

3.3.3. Taratura dei carichi parziali

Nel momento in cui si ha la necessità di studiare il comportamento del motore accoppiato al veicolo in quello che sarà il suo reale campo di utilizzo, nasce l'esigenza di avere un modello numerico del propulsore predittivo non solo del funzionamento a pieno carico ma anche ai carichi parziali. Difatti, è quest'ultima condizione di utilizzo quella in cui il motore si trova maggiormente a lavorare nel proprio ciclo di vita, mentre la piena apertura è sfruttata per un tempo relativamente limitato.

Nell'ottica quindi di voler simulare il comportamento del veicolo su profili missione quali ad esempio i cicli di omologazione (*UDC-EUDC* e *WMTC*⁸), è fondamentale avere a disposizione un modello capace di prevedere correttamente le prestazioni del motore su tutto il suo campo di funzionamento. Una taratura del modello effettuata nella sola condizione di pieno carico non è però sufficiente a rendere il modello stesso predittivo anche delle condizioni di funzionamento ai parzializzati. Si rende quindi necessaria una sua messa a punto anche in tali condizioni di utilizzo, confrontandosi con i dati sperimentali raccolti in varie posizioni angolari della valvola a farfalla.

È proprio la caratterizzazione dell'elemento che in Wave® e GT-Suite® rappresenta numericamente il funzionamento della valvola a farfalla il primo passo per la calibrazione dei carichi parziali. Una riduzione del suo angolo di apertura comporta una riduzione della portata d'aria aspirata dal motore e di conseguenza, in base alla dosatura, che è un dato sperimentale di input dei modelli, varia anche la quantità di combustibile iniettato, influenzando sul processo di combustione.

La taratura dei modelli ai carichi parziali è stata quindi svolta essenzialmente andando ad agire dapprima sulla configurazione dell'apposita *giunzione* rappresentativa della valvola a farfalla e successivamente sulla calibrazione del processo di combustione.

Difatti seguendo la medesima procedura di calibrazione della condizione di pieno carico, anche nella taratura dei carichi parziali il primo passo è stato cercare di ottenere una buona corrispondenza tra risultati sperimentali e numerici relativamente all'andamento del coefficiente di riempimento. In questa prima fase si sono nuovamente utilizzati i

⁸ Si tratta del ciclo di omologazione europea Urban ed Extra-Urban Driving Cycle (*UDC-EUDC*) e del ciclo mondiale unificato World Motorcycle Test Cycle (*WMTC*)

sottomodelli di combustione non-predittiva messi a disposizione dai codici di calcolo, imponendo quindi la curva di rilascio del calore misurata sperimentalmente ai carichi parziali; ciò è stato fatto per evitare che le reciproche interazioni con il processo di combustione, ancora non calibrato ai carichi parziali, influenzino negativamente la taratura della fase di ricambio della carica.

Rispetto alla condizione di pieno carico, l'unica nuova perdita di carico introdotta è quella determinata dalla progressiva chiusura della valvola a farfalla.

Per la messa a punto della relativa *giunzione* (Figura 3.37) presente sia in Wave® che in GT-Suite®, si richiede la definizione dei seguenti parametri:

- Area geometrica di passaggio a piena apertura, determinata dalla sezione definita dal diametro del corpo farfallato sottratta della frazione di superficie che tiene conto della presenza dell'alberino che supporta il piattello (tale parametro geometrico è stato già definito durante la costruzione e calibrazione dei modelli nella condizione di pieno carico);
- Angolo di apertura farfalla;
- Coefficiente di efflusso.

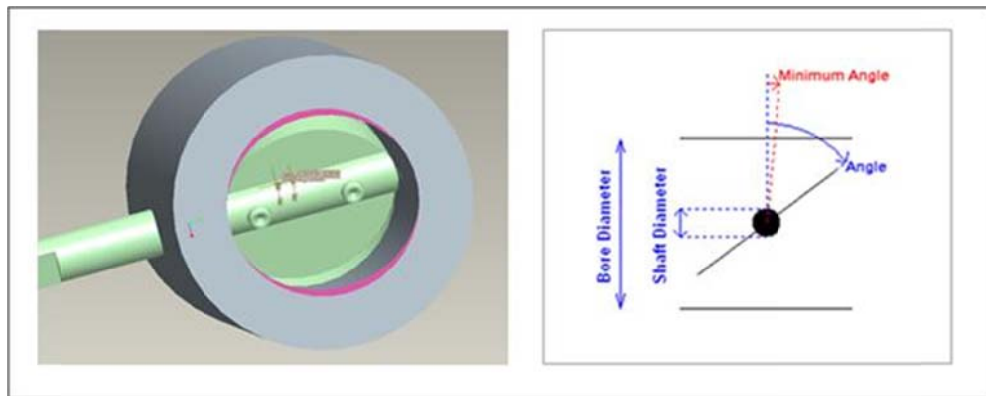


Figura 3.37 - Schematizzazione della valvola a farfalla al CAD 3D (sinistra) e in Wave® (destra)

L'angolo di apertura della farfalla è fatto variare nei modelli numerici con una discretizzazione del carico definita da dieci step crescenti, dalla condizione di minimo fino alla piena apertura (cinque dei quali, oltre alla condizione di minimo del motore, corrispondenti alle prove sperimentali effettuate). Per la determinazione di tale angolo si è imposto che l'area geometrica di passaggio misurata dai modelli numerici coincidesse, al variare dell'angolo stesso, con il corrispondente valore geometrico misurato al CAD (Figura 3.38).

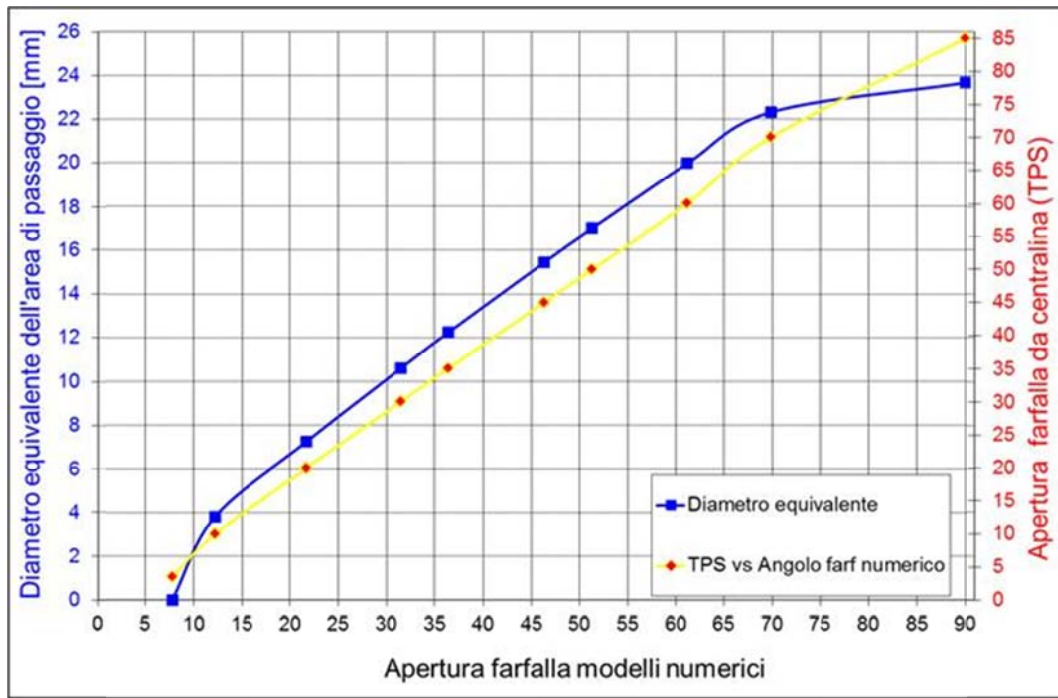


Figura 3.38 - Andamenti del diametro equivalente vs angolo di farfalla modelli numerici e dell'angolo di apertura farfalla sperimentale (TPS) vs angolo di farfalla modelli numerici

Configurata dunque da un punto di vista strettamente geometrico la giunzione della valvola a farfalla, in entrambi i codici è necessario definire un coefficiente di efflusso per tenere conto delle relative perdite fluidodinamiche.

Non avendo a disposizione una misura sperimentale al banco di flussaggio del coefficiente di efflusso della valvola a farfalla al variare dell'angolo di inclinazione del piattello si è proceduto ad una sua determinazione sulla base dei dati sperimentali del riempimento, in modo da ottenere, a parità di area geometrica di passaggio del flusso, la stessa portata d'aria aspirata.

Il coefficiente di efflusso è utilizzato nei modelli Wave® e GT-Suite® come termine moltiplicativo dell'area geometrica definita dal diametro del corpo farfallato, per ricavare l'area efficace⁹ di passaggio del flusso per ogni angolo di apertura della farfalla, tenendo quindi conto anche delle perdite fluidodinamiche:

$$A_{\text{efficace di passaggio}} = C_d \cdot A_{\text{corpo farfallato}} = C_d \cdot \frac{\pi \cdot D_{\text{corpo farfallato}}^2}{4} \quad (3.24)$$

⁹ L'area efficace di passaggio è differente dall'area geometrica: mentre quest'ultima appunto è definita da considerazioni puramente geometriche, la prima tiene conto anche degli effetti fluidodinamici

dove C_d è il valore del coefficiente di efflusso ad un dato angolo di apertura della farfalla (Figura 3.39).

Come per le valvole reali, anche nei modelli si tiene conto che per aperture prossime al pieno carico, l'alberino di supporto del piattello, "oscura" il piattello stesso, per cui l'area efficace di passaggio non varia sensibilmente e il coefficiente di efflusso oltre gli 80° rimane quindi circa costante.

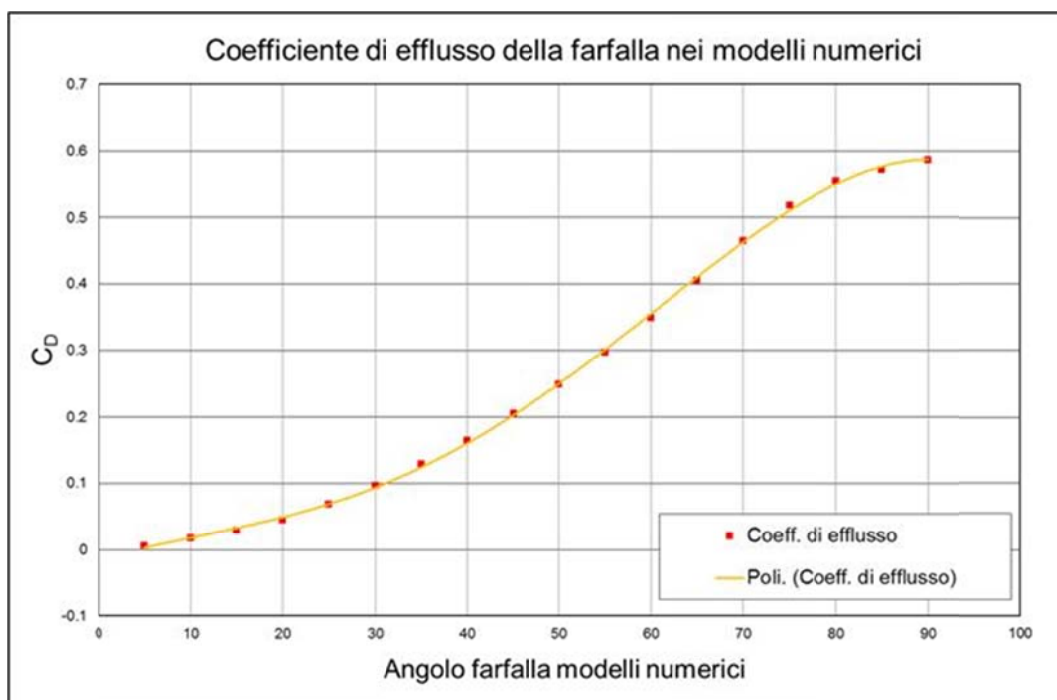


Figura 3.39 - Andamento del coefficiente di efflusso ricavato a calcolo per la valvola a farfalla

In Figura 3.40 ed in Figura 3.41 si riporta il confronto tra i risultati sperimentali e numerici rispettivamente delle curve di portata d'aria aspirata e del coefficiente di riempimento al variare del carico del motore nella prima configurazione di sviluppo testata al banco prova. L'ottima corrispondenza tra i due set di curve attesta la consistenza del processo di taratura fin qui seguito.

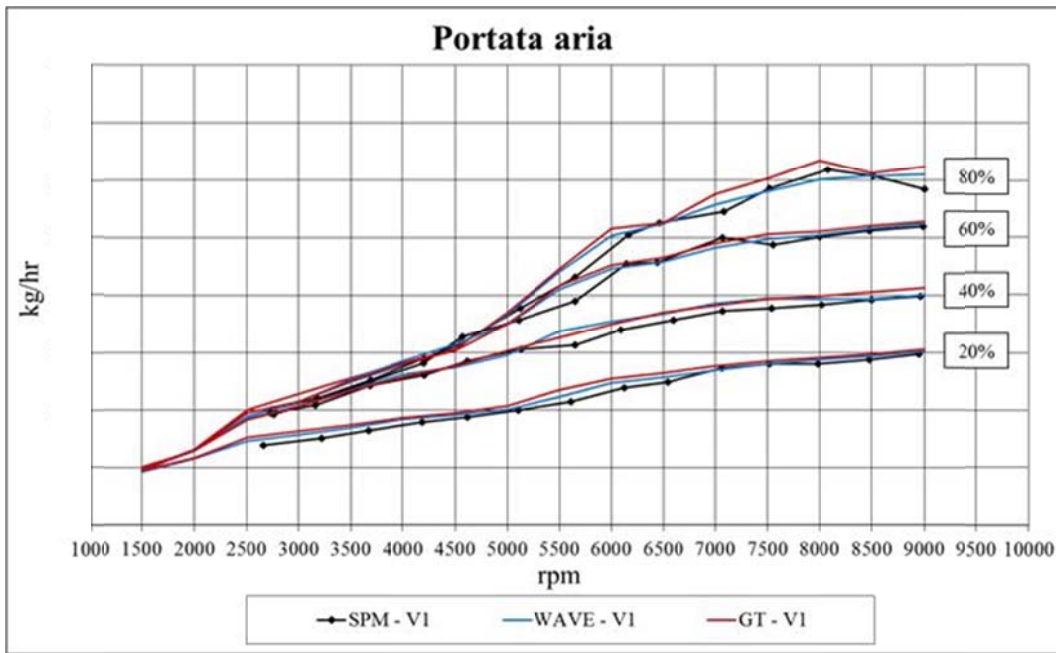


Figura 3.40 – Confronto tra le curve di portata d’aria aspirata sperimentali e numeriche al variare del carico (Versione 1 del motore)

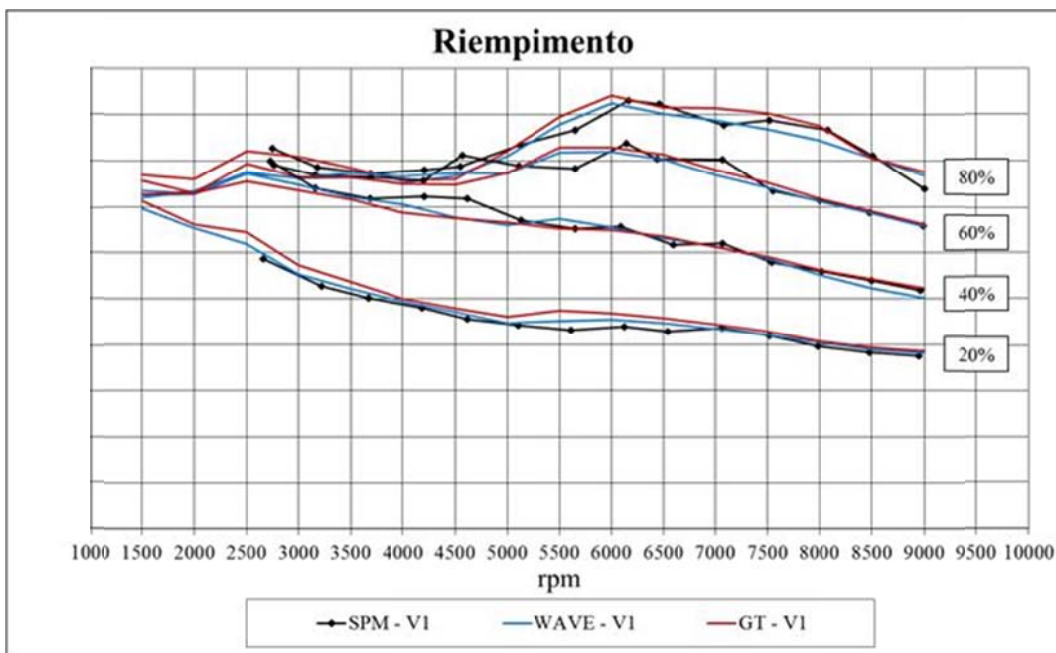


Figura 3.41 - Confronto tra le curve di riempimento sperimentali e numeriche al variare del carico (Versione 1 del motore)

In entrambi i modelli numerici del motore, sono state lasciate invariate rispetto alla condizione di pieno carico le temperature di parete dei condotti di aspirazione e di scarico (si ricorda che in GT-Suite® si tratta di condizioni iniziali per il risolutore di temperatura a parete) e i relativi coefficienti di scambio termico ed attrito: la

corrispondenza tra gli andamenti di pressione dinamica sperimentali e simulati nei condotti, anche ai carichi parziali, è quindi un'ulteriore riprova della correttezza dei valori assegnati e dell'attendibilità dei modelli.

Per brevità di trattazione si riportano gli andamenti di pressione in aspirazione a valle della valvola a farfalla e sul collettore di scarico in prossimità dell'uscita testa al 40% del carico per i soli regimi di rotazione di 7500 e 4500 rpm, che, ricordiamo, corrispondono rispettivamente al regime a pieno carico di potenza massima e a quello dove è presente il buco di coppia (da Figura 3.42 a Figura 3.45).

Per quanto riguarda gli altri regimi e gli altri carichi, è stata comunque verificata la buona corrispondenza tra risultati sperimentali e numerici.

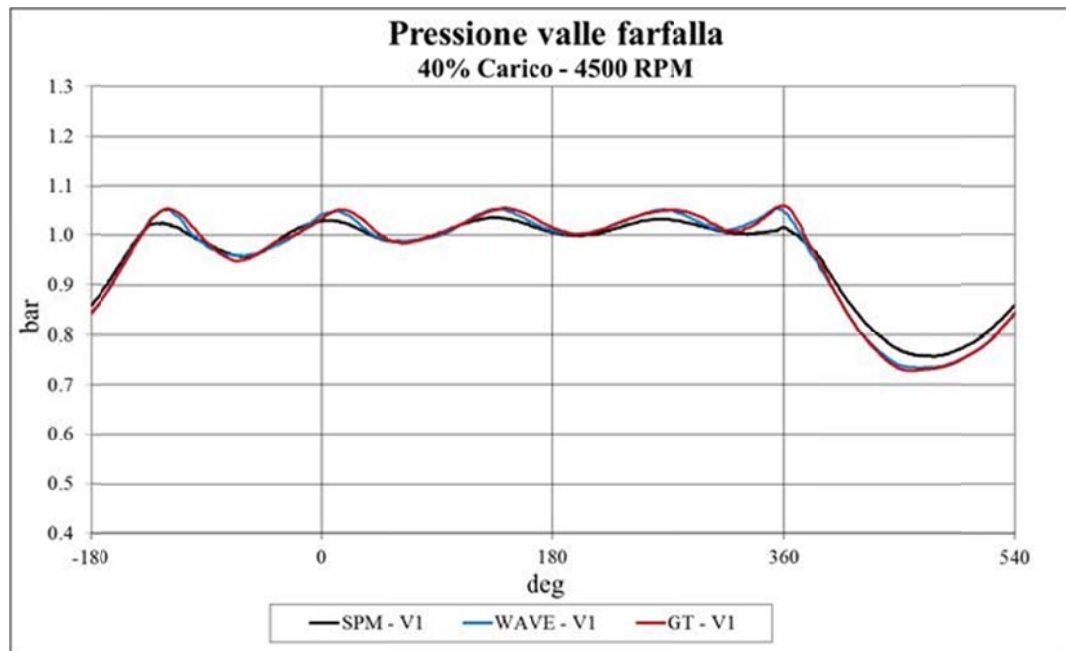


Figura 3.42 - Confronto dati modelli (Wave® - GT-Suite®)/dati sperimentali dell'andamento della pressione nel condotto di aspirazione al 40% del carico a 4500 rpm (Versione 1 del motore)

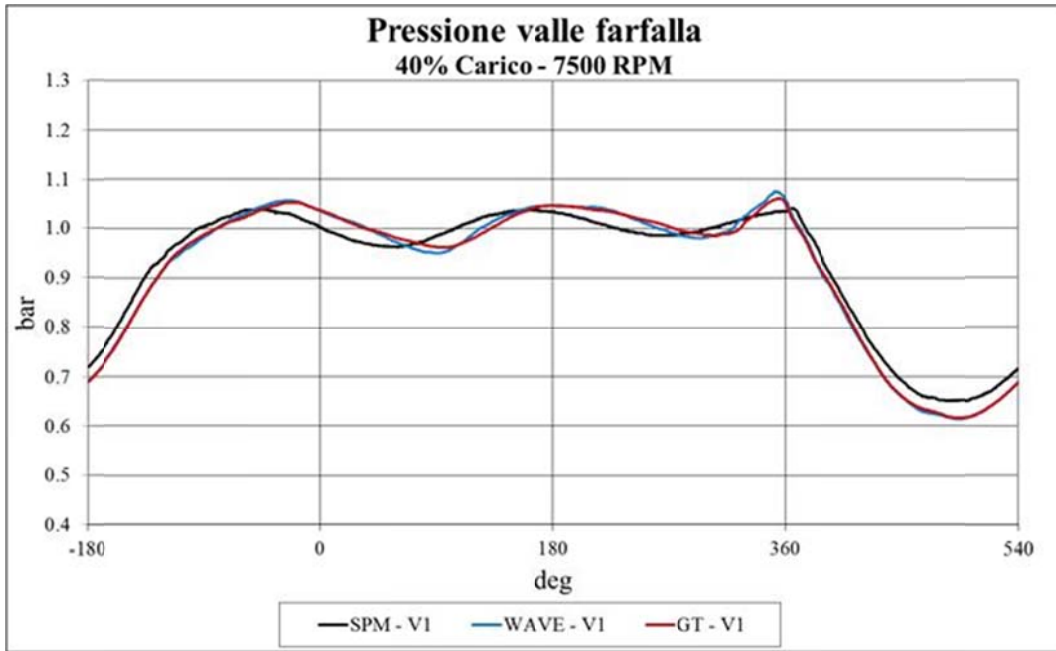


Figura 3.43 – Confronto dati modelli (Wave® - GT-Suite®)/dati sperimentali dell'andamento della pressione nel condotto di aspirazione al 40% del carico a 7500 rpm (Versione 1 del motore)

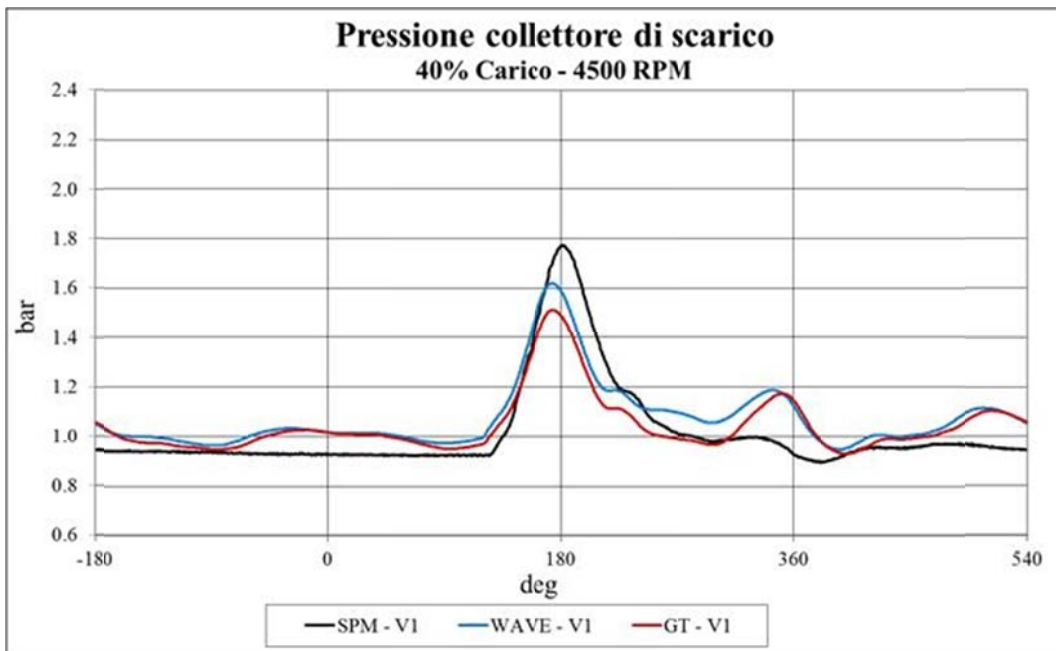


Figura 3.44 – Confronto dati modelli (Wave® - GT-Suite®)/dati sperimentali dell'andamento della pressione nel collettore di scarico al 40% del carico a 4500 rpm (Versione 1 del motore)

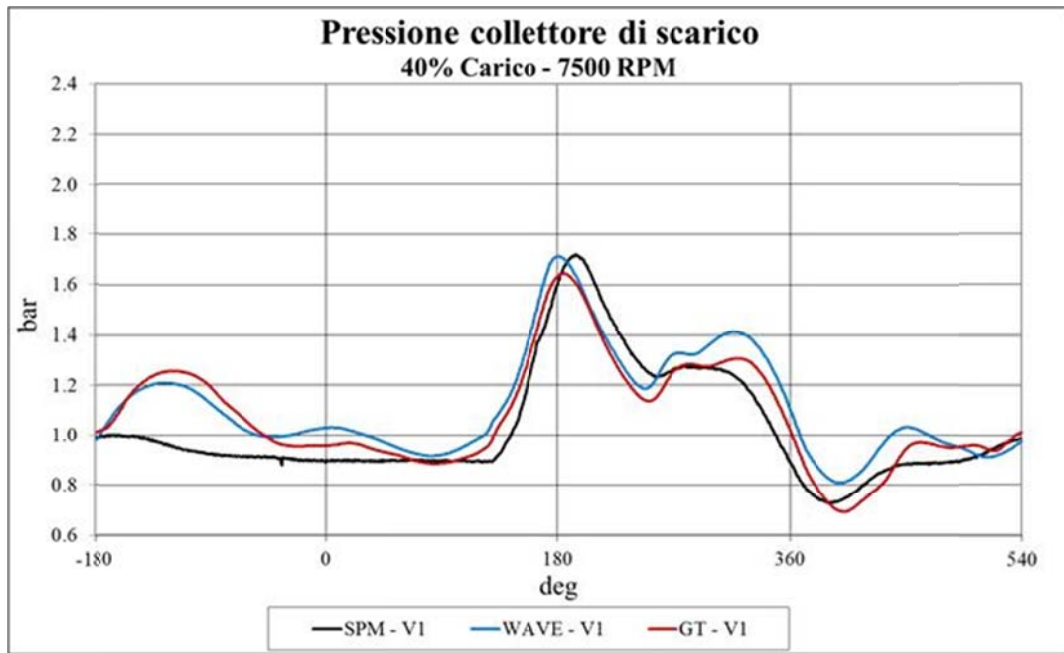


Figura 3.45 - Confronto dati modelli (Wave® - GT-Suite®)/dati sperimentali dell'andamento della pressione nel collettore di scarico al 40% del carico a 7500 rpm (Versione 1 del motore)

Dopo aver calibrato e validato i modelli per la corretta previsione del coefficiente di riempimento e delle pressioni dinamiche nei condotti di aspirazione e scarico al variare del regime di rotazione e del carico, è stato analizzato il processo di combustione; si è quindi attivato nuovamente in entrambi i codici di calcolo i sottomodelli di combustione predittiva, messi a punto per la condizione di pieno carico, e si è agito su una messa a punto dei soli tre coefficienti moltiplicativi, introdotti nel Sotto-Paragrafo 3.2.1, legati allo sviluppo del fronte di fiamma all'interno della camera di combustione.

Si ricorda che al modello, come parametri sperimentali di input, sono forniti il rapporto aria/combustibile e l'anticipo di accensione, ambedue variabili sia con il carico che con il regime.

Lasciando invariati rispetto al pieno carico, i tre coefficienti moltiplicativi si è riscontrato che, all'aumentare del grado di parzializzazione, entrambi i modelli numerici (Wave® e GT-Suite®) tendono a sovrastimare le pressioni in camera raggiunte durante la combustione. Per contrastare questo fenomeno si è dovuto intervenire riducendo progressivamente il valore del moltiplicatore dell'intensità di turbolenza C_5 al diminuire del carico. Al contrario gli altri due parametri di taratura del processo di combustione, ovvero il moltiplicatore del nucleo di fiamma C_K e il moltiplicatore della microscala di Taylor C_λ , sono rimasti invariati rispetto al pieno carico.

L'andamento assunto da C_s nei due software al variare del carico è il medesimo seppur traslato¹⁰ ed è interessante notare poi come resti costante dal 60% al 100% del carico (Figura 3.46). Tale tendenza si spiega perché, come già evidenziato in precedenza, per grosse variazioni di carico il sottomodello per il calcolo del flusso, non riesce a valutare correttamente la variazione di turbolenza in camera di combustione; gli errori si riflettono quindi sul sottomodello di combustione che non è quindi in grado di predire correttamente e in completa autonomia l'influenza della parzializzazione sul processo di combustione e necessita quindi di una calibrazione dei coefficienti legati allo sviluppo del fronte di fiamma.

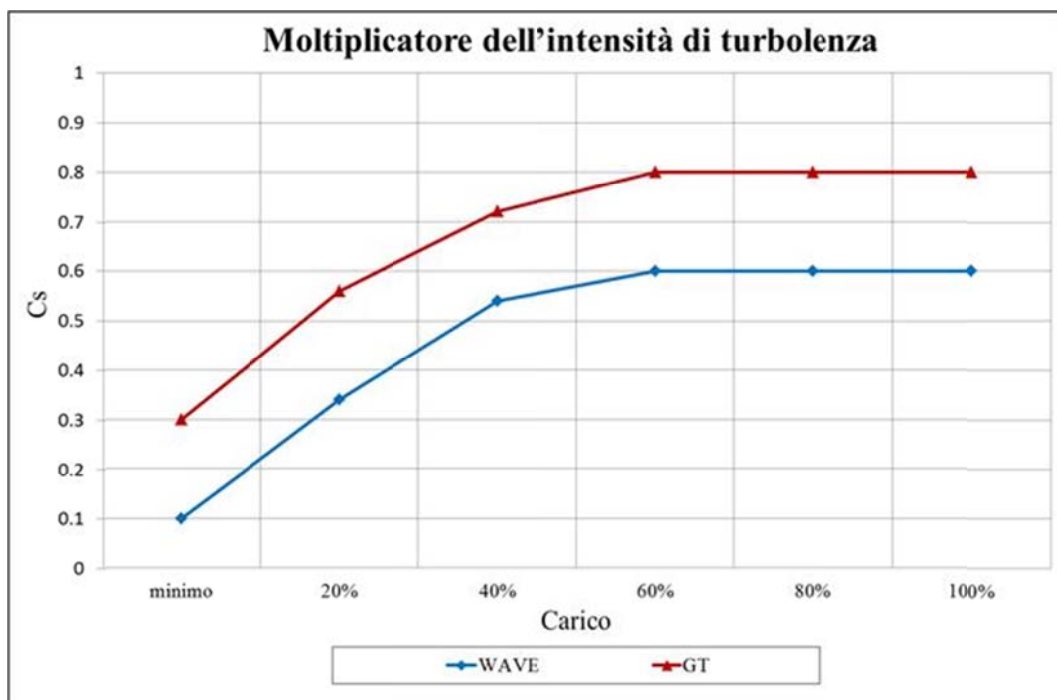


Figura 3.46 - Andamento del moltiplicatore dell'intensità di turbolenza al variare del carico: dalla condizione di minimo fino alla condizione di piena ammissione

Per quanto riguarda le temperature e i coefficienti di scambio termico nel cilindro, sono anch'essi rimasti invariati rispetto al pieno carico: la correttezza dei valori assegnati è comprovata dai confronti relativi alle curve di pressione nel cilindro, dato che, essendo già stato calibrato il coefficiente di riempimento, sono funzione dell'andamento della combustione e dello scambio termico con le pareti.

¹⁰ Nei due codici di calcolo, le equazioni implementate nei sottomodelli di combustione sono praticamente le stesse nella forma, differenziandosi per i valori assunti da alcune costanti che comportano una conseguente traslazione reciproca dei valori assegnati ai tre coefficienti di taratura

Si riportano quindi, a titolo di esempio e a dimostrazione della corretta taratura del processo di combustione, le curve di pressione in camera di combustione (Figura 3.47 e Figura 3.49) e la legge di rilascio del calore (Figura 3.48 e Figura 3.50) al 40% del carico a 6000 rpm e a 7500 rpm, entrambe confrontate con i relativi valori ottenuti al pieno carico. Come precedentemente sottolineato il confronto tra le “S-curve” (Figura 3.48 e Figura 3.50) è significativo solo fino a circa il 60% di massa bruciata (vedi Paragrafo 2.2). Il non perfetto accordo, riscontrabile in alcuni casi, tra i valori numerici e sperimentali è dovuto al fatto che non si è ritenuto opportuno andare a ricercare la perfetta sovrapposizione delle curve per ogni punto di funzionamento, quanto piuttosto di trovare dei parametri di taratura del modello (riguardanti temperature, scambio termico, ecc.) che, lasciati invariati, fossero il più possibile validi su tutto il campo di funzionamento del motore.

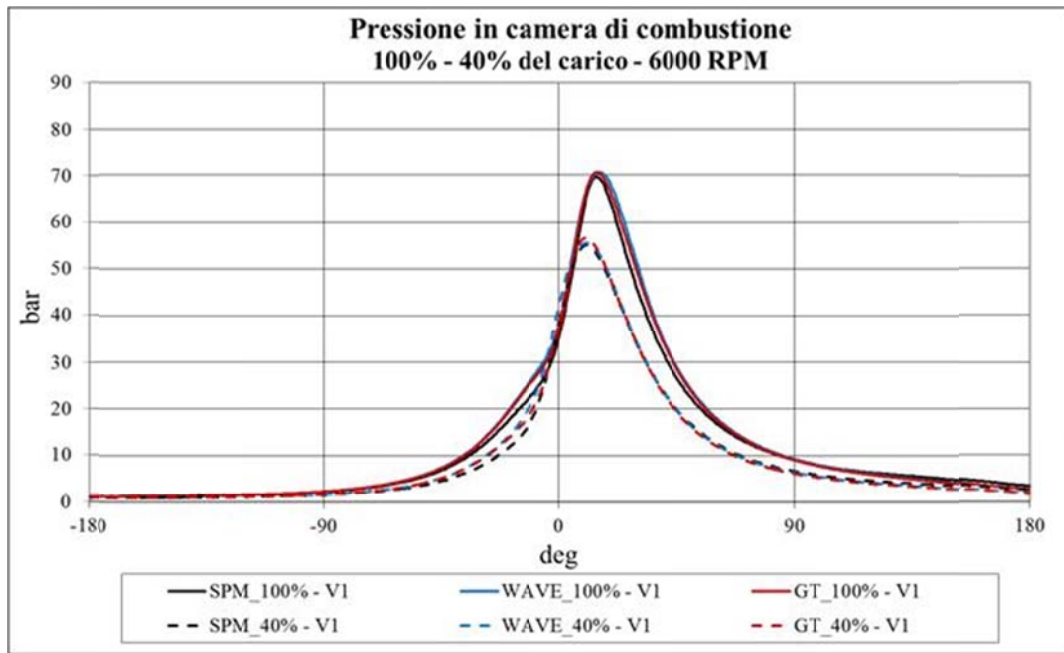


Figura 3.47 – Confronto dati modelli/dati sperimentali dell’andamento della pressione nel cilindro al 40% e al 100% del carico a 6000 rpm (Versione 1 del motore)

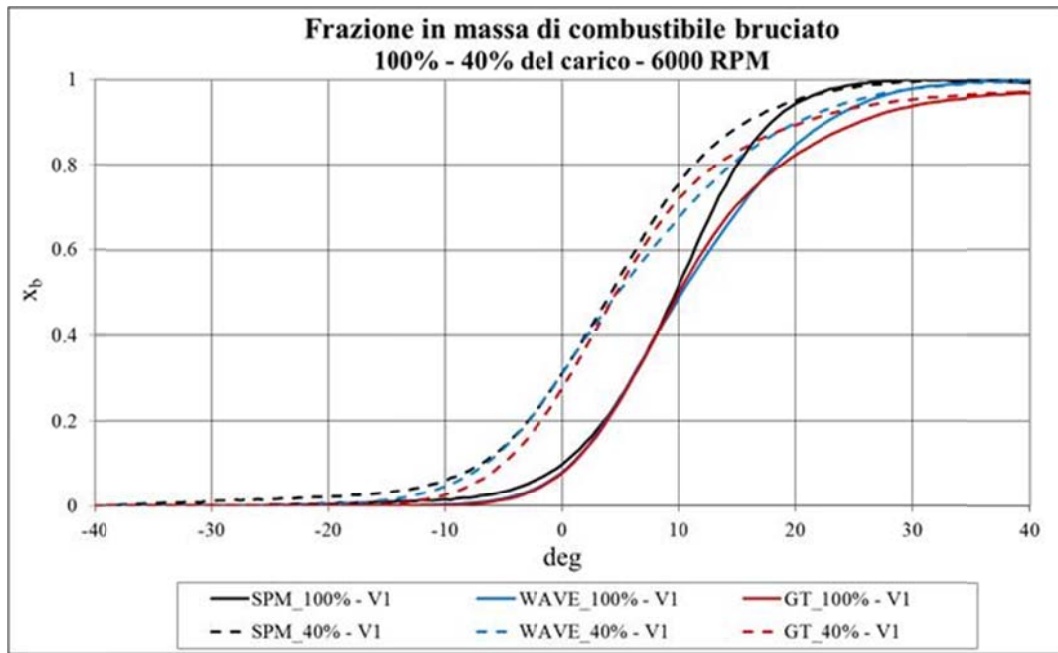


Figura 3.48 – Confronto dati modelli/dati sperimentali della frazione in massa di miscela combusta al 40% e al 100% del carico a 6000 rpm (Versione 1 del motore)

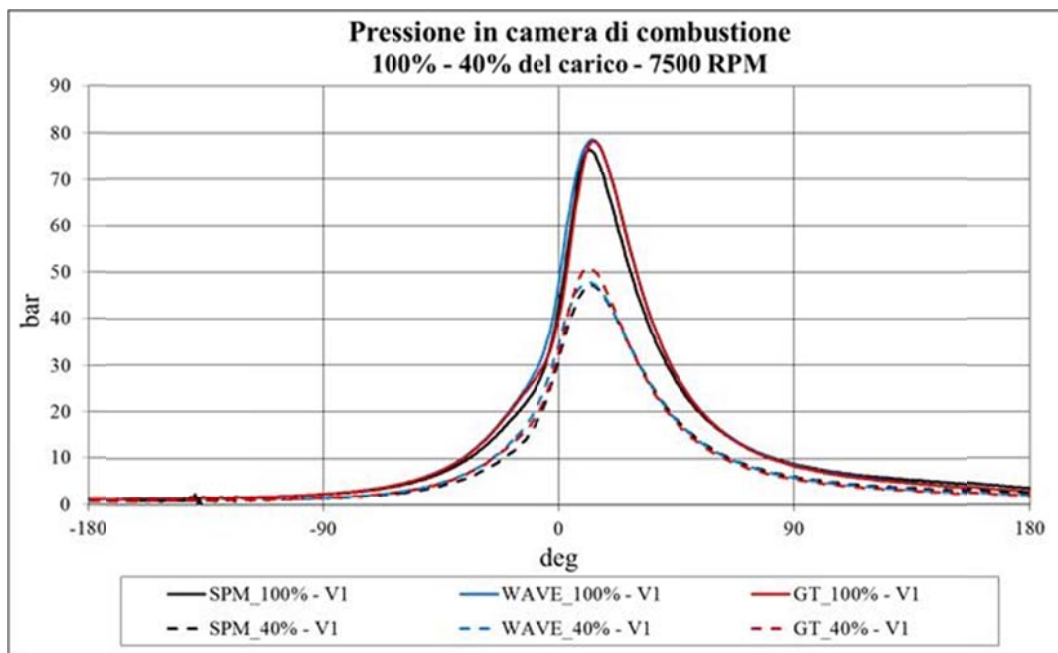


Figura 3.49 – Confronto dati modelli/dati sperimentali dell'andamento della pressione nel cilindro al 40% e al 100% del carico a 7500 rpm (Versione 1 del motore)

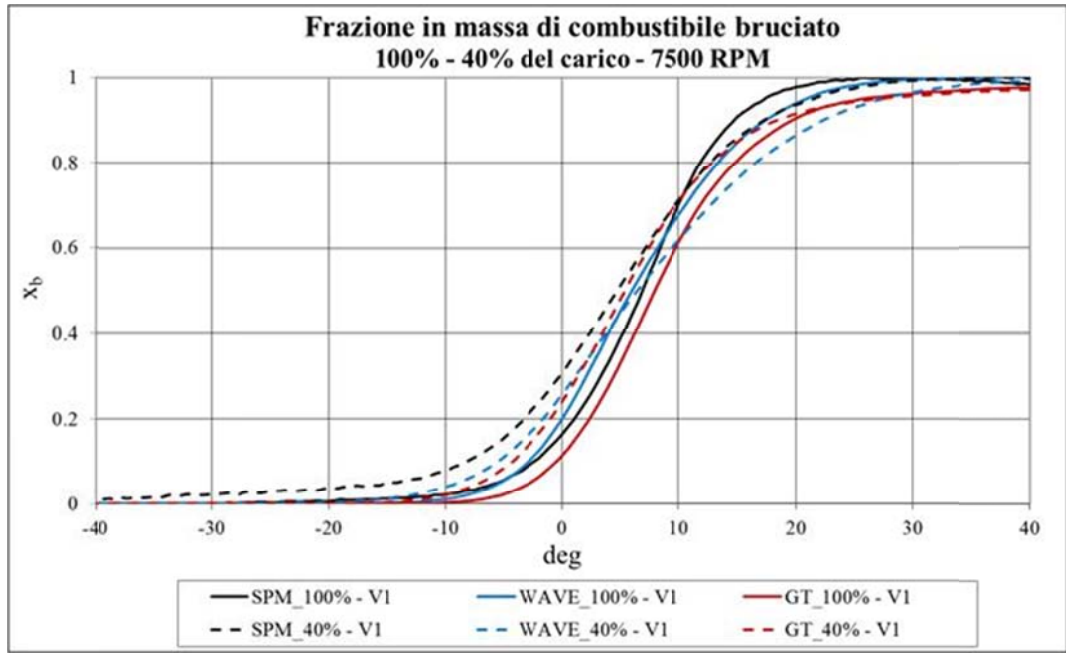


Figura 3.50 – Confronto dati modelli/dati sperimentali della frazione in massa di miscela combusta al 40% e al 100% del carico a 7500 rpm (Versione 1 del motore)

Si riportano inoltre, similmente alla condizione di pieno carico, i confronti fra numerico e sperimentale relativi alla posizione angolare del 10% e del 50% di massa di combustibile bruciato per tre regimi di rotazione (4500 rpm - 6000 rpm - 7500 rpm) al 40% del carico (Figura 3.51 e Figura 3.52).

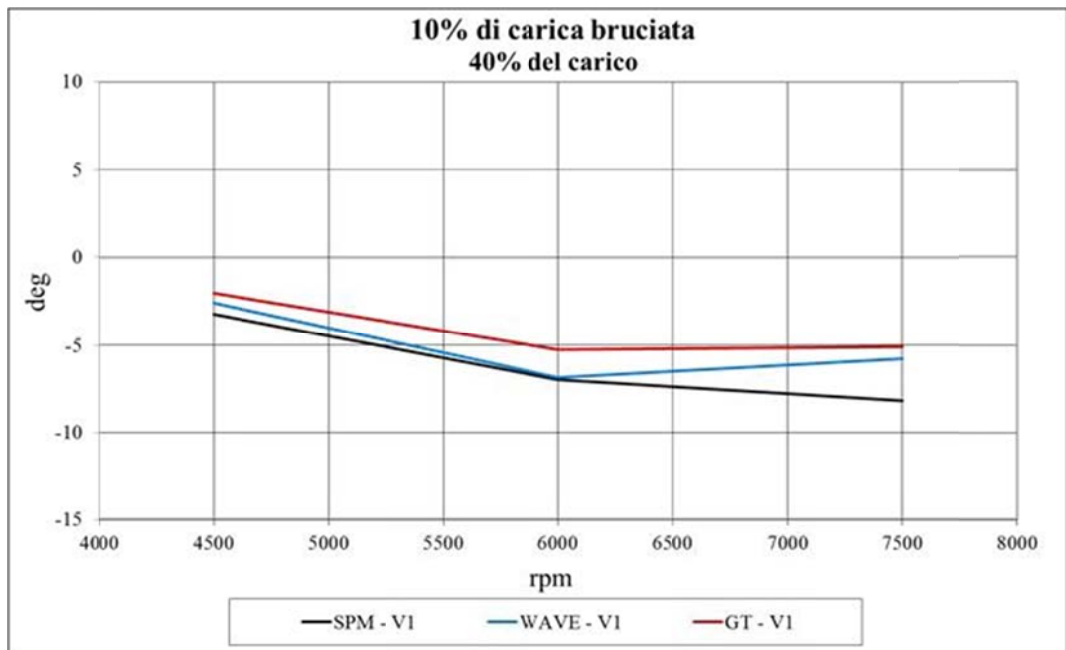


Figura 3.51 – Confronto dati modelli/dati sperimentali della posizione, in termini di angolo di manovella, del 10% di massa di combustibile bruciato al 40% del carico a tre regimi di rotazione (Versione 1 del motore)

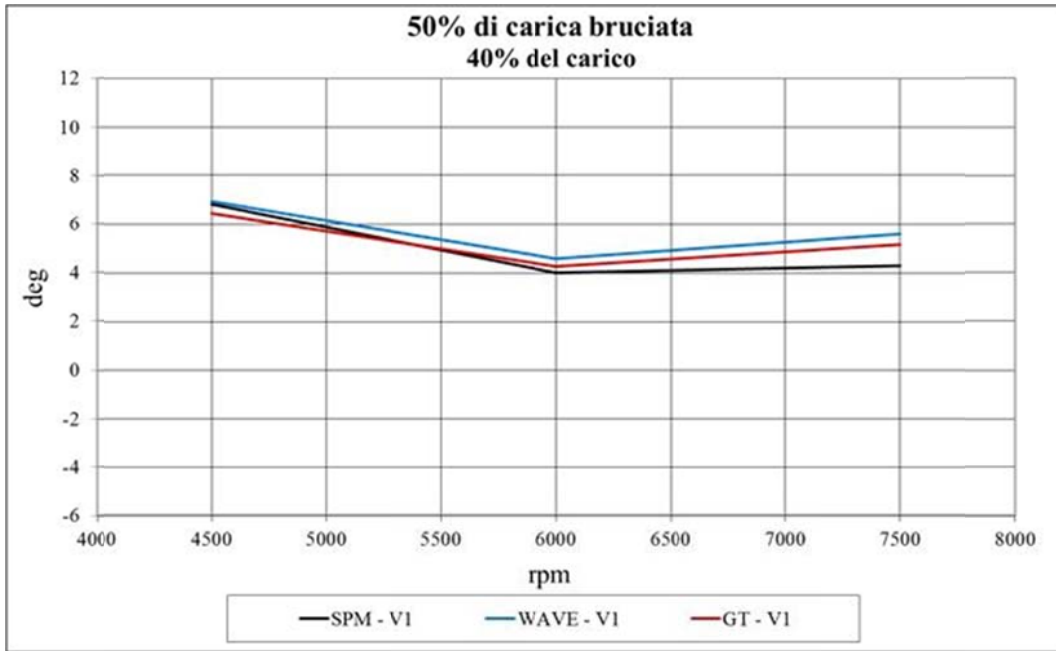


Figura 3.52 - Confronto dati modelli/dati sperimentali della posizione, in termini di angolo di manovella, del 50% di massa di combustibile bruciato al 40% del carico a tre regimi di rotazione (Versione 1 del motore)

In Figura 3.53 e Figura 3.54, come grafici riassuntivi, si riportano anche gli andamenti delle pressioni massime al variare del regime e la relativa posizione sul ciclo in angolo di manovella, per due gradi di parzializzazione (60% e 20% del carico).

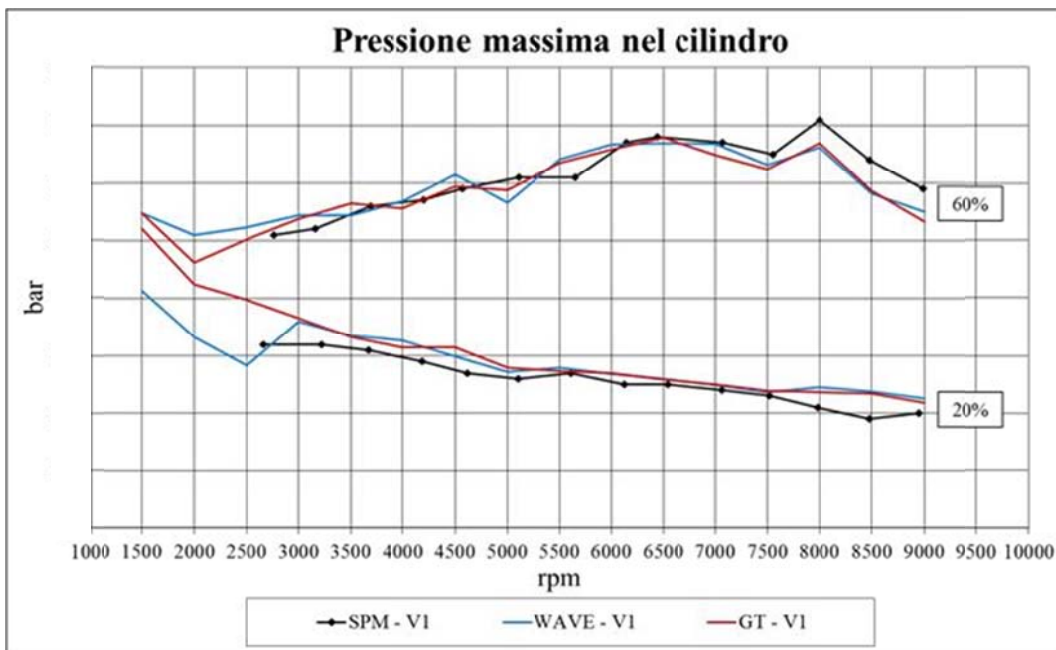


Figura 3.53 - Andamenti della pressione massima nel cilindro al 60% e al 20% del carico, calcolati dai modelli Wave® e GT-Suite® e sperimentali (Versione 1 del motore)

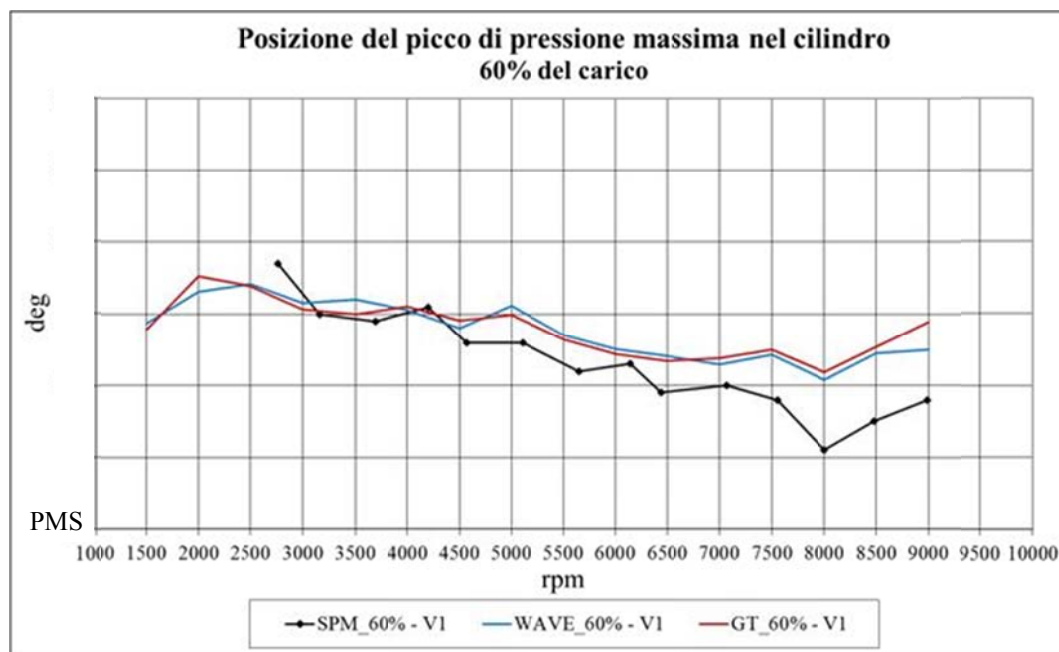


Figura 3.54 - Posizione del picco di pressione nel cilindro al 60% del carico al variare del regime di rotazione, calcolato dai modelli Wave® e GT-Suite® e sperimentale (Versione 1 del motore)

A conclusione della calibrazione della combustione ai carichi parziali si ricorda che GT-Suite® permette di considerare gli effetti sulla combustione stessa legati alla presenza all'interno del cilindro di gas residui dal ciclo precedente, attraverso il coefficiente di taratura "Dilution Exponent Multiplier" (*DEM*) (Sotto-Paragrafo 3.2.1): al diminuire del coefficiente *DEM* si riduce il lavoro di ciclo per effetto di una maggiore diluizione della carica con i gas residui. È quindi possibile calibrare la combustione anche in funzione di questo parametro, soprattutto ai bassi carichi, in cui la percentuale di gas residui in camera di combustione potrebbe crescere sensibilmente. Nel corso della presente attività sono state condotte analisi di sensibilità in merito: è possibile ottenere circa gli stessi risultati numerici finora presentati assegnando al *DEM* (Figura 3.55) la medesima tendenza al variare del carico trovata per il coefficiente C_5 (Figura 3.46) e lasciando quest'ultimo invariato rispetto alla piena apertura. Ciò potrebbe significare che il sottomodello di flusso, calibrato al pieno carico, è capace di cogliere correttamente gli effetti della parzializzazione sulla turbolenza in camera di combustione e fornire dati di input corretti al sottomodello di combustione, nel quale quindi si mantiene costanti i relativi coefficienti di taratura (ad eccezione appunto del *DEM*). In Wave® non potendo calibrare un analogo coefficiente si terrebbe quindi conto degli effetti della diluizione

tarando al variare del carico uno o più dei tre coefficienti legati allo sviluppo del fronte di fiamma.

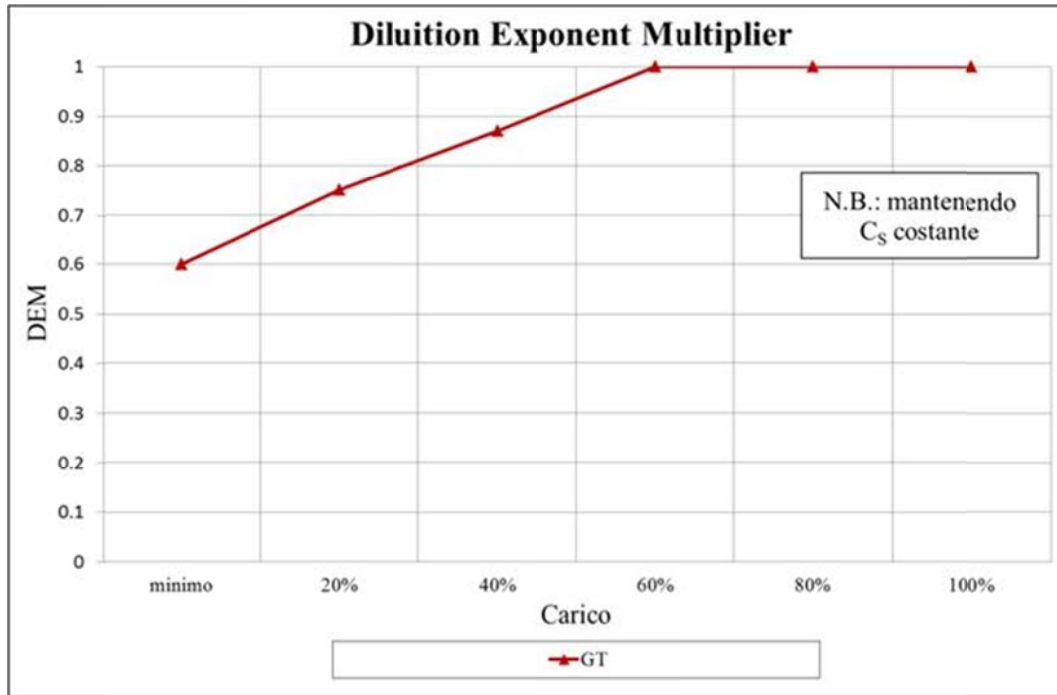


Figura 3.55 – Tendenza al variare del carico assegnata in GT-Suite® al moltiplicatore degli effetti di diluizione della carica con gas residui dal ciclo precedente (imponendo il DEM variabile con il carico, per ottenere i medesimi risultati numerici, si deve imporre costante il coefficiente C_s al variare del grado di parzializzazione)

Come più volte sottolineato, la *pmi* è la grandezza che sintetizza sia il processo di sostituzione della carica che la combustione e può quindi essere scelta come parametro di verifica del processo di taratura fin qui seguito. Si fa notare la buona approssimazione con cui le curve simulate ricalcano quelle sperimentali al variare del carico (Figura 3.56).

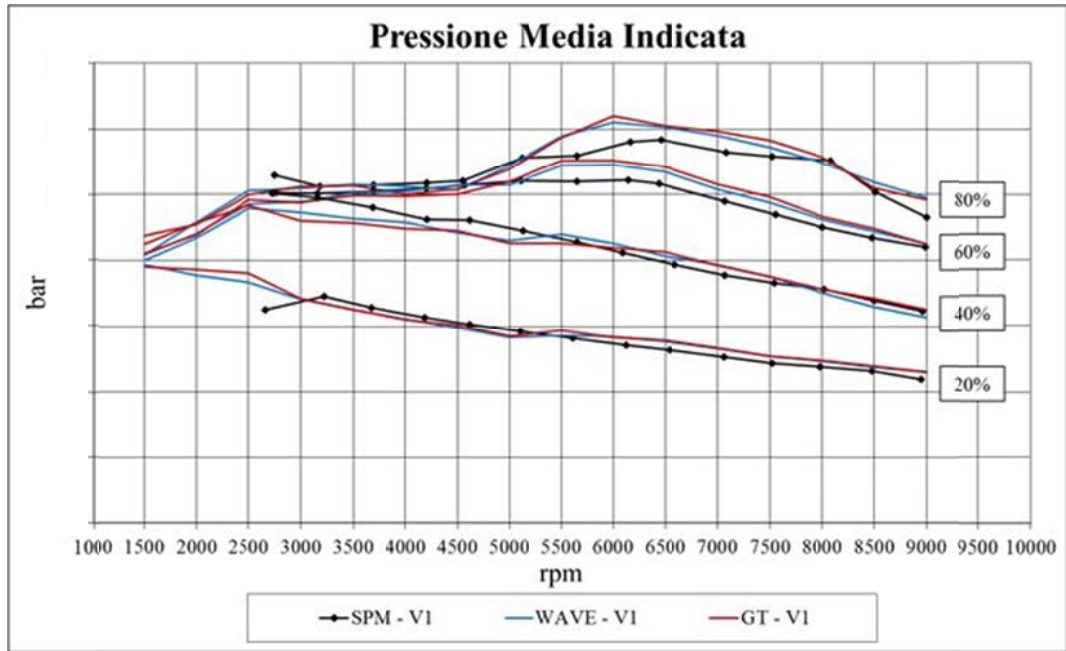


Figura 3.56 - Confronto dati modelli/dati sperimentali della pressione media indicata al variare del carico

Al fine di ottenere le corrette curve di coppia e potenza è stata imposta nel modello la *p_{ma}* indice delle perdite organiche del motore e dell'eventuale trasmissione. Anche in questo caso, come per il pieno carico, i confronti (Figura 3.57 e Figura 3.58) sono effettuati considerando anche gli assorbimenti di potenza dell'intera trasmissione con CVT bloccato in marcia lunga.

