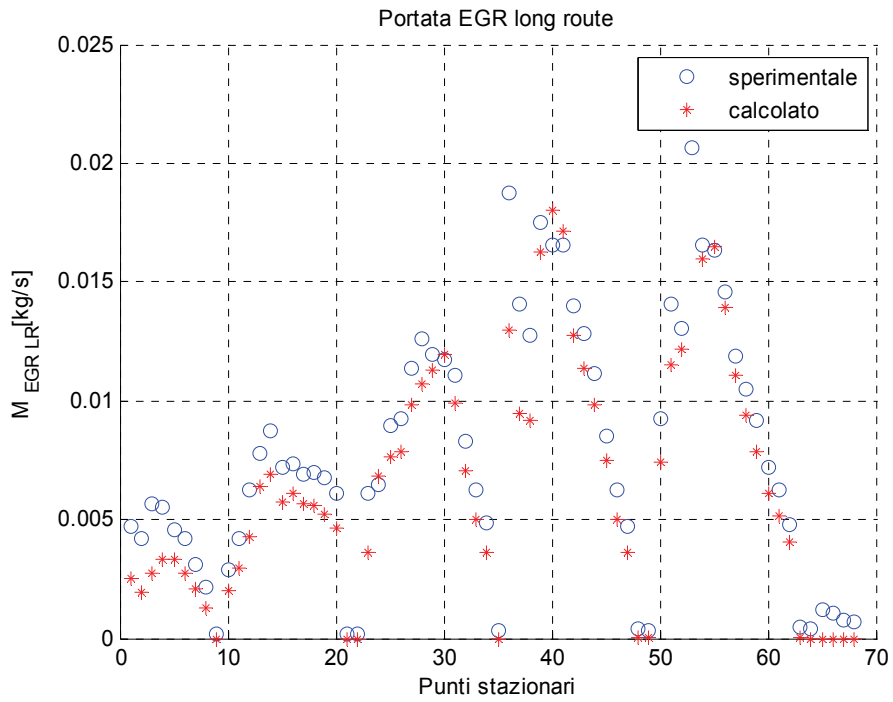


**Figura 3.17** : Temperatura a valle del catalizzatore (sez.10, fig.3.2), confronto tra i valori calcolati e i dati sperimentali

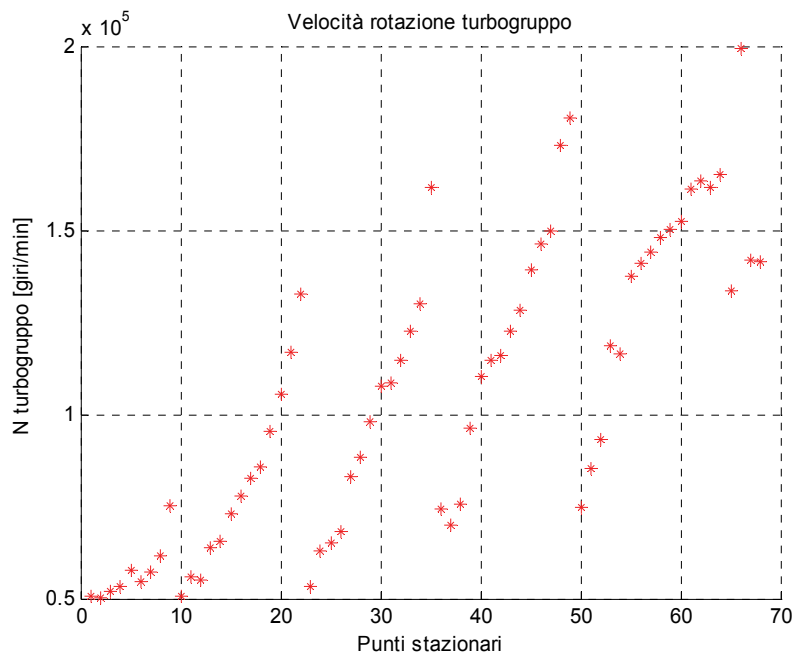


**Figura 3.18** : Confronto tra la portata di gas che attraversa la valvola egr\_Hp (High pressure analogo di Short Route) calcolata e sperimentale.

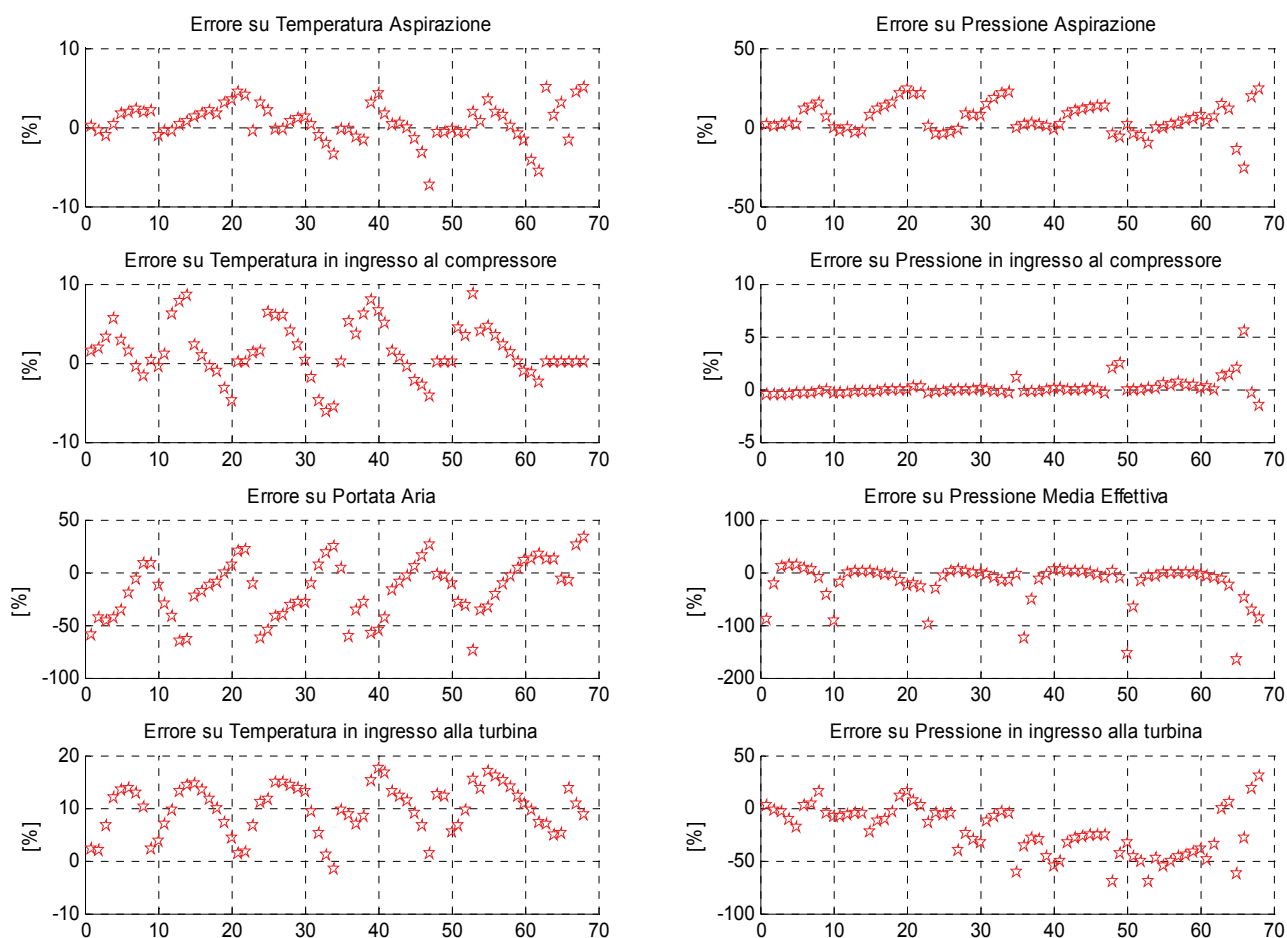




**Figura 3.19** : Confronto tra la portata di gas che attraversa la valvola egr\_Lp (Low pressure analogo di Long Route) calcolata e sperimentale.



**Figura 3.20** : Andamento della velocità di rotazione del turbogruppo.



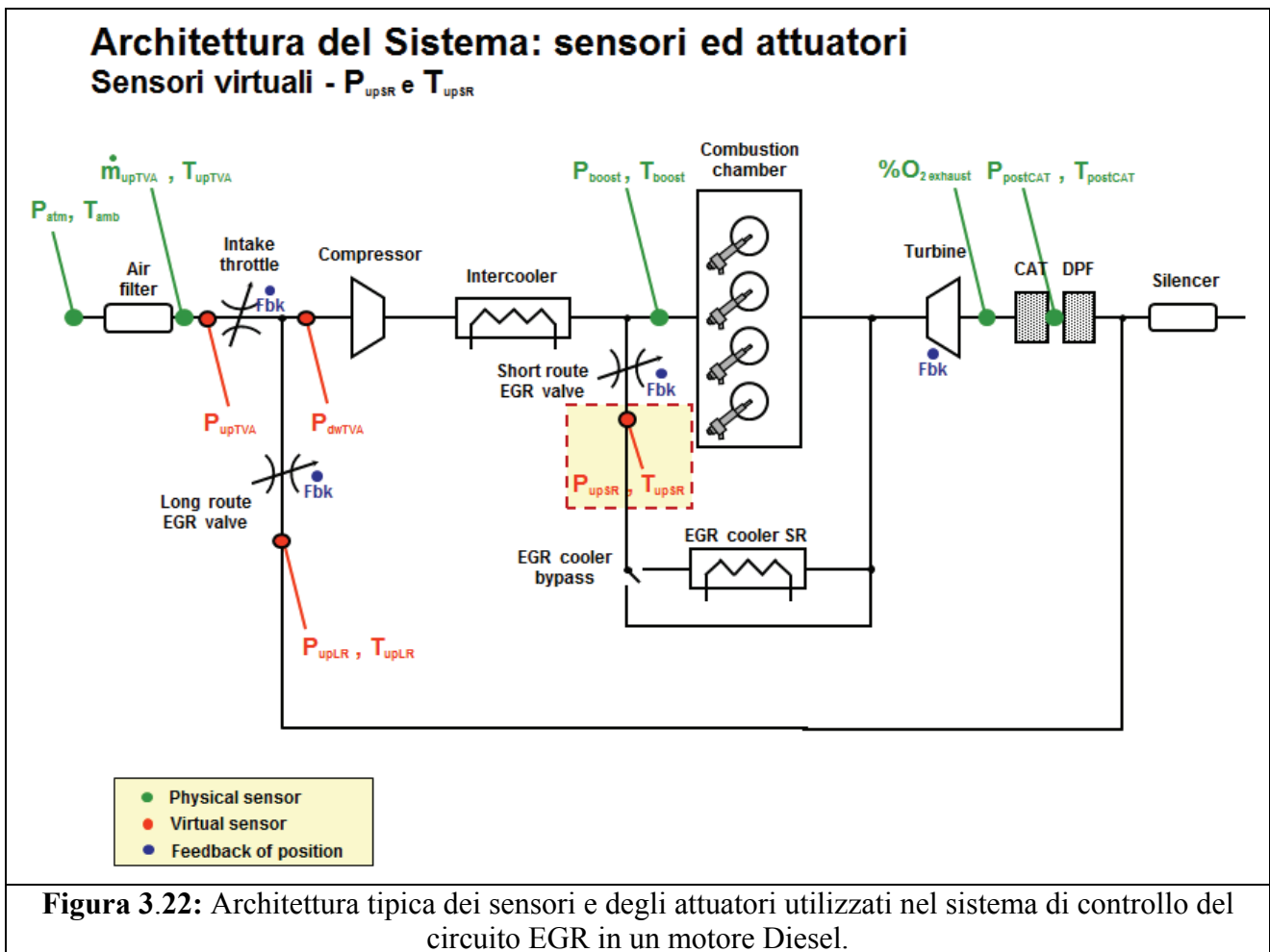
**Figura 3.21** : Errori percentuali

La procedura di validazione basata sul confronto con i dati ricavati in condizioni stazionare ha messo in luce la buona capacità predittiva del modello realizzato: nonostante gli scostamenti tra i valori simulati e quelli sperimentali siano in alcuni casi piuttosto marcati, gli andamenti dei vari parametri al variare della velocità di rotazione e del carico sono sempre seguiti abbastanza fedelmente. Questo è senza dubbio un risultato soddisfacente in relazione agli obiettivi dello studio. Si osservano scostamenti non trascurabili in corrispondenza dei punti di funzionamento in cui le valvole di ricircolo dei gas di scarico sono chiuse o semichiusate. Tali scostamenti potrebbero essere ulteriormente ridotti effettuando opportune correzioni o modifiche ad alcuni parametri del modello, che potranno essere considerati in sviluppi futuri dell'attività.

### **3.2 Applicazione della metodologia ad un sensore virtuale allo sviluppo di un sensore virtuale (SV)**

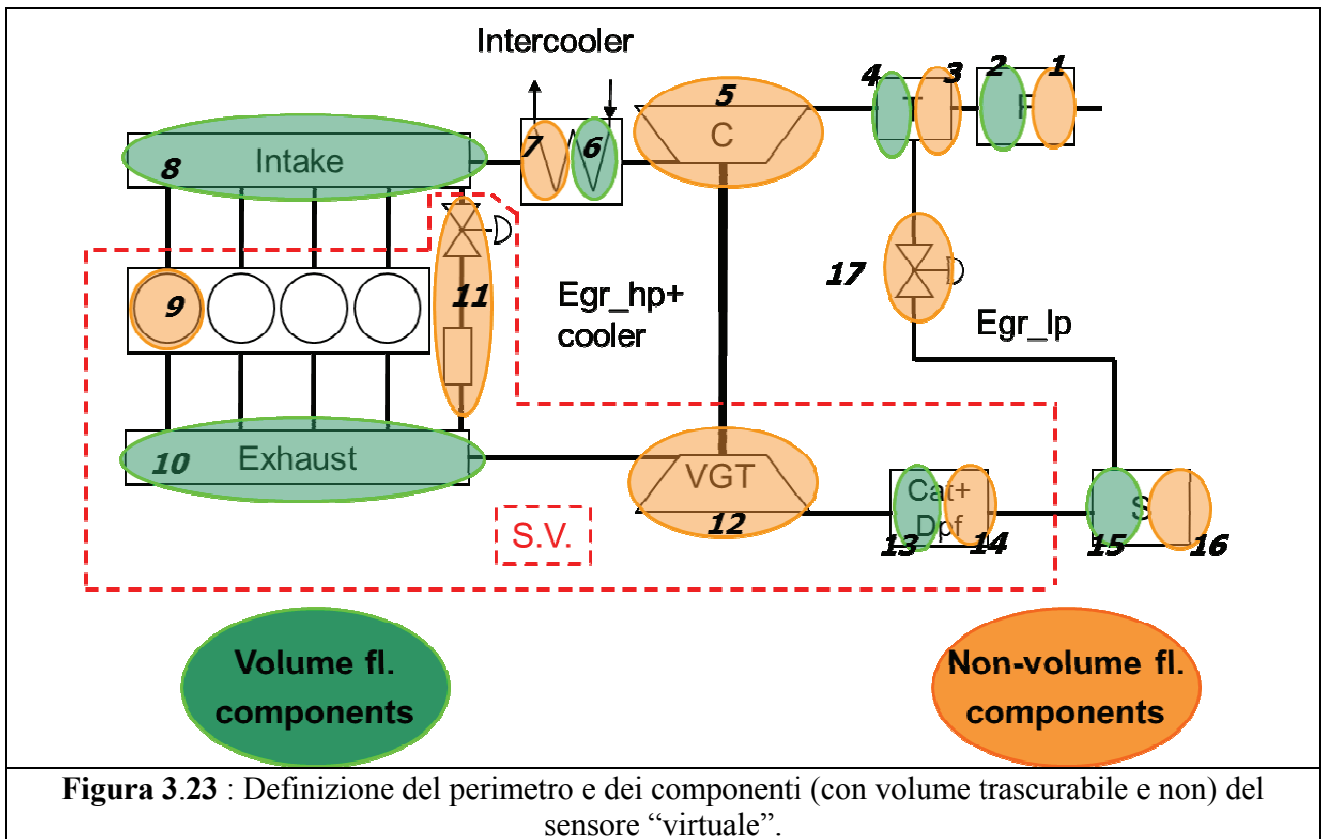
Per problemi più volte menzionati relativamente al miglioramento delle prestazioni ed alla riduzione delle emissioni dei motori automobilistici, le attuali tendenze progettuali portano assai spesso all'inserimento di nuovi componenti (doppio circuito di ricircolo dei gas esausti, sistemi di post-trattamento sempre più complessi, iniettori piezoelettrici in grado di effettuare iniezioni "digitali", attuazione variabile delle valvole, come ad es. la tecnologia Multiair<sup>®</sup>, ecc.), ottimizzandone nel contempo le strategie di controllo e diagnostica. Da ciò è possibile intuire come tali componenti e dispositivi possano offrire importanti vantaggi se e soltanto se il sistema di controllo e le strategie connesse ad esso sono state definite e verificate in maniera adeguata per raggiungere gli obiettivi prefissati. Le informazioni verso la ECU sono generalmente fornite da sensori disposti sul motore più o meno evoluti a seconda dell'informazione che devono fornire e dei tempi di risposta richiesti. Da un punto di vista economico è ovvio ed evidente che ogni sensore in più introduce costi che il Costruttore cerca in genere di limitare, ed in merito a ciò l'obiettivo è limitare il più possibile il numero di sensori "fisici" utilizzati. Inoltre in molti casi per far sì che gli stessi siano in grado di operare nel modo corretto debbono essere collocati in posizioni a volte improponibili. Da queste considerazioni emerge come possibile soluzione alternativa l'adozione di sensori "virtuali" basata su modelli matematici che possono essere integrati nell'algoritmo di controllo del motore (ovvero nel software installato in centralina).

A titolo di esempio in fig.3.22 è riportata la tipica configurazione del sistema di aspirazione e scarico di un motore Diesel con ricircolo dei gas di scarico: sono evidenziati in verde i sensori utilizzati dal sistema di controllo del circuito EGR, ovvero che inviano segnali associati alla grandezza fisica misurata al sistema di controllo. In blu sono evidenziati i sensori che inviano segnali di feedback associati alla posizione degli attuatori su cui interviene il sistema di controllo stesso. In rosso le grandezze che richiedono ulteriori sensori e che potrebbero essere rilevate da un “sensore virtuale” (SV).

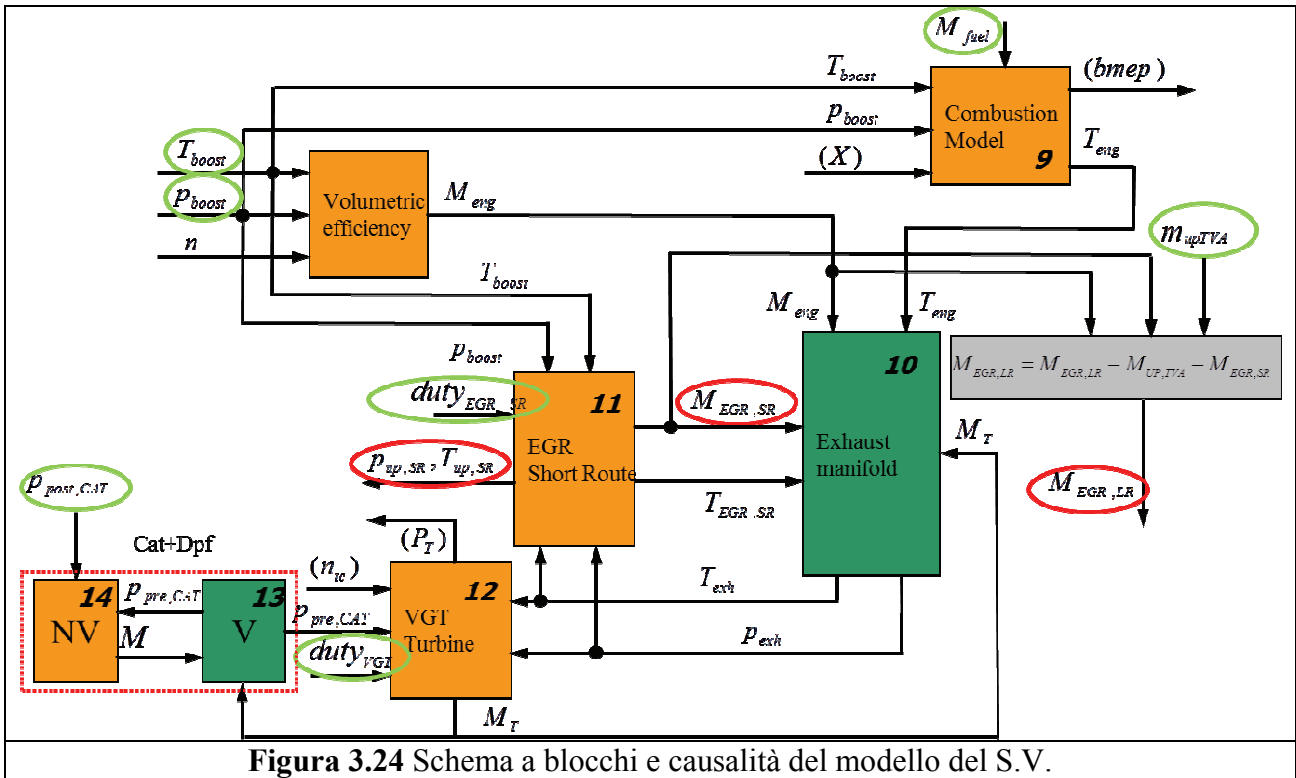


Come definito nel §3.1, la libreria utilizzata per la realizzazione dei modelli di MCI può essere utilizzata anche per la realizzazione di un sensore “virtuale”, in quanto potenzialmente in grado di fornire i valori calcolati delle grandezze nelle sezioni di interesse di fig.3.22. A questo scopo per costruire il sensore virtuale è stato definito un perimetro a partire dal modello complessivo del motore che, pur essendo il più sintetico possibile, permetta note le informazioni a disposizione di calcolare le grandezze di interesse.

Seguendo la metodologia di modellazione già illustrata nei capitoli precedenti, si è proceduto in primo luogo definendo i componenti del sotto sistema individuato, dividendoli in elementi a stato determinato (con volume non trascurabile) ed elementi a stato non determinato (dove peraltro il volume viene trascurato), come riportato in fig.3.23.



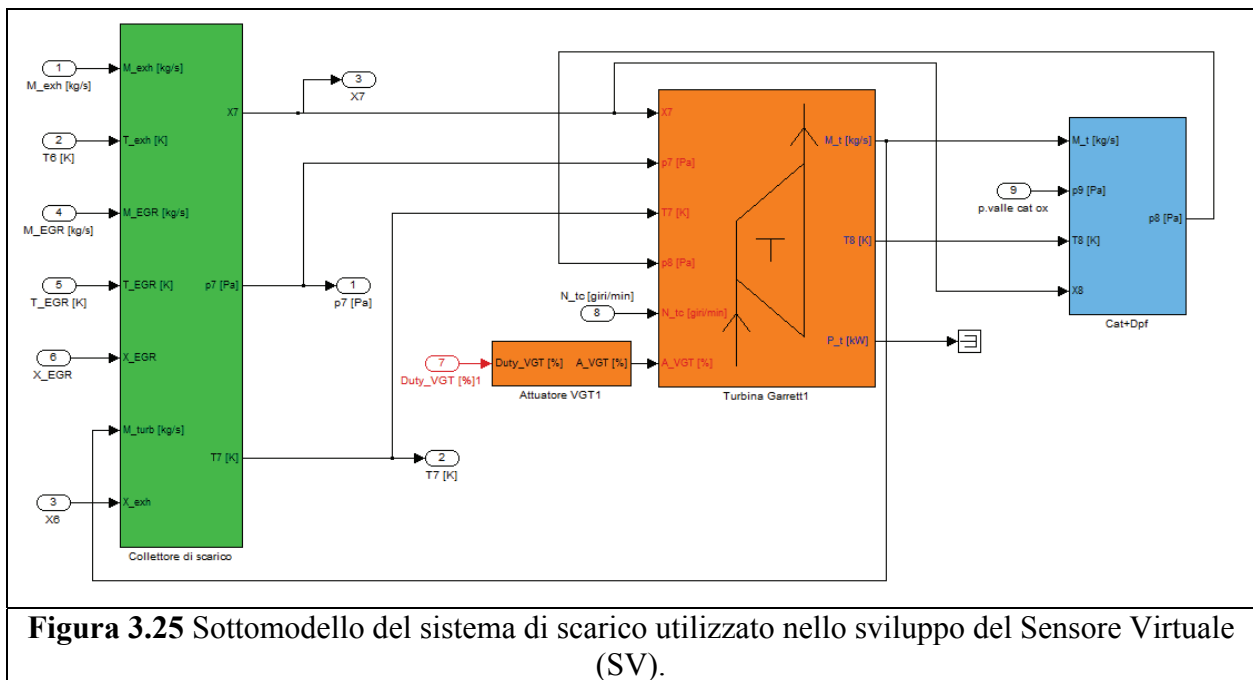
Si è quindi proceduto a definizione lo schema a blocchi del sottosistema rispettando la causalità delle variabili termodinamiche rispetto ai componenti (fig.3.24) in luogo al perimetro del sensore “virtuale”.



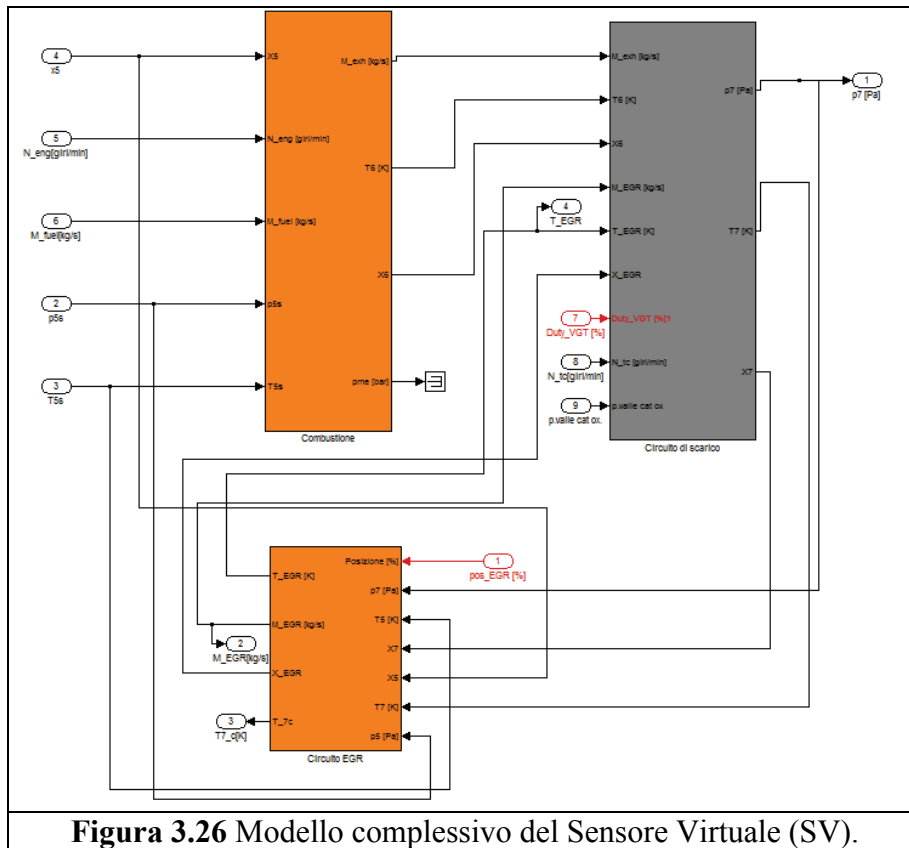
In questa configurazione non vengono fornite in uscita alcune grandezze che compaiono nella fig.3.22 (quali pressione  $p_{upLR}$  e temperatura  $T_{upLR}$  a monte della valvola EGR a bassa pressione, altrimenti detta Long Route EGR valve, nonché le pressioni a monte  $p_{upTVA}$  ed a valle  $p_{dwTVA}$  della valvola a farfalla). In realtà lo scopo di questa prima applicazione è stimare portate di gas che attraversano le valvole in esame e che dipendono dalle grandezze fisiche. Noto quindi il valore di  $M_{UP,TVA}$  (portata di aria misurata a monte della valvola a farfalla, usualmente valutata tramite un sensore specifico, quale ad es. un debimetro a film caldo), calcolate dal modello  $M_{eng}$  (portata in massa di gas aspirata dal motore) e  $M_{EGR\_SR}$  (portata in massa di gas ricircolata nel circuito EGR ad alta pressione, ovvero Short Route), risulta direttamente stimabile  $M_{EGR\_LR}$  (ovvero portata di gas ricircolata nel circuito EGR, a bassa pressione, ovvero Long Route), poichè:

$M_{EGR\_LR} = M_{eng} - M_{UP,TVA} - M_{EGR\_SR}$	(3.1)
--	-------

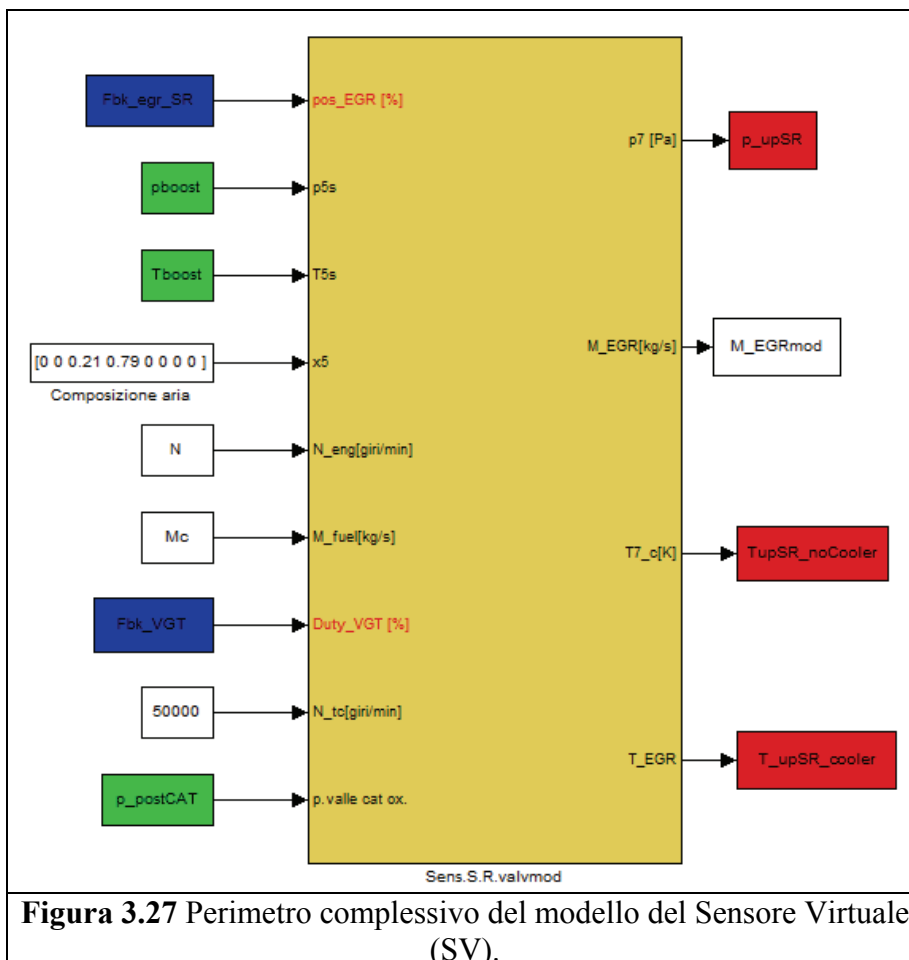
In altre parole, nell'ambito dello sviluppo del sensore virtuale si è ritenuto prioritario stimare la portata di EGR nel circuito a bassa pressione, e di conseguenza il modello realizzato (che sarà descritto nel seguito) sarà privo dell'elemento volumetric efficiency (fig.3.25). Il modello definito per il sottosistema di scarico è quello schematizzato in fig.3.25.



Quindi si è proceduto assemblando il modello del sistema di scarico, il modello del circuito EGR ed il modello del processo di combustione (fig.3.26). Il modello complessivo di fig.3.26 è stato quindi sintetizzato in un unico blocco mediante il “masking” (fig.3.27).



**Figura 3.26** Modello complessivo del Sensore Virtuale (SV).



**Figura 3.27** Perimetro complessivo del modello del Sensore Virtuale (SV).



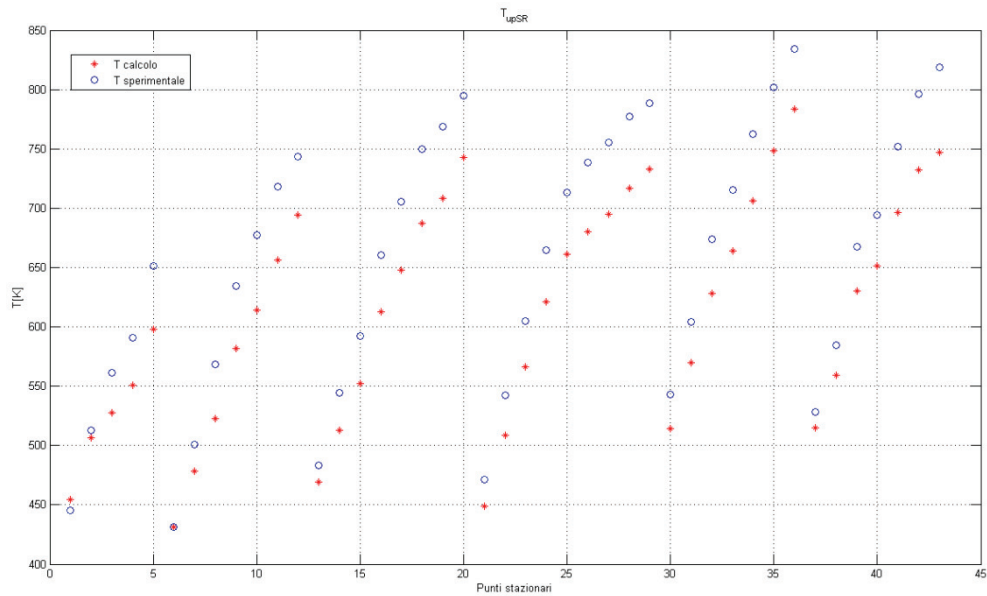
### 3.2.1 Validazione del modello del Sensore Virtuale

Le verifiche effettuate al fine di valutare l'efficacia del modello di sensore virtuale proposto sono state svolte in condizioni stazionarie assegnando valori costanti ai parametri in ingresso e confrontando i corrispondenti valori a regime dei segnali in uscita con i risultati di rilievi sperimentali. In questo modo è stato possibile verificare la capacità del modello di fornire risultati adeguati alle applicazioni considerate, ovvero di descrivere adeguatamente il comportamento del sistema, compatibilmente con l'approccio semplificato seguito durante il processo di modellazione e con l'esigenza di effettuare il calcolo in "real-time".

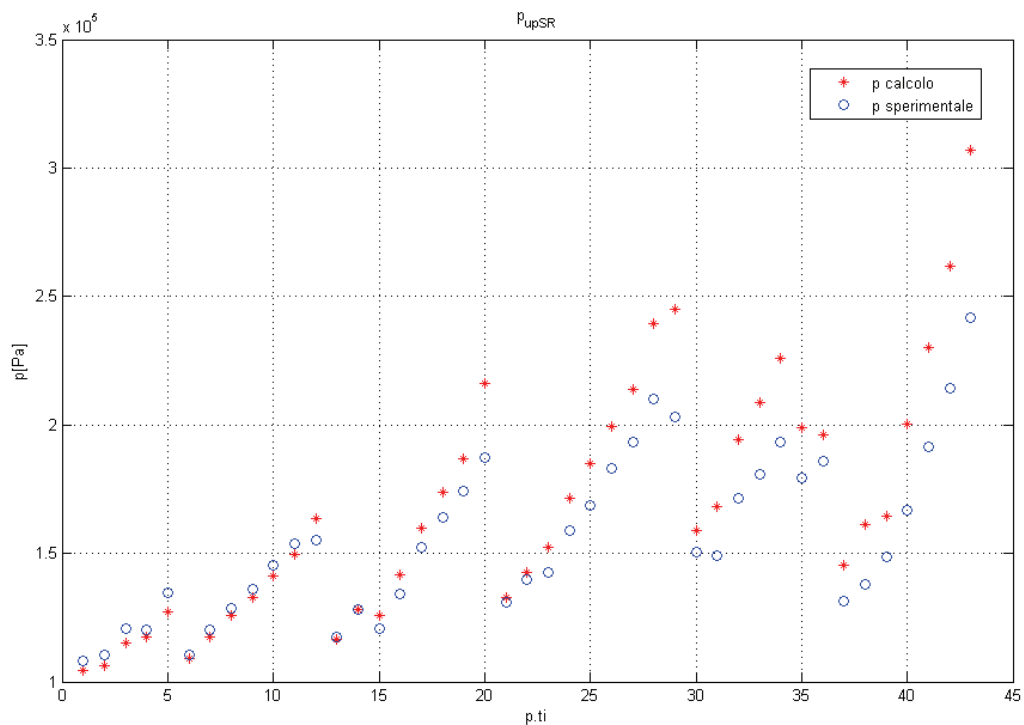
Nel caso in esame per gli ingressi vengono così definiti:

- $Fbk\_egr\_SR$ : posizione organo di regolazione attuatore valvola EGR ad alta pressione (o Short Route) in [%];
- $pboost$ : pressione nel collettore di aspirazione [Pa];
- $Tboost$ : temperatura nel collettore di aspirazione [T];
- $X5$ : composizione chimica dei gas nel sistema di scarico (il vettore contiene le concentrazioni in volume, od in numero di moli, di ogni componente la miscela) [-];
- $N$ : velocità di rotazione del motore, in [giri/min];
- $Mc$ : portata in massa di combustibile, in [kg/s];
- $Fbk\_VGT$ : posizione organo di regolazione attuatore VGT, in [%]
- $Ntc$ : velocità di rotazione del turbocompressore, in [giri/min] (nell'ambito della verifica è stata fissata costante a 50000 giri/min);
- $P\_postCAT$ : pressione a valle del catalizzatore, in [Pa].

