

ALMA MATER STUDIORUM – UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA

DIN - DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE

CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA MECCANICA

TESI DI LAUREA MAGISTRALE

in

PROPULSORI TERMICI E IBRIDI PER AUTOVEICOLI M

**Sviluppo e calibrazione di modelli monodimensionali e
modelli orientati al controllo per motori due tempi a tecnologia TPI**

CANDIDATO

Giovanni De March

RELATORE

Chiar.mo Prof. Ing. Nicolò Cavina

CORRELATORI

Chiar.mo Prof. Ing. Davide Moro

Chiar.mo Prof. Ing. Enrico Corti

Ing. Giovanni Angelini

Anno Accademico 2020/2021

Sessione II

Ringraziamenti

Un primo ringraziamento va al Prof. Nicolò Cavina, per avere accettato di farmi da relatore in questo percorso di tesi e per il supporto e la disponibilità offerti nel corso di questi mesi.

Un ringraziamento sentito va al Prof. Davide Moro per il continuo sostegno, la grande disponibilità e pazienza dimostratami durante tutto il periodo dell'attività di tesi.

Inoltre, un ringraziamento speciale va all'azienda TM Racing per avermi accolto all'interno della loro realtà lavorativa, in particolar modo all'ing. Giovanni Angelini che mi ha seguito durante questa attività e per il contributo fornito per il presente lavoro.

Ringrazio la mia famiglia per avermi dato la possibilità di intraprendere questo percorso e per avermi supportato durante questo cammino, appoggiando ogni mia scelta.

Ringrazio Andrea e Luca, miei fedeli compagni di corso e amici, per aver condiviso insieme questi anni di studi.

Infine, un ringraziamento va a Gloria e Margherita che sono state una valida spalla su cui contare durante questi anni.

Indice

Introduzione	1
Capitolo 1 – La tecnologia TPI (Transfer Port Injection).....	3
➤ 1.1 – Generalità.....	3
➤ 1.2 – Il brevetto BRP-Rotax.....	4
➤ 1.3 – Il prototipo di Neil Hintz	7
➤ 1.4 – La soluzione KTM.....	9
➤ 1.5 – La soluzione TM Racing.....	13
Capitolo 2 – Impostazione del modello di simulazione monodimensionale..	14
➤ 2.1 – Introduzione alla simulazione monodimensionale	14
➤ 2.2 – Cenni alla simulazione tramite GT-Power.....	18
➤ 2.3 – Implementazione della geometria del modello.....	21
➤ 2.4 – Modelli adottati nella simulazione	36
Capitolo 3 – Caratterizzazione della valvola lamellare.....	50
➤ 3.1 – Generalità.....	50
➤ 3.2 – Modellizzazione della valvola lamellare	51
➤ 3.3 – Calibrazione del modello	53
Capitolo 4 – Calibrazione e validazione del modello monodimensionale.....	71
➤ 4.1 – Introduzione all’attività di calibrazione.....	71
➤ 4.2 – Analisi del modello di scambio termico	72
➤ 4.3 – Analisi del modello del processo di lavaggio.....	78
➤ 4.4 – Analisi del modello di attrito	83
➤ 4.5 – Analisi dei coefficienti di efflusso delle luci di travaso.....	89
➤ 4.6 – Analisi dei coefficienti di efflusso delle luci di scarico.....	92
➤ 4.7 – Risultati dell’attività di calibrazione.....	96
Capitolo 5 – Sviluppo dei modello orientati al controllo.....	99
➤ 5.1 – Generalità ed integrazione con il modello monodimensionale	99
➤ 5.2 – Generazione delle mappature	102
➤ 5.3 – Scelta dell’input alla simulazione	105

➤ 5.4 – Modello della dinamica dell’ambiente di aspirazione	106
➤ 5.5 – Modello della dinamica del veicolo.....	125
➤ 5.6 – Modello del pilota	135
Conclusioni e sviluppi futuri	140
Bibliografia	141

Indice delle figure

Fig. 1.1 – Viste in sezione del sistema di iniezione TPI brevettato da BRP-Rotax.....	5
Fig. 1.2 – Vista in sezione e dall’alto del sistema di iniezione TPI brevettato da BRP-Rotax.....	6
Fig. 1.3 – Installazione del sistema TPI su Yamaha YZ250	9
Fig. 1.4 – Motore KTM 250 – TPI.....	9
Fig. 1.5 – Vista in sezione (a) e dall’alto (b) del motore KTM con sistema TPI.....	10
Fig. 1.6 – Installazione degli iniettori nel motore KTM con sistema TPI.....	11
Fig. 1.7 – Vista dall’alto del motore KTM con sistema TPI	11
Fig. 1.8 – TM SMR 125 Fi 2T	13
Fig. 2.1 – Volume di controllo.....	16
Fig. 2.2 – Schema dell’approccio “staggered grid”	18
Fig. 2.3 – Modello completo in GT-Power.....	22
Fig. 2.4 – Modello della linea di aspirazione.....	23
Fig. 2.5 – Airbox (sx) e relativa implementazione in GT-Power (dx)	23
Fig. 2.6 – Coefficienti di efflusso della valvola a farfalla al variare dell’angolo di apertura.....	24
Fig. 2.7 – Principio di funzionamento del sistema a carter-pompa.....	25
Fig. 2.8 – Schermata Main del modulo EngCrankcase	26
Fig. 2.9 – Modello dei travasi.....	26
Fig. 2.10 – Andamento delle aree disponibili delle luci di travaso	28
Fig. 2.11 – Schematizzazione della valvola di scarico.....	29
Fig. 2.12 – Mappa di controllo della valvola di scarico.....	30
Fig. 2.13 – Andamento dell’area disponibile della luce equivalente di scarico per diverse parzializzazioni della relativa valvola.....	30
Fig. 2.14 – Dettaglio dell’andamento dell’area della luce equivalente di scarico.....	31
Fig. 2.15 – Schermata del Case Setup	32
Fig. 2.16 – Esempio di camera di espansione per motore 2T	33
Fig. 2.17 – Effetti della geometria della camera di espansione sull’andamento della pressione in prossimità della luce di scarico	34

Fig. 2.18 – CAD 3D del sistema di scarico completo	35
Fig. 2.19 – Definizione della mesh grid (sopra) e relativo sviluppo in GT-Power (sotto).....	35
Fig. 2.20 – Rappresentazione schematica del modello a due zone.....	40
Fig. 2.21 – Esempio della curva della funzione di Wiebe	41
Fig. 2.22 – Modello di miscelazione omogenea (a); modello di perfetta espulsione (b).....	45
Fig. 2.23 – Fasi del modello di Benson/Bradham: fase I (a), fase II (b)	47
Fig. 2.24 – Relazione tra delivery ratio e scavenging efficiency nel modello di Benson/Bradham.....	48
Fig. 2.25 – Schermata EngCylScavFunction	49
Fig. 3.1 – Esempio di valvola lamellare	50
Fig. 3.2 – Schematizzazione del sistema massa-molla-smorzatore.....	52
Fig. 3.3 – Lamelle della valvola lamellare	53
Fig. 3.4 – Installazione della valvola lamellare nel banco di flussaggio	54
Fig. 3.5 – Andamento della portata volumetrica misurata in funzione della differenza di pressione applicata al banco di flussaggio.....	55
Fig. 3.6 – Andamento dei coefficienti di efflusso ottenuti dalle misurazioni al banco di flussaggio	56
Fig. 3.7 – Estrapolazione dell’andamento della portata attraverso interpolazione lineare dei dati sperimentali	58
Fig. 3.8 – Schema del modello della prova sperimentale al banco di flussaggio in GT-Power.....	58
Fig. 3.9 – Schermata del Case Setup del Design Optimizer	60
Fig. 3.10 – Impostazioni del Design Optimizer.....	60
Fig. 3.11 – Impostazione delle variabili di ottimizzazione.....	61
Fig. 3.12 – Valori assunti dai coefficienti di efflusso in funzione dell’indice del dataset simulato.....	62
Fig. 3.13 – Valori assunti della funzione obiettivo in funzione dell’indice del dataset simulato.....	63
Fig. 3.14 – Risultati prodotti dal Design Optimizer: coefficienti di efflusso	63
Fig. 3.15 – Risultati prodotti dal Design Optimizer: portata	64

Fig. 3.16 – Andamento del coefficiente di efflusso in funzione dell'alzata delle lamelle.....	64
Fig. 3.17 – Andamento della portata media attraverso la valvola lamellare al variare del rapporto di smorzamento	66
Fig. 3.18 (a) – Paragone della simulazione del motore a pieno carico a 5500 rpm al variare del rapporto di smorzamento delle lamelle ζ	66
Fig. 3.18 (b) – Paragone della simulazione del motore a pieno carico a 7000 rpm al variare del rapporto di smorzamento delle lamelle ζ	67
Fig. 3.18 (c) – Paragone della simulazione del motore a pieno carico a 12000 rpm al variare del rapporto di smorzamento delle lamelle ζ	67
Fig. 3.19 (a) – Andamento della portata, del sollevamento delle lamelle e delle pressioni lato collettore di aspirazione e carter con il rapporto di smorzamento $\zeta=0.5$ a pieno carico e 5500 rpm.....	68
Fig. 3.19 (b) – Andamento della portata, del sollevamento delle lamelle e delle pressioni lato collettore di aspirazione e carter con il rapporto di smorzamento $\zeta=0.5$ a pieno carico e 7000 rpm.....	69
Fig. 3.19 (c) – Andamento della portata, del sollevamento delle lamelle e delle pressioni lato collettore di aspirazione e carter con il rapporto di smorzamento $\zeta=0.5$ a pieno carico e 12000 rpm.....	70
Fig. 4.1 – Punti motore di acquisizione della coppia al banco a rulli.....	71
Fig. 4.2 – Effetti del Convection Multiplier del modello di scambio termico sulla produzione di coppia.....	73
Fig. 4.3 – Effetti del Convection Multiplier del modello di scambio termico sulla potenza termica alle pareti e sul rendimento volumetrico	75
Fig. 4.4 – Effetti del Convection Multiplier del modello di scambio termico sulla massima temperatura raggiunta in camera di combustione.....	76
Fig. 4.5 – Andamento della portata d'aria attraverso la luce di scarico a 8000 rpm a pieno carico al variare del Convection Multiplier del modello di scambio termico	78
Fig. 4.6 – Curve di lavaggio al variare del parametro di forma	79
Fig. 4.7 – Effetti del parametro di forma della curva di lavaggio sulla produzione di coppia	80

Fig. 4.8 – Curve di lavaggio al variare del punto di ancoraggio	81
Fig. 4.9 – Effetti del punto di ancoraggio della curva di lavaggio sulla produzione di coppia	82
Fig. 4.10 – Effetti del parametro A del modello di attrito sulla produzione di coppia e sulla FMEP	83
Fig. 4.11 – Andamento della massima pressione raggiunta per ciclo al variare dell'apertura della valvola a farfalla	85
Fig. 4.12 – Effetti del parametro B del modello di attrito sulla produzione di coppia e sulla FMEP	85
Fig. 4.13 – Effetti del parametro C del modello di attrito sulla produzione di coppia e sulla FMEP	87
Fig. 4.14 – Effetti del parametro D del modello di attrito sulla produzione di coppia e sulla FMEP	88
Fig. 4.15 – Effetto dei coefficienti di efflusso delle luci di scarico sulla produzione di coppia	90
Fig. 4.16 – Effetto dei coefficienti di efflusso delle luci di travaso sull'efficienza volumetrica	91
Fig. 4.17 – Effetto dei coefficienti di efflusso della luce di scarico sulla produzione di coppia	93
Fig. 4.18 – Effetto dei coefficienti di efflusso della luce di scarico sulla percentuale di combusto ad inizio ciclo e sull'aria intrappolata per ciclo	95
Fig. 4.19 – Confronto tra i dati sperimentali e simulati relativi alla coppia erogata dal motore per diverse condizioni di carico	97
Fig. 5.1 – Workflow di integrazione del modello 1D con i modelli control-oriented	100
Fig. 5.2 – Struttura del modello (α, n)	101
Fig. 5.3 – Struttura del modello Speed-Density	101
Fig. 5.4 – Mappatura della coppia motrice in funzione dell'angolo di apertura della farfalla e della velocità di rotazione	103
Fig. 5.5 – Mappatura della coppia motrice in funzione di MAP e della velocità di rotazione	103

Fig. 5.6 – Mappatura del rendimento volumetrico assoluto in funzione dell’angolo di apertura della farfalla e della velocità di rotazione.....	104
Fig. 5.7 – Mappatura del rendimento volumetrico relativo in funzione di MAP e della velocità di rotazione	104
Fig. 5.8 – Subsystem dell’input alla simulazione relative alla posizione della farfalla	105
Fig. 5.9 – Versione v1 del modello della dinamica dell’ambiente di aspirazione (Modello (α,n))	106
Fig. 5.10 – Versione v1 del modello della dinamica dell’ambiente di aspirazione (Modello Speed-Density)	107
Fig. 5.11 – Versione v2 del modello della dinamica dell’ambiente di aspirazione (Modello (α,n))	109
Fig. 5.12 – Versione v2 del modello della dinamica dell’ambiente di aspirazione (Modello Speed-Density)	109
Fig. 5.13 – Confronto tra la simulazione della MAP tra la versione v1 e v2 del modello per 100 cicli motore (modello (α,n) – modello Speed-Density).....	111
Fig. 5.14 – Stima della portata d’aria in ingresso al cilindro (modello (α,n))	112
Fig. 5.15 – Esempio di simulazione delle principali grandezze correlate alla stima della portata d’aria in ingresso al cilindro per 100 cicli motore (modello (α,n) v1 e v2).....	113
Fig. 5.16 – Stima della portata d’aria in ingresso al cilindro (Modello Speed-Density)	114
Fig 5.17 – Esempio di simulazione delle principali grandezze correlate alla stima della portata d’aria in ingresso al cilindro per 100 cicli motore (modello Speed-Density v1 e v2).....	115
Fig. 5.18 – Modello del flusso attraverso il corpo farfallato	118
Fig. 5.19 – Modello del flusso attraverso la valvola lamellare.....	120
Fig. 5.20 – Modello del comportamento dinamico delle lamelle.....	121
Fig. 5.21 – Esempio di simulazione del comportamento della valvola lamellare ..	122
Fig. 5.22 – Modello della dinamica della pressione nel carter-pompa.....	124

Fig. 5.23 – Esempio di simulazione dell’andamento della pressione nel carter-pompa al variare della portata netta in ingresso e della posizione del pistone	124
Fig. 5.24 – Modello della dinamica del veicolo	125
Fig. 5.25 – Effetto dell’applicazione del filtro passa-basso sul segnale di coppia motrice.....	127
Fig. 5.26 – Andamento della velocità dell’albero motore, della coppia motrice e resistente per una generica traiettoria di velocità target del veicolo impostata (modello $(\alpha, n) v^2$)	130
Fig. 5.27 – Andamento della coppia motrice e resistente e della velocità dell’albero motore, per una generica traiettoria di velocità target del veicolo impostata (modello Speed-Density v^2)	131
Fig. 5.28 – Modello del cambio	132
Fig 5.29 – Andamento dei rapporti di trasmissione al variare della marcia inserita	133
Fig. 5.30 – Simulazione del comportamento del cambio con velocità di downshift pari a 8000 rpm e di upshift pari a 12100 rpm.....	134
Fig. 5.31 – Modello del pilota.....	135
Fig. 5.32 – Schema del controllore PI della posizione della farfalla	137
Fig. 5.33 – Schema del controllore P della posizione del freno.....	138
Fig. 5.34 – Simulazione del modello del pilota a fronte di una traiettoria di velocità target impostata	139

Introduzione

Nel passato, il motore a 2 tempi (2T) ha avuto ampia diffusione in molteplici applicazioni soprattutto nel settore motociclistico nel quale, in particolar modo nell'ambito sportivo, gioca ancora un ruolo fondamentale nei settori off-road ed enduro per via della semplicità costruttiva, della robustezza, della leggerezza e, soprattutto, dell'alta potenza specifica. Come aspetti negativi permangono alcuni problemi legati principalmente agli alti consumi specifici e alle difficoltà di gestione delle emissioni inquinanti (se comparato con il motore a 4 tempi). Quest'ultima criticità, e l'introduzione di normative sempre più stringenti per il conseguimento dell'omologazione in termini di emissioni, hanno rivoluzionato negli ultimi anni il mondo dei motori a due tempi, in particolar modo nell'ambito dei sistemi di dosatura e introduzione del combustibile rispetto ai quali la tecnologia prevalente, fino a tempi recenti, è stata quella del tradizionale carburatore. Il lungo successo nel settore off-road ed enduro di tale sistema è riconducibile alle prestazioni che è in grado di garantire soprattutto a seguito di rapidi transitori, ampliamenti presenti e necessari nella guida fuoristrada. Infatti, la buona e pronta risposta del sistema a carburatore a fronte di roll-on dell'acceleratore è la naturale conseguenza di un eccesso di combustibile introdotto, comunemente usato in veicoli con motori a piccola cilindrata per evitare "esitazione" durante i transitori. Tale peculiarità viene ovviamente pagata in termini di alti consumi ed elevate emissioni inquinanti, non più accettabili a fronte delle nuove normative di omologazione Euro5. Tutto ciò ha portato ad una ampia diffusione, nell'ambito dei motori a due tempi per applicazione enduro e off-road, di tecnologie ad iniezione definite *dirette* o *semi-dirette*, sostituendo l'utilizzo del carburatore. Con questa terminologia si vuole indicare l'insieme di tecnologie di iniezione basate sull'introduzione del carburante a valle della valvola che controlla l'ammissione d'aria al carter ed ai travasi, sia essa di tipo lamellare o a disco rotante.