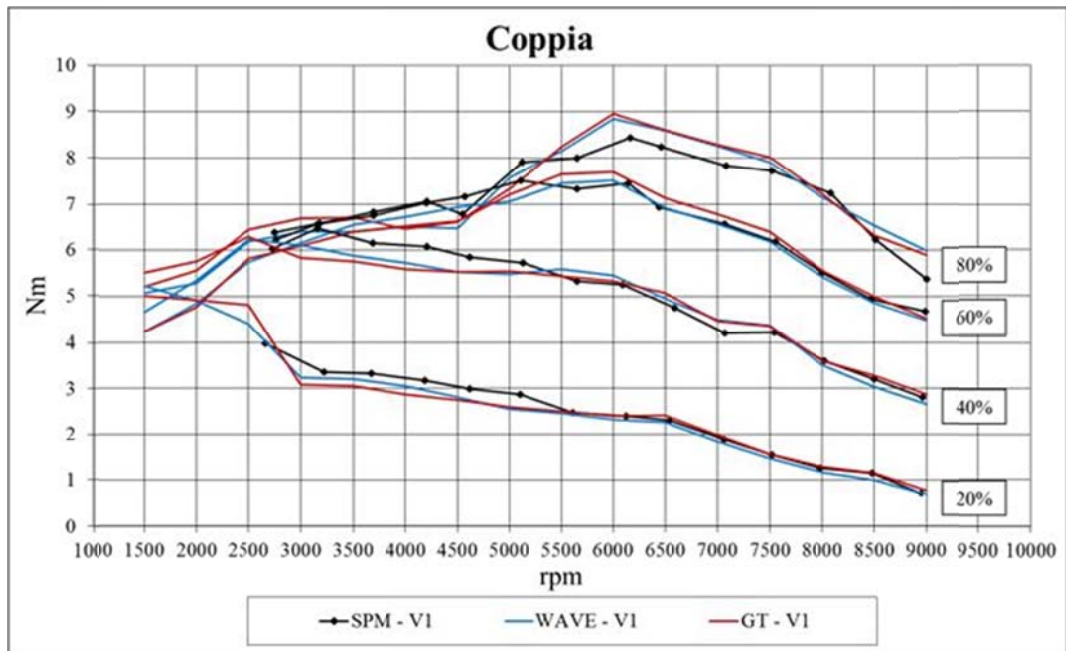


Figura 3.57 - Confronto dati modelli/dati sperimentali dell'andamento della coppia motrice al variare del carico rilevando la potenza all'asse ruota (Versione 1 del motore)

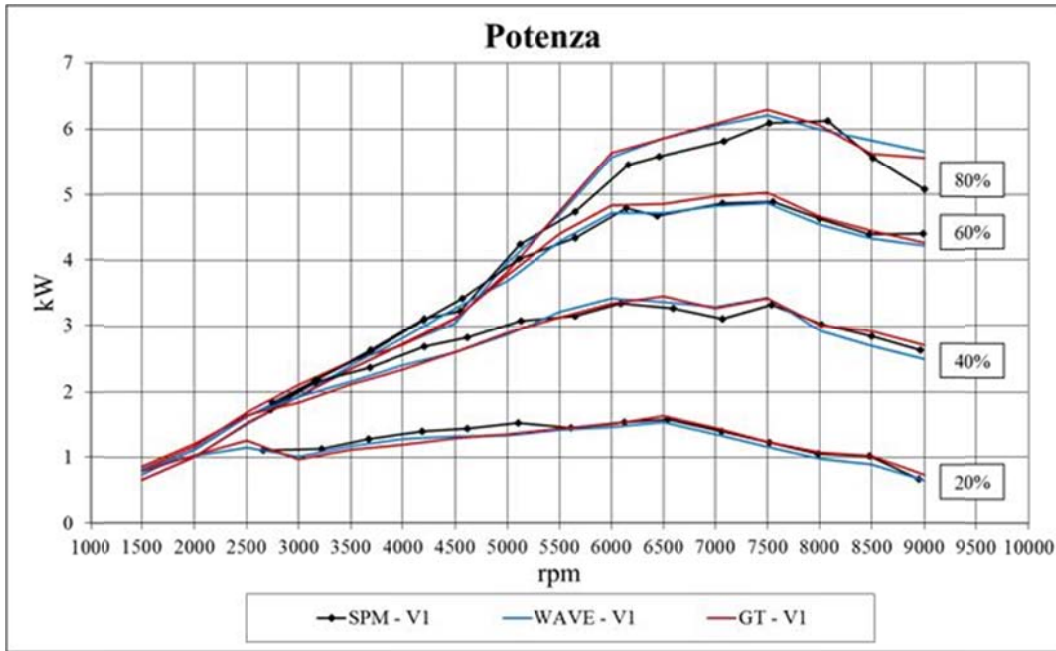


Figura 3.58 - Confronto dati modelli/dati sperimentali dell'andamento della potenza rilevata all'asse ruota al variare del carico (Versione 1 del motore)

Si riportano quindi i confronti fra dati sperimentali e numerici del consumo specifico al 60% e al 20% del carico (Figura 3.59).

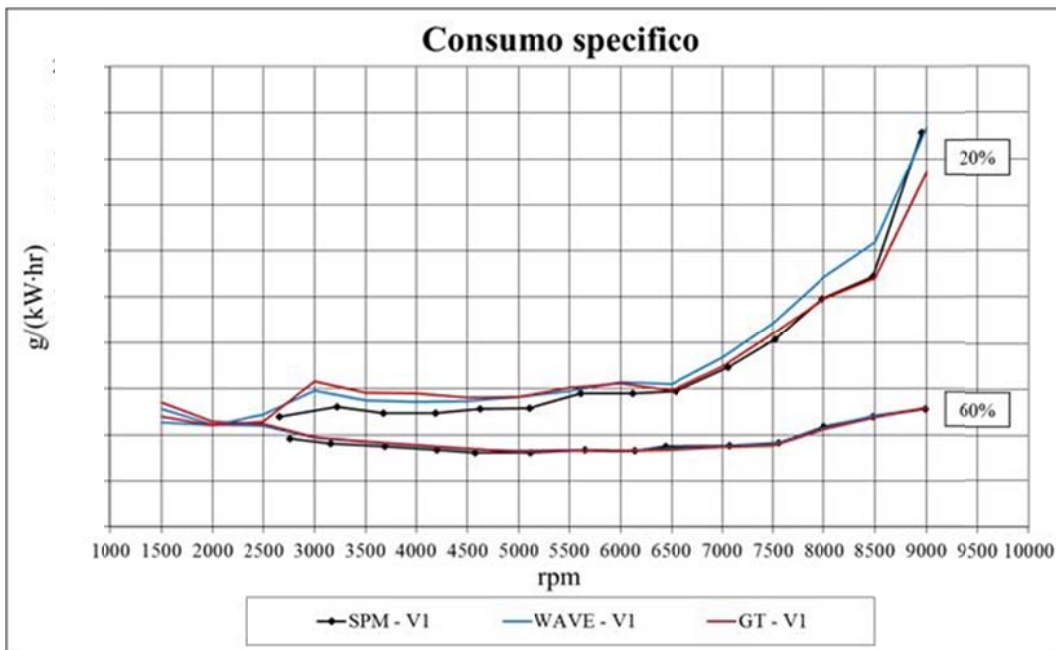


Figura 3.59 - Confronto dati modelli/dati sperimentali dell'andamento del consumo specifico al 60% e al 20% del carico rilevando la potenza all'asse ruota (Versione 1 del motore)

Relativamente alla calibrazione dei modelli Wave® e GT-Suite® sull'intero campo di funzionamento del motore Piaggio 125cc nella sua prima configurazione di sviluppo

testata al banco prova, gli ultimi risultati mostrati nel presente elaborato di tesi si riferiscono alla portata di combustibile (Figura 3.60) e alle emissioni grezze pre catalizzatore (da Figura 3.61 a Figura 3.63); nelle figure seguenti ci riferiamo, per chiarezza delle stesse e brevità di trattazione, a due soli gradi di parzializzazione, ossia il 60% ed il 20% del carico, ma è stata comunque verificata la buona corrispondenza tra risultati sperimentali e numerici anche agli altri gradi di apertura della valvola a farfalla. Per quanto concerne il consumo di combustibile (Figura 3.60) c'è un'ottima corrispondenza tra dato sperimentale e numerico, essendo correttamente riprodotta la portata d'aria aspirata (Figura 3.40) ed essendo fissata come dato di input sperimentale la dosatura.

Il dato simulato relativo alle emissioni grezze, pur continuando ad essere più che accettabile, si allontana maggiormente dal dato sperimentale, soprattutto per quanto riguarda le emissioni di HC.

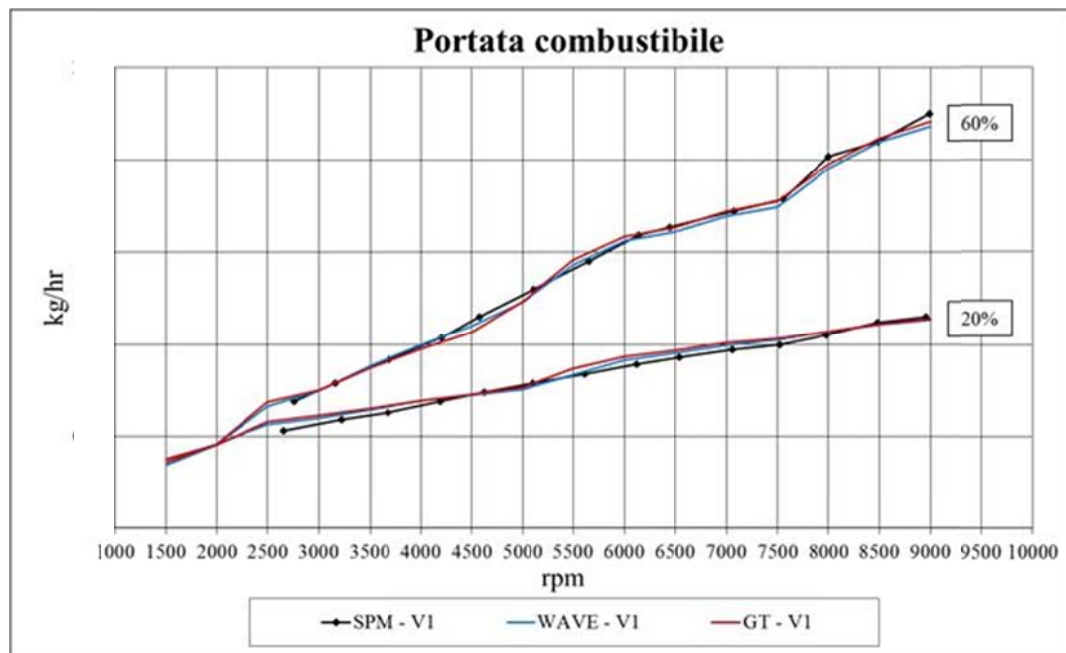


Figura 3.60 – Confronto dati modelli/dati sperimentali dell'andamento della portata di combustibile al 60% e al 20% del carico (Versione 1 del motore)

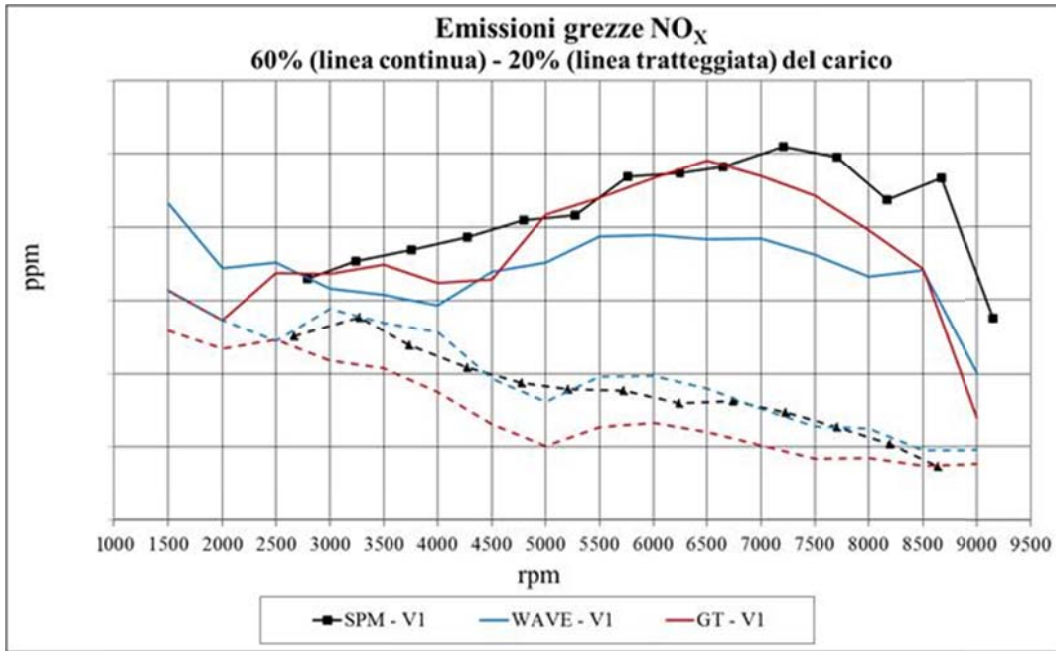


Figura 3.61 – Confronto dati modelli/dati sperimentali delle emissioni grezze pre catalizzatore di NO_x al 60% e al 20% del carico (Versione 1 del motore)

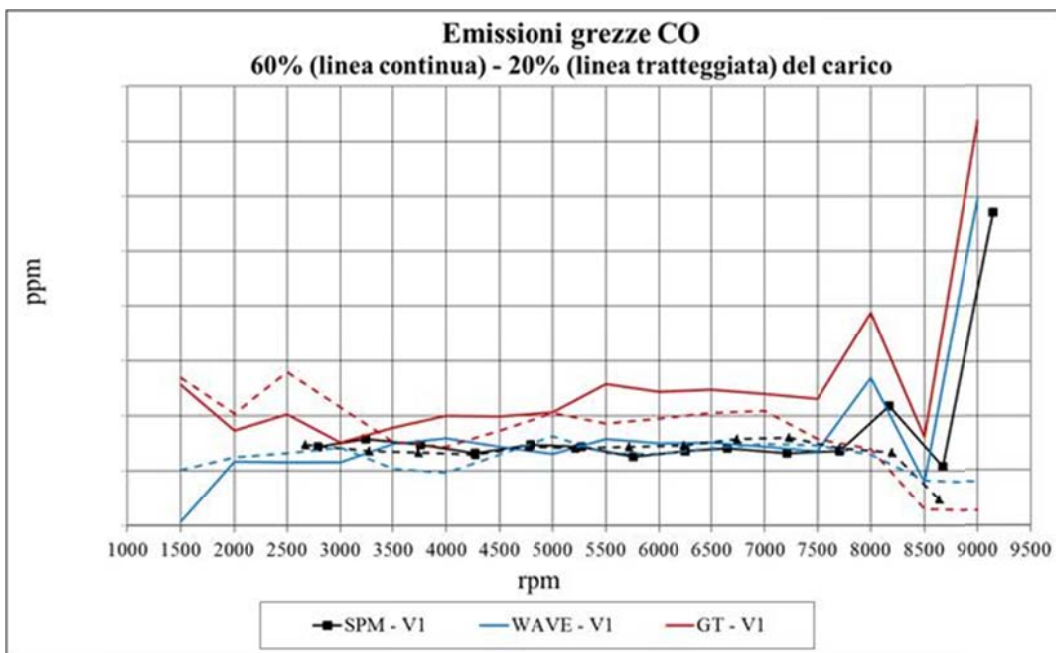


Figura 3.62 – Confronto dati modelli/dati sperimentali delle emissioni grezze pre catalizzatore di CO al 60% e al 20% del carico (Versione 1 del motore)

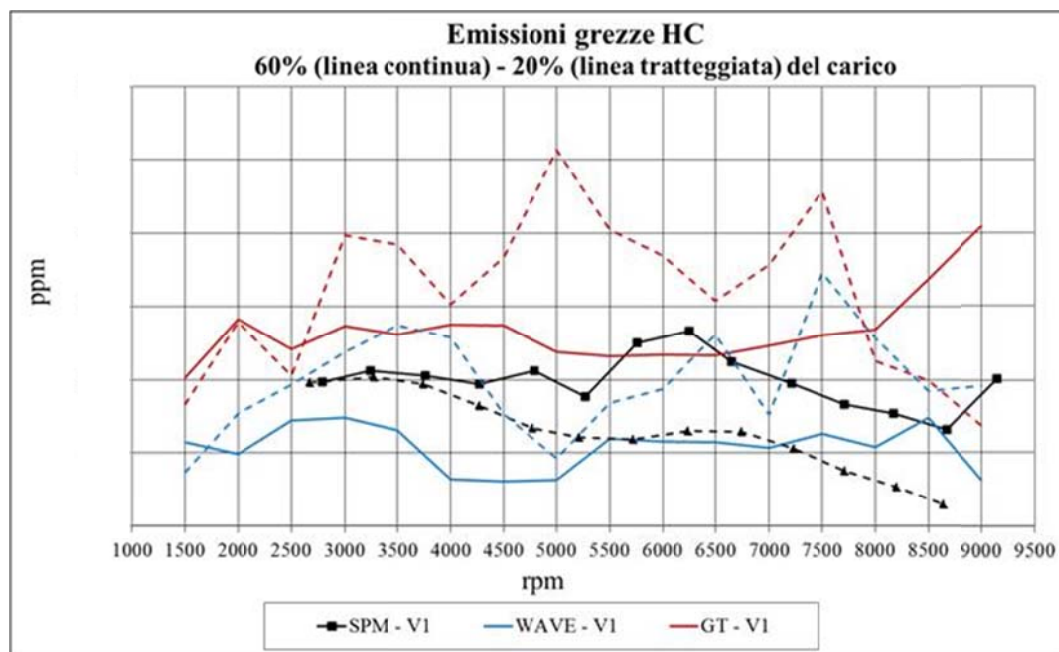


Figura 3.63 - Confronto dati modelli/dati sperimentali delle emissioni grezze pre catalizzatore di HC al 60% e al 20% del carico (Versione 1 del motore)

3.3.4. Mappa motore simulata

Al termine del processo di taratura descritto nei sotto-paragrafi precedenti del presente elaborato, si è in possesso di modelli calibrati in Wave® e GT-Suite® sulla base di dati sperimentali relativi a cinque condizioni di carico comprese tra il 20% fino alla piena apertura della valvola a farfalla. Ognuno di questi step di apertura farfalla è stata calibrata singolarmente, sia da un punto di vista della fase di ricambio della carica sia da un punto di vista del processo di combustione, cercando però al contempo di trovare dei parametri di taratura (relativi a temperature, scambio termico, attriti, ecc.) il più possibile validi sull'intero campo di funzionamento del motore.

Entrando nel dettaglio, variano sia con il carico che con il regime i parametri imposti a partire dai dati sperimentali raccolti, quali l'anticipo di accensione e la dosatura, mentre tra i parametri di taratura, al fine di ottenere una migliore corrispondenza con i risultati sperimentali, varia esclusivamente con il carico (secondo una data curva di tendenza) il solo coefficiente moltiplicativo della fase di combustione turbolenta (all'interno dei sottomodelli di combustione predittiva di cui dispongono sia Wave® che GT-Suite®).

Al fine di generare a calcolo con modelli calibrati in Wave® e GT-Suite® delle mappe dei principali parametri di funzionamento del motore al variare dell'apertura farfalla e del numero di giri, si è presentata la necessità di creare, con entrambi i codici numerici, un

modello unico rappresentativo di tutto il campo di funzionamento del propulsore in esame.

La discretizzazione delle suddette mappe, scelta e ritenuta sufficiente perché fosse correttamente rappresentativa dell'intero campo di utilizzo del motore, consta di 160 punti totali, ossia dieci step di apertura farfalla (dal minimo alla piena apertura), per ognuno dei quali si hanno 16 regimi di rotazione (dal regime di minimo a 9000 rpm, intervallati di 500 giri).

Mentre sei condizioni di carico sono state calibrate e confrontate direttamente con il dato sperimentale¹¹, per le restanti quattro sono stati imposti ai sopraelencati parametri di input sperimentali e di taratura valori intermedi tra quelli assegnati ai sei tarati (Tabella 3.1).

Caso:	Carico:	
1	minimo	Tarato sullo sperimentale
2	10%	Interpolato
3	20%	Tarato sullo sperimentale
4	30%	Interpolato
5	40%	Tarato sullo sperimentale
6	50%	Interpolato
7	60%	Tarato sullo sperimentale
8	70%	Interpolato
9	80%	Tarato sullo sperimentale
10	100%	Tarato sullo sperimentale

Tabella 3.1 – Discretizzazione delle condizioni di carico simulate nei modelli unici del motore creati in Wave® e GT-Suite®

Per ogni punto motore il codice fornisce grandezze quali coppia, consumo, emissioni, ecc., utili, come sarà spiegato nel seguito, nell'ambito della realizzazione del modello dinamico rappresentativo del funzionamento dell'intero veicolo (Figura 3.64). Si evidenzia che le mappe utilizzate nel seguito dell'attività sono riferite alla potenza all'albero motore: più precisamente nei modelli unici è stata imposta la sola *p_{ma}* del

¹¹ Ci si riferisce ai cinque step di apertura farfalla che sono stati indagati sperimentalmente, compresi tra il 20% e la piena apertura e la condizione di funzionamento del motore a regime di minimo

motore e non quella della trasmissione, delle cui perdite organiche si potrà tenere conto direttamente nel modello veicolo attraverso delle specifiche mappe di rendimento sperimentali.

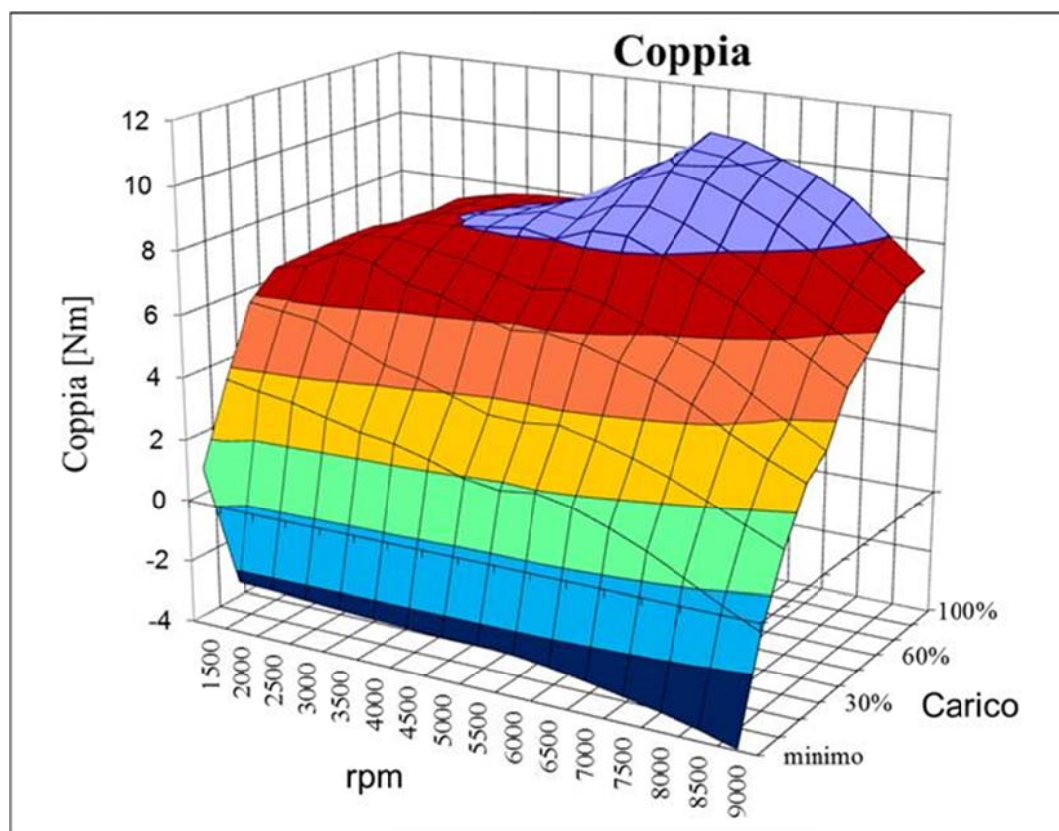


Figura 3.64 - Mappa di coppia del motore nella sua prima versione di sviluppo (potenza all'albero motore) (nello specifico simulata con Wave®)

3.3.5. Verifica della predittività dei modelli numerici

Una volta che i modelli costruiti in Wave® e GT-Suite® sono stati calibrati sulla base dei dati sperimentali relativi alla prima versione di sviluppo del motore Piaggio 125cc, la predittività dei suddetti modelli è stata verificata, come già anticipato nel presente elaborato, confrontandosi con le prestazioni della seconda versione di sviluppo del motore rilevate sempre al banco prova del Dipartimento di Energetica di Firenze.

I modelli numerici sono stati quindi adeguati con le nuove geometrie di aspirazione e scarico e i nuovi profili di alzata valvole con i relativi coefficienti di efflusso (Figura 3.65); come parametri sperimentali di input, quali anticipi e dosatura, sono stati considerati i dati, forniti da Piaggio, con cui è mappata la centralina del nuovo motore (per una descrizione più dettagliata delle modifiche si veda il Paragrafo 2.2).

Tutti i parametri di taratura, fissati per la Versione 1 del propulsore, sono stati ovviamente lasciati invariati, compresa la pressione media di attrito, tenuto conto che i componenti che generano le maggiori perdite organiche, come il gruppo cilindro-pistone-albero motore, alternatore, CVT, riduttore finale, ecc. sono rimasti costruttivamente circa invariati e le differenze di p_{ma} sono quindi trascurabili.

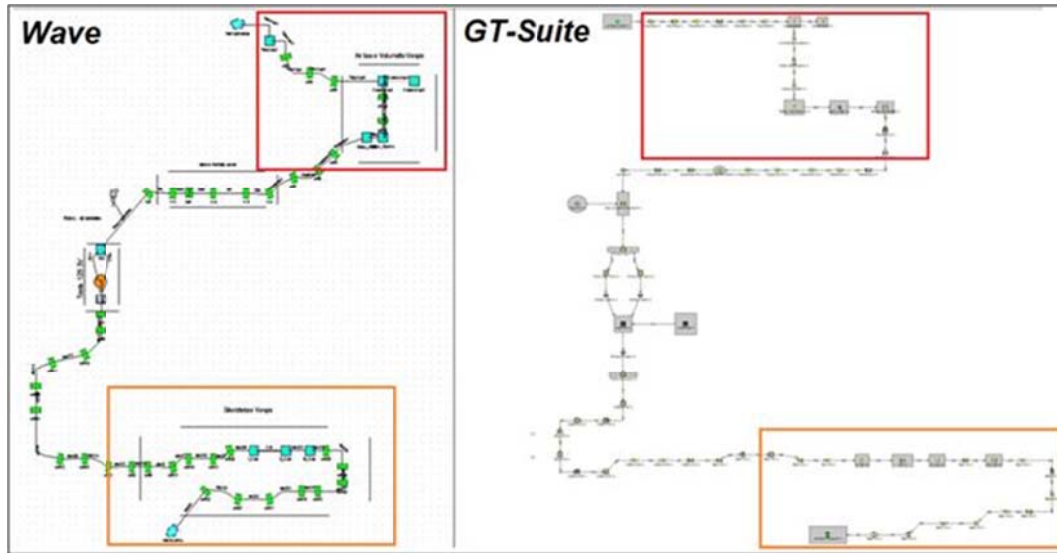


Figura 3.65 - Modelli monodimensionali della seconda versione di motore 125cc costruiti in Wave® e GT-Suite® (sono evidenziate le parti che hanno subito le maggiori modifiche geometriche)

Si riporta quindi, nella condizione di pieno carico, le curve di coppia e potenza sperimentali e numeriche riferite, per coerenza con quanto finora mostrato, alle prove effettuate collegando l'asse del freno dinamometrico con l'asse ruota e tenendo quindi conto delle perdite organiche del motore e dell'intera trasmissione (da Figura 3.66 a Figura 3.71).

Come si osserva dalle figure riportate di seguito entrambi i modelli riescono a cogliere con un'ottima approssimazione le variazioni degli andamenti delle curve prestazionali del motore dovute alle modifiche ad esso apportate: i modelli simulano correttamente sia un maggiore appiattimento della curva di coppia ai medio alti regimi che il conseguente maggior allungo del motore, la cui potenza massima è incrementata e spostata dai circa 8000 rpm della prima versione agli 8500 rpm della seconda (il regime di coppia massimo si alza anch'esso di circa 1000 giri motore).

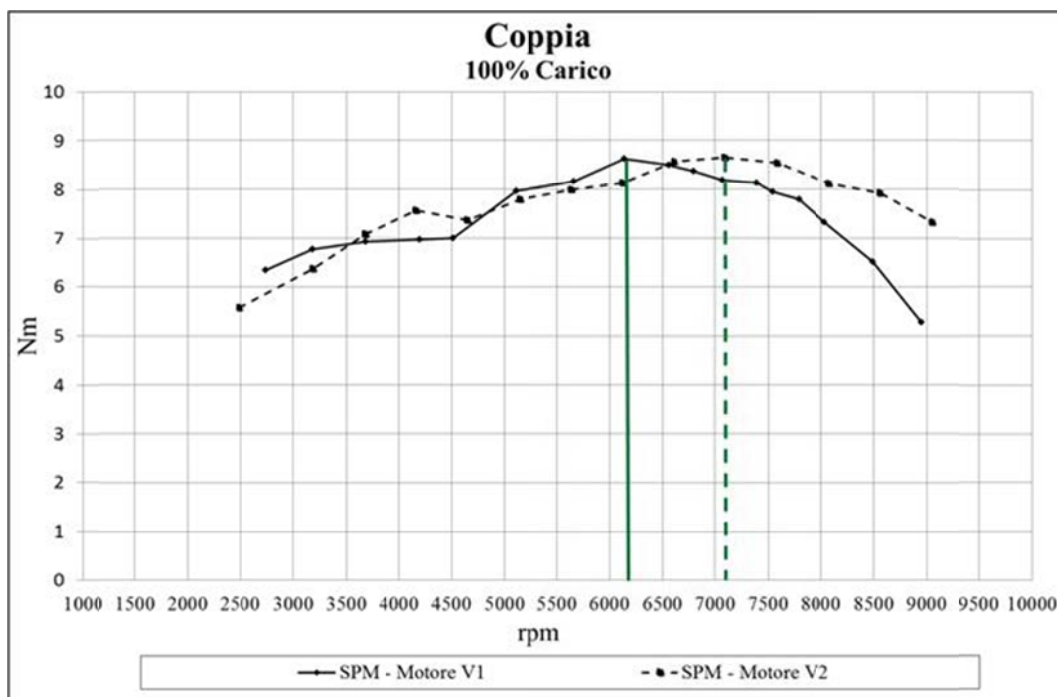


Figura 3.66 – Curve di coppia sperimentali nella condizione pieno carico relative alla prima e seconda versione di motore Piaggio 125cc 4T testate al banco prova (asse freno dinamometrico fissato all’asse ruota)

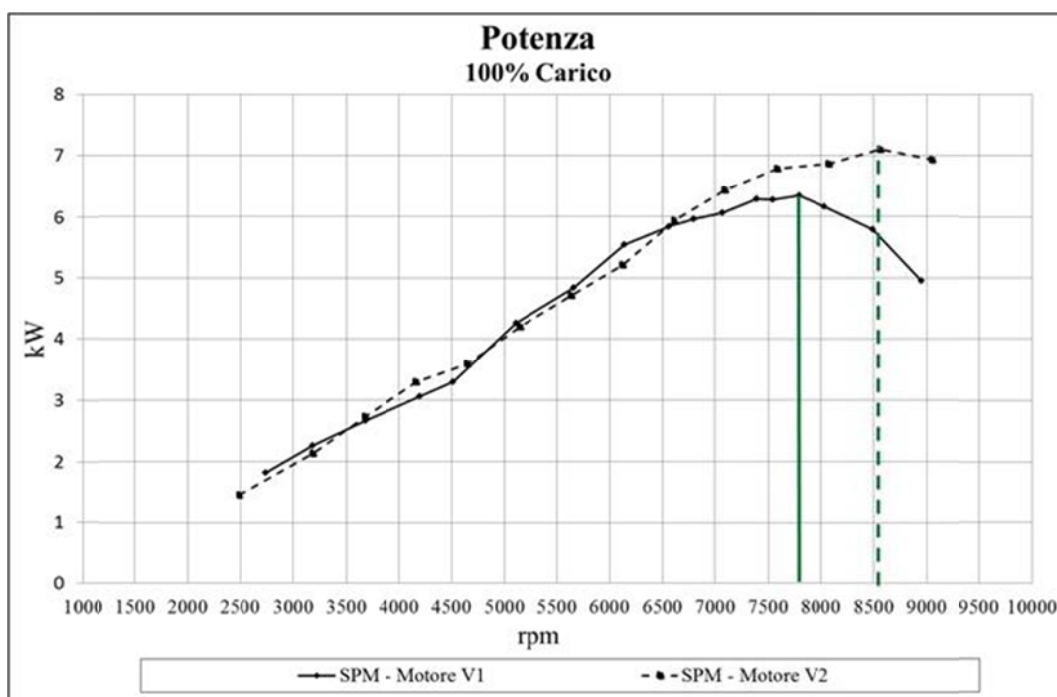


Figura 3.67 – Curve di potenza sperimentali nella condizione pieno carico relative alla prima e seconda versione di motore Piaggio 125cc 4T testate al banco prova (asse freno dinamometrico fissato all’asse ruota)

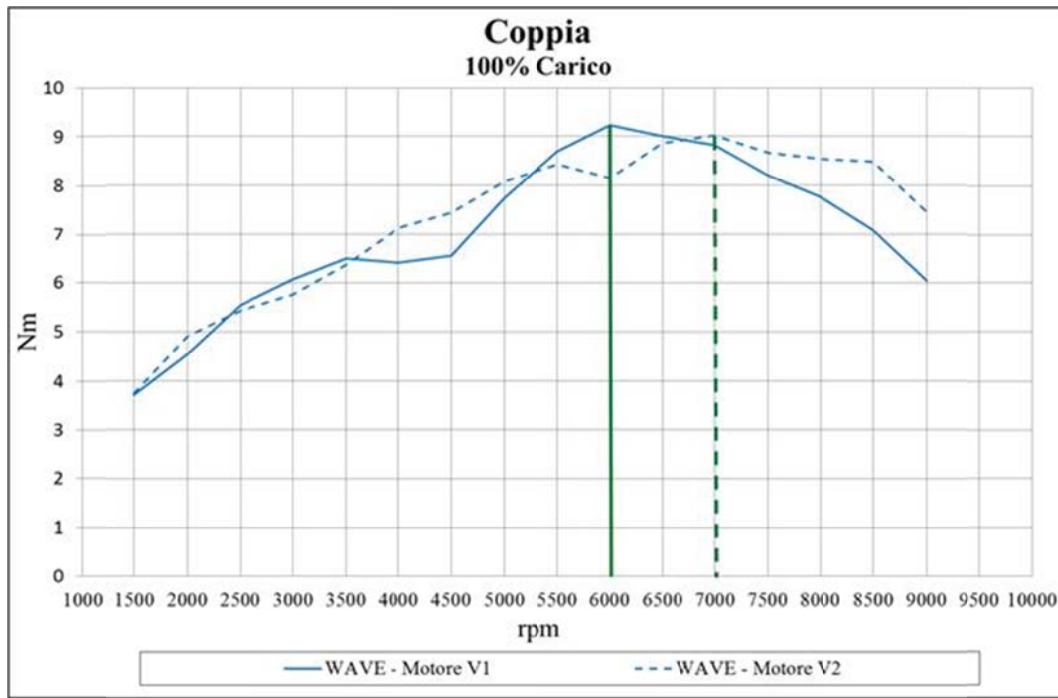


Figura 3.68 – Curve di coppia simulate da Wave® nella condizione pieno carico relative alla prima e seconda versione di motore Piaggio 125cc 4T testate al banco prova (asse freno dinamometrico fissato all’asse ruota)

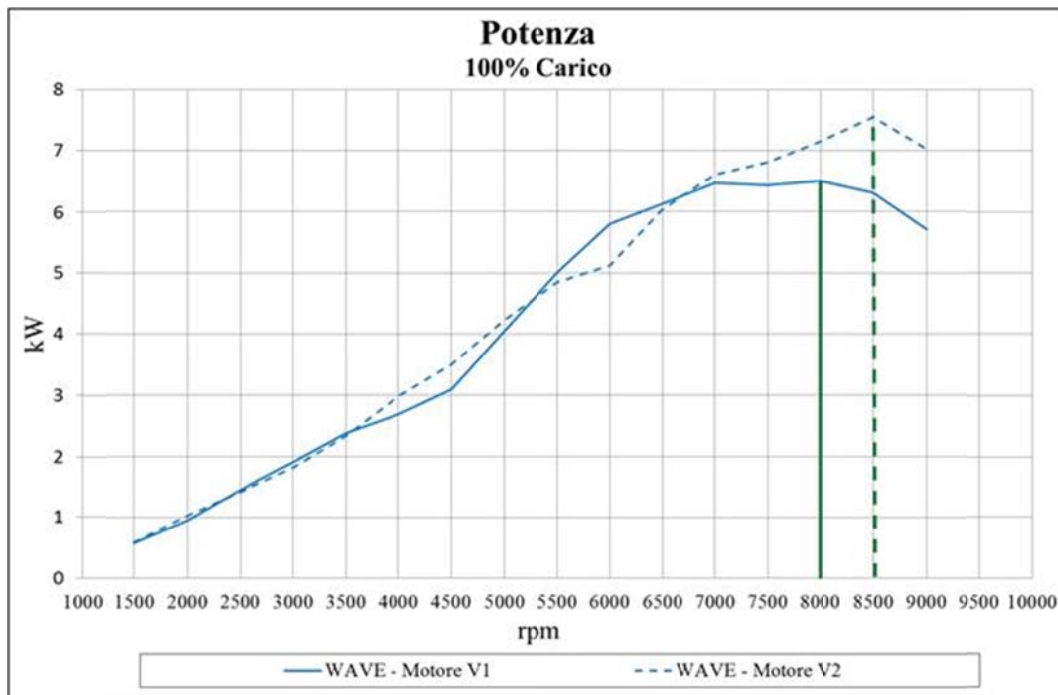


Figura 3.69 – Curve di potenza simulate da Wave® nella condizione pieno carico relative alla prima e seconda versione di motore Piaggio 125cc 4T testate al banco prova (asse freno dinamometrico fissato all’asse ruota)

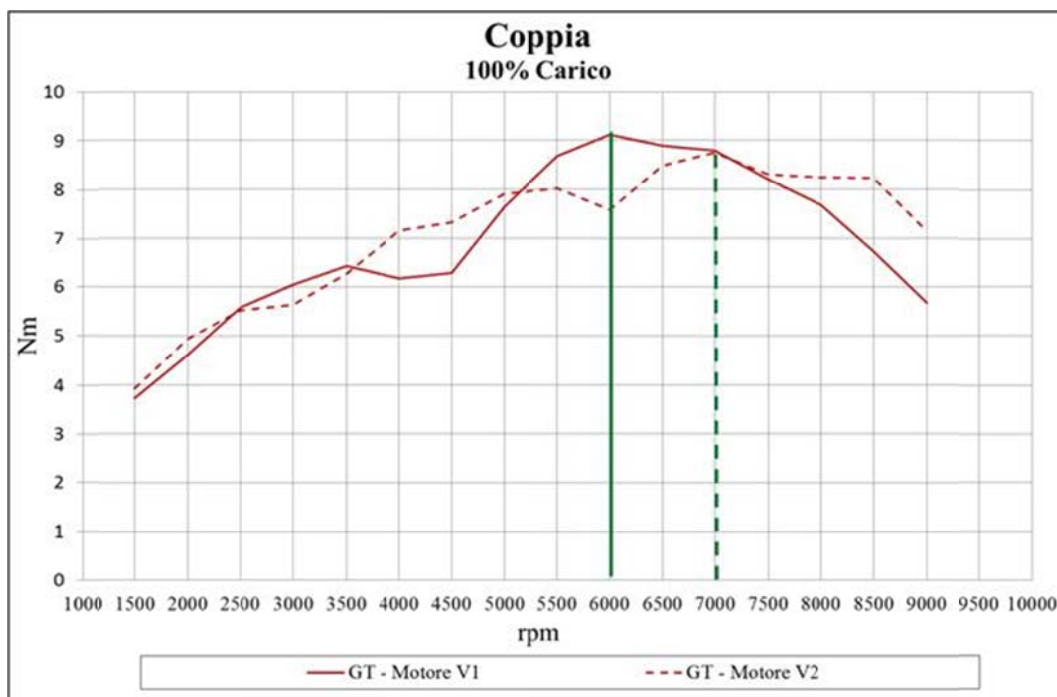


Figura 3.70 – Curve di coppia simulate da GT-Suite® nella condizione pieno carico relative alla prima e seconda versione di motore Piaggio 125cc 4T testate al banco prova (asse freno dinamometrico fissato all’asse ruota)

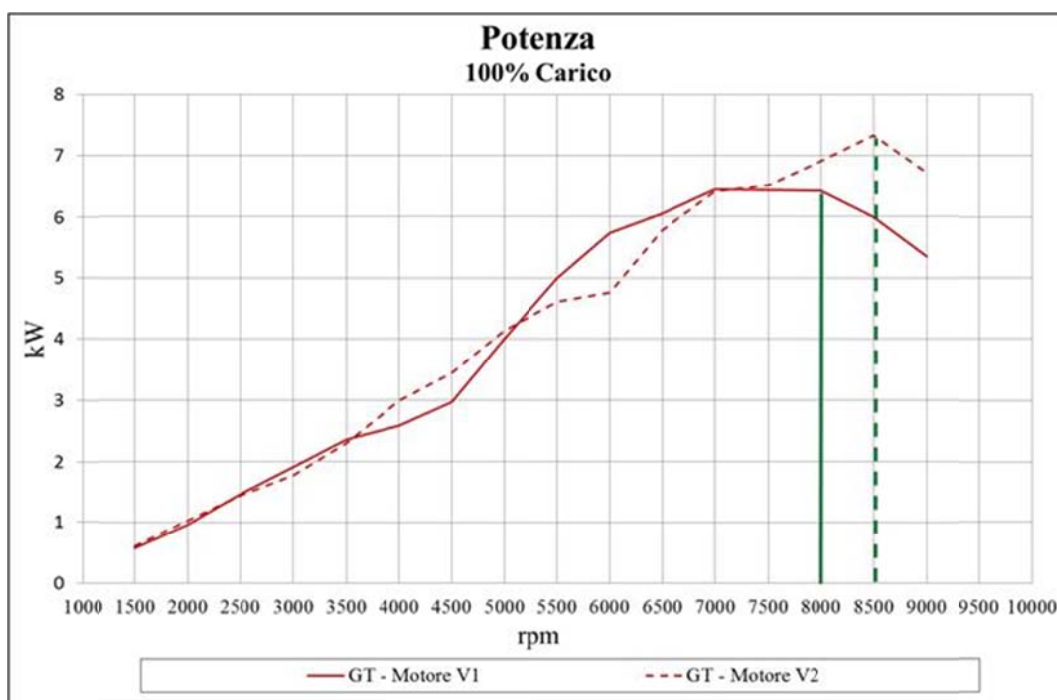


Figura 3.71 – Curve di potenza simulate da GT-Suite® nella condizione pieno carico relative alla prima e seconda versione di motore Piaggio 125cc 4T testate al banco prova (asse freno dinamometrico fissato all’asse ruota)

Infine come ulteriore dimostrazione della buona predittività dei modelli numerici calibrati sulla prima configurazione del motore 125cc, si riportano i confronti fra

numerico e sperimentale in termini di *pmi* sull'intero campo di funzionamento del motore nella sua seconda versione.

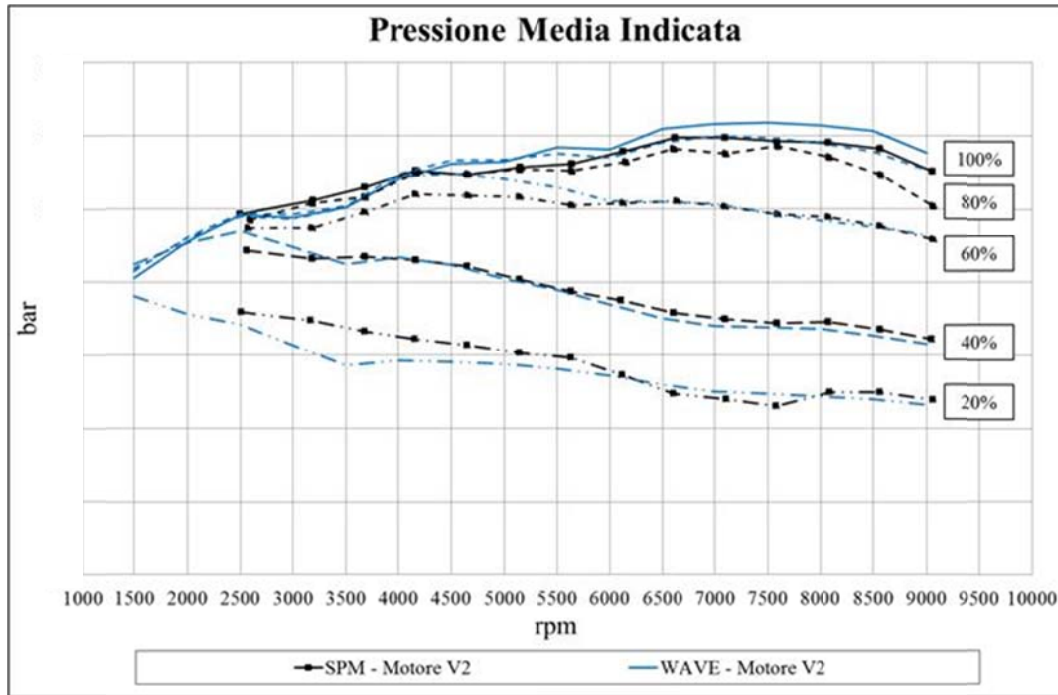


Figura 3.72 – Confronto dati modello Wave®/dati sperimentali della pressione media indicata al variare del carico¹²

A questo punto sono state quindi generate le mappe di funzionamento del motore anche nella sua seconda versione di sviluppo, analoghe a quelle presentate nel sotto-paragrafo precedente.

Tali mappe, insieme dei punti di funzionamento a regime del motore su tutto il suo campo di utilizzo (dal minimo al pieno carico), sono implementate all'interno del modello veicolo, come descritto dettagliatamente nel prossimo capitolo, per essere rappresentative del propulsore. Ulteriore prova della bontà del processo di calibrazione dei modelli monodimensionali finora descritto saranno quindi i risultati numerici ottenuti con il modello veicolo e confrontati anch'essi con i relativi dati sperimentali.

¹² I risultati numerici per maggiore chiarezza della figura fanno riferimento solo al modello Wave®, ma è stato verificato che quelli ottenuti con GT-Suite® sono analoghi su tutto il campo di funzionamento del motore

4. Modellazione numerica del veicolo

Nel corso degli anni si è fatta sempre più forte la necessità di aumentare l'efficienza globale del veicolo al fine di ridurre consumi ed emissioni inquinanti. Una delle strade principali per perseguire questo obiettivo è quella di andare a ricercare il miglior accoppiamento tra il veicolo e il motore che lo equipaggia.

In quest'ottica è stato quindi sviluppato, nell'ambito di tre progetti europei finanziati (EUREKAONE, MID2R e MUSS), uno strumento di calcolo che permette di combinare la simulazione 1-D del motore con la simulazione dinamica del veicolo su cui il motore è installato: lo scopo è quello di prevedere le condizioni operative del motore accoppiato al proprio veicolo e di conseguenza anche i suoi consumi e le sue emissioni inquinanti lungo un qualunque profilo velocità-tempo assegnato dall'utente.

E' stato quindi calibrato in primo luogo, come presentato nel capitolo precedente, un modello numerico del motore, che fosse rappresentativo del suo intero campo di funzionamento. L'importanza del modello motore così ottenuto si inserisce nell'ottica più ampia di un accoppiamento con il modello veicolo realizzato in ambiente MatLab-Simulink®, in modo da poter simulare, ad esempio, i cicli di omologazione previsti dalle normative europee e mondiali. Tale modello è stato sviluppato e perfezionato a partire da una prima versione realizzata nel corso di una precedente attività di dottorato anch'essa interna al Dipartimento di Energetica "S. Stecco" [Bellissima A.].

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

4.1. MatLab/Simulink®

MatLab® (abbreviazione di MATrix LABoratory) è un ambiente per il calcolo numerico e l'analisi statistica che comprende anche l'omonimo linguaggio di programmazione creato dalla software house MathWorks. MatLab® consente di manipolare matrici, visualizzare in modo semplice ed immediato i risultati, implementare algoritmi e funzioni e interfacciarsi con altri programmi; si tratta quindi di uno strumento matematico molto flessibile e potente.

MatLab® al suo interno contiene diversi sottoambienti e toolbox e soprattutto un ambiente grafico per la simulazione dei sistemi complessi, Simulink®, ampiamente sfruttato nel corso della presente attività di dottorato [Cavallo A., Setola R., Vasca F.].

Simulink® è fornito di un'interfaccia grafica per la costruzione di modelli tramite diagrammi a blocchi, che è possibile realizzare attingendo da un'ampia libreria di blocchi predefiniti, che descrivono elementi statici e dinamici elementari. L'utente ha la possibilità di comporre a proprio piacimento mediante interconnessioni questi blocchi elementari allo scopo di creare il proprio schema logico di calcolo. Simulink® permette di modellare un sistema rapidamente, con ordine e senza dover necessariamente ricorrere alla scrittura di complesse stringhe di codice, al fine ultimo di risolvere tutte le equazioni del proprio problema numerico.

Si tratta quindi di un valido supporto a MatLab® nei casi in cui è necessario simulare:

- Sistemi complessi, composti da numerosi blocchi interconnessi tra loro;
- Sistemi in cui i singoli blocchi sono non-lineari e tempo-varianti;
- Sistemi che comprendono sia blocchi tempo-discreti che tempo-continui.

4.2. Principi di funzionamento del modello veicolo

Lo scopo del modello dinamico veicolo è quello di ricevere in ingresso un qualunque profilo missione velocità-tempo e di calcolare, per ogni passo temporale del percorso assegnato, la coppia che deve essere fornita dal motore affinché il veicolo segua il profilo assegnato ed il numero di giri a cui questa deve essere fornita. Accoppiando poi al suo interno i propri risultati con quelli prodotti dal modello motore, riassunti in una serie di

mappe di funzionamento con la grandezza di interesse in funzione di giri e apertura farfalla, viene determinato univocamente il punto di funzionamento del motore e quindi tutte le grandezze ad esso associate. Per la sua estrema duttilità e capacità di implementare graficamente in modo efficace e chiaro sistemi complessi al suo interno, è stato sfruttato l'ambiente MatLab-Simulink® per costruire il modello dinamico del veicolo.

L'idea alla base del funzionamento del modello veicolo è quella di restituire in uscita un valore di coppia avendo come input una differenza di velocità: la coppia è quella che deve fornire il motore mentre la differenza di velocità proviene dal confronto, ad ogni time step, tra la velocità imposta al veicolo e quella effettiva calcolata dal modello al tempo corrente. In altre parole, la differenza di velocità è scelta come parametro di controllo che, in modo semplicemente proporzionale o secondo le preferenze tramite un controllo *PID* (Proporzionale-Integrale-Derivativo), determina la coppia motrice necessaria per seguire il profilo di velocità imposto. Così facendo, infatti, la coppia motrice è funzione della differenza tra la velocità del veicolo simulata e quella imposta e quindi è in grado di adattarsi automaticamente alle variazioni di velocità richieste dal profilo missione.

In Figura 4.1 è presentato uno schema semplificato del funzionamento del modello veicolo, mentre in Figura 4.2 si riporta un'immagine del modello stesso nella sua interezza e che verrà descritto nel dettaglio nei prossimi paragrafi del presente capitolo.

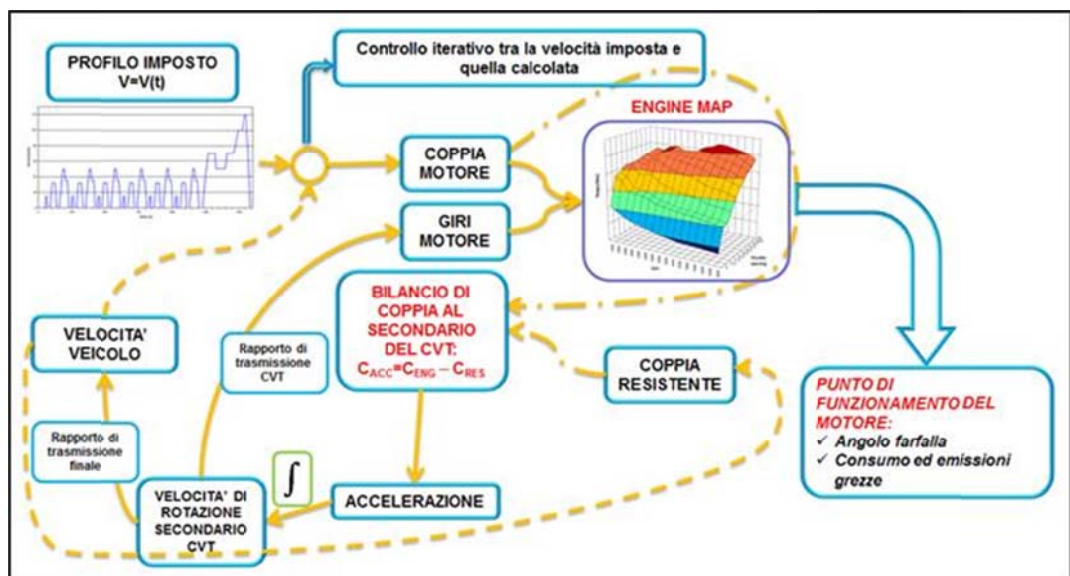


Figura 4.1 - Schema semplificato del modello veicolo

La simulazione dinamica di uno scooter per un ciclo di funzionamento articolato come ad esempio i cicli di omologazione europea *UDC-EUDC* e mondiale *WMTC*, comporta numerose difficoltà che impediscono di fatto di apportare estese semplificazioni. Le difficoltà maggiori risiedono nel fatto che cicli di omologazione o cicli urbani in genere prevedono ampie variazioni di velocità e trattandosi di uno scooter con frizione centrifuga e trasmissione automatica (CVT, Continuously Variable Transmission) non è possibile fissare a priori il rapporto tra il numero di giri del motore e la velocità del veicolo [Anderson B. D., Maten J. R.] [Mantriota G.]. Difatti, diversamente da un mezzo di trasporto dotato di cambio meccanico a marce, in cui il rapporto di trasmissione è deciso ed imposto dal pilota, che vincola quindi secondo scelta propria velocità e numero di giri, in uno scooter con CVT il rapporto di trasmissione varia in modo automatico in funzione delle sue caratteristiche costruttive e delle svariate condizioni di funzionamento a cui è sottoposto lo scooter stesso.

Questo comporta di dover simulare il funzionamento dei vari componenti che nello scooter reale assolvono al compito di far variare il rapporto di trasmissione, vale a dire la frizione centrifuga e il variatore automatico di velocità, comprensivo dell'asservitore di coppia.

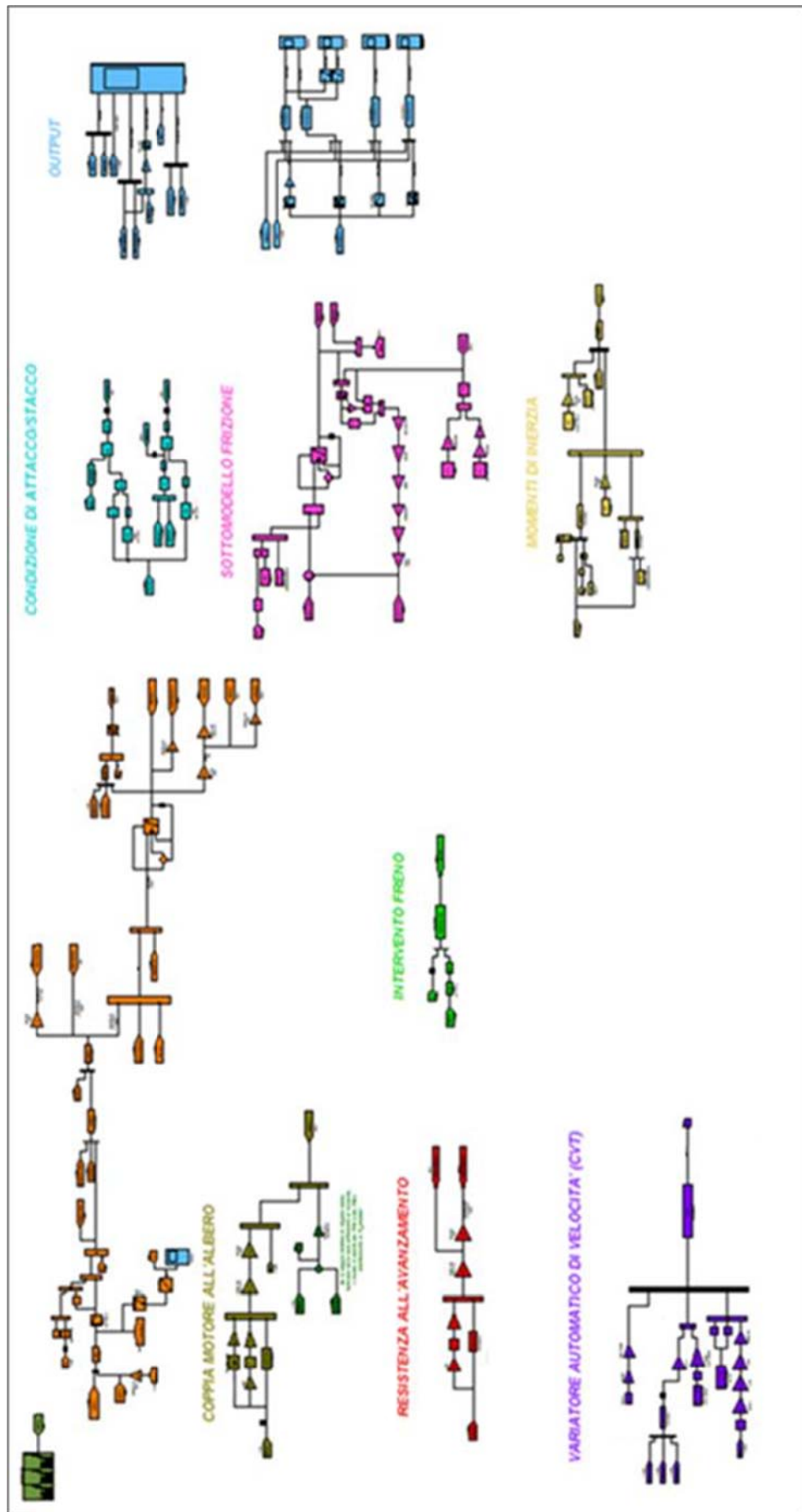


Figura 4.2 - Modello veicolo realizzato in Simulink®

Data la sua complessità ed approfittando di uno dei punti di forza di Simulink®, il modello veicolo in questione è stato costruito in maniera modulare, ossia è stato suddiviso in blocchi, ognuno dei quali implementabile e testabile nel suo funzionamento in modo quasi del tutto indipendente dal resto del modello (Figura 4.2).

Nel modello, lo scooter è considerato come un corpo rigido, sottoposto principalmente all'azione di tre forze:

- Forza motrice (fornita dal motore);
- Resistenza al rotolamento;
- Resistenza aerodinamica all'avanzamento.

A queste tre forze si va eventualmente a sommare la forza esercitata, quando richiesto, dai freni del veicolo.

Il modello veicolo è realizzato in modo da ricevere in ingresso i seguenti dati:

- Profilo di velocità imposto dall'utente (velocità vs tempo);
- Caratteristiche del veicolo:
 - Massa;
 - Coefficienti di attrito e di resistenza aerodinamica;
 - Caratteristiche geometriche della trasmissione automatica (lunghezze, masse, momenti di inerzia, ecc.).

I dati di output forniti dal modello sono invece:

- Coppia motrice richiesta al veicolo in esame per seguire il profilo di velocità imposto;
- Profilo di velocità del veicolo calcolato dal modello;
- Numero di giri del motore;
- Rapporto di trasmissione del CVT.

Conoscendo il numero di giri del motore e la coppia motrice richiesta, si entra nella mappa di funzionamento generata dal modello monodimensionale del motore (Figura 3.64) e si ottiene il corrispondente angolo di apertura farfalla, determinando così univocamente il punto motore con tutte le grandezze ad esso correlate, quali ad esempio consumi ed emissioni inquinanti.

Un approccio di questo tipo, completamente "virtuale", una volta tarato, consente di ridurre notevolmente le prove sperimentali da effettuare sia al banco motori che al

banco a rulli, permettendo sia di fare “a calcolo” una prima scrematura di possibili soluzioni migliorative o comunque alternative alla configurazione base di motore e/o veicolo che di andare a ricercare i migliori settaggi per raggiungere un determinato obiettivo (ad esempio la riduzione dei consumi sul ciclo di omologazione).

4.3. Stabilità di calcolo del modello veicolo

Un aspetto fondamentale nella realizzazione del modello veicolo in MatLab® è stato assicurare la stabilità del calcolo: il modello, a prescindere dai dati in ingresso, deve poter garantire di riuscire a portare a termine il calcolo, indipendentemente dalla qualità della taratura e quindi dei risultati in uscita.

Il presente modello deve simulare il funzionamento di uno scooter dotato di frizione centrifuga e variatore automatico di velocità (CVT); quest'ultimo componente varia in funzione delle condizioni di funzionamento il rapporto di trasmissione in modo continuo ed automatico e non secondo esplicita volontà del pilota; come precedentemente sottolineato, non è quindi possibile conoscere a priori il numero di giri del motore nota esclusivamente la velocità del veicolo o viceversa. Ad esempio il rapporto di trasmissione al CVT è determinato tra le altre cose anche dal regime di rotazione del motore, che a sua volta nel modello di simulazione è calcolato a partire dalla velocità del veicolo e dal carico richiesto noto il rapporto di trasmissione stesso; si ha quindi un *loop* che può creare problemi di instabilità fino ad arrestare il calcolo prematuramente.