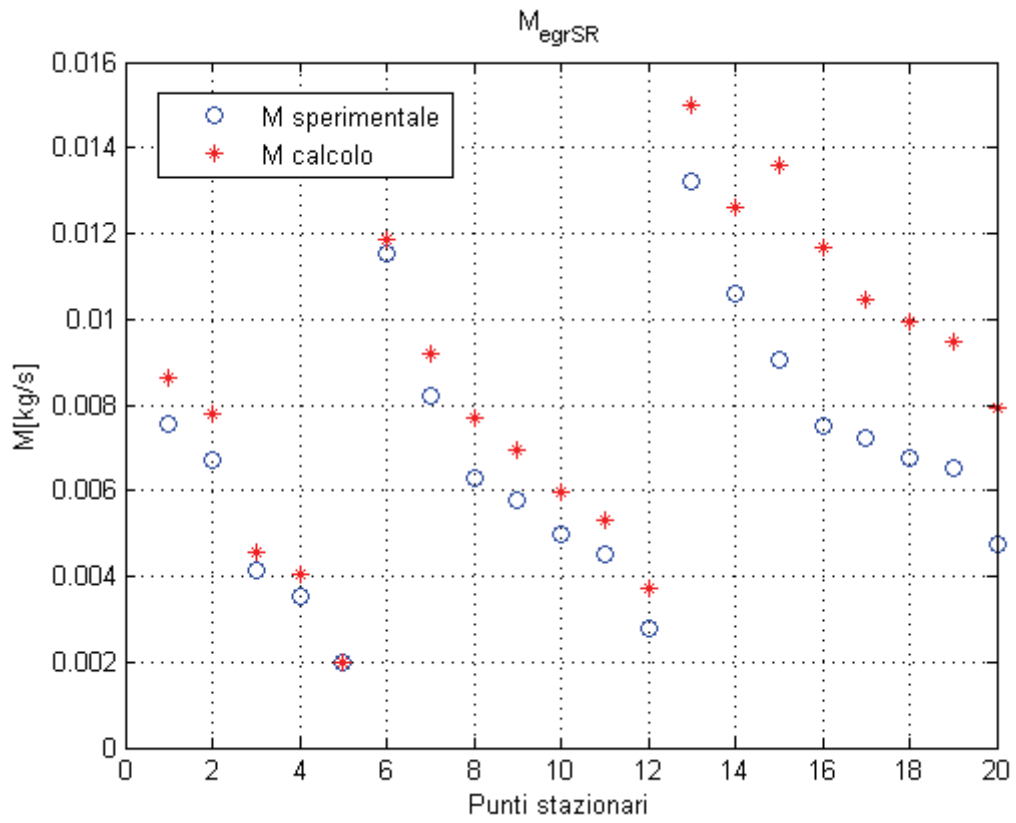
Si precisa che la portata di combustibile  $Mc$  e la velocità di rotazione  $N$  del motore sono grandezze che in genere vengono misurate in ogni configurazione da sensori opportuni installati sul propulsore. La verifica è stata effettuata confrontando le grandezze in uscita valutate nelle sezioni corrispondenti ai rilievi sperimentale con le quantità misurate ottenute da prove su banco motore. I confronti sono riportati nelle figg.3.28÷3.30.



**Figura 3.28** : Confronti tra i risultati del modello (sensore virtuale) ed i dati sperimentali: temperatura a monte della valvola EGR a bassa pressione (o Long Route).



**Figura 3.29** Confronti tra i risultati del modello (sensore virtuale) ed i dati sperimentali: pressione a monte della valvola EGR ad alta pressione (o Short Route).

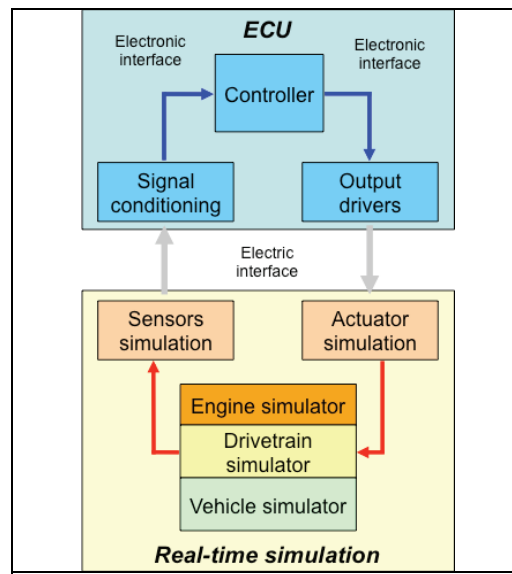


**Figura 3.30** : Confronti tra i risultati del modello (sensore virtuale) ed i dati sperimentali: portata attraverso la valvola EGR ad alta pressione (o Short Route)

### 4.1 Architettura delle piattaforme Hardware in the Loop (HiL)

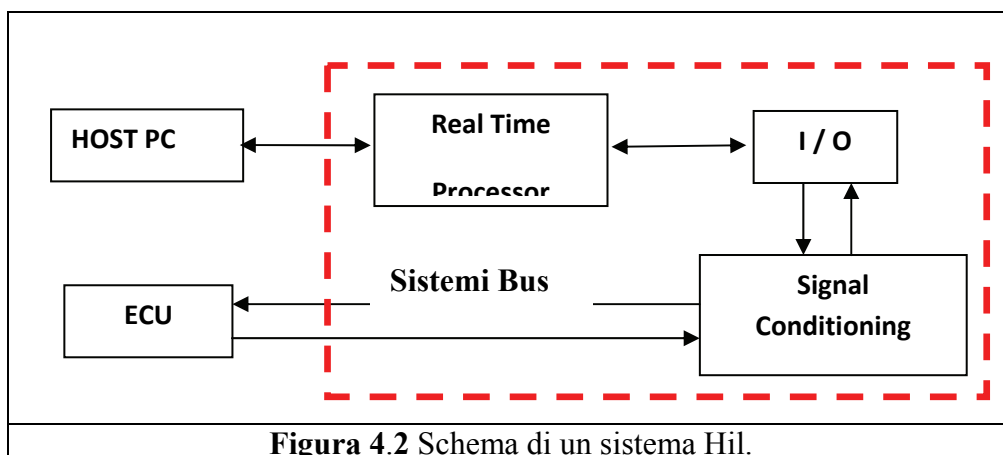
I continui sforzi rivolti alla ottimizzazione dei MCI in termini di consumo specifico e di emissioni specifiche possono portare a risultati significativi solo nel caso in cui il controllo sulla regolazione delle portate di combustibile, di aria e di gas riciclati sia efficace e preciso. Lo stato attuale dell'arte prevede che, per ottenere questi obiettivi con le tolleranze richieste, vengano utilizzati sistemi di controllo elettronico (o ECU, *Electronic Control Unit*) in grado di gestire adeguatamente il motore attraverso i gradi di libertà a disposizione (ovvero i parametri di controllo disponibili). Le prime applicazioni su motori ad accensione comandata prevedevano il controllo della portata di combustibile in funzione della posizione della valvola a farfalla e della velocità di rotazione dell'albero motore (controllo  $\alpha, n$ ): fondamentalmente l'identificazione di questo tipo di controllo consisteva nell'inserire all'interno della strategia (residente nella ECU) di una matrice valori che in funzione della condizione di carico (definita dal grado di apertura della valvola a farfalla) e della rispettiva velocità di rotazione del MCI generi il comando da inviare all'iniettore, che viene poi "tradotto" in una portata di combustibile. Tale identificazione (ovvero la definizione dei valori numerici da inserire nella matrice) poteva essere eseguita direttamente su banco prova nel caso ad esempio si volesse ottimizzare coppia o potenza massima dello stesso gruppo termico. Risulta intuibile immaginare che se il numero delle variabili da controllare aumenta e con esse il numero degli obiettivi in termini di prestazioni, consumi ed emissioni (spesso in antitesi tra loro), è sempre più difficoltoso, complesso e costoso procedere all'identificazione del sistema di controllo. Da ciò nasce l'esigenza di definire metodologie di prototipazione "virtuale", che spesso si avvalgono di un sistema virtuale in grado di riprodurre i segnali derivanti dal gruppo termico e di essere direttamente interfacciabile con l'unità di controllo in relazione agli "stimoli" (ovvero ai segnali dei parametri controllo) da essa generati. Se si dispone di modelli di simulazione del motore che operino in tempo reale è possibile realizzare un sistema *Hardware-in-the-Loop* (HiL) o *Software-in-the-Loop* (SiL) (v.fig.4.1). Nel primo caso si utilizzano modelli "real-time" del sistema da controllare (motore-powertrain-veicolo) che vengono interfacciati con la ECU reale (o con un prototipo di essa), nel secondo la ECU viene sostituita con un modello matematico. In entrambe le architetture la metodologia si basa sulla utilizzazione del modello del sistema da controllare per

generare i segnali in ingresso alla centralina (che nel sistema reale provengono dai sensori installati sul motore) tenendo conto degli effetti dei segnali di controllo generati dalla ECU.



**Figura 4.1** Schema di un sistema Hil.

Fra i vantaggi di questa metodologia, una volta identificata, emergono le potenzialità di riduzione del numero di campagne sperimentali da condurre su MCI al banco prova, nonché l'estrema versatilità nella verifica di una qualsiasi strategia di controllo (limitando i costi ed i tempi di sviluppo ed i rischi ad essi connessi). Lo scopo dell'indagine nell'ambito della ricerca di cui si riferisce è stato quello di costruire un modello completo del sistema motore-veicolo, attraverso la combinazione dei componenti proposti nella libreria Acme, che fosse in grado di simularne in "real-time" il comportamento essendo al tempo stesso facilmente interfacciabile con i componenti tipici di un simulatore (area tratteggiata in fig.4.2) connesso con l'unità di controllo (ECU).



**Figura 4.2** Schema di un sistema Hil.

Occorre notare che la struttura di un sistema HiL/SiL può essere realizzata secondo diverse varianti a seconda delle architetture che i Costruttori di queste piattaforme intendono seguire anche con riferimento ai componenti elettronici utilizzati.

Pur senza scendere nei dettagli (che riguardano l'area dell'elettronica e dell'informatica), nel seguito vengono ricordati alcuni elementi ricorrenti.

➤ **Componenti hardware (HW)**

- HOST PC: elaboratore sul quale gira il modello del sistema, nonché le utilities necessarie (tra le quali la GUI (*Graphical User Interface*) del *real time* processor).
- REAL TIME PROCESSOR: processore principale del simulatore interfacciato con l'esterno tramite porte I/O (ingressi ed uscite).
- I/O e SIGNAL CONDITIONING: porte di ingresso ed uscita per segnali analogici e digitali, nonché per la simulazione di sensori o attuatori con segnali in frequenza.
- SISTEMI BUS: canali di comunicazione tra la ECU con e gli altri elementi del sistema HiL.

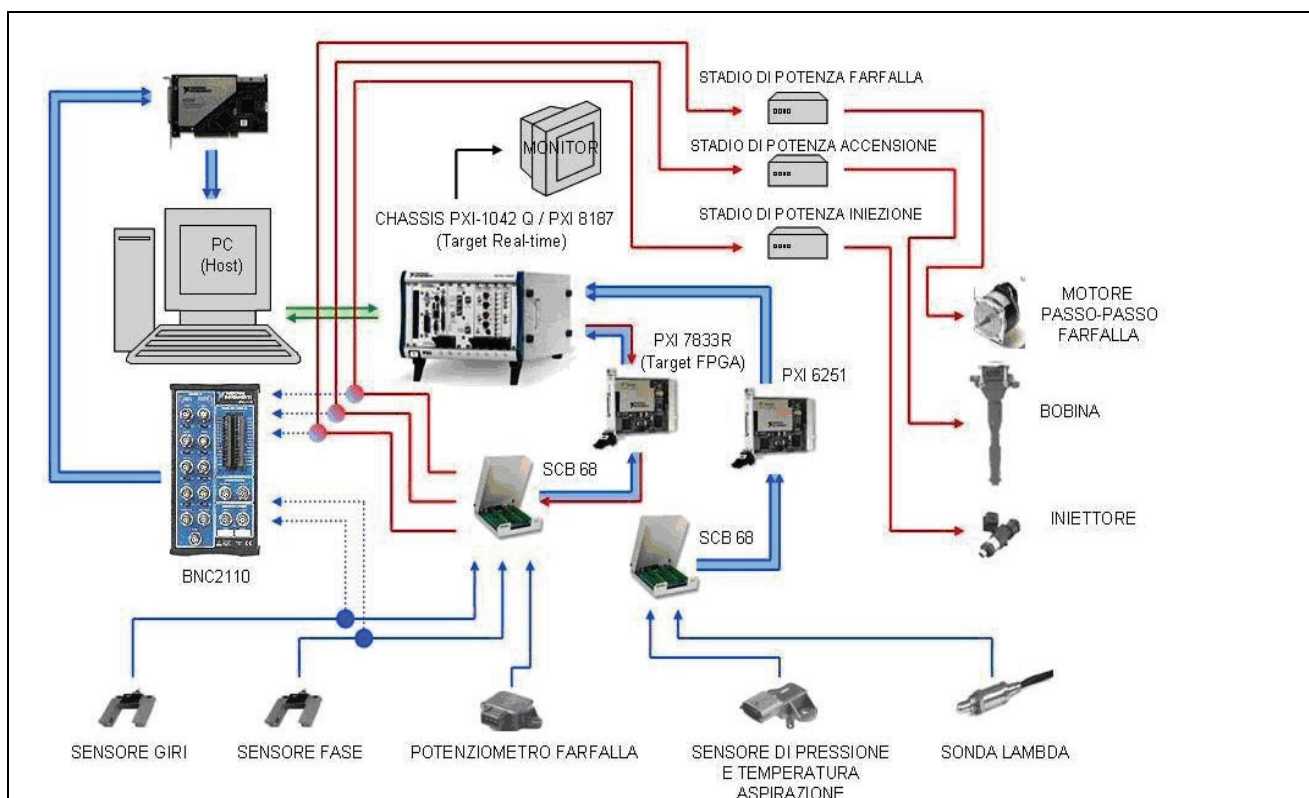
➤ **Componenti software (SW)**

Generalmente si suddividono in:

- software operativi;
- software real time;
- modelli dinamici.

Come già si è detto, Matlab/Simulink<sup>®</sup> è un ambiente di calcolo molto usato nell'ambito delle applicazioni automotive. I modelli Simulink<sup>®</sup> non hanno solo la funzione di descrivere il comportamento del sistema da controllare, ma anche di definire la configurazione degli ingressi e delle uscite nonché di diversi altri algoritmi utilizzati nei sistemi HiL (tra i quali quelli impiegati per la gestione dei segnali di I/O, mediante i quali il sistema modellato si rende "visibile" all'hardware di controllo ECU). Inoltre nell'ambiente Matlab/Simulink<sup>®</sup> è possibile utilizzare le Graphical User Interfaces (GUI), interfacce grafiche "*user friendly*" che permettono di definire ed impostare i modelli e gli algoritmi in maniera facilmente accessibile e flessibile. Un'ulteriore possibilità dei

sistemi HiL è la *capacità di programmazione*, che supera il vantaggio del loro carattere interattivo. Un *Hardware in the Loop* può essere programmato con uno script in linguaggio Matlab<sup>®</sup> oppure mediante altre procedure. Per esempio, in Matlab<sup>®</sup> si può costruire un codice per il test di un componente partendo da librerie già esistenti formate da modelli Simulink<sup>®</sup> e combinarle, costituendo così un'intera sequenza per la gestione automatica del sistema HiL. A titolo di esempio, in fig.4.3 è riportata una proposta dSpace<sup>®</sup>. Come è possibile notare, un sistema così configurato lascia la possibilità di interfacciare diversi componenti reali del motore o i modelli matematici degli stessi, ovvero modelli matematici e componenti fisici.



**Figura 4.3** Schema di un sistema HiL proposto da dSpace per un motore ad accensione comandata: in blu le connessioni Bus tra i sensori e l'unità di controllo e in rosso le connessioni tra l'unità di controllo e gli attuatori [dSpace].

## 4.2 Obiettivi delle piattaforme HiL

Per l'ottimizzazione dei sistemi di controllo le tecniche HiL e Software-in-the-Loop (SiL) sono ormai diventate parte integrante nel processo di progettazione nell'ottica di ridurre i tempi ed i costi legati alle prove su strada o al banco prova [18, 22, 26, 27, 28]. I modelli matematici giocano un ruolo importante che permette di limitare gli sforzi sperimentali: per esempio, sistemi HiL/SiL consentono di effettuare la verifica delle centraline di controllo (ECU) accoppiandole in modo

diretto con il simulatore. Quest'ultimo è basato su un modello del motore accoppiato con il rispettivo modello del veicolo. Un adeguato sistema di I/O gestisce le iterazioni fra gli stessi.

I principali vantaggi dei sistemi HiL/SiL si possono così riassumere:

- verifiche di strategie e diagnostica di controllo nella fase di sviluppo;
- riduzione dei costi e dei tempi di sviluppo dei sistemi di controllo e diagnostica del motore;
- definizione di test-case e procedure altamente ripetibili;
- simulazione dei sistemi in tutte le condizioni operative di interesse, comprese quelle più particolari per i componenti impiegati (ad esempio allo scopo di definire i limiti funzionali degli stessi).

I requisiti di una piattaforma HiL/SiL possono invece essere così sintetizzati:

- flessibilità del sistema per effettuare test su processi e dispositivi (es. strategie diagnostiche HW e SW) nonché versatilità nello sviluppo del modello del sistema da controllare (motori ad accensione comandata ovvero Diesel, sistemi di trasmissione, configurazioni del veicolo, ecc.);
- flessibilità di sviluppo dei modelli "real time" relativi alle strategie ed al sistema di controllo;
- bassi costi.

### **4.3 La piattaforma pHiL sviluppata da Fiat Powertrain Technology (FPT)**

Nell'ambito dell'attività di cui si riferisce è stata realizzata una specifica applicazione relativa allo sviluppo di un modello di un motore Diesel utilizzato per la realizzazione di un sistema HiL presso Fiat Powertrain Technology (FPT-R&T). I componenti HW e SW utilizzati nel sistema HiL (denominato nel seguito pHiL, acronimo di powertrain Hardware in the Loop) sono stati sviluppati presso il Centro Ricerche Fiat di Orbassano. Una innovazione significativa consiste nell'aver utilizzato la piattaforma di un normale Personal Computer per realizzare sia i processi di calcolo inerenti ai modelli del sistema da controllare (motore+veicolo) sia le funzioni di I/O che quelle relative all'interfaccia utente. (solitamente tali funzioni sono svolte da unità sono distinte, v.fig.4.3).



### 4.3.1 Architettura hardware

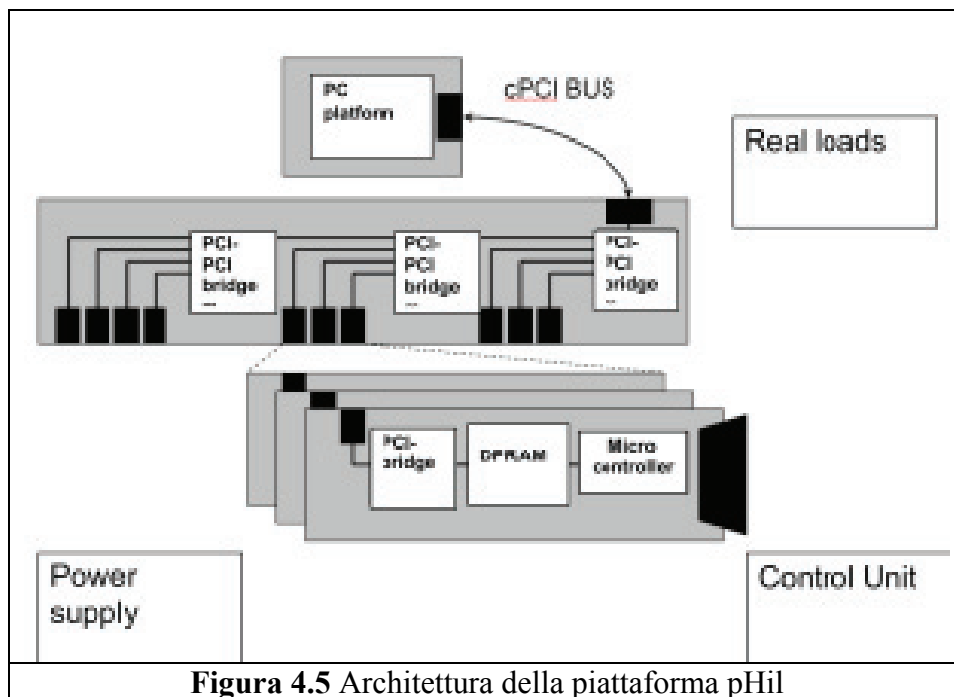
Il simulatore è basato su una piattaforma PC integrata in un rack di tipo industriale. Esso può contenere fino a 16 moduli collegati alla piattaforma PC attraverso una connessione cPCI. Questa configurazione permette l'emulazione di sistemi complessi con una o più centraline. Le unità di controllo sono collegate al simulatore tramite un cablaggio (di lunghezza pari a  $1 \div 1,5$ m) e lo stesso collegamento viene utilizzato per carichi elettrici. I limitati ingombri (45cm x 18cm x 43cm) permettono l'utilizzo del sistema su banco da laboratorio o scrivania (fig.4.4).



**Figura 4.4** Elementi della piattaforma pHiL.

La piattaforma PC si occupa sia dei processi relativi all'interfaccia che del modello del sistema da controllare. L'architettura hardware del simulatore pHiL è riportata in fig.4.5. I moduli inseriti nella rastrelliera (rack) hanno la stessa architettura, mentre il modulo dell'interfaccia per l'unità di controllo è stato sviluppato diversamente. In questa applicazione sono stati sviluppati 3 moduli differenti. Il primo è dedicato alla alimentazione elettrica della centralina (ECU), dei canali di comunicazione e al segnale proveniente dal sensore sul volante. Il secondo modulo è tipico per la

gestione delle unità di I/O, ed è dotato di ingressi analogici programmabili, canali per l'emulazione di sensori resistivi reali e uscite PWM. Il terzo modulo è rivolto a collegamenti con classici carichi elettrici di tipo automobilistico (es. iniettori di combustibile) e all'acquisizione di tensioni e correnti. Come evidenziato in precedenza, una significativa innovazione del simulatore è utilizzare la stessa piattaforma PC sia per l'esecuzione del modello dell'impianto che per l'interfaccia utente (compiti di solito attribuiti a piattaforme separate, ovvero un computer host ed target computer). L'architettura hardware del simulatore pHil è mostrata in fig.4.5.



**Figura 4.5** Architettura della piattaforma pHil

Tutti i moduli hanno la stessa architettura, tranne quello dedicato all'interfaccia per l'unità di controllo sviluppata secondo uno schema diverso. Il simulatore utilizzato (adatto per applicazioni automotive) è dotato di tre moduli, le cui risorse sono organizzate come segue.

Il primo modulo è dedicato a:

- alimentazione dell'unità di controllo (ECU) in verifica;
- canali di I/O;
- segnali provenienti dai sensori della velocità di rotazione installati sul volano.

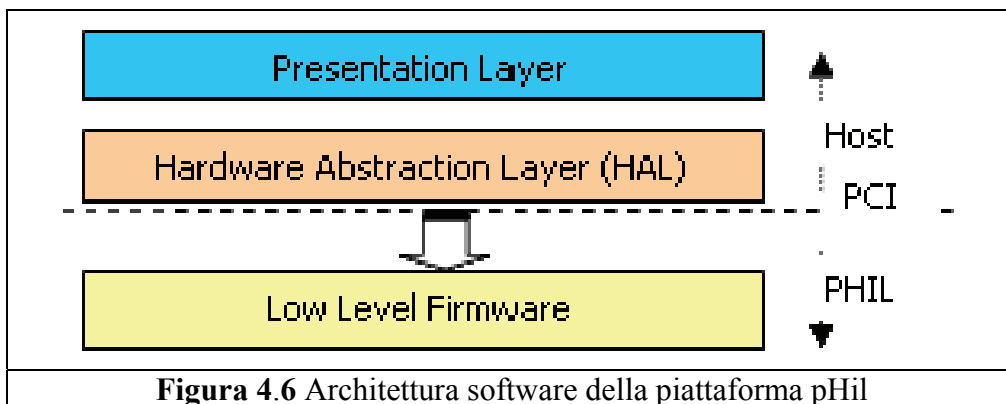
Il secondo modulo ha la classica struttura di una unità di I/O, ed è composto da:

- ingressi analogici programmabili;
- canali per l'emulazione di sensori attivi o resistivo;
- ingressi digitali con carichi elettrici integrati programmabili;
- uscite digitali e PWM programmabili.

Il terzo modulo ha lo scopo garantire i collegamenti ai carichi elettrici caratteristici dei MCI (ad esempio, iniettori di combustibile) oltreché per l'acquisizione delle loro tensioni e correnti. Esso permette inoltre di impostare le soglie dei segnali in ingresso ed uscita al fine di misurare la durata, le frequenze, i ritardi e le fasi dei segnali di controllo rispetto ai segnali generati dalla ruota fonica ricavata sul volano connesso all'albero motore.

### 4.3.2 Architettura software

L'architettura software della piattaforma pHiL è divisa in tre livelli fig.4.6.



- Presentation Layer.
- Hardware Abstraction Layer (HAL).
- Low Level Firmware (LLF).

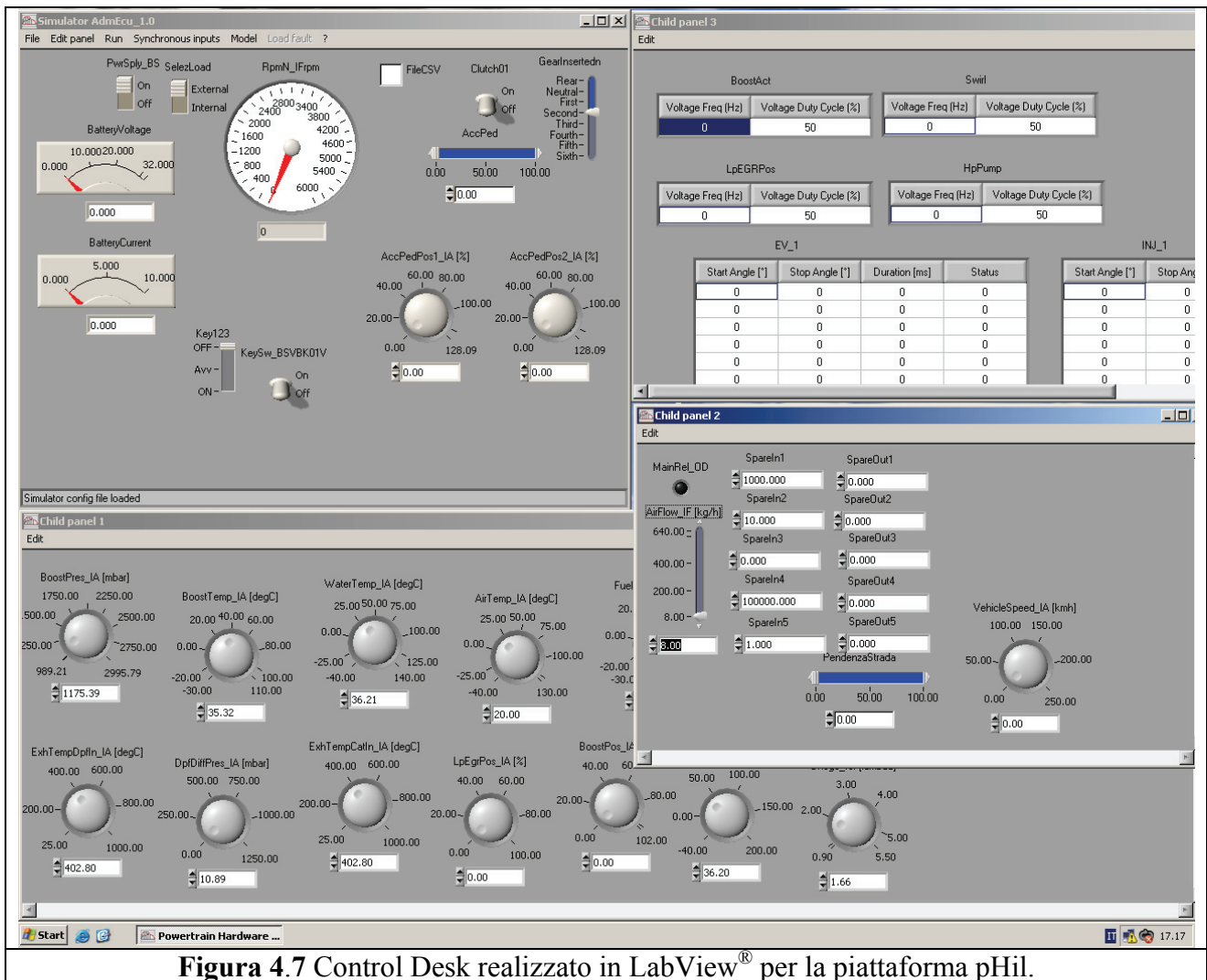
Il Presentazione Layer gestisce l'interfaccia utente principale. Ogni porta del modulo di I/O della piattaforma pHiL può essere configurata e descritta in dettaglio secondo le caratteristiche fisiche del segnale, ad esempio tipo di segnale (analogico, digitale, PWM, ecc), campo di variazione, e risoluzione. Attraverso questo livello si fornisce all'operatore, per mezzo di un'interfaccia grafica

Control Desk realizzata in LabView® (fig.4.7) costruita appositamente, la possibilità di interagire con il sistema impostando i valori delle diverse uscite e verificare i relativi valori di input.

Ogni segnale può essere legato ad una particolare formula di conversione sia essa algebrica o tabulata per passare dai segnali proposti dal modulo di I/O del pHiL (tensioni, correnti, frequenze, ecc) alle unità di misura della grandezza fisica corrispondente ( [° C], [bar], ecc.)

L'Hardware Abstraction Layer (HAL) garantisce l'accesso a basso livello al bus PCI e provvede a semplificare le iterazione fra il software di alto livello e la scheda hardware del pHiL. Lo sviluppo del software dell'interfaccia è costituito da funzioni che permettono di accedere ad ogni canale fisico delle schede. La posizione della scheda sopra al bus PCI e le comunicazioni della scheda firmware risulta completamente nascosta all'interno di questo livello. Gli strati software superiori vedono solo una serie di canali che è l'unione di tutti i canali disponibili nel setup di sistema.

Il Low Level Firmware (LLF) viene eseguito su ogni scheda pHiL con lo scopo di indirizzare fisicamente i segnali di I/O sulle stesse: riceve i comandi dalla interfaccia PC fornendo nuovamente i set di dati acquisiti. L'interfaccia software tra il firmware di basso livello e l'HAL è gestito attraverso una dual port RAM installata su ogni scheda dove un definito set di dati viene usato per lo scambio delle informazioni. È stato inoltre sviluppato uno specifico meccanismo di sincronizzazione per evitare eventuali conflitti durante l'accesso alla dual port Ram. Il LLF è costituito da una architettura software incorporata che deriva dalle applicazioni per il controllo motore la quale incorpora a sua volta un sistema in grado di operare in Real Time basato su standard OSEK. Le speciali caratteristiche di questo software permettono all'host di "guidare" i segnali con le caratteristiche forme d'onda dei sistemi di controllo per applicazioni powertrain (come esempio segnali derivanti da ruote foniche su albero motore o albero a camme che possono essere simulati da dedicati canali di I/O).



**Figura 4.7** Control Desk realizzato in LabView® per la piattaforma pHil.

Il funzionamento in real time del sistema necessario per essere allineato con il modello matematico del sistema da controllare (modello complessivo motore+ veicolo) è garantito da un sistema operativo real time caricato sulle schede pHil. Nella realtà le connessioni hardware pHil permettono alla scheda di generare un interrupt periodico nei confronti del sistema operativo host caricato sul PC. Questo interrupt è utilizzato a livello kernel dal sistema operativo host per garantire l'esecuzione dei processi critici più lenti.

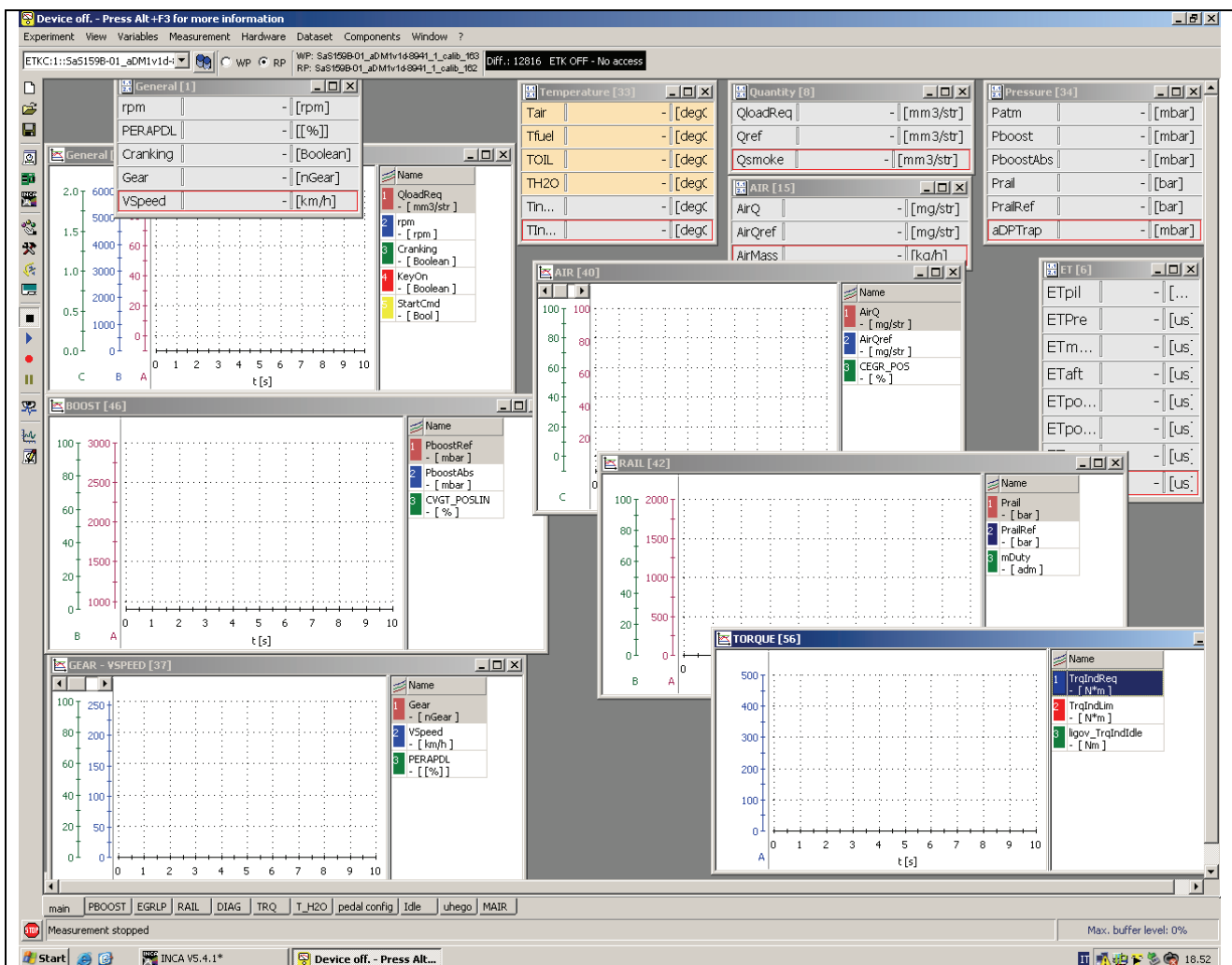
#### 4.4 Gestione unità controllo motore ECU

Per rendere la piattaforma pHil la più versatile possibile, oltreché per simulare ciò che accade nelle sale prova motore, è stata predisposta sulla unità di controllo motore (ECU) anch'essa realizzata presso FPT-R&T, la possibilità di connessione con un modulo esterno ETAS<sup>®</sup> (fig.4.8) che consente di poter intervenire direttamente sui valori di calibrazione presenti e precedentemente caricati nella ECU.



**Figura 4.8** Il modulo ETAS<sup>®</sup> connesso alla centralina di controllo motore (ECU).

Per intervenire direttamente sulle strategie di controllo della ECU nello stesso PC del pHiL e stato utilizzato il codice INCA<sup>®</sup>, versione 5.4.1 fornito dalla stessa ETAS<sup>®</sup>. Senza entrare troppo nel dettaglio, si consideri che questa architettura consente di intervenire in ogni condizione operativa sia essa statica (si pensi ad esempio al caso, prima dell'avviamento del simulatore, di non avere alcun dato caricato nella ECU), sia dinamica ovvero mentre il sistema viene utilizzato per simulare un ciclo di guida. Ciò permette di creare “esperimenti” (v.fig.4.9), ovvero fogli di lavoro sui quali è possibile visualizzare tutte le variabili di controllo presenti in centralina. E' inoltre possibile definire i valori di queste variabili indipendentemente dalle strategie di controllo ovvero da gli eventuali feedback di posizione (attuatori), in modo tale da verificare il sistema di controllo in una qualsiasi condizione operativa di interesse. E' così evidente la flessibilità del sistema pHiL nella simulazione di condizioni operative anche inusuali, che però vanno considerate nella verifica del sistema di controllo, senza peraltro dover ricorrere a prove sperimentali (con i conseguenti oneri in termini di costi e tempi).