Il seguente elaborato, frutto del lavoro svolto nell'ambito dell'attività di tirocinio presso TM Racing S.p.A, si inserisce all'interno di questo scenario con lo scopo di proporre un ambiente di simulazione per un motore monocilindrico a due tempi, ad accensione comandata di cilindrata 125cm^3 , dotato di sistema di iniezione di tipo TPI (Transfer Port Injection) finalizzato a supportare l'attività di sviluppo di strategie di controllo motore.

In particolar modo, l'elaborato si articola in due parti:

- nella prima parte viene presentato e trattato lo sviluppo di un modello monodimensionale (1D) del motore oggetto dell'attività, realizzato in ambiente GT-Power. Lo sviluppo di un modello 1D è mandatorio non solo per la ridotta cilindrata del propulsore in oggetto, aspetto che rende fondamentale una descrizione dei fenomeni inerziali in aspirazione ma anche per la dinamica della linea di scarico, il cui dimensionamento è effettuato nell'ottica di ottimizzare i fenomeni di propagazione delle onde di pressione (e quindi descrivibili utilizzando almeno un approccio monodimensionale) per minimizzare il corto-circuito della carica durante la fase di lavaggio del cilindro. Ne consegue che questo modello è volto a dare una descrizione dettagliata del comportamento del motore nella sua completezza e di fornire le informazioni e i dati necessari per la realizzazione di un modello semplificato, più rapido nel tempo di calcolo e control-oriented;
- la seconda parte si prefigge di proporre un modello real-time SiL (Software in the Loop) orientato al controllo del propulsore realizzato in ambiente Matlab-Simulink, come tool di supporto all'indagine di nuove strategie di gestione motore, in particolar modo della fase di iniezione.

Capitolo 1: La tecnologia TPI (Transfer Port Injection)

1.1 Generalità

Le normative sulle emissioni sempre più restrittive stanno spingendo i produttori di veicoli a due ruote allo sviluppo di concept di motoveicoli a basse emissioni. In particolar modo, nell'ambito dei motori a due tempi sono due le principali criticità da affrontare: elevato consumo specifico ed emissioni inquinanti. Infatti, specialmente per motori a cilindrata ridotta a due tempi dotati di carter-pompa, l'utilizzo di una fasatura simmetrica delle luci, combinata all'uso del carburatore, causa un incremento delle emissioni di HC e di CO per via delle inefficienze del processo di lavaggio e del corto-circuito della carica fresca che fuoriesce dal cilindro direttamente nella linea di scarico rimanendo incombusta.

Queste problematiche possono essere superate solo con strategie alternative di formazione della miscela ed intensificando l'uso di strumenti di sviluppo moderni. Passando dalla normativa Euro4 alla normativa Euro5 nell'ambito dei motoveicoli, la legislazione sulle emissioni non prevede un impatto unicamente sul miglioramento del sistema di combustione ma anche un cambiamento drastico sul sistema di post-trattamento dei gas combusti.

Oggigiorno, sono ancora diffusi piccoli motori a 2 tempi che fanno uso di sistemi a carburatore per una preparazione esterna della miscela a cui è affidato anche il processo

di lavaggio del cilindro ma, per poter soddisfare i limiti sulle emissioni imposti dalle recenti normative, si rendono necessari sistemi di post-trattamento basati sull'ingresso di aria secondaria nel sistema di scarico insieme all'installazione di 2 o 3 catalizzatori a tre vie (TWC - Three-way Catalysts). L'incremento del numero di convertitori catalitici installati nel sistema di scarico se da un lato si rende necessario per conseguire l'omologazione in termini di emissioni del veicolo dotato

di sistema a carburatore, dall'altro peggiora le performance del motore 2 tempi non rendendolo più competitivo se comparato con i più diffusi motori 4 tempi. Da qui la necessità di sviluppare nuovi sistemi di iniezione e di preparazione della miscela aria-combustibile per soddisfare i limiti sempre più stringenti sulle emissioni di inquinanti senza perdere i vantaggi in termini di prestazioni del motore 2 tempi.

Così lo sviluppo si è concentrato su innovativi sistemi di iniezione come potenziale soluzione alle principali problematiche legate ai motori a 2T con carter-pompa basati su iniezione indiretta mantenendo al tempo stesso complessità, peso, ingombri e costi contenuti. Tra le soluzioni emergenti negli ultimi è presente il cosiddetto sistema di iniezione di tipo *TPI (Transfer Port Injection)*.

Il sistema TPI (Transfer Port Injection) è un sistema di iniezione diretta per motori 2 tempi basato sulla collocazione degli iniettori (solitamente 2) su due travasi. L'iniezione è effettuata in controflusso rispetto al moto della carica. Tale tecnologia sta trovando un'ampia diffusione nel settore enduro e motard tra diversi produttori, nell'ottica di realizzare motori a 2 tempi più efficienti, in linea con le nuove normative di omologazione in termini di inquinanti ed in grado di garantire le stesse prestazioni in termini di guidabilità e performance degli equivalenti propulsori con alimentazione a carburatore od a iniezione indiretta.

1.2 Il brevetto BRP-Rotax

Tale tecnologia trova le sue origini nell'ambito dei motori per motoslitte e il primo brevetto risale al 2004 per mano dell'azienda austriaca BRP-Rotax, azienda leader nel settore che si era prefissata l'obiettivo di incrementare (o al limite mantenere) le prestazioni del motore a due tempi riducendone le emissioni.

Il sistema TPI [1] prevede l'utilizzo di due iniettori (indicato con 6 in fig. 1.1) montati sui travasi che sono collocati accanto a quello in posizione diametralmente opposta alla luce di scarico, in modo che siano tra loro paralleli e che abbiano un'inclinazione verso il basso preferibilmente di 35° rispetto a un piano ortogonale all'asse del cilindro.

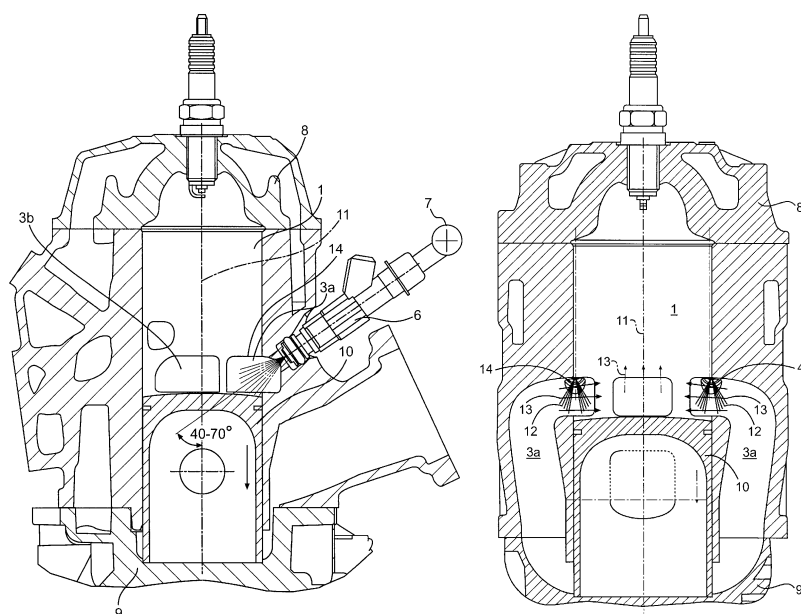


Fig. 1.1 – Viste in sezione del sistema di iniezione TPI brevettato da BRP-Rotax

La lieve inclinazione degli iniettori verso il pistone (10) può far sì che una parte del combustibile iniettato evapori dopo aver colpito la superficie, causandone il raffreddamento.

Come è possibile osservare in fig. 1.2, il combustibile non è diretto radialmente verso il centro del cilindro ma tangenzialmente in direzione parallela al piano bisecante il cilindro per il suo centro.

I due iniettori sono collocati parallelamente uno all'altro in modo da poter essere alimentati con il combustibile in maniera molto semplice attraverso lo stesso rail (7).

Ogni iniettore inietta all'interno dei travasi laterali (3°) così da massimizzare la vaporizzazione del combustibile (12) e il miscelamento aria-benzina. In aggiunta, l'iniezione ha luogo nello spigolo superiore (14) dei travasi (3°) dove risulta essere massima la velocità del flusso (13) in ingresso al cilindro, aspetto che porta un ulteriore beneficio al miscelamento. Il flusso gassoso (13), diretto trasversalmente rispetto al jet di benzina (12), previene anche che il combustibile fluisca attraverso il cilindro nella luce di scarico (2).

Il flusso d'aria proveniente dal travaso posteriore (4) e diretto verso l'alto non interagisce direttamente con il combustibile iniettato. Comunque, poiché il flusso proveniente dal travaso (4) deflette verticalmente quelli provenienti dai travasi (3°) e (3b) verso la testata del cilindro, risulta assicurata la deflessione in questa direzione anche del combustibile iniettato, assicurandone la completa combustione. Nonostante la maggior parte del combustibile iniettato sia diretto verso la metà della superficie del pistone lontana dalla luce di scarico (2), parte di esso può inevitabilmente interagire con l'aria emergente dai travasi (3b) più lontani dal punto di iniezione. Questo fenomeno è ulteriormente facilitato dal fatto che il flusso proveniente dai travasi (3b) non è orientato radialmente ma verso la luce del travaso posteriore (4) così che una sua considerevole componente è diretta contro il getto di combustibile migliorando il miscelamento e prevenendo il cortocircuito della carica.

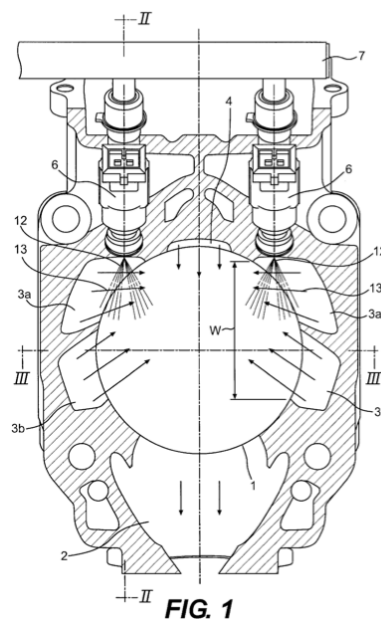


Fig. 1.2 – Vista in sezione e dall'alto del sistema di iniezione TPI brevettato da BRP-Rotax

Dal punto di vista del controllo motore, per essere in grado di combinare la quantità di combustibile introdotto nel cilindro alle specifiche richieste in termini di velocità e di carico, gli iniettori possono essere attivati indipendentemente uno rispetto all'altro. Quindi, a carichi parziali, può essere azionato solo uno dei due iniettori

mentre, a pieno carico, entrambi gli iniettori introducono combustibile nel cilindro. Questa particolare strategia offre anche il vantaggio di alternare l'utilizzo dei due iniettori a carichi parziali così da evitare surriscaldamenti localizzati del motore; un iniettore è azionato in un ciclo, l'altro in quello successivo.

Per quanto concerne la fasatura dell'iniezione, controllata elettronicamente dalla centralina, si predilige ritardare il più possibile lo Start of Injection (SOI) nell'ultima parte della fase di lavaggio (ma prima della chiusura delle luci dei travasi) per evitare che parte del combustibile fluisca direttamente nello scarico.

L'ammontare di combustibile introdotto, dipendente dal carico e dal regime, si ripercuote direttamente sulla durata della fase di iniezione. Maggiore è il carico, maggiore è l'ammontare di benzina da iniettare e conseguentemente, per riuscire a completare l'iniezione, più sarà necessario anticipare lo SOI. Il caso estremo è costituito dalla condizione di pieno carico in cui l'iniezione comincia prima che il pistone scopra le luci dei travasi: parte del combustibile colpirà in questo modo il mantello del pistone, evaporando prima che il flusso nei travasi ne determini l'ingresso nel cilindro.

1.3 Il prototipo di Neil Hintz

Tra i pionieri del sistema TPI in ambito motociclistico è comunemente ricordato l'ingegnere neozelandese Neil Hintz che sviluppò tale sistema nel tentativo di rendere il motore a due tempi con valvola a disco rotante della sua moto enduro Kawasaki F9 Bighorn 350, alimentabile con carburanti a base di etanolo (in particolar modo E85) in modo da poter incrementare la potenza erogata allontanando il pericolo di knocking. Dopo alcuni tentativi fallimentari basati sull'utilizzo del tradizionale carburatore, Hintz decise di testare il sistema ad iniezione.

Dopo anni di tentativi che, considerata la natura del combustibile e il fatto che il motore in questione è dotato di valvola a disco rotante invece che del più tradizionale corpo lamellare, si sono anch'essi rivelati senza particolari risultati, Hintz passò a quello che attualmente è definito come sistema TPI.

In particolar modo, in tale soluzione gli iniettori sono collocati nei travasi rivolti verso il basso, in direzione opposta rispetto al moto della carica d'aria proveniente dal carter. L'iniezione in controcorrente è in grado di garantire un buon miscelamento tra aria e combustibile a beneficio del processo di combustione. Inoltre, un altro grande vantaggio, come già suggerito dal brevetto BRP-Rotax, è quello di ridurre fortemente le perdite di combustibile in fase di lavaggio riducendo, dunque, emissioni e consumi. Infatti, iniettando direttamente nei travasi è possibile, in particolar modo a bassi regimi, ritardare l'inizio della fase di iniezione; dando la possibilità di effettuare la prima fase del processo di lavaggio unicamente con aria evitando il cortocircuito del carburante.

Un altro dei vantaggi che il sistema è in grado di garantire è la possibilità di immagazzinare il combustibile all'interno del carter quando la fase di iniezione ha una durata maggiore rispetto alla fase in cui l'aria fluisce all'interno del cilindro tramite i travasi. Ad alti regimi, tale combustibile è in grado di fluire in camera di combustione anche attraverso i travasi principali per l'inerzia dei gas. Considerando che gli iniettori sono collocati sui travasi secondari, più lontani dalle luci di scarico, per ridurre il cortocircuito della carica soprattutto ai regimi inferiori, il fenomeno precedentemente descritto conferisce la possibilità di avere punti multipli di ingresso del combustibile migliorando l'omogeneizzazione complessiva in camera di combustione.