Per assicurare tale stabilità di calcolo sono quindi necessari alcuni accorgimenti nella creazione del modello in Simulink®, che ricordiamo lavora in modo continuo e non iterativo:

- Inizializzare tutte le variabili e gli input del modello;
- L'eventuale uso nel modello di sottosistemi (*subsystem*) necessita che questi siano opportunamente interconnessi ed inizializzati secondo un ordine temporale ben preciso, allo scopo di evitare indesiderate instabilità nel calcolo;
- Utilizzare elementi “*memory*” o “*Unit Delay*” associati a determinati input e variabili in ingresso ad alcuni sottosistemi del modello allo scopo di assegnare loro il valore derivato dal time step precedente, così da inizializzare correttamente il suddetto sottomodulo senza generare instabilità di calcolo;

- Utilizzare in casi particolari, anziché blocchi predefiniti, *S-function* scritte in MatLab® opportunamente inizializzate dall'utente per rendere il modello meno sensibile alle discontinuità di calcolo che possono fare incorrere in errori.

4.4. Funzioni scritte in MatLab® per il modello veicolo

Una volta effettuata la simulazione del funzionamento del motore nel suo intero campo di funzionamento (ad esempio utilizzando un codice di calcolo monodimensionale) (si veda il Capitolo 3), il passo successivo è importare in ambiente MatLab-Simulink® le mappe tridimensionale della coppia motrice e degli altri parametri di funzionamento del motore di interesse in funzione del numero di giri e dell'angolo di apertura della valvola a farfalla.

Si sottolinea come tali mappe sono rappresentative di stati di funzionamento a regime del motore, per cui non sarebbero propriamente adatte alla simulazione di transitori, quali quelli simulati dal modello dinamico del veicolo.

Per quel che riguarda però i transitori termodinamici del motore, che hanno una scala di tempo molto piccola se rapportata all'inerzia meccanica del veicolo, è possibile approssimare le condizioni operative del propulsore come una successione di stati di equilibrio (commettendo un errore tanto maggiore quanto maggiori sono le variazioni di velocità richieste al veicolo). I transitori termici del catalizzatore sono invece più lunghi, e il suo funzionamento è fortemente influenzato dalla temperatura a cui va a lavorare: per cui nel qual caso si voglia simulare anche il funzionamento del catalizzatore (si sottolinea che ciò non è stato argomento del presente lavoro di tesi) sarà probabilmente necessario considerare una variazione della temperatura di lavoro nell'arco di tempo del ciclo imposto, ossia considerare che inizialmente il catalizzatore lavorerà a basse temperature e che queste aumenteranno nel tempo con una certa inerzia fino a stabilizzarsi ad un certo valore; in alternativa potrebbero essere effettuate delle misure di emissioni post catalizzatore in condizioni stazionarie, sulle quali tarare il modello di simulazione e pesare poi la differenza tra i risultati sperimentali ottenuti lungo il ciclo di omologazione e quelli ricavati dalle simulazioni sullo stesso ciclo, cercando quindi di ricavare un fattore correttivo da applicare ai dati simulati per tenere di conto dei transitori termici reali.

Resta inoltre valido il principio per cui un'analisi "virtuale" del motore ed una sua ottimizzazione a partire da mappe rappresentative di stati di funzionamento a regime è pur sempre corretta in termini comparativi e quindi utile nel qual caso si ricerchino soluzioni ottimali, in termini di prestazioni, consumo di combustibile e rendimento (una messa a punto del motore in condizioni di regime avrà ripercussioni positive anche nel suo funzionamento in transitorio). Quanto scritto sarà dimostrato nel seguito dell'elaborato dai risultati ottenuti sia nella fase di calibrazione del modello che di ottimizzazione del motore.

Per la creazione della mappa motore a partire dai dati del modello monodimensionale si è implementato in MatLab® una apposita funzione (o meglio una per ciascun codice 1D utilizzato nel corso dell'attività: "genmaps_Wave.m" e "genmaps_GT.m") che genera una matrice "map" a partire dal file *.sum di Wave® o *.rlt di GT-Suite® (files di testo contenenti tutti i parametri di funzionamento del motore calcolati dalla simulazione monodimensionale) (si veda Appendice B per maggiori dettagli sulla suddetta funzione e sulle altre ad essa annesse).

Per far interagire invece la mappa motore con il modello Simulink®, è stata formulata la S-function "maps.m" (si veda sempre Appendice B), richiamata dal blocco maps del modello veicolo.

A tale blocco arrivano le seguenti due variabili, entrambe calcolate dal modello veicolo: $u(1)$, ossia la coppia motrice necessaria per seguire il profilo di velocità imposto ed $u(2)$ che è la velocità di rotazione del motore. Si ricorda nuovamente che la prima è ottenuta a partire dalla differenze di velocità, ad ogni time step del calcolo, tra quella imposta al veicolo e quella simulata (il legame tra la differenza di velocità e la coppia richiesta è semplicemente proporzionale o secondo le preferenze di tipo PID, ossia Proporzionale-Integrale-Derivativo).

Nel blocco maps si entra quindi con un valore di giri motore $u(2)$, che viene limitato al range di rpm ammissibili e che serve ad individuare la riga della matrice map (mappa della coppia motrice); una volta individuata la riga, attraverso il valore di coppia richiesta (anch'esso circoscritto al range di coppia ammissibile) è individuata la colonna della stessa matrice. Sia il valore di giri che quello di coppia sono eventualmente interpolati rispettivamente tra due valori di righe e due valori di colonne adiacenti, per ottenere una

maggior precisione. Così facendo si determina il punto di funzionamento motore nella matrice *map*, e quindi, oltre a coppia erogata e numero di giri, tutti i parametri di interesse quali apertura farfalla, consumi, emissioni, ecc..

4.5. Moduli ed equazioni del modello veicolo

Si definisce e descrive adesso nel dettaglio ciascun modulo che compone l'intero modello veicolo (Figura 4.2), evidenziando anche le grandezze geometriche dello scooter che, insieme ai parametri di taratura, devono essere inserite al suo interno per una corretta simulazione dinamica di un qualunque profilo missione imposto dall'utente.

4.5.1. Bilancio delle forze e dei momenti d'inerzia del veicolo

In Figura 4.3 è riportato il "cuore" del modello veicolo realizzato in ambiente Simulink®.

La coppia motrice all'albero motore, in uscita dal blocco *maps* precedentemente descritto, viene moltiplicata, al fine di ottenere la coppia motrice alla frizione, per il rapporto di trasmissione calcolato dal sottoblocco di simulazione del CVT, tenendo conto, tramite mappe di rendimento, anche delle perdite organiche del variatore di velocità stesso.

Nella condizione di frizione completamente attaccata, questa viene considerata come un elemento rigido e la coppia motrice è interamente trasmessa alla campana frizione, al cui asse è effettuato il bilancio di forze agenti sul veicolo.

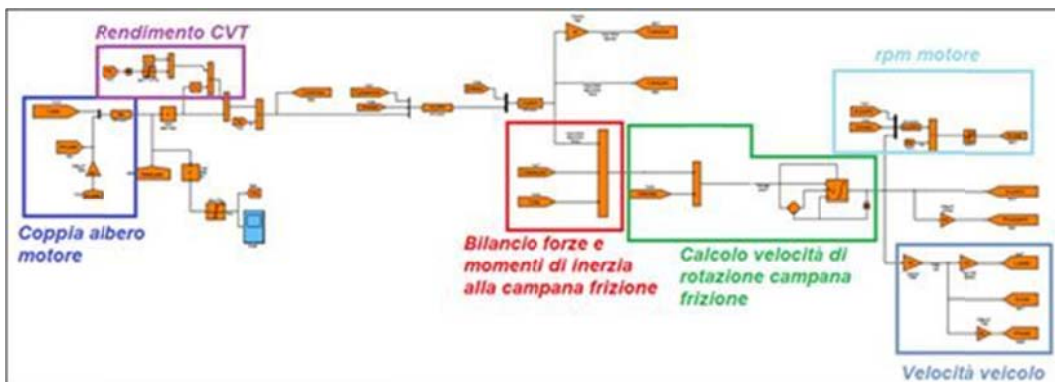


Figura 4.3 - Corpo principale del modello veicolo

La coppia accelerante è ottenuta quindi dal seguente bilancio all'asse della puleggia condotta del CVT (dove si trovano anche disco e campana frizione):

$$T_{acc} = T_{eng} - T_{res} - T_{freno} \quad (4.1)$$

dove:

- T_{eng} è la coppia motrice ricondotta all'asse frizione, tenuto conto del rendimento del CVT;
- T_{res} è la coppia resistente;
- T_{freno} è la coppia generata dai freni la dove richiesto.

Il valore istantaneo del rapporto di trasmissione è calcolato ad ogni time step dal blocco che simula il funzionamento del CVT, che verrà descritto nel seguito; per il calcolo della coppia motrice all'asse del secondario del CVT (dove si trova la frizione) è determinante la condizione di funzionamento della frizione: difatti se la frizione è completamente attaccata e quindi, come precedentemente scritto, considerata come un collegamento rigido, allora la coppia motrice si trasmette integralmente alla campana (perdite al CVT escluse); se invece si è in condizioni di strisciamento la coppia è calcolata all'interno del blocco di simulazione della frizione, anch'esso descritto nel seguito della relazione, tenendo conto anche del coefficiente di attrito tra ceppi e campana; infine la coppia motrice è ovviamente nulla nel caso in cui la frizione sia completamente staccata.

La resistenza all'avanzamento (Figura 4.4) è invece funzione della velocità dello scooter e dell'attrito tra pneumatici e strada (ed eventualmente anche della pendenza della strada). A seconda di ciò che interessa simulare, sono stati prodotti diversi sottoblocchi per il calcolo della stessa.

Nel caso si voglia simulare un ciclo di omologazione, dove la coppia resistente è imposta dai rulli, questa è data dalla somma di due componenti:

- F_0 : termine costante, rappresentativo della resistenza al rotolamento dei pneumatici;
- $F_2 \times (\text{velocità scooter})^2$: si tratta della resistenza aerodinamica del veicolo;

dove F_0 e F_2 sono coefficienti derivanti da normativa.

Nel caso invece si voglia simulare un ciclo urbano o extraurbano reale si tiene esplicitamente conto sia dell'attrito di rotolamento tra pneumatici e strada, sia della sezione frontale del veicolo moltiplicata per il coefficiente di resistenza aerodinamica, eventualmente tenendo anche conto della pendenza della strada lungo il profilo assegnato.

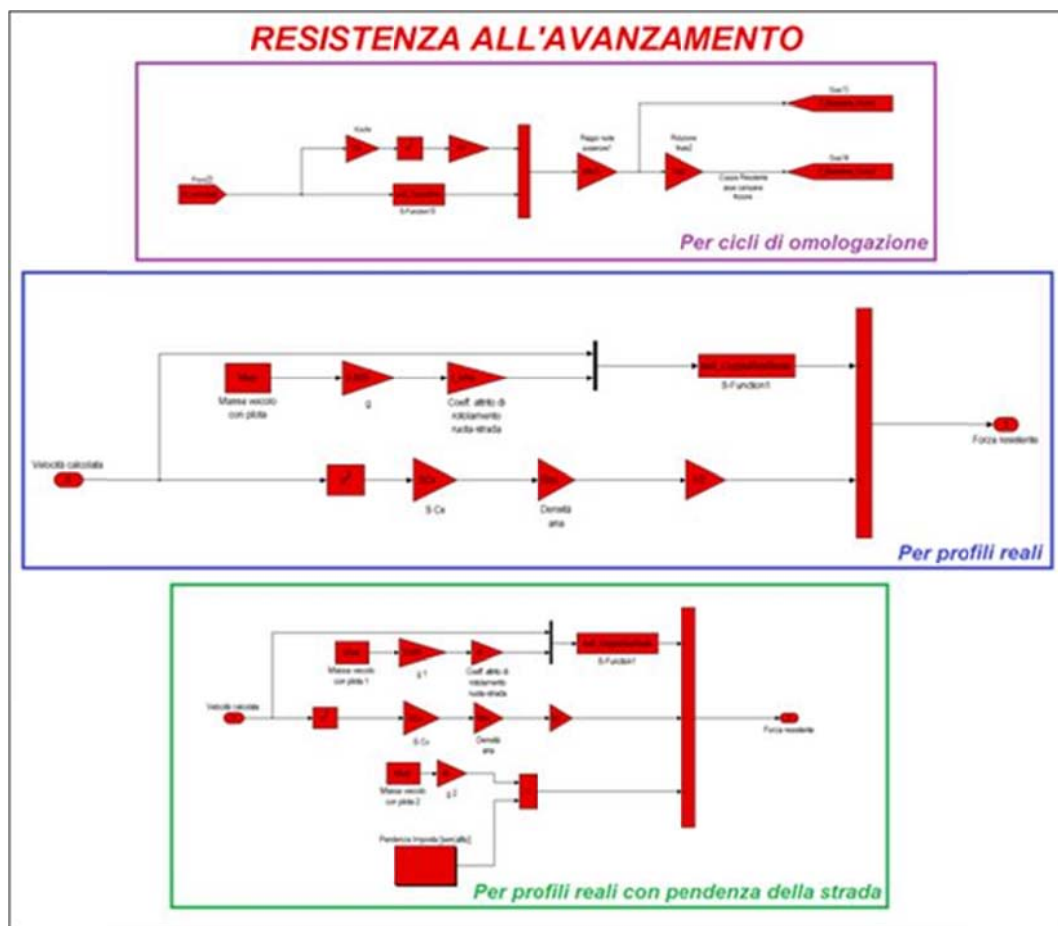


Figura 4.4 - Blocco del modello veicolo per il calcolo della resistenza all'avanzamento

Infine nel bilancio delle forze all'asse della campana frizione è necessario tenere conto di un terzo termine, ossia la coppia frenante che il pilota esercita agendo direttamente sul freno (Figura 4.5). Difatti nel profilo imposto ci possono essere fasi di decelerazione in cui la sola coppia frenante generata dal motore non è sufficiente a fare seguire il profilo imposto dal ciclo stesso; ciò presuppone che l'operatore faccia uso del freno per generare una coppia frenante negativa adeguata. Per simulare il freno, la coppia frenante è definita pari al prodotto della differenza tra la velocità imposta e quella calcolata per un fattore costante di proporzionalità (concettualmente simile alla determinazione della coppia motrice richiesta per seguire il profilo). Tale coppia frenante deve ovviamente sommarsi alle altre due coppie all'asse del secondario del CVT (coppia motrice e coppia resistente) solo quando la suddetta differenza di velocità diventa negativa, ossia quando la decelerazione dello scooter determinata dalla coppia frenante del motore e dalla coppia resistente non è sufficiente per seguire il profilo imposto: anche nella realtà il

pilota usufruisce del freno solo quando la velocità dello scooter a gas chiuso è maggiore di quella imposta.

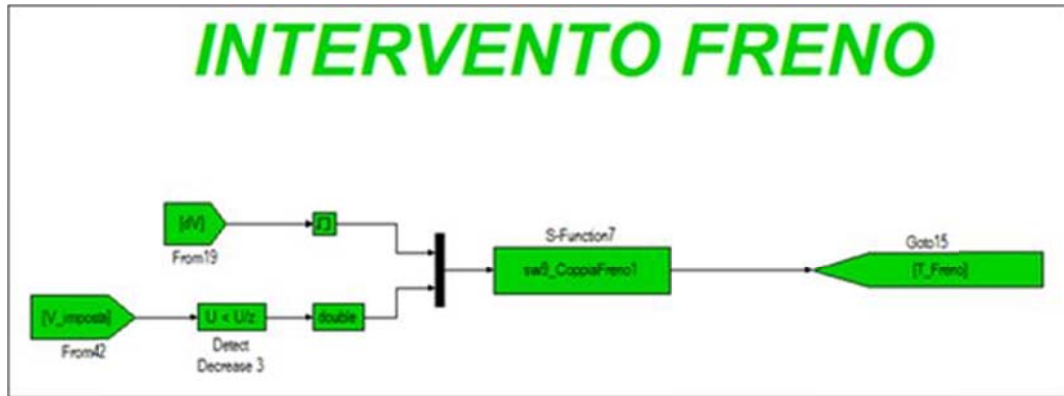


Figura 4.5 - Blocco del modello veicolare per il calcolo della coppia frenante esercitata dal pilota attraverso i freni

Per coppia accelerante (T_{acc}), ottenuta dal bilancio delle forze all'asse della campana frizione, si intende quindi la coppia disponibile allo scooter per variare la propria velocità allo scopo di seguire il profilo missione assegnato. Dividendo tale coppia per il momento di inerzia equivalente, si ottiene l'accelerazione angolare della campana della frizione:

$$\dot{\omega}_{campana} = \frac{T_{acc}}{J_{equiv}} \quad (4.2)$$

dove J_{equiv} è la somma dei momenti d'inerzia equivalenti di motore, gruppo trasmissione, frizione e veicolo con pilota (Figura 4.6).

La massa del veicolo viene valutata come un momento d'inerzia equivalente all'asse ruota moltiplicandola per il quadrato del raggio di rotolamento della ruota, e a questo vengono sommati i momenti d'inerzia delle ruote.

I momenti d'inerzia delle varie parti in gioco si spostano da un'asse all'altro moltiplicando (o dividendo) per il quadrato del rapporto di trasmissione, per poi sommarli. Complessivamente si ricava un unico momento d'inerzia equivalente, calcolato anch'esso sull'asse della puleggia condotta, che varia durante la simulazione in funzione del rapporto di trasmissione del variatore.

Anche nel calcolo del momento d'inerzia equivalente totale si tiene ovviamente conto della configurazione della frizione (staccata, in fase di strisciamento, o attaccata).



Figura 4.6 - Blocco del modello veicolo per il calcolo del momento di inerzia equivalente totale

La velocità angolare della campana è quindi calcolata integrando l'accelerazione angolare della stessa; a partire da questa si moltiplica poi per il rapporto di trasmissione finale (τ_f) e per il raggio della ruota motrice e si ottiene la velocità istantanea dello scooter, che viene quindi confrontata ad ogni step della simulazione con quella imposta dal profilo missione.

I giri motore vengono calcolati moltiplicando per il rapporto di trasmissione del CVT, la velocità angolare della puleggia condotta equivalente o a quella della campana della frizione nel caso in cui quest'ultima sia completamente attaccata, o alla velocità angolare dei ceppi vincolati al disco nel caso in cui la frizione sia in condizioni di slittamento; i giri motore si portano invece al regime di minimo se la frizione è staccata.

4.5.2. Coppia motrice all'albero motore e sistema di controllo

Per determinare la coppia motrice all'albero motore necessaria a seguire il profilo di velocità imposto sono state individuate due strade (Figura 4.7), che comunque si evidenzia forniscono entrambe risultati numerici spendibili e circa equivalenti.

La prima, di più facile implementazione, consiste nell'imporre la coppia motrice funzione diretta della differenza di velocità tra imposta e calcolata dal modello ad ogni step di calcolo (la relazione tra differenza di velocità e coppia può essere di tipo semplicemente *Proporzionale* o in alternativa di tipo *PID*, ossia *Proporzionale-Integrale-Derivativo*).

La seconda soluzione proposta, più corretta in termini di controllistica, prevede che la coppia motrice richiesta per seguire il profilo imposto sia innanzitutto ipotizzata ad ogni step di calcolo come somma di una coppia resistente ed una accelerante funzione della

sola velocità imposta e della sua derivata (accelerazione attesa); il valore di coppia richiesta ipotizzato dal modello è poi corretto sulla base della differenza di velocità tra imposta e calcolata. Difatti questa differenza in termini numerici altro non è che un errore rispetto alla funzione obiettivo, ossia il profilo velocità-tempo imposto, da emulare attraverso il modello numerico del veicolo, che per MatLab-Simulink® è un insieme di equazioni da risolvere. Il modello deve essere infatti in grado di seguire il suddetto profilo più o meno bene indipendentemente da un controllo retroattivo sull'errore (differenza di velocità); la retroazione deve quindi contribuire a dare una migliore precisione sulla velocità calcolata rispetto a quella imposta.

Il controllo retroattivo anche in questo caso può essere di due tipi:

- Semplicemente *Proporzionale*
- *PID*

Il controllo *PID* è ovviamente in grado di ridurre maggiormente ed in modo più immediato l'errore rispetto alla funzione obiettivo (differenza di velocità); del resto è anche più difficile da tarare correttamente rispetto al semplice *Proporzionale*, in quanto si deve agire su tre parametri anziché uno solo.

Inoltre la differenza tra la velocità simulata e quella imposta, sia utilizzando il semplice controllo *Proporzionale* che il controllo *PID*, resta comunque dello stesso ordine di grandezza e lo scooter in entrambi i casi segue correttamente il profilo missione. Le differenze tra i due tipi di controllo (*Proporzionale* o *PID*) rientrano nel grado di incertezza intrinseca del modello stesso introdotta dalle approssimazioni fatte per simulare in modo snello il funzionamento di motore e veicolo: i punti e le condizioni di funzionamento previsti dal modello restano quindi circa inalterati ed in entrambi i casi, come vedremo nel seguito dell'elaborato, molto simili a quelli reali; è quindi sufficiente utilizzare il controllo retroattivo di tipo solo *Proporzionale*.

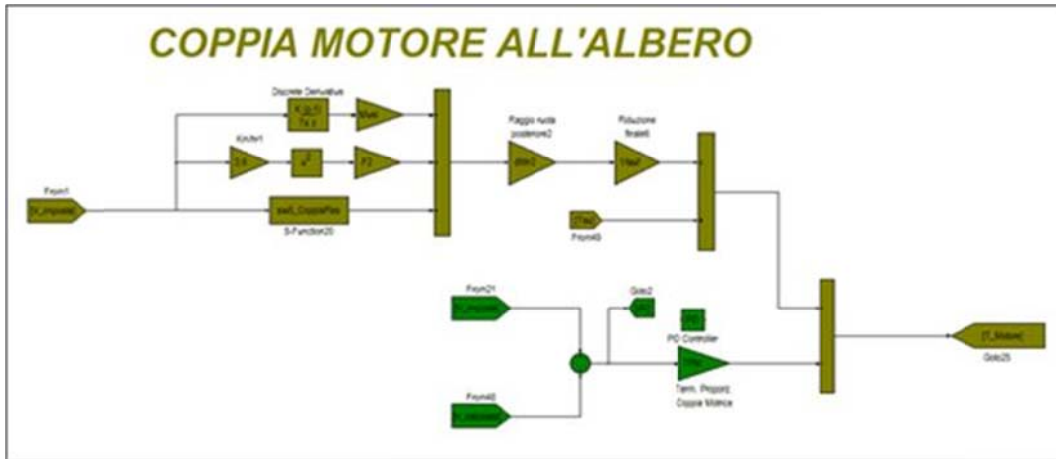


Figura 4.7 - Blocco del modello veicolo per il calcolo della coppia motrice all'albero e sistema di controllo retroattivo

4.5.3. Blocco di simulazione della frizione centrifuga

La frizione centrifuga ha la funzione di regolare automaticamente le fasi di attacco e stacco tra motore e ruota, permettendo la trasmissione della coppia per attrito ed evitando che il motore resti rigidamente vincolato alla ruota motrice anche in condizione di veicolo fermo.

Tale componente (Figura 4.8) è composto da una campana (o tamburo), collegata rigidamente alla trasmissione finale e, all'interno di questa, libero di ruotare, si trova il piatto (o disco) su cui sono vincolate tramite un perno le ganasce (o ceppi), a loro volta tra loro reciprocamente vincolate da molle molto rigide; il disco è solidale al secondario del CVT, per cui, attraverso il moto trasmesso dalla cinghia, ruota, a meno degli strisciamenti di quest'ultima, con il motore. Al crescere dei giri motore, anche il piatto ruota a velocità crescente e i ceppi, per effetto della forza centrifuga, si avvicinano alla campana vincendo la forza di contrasto delle molle, che al contrario tendono a mantenere la frizione staccata. Via via che le ganasce aderiscono alla superficie interna della campana le trasmettono gradualmente il moto rotatorio per attrito. Ad una data velocità di rotazione, la frizione sarà completamente innestata e la campana ruoterà alla stessa velocità del disco.

Nel modello veicolo tale componente è necessario per simulare le parti in cui il veicolo sta fermo con il motore al minimo e le fasi di ripartenza in cui la frizione trasmette la coppia motrice attraverso lo slittamento per attrito tra ceppi e tamburo.

Dati i ripetuti attacchi-stacchi della frizione durante un profilo missione, come ad esempio quello di omologazione, è evidente la necessità di riuscire a simulare correttamente il funzionamento della frizione in tutte le sue fasi di funzionamento:

- *Frizione completamente disinnestata*: non viene trasmessa nessuna coppia alle ruote; il motore vede come resistenze al moto solo le proprie perdite organiche e quelle del variatore automatico di velocità e come inerzie solo quelle dei corrispettivi organi meccanici (disco frizione incluso essendo solidale alla puleggia condotta del CVT);
- *Fase di innesto*: la frizione è in fase di slittamento ed ancora non è completamente attaccata; per effetto dell'attrito tra i ceppi (vincolati al disco frizione) e la campana (vincolata alla ruota) viene però trasmessa coppia alla campana stessa e quindi alla ruota; lo scooter inizia quindi a muoversi;
- *Innesto completo*: la campana e il disco frizione ruotano alla stessa velocità ed è possibile in prima approssimazione considerare la frizione al pari di un collegamento rigido.

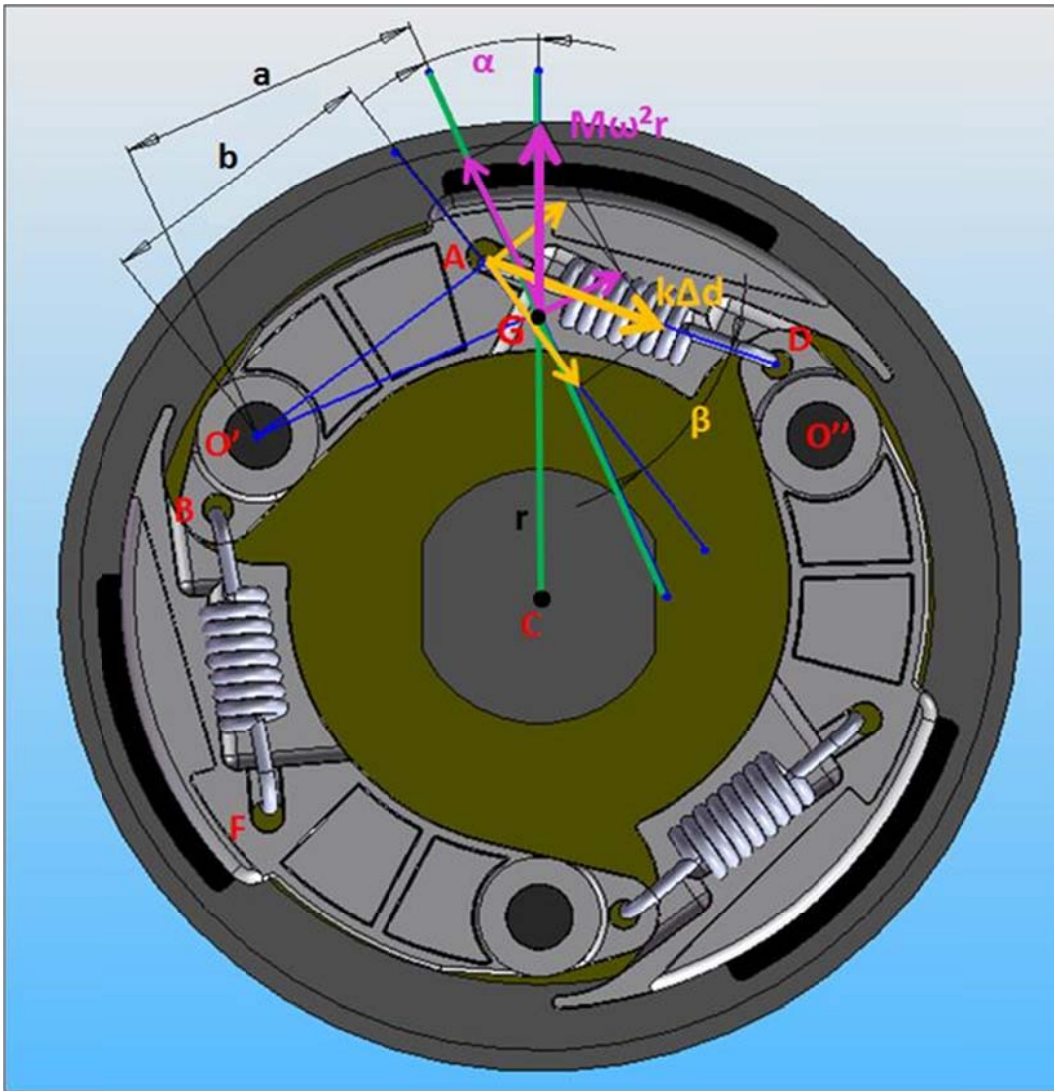


Figura 4.8 - Schematizzazione della frizione centrifuga con le forze agenti sul ceppo prima che questo arrivi a contatto con la campana (le forze del vincolo perno in O' non danno momento rispetto ad O' , quindi non sono rappresentate)

Sulla frizione agiscono le seguenti due forze (Figura 4.8):

- La *forza centrifuga*: tende ad avvicinare alla campana della frizione le ganasce, ciascuna delle quali è vincolata tramite un perno al disco; al crescere della velocità di rotazione, aumenta anche la forza centrifuga e quindi la coppia motrice trasmessa per attrito alla campana, riducendo quindi gli strisciamenti reciproci, fino al completo innesto;

$$M_{\text{ceppi}} \cdot \omega_{\text{disco frizione}}^2 \cdot r \quad (4.3)$$

- La *forza di contrasto delle molle*: tende al contrario della forza centrifuga a richiamare i ceppi e a mantenere staccata la frizione; le molle, in numero pari ai ceppi, vincolano reciprocamente questi ultimi e sono molto rigide.

$$K_{molla} \cdot \text{spostamento molla} \quad (4.4)$$

Nella condizione di frizione completamente innestata, questa è considerata, come già evidenziato, al pari di un collegamento rigido, per cui tutta la coppia motrice al secondario del CVT viene trasmessa interamente alla campana e quindi alla ruota, a meno delle perdite del riduttore finale.

Per il calcolo della coppia motrice trasmessa durante la fase di innesto è stato generato un apposito blocco frizione, allo scopo di riuscire a simulare correttamente l'intervallo che va dal momento in cui, a veicolo fermo, la frizione è staccata, al momento in cui la frizione è completamente innestata. Tra questi due estremi c'è infatti una prima fase in cui il disco frizione e con esso i ceppi accelerano fino a che questi ultimi arrivano al contatto con il tamburo, momento a partire dal quale inizia una fase di strisciamento della frizione; durante tale fase, come già scritto, la frizione non è completamente attaccata ma per effetto dell'attrito tra ceppi e campana viene comunque trasmessa coppia motrice alla campana stessa e quindi alla ruota, permettendo così allo scooter di muoversi.

Nel modello si effettua quindi il bilancio delle forze prima enunciate: ossia la forza centrifuga e la forza di richiamo delle molle, le quali agiscono in contrasto tra loro su ciascun ceppo; le ganasce della frizione sono vincolate al disco tramite un perno ed hanno la sola libertà di ruotare attorno ad esso. Il progressivo prevalere della forza centrifuga sulle molle determina, all'aumentare della velocità di rotazione del disco frizione, una altrettanto progressiva riduzione dello slittamento tra quest'ultimo e il tamburo e di conseguenza un aumento della coppia motrice trasmessa per attrito.

Per determinare il momento in cui i ceppi vengono in contatto con la campana ed inizia quindi ad essere trasmessa la coppia motrice, può essere ricavata, a partire da dati geometrici, la velocità di rotazione minima alla quale si ha il contatto tra ceppi e tamburo (*omega di contatto*). Finché la velocità di rotazione del disco frizione è inferiore all'*omega di contatto* non si ha nessuna trasmissione di coppia al tamburo: tutta la forza centrifuga è cioè spesa per portare a contatto i ceppi con la campana frizione; quando il

disco e quindi i ceppi raggiungono tale valore, inizia ad essere trasmessa la coppia alla campana e lo scooter comincia a muoversi.

Per il calcolo dell'*omega di contatto* si è fatto riferimento sia a relazioni geometriche e trigonometriche, sia all'equilibrio dei momenti rispetto al centro di rotazione di ciascun ceppo frizione, il tutto senza che sia richiesto per questo sottoblocco di simulazione alcun parametro di taratura.

Osservando la Figura 4.9 (o la Figura 4.8), dato che la rotazione di ciascun ceppo per portarsi a contatto con la campana è piccola, possiamo considerare circa costanti i due angoli α e β (angoli tra la direzione di azione delle due forze agenti sul ceppo e le rette ortogonali rispettivamente ai segmenti $\overline{O'G}$ e $\overline{O'A}$).

Si prenda quindi in considerazione il solo ceppo vincolato a ruotare attorno al perno O' : su di esso agiscono due molle; di queste però quella ancorata in B ed F genera una forza che, avendo braccio circa nullo rispetto al perno del ceppo, può essere in prima approssimazione trascurata.

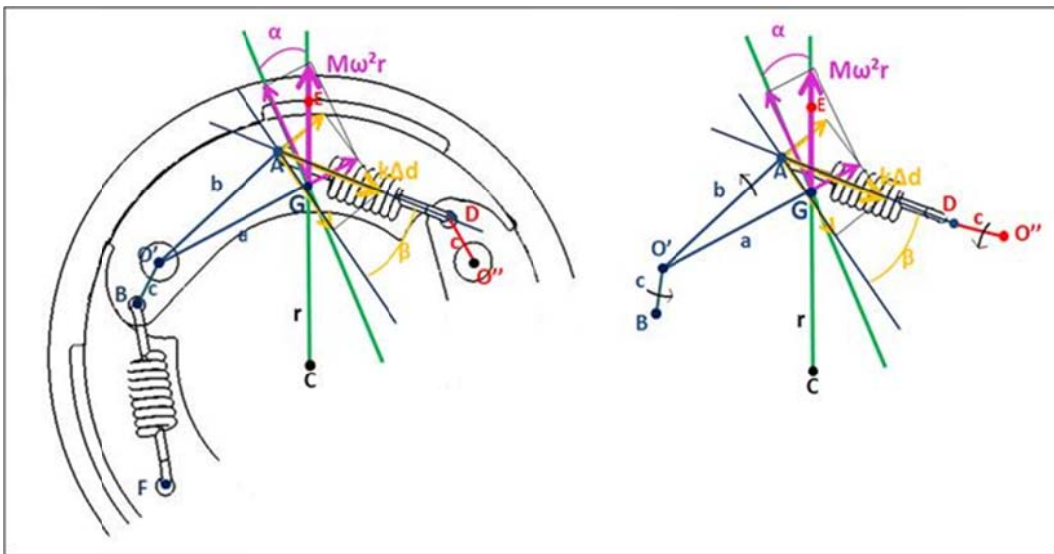


Figura 4.9 - Particolare del ceppo frizione vincolato al perno O' solidale al disco frizione

Sempre facendo riferimento a Figura 4.9, si definiscono i seguenti parametri:

- Δd variazione lunghezza molla;
- k rigidezza molla;
- M massa ceppo;
- G baricentro ceppo;

- $A-D$ ancoraggi molla di richiamo (A solidale al ceppo considerato, B solidale ad un secondo ceppo)
- $a-b$ bracci della forza centrifuga e della forza della molla rispettivamente;
- r distanza del baricentro G del ceppo dal centro di rotazione del disco frizione.

Facendo l'equilibrio dei momenti rispetto al centro di rotazione O' , nell'esatto istante in cui il ceppo entra in contatto con la campana, si ottiene:

$$bk(\Delta d_{cont} + \Delta d_{precarico}) \cos \beta - aM\omega_{cont}^2 r_{cont} \cos \alpha = 0 \quad (4.5)$$

dove ogni sopraelencato parametro è misurato nella condizione di contatto tra ceppo stesso e campana; se si trascura il $\Delta d_{precarico}$ (variazione della lunghezza della molla dovuta al precarico) dato che le molle frizione, molto rigide, al montaggio sono praticamente a pacco, la suddetta equazione si semplifica:

$$bk\Delta d_{cont} \cos \beta - aM\omega_{cont}^2 r_{cont} \cos \alpha = 0 \quad (4.6)$$

da cui:

$$\omega_{cont} = \sqrt{\frac{k \Delta d_{cont}}{M r_{cont} \lambda}} \quad (4.7)$$

con:

$$\lambda = \frac{a \cos \alpha}{b \cos \beta} \quad (4.8)$$

Misurati i valori di k , M , λ , r_{cont} , è necessario adesso ricavarsi una relazione geometrica che legghi la variazione di r con Δd , ossia:

$$\Delta d = f(\Delta r) \quad (4.9)$$

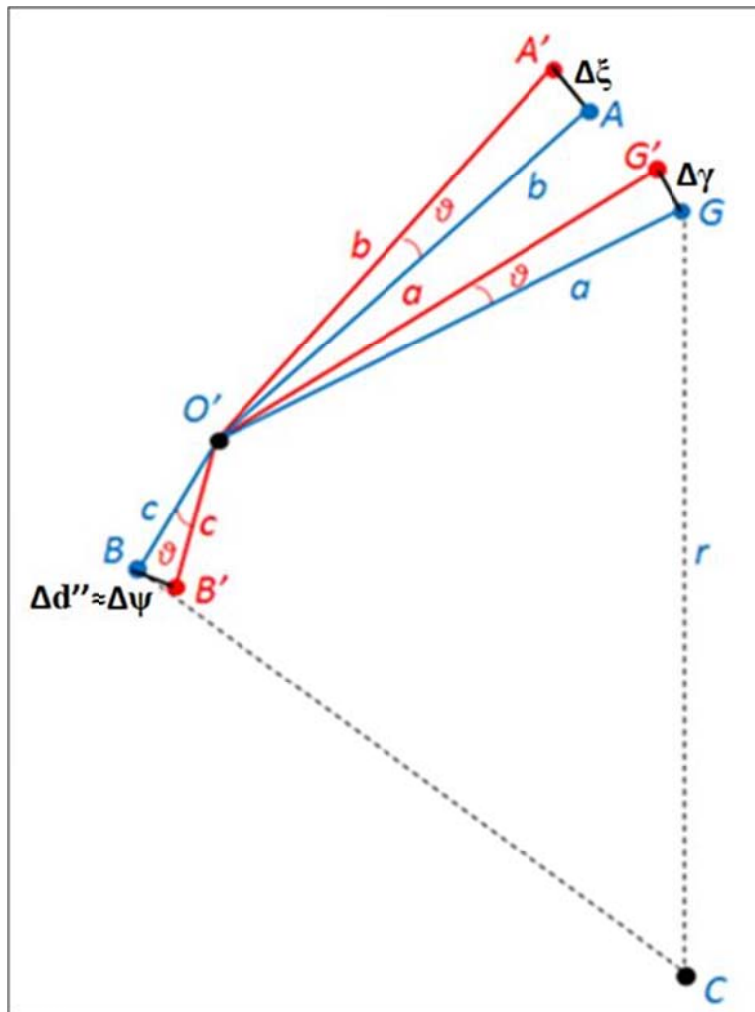


Figura 4.10 - Schema della rotazione del ceppo frizione attorno al perno O' (G è il baricentro del ceppo; A e B sono invece gli ancoraggi al ceppo delle due molle che agiscono su di esso)

Osservando la Figura 4.10, tenuto conto che la rotazione ϑ per portare i ceppi a contatto con la campana è molto contenuta, possiamo approssimare gli archi di circonferenza con le rispettive corde. I punti G , A , B appartengono tutti allo stesso ceppo e sono quindi soggetti tutti alla medesima rotazione ϑ attorno al perno O' (nel calcolo si consideri l'ancoraggio B , solidale al ceppo vincolato al perno O' , in veste di D , solidale al ceppo vincolato in O'' , soggetti alla medesima rotazione ϑ).

- $G \rightarrow G'$: $\theta \cdot a \approx \Delta\gamma$
- $A \rightarrow A'$: $\theta \cdot b \approx \Delta\xi$
- $B \rightarrow B'$: $\theta \cdot c \approx \Delta\psi$

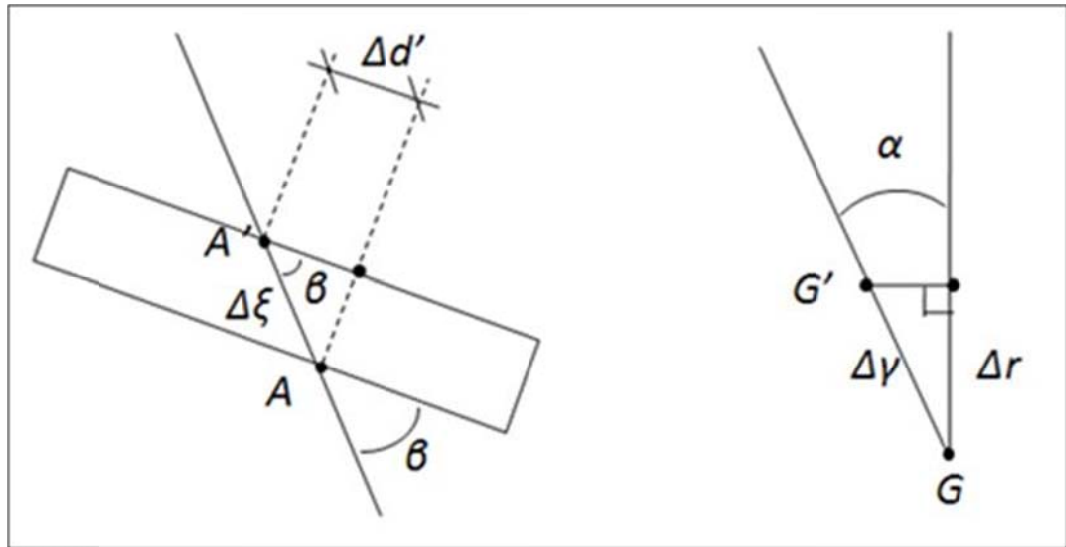


Figura 4.11 - Particolare degli spostamenti di A e G

L'allungamento totale della molla risulta essere pari a:

$$\Delta d = \Delta d' + \Delta d'' \quad (4.10)$$

dove $\Delta d'$ e $\Delta d''$ sono i contributi all'allungamento totale della molla dovuti allo spostamento dei suoi due punti di ancoraggio durante la rotazione dei ceppi attorno ai propri perni.

Osservando la Figura 4.10 e la Figura 4.11 si può scrivere:

$$\begin{cases} \Delta d' = \Delta \xi \cos \beta \\ \Delta d'' \approx \Delta \psi \\ \Delta r = \Delta \gamma \cos \alpha \end{cases} \quad (4.11)$$

da cui essendo:

$$\theta = \frac{\Delta \gamma}{a} = \frac{\Delta \xi}{b} = \frac{\Delta \psi}{c} \quad (4.12)$$

e sfruttando le soprascritte formule (4.10), (4.11) e (4.12), si ottiene:

$$\begin{aligned} \left. \begin{array}{l} \Delta \xi = \frac{b}{a} \Delta \gamma \\ \Delta \psi = \frac{c}{a} \Delta \gamma \end{array} \right\} \Delta d = \frac{b}{a} \Delta \gamma \cos \beta + \frac{c}{a} \Delta \gamma \Rightarrow \Delta d = \frac{b}{a} \Delta r \frac{\cos \beta}{\cos \alpha} + \frac{c}{a} \frac{\Delta r}{\cos \alpha} \Rightarrow \\ \Rightarrow \Delta d = \frac{\Delta r}{\lambda} + \frac{c}{a} \frac{\Delta r}{\cos \alpha} \Rightarrow \Delta d = \left(\frac{1}{\lambda} + \frac{c}{a \cos \alpha} \right) \Delta r \end{aligned} \quad (4.13)$$

L'espressione (4.13) mette in correlazione l'allungamento della molla con lo spostamento radiale del ceppo necessario per entrare in contatto con la campana della frizione, che è una grandezza facilmente misurabile. Difatti definite:

$$r_{cont} = r_0 + \Delta r_{cont} \quad (4.14)$$

$$d_{cont} = d_0 + \Delta d_{cont} \quad (4.15)$$

dove r_0 e d_0 sono rispettivamente la distanza di G da C e la lunghezza della molla con la frizione completamente staccata, si misura r_0 e r_{cont} , o ancora più semplicemente si misura $(\phi/2)_{campana_frizione}$ e \overline{CE} (Figura 4.9), da cui:

$$\Delta r_{cont} = \left(\frac{\phi}{2} \right)_{campana_frizione} - \overline{CE} \quad (4.16)$$

$$\Delta d_{cont} = \left(\frac{1}{\lambda} + \frac{c}{a \cos \alpha} \right) \Delta r_{cont} \quad (4.17)$$

Sono quindi adesso ricavabili e calcolabili tutte le grandezze necessarie a definire l'*omega di contatto*, che, ribadiamo, è pari alla (4.7).

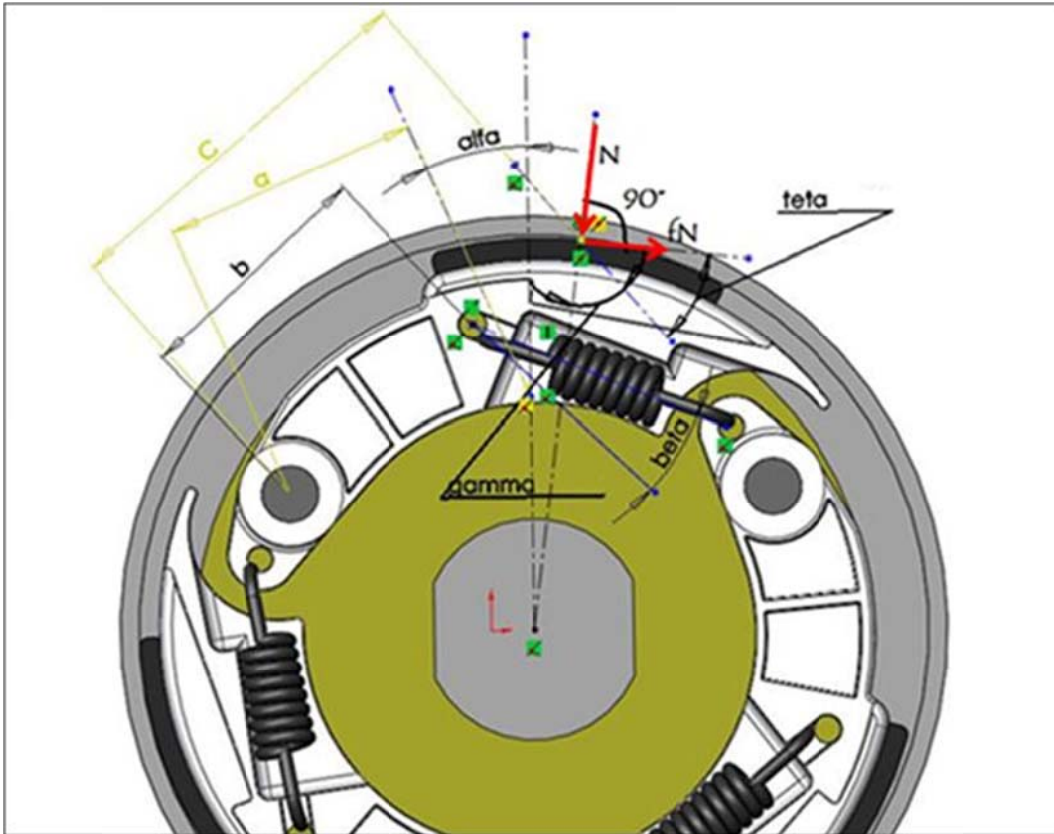


Figura 4.12 – Schematizzazione della frizione centrifuga con le forze agenti sul ceppo a partire dalla condizione di contatto con la campana (le forze del vincolo perno in O' non danno momento rispetto ad O' , quindi non sono rappresentate)

Una volta raggiunta la velocità di rotazione tale da determinare il contatto dei ceppi con la campana, ulteriori aumenti della velocità di rotazione del disco frizione ($\Delta\omega$) si

traducono in forza centrifuga che per attrito (f : coefficiente di attrito tra ceppi e campana frizione) si trasmette alla campana, generando quindi coppia alla ruota (Figura 4.12).

L'equilibrio dei momenti sul ceppo frizione risulta adesso:

$$bk\Delta d_{cont} \cos \beta - aM(\omega_{cont} + \Delta\omega)^2 r_{cont} \cos \alpha + CN \cos \gamma + CfN \cos \vartheta = 0$$

dove:

- N reazione che la campana fa sul ceppo diretta verso il centro della frizione
- $\vartheta = 90^\circ - \gamma$
- fN forza di attrito diretta in direzione opposta ad ω

Svolgendo il quadrato:

$$bk\Delta d_{cont} \cos \beta - aM(\omega_{cont}^2 + \Delta\omega^2 + 2\omega_{cont}\Delta\omega)r_{cont} \cos \alpha + CN \cos \gamma + CfN \cos \vartheta = 0$$

e semplificando dalla (4.6), si ottiene:

$$aM(\Delta\omega^2 + 2\omega_{cont}\Delta\omega)r_{cont} \cos \alpha - CN(\cos \gamma + f \cos \vartheta) = 0 \quad (4.18)$$

da cui:

$$CN(\cos \gamma + f \cos \vartheta) = aM(\Delta\omega^2 + 2\omega_{cont}\Delta\omega)r_{cont} \cos \alpha \quad (4.19)$$

Esplicitando la forza N di contatto tra il ceppo e la campana frizione:

$$N = \frac{aM(\Delta\omega^2 + 2\omega_{cont}\Delta\omega)r_{cont} \cos \alpha}{C(\cos \gamma + f \cos \vartheta)} \quad (4.20)$$

Questa per attrito (fN) genera la coppia motrice T trasmessa alla campana frizione dai ceppi:

$$T = 3 \cdot f \cdot N \cdot \left(\frac{\Phi}{2} \right)_{\substack{\text{campana} \\ \text{frizione}}} \quad (4.21)$$

Mettendo insieme la (4.20) e la (4.21) si ottiene quindi:

$$T = 3 \cdot f \cdot \left[\frac{aM(\Delta\omega^2 + 2\omega_{cont}\Delta\omega)r_{cont} \cos \alpha}{C(\cos \gamma + f \cos \vartheta)} \right] \cdot \left(\frac{\Phi}{2} \right)_{\substack{\text{campana} \\ \text{frizione}}} \quad (4.22)$$

Definito:

$$\xi = \frac{a \cos \alpha}{C(\cos \gamma + f \cos \vartheta)} \quad (4.23)$$

si ottiene infine la coppia T alla campana frizione:

$$T_{campana} = 3 \cdot f \cdot [\xi \cdot M(\Delta\omega^2 + 2\omega_{cont}\Delta\omega)r_{cont}] \cdot \left(\frac{\phi}{2}\right)_{campana} \quad (4.24)$$

frizione frizione

La (4.24) è quindi l'espressione utilizzata all'interno del modello veicolo per determinare la coppia motrice che viene trasmessa per attrito dai ceppi alla campana frizione e quindi alla ruota (Figura 4.13). Tale coppia, nella condizione di slittamento della frizione, viene poi utilizzata nel bilancio di forze effettuato sempre all'asse campana, insieme alla coppia resistente e a quella esercitata eventualmente dai freni, per determinare la velocità di rotazione della campana stessa e quindi della ruota.

All'interno del blocco frizione (Figura 4.13) è calcolato un ulteriore bilancio di coppie e momenti d'inerzia:

$$T_{disco} - T_{campana} = J_{equivalente} \cdot \frac{d\omega_{disco}}{dt} \quad (4.25)$$

frizione frizione alla frizione

dove:

- $T_{disco_frizione}$ è la coppia motrice riportata all'asse frizione ($T_{motore} \cdot \tau_{CVT}$);
- $T_{campana_frizione}$ è la coppia resistente che per reazione la campana esercita sui ceppi del disco frizione, uguale in modulo ma contraria in verso (principio di azione-reazione) a quella motrice trasmessa per attrito alla campana e quindi alla ruota;
- $J_{equivalente_alla_frizione}$ è il momento di inerzia equivalente alla frizione somma di quello del disco frizione, di quello del motore riportato all'asse del secondario del CVT e di quello del CVT stesso.

Dal bilancio (4.25), dividendo quindi per il momento di inerzia equivalente alla frizione, si ottiene per integrazione la velocità angolare del disco frizione a cui sono vincolati i ceppi.

Riassumendo, i dati di input del blocco frizione sono:

- Coppia motore al secondario del CVT;
- Rapporto di trasmissione τ del CVT;
- Velocità di rotazione della campana frizione (rigidamente vincolata alla ruota dello scooter).

I dati di output del sottoblocco frizione sono:

- Coppia motore trasmessa per attrito alla campana della frizione durante la fase di slittamento;
- Velocità di rotazione del disco frizione;
- Velocità angolare dell'*omega di contatto*;
- Differenza di velocità angolare tra campana e disco frizione, necessaria a determinare lo slittamento della frizione e quindi la durata di tale fase.

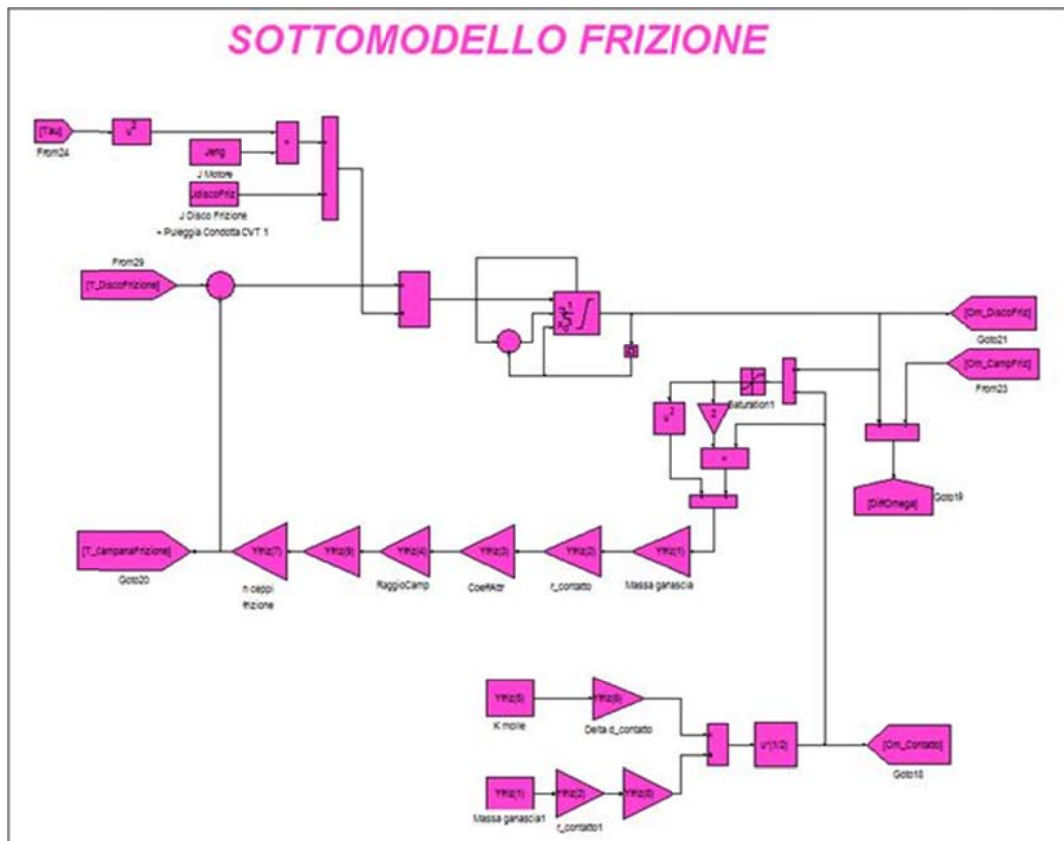


Figura 4.13 - Blocco del modello veicolo per simulare il funzionamento della frizione durante le fasi di frizione staccata ed in condizione di slittamento

4.5.4. Condizione di attacco e stacco frizione

Uno dei dati di output del blocco di simulazione della frizione è la differenza tra la velocità di rotazione della campana e del disco frizione. Con tale differenza di velocità si entra all'interno di un apposito blocco atto a determinare la condizione di attacco frizione (Figura 4.14).

Nel momento in cui la suddetta differenza risulta inferiore a zero o ad un certo valore di tolleranza prefissato (che comunque è di piccola entità), la frizione può considerarsi completamente innestata ed il modello veicolo bypassa automaticamente il blocco

frizione, dato che quest'ultima viene adesso considerata al pari di un collegamento rigido. La velocità di rotazione della campana frizione è quindi pari a quella del disco ed il modello "switcha" dalle condizioni che caratterizzano la fase di slittamento, in favore di quelle caratterizzanti la configurazione con frizione completamente innestata (come ad esempio nel calcolo dei momenti d'inerzia, dell'omega motore, ecc.).

Nel medesimo blocco del modello viene determinata anche la condizione di stacco frizione (Figura 4.14). Si evidenzia, come confermato anche da dati sperimentali raccolti al banco a rulli, che lo stacco frizione, dato il naturale impuntamento dei ceppi sulla campana e l'inerzia dei componenti della frizione, avviene più rapidamente e senza la fase di slittamento ed inoltre a giri motore inferiori rispetto all'attacco frizione (si veda anche Figura 4.18 nel prossimo sotto-paragrafo). È questo il motivo per cui la condizione che determina lo stacco frizione è legata alla differenza di velocità di rotazione della campana e dell'omega di contatto: quando si verifica la contemporanea condizione di scooter in decelerazione e suddetta differenza negativa, la frizione stacca e conseguentemente il motore si porta a girare al regime di minimo; non si ha più inoltre trasmissione di coppia dal motore alla ruota.

L'insieme del blocco frizione e del blocco per la determinazione della condizione di attacco/stacco della stessa assicurano la possibilità di riprodurre a calcolo con il modello veicolo tutte le condizioni operative della trasmissione a frizione centrifuga e quindi di simulare con continuità qualunque profilo missione imposto, compresi quindi i cicli di omologazione europeo e mondiale.



Figura 4.14 - Blocco del modello veicolo atto a determinare le condizioni di attacco e stacco frizione

4.5.5. Blocco di simulazione del variatore automatico di velocità

Il variatore automatico di velocità (CVT), oltre a trasmettere la coppia motrice alla ruota con interposta la frizione, determina in modo continuo il rapporto di trasmissione dello scooter in funzione delle sue condizioni di funzionamento.

Normalmente vengono utilizzate due pulegge collegate da una cinghia trapezoidale in gomma: la prima puleggia è calettata direttamente sull'albero motore mentre la seconda è collegata tramite la frizione all'albero primario del riduttore che poi va alla ruota (Figura 4.15).

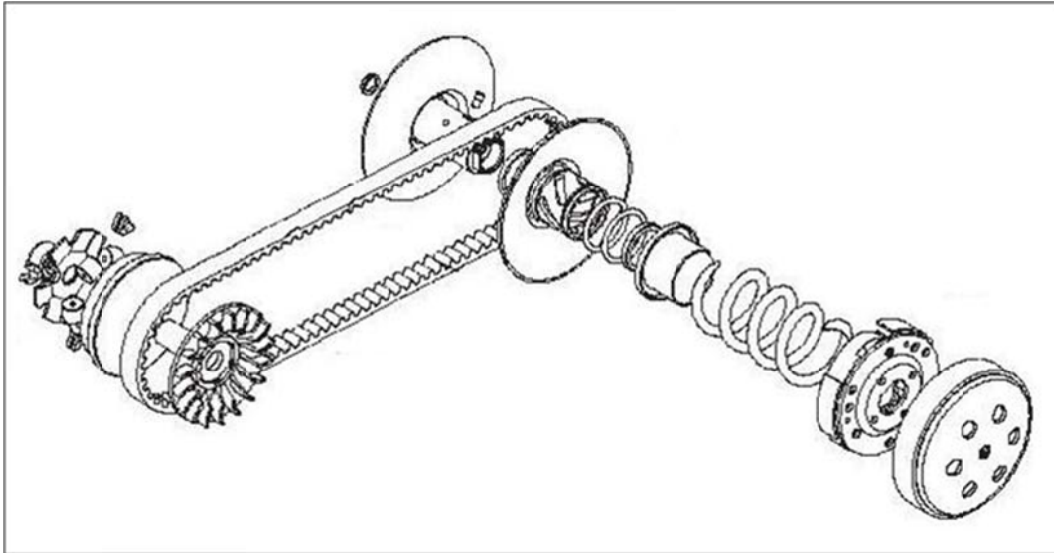


Figura 4.15 – Schema di un variatore automatico di velocità di uno scooter (CVT)

Il principio di funzionamento che permette la variazione del rapporto di trasmissione è descritto di seguito (Figura 4.16). Entrambe le pulegge sono scomposte in due metà. Sul primario del CVT, una semipuleggia è solidale all'albero motore, mentre la seconda è libera di scorrere assialmente sul profilo dentato che la vincola a ruotare con l'albero stesso; tale movimento è generato dalla forza centrifuga creata da una serie di rulli posti tra il fianco della semipuleggia mobile e una calotta solidale con l'albero motore che ha la funzione di guida; quando le due semipulegge sono lontane, la cinghia percorre un diametro inferiore, insinuandosi nella gola della puleggia, viceversa quando le due semipulegge si avvicinano per effetto della forza centrifuga delle massette, la cinghia viene spinta a ruotare su un diametro progressivamente crescente. Per quanto riguarda la puleggia condotta, i rulli sono sostituiti da una grossa molla, che preme contro la semipuleggia mobile per mantenerla accostata a quella fissa, andando così ad opporsi al naturale allungamento della rapporto di trasmissione: difatti se sul primario la cinghia è portata a ruotare su un diametro crescente, sul secondario è lei stessa quindi a forzare per portarsi internamente alla cava formata dalle due semipulegge. In questo modo viene inoltre assicurata una corretta tensione alla cinghia consentendo una variazione più graduale del diametro. Si deve poi tenere conto che sul secondario del CVT è presente una guida elicoidale (che assolve alla funzione di asservitore di coppia) che determina un moto relativo tra le due semipulegge di tipo roto-traslatorio (come un dado che si avvita sul gambo di una vite); la guida elicoidale è ricavata su un albero cavo

solidale alla semipuleggia mobile e all'interno di essa si muove un perno solidale al contrario alla semipuleggia fissa; su tale particolare si ritornerà a parlare poco più avanti per comprenderne la funzione.