**Figura 4.9** Esempio di un “esperimento” analizzato per mezzo delle funzioni grafiche del software INCA<sup>®</sup>

### 5.1 Case Study

Nel capitolo precedente è stata descritta una particolare applicazione (la piattaforma pHiL) delle metodologie di modellazione “real-time” di sistemi complessi. In quest’ambito è stato definito un modello matematico di un sistema motore+veicolo destinato ad applicazioni automobilistiche ed in grado di simularne in “real-time” il comportamento all’interno di un sistema HiL. L’approccio seguito è quello proposto nel cap.1 ed applicato nella realizzazione dei modelli della libreria ACME descritta nel cap.2. Come si è visto, i modelli dei componenti dei MCI sono realizzati in ambiente Matlab/Simulink® con una metodologia ai valori medi (MVM) per raggiungere la simulazione in tempo reale. Sono stati utilizzati approcci QSF e F&E per la modellazione dei componenti caratteristici organizzati secondo una struttura gerarchica per migliorarne la flessibilità. I componenti sono classificati come componenti a stato definito (ovvero dotati di volume, o capacità), dove sono presenti fenomeni di accumulo di massa e energia, e componenti a stato non definito (ovvero non dotati di volume proprio, o resistenze). I volumi vengono modellati con una metodologia F&E basati sulle equazioni di conservazione della massa e dell’energia:

$\frac{dm}{dt} = \sum M_{in} - \sum M_{out}$	(5.1)
--	-------

$\frac{dT_{man}}{dt} = \frac{\sum h_{in} \cdot M_{in} - \sum h_{out} \cdot M_{out} - u \cdot \frac{dm}{dt} + \phi}{m \cdot c_v}$	(5.2)
--	-------

dove  $\Phi$  è il flusso di calore attraverso le pareti. I componenti non volume seguono un approccio QSF, basato su equazioni algebriche: ad esempio valvole e restrizioni vengono descritte con correlazioni nella forma seguente:

$M = f_1(p_{in}, p_{out}, T_{in}, \xi)$	(5.3)
$T_{out} = f_2(p_{in}, p_{out}, T_{in}, \xi)$	(5.4)



che calcolano (rispettando la causalità) la portata in massa  $M$  e la temperatura di uscita  $T_{out}$  in funzione delle condizioni di pressione e temperatura a monte e di pressione a valle. Un approccio simile è stato utilizzato per il compressore e la turbina del gruppo di sovralimentazione, facendo riferimento però a parametri corretti. Per compressori a geometria fissa sono state utilizzate le seguenti equazioni:

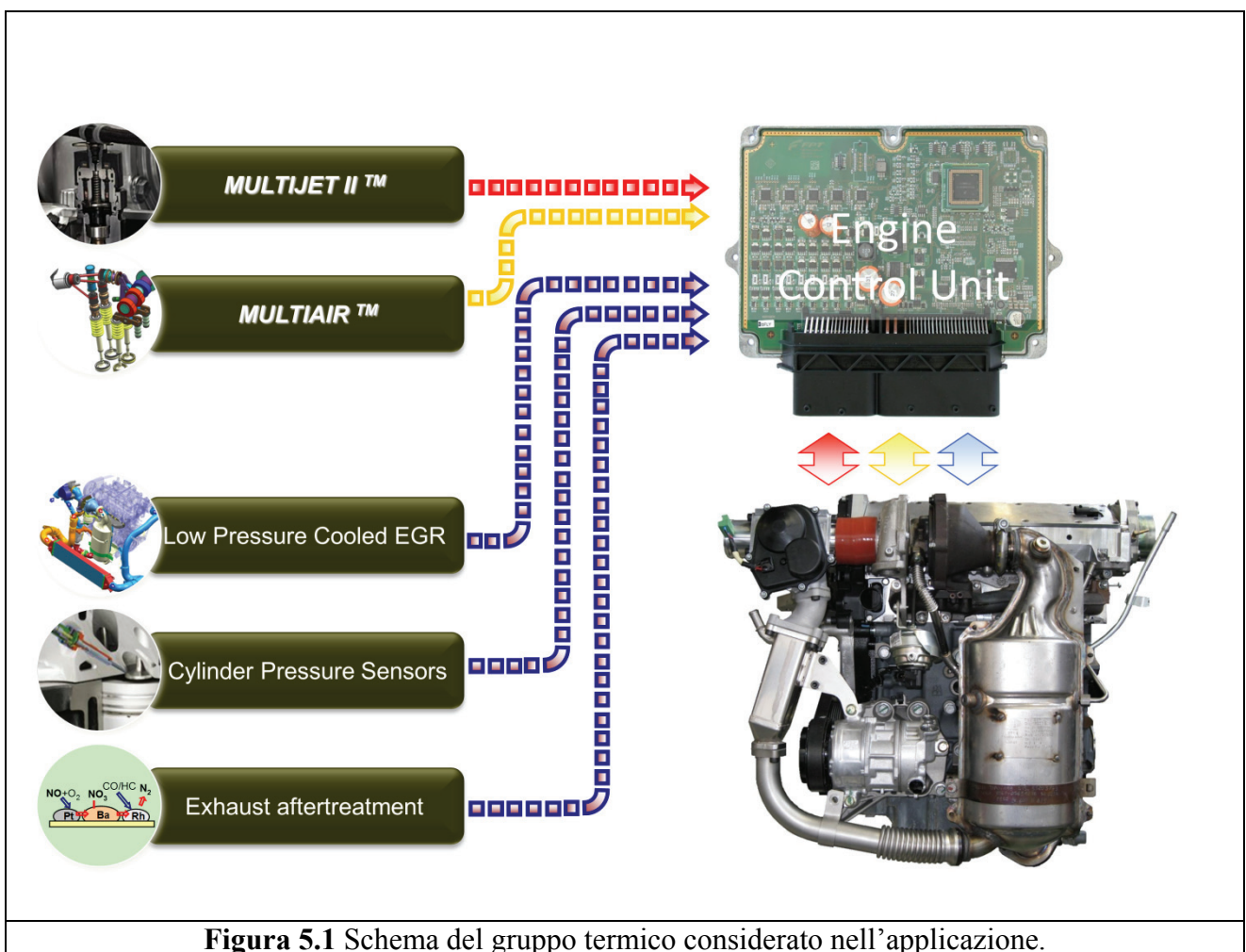
$M_{r,c} = f_1(\beta, n_{r,tc})$	(5.5)
$\eta_c = f_2(M_{r,c}, n_{r,tc})$	(5.6)

dove  $\beta = p_{out}/p_{in}$ , mentre la potenza  $P$  può essere espressa in termini di efficienza di compressione  $\eta_c$ . Per turbine a geometria variabile (VGT) tali equazioni si possono riorganizzare nella forma:

$M_{nd,t} = f_1(\varepsilon_t, n_{nd,tc}, \xi_{VGT})$	(5.7)
$\eta_t = f_2(u/c_s)$	(5.8)

con  $\varepsilon_t = p_{in}/p_{out}$ , mentre l'efficienza di espansione  $\eta_t$  è usata per la valutazione della potenza prodotta dalla turbina. L'equilibrio dinamico è modellato seguendo la seconda legge della dinamica riferita ai termini della potenza. La tecnica QSF è stata utilizzata anche per modellare gli scambiatori di calore (interrefrigeratore ed EGR cooler), dove il flusso di calore viene valutato a partire dall'efficienza dello scambiatore  $\varepsilon$  stimata mediante un modello "black-box" basato su correlazioni empiriche. Il processo di combustione nei cilindri è descritto con un approccio "black box" secondo il quale l'incremento di temperatura  $\Delta T_{comb}$  e la pressione media effettiva  $b MEP$  sono valutati mediante correlazioni empiriche in funzione della velocità di rotazione del motore e della portata di combustibile. Il flusso globale di massa attraverso il cilindro è stato determinato per mezzo di una "black-box" basata sulla valutazione dell'efficienza volumetrica  $\lambda_v$ , opportunamente corretta per tener conto delle variazioni di temperatura dovuta ai gas riciccolati (EGR). E' stata quindi sviluppata una specifica applicazione ad un motore e ad un veicolo specifici: in particolare sono stati considerati:

- un motore Diesel 4 cilindri in linea con cilindrata di 2000 cm<sup>3</sup> sovralimentato mediante turbina a gas di scarico a geometria variabile (VGT), circuito di ricircolo dei gas di scarico a bassa pressione (low pressure, LP, ovvero Long Route, LR), sistema di iniezione common rail Multijet II<sup>®</sup> e tecnologia Multiair<sup>®</sup> per l'attuazione variabile delle valvole di aspirazione (v.fig.5.1);
- veicolo Alfa Romeo 159 berlina.



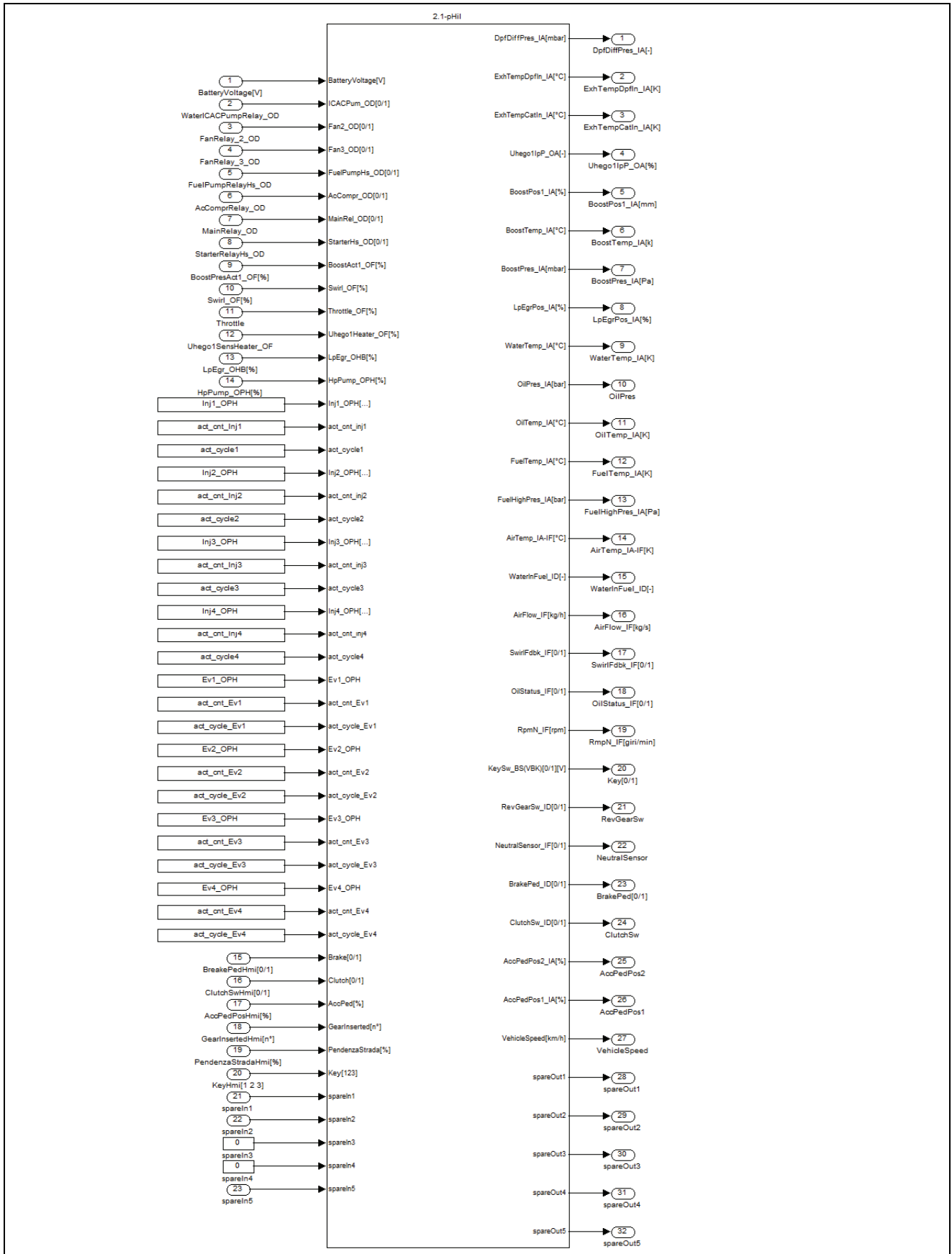
**Figura 5.1** Schema del gruppo termico considerato nell'applicazione.

## 5.2 Descrizione perimetro di lavoro.

Innanzitutto occorre osservare che ingressi e uscite del modello completo (motore termico e veicolo) devono essere coerenti e permettere un facile collegamento con ingressi e uscite sull'unità di controllo (ECU). Il protocollo con cui sono state definite le grandezze di input e output (I/O) della unità di controllo ECU con i quali deve interfacciarsi il modello completo prevede uno specifico perimetro di lavoro: la definizione di esso è stata la prima fase del lavoro, ed ha portato alla identificazione dello schema di I/O riportato in fig.5.2. Esso consta di 49 ingressi e 32 uscite, descritte in dettaglio in **A[1] I/O\_Engine**. Dei 49 ingressi, 38 sono gestiti dalle strategie di controllo presenti nella ECU, e vengono calcolati dal modello completo del sistema motore+veicolo in funzione delle prime 27 delle 32 uscite, oltreché da 6 parametri che sono contemporaneamente ingressi dello stesso ovvero dalle condizioni di carico/utilizzo con cui l'utente attraverso la interfaccia (fig.4.9) gestisce il sistema in particolare esse sono le seguenti:

- **BreakePedHmi[0/1]**, segnale che descrive l'uso del freno: attivandolo la strategia di controllo interviene tagliando il combustibile;
- **CluchSwHmi[0/1]**, segnale che corrisponde all'uso della frizione: di essa si tiene conto accoppiando o disaccoppiando il motore con il carico;
- **AccPedPosHmi[%]**, segnale che corrisponde alla condizione di carico richiesta dall'utente (espressa attraverso la posizione del pedale dell'acceleratore) ed interpretato da opportuni algoritmi dedicati della ECU che contemplano anche altre uscite;
- **GearInsertedHmi[n°]**, segnale che corrisponde alla marcia inserita nel cambio di velocità, interpretato dal sottosistema veicolo per correlare la velocità del veicolo con la velocità di rotazione del motore;
- **Pendenzastrada[%]**, segnale che corrisponde alla pendenza della strada per tenere conto della resistenza che incontra il veicolo durante la marcia dovuto a tale aspetto;
- **KeyHmi [1 2 3]**, segnale che corrisponde alla posizione della chiave di avviamento, e che come nel caso reale prevede tre situazioni: condizione di tensione al sistema, condizione di avviamento del MCI, condizione di MCI in funzione; questo segnale può essere considerato prioritario per il funzionamento del sistema e come ovvio la ECU a seconda del segnale prevede algoritmi di controllo dedicati.

Sono previsti ancora 4 ingressi denominati spareIn(1÷4) che possono essere gestiti indipendentemente dagli altri: nel modello completo (ovvero sotto il primo “layer”, v.fig.5.2) tali segnali hanno la possibilità di anteporsi a qualsiasi altro ingresso ed essere gestiti direttamente dall’interfaccia utente di fig.4.9 con valori statici. In realtà, soprattutto in fase di verifica e sviluppo, essi sono risultati particolarmente importanti, e si è previsto di utilizzarli nel prosieguo dell’attività come eventuali generatori di anomalie improvvise per analizzare stabilità e robustezza dei modelli numerici. Analogamente le ultime 5 uscite non ancora menzionate spareOut(1÷5), le quali possono essere gestite indipendentemente da tutto il resto, e forniscono la possibilità di monitorare dall’interfaccia utente (fig.4.9) la variabile a cui sono state collegate.



**Figura 5.2** Perimetro di I/O del modello completo.

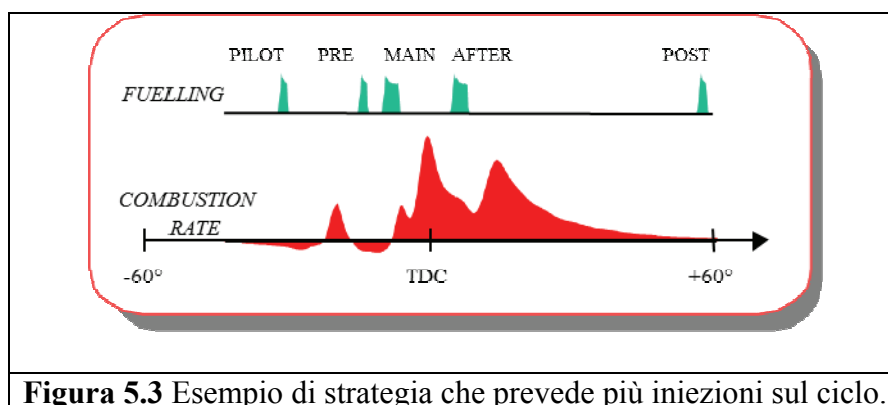
### 5.2.1 Analisi segnali in ingresso al modello completo

Considerate le particolari caratteristiche del gruppo termico preso in esame (v.fig.5.1), risulta indispensabile definire completamente i segnali che arrivano al modello completo dalla centralina di controllo. In particolare si pensi al sistema di iniezione (che nel caso considerato si avvale della tecnologia Multijet II<sup>®</sup>, la quale permette di attuare iniezioni multiple sul ciclo, v.fig.5.3) ed al sistema di attuazione variabile delle valvole di aspirazione (realizzato mediante la tecnologia Multiair<sup>®</sup>, v.fig.5.4). Va considerato che nell'ambito dell'applicazione sulla piattaforma pHiL gli step di calcolo sono fissi e sono stati definiti pari a 0.002 s. Gli ingressi che riguardano il sistema di alimentazione del combustibile (*fuel\_system*) sono divisi in funzione del numero degli iniettori (nel caso considerato 4). Per semplicità la descrizione che segue è riferita all'iniettore n°1, considerando che quanto accade per gli altri è esattamente analogo, fig.5.2. Essi sono i seguenti:

- **Inj1\_OPH**: vettore 1x48 contenente, a partire dalla prima colonna: l'angolo in [°] rispetto al PMS dove viene inviato il segnale di comando all'iniettore 1 (Start Of Injection, SOI); l'angolo in [°] rispetto al PMS dove viene interrotta l'alimentazione all'iniettore 1 (EOI); nella terza colonna vi è il tempo di energizzazione dell'iniettore (ET) in [μs]; nella quarta colonna lo stato, che definisce se la energizzazione è avvenuta nell'ambito del ciclo (S1) [0÷1]. Si consideri di avere fino a 12 gruppi di quattro colonne in quanto si contempla la possibilità di valutare fino a dodici iniezioni per ciclo. Si tenga inoltre presente che l'aggiornamento delle colonne avviene ogni 0.002s. Allo stato attuale il sottosistema del *fuel\_system* valuta la portata del combustibile iniettata sul valore dell'ET ovvero del vettore 1x48 si interpretano le colonne a partire dalla terza in multiple di 3.[3:3:48].
- **act\_cycle1**: contatore ciclo motore: rimane costante per tutta la durata del ciclo motore ovvero per due giri dell'albero motore (se si ipotizza una velocità di rotazione  $n=2000$ giri/min, ovvero un tempo di 0.06s per compiere un ciclo termodinamico completo, ricordando che i segnale di I/O vengono aggiornati ogni 0.002s, ne consegue che il valore del parametro rimane costante per 30 step di calcolo).

Considerato unitamente al il segnale Inj1\_OPH, esso definisce la fasatura (ogni ciclo motore) del segnale, in quanto l'aggiornamento delle colonne di ET è eventualmente incrementato (funzione della strategia e del numero di iniezioni per ciclo) ogni 0.002s (di conseguenza l'informazione completa arriva con la fine del ciclo ovvero quando il valore del contatore cambia rispetto al precedente).

- **act\_cycle\_Ev1**: è analogo al contatore **act\_cycle1**, allineato questa volta al segnale **EV1\_OPH**. Allo stato attuale questo segnale non viene interpretato dal modello.



**Figura 5.3** Esempio di strategia che prevede più iniezioni sul ciclo.

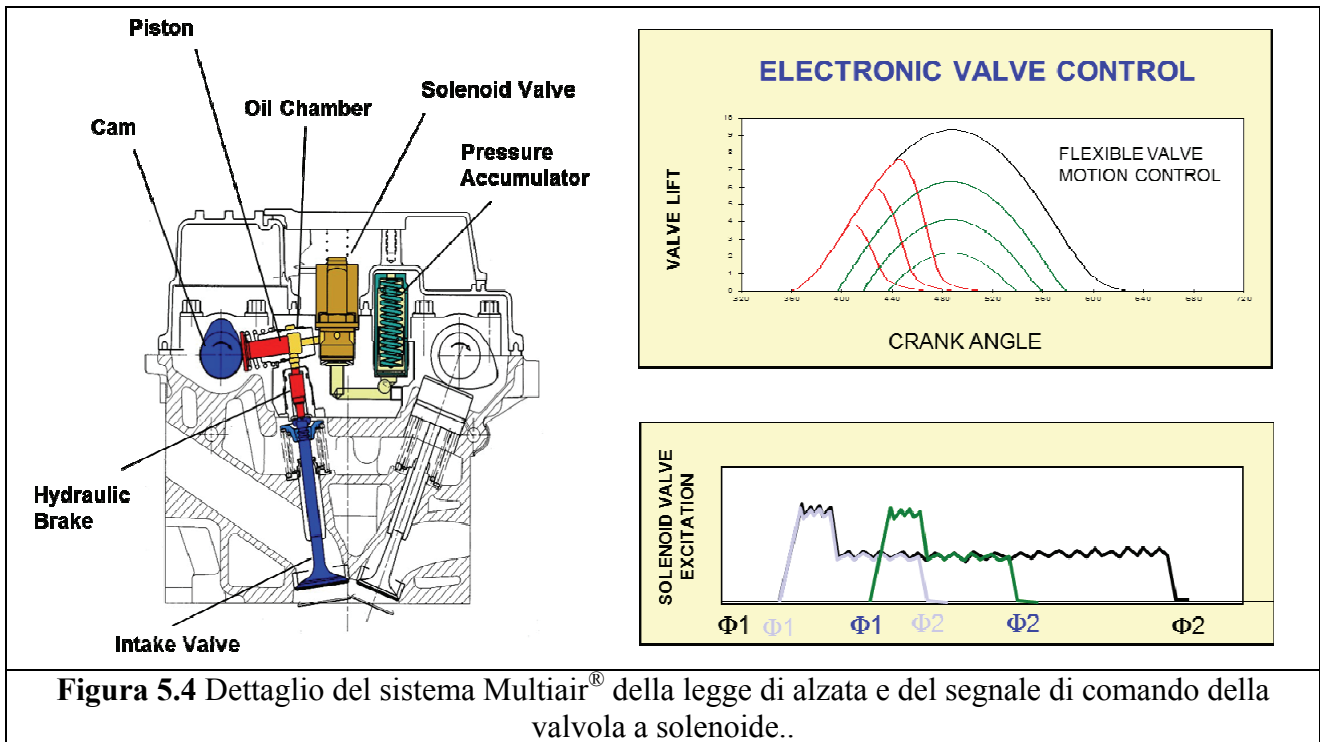
Gli ingressi che riguardano il sistema di alimentazione aria Multiair<sup>®</sup> sono divisi in funzione del numero di coppie di valvole di aspirazione (si pensi che anche nel caso reale le valvole di aspirazione vengono gestite in “tandem”, ovvero adottando un eccentrico sull'albero a camme per ogni coppia di valvole). E' opportuno riportare, come nel caso del sistema di iniezione, i riferimenti all'attuazione della coppia n°1 (considerando che questi ingressi sono replicati quattro volte nel rispetto del perimetro del modello motore completo, v.fig.5.2). Questa parte è tuttora in fase di sviluppo.

- **EV1\_OPH:** matrice 1x48 contenente nella dalla prima colonna l'angolo elettrico in [°] rispetto al PMS dove inizia l'energizzazione all'attuatore valvola idraulica 1 (SOI) (AVI\_1) (Solenoid Valve, fig.5.4), nella seconda colonna l'angolo elettrico in [°] rispetto al PMS dove finisce l'energizzazione ad AVI\_1 (EOI), nella terza colonna l'intervallo di tempo in cui AVI\_1 rimane energizzato (ET) in [ $\mu$ s], nella quarta colonna lo stato che definisce se la energizzazione è avvenuta (S1) [0÷1]: le quattro colonne possono essere ripetute per 12 volte in quanto si contempla la possibilità di valutare fino a 12 attuazioni per ciclo; si tenga inoltre presente che l'aggiornamento dei valori di attuazione avviene ogni 0.002s, e quindi la matrice avrà una riga per ogni step di simulazione.

Allo stato attuale il modello del sottosistema VVA *Multiar* valuta e il coefficiente di riempimento **klambda** e la portata **Megr\_hp[kg/s]** basandosi sul valore dalla quarta e della sesta colonna del vettore in ingresso. Entrambe le colonne forniscono gli angoli elettrici di fine energizzazione, ovvero  $\Phi2\_el\_main[^\circ]$ ,  $\Phi2\_el\_egr\_hp[^\circ]$ .

- **act\_cycle\_Ev1:** è analogo al contatore **act\_cycle1**, allineato questa volta al segnale **EV1\_OPH** (allo stato attuale questo segnale non viene utilizzato dal modello);
- **act\_cnt\_Ev1:** valore che definisce il numero di energizzazioni durante il ciclo (attualmente questo valore non viene utilizzato dal modello).



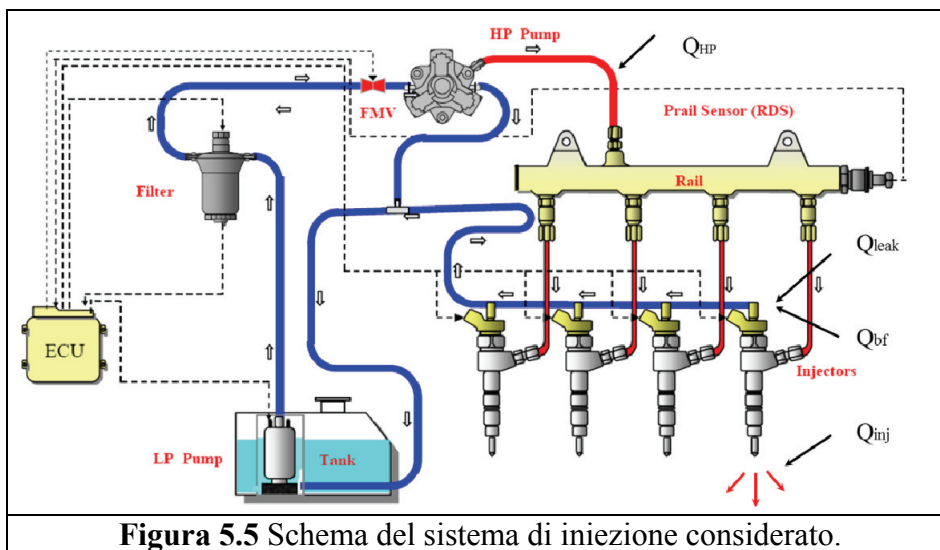


**Figura 5.4** Dettaglio del sistema Multiair<sup>®</sup> della legge di alzata e del segnale di comando della valvola a solenoide..

I restanti ingressi presenti nel modello completo (fig.5.2), non vengono descritti nel dettaglio in quanto risulta sufficiente la specifica riportata in **A[1]I/O\_Engine<sub>2</sub>**.

### 5.3 Il sottosistema *Fuel\_system*

Una volta definito il perimetro e i segnali in ingresso al modello completo è stato necessario prevedere un sottosistema interno ad esso che interpretasse questi ultimi per fornire, coerentemente con gli algoritmi di controllo, una valutazione della portata di combustibile iniettata. In fig.5.5 è rappresentato lo schema (componenti e layout) del sistema di iniezione considerato: nel presente lavoro è stato realizzato il modello del solo circuito ad alta pressione seguendo le metodologie descritte nel cap.1.



**Figura 5.5** Schema del sistema di iniezione considerato.

Per sviluppare il modello il circuito alta pressione del sistema di iniezione è stato suddiviso in 3 parti.

#### 5.3.1 Modello del Rail

Il modello del “rail” (ovvero del piccolo collettore che riceve il gasolio in pressione dalla pompa di alta pressione e lo invia agli iniettori, v.fig.5.5) si basa sulla valutazione della variazione del tempo della pressione all’interno del volume dello stesso tramite una relazione che tiene conto della elasticità dell’elemento e delle portate di combustibile in ingresso ed in uscita. Il modello quindi è di tipo “white box” ed è basato sulla integrazione della seguente equazione:

$$p_{rail}(t) = p_{rail}(t_0) + \frac{K_{bulk}}{V_{rail}} \cdot \int_{t_0}^t (Q_{HP}(t) - Q_{inj}(t) - Q_{bf}(t) - Q_{leak}(t)) dt \quad (5.9)$$

dove  $p_{rail}$  è la pressione in [bar] nel volume (rail),  $K_{bulk}$  è il modulo di bulk in [bar] che tiene conto della comprimibilità del combustibile e della elasticità del rail in funzione della  $T_{fuel}$  in [°C],  $V_{rail}$  è il volume del rail in [cm<sup>3</sup>],  $Q_{HP}$  la portata della pompa ad alta pressione in [cm<sup>3</sup>/s],  $Q_{inj}$  la portata di combustibile iniettata in [cm<sup>3</sup>/s],  $Q_{bf}$  la portata di riflesso iniettori in [cm<sup>3</sup>/s], e  $Q_{leak}$  la portata in [cm<sup>3</sup>/s] che contempla le perdite per trafileamento ed è funzione della  $T_{fuel}$  [°C], e della  $p_{rail}$  [bar]. Le diverse portate volumetriche  $Q$  sono state valutate con modelli “black-box” (definiti partendo da dati sperimentali) [20].

### 5.3.2 Modello dell’ Iniettore

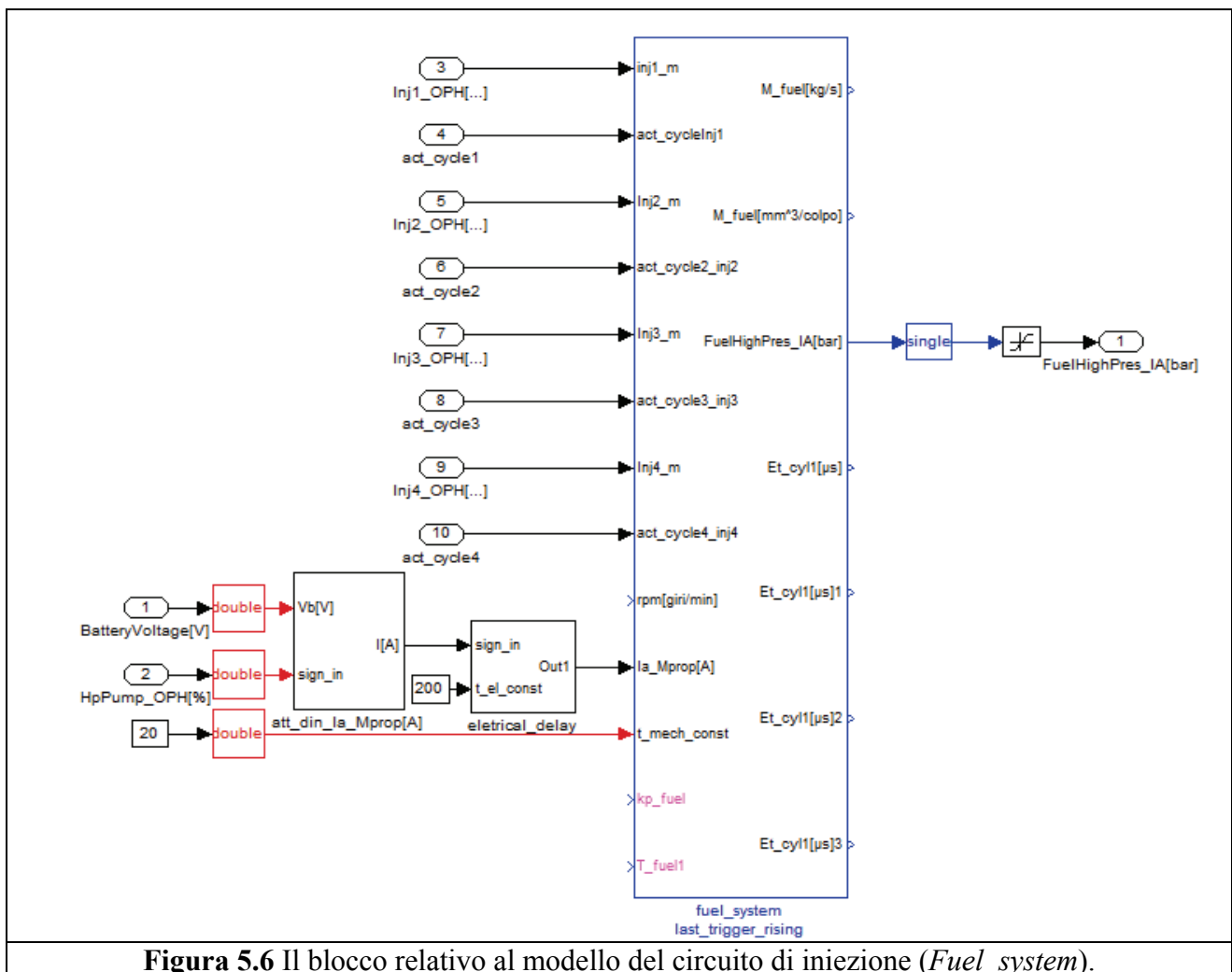
Il modello dell’iniettore è stato realizzato mediante un approccio di tipo “black box” utilizzando due *look-up tables* identificate mediante dati sperimentali che definiscono in funzione del tempo di energizzazione [ $\mu$ s] e della pressione di monte ( $p_{rail}$  [bar]) la portata  $Q_{inj}$  iniettata in [mm<sup>3</sup>/colpo] e di riflesso  $Q_{bf}$  in [mm<sup>3</sup>/colpo]. Va notato che normalmente sono disponibili solo le caratteristiche di portata iniettata e non, vista la complessità di misura, la portata di riflesso: nell’ambito dello studio essa è stata definita con riferimento a rilievi sperimentali condotti dal Costruttore del motore su banco di flussaggio dedicato [20]. Per chiarezza si consideri che la pressione di alimentazione che vede questo blocco è la  $p_{rail}$  calcolata dalla (5.9), il tempo di energizzazione è fornito dall’ingresso Inj1\_OPH, ed il valore in uscita in termini di portate ( $Q_{inj}$ ,  $Q_{bf}$ ), è valutato al termine di ogni ciclo termodinamico in base al valore del segnale act\_cycle1 (ovvero con un ritardo di 2 cicli). Tale calcolo viene eseguito per ogni iniettore considerando peraltro la fasatura degli stessi sul ciclo (act\_cycle).

### 5.3.3 Modello della Pompa ad alta pressione

Come si evince dalla fig.5.5, la regolazione della portata che attraversa la pompa di alta pressione avviene attraverso la valvola FMV (Fuel Metering Valve) posta in aspirazione. Regolando in questo modo il sistema si hanno ovvi vantaggi in termini di potenza assorbita dalla pompa (poiché essa elabora la portata di combustibile effettivamente iniettata) a scapito però dell’insorgenza di fenomeni di cavitazione all’aspirazione della stessa. Anche per questo componente l’approccio di modellazione è stato di tipo “black box”, valutando l’efficienza in

termini di portata volumetrica mediante una correlazione empirica definita sperimentalmente [20]. L'efficienza globale  $EfficPump$  è espressa come prodotto di due termini: il primo funzione della temperatura del combustibile  $T_{fuel}$  in [°C] ed il secondo in funzione della  $p_{rail}$  in [bar] e della velocità di rotazione della pompa  $Pump\ speed$  in [giri/min] direttamente riconducibile alla velocità di rotazione dell'albero motore attraverso un rapporto di trasmissione fisso ( $\tau=0.66$ ). A partire dal perimetro del modello completo il controllo da parte della ECU viene fatto con il segnale **HpPump\_OPH[%]** che in funzione di un valore di resistenza nota ( $R_{act}=3.45\Omega$ ) e del segnale di tensione batteria **BatteryVoltage** in [V] è tradotto in un segnale in corrente  $I$  in [A] tramite la eq.(5.10) che, attraverso una opportuna valutazione del ritardo elettrico, permette di determinare **Ia\_Mprop** in [A] al perimetro del sottosistema *Fuel\_system* (fig.5.6).

$I = \frac{BatteryVoltage}{R_{act}} \cdot \frac{HpPump\_OPH}{100}$	(5.10)
--	--------



**Figura 5.6** Il blocco relativo al modello del circuito di iniezione (*Fuel\_system*).

Per ricavare il valore di  $Q_{HP}$  [ $\text{cm}^3/\text{s}$ ] è stata utilizzata la relazione (5.11), traducendo il segnale **Ia\_Mprop** attraverso una opportuna calibrazione in un valore di cilindrata equivalente  $V_{eq}$  in [ $\text{cm}^3$ ] opportunamente corretta considerando un ritardo meccanico **t\_mech\_const**. Si consideri che l'algoritmo presente all'interno della ECU controlla questo sottosistema in retroazione valutando il valore della pressione del rail **FuelHighPress\_Ia** in [bar] che risulta essere una uscita diretta sul perimetro del modello completo.