Il sistema è stato testato efficacemente anche sul motore in dotazione alla Yamaha YZ250 utilizzando benzina come combustibile e una valvola a sfera, invece della tradizionale valvola a farfalla, per controllare il flusso d'aria in aspirazione. Quest'ultima scelta è giustificata principalmente dalla migliore corrispondenza tra l'apertura dell'acceleratore e il conseguente profilo del flusso d'aria (con l'utilizzo della valvola a farfalla, dopo un primo stadio in cui a una piccola apertura dell'acceleratore corrisponde una forte variazione dell'aria aspirata, il tasso di incremento del flusso perde di sensibilità al variare della posizione dell'acceleratore) e il fatto che, quando la valvola si trova in posizione completamente aperta, non si ha alcun tipo di ostruzione al comburente in ingresso (al contrario della valvola a farfalla, in cui il profilo laterale ostacola inevitabilmente l'aspirazione, anche ad acceleratore spalancato).



Fig. 1.3 – Installazione del sistema TPI su Yamaha YZ250

1.4 La soluzione KTM

Nel 2018, l'azienda austriaca KTM ha presentato richiesta per brevettare un sistema di tipo TPI per molti aspetti simile alla soluzione di BRP-Rotax datata 2004 e al prototipo di Neil Hintz.



Fig. 1.4 – Motore KTM 250 -TPI

La soluzione proposta [2] prevede l'iniezione del combustibile tramite due iniettori (indicati con 13-14 in fig. 1.5-b), alla pressione di 3.5 bar, all'interno di due distinti travasi, in direzione opposta rispetto al flusso proveniente dal basamento verso la camera di combustione. Evitando l'iniezione diretta all'interno della camera di

combustione, si riduce il rischio di lavaggio dell'olio dalla parete del cilindro e, quindi, di potenziali danneggiamenti del pistone e di deposito di combustibile sulle pareti della camera di combustione. L'iniezione in direzione opposta a quella del flusso proveniente dal basamento e diretto verso l'interno del cilindro offre un'ottima preparazione della miscela aria-combustibile grazie all'elevata turbolenza presente all'interno dei travasi riducendo l'emissione di HC.

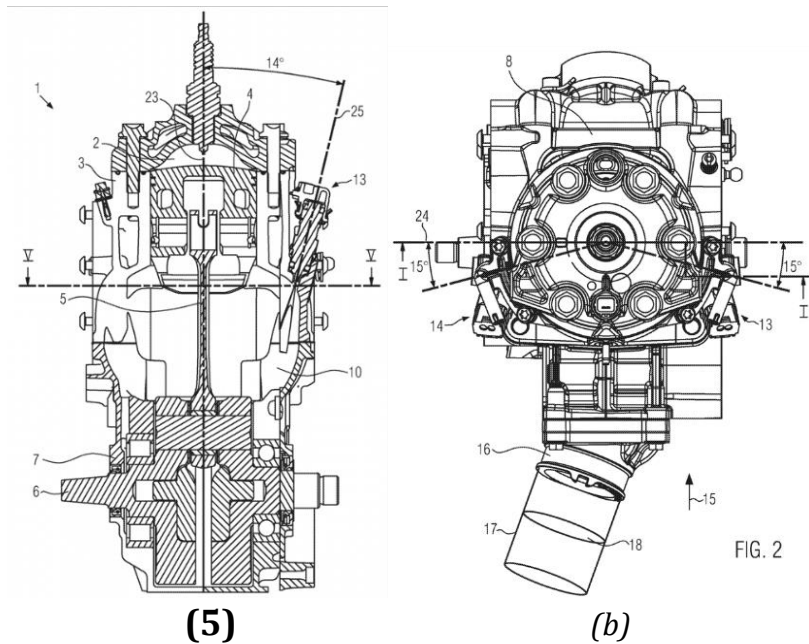


Fig 1.5 – Vista in sezione (a) e dall'alto (b) del motore KTM con sistema TPI

In particolar modo, gli iniettori sono collocati sulla coppia di travasi (uno dei quali indicato con 10 in figura) più distanti dalla luce di scarico. Tale scelta è ancora una volta legata alla necessità di ridurre le emissioni di HC cercando di minimizzare la perdita di combustibile per cortocircuito che risulterebbe maggiore introducendo il combustibile nei travasi adiacenti allo scarico.

I due iniettori possono essere installati con un'inclinazione tra -8° e $+35^\circ$ rispetto il piano mediano longitudinale passante per l'asse verticale del cilindro e con un angolo tra gli assi degli iniettori e quello del cilindro compreso tra 0° e 35° (preferibilmente 14°).

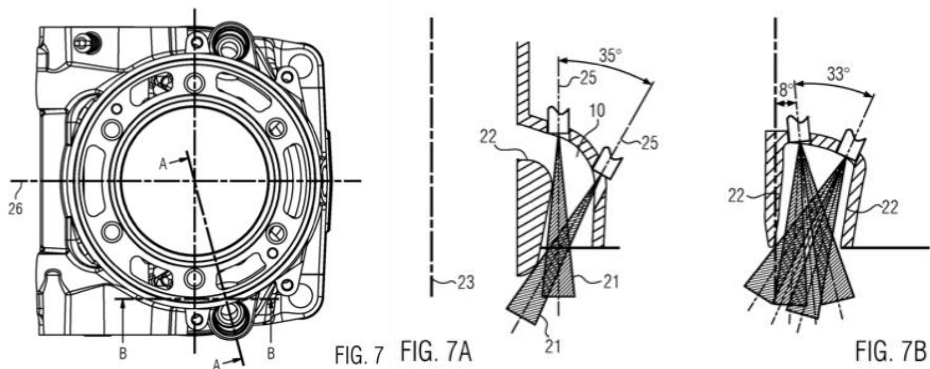


Fig. 1.6 – Installazione degli iniettori nel motore KTM con sistema TPI

In aggiunta, gli iniettori possono essere arretrati di circa 15° rispetto al piano mediano trasversale passante per l'asse verticale del cilindro, in direzione opposta allo scarico.

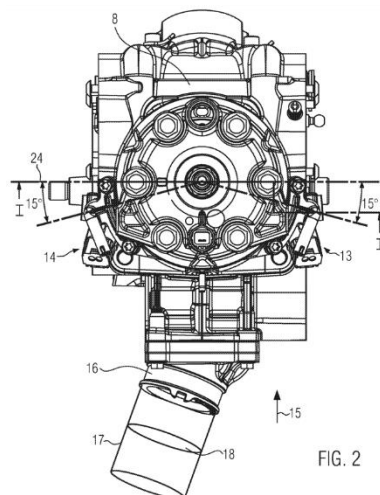


Fig. 1.7 – Vista dall'alto del motore KTM con sistema TPI

Questa specifica installazione è stata studiata al fine di ridurre il più possibile il contatto tra il combustibile introdotto in fase liquida e le pareti dei travasi e, conseguentemente, la formazione di depositi all'interno dei travasi. Tutto ciò determina benefici in termini di emissioni di idrocarburi incombusti e consumi specifici.

L'immissione del carburante nei travasi può essere effettuata con un solo od entrambi gli iniettori a seconda del punto operativo del motore.

In condizioni di minimo o basso carico, in cui sono richieste piccole quantità di carburante, l'iniezione può essere completata con un solo iniettore. Al contrario, per

carichi elevati, per poter completare la fase di iniezione in tempo utile, si rende necessario l'utilizzo di entrambi gli iniettori.

Il sistema prevede, inoltre, a bassi carichi, una strategia di controllo volta ad alternare l'iniezione tra i due iniettori. In altre parole, ciò significa che per alimentare il motore con la quantità di combustibile richiesta, la benzina viene fornita da uno dei due iniettori in un ciclo e dall'altro in quello successivo. È anche possibile, ad esempio, che il carburante venga iniettato da un iniettore per un numero predefinito di rotazioni dell'albero motore e che venga invece iniettato dall'altro iniettore durante un numero successivo di giri dell'albero.

Questa procedura ottimizza il processo ed evita fenomeni di accumulo di detriti per l'iniettore che, altrimenti, non sarebbe attraversato dal carburante per un periodo di tempo prolungato. Tali accumuli possono derivare dai gas di scarico presenti nel basamento a causa degli effetti di blow-by o anche dall'olio lubrificante che viene introdotto nel basamento. Allo stesso modo, si prevengono resinificazioni o incollamenti degli iniettori a causa di additivi o componenti presenti nel carburante e una distribuzione altrimenti diseguale della sollecitazione meccanica tra i due iniettori. Il sistema è progettato in modo tale che l'iniezione viene effettuata in unico travaso per un regime tra il 7% e 40% del carico massimo, laddove il valore cambia in funzione della velocità di rotazione dell'albero motore. A basso numero di giri motore, un iniettore può soddisfare la richiesta fino a circa il 40% del carico massimo, mentre ad un numero di giri elevato, il motore passa al funzionamento con due iniettori già a partire dal 7% del carico massimo. Questa è una immediata conseguenza del fatto che maggiore è la velocità di rotazione, minore è il tempo per iniettare il combustibile richiesto in accordo con il carico.

L'intervallo angolare a disposizione per il completamento della fase di iniezione è tra 5°CA e i 350°CA, seppure KTM dichiara di avere ottenuto i migliori risultati all'interno dell'intervallo 12-205°CA per un motore di cilindrata 250 cm³. La fasatura di iniezione viene modificata, anticipando/ritardando l'inizio/fine, sulla base del regime di rotazione e del carico.

Da un punto di vista del controllo del sistema, l'utente può variare la richiesta del carico modificando l'angolo di apertura della valvola a farfalla del corpo farfallato per mezzo di un cavo di trazione o anche in modalità drive-by-wire, agendo

ovviamente sulla manopola dell'acceleratore. L'informazione riguardante l'apertura della valvola a farfalla, misurata tramite un sensore di posizione angolare, viene utilizzata dalla centralina per calcolare e dosare la quantità di combustibile da iniettare. Quest'ultima viene iniettata da uno o entrambi gli iniettori, come precedentemente indicato, sulla base della pressione riscontrata all'interno del basamento. La variazione dell'angolo della farfalla sulla base del carico richiesto porta inevitabilmente, infatti, ad una variazione del flusso d'aria in aspirazione e, conseguentemente, della pressione nel carter.

1.5 La soluzione TM Racing

All'interno di questo scenario si inserisce l'attività di ricerca e sviluppo di TM Racing S.p.A. sul propulsore oggetto dell'attività. TM Racing propone una soluzione di tipo TPI molto simile alle precedenti, per la prima volta su un motore di cilindrata ridotta di 125 cm³.

L'attività di modellazione si è concentrata sul motore monocilindrico a due tempi ad accensione comandata di cilindrata 125 cm³ di TM Racing destinato ad applicazioni sportive, nella versione dotata di un sistema di iniezione a tecnologia TPI.

In particolare, il propulsore in oggetto equipaggia il motoveicolo nella versione motard (*SMR 125 Fi 2T*) ad uso pista.



Fig 1.8 – TM SMR 125 Fi 2T

Capitolo 2: Impostazione del modello di simulazione monodimensionale

2.1 Introduzione alla simulazione monodimensionale

Nel corso degli anni nell'ambito della progettazione e dello sviluppo dei motori a combustione interna ha assunto una importanza fondamentale l'uso di modelli simulativi per il calcolo delle caratteristiche dei flussi nei condotti di aspirazione e di scarico. Il comportamento dei sistemi di aspirazione e di scarico che regolano il flusso d'aria e di gas combusti nell'intero motore è importante perché influenza fortemente le prestazioni. Non a caso, infatti, ad esempio, un obiettivo di progettazione primario è quello di cercare di garantire il massimo flusso d'aria verso il cilindro a qualsiasi velocità poiché maggiore è la massa d'aria intrappolata, maggiore è la quantità di combustibile che può essere iniettata e, dunque, la potenza prodotta.

Si ricordano tre categorie di modelli utilizzabili per la simulazione dei flussi all'interno di un motore a combustione interna [3]:

- *Modelli schematici semi-empirici* per i flussi attraverso restrizioni del sistema (valvole, luci, ugelli ecc.) che fanno ampio uso dell'ipotesi di quasi-stazionarietà e di relazioni sperimentali caratteristiche dello specifico motore in esame;
- *Modelli del tipo "filling and emptying"* di carattere zero-dimensionale che, pur utilizzando l'ipotesi di quasi-stazionarietà del flusso, riescono a tenere conto dell'effetto di volume finito dei componenti critici del sistema;
- *Modelli gasdinamici* che descrivono in funzione dello spazio e del tempo le condizioni di flusso lungo i condotti.

L'uso di un tipo di modello piuttosto che di un altro è legato allo scopo che ci si propone di conseguire.

Nel caso specifico della prima parte dell'attività oggetto della tesi, la scelta è ricaduta su una *modellazione gasdinamica monodimensionale*. Il motivo dell'esclusione di un modello semi-empirico è da ricondursi alla volontà di avere un tool di simulazione il più possibile flessibile ed adattabile in futuro anche ad altri motori e, quindi, facilmente svincolabile dal propulsore specifico in oggetto. Invece, l'esclusione di un modello "*filling and emptying*" è correlata all'impossibilità da parte dei modelli zero-dimensionali (che trascurano la dipendenza spaziale delle variabili in gioco) di modellare fenomeni di natura inerziale come la propagazione delle onde di pressione che, in particolar modo, nei motori a due tempi di piccola cilindrata, giocano un ruolo fondamentale nella garanzia di un buon riempimento del cilindro in fase di aspirazione e di svuotamento durante il processo di lavaggio. Ne consegue che, nell'ottica di generare delle mappature di grandezze come, ad esempio, l'efficienza volumetrica per il successivo modello orientato al controllo, è importante avere a disposizione dati che tengano conto, il più possibile, del reale comportamento del motore.

I modelli monodimensionali, in genere, introducono le seguenti ipotesi:

- il moto è non stazionario nel tempo;
- il fluido è comprimibile, senza limiti per le perturbazioni di pressione;
- considerando le dimensioni longitudinali del sistema studiato nettamente prevalente rispetto a quelle trasversali, il moto è ritenuto unidimensionale, ovvero si introduce una unica e generica coordinata (ascissa x lungo l'asse di ciascun condotto) per esprimere la dipendenza spaziale delle grandezze termofluidodinamiche in gioco;
- la sezione del condotto è variabile con legge assegnata;
- il processo è non adiabatico a causa di flussi di calore alle pareti;
- il moto è non isoentropico per la presenza di forze viscosive alle pareti.

Le equazioni che governano il flusso di un fluido comprimibile in un condotto costituiscono il sistema di equazioni di Navier-Stokes.