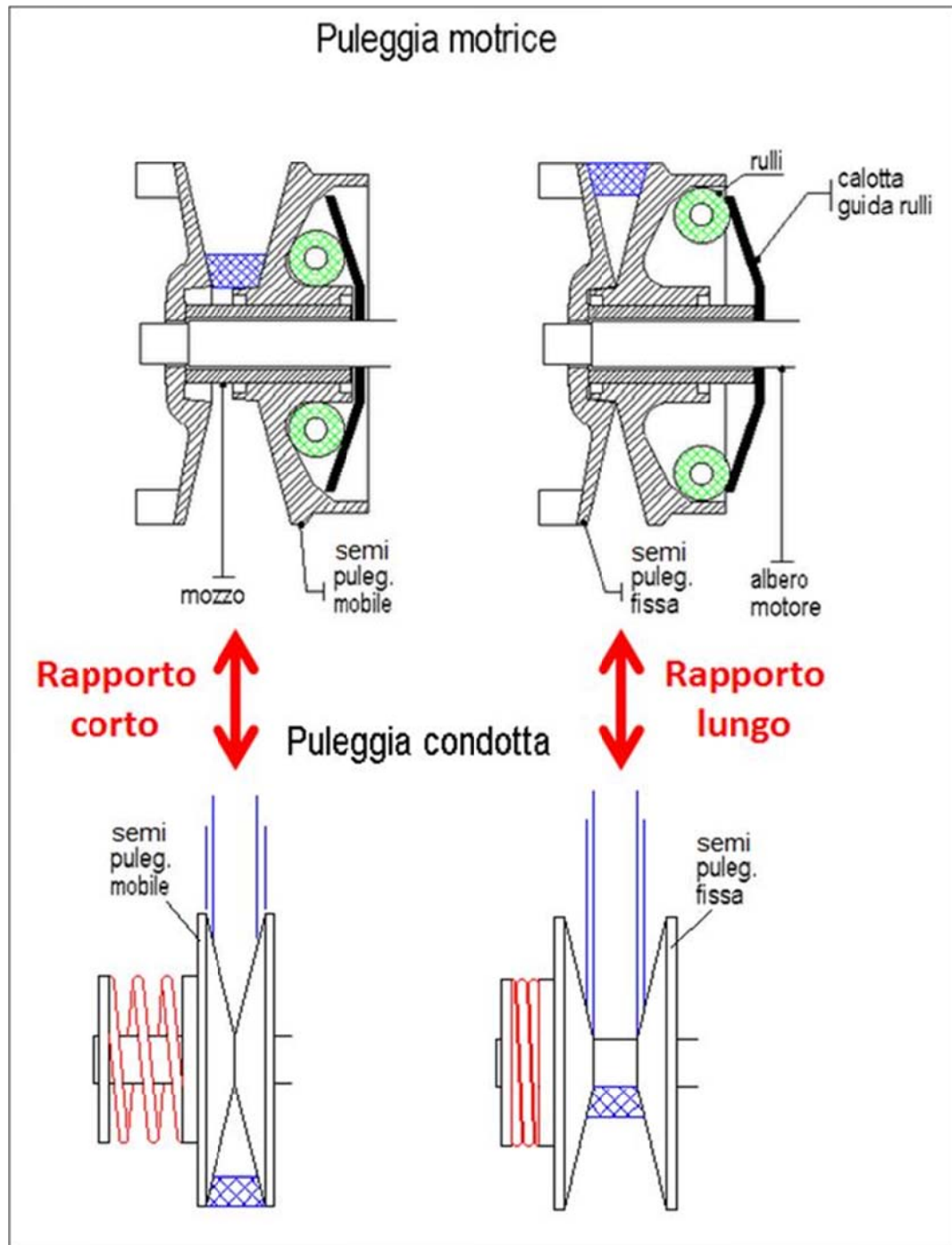


Figura 4.16 – Schema semplificato del funzionamento del variatore di velocità di uno scooter al rapporto di trasmissione corto e lungo sulla puleggia motrice e su quella condotta

All'atto pratico, per la determinazione del rapporto di trasmissione, il variatore automatico di velocità può quindi essere considerato soggetto a tre forze (Figura 4.17):

- La forza centrifuga generata dalle massette (rullini) agenti sulla puleggia motrice, che tende ad allungare il rapporto di trasmissione ed è proporzionale al quadrato della velocità di rotazione dell'albero motore ed alla massa complessiva dei rulli;
- La forza della molla di contrasto posta sulla puleggia condotta, che invece tende a mantenere il rapporto di trasmissione corto;
- L'azione dell'asservitore di coppia, posto anch'esso al secondario del CVT; si tratta di un profilo scanalato secondo un'opportuna geometria che mantiene corto il rapporto di trasmissione soprattutto in caso di brusca accelerazione, ma come diretta conseguenza tende a mantenerlo allungato nel caso di una decelerazione, riducendo quindi, prima dello stacco frizione, l'effetto utile del "freno motore" al rilascio del gas; l'entità del suo intervento è infatti direttamente proporzionale alla coppia erogata dal motore che attraverso la cinghia viene trasmessa al secondario del CVT; quando questa è positiva l'asservitore agisce sulla semipuleggia mobile con una forza assiale concorde alla molla contribuendo a mantenere corto il rapporto di trasmissione, viceversa quando il motore agisce da freno la coppia è negativa, la tensione sulla cinghia si inverte e l'asservitore agisce con una forza opposta alla molla e mantiene allungato il rapporto di trasmissione.

Nel modello costruito in Simulink® sono trascurati l'allungamento della cinghia (cinghia inestensibile) e lo slittamento della stessa sulle pulegge (condizione di perfetta aderenza).

Fissate quindi le suddette ipotesi semplificative ci si riconduce allo studio di un problema ad un solo grado di libertà, ossia lo scorrimento assiale della semipuleggia condotta, determinato dalle tre forze sopra elencate, riportate quindi tutte applicate su di essa (Figura 4.17); lo spostamento assiale delle due semipulegge mobili, condotta e motrice, che determina la variazione del rapporto di trasmissione, è reciprocamente vincolato a mantenere costante la lunghezza totale della cinghia.

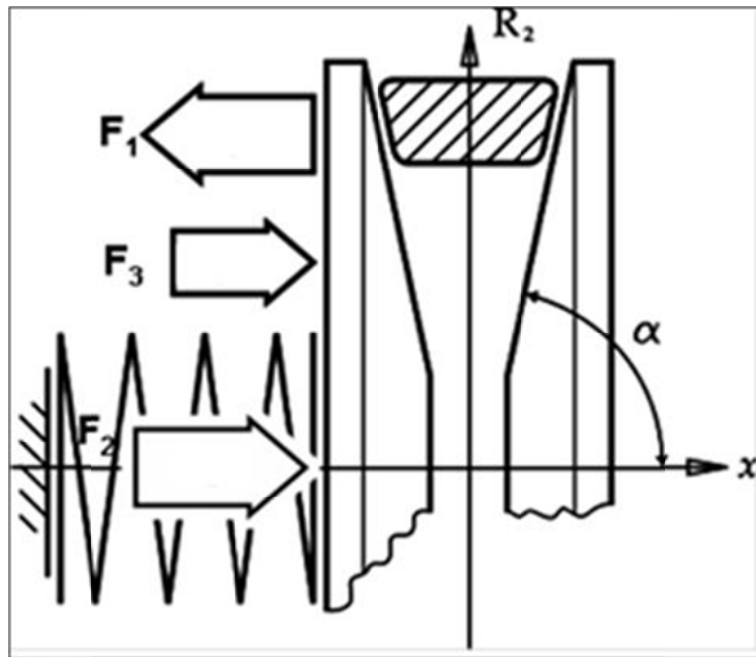


Figura 4.17 - Forze agenti sulla semipuleggia condotta del secondario del CVT (F1: forza generata dall'azione dei rullini; F2: forza generata dall'azione della molla di contrasto; F3: azione dell'asservitore di coppia direttamente proporzionale, quindi con segno, alla coppia motrice trasmessa al secondario del CVT; α è invece l'inclinazione delle semipulegge su cui agisce la cinghia)

Sulla base delle suddette forze e ipotesi semplificative sono state generate tre tipologie di modellazione del CVT, con grado di accuratezza crescente allo scopo di ridurre il numero di costanti di taratura e rendere più inerente alla fisica del problema la modellazione di tale componente. Si anticipa difatti fin da subito che il blocco di simulazione del CVT necessita appunto di parametri di taratura, data la complessa architettura che lo caratterizza.

Curva di cambiata sperimentale

Prima di entrare nel merito della modellazione del CVT, è importante però evidenziare le varie fasi di funzionamento della trasmissione di uno scooter.

Si fa riferimento alla Figura 4.18 dove è riportato il profilo sperimentale di cambiata dello scooter Piaggio in esame ottenuto a seguito di una piena apertura del gas fino alla velocità massima e successivo suo completo rilascio.

- *Tratto 1-2*: coincide con la fase di slittamento della frizione; nel dettaglio il primo tratto verticale è l'intervallo di tempo in cui i ceppi della frizione non sono ancora a contatto con la campana, per cui il numero di giri del motore sale rapidamente dovendo vincere esclusivamente le proprie perdite organiche e trascinare il

variante automatico di velocità; dal momento del contatto tra le ganasce ed il tamburo della frizione il rapporto tra i giri motore ed i giri ruota è determinato soprattutto dallo slittamento alla frizione; la campana della frizione inizia a ruotare con slittamento e lo scooter inizia a muoversi ma il rapporto tra i raggi di rotazione della cinghia alle due pulegge del CVT rimane invariato al rapporto più corto (fino al punto 2); in questa fase la velocità di rotazione del motore è tale da generare una forza centrifuga alla frizione che determina il progressivo spostamento dei ceppi e quindi l'attacco della frizione stessa, ma i giri motore non sono abbastanza elevati da produrre una forza centrifuga dei rullini del CVT in grado di determinare, vincendo la forza della molla di contrasto, un allungamento del rapporto di trasmissione del variatore;

- *Tratto 2-3*: il rapporto di trasmissione del CVT si mantiene corto e circa costante grazie all'azione combinata della molla e dell'asservitore di coppia; all'attacco frizione difatti si ha un rapido aumento del valore della coppia motrice fino al suo valore massimo; in questo tratto l'asservitore di coppia si oppone al naturale allungamento del rapporto (dovuto alla forza centrifuga delle massette), mantenendo τ corto e circa costante, fornendo quindi molto spunto allo scooter che accelera rapidamente;
- *Tratto 3-4*: il numero di giri del motore è salito al punto che la forza centrifuga delle massette inizia a prevalere sulla molla e sull'asservitore di coppia; il rapporto di trasmissione inizia ad allungarsi per cui la cinghia al secondario del CVT inizia a ruotare attorno ad un raggio progressivamente minore; il motore inizia quindi a lavorare a regime e potenza pressoché costanti; la coppia motrice sulla puleggia condotta diminuisce e con lei si riduce quindi l'azione dell'asservitore di coppia che contrasta sempre meno l'allungamento del rapporto di trasmissione; in questa fase l'accelerazione del veicolo cala progressivamente; nell'ultimo tratto della fase accelerativa a piena apertura, si arriva a fondo corsa delle pulegge della trasmissione, τ rimane quindi circa costante al rapporto più lungo, ma il motore non è ancora arrivato al regime massimo e quindi continua per un breve tratto a salire di giri trascinando con se la puleggia condotta del CVT fino ad arrivare alla velocità massima dello scooter;

- *Tratto 4-5*: fase di rilascio dell'acceleratore in cui la valvola a farfalla viene completamente chiusa; adesso il motore è trascinato dalla ruota e lavora quindi come un freno; la coppia motrice cala bruscamente portandosi a valori negativi e quindi diventando coppia frenante. La tensione sulla cinghia si inverte e con lei l'azione dell'asservitore di coppia rispetto a quanto accade nella fase di accelerazione andando quindi ad opporsi al naturale accorciamento del rapporto di trasmissione, che si mantiene quindi circa costante al rapporto più lungo; l'asservitore in questa fase riduce quindi in modo non desiderato ma inevitabile (per effetto della sua geometria) l'effetto "freno motore";
- *Tratto 5-6*: nel punto 5 si ha lo stacco frizione, che, come già evidenziato, avviene in modo più brusco (senza la fase di slittamento) e a giri motore inferiori rispetto all'attacco frizione, a causa del naturale impuntamento dei ceppi sulla campana e dell'inerzia dei componenti della frizione stessa; una volta che il motore viene svincolato dalla ruota, questo si riporta molto rapidamente al regime di minimo;
- *Tratto 6-1*: il motore si mantiene al regime di minimo; i giri ruota invece scendono a zero fino a che il veicolo non si ferma del tutto.

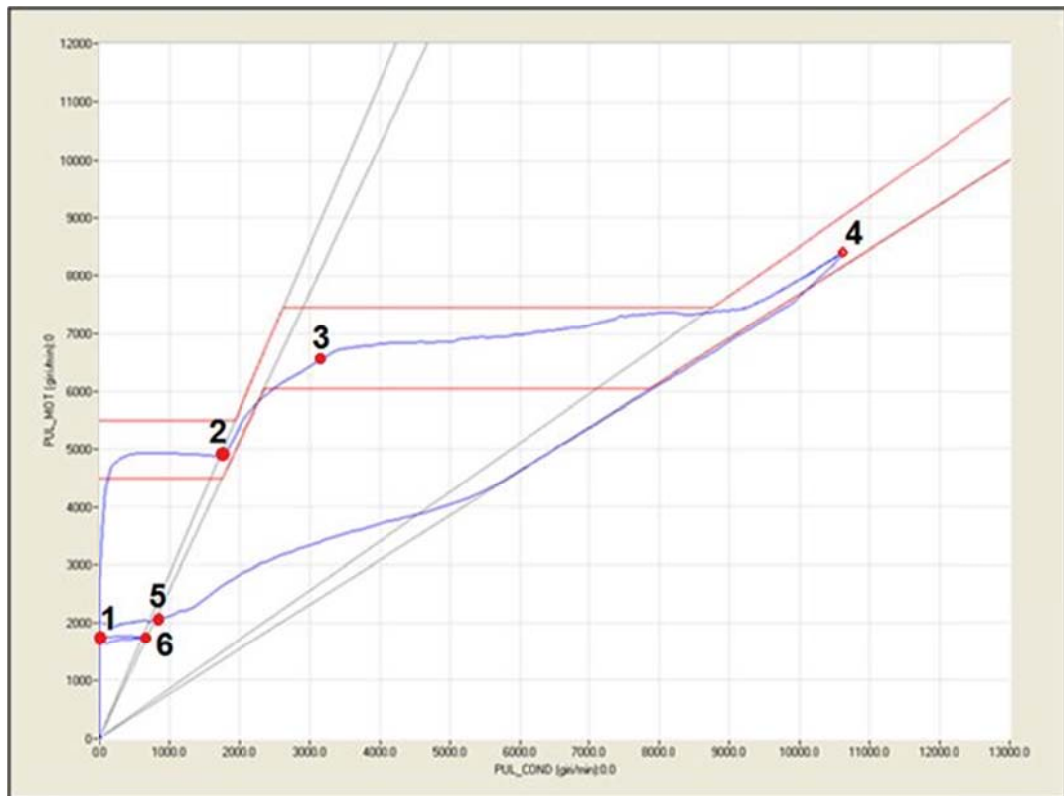


Figura 4.18 - Profilo sperimentale di cambiata dello scooter

Primo step di modellazione del CVT

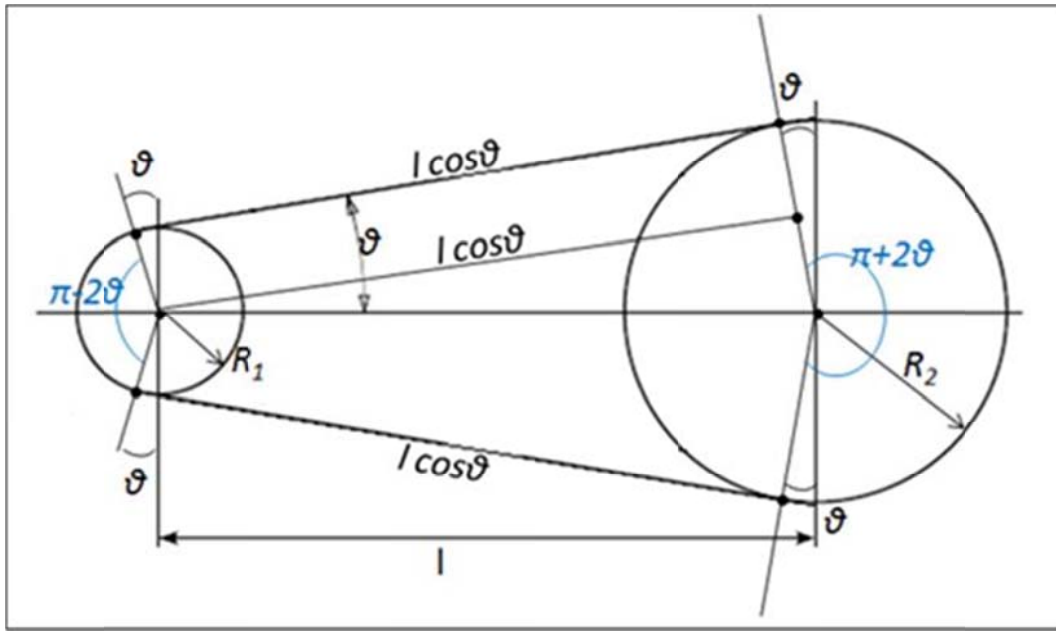


Figura 4.19 - Rappresentazione schematica del CVT

Dalla Figura 4.19 la lunghezza totale della cinghia può essere definita come:

$$L = 2l \cos \theta + (\pi - 2\theta)R_1 + (\pi + 2\theta)R_2 \quad (4.26)$$

Sotto l'ipotesi di ϑ piccolo, considerato che $l \gg R_1 \approx R_2$

$$L = 2l + \pi(R_1 + R_2) \quad (4.27)$$

da cui:

$$R_1 = \frac{L-2l}{\pi} - R_2 \quad (4.28)$$

Si definiscono quindi (Figura 4.20):

$$R_2 = x \tan \alpha \quad (4.29)$$

$$C_1 = \tan \alpha \quad (4.30)$$

In cui x è lo spostamento assiale della semipuleggia condotta ed α l'inclinazione delle semipulegge su cui agisce la cinghia.

Mettendo insieme le soprascritte relazioni, si ottiene:

$$R_1 = \frac{L-2l}{\pi} - C_1 x \quad (4.31)$$

Si definisce quindi con \bar{R} il raggio medio delle due pulegge corrispondente a $\tau = 1$ ($R_1 = R_2 = \bar{R}$):

$$\bar{R} = \frac{L-2l}{2\pi} \quad (4.32)$$

Fissata $C_2 = 2\bar{R}$, si ottiene infine:

$$\tau = \frac{R_2}{R_1} = \frac{x}{coeff-x} \quad (4.33)$$

dove:

$$coeff = \frac{C_2}{C_1} \quad (4.34)$$

Esplicitando la x dalla (4.33) ed imponendo i rapporti di trasmissione limite, si ricavano gli estremi di x entro i quali si muove assialmente la semipuleggia condotta:

- x_1 corrispondente al rapporto più lungo.
- x_2 corrispondente al rapporto più corto;

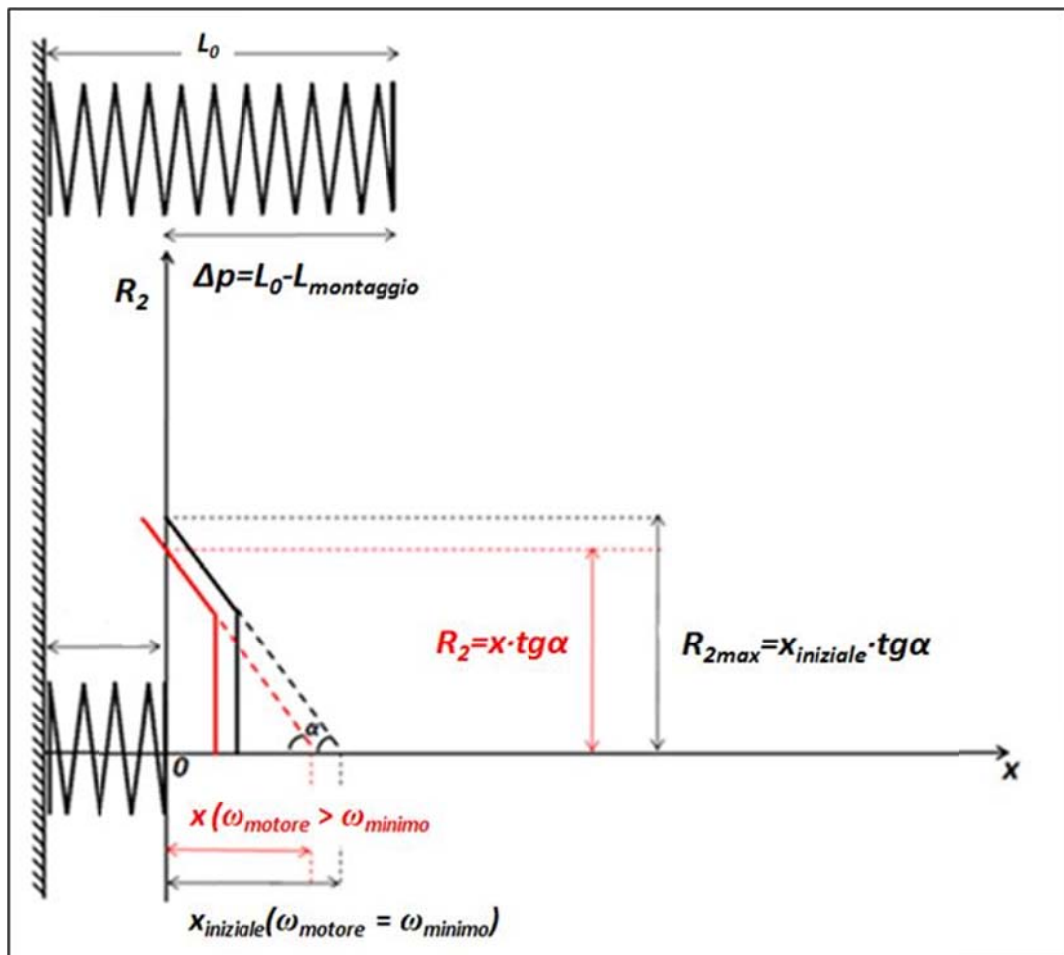


Figura 4.20 - Schematizzazione della semipuleggia condotta del CVT

Le forze agenti sul CVT in questo primo step di modellazione vengono così esplicitate:

- Forza di contrasto della molla al secondario del CVT

$$F_{molla} = k_{m_cvt}\Delta p + k_{m_cvt}(x_i - x) = k_{m_cvt}[(\Delta p + x_i) - x] \Rightarrow$$

$$\Rightarrow F_{molla} = k_{m_cvt}(k_{cvt(1)} - x) \quad (4.35)$$

- Forza centrifuga esercitata dai rullini al primario del CVT

$$F_{centrifuga} = k_{cvt(2)}\omega_{motore}^2 \quad (4.36)$$

- Forza esercitata dall'asservitore di coppia, il cui contributo alla variazione del rapporto di trasmissione, data la sua complessità, è pensato semplicemente proporzionale, con segno, alla coppia motrice riportata al secondario del CVT

$$F_{asservitore} = k_{cvt(3)}T_{CVT} \quad (4.37)$$

di coppia

dove:

- K_{m_cvt} è la costante elastica della molla di contrasto del CVT;
- $K_{cvt(1)}$, $K_{cvt(2)}$ e $K_{cvt(3)}$ sono costanti di proporzionalità rispettivamente della forza della molla, della forza centrifuga generata dal moto delle massette del CVT e dell'intervento dell'asservitore di coppia, tutte da tarare;
- T_{CVT} è la coppia motrice che agisce al secondario del CVT; il contributo dell'asservitore è quindi tanto maggiore quanto maggiore è tale coppia ed è concorde alla forza della molla quando il motore eroga potenza, diventa invece opposto ad essa quando il motore lavora da freno durante le decelerazioni.

Per la determinazione delle costanti di taratura, inizialmente si procede con l'effettuare il bilancio di forze, trascurando l'intervento dell'asservitore di coppia:

$$k_{m_cvt}(k_{cvt(1)} - x) - k_{cvt(2)}\omega_{motore}^2 = 0 \quad (4.38)$$

Esplicitando la x , si considerano i due estremi di cambiata, dove sono noti, perché precedentemente calcolati, i valori di x_1 ed x_2 ; a tali valori corrispondono rispettivamente ω_f e ω_i , velocità di rotazione di fine ed inizio cambiata, ricavabili osservando la curva di cambiata sperimentale. Si ottiene quindi un sistema di due equazioni in due incognite, $K_{cvt(1)}$ e $K_{cvt(2)}$, che possono quindi essere determinate. A questo punto si procede con la taratura di $K_{cvt(3)}$ che definisce l'intervento dell'asservitore di coppia, calibrandosi a partire da una curva di cambiata sperimentale.

Si sottolinea che l'intervento dell'asservitore di coppia potrebbe necessitare di due costanti di taratura, anziché una sola: difatti mentre la coppia motrice ("positiva") del

motore è tarata su tutto il suo campo di funzionamento (si veda il Capitolo 3 sulla calibrazione del modello 1D del motore), maggiore incertezza si ha sul valore di coppia frenante (“negativa”) del motore stesso al variare del numero di giri; più precisamente si fa riferimento al suo contributo in termini di “freno motore” quando la frizione è ancora attaccata ma la farfalla è chiusa (“freno motore” determinato sia dalla propria p_{ma} sia dal lavoro di pompaggio)¹³; potrebbe quindi essere richiesta una taratura “ad hoc” della costante di proporzionalità dell’intervento dell’asservitore di coppia da applicare alle fasi di rilascio del gas dello scooter (tratto 4-5 di Figura 4.18).

Si evidenzia infine che il calcolo delle due costanti $K_{cvt(1)}$ e $K_{cvt(2)}$ è stato realizzato trascurando il contributo dell’asservitore di coppia (che in realtà trascurabile non è, soprattutto durante brusche accelerazioni o decelerazioni); quindi nella fase di taratura del modello, tali costanti potrebbero dover assumere valori diversi da quelli calcolati (ma pur sempre molto prossimi a questi), allo scopo di considerare la reciproca interazione fra l’asservitore di coppia e le altre forze in gioco al CVT.

In Figura 4.21 si riporta la schematizzazione in Simulink® del primo step di modellazione del CVT.

¹³ Il banco prova motori di cui è dotato il Dipartimento di Energetica di Firenze è un freno dinamometrico a correnti parassite (Appendice A). Non essendo un banco dinamico, non può trascinare il motore: come ad esempio sarebbe necessario per effettuare un ciclo di prova al banco o appunto per valutare il “freno motore”; per “freno motore” si intende la coppia frenante esercitata dal motore con farfalla chiusa e numero di giri superiore a quello corrispondente allo stacco frizione (tratto in decelerazione della curva di cambiata in Figura 4.18), data dal contributo delle perdite organiche e del lavoro di pompaggio. Nel corso della presente attività di dottorato, sono state eseguite prove sperimentali per la misura indiretta della p_{ma} del solo motore al variare del numero di giri (come differenza cioè della p_{mi} e della p_{me}) (si veda Paragrafo 2.3); tale tipologia di misura, come già evidenziato, potrebbe però essere affetta da incertezza e dal fenomeno puramente matematico dell’amplificazione degli errori percentuali che si ottiene quando si ricava una grandezza di valore piccolo come differenza di grandezze più grandi

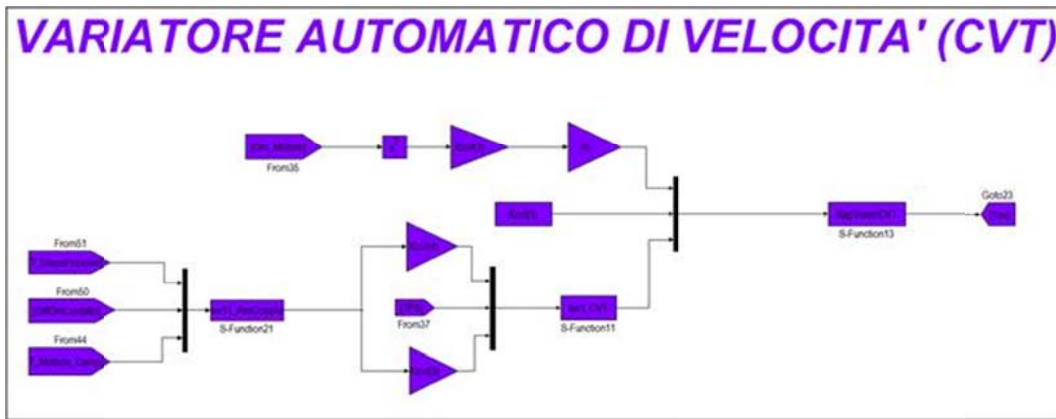


Figura 4.21 - Blocco del modello veicolo per simulare il funzionamento del CVT (primo step di modellazione)

Da quanto sopra scritto emerge subito il maggiore limite della suddetta tipologia di modellazione del CVT: ogni modifica a qualunque dei componenti del variatore (peso delle massette, precarico e rigidità della molla di contrasto, ecc.) che determina una variazione della curva di cambiata, comporta per il modello numerico la necessità di una nuova taratura su dati sperimentali ottenuti con la nuova configurazione del CVT. Questo limita le possibilità di ottimizzare l'accoppiamento motore-veicolo alla sola ottimizzazione del motore e a poche macro-grandezze caratteristiche del veicolo.

E' pur sempre vero che il primo scopo del modello veicolo non è tanto quello di valutare l'effetto di modifiche meccaniche allo scooter, quanto piuttosto, in unione con il modello monodimensionale del motore, permettere di effettuare uno studio previsionale degli effetti che possono avere su prestazioni, consumi ed emissioni del particolare veicolo, modifiche alle caratteristiche geometriche, fluidodinamiche e di combustione del motore (si consideri ad esempio modifiche sulla distribuzione o sui condotti di aspirazione e scarico, sulla cilindrata o sulla camera di combustione, ecc.).

Secondo step di modellazione del CVT

Nel seguente sviluppo nella modellazione del CVT si è cercato di scrivere ancora più aderenti alla fisica del problema le forze che intervengono a modificare il rapporto di trasmissione, allo scopo di ridurre le costanti di taratura ed esplicitare nelle equazioni parametri caratteristici di funzionamento del CVT quali ad esempio: peso e numero dei rullini al primario del CVT, rigidità della molla di contrasto ed inclinazione dell'asola che determina l'intensità dell'intervento dell'asservitore di coppia. In tal modo è possibile

valutare quali effetti possano avere, a valle di una comunque necessaria prima calibrazione delle costanti di taratura, anche variazioni a grandezze caratteristiche del CVT, ampliando quindi il campo di possibili ottimizzazioni da apportare all'accoppiamento motore-veicolo.

Si osservi Figura 4.22 e Figura 4.23, a cui sono state applicate le dovute semplificazioni: la coppia motrice trasmessa tramite la cinghia si suppone ripartita in egual misura tra le due semipulegge. Ci si pone in condizione di velocità del veicolo costante e variatore in equilibrio, quindi il sistema è stazionario. Considerando il bilancio di forze e momenti alla semipuleggia fissa (Figura 4.22), la coppia resistente è bilanciata dalla coppia generata dalla forza di tensione della cinghia (che si è ripartita a metà tra le due semipulegge) e dalla coppia dovuta alla componente lungo y della forza che si scambiano le due semipulegge tramite l'accoppiamento asola-perno; la componente lungo x di quest'ultima forza è bilanciata dal vincolo assiale della semipuleggia fissa. Considerando adesso il bilancio di forze e coppie alla semipuleggia mobile (Figura 4.23), che è quella che interessa la regolazione del rapporto di trasmissione, la coppia generata dalla forza di tensione della cinghia e la coppia dovuta alla componente lungo y della forza che si scambiano le due semipulegge tramite l'accoppiamento asola-perno si equilibrano; la componente lungo x di quest'ultima forza (azione dell'asservitore di coppia) contribuisce invece, insieme alla forza generata dalla molla di contrasto e a quella riconducibile ai rulli sul primario del CVT, a mantenere in equilibrio il variatore di velocità. Se consideriamo poi il caso di una brusca accelerazione, il contributo fornito dall'asservitore di coppia aumenta tale da opporsi insieme alla molla al naturale allungamento del rapporto, che viene quindi accorciato o mantenuto tale con conseguente maggiore spunto dello scooter; se invece consideriamo la fase di decelerazione, la tensione sulla cinghia prodotta dal motore si inverte e con lei l'azione dell'asservitore di coppia, che mantiene lungo il rapporto di trasmissione, riducendo l'effetto "freno motore".

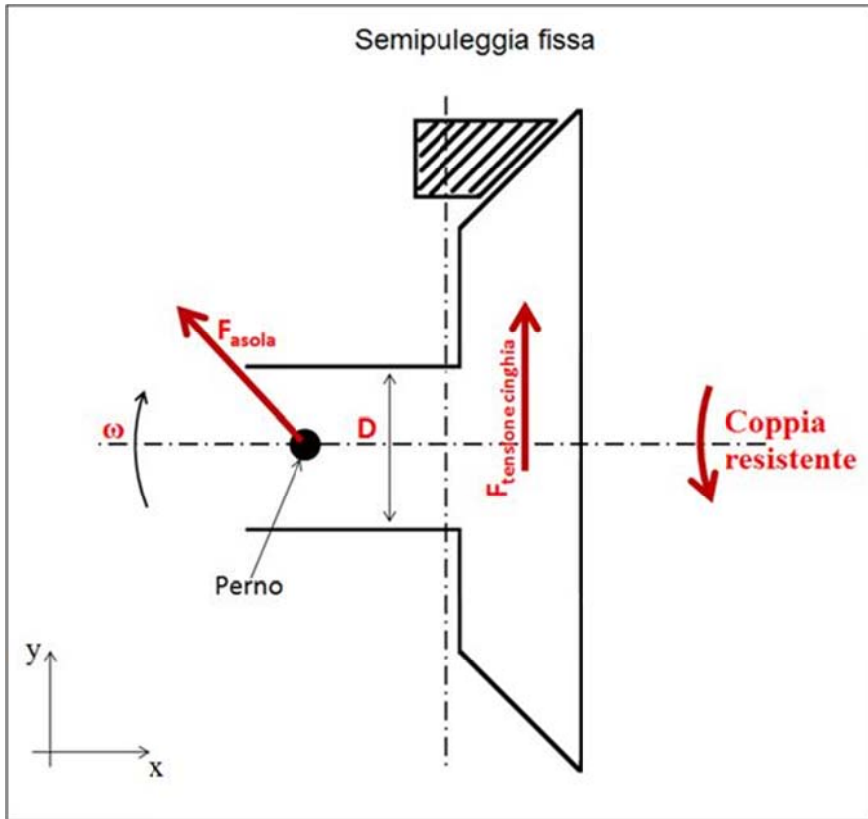


Figura 4.22 - Forze agenti sulla semipuleggia fissa al secondario del CVT

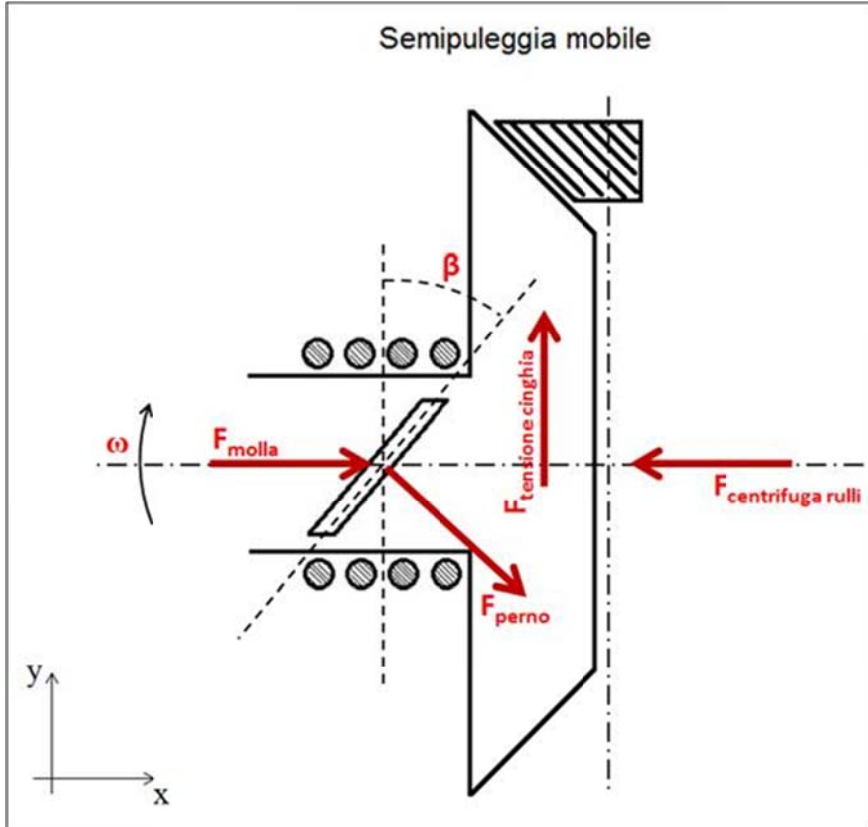


Figura 4.23 - Forze agenti sulla semipuleggia mobile al secondario del CVT

Le forze agenti sulla semipuleggia mobile del secondario del CVT lungo il suo asse in questo caso sono così esplicitate:

- Forza centrifuga esercitata dai rullini;

$$F_{centrifuga} = Z_1 n_{rullini} m_{rullini} \omega_{motore}^2 \bar{r} \sin \bar{\gamma} \cos \bar{\gamma} \quad (4.39)$$

- Forza esercitata dalla molla di contrasto;

$$F_{molla} = k_{molla} [\Delta_{precarico} + (x_{iniziale} - x)] \Rightarrow$$

$$F_{molla} = k_{molla} [(\Delta_{precarico} + x_{iniziale}) - x] \Rightarrow$$

$$F_{molla} = k_{molla} (Z_2 - x) \quad (4.40)$$

- Forza esercitata dall'asservitore di coppia;

$$F_{asservitore \text{ di coppia}} = Z_3 \left(\frac{T_{CVT}}{D} \right) \cdot \frac{1}{\tan \beta} \quad (4.41)$$

dove:

- $n_{rullini}$ e $m_{rullini}$ rispettivamente numero e massa dei rullini al primario del CVT;
- \bar{r} raggio medio di rotolamento dei rullini;
- $\bar{\gamma}$ inclinazione media delle piste dei rullini al primario del CVT;
- K_{molla} , $\Delta_{precarico}$ e $x_{iniziale}$ rispettivamente rigidezza della molla, spostamento della stessa per effetto del solo precarico e valore di x al rapporto più corto;
- D diametro dell'albero su cui è ricavata l'asola dell'asservitore di coppia;
- T_{CVT} coppia del motore al secondario del CVT;
- β inclinazione dell'asola dell'asservitore di coppia sulla semipuleggia condotta;
- Z_1 e Z_3 sono costanti di taratura, mentre Z_2 deriva dalla somma di parametri geometrici noti.

Si risolve quindi il bilancio delle suddette forze sulla semipuleggia mobile applicate lungo il suo asse (Figura 4.23):

$$F_{centrifuga} - F_{molla} - F_{asservitore \text{ di coppia}} = 0 \quad (4.42)$$

Dal bilancio, esplicitando la x , ossia lo spostamento assiale della semipuleggia condotta, si ottiene:

$$x = \left[Z_2 k_{molla} + Z_3 \left(\frac{T_{CVT}}{D} \right) \frac{1}{\tan \beta} - Z_1 n_{rullini} m_{rullini} \omega_{motore}^2 \bar{r} \sin \bar{\gamma} \cos \bar{\gamma} \right] \frac{1}{k_{molla}} \quad (4.43)$$

Individuato lo spostamento assiale x , questo è legato al rapporto di trasmissione del CVT, come nel primo step della modellazione, secondo la relazione (4.33), precedentemente introdotta, mantenendo l'ipotesi di ϑ piccolo ($l \gg R_1 \approx R_2$):

$$\tau = \frac{R_2}{R_1} = \frac{x}{coeff - x}$$

La schematizzazione in Simulink® del secondo step di modellazione del CVT è rappresentata in Figura 4.24.

Le costanti di taratura sono Z1 e Z3 (quest'ultima relativa all'intervento dell'asservitore potrebbe essere, per i medesimi motivi prima esposti, diversa tra la fase di accelerazione e decelerazione dello scooter) ed entro certi limiti non è necessario calibrare nuovamente il modello nel caso venga variato uno dei parametri caratteristici di funzionamento del CVT esplicitati nell'equazione (4.43) (peso e numero dei rullini, rigidità della molla di contrasto ed inclinazione dell'asola dell'asservitore di coppia). Diventa quindi possibile, una volta effettuata una prima taratura, valutare gli effetti di modifiche ad alcuni componenti del variatore di velocità senza la necessità di una seconda e mirata taratura del modello veicolo nella nuova configurazione.

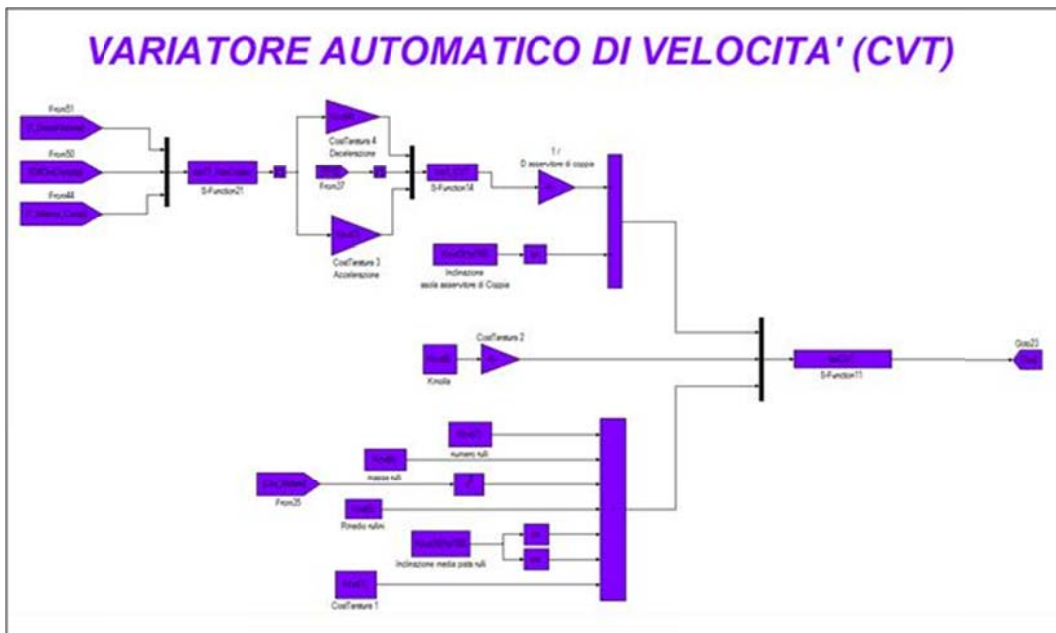


Figura 4.24 - Blocco del modello veicolo per simulare il funzionamento del CVT (secondo step di modellazione)

Terzo step di modellazione del CVT

Nel terzo sviluppo nella modellazione del CVT, non si considera più l'ipotesi di ϑ piccolo e trascurabile; tale ipotesi presuppone infatti che, al variare del rapporto di trasmissione, la variazione in termini assoluti dei raggi di avvolgimento della cinghia sulle due pulegge è la stessa, ossia:

$$\left| \Delta R_{puleggia\ motrice} \right| = \left| \Delta R_{puleggia\ condotta} \right| \quad (4.44)$$

Si consideri invece, a partire dalla (4.26), le seguenti equazioni:

$$L = 2l \cos \theta + (\pi - 2\theta)R_1 + (\pi + 2\theta)R_2$$

$$\pi - 2\theta = \pi - 2 \sin^{-1} \frac{2R_2 - 2R_1}{2l}$$

$$\pi + 2\theta = \pi + 2 \sin^{-1} \frac{2R_2 - 2R_1}{2l} \quad (4.45)$$

sempre sotto l'ipotesi di cinghia inestensibile e assenza di strisciamenti, ma considerando non trascurabile l'angolo ϑ , è possibile legare $\Delta R_{PulMotrice}$ con $\Delta R_{PulCondotta}$, e con ottima approssimazione tale legame è lineare (Figura 4.25), secondo la relazione:

$$\left| \Delta R_{puleggia\ motrice} \right| = K_{\Delta} \left| \Delta R_{puleggia\ condotta} \right| \quad (4.46)$$

In cui K_{Δ} (fattore di proporzionalità tra la variazione del raggio di avvolgimento della cinghia alle due pulegge) può essere definito come:

$$K_{\Delta} = \left| \Delta R_{puleggia\ motrice}^{MAX} \right| / \left| \Delta R_{puleggia\ condotta}^{MAX} \right| \quad (4.47)$$

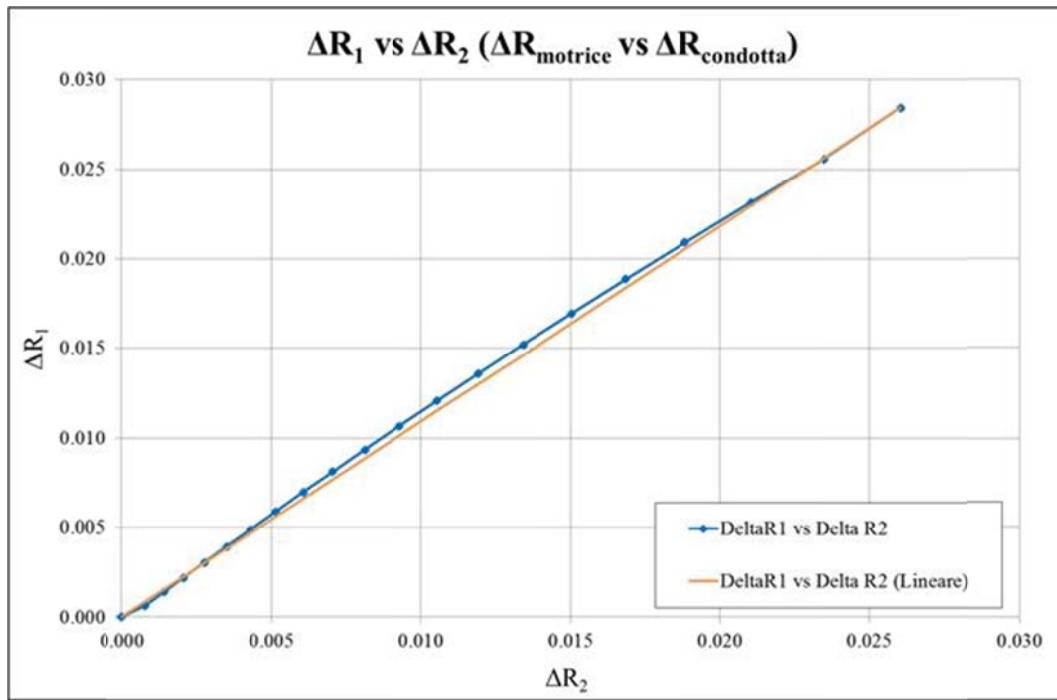


Figura 4.25 - Legame tra $\Delta R_{motrice}$ (ΔR_1) (variazione raggio di avvolgimento della cinghia alla puleggia motrice) e $\Delta R_{condotta}$ (ΔR_2) (variazione raggio di avvolgimento della cinghia alla puleggia condotta)

Le forze agenti sul variatore automatico di velocità sono sostanzialmente espresse allo stesso modo dello step di modellazione precedente:

- Forza centrifuga esercitata dai rullini;

$$F_{centrifuga} = Z_1 n_{rullini} m_{rullini} \omega_{motore}^2 \bar{r} \sin \bar{\gamma} \cos \bar{\gamma} \quad (4.48)$$

- Forza esercitata dalla molla di contrasto;

$$F_{molla} = Z_2 k_{molla} (\Delta precarico + \Delta u) \quad (4.49)$$

- Forza esercitata dall'asservitore di coppia;

$$F_{asservitore} = Z_3 \left(\frac{T_{CVT}}{D} \right) \cdot \frac{1}{\tan \beta} \quad (4.50)$$

dove Δu rappresenta la variazione di lunghezza della molla di contrasto e quindi la variazione di posizione assiale della semipuleggia condotta; Δu è legato a $\Delta R_{condotta}$ (variazione raggio di rotolamento della cinghia sulla puleggia condotta) secondo la relazione:

$$\Delta R_{puleggia} = \Delta u \tan \alpha \quad (4.51)$$

condotta

Si esegue quindi il bilancio delle forze agenti sul CVT pari a (4.42) (secondo lo schema di Figura 4.23):

$$F_{centrifuga} - F_{molla} - F_{asservitore \text{ di coppia}} = 0$$

La quale equazione, esplicitata secondo Δu , fornisce la seguente relazione, in cui le costanti di taratura continuano ad essere Z_1 , Z_2 e Z_3 :

$$\Delta u = \left[Z_1 n_{rullini} m_{rullini} \omega_{motore}^2 \bar{r} \sin \bar{\gamma} \cos \bar{\gamma} - Z_2 k_{molla} \Delta precarico - Z_3 \left(\frac{T_{CVT}}{D} \right) \frac{1}{\tan \beta} \right] \frac{1}{Z_2 k_{molla}} \quad (4.52)$$

Lo spostamento assiale della semipuleggia condotta del CVT è limitato tra due estremi:

$$0 \leq \Delta u \leq \Delta u_{max}$$

con:

$$\Delta u_{max} = \Delta R_{puleggia \text{ condotta}}^{max} / \tan \alpha \quad \text{ossia il rapporto tra la variazione massima del raggio}$$

di avvolgimento della cinghia sulla puleggia condotta e la tangente dell'angolo di inclinazione della puleggia stessa (Figura 4.17).

Il rapporto di trasmissione del CVT, diversamente dalle modellazioni precedenti, risulta adesso definito dalla relazione:

$$\tau = \frac{R_{puleggia \text{ condotta}}}{R_{puleggia \text{ motrice}}} = \frac{R_{puleggia \text{ condotta}} - \Delta R_{puleggia \text{ condotta}}}{R_{puleggia \text{ motrice}} + \Delta R_{puleggia \text{ motrice}}} = \frac{R_{puleggia \text{ condotta}} - \Delta u \tan \alpha}{R_{puleggia \text{ motrice}} + K_{\Delta} \Delta u \tan \alpha} \quad (4.53)$$

dove i raggi di rotolamento della cinghia sulle due pulegge del CVT considerati come riferimento ($R_{puleggia_condotta_r_corto}$ e $R_{puleggia_motrice_r_corto}$) sono quelli che si rilevano al rapporto di trasmissione più corto, calcolabili analiticamente sfruttando le relazioni (4.45).

La modellazione in Simulink® di quest'ultima versione del blocco di simulazione del CVT è rappresentata in Figura 4.26.

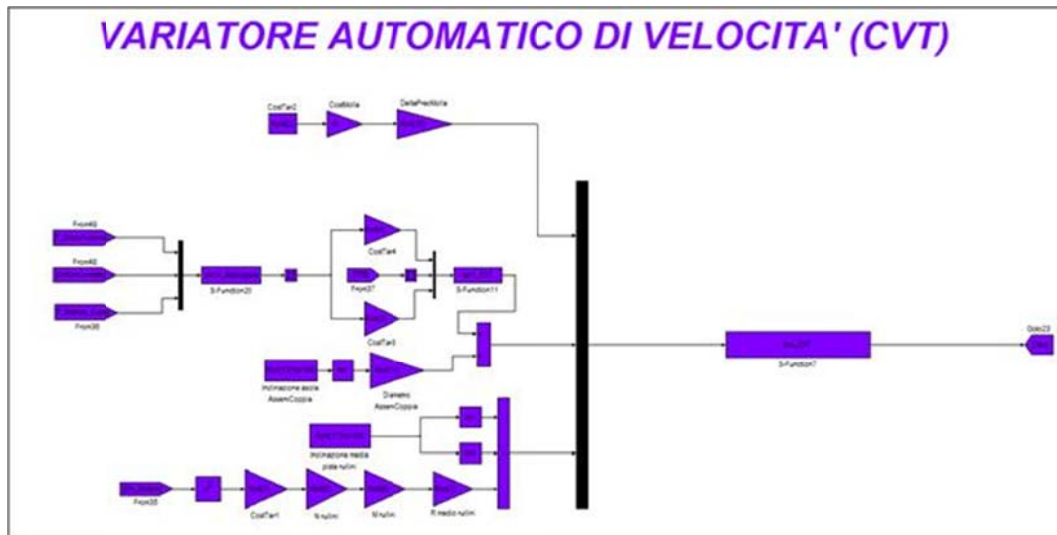


Figura 4.26 - Blocco del modello veicolo per simulare il funzionamento del CVT (terzo step di modellazione)

Si sottolinea infine come nel modello veicolo si tiene conto delle perdite legate al CVT, quali tra le altre slittamenti della cinghia e sua elasticità, attraverso l'imposizione di un rendimento che può essere espresso in funzione del regime, del carico ed del rapporto di trasmissione, a seconda della disponibilità di dati sperimentali o dati storici.

4.6. Taratura e risultati del modello veicolo

Nei precedenti paragrafi è stata descritta la struttura del modello dinamico del veicolo, spiegando i principi base che gli permettono di prevedere il funzionamento di uno scooter dotato di frizione centrifuga e variatore automatico di velocità lungo un profilo di velocità imposto. Il modello è cioè in grado di calcolare la richiesta di coppia necessaria a seguire tale profilo e i punti di funzionamento in cui il motore si porta a lavorare ad ogni step temporale della simulazione (fissato di norma a 0.2 s pari alla frequenza di acquisizione dei dati sperimentali nelle prove al banco a rulli). Utilizzando poi le mappe di funzionamento del motore generate dalla simulazione monodimensionale, è quindi in grado di poter prevedere tutte le grandezze connesse ai suddetti punti di funzionamento. Nel modello è quindi presente un blocco nel quale vengono graficate e salvate tutte le informazioni di interesse per l'utente (Figura 4.27), sia relative al funzionamento del veicolo che del motore lungo il ciclo imposto: velocità del veicolo, rapporto di

trasmissione del CVT, coppia, giri motore, angolo apertura farfalla (TPS), consumi, emissioni, ecc..

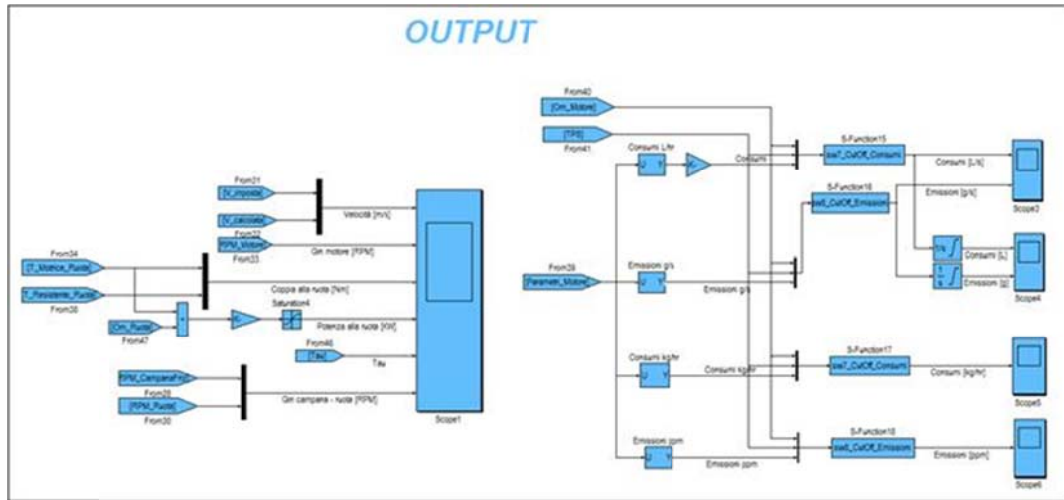


Figura 4.27 - Blocco del modello veicolo in cui vengono graficati e salvati tutti i risultati della simulazione di interesse per l'utente

All'interno di tale blocco si evidenzia che si è considerato inoltre l'intervento del sistema di *Cut-Off* della centralina: in pratica la mandata di carburante agli iniettori viene automaticamente interrotta in fase di rilascio, ossia quando la farfalla è chiusa ed il motore viene trascinato dalle ruote; interrompendo l'alimentazione, in tali condizioni, non si ha di conseguenza consumo di combustibile ed emissioni inquinanti allo scarico. Quando il motore raggiunge il regime di minimo, il sistema *Cut-Off* viene disattivato e viene iniettata la quantità di combustibile necessaria ad evitare lo spegnimento del motore.

Nel presente modello veicolo si è tenuto conto del sistema *Cut-Off* nel seguente modo: durante le fasi di decelerazione vengono azzerati consumo ed emissioni quando si verificano contemporaneamente le condizioni di farfalla chiusa e motore che gira ad un regime superiore al minimo.

All'interno del modello veicolo sono state innanzitutto caricate, con le apposite funzioni scritte in MatLab®, le mappe di funzionamento ottenute dal modello monodimensionale del motore (nello specifico si riportano per brevità di trattazione i soli risultati ottenuti con le mappe derivate da Wave® avendo comunque verificato la correttezza ed equivalenza dei risultati ottenuti a partire da mappe di funzionamento simulate in GT-Suite®).

Sono state quindi definite, all'interno del modello veicolo, tutte le grandezze caratteristiche dello scooter Piaggio *Vespa LX LEM EU 125*, che monta il motore *4T 125cc 3 valvole* (seconda versione di sviluppo, Sotto-Paragrafo 3.3.5) di cui si dispone il modello monodimensionale calibrato: ci riferiamo ad esempio alle inerzie del veicolo, alle masse, ai dati caratteristici di funzionamento di variatore automatico di velocità e frizione, ai coefficienti per la determinazione della forza resistente lungo il ciclo imposto, ecc..

Di tale scooter sono stati resi disponibili da Piaggio dati sperimentali raccolti nel corso di una campagna sperimentale sia presso il loro banco a rulli sia con veicolo su strada, necessari alla taratura e validazione del modello veicolo costruito in Simulink®:

- Curva di cambiata (Giri puleggia motrice vs Giri puleggia condotta del CVT);
- Ciclo di omologazione unificato *WMTC (World Motorcycle Test Cycle)* effettuato sul banco a rulli
 - Velocità rilevata del veicolo vs tempo
 - Giri motore vs tempo
 - Rapporto di trasmissione vs tempo
 - Angolo apertura farfalla (TPS) vs tempo
 - Consumo di combustibile vs tempo
- Cicli a velocità costante effettuati con veicolo su strada
 - Consumo di combustibile

A seguito di una rapida fase di calibrazione dei parametri di taratura, più volte evidenziati nei precedenti paragrafi e concentrati nel “blocco di simulazione del CVT”, si ottengono quindi i risultati numerici da confrontare con i suddetti dati sperimentali.

In Figura 4.28 è mostrato quindi il confronto tra la curva di cambiata sperimentale e quella simulata dal modello stesso; tale curva è ottenuta a seguito di una rapida apertura della valvola a farfalla dal minimo al pieno carico, e successivo rilascio e permette soprattutto di verificare la correttezza della taratura dei parametri legati al sottoblocco di simulazione del CVT.

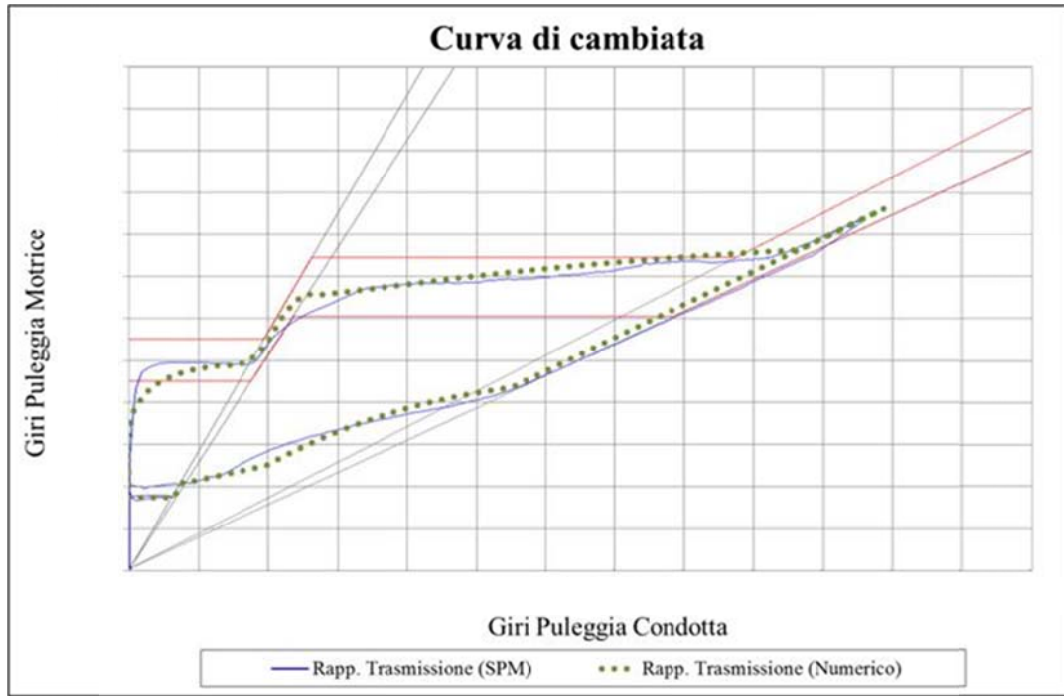


Figura 4.28 – Curva di cambiata del CVT della Vespa LX LEM 125 (giri puleggia motrice in funzione dei giri puleggia condotta): la linea continua blu è rappresentativa dei risultati sperimentali, quella nera a punti dei risultati simulati dal modello veicolo (Versione 2 del motore)

Si riporta poi di seguito i risultati numerici e sperimentali ottenuti sul ciclo di omologazione unificato *WMTC*: i primi confronti sono relativi alle grandezze calcolate dal modello veicolo in base al profilo missione imposto, ossia la velocità dello scooter (Figura 4.29), i giri motore (Figura 4.30) e il rapporto di trasmissione del CVT (Figura 4.31), tutti graficati in funzione del tempo.