$Q_{HP} = \frac{V_{eq} \cdot Pump\_Speed \cdot EfficPump}{60}$	(5.11)
--	--------

#### 5.4 Il modello del sistema *MultiAir*

Come precedentemente descritto (§5.2.1) il blocco che contiene il modello del sottosistema *MultiAir* (fig.5.7) stima  $\kappa$  e la portata **Megr\_hp** in [kg/s]. Poiché l'obiettivo è comunque quello di garantire l'operatività in *real time*, l'approccio utilizzato è stato puramente algebrico in quanto si basa fundamentalmente su correlazioni empiriche: il modello realizzato è quindi di tipo "black box". Tenendo conto in parte della complessità e versatilità di un sistema di questo tipo nell'ambito degli algoritmi di controllo, la metodologia seguita, non dimenticando tutte le ipotesi e semplificazioni adottate, si basa sulla valutazione dell'angolo meccanico di fine attuazione "reale" da cui stimare, mediante una correlazione (identificata sulla base di dati sperimentali),  $\kappa$  e **Megr\_hp** a partire da quelli che sono gli omologhi angoli elettrici che arrivano dalla ECU ( $\Phi_{2\_el\_main}$  in [°],  $\Phi_{2\_el\_egr\_hp}$  in [°]). Occorre quindi definire:

- $\Phi_{Toffmain} = f(T_{oil})$ : angolo in [°] che dipende dalla temperatura in [°C] di esercizio del lubrificante nella camera compresa fra la valvola solenoide ed il pistone attuatore (fig.5.4); il valore assunto per la temperatura del lubrificante è 90°C (si consideri che l'olio nella camera è lo stesso che viene usato all'interno del gruppo termico come lubrificante);
- $\Phi_{Toffegr\_hp} = f(T_{oil})$ : ha lo stesso significato  $\Phi_{Toffmain} = f(T_{oil})$ , sulla base di una identificazione dedicata;
- $\Phi_{main\_ball} = f(\Phi_{2\_mech\_main}, n)$ : angolo "balistico" in [°] che dipende dall'angolo meccanico [°] e dalla velocità di rotazione del MCI in [giri/min]; esso rappresenta in termini angolari l'effetto della dinamica del sistema di attuazione;

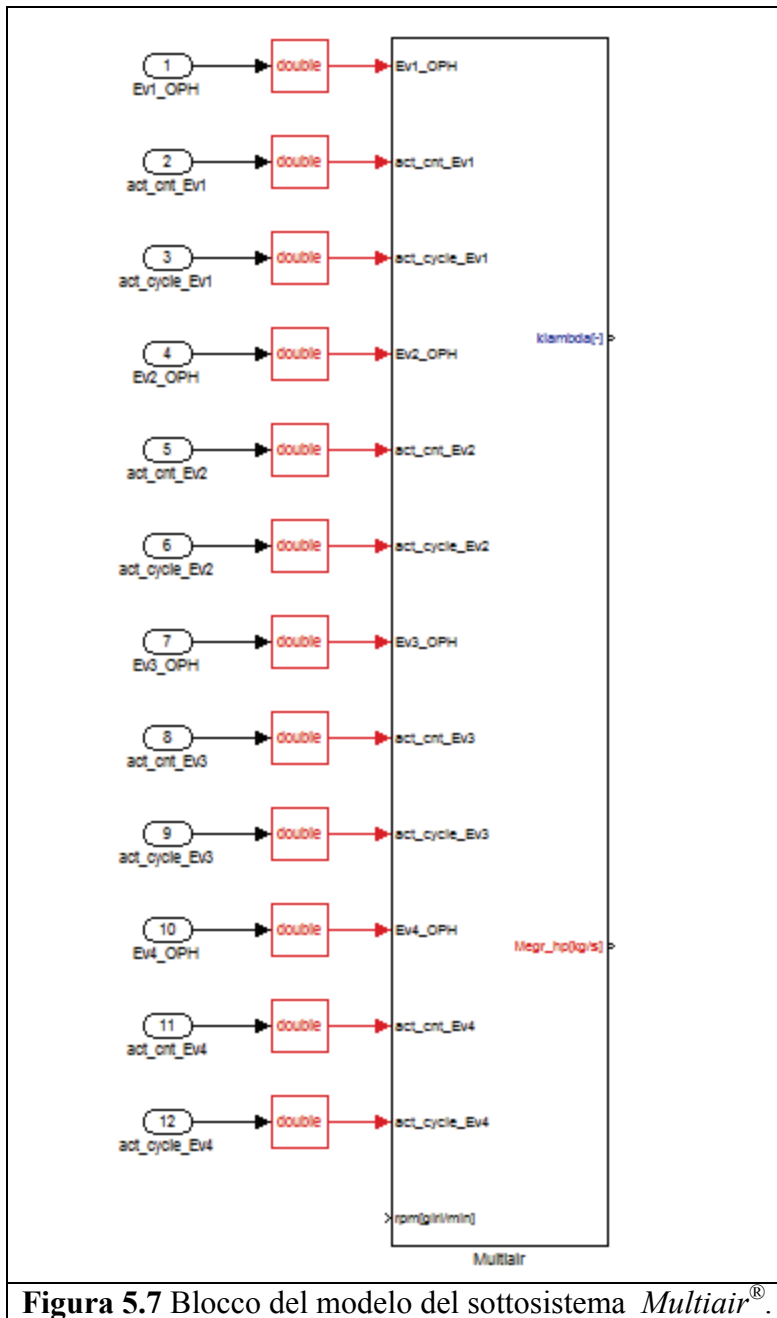
- $\Phi_{\text{main\_egr}}=f(\Phi_{2\_mech\_egr\_hp},n)$ : ha lo stesso significato di  $\Phi_{\text{main\_ball}}=f(\Phi_{2\_mech\_main},n)$  sulla base di una identificazione dedicata.

Le relazioni che permettono di determinare i rispettivi angoli meccanici sono le seguenti:

$\phi_{2\_main\_mech} = \phi_{2\_el\_main} + \phi_{T_{offmain}} + \phi_{\_main\_ball}$	(5.12)
--	--------

$\phi_{2\_egr\_mech} = \phi_{2\_el\_main} + \phi_{T_{offmain}} + \phi_{\_egr\_ball}$	(5.13)
--	--------

Per ottenere i due valori di  $\Phi_{2\_main\_mech}$  in [°] e  $\Phi_{2\_egr\_mech}$  in [°] tramite le (5.12) e (5.13) si esegue un calcolo iterativo che ha termine quando lo scostamento fra il valore attuale e quello calcolato nella iterazione precedente risulta minore di 1°. Una volta calcolati i rispettivi angoli meccanici questi attraverso le identificazioni sperimentali riportate su *look-up tables* forniscono in uscita i valori di **klambda** e la portata **Megr\_hp** in [kg/s].



**Figura 5.7** Blocco del modello del sottosistema *Multiair*<sup>®</sup>.

All'interno del modello completo il componente che valuta la portata in massa di fluido aspirato dal motore *AirInlet* (v.la descrizione della libreria Acme nel cap.2) si basa sempre sulla relazione (2.9.3), ma il coefficiente di riempimento globale  $\lambda_v$  deve tenere conto anche di altri aspetti peculiari della tecnologia descritta, ovvero:

- correzione dovuta al sistema Multiair<sup>®</sup>: valutazione del coefficiente **klambda** sopraccitato;
- correzione dovuta alla valvola di “swirl” (posta nei condotti di aspirazione a monte delle valvole per generare un moti di swirl nella carica al termine della fase di aspirazione [10]): viene valutato un coefficiente correttivo  $k_{sw}=f(n, \text{Swirl\_OF}[\%])$  mediante una correlazione empirica identificata sperimentalmente;
- correzione dovuta alla condizione di funzionamento in *full\_lift* (condizione dove non si ha l’azione del sistema *Multiair*<sup>®</sup>, ovvero l’apertura della valvola è determinata solamente dal profilo della camma): si introduce un coefficiente correttivo  $k_{fl}=f(n)$  definito mediante una correlazione empirica identificata sperimentalmente.

Quindi è possibile calcolare il coefficiente di riempimento corretto:

$\lambda_v = \text{klambda} \cdot k_{sw} \cdot k_{fl}$	(5.14)
--	--------

## 5.5 Il modello del motore *engineHil*

Note le caratteristiche del gruppo termico (fig.5.1) è stato necessario identificare i modelli dei sottosistemi citati ed organizzare il modello del motore tenendo conto delle grandezze di I/O richieste dal sistema HiL nella definizione del perimetro del sistema completo utilizzando i modelli che la libreria Acme definisce per il sistema di aspirazione e scarico. Con riferimento all’architettura del sistema riportata in fig.5.8, che comprende la parte *Fuel\_system* descritta in §5.3 (parti 4,5,6,7) e del controllo dello “swirl” contemplate in §5.4 (parte 28), è stato realizzato il sottosistema *engineHil* secondo l’ approccio metodologico ampiamente descritto nel cap.1 che ha permesso di definire lo schema di causalità di fig.5.9.



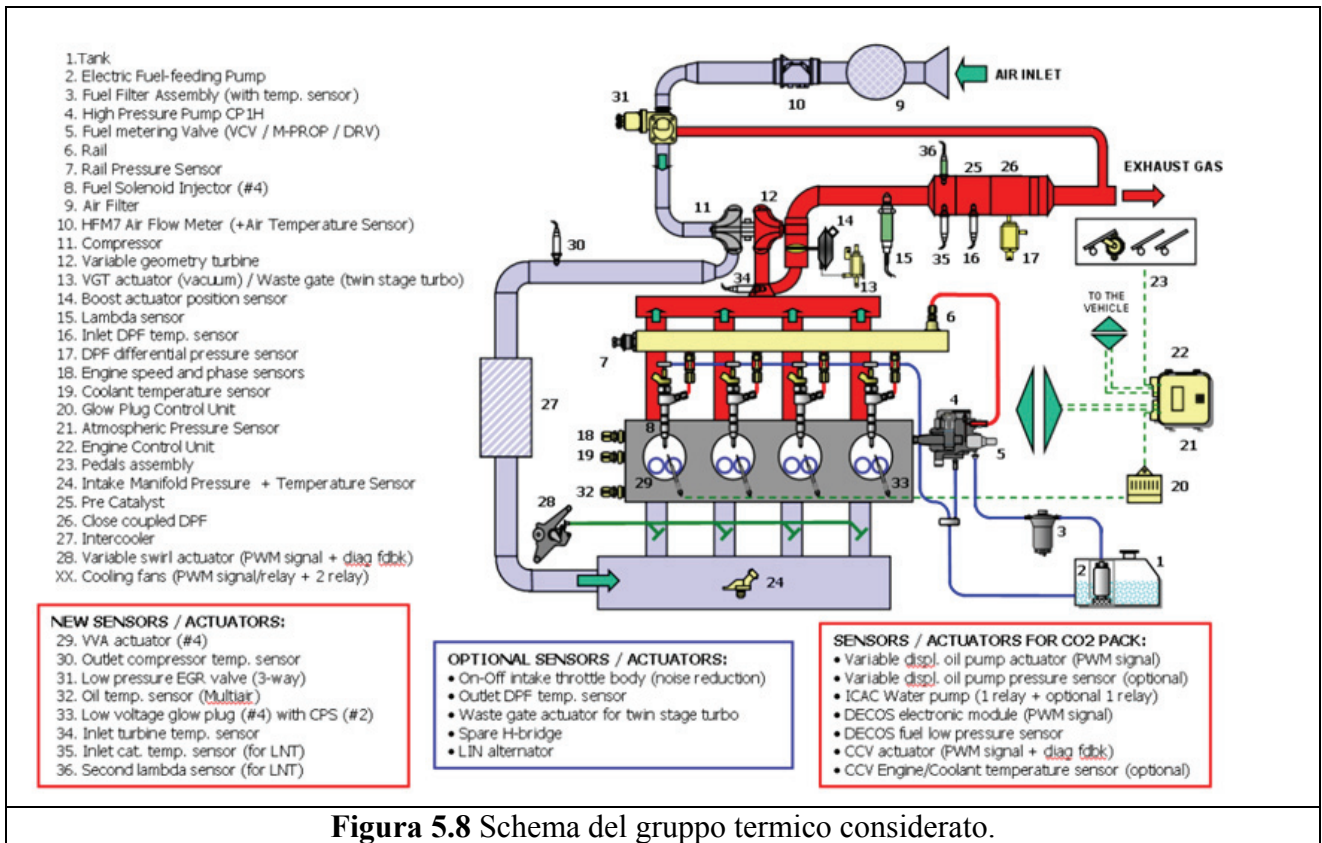


Figura 5.8 Schema del gruppo termico considerato.

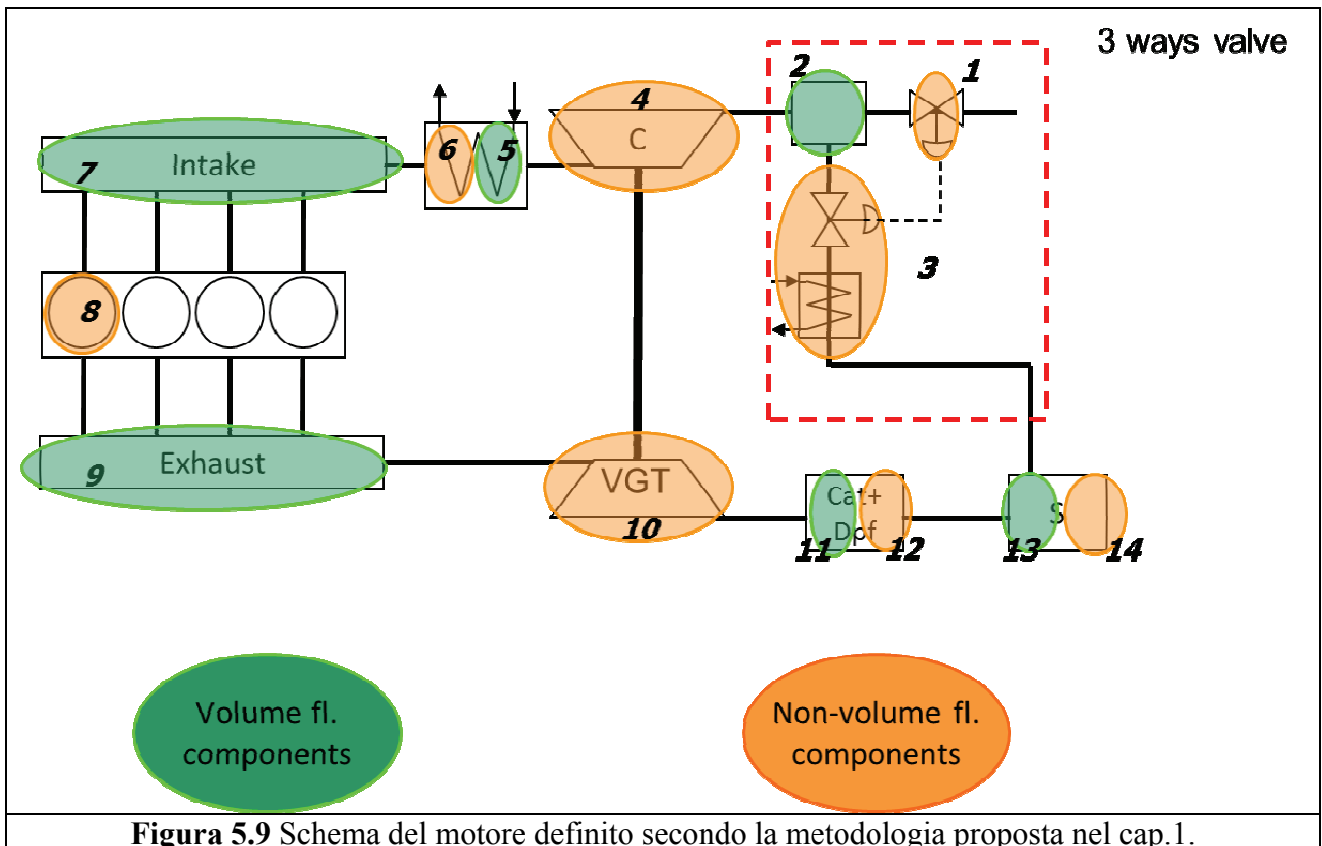
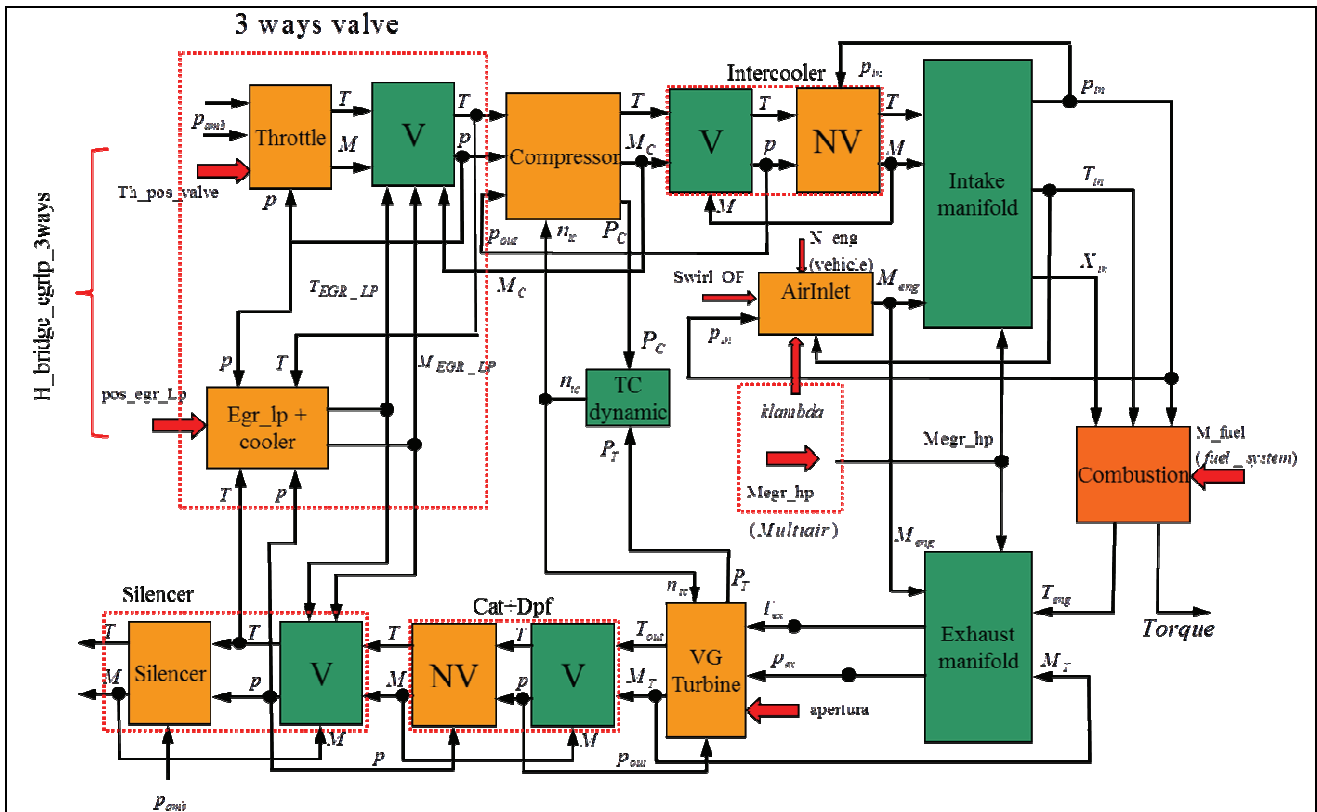


Figura 5.9 Schema del motore definito secondo la metodologia proposta nel cap.1.



**Figura 5.10** Schema a blocchi del modello del motore tenendo conto della causalità.

In fig.5.10 è descritto lo schema a blocchi del modello tenendo conto della causalità in funzione delle variabili termodinamiche nonché di quelli che sono gli ingressi, distinti dalle frecce rosse che arrivano dai modelli di:

- sottosistemi quali *Multiair*, *fuel\_system*, *vehicle*;
- segnali di controllo provenienti dalla ECU (opportunitamente filtrati), come “apertura” per quel che riguarda il componente turbina e “pos\_egr\_Lp” e “Th\_pos\_vlve” per il componente valvola EGR.

Dall'accoppiamento del modello del motore con gli altri sottomodelli si arriverà ad avere quali uniche variabili termodinamiche indipendenti la pressione e la temperatura ambiente ( $p_{amb}$ ,  $T_{amb}$ ). Il perimetro del blocco definito in Simulink® risulta essere quello di fig.5.11.

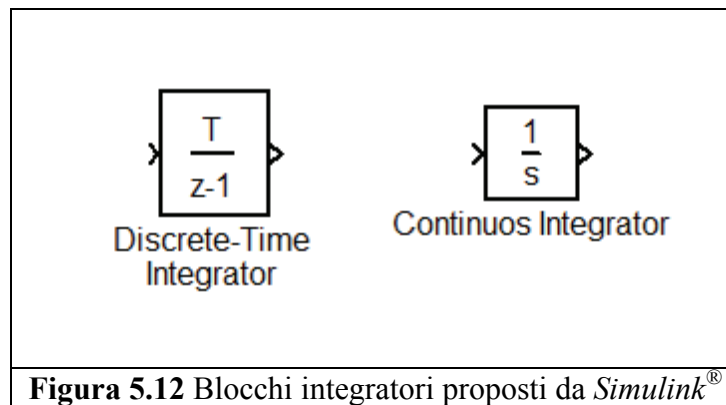


**Figura 5.11** Blocco Simulink® del modello del motore (sottosistema *engineHil*).

Come anticipato nel § 5.1 i componenti che seguono la numerazione di fig.5.9 sono quasi tutti presenti nella libreria Acme (v.cap.2): nell'ambito della presente applicazione è stato tuttavia necessario realizzare un componente specifico, denominato "valvola 3 vie", utilizzando i componenti n°1, 2 e 3 e le considerazioni introdotte nel modello del processo di combustione (n°8), che verranno descritte nel dettaglio nei paragrafi successivi. Operativamente il modello completo del motore (che racchiude i sottosistemi appena descritti) nonché il modello del sottosistema *vehicle* (che verrà descritto dettagliatamente nel prosieguo, ma che è già modellato seguendo le specifiche richieste) devono essere copiati su un foglio di lavoro ovvero un *file.mdl*. contenete tutte le specifiche (solutori, compilatori, ecc.) necessarie per poterlo inserire, secondo determinate procedure, inserito all'interno della piattaforma pHil. Il software adottato (Matlab/Simulink®) è in grado di risolvere i sistemi di equazioni costitutive dei modelli matematici integrando le stesse nel tempo (5.1, 5.2). L'algoritmo solutore oltre al passo di integrazione *fundamental sample time*, sia esso fisso o variabile, richiede alcune impostazioni necessarie per effettuare la simulazione. Esse sono le seguenti:

- *solver: discrete (no continuous state);*
- *fixed step size (fundamental sample time)=0.002s.*

Per come è stata impostata l'architettura della piattaforma pHil (vedi cap.4) in merito all'interfaccia con la ECU ed ai moduli utilizzati, è necessario che il modello del sistema, gli algoritmi di I/O ed il sistema di controllo siano perfettamente allineati temporalmente. In questo contesto va osservato che se i modelli dei componenti a stato non definito (descritti da sole equazioni differenziali) ammettono indistintamente integratori continui o discreti, nel caso di componenti a stato definito (per i quali esistono variabili di stato e che vengono descritti dalle equazioni di conservazione della massa e dell'energia in termini differenziali, risolte mediante integrazione nel tempo) la scelta è più complessa. Va ricordato che all'interno della libreria Acme questi blocchi descritti utilizzando solutori con blocchi integratori di tipo continuo. La metodologia di integrazione utilizzata da Simulink® risulta essere di tipo numerico sul tempo e può essere effettuata mediante due tipologie di integratore: con blocco integratore discreto oppure con un blocco integratore continuo (fig.5.12).

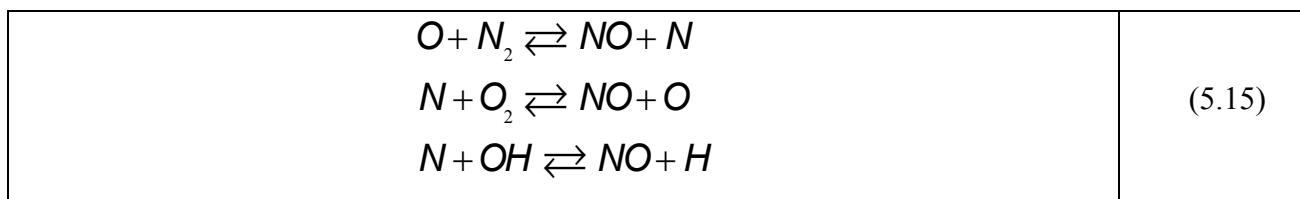


I primi sono semplici e non richiedono particolari attenzioni nel calcolo: ad intervalli regolari di tempo, coincidenti con il *Sample Time* dell'integratore, l'ingresso del blocco viene campionato, moltiplicato per il *Sample Time* e sommato al valore precedente del blocco integrale. Il funzionamento si confonde dunque con quello di una sommatoria. Evidentemente, il *Sample Time* può essere uguale o maggiore dello *step size (fundamental sample time)* (vincolo imposto) di simulazione dell'intero modello: a intervalli di integrazione minori corrispondono precisioni maggiori dei risultati e maggiori risorse computazionali richieste. I blocchi integratori continui operano in maniera del tutto differente. Si consideri un modello costituito da un integratore continuo e da ulteriori blocchi di calcolo (integrali ed algebrici) che ne leghino gli ingressi alle uscite. Procedendo con una simulazione, il solutore considera le interazioni ingresso-uscita del blocco integrale nel loro complesso, risolvendo dunque un'equazione differenziale e non una semplice sommatoria (da qui la scelta a suo tempo operata nella libreria Acme). Gli integratori continui sono più complessi dal punto di vista numerico, poiché per ogni singolo step di simulazione possono essere necessarie anche più iterazioni per risolvere una stessa equazione differenziale. La soluzione è trovata con maggiore difficoltà, a causa del particolare stato del modello, e questo causa rallentamenti evidenti nella simulazione. Per ogni blocco integrale continuo è possibile definire la precisione con la quale il solutore ricercherà la soluzione. Ovviamente a precisioni minori corrispondono tempi di calcolo minori. Analisi comparative effettuate nel corso di questa attività su metodi di integrazione con solver *discrete, fixed step size (fundamental sample time)=0.002s* rispetto a solver *ode4(Runge Kutta) fixed step size (fundamental sample time)=0.002s* applicati alla stessa configurazione di modello e a parità di condizioni al perimetro hanno evidenziato una maggior rapidità di calcolo nel caso con solutore discreto rispetto al continuo a scapito però della robustezza nella convergenza del modello.

Per ovviare a questo inconveniente, già conosciuto nel campo delle applicazioni a sistemi di controllo che molto spesso utilizzano solutori discreti, è stato operato un filtraggio (si v.ad es. in fig. 5.6, **HpPump\_OPH [%]**) sui segnali direttamente provenienti dalla ECU che gestiscono il controllo del sistema completo, in modo da eliminare le oscillazioni del segnale superiori ad una determinata frequenza. Nell'ambito del presente lavoro le calibrazioni/identificazioni dei "filtri" utilizzati è stata definita attraverso controlli incrociati direttamente su esperimenti di INCA<sup>®</sup> (Cap.4) valutando il transitorio di risposta del sistema su ogni singolo segnale di controllo proveniente dalla ECU.

### 5.5.1 Il modello della valvola 3 vie (3 ways valve)

Come noto uno dei principali vincoli nella progettazione dei MCI destinati ad applicazioni automobilistiche è il rispetto norme sulle emissioni inquinanti che periodicamente vengono riviste e aggiornate risultando sempre più restrittive in termini di quantità di specie prodotte. Ricordando che l'applicazione considerata riguarda un gruppo termico ad accensione spontanea (C.I.), rivestono particolare importanza, considerando che normalmente in questo caso i valori del rapporto aria/combustibile  $\alpha$  sono molto maggiori del rapporto stechiometrico  $\alpha_{st}$  (pari a circa 14.5, [10], nel caso di gasolio per autotrazione), gli ossidi di azoto ( $NO_x$ ). Mediamente il 98% degli  $NO_x$  è composto da monossido  $NO$  derivante da reazioni che avvengono nell'aria (utilizzata usualmente come comburente. Il più importante meccanismo di formazione che regola questa specie è quello termico, proposto da Zeldovich:



Esso presuppone la dissociazione delle molecole di  $N_2$  ed  $O_2$  in atomi, in seguito alle alte temperature (oltre i 2000K) raggiunte nella zona di reazione del fronte fiamma, legate anche all'aumento di pressione in camera di combustione dovute all'energia liberata dalla reazione. Va tenuto però presente che nella camera di combustione di un MCI le condizioni di equilibrio chimico fra i reagenti espresse dalle (5.15) non vengono mai raggiunte e per i tempi a disposizione e per gli elevati gradienti locali sia nel tempo che nella temperatura. Durante la fase di espansione le reazioni di distruzione dell' $NO$  sono congelate dalla rapida diminuzione di temperatura ed esso pertanto rimane come costituente dei gas combusti. In sintesi la concentrazione di  $NO$  nei gas di scarico dipende da numerosi fattori, tra i quali giocano un ruolo preponderante i seguenti due:

- valori massimi di temperatura raggiunti nelle combustione;
- concentrazione di ossigeno nella miscela di gas reagenti.

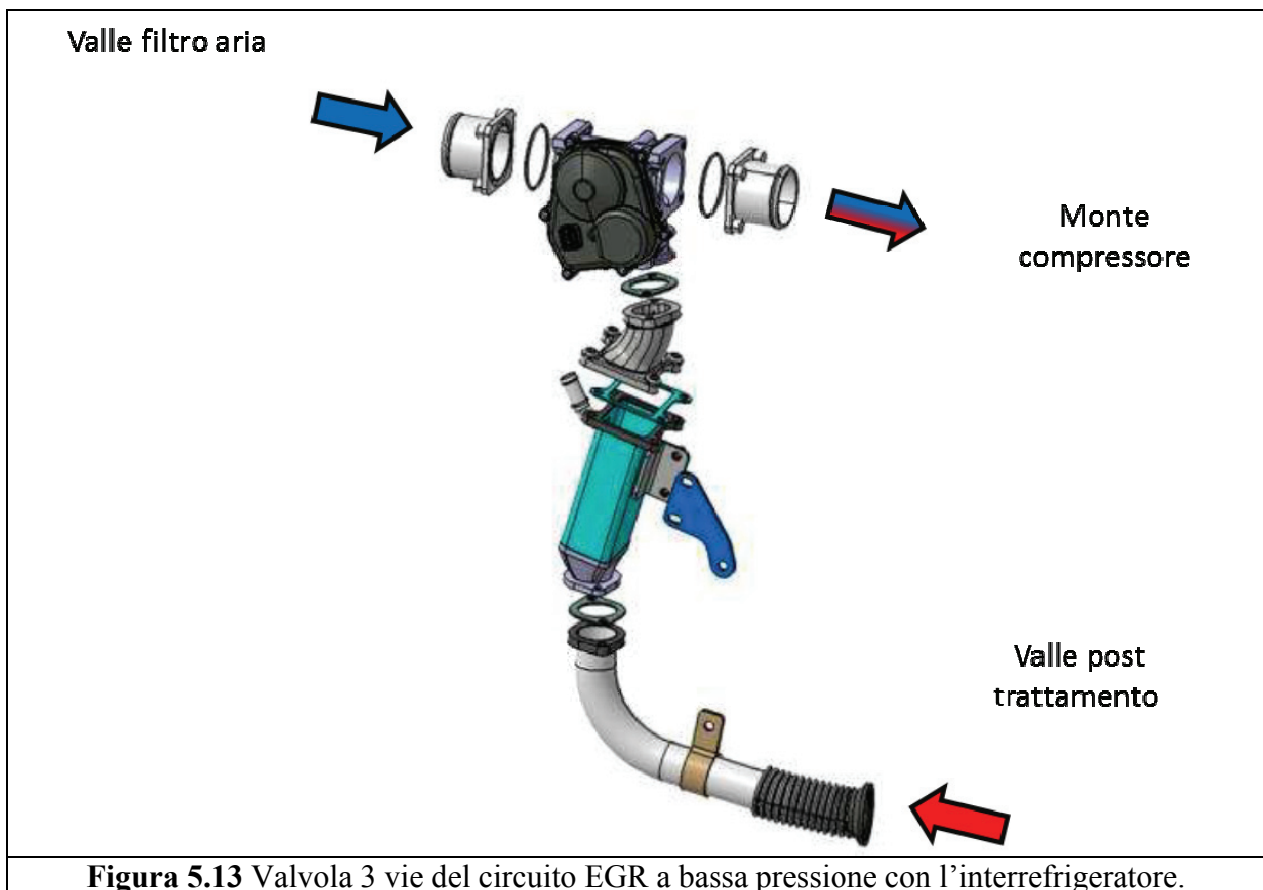
In ordine di importanza le variabili motoristiche che maggiormente ne influenzano la formazione sono quindi:

1. il rapporto aia/combustibile  $\alpha$ ;
2. l'anticipo di accensione rispetto al PMS;
3. la massa di gas di scarico ricircolati in aspirazione (frazione di EGR);
4. il carico ed il regime di rotazione del motore;
5. il rapporto di compressione;
6. la pressione di sovralimentazione.

Occorre considerare che nei MCI C.I. la carica all'interno della camera di combustione risulta disuniforme e globalmente magra ovvero con  $\alpha > \alpha_{st}$ , e ciò incrementa la produzione di *NO*. Al diminuire dell'anticipo di accensione (ciò che si può ottenere diminuendo l'anticipo di iniezione) si può riconoscere una sensibile diminuzione nella produzione di *NO*, ma intervenire su questo parametro può comportare diversi altri problemi. Diluendo la carica "fresca" con parte dei gas combusti (costituiti da una miscela formata essenzialmente da azoto  $N_2$ , anidride carbonica  $CO_2$ , vapor d'acqua  $H_2O$  ed ossigeno  $O_2$ ) si ottiene come principale risultato l'abbassamento della temperatura massima di combustione a causa della maggiore capacità termica della miscela di gas in camera di combustione (a parità di combustibile bruciato). Analisi sperimentali dedicate hanno dimostrato che è possibile ottenere sostanziali riduzioni nella concentrazione di *NO* proporzionali alla frazione di gas ricircolati in aspirazione (si consideri che in determinate condizioni operative possono essere tollerate frazioni di ricircolo superiori al 30%). Infine il carico motore e il rapporto di compressione, nonché la pressione di sovralimentazione influenzano direttamente il valore della temperatura di combustione e quindi la concentrazione di *NO* prodotti. Nella applicazione considerata (v.fig.5.8), come citato nel §5.4, il sistema Multiair<sup>®</sup> offre la possibilità di ricircolare i prodotti di combustione (end gas) mediante particolari strategie che sfruttano la flessibilità nel controllo della distribuzione delle valvole di aspirazione in modo tale che parte degli "end gas" (ovvero della frazione di gas combusti che lascia per ultima la camera di combustione durante la fase di scarico) rifluiscono nel plenum di aspirazione mescolandosi in questo modo all'aria aspirata dall'ambiente. Questo tipo di ricircolo viene definito EGR "interno". Può accadere il ricircolo "interno" risulti inefficace o non attuabile per intervenire sulla regolazione della produzione di *NO* in tutte le condizioni operative normate (ciclo di guida).

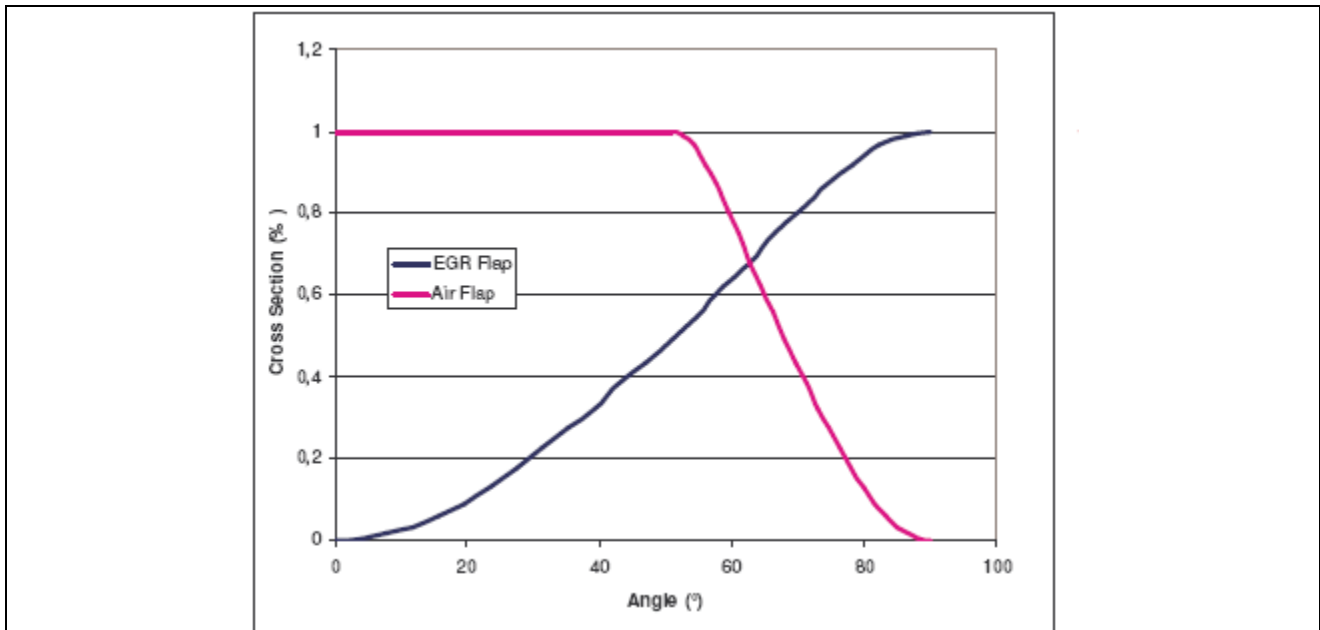


Da qui l'esigenza di introdurre un ulteriore circuito di ricircolo che viene alimentato dai gas di scarico a valle del sistema di post trattamento, che vengono riportati e diluiti con l'aria alla aspirazione del compressore (fig.5.8 e 5.9): in questo caso si parla di EGR a bassa pressione, o "Long Route". Nella particolare applicazione considerata la regolazione della portata ricircolata avviene mediante una particolare valvola a tre vie (fig.5.13).