In particolare, nell'ipotesi di fenomeni monodimensionali, assumono le seguenti formulazioni [4]:

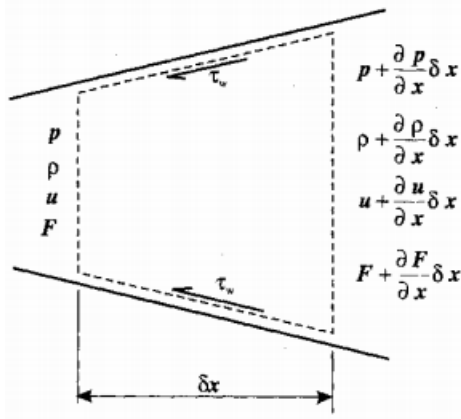


Fig. 2.1 - Volume di controllo

- Equazione di conservazione della massa (continuità)

$$\frac{\partial(\rho A)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u A)}{\partial x} = 0 \quad (2.1)$$

- Equazione di conservazione della quantità di moto

$$\frac{\partial(\rho u A)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u^2 + p) A}{\partial x} - p \frac{\partial A}{\partial x} + \frac{1}{2} \rho u^2 C_f \pi D = 0 \quad (2.2)$$

- Equazione di conservazione dell'energia

$$\frac{\partial(\rho e A)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u H A)}{\partial x} - q \rho A = 0 \quad (2.3)$$

Dove si è indicato con:

- ρ densità
- p pressione
- A sezione di passaggio del flusso
- u velocità

- C_f coefficiente di attrito di Fanning (funzione del numero di Reynolds e della scabrezza relativa)
- D diametro equivalente
- e energia interna totale specifica (somma delle energie interna e cinetica per unità di massa)
- H entalpia totale specifica $H = e + \frac{p}{\rho}$
- q potenza termica per unità di massa introdotta

Le equazioni (2.1) e (2.2) possono essere riscritte rispettivamente nelle seguenti forme:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\rho u}{A} \frac{dA}{dx} = 0 \quad (2.4)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + F = 0 \quad (2.5)$$

Dove:

F contributo dovuto alle forze d'attrito alle pareti $F = C_f \frac{u^2}{2} \frac{u}{|u|} \frac{4}{D}$

Si può dimostrare che, sotto l'ipotesi di gas perfetto, l'equazione di conservazione dell'energia (2.3) può essere riscritta come segue [5]:

$$\frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} - a^2 \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} \right) - (k - 1) \rho (q + uF) = 0 \quad (2.6)$$

Dove:

- k rapporto tra i calori specifici
- a velocità del suono

2.2 Cenni alla simulazione tramite GT-Power

Tra i software in commercio in grado di impostare e di simulare modelli di carattere monodimensionale, è stato scelto di utilizzare GT-Power di Gamma Technologies. GT-Power opera discretizzando l'intero sistema in una serie di volumi di controllo. Le variabili scalari (pressione, temperatura, densità, energia interna, entalpia, concentrazioni delle specie chimiche ecc.) vengono presunte costanti su ciascun volume e calcolate nei rispettivi baricentri mentre le variabili vettoriali (flussi di massa, velocità ecc.) vengono calcolate per ogni confine (*boundary*) di ciascun volume di controllo. Tale approccio di discretizzazione viene denominato “*staggered grid*”.

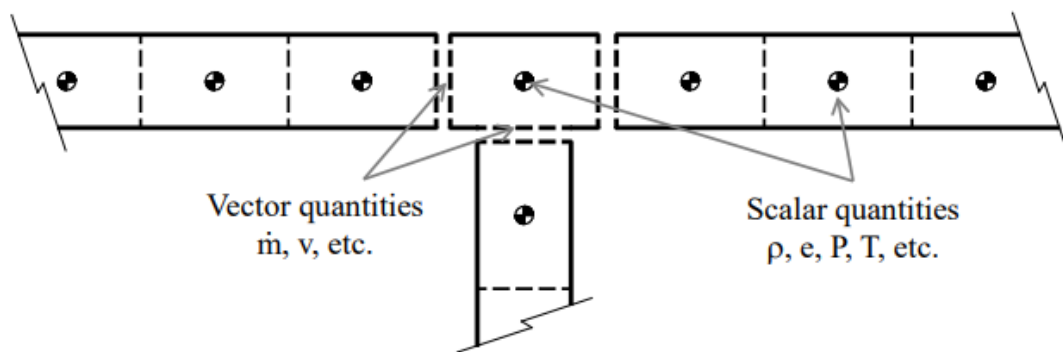


Fig. 2.2 – Schema dell'approccio “*staggered grid*”

Il codice di calcolo utilizzato si propone di risolvere numericamente le equazioni di Navier-Stokes implementate nelle forme di seguito riportate per ogni step della simulazione: [6]

- Equazione di continuità

$$\frac{dm_{vol}}{dt} = \sum_{boundaries} \dot{m} \quad (2.7)$$

- Equazione di conservazione dell'energia

$$\frac{d(m_{vol}e)}{dt} = -p \frac{dV}{dt} + \sum_{boundaries} (\dot{m}H) - hA_s(T_{fluid} - T_{wall}) \quad (2.8)$$

- Equazione di bilancio della quantità di moto

$$\frac{d\dot{m}_{vol}}{dt} = \frac{dpA + \sum_{bound.}(\dot{m}u) - 4C_f \frac{\rho u |u| dx A}{2D} - K_p \left(\frac{1}{2} \rho u |u|\right) A}{dx} \quad (2.9)$$

Dove:

\dot{m} portata massica al contorno del volume di controllo

m_{vol} massa nel volume

V volume

A_s superficie di scambio termico

h coefficiente di scambio termico

T_{fluid} temperatura del fluido

T_{wall} temperatura di parete

K_p coefficiente di perdita di pressione

dx lunghezza di discretizzazione

dp differenza di pressione agente lungo dx

I termini riportati a sinistra delle equazioni costituiscono le derivate delle cosiddette *variabili primarie*. Le *variabili secondarie*, come pressione e temperatura, vengono calcolate diversamente a seconda che si utilizzi un risolutore di tipo *esplicito* o *implicito*. Per la stragrande maggioranza di applicazioni, comprese simulazioni in ambito motoristico, Gamma Technologies raccomanda l'utilizzo del metodo esplicito, pena l'impossibilità di simulare adeguatamente fenomeni inerziali e di propagazione delle onde di pressione.

Nel metodo esplicito, i termini a destra delle equazioni (2.7), (2.8) e (2.9) sono calcolati usando i valori del precedente timestep. In questo modo si riescono ad ottenere le derivate delle variabili principali permettendo il calcolo dei nuovi valori assunti, tramite l'integrazione di tali derivate sul passo di simulazione.

Per garantire la stabilità numerica, il passo temporale deve essere ristretto per soddisfare la *condizione di Courant*. Questo fa sì che il metodo esplicito non risulti particolarmente adatto per simulazioni relativamente lunghe (nell'ordine del minuto) poiché necessita di un passo di simulazione particolarmente piccolo per predire accuratamente pulsazioni e rapide oscillazioni di pressione che hanno luogo nei flussi d'aria dei motori. In fluidodinamica numerica, la condizione di Courant è una condizione necessaria per la convergenza numerica di alcune equazioni alle derivate parziali. In particolare, essa rappresenta la relazione tra l'ampiezza dello step di avanzamento della simulazione e la lunghezza di discretizzazione dei volumi di controllo.

La stabilità numerica è garantita se risulta verificata la seguente disequazione:

$$C = \frac{\Delta t}{\Delta x} (|u| + a) \leq 0.8 \quad m = C_{max} \quad (2.10)$$

Ovvero se il *numero di Courant* della simulazione C è inferiore al massimo consentito C_{max}^* .

Dove:

Δt timestep [s]

Δx lunghezza minima di discretizzazione [m]

u velocità del fluido [m/s]

a velocità del suono [m/s]

m moltiplicatore del timestep specificato dall'utente nel *RunSetup* (pari o minore a 1.0)

*(*teoricamente il numero di Courant dovrebbe essere pari o inferiore a 1.0 ma, per via di alcuni fenomeni fisici non presenti nella analisi originale di Courant, è preferibile utilizzare un valore di 0.8 per garantire la stabilità numerica della maggioranza delle simulazioni).*

In sintesi, ad ogni passo temporale, pressione e temperatura vengono calcolate come di seguito riportato:

- 1) le equazioni di continuità e di conservazione dell'energia forniscono il valore di massa e di energia interna relativi al volume di controllo considerato;
- 2) con il volume e la massa noti, si calcola la densità;
- 3) le equazioni di stato per ogni specie chimica definiscono densità ed energia in funzione di pressione e temperatura. Il risolutore itera sulla pressione e la temperatura fino a soddisfare la densità e l'energia interna già calcolate per il passo di simulazione considerato. Tutto ciò viene eseguito tenendo in considerazione da parte del codice di calcolo eventuali passaggi di stato o trasformazioni delle specie chimiche.

2.3 Implementazione della geometria del modello

Il motore analizzato in questa attività è una versione prototipale di un motore monocilindrico a 2 tempi di cilindrata 124.49cm³.

Se ne riportano le principali caratteristiche nella tabella seguente.

Tipo di motore	2 tempi
Cilindrata	124.49 cm ³
Numero di cilindri	1
Sistema di aspirazione	Aspirazione naturale
Sistema di immissione	Valvola lamellare sul carter
Sistema di iniezione	2 iniettori, tecnologia TPI
Numero luci di travaso	5
Numero luci di scarico	2 con controllo elettronico dell'altezza della luce
Alesaggio	54 mm
Corsa	54.36 mm
Biella	109.8 mm
Altezza di squish	1 mm
Rapporto di compressione	13.86

In figura è riportato lo schema del modello completo del motore realizzato in GT-Power.

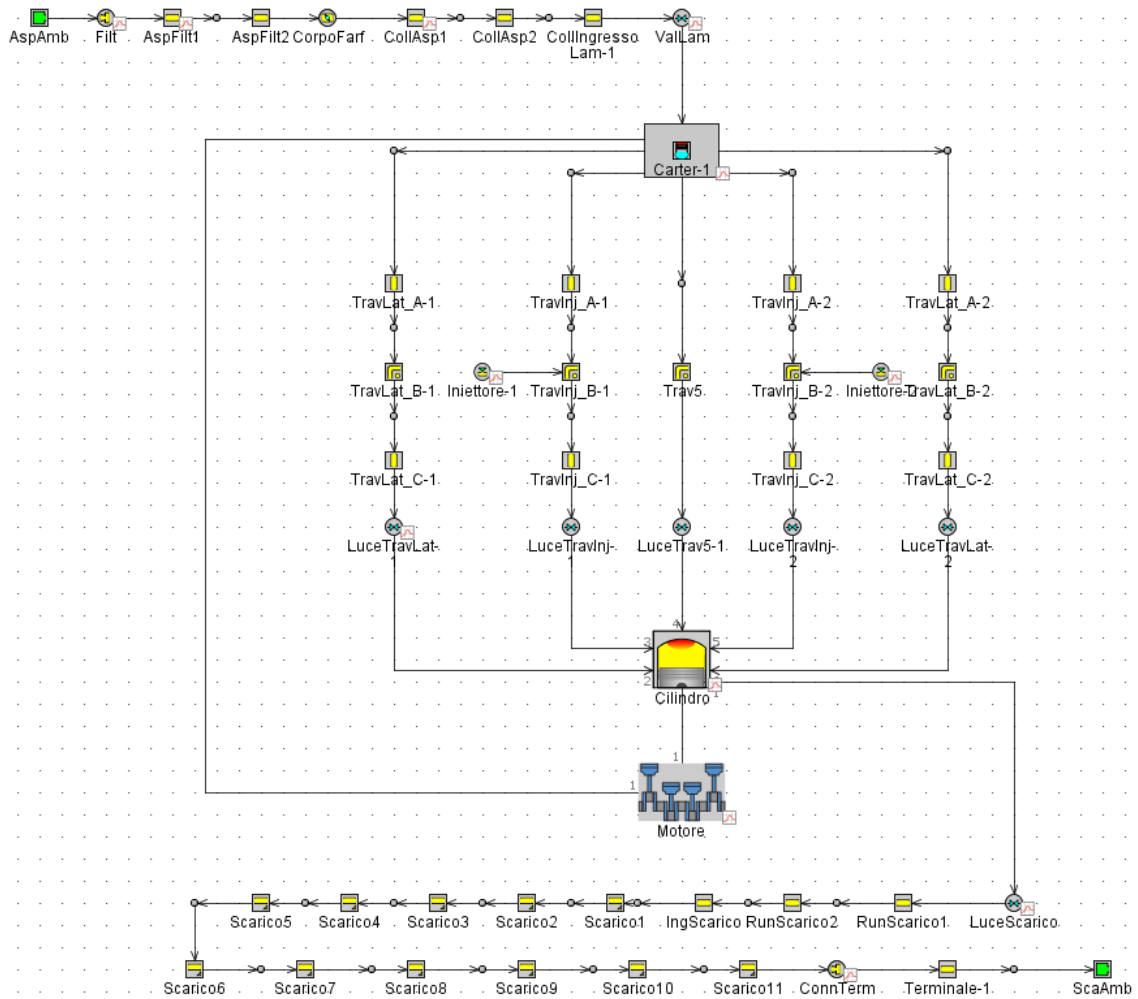


Fig. 2.3 – Modello completo in GT-Power

Il motore è stato modellato nella geometria a partire dalla linea di aspirazione tramite rilevazioni sul CAD 3D originale del propulsore.

In particolar modo la linea di aspirazione comprende:

- Air-box
- Corpo farfallato
- Collettore di aspirazione
- Valvola lamellare

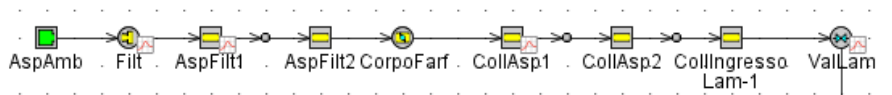


Fig. 2.4 – Modello della linea di aspirazione

Air-box

Per quanto riguarda la cassa filtro, poiché presenta un volume molto più grande di quello del collettore di aspirazione, in prima approssimazione ai fini della tipologia di simulazione è possibile considerare trascurabile la presenza stessa del filtro. Perciò, è possibile supporre che il corpo farfallato comunichi direttamente con l'ambiente esterno.

Nonostante questa possibilità, per avere un buon compromesso tra la semplicità di implementazione di quella che risulta essere una geometria molto complessa e la fedeltà alla geometria originale, è stata modellata unicamente la parte terminale della cassa filtro, che costituisce il collegamento della cassa filtro stessa al corpo farfallato (in rosso in fig. 2.5 e indicata con *AspFilt1* e *AspFilt2* nel modello). Per tenere conto della perdita di carico che subisce il flusso d'aria nell'attraversamento del filtro dell'aria, è stato introdotto un coefficiente di perdita all'interno dell'elemento di connessione indicato come *Filt* nel modello.

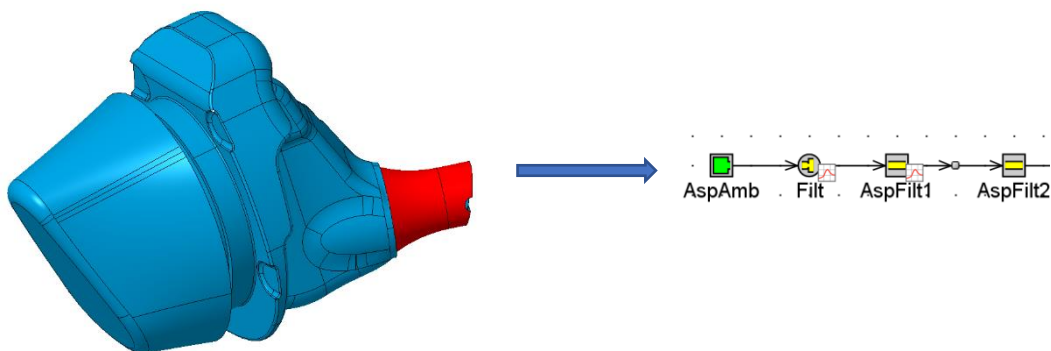


Fig. 2.5 – Airbox (sx) e relativa implementazione in GT-Power (dx)

Corpo farfallato

Il *corpo farfallato* costituisce un elemento di importanza fondamentale nella linea di aspirazione per via della sua capacità di controllare il flusso d'aria in ingresso al collettore. La variazione del suo angolo di apertura ha un impatto diretto sul coefficiente di efflusso e, quindi, sull'area equivalente di passaggio. Per questo motivo è stato utilizzato lo specifico modulo di simulazione *ThrottleConn* fornendo come input fondamentale la curva nella figura di seguito riportata rappresentante l'andamento del coefficiente di efflusso della valvola a farfalla in funzione del suo livello di apertura.