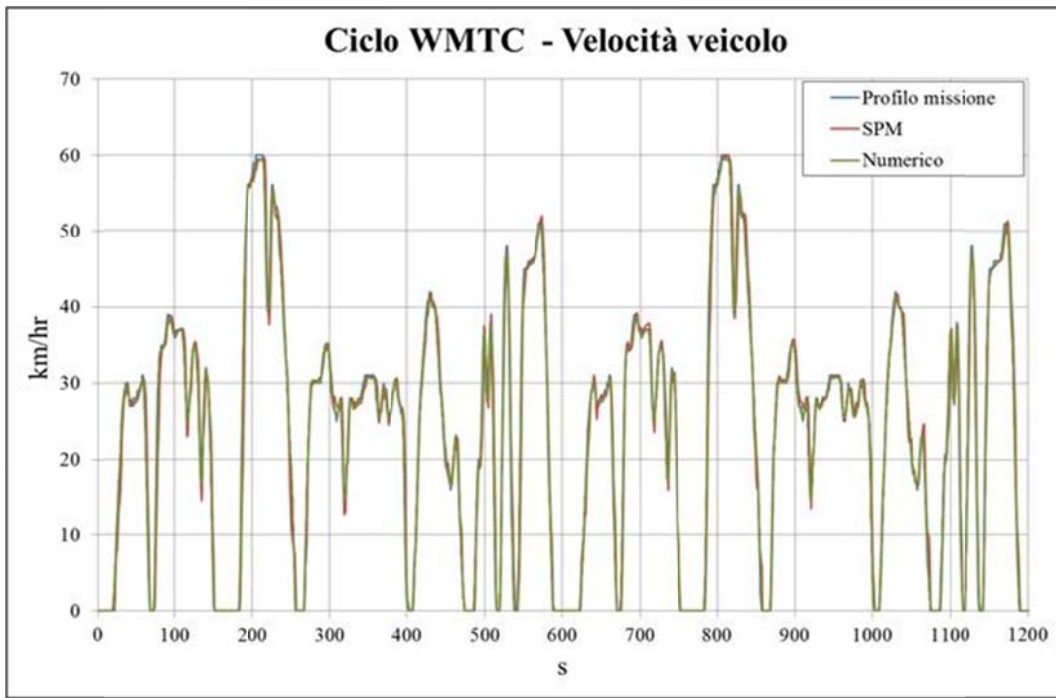


Figura 4.29 - Confronto tra il profilo di velocità imposto dal ciclo di omologazione WMTC e il corrispondente profilo di velocità della Vespa LX LEM 125 sia rilevato sperimentalmente sia simulato dal modello veicolo (Versione 2 del motore)

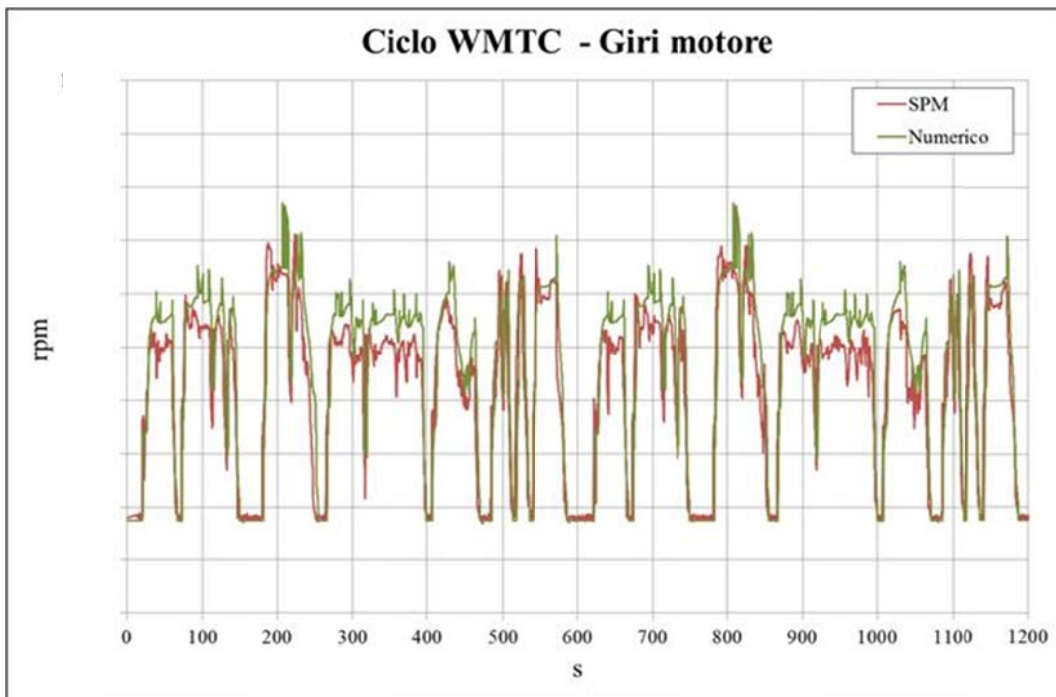


Figura 4.30 - Giri motore vs tempo della Vespa LX LEM 125, lungo l'intero ciclo di omologazione WMTC: risultati sperimentali e simulati (Versione 2 del motore)

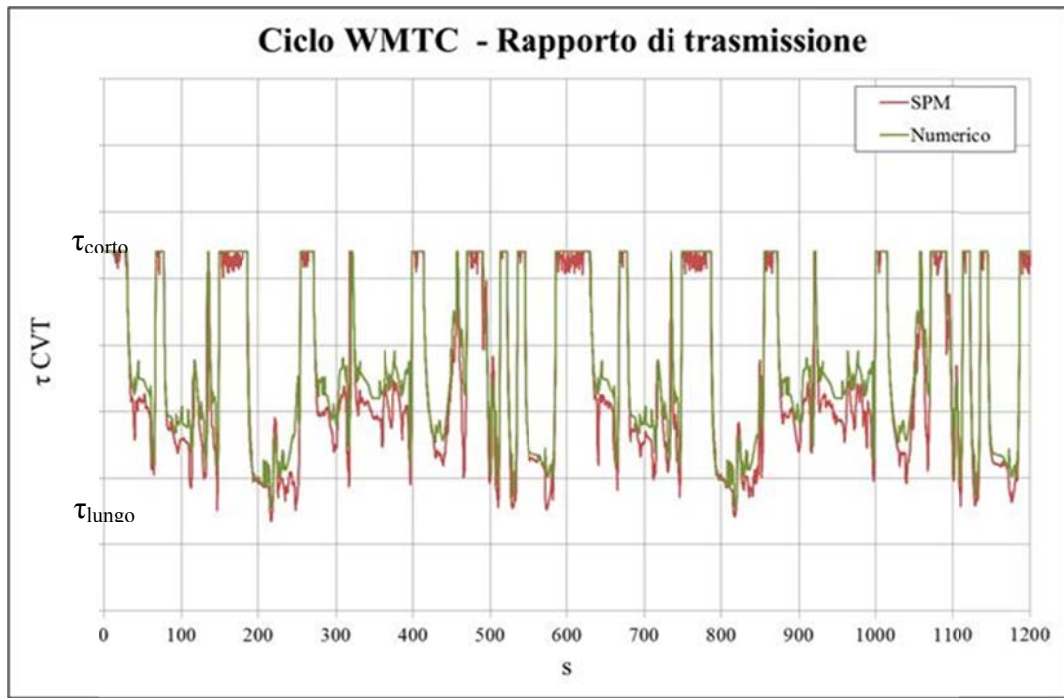


Figura 4.31 – Rapporto di trasmissione del CVT vs tempo della Vespa LX LEM 125, lungo l'intero ciclo di omologazione WMTC: risultati sperimentali e simulati (Versione 2 del motore)

Dai grafici sovraesposti si nota la buona approssimazione con cui il modello numerico replica i dati sperimentali; le differenze sono da imputarsi sia alle semplificazioni e ipotesi applicate (quali ad esempio il non considerare gli slittamenti della cinghia del CVT e la sua elasticità), sia alla personale e non riproducibile sensibilità del pilota, il quale, durante la prova di omologazione, deve semplicemente mantenere la velocità dello scooter all'interno di una banda di tolleranza. Dal punto di vista del modello del resto è invece opportuno fornire come dato di input il profilo teorico di velocità proprio perché indipendente dal pilota: lo scopo principale di tale strumento è infatti quello di individuare con buona approssimazione dove lo scooter ed il motore in esame lavorano lungo il ciclo velocità-tempo imposto e quindi prevederne ad esempio i consumi, così che sia poi possibile valutare, a parità di tutto il resto, gli effetti che eventuali modifiche al propulsore producono sul ciclo stesso.

La validità dei risultati ottenuti non è quindi pregiudicata e i dati del modello relativi all'andamento nel tempo dell'angolo di apertura della farfalla (Figura 4.32) e del consumo di combustibile (Figura 4.33), confrontati con i corrispettivi sperimentali, ne sono un'ulteriore dimostrazione: difatti la bontà di tali risultati presuppone che siano correttamente colti i punti di funzionamento del motore nel tempo, dato che i valori del

TPS e del consumo di combustibile sono estrapolati dalle mappe “virtuali” del motore, noto il regime di rotazione e la coppia erogata necessaria a seguire il profilo imposto (si veda Paragrafo 4.4 e Appendice B).

Anche in questo caso l’逼近imatione del modello numerico rispetto ai risultati sperimentali è buona, tenuto anche conto, come già evidenziato, che mentre il modello veicolo simula ovviamente anche i transitori di velocità nel ciclo, le mappe “virtuali” del motore sono rappresentative di punti di funzionamento a regime. L’errore nell’逼近imatione le condizioni operative del propulsore come una successione di stati di equilibrio è comunque contenuto e, come si osserva da Figura 4.32 e Figura 4.33, essenzialmente circoscritto alla fase iniziale del ciclo, dove il motore nella realtà della prova di omologazione è ancora freddo.

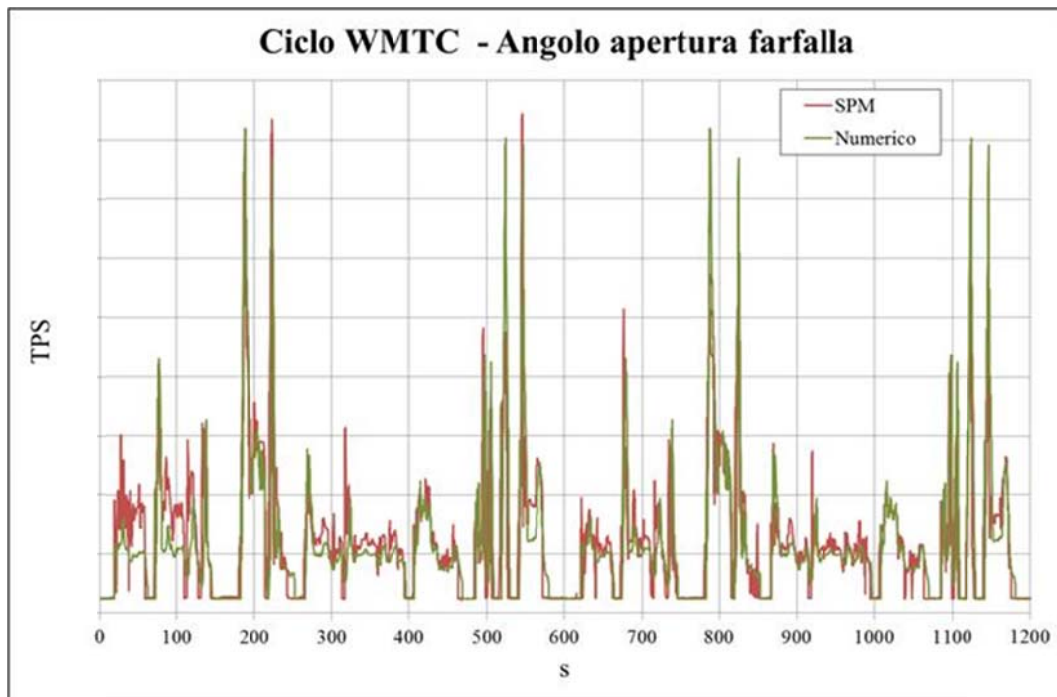


Figura 4.32 – Angolo di apertura farfalla (TPS) vs tempo della Vespa LX LEM 125, lungo l’intero ciclo di omologazione WMTC: risultati sperimentali e simulati (Versione 2 del motore)

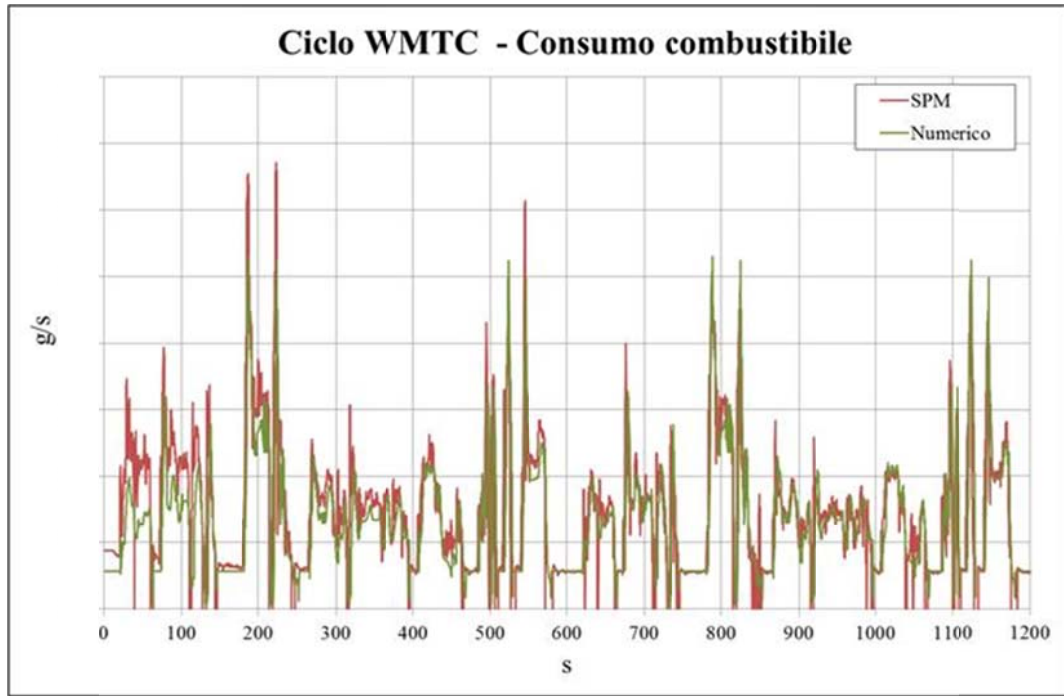


Figura 4.33 – Consumo di combustibile vs tempo della Vespa LX LEM 125, lungo l'intero ciclo di omologazione WMTC: risultati sperimentali e simulati (Versione 2 del motore)

Dalla simulazione emerge che lo scooter in esame percorre il ciclo di omologazione WMTC con un rendimento medio di circa il 10% e consuma circa 37 km/l; su quest'ultimo valore la differenza rispetto al dato sperimentale, considerate tutte le necessarie approssimazioni e ipotesi semplificazione del modello, elencate precedentemente, è di appena il 5%.

Volendo il modello motore-veicolo potrebbe inoltre fornire informazioni riguardo sia alle emissioni grezze (ossia a monte del catalizzatore) che a quelle post catalizzatore: delle prime però al momento della stesura della tesi non si avevano ancora a disposizione dati sperimentali di confronto sul ciclo WMTC, per cui restano validi solo i confronti effettuati tra i risultati del modello 1D del motore e le misure raccolte al banco prova del Dipartimento di Energetica di Firenze (si veda il Capitolo 3); per quanto riguarda le seconde non è invece stato oggetto della presente attività di dottorato la modellazione e calibrazione del catalizzatore dal punto di vista delle reazioni chimico-fisiche che avvengono al suo interno, per cui non sono disponibili al momento dati numerici attendibili.

Infine si riporta come ulteriore prova della buona predittività del modello in Figura 4.34 il confronto fra numerico e sperimentale in termini di consumo di combustibile del veicolo

fatto procedere a velocità costante su strada; lo scooter è quindi soggetto alla reale forza di resistenza all'avanzamento determinata, oltre che dall'attrito tra pneumatici e strada, dalla velocità stessa, dal coefficiente di resistenza aerodinamica e dalla sezione di massimo ingombro nella direzione di avanzamento (nel ciclo *WMTC* su banco a rulli la forza di resistenza all'avanzamento, esercitata dai rulli stessi e funzione sempre della velocità, è però determinata da due coefficienti F_0 e F_2 fissati da normativa).

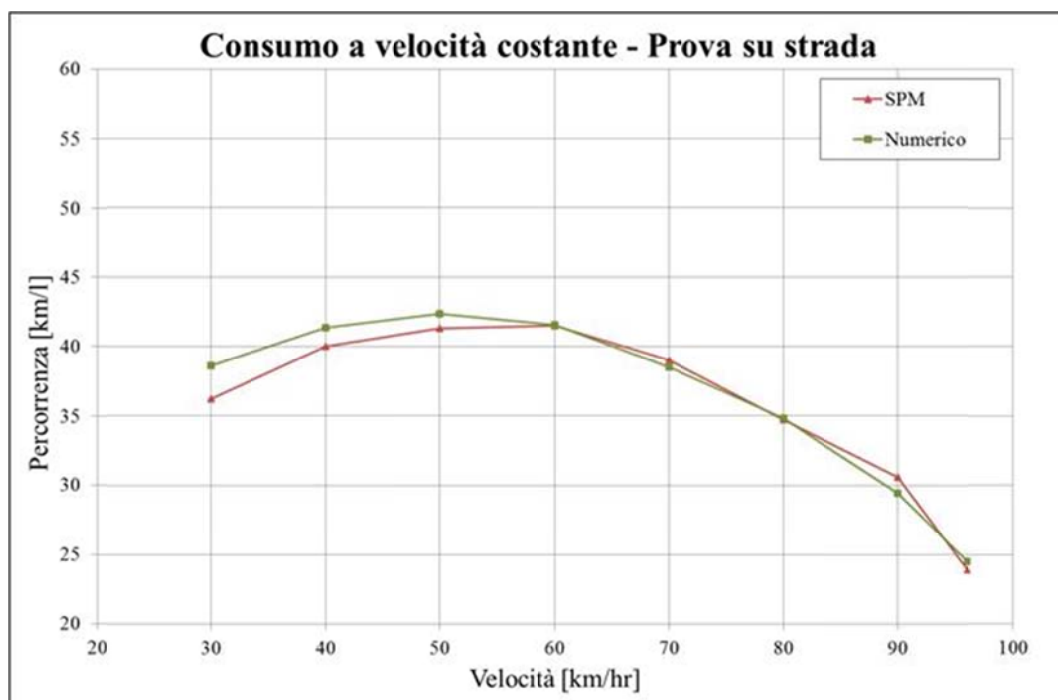


Figura 4.34 - Consumo di combustibile [km/l] della Vespa LX LEM 125 fatta procedere a velocità costante su strada: risultati sperimentali e simulati (Versione 2 del motore)

Il modello veicolo si può quindi considerare calibrato e predittivo; pertanto è utilizzabile, abbinato al modello monodimensionale del motore, per una successiva fase di valutazione delle conseguenze che hanno sullo scooter modifiche alle caratteristiche geometriche e fluidodinamiche del suo propulsore, allo scopo di ridurre i consumi e migliorare il rendimento di quest'ultimo, come verrà spiegato dettagliatamente nel prossimo capitolo.

Si fa notare che lo sviluppo raggiunto dal modello veicolo ha circoscritto i parametri di taratura al solo blocco di simulazione del variatore automatico di velocità; inoltre nelle equazioni che simulano il funzionamento del CVT stesso, sono stati esplicitati molti dei parametri caratteristici del suo funzionamento (quali ad esempio peso e numero dei rullini sulla puleggia motrice, rigidità della molla di contrasto, inclinazione dell'asola che

determina l'intensità dell'intervento dell'asservitore di coppia, ecc.). È quindi possibile valutare, senza dover calibrare nuovamente il modello, modifiche a tali parametri del variatore di velocità, tenuto conto che tale componente ha un peso rilevante sulle prestazioni e sui consumi dello scooter. A tal proposito in Tabella 4.1 sono riassunti a titolo puramente esemplificativo i risultati in termini di riduzione del consumo di combustibile (sul ciclo di omologazione europeo *UDC-EUDC*) ottenuti numericamente variando nel sottoblocco di simulazione del CVT i seguenti parametri:

- Massa rulli alla puleggia motrice;
- Precarico della molla di contrasto alla puleggia condotta.

Parametri caratteristici di funzionamento del CVT	
<i>Massa rulli</i>	
8 grammi	Riferimento
10 grammi	Consumo: – 4%
11.5 grammi	Consumo: – 6%
<i>Considerazione:</i> aumentare il peso dei rulli consente di lavorare a rapporti di trasmissione più lunghi sul il ciclo con una conseguente riduzione dei consumi	
<i>Precarico molla CVT</i>	
500 N	Riferimento
400 N	Consumo: – 3%
300 N	Consumo: – 6%
<i>Considerazione:</i> ridurre la rigidezza della molla di contrasto consente di lavorare a rapporti di trasmissione più lunghi sul ciclo, con una conseguente riduzione dei consumi	

Tabella 4.1 – Effetti in termini di riduzione del consumo di combustibile dello scooter in esame sul ciclo di omologazione europeo *UDC-EUDC* dovuti a modifiche a parametri caratteristici di funzionamento del CVT

Tale strumento di calcolo presenta molteplici applicazioni e fornisce un valido supporto per lo sviluppo motore e per la scelta del corretto accoppiamento con il veicolo, consentendo di prevederne in fase di progettazione prestazioni, quali ad esempio l'accelerazione massima, o consumi ed emissioni inquinanti lungo un qualunque profilo missione imposto. Permette quindi di poter intervenire con modifiche migliorative sulle

caratteristiche del motore come anche su alcune caratteristiche del veicolo, rendendo molto ampio il campo di possibili strategie di ottimizzazione verificabili numericamente, con una conseguente riduzione del *time to market* e dei costi legati alla sperimentazione.

5. Ottimizzazione del motore

La realizzazione e calibrazione del modello monodimensionale del propulsore e del modello dinamico dello scooter e il loro successivo accoppiamento, permettono di condurre un'analisi numerica completa del sistema motore-veicolo secondo gli obiettivi fissati all'inizio della presente attività di dottorato.

Tale strumento numerico, una volta validato, prevede difatti con buona approssimazione gli stati di funzionamento del motore (e di conseguenza le sue prestazioni come anche i suoi consumi e le sue emissioni) mentre il veicolo segue il profilo missione assegnato, potendo fornire quindi un importante supporto nelle fasi di sviluppo del motore stesso: è possibile valutare le prestazioni ottenibili da un particolare accoppiamento motore-veicolo e, una volta stabilito tale accoppiamento, ottimizzarne i consumi ed il rendimento. Modifiche all'intero sistema ed in particolare al motore in esame possono essere quindi valutate preventivamente a calcolo con l'ottica di individuare una configurazione ottimizzata da realizzare e testare sperimentalmente solo in una fase successiva, con evidenti vantaggi in termini di costi e *time to market*.

Nel capitolo conclusivo del presente elaborato di tesi sono quindi presentati gli obiettivi ed i risultati dell'ottimizzazione dello scooter Piaggio in esame che portano a benefici sensibili in termini di riduzione del consumo di combustibile. Il miglioramento del rendimento globale del propulsore, ottenuto facendo largo uso degli strumenti numerici finora presentati come anche di un modello di ottimizzazione che integra al suo interno l'intero sistema "virtuale" motore-veicolo, è stato poi verificato sperimentalmente, con raffronti positivi e in linea con i risultati previsti a calcolo.

5.1. Modello di ottimizzazione

Oltre al modello monodimensionale del motore e al modello dinamico del veicolo, nella fase di sviluppo e messa a punto del motore Piaggio 125cc, è stato utilizzato un terzo software, ModeFRONTIER® (prodotto dalla Esteco s.r.l.), dedicato all'ottimizzazione multi-obiettivo e multi-disciplinare che permette l'integrazione di applicazioni tecniche e progettuali, quali software come Wave®, GT-Suite® e MatLab®.

ModeFRONTIER® è un software scritto in *Java* che esegue l'ottimizzazione modificando i valori delle variabili di ingresso (in un range stabilito dall'operatore) ed analizzando i risultati, che possono essere definiti come "obiettivi" e/o "vincoli di progettazione" [Esteco s.r.l.]. La logica di ottimizzazione è impostata graficamente, facendo uso di nodi interconnessi allo scopo di generare un *workflow*: sono disponibili sia connessioni in serie che in parallelo, come anche *switch* condizionali. Al suo interno è possibile fare lavorare in un unico ambiente di progettazione diversi programmi applicativi esterni, come quelli utilizzati nel corso dell'attività di ricerca, le cui simulazioni vengono automaticamente lanciate da ModeFRONTIER®, nel quale è tra l'altro possibile analizzare e gestire direttamente i risultati, anche grazie ad un agevole e variegato supporto grafico. Il programma sfrutta algoritmi di ottimizzazione e robusti strumenti di progettazione combinati insieme allo scopo di costruire, a seconda del problema affrontato, la migliore strategia di ottimizzazione per risolvere problemi complessi.

ModeFRONTIER® permette di eseguire in maniera automatica numerose sequenze di simulazioni modificando i valori assegnati ai parametri di interesse e definiti dall'utente come variabili di sistema, allo scopo di ricercarne un'ottimizzazione in funzione di un determinato obiettivo o semplicemente determinarne il peso e l'influenza sui risultati delle simulazioni stesse. All'interno del software sono infatti implementati algoritmi pensati specificatamente per l'esplorazione degli spazi di variazione al fine di trovare configurazioni ottimali per le funzioni obiettivo assegnate. Questi algoritmi sfruttano diverse tipologie di *DOE* (acronimo di *Design Of Experiments*), ovvero logiche di progettazione degli esperimenti. Il *DOE* regola l'esplorazione dell'ampio campo di variabilità dei fattori che influenzano un determinato fenomeno, permettendo di capire quali di questi fattori siano i più influenti e quali invece abbiano effetti minori sul sistema,

allo scopo poi durante l'ottimizzazione vera e propria di raggiungere la finalità imposta nel minor tempo possibile.

La logica di lavoro di ModeFRONTIER® si basa sui seguenti passi principali:

- Definizione da parte dell'utente delle variabili del sistema su cui intervenire (*input*) e da ottimizzare e del campo di variazione delle stesse;
- Imposizione della funzione obiettivo (*output*) e di eventuali vincoli di progettazione;
- Definizione del *DOE* e dell'algoritmo di ottimizzazione più adeguato;
- Analisi dei risultati dell'ottimizzazione come anche di specifici dati di output dei modelli lanciati all'interno di ModeFRONTIER®;
- Eventuale ulteriore affinamento dell'ottimizzazione a partire dai risultati ottenuti dalla precedente ottimizzazione.

Nel corso della presente attività, l'algoritmo di ottimizzazione normalmente scelto per l'esplorazione degli spazi di variazione dei parametri di input è stato il *MOGA II*. Tale algoritmo è ispirato al principio della selezione naturale che regola l'evoluzione biologica e deriva molto della terminologia usata appunto nella genetica. Esso parte da un insieme iniziale di "individui" e attraverso varie iterazioni ("generazioni") provvede a selezionarne alcuni e a ricombinarli per generarne di nuovi che vanno a sostituire quelli già presenti. Ad ogni iterazione solamente gli "individui" che portano alle soluzioni migliori sono mantenuti e da questi sono generati gli elementi della "generazione" successiva. Ognuno di essi trasmette parte del suo patrimonio genetico ai propri discendenti e talvolta intervengono dei cambiamenti casuali, detti "mutazioni", che fanno sì che siano generate configurazioni con corredi genetici estranei alla popolazione fino a quel momento analizzata. In tal modo è possibile fornire all'algoritmo la capacità di diffondersi in tutto lo spazio di analisi, evitando che esso concentri la sua attività nelle vicinanze di un punto di ottimo locale che potrebbe occultare soluzioni migliori. Al termine delle operazioni ci si aspetta che sia stata trovata una soluzione accettabile, tuttavia non c'è modo alcuno per assicurare a priori che si tratti di quella ottimale.

Il tipo di *DOE* utilizzato interviene invece nella pianificazione delle prove da effettuare aiutando a definire la logica di variazione dei parametri di input (simultanea o non) al fine di giungere nel minor tempo possibile alla funzione obiettivo. Il *DOE* più semplice prevede l'utilizzo di un algoritmo random, ovvero la creazione di una sequenza causale di

“individui”. Per le ottimizzazioni presentate nel seguito è stato di norma scelto l’algoritmo *Sobol*: si tratta di un algoritmo quasi-random che ha la proprietà di coprire in modo uniforme lo spazio dei possibili *design*, caratteristica ritenuta importante quando non è nota a priori la tendenza del processo di ottimizzazione nel campo di variabili imposto.

5.2. Riduzione del consumo di combustibile del motore

Nell’ambito della presente attività di dottorato, si è deciso, in accordo con Piaggio, di non agire sulla messa a punto delle caratteristiche del veicolo (massa, inerzie, rendimenti organici, comportamento del variatore automatico di velocità, ecc.) ma solo su quelle del propulsore: ne deriva che, fissato il profilo missione, anche la richiesta energetica è fissata; sono quindi determinati, sia in termini di coppia erogata che di giri di rotazione, i punti di funzionamento in cui il motore deve lavorare per assicurare al veicolo in esame (Vespa LX LEM 125) di seguire il profilo velocità-tempo imposto.

Più precisamente, sia la coppia motrice alla ruota che la velocità di rotazione della stessa, e di conseguenza coppia motrice e velocità di rotazione riportati alla puleggia condotta del CVT, sono fissati in funzione delle sole caratteristiche del veicolo e del profilo di velocità da seguire: è cioè univocamente determinata la potenza all’asse secondario del variatore di velocità. La suddetta potenza è quindi quella che il motore deve fornire, a meno delle perdite organiche proprie e della trasmissione, perché il veicolo segua il profilo imposto; non intervenendo però sulle caratteristiche meccaniche del CVT, non risulta fissato il solo prodotto di coppia per velocità di rotazione del motore, ma anche singolarmente ciascuno dei due fattori; ne deriva quindi che a prescindere dalle sue caratteristiche prestazionali, il propulsore, fissato il veicolo su cui è montato e il ciclo di velocità imposto, si troverà sempre e comunque a lavorare nei soliti punti di funzionamento in termini di giri di rotazione e coppia motrice fornita¹⁴.

¹⁴ Una variazione infatti dei punti di funzionamento del motore sia in termini di coppia erogata all’albero che di giri di rotazione, modificando le caratteristiche termo-fluidodinamiche dello stesso ma lasciando invariate quelle del veicolo e della trasmissione, presuppone solo che il veicolo con il motore modificato

L'analisi di ottimizzazione condotta nel presente lavoro di tesi si è incentrata sul ciclo di omologazione *WMTC* ed in Figura 5.1 sono riportate, calcolate dal modello veicolo, proprio le condizioni di funzionamento richieste al propulsore dal suddetto ciclo per lo scooter in esame ed in cui il motore si porta quindi a lavorare. Come era prevedibile il motore 125cc in esame sul ciclo di omologazione *WMTC* (assimilabile tra l'altro ad un comune ciclo di guida urbano) lavora per la maggior parte del tempo in condizione di forte parzializzazione, mentre al contrario il pieno carico è poco o nulla sfruttato.

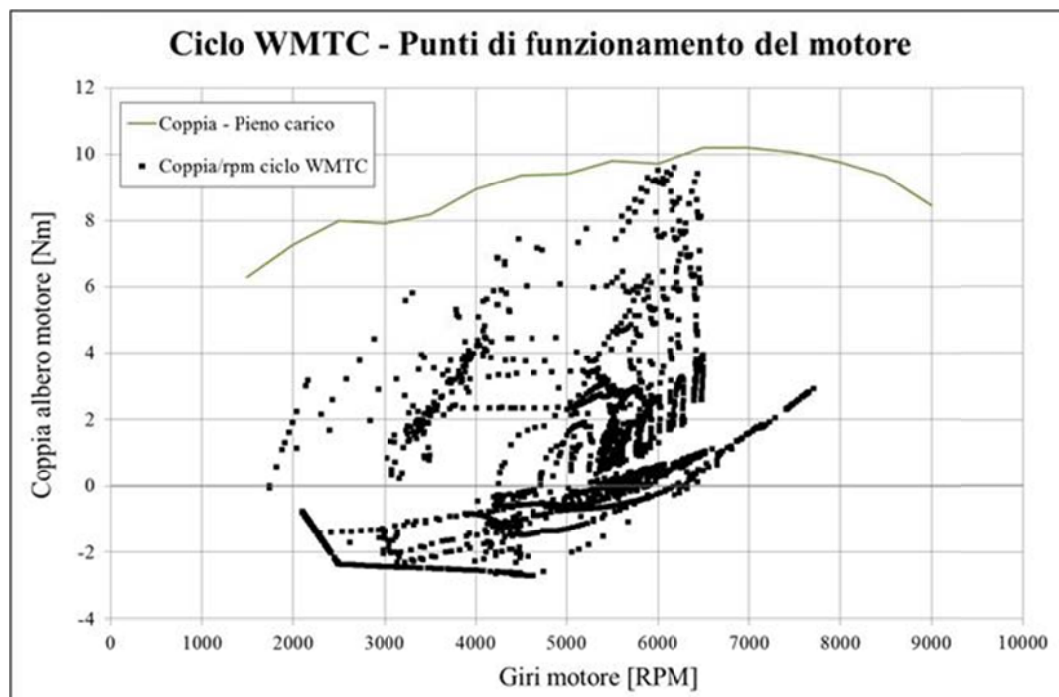


Figura 5.1 – Punti di funzionamento in termini di giri di rotazione e coppia erogata all'albero dove il motore si porta a lavorare lungo il ciclo di omologazione *WMTC* simulato con il modello veicolo; si riporta sovrapposta anche la curva di coppia simulata (sempre all'albero) del suddetto motore in condizione di pieno carico (Versione 2 del motore)

Per quanto sopra affermato una riduzione del consumo di combustibile, lasciando invariate le caratteristiche meccaniche ed inerziali dello scooter, può e deve necessariamente passare solo attraverso un miglioramento del rendimento globale del motore, in particolare ai carichi parziali, e quindi una riduzione dell'energia spesa dal veicolo, fissata quella richiesta, per seguire il profilo velocità-tempo imposto.

esegue un profilo velocità-tempo diverso da quello effettuato con il motore nella configurazione originale, quindi differente anche a livello di richiesta energetica (ad esempio una variazione nei giri di rotazione a cui si porta a lavorare il motore modificato comporterebbe infatti per come sono vincolate le velocità di rotazione delle pulegge del CVT ad una variazione nei giri della puleggia condotta e quindi ad una conseguente diversa velocità del veicolo)

Si osservi l'espressione analitica della potenza e del consumo specifico (Paragrafo 1.7):

$$P_e = \eta_o \cdot \eta_p \cdot \eta_{ip} \cdot \eta_l \cdot \eta_{id} \cdot \eta_{ac} \cdot \eta_c \cdot \eta_t \cdot \lambda_v \cdot \frac{\rho_a \cdot Z \cdot S}{\alpha} \cdot H_i \cdot \frac{u_p}{T} \quad (5.1)$$

$$c_{sc} = \dot{m}_c / P_e = 1 / (\eta_g H_i) \quad (5.2)$$

Nell'ottica di ridurre il consumo di combustibile su un profilo velocità-tempo imposto, come lo è il ciclo di omologazione *WMTC*, si deve quindi tenere conto che la P_e ed il regime di rotazione del motore (quindi u_p dato che corsa ed alesaggio sono stati considerati fissati) sono, come prima evidenziato, fissati dal veicolo in esame e dal profilo missione stesso, per cui, fermo restando un motore monocilindrico benzina 125cc 4T ad iniezione indiretta, le uniche variabili della suddetta formula su cui poter agire risultano quindi essere:

- η_g rendimento globale del motore
- λ_v coefficiente di riempimento del motore
- α rapporto aria/combustibile (dosatura)

Si evidenzia però che il motore in esame è dotato di centralina con sistema di controllo in *closed loop* del valore di lambda tale da garantire una combustione stechiometrica del motore in un ampio range di funzionamento (Figura 5.2) (allo scopo di assicurare il miglior abbattimento di emissioni inquinanti da parte del catalizzatore trivalente), all'interno del quale cadono sostanzialmente la maggior parte dei punti di funzionamento in cui il motore si trova a lavorare nel ciclo di omologazione *WMTC* (Figura 5.3). Ne deriva che anche il rapporto aria/combustibile è fissato.

Si ricorda infine che il valore del coefficiente di riempimento ai carichi parziali è fortemente determinato anche dalla valvola a farfalla e dal grado di chiusura della stessa.

	minimo								100%
1500									
1600									
2250									
3000									
3500									
4000									
4500									
5000									
5500									
6000									
6500									
7000									
7500									
7750									
8000									
8250									

Figura 5.2 – Punti di intervento del sistema *closed loop* del valore di lambda nel campo di funzionamento del motore, il quale in tali punti viene fatto lavorare in condizioni rigorosamente stechiometriche

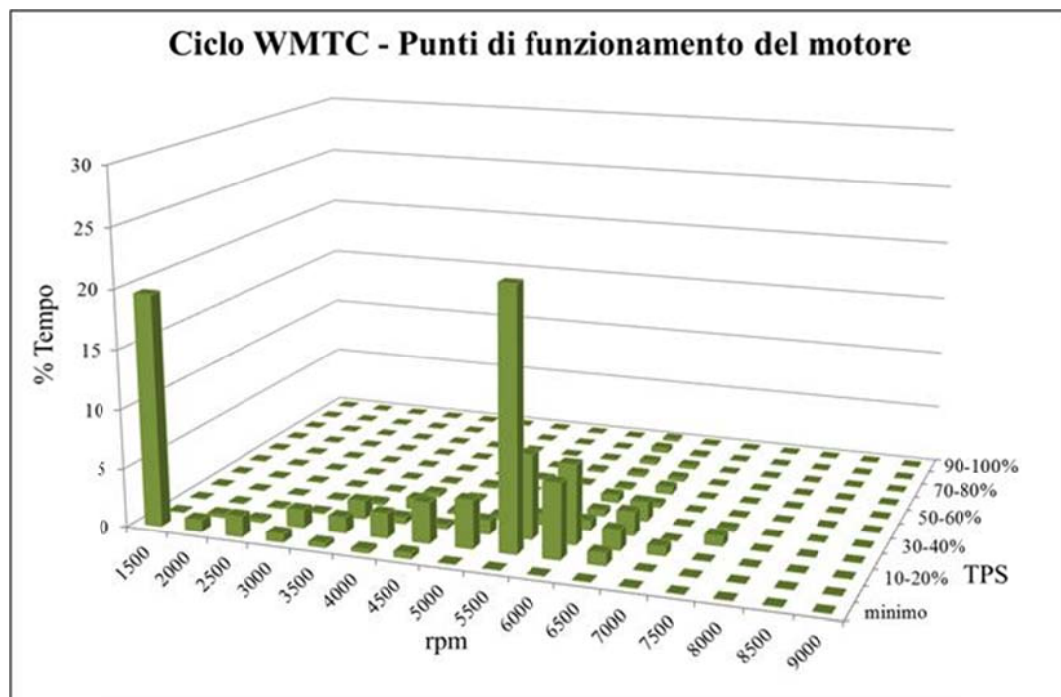


Figura 5.3 –Percentuale di tempo in cui il motore si trova a lavorare lungo il ciclo di omologazione *WMTC* (simulato con il modello veicolo) nei punti del proprio campo di funzionamento espresso in funzione di numero di giri e grado di apertura della valvola a farfalla (TPS) (Versione 2 del motore)

Riassumendo, allo scopo quindi di voler ridurre il consumo di combustibile e le emissioni di CO_2 , si deve assicurare che la coppia motrice fornita ad un determinato regime di rotazione in ogni punto del ciclo di omologazione *WMTC* e necessaria affinché il veicolo segua il profilo imposto, sia erogata mediamente con un miglior rendimento globale del motore e conseguentemente con la necessità di un minor coefficiente di riempimento; in

termini più espliciti, questo comporta, a parità di coppia erogata e numero di giri del motore, una minore quantità di aria elaborata, che a parità di dosatura (rapporto aria/combustibile imposto al valore stechiometrico dal *closed loop* della centralina), comporta a sua volta una minore portata di combustibile iniettato, ossia un consumo specifico minore.

5.2.1. Ottimizzazione della fasatura delle valvole del motore

Inizialmente, in accordo con Piaggio, si è deciso di agire sul solo sistema di distribuzione del motore 125cc in esame. La prima indagine di messa a punto del propulsore si è quindi incentrata sull'ottimizzazione della fasatura delle valvole di aspirazione e scarico con lo scopo di ridurre il consumo di combustibile dello scooter sul ciclo di omologazione unificato *WMTC*.

Sfruttando il software ModeFRONTIER®, sono stati messi a punto due diversi modelli di ottimizzazione con l'obiettivo comune di trovare una configurazione alternativa alla fasatura originale che assicurasse il ricercato minor consumo di combustibile sul profilo missione assegnato:

- Un primo modello di ottimizzazione richiama al suo interno sia il modello 1D del motore che il modello dinamico del veicolo costruito in Simulink® (Figura 5.4);
- Una seconda ottimizzazione lavora invece sfruttando la sola simulazione numerica del motore (Figura 5.5).

Il processo di ottimizzazione infatti in ModeFRONTIER® si compone di due linee di flusso intersecanti tra loro: una in cui sono specificate le variabili di input e gli obiettivi (output) dell'ottimizzazione stessa, l'altra relativa alla logica e all'algoritmo di ottimizzazione scelto dall'utente. In corrispondenza dei nodi di intersezione sono richiamati tutti i software coinvolti nel processo di ottimizzazione, come ad esempio Wave®, MatLab-Simulink®, ecc..

Nel seguito si descrive quindi nel dettaglio la logica di ottimizzazione di entrambi i modelli sopraelencati.

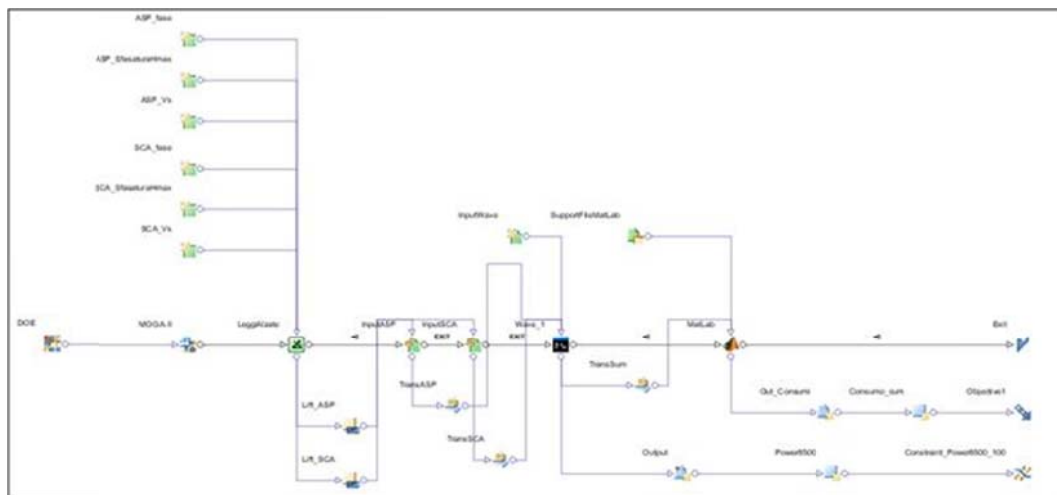


Figura 5.4 – Modello di ottimizzazione della fasatura delle valvole di aspirazione e scarico costruito in ModeFRONTIER® nel quale sono sfruttate e lanciate sia la simulazione monodimensionale del motore che quella dinamica del veicolo sul ciclo di omologazione WMTC

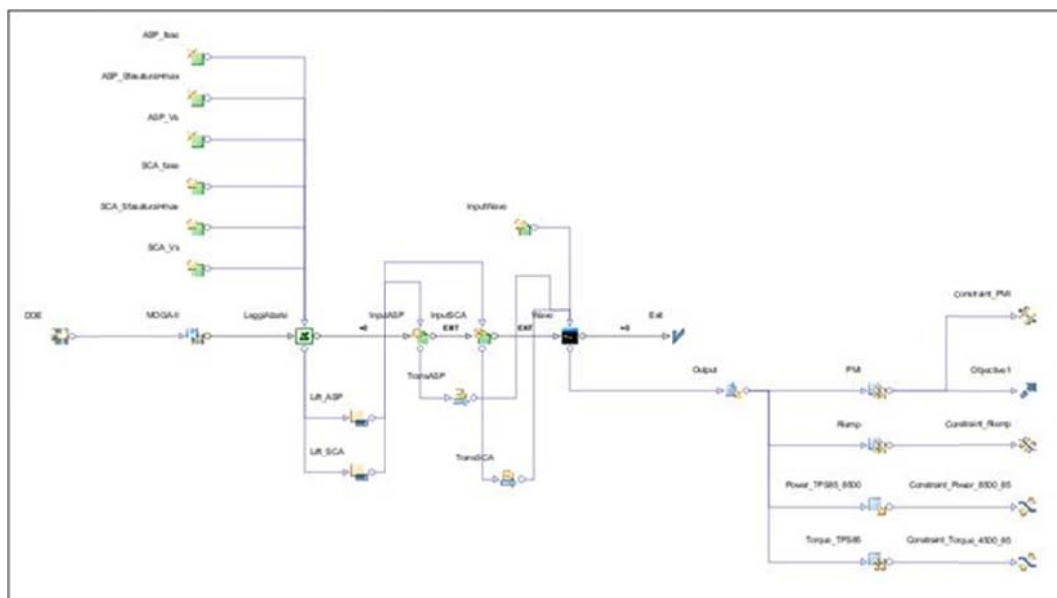


Figura 5.5 - Modello di ottimizzazione della fasatura delle valvole di aspirazione e scarico costruito in ModeFRONTIER® nel quale è sfruttata e lanciata la sola simulazione monodimensionale del motore

In entrambi i modelli di ottimizzazione realizzati, le variabili di input relative alla fasatura delle valvole di aspirazione e scarico modificano all'interno di un foglio di calcolo Excel®, appositamente realizzato, i profili di alzata delle stesse, generando dei file *.txt per ciascuna valvola che vengono richiamati poi dal modello 1D del motore per lanciare la simulazione.

Per la modifica dei profili di alzata delle valvole si è agito nel dettaglio sui seguenti parametri:

- Moltiplicatore dell'alzata massima della valvola;
- Ancoraggio del profilo di alzata sul ciclo del motore;
- Sfasamento del profilo tale da poterlo rendere asimmetrico tra la fase di apertura e chiusura della valvola.

Ciascuno dei suddetti parametri è fatto variare entro un determinato range, definito in accordo con Piaggio, tenendo conto delle massime accelerazioni sopportabili dal sistema di distribuzione e dello spazio disponibile in camera di combustione per evitare che la valvola impatti sul cielo del pistone. Il delta di variazione (step) applicato a ciascun parametro è stato scelto, a margine di un'analisi di sensibilità, pari al valore minimo tale da comportare una variazione apprezzabile nelle prestazioni del motore.

Nel primo modello costruito in ModeFRONTIER® (Figura 5.4), i profili di alzata delle valvole in formato *.txt sono quindi richiamati dal modello monodimensionale per lanciare la simulazione del motore nel suo intero campo di funzionamento.

Al termine di ciascuna simulazione del motore nella nuova configurazione di fasatura delle valvole, entrando nel nodo di richiamo di MatLab®, vengono in automatico generate le nuove mappe di funzionamento del motore stesso richiamate all'interno del modello dinamico del veicolo, la cui simulazione viene quindi lanciata in serie sempre automaticamente e direttamente da ModeFRONTIER® (per ogni operazione necessaria alla simulazione dinamica del veicolo, all'interno di ModeFRONTIER®, si sfrutta la funzione appositamente realizzata "Command_ModeFRONTIER.m", riportata in Appendice B).

Si sottolinea che sono necessari circa 23 minuti per ciascuna simulazione completa del motore e, in serie, del veicolo sul ciclo di omologazione WMTC (di questi sono nel dettaglio circa 17 i minuti necessari alla sola simulazione del motore sul suo intero campo di funzionamento). Di conseguenza per limitare il tempo di calcolo complessivo del processo di ottimizzazione è stata fatta girare, preventivamente all'ottimizzazione vera e propria, un'analisi di sensibilità e statistica DOE (*Design Of Experiments*). Tale analisi, condotta facendo variare i dati di input del modello di ottimizzazione nel range precedentemente fissato ma con step di variazione decisamente più grossolani, ha permesso in tempi relativamente brevi sia di individuare quali parametri avessero minore peso sul sistema e quali invece fossero maggiormente influenti, sia di evidenziare la

tendenza con la quale varia ciascuno di questi ultimi fissato l'obiettivo dell'ottimizzazione. A margine della suddetta analisi *DOE*, si è quindi potuto sia limitare il numero di variabili che il relativo range di variazione (con il valore assegnato allo step di variazione riportato però a quello minimo individuato precedentemente). Il tutto ha quindi permesso di ridurre in definitiva il tempo totale necessario all'ottimizzazione vera e propria, effettuata sfruttando l'algoritmo *MOGA II* ed imponendo un numero di "generazioni" tale da assicurare, in base al numero di input ed obiettivi, una buona convergenza sul fronte di Pareto, ossia il luogo degli ottimi di "pari dominanza" (non c'è un design dominante rispetto agli altri).

Tra i dati di output del modello veicolo, quello di maggiore interesse è ovviamente il consumo complessivo di combustibile sull'intero ciclo di omologazione *WMTC*; difatti l'obiettivo dell'ottimizzazione è stato appunto quello di minimizzare il consumo variando i soli parametri relativi alla distribuzione del motore.

Si evidenzia che al termine del processo di ottimizzazione sono poi state prese in considerazione le sole configurazioni motore che, oltre ad assicurare un minor consumo di combustibile, garantissero che l'energia richiesta al veicolo per eseguire il ciclo imposto fosse equivalente a quella calcolata con il motore in configurazione originale: difatti agendo sulla fasatura delle valvole si incorre nel rischio di degradare le prestazioni massime del motore al punto che il veicolo non riesce più a seguire correttamente il ciclo di omologazione; la conseguenza è che consuma meno semplicemente perché è meno energivoro il profilo velocità-tempo effettivamente compiuto dal veicolo stesso. A tal scopo, nell'ottica di scartare fin da subito la maggior parte delle suddette configurazioni, è stato imposto nel modello di ottimizzazione un vincolo alla potenza massima erogabile: qualunque configurazione di fasatura delle valvole che comportasse una riduzione di potenza massima superiore al 5% rispetto al motore originale non è stata poi presa in considerazione nel modello veicolo, la cui simulazione è lanciata da ModeFRONTIER® in serie a quella del motore.

In definitiva difatti assicurare, a parità di richiesta energetica del veicolo, un minor consumo di combustibile, evidenzia un miglioramento del rendimento globale del mezzo. In termini quantitativi tra tutte le configurazioni analizzate nel corso della presente ottimizzazione (si è trattato di circa 2000 differenti configurazioni di fasatura delle valvole

testate a calcolo) i migliori risultati hanno portato ad un incremento del rendimento globale del veicolo contenuto, di poco superiore allo 0.5%.

Il secondo modello di ottimizzazione della fasatura delle valvole di aspirazione e scarico (Figura 5.5) è stato costruito primariamente allo scopo di rendere più rapida la valutazione del singolo caso di *design* (configurazione motore) lanciato da ModeFRONTIER®.

Nel presente caso difatti, all'interno dell'ambiente di ottimizzazione, non viene lanciato il modello veicolo, ma solo il modello motore. Inoltre quest'ultimo non viene fatto girare sull'intero campo di funzionamento del propulsore, ma solo a determinati carichi e regimi. Complessivamente il tempo di calcolo di ciascun *design* simulato durante il processo di ottimizzazione si riduce ad appena circa 4 minuti: ciò ha comportato la possibilità di indagare in tempi ragionevoli senza eccezioni tutte le variabili che concorrono a definire il profilo delle valvole di aspirazione e scarico secondo il già citato foglio di calcolo realizzato in Excel®, potendo oltretutto ampliare il range di variazione di ciascuna di esse.

I punti di funzionamento del motore indagati in questa seconda analisi di ottimizzazione sono quelli maggiormente sfruttati dal motore sul ciclo di omologazione *WMTC*, individuati a partire dal grafico in Figura 5.3, in termini di regime e apertura della valvola a farfalla: si tratta nel dettaglio di tre condizioni di carico parzializzato (10% - 20% - 30%, per ognuna delle quali sono stati considerati i tre regimi di rotazione maggiormente rappresentativi sempre in riferimento al ciclo di omologazione *WMTC*) a cui si somma il pieno carico per considerare nell'ottimizzazione anche le massime prestazioni del motore.

In questo secondo caso, non lanciando in ModeFRONTIER® la simulazione del modello veicolo, sono stati ovviamente modificati anche gli obiettivi dell'ottimizzazione: per ognuno dei punti di funzionamento sopra evidenziati si è imposto di massimizzare la *pmi* vincolando il relativo coefficiente riempimento ad un valore massimo pari a quello ottenuto nelle stesse condizioni di regime e TPS (apertura farfalla) con la versione originale del motore. L'ottimizzazione così impostata deve quindi individuare quali configurazioni di fasatura del motore assicurano, rispetto alla versione originale, di ottenere a parità di apertura farfalla e regime la contemporaneità di:

- Maggiore p_{mi} e quindi, lasciando invariata la p_{ma} , maggiore coppia motrice;
- Minore o equivalente quantità di aria aspirata, e di conseguenza, essendo la dosatura fissata stechiometrica, minore o equivalente quantità di combustibile;

In definitiva con la presente ottimizzazione, si cerca di ottenere, attraverso un nuovo diagramma di fasatura delle valvole, a parità di regime ed apertura farfalla, un incremento della potenza unicamente attraverso un miglioramento del rendimento di pompaggio ed intrappolamento, e quindi del rendimento globale del motore; soddisfano gli obiettivi ed i vincoli dell'ottimizzazione anche le configurazioni che a parità di apertura farfalla assicurano la stessa coppia ma con un consumo di combustibile minore, ottenuto appunto aspirando una minore quantità di carica fresca, ma trattenendola e sfruttandola meglio nel cilindro.

Osservando sempre l'espressione analitica della potenza (5.1), tutto questo si traduce sul ciclo di omologazione *WMTC* con molta probabilità in quanto segue: la coppia richiesta al motore al dato regime, fissata e determinata, come più volte evidenziato, in base al veicolo ed al profilo missione, viene erogata con una minore quantità di aria aspirata e conseguentemente con una minore quantità di combustibile iniettato, perché c'è un miglior sfruttamento della carica fresca. Il motore ottimizzato è caratterizzato a parità di coppia erogata da un miglior rendimento globale e quindi un minor consumo specifico.

Le configurazioni individuate dall'ottimizzazione che garantiscono di raggiungere il suddetto obiettivo rappresentano una percentuale molto bassa sul numero totale di casi simulati (pari a circa 17000) ed i benefici restano comunque contenuti.

In Figura 5.6, Figura 5.7 e Figura 5.8 si riportano i confronti a parità di angolo apertura farfalla (TPS) tra la configurazione motore originale ed una selezionata tra quelle che assicurano i maggiori benefici a seguito dell'ottimizzazione, in termini rispettivamente di coppia, riempimento e consumo specifico nel range di regimi di rotazione maggiormente sfruttato sul ciclo di omologazione *WMTC*: i profili di alzata ottimizzati comportano in tali condizioni di funzionamento una coppia al di sopra di quella erogata dal motore in configurazione originale, ma con una quantità di aria aspirata minore o uguale, quindi, essendo la dosatura imposta sempre stechiometrica, iniettando meno combustibile (miglior consumo specifico). Ciò è reso possibile, come atteso, ottimizzando sia il rendimento di pompaggio (definito come il rapporto tra il lavoro fornito dal ciclo indicato completo e quello fornito dal solo ciclo indicato positivo) (Figura 5.9), che il rendimento o

coefficiente di intrappolamento (definito come il rapporto tra carica fresca intrappolata nel cilindro al momento della chiusura delle valvole e la massa totale aspirata dal motore) (Figura 5.10).