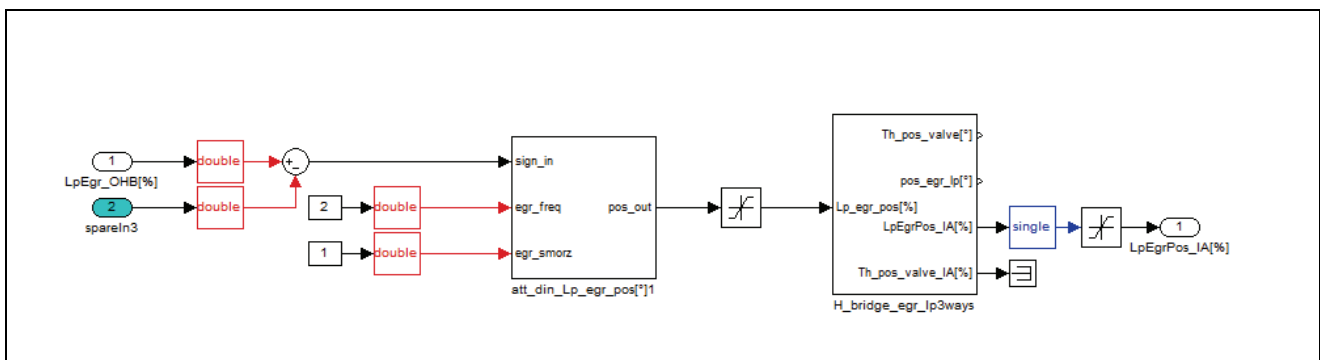
Il segnale che regola il grado di apertura della *valvola 3 vie* è definito come **LpEgr\_OHB [%]**. Il sistema prevede due condotti (rispettivamente dei gas che arrivano dalla presa a valle dei sistemi di post trattamento e dell'aria che arriva a valle dell'elemento filtrante Air, fig.5.13) dai quali arrivano due flussi separati che sono convogliati in un unico condotto e la sezione di passaggio dei due condotti separati è regolata da un unico elemento (unico segnale **LpEgr\_OHB[%]**). Nel corpo del componente sono presenti due valvole a farfalla che controllano il flusso di aria e di gas ricircolati: la loro apertura è controllata da due leve collegate meccanicamente tra loro mediante un "ponte ad H".

In funzione della posizione angolare dell'attuatore della valvola a 3 vie è così possibile definire le sezioni geometriche di passaggio delle due valvole (EGR flap ed Air flap). In fig.5.14 sono riportati, a titolo di esempio, i valori percentuali (forniti dal Costruttore) riferiti alla sezione di passaggio massima per ognuna delle due valvole.



**Figura 5.14** Curve caratteristiche della sezione di passaggio riferita alla sezione massima per le due valvole (EGR flap ed Air flap).

I valori riportati sono in [%] e si riferiscono alla sezione definita da un determinato diametro di riferimento che ha valori distinti per l' Air Flap e per l'EGR Flap. Il segnale **LpEgr\_OHB[%]** che arriva dalla ECU opportunamente filtrato è stato sdoppiato (fig.5.15) e identificato secondo la caratteristica sopra riportata per considerare i due valori che definiscono l'efflusso delle due portate (aria e EGR) seguendo la metodologia di modellazione proposta per questo componente (fig.5.9).



**Figura 5.15** Valutazione del grado di apertura delle valvole EGR flap ed Air flap in funzione del segnale di comando **LpEgr\_OHB[%]**.

Si noti che anche in questo caso è presente come uscita diretta al modello completo un segnale di “feedback” che informa la ECU sulla posizione effettiva dell’organo di regolazione  $LpEgrPos\_IA[\%]$  (controllo in catena chiusa). All’interno del perimetro del modello del motore (engineHil), nel sottosistema del circuito di aspirazione, sono stati quindi inseriti i blocchi che descrivono il sottosistema valvola 3 vie.

### **5.5.1.1 Il modello del componente Throttle\_3\_ways\_valve+loss\_filter**

Il modello di questo componente è stato sviluppato seguendo la metodologia proposta nel §2.4 *Acmethrottle* a cui arriva il segnale  $Th\_pos\_valve[^\circ]$ . Le condizioni termodinamiche di monte sono quelle a valle filtro aria mentre le condizioni termodinamiche di valle sono quelle che si generano in un volume (volume\_3\_ways\_valve) associato al modello del componente, dove peraltro viene convogliata anche la portata di gas di scarico che attraversa la valvola EGR (Egr\_Lp). La identificazione del modello è stata eseguita utilizzando i dati forniti dal Costruttore e da dati sperimentali misurati su banco prova motore. Vista la sensibilità del componente si è deciso di accorpate nello coefficiente di efflusso che lo caratterizza anche la caduta di pressione causata dall’elemento filtrante posto a monte.

### **5.5.1.2 Il modello del componente volume\_3\_ways\_valve**

La metodologia seguita nella modellazione di questo componente è la stessa proposta nel §2.5 *AcmeIntMan*: essa permette di determinare le condizione termodinamiche di valle alla Throttle\_3\_ways e alla Egr\_Lp e a monte del componente compressore in funzione delle portate in ingresso e in uscita regolate dagli stessi componenti.

### **5.5.1.3 Il modello del componente Egr\_Lp**

Per la parte EGR a bassa pressione è stato inserito fra il sottosistema circuito di aspirazione e circuito di scarico il componente Egr\_Lp (fig.5.9). La metodologia seguita nella modellazione di questo componente è la stessa proposta nel § 2.7 *AcmeEgr* a cui arriva il segnale  $pos\_egr\_lp[^\circ]$ . Le condizioni termodinamiche di monte sono quelle del componente che modella il sistema di post trattamento mentre quelle di valle sono date da volume\_3\_ways\_valve nel quale convoglia la portata ricircolata.

### 5.5.2 Il modello del processo di Combustione

Per completezza si riportano gli sviluppi realizzati del componente *AcmeCombustion* in quanto, rispetto a quello originario presente nella libreria Acme, si è reso necessario avere in uscita il valore della coppia generata dal motore (**Torque** in [N·m]). Conservando la caratteristica puramente algebrica del modello originale, il valore della coppia in uscita viene stimato mediante una classica *look up tables* in funzione della velocità di rotazione  $n$  del motore e di  $1/\alpha$ , ovvero del rapporto combustibile/aria. L'identificazione della stessa deriva da dati sperimentali misurati su banco prova motore, inserendo anche i valori di coppia in condizioni di motore trascinato (ovvero quelle condizioni operative del MCI dove non avviene la combustione, e la coppia diviene resistente). Se si considerano gli ingressi, la condizione in trascinato corrisponde ad una portata di combustibile pari a zero (marcia in cut off) che determina un valore nullo del rapporto  $1/\alpha$ . E' opportuno notare che la regolazione del carico nei MCI Diesel avviene principalmente controllando la massa di combustibile iniettato, mentre in genere non vengono utilizzati organi di regolazione a monte della/e valvola/e di aspirazione (a meno di non considerare la possibilità di gestirne l'alzata ovvero la fasatura della distribuzione). In questa applicazione è presente sia la valvola 3 vie a monte delle valvole di aspirazione che gestisce il ricircolo attraverso due valvole, una EGR ed una valvola a farfalla, e quindi la qualità e la quantità del comburente, sia la tecnologia Multiair<sup>®</sup> che permette il ricircolo "interno"). Partendo da queste considerazioni è possibile assumere anche il rapporto  $1/\alpha$  come parametro rappresentativo del carico del motore, ovvero della coppia erogata. In ogni caso è stata comunque eseguita una identificazione parallela per definire una correlazione del tipo con  $\text{Torque} = f(n, \dot{m}_c)$ , dove con  $\dot{m}_c$  si considera la portata di combustibile iniettata.

## 5.6 Il sottosistema del Veicolo

Allo stato attuale il modello completo presentato in questo lavoro è stato realizzato accoppiando il modello del motore con il carico, rappresentato dal sottomodello del veicolo. Per quest'ultimo è stato utilizzato un modello proprietario di FPT-R&T, sul quale per tale motivo non si è intervenuti. Tal emodello fornisce la velocità di rotazione  $n$  del motore (**N\_eng** in [**giri/min**]) in ingresso al modello del motore *engineHil* ricevendo in ingresso da quest'ultimo il valore della coppia **Torque** in [**N·m**]. L'utente (driver) può intervenire direttamente tramite interfaccia (Control Desk, v.fig.4.9) sui parametri descritti al §5.2.1. L'accoppiamento dei due sottosistemi (veicolo e gruppo termico) sono nati da metodologie e da approcci differenti: ciò ha causato qualche difficoltà iniziale (dovuta essenzialmente alle condizioni all'istante  $t=0$  da cui parte la simulazione), tuttavia superate nel corso dell'attività. Parallelamente nell'ambito dell'attività di ricerca di cui si riferisce si sta sviluppando un modello del veicolo simile a quello proposto da FPT-R&T.

### 5.6.1 Approccio teorico

Risulta necessario definire le caratteristiche del sottosistema veicolo per l'accoppiamento con il modello del motore. Si consideri infatti che il sottosistema *engineHil* ha come grandezze di ingresso e di uscita la coppia, ovvero il lavoro generato. Il veicolo (Alfa Romeo 159 berlina) è caratterizzata da una disposizione trasversale del motore e degli organi di trasmissione (cambio, differenziale, semiassi), e la trazione è anteriore. A partire dal volano del motore per arrivare alle ruote la catena cinematica prevede nell'ordine:

- Gruppo frizione: innesto che si occupa di vincolare o svincolare l'accoppiamento fra albero motore e albero primario del cambio di velocità.
- Cambio di velocità: elemento che permette di variare il rapporto di trasmissione fra l'albero motore del MCI e il differenziale. Nel caso considerato le scelte sono su 7 rapporti di trasmissione differenti dei uno quali (considerando una ruota oziosa) relativo alla retromarcia.

- Differenziale: elemento che permette di trasferire la coppia dall'albero secondario del cambio su gli organi di trasmissione che arrivano alle ruote anteriori. Nel caso in esame il differenziale è integrato all'interno della scatola del cambio [21].

Nella presente trattazione è stata considerata solo la dinamica longitudinale del veicolo con una modellazione a "bicicletta" ovvero una schematizzazione bidimensionale del sistema nel quale tutta la coppia del motore si scarica su una sola ruota. La semplificazione risulta valida se il moto del veicolo risulta rigorosamente rettilineo (pneumatici anteriori paralleli) e dove la trasmissione della coppia ad opera del differenziale risulta equamente ripartita su entrambe le ruote. In modo duale si riconduce la coppia resistente esterna. Considerando che l'approccio seguito è a parametri concentrati, sono state considerate solo grandezza scalari. Tenendo presente che il momento delle forze esterne può essere interpretato come differenza tra momento motore  $M_m$  in [N·m] e momento resistente  $M_r$  in [N·m] applicato allo stesso albero risulta possibile scrivere la seconda equazione della dinamica come:

$M_m - M_r = I \cdot \dot{\omega}$	(5.16)
------------------------------------	--------

dove con  $I$  in [kg·m<sup>2</sup>] si intende il momento di inerzia complessivo riferito all'asse di rotazione e con  $\dot{\omega}$  [rad/s<sup>2</sup>] la accelerazione angolare. Se, operando sulla frizione, si rende indipendente l'albero motore rispetto al primario del cambio risulta che la coppia resistente è nulla.

Il termine del momento d'inerzia per il motore viene così definito:

$I_e = I_a + I_v + I_p + I_{alt} + I_{dis} + I_{aux}$	(5.17)
---	--------

dove  $I_e$  è il momento d'inerzia complessivo del MCI al volano,  $I_a$  è il momento di inerzia dell'albero motore,  $I_v$ : è il momento di inerzia del volano (flywheel),  $I_p$  è il momento di inerzia della puleggia,  $I_b$  è il momento di inerzia della biella,  $I_{alt}$  è il momento di inerzia dell'alternatore,  $I_{dis}$  è il momento di inerzia legato agli organi della distribuzione,  $I_{aux}$  è il momento di inerzia degli ausiliari. I momenti d'inerzia degli elementi che non stanno ruotando direttamente attorno all'asse dell'albero motore sono da considerare già ridotti ad esso. Con il termine puleggia ci si riferisce all'organo, solidale all'albero motore e posizionato dalla parte opposta rispetto al volano, il quale svolge la funzione di trasferire il movimento agli organi di distribuzione (albero a camme). Per quanto riguarda il termine di inerzia degli ausiliari, esso si riferisce in particolare alle pompe dell'acqua e

dell'olio e al compressore che serve per il condizionamento dell'aria. Nell'ambito della presente applicazione si è considerato un valore di  $I_e=0.1966 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ . Passando ora al lato veicolo durante il disinnesto della frizione la coppia resistente per l'albero motore arriva ad annullarsi, e così fa anche la coppia motrice per l'albero primario del cambio, la quale rimane esattamente nulla per gli stessi istanti in cui è nulla l'altra. La coppia resistente che agisce sulla trasmissione deriva dalle azioni esterne esercitate sul veicolo riportabili ad un unico albero presente nella trasmissione in modo tale da poter ragionare a parametri concentrati. Il calcolo viene sviluppato con riferimento al primario del cambio, valutandone quindi la velocità angolare. Rimane da considerare il termine di inerzia della trasmissione, tenendo presente che anche questo è riferito all'albero primario del cambio. Prima di procedere al calcolo di questo termine, tuttavia, è bene richiamare alcuni concetti utili per la riduzione delle inerzie tra alberi rotanti legati da un ben preciso rapporto tra le velocità angolari. Tale riduzione si attua sfruttando il principio di conservazione dell'energia cinetica. Se indichiamo con  $I'_1$  il momento d'inerzia ridotto all'albero indicato dal pedice (quindi l'albero che ruota alla velocità maggiore) di un componente rotante insieme all'altro albero ed avente, rispetto all'asse di rotazione di questo secondo albero, momento d'inerzia  $I_2$ , si ottiene:

$E_c = \frac{1}{2} \cdot I'_1 \cdot \omega_1^2 = \frac{1}{2} \cdot I_2 \cdot \omega_2^2$	(5.18)
--	--------

Definendo  $\tau$  come rapporto fra le velocità angolari:

$\tau = \frac{\omega_1}{\omega_2}$	(5.19)
------------------------------------	--------

dalla (5.18) si ricava il termine  $I'_1$ ,

$I'_1 = \frac{I_2}{\tau^2}$	(5.20)
-----------------------------	--------

Analogamente si ricava l'espressione relativa alla riduzione all'albero più lento  $I'_2$  del termine di inerzia di un componente rotante solidalmente all'albero a velocità più elevata  $I'_1$ . A questo punto bisogna calcolare i termini di inerzia di tutti gli organi della trasmissione riferiti ai propri assi di rotazione, ridurli all'albero primario del cambio e infine sommarli per ottenere un unico valore da inserire nella formula inversa per calcolare l'accelerazione angolare del primario stesso. Si definiscano ora  $I_{ms}$ , momento di inerzia dell'albero primario del cambio (main shaft) attorno al suo

asse di rotazione (assunto pari a  $0,00483 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ ),  $I_{ss}$ , momento d'inerzia dell'albero secondario del cambio (secondary shaft) attorno al suo asse di rotazione (assunto pari a  $0,00395 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ ),  $I_{ms}$  ed  $I_{ss}$  tengono conto di tutti gli organi calettati sui due alberi. Il termine di inerzia del differenziale, dei semiassi e delle ruote motrici è unico perché tutti questi elementi ruotano attorno allo stesso asse, individuato dalla retta che congiunge i centri delle due ruote. Questo valore non era noto a priori, per cui si è stimato utilizzando i seguenti valori:

- raggio esterno pneumatico pari a 0.32 m;
- massa della singola ruota, cerchio compreso pari a 15 kg;
- massa dei due semiassi e della scatola del differenziale pari a 10 kg;
- raggio costante del singolo semiasse pari a 0.015 m.

Dalla espressione del momento di inerzia di un cilindro di massa  $m$  che ruota attorno al proprio asse:

$I_{d\_a} = \frac{1}{2} m \cdot r^2$	(5.21)
--------------------------------------	--------

sostituendo i valori sopra citati, si ottiene  $I_{d\_a} = 1.537125 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$  (ove per semplicità e accettando di commettere un certo errore, si sono considerati i semiassi e la scatola del differenziale come un unico cilindro di 10 kg e di 0.015 m di raggio rotante attorno ad un unico asse). Nel modello, come già ricordato, tutte le inerzie sono ridotte all'albero primario del cambio: ciò significa che, poiché il primario stesso è l'albero più veloce della trasmissione, è necessario fare riferimento alla (5.20). Per quanto riguarda la riduzione dell'inerzia del gruppo differenziale-semiassi-ruote motrici si ottiene:

$I_{(d\_a)ms} = \frac{I_{d\_a}}{\tau_{tot}^2}$	(5.22)
--	--------

dove  $I_{(d\_a)ms}$  è il termine di inerzia ridotto all'albero primario del cambio, mentre  $\tau_{tot}$  è il rapporto di trasmissione totale tra il gruppo differenziale-semiassi-ruote motrici e il primario del cambio; esso si ottiene moltiplicando fra loro il rapporto di trasmissione della marcia inserita  $\tau_{gear}$  e il



rapporto tra pignone del secondario e corona del differenziale  $\tau_d$ , quest'ultimo anche detto rapporto "al ponte":

$\tau_{tot} = \tau_{gear} \cdot \tau_d$	(5.23)
---	--------

Per quanto riguarda la riduzione dell'inerzia dell'albero secondario del cambio si ha:

$I_{(ss)ms} = \frac{I_{ss}}{\tau_{gear}^2}$	(5.24)
---	--------

Infine, il termine di inerzia totale della trasmissione ridotto al primario del cambio risulta:

$I_{(tot)ms} = I_{ms} + I_{(ss)ms} + I_{(d_a)ms}$	(5.25)
---	--------

ove il pedice "ms" a primo membro sta ad indicare il main shaft. A questo punto si ricava l'accelerazione angolare del primario del cambio mediante la formula inversa della (5.16). Si immagini che il comportamento dinamico del motore e della trasmissione sono disaccoppiate durante il cambio marcia. Per il motore valgono le considerazioni fatte sopra, mentre per il veicolo si hanno due dinamiche separate: una per il primario del cambio e l'altra per il resto della trasmissione dall'albero secondario compreso in poi. Questo perché nessuna delle ruote folli del secondario del cambio viene impegnata dal rispettivo sincronizzatore, quindi il primario del cambio non è collegato al veicolo. L'unica inerzia da considerare se si volesse studiare la dinamica di questo elemento con cambio in folle sarebbe quindi quella del primario stesso attorno al suo asse di rotazione. Il resto della trasmissione riceve una coppia motrice nulla poiché non c'è trasferimento di carico tra primario e secondario, mentre la coppia resistente continua a rimanere quella legata alle forze esterne sul veicolo. Se si riduce questa coppia resistente all'albero secondario del cambio se ne può studiare la dinamica per ricavarne l'accelerazione angolare con lo stesso procedimento seguito in precedenza: è ovvio però che la riduzione delle inerzie andrà fatta questa volta rispetto al secondario stesso:

$I_{(tot)ss} = I_{ss} + I_{(d_a)ss}$	(5.26)
--------------------------------------	--------

ove:

$I_{(d_a)ss} = \frac{I_{(d_a)}}{\tau_d^2}$	(5.27)
--	--------

L'ultimo caso da analizzare rimane quello che si presenta quando la frizione è innestata e non c'è strisciamento, ovvero quando tutta la trasmissione, dal motore fino alle ruote motrici, segue un'unica dinamica. Il termine di inerzia da considerare è ora tutto quello della trasmissione ridotto ad un unico albero e al quale va sommato anche quello del motore (ovviamente ridotto sempre allo stesso albero). Coerentemente con le scelte fatte in precedenza, questo albero sarà ancora il primario del cambio, anche se va fatta una precisazione: poiché la frizione non slitta l'albero motore e l'albero primario possono essere visti come un unico componente coassiale che avrà un'inerzia pari alla somma delle due inerzie calcolate rispetto all'asse di rotazione comune.

$I_{(tot)ms} = I_e + I_{ms} + I_{(ss)ms} + I_{(d-a)ms}$	(5.28)
---	--------

### 5.6.2 Resistenze al moto del veicolo

In questa trattazione vengono distinte le seguenti azioni esterne che si oppongono al moto del veicolo:

1. resistenza aerodinamica;
2. attrito tra pneumatici e fondo stradale;
3. pendenza fondo stradale;
4. inerzia del veicolo.

#### 1) Resistenza aerodinamica.

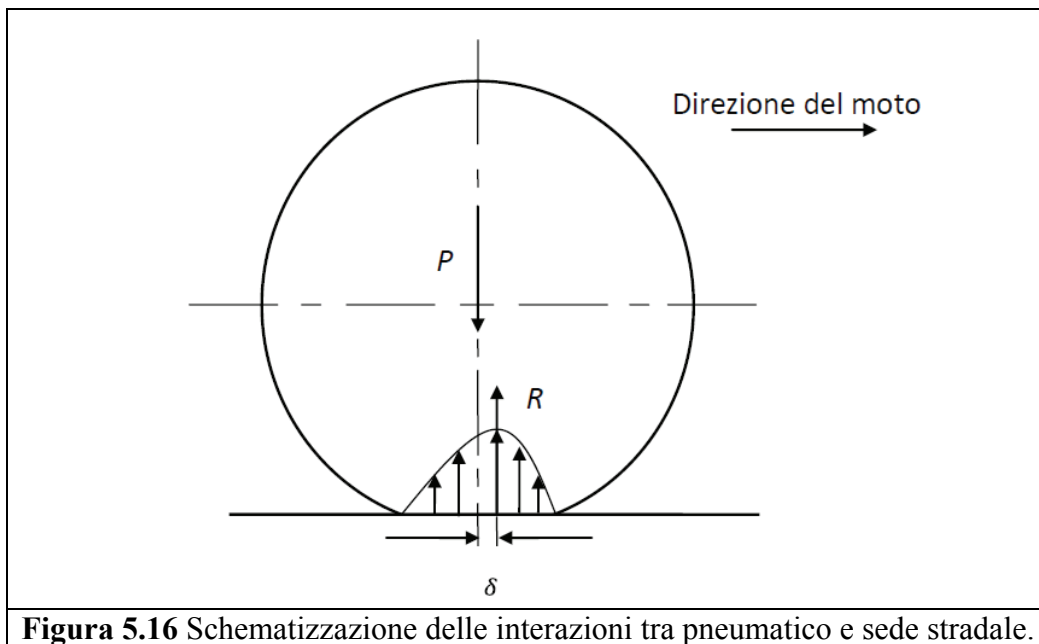
Per un veicolo la resistenza aerodinamica è determinata dalla sezione frontale, tant'è che esso si assimila ad un corpo prismatico (in movimento) con un'area frontale  $A_f$ . La velocità relativa tra veicolo e aria (che può essere considerata come una miscela di gas perfetti composta per il 79% da azoto e per il 21% da ossigeno) può essere considerata pari alla velocità del veicolo in movimento (considerando l'aria ferma). La componente cinetica tuttavia si annulla quando le particelle impattano sulla superficie frontale del veicolo: la forza causata dalla pressione di ristagno viene però corretta utilizzando un coefficiente di resistenza  $c_d$  che dipende dalle caratteristiche del fluido nel quale avviene il moto e dal profilo geometrico reale del corpo del veicolo:

$F_a = \frac{1}{2} \cdot \rho_a \cdot A_f \cdot c_d \cdot v^2$	(5.29)
--	--------

dove  $F_a$  è la resistenza aerodinamica in [N],  $\rho_a$  la densità dell'aria in [kg/m<sup>3</sup>],  $A_f$  l'area frontale del veicolo in [m<sup>2</sup>],  $c_d$  il coefficiente di resistenza e  $v$  la velocità del veicolo in [m/s].

## 2) Attrito tra pneumatici e sede stradale

L'attrito che si genera fra le ruote e il fondo stradale è di tipo volvente: gli effetti della non perfetta elasticità del materiale composito che costituisce lo pneumatico sono quelli che causano la maggiore resistenza al moto. Nel materiale stesso accade che una parte dell'energia che è stata spesa per deformarlo non viene restituita nella fase di distensione, ma viene invece dissipata per vincere le azioni interne di attrito del materiale stesso il quale, essendo in buona approssimazione un elastomero, ha una componente viscosa (oltre a quella elastica) non trascurabile. Tutto questo si traduce in una distribuzione asimmetrica delle pressioni di contatto rispetto alla forza premente  $P$  (fig.5.16) che comprime lo pneumatico sulla superficie di appoggio e che si può immaginare applicata esattamente nel suo centro. In particolare si trova che la pressione è mediamente più elevata nella parte anteriore, ovvero quella che si trova nella direzione del moto.



La risultante delle azioni esercitate dal piano stradale sullo pneumatico viene quindi tralata nel senso stesso del moto. L'entità dello spostamento è definita da:

$\delta = f_v \cdot r$	(5.30)
------------------------	--------

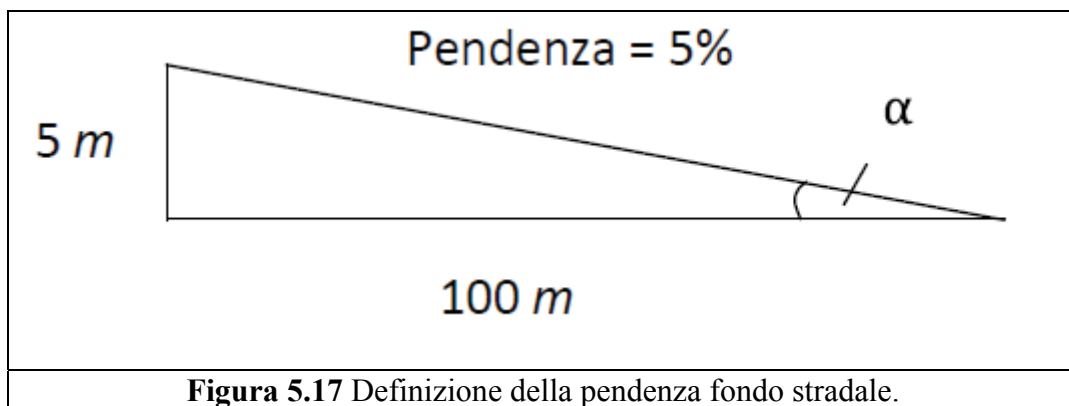
dove  $\delta$  è il parametro d'attrito volvente in [m],  $f_v$  il coefficiente di attrito volvente,  $r$  il raggio esterno dello pneumatico in [m]. Come valore del coefficiente d'attrito volvente si è assunto 0.01, come risulta dai dati sui test di riferimento per un pneumatico rotolante su asfalto. Sebbene in realtà il valore di questo coefficiente vari in funzione della velocità di traslazione del veicolo, tuttavia nel presente studio per semplicità lo si è assunto costante (anche perché la dipendenza dalla velocità è limitata).

### 3) Pendenza fondo stradale

Quando la pendenza del fondo stradale non è nulla insorge una componente della forza peso agente sul veicolo parallela alla direzione del moto dello stesso secondo la seguente relazione:

$F_g = M \cdot g \cdot \sin(\alpha)$	(5.31)
--------------------------------------	--------

dove  $F_g$  è la componente della forza peso in del moto in [N],  $M$  la massa complessiva del veicolo in [kg],  $g$  l'accelerazione di gravità in [m/s<sup>2</sup>] ed  $\alpha$  l'angolo di inclinazione del fondo stradale rispetto ad un piano orizzontale in [°] (fig.5.17).



### 4) Inerzia del veicolo

Si considera l'inerzia del veicolo in quanto, sebbene l'approccio seguito nello studio sia semplificato, si presuppone che il moto, durante un qualsiasi ciclo guida, non sia sempre a velocità costante. Dalla prima equazione cardinale della dinamica riferita al sistema veicolo si ha che:

$F_i = M \cdot a_G$	(5.32)
---------------------	--------

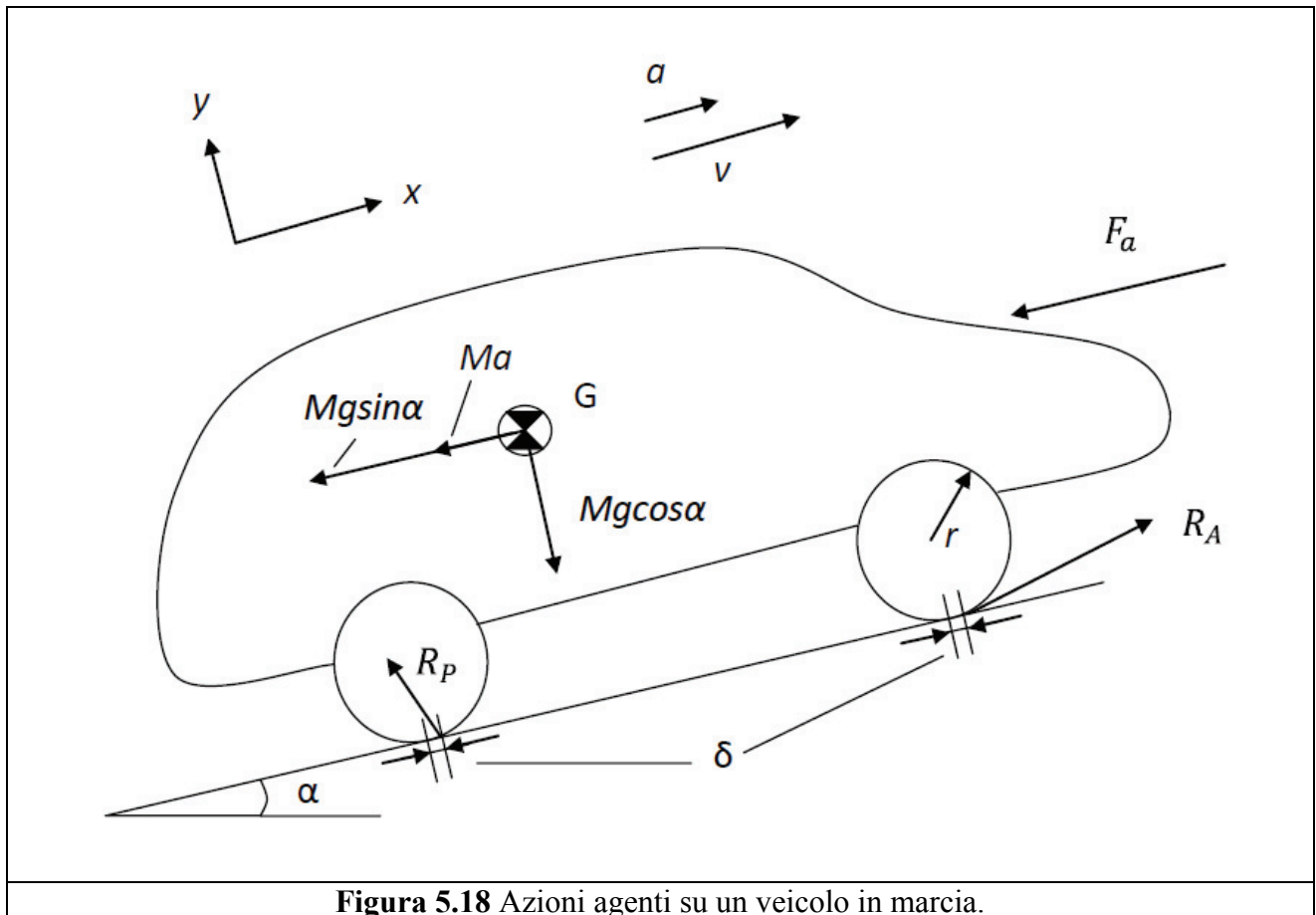
dove  $F_i$  è il modulo della forza d'inerzia applicata nel baricentro in [N],  $a_g$  è il modulo della accelerazione del baricentro stesso in [m/s<sup>2</sup>] ed  $M$  la massa a vuoto del veicolo in [kg] (assunta pari a 1650 kg). Si ricorda che formalmente la prima equazione cardinale della dinamica ha espressione:

$M \cdot \vec{a}_G = \vec{R}^e$	(5.33)
---------------------------------	--------

nella quale il termine a secondo membro rappresenta la somma vettoriale di tutte le azioni esterne agenti sul veicolo.

### 5.6.3 Coppia resistente e sua riduzione all'albero motore

La schematizzazione a cui si è fatto riferimento in questa trattazione è quella di fig.5.18, relativa ad un modello del tipo "a bicicletta", in quanto lo scopo è determinare la coppia resistente che tenga conto dei contributi sopra citati.



**Figura 5.18** Azioni agenti su un veicolo in marcia.

Bisogna tenere presente inoltre che le ruote posteriori sono folli: con questo termine si intende che non sono direttamente collegate al motore e quindi non ricevono coppia motrice; si è anche trascurato l'effetto dell'attrito nelle coppie rotoidali perché è quantitativamente poco significativo. La forza scambiata dal telaio con le ruote folli può essere dunque schematizzata come applicata nel baricentro delle ruote stesse. Una ulteriore precisazione da fare riguarda la retta d'azione della resistenza aerodinamica, che è stata posta passante per il baricentro del veicolo. Questa approssimazione non provoca differenze rilevanti col caso reale e consente di semplificare i calcoli. Con tali premesse, la prima equazione cardinale della dinamica nella direzione del moto assume la seguente espressione:

$R_{Ax} - F_a - R_{px} - F_g = M \cdot a$	(5.34)
---	--------

nella quale si è ommesso il pedice “G” per l’accelerazione (come verrà fatto anche nel seguito) e dove  $R_{Ax}$  rappresenta la componente nella direzione del moto della forza esercitata dal fondo sulle ruote motrici, mentre  $R_{px}$  è l’analogia per le ruote posteriori. Si consideri inoltre che non si prevede il ribaltamento del veicolo per cui si ritiene sia sempre verificata l’ipotesi dell’equilibrio in direzione  $y$ : quindi si ha

$R_{Ay} + R_{py} = M \cdot g \cdot \cos(\alpha)$	(5.35)
--	--------

Le due componenti che generano la coppia resistente sulle ruote motrici sono  $R_{ax}$  e  $R_{ay}$ . tuttavia appare altrettanto chiaro che non è possibile ricavarle avendo a disposizione solamente le eq.(5.34) e (5.35) poiché in tal caso si hanno tre incognite. Per trovare la  $R_{py}$  si è ricorso all’equilibrio delle ruote posteriori (*modello bicicletta unica ruota*):

$R_{px} \cdot r - R_{py} \cdot \delta = I_{rt} \cdot \dot{\omega}_r$	(5.36)
--	--------

dove  $I_{rt}$  è il momento d’inerzia delle ruote posteriori (rear tyres) rispetto all’asse di rotazione comune in  $[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$  e  $\dot{\omega}_r$  la accelerazione angolare delle ruote posteriori in  $[\text{rad}/\text{s}^2]$  Il termine  $I_{rt}$  è stato valutato assumendo, per quanto riguarda la massa della ruota, un valore pari a 15 kg. Sull’asse posteriore non ci sono semiassi perché la trasmissione è solo anteriore: scompare quindi il contributo dell’inerzia di questi elementi rotanti, nonché quello di un eventuale differenziale che, per gli stessi motivi, non è presente. Infine si ricorda che per entrambe le ruote posteriori l’asse di rotazione è stesso, in quanto si possono considerare allineate. Valgono ancora le considerazioni già

fatte sull'uguaglianza delle velocità angolari delle ruote poste dall'uno e dall'altro lato del veicolo poiché si considera un moto rettilineo, e va inoltre precisato che le velocità angolari delle ruote anteriori e di quelle posteriori si possono assumere coincidenti. Quindi nel seguito si può assumere di indicare con  $\omega_r$  e  $\dot{\omega}_r$  rispettivamente la velocità e l'accelerazione angolare della generica ruota dell'autoveicolo. Si fa notare che la  $R_{px}$ , non verrà esplicitata in quanto nell'espressione della coppia resistente tutti i termini che la contengono si semplificano. Mettendo a sistema la (5.35) e la (5.36) si ottiene:

$$R_{Ay} = M \cdot g \cdot \cos(\alpha) - R_{px} \cdot \frac{r}{\delta} + I_{rt} \cdot \frac{\dot{\omega}_r}{\delta} \quad (5.37)$$

La coppia resistente alle ruote motrici  $M_r$  risulta definita come

$$M_r = R_{Ax} \cdot r + R_{Ay} \cdot \delta \quad (5.38)$$

ovvero ricordando la (5.31) e (5.34):

$$M_r = F_a \cdot r + M \cdot a \cdot r + M \cdot g \cdot r \cdot \sin(\alpha) + M \cdot g \cdot \delta \cdot \cos(\alpha) + I_{rt} \cdot \dot{\omega}_r \quad (5.39)$$

Definite poi:

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_r &= \frac{\omega_{ms}}{\tau_{tot}} \\ a &= \left( \frac{\dot{\omega}_{ms}}{\tau_{tot}} \right) \cdot r \end{aligned} \quad (5.40)$$

dove  $\omega_{ms}$  è la velocità angolare dell'albero primario del cambio in [rad/s]. Ricordando la (5.30), la (5.39) diviene:

$$M_r = F_a \cdot r + M \cdot \left( \frac{\dot{\omega}_{ms}}{\tau_{tot}} \right) \cdot r^2 + M \cdot g \cdot r \cdot (\sin(\alpha) + f_v \cdot \cos(\alpha)) + I_{rt} \cdot \left( \frac{\dot{\omega}_{ms}}{\tau_{tot}} \right) \quad (5.41)$$

A questo punto si è scelto di ridurre tale coppia resistente all'albero primario del cambio, in modo tale da ragionare a parametri concentrati. Occorre precisare che per ridurre una coppia da un albero più lento a uno più veloce, risulta necessario dividere per il rapporto di trasmissione tra gli alberi

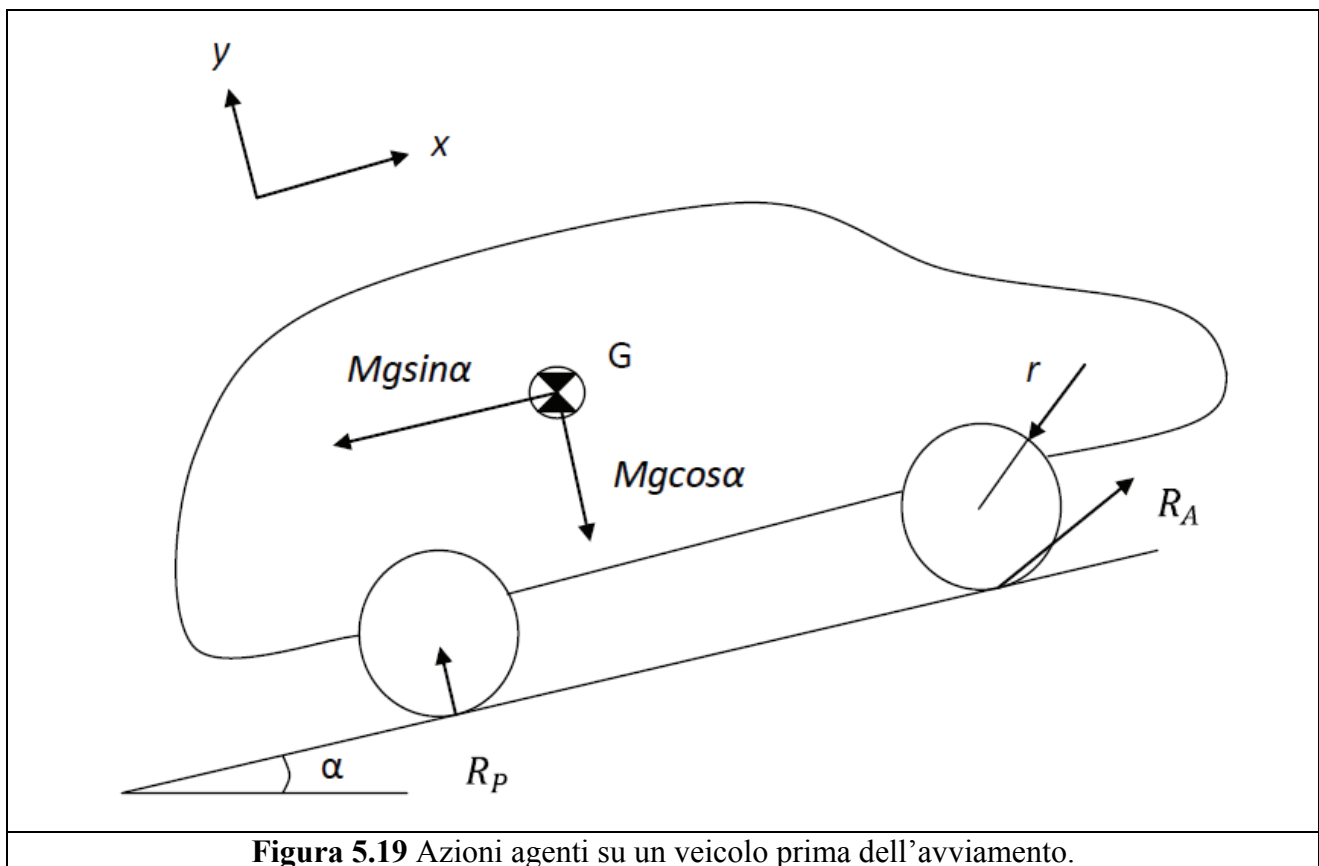
stessi; si è inoltre introdotto un rendimento di trasmissione  $\eta_{ms}$  (considerando la trasmissione per gli elementi dal primario alle ruote motrici):

$$M_{r_{ms}} = \frac{1}{\tau_{tot} \cdot \eta_{ms}} \cdot \left( F_a \cdot r + M \cdot \left( \frac{\dot{\omega}_{ms}}{\tau_{tot}} \right) \cdot r^2 + M \cdot g \cdot r \cdot (\sin(\alpha) + f_v \cdot \cos(\alpha)) + I_{rt} \cdot \left( \frac{\dot{\omega}_{ms}}{\tau_{tot}} \right) \right) \quad (5.42)$$

Riportando le stesse considerazioni sull'albero secondario e facendo riferimento ad un rapporto di trasmissione  $\tau_d$  alla velocità angolare dello stesso  $\omega_{ss}$  nonché ad un rendimento di trasmissione  $\eta_{ss}$  (considerando gli elementi che vanno dal secondario alle ruote motrici), si ha:

$$M_{r_{ss}} = \frac{1}{\tau_d \cdot \eta_{ss}} \cdot \left( F_a \cdot r + M \cdot \left( \frac{\dot{\omega}_{ms}}{\tau_d} \right) \cdot r^2 + M \cdot g \cdot r \cdot (\sin(\alpha) + f_v \cdot \cos(\alpha)) + I_{rt} \cdot \left( \frac{\dot{\omega}_{ms}}{\tau_d} \right) \right) \quad (5.43)$$

A rigore la coppia resistente, che agisce sul veicolo prima che inizi il moto assume una formulazione diversa (v.fig.5.19).