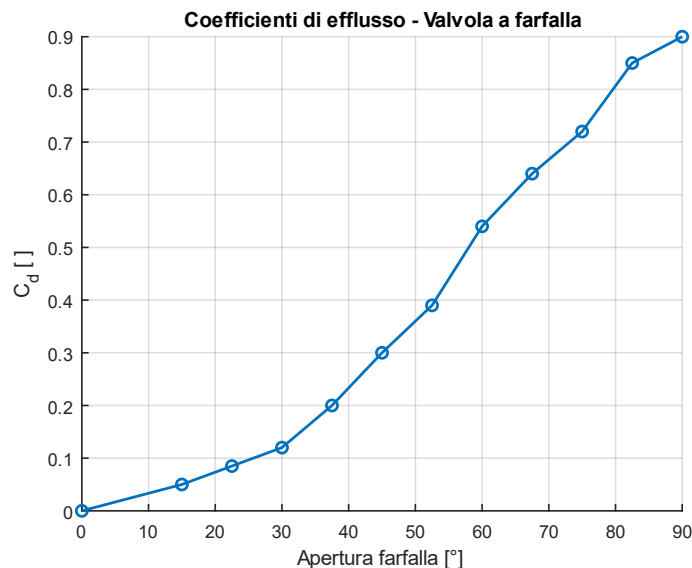


Fig. 2.6 – Coefficienti di efflusso della valvola a farfalla al variare dell'angolo di apertura

Valvola lamellare

Per quanto concerne la *valvola lamellare*, dato il suo ruolo fondamentale nei motori a due tempi, verrà adeguatamente presentata la sua caratterizzazione sperimentale e implementazione nel modello in un successivo capitolo dedicato.

Sistema carter-pompa

Le performance di un motore a due tempi dipendono strettamente dalle caratteristiche del compressore utilizzato come pompa di lavaggio. Il motore in

esame adotta la soluzione più semplice ma anche la più diffusa, ovvero quella del sistema *carter-pompa*. È una delle soluzioni più semplici da un punto di vista meccanico, è a basso costo, non determina ulteriori perdite (oltre quelle del motore) per attrito e comporta un modestissimo incremento di ingombro e peso. Tale soluzione si basa sugli effetti di pressione e depressione causati dal moto del pistone nella porzione di carter formata dalla camera di manovella e dalla parte inferiore del cilindro.

Più nel dettaglio il principio di funzionamento del carter-pompa è il seguente [5]:

- *1° tempo* (compressione ed accensione nel cilindro): chiuse le luci di lavaggio, il pistone genera depressione nel basamento richiamandovi la carica fresca
- *2° tempo* (combustione ed espansione nel cilindro): nella sua corsa di discesa il pistone comprime la carica fresca nel basamento e la trasferisce nel cilindro attraverso le luci di travaso

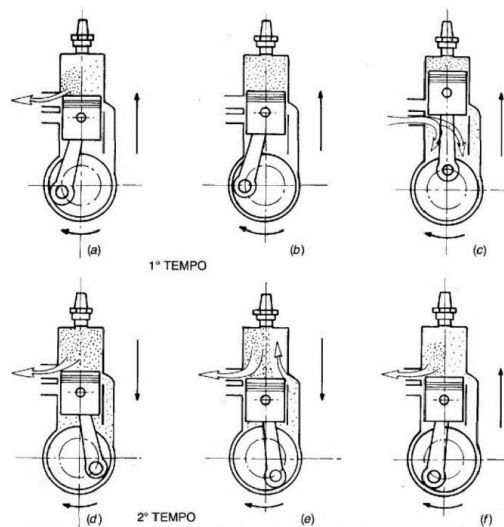


Fig. 2.7 – Principio di funzionamento del sistema a carter-pompa

Di fatto il sistema si comporta come un compressore volumetrico il cui rapporto di compressione è calcolato come segue:

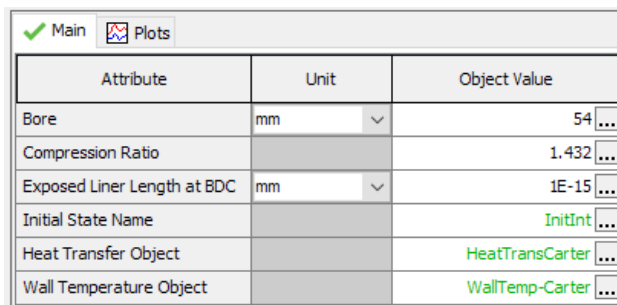
$$r_{CARTER} = \frac{V_{CARTER-BDC} + V_{CYL}}{V_{CARTER-BDC}} \quad (2.11)$$

Dove:

$V_{CARTER-BDC}$ volume disponibile nel carter con il pistone al punto morto interno

V_{CYL} cilindrata del motore

Per poter modellare l'effetto di compressione volumetrica, tale parametro, insieme all'alesaggio, è stato inserito nel componente *EngCrankcase* della libreria GT-Power, denominato *Carter-1* nel modello in Fig. 2.3.



Attribute	Unit	Object Value
Bore	mm	54
Compression Ratio		1.432
Exposed Liner Length at BDC	mm	1E-15
Initial State Name		InitInt
Heat Transfer Object		HeatTransCarter
Wall Temperature Object		WallTemp-Carter

Fig. 2.8 – Schermata Main del modulo EngCrankcase

Travasi

Il motore analizzato presenta cinque travasi con due coppie di travasi simmetrici. Su una coppia di questi travasi sono installati i due iniettori. In Fig. 2.9 è possibile osservare la relativa rappresentazione nel modello.

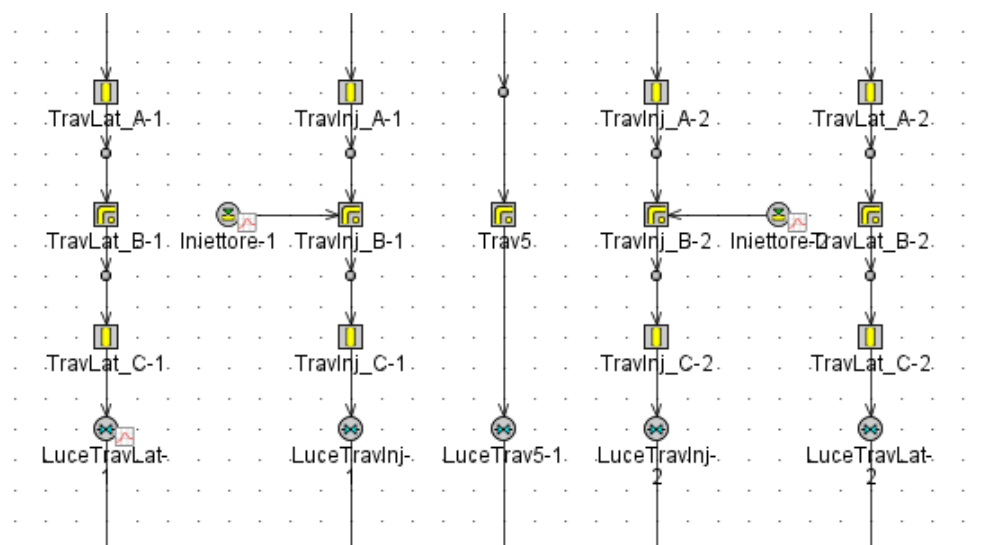


Fig. 2.9 – Modello dei travasi

Una peculiarità della maggior parte dei motori a due tempi è l'assenza di valvole a fungo per il controllo della fase di aspirazione e di scarico del cilindro, al contrario di quanto accade nei motori a 4 tempi. Infatti, nel motore trattato, l'ammissione di aria all'interno del cilindro e il suo svuotamento dai gas combusti è regolato dalla presenza di aperture realizzate lungo la parete del cilindro, denominate *luci*, che vengono scoperte e coperte dal moto del pistone. Ne consegue dunque che è possibile ottenere le informazioni della fasatura e dell'area disponibile per il passaggio dei fluidi coinvolti, data la loro natura unicamente di carattere geometrico, in funzione dell'angolo di manovella (di significato equivalente alla legge di alzata delle valvole di un motore a 4 tempi) tramite un'analisi cinematica del manovellismo di spinta.

La modellazione delle luci di travaso si è articolata in due fasi.

Nella prima fase, per fronteggiare l'elaborata geometria delle luci che rende complesso, per una determinata altezza della luce scoperta da pistone, individuare l'area di passaggio disponibile, è stata studiata una rappresentazione semplificata modellando un'unica luce rettangolare equivalente alle 5 luci reali.

Nella seconda fase, è stato effettuato un rilievo sul CAD 3D dell'andamento dell'area disponibile in funzione della posizione del pistone e quindi, dell'angolo di manovella. In definitiva, è stato scelto di implementare nel modello i risultati relativi a questo secondo approccio in quanto maggiormente fedele alla geometria originale. La fedeltà nella rappresentazione dei travasi è particolarmente importante poiché solo all'interno di due travasi viene effettuata l'iniezione e quindi solo attraverso 2 luci fluirà combustibile all'interno del cilindro. La rappresentazione di tale aspetto può giocare un ruolo primario nell'eventuale implementazione futura di un modello di combustione predittivo.

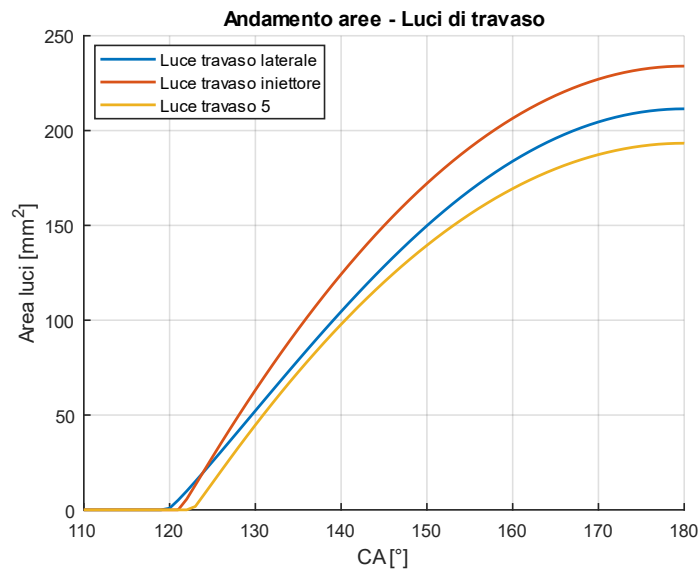


Fig. 2.10 – Andamento delle aree disponibili delle luci di travaso

Da notare come nel profilo illustrato in Fig. 2.10 non viene mai raggiunta l'area massima di passaggio data l'evidente assenza di un intervallo angolare in cui l'area disponibile si mantiene costante e pari al valore massimo. Questo aspetto è una conseguenza della particolare collocazione, lungo la parete del cilindro, delle luci del motore prototipale considerato, che fa sì che il pistone non le scopra mai completamente.

Sistema di scarico

Al contrario delle luci dei travasi, quelle di scarico non presentano un'altezza considerevole come "fissa" per via della presenza di una valvola parzializzatrice di scarico. Essa si presenta come una valvola a paletta, la quale ruotando attorno ad un perno intorno al quale è incernierata, va ad occludere parzialmente la parte superiore delle due luci di scarico, ritardando di fatto il momento in cui il pistone scopre le luci stesse e riducendo l'area disponibile per l'evacuazione dei gas di scarico. Idealmente, tale sistema è volto a creare un'altezza variabile delle luci di scarico e quindi di fatto una fasatura variabile.

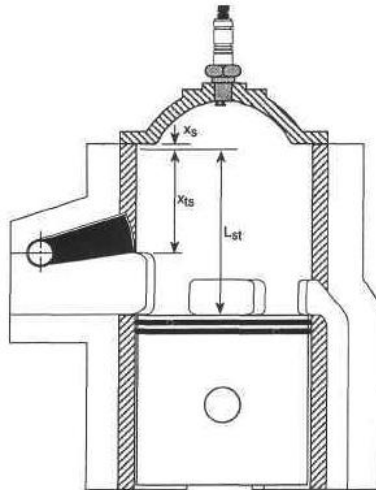


Fig. 2.11 – Schematizzazione della valvola di scarico

L'obiettivo ultimo di tale sistema è quello di ottimizzare la curva di coppia prodotta dal motore. Ai bassi regimi, visti i tempi più lunghi per l'effettuazione di un ciclo completo, c'è un maggiore rischio che fuoriescano dal cilindro, durante il processo di lavaggio, non solo i gas combusti ma anche un'importante frazione di miscela fresca, riducendo il riempimento del cilindro e determinando conseguentemente una perdita di prestazioni, oltre che un incremento di emissioni di idrocarburi incombusti. Per questo motivo, a bassi regimi, la valvola di scarico si abbassa riducendo la massima area utile per il passaggio dei gas, minimizzando il cortocircuito della carica.

Viceversa, ad alti regimi, il tempo utile per l'esecuzione del processo di lavaggio è minimizzato. Ne consegue la necessità di avere la massima area disponibile per l'evacuazione dei gas combusti in modo da evitare di avere alte quantità di residui combusti intrappolati nel cilindro per il successivo ciclo motore. Quindi, in tali condizioni, la valvola di scarico si troverà prossima alla sua posizione di riposo.

Il controllo della valvola avviene elettronicamente tramite un'apposita centralina, in aggiunta a quella di controllo motore, all'interno della quale è implementata la mappatura di controllo. Per l'implementazione dell'altezza variabile della luce di scarico si è provveduto ad interpolare i dati forniti sulla posizione della paletta della valvola in funzione del punto motore, con la stessa logica della centralina di controllo, in modo tale da coprire la totalità dei punti motore simulati.

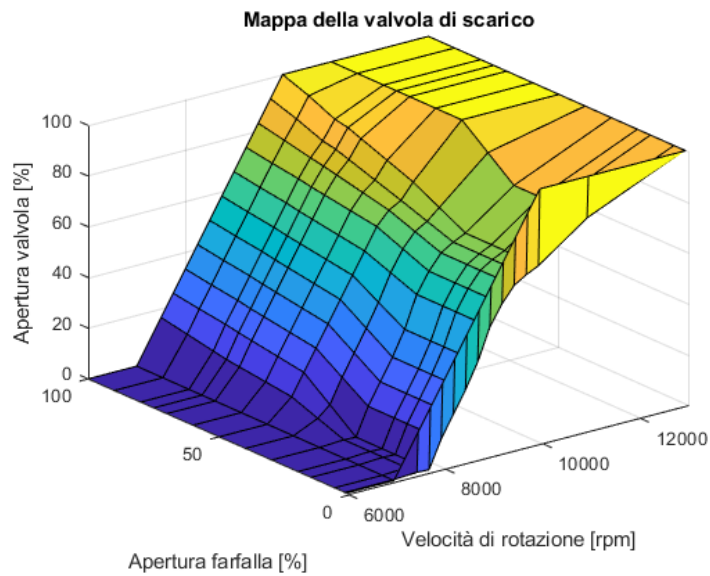


Fig. 2.12 – Mappa di controllo della valvola di scarico

Successivamente è stato rilevato sul CAD 3D del motore, per ogni posizione di parzializzazione di interesse, l'andamento dell'area disponibile in funzione della posizione del pistone e quindi, dell'angolo di manovella. A rigore il motore analizzato presenta due luci di scarico, ma poiché sono identiche nella geometria e i runner di scarico sono immediatamente raccordati, è stata rappresentata un'unica luce di scarico di area equivalente.

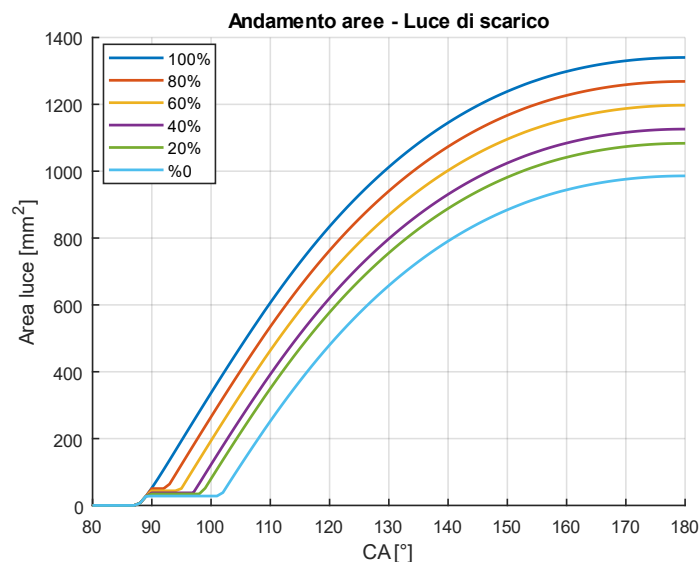


Fig. 2.13 – Andamento dell'area disponibile della luce equivalente di scarico per diverse parzializzazioni della relativa valvola

Come è possibile notare dal grafico in Fig 2.13 sono riscontrabili due particolarità negli andamenti riportati.