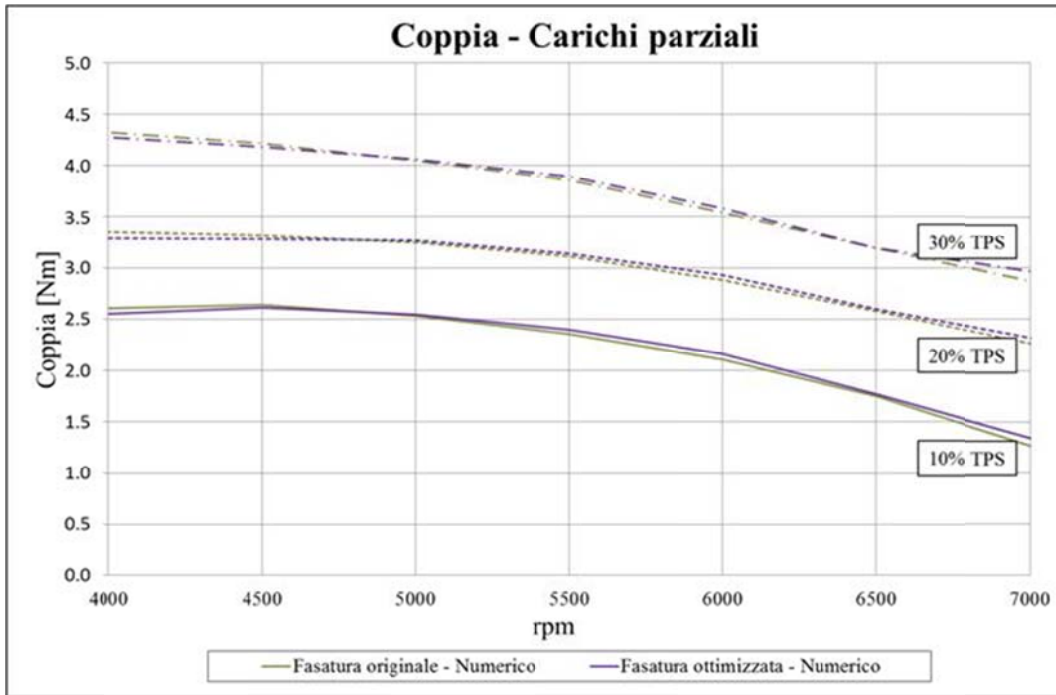


Figura 5.6 – Confronto numerico in termini di coppia a parità di angolo apertura farfalla (10% - 20% - 30% TPS) tra la configurazione motore originale e quella a fasatura ottimizzata nel range di regimi maggiormente sfruttati sul ciclo WMTC

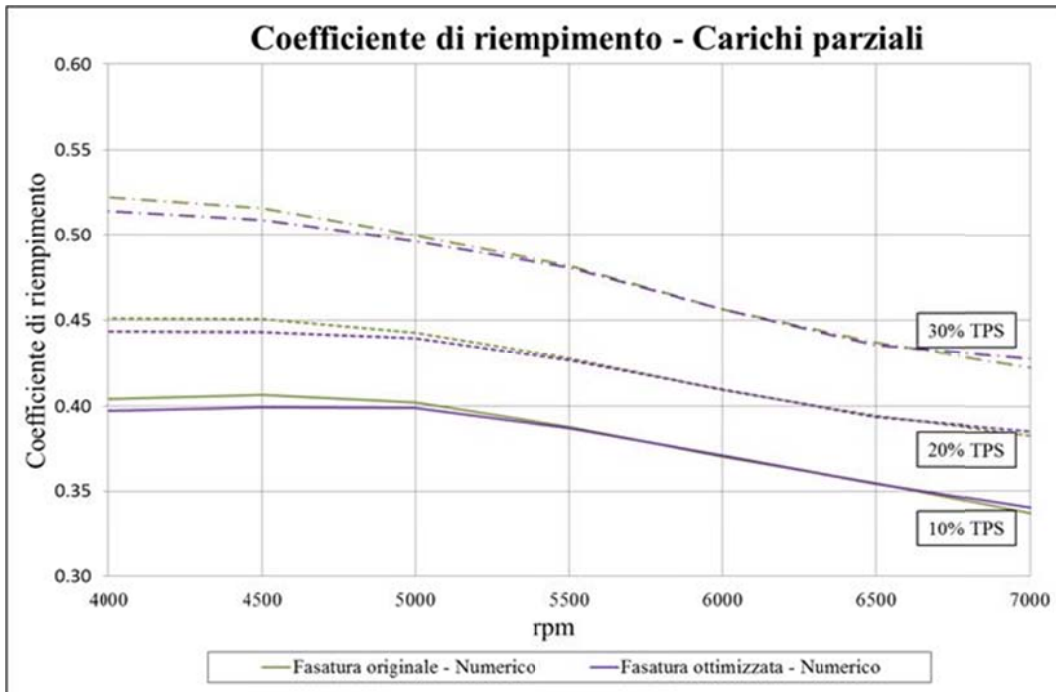


Figura 5.7 - Confronto numerico in termini di coefficiente di riempimento a parità di angolo apertura farfalla (10% - 20% - 30% TPS) tra la configurazione motore originale e quella a fasatura ottimizzata nel range di regimi maggiormente sfruttati sul ciclo WMTC

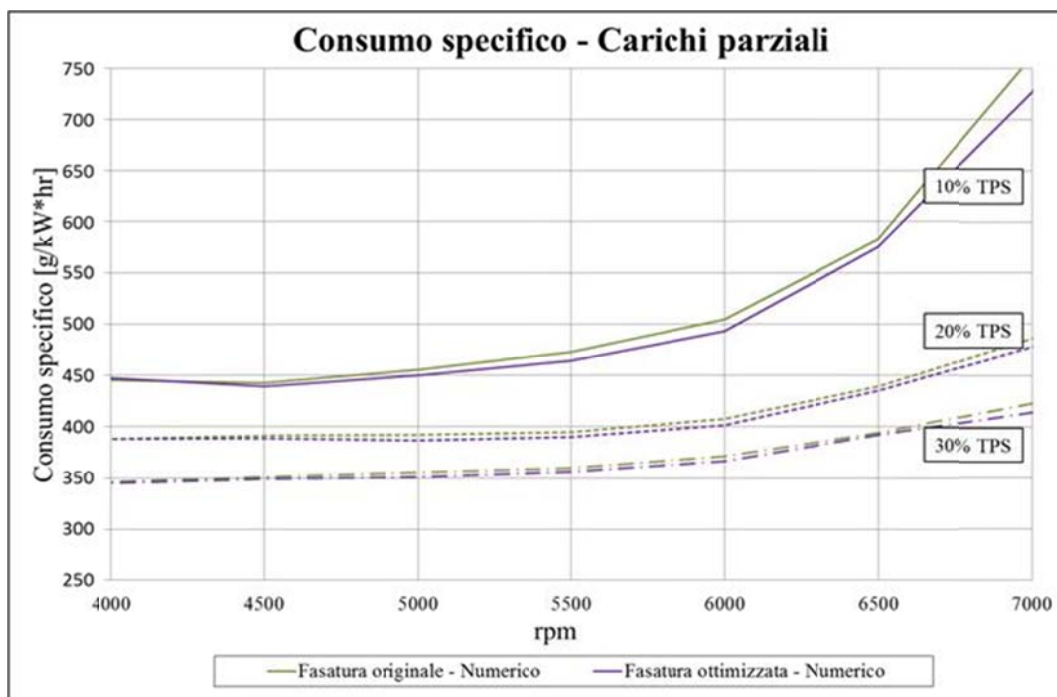


Figura 5.8 – Confronto numerico in termini di consumo specifico a parità di angolo apertura farfalla (10% - 20% - 30% TPS) tra la configurazione motore originale e quella a fasatura ottimizzata nel range di regimi maggiormente sfruttati sul ciclo WMTC

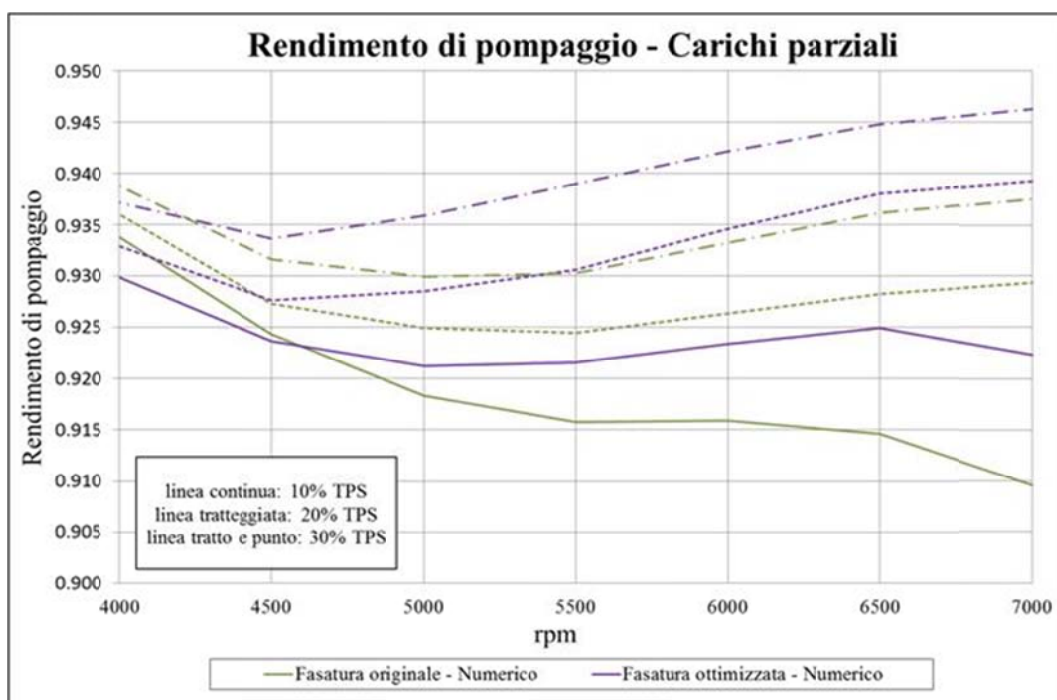


Figura 5.9 – Confronto numerico in termini di rendimento di pompaggio a parità di angolo apertura farfalla (10% - 20% - 30% TPS) tra la configurazione motore originale e quella a fasatura ottimizzata nel range di regimi maggiormente sfruttati sul ciclo WMTC

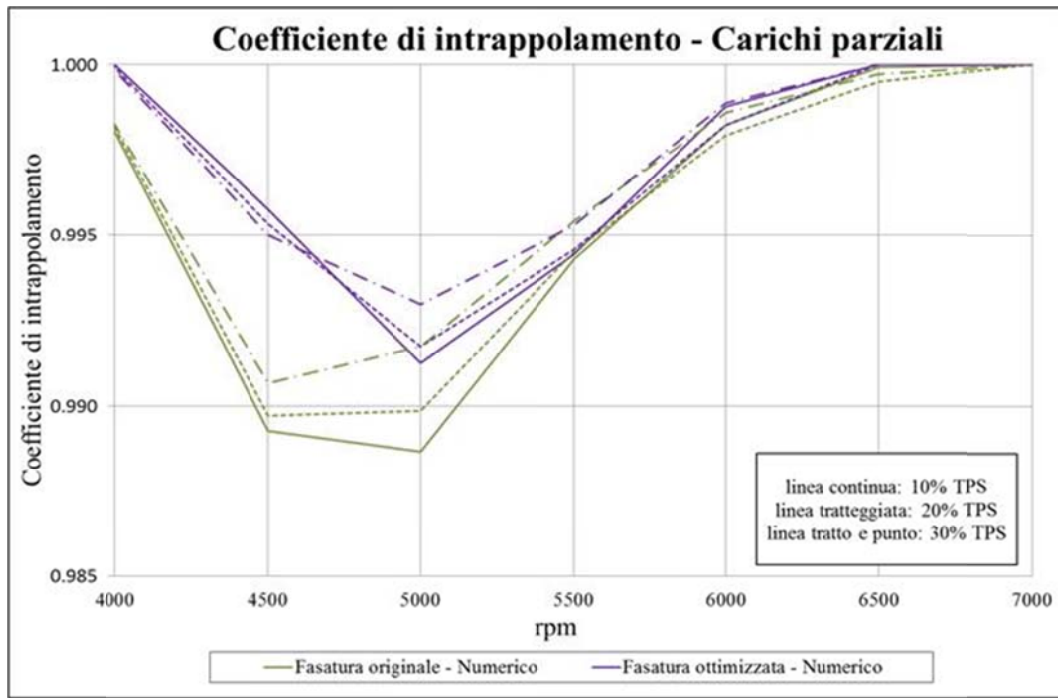


Figura 5.10 – Confronto numerico in termini di coefficiente di intrappolamento a parità di angolo apertura farfalla (10% - 20% - 30% TPS) tra la configurazione motore originale e quella a fasatura ottimizzata nel range di regimi maggiormente sfruttati sul ciclo *WMTC*

La fasatura trovata attraverso il processo di ottimizzazione come si osserva in Figura 5.11 non ha comportato un peggioramento delle prestazioni a piena apertura del motore in esame.

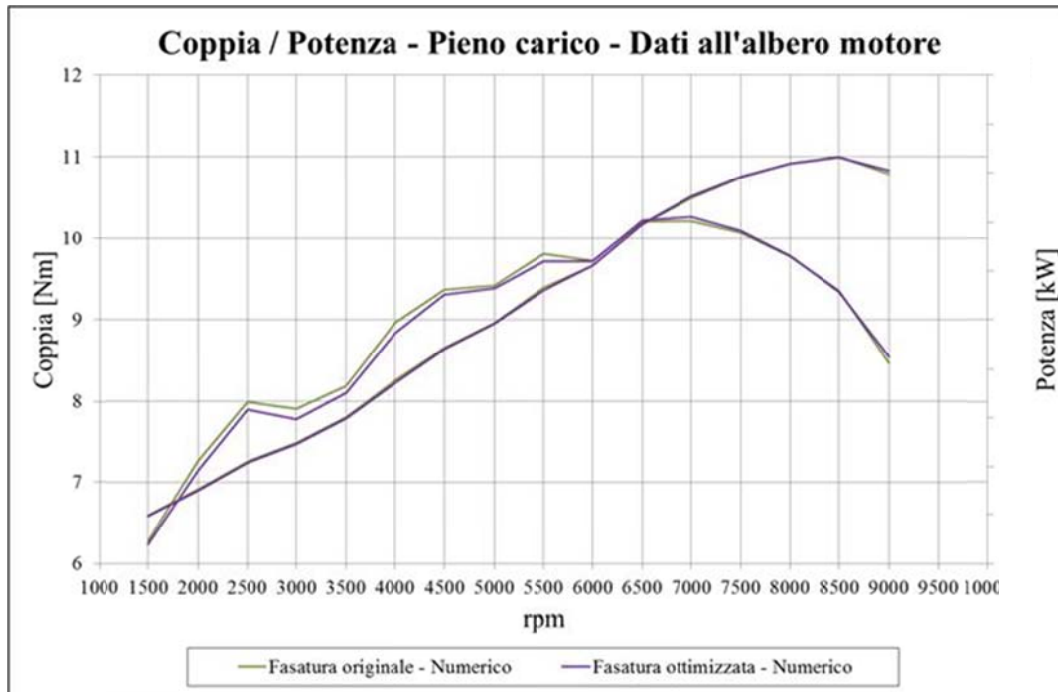


Figura 5.11 – Confronto numerico in termini di coppia e potenza all'albero motore al pieno carico tra la configurazione motore originale e quella a fasatura ottimizzata

Le migliori configurazioni di fasatura valvole devono poi essere comunque riverificate sul ciclo di omologazione *WMTC* sfruttando il modello veicolo, per assicurare che il confronto con la versione originale sia fatto a parità di coppia erogata. Al pari della prima ottimizzazione, i benefici in termini di consumo di combustibile continuano a rimanere sotto l'1% ed i profili di alzata trovati con questa seconda messa a punto (Figura 5.12) sono anch'essi circa equivalenti a quelli ricavati dalla prima, quantomeno in termini di tendenza di variazione dei parametri che li definiscono.

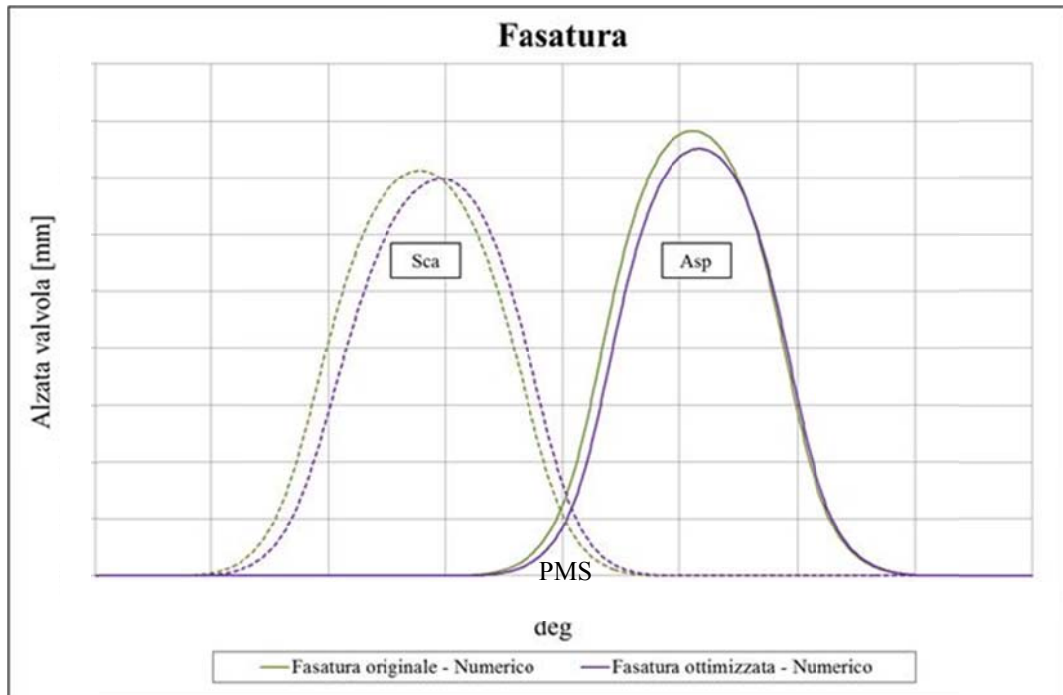


Figura 5.12 – Profili di alzata valvole di aspirazione e scarico: fasatura originale vs fasatura ottimizzata

I moderati vantaggi ottenuti si spiegano essenzialmente attraverso due considerazioni, entrambe comunque note già prima dei due sopradescritti processi di ottimizzazione:

- La fasatura del motore ha una contemporanea influenza sia sul rendimento globale sia sul coefficiente di riempimento del motore, e normalmente in un motore 4T, come osservato anche nella grande maggioranza della casistica simulata nel corso del processo di ottimizzazione, quando cresce il primo cresce anche il secondo. In tal caso ne deriva che quando sul ciclo *WMTC* si ricerca la coppia richiesta da veicolo e profilo missione, il motore, che a parità di TPS è caratterizzato per il contemporaneo incremento di rendimento e riempimento da una maggiore coppia, agendo sulla farfalla, si riporta circa nelle stesse condizioni di aria aspirata e rendimento della versione originale. Infatti su un profilo di

velocità in cui il propulsore lavora in tutto o quasi a farfalla parzializzata, come già anticipato precedentemente, il riempimento ed il rendimento sono determinati non solo dalle valvole di testa ma anche dalla farfalla stessa. Per cui nel caso di motori 4T che regolano il carico attraverso di essa, l'ottimizzazione dei profili di alzata delle valvole di aspirazione e scarico è soprattutto legata alla condizione di pieno carico e alla ricerca delle prestazioni.

- La seconda considerazione, che avvalorata ulteriormente anche la prima, è legata al fatto che in generale i motori 4T sono caratterizzati da un rendimento di intrappolamento molto alto dato che gli angoli di incrocio delle valvole di aspirazione e scarico sono normalmente contenuti. Lo stesso rendimento di pompaggio, su cui si possono ottenere i maggiori benefici ottimizzando la fasatura, anche in condizioni di forte parzializzazione, si mantiene comunque generalmente superiore o nell'intorno di 0.9.

In definitiva i margini di miglioramento lavorando esclusivamente sulla fasatura delle valvole sono ristretti e alla luce di ciò i benefici ottenuti non sono comunque da considerarsi trascurabili, considerato anche il già avanzato stato di sviluppo del motore Piaggio in esame. Questo primo processo di ottimizzazione, che si è avvalso di tutti gli strumenti numerici sviluppati e messi a punto nel corso della presente attività di dottorato, ha inoltre dimostrato le potenzialità di tale approccio "virtuale" che ha permesso di simulare con tempi relativamente brevi una vasta casistica di possibili configurazioni motore alternative alla versione originale, con risultati altrimenti difficili da individuare per via puramente sperimentale.

5.2.2. Incremento del rapporto di compressione del motore

La sopradescritta messa a punto dei profili di alzata valvole ha evidenziato ancor più quanto comunque già noto, ossia l'ottimizzazione dei carichi parziali di un motore 4T a benzina passa attraverso non tanto la quantità di carica fresca effettivamente elaborata nel cilindro del motore stesso, ma soprattutto attraverso la qualità con cui questa viene sfruttata. In tale senso diventa quindi ancor più importante concentrare ogni sforzo sull'ottimizzazione del rendimento globale del motore.

Sempre con riferimento alla formula analitica della potenza (5.1) (si veda anche il Paragrafo 1.7), si ponga quindi attenzione ai termini con cui è scomposto il rendimento globale di un propulsore.

Nella prima ottimizzazione si è puntato ad incrementare il rendimento di pompaggio ed intrappolamento, ma nell'ottica di ridurre il consumo specifico del motore sono anche altri i termini su cui poter intervenire, in particolare:

- Rendimento di combustione
- Rendimento di adiabaticità
- Rendimento organico
- Rendimento ideale

I primi due sono fortemente influenzati dalla scelta e geometria della camera di combustione: l'aumento del rendimento di combustione passa attraverso la ricerca delle migliori condizioni di combustione possibili, in termini di velocità e completezza del processo; incrementare il rendimento di adiabaticità significa ridurre la dispersione di calore sviluppato durante la combustione attraverso le pareti a causa dei fenomeni di convezione e irraggiamento.

Il rendimento organico tiene conto del fatto che una parte della potenza ceduta dal fluido alla superficie del pistone deve essere spesa per vincere gli attriti tra i principali accoppiamenti cinematici del motore e per trascinare tutti gli organi ausiliari necessari al suo funzionamento.

Nel corso della presente attività di dottorato non sono stati sviluppati ed utilizzati strumenti numerici in grado di studiare e valutare nel dettaglio tali aspetti, pur essendo state condotte delle analisi al banco prova motori di supporto alla calibrazione dei codici monodimensionali, come ad esempio la valutazione sperimentale delle perdite organiche del propulsore e della trasmissione.

Ci siamo quindi concentrati sulla possibilità di incrementare il rapporto di compressione (r) del motore allo scopo di migliorarne il rendimento ideale:

$$\eta_{id} = L_{id}/Q_e = 1 - (1/r^{k-1}) \quad (5.3)$$

Come evidenziato nel Paragrafo 1.7, è uso comune, nei normali motori ad accensione comandata di serie, non superare un rapporto di compressione pari a 12 per contenere il rischio di detonazione e le sollecitazioni termo-meccaniche.

Quanto sopra affermato è corretto se si considera l'approccio normalmente seguito dal motorista, che effettua la progettazione del motore concentrandosi sulle prestazioni nella condizione di pieno carico, dove però, come più volte messo in luce nel presente elaborato di tesi, il veicolo normalmente lavora poco nel corso sia delle prove di omologazione sia del proprio intero ciclo di vita.

Mettendo invece a fuoco i carichi parziali, il problema della detonazione e delle conseguenti sollecitazioni termo-meccaniche non persiste a seguito della complessiva diminuzione delle pressioni in gioco interne al cilindro.

Ovviamente se si considera la condizione di piena apertura della farfalla e, lasciando invariato ogni altro parametro di funzionamento, si incrementa il rapporto di compressione, cresceranno in modo sensibile non solo le prestazioni in termini di coppia e potenza, ma anche le pressioni e le temperature massime, fino ad incorrere appunto nel rischio di detonazione.

Si riporta a tal proposito il confronto numerico a pieno carico del motore nella sua versione originale, caratterizzato da un rapporto di compressione (RC) pari a 10.5, con il suo equivalente a rapporto di compressione (RC) incrementato però a 13.5.

Come si osserva in Figura 5.13 si ottengono maggiori prestazioni; la portata d'aria aspirata non sembra risentire in modo sensibile dell'aumento del rapporto di compressione e quindi, lasciando invariata la dosatura, il consumo di combustibile non varia, con conseguente incremento del rendimento globale e riduzione del consumo specifico.

Del resto però le pressioni nel cilindro sono cresciute molto (Figura 5.14), al punto che il motore con ogni probabilità detona.

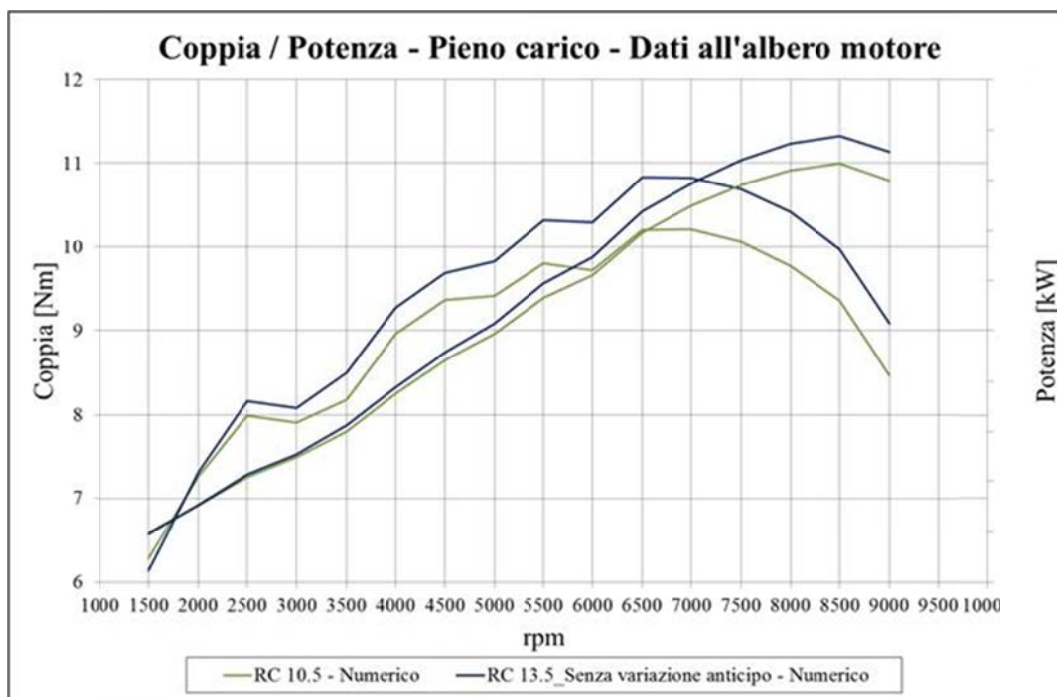


Figura 5.13 – Confronto numerico in termini di coppia e potenza all'albero motore nella condizione di pieno carico tra il propulsore nella sua versione originale con rapporto di compressione 10.5 e la versione con rapporto di compressione 13.5 senza aver modificato nessun altro parametro di funzionamento

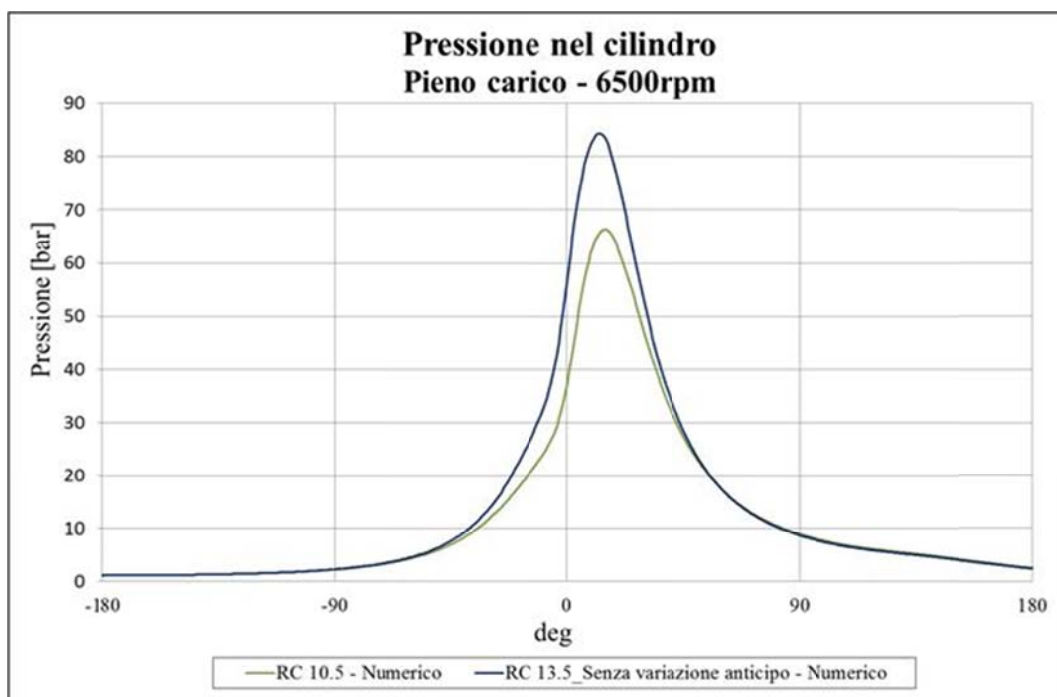


Figura 5.14 – Andamento simulato della pressione nel cilindro nella condizione di pieno carico a 6500 rpm del motore nella sua versione originale con rapporto di compressione 10.5 e della versione con rapporto di compressione 13.5 senza aver modificato nessun altro parametro di funzionamento

Come prima sottolineato i problemi di detonazione non interessano però i carichi parziali, quindi focalizzando la progettazione del motore su di essi, dove si mantengono sensibili miglioramenti in termini di rendimento a seguito dell'incremento del rapporto di compressione, è possibile agire sugli anticipi di accensione alla piena apertura e prossimi ad essa, riducendone il valore rispetto al *PMS* al punto di contenere le pressioni massime raggiunte in camera di combustione ed il conseguente problema della detonazione anche in tali condizioni di funzionamento.

Normalmente infatti nei motori ad accensione comandata, definita la migliore geometria della camera di combustione e fissato un rapporto di compressione che salvaguardi la sua integrità strutturale a prescindere dalla mappatura della centralina (di norma non superiore a 12), si agisce, direttamente al banco prova, sulla messa a punto dell'anticipo di accensione assegnandogli il valore che assicura la migliore prestazione (o comunque quella desiderata) al dato regime di rotazione.

L'approccio suggerito nel corso della presente attività è stato invece di assicurare il massimo rapporto di compressione possibile, limitandolo fondamentalmente sulla base di due aspetti:

- Limiti geometrici di volume minimo della camera di combustione considerando l'alzata delle valvole;
- Un eccessivo incremento del rapporto di compressione potrebbe necessitare, per evitare la detonazione, di anticipi di accensione talmente ridotti tale per cui le massime prestazioni del motore al pieno carico verrebbero degradate anziché incrementate.

Operando secondo tale linea guida e sfruttando il modello numerico monodimensionale del motore in esame, il rapporto di compressione è stato quindi incrementato fino a 13.5; gli anticipi di accensione rispetto al *PMS* sia nella condizione di pieno carico che prossime ad essa sono stati invece ridotti (mediamente di circa 10 gradi) fino ad ottenere pressioni massime in camera equivalenti a quelle che si riscontrano nella versione originale a rapporto di compressione pari a 10.5 (Figura 5.15). Gli altri parametri di funzionamento (quali ad esempio la dosatura) impostati originariamente nel modello numerico della versione ad RC 10.5 sono stati invece lasciati tutti invariati. Per completezza si osservi anche il confronto in termini di andamento della frazione in massa di combustibile bruciato (Figura 5.16) e della pressione nel cilindro (Figura 5.17) a pieno

carico a 6500 rpm, in cui si osserva nel dettaglio come la combustione sia stata posticipata proprio per contenere le pressioni massime in camera di combustione.

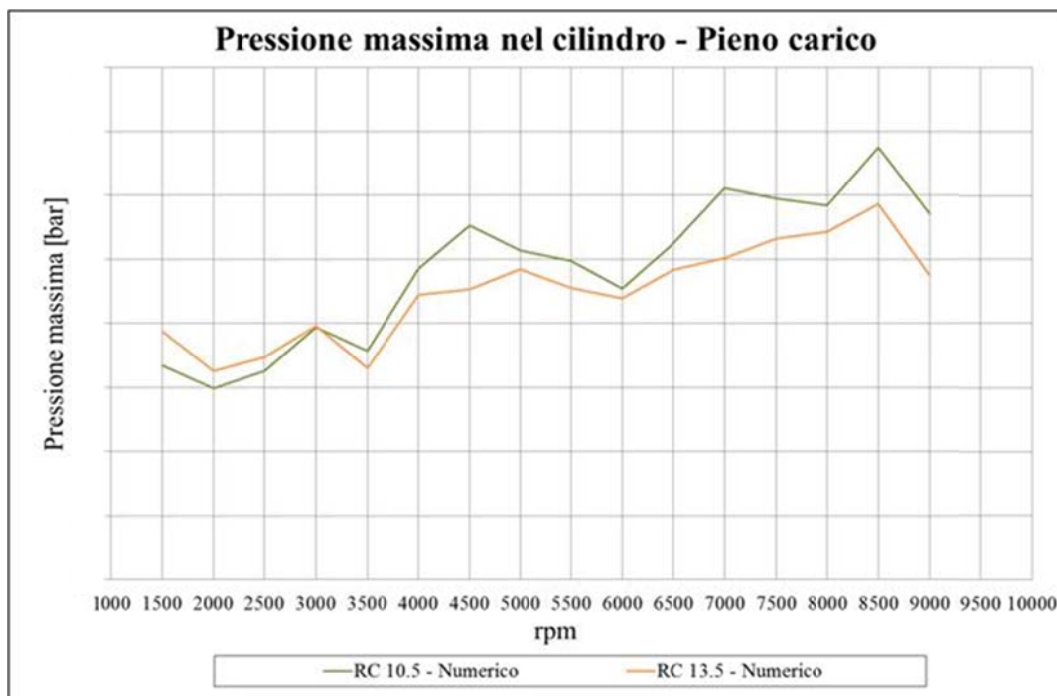


Figura 5.15 - Confronto numerico in termini di pressione massima nella condizione di pieno carico tra il motore nella sua versione originale con RC 10.5 e la versione con RC 13.5 ed anticipi di accensione ridotti

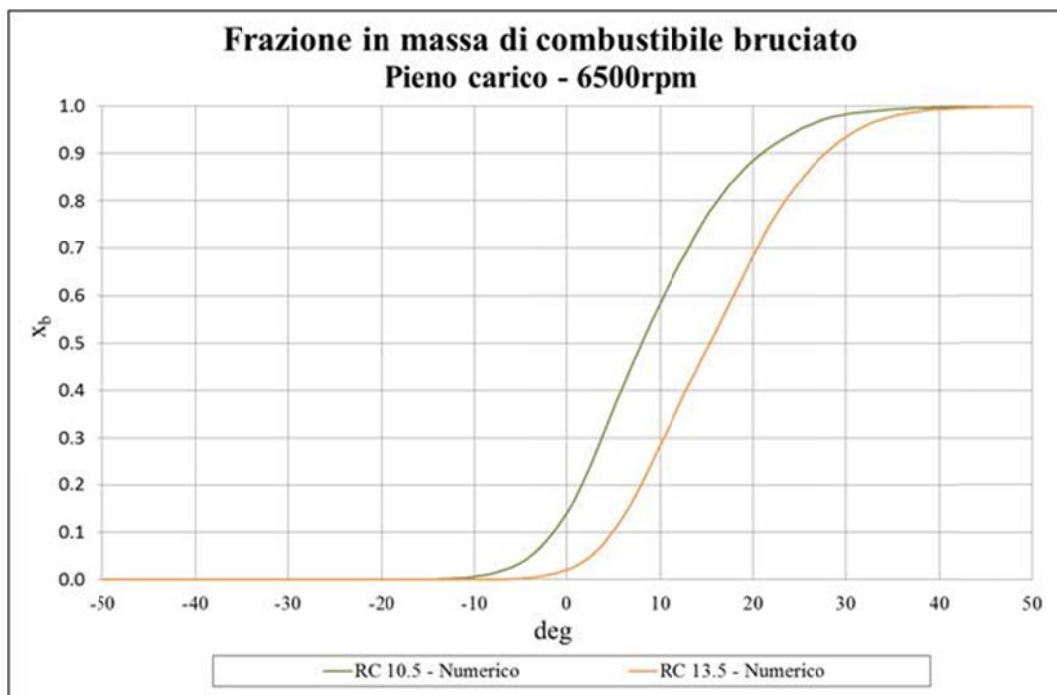


Figura 5.16 – Andamento simulato della frazione in massa di combustibile bruciato nella condizione di pieno carico del motore a 6500 rpm nella sua versione originale con RC 10.5 e della versione con RC 13.5 ed anticipi di accensione ridotti

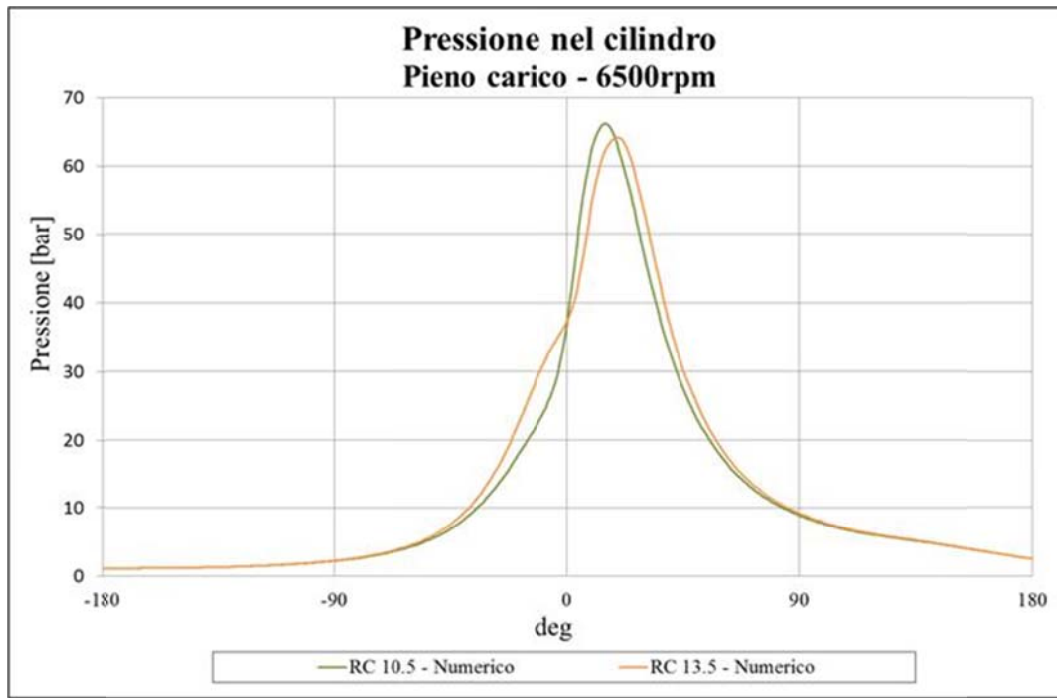


Figura 5.17 - Andamento simulato della pressione nel cilindro nella condizione di pieno carico del motore a 6500 rpm nella sua versione originale con RC 10.5 e della versione con RC 13.5 ed anticipi di accensione ridotti

Nonostante la riduzione dell'anticipo di accensione le prestazioni del motore con RC 13.5, rimangono comunque superiori a quelle del motore con RC 10.5 (Figura 5.18). Il tutto si traduce, a parità di dosatura e considerato che la portata d'aria aspirata resta circa invariata, in una riduzione del consumo specifico del motore.

A seguito del minor anticipo di accensione, nella condizione di pieno carico si registra infine un contenuto incremento delle temperature dei gas di scarico (Figura 5.19), compensato in parte da pressioni massime leggermente più basse (Figura 5.15).

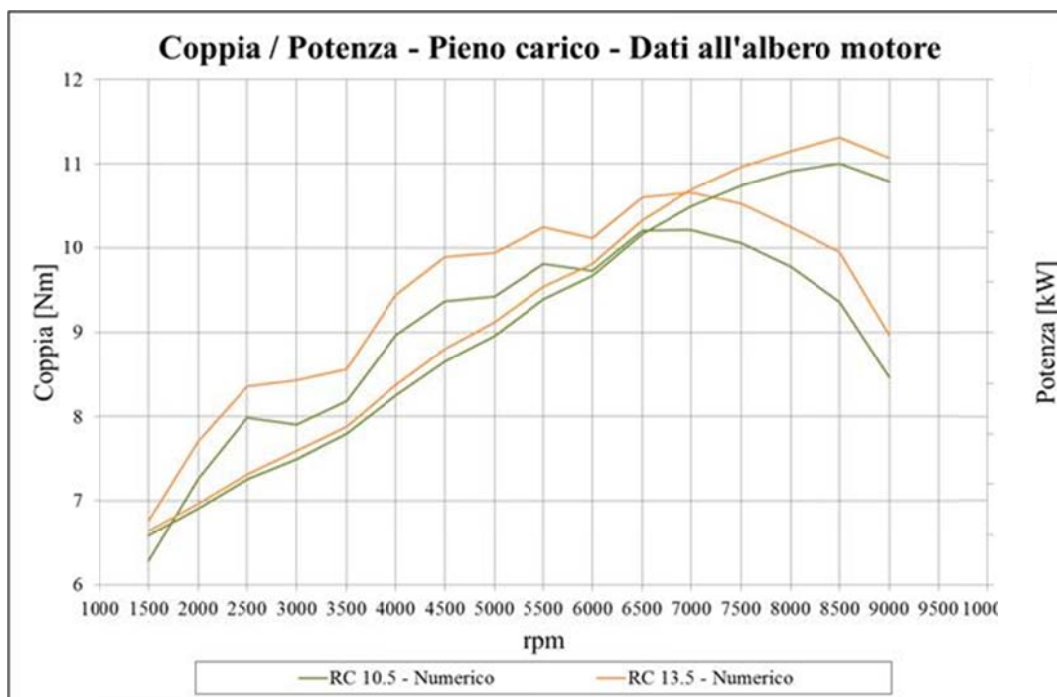


Figura 5.18 - Confronto numerico in termini di coppia e potenza all'albero motore al pieno carico tra il propulsore nella sua versione originale con RC 10.5 e la versione con RC 13.5 ed anticipi di accensione ridotti

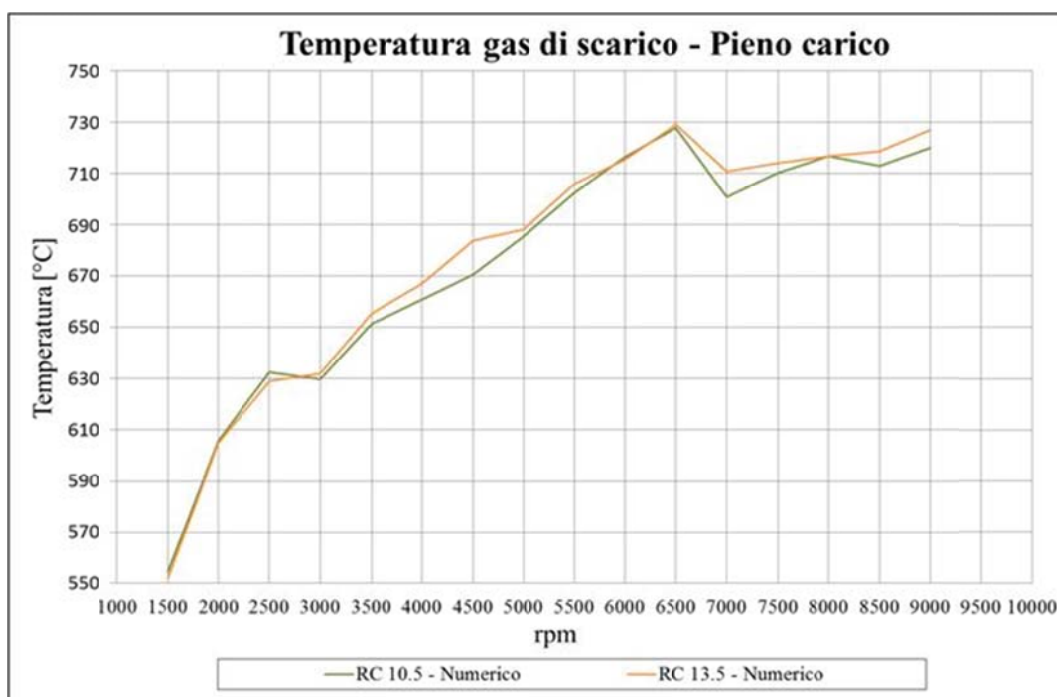


Figura 5.19 - Confronto numerico in termini di temperatura dei gas di scarico al pieno carico tra il motore nella sua versione originale con RC 10.5 e la versione con RC 13.5 ed anticipi di accensione ridotti

Si consideri quindi adesso i carichi parziali, di maggiore interesse allo scopo ultimo di ridurre il consumo di combustibile del motore una volta installato sul veicolo lungo il ciclo

di omologazione WMTC. Con la farfalla parzializzata, le pressioni nel cilindro sono complessivamente più basse, per cui non avendo problemi di detonazione, in un primo momento, gli anticipi di accensione sono stati lasciati invariati rispetto alla versione originale del motore, con un conseguente incremento, che non desta però particolare preoccupazione, delle pressioni massime (Figura 5.20).

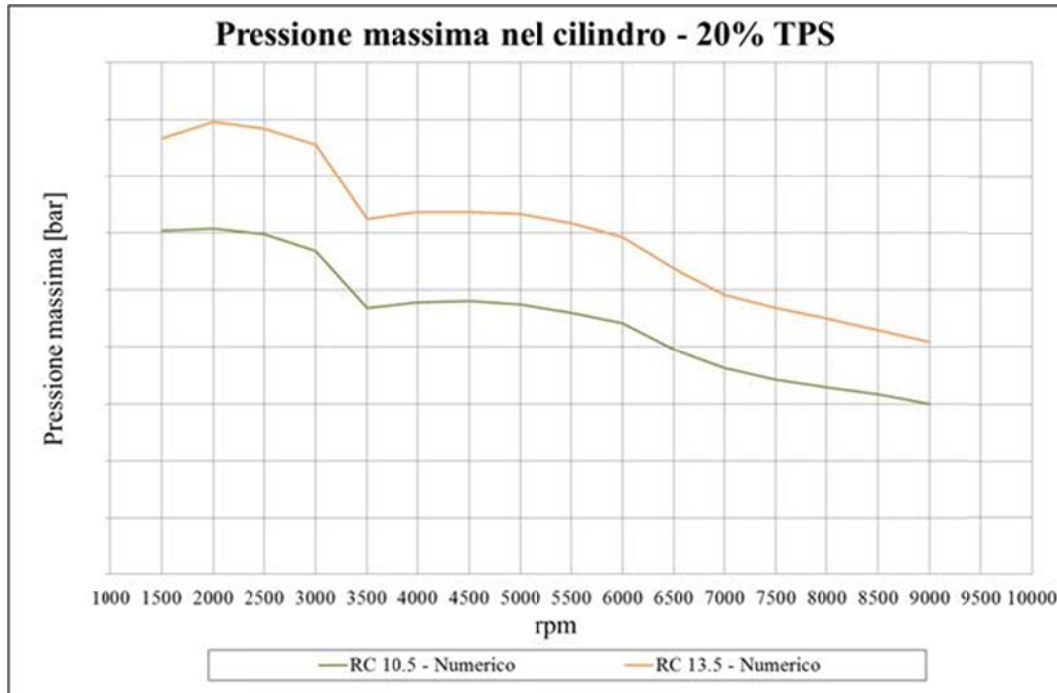


Figura 5.20 - Confronto numerico in termini di pressione massima al 20% di apertura farfalla tra il motore nella sua versione originale con RC 10.5 e la versione con RC 13.5

In Figura 5.21, Figura 5.22 e Figura 5.23 si riportano i confronti a parità di angolo apertura farfalla (TPS) tra la configurazione motore originale con RC 10.5 e quella con rapporto di compressione incrementato, in termini rispettivamente di coppia, riempimento e consumo specifico.

L'incremento del rapporto di compressione ha comportato un incremento della coppia motrice; la portata d'aria aspirata rimane al contrario sostanzialmente invariata, il che si traduce, essendo la dosatura fissata al valore stechiometrico, in un equivalente consumo di combustibile, con conseguente sensibile incremento a parità di angolo apertura farfalla del rendimento globale del motore (con una media del 7% circa e picchi dell'ordine del 15% ad alto numero di giri del motore).

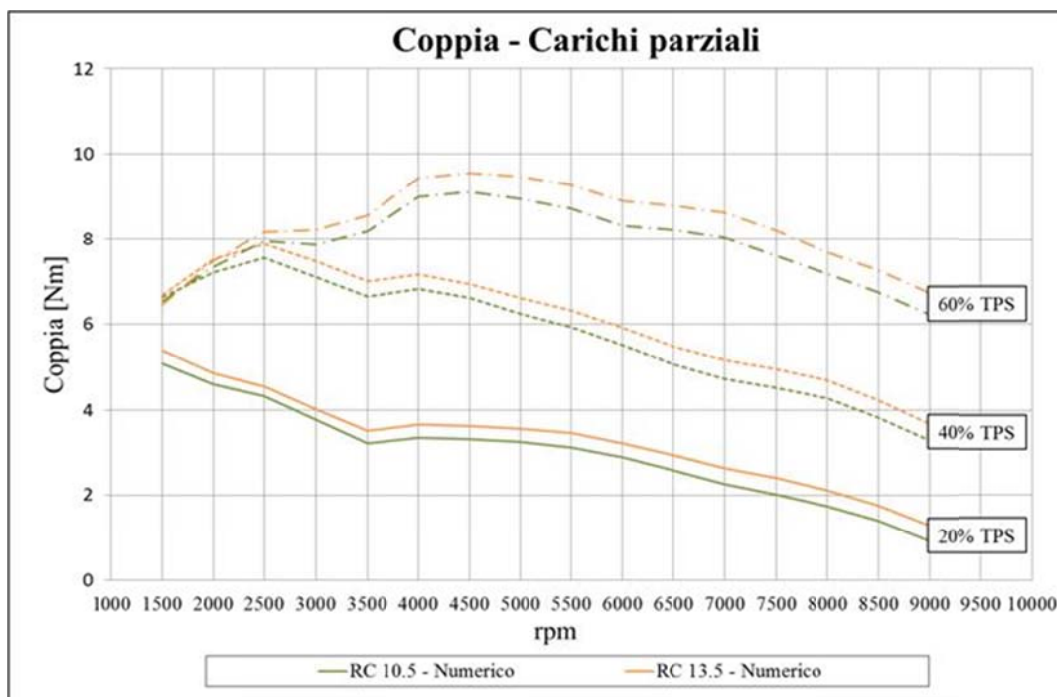


Figura 5.21 - Confronto numerico in termini di coppia a parità di angolo apertura farfalla (20% - 40% - 60% TPS) tra il motore nella sua versione originale con RC 10.5 e la versione con RC 13.5

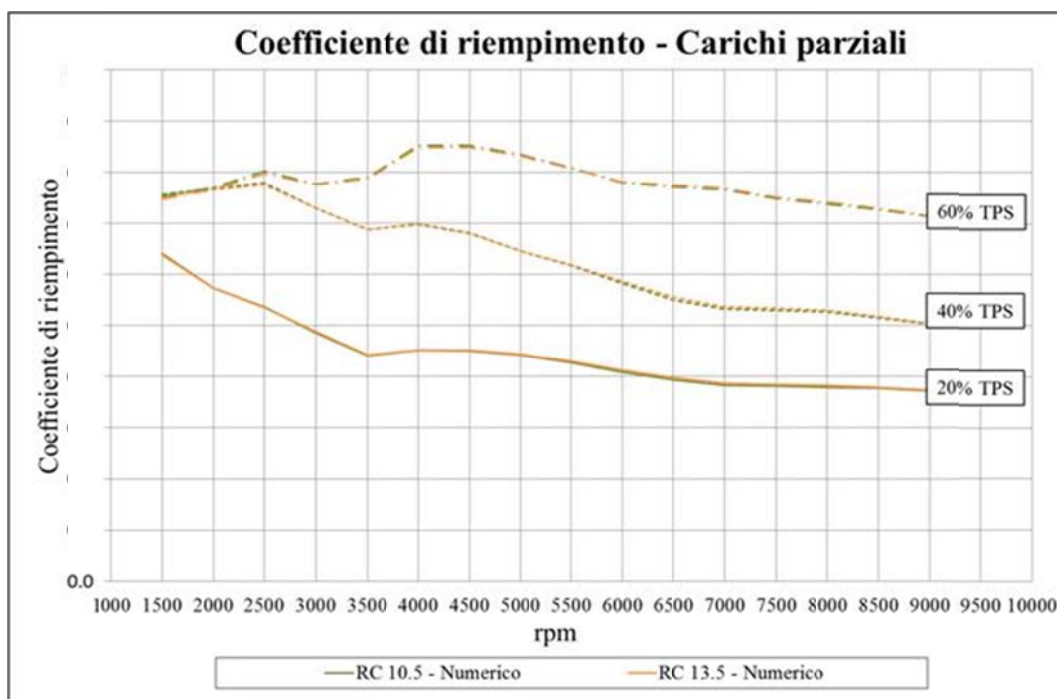


Figura 5.22 - Confronto numerico in termini di coefficiente di riempimento a parità di angolo apertura farfalla (20% - 40% - 60% TPS) tra il motore nella sua versione originale con RC 10.5 e la versione con RC 13.5

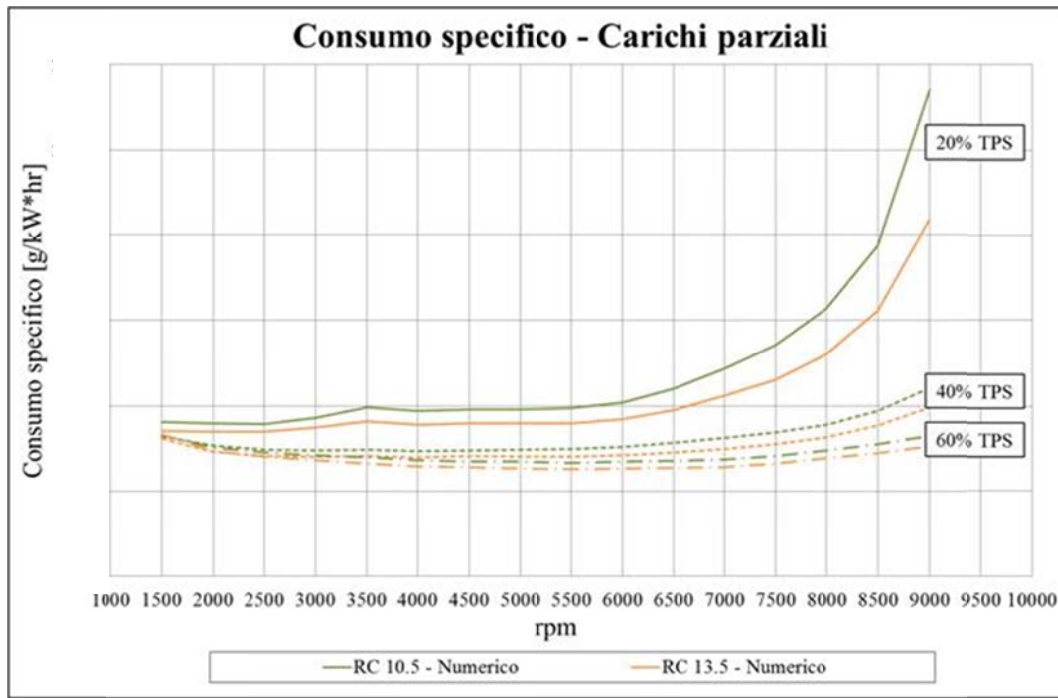


Figura 5.23 - Confronto numerico in termini di consumo specifico a parità di angolo apertura farfalla (20% - 40% - 60% TPS) tra il motore nella sua versione originale con RC 10.5 e la versione con RC 13.5

Come già evidenziato nel presente capitolo, il confronto tra i due motori in termini di consumo e rendimento ha comunque più senso se si considera punti di funzionamento a parità di coppia erogata e regime di rotazione.

Come prima cosa, sfruttando i modelli 1D dei due motori, si è dunque effettuato un confronto a parità di coppia a 6000 rpm (giri motore a cui corrisponde di norma una velocità dello scooter di circa 60 km/hr), agendo sul solo angolo di apertura della farfalla: come si osserva in Tabella 5.1 si ottiene un sensibile incremento del rendimento globale del motore pari al 4.3%.

Giri motore: 6000 rpm	RC 10.5	RC 13.5	Differenza %
Coppia [Nm]	4.43	4.43	0
p_{mi} [bar]	6.32	6.32	0
Angolo farfalla (TPS)	23.2	21	- 9
Portata aria [kg/hr]	14.12	13.52	- 4.3
A/F	stechiometrico	stechiometrico	0
Portata combustibile [kg/hr]	0.96	0.92	- 4.3
NO _x pre catalizzatore [ppm]	2560	2783	+ 8.7

Rendimento ideale (k=1.4)	0.610	0.647	+ 6.1
Rendimento globale	0.247	0.258	+ 4.3

Tabella 5.1 – Confronto numerico tra il motore originale con RC 10.5 ed il motore con RC 13.5, a 6000 rpm a parità di coppia erogata variando l'angolo di apertura della farfalla (TPS)

In Tabella 5.1 si nota però che lasciando invariati ai carichi parziali gli anticipi di accensione, pur non comportando rischi in termini di detonazione, porta ad un incremento delle emissioni di NO_x. È però possibile porre rimedio a tale aspetto andando proprio ad agire sugli anticipi stessi, con una loro riduzione anche ai carichi parziali: come si osserva in Tabella 5.2, ridurre di 5 gradi l'anticipo di accensione, con conseguente abbassamento delle pressioni e temperature massime di combustione, permette di limitare la formazione di NO_x, con un incremento del rendimento globale del motore comunque pari al 3.6%, derivato dal fatto che per compensare la perdita di coppia dovuta alla variazione di anticipo è necessario aprire leggermente di più la farfalla per aspirare una maggiore quantità di carica fresca.

Giri motore: 6000 rpm	RC 10.5	RC 13.5 Anticipo ridotto	Differenza %
Coppia [Nm]	4.43	4.43	0
<i>p_{mi}</i> [bar]	6.32	6.32	0
Angolo farfalla (TPS)	23.2	21.3	- 8
Portata aria [kg/hr]	14.12	13.61	- 3.6
A/F	stechiometrico	stechiometrico	0
Portata combustibile [kg/hr]	0.96	0.93	- 3.6
NO _x pre catalizzatore [ppm]	2560	2436	- 4.9
Rendimento ideale (k=1.4)	0.610	0.647	+ 6.1
Rendimento globale	0.247	0.256	+ 3.6

Tabella 5.2 - Confronto numerico tra il motore originale con RC 10.5 ed il motore con RC 13.5 con riduzione dell'anticipo di accensione (5 gradi in meno), a 6000 rpm a parità di coppia erogata variando l'angolo di apertura della farfalla (TPS)

Sfruttando a questo punto il modello dinamico del veicolo si sono confrontati i consumi di combustibile a velocità costante dello scooter equipaggiato con motore a rapporto di compressione 10.5 e con motore a rapporto di compressione 13.5 (Figura 5.24, portata di combustibile in kg/hr, e Figura 5.25, percorrenza in km/l), con il quale si registra una

riduzione media del consumo di combustibile pari a circa il 5%. Il minor consumo, come osservato anche nelle sopra riportate tabelle, è legato al fatto che, grazie all'incremento del rendimento globale, il motore con RC 13.5 eroga la coppia necessaria al veicolo per raggiungere la data velocità dovendo aspirare meno aria (questo implica normalmente una maggiore parzializzazione della farfalla) e quindi, con la dosatura fissata stechiometrica, iniettando meno combustibile.

Si sottolinea che si è ritenuto opportuno allo stato attuale del lavoro non intervenire a livello numerico sugli anticipi di accensione ai carichi parziali, lasciati quindi invariati tra le due versioni; la loro messa a punto sarà portata avanti solo a livello sperimentale.

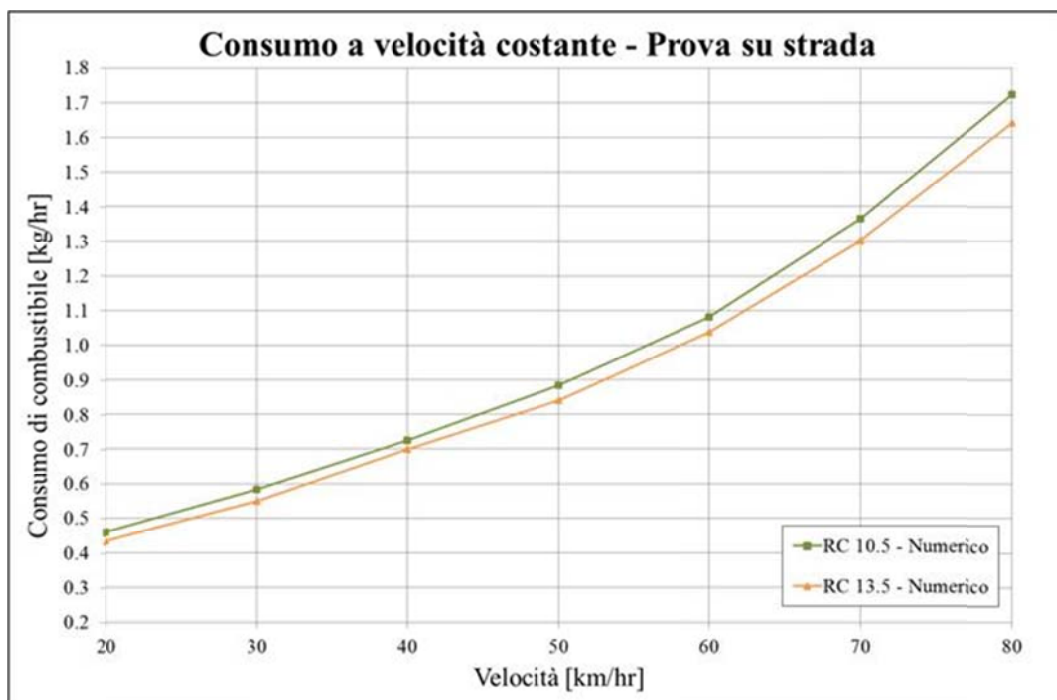


Figura 5.24 - Consumo di combustibile simulato con il modello veicolo [kg/hr] della Vespa LX LEM 125 fatta procedere a velocità costante (prova su strada): motore RC 10.5 vs motore RC 13.5

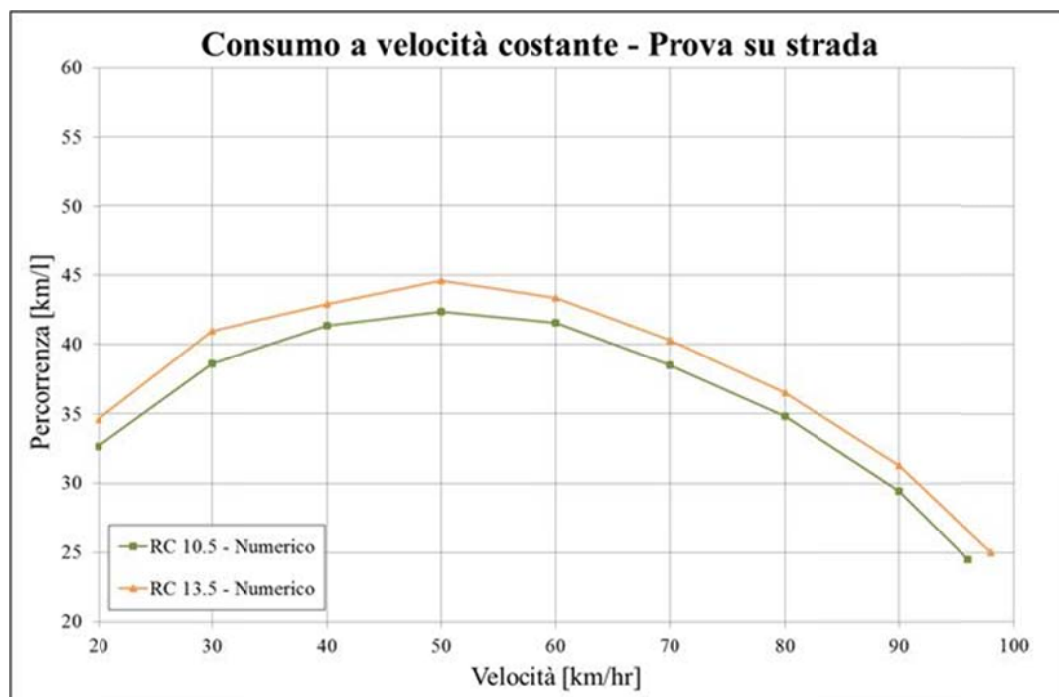


Figura 5.25 - Consumo di combustibile simulato con il modello veicolo [km/l] della Vespa LX LEM 125 fatta procedere a velocità costante (prova su strada): motore RC 10.5 vs motore RC 13.5

Come si osserva in Figura 5.25 il motore con rapporto di compressione 13.5 assicura anche un incremento della velocità massima, alla quale si registra lo stesso consumo di combustibile dato che entrambe le configurazioni di motore in tal caso sono a piena apertura e lavorano a pari dosatura.

All'incremento della velocità massima si somma anche un sensibile incremento della massima accelerazione del veicolo (Figura 5.26).