In questa situazione, infatti, si annullano i termini resistenti dovuti all'azione dell'aria e all'inerzia del veicolo. Inoltre, poiché ci si trova all'istante immediatamente precedente all'inizio del moto,



non è presente l'effetto dello spostamento in avanti  $\delta$  delle reazioni del fondo di appoggio sui pneumatici. Il termine  $R_p$  ha solo componente verticale e quindi scompare anche il termine di inerzia delle ruote posteriori  $I_{rt}$ . In direzione x si ha allora:

$R_{Ax} = F_g$	(5.44)
----------------	--------

nella quale il primo termine rappresenta la reazione (che si può definire “di primo distacco” in analogia alla teoria dell'attrito statico e radente) che deve essere vinta dal momento motore del veicolo nell'istante in cui questo comincia a muoversi. Poiché la componente in direzione y della  $R_A$  passa per il centro della ruota (sempre a causa del fatto che  $\delta$  è nullo), essa non dà contributo alla coppia resistente. Pertanto la coppia all'albero primario del cambio, che si avrebbe in questo caso, definita seguendo le considerazioni precedenti:

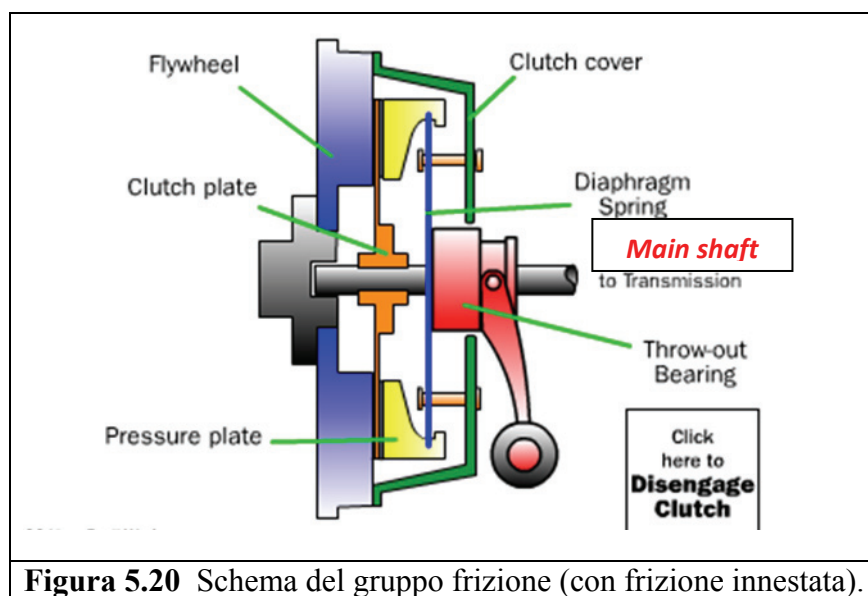
$M_{r0\_ms} = M \cdot g \cdot \frac{r}{\tau_{tot} \cdot \eta_{ms}} \cdot \sin(\alpha)$	(5.45)
--	--------

Come si può facilmente notare questa coppia resistente si annulla se l'auto si trova su strada piana. Nella realtà è ovvio che non sia così, poiché altrimenti si giungerebbe al risultato paradossale che non sarebbe necessaria alcuna coppia motrice per avviare il veicolo: occorre ricordare che sono sempre presenti gli attriti interni della trasmissione e delle coppie rotoidali delle ruote posteriori. Tuttavia in questo approccio esse sono state considerate nulle.

#### 5.6.4 Il gruppo frizione

Negli innesti a frizione la coppia viene trasmessa in virtù dell'attrito che si sviluppa tra le superfici degli elementi a contatto. Per avere trasmissione di coppia occorre che le superfici vengano premute l'una contro l'altra. La frizione che viene presa in esame qui è una frizione piana, le cui superfici di attrito (altrimenti dette superfici “attive”) sono costituite da corone circolari fissate sui relativi dischi che fanno capo ai due alberi collegati. La spinta che preme l'uno contro l'altro i dischi viene conferita da molle precaricate, che occorre quindi contrastare per effettuare il disinnesto (occorre difatti esercitare un'azione dall'esterno sul dispositivo per allontanare le superfici d'attrito separando così gli alberi). Il fatto che occorra esercitare un'azione per separare le due superfici attive è tuttavia anche un vantaggio, perché consente all'utilizzatore di controllare il

transitorio (sia di innesto che di disinnesto). Inoltre, poiché se si ha moto relativo fra le superfici a contatto, il coefficiente di attrito passa ad essere quello dinamico e non più quello statico, si originano delle oscillazioni di coppia che possono essere assimilabili, dal punto di vista della resistenza strutturale del dispositivo, ad urti. È necessario quindi porre estrema attenzione nel dimensionamento del dispositivo stesso e degli organi ad esso collegati, i quali ricevono questi carichi impulsivi che ne possono facilmente minare la resistenza, con conseguenze facilmente immaginabili e quanto mai indesiderate. Costruttivamente si cerca di limitare il più possibile l'inerzia della parte condotta della frizione, in modo tale che la sua velocità di rotazione possa aumentare o diminuire rapidamente senza ostacolare la dinamica del cambio.



**Figura 5.20** Schema del gruppo frizione (con frizione innestata).

Dal punto di vista funzionale una frizione automobilistica svolge il compito di collegare il motore alla trasmissione, in modo da trascinarla in rotazione durante la fase di strisciamento senza contraccolpi, i quali a lungo andare ne comprometterebbero la resistenza. L'accoppiamento deve avvenire sia quando l'albero motore ruota e il veicolo è fermo (il che equivale a dire che la trasmissione non ruota), sia quando l'albero motore e la trasmissione ruotano a velocità diverse. Lo scopo finale è quello di ottenere la stessa velocità di rotazione tra motore e albero primario del cambio il che avviene in assenza di strisciamento. La frizione ha anche il compito di consentire il più rapido disaccoppiamento possibile dei due organi appena citati, in modo tale da consentire le operazioni che avvengono nel cambio e che consistono nella variazione di velocità proprio dell'albero primario. La fig.5.20 rappresenta lo schema di una frizione innestata. Il disco di attrito è accoppiato prismaticamente attraverso un profilo scanalato con l'albero primario e viene posto in contatto con lo spingidisco ("pressure plate" in fig.5.20) da un lato e con il volano ("flywheel")

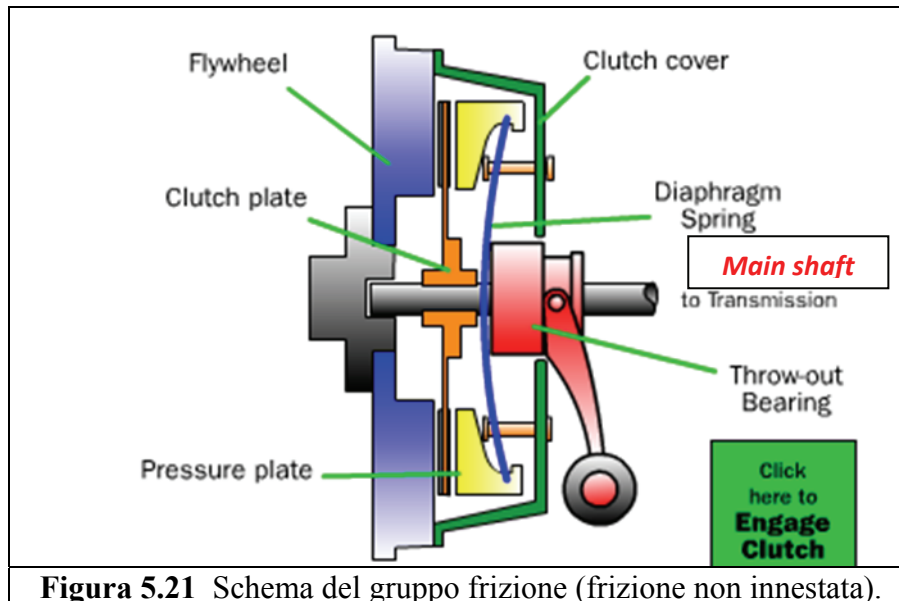
dall'altro. La scanalatura ne consente lo spostamento assiale di pochi millimetri quando non vi è pressione su di esso. La frizione è denominata così perché fa uso di una molla a diaframma, la quale realizza la spinta sullo spingidisco e quindi sulle superfici attive attraverso i leveraggi già citati. Sempre calettato sul primario è anche presente il manicotto di disinnesto: anche quest'organo può scorrere assialmente e ha la funzione di andare a premere sulla molla. Le superfici di contatto hanno un raggio esterno e uno interno, si definisce anche un raggio medio  $r_m$  attivo lungo il quale si pensa applicata la coppia trasmessa (normalmente la media aritmetica fra il raggio minimo e quello massimo). Il precarico di montaggio della molla fornisce la spinta  $F_n$  che, in condizioni di innesto, consente di trasmettere la coppia:

$M_{ts} = f_a \cdot F_n \cdot r_m \cdot N$	(5.46)
--	--------

dove  $M_{ts}$  è la coppia massima trasmissibile in assenza di strisciamento in [N·m],  $f_a$  il coefficiente di attrito statico,  $F_n$  la forza normale sulle superfici in [N],  $r_m$  il raggio medio in [m],  $N$  il numero di superfici a contatto (2 nel caso che analizziamo). Le molle precaricate che premono sulle superfici di attrito devono conferire una spinta  $F_n$  che generi, in condizione di completo innesto, una coppia trasmissibile maggiore di quella massima erogabile dal motore (questo per porsi in sicurezza nei confronti di possibili slittamenti indesiderati durante la marcia mentre il motore è sotto carico). Quando la frizione è in fase di slittamento, il coefficiente d'attrito da considerare non è più quello statico,  $f_a$  bensì quello dinamico  $f_d$ . La coppia trasmessa dalla frizione in questo caso risulta:

$M_{td} = f_d \cdot F_n \cdot r_m \cdot N$	(5.47)
--	--------

Nell'applicazione considerata sono stati assunti i seguenti valori:  $f_a=0.45$ ,  $f_d=0.36$ ,  $r_m=0.15$  m,  $F_n=3000$  N. La coppia massima trasmissibile dalla frizione ottenuta è di 405 N·m, che è un valore sufficientemente superiore alla massima coppia motrice: quest'ultima risulta infatti essere pari a 311 N·m a 2500 rpm. Quando si agisce sul pedale della frizione si contrasta l'azione della molla a diaframma, facendo in modo che la forza premente sugli elementi a contatto diminuisca a seconda della posizione stessa del pedale. Quando quest'ultimo è completamente premuto si ha il distacco completo delle superfici d'attrito dal volano e dallo spingidisco: viene così realizzato il disaccoppiamento completo del motore dalla trasmissione, e quindi, in ultima istanza, dalle ruote del veicolo. In questo caso è ovvio che la forza premente ha valore nullo.



**Figura 5.21** Schema del gruppo frizione (frizione non innestata).

In una qualsiasi fase intermedia di disinnesto/innesto si ha quindi

$$M_m > M_{ts} \Rightarrow M_{td} \rightarrow f(f_d)$$

$$M_m \leq M_{ts} \Rightarrow M_{ts} \rightarrow f(f_a)$$

ed in entrambi i casi si ha sempre che è funzione della posizione dell'equipaggio (throw out bearing, fig.5.21) che agisce direttamente sulla molla.

### 5.6.5 Avviamento del motore

L'avviamento del gruppo termico avviene considerando la frizione completamente disinnestata, e quindi risulta necessario un sistema ausiliario che fornisca una coppia al motore per metterlo in rotazione e fare in modo che possano compiersi i primi cicli. Nel caso in esame questo sistema è costituito dal motorino di avviamento, ovvero un dispositivo elettrico che ha il compito di mettere in rotazione il motore a partire da fermo e di portarlo alla velocità di soglia. Una volta raggiunta questa velocità interviene la ECU, che provvede ad iniettare una quantità di combustibile sufficiente a vincere le resistenze interne dei manovellismi e a far sì che il motore si autosostenga. Il motorino di avviamento porta in uscita un alberino che termina con un pignone, quest'ultimo ingrana con una dentatura posta sulla superficie laterale del volano. In questo modo, poiché il pignone è molto più piccolo del volano stesso, si realizza un rapporto di trasmissione elevato

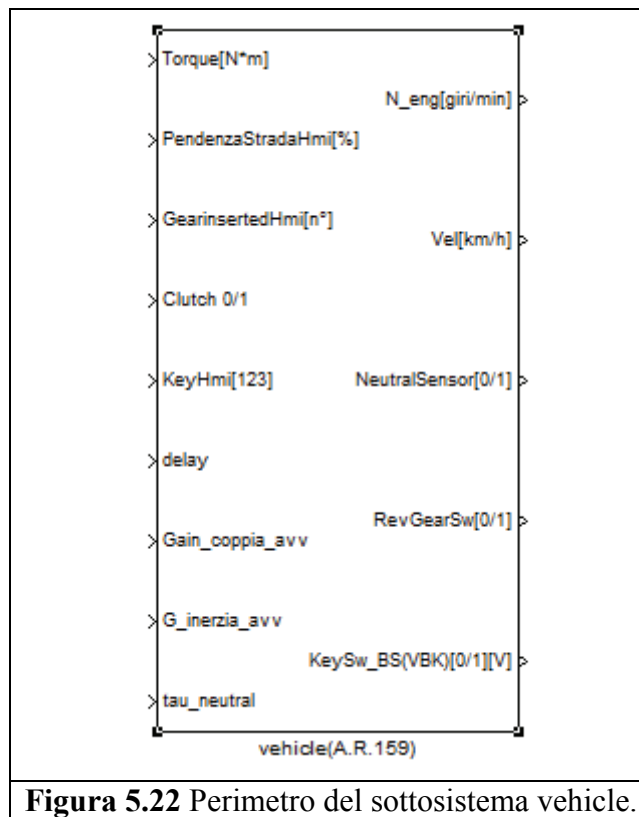
facendo in modo che il motore riceva un momento sufficiente per l'avviamento. Questa architettura fa sì che si vada ad agire direttamente sull'elemento del motore che ha la funzione di accumulatore di energia, ovvero il volano stesso. Caratteristica tipica degli azionamenti elettrici è avere la massima coppia erogata allo spunto, ovvero quando la velocità del sistema è nulla. Si può applicare, a questo punto, la seconda equazione della dinamica direttamente all'albero motore ricordando la (5.17):

$M_m + M_s \cdot \tau_s = I_e \cdot \dot{\omega}$	(5.48)
---	--------

dove  $M_s$  è la coppia erogata dal motorino d'avviamento in [Nm],  $\tau_s$  il rapporto di trasmissione fra pignone motorino avviamento e volano.

### 5.6.6 Descrizione del sottosistema *vehicle*.

Il perimetro del sottosistema proposto è definito come in fig.5.22.

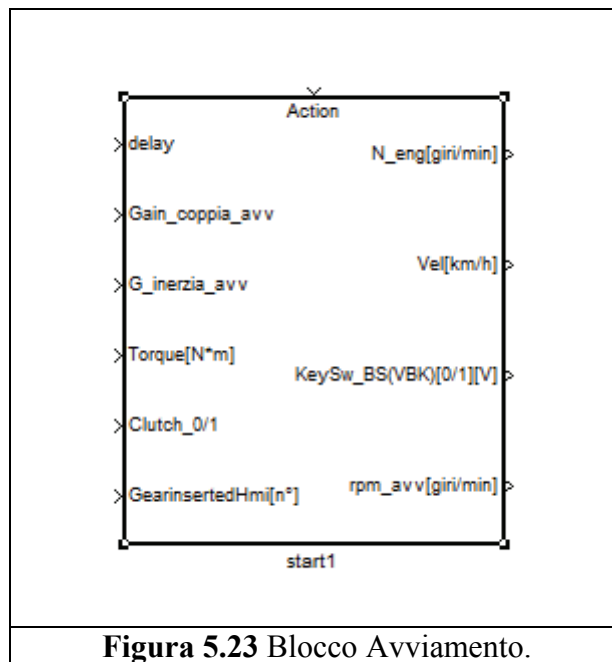


**Figura 5.22** Perimetro del sottosistema *vehicle*.

Oltre agli ingressi “congelati” da modello completo descritti nel § 5.2.1, ne sono presenti altri 4 che sono risultati necessari nelle prime fasi di sperimentazione del sottosistema nonché dello stesso

modello completo e sui quali si è intervenuti direttamente con gli **spareIn** da interfaccia utente. Si ricorda che il sottosistema veicolo riceve la coppia (**Torque** in [**N·m**]) in ingresso dal sottosistema MCI *engineHil* e ad esso fornisce la velocità di rotazione (**N\_eng** in [**giri/min**]), in questo modo si chiude il *loop* di accoppiamento tra motore e carico. Si ricordi inoltre che tutte le uscite del sottosistema veicolo vanno direttamente al perimetro del modello completo per essere interpretate dalla ECU. Il segnale di comando principale risulta essere (come nella realtà) il **KeyHmi** che può assumere tre valori (1, 2 o 3):

- con il valore 1 si considera di dare tensione a tutto il sistema completo, con lo stesso valore nel caso si arrivi da una condizione di marcia si considera l'arresto del sistema;
- con il valore 2 si simula secondo la teoria descritta nel §5.6.5 l'avviamento MCI attivando un blocco dedicato (fig.5.23);



All'interno del blocco è presente la caratteristica interna (sperimentale) della macchina elettrica (motorino avviamento) che fornisce una coppia necessaria a vincere quella resistente del MCI (5.48) per un tempo necessario affinché  $N_{eng} > N_{eng}$  (valore di soglia) riconosciuto dalla ECU per comandare le iniezioni.

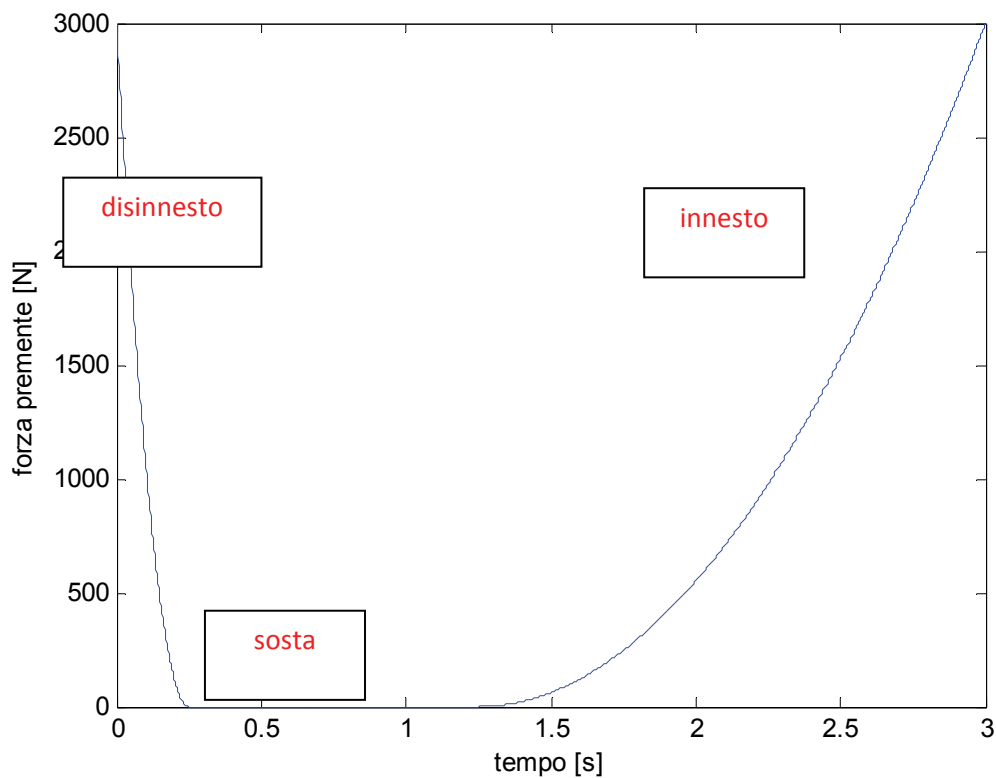
- Con il valore 3 si considera la condizione in cui il sistema seguendo le operazioni che il conducente compie nella realtà inizia il movimento. Le problematiche di questi casi sono

ampiamente descritte in [21] seguendo la teoria sopra citata (si consideri che tutt'ora il sottosistema del veicolo è in fase di sviluppo). E' opportuno comunque ricordare che il sottosistema con tutte le ipotesi riportate nel §5.6.1 è in grado di valutare, nel caso occorra, e la velocità del veicolo **Vel** in **[km/h]**, e la velocità del gruppo termico **N\_eng** in **[giri/min]** in modo separato in quanto parallelamente considera due dinamiche distinte.

Si pensi alla condizione di marcia secondo un determinato rapporto di trasmissione **GearinsertedHmi[n°]** (-1÷6) e con il comando frizione **CluchSwHmi[0/1]** che prevede l'innesto della stessa (0). La situazione è quella di una dinamica unica definita da (5.16) e (5.25). Le due velocità (del veicolo e del motore) sono direttamente connesse e ricavabili l'una dall'altra secondo  $\tau_{tot}$  e  $r$ . Analogamente si pensi alla condizione sopra citata ma con il comando frizione **CluchSwHmi[0/1]** che prevede il non innesto della stessa (1) (analogo peraltro **GearinsertedHmi[n°]** (0, cioè folle). In questo caso la dinamica del MCI segue comunque la (5.16) ma con  $M_r=0$  e  $I=I_e$  (5.17) che definisce quindi **N\_eng** in **[giri/min]**, mentre per il valore di **Vel** in **[km/h]**, (5.16)  $M_m=0$  e  $I=I_{(tot)ss}$  (5.26) (v.fig.5.26). Da tali considerazioni si può immaginare che quest'ultima situazione si verifica ad ogni cambio marcia, dal momento che al disinnesto le dinamiche si evolvono in modo parallelo al successivo innesto queste non sarebbero allineate e numericamente incoerenti. A fronte di ciò l'elemento discriminante per l'allineamento in termini di velocità angolare nonché coppia trasmessa risulta essere la frizione. Considerando quanto scritto nel § 5.6.4 si è deciso di procedere definendo una relazione che valuti la forza premente  $F_n$  funzione del tempo  $t$  in [s], che si ripeta per ogni cambio marcia (5.49): essa è data da

$F_{n(d,s,t)} = a \cdot t^2 + b \cdot t + c$	(5.49)
--	--------

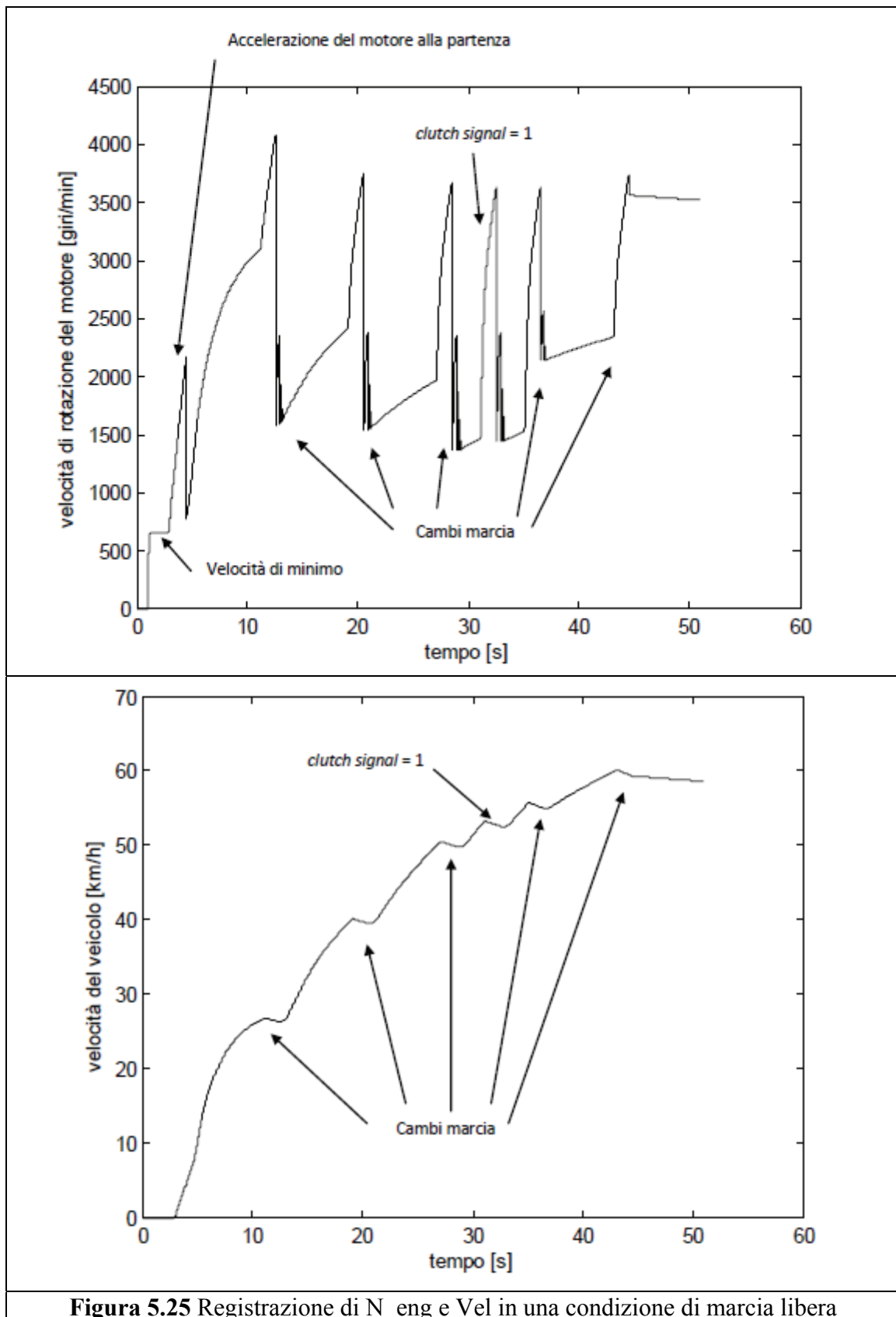
La identificazione delle costanti è stata eseguita mediante formule dirette su valori ipotizzati in §5.6.4. In fig.5.24 è riportato l'andamento della forza premente in funzione del tempo in un transitorio tipico di un ciclo disinnesto-sosta-innesto.



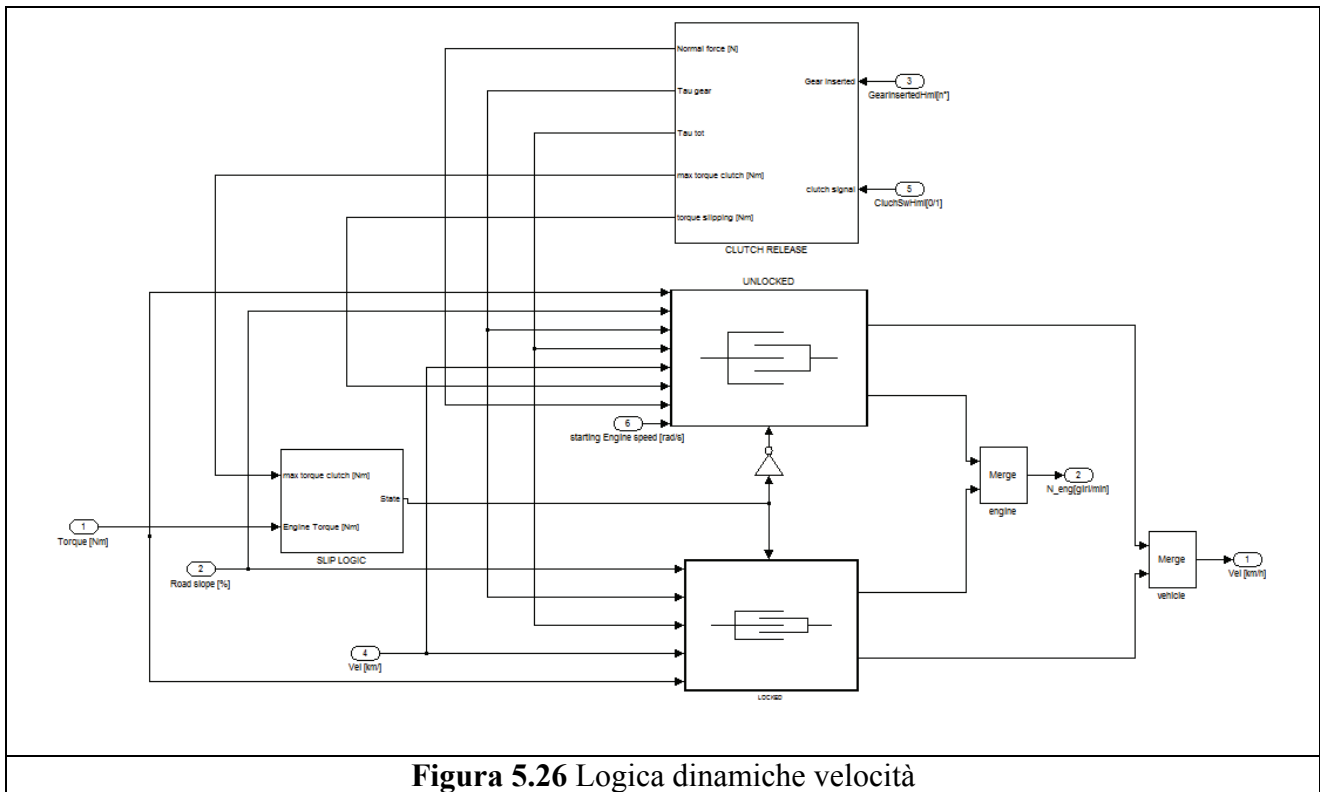
**Figura 5.24** Andamento della forza premente  $F_n$  funzione del tempo in un transitorio disinnesto-sosta-innesto.

Le costanti della (5.49) sono state separatamente calcolate negli intervalli: disinnesto ( $d$ )  $[0 \div 0.25s]$ ; sosta ( $s$ )  $[0.25 \div 1.25s]$  e innesto ( $i$ )  $[1.25 \div 3s]$ . Analoghe considerazioni sono state eseguite anche per la partenza a veicolo fermo [21]. In realtà il significato di questo approccio e quello di considerare (a partire dagli pneumatici per arrivare al volano) tutti gli elementi della trasmissione infinitamente rigidi senza considerare eventuali elasticità durante i trasferimenti di coppia che si possono in particolare generare nel passaggio da dinamiche distinte ad un'unica dinamica. Va comunque ricordato, oltre ad avere avuto vincoli stringenti per verificare in tempi brevi il funzionamento della piattaforma, nonché la difficoltà di reperire dati sperimentali specifici, che la prima release del sistema completo funzionante presentava le parti principali di questa configurazione. A titolo di esempio in fig.5.25 è riportata una registrazione dell'andamento dei valori di  $N_{eng}$  e  $Vel$  per una traccia di marcia libera (free drive).