Innanzitutto, è osservabile la presenza nei tratti iniziali e finali di ogni curva, fatta eccezione per quella corrispondente all'assenza di parzializzazione (100%), di un intervallo angolare in cui l'area resa disponibile è costante. Questo aspetto è dovuto alla conformazione a paletta della valvola; poiché la sua posizione è determinata dalla sua rotazione attorno ad un perno nel quale è incernierata, ne consegue inevitabilmente un allontanamento della sua estremità dalla parete del cilindro per cui non viene garantita di fatto una perfetta tenuta e quando il pistone scopre la luce ma senza ancora aver raggiunto l'estremità della paletta della valvola ci sarà un'area per il trafilamento di gas nella linea di scarico.

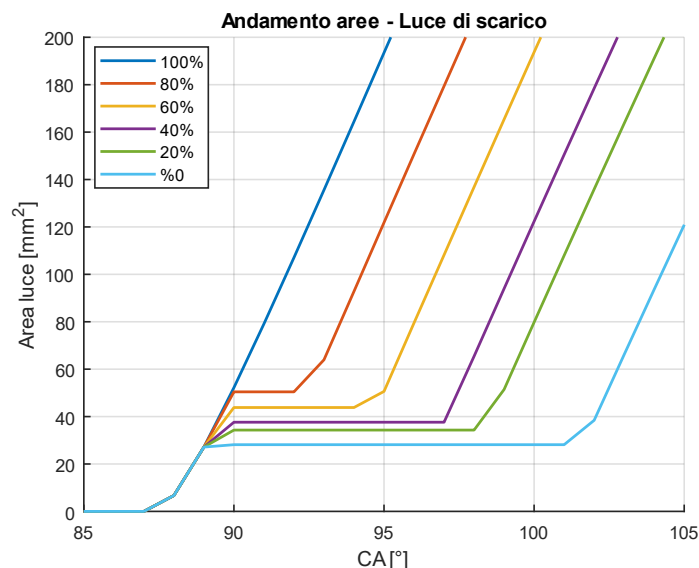


Fig. 2.14 – Dettaglio dell'andamento dell'area della luce equivalente di scarico

Il secondo aspetto che si può notare è il fatto che, come già indicato per le luci di travaso, non si ha il raggiungimento e mantenimento nel tempo di una massima apertura offerta dalla geometria delle luci. Questa è una conseguenza del fatto che, per la particolare disposizione delle luci nel motore prototipale studiato, il pistone non scopre mai completamente le luci di scarico.

Poiché la mappatura di controllo elettronico della valvola è di tipo (α, n) e, come verrà meglio indicato in seguito, le simulazioni sono state effettuate in *Speed Mode* cioè fissando il regime di rotazione del motore senza modellare il carico resistente per diverse aperture della valvola farfalla, l'implementazione della strategia di controllo della valvola di scarico si è ridotta all'aggiunta di un parametro vettoriale nel Case Setup di GT-Power per ogni caso simulato, rappresentante il vettore dell'area disponibile in funzione dell'angolo di manovella (*ArrayLuceScarico* in Fig. 2.15).

In questo modo è stato possibile associare in maniera molto semplice la posizione della valvola ad ogni regime di rotazione e apertura di farfalla simulati.

Parameter	Unit	Description	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5	Case 6	Case 7	Case 8	Case 9
Case On/Off		Check Box to Tu...	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Case Label		Unique Text for ...	12000 rpm - 100%	11750 rpm - 100%	11500 rpm - 10...	11250 rpm - 100%	11000 rpm - 100%	10750 rpm - 100%	10500 rpm - 100%	10250 rpm - 100%	10000 rpm - 100%
Speed	RPM	Engine Speed	12000 ...	11750 ...	11500 ...	11250 ...	11000 ...	10750 ...	10500 ...	10250 ...	10000 ...
AlphaThrottle		Throttle Opening ...	90 ...	90 ...	90 ...	90 ...	90 ...	90 ...	90 ...	90 ...	90 ...
ArrayLuceScarico	mm^2	Area Array	ArrayScarico100 ...	ArrayScarico100 ...	ArrayScarico100 ...	ArrayScarico100 ...	ArrayScarico100 ...	ArrayScarico100 ...	ArrayScarico100 ...	ArrayScarico100 ...	ArrayScarico100 ...
dxint	mm	Discretization Len...	5 ...	5 ...	5 ...	5 ...	5 ...	5 ...	5 ...	5 ...	5 ...
dx	mm	Discretization Len...	5 ...	5 ...	5 ...	5 ...	5 ...	5 ...	5 ...	5 ...	5 ...
StartCycle			-87	-87	-87	-87	-87	-87	-87	-87	-87

Fig. 2.15 – Schermata del Case Setup

La linea di scarico nei motori a due tempi gioca un ruolo fondamentale nei fenomeni di gasdinamica. In particolare, l'andamento della pressione nel collettore di scarico, in prossimità delle relative luci ha una forte influenza sul processo di lavaggio e presenta una forte dipendenza dalla geometria del condotto. Un qualunque condotto aperto ad una estremità e, quindi, in diretta comunicazione con l'ambiente esterno, dovendo realizzare un equilibrio di pressione sulla sezione terminale ed essendo il volume a valle del tubo grande rispetto a quello del condotto, riflette un'onda di pressione di segno opposto a quella incidente che si è generata in prossimità delle luci di scarico al momento della loro scopertura in modo da annullare globalmente la differenza di pressione nella sezione terminale. Modellando propriamente la geometria del condotto di scarico si ha la possibilità di ottimizzare i fenomeni di propagazione rispettivamente dell'onda di pressione e di depressione al fine di

migliorare le prestazioni del motore. Per questo motivo nei motori a 2 tempi viene realizzata la cosiddetta *camera di espansione*, formata da un elemento divergente, uno cilindrico ed uno convergente.



Fig. 2.16 – Esempio di camera di espansione per motore 2T

Il *tratto divergente* si comporta come un condotto progressivamente aperto, ed è quindi in grado di allungare la durata dell'onda di depressione che si forma dalla riflessione, con segno cambiato, dell'impulso positivo generato all'apertura della luce di scarico. Ottimizzando la lunghezza di questo tratto è possibile fare in modo che l'onda di depressione raggiunga a sezione della luce di scarico nella fase centrale del lavaggio, favorendo lo svuotamento del cilindro. Il *tratto convergente* invece, comportandosi come un condotto progressivamente chiuso, produce una riflessione dello stesso segno di quella parte dell'impulso iniziale che lo raggiunge. Se quest'onda positiva di pressione ritorna all'estremo collegato al cilindro nell'intervallo di tempo in cui la luce di lavaggio si è appena chiusa, mentre quella di scarico è ancora aperta, si eviterà di lasciare sfuggire dal cilindro parte della carica fresca, che vi è già entrata [5].

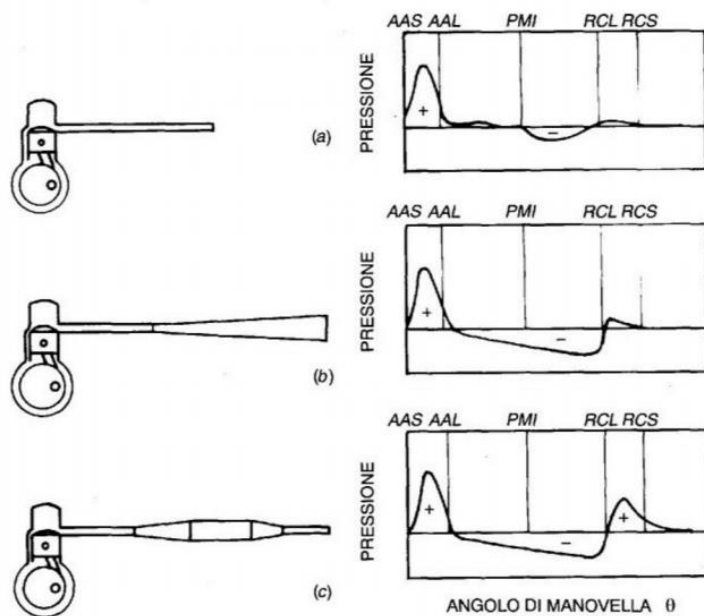


Fig. 2.17 – Effetti della geometria della camera di espansione sull’andamento della pressione in prossimità della luce di scarico

Si sottolinea che tale dimensionamento sarà ottimizzato solo per un range ristretto di giri motore, per il quale comunemente si definisce “*accordato*” (“*tuned*”) l’impianto di scarico. Al di fuori dell’intervallo di interesse è possibile fare utilizzo di strategie controllo motore, per esempio basate sulla modifica dell’anticipo di accensione che fa variare la temperatura nell’ambiente di scarico, con una ricaduta sulla velocità del suono e quindi di propagazione delle onde di pressione. Infatti, è utile ricordare, in sintesi, la dipendenza della velocità del suono dalla temperatura:

$$a = \sqrt{kRT} \quad (2.12)$$

Dove:

R costante universale dei gas

T temperatura del fluido

Per i motivi citati, l’implementazione della camera di espansione dello scarico è stata effettuata cercando di ottenere la massima fedeltà possibile. A tal scopo, l’utilizzo

del tool GEM 3D ha permesso di creare l'implementazione della linea di scarico nel modello monodimensionale direttamente dal file CAD 3D.

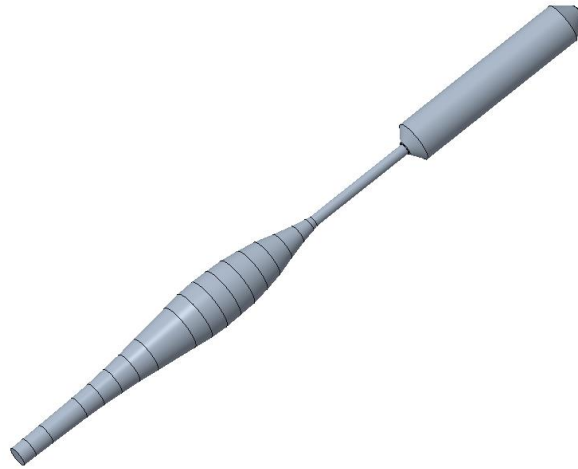


Fig. 2.18 – CAD 3D del sistema di scarico completo

In particolare, il volume dello scarico è stato discretizzato in accordo con una *mesh grid* specificata nel setup e da cui il software ha eseguito lo sviluppo in GT-Power con i template di libreria.

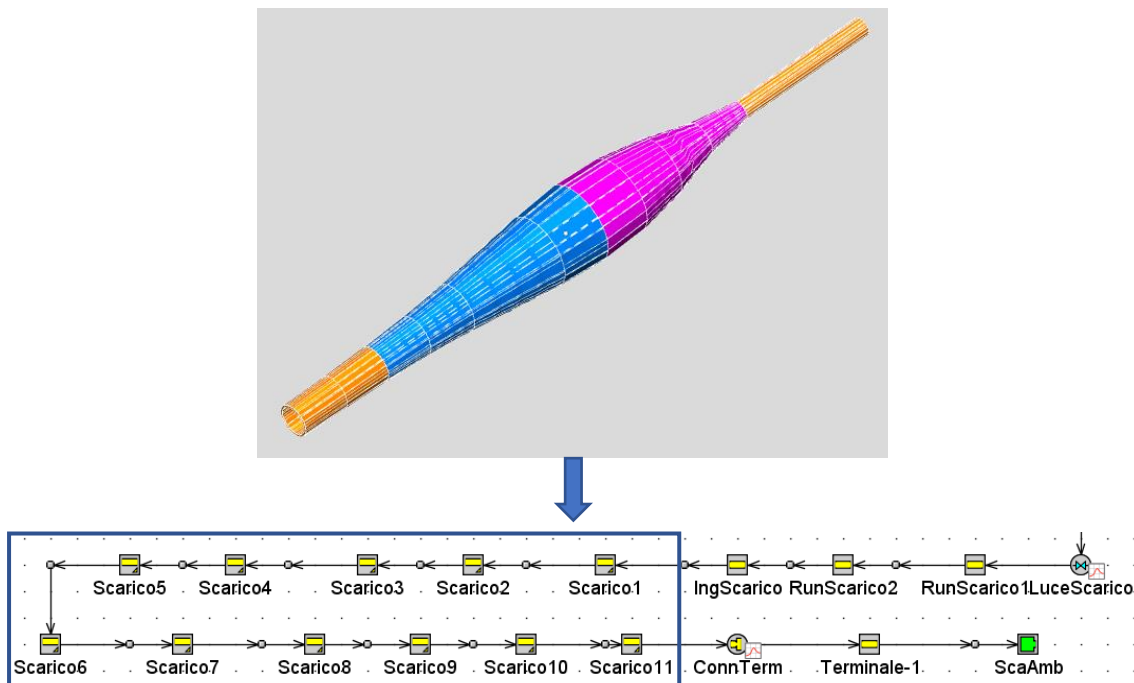


Fig. 2.19 Definizione della mesh grid (sopra) e relativo sviluppo in GT-Power (sotto)

Per quanto riguarda il terminale, dato che il target del modello non è un'analisi o una sua ottimizzazione acustica, è stata semplificata la sua rappresentazione omettendo la presenza del DB-killer la cui modellazione influenzerebbe in maniera pesante la durata delle simulazioni, data la complessità del suo comportamento fluidodinamico ma senza significativi impatti sui risultati ricercati.

2.4 Modelli adottati nella simulazione

GT-Power, come ogni software di simulazione, mette a disposizione una gamma di funzioni per la modellazione dei principali fenomeni fisici coinvolti nel funzionamento di un motore a combustione interna.

Modello di attrito

Le perdite per attrito meccanico sono state modellate adottando il *modello di Chen-Flynn*. Ricordando che la *BMEP* (*Brake Mean Effective Pressure*) è data ad ogni istante dalla differenza tra la *IMEP* (*Indicating Mean Effective Pressure*) e la *FMEP* (*Friction Mean Effective Pressure*):

$$BMEP = IMEP - FMEP \quad (2.13)$$

in accordo con il modello di Chen-Flynn, è possibile modellare la FMEP secondo la seguente relazione:

$$FMEP = A + B \cdot p_{max} + C \cdot c_{piston} + D \cdot c_{piston}^2 \quad (2.14)$$

Dove:

A termine costante della FMEP

p_{max} pressione massima nel cilindro

c_{piston} velocità media del pistone $c_{piston} = 2 \cdot n \cdot S$ (n = velocità di rotazione, S = corsa)

- B* fattore della pressione di picco nel cilindro
- C* fattore della velocità media del pistone
- D* fattore quadratico della velocità media del pistone

Modello di combustione

All'interno di GT-Power è possibile implementare diversi modelli del processo di combustione a seconda della tipologia di simulazione che si vuole effettuare.