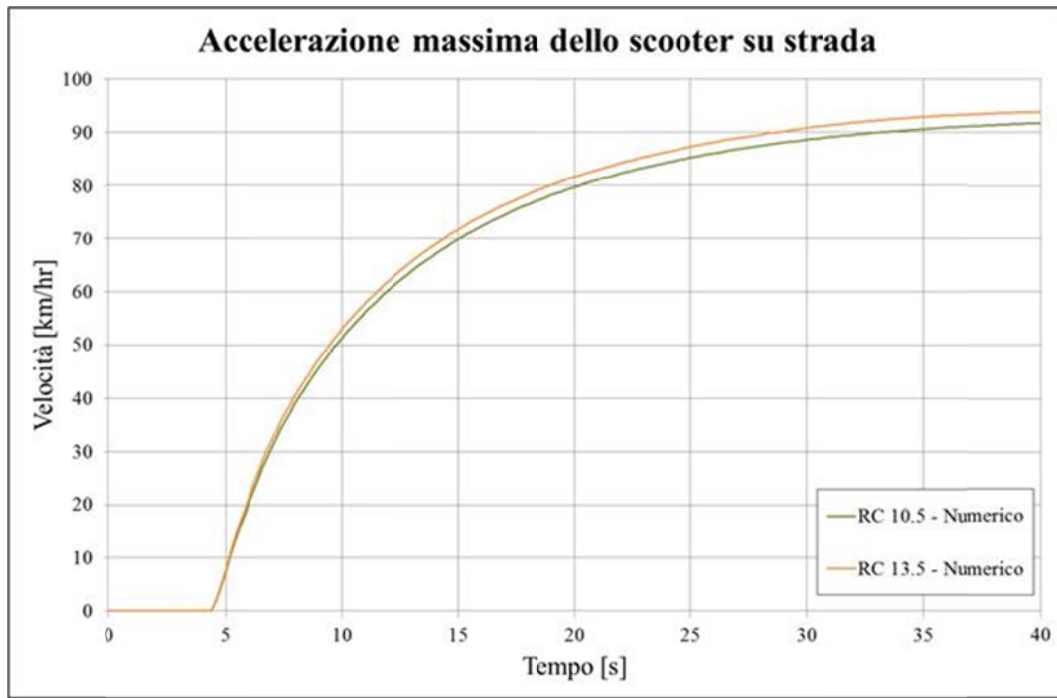


Figura 5.26 – Accelerazione massima simulata della Vespa LX LEM 125 equipaggiata con motore RC 10.5 e con motore RC 13.5 (prova su strada)

In parallelo ad un rapporto di compressione pari a 13.5, sono stati indagati due ulteriori incrementi dello stesso (14.5 e 16.5), per valutarne i benefici in termini di rendimento globale del motore. Si evidenzia che entrambi i suddetti incrementi del rapporto di compressione, in particolare il 16.5, oltre a richiedere una maggiore riduzione degli anticipi di accensione (soprattutto nell'intorno del pieno carico) per evitare di incorrere nella detonazione del motore, potrebbero richiedere un nuovo disegno della camera di combustione e dei profili di alzata delle valvole di testa (presumibilmente anche con alzate massime ridotte) per evitare che le valvole stesse impattino sul cielo del pistone.

Del resto però i vantaggi in termini di riduzione del consumo di combustibile continuano a crescere (Figura 5.27), anche se l'incremento percentuale, all'aumentare del rapporto di compressione, tende a saturare ad un valore limite (Figura 5.28); allo stesso tempo continuando a far crescere il rapporto di compressione e quindi ad imporre anticipi di accensione sempre minori e prossimi al *PMS* (congiuntamente con molta probabilità a profili valvole con alzate massime minori), anche la coppia e la potenza del motore al pieno carico ne potrebbero essere degradate.

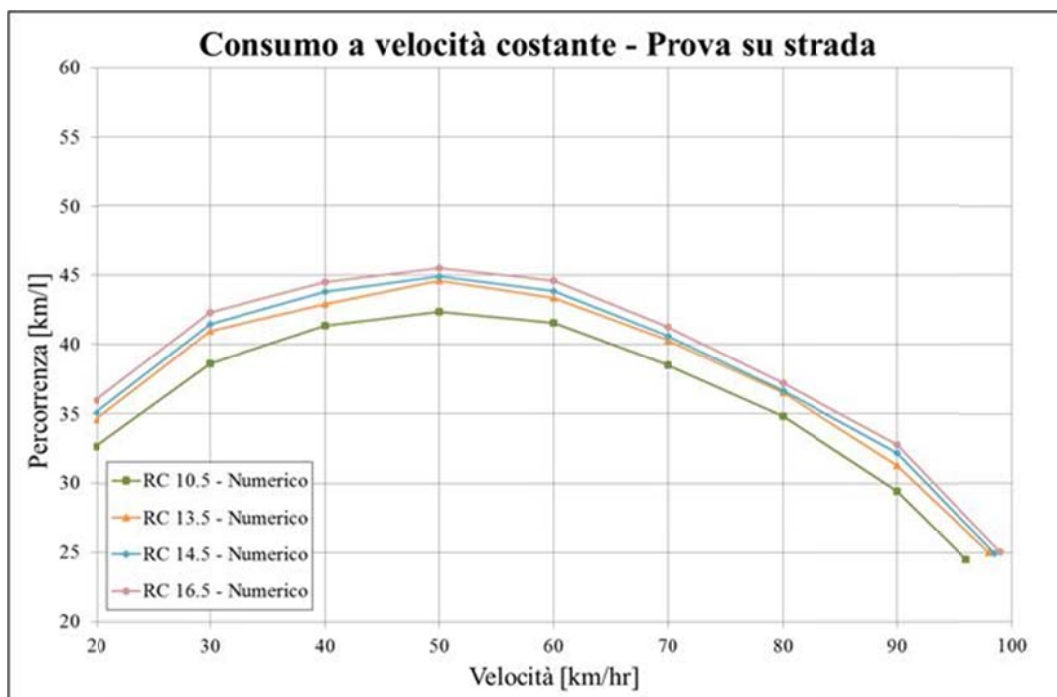


Figura 5.27 - Consumo di combustibile simulato con il modello veicolo [km/l] della Vespa LX LEM 125 fatta procedere a velocità costante (prova su strada): motore RC 10.5 vs motore RC 13.5 vs motore RC 14.5 vs motore RC 16.5 (al crescere del rapporto di compressione sono stati solo ridotti gli anticipi di accensione nell'intorno del pieno carico)

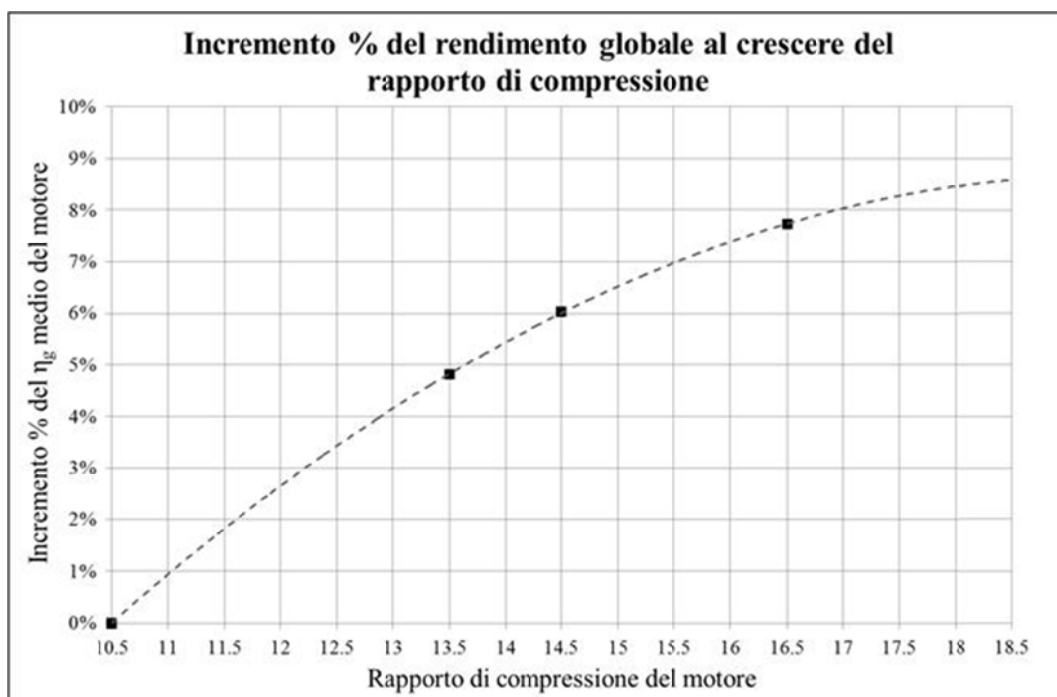


Figura 5.28 – Incremento percentuale del rendimento globale medio a velocità costante del veicolo all'aumentare del rapporto di compressione (dati numerici)

Sempre sfruttando il modello dinamico del veicolo, si è proceduto alla simulazione del ciclo di omologazione *WMTC*: come si osserva in Tabella 5.3, un incremento del rapporto

di compressione a 13.5 comporta una riduzione del consumo di combustibile pari al 4.6%; tale riduzione continua a crescere aumentando ulteriormente il rapporto di compressione stesso (la coppia richiesta dal veicolo per seguire il profilo imposto è erogata dal motore con una portata di combustibile progressivamente decrescente).

Ciclo di omologazione <i>WMTC</i>	RC 13.5	RC 14.5	RC 16.5
Riduzione % del consumo di combustibile rispetto al motore a RC 10.5	- 4.6 %	- 5.9 %	- 7.5 %

Tabella 5.3 – Riduzione % del consumo di combustibile rispetto al motore con rapporto di compressione 10.5 sul ciclo di omologazione *WMTC* simulato con il modello dinamico del veicolo al crescere del rapporto di compressione del motore

Test sperimentali sul motore con rapporto di compressione 13.5

In accordo con Piaggio, si è quindi deciso di realizzare un primo prototipo di motore con rapporto di compressione portato a 13.5. Tale incremento non comporta infatti nessun tipo di modifica ai profili di alzata valvole ed è stato ottenuto ridisegnando esclusivamente il cielo del pistone (Figura 5.29): per aumentare il rapporto di compressione è stato infatti ridotto a zero il volume della tazza ricavata su di esso presente nella versione con RC 10.5 (sono ovviamente sempre presenti gli intagli per le valvole di aspirazione e scarico).

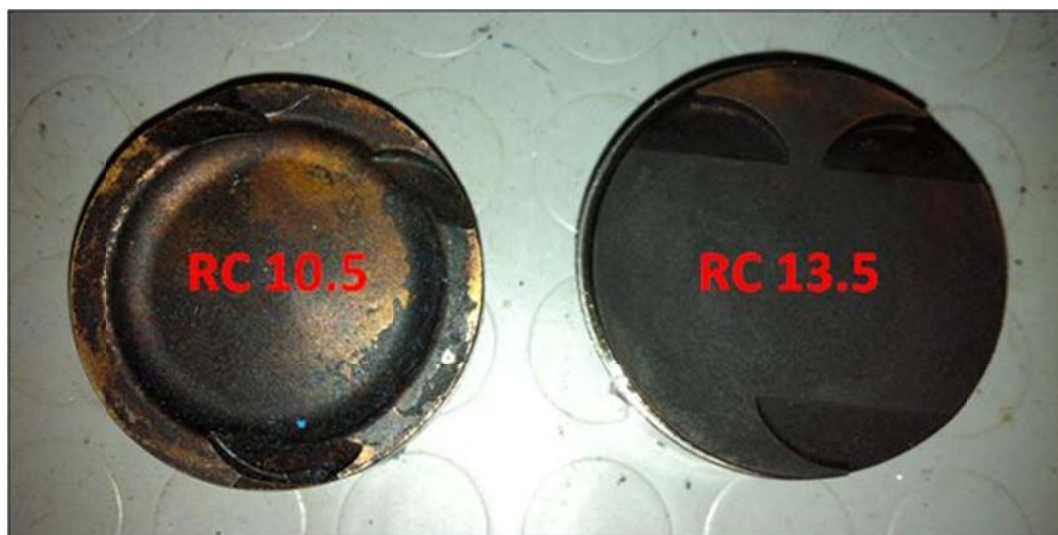


Figura 5.29 – Foto dei pistoni che assicurano al motore un rapporto di compressione pari a 10.5 in un caso (originale) e 13.5 nell'altro

Le prove ed i confronti sperimentali tra le due configurazioni di motore 4T 125cc sono state finora condotte tutte internamente in Piaggio, sia con test al banco prova motori, allo scopo anche di mettere a punto la mappatura degli anticipi di accensione del motore con rapporto di compressione pari a 13.5, sia con test al banco a rulli sul ciclo di omologazione *WMTC*.

I risultati di tali test sperimentali, forniti appunto da Piaggio, sono riportati nel seguito e sono in linea con quanto atteso a livello numerico.

Considerando innanzitutto la condizione di pieno carico, per quanto riguarda l'anticipo di accensione applicato al variare del regime di rotazione, è stato scelto il minore fra il minimo anticipo di coppia massima e l'anticipo che garantisce 3° di margine alla detonazione. Come si osserva in Figura 5.30 , il motore con rapporto di compressione 13.5, proprio per limitare a piena apertura della farfalla il fenomeno della detonazione, è complessivamente meno anticipato su tutto il campo di regimi di rotazione (con una differenza media di 8°).

Nella messa a punto degli anticipi è quindi evidente il diverso approccio da seguire con i due motori: nel caso di rapporto di compressione "cautelativo" pari a 10.5, l'anticipo è sempre quello che assicura il massimo valore di coppia al dato regime di rotazione (aumentando progressivamente l'anticipo di accensione non si arriva praticamente mai alla detonazione e comunque mai prima di aver già trovato il minimo anticipo di coppia massima); al contrario con il motore con RC 13.5, l'anticipo di accensione è sempre quello che garantisce 3° di margine alla detonazione (incrementando ulteriormente l'anticipo si otterrebbe infatti maggiore coppia, ma il motore entra in detonazione).

Da Figura 5.31 si nota come l'aumento del rapporto di compressione di 3 punti ha permesso di ottenere un miglioramento su tutta la curva di potenza, in particolare ad alti regimi, dove addirittura si ha un netto miglioramento dell'allungo.

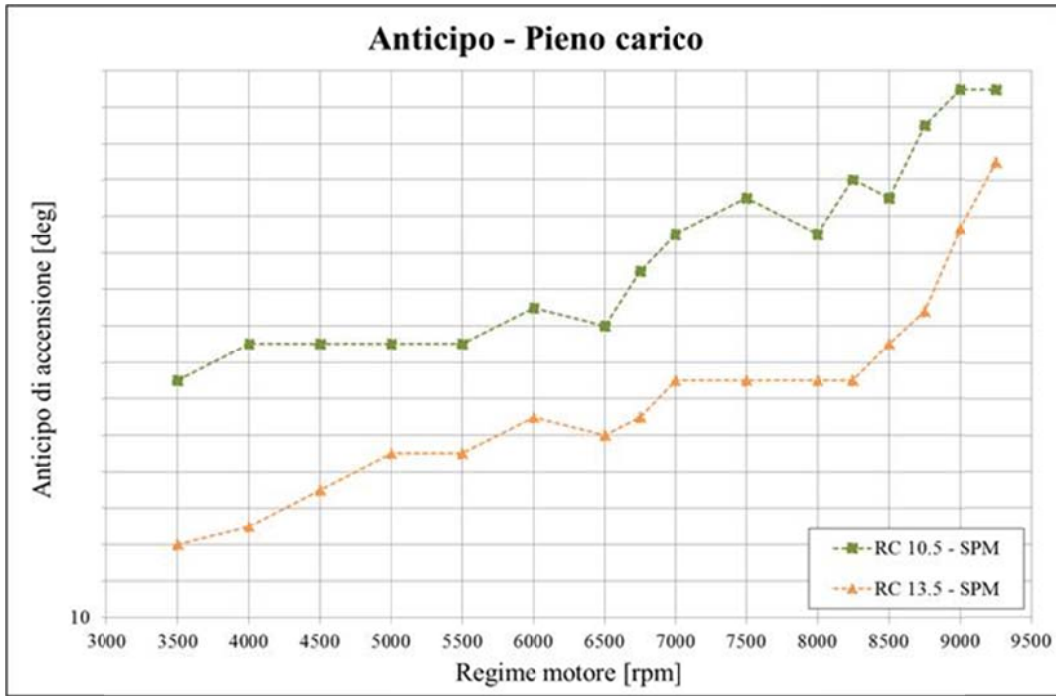


Figura 5.30 – Anticipo di accensione assegnato al pieno carico al variare del regime di rotazione: motore con rapporto di compressione 10.5 (originale) vs motore con rapporto di compressione 13.5

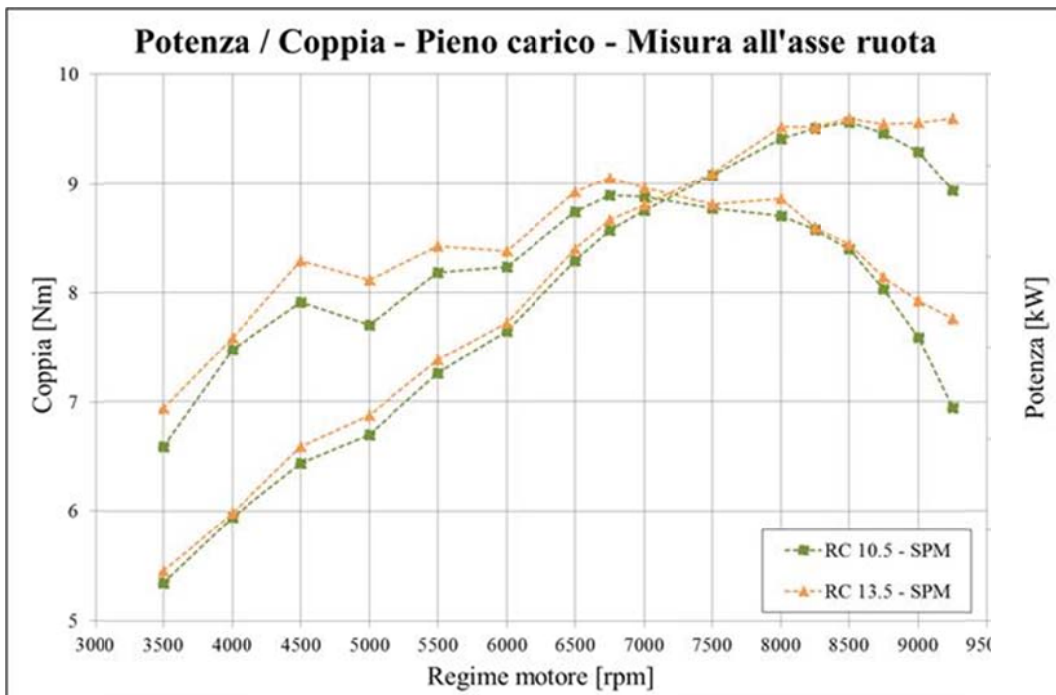


Figura 5.31 – Curve di coppia e potenza sperimentali al pieno carico con misura delle stesse all'asse ruota: motore con rapporto di compressione 10.5 (originale) vs motore con rapporto di compressione 13.5

Per quanto riguarda il consumo specifico di combustibile al pieno carico (Figura 5.32), dal confronto tra i due motori, considerando le linee di tendenza, si registra con il motore ad

RC 13.5 un suo miglioramento ai medio-bassi ed alti regimi di rotazione ed un peggioramento tra i 6500 ed gli 8500 rpm. Si consideri però che tale confronto è affetto anche da una differenza in termini di rapporto A/F tra i due motori rilevato con la sonda lambda (Figura 5.33): al pieno carico difatti, pur mantenendo invariata la mappatura della dosatura, la centralina lavora in *open loop*, quindi senza retroazione, ragione per cui il confronto in termini di consumo al pieno carico è meno attendibile e possono essere giustificate anche certe differenze con quanto previsto a livello numerico, ossia una riduzione del consumo specifico a pieno carico a tutti i regimi di rotazione. Inoltre il rendimento del motore a piena apertura, dove si ricercano essenzialmente le prestazioni, desta meno interesse rispetto ai carichi parziali.

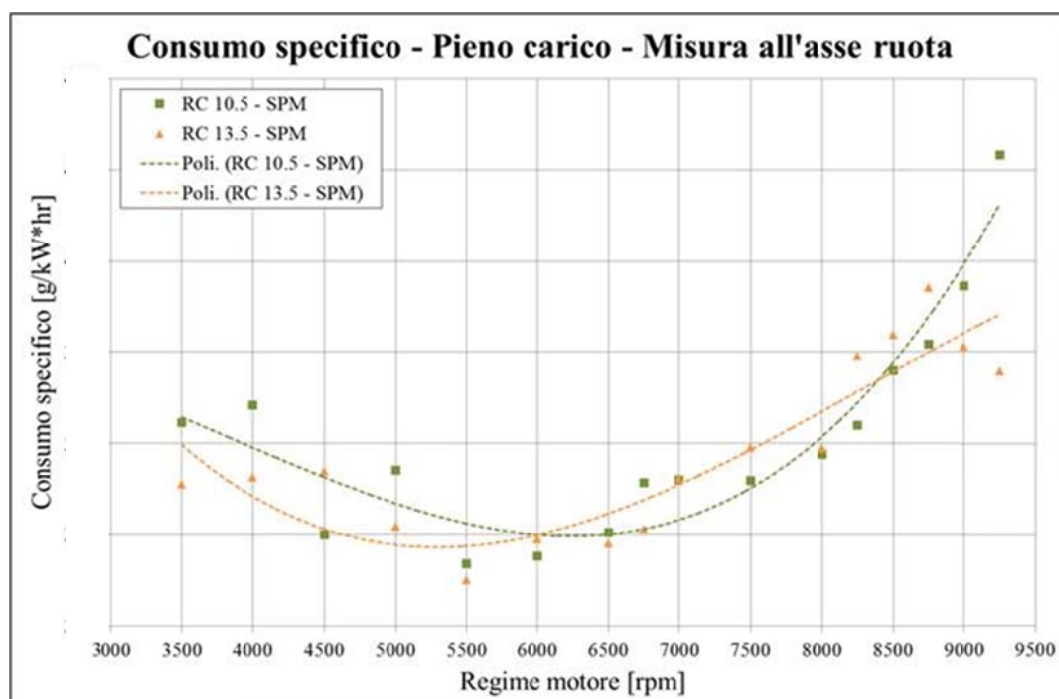


Figura 5.32 – Consumo specifico di combustibile sperimentale e sua tendenza al pieno carico al variare del regime di rotazione con misura della potenza all'asse ruota: motore con rapporto di compressione 10.5 (originale) vs motore con rapporto di compressione 13.5

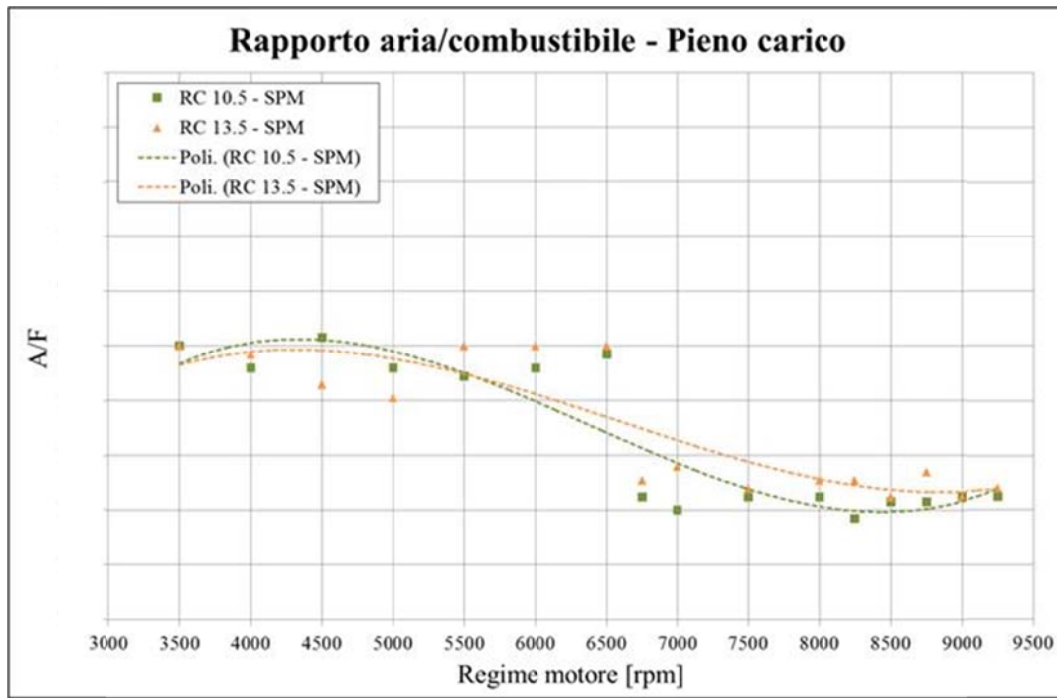


Figura 5.33 – Rapporto aria/combustibile (dosatura) sperimentale e sua tendenza al pieno carico al variare del regime di rotazione con centralina in funzionamento *open loop*: motore con rapporto di compressione 10.5 (originale) vs motore con rapporto di compressione 13.5

Per quanto riguarda la condizione di pieno carico, si riporta infine il confronto tra i due motori in termini di temperatura dei gas di scarico al variare del regime di rotazione (Figura 5.34). Come atteso e come previsto dalla simulazione numerica si rileva un loro incremento nel passaggio al rapporto di compressione 13.5, mediamente di circa 50 °C, a seguito del minor anticipo di accensione e conseguentemente del posticipo di tutta la combustione; il maggior incremento della temperatura dei gas di scarico rispetto a quanto simulato con il codice di calcolo 1D può essere giustificato anche da un livello di pressione massima accettata per il motore ad RC 13.5 complessivamente più alto nei test al banco prova, dove, come mostrato in Figura 5.30, la differenza di anticipo con la versione ad RC 10.5 è mediamente di 8°, contro i 10° imposti nel modello numerico.

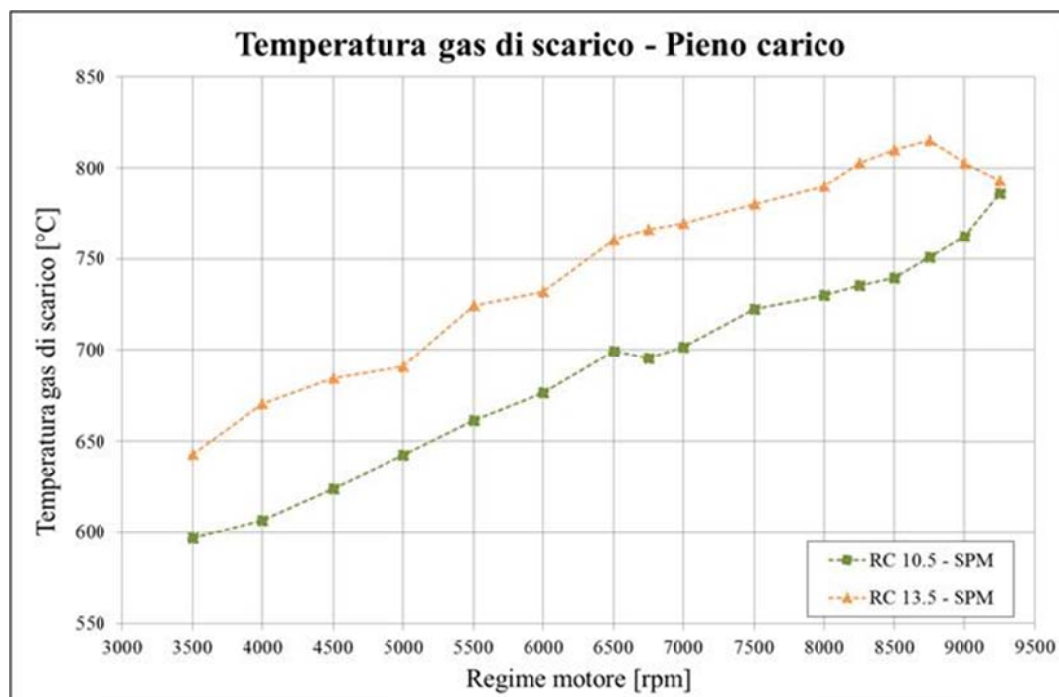


Figura 5.34 – Temperatura dei gas di scarico al pieno carico al variare del regime di rotazione: motore con rapporto di compressione 10.5 (originale) vs motore con rapporto di compressione 13.5

Basandosi sulla curva di utilizzazione media del veicolo Vespa LX ed imponendo i giri freno e la coppia all'asse ruota, sono poi stati effettuati sui due propulsori, sempre al banco prova motori, i test di marcia a velocità costante. Le prove sono state eseguite a lambda unitario, ossia imponendo la dosatura stechiometrica, con centralina funzionante stavolta in *closed loop*. I rilievi di consumo di combustibile sullo stesso punto sono la media di 3 misure da 1 minuto ciascuna.

Come si osserva in Figura 5.35 (portata di combustibile in kg/hr) ed in Figura 5.36 (percorrenza in km/l), l'incremento del rapporto di compressione del motore a 13.5 permette una riduzione del consumo di combustibile su tutto il campo di velocità del veicolo; tale riduzione di consumo è crescente con la velocità ed è giustificata dal miglioramento complessivo del rendimento globale del motore, che permette di erogare la medesima coppia aspirando una minore quantità di carica fresca (si veda a tal proposito anche il confronto in termini di angolo di apertura farfalla in Figura 5.37).

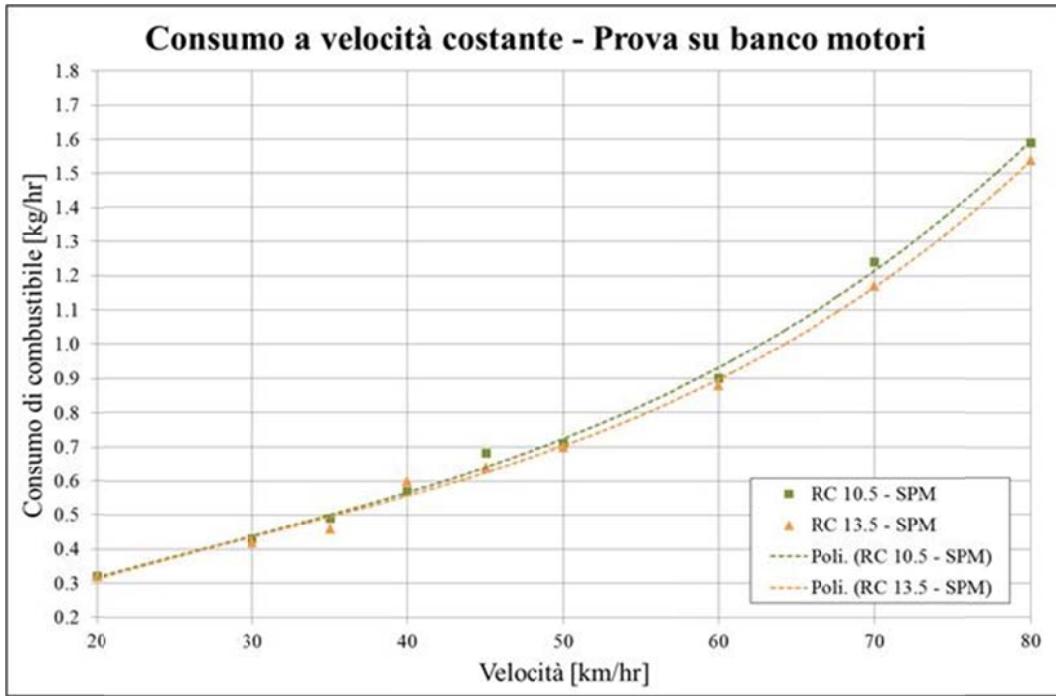


Figura 5.35 - Consumo di combustibile [kg/hr] al variare della velocità (test sperimentali sul banco prova motori con prove a velocità costante): motore RC 10.5 vs motore RC 13.5

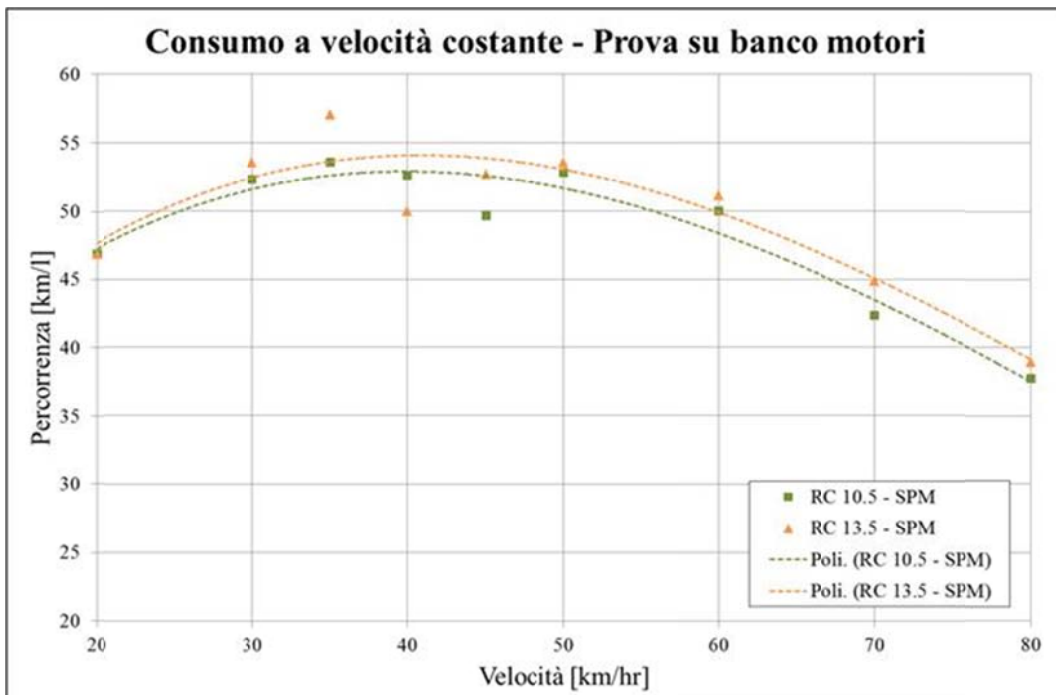


Figura 5.36 - Consumo di combustibile [km/l] al variare della velocità (test sperimentali sul banco prova motori con prove a velocità costante): motore RC 10.5 vs motore RC 13.5

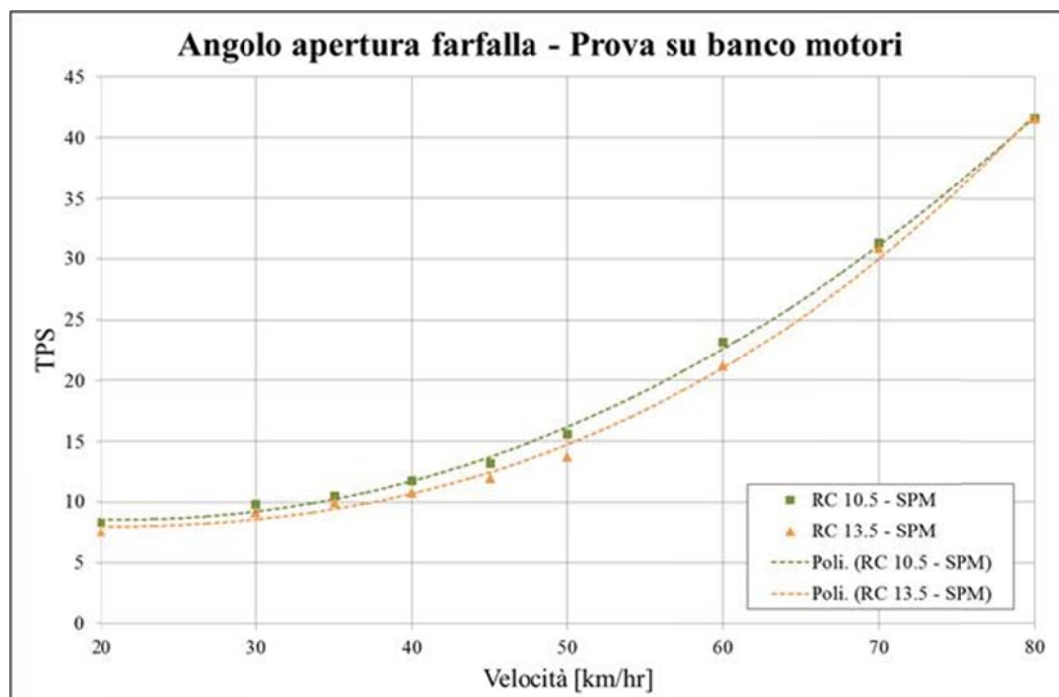


Figura 5.37 – Angolo di apertura della valvola a farfalla (TPS) al variare della velocità (test sperimentali sul banco prova motori con prove a velocità costante): motore RC 10.5 vs motore RC 13.5

Come si osserva in Figura 5.38 anche ai carichi parziali, soprattutto per condizioni di funzionamento del motore equivalenti a velocità del veicolo superiori a 40 km/hr, alla versione con rapporto di compressione 13.5 è stato applicato un minor anticipo di accensione rispetto al motore nella configurazione originale (RC 10.5).

Si fa inoltre notare a tal proposito che nel corso delle prove al banco è stata evidenziata una maggiore sensibilità all'anticipo da parte del motore con rapporto di compressione 13.5 rispetto al suo corrispettivo con RC 10.5.

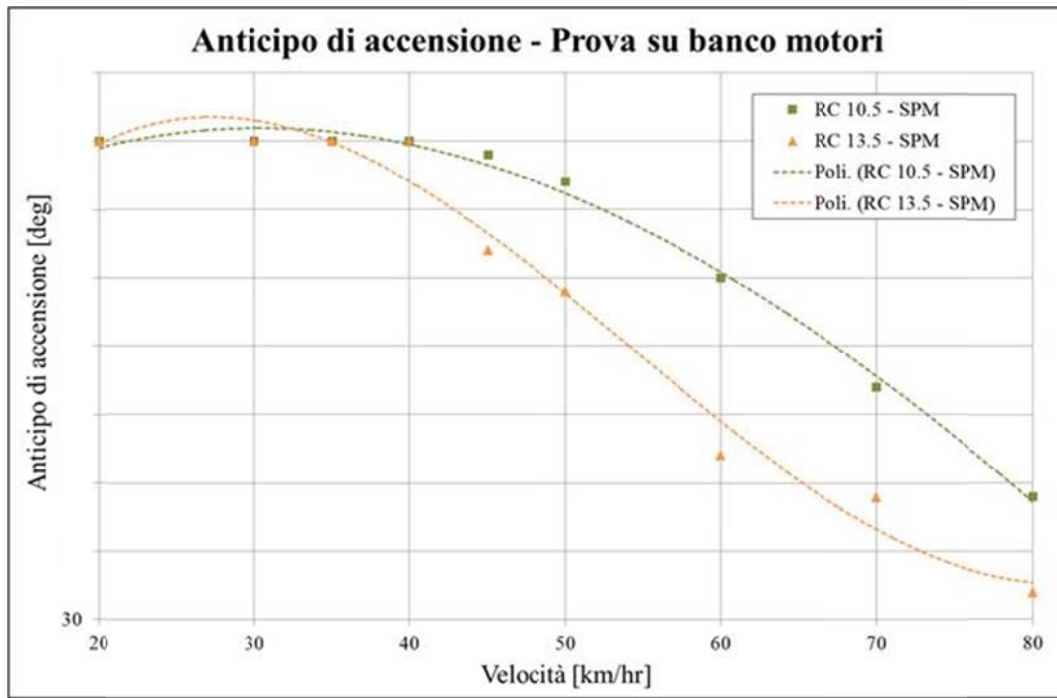


Figura 5.38 – Anticipo di accensione rispetto al PMS al variare della velocità (test sperimentali sul banco prova motori con prove a velocità costante): motore RC 10.5 vs motore RC 13.5

Data la bontà dei risultati ottenuti al banco prova motori sia in termini di prestazioni massime che in termini di consumo specifico e rendimento del motore con rapporto di compressione incrementato a 13.5, Piaggio ha poi proceduto alle verifiche su veicolo: più specificatamente, la Vespa LX LEM 125 con montato il motore a RC 13.5 è stata testata sul banco a rulli lungo il ciclo di omologazione WMTC. I benefici attesi a livello numerico sono anche in tal caso confermati con una riduzione del consumo di combustibile pari al 5% rispetto alla versione con motore ad RC 10.5 (Tabella 5.4).

Ciclo di omologazione WMTC	RC 10.5	RC 13.5	Differenza %
Consumo di combustibile in l/100km	2.85 [l/100km]	2.7 [l/100km]	- 5.3 %

Tabella 5.4 – Consumo di combustibile [l/100km] sul ciclo di omologazione WMTC (test sperimentali sul banco a rulli) della Vespa LX LEM 125 con motore ad RC 10.5 (originale) e motore ad RC 13.5

Nel prossimo futuro saranno condotti ulteriori test sperimentali al banco prova sul motore nella versione a rapporto di compressione 13.5, sia presso Piaggio sia presso il Dipartimento di Energetica di Firenze. L'intenzione è infatti quella di effettuare al variare del carico indagini sperimentali di dettaglio quali in particolare: misura diretta tramite

debimetro della portata d'aria aspirata e quindi del coefficiente di riempimento; misura della pressione interna al cilindro tramite un sensore affacciato in camera di combustione, allo scopo di rilevare le grandezze legate al ciclo termodinamico (grandezze indicate). Nello specifico quest'ultima misura permetterà inoltre di analizzare l'evolversi della combustione (estrapolazione delle curve di rilascio del calore e della frazione in massa di combustibile bruciato), che nella versione con rapporto di compressione incrementato sembra essere tra l'altro molto sensibile all'anticipo di accensione, per capire anche l'eventuale influenza della diversa geometria del cielo del pistone e quindi più in generale della camera di combustione, soprattutto nella condizione di pieno carico del motore.

Di fatto comunque, dati i risultati riscontrati finora nei test sperimentali, che hanno oltretutto confermato quanto di buono fosse previsto a livello numerico, il motore nella versione con rapporto di compressione 13.5 sembra destinato ad entrare presto in produzione di serie.

Inoltre è da considerare il fatto che tale approccio alla progettazione di motori ad alta efficienza attraverso l'incremento del rapporto di compressione e la riduzione degli anticipi di accensione (soprattutto nella condizione di pieno carico) è estendibile ad un'ampia gamma di propulsori, con benefici che presumibilmente, a parità di campo di applicazione, saranno ancor più percepiti all'aumentare della cilindrata: infatti al crescere di quest'ultima il motore sarà portato a lavorare maggiormente in condizione di forte parzializzazione sia nel corso delle prove di omologazione sia nel corso del proprio ciclo di vita.

Si consideri ad esempio, a partire dal motore 125cc in esame, seguendo la filosofia della similitudine, un motore 250cc. Si immagini di montare tale motore sul medesimo veicolo del 125cc, ossia la Vespa LX LEM (con anche la stessa identica trasmissione) e si trascurino in prima approssimazione le differenze di massa ed inerzia introdotte (comunque molto ridotte); facendo percorrere allo scooter, ad esempio, il ciclo di omologazione *WMTC*, il motore con la cilindrata incrementata si troverà a lavorare rispetto al 125cc nei medesimi punti di funzionamento in termini di coppia erogata e numero di giri necessari al veicolo per seguire il profilo assegnato (i punti di funzionamento sono quelli precedentemente mostrati anche in Figura 5.1). Come si

osserva in Figura 5.39, il motore 250cc per fornire la coppia motrice richiesta (puntini neri in figura) lavorerà in condizioni di maggiore parzializzazione rispetto al 125cc, con un consumo specifico quindi più alto. Lo stesso concetto si chiarisce forse meglio in Figura 5.40 dove i punti di funzionamento del motore sul ciclo *WMTC* sono in tal caso espressi in termini di p_{me} e velocità media del pistone (u_p); rispetto a tali due parametri, sempre seguendo la teoria della similitudine, le curve isoconsumo specifico per le due cilindratae in esame sono le stesse, ma in tal caso i punti di funzionamento sul ciclo *WMTC* dei due motori (espressi stavolta in termini appunto di p_{me} ed u_p) si differenziano: il 125cc lavora complessivamente in zone a rendimento maggiore (p_{me} più alta ed u_p più bassa), invece il 250cc è più parzializzato e tende a lavorare in punti a maggiore consumo specifico.

Tale esempio, se pur molto semplificato, vuole solo chiarire quanto sopra espresso, ossia come salendo di cilindrata, a parità di campo di applicazione del motore, l'esigenza di migliorare il suo rendimento globale ai carichi parziali si fa ancora più sentire, ed un incremento del rapporto di compressione potrebbe comportare benefici in termini di riduzione del consumo di combustibile ancora più avvertibili.

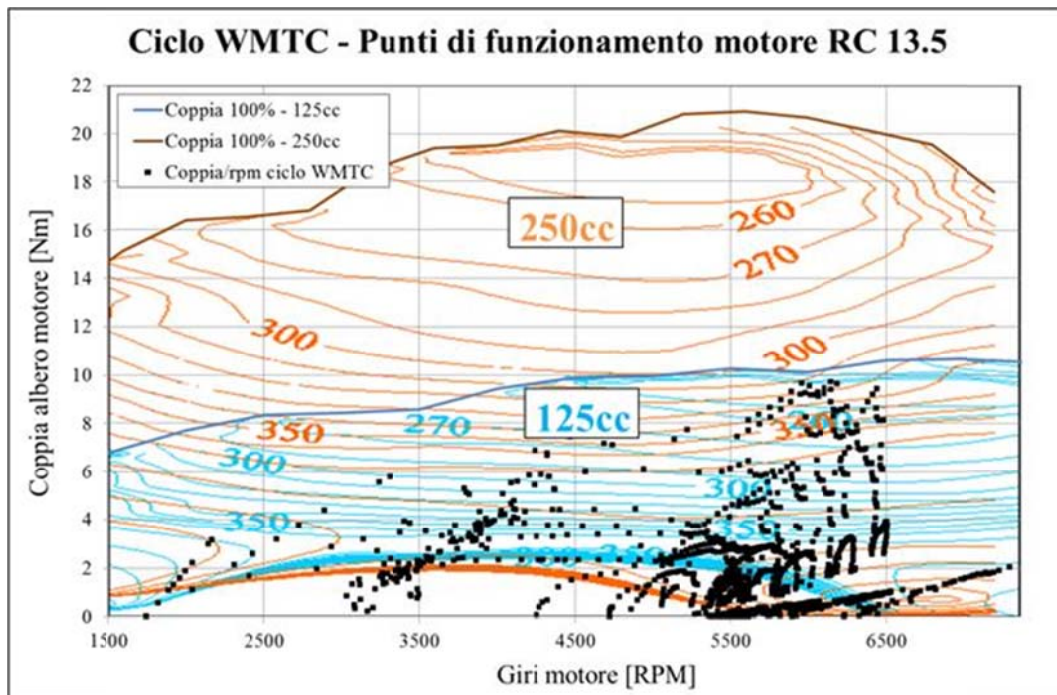


Figura 5.39 - Punti di funzionamento in termini di giri di rotazione e coppia erogata all'albero dove il motore si porta a lavorare lungo il ciclo di omologazione *WMTC* simulato con il modello veicolo; si riportano sovrapposte le curve isoconsumo specifico dei due motori di cilindrata 125cc e 250cc (derivato dal primo per similitudine); sono infine riportate le curve di coppia (sempre all'albero) di entrambi i motori in condizione di pieno carico

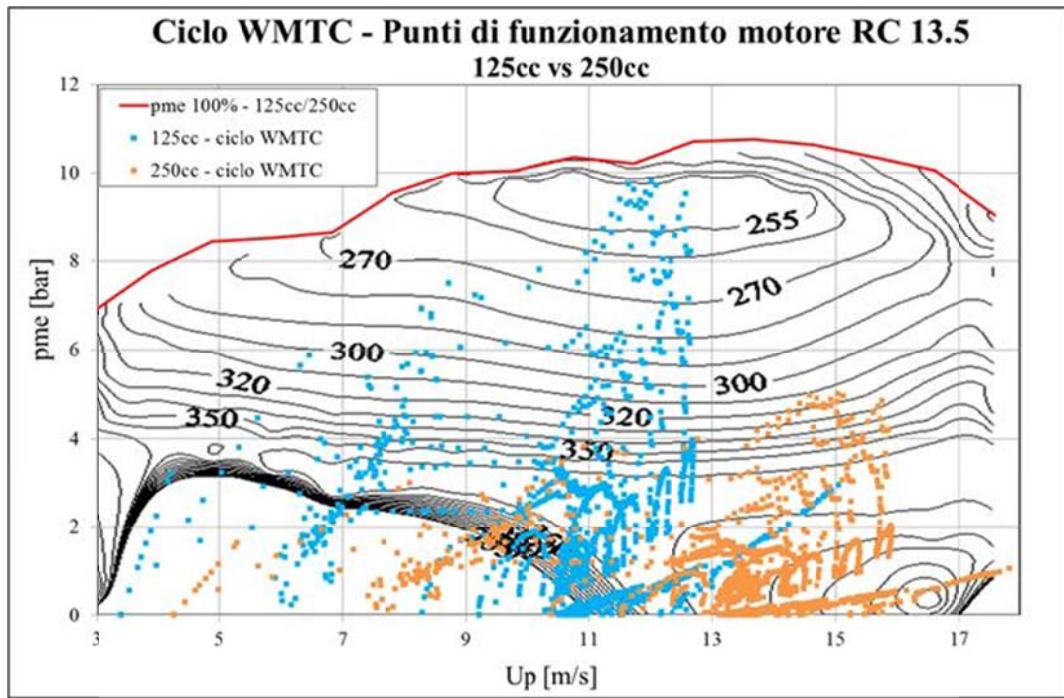


Figura 5.40 - Punti di funzionamento di ciascun motore (125cc e 250cc, derivato dal primo per similitudine) in termini di velocità media del pistone e pme all'albero lungo il ciclo di omologazione WMTC simulato con il modello veicolo; si riportano sovrapposte le curve isoconsumo specifico comuni ai due motori su un grafico u_p - pme ; è infine riportata la curva di pme (sempre all'albero) in condizione di pieno carico comune ai due motori derivati secondo la filosofia della similitudine

Infine si evidenzia l'intenzione a livello europeo e mondiale di introdurre limiti sempre più stringenti alle emissioni di CO_2 e quindi al consumo di combustibile; diretta conseguenza è quindi una maggiore spinta ad aumentare ulteriormente l'efficienza globale del motore soprattutto ai carichi parziali, eventualmente anche a scapito di contenute perdite di prestazioni massime.

Conclusioni

Il presente lavoro di tesi verte principalmente sulla ricerca di un'ottimizzazione del rendimento globale di motori per veicoli a due ruote, allo scopo di ridurre il consumo di combustibile e quindi le emissioni di CO₂ del veicolo stesso, soggetto a prove di omologazione e più in generale a cicli di funzionamento nell'utilizzo quotidiano che portano il propulsore a lavorare soprattutto a carico parziale.

In quest'ottica, nel corso della collaborazione del Dipartimento di Energetica di Firenze a tre progetti di ricerca (EUREKAONE, MID2R e MUSS) finanziati dal Ministero, è stato sviluppato un approccio numerico che permette di analizzare il comportamento del motore accoppiato al proprio veicolo, anziché assestante da quest'ultimo. In particolare il mezzo di trasporto considerato è uno scooter dotato di trasmissione automatica con variatore di velocità (CVT) e frizione centrifuga, le cui prestazioni sono simulate lungo un profilo velocità-tempo imposto, quale ad esempio il ciclo di omologazione unificato *WMTC (World Motorcycle Test Cycle)*.

Lo sviluppo del modello integrato motore-veicolo si è mosso su due fronti di modellazione, che hanno richiesto entrambi un'intensa campagna sperimentale portata avanti parallelamente a supporto della calibrazione e della validazione del suddetto approccio numerico. Da un lato è stato quindi costruito e tarato il modello monodimensionale del motore in esame (Piaggio 125cc 4T a benzina ad iniezione indiretta), realizzato facendo uso di due codici di calcolo commerciali, Wave® e GT-Suite®, largamente impiegati sia a livello universitario che industriale; dall'altro, in ambiente MatLab-Simulink®, è stato ulteriormente sviluppato, a partire da precedenti lavori sempre interni al Dipartimento, un modello capace di simulare il comportamento del veicolo sul quale è montato il motore stesso lungo profili missione assegnati.

Le misure sperimentali sul motore sono state svolte presso il laboratorio del Dipartimento di Energetica ed oltre alla strumentazione di base, è stato fatto ampio

utilizzo di sensori dinamici di pressione per caratterizzare il ciclo indicato, la combustione e gli effetti dinamici in aspirazione e scarico. Sono state inoltre rilevate temperature di fluido e parete, la portata d'aria aspirata dal motore, la portata di combustibile e le emissioni inquinanti sia pre che post catalizzatore. Infine sono state singolarmente caratterizzate sia le perdite organiche del solo gruppo termico sia quelle associate all'intera trasmissione dello scooter.

Il funzionamento del motore è stato indagato su tutto il suo campo di utilizzo, quindi non solo nella condizione di piena apertura della valvola a farfalla ma anche ai carichi parziali. Tutto questo perché l'obiettivo era quello di avere a disposizione un modello monodimensionale del motore tarato su tutto il suo campo di funzionamento, con il quale poter generare delle mappe "virtuali" del propulsore da sfruttare all'interno del modello dinamico del veicolo.

Quest'ultimo modello, zero-dimensionale, simula il comportamento di uno scooter dotato di variatore automatico di velocità e frizione centrifuga lungo un profilo velocità-tempo assegnato dall'utente; è in grado quindi di prevedere la coppia richiesta al motore ed il regime di rotazione dello stesso: in sostanza, ad ogni passo temporale della simulazione, viene determinato in modo univoco il punto di funzionamento del propulsore, e di conseguenza, avendo a disposizione le mappe simulate con il codice 1D, tutte le grandezze di interesse ad esso associate, quali ad esempio consumo ed emissioni inquinanti.

Si evidenzia che la messa a punto del modello costruito in ambiente Simulink® ha richiesto una modellazione particolarmente dettagliata in modo da garantirne un comportamento predittivo. I maggiori ostacoli sono legati al fatto che un profilo missione imposto, come ad esempio il ciclo di omologazione, prevede normalmente un ampio campo di velocità; a ciò si unisce che, trattandosi di uno scooter con variatore automatico di velocità (CVT), non è possibile poter conoscere a priori il numero di giri del motore nota esclusivamente la velocità del veicolo o viceversa; difatti con il CVT il rapporto di trasmissione è continuamente variabile (in maniera automatica) in base alle sue caratteristiche costruttive e alle svariate condizioni di funzionamento a cui è sottoposto lo scooter stesso.

Questo comporta di dover simulare correttamente il funzionamento dei vari componenti che nello scooter reale assolvono al compito di far variare il rapporto di trasmissione,

vale a dire la frizione centrifuga ed appunto il CVT (comprensivo dell'asservitore di coppia). Si fa notare che lo sviluppo raggiunto dal modello veicolo ha circoscritto i parametri di taratura al solo blocco di simulazione del variatore automatico di velocità ed inoltre nelle equazioni che governano la simulazione di questo componente sono stati esplicitati i parametri caratteristici del suo funzionamento, quali, ad esempio: peso e numero dei rullini sulla puleggia motrice, rigidità della molla di contrasto, inclinazione dell'asola che determina l'intensità dell'intervento dell'asservitore di coppia, ecc.; questo comporta la possibilità di valutare eventuali modifiche all'assetto del variatore senza la necessità di eseguire una calibrazione mirata alla nuova configurazione.

Tale strumento di calcolo presenta quindi molteplici applicazioni e fornisce un valido supporto per lo sviluppo motore e per la scelta del corretto accoppiamento con il veicolo, consentendo di prevederne in fase di progettazione prestazioni, quali ad esempio anche l'accelerazione massima, o consumi ed emissioni inquinanti lungo un qualunque profilo missione imposto. Il modello sviluppato permette quindi di poter intervenire con modifiche migliorative sulle caratteristiche del motore come anche su alcune caratteristiche del veicolo, rendendo molto ampio il campo di possibili strategie di ottimizzazione verificabili numericamente, con una conseguente riduzione del *time to market* e dei costi legati alla sperimentazione.

La validazione del modello veicolo è stata condotta a partire da dati sperimentali raccolti in Piaggio sia su banco a rulli lungo il ciclo di omologazione *WMTC* sia su strada con cicli di funzionamento a velocità costante, durante i quali sono stati rilevati i parametri relativi al comportamento dello scooter e del propulsore, con particolare attenzione al consumo di combustibile.

Difatti, la finalità ultima della presente attività di dottorato, era l'ottimizzazione del rendimento globale del motore allo scopo di ridurre il consumo di combustibile. Focalizzando l'attenzione sui carichi parziali, maggiormente sfruttati dal motore in esame nel corso delle prove di omologazione e più in generale nel suo intero arco di vita, l'ottimizzazione ha puntato a migliorare i singoli termini che compongono il rendimento globale del motore e quindi la qualità con cui la carica fresca viene da esso sfruttata.

In particolare, grazie ad un ampio utilizzo degli strumenti numerici messi a punto e calibrati nel corso dell'attività, si è mirato ad incrementare prima i rendimenti di pompaggio ed intrappolamento e poi il rendimento ideale.

Per quanto concerne i primi due, sfruttando anche l'ambiente di ottimizzazione ModeFRONTIER, all'interno del quale sono stati utilizzati sia il modello motore che il modello veicolo, si è lavorato sulla messa a punto dei profili di alzata delle valvole di aspirazione e scarico. I benefici ottenuti da questa prima ottimizzazione, se pur contenuti, tenuto anche conto dei ristretti margini di miglioramento offerti dalle variabili considerate, hanno evidenziato le potenzialità di tale approccio numerico che ha permesso di simulare con tempi relativamente brevi una vasta casistica di possibili configurazioni motore alternative alla versione originale, con risultati altrimenti difficili da individuare se non attraverso lunghe ed onerose prove sperimentali.

Il miglioramento invece del rendimento ideale passa attraverso un incremento del rapporto di compressione del motore, che nei motori ad accensione comandata in commercio è mantenuto normalmente al di sotto di 12 per tutelarsi dal fenomeno della detonazione e quindi da dannose sollecitazioni termo-meccaniche.

Ai carichi parziali, dato il complessivo abbassamento delle pressioni in gioco, il problema della detonazione non è però rilevante; l'associazione di un alto rapporto di compressione (per il motore in esame portato a 13.5) e di un'opportuna messa a punto degli anticipi di accensione, soprattutto nell'intorno del pieno carico (dove proprio per evitare la detonazione devono essere normalmente ridotti rispetto allo standard), comporta quindi quasi esclusivamente vantaggi, soprattutto in termini di consumo di combustibile, ma anche, nel presente caso, di prestazioni massime.

I risultati ed i benefici rilevati a calcolo in termini di consumo di combustibile e quindi anche di CO₂ emessa sul ciclo di omologazione WMTC (circa il 5% in meno rispetto alla configurazione originale di motore), sono poi stati verificati sperimentalmente a seguito della realizzazione di un primo prototipo, a cui con ogni probabilità seguirà, in casa Piaggio, l'industrializzazione del prodotto.

Si fa infine presente che l'attività di ricerca alla base di questa tesi di dottorato ha consentito la presentazione di un articolo il cui riferimento è riportato di seguito, e, nell'immediato futuro alla pubblicazione su rivista di un secondo elaborato, attualmente in fase di stesura, incentrato sui risultati finali della stessa.

“Simulazione del sistema motore-veicolo per la previsione e l’ottimizzazione dei consumi su un percorso urbano reale”, A. Bellissima, E. A. Carnevale, G. Ferrara, G. Vichi, L. Carmignani, S. Di Palma, 65° Congresso Nazionale ATI, 2010.

Appendice A

Apparato sperimentale

Banco prova

Al banco prova del *Dipartimento di Energetica "S. Stecco"* è installato un freno dinamometrico a correnti parassite (vedi Figura A 1 e Figura A 2). Il modello appartiene alla serie *FR 150* prodotta dalla ditta *A.P.I.COM S.r.l.* e le sue principali caratteristiche tecniche sono riassunte in Tabella A 1.