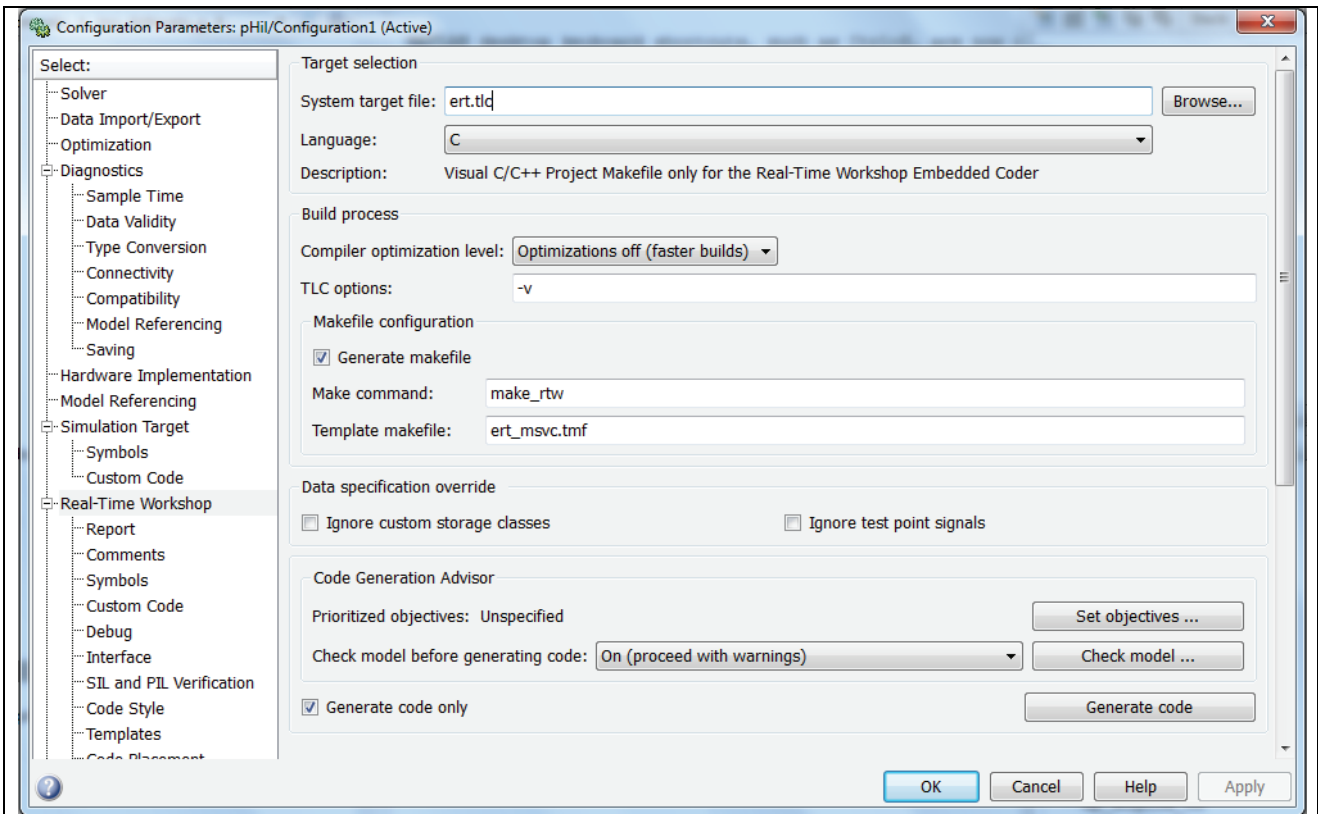
**Figura 5.25** Registrazione di  $N_{eng}$  e  $Vel$  in una condizione di marcia libera



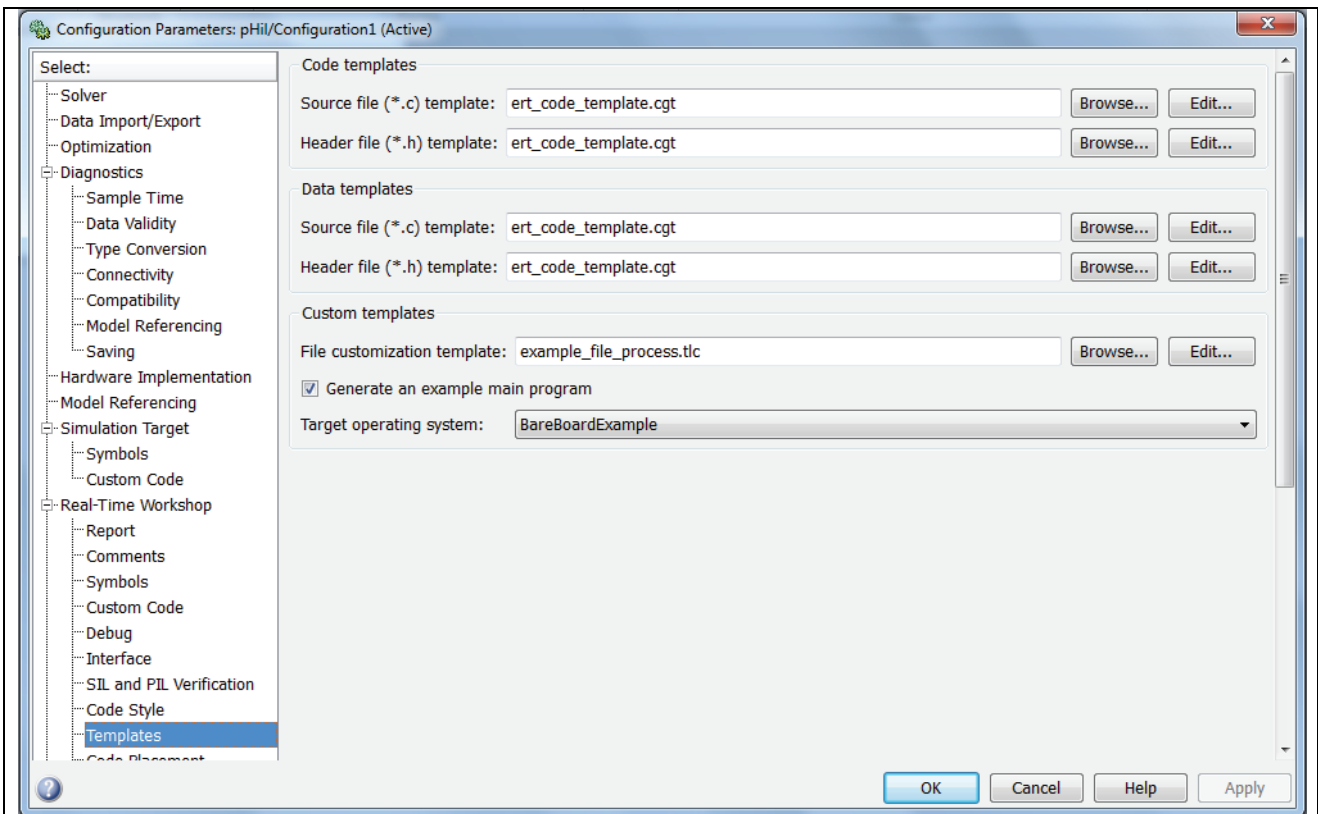
**Figura 5.26** Logica dinamiche velocità

## 5.7 Procedura per la generazione del codice eseguibile

Per completezza si vuole riportare in termini più che semplificati la procedura da seguire per generare il codice che effettivamente viene utilizzato all'interno della piattaforma pHil. Lo stesso foglio di lavoro (*file .mdl*) menzionato e parzialmente descritto in §5.5 oltre a contenere le specifiche in termini di solutore nonché dello step temporale fondamentale col quale vengono eseguiti i calcoli all'interno del sistema completo, contiene le informazioni relative al compilatore (fig.5.27) ed al template (fig.5.28). Premesso questo è ora possibile direttamente nell'ambiente *Simulink*<sup>®</sup> selezionando il perimetro 2.1 pHil (v.fig.5.1), e ricordando che è necessario caricare tutti i dati di identificazione del modello sul *Workspace*, eseguire un *Built subsystem* come opzione del Real-Time workshop. Questa operazione genera 2 cartelle contenenti tutte le informazioni necessarie affinché il modello si possa tradurre in un file eseguibile coerentemente con gli I/O dello stesso.



**Figura 5.27** Specifiche per il compilatore.



**Figura 5.28** Specifiche per il template.

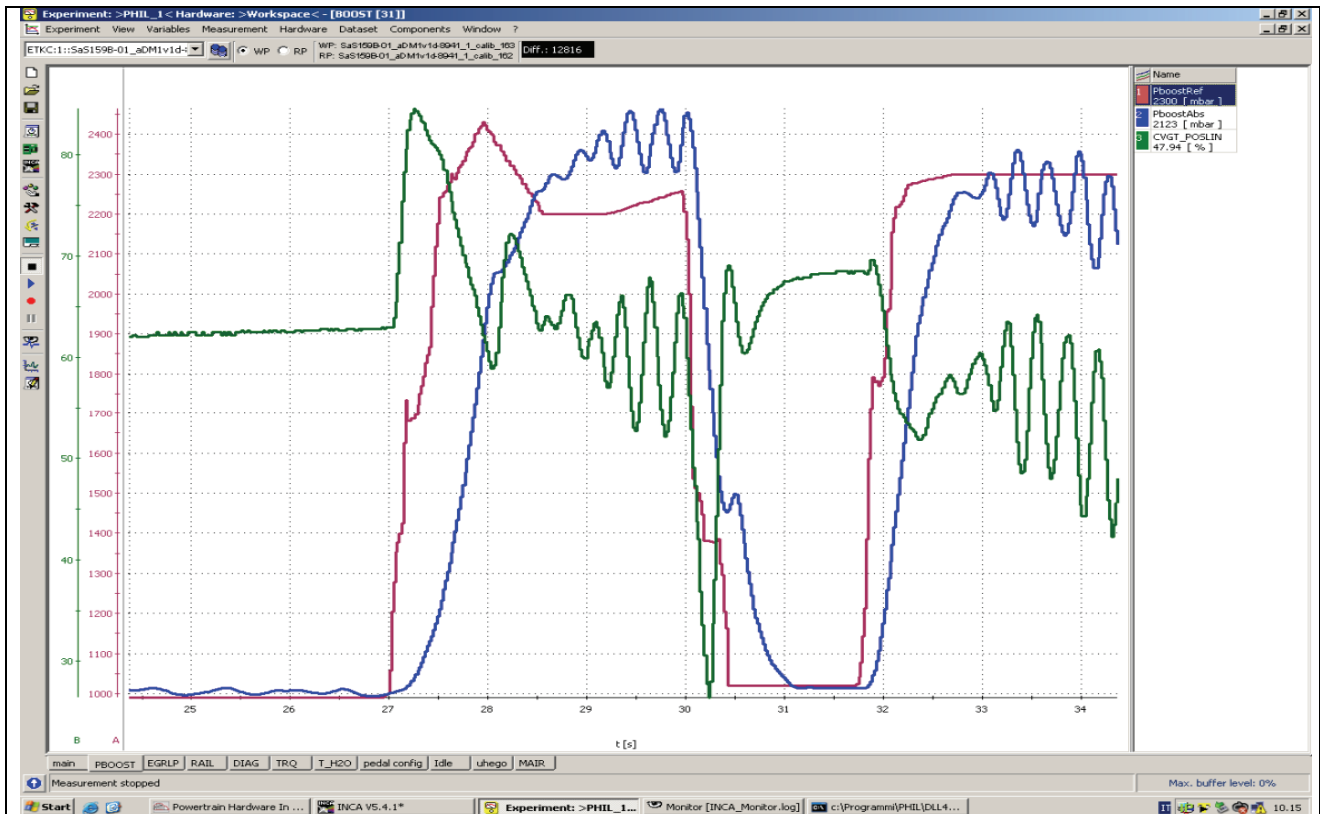
Queste cartelle devono poi essere copiate in una particolare directory nella quale una specifica procedura redatta in ambiente Microsoft Visual C++2010 express<sup>®</sup> genera l'eseguibile (*file.exe*) in grado di interpretare gli I/O del sistema completo in modo coerente con quelli omologhi presenti sulle schede del simulatore. A questo punto attraverso l'interfaccia grafica (control desk) §4.3.2 risulta possibile "caricare" direttamente il *file.exe* all'interno del simulatore, ed iniziare i test di lavoro.

Descrivere i risultati ottenuti con i modelli discussi in precedenza nell'ambito delle applicazioni considerate non è indubbiamente facile: tuttavia a tale scopo verranno riportati nel seguito alcuni diagrammi per poter dare un'idea di ciò che il simulatore, ovvero la piattaforma pHil, è in grado di fare. Occorre comunque considerare che nella configurazione attuale possono essere rappresentate 32 uscite in funzione dei 49 ingressi a perimetro del modello completo (§5.2) che vengono aggiornate ogni 0.002s.

### 6.1 Analisi dati su simulatore.

Nel seguito sono riportati i diagrammi che rappresentano le registrazioni che il software INCA<sup>®</sup> (come riportato in §4.4) permette di eseguire una volta definito ciò che viene detto “Esperimento”: esso consiste in un Layer dove sono organizzate le uscite dalla centralina di controllo del motore (ECU). A titolo di esempio in fig.6.1 è riportata l'istantanea di una finestra temporale durante l'uso del simulatore che riporta:

- *PboostRef* in [mbar] (in rosso): andamento della pressione di sovralimentazione (ovvero la pressione all'interno del collettore di aspirazione) richiesto dalla strategia di controllo in funzione delle condizioni di carico.
- *PboostAbs* in [mbar] (in blu): andamento della pressione di sovralimentazione calcolato dal modello del motore;
- *CVGT\_POSLIN* [%] (in verde): segnale di posizione dell'attuatore per il controllo della geometria della turbina (fornito come “feedback” dal modello).

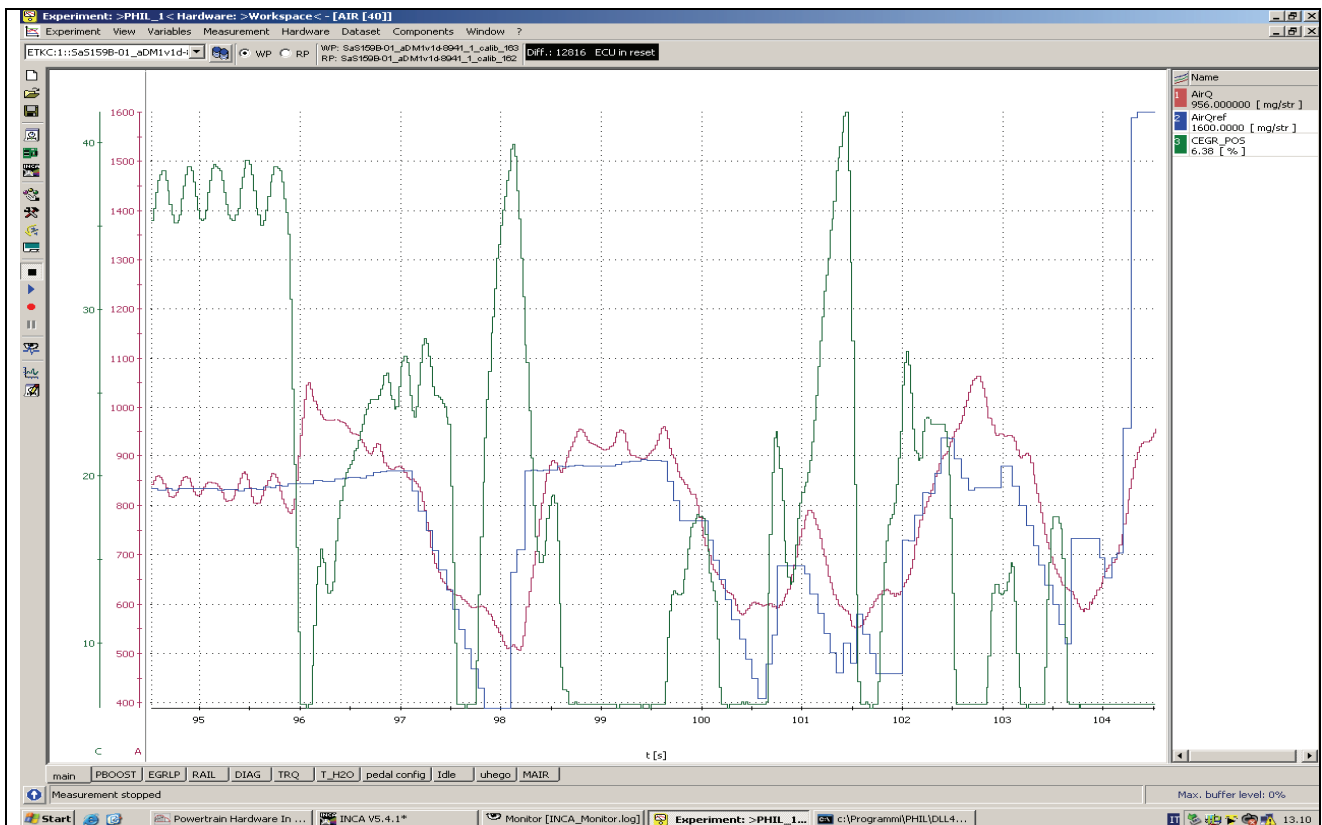


**Figura 6.1** Esempio di un transitorio simulato dal sistema pHiL: andamento della pressione di sovralimentazione definita dalla strategia di controllo e simulata dal modello del motore.

Il conducente (o “driver”, che in pratica è l’operatore che sta lavorando sul simulatore attraverso il control desk descritto in §4.3.2) definisce una determinata condizione di carico che secondo l’interpretazione della strategia di controllo è associata ad un determinato profilo (in questo caso) della pressione di sovralimentazione. Per ottenere tale profilo la ECU decide di intervenire agendo sui parametri di controllo disponibili: uno di questi (forse il più significativo) è la posizione dei condotti statorici della turbina. Con tale considerazione, analizzando la fig.6.1 risulta evidente come il modello sia in grado di calcolare la pressione di sovralimentazione in modo coerente con il comportamento reale del motore.

In fig. 6.2 è invece rappresentato un altro transitorio simulato sul pHiL, ove:

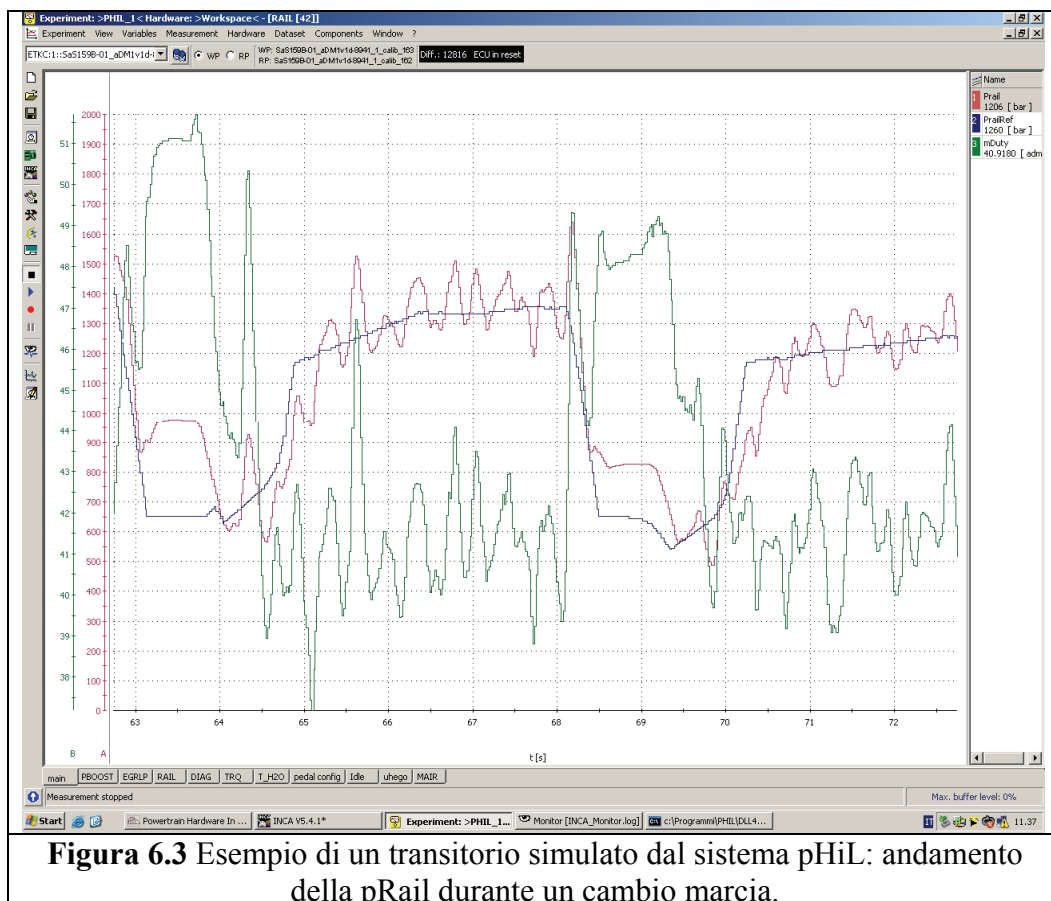
- $AirQ_{ref}$  in [mg/str] (in rosso) è la portata di aria stimata dalla strategia di controllo;
- $AirQ$  [mg/str] (in blu) è la portata di aria calcolata dal modello;
- $CEGR\_POS$  [%] (in verde) è la posizione dell'attuatore che regola la valvola a tre vie (3Ways valve) fornito come "feedback" dal modello.



**Figura 6.2** Esempio di un transitorio simulato dal sistema pHiL: andamento della portata d'aria regolando la valvola a tre vie (3way valve).

In fig.6.3 è rappresentato un transitorio di cambio marcia, ove:

- *Prail* in [bar] (in rosso), è valore della pressione calcolato dal modello nel rail di alimentazione iniettori;
- *PrailRef* in [bar] (in blu), è il valore della pressione nel rail richiesto dalla strategia di controllo.
- *mDuty* in [%] (in verde), è l'andamento della posizione dell'attuatore che regola la valvola all'aspirazione della pompa di alta pressione del combustibile (segnale di "feedback" fornito dal modello).



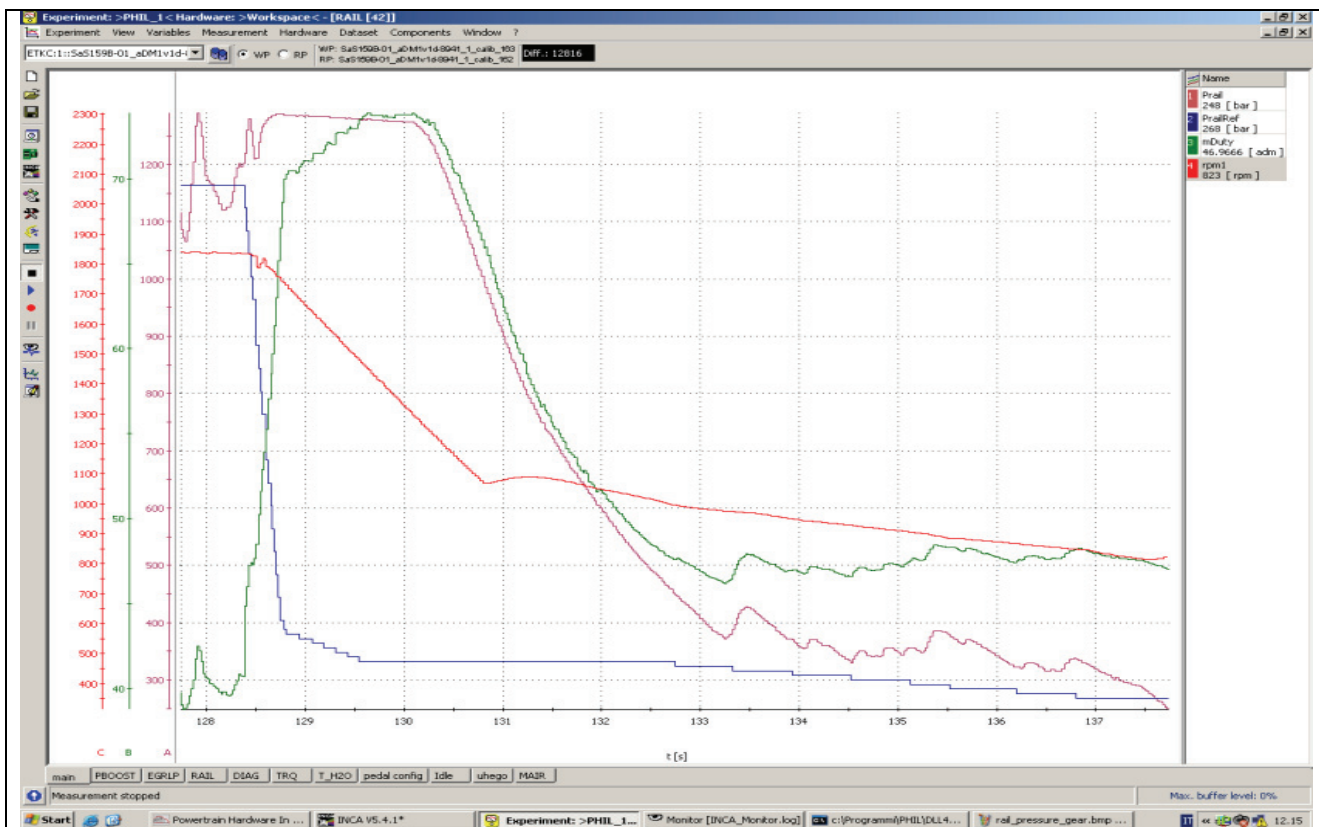
**Figura 6.3** Esempio di un transitorio simulato dal sistema pHiL: andamento della pRail durante un cambio marcia.



In fig.6.4 è riportato un transitorio in condizioni di *cut off*, ovvero di annullamento della portata di combustibile iniettata, ove:

- *Prail* in [bar] (in rosso), è il valore della pressione calcolato dal modello nel rail di alimentazione iniettori;
- *PrailRef* in [bar] (in blu), è il valore della pressione rail richiesto dalla strategia di controllo;
- *mDuty* in [%] (in verde), è l'andamento della posizione dell'attuatore che regola la valvola all'aspirazione della pompa di alta pressione del combustibile (valore di "feedback" fornito dal modello).

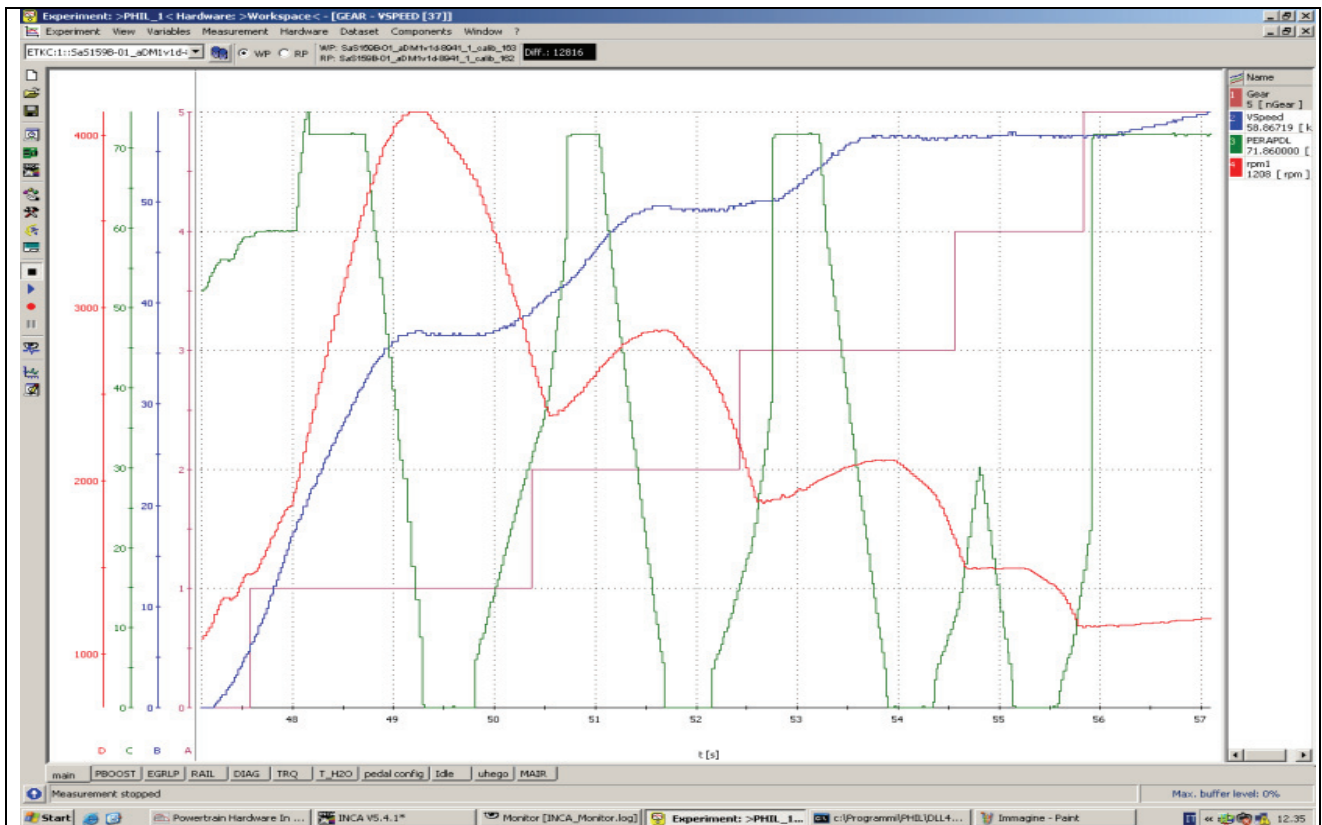
In particolare l'andamento in fig.6.4 è caratteristico di una situazione che si verifica a partire da una condizione di carico stazionario ad una successiva fase di "rilascio", ovvero di richiesta di carico nullo e quindi da una portata di combustibile iniettata in camera di combustione pari a zero.



**Figura 6.4.** Esempio di un transitorio simulato dal sistema pHIL: andamento della pRail in un transitorio di *cut off*.

In fig.6.5 è riportato un transitorio di accelerazione con una sequenza crescente della marcia inserita al cambio, ove:

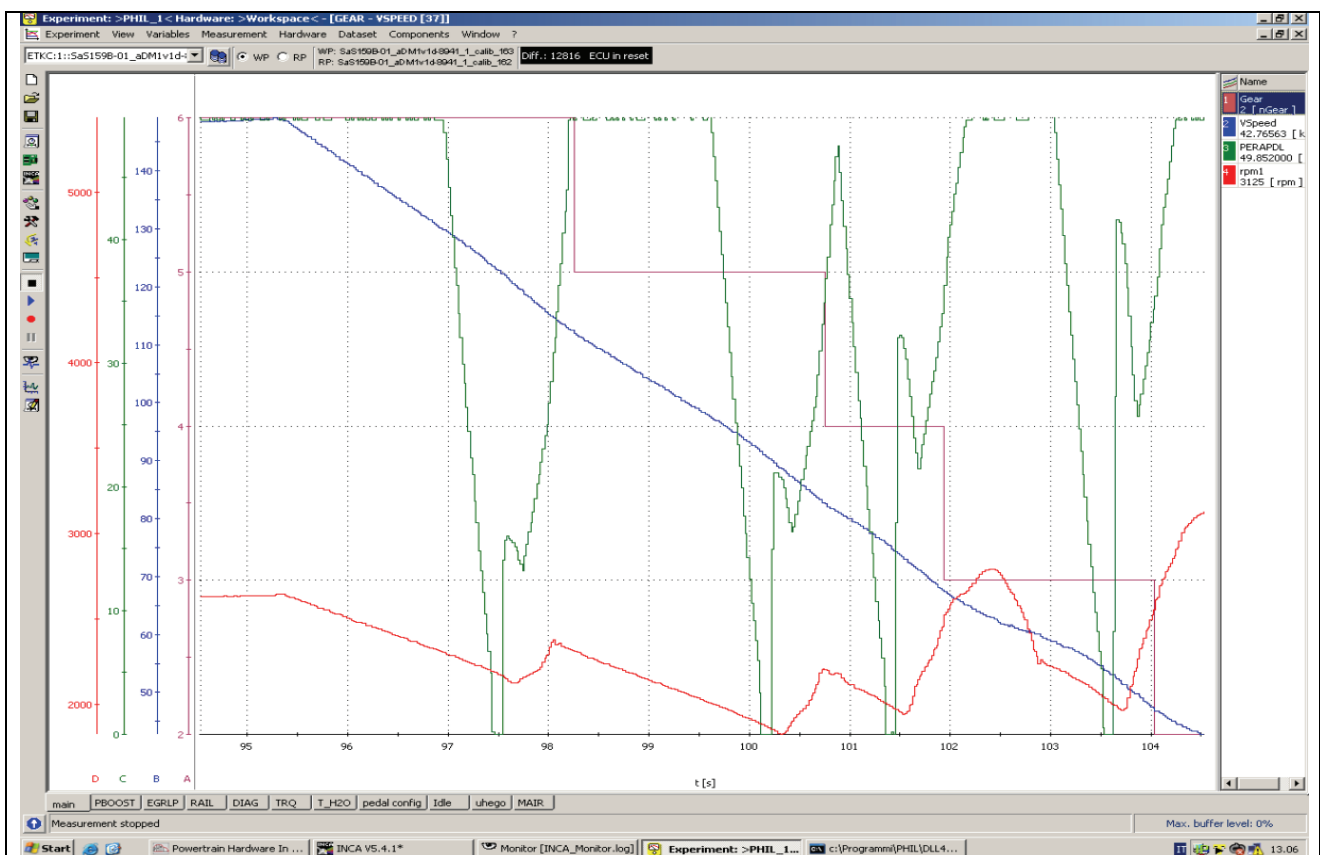
- *Gear* [nGear] (in rosso scuro), rappresenta la marcia inserita.
- *Vspeed* in [km/h] (in blu), è il valore della velocità calcolata dal simulatore.
- *PERAPDL* in [%] (in verde), è l'andamento del carico (in termini di posizione del pedale acceleratore) calcolato dal modello.
- *rpm* in [rpm] (in rosso), è la velocità di rotazione del MCI calcolata dal modello.



**Figura 6.5** Esempio di un transitorio simulato dal sistema pHiL: andamento della velocità del veicolo e del motore in un transitorio di accelerazione con una sequenza crescente del rapporto al cambio.

In fig.6.6 è riportato un transitorio di accelerazione con una sequenza decrescente della marcia inserita al cambio, ove:

- *Gear* [nGear] (in rosso scuro), rappresenta la marcia inserita.
- *Vspeed* in [km/h] (in blu), è il valore della velocità calcolata dal simulatore.
- *PERAPDL* in [%] (in verde), è l'andamento del carico (in termini di posizione del pedale acceleratore) calcolato dal modello.
- *rpm* in [rpm] (in rosso), è la velocità di rotazione del MCI calcolata dal modello.



**Figura 6.6** Esempio di un transitorio simulato dal sistema pHiL: andamento della velocità del veivolo e del motore in un transitorio di accelerazione con una sequenza decrescente del rapporto al cambio.

## 6.2 Sviluppi futuri.

Nel campo della modellazione rivolta al controllo di sistemi propulsivi ambito automotive finalizzato a piattaforme Hil iniziano ad essere presenti in modo consistente metodologie che prevedono il calcolo delle grandezze caratteristiche su base angolare (crank angle) sempre in real time (al limite inferiori!) in modo da garantire sempre e comunque la possibilità di interfacciare il modello con il sistema di controllo ovvero la stessa ECU. Il funzionamento di una macchina motrice volumetrica alternativa è caratterizzata dal fatto che le fasi necessarie per realizzare un ciclo termodinamico avvengono all'interno di un volume, o meglio del volume che spazzano lo/gli stantuffo/i nel loro movimento, in tempi diversi. Senza scendere troppo nei dettagli, si consideri l'architettura caratteristica di un motore alternativo. Nel caso più generale possibile per studiare il ciclo termodinamico si può fare riferimento all'angolo caratteristico che l'albero motore descrive durante la rotazione (angolo di manovella). Nel caso dei MCI quattro tempi (4T) il ciclo di lavoro si compie con due giri dell'albero motore. Seguendo l'approccio descritto al cap.1 (modelli ai valori medi, MVM), la valutazione delle grandezze caratteristiche viene effettuata risolvendo le equazioni differenziali nel tempo. Se si suppone che la velocità di rotazione dell'albero motore  $\omega$  rimanga costante nell'intervallo di integrazione  $dt$ , il problema può essere affrontato integrando non più nel tempo ma sull'angolo di manovella, ricordando che ovviamente:

$d\theta = \omega \cdot dt$	(6.1)
-----------------------------	-------

Con questa premessa per realizzare un modello di tipo “crank-angle” è possibile immaginare, per quel che riguarda i sottosistemi di aspirazione e scarico, di estendere l'approccio descritto per i componenti volume a stato definito e per componenti a stato non definito. Ciò richiede però una modellazione più dettagliata dei processi che avvengono all'interno del cilindro sincronizzando con esso le condizioni al contorno (valvole di aspirazione e scarico) interposte per collegare il cilindro al collettore di aspirazione e al collettore di scarico.

Le modifiche da apportare per realizzare un modello di tipo “crank-angle” possono quindi essere così riassunte (v.fig.6.7):

- Modello della combustione: dal modello a stato non definito di tipo “black-box”, è necessario passare ad un modello a stato definito dove il volume stesso varia con l’angolo di manovella, riscrivendo l’equazione dell’energia nella forma seguente:

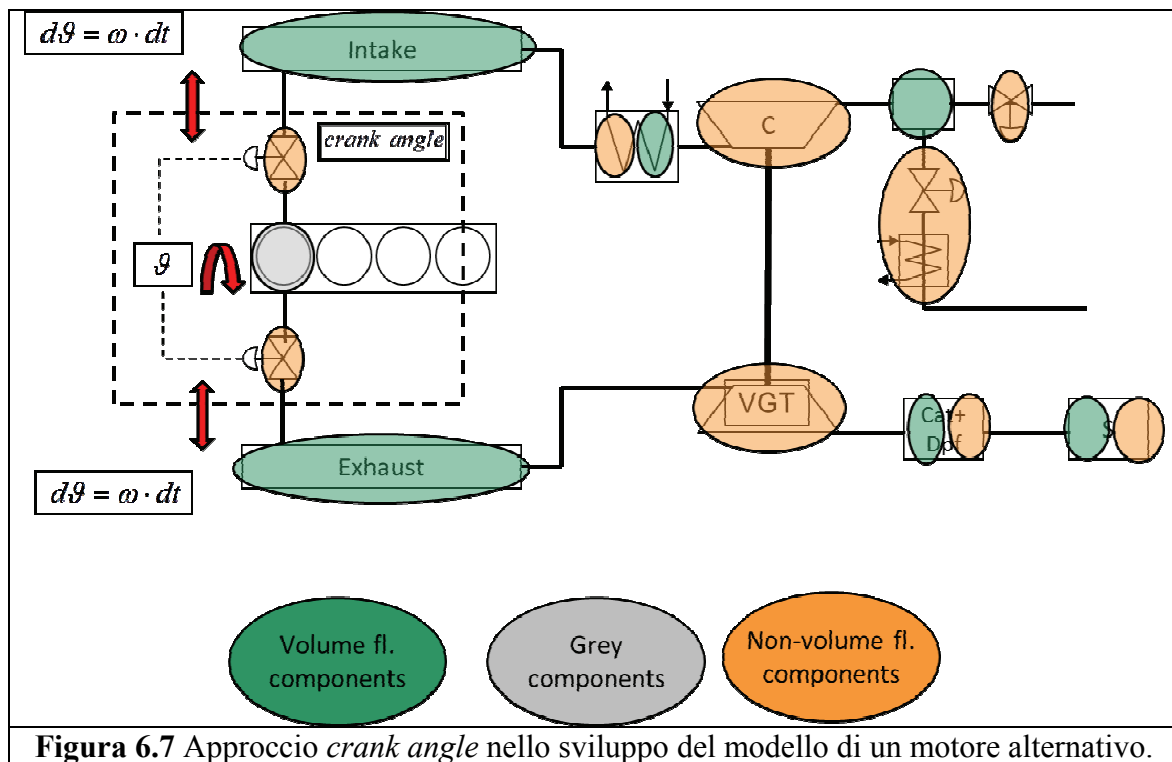
$\frac{dQ_b}{d\vartheta} + \sum h_i \cdot \frac{dm_i}{d\vartheta} = \frac{dE}{d\vartheta} + \frac{dL}{d\vartheta} + \frac{dQ_r}{d\vartheta}$	(6.2)
--	-------

dove  $\frac{dQ_b}{d\vartheta}$  è il flusso di calore rilasciato dalle reazioni chimiche di combustione (che può essere valutato attraverso la metodologia proposta da Watson),  $\sum h_i \cdot \frac{dm_i}{d\vartheta}$  è il contributo energetico dovuto al flusso di massa attraverso le valvole,  $\frac{dE}{d\vartheta}$  è la variazione dell’energia interna del sistema,  $\frac{dL}{d\vartheta}$  l’energia meccanica scambiata dal fluido con lo stantuffo nell’intervallo angolare  $d\theta$ ,  $\frac{dQ_r}{d\vartheta}$  è il flusso di calore disperso attraverso le pareti della camera di combustione (che può essere stimato mediante il modello di Woschni).