In particolare, è possibile implementare:

- *Modelli di combustione non predittivi*: questa categoria di modelli si basa sull'imposizione del burn rate in funzione dell'angolo di manovella. Il burn rate imposto verrà seguito durante la simulazione senza considerare le condizioni nel cilindro, assumendo che ci sia sufficiente combustibile in camera di combustione a supporto del burn rate fornito come input. Quindi, questa categoria di modelli ignora potenziali effetti sulla combustione generati dalla fasatura dell'iniezione o dalla frazione residua di gas combusti presenti nel cilindro. I modelli di combustione non predittivi richiedono il minimo sforzo computazionale, minimizzando il tempo di calcolo;
- *Modelli di combustione semi-predittivi*: sono modelli che fanno uso di modelli non predittivi (es: modello di Wiebe) per l'imposizione del burn rate ma i cui parametri di definizione vengono predetti come funzione di numerosi parametri di input (es: velocità di rotazione, Air-to-Fuel Ratio [AFR], Spark Advance [SA] ecc.). Questo approccio fa spesso uso dell'applicazione di metodi basati su reti neurali;
- *Modelli di combustione predittivi*: sono modelli in grado di rappresentare il rilascio di calore generato dal processo di combustione considerando le condizioni che regnano nel cilindro ciclo per ciclo (pressione, temperatura, AFR ecc.). Se da un lato questi modelli sono in grado di fornire informazioni più accurate, dall'altro richiedono tempi di simulazione più lunghi e risultano efficaci solo in presenza di un'opportuna calibrazione a partire da dati sperimentali. Un esempio di modello predittivo implementato in GT-Power è denominato *EngCylCombSITurb* ed è basato sul calcolo del burn rate a partire da un modello della velocità di propagazione del fronte di fiamma.

All'interno di questa gamma di possibilità la scelta è ricaduta sul *modello di Wiebe a due zone* e, quindi, su un modello di combustione non predittivo. Il motivo di tale scelta è legato principalmente all'attuale assenza di dati sperimentali relativi alla pressione nel cilindro, aspetto che rende molto complesso e poco consistente l'implementazione di un modello predittivo. Ad ogni modo, il modello si presenta pronto all'uso per poter implementare, in futuro, ulteriori modelli di combustione.

Il processo compiuto dal software applicando un *modello a due zone* è il seguente:

- 1) All'inizio della combustione l'ambiente del cilindro è diviso in due zone: quella dei gas combustibili e quella dei gas incombustibili. In tale istante, tutte le specie contenute nel cilindro, compresi eventuali gas residui dal precedente ciclo, sono allocate nella zona degli elementi incombustibili.
- 2) Ad ogni step della simulazione, una frazione di miscela aria-combustibile è trasferita dalla zona dei gas incombustibili a quella dei combustibili in accordo con il burn rate imposto.
- 3) Una volta che tale trasferimento è stato eseguito, viene effettuato un calcolo di equilibrio chimico per la zona dei gas combustibili. Tale calcolo tiene in considerazione gli atomi di tutte le specie chimiche presenti in tale zona per lo specifico step simulato ottenendo così le concentrazioni di equilibrio dei prodotti della combustione. Tale equilibrio presenta una forte dipendenza dalla temperatura presente, mentre inferiore risulta l'influenza della pressione.
- 4) Una volta ottenuta la nuova composizione chimica della zona combusta, viene calcolata l'energia interna di ogni specie, la cui somma fornisce l'energia totale degli elementi combustibili. In questo modo, applicando il principio di conservazione dell'energia, è possibile calcolare i nuovi valori assunti dalla temperatura della zona dei gas combustibili, incombustibili e la pressione nel cilindro.

Quindi, in accordo con la procedura riportata, per ciascuna delle zone sono risolte le seguenti equazioni di bilancio energetico [7]:

Zona dei gas incombusti

$$\frac{d(m_u e_u)}{dt} = -p \frac{dV_u}{dt} - Q_u + \left(\frac{dm_f}{dt} h_f + \frac{dm_a}{dt} h_a \right) + \frac{dm_{f,i}}{dt} h_{f,i} \quad (2.15)$$

Dove:

m_u massa nella zona incombusta

e_u energia specifica della massa nella zona incombusta

p pressione all'interno del cilindro

V_u volume della zona incombusta

Q_u calore ceduto alle pareti

$\frac{dm_f}{dt}$ variazione di massa di combustibile presente nella zona incombusta

h_f entalpia del combustibile

$\frac{dm_a}{dt}$ variazione di massa d'aria presente nella zona incombusta

h_a entalpia dell'aria

$\frac{dm_{f,i}}{dt}$ portata di combustibile iniettato

$h_{f,i}$ entalpia del combustibile iniettato

Zona dei gas combusti

$$\frac{d(m_b e_b)}{dt} = -p \frac{dV_b}{dt} - Q_b - \left(\frac{dm_f}{dt} h_f + \frac{dm_a}{dt} h_a \right) \quad (2.16)$$

In cui i termini hanno lo stesso significato di quelli riportati nell'eq. (2.15) con l'unica differenza che il pedice "b" denota la zona dei gas combusti.

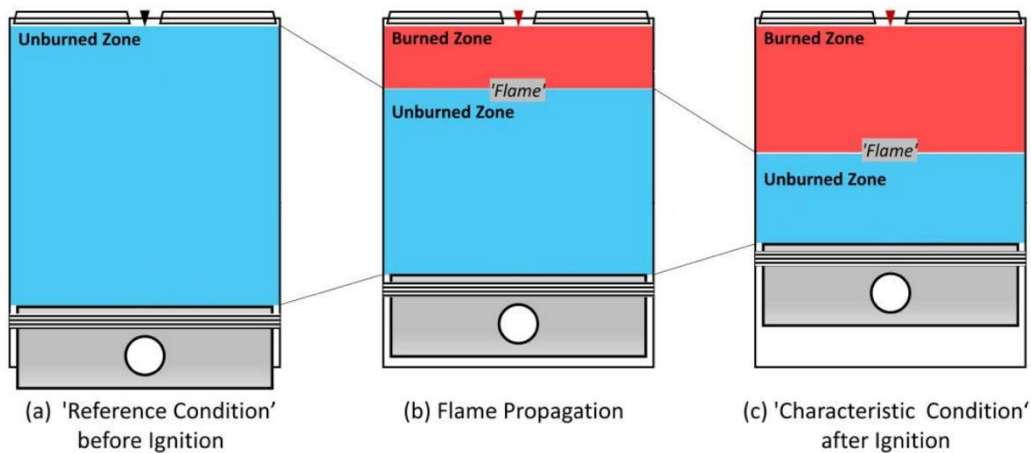


Fig. 2.20 – Rappresentazione schematica del modello a due zone

Il calcolo del burn rate è affidato alla relazione analitica derivante dal *modello di Wiebe*:

$$x_b(\theta) = 1 - \exp\left(-a \cdot \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta}\right)^{m+1}\right) \quad (2.17)$$

Dove:

- x_b frazione di massa bruciata
- θ angolo di manovella
- θ_0 angolo di inizio della combustione
- a parametro di efficienza della combustione
- m esponente di Wiebe o parametro di forma

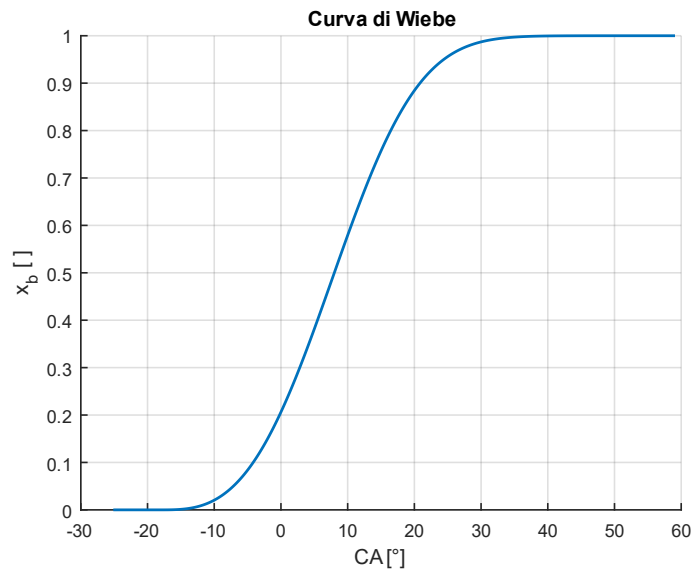


Fig. 2.21 – Esempio della curva della funzione di Wiebe

Considerando la durata del processo di combustione pari all'intervallo compreso tra l'angolo corrispondente al 10% (MFB_{10}) e il 90% di frazione bruciata (MFB_{90}), il parametro di efficienza della combustione è così relazionato alle altre costanti coinvolte:

$$a = \left\{ \left[\ln \left(\frac{1}{1-0.9} \right) \right]^{\frac{1}{m+1}} - \left[\ln \left(\frac{1}{1-0.1} \right) \right]^{\frac{1}{m+1}} \right\} \quad (2.18)$$

Per stabilire l'angolo di inizio combustione θ_0 il metodo più semplice prevederebbe, per motori ad accensione comandata, di farlo coincidere con l'angolo di anticipo di accensione (Spark Advance - SA). In realtà, per via del ritardo all'inizio della combustione rispetto allo scoccare della scintilla da parte della candela, è consigliabile considerare un valore più avanzato calcolabile considerando la formulazione della funzione di Wiebe come segue [8]:

$$\theta_0 = \theta_{MFB50} - \Delta\theta \left(\frac{\ln(2)}{a} \right)^{\frac{1}{m+1}} \quad (2.19)$$

In cui:

θ_{MFB50} angolo corrispondente al 50% di frazione bruciata (*MFB50*)

Modello di scambio termico nel cilindro

GT-Power offre la possibilità di implementare nel modello un'ampia gamma di modelli di scambio termico alle pareti del cilindro (Woschni, Woschni-Huber, Hohenberg ecc.).

Tra i modelli presenti è stato scelto quello denominato *WoschniGT*, data l'assenza di dati legati all'evoluzione dei moti della carica nel cilindro (es: Swirl). Il modello *WoschniGT* costituisce una forma lievemente modificata, nei valori dei coefficienti caratterizzanti il modello, della tradizionale rappresentazione del modello di Woschni [9].

Il modello di Woschni è un modello di scambio termico basato unicamente sulla modellazione tramite *convezione forzata*, opportunamente sovrastimata per tenere conto del fenomeno di scambio termico per irraggiamento seppur non esplicitamente modellato. In linea del tutto generale, la potenza termica scambiata per convezione \dot{Q} è definibile come:

$$\dot{Q} = h_c \cdot A \cdot (T - T_{wall}) \quad (2.20)$$

Dove:

h_c coefficiente di scambio termico convettivo

A area di scambio

T_{wall} temperatura di parete

Woschni propone la seguente definizione del coefficiente di scambio termico:

$$h_c = \frac{K_1 p^{0.8} w^{0.8}}{D^{0.2} T^{K_2}} \quad (2.21)$$

Dove:

K_1, K_2 costanti definite come nella tabella riportata di seguito

D	Alesaggio
p	pressione nel cilindro
T	temperatura nel cilindro
w	velocità media locale dei gas nel cilindro

Modello di Woschni	K_1	K_2
WoschniGT	3.01426	0.50

Come si evince dalla precedente equazione, il modello di Woschni propone una relazione di dipendenza tra il coefficiente di scambio termico h_c e la velocità media locale dei gas w all'interno della camera di combustione.

In particolare, quest'ultima presenta una dipendenza da:

- un termine esprimente una relazione di proporzionalità con la velocità media del pistone;
- un termine legato al processo di combustione, espresso tramite la dipendenza dalla pressione sviluppata in camera di combustione.

Ovvero, in forma analitica:

$$w = C_1 c_{piston} + C_2 \frac{V_d T_r}{p_r V_r} (p - p_m) \quad (2.22)$$

Dove:

C_1, C_2 costanti definite come indicato nella tabella seguente

c_{piston} velocità media del pistone

T_r temperatura del fluido di lavoro antecedente alla combustione

p pressione del fluido

p_m pressione del fluido in assenza di combustione

V_d cilindrata

V_r volume del fluido antecedente alla combustione

Per il modello *WoschniGT* le costanti C_1 e C_2 assumono i seguenti valori [7]:

$$C_1 = 2.28 + 3.9 \cdot \min\left(\frac{\dot{m}_{in}}{m_{cyl} \cdot f}, 1\right) \quad (2.23)$$

	C_2
Durante l'incrocio e la fase di compressione	0
Durante l'espansione e la combustione	3.24E-3

Dove:

\dot{m}_{in} portata attraverso le luci di aspirazione

m_{cyl} massa aspirata per ciclo dal singolo cilindro

f frequenza di rotazione del motore

Per fase di incrocio il software, in analogia con quanto accade in un motore a quattro tempi, interpreta il periodo in cui le luci di scarico e dei travasi risultano aperte contemporaneamente.

Modello di lavaggio

Per una descrizione della qualità del processo di lavaggio di un motore a due tempi si rende necessaria l'introduzione di alcuni parametri quantitativi. Tra questi troviamo, ad esempio, il *coefficiente di lavaggio* λ_s (*delivery ratio*) e l'*efficienza di lavaggio* η_s (*scavenging efficiency*), che risultano così definiti:

$$\lambda_s = \frac{m_i}{m_0} \quad (2.24)$$

$$\eta_s = \frac{m_{fc}}{m_{all}} \quad (2.25)$$

Dove:

m_i massa di carica fresca introdotta attraverso le luci dei travasi

m_0 massa di riferimento $m_0 = V_{cyl} \rho_{env}$

m_{fc} massa di carica fresca trattenuta nel cilindro

m_{all} massa totale presente nel cilindro

Tali parametri vengono utilizzati per la definizione di modelli analitici per la descrizione del processo di lavaggio.

L'applicazione dei modelli *mono-zona mono-fase* è la più diffusa. Un modello mono-zona denota che il volume del cilindro è occupato da un'unica zona durante la totalità del processo di lavaggio. L'assunzione mono-fase implica che il processo di lavaggio sia articolato unicamente in una fase o di miscelazione omogenea o di perfetta espulsione. Questa categoria mono-zona mono-fase è classificata in due modelli ideali: *miscelazione omogenea* e *perfetta espulsione*. Il primo si basa sull'assunzione che la carica fresca introdotta nel cilindro per unità di tempo si misceli istantaneamente con i residui combusti. Il secondo, invece, è basato sull'ipotesi che non ci sia alcun tipo di miscelamento tra la carica fresca e i gas combusti e che non si abbia perdita di carica fresca attraverso le luci di scarico durante la fase di lavaggio.

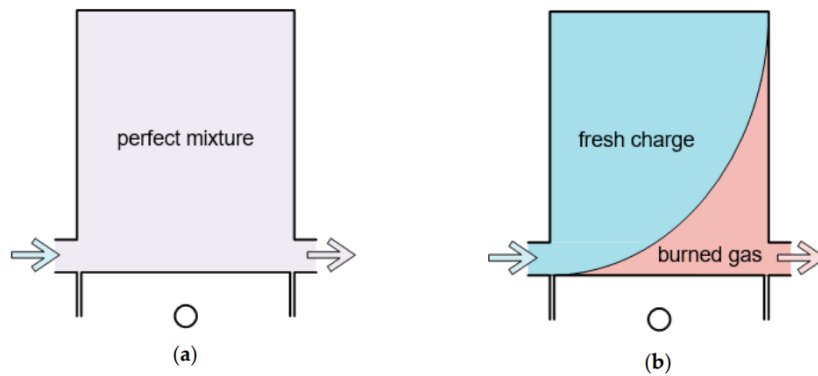


Fig. 2.22 - Modello di miscelazione omogenea (a); modello di perfetta espulsione (b)

Le corrispondenti equazioni risultano essere [10]:

$$\eta_s = 1 - e^{-\lambda_s} \quad \text{miscelazione omogenea} \quad (2.26)$$

$$\eta_s = \begin{cases} \lambda_s & \lambda_s \leq 1 \\ 1 & \lambda_s > 1 \end{cases} \quad \text{perfetta espulsione} \quad (2.27)$$

Queste tipologie di modelli sono intrinsecamente poco accurate nella predizione del processo di lavaggio data la forte idealizzazione del processo coinvolto.