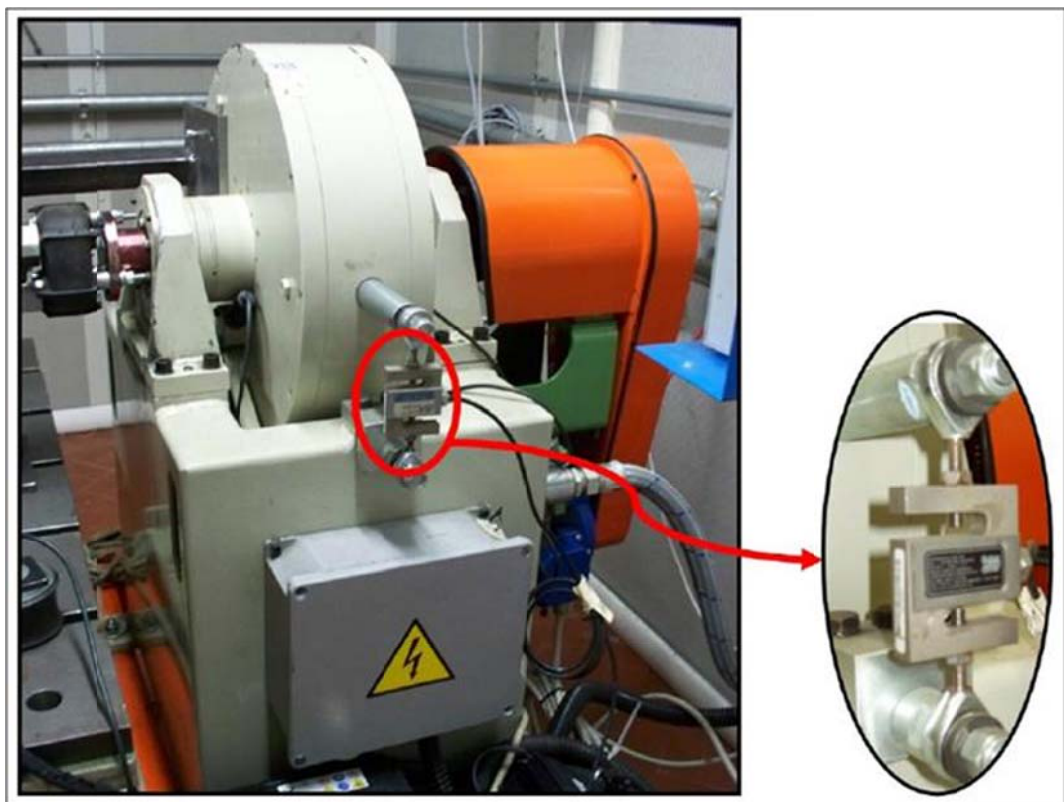


Figura A 1 - Freno dinamometrico *A.P.I.COM FR 150* con particolare della cella di carico

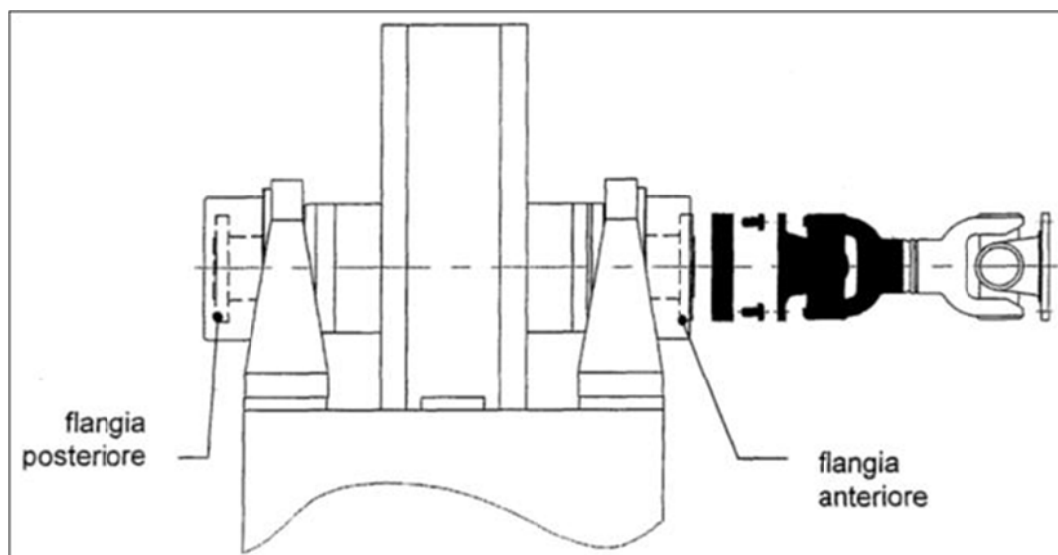


Figura A 2 – Disegno con vista laterale del banco freno dinamometrico a corrente parassite serie FR

Caratteristiche A.P.I.COM FR 150	
Potenza	150 CV
Coppia	450 Nm
Corrente massima	7 A
Giri massimi	12500 rpm
Momento di inerzia	0.05 Kg·m ²

Tabella A 1 - Caratteristiche tecniche del freno a correnti parassite A.P.I.COM FR 150

Il freno è alloggiato all'interno di una camera appositamente realizzata (Figura A 3) che, pur non essendo climatizzata, ha un elevato ricambio d'aria (circa 2 volte al minuto), tale da riuscire a garantire una certa omogeneità delle condizioni ambientali almeno per la durata di una o più prove consecutive.



Figura A 3 - Cella insonorizzata ad alto ricambio d'aria

Il freno a correnti parassite dissipa l'energia meccanica erogata dal motore in calore. Il raffreddamento dei dissipatori avviene mediante liquido refrigerante (nel presente caso acqua) prelevato da una cisterna, esterna alla sala prove, di elevata capacità (5 m^3). Il rotore, all'interno del corpo freno, ruota fra due camere di raffreddamento fissate al corpo freno stesso. Nelle camere di raffreddamento circola un campo magnetico generato da una bobina eccitata in corrente continua. La rotazione del rotore taglia le linee di forza del campo magnetico generando sullo strato superficiale delle camere di raffreddamento delle correnti parassite, i cui campi si oppongono alla rotazione del rotore stesso.

La coppia frenante è misurata da una cella di carico, collegata al corpo freno (dettaglio in Figura A 1). Il momento torcente frenato viene indicato sotto forma di forza in rapporto a un determinato braccio di leva (Figura A 4).

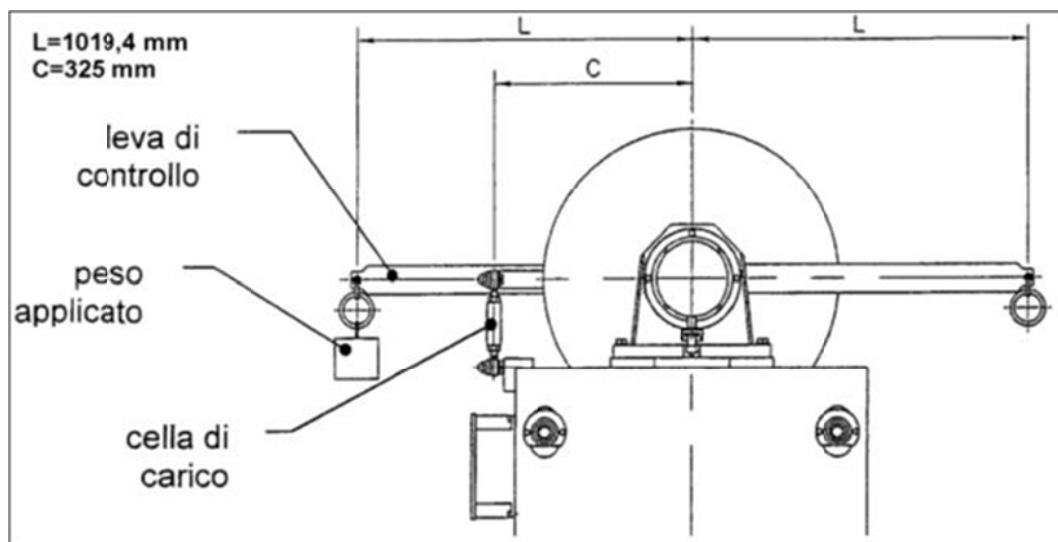


Figura A 4 - Vista frontale del banco freno dinamometrico a corrente parassite serie FR, con layout degli elementi di taratura

Per il calcolo della potenza è necessario acquisire il numero di giri al minuto all'asse freno; a tale scopo si utilizza una ruota dentata posta all'estremità dell'albero stesso e un sensore magnetico di impulsi: gli impulsi vengono trasformati in una tensione proporzionale al numero di giri; tale tensione viene impiegata sia per l'indicazione del numero di giri sia per la regolazione della velocità.

Il collegamento al giunto di trasmissione viene effettuato sulla flangia anteriore. Le celle di carico estensimetriche sono costituite da una custodia metallica di protezione a tenuta stagna che racchiude l'elemento di misura. All'elemento di misura sono applicati gli estensimetri a resistenza che formano elettricamente un ponte di Wheatstone. La forza esterna da misurare deforma leggermente l'elemento di misura, provocando la variazione di resistenza degli estensimetri ad essi applicati. La variazione di resistenza è direttamente proporzionale alla forza applicata; questa variazione è amplificata dal ponte di Wheatstone [Bray A., Vicentini V.]. Alcuni resistori di correzione e compensazione mantengono entro stretti limiti l'influenza della temperatura sul circuito della cella di carico.

Sul diagramma del freno (Figura A 5) sono rappresentate potenza e coppia con due distinte scale logaritmiche in funzione della velocità di rotazione espressa in giri al minuto. A seconda della potenza e coppia massima del banco, ciascuna relativa curva è suddivisibile in 5 segmenti; ciascuno dei quali viene utilizzato per determinare, in

corrispondenza di una data velocità di rotazione, una diversa informazione. Di seguito sono riportate le tipologie di dato ricavabili dal diagramma:

- Potenza massima frenabile dal dinamometro a basso numero di giri (massima corrente di eccitazione del freno);
- Coppia massima limite determinata dalla massima coppia frenabile dal dinamometro;
- Potenza nominale, cioè la massima potenza alla quale può essere utilizzato il dinamometro; il limite è determinato dalla massima capacità di dissipazione termica possibile (il superamento del limite provoca danneggiamenti alla macchina);
- Velocità massima: limite determinato dai cuscinetti di rotolamento e centrifugazione delle masse rotanti;
- Potenza senza carico: è l'assorbimento minimo di potenza del dinamometro necessaria a vincere gli attriti interni al dinamometro stesso (corrente di eccitazione nulla).

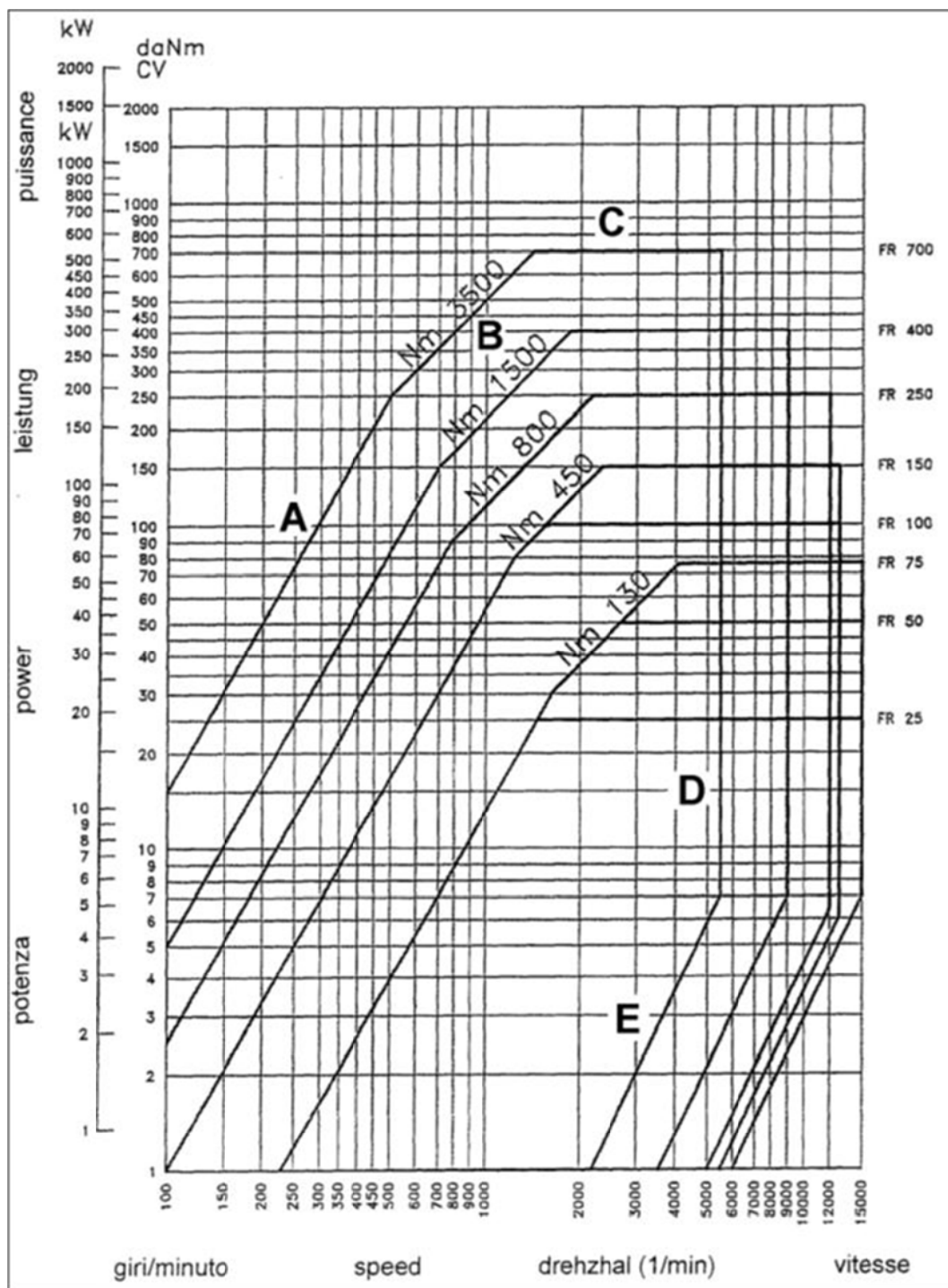


Figura A 5 - Diagramma di potenza del banco prova serie FR; la curva relativa al banco utilizzato dal Dipartimento di Energetica "S. Stecco" è quella relativa a coppia massima pari a 450 Nm e potenza massima di 150 CV

Sensoristica

Misure di pressione:

I sensori di pressione utilizzati sono di tipo dinamico, ad alta risposta in frequenza. Per i condotti di aspirazione e di scarico sono stati usati sensori di tipo piezoresistivo, mentre la misura di pressione nel cilindro è stata fatta con un sensore piezoelettrico affacciato in camera di combustione.

Per una trattazione completa sul funzionamento e sulle caratteristiche di queste due tipologie di sensori si rimanda a [Kurtz A.D., *et al.*]. Nel presente lavoro di tesi ci limitiamo a fornire solo le caratteristiche essenziali.

I sensori di tipo piezoelettrico sfruttano la proprietà che hanno alcuni particolari materiali di generare uno spostamento di cariche, se sollecitati da un'azione esterna. Se però questa forza è costante, il cristallo non restituisce alcun segnale; perciò questi sensori sono adatti solo a misurazioni dinamiche di pressione. Quando, invece, sono necessarie anche misurazione statiche, si deve ricorrere ai sensori piezoresistivi, il cui principio di funzionamento si basa sulla variazione di resistenza elettrica di un estensimetro a semiconduttore sottoposto ad una forza esterna; sono in grado di conservare l'informazione sul valore medio del segnale, e fornire quindi il valore di pressione assoluta.

Si riportano in Figura A 6 i tre tipi di sensori utilizzati e in Tabella A 2 le loro caratteristiche principali.



Figura A 6 - In ordine da sinistra verso destra: ETL-173-190M, WCT-312 e GR14D. Si fa notare che il modello WCT-312, utilizzato allo scarico, prevede un sistema di raffreddamento ad aria forzata

Condotto di aspirazione	Kulite ETL-173-190M-2BAR	
	Pressione massima:	2 bar
	Campo di temperatura:	0 – 200°C
Collettore di scarico	Kulite WCT-312	
	Pressione massima:	1.7 bar
	Campo di temperatura:	24 – 704°C
Camera di combustione	AVL GR14D	
	Pressione massima:	250 bar
	Frequenza naturale:	115 kHz
	Temperatura massima:	400°C
	Compensazione delle vibrazioni in senso assiale	

Tabella A 2 - Caratteristiche principali dei sensori di pressione utilizzati durante le prove sperimentali

Per la misura della pressione all'interno della camera di combustione, si è fatto uso durante alcune sessioni di prova, anche come termine di confronto, di una candela strumentata (Tabella A 3 e Figura A 7).

Camera di combustione	AVL ZI21 U3CPRT	
	Pressione massima:	200 bar
	Temperatura massima:	400°C

Tabella A 3 – Caratteristiche principali della candela strumentata



Figura A 7 – Candela strumentata AVL ZI21 U3CPRT

Misure di temperatura:

I sensori di temperatura sono termocoppie standard di tipo K e J, a seconda del punto di applicazione. Sono state utilizzate per la misura della temperatura dei gas combusti lungo la linea di scarico ed aspirazione.

- *Tipo K (Chromel (Ni-Cr) (+)/Alumel (Ni-Al) (-))*: sono termocoppie di uso generale, economiche e disponibili in una grande varietà di formati; il loro intervallo di misura va da -200 °C a 1260 °C, la sensibilità è di circa 41 $\mu\text{V}/^\circ\text{C}$;
- *Tipo J (Ferro (+)/Costantana (Cu-Ni) (-))*: il loro intervallo di misura va da -40 °C a 750 °C; le termocoppie tipo J sono caratterizzate da un basso costo ed una notevole sensibilità (51,7 $\mu\text{V}/^\circ\text{C}$), ma non possono essere utilizzate sopra i 760 °C a causa di una transizione magnetica che fa perdere loro la calibrazione.

Appendice B

Funzioni scritte in MatLab® utilizzate dal modello veicolo

Il presente elaborato si fonda sull'interazione tra diversi programmi allo scopo di studiare nel modo più completo possibile il comportamento del veicolo e cercare di ottimizzarne il funzionamento. Innanzitutto devono interagire tra loro entrambi i codici monodimensionali utilizzati nel corso dell'attività di ricerca (Wave® e GT-Suite®) con MatLab-Simulink®: i primi generano in automatico un file di testo (rispettivamente *.sum e *.rlt) che contiene tutti i risultati della simulazione, ordinati in righe e colonne secondo il criterio *nome_variabile* → *valore*. Sfruttando le funzioni *genmaps_Wave.m* e *genmaps_GT.m* si riesce a leggere i files di output di Wave® e GT-Suite® e a generare, a partire da questi, le mappe motore al variare del regime e del grado di parzializzazione. Tali mappe sono poi sfruttate dal modello dinamico in ambiente Simulink® per valutare i parametri motore, quali consumi ed emissioni, lungo un profilo di velocità imposto. Le funzioni *genmaps_Wave.m* e *genmaps_GT.m* sono riportate di seguito.

genmaps_Wave.m

```
function [map]=genmaps_Wave(nomeFile)
% Genera le mappe motore a partire dal file .sum di Wave. In
% particolare crea un dato di tipo struct che contiene tanti campi
% quanti sono i dati richiesti, oltre ad un array con gli RPM,
% uno con l'angolo di apertura farfalla ed un array
% di celle con i nomi delle variabili.
%
%   USO: map = genmaps_Wave('nomefile.sum')
%
% Dipende da:
%   contacasi_Wave.m
%   findvalue_Wave.m
%   riordina_Wave.m
```

```

%IMPORTANTE:
%Inserire:
%"sort=1" se il modello wave è stato costruito con i casi ad RPM
crescenti;
%"sort=0" se il modello wave è stato costruito con i casi ad RPM
decescenti.
%Se il modello wave è stato costruito con i casi ad RPM "crescenti",
%dopo la creazione del "map" con "genmaps_Wave.m",
%lanciare il file "inversioneRPM.m" per invertire l'ordine
%dei regimi nel "map.RPM".

% ATTENZIONE!! LASCIARE SEMPRE PER ULTIMO IL 'FARF' (se presente) E PER
% PRIMO IL 'TORQSI' (o comunque una COPPIA MOTRICE)
% Eliminare il simbolo % davanti alle variabili di output di wave che si
% vuole inserire nel map.
names = {
'TORQSI'
'FUELH'
'FUEKGH'
'GMNO2'
'GMHC'
'GMCO'
'PPMNO'
'PPMHC'
'PPMCO'
'FARF'
};

sort=1; % ATTENZIONE!! % 0 rpm decrescente, 1 rpm crescente
N=contacasi_Wave(nomeFile,'N',sort);
FARF=contacasi_Wave(nomeFile,'FARF',sort);

% bhp=findvalue_Wave('nomefile.sum','BHP');

map.RPM=N;

for i=1:length(names)
    eval(['var_tmp = findvalue_Wave(nomeFile, '' char(names(i)) '');'])
    if length(var_tmp)==length(N)*length(FARF);
        eval(['char(names(i)) ' =
(reshape(var_tmp,length(FARF),length(N)))'';'])
            eval(['char(names(i)) ' = riordina_Wave(' char(names(i))
','horiz',sort);'])
            eval(['disp('' char(names(i)) '... OK!');'])
            eval(['map.' char(names(i)) '=' char(names(i)) ';'])
            eval(['map.names{i}='' char(names(i)) '';'])
        else
            eval(['disp('' char(names(i)) '... not found or error!!!');'])
        end
        clear var_tmp
    end
end

```

genmaps_GT.m

```

function [map]=genmaps_GT(nomeFile)
% Genera le mappe motore a partire dal file .rlt di GT-Power. In
% particolare crea un dato di tipo struct che contiene tanti campi
% quanti sono i dati richiesti, oltre ad un array con gli RPM,
% uno con l'angolo di apertura farfalla ed un array
% di celle con i nomi delle variabili.
%
% USO: map = genmaps_GT('nomefile.rlt')
%
% Dipende da:
%   contacasi_GT.m
%   findvalue_GT.m
%   riordina_GT.m

%IMPORTANTE:
%Inserire:
%"sort=1" se il modello gt è stato costruito con i casi ad RPM
crescenti;
%"sort=0" se il modello gt è stato costruito con i casi ad RPM
decescenti.
%Se il modello gt è stato costruito con i casi ad RPM "crescenti",
%dopo la creazione del "map" con "genmaps_GT.m",
%lanciare il file "inversioneRPM_GT.m" per invertire l'ordine
%dei regimi nel "map.RPM".

% ATTENZIONE!! LASCIARE SEMPRE PER ULTIMO IL 'farf' (se presente) E PER
% PRIMO IL 'btq' (o comunque una COPPIA MOTRICE)
% Eliminare il simbolo % davanti alle variabili di output di wave che si
% vuole inserire nel map.
names = {
'btq'           % torque in Nm
'output1'      % fuel in liter/hr
'fueltot'      % fuel in kg/hr
'ppmnoxeng'
'ppmHCeng'
'ppmCOeng'
'farf'
};

sort=1; % ATTENZIONE!! % 0 rpm decrescente, 1 rpm crescente
N=contacasi_GT(nomeFile,'n',sort);
FARF=contacasi_GT(nomeFile,'farf',sort);

% btq=findvalue_GT('nomefile.rlt','btq');

map.RPM=N;

for i=1:length(names)
    eval(['var_tmp = findvalue_GT(nomeFile,'' char(names(i)) '');'])
    if length(var_tmp)==length(N)*length(FARF);
        eval(['char(names(i)) ' =
(reshape(var_tmp,length(FARF),length(N)))'';'])
        eval(['char(names(i)) ' = riordina_GT(' char(names(i))
','horiz'',sort);'])
        eval(['disp('' char(names(i)) ... OK!'');'])
        eval(['map.' char(names(i)) '=' char(names(i)) ';'])
        eval(['map.names{i}=' char(names(i)) '';'])
    else

```

```

        eval(['disp('' char(names(i)) '... not found or error!!!');'])
    end
    clear var_tmp
end

```

Le due suddette funzioni fanno entrambe tre cose:

- Contano e memorizzano i valori di rpm per i quali esiste un “case” di Wave® e GT-Suite® definito per numero di giri motore [n] e carico [m], ossia angolo apertura farfalla;
- Ripetono un ciclo per ogni nome che trovano nella variabile names, ossia trovano tutti i valori calcolati per quel “nome”, ponendoli in forma matriciale [n × m];
- Se necessario riordinano la matrice calcolata ponendo gli rpm crescenti; difatti nei file **.sum* e **rt* i risultati sono ordinati secondo l’impostazione dell’utente, ma il modello Simulink® necessita di una matrice ordinata sempre nello stesso modo.

Entrambe le funzioni *genmaps_Wave.m* e *genmaps_GT.m* sfruttano e richiamano in automatico per ognuno dei sopracitati obiettivi tre specifiche funzioni, riportate di seguito.

contacasi_Wave.m

```

% Cerca le occorrenze di una variabile nel file .sum e la mette
% in un array. Utilizzata per trovare N e FARF nella function
% genmaps_Wave.m.

```

```

function [x1] = contacasi_Wave(file,name,sort)

```

```

% controlla l'esistenza del file
if exist(file)~=2
    error(['Il file dei risultati "',file,'" non esiste'])
end

```

```

% apre il file e inizializza le variabili
fid=fopen(file);
i=2;
line='iniz';

```

```

while 1==1;
    %Legge il file una riga per volta
    line=fgetl(fid);
    if line==-1;
        break
    end

```

```

% %verifica se la riga contiene la grandezza cercata

```



```
% if size(strfind(line,name))~=0

%estrae il valore cercato e lo converte in numero
num=regexprep(line,['^(' ,name,'|.*\s',name,')=\s*'], '');
num=regexprep(num,'\s.*', '');
num=str2num(num);

if ~isempty(num) % equivalente a: if length(num)~=0
    % inizializza x1 al primo ciclo
    if exist('x1')~=1
        x1=num;
    else
        if sort==0
            if num>x1(i-1)
                break
            end
            %assegna il valore all'i-esima componente di value
            if num<x1(i-1)
                x1(1,i)=num;
                i=i+1;
            end
        else
            if num<x1(i-1)
                break
            end
            %assegna il valore all'i-esima componente di value
            if num>x1(i-1)
                x1(1,i)=num;
                i=i+1;
            end
        end
    end
end
end
end
x1=x1(1:length(x1));
```

contacasi_GT.m

```
% Cerca le occorrenze di una variabile nel file .rlt e la mette
% in un array. Utilizzata per trovare n e farf nella function
% genmaps_GT.m.
```

```
function [x1] = contacasi_GT(file,name,sort)
```

```
% controlla l'esistenza del file
if exist(file)~=2
    error(['Il file dei risultati "',file,'" non esiste'])
end
```

```
% apre il file e inizializza le variabili
fid=fopen(file);
i=2;
line='iniz';
```

```
while 1==1;
    %Legge il file una riga per volta
    line=fgetl(fid);
    if line==-1;
```

```

        break
    end

    %   %verifica se la riga contiene la grandezza cercata
    %   if size(strfind(line,name))~=0

        %estrae il valore cercato e lo converte in numero

        num=regexprep(line, [" .*", "(" ,name, '\+|' ,name, ')', .* ,'], '',
'preservecase');
        num=str2num(num);

        if ~isempty(num) % equivalente a: if length(num)~=0
            % inizializza x1 al primo ciclo
            if exist('x1')~=1
                x1=num;
            else
                if sort==0
                    if num>x1(i-1)
                        break
                    end
                    %assegna il valore all'i-esima componente di value
                    if num<x1(i-1)
                        x1(1,i)=num;
                        i=i+1;
                    end
                else
                    if num<x1(i-1)
                        break
                    end
                    %assegna il valore all'i-esima componente di value
                    if num>x1(i-1)
                        x1(1,i)=num;
                        i=i+1;
                    end
                end
            end
        end
    end
end
%   end
end
x1=x1(1:length(x1));

```

findvalue_Wave.m

```

% USO:
output=findvalue_Wave('nome_file.sum','nome_Wave_della_grandezza');
%
% Trova tutte le occorrenze di una variabile nel file .sum e
% le mette tutte in file in un array. Vengono riordinate in forma
% di matrice nella function genmaps_Wave.m

function [x1] = findvalue_Wave(file,name)

% controlla l'esistenza del file
if exist(file)~=2
    error(['Il file dei risultati "',file,'" non esiste'])
end

```

```
% apre il file e inizializza le variabili
fid=fopen(file);
i=1;
line='iniz';

xl=NaN;
while l==1;
    %Legge il file una riga per volta
    line=fgetl(fid);
    if line==-1;
        break
    end

    %verifica se la riga contiene la grandezza cercata
    if size(strfind(line,name))~=0

        %estrae il valore cercato e lo converte in numero
        num=regexprep(line,['^(' ,name,'|'.*\s',name,')(%1?)?=\s*'],'');
        num=regexprep(num,'\s.*','');
        num=str2num(num);

        %assegna il valore all'i-esima componente di value
        if size(num)~=0
            xl(1,i)=num;
            i=i+1;
        end
    end
end
```

findvalue_GT.m

```
% USO: output=findvalue_GT('nome_file.rlt','nome_GT_della_grandezza');
%
% Trova tutte le occorrenze di una variabile nel file .rlt e
% le mette tutte in file in un array. Vengono riordinate in forma
% di matrice nella function genmaps_GT.m

function [xl] = findvalue_GT(file,name)

% controlla l'esistenza del file
if exist(file)~=2
    error(['Il file dei risultati "',file,'" non esiste'])
end

% apre il file e inizializza le variabili
fid=fopen(file);
i=1;
line='iniz';

xl=NaN;
while l==1;
    %Legge il file una riga per volta
    line=fgetl(fid);
    if line==-1;
        break
    end

    %verifica se la riga contiene la grandezza cercata
```

```

if size(strfind(line,name))~=0

    %estrae il valore cercato e lo converte in numero

    num=regexprep(line, ['"'.*"', '(' ,name, '\\+| ',name, ')', '.*', ']', '',
'preserveCase');
    num=str2num(num);

    %assegna il valore all'i-esima componente di value
    if size(num)~=0
        x1(1,i)=num;
        i=i+1;
    end
end
end
end

```

riordina_Wave.m

```

% Riordina una matrice dal basso verso l'alto o
% da sinistra a destra. E' utilizzato dalla funzione 'genmaps_Wave.m'
% e serve a ordinare i dati in forma corretta indipendentemente
% dall'ordinamento (crescente o decrescente) dei regimi di giri
% nella simulazione Wave.
%
% USO:
%     out = riordina_Wave(in,('vert'|'oriz'))
%
% Usare vert per verticale e oriz per orizzontale

function [out] = riordina_Wave(in,verso,sort)
if sort==0
    switch lower(verso)
    case {'vert'}
        [h,w]=size(in);
        for i=1:h
            out(i,:) = in((h+1)-i,:);
        end
    case {'oriz','horiz'}
        [h,w]=size(in);
        for i=1:w
            out(:,i) = in(:,(w+1)-i);
        end
    otherwise
        error('Devi specificare il lato di inversione
(''vert''|''oriz'')')
    end
else
    switch lower(verso)
    case {'vert'}
        [h,w]=size(in);
        for i=1:w
            out(:,i) = in(:,(w+1)-i);
        end
    case {'oriz','horiz'}
        [h,w]=size(in);
        for i=1:h
            out(i,:) = in((h+1)-i,:);
        end
    otherwise

```

```
        error('Devi specificare il lato di inversione
('vert'|'oriz'))
    end
end
```

riordina_GT.m

```
% Riordina una matrice dal basso verso l'alto o
% da sinistra a destra. E' utilizzato dalla funzione 'genmaps_GT.m'
% e serve a ordinare i dati in forma corretta indipendentemente
% dall'ordinamento (crescente o decrescente) dei regimi di giri
% nella simulazione GT-Power.
%
% USO:
%     out = riordina_GT(in,('vert'|'oriz'))
%
% Usare vert per verticale e oriz per orizzontale

function [out] = riordina_GT(in,verso,sort)
if sort==0
    switch lower(verso)
    case {'vert'}
        [h,w]=size(in);
        for i=1:h
            out(i,:) = in((h+1)-i,:);
        end
    case {'oriz','horiz'}
        [h,w]=size(in);
        for i=1:w
            out(:,i) = in(:,(w+1)-i);
        end
    otherwise
        error('Devi specificare il lato di inversione
('vert'|'oriz'))
    end
else
    switch lower(verso)
    case {'vert'}
        [h,w]=size(in);
        for i=1:w
            out(:,i) = in(:,(w+1)-i);
        end
    case {'oriz','horiz'}
        [h,w]=size(in);
        for i=1:h
            out(i,:) = in((h+1)-i,:);
        end
    otherwise
        error('Devi specificare il lato di inversione
('vert'|'oriz'))
    end
end
end
```

È necessario poi richiamare separatamente una quarta funzione per riordinare eventualmente l'array degli rpm dal valore più grande a quello più piccolo.

inversioneRPM.m

```
map.RPM=sort(map.RPM, 'descend');
```

Per leggere e sfruttare correttamente la mappa motore nel modello Simulink® del veicolo si sfrutta poi il blocco *S-function* (nello specifico chiamato *maps*), con il quale Simulink® richiama automaticamente, quando necessario, una specifica funzione di MatLab® durante la simulazione. Tale blocco apre all'interno del *workspace* la matrice *map*, contenente tutti i parametri operativi del motore, e tramite la funzione *maps_Wave.m*, nel caso si utilizzino mappe motore generate da Wave®, o *maps_GT.m*, per GT-Suite®, richiamata appunto dal blocco *S-function*, determina il punto di funzionamento del motore, noto il suo regime di rotazione e la coppia motrice richiesta, calcolati tutti e due dal modello veicolo (entrambi limitati dai valori massimi e minimi caratteristici dello scooter in esame), e restituisce i corrispondenti parametri richiesti (come ad esempio, consumi, emissioni e quant'altro).

maps_Wave.m

```
% N.B.(1): nel "map" è importante avere la matrice di COPPIA (ad
esempio
% TORQSI) per prima, ossia nel "names" la COPPIA (ad esempio TORQSI)
per
% prima
% N.B.(2): nel caso la mappa di COPPIA non si chiami TORQSI, due
strade:
% a) Modificare il nome della mappa di COPPIA e assegnargli TORQSI;
% b) Sostituire nel presente file "maps_Wave.m" il nome TORQSI con il
nome
% assegnato alla mappa di COPPIA in esame

function [sys,x0,str,ts]=maps_Wave(t,x,u,flag,map)

switch flag,

% Initialization %
case 0
    [sys,x0,str,ts]=mdlInitializeSizes(map);

% Outputs %
case 3
    sys=mdlOutputs(t,x,u,map);
```

```
% Unhandled flags
case {1,2,4,9}
    sys=[];

% Unexpected flags %
otherwise
    error(['Unhandled flag = ',num2str(flag)]);

end

% end maps_Wave
%
function [sys,x0,str,ts]=mdlInitializeSizes(map)

sizes = simsizes;

sizes.NumContStates = 0;
sizes.NumDiscStates = 0;
sizes.NumOutputs     = length(map.names);
sizes.NumInputs      = 2;
sizes.DirFeedthrough = 1;
sizes.NumSampleTimes = 1;

sys = simsizes(sizes);

x0 = [];
str = [];
ts = [0 0];

% end mdlInitializeSizes
%
% =====
% Da qui in poi la funzione vera e propria
% =====

function sys=mdlOutputs(t,x,u,map)

% PRIMA INDIVIDUA NELLA MATRICE 'map' LA RIGA, OSSIA IL REGIME DI
ROTAZIONE DEL MOTORE [noto u(2)]

n=map.RPM;
% Se la velocita' calcolata [u(2)] e' superiore a quella limite
% impone la velocita' max
if u(2)>max(n)
%     error(['SPEED TOO HIGH: ',num2str(u(2)),'rpm!!'])
    rpm = max(n);
elseif u(2)<min(n)
% Se la velocita' calcolata [u(2)] e' inferiore a quella limite
% impone la velocita' min
    rpm = min(n);
else
    rpm = u(2);
end

% POI CREA IL VETTORE T PER OGNI VARIABILE DEL 'map' CORRISPONDENTE AL
SUDDETTO REGIME DI ROTAZIONE DEL MOTORE

% Cerca un valore di n=u(2), se lo trova prende il vettore
```

```

% della corrispondente riga e lo assegna a T

ind=find(abs(n-rpm)<10, 1); % equivalente a: ind=find(abs(n-rpm)<10);
if ~isempty(ind) % if length(ind)~=0 % (dove:
~=0 sta per diverso da 0)
    for i=1:length(map.names)
        eval([char(map.names(i)) '_n=map.' char(map.names(i))
'(ind,:);']) % ad esempio: TORQSI_n=map.TORQSI(ind,:); N.B.: char:
elementi di testo

% eval: assegna il nome
al vettore e esegue l'operazione
    end

% In caso contrario interpola tra i valori di n più vicini e
% genera un nuovo vettore T

else
    gi=find(n>=rpm-250&n<=rpm+250); % 250: discretizzazione rpm minima
Wave
    if length(gi)==2
        n_tmp=n(gi);
        frac=(u(2)-n_tmp(1))/(n_tmp(2)-n_tmp(1)); % frac: fattore
correttivo per l'interpolazione dei dati
        for i=1:length(map.names)
            eval(['var_tmp=map.' char(map.names(i)) '(gi,:);']) % ad
esempio: var_tmp=map.TORQSI(gi,:);
            eval([char(map.names(i)) '_n = var_tmp(1,:)+(var_tmp(2,:)-
var_tmp(1,:))*frac;']) % Operazione di interpolazione

% ad esempio: TORQSI_n = var_tmp(1,:)+(var_tmp(2,:)-var_tmp(1,:))*frac;
            end
        else
            ki=find(n>=rpm-250&n<=rpm+500);
            if length(ki)==2
                n_tmp=n(ki);
                frac=(u(2)-n_tmp(1))/(n_tmp(2)-n_tmp(1));
                for i=1:length(map.names)
                    eval(['var_tmp=map.' char(map.names(i)) '(ki,:);'])
                    eval([char(map.names(i)) '_n =
var_tmp(1,:)+(var_tmp(2,:)-var_tmp(1,:))*frac;'])
                end
            else
                qi=find(n>=rpm-500&n<=rpm+250);
                if length(qi)==2
                    n_tmp=n(qi);
                    frac=(u(2)-n_tmp(1))/(n_tmp(2)-n_tmp(1));
                    for i=1:length(map.names)
                        eval(['var_tmp=map.' char(map.names(i)) '(qi,:);'])
                        eval([char(map.names(i)) '_n =
var_tmp(1,:)+(var_tmp(2,:)-var_tmp(1,:))*frac;'])
                    end
                else
                    ri=find(n>=rpm-500&n<=rpm+500);
                    if length(ri)==2
                        n_tmp=n(ri);
                        frac=(u(2)-n_tmp(1))/(n_tmp(2)-n_tmp(1));
                        for i=1:length(map.names)
                            eval(['var_tmp=map.' char(map.names(i))
'(ri,:);'])

```



```

                eval([char(map.names(i)) '_n =
var_tmp(1,:)+(var_tmp(2,:)-var_tmp(1,:))*frac;'])
            end
        else
            wi=find(n>=rpm-1000&n<=rpm+500);
            if length(wi)==2
                n_tmp=n(wi);
                frac=(u(2)-n_tmp(1))/(n_tmp(2)-n_tmp(1));
                for i=1:length(map.names)
                    eval(['var_tmp=map.' char(map.names(i))
'(wi,:);'])
                        eval([char(map.names(i)) '_n =
var_tmp(1,:)+(var_tmp(2,:)-var_tmp(1,:))*frac;'])
                    end
                else
                    zi=find(n>=rpm-500&n<=rpm+1000);
                    if length(zi)==2
                        n_tmp=n(zi);
                        frac=(u(2)-n_tmp(1))/(n_tmp(2)-n_tmp(1));
                        for i=1:length(map.names)
                            eval(['var_tmp=map.' char(map.names(i))
'(zi,:);'])
                                eval([char(map.names(i)) '_n =
var_tmp(1,:)+(var_tmp(2,:)-var_tmp(1,:))*frac;'])
                            end
                        else
                            ti=find(n>=rpm-1000&n<=rpm+1000);    % 1000:
discretizzazione rpm massima Wave    % Meglio di: ti= n>=rpm-
1000&n<=rpm+1000;
                            n_tmp=n(ti);
                            frac=(u(2)-n_tmp(1))/(n_tmp(2)-n_tmp(1));
                            for i=1:length(map.names)
                                eval(['var_tmp=map.' char(map.names(i))
'(ti,:);'])
                                    eval([char(map.names(i)) '_n =
var_tmp(1,:)+(var_tmp(2,:)-var_tmp(1,:))*frac;'])
                                end
                            end
                        end
                    end
                end
            end
        end
    end
end
end
end

% INFINE ALL'INTERNO DEL VETTORE T CREATO INDIVIDUA L'ESATTO PUNTO DI
FUNZIONAMENTO DEL MOTORE [noto u(1)]

% La coppia in uscita viene limitata superiormente dal massimo
% valore del vettore T e inferiormente dal minimo valore del vettore T

TollT=0.2;    % TollT è una tolleranza assegnata alla coppia motrice
nell'intorno di 0, per evitare problemi di interpolazione nella
condizione di "minimo"

if u(1)>=max(TORQSI_n)

    [sys(1) indmax_TORQSI_n]=max(TORQSI_n); % Funzione che trova il
massimo di TORQSI_n, lo assegna a sys(1) (uscita coppia) e individua
l'indice di tale massimo
```

```

    for i=2:length(map.names)
        eval(['sys(i) = ' char(map.names(i)) '_n(indmax_TORQSI_n);'])
    end
elseif u(1)<=min(TORQSI_n)

%    TollT=0.2; % Riga in eccesso (ridondante)

    [minTORQSI indmin_TORQSI_n]=min(TORQSI_n); % Funzione che trova il
    minimo di TORQSI_n e individua l'indice di tale minimo

    if minTORQSI>=-TollT&&minTORQSI<=+TollT % Se nella condizione di
    minimo si è nell'intorno di 0 (con tolleranza +-TollT)
        minTORQSI=0; % assegna 0 alla coppia
    else
%        minTORQSI=min(TORQSI_n); % Riga in eccesso (ridondante)
    end
    sys(1) = minTORQSI;

    for i=2:length(map.names)
        eval(['sys(i) = ' char(map.names(i)) '_n(indmin_TORQSI_n);'])
    end
else
    [min_diff,ind_tmp]=min(abs(TORQSI_n - u(1))); % N.B.: crea il
    vettore minima differenza: ["min_diff" è la differenza minima tra il
    vettore T e u(1),
                                %
    "ind_tmp" rappresenta la posizione nel vettore T della minima
    differenza]
    if TORQSI_n(ind_tmp)<u(1); % TORQSI_n(ind_tmp):
    è il valore nel vettore TORQSI_n (vettore T) con la minima differenza
    rispetto a u(1)
        index = [ind_tmp ind_tmp+1]; % index: vettore
    contenente il valore di T con la minima differenza rispetto a u(1) e il
    successivo o il precedente
    else
        index = [ind_tmp-1 ind_tmp];
    end
    torq_tmp=TORQSI_n(index);
    frac=(u(1)-torq_tmp(1))/(torq_tmp(2)-torq_tmp(1));

%    TollT=0.2; % Riga in eccesso (ridondante)

    for i=1:length(map.names)
        eval(['var_tmp=' char(map.names(i)) '_n(index);'])
        eval('sys(i) = var_tmp(1)+(var_tmp(2)-var_tmp(1))*frac;')

        if sys(1)>=-TollT&&sys(1)<=+TollT % Se nella
    condizione di minimo si è nell'intorno di 0 (con tolleranza +-TollT)
            sys(1)=0; % assegna 0 alla
    coppia
        else
%            sys(1); % Riga in eccesso (ridondante)
        end
    end
end
% end mdlOutputs

```

maps_GT.m

```

% N.B.(1): nel "map" è importante avere la matrice di COPPIA (ad
esempio
% btq) per prima, ossia nel "names" la COPPIA (ad esempio btq) per
% prima
% N.B.(2): nel caso la mappa di COPPIA non si chiami btq, due strade:
% a) Modificare il nome della mappa di COPPIA e assegnargli btq;
% b) Sostituire nel presente file "maps_GT.m" il nome btq con il nome
% assegnato alla mappa di COPPIA in esame

function [sys,x0,str,ts]=maps_GT(t,x,u,flag,map)

switch flag,

    % Initialization %
    case 0
        [sys,x0,str,ts]=mdlInitializeSizes(map);

    % Outputs %
    case 3
        sys=mdlOutputs(t,x,u,map);

    % Unhandled flags
    case {1,2,4,9}
        sys=[];

    % Unexpected flags %
    otherwise
        error(['Unhandled flag = ',num2str(flag)]);

end

% end maps_GT
%
%
function [sys,x0,str,ts]=mdlInitializeSizes(map)

sizes = simsizes;

sizes.NumContStates = 0;
sizes.NumDiscStates = 0;
sizes.NumOutputs = length(map.names);
sizes.NumInputs = 2;
sizes.DirFeedthrough = 1;
sizes.NumSampleTimes = 1;

sys = simsizes(sizes);

x0 = [];
str = [];
ts = [0 0];

% end mdlInitializeSizes
%
%
% =====
% Da qui in poi la funzione vera e propria

```

```

% =====

function sys=mdlOutputs(t,x,u,map)

% PRIMA INDIVIDUA NELLA MATRICE 'map' LA RIGA, OSSIA IL REGIME DI
ROTAZIONE DEL MOTORE [noto u(2)]

n=map.RPM;
% Se la velocita' calcolata [u(2)] e' superiore a quella limite
% impone la velocita' max
if u(2)>max(n)
%   error(['SPEED TOO HIGH: ',num2str(u(2)),'rpm!!'])
    rpm = max(n);
elseif u(2)<min(n)
% Se la velocita' calcolata [u(2)] e' inferiore a quella limite
% impone la velocita' min
    rpm = min(n);
else
    rpm = u(2);
end

% POI CREA IL VETTORE T PER OGNI VARIABILE DEL 'map' CORRISPONDENTE AL
SUDETTO REGIME DI ROTAZIONE DEL MOTORE

% Cerca un valore di n=u(2), se lo trova prende il vettore
% della corrispondente riga e lo assegna a T

ind=find(abs(n-rpm)<10, 1); % equivalente a: ind=find(abs(n-rpm)<10);
if ~isempty(ind) % if length(ind)~=0 % (dove:
~=0 sta per diverso da 0)
    for i=1:length(map.names)
        eval([char(map.names(i)) '_n=map.' char(map.names(i))
'(ind,:);']) % ad esempio: btq_n=map.btq(ind,:); N.B.: char: elementi
di testo

%                               eval: assegna il nome
al vettore e esegue l'operazione
    end

% In caso contrario interpola tra i valori di n più vicini e
% genera un nuovo vettore T

else
    gi=find(n>=rpm-250&n<=rpm+250); % 250: discretizzazione rpm minima
    GTPower
    if length(gi)==2
        n_tmp=n(gi);
        frac=(u(2)-n_tmp(1))/(n_tmp(2)-n_tmp(1)); % frac: fattore
correttivo per l'interpolazione dei dati
        for i=1:length(map.names)
            eval(['var_tmp=map.' char(map.names(i)) '(gi,:);']) % ad
esempio: var_tmp=map.btq(gi,:);
            eval([char(map.names(i)) '_n = var_tmp(1,:)+(var_tmp(2,:)-
var_tmp(1,:))*frac;']) % Operazione di interpolazione

% ad esempio: btq_n = var_tmp(1,:)+(var_tmp(2,:)-var_tmp(1,:))*frac;
        end
    else
        ki=find(n>=rpm-250&n<=rpm+500);

```

```

if length(ki)==2
    n_tmp=n(ki);
    frac=(u(2)-n_tmp(1))/(n_tmp(2)-n_tmp(1));
    for i=1:length(map.names)
        eval(['var_tmp=map.' char(map.names(i)) '(ki,:);'])
        eval(['char(map.names(i)) '_n =
var_tmp(1,:)+(var_tmp(2,:)-var_tmp(1,:))*frac;'])
    end
else
    qi=find(n>=rpm-500&n<=rpm+250);
    if length(qi)==2
        n_tmp=n(qi);
        frac=(u(2)-n_tmp(1))/(n_tmp(2)-n_tmp(1));
        for i=1:length(map.names)
            eval(['var_tmp=map.' char(map.names(i)) '(qi,:);'])
            eval(['char(map.names(i)) '_n =
var_tmp(1,:)+(var_tmp(2,:)-var_tmp(1,:))*frac;'])
        end
    else
        ri=find(n>=rpm-500&n<=rpm+500);
        if length(ri)==2
            n_tmp=n(ri);
            frac=(u(2)-n_tmp(1))/(n_tmp(2)-n_tmp(1));
            for i=1:length(map.names)
                eval(['var_tmp=map.' char(map.names(i))
'(ri,:);'])
                eval(['char(map.names(i)) '_n =
var_tmp(1,:)+(var_tmp(2,:)-var_tmp(1,:))*frac;'])
            end
        else
            wi=find(n>=rpm-1000&n<=rpm+500);
            if length(wi)==2
                n_tmp=n(wi);
                frac=(u(2)-n_tmp(1))/(n_tmp(2)-n_tmp(1));
                for i=1:length(map.names)
                    eval(['var_tmp=map.' char(map.names(i))
'(wi,:);'])
                    eval(['char(map.names(i)) '_n =
var_tmp(1,:)+(var_tmp(2,:)-var_tmp(1,:))*frac;'])
                end
            else
                zi=find(n>=rpm-500&n<=rpm+1000);
                if length(zi)==2
                    n_tmp=n(zi);
                    frac=(u(2)-n_tmp(1))/(n_tmp(2)-n_tmp(1));
                    for i=1:length(map.names)
                        eval(['var_tmp=map.' char(map.names(i))
'(zi,:);'])
                        eval(['char(map.names(i)) '_n =
var_tmp(1,:)+(var_tmp(2,:)-var_tmp(1,:))*frac;'])
                    end
                else
                    ti=find(n>=rpm-1000&n<=rpm+1000); % 1000:
discretizzazione rpm massima GTpower % Meglio di: ti= n>=rpm-
1000&n<=rpm+1000;
                    n_tmp=n(ti);
                    frac=(u(2)-n_tmp(1))/(n_tmp(2)-n_tmp(1));
                    for i=1:length(map.names)
                        eval(['var_tmp=map.' char(map.names(i))
'(ti,:);'])
                    end
                end
            end
        end
    end
end

```

```

                                eval([char(map.names(i)) '_n =
var_tmp(1,:)+(var_tmp(2,:)-var_tmp(1,:))*frac;'])
                                end
                                end
                                end
                                end
                                end
                                end
                                end
                                end

% INFINE ALL'INTERNO DEL VETTORE T CREATO INDIVIDUA L'ESATTO PUNTO DI
FUNZIONAMENTO DEL MOTORE [nato u(1)]

% La coppia in uscita viene limitata superiormente dal massimo
% valore del vettore T e inferiormente dal minimo valore del vettore T

TollT=0.2; % TollT è una tolleranza assegnata alla coppia motrice
nell'intorno di 0, per evitare problemi di interpolazione nella
condizione di "minimo"

if u(1)>=max(btq_n)

    [sys(1) indmax_btq_n]=max(btq_n); % Funzione che trova il massimo di
btq_n, lo assegna a sys(1) (uscita coppia) e individua l'indice di tale
massimo

    for i=2:length(map.names)
        eval(['sys(i) = ' char(map.names(i)) '_n(indmax_btq_n);'])
    end
elseif u(1)<=min(btq_n)

% TollT=0.2; % Riga in eccesso (ridondante)

    [minbtq indmin_btq_n]=min(btq_n); % Funzione che trova il minimo di
btq_n e individua l'indice di tale minimo

    if minbtq>=-TollT&&minbtq<=+TollT % Se nella condizione di
minimo si è nell'intorno di 0 (con tolleranza +-TollT)
        minbtq=0; % assegna 0 alla coppia
    else
% minbtq=min(btq_n); % Riga in eccesso (ridondante)
    end
    sys(1) = minbtq;

    for i=2:length(map.names)
        eval(['sys(i) = ' char(map.names(i)) '_n(indmin_btq_n);'])
    end
else
    [min_diff,ind_tmp]=min(abs(btq_n - u(1))); % N.B.: crea il vettore
minima differenza: ["min_diff" è la differenza minima tra il vettore T e
u(1),
                                %
"ind_tmp" rappresenta la posizione nel vettore T della minima
differenza]
    if btq_n(ind_tmp)<u(1); % btq_n(ind_tmp): è il
valore nel vettore btq_n (vettore T) con la minima differenza rispetto a
u(1)

```

```

        index = [ind_tmp ind_tmp+1];           % index: vettore
contenente il valore di T con la minima differenza rispetto a u(1) e il
successivo o il precedente
    else
        index = [ind_tmp-1 ind_tmp];
    end
    torq_tmp=btq_n(index);
    frac=(u(1)-torq_tmp(1))/(torq_tmp(2)-torq_tmp(1));

%   TollT=0.2;           % Riga in eccesso (ridondante)

    for i=1:length(map.names)
        eval(['var_tmp=' char(map.names(i)) '_n(index);'])
        eval('sys(i) = var_tmp(1)+(var_tmp(2)-var_tmp(1))*frac;')

        if sys(1)>=-TollT&&sys(1)<=+TollT           % Se nella
condizione di minimo si è nell'intorno di 0 (con tolleranza +-TollT)
            sys(1)=0;                               % assegna 0 alla
coppia
        else
%           sys(1);           % Riga in eccesso (ridondante)
            end
        end
    end

% end mdlOutputs

```

È stata infine realizzata un'ultima funzione, *command_simulazione.m*, (facendo attenzione a modificare la seconda riga di comando nel caso si utilizzino mappe motore generate da Wave® o da GT-Suite®), la quale, una volta scritte correttamente le directory dei files da essa richiamati, in automatico apre il *constants.mat* nel *workspace* di MatLab®, genera il *map* (mappe di funzionamento del motore) e lancia la simulazione in Simulink®.

command_simulazione.m

```

% RIGHE DI COMANDO PER LANCIARE IN AUTOMATICO LA SIMULAZIONE MATLAB-
SIMULINK:

load('C:\...\filename.mat') % per aprire il constants

map=genmaps_Wave('filename.sum'); % per generare il map da file Wave
% map=genmaps_GT('filename.rlt'); % per generare il map da file GT-Suite

run('C:\...\inversioneRPM.m') % per invertire il vettore RPM

open('C:\...\filename.mdl') % per aprire il file simulink

```

```
[t,x,y]=sim('C:\...\filename.mdl'); % per far girare la simulazione  
simulink
```

Si evidenzia infine che il modello veicolo per girare la simulazione richiama poi, sfruttando i blocchi *S-function*, tutta una serie di altre funzioni scritte sempre in formato MatLab® *.m ma di più nota e standard implementazione, che si evita quindi di riportare in appendice.

Funzioni scritte in MatLab® utilizzate dal modello di ottimizzazione

Per quanto riguarda ModeFRONTIER®, oltre alle sopracitate funzioni, dato che il programma deve in automatico far girare la simulazione completa del modello veicolo (lanciando in sequenza sia il modello monodimensionale del motore che Simulink®), generando anche files di output in formato *.txt, è stata costruita una funzione specifica, che può essere considerata come una sorta di apposito sviluppo della funzione *command_simulazione.m*, scritta precedentemente.

command_ModeFRONTIER.m

```
% RIGHE DI COMANDO SIMULAZIONE MATLAB-SIMULINK:

map=genmaps_Wave('filename.sum'); % per generare il map da file Wave
% map=genmaps_GT('filename.rlt'); % per generare il map da file GT-Suite
load('C:\...\filename.mat') % per aprire il constants
run(' C:\...\inversioneRPM.m') % per invertire il vettore RPM
open(' C:\...\filename.mdl') % per aprire il file simulink
[t,x,y]=sim(' C:\...\filename.mdl'); % per far girare la simulazione
simulink
% per creare i files di testo filename.txt letti come files di output da
ModeFrontier
% per i consumi:
fid=fopen('consumi.txt','w'); % crea ed apre un file *.txt
cons_cum=Consumi(:,2); % crea nel Workspace di Matlab un double
specifico ("Consumi" coincide con il nome assegnato nel file
"filename.mdl"
% al "Variable name" del relativo Scope [all'interno dei parameters -->
Data history; al suo interno ricordarsi poi di impostare come Format:
"Array"])
fprintf(fid,'%d\n',cons_cum) % scrive i valori del double nel
filename.txt
fclose(fid) % salva e chiude il filename.txt
```

Si ricorda come, oltre alla soprascritta funzione, per far girare correttamente la simulazione del modello veicolo in Simulink® lanciandola da ModeFRONTIER®, è necessario, nelle proprietà avanzate del “nodo MatLab”, alla riga “Initialization Command”, inserire il comando: *open ('filename.sum')* per il file Wave® oppure *open ('filename.rlt')* per il file GT-Suite®.

Bibliografia

- [Arcoumanis, C.] *Fluid Mechanics of internal combustion engines. A Review*, IMechE, vol.201, pagg.57-74 (1987).
- [Acton O., Caputo C] *Introduzione allo studio delle macchine* Edizioni UTET (1987).
- [Anderson B. D.,
Maten J. R.] *Continuously Variable Transmission (CVT)* (2006).
- [Arcoumanis, C., Godwin,
S.N., Kim, J.W.] *Introduzione allo studio delle macchine* Edizioni UTET (1987).
- [Arias J.R., Benavides E.M.,
Arroyo E.V] *Using 1-D and 3-D Models for the Simulation of Gas Exchange Processes*, SAE Paper 2000-01-0658.
- [Annand W.J.D.] *Heat transfer in the cylinders of reciprocating internal combustion engines*, Proc. Inst. Mech. Eng., Vol. 177, No.36, (1963).
- [Bellissima A.] *Simulazione ed ottimizzazione del sistema motore-veicolo per la riduzione dei consumi e delle emissioni inquinanti*, Tesi di Dottorato, (2009).
- [Bellissima A., Carnevale E.A.,
Ferrara G., Vichi G.,
Carmignani L., Di Palma S.] *Simulazione del sistema motore-veicolo per la previsione e l'ottimizzazione dei consumi su un percorso urbano reale*, 65° congresso nazionale ATI (2010).

- [Beretta G. P., et al.] *Turbulent flame propagation and combustion in spark-ignition engines, Combustion and Flame, vol.48, pagg.217-245 (1983).*
- [Blair, G. P.] *Design and simulation of four-stroke engines, SAE International (1999).*
- [Bray A., Vicentini V.] *Meccanica sperimentale: misura ed analisi delle sollecitazioni, Levrotto & Bella, Torino (1975).*
- [Blizard N.C. et al.] *Experimental and theoretical investigation of turbulent burning model for internal combustion engines, SAE Paper 740191 (1974).*
- [Buratti, Cavallino, Celasco] *Le tecnologie motoristiche per soddisfare emissioni e consumi nella prima decade degli anni 2000, Università di Genova (2000).*
- [Carbone G., Mangialardi L., Bonsen B., Tursi C., Veenhuizen P. A.] *CVT Dynamics: Theory and experiments (2007).*
- [Caputo C, Beccari A.] *Motori termici volumetrici Edizioni UTET (1987).*
- [Cavallo A., Setola R., Vasca F.] *Using MATLAB, SIMULINK and Control System Toolbox. A Practical Approach, Liguori Editore (1996).*
- [Chow A., Wyszynski M.L.] *Thermodynamic modelling of complete engine systems-a review, Proc. Inst. Mech. Eng., Vol. 213, part D (1999).*
- [Esteco s.r.l.] *ModeFRONTIER, Multi-Objective Design Environment, Tutorial.*

- [Ferrari G.] *Motori a combustione interna*, Edizioni Il Capitello (2001).
- [Gamma Technologies] *Engine Performance Application Manual*, GT-Suite, v7p2.
- [Giacosa, D.] *Motori endotermici*, Edizioni Hoepli (2000).
- [Golubev P.A.,
Mironychev M.A.,
Nesterenkov A.M.] *Application of the WAVE system at the initial stages of engine design*, OJSC "ZMZ" Russia.
- [Heywood J. B.] *Internal combustion engine fundamentals*, McGraw-Hill International Edition (1988).
- [Hires S.D. et al.] *The prediction of ignition delay and combustion intervals for a homogeneous charge, spark ignition engine*, SAE Paper 780232 (1978).
- [Kaerlaeckens W.P.M,
Deckers R.J.H.] *The application of Wave in the early stages of engine design*, Nedcar Technology.
- [Kido H. et al.] *A modification of the K- ϵ turbulence model for in cylinder gas flow*, JSME International Journal Series II, Vol 32, No 1, (1989).
- [Kuratle R. H., Märki B.] *Influencing Parameters And Error Sources During Indicating On Internal Combustion Engine*, Kistler Instrumente AG Winterthur, Winterthur, Switzerland.
- [Kurtz A.D., Kane A.,
Goodman S., Landmann W.,
Geras L., Ned A.A.] *High Accuracy Piezoresistive Internal Combustion Engine Transducers*, Kulite Semiconductor Products, Inc..

- [Mantriota G.] *Infinitely variable transmissions with automatic regulation*, Proceedings of the I MECH E Part D Journal of Automobile Engineering (2001).
- [Martyr A. J., Plint M.A.] *Engine Testing*, Third Edition, SAE International (2007).
- [Metghalchi M., Keck, J.] *Burning velocities of mixtures of air with methanol, isooctane, and indolene at high pressure and temperature*, Combustion and Flame, vol.48, pp.191-210 (1982).
- [Morel T. et al.] *Model for heat transfer and combustion in spark ignition engines and its comparison with experiments*, SAE Paper 880198 (1988).
- [Newhall H. K.] *Kinetics of Engine-Generated Nitrogen Oxides and Carbon Monoxide*, Proceedings of 12th international Symposium on Combustion (1968)
- [Osborne R.] *Concurrent WAVE/MatLab Simulink Simulation Applied to HSDI Diesel ECU Calibration*, Dunton Engineering Centre (2001).
- [Pfeiffer F., Lebrecht W., Geier T.] *State-of-the-Art of CVT-Modelling*, Journal of Applied Mathematics and Mechanics Volume 86 Issue 10 (2006).
- [Pignone G. A.] *Motori ad alta potenza specifica*, Giorgio Nada Editore (2003).
- [Ricardo Software] *Wave v8p2, Engine User Manual*.

- [Tabaczynski R.J. et al.] *Further refinement and validation of a turbulent flame propagation model for spark-ignition engines, Combustion and Flame, Vol. 39, (1980).*
- [United Nations – Economic and Social Council] *Worldwide harmonized motorcycle emissions certification procedure (WMTC), Technical report (2004).*
- [Wahiduzzaman S., Morel T., Sheard S.] *Comparison of Measured and Predicted Combustion Characteristics of a Four-Valve S.I. Engine, SAE Paper 930613 (1993).*
- [Wicke V., Brace C.J., Vaughan N.D.] *The potential for simulation of driveability of CVT vehicles, SAE paper 2000-01-0830 (2000).*
- [Wirtz R., Mazzoni D.,] *Application of WAVE in Motorcycle Prototyping, DUCATI Motor S.p.A., Bologna, Italy.*
- [Woschni G.] *Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine, SAE Paper 670931 (1967).*
- [Zhao H., Ladommatos N.] *Engine Combustion Instrumentation And Diagnostic, SAE International.*