- Introduzione dei modelli delle valvole di aspirazione e scarico: esse vanno interposte fra il cilindro ed i collettori, e possono essere modellate come elementi a stato non definito con equazioni algebriche (derivate dalle equazioni dell’efflusso attraverso un ugello) coerentemente con quanto proposto nella libreria Acme (v.§ 2.4) contemplando la variazione della sezione geometrica caratteristica e con essa il coefficiente di efflusso secondo una determinata legge funzione dell’angolo descritto dall’albero motore.

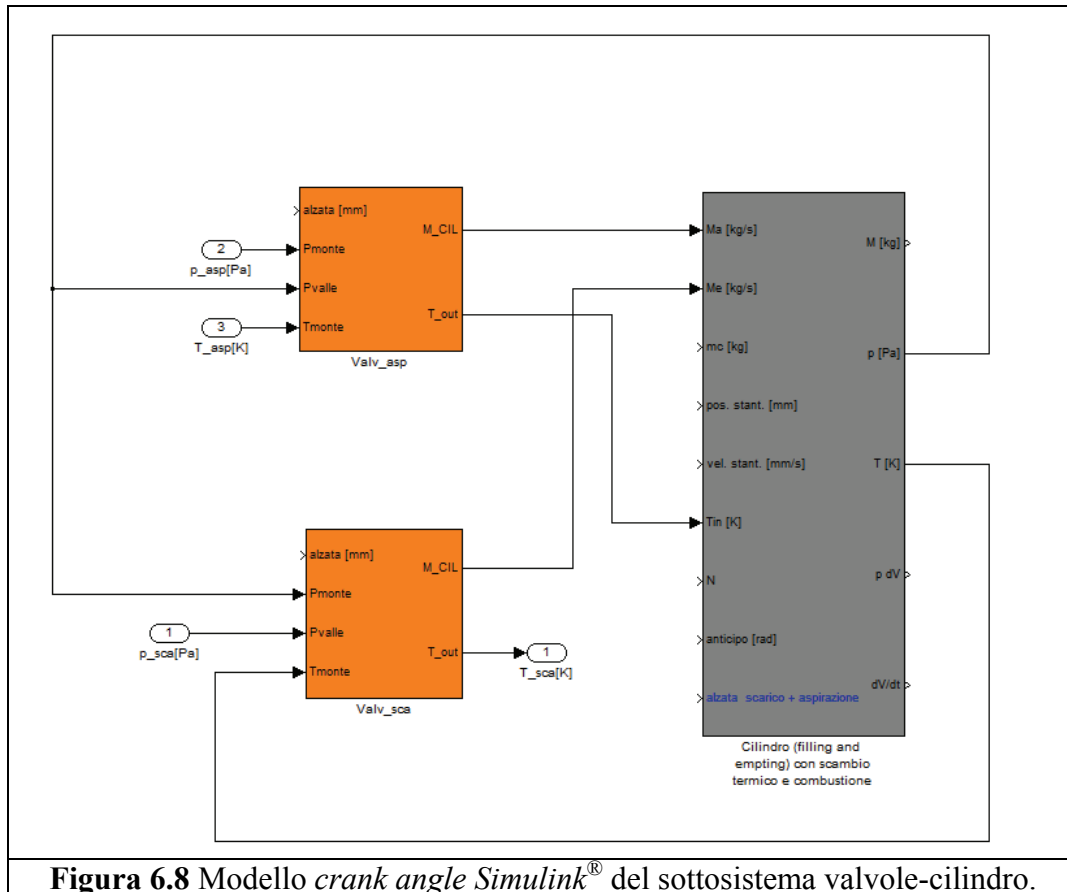
In fig.6.7 è riportato uno schema del modello “crank-angle” di un motore alternativo. Occorre notare come il componente *cilindro* (che presiede alla simulazione dei processi che in esso avvengono) è un componente a stato definito ovvero di volume non trascurabile, nonché variabile secondo le leggi del manovellismo che regolano il moto dello stantuffo durante la corsa. Per risolvere l’equazione dell’energia scritta secondo la forma riportata in (6.2), occorre conoscere il contributo dei termini seguenti:

- $\frac{dQ_b}{d\vartheta}$ : flusso di calore rilasciato dalle reazioni di combustione (esso può essere identificato seguendo correlazioni empiriche, quali quelle proposte da Wiebe nel caso dei MCI ad accensione comandata e da Watson nel caso dei MCI ad accensione spontanea [10]).
- $\frac{dQ_r}{d\vartheta}$ : flusso di calore disperso attraverso le pareti della camera di combustione (che può essere stimato mediante le correlazioni empiriche proposte da Woschni [10]).



**Figura 6.7** Approccio *crank angle* nello sviluppo del modello di un motore alternativo.

Nell'ambito dell'attività di ricerca descritta, è stata avviata anche la realizzazione di un modello di tipo *crank angle* in Simulink® (v.fig.6.8)



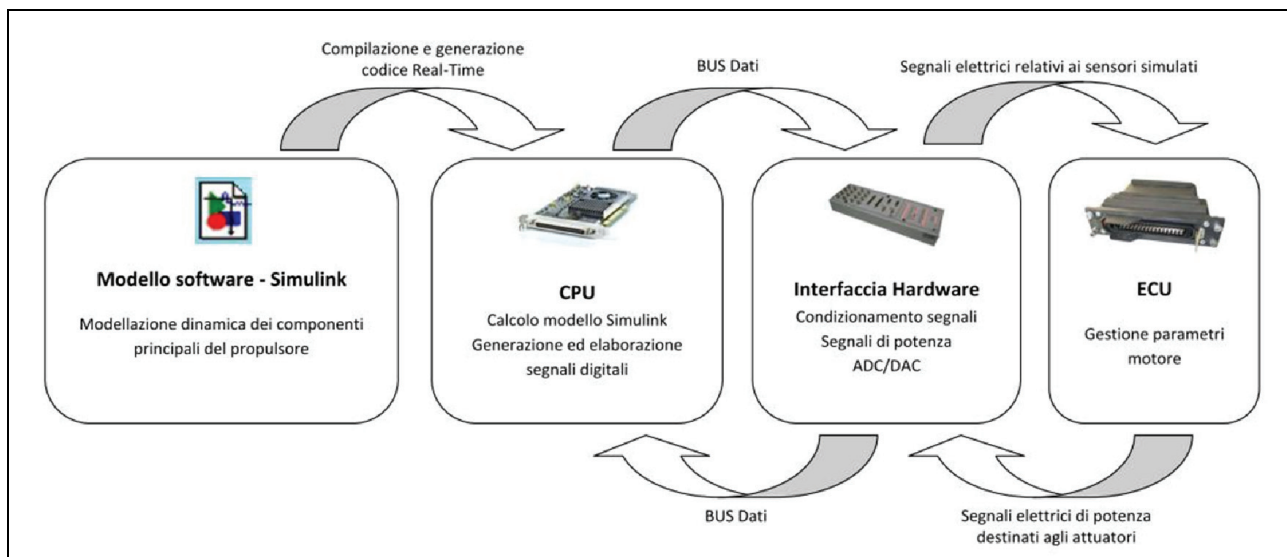
**Figura 6.8** Modello *crank angle* Simulink® del sottosistema valvole-cilindro.

In questo contesto è stato definito un nuovo tipo di componente “grey box” secondo quanto illustrato nel cap.1 per simulare i processi che avvengono all’interno del cilindro.

La metodologia descritta è stata applicata alla realizzazione di un modello di un MCI ad accensione comandata monocilindrico di derivazione motociclistica [15] in tabella 2 si riportano le principali caratteristiche. Tale modello è stato quindi caricato su una piattaforma HiL commerciale dSpace [16]. Dai primi rilievi è stato possibile osservare come l’evoluzione delle grandezze fluidodinamiche che caratterizzano il funzionamento del propulsore siano correttamente previste dal modello, e (aspetto non trascurabile, sebbene la scheda di prototipazione dSpace ds1104 utilizzata non fosse di ultima generazione) si è riusciti a garantire una corretta iterazione con gli algoritmi di controllo: infatti anche in questo caso alla piattaforma dSpace era fisicamente connessa la centralina di controllo (ECU) (v.fig.6.9).

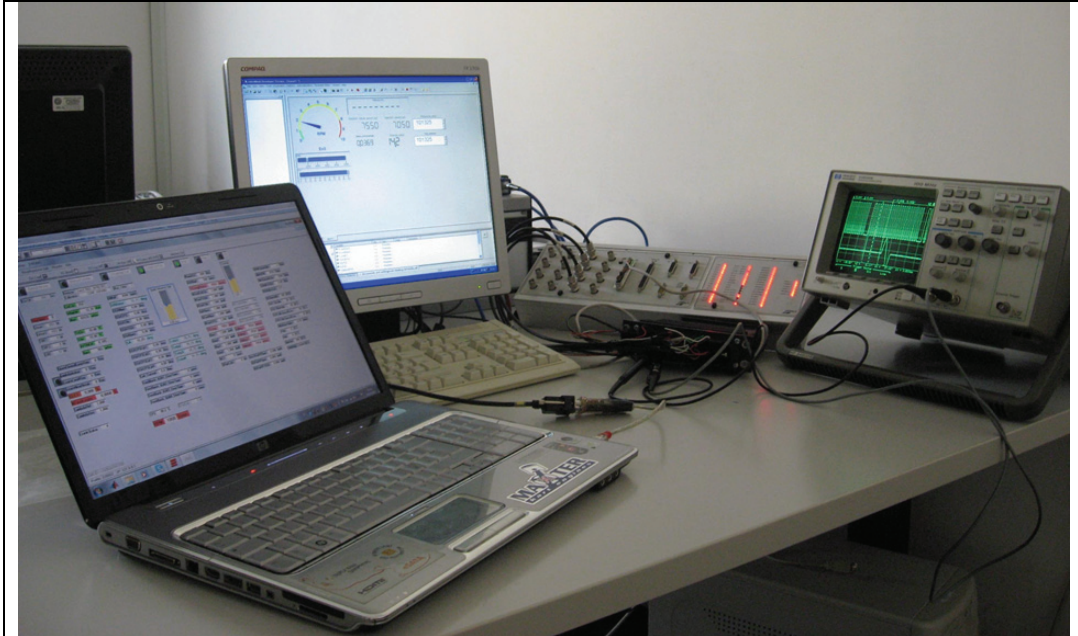
Cilindrata	510 cm <sup>3</sup>
alesaggioXcorsa	95 X 72 mm
Rapporto volumetrico di compressione	11
n° valvole	4 valvole in testa
Combustibile	benzina
Sistema di alimentazione	Nasce a carburazione convertito a iniezione elettronica

**Tabella 6.1:** Caratteristiche principali del gruppo termico monocilindrico identificato



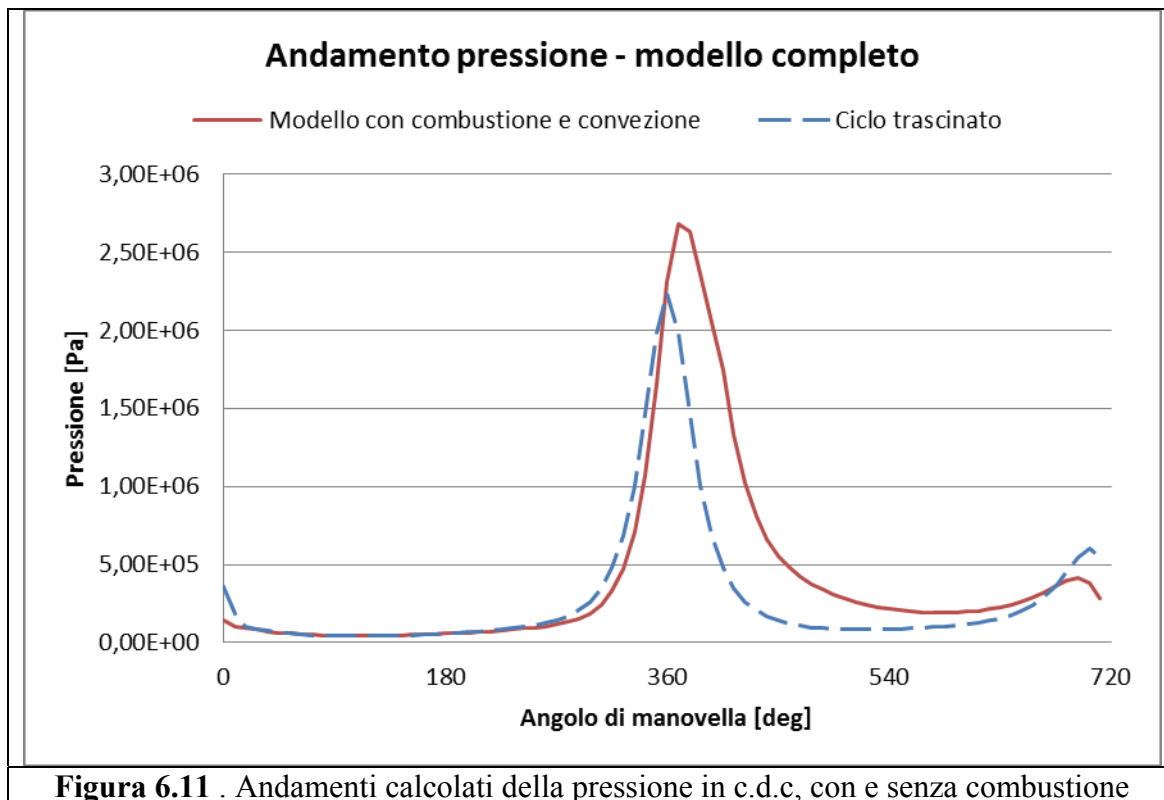
**Figura 6.9** Schema relativo allo sviluppo e al funzionamento dei sistemi HiL dSpace.



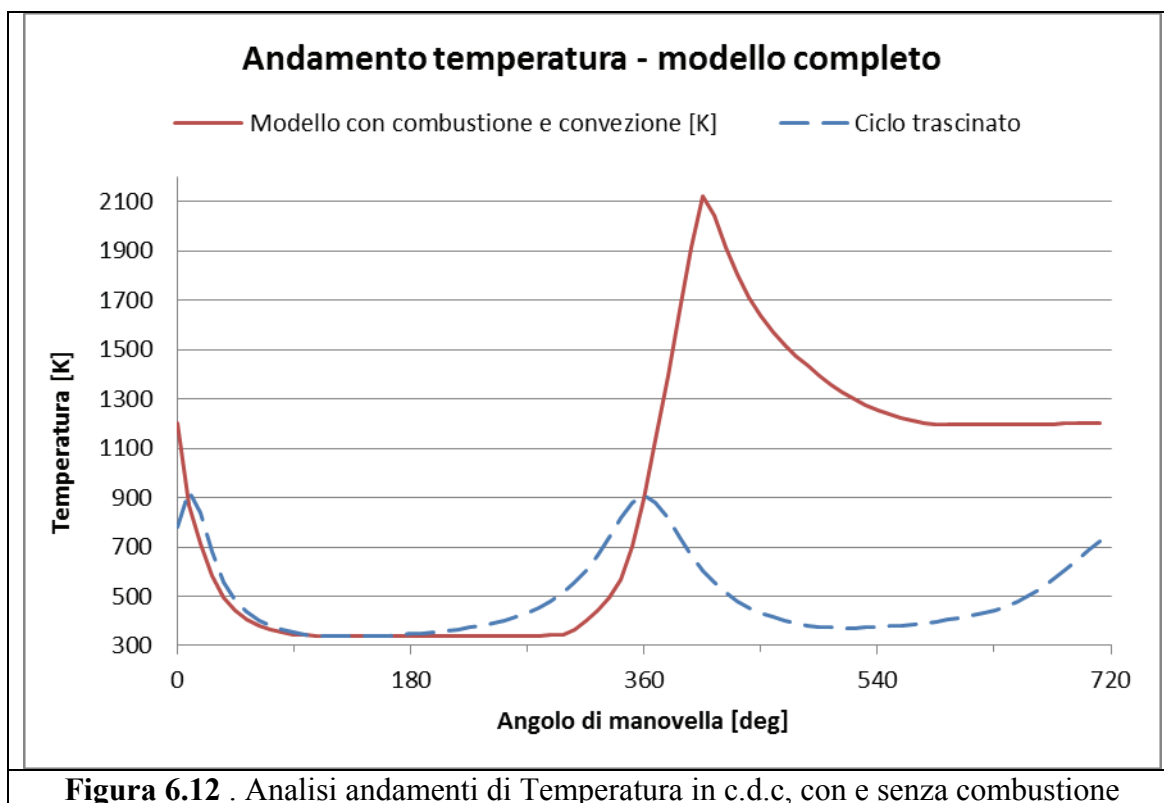


**Figura 6.10** Control Desk CPU Control desk HiL dSpace.

A titolo di esempio si riportano nelle figg.6.11 e 6.12 i valori di  $(p, T)$  calcolato dal modello “crank-angle” del motore in due condizioni di carico a velocità di rotazione costante registrate durante la simulazione sulla piattaforma dSpace. E’ necessario notare che in questo caso non erano disponibili dati sperimentali per un confronto diretto con le grandezze calcolate. In questo ambito si voleva tuttavia verificare comunque se la metodologia di modellazione proposta era in grado, una volta inserita all’interno della realtà di un simulatore commerciale seguendo peraltro la procedura di compilazione del costruttore stesso, di garantire l’allineamento in real time con il sistema di controllo del motore CPU, simulandone il comportamento in modo coerente.



**Figura 6.11** . Andamenti calcolati della pressione in c.d.c, con e senza combustione



**Figura 6.12** . Analisi andamenti di Temperatura in c.d.c, con e senza combustione

Gli ulteriori sviluppi nell'ambito di questa attività sono principalmente incentrati sulla identificazione del flusso di calore generato dalle reazioni chimiche di combustione, ovvero il termine  $\frac{dQ_b}{d\vartheta}$ . Definiti  $\vartheta_i$ , angolo di inizio della combustione, e  $\vartheta_f$ , angolo di fine della combustione, è possibile esplicitare la quantità di calore liberata dal processo di combustione durante un ciclo:

$Q_b = \int_{\vartheta_i}^{\vartheta_f} \left( \frac{dQ_b}{d\vartheta} \right) \cdot d\vartheta \approx m_c \cdot H_i$	(6.3)
--	-------

dove  $m_c$  è la massa di combustibile per cilindro e per ciclo ed  $H_i$ : il potere calorifico inferiore.

Applicando le proprietà dei logaritmi ad entrambi i termini della (6.3) si ha:

$\frac{1}{Q_b} \cdot \frac{dQ_b}{d\vartheta} = \frac{H_i}{m_c} \cdot \frac{dm_c}{d\vartheta} = \frac{dX_b}{d\vartheta}$	(6.4)
---	-------

Ora considerando un MCI Diesel (nel quale usualmente il processo di combustione è decisamente più complesso) la legge con cui varia la frazione di massa bruciata  $X_b(\vartheta)$  può essere approssimata da una funzione di Wiebe:

$X_b = 1 - \exp \left[ -a \cdot \left( \frac{\vartheta - \vartheta_i}{\vartheta_f - \vartheta_i} \right)^{m+1} \right]$	(6.5)
---	-------

dove  $a$  e  $m$  sono parametri da ricavare sperimentalmente. Da qui si evincono le difficoltà connesse con la corretta l'identificazione della (6.5): si consideri infatti che i parametri  $a$  e  $m$  dipendono da numerosi aspetti (condizioni di carico, velocità di rotazione del motore, ecc.). Su tali aspetti si concentreranno gli sviluppi futuri della libreria di modelli descritta, ovvero alla realizzazione di un modello *crank angle* in grado però di operare in *real-time* e destinato ad applicazioni "control-oriented".

Cogito ergo Sum

## ***Bibliografia***

- [1] G.Rizzoni, Yann Guezennec, Byungho Lee, Steve Yurkovich: *Modelling for model-based control some thoughts on mathematical models of automotive powertrains and their application to control development*, ICE2005, 7<sup>th</sup> International conference on engine for automobile Capri Napoli, 09/2005.
- [2] M. Fons, M. Muller, A. Chevalier, E. Hendricks: *Mean Value Engine Modelling of a Spark Ignition Engine with EGR*, International Congress and Exposition, Detroit, MI, USA, 1999;
- [3] F. Payri, E. Reyes, J. R. Serrano: *A Model for Load Transients of Turbocharged Diesel Engines*, International Congress and Exposition, Detroit, MI, USA, 1999
- [4] J. B. Heywood: *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill, 1988
- [5] J. H. Horlock, D. E. Winterbone: *The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engines*, Clarendon Press, 1986
- [6] N. Watson, M. S. Janota: *Turbocharging the Internal Combustion Engine*, MacMillan Press Ltd, 1982
- [7] G.Lucchetti: *Applicazione di un modello monodimensionale ad un motore quattro tempi ad accensione comandata da competizione*. Tesi di laurea A.A.2003/2004.
- [8] C. F. Taylor: *The Internal Combustion Engine in Theory and Practice*, Voll. 1,2, The M.I.T. Press, 1990
- [9] J. I. Ramos: *Internal Combustion Engine Modeling*, Hemisphere Publishing Corporation, 1989
- [10] G. Ferrari: *Motori a Combustione Interna*, Ed. Il Capitello, 1996
- [11] M. Fons, M. Muller, A. Chevalier, E. Hendricks: *Mean Value Engine Modelling of a Spark Ignition Engine with EGR*, International Congress and Exposition, Detroit, MI, USA, 1999
- [12] M. Ammann, N. Fekete, A. Amstutz, L. Guzzella: *Control-Oriented Modelling of a Turbocharged Common-Rail Diesel Engine*, 3rd International Conference on Control and Diagnostics on Automotive Applications Sestri Levante, Italy, 2001
- [13] J. J. Moskwa, W. Wang, S. X. Chen, S. A. Munns: *Using Dynamic Modular Diesel Engine Models to Understand System Interactions and Performance*, SAE Technical Paper No. 010976, 1999.
- [14] A.Gambarotta : *A control-oriented library for the simulation of automotive Diesel engines*. International Conference on Control and Diagnostics in Automotive Applications, paper 01A3039, Sestri Levante, 7/2001.

- [15] M.Bersella: *Sviluppo di un modello per la simulazione real time di un motore a combustione interna ed applicazione ad un sistema Hil PARTE PRIMA*. Tesi di laurea A.A. 2010/2011
- [16] D.Mangoni: *Sviluppo di un modello per la simulazione real time di un motore a combustione interna ed applicazione ad un sistema Hil PARTE SECONDA*. Tesi di laurea A.A. 2010/2011
- [17] M.Canova: *Sviluppo e validazione di una libreria per motori d'autotrazione*; tesi di laurea A.A.2000/2001.
- [18] L.Guzzella, A.Amstutz, *Control of Diesel engines*, IEEE Control Systems Magazine, Vol.18, no.5, pp.53-71, 1998.
- [19] E. Hendricks, A. Chevalier, M. Jensen, S. C. Sorenson et al: *Modelling of the Intake Manifold Filling Dynamics*, SAE Technical Paper No. 960037, 1996.
- [20] D.Ferrara: *Modellistica e analisi di algoritmi innovative per il controllo di un sistema Common Rail Diesel*; tesi di laurea A.A. 2008/2009.
- [21] M.Cavalli: *Sviluppo di un modello di simulazione della dinamica longitudinale del veicolo*; tesi di laurea A.A. 2009/2010.
- [22] L.Guzzella, C.H. Onder: *Introduction to Modeling and Control of Internal Combustion Engine System*. Second Edition. Ed: Springer.
- [23] P. Moraal, I. Kolmanovsky: *Turbocharger Modeling for Automotive Control Applications*, International Congress and Exposition, Detroit, MI, USA, 1999
- [24] E Della Bartolomea: *Sviluppo di un modello teorico per la simulazione del funzionamento di un motore diesel*; tesi di laurea A.A. 2006/2007.
- [25] Doebelin O.E. *System dynamics: modelling, analysis simulation , design, 1998* (Marcel Dekker, New York).
- [26] A.Dauron, *Model-based powertrain control: many uses, no abuse*, E-COSM - Rencontres Scientifiques de l'IFP, Rueil-Malmaison, 2006.
- [27] A.Albrecht, O.Groncin, F.Le Berr, G.Le Sollic, *Towards a stronger simulation support for engine control design: a methodological point of view*, E-COSM - Rencontres Scientifiques de l'IFP, Rueil-Malmaison, 2006.
- [28] P.Wältermann, *Hardware-in-the-Loop: The Technology for Testing Electronic Controls in Automotive Engineering*, 6<sup>th</sup> Paderborn Workshop "Designing Mechatronic Systems", Paderborn, 2009.
- [29] O. Acton, *Le Turbomacchine*, Collana Macchine a Fluido, UTET, 1986

[30] M.Canova, A.Gambarotta, *Automotive engine modelling for real time control using an object oriented simulation library*, 4<sup>th</sup> International Conference on Control and Diagnostic in Automotive Applications, paper 03A2035, Sestri Levante, 6/2003.

# Allegato: A[1]I/O\_Engine

ECU INPUT - ENGINE MODEL OUTPUT										
Pin Input ECU	output modello	Unit & resolution	Valid range	Data type	Size (byte)	Info per simulazione				
DpDPres_JA	pressione	1 mbar / bit	[ 0 .. 1250 ]	Single	4	pressione/tensione	DPF differential pressure sensor	Input - Analog	After Treatment	DPF pressure sensor
EnTempDpIn_JA	temperatura	1 degC / bit	[-40 1000]	Single	4	temperatura/resistenza	Exhaust gas temperature sensor inlet DPF	Input - Analog	After Treatment	Exhaust temperature sensor 1
EnTempDpOut_JA	temperatura	1 degC / bit	[-40 1000]	Single	4	temperatura/resistenza	Exhaust gas temperature sensor at pre-catalyst inlet for LNT	Input - Analog	After Treatment	Exhaust temperature sensor 4
EnTempIP_OA	temperatura	0.01bit	[0 95 1.66]	Single	4		IP/ICE sensor (IP cell) positive contact	Output - Analog	Engine	Lambda sensor
BoostPos_JA	posizione turbo %	0.1%/bit	[0 100]	Single	4	posizione/tensione	Boost pressure actuator 1 (VGT) position	Input - Analog	Air	Boost pressure actuator 1
BoostTemp_JA	temperatura	1degC/bit	[-30 110]	Single	4	temperatura/resistenza	Boost air temperature sensor	Input - Analog	Air	Boost pressure sensor
BoostPres_JA	pressione	0.1%/bit	[0 100]	Single	4	pressione/tensione	Boost pressure sensor	Input - Analog	Air	Boost pressure sensor
WaterTemp_JA	temperatura	1degC/bit	[-40 140]	Single	4	temperatura/resistenza	Low pressure BOB position sensor	Input - Analog	Air	Low Pressure BOB
WaterTemp_JA	temperatura	1degC/bit	[-40 140]	Single	4	temperatura/resistenza	Coolant temperature sensor signal	Input - Analog	Cooling	Coolant temperature sensor
OilPres_JA	on/off, valore statico da interfaccia utente	NA	0/1	Single	4	switch (digitale)	Oil pressure sensor input switch (N.C.) (analog signal) (OPT)	Input - Analog	Engine	Oil pressure sensor SWITCH
OilTemp_JA	temperatura	1degC/bit	[-40 200]	Single	4	temperatura/resistenza	Oil temperature sensor	Input - Analog	Engine	Oil temperature sensor
FuelTemp_JA	temperatura	1degC/bit	[-30 110]	Single	4	temperatura/resistenza	Fuel temperature sensor	Input - Analog	Fuel	Fuel filter
FuelTemp_JA	pressione	1bar/bit	[0 1800]	Single	4	pressione/tensione	Rail pressure sensor	Input - Analog	Fuel	Rail pressure sensor
AirTemp_InIF	temperatura	1degC/bit	[-40 130]	Single	4	temperatura/resistenza	Air flow temperature input (A for HR47, IP for HR56)	Input - Analog/Frequency	Air	Air flow meter Vehicle side on FamB (but engine side on SDE)
WaterTemp_ID	valore statico	NA	0/1	Single	1	stato/frequenza	Water in fuel sensor	Input - Digital	Fuel	Fuel filter
AirFlow_ID	contatore (rpm)	1rpm/bit	[0 400]	Single	4	contatore/frequenza	Air mass flow input (HR48/HR49)	Input - Frequency	Air	Air flow meter Vehicle side on FamB (but engine side on SDE)
SelfStatus_IF	valore statico	NA	0/1	Single	4		Self smart module diagnostic feedback	Input - Frequency	Air	Self actuator
OilStatus_ID	valore statico	NA	0/1	Single	1	stato/frequenza	Oil Condition sensor/Oil level switch	Input - Frequency	Engine	Oil condition sensor
RevIn_IF	temperatura	1degC/bit	[0 200]	Single	4	temperatura/resistenza	Crankshaft Engine speed sensor, negative contact (VRS)	Input - Frequency	Engine	Crankshaft speed sensor
RevGearIn_ID	on/off (0-12v)	NA	0/1	Single	1	stato/frequenza	Battery power supply via Key Switch (KTS)	Input - Digital	Vehicle	Key switch
NeutralSensor_IF	NA	NA	0/1	Single	1	stato/frequenza	Reverse gear switch signal (NO)	Input - Digital	Vehicle	Gearbox
BrakeIn_ID	NA	NA	0/1	Single	1	stato/frequenza	Neutral position sensor	Input - Frequency	Start/Stop	Stem-on/over
BrakeIn_ID	NA	NA	0/1	Single	1	stato/frequenza	Brake-lamp pedal switch (N.C. @ 12vatt)	Input - Digital	Vehicle	Brake pedal
ClutchIn_ID	NA	NA	0/1	Single	1	stato/frequenza	Clutch switch input (Top Travel)	Input - Digital	Vehicle	Clutch pedal
AccPedalIn_ID	temperatura	1%/bit	[0 100]	Single	4	Caratteristica posizione/tensione	Accelerator pedal position, track 2	Input - Analog	Vehicle	Accelerator pedal
AccPedalIn_ID	temperatura	1%/bit	[0 100]	Single	4	Caratteristica posizione/tensione	Accelerator pedal position, track 1	Input - Analog	Vehicle	Accelerator pedal
Vehicle Speed	CAN		[0 240]	Single	4					

ECU OUTPUT - ENGINE MODEL INPUT										
Pin output ECU	input modello	Unit & resolution	Valid range	Data type	Size (byte)	Info per simulazione				
Battery Voltage	temperatura	0.1 bit/volt	[0 36]	Single	4	volt				
ICAC_Pump_OD	on/off	NA	0/1	Single	1		Water ICAC Pump relay	Output - Digital	Cooling	ICAC Pump
Fan2_OD	on/off	NA	0/1	Single	1		Fan relay 2	Output - Digital	Engine	Fan relay 2
Fan3_OD	on/off	NA	0/1	Single	1		Fan relay 3	Output - Digital	Engine	Fan relay 3
FuelPumpHS_OD	on/off	NA	0/1	Single	1		Electric fuel pump relay (high-side)	Output - Digital	Fuel	Fuel pump
AcComp_OD	on/off	NA	0/1	Single	1		Air conditioning compressor relay/enable signal for variable displacement compressor	Output - Digital	Vehicle	Air conditioning The variable displacement compressor is driven by HVAC
MainRel_OD	on/off	NA	0/1	Single	1		Main relay	Output - Digital	Vehicle	Main relay
StartRel_OD	on/off	NA	0/1	Single	1		Starter relay (high-side)	Output - Digital	Vehicle	Starter relay
BoostAct_OD	Duty Cycle	1%/bit	[0 100]	Single	4	$I_{in} = VbR_{in} \cdot DutyCycle$	Boost pressure actuator 1 (VGT command)	Output - Frequency	Air	Boost pressure actuator 1 Valore modulare di vuoto vehicle side
Swirl_OD	Duty Cycle	1%/bit	[0 100]	Single	4		Swirl smart module command (Connect Swirl module GND to Fan2nd)	Output - Frequency	Air	Swirl actuator
Throttle_OD	Duty Cycle	1%/bit	[0 100]	Single	4		Throttle valve vacuum modulation valve control	Output - Frequency	Air	Throttle
UHEGHeater_OD	Duty Cycle	1%/bit	[0 100]	Single	4	$I_{in} = VbR_{in} \cdot DutyCycle$	UHEGO 1 sensor heater	Output - Frequency	Engine	Lambda sensor
LuEgH_OHB	Duty Cycle_N	1%/bit	[0 100]	Single	4	$I_{in} = VbR_{in} \cdot DutyCycle \cdot DutyCycle_N$	Low Pressure EGR DO-Motor, negative contact (VCI (Ramp/DRV))	Output - H-Bridge	Air	Long Route EGR
HpPumpHS_OD	Duty Cycle_HS	1%/bit	[0 100]	Single	4	$I_{in} = VbR_{in} \cdot DutyCycle$	High pressure pump pressure regulator (injectors)	Output - Peak/Hold	Fuel	High Pressure pump injector
IMHS1_OD	SOI / EOJ / ET/Status	1deg/bit / 1deg/bit / 1us/bit	[0 720] [0 720] [0 65536]	Matrix 1x48 di elementi da 4 byte	1		Injector 1, low side contact	Output - Peak/Hold	Fuel	injector
IMHS2_OD	SOI / EOJ / ET/Status	1deg/bit / 1deg/bit / 1us/bit	[0 720] [0 720] [0 65536]	Matrix 1x48 di elementi da 4 byte	1		Injector 2, high side contact	Output - Peak/Hold	Fuel	injector
IMHS3_OD	SOI / EOJ / ET/Status	1deg/bit / 1deg/bit / 1us/bit	[0 720] [0 720] [0 65536]	Matrix 1x48 di elementi da 4 byte	1		Injector 3, low side contact	Output - Peak/Hold	Fuel	injector
IMHS4_OD	SOI / EOJ / ET/Status	1deg/bit / 1deg/bit / 1us/bit	[0 720] [0 720] [0 65536]	Matrix 1x48 di elementi da 4 byte	1		Injector 4, high side contact	Output - Peak/Hold	Fuel	injector
VVA1_OD	SOI / EOJ / ET/Status	1deg/bit / 1deg/bit / 1us/bit	[0 720] [0 720] [0 65536]	Matrix 1x48 di elementi da 4 byte	1		VVA Solenoid Valve Hs	Output - Peak/Hold	VVA	VVA solenoid valve
VVA2_OD	SOI / EOJ / ET/Status	1deg/bit / 1deg/bit / 1us/bit	[0 720] [0 720] [0 65536]	Matrix 1x48 di elementi da 4 byte	1		VVA Solenoid Valve Ls	Output - Peak/Hold	VVA	VVA solenoid valve
VVA3_OD	SOI / EOJ / ET/Status	1deg/bit / 1deg/bit / 1us/bit	[0 720] [0 720] [0 65536]	Matrix 1x48 di elementi da 4 byte	1		VVA Solenoid Valve Hs	Output - Peak/Hold	VVA	VVA solenoid valve
VVA4_OD	SOI / EOJ / ET/Status	1deg/bit / 1deg/bit / 1us/bit	[0 720] [0 720] [0 65536]	Matrix 1x48 di elementi da 4 byte	1		VVA Solenoid Valve Ls	Output - Peak/Hold	VVA	VVA solenoid valve
VVA5_OD	SOI / EOJ / ET/Status	1deg/bit / 1deg/bit / 1us/bit	[0 720] [0 720] [0 65536]	Matrix 1x48 di elementi da 4 byte	1		VVA Solenoid Valve Hs	Output - Peak/Hold	VVA	VVA solenoid valve
VVA6_OD	SOI / EOJ / ET/Status	1deg/bit / 1deg/bit / 1us/bit	[0 720] [0 720] [0 65536]	Matrix 1x48 di elementi da 4 byte	1		VVA Solenoid Valve Ls	Output - Peak/Hold	VVA	VVA solenoid valve

INPUT ECU e INPUT MODELLO										
INTERFACCIA UTENTE (Input modello)										
Atmospheric pressure	NA	1mbar/bit	[0 1084]	Single	4		Atmospheric pressure			
Acc_Fuel	posizione %	1%/bit	[0 100]	Single	4					
Gear	numero marcia	1bit	[1-6]	Single	1		Inserted Gear (1- 6)			
Start	on/off	NA	0/1	Single	1					
Clutch	on/off	NA	0/1	Single	1					
Acc_Input	on/off	NA	0/1	Single	1					
Key (Status)	on/off/avv	NA	0/1/2	Single	1			Input - Digital	Vehicle	Key switch
MONDO ES TERNO										
Rotazione motore	rpm	1%/bit	[0 100]	Single	1					
rpm obiettivo	rpm	1rpm/bit	[0 6000]	Single	4					