Per ulteriori miglioramenti, è stato delineato il cosiddetto modello *mono-zona di Benson* che costituisce una combinazione dei due modelli sopra citati. Integrando i due modelli, il modello mono-zona di Benson assume che il processo di lavaggio possa essere caratterizzato da due fasi: il processo di perfetta espulsione che agisce nella prima fase mentre quello di miscelazione omogenea nell'ultima. Nella caratterizzazione del passaggio da una fase alla successiva può essere definita una variabile critica x , denominata *rapporto di espulsione (displacement ratio)* e definita come segue:

$$x = \frac{V_{bg}}{V_{all}} \quad (2.28)$$

Dove:

V_{bg} volume istantaneo dei gas combusti nel cilindro

V_{all} volume del cilindro

Dopo alcuni riarrangiamenti dei modelli citati, le equazioni dei parametri di lavaggio risultano [11]:

$$\eta_s = \begin{cases} \lambda_s & \lambda_s \leq x \\ 1 - (1 - x)e^{x-\lambda_s} & \lambda_s > x \end{cases} \quad (2.29)$$

$$\beta = \begin{cases} 0 & \lambda_s \leq x \\ 1 - (1 - x)e^{x-\lambda_s} & \lambda_s > x \end{cases} \quad (2.30)$$

Dove β è la frazione di carica fresca nei gas fuoriuscenti dal cilindro. Minore è il valore di β , minore è il corto-circuito della carica fresca.

Dunque, può essere concluso che la variabile x funge da punto di demarcazione delle due fasi. Maggiore è il valore di x , più il processo di lavaggio apparirà vicino a un

modello di perfetta espulsione e, viceversa, sarà più prossimo a un modello di miscelazione omogenea. Quindi, maggiore è il valore del displacement ratio, più efficiente è il processo di lavaggio.

Un ulteriore sviluppo del modello mono-zona di Benson è costituito dal *modello di Benson/Bradham*. Tale modello nasce come evoluzione del modello di Benson portandolo ad essere *multi-zona* e *multi-fase* tramite l'introduzione di un ulteriore parametro y esprimente la frazione di carica corto-circuitata, riducendo in questo modo significativamente l'inefficienza dei precedenti modelli. Le funzioni determinanti l'andamento dei parametri di lavaggio possono essere così determinate [11]:

$$\eta_s = \begin{cases} (1-y)\lambda_s & \lambda_s \leq \frac{x}{1-y} \\ 1 - (1-x)e^{x-(1-y)\lambda_s} & \lambda_s > \frac{x}{1-y} \end{cases} \quad (2.31)$$

$$\beta = \begin{cases} y & \lambda_s \leq \frac{x}{1-y} \\ 1 - (1-x)(1-y)e^{x-(1-y)\lambda_s} & \lambda_s > \frac{x}{1-y} \end{cases} \quad (2.32)$$

È evidente come è possibile derivare il modello mono-zona di Benson da quello di Benson/Bradham semplicemente imponendo un valore nullo al parametro y . Più il valore di x è vicino ad 1 e di y a 0, migliore è la qualità dell'intero processo di lavaggio, ed eventualmente migliori saranno le performance del motore a due tempi.

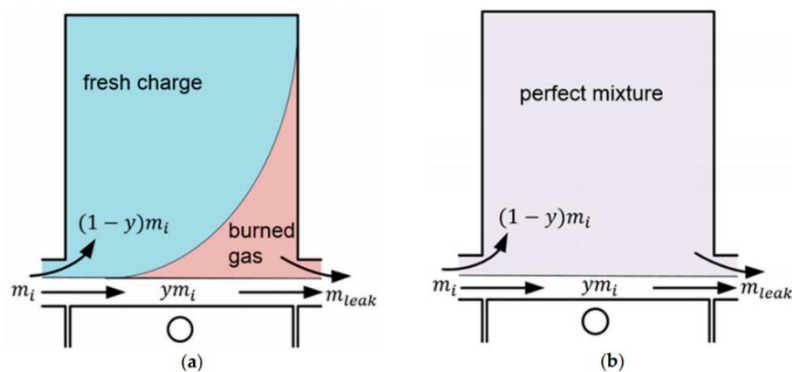


Fig. 2.23– Fasi del modello di Benson/Bradham: fase I (a), fase II (b)

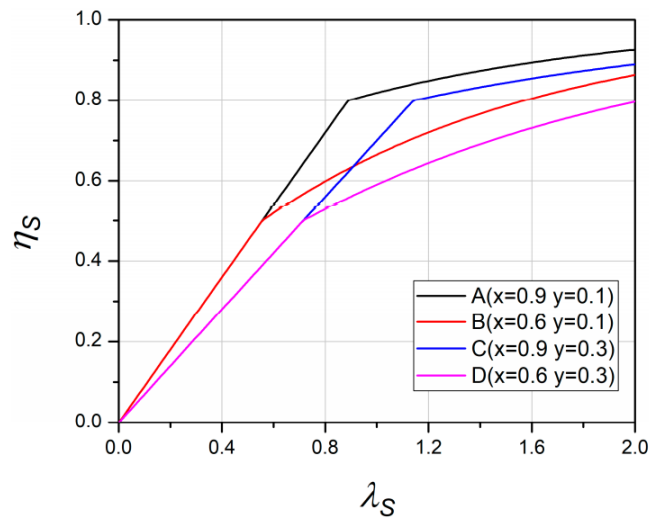


Fig. 2.24 – Relazione tra delivery ratio e scavenging efficiency nel modello di Benson/Bradham

All'interno di GT-Power, al contrario di quanto accade nei motori a quattro tempi, per cui una descrizione del lavaggio a livello di input forniti per la simulazione può risultare superflua in molte simulazioni, si rende necessario fornire la curva di rappresentazione dell'evoluzione del processo dato la simultaneità tra la fase di espulsione dei gas combusti e di aspirazione della carica fresca. GT-Power consente di impostare la curva di lavaggio imponendo l'andamento della frazione di gas combusti rispetto alla totalità della massa in uscita dal cilindro (*Exhaust Residual Ratio*) in funzione della frazione di gas combusti rispetto alla massa totale contenuta nel cilindro (*Cylinder Residual Ratio*) istante per istante. A tale scopo si utilizza il modulo *EngCylScavFunction* inserendo come input alcuni parametri come l'angolo di ancoraggio, il fattore di forma, e il valore del Cylinder Residual Ratio per il quale si ha un discostamento dal processo di lavaggio ideale (privo di cortocircuito della carica). Alternativamente è possibile descrivere la curva di lavaggio, definendola per punti, attraverso il modulo *EngCylScav*.

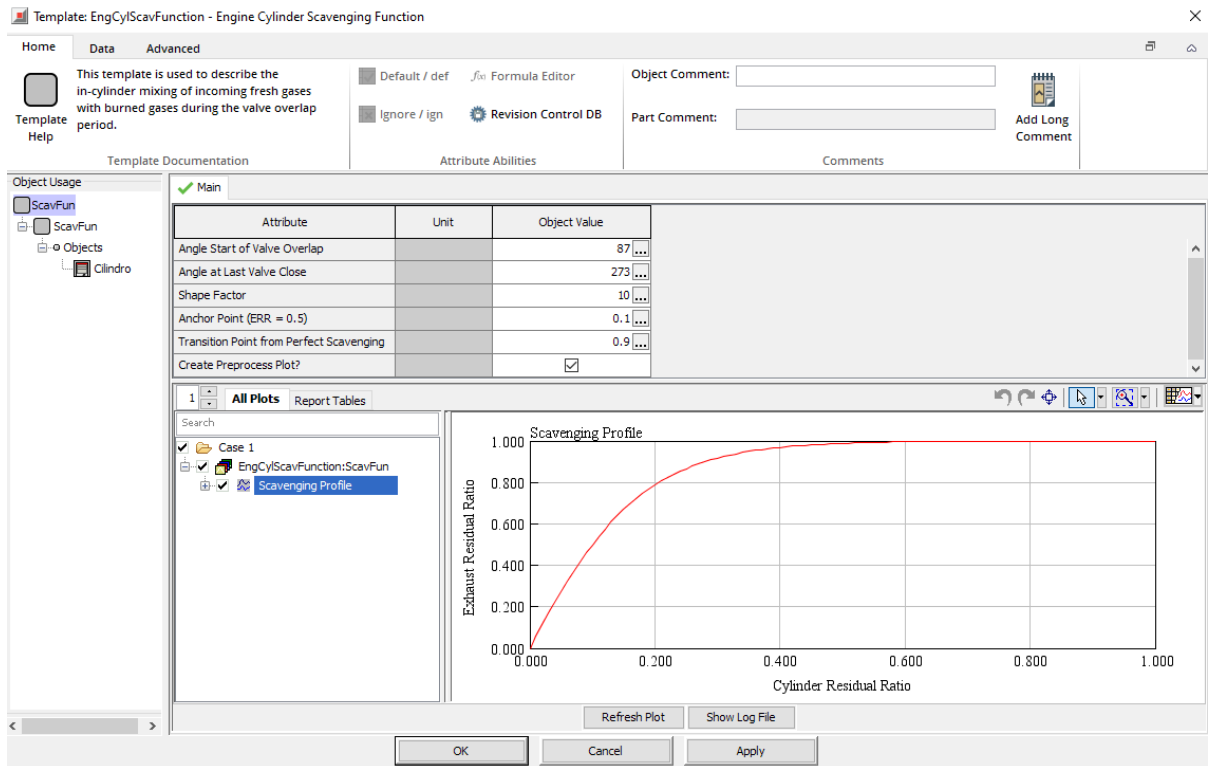


Fig. 2.25 – Schermata EngCylScavFunction

Capitolo 3: Caratterizzazione della valvola lamellare

3.1 Generalità

La valvola lamellare costituisce un elemento di fondamentale importanza nei motori a due tempi utilizzato per controllare l'immissione di aria (o aria-benzina) dal collettore di aspirazione all'interno del carter-pompa. La valvola lamellare è una valvola tipicamente costituita da un supporto in lega leggera dalla conformazione a cuspide sul quale vengono fissati i "petali" o "lamelle" flessibili, solitamente realizzate in acciaio o fibra di carbonio o di vetro, ed eventualmente delle piastrine rigide in acciaio di forma arcuata, denominate *stopper*, aventi la funzione di limitare il massimo sollevamento dei petali stessi e di guidarne la deformazione elastica (ovvero di far sì che esse aprendosi assumano la corretta curvatura). Per evitare urti e rimbalzi e per agevolare l'ottenimento di una buona tenuta, sulla cuspide viene applicato un riporto in gomma sintetica. Gli stopper e le lamelle vengono fissate alla base della cuspide per mezzo di viti, permettendone un'agevole sostituzione in caso di necessità. L'altra estremità è libera.



Fig. 3.1 – Esempio di valvola lamellare

Queste valvole sono unidirezionali (consentono il flusso dei gas solo in un senso e non in quello opposto) e funzionano in maniera completamente "automatica" in

base alla differenza tra la pressione a monte (collettore di aspirazione) e quella a valle (carter-pompa). Quando quest'ultima è inferiore al valore presente nel carter, le lamelle si sollevano consentendo il passaggio dell'aria (caso di iniezione diretta) o della miscela aria-carburante (caso di iniezione esterna od alimentazione a carburatore). Allorché la pressione all'interno del carter-pompa diventasse superiore a quella del collettore di aspirazione, le lamelle si chiudono e la miscela aria-benzina (o solo aria), precedentemente entrata, non può fuoriuscire.

Un grande vantaggio offerto dalle valvole a lamelle è costituito dal fatto che la fasatura di aspirazione che esse forniscono non è fissa ma varia automaticamente in funzione delle condizioni di funzionamento, ovvero delle effettive esigenze del motore. Questo assicura sempre un ottimo riempimento del carter-pompa e, quindi, un'eccellente respirazione del motore stesso. Altri punti di forza sono la grande semplicità e il costo ridotto.

3.2 Modellizzazione della valvola lamellare

All'interno di un software di simulazione monodimensionale è possibile fare utilizzo di due principali schematizzazioni della valvola lamellare al fine di modellare il suo comportamento dinamico:

- *Modello della trave a sbalzo caricata uniformemente*: questo approccio, che fa utilizzo della teoria della trave, si basa sull'approssimazione delle lamelle a travi incastrate ad un'estremità e sottoposte ad un carico uniforme, dato dalla differenza di pressione tra l'ambiente di monte e di valle.
- *Modello del sistema massa-molla-smorzatore*: in questo modello, le lamelle vengono considerate come dei dischi circolari sui quali è applicata una forza data dalla differenza di pressione tra l'ambiente di monte e quello di valle che ne determina il sollevamento. Tale forza è controbilanciata, per ogni valore del sollevamento, da una forza elastica. In condizioni transitorie, viene considerato anche un contributo inerziale proporzionale alla massa e un

contributo di smorzamento legato alla velocità delle lamelle nel loro movimento.

Tra le due soluzioni proposte la scelta è ricaduta sul modello del *sistema massa-molla-smorzatore* dato che il primo approccio richiede la conoscenza di parametri non facilmente reperibili, come il modulo di Young e la densità del materiale con cui sono realizzate le lamelle.

Dunque, il comportamento dinamico della valvola lamellare e, conseguentemente, il computo dell'area geometrica disponibile per l'ammissione di aria all'interno del carter-pompa si limita alla risoluzione della seguente equazione differenziale:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + k(x + x_{preload}) = F = A_{lam}(p_{coll} - p_{carter}) \quad (3.1)$$

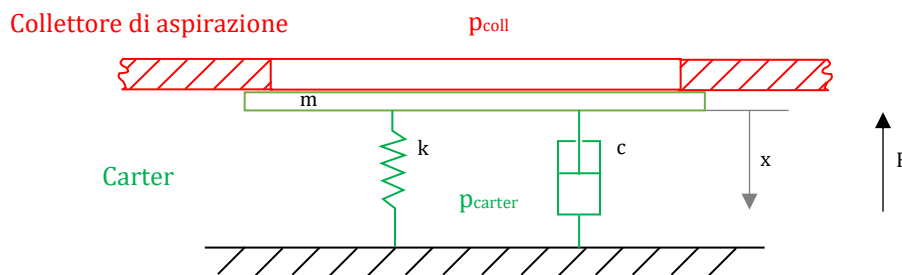


Fig. 3.2 – Schematizzazione del sistema massa-molla-smorzatore

Dove:

- m massa della lamella
- c costante di smorzamento della lamella
- k costante elastica della lamella
- F forza applicata $F = \Delta p A_{lam}$ (Δp = differenza di pressione applicata, A_{lam} = superficie della lamella)
- p_{coll} pressione nel collettore di aspirazione
- p_{carter} pressione nel carter-pompa
- x spostamento dell'estremità libera della lamella
- $x_{preload}$ lunghezza di precarico
- \dot{x} velocità dell'estremità libera della lamella

\ddot{x} accelerazione dell'estremità libera della lamella

Perciò la caratterizzazione del comportamento dinamico della valvola lamellare si riduce all'identificazione dei parametri di massa, costante di smorzamento, costante elastica e lunghezza di precarico della molla.

Un altro input fondamentale per la simulazione è l'andamento del coefficiente di efflusso della valvola lamellare in funzione dell'alzata.

3.3 Calibrazione del modello

Per l'identificazione delle informazioni citate è stata eseguita una campagna di prove sperimentali.

L'identificazione della massa delle singole lamelle è stata effettuata attraverso un processo di pesatura della sola parte soggetta a flessione della lamella. Per questo motivo le lamelle sono state tagliate, come indicato in Fig. 3.3, per ottenere unicamente la parte di interesse, escludendo la parte di fissaggio al corpo della cuspid.

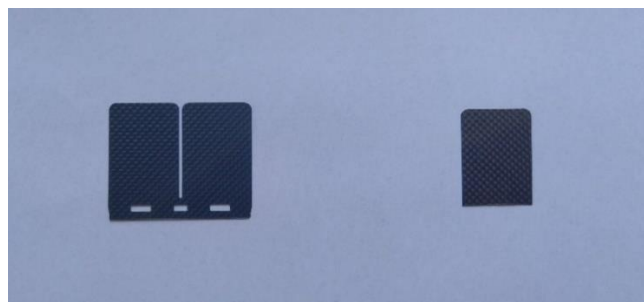


Fig. 3.3 – Lamelle della valvola lamellare

Per l'identificazione degli altri parametri è stata effettuata una serie di misurazioni sperimentali al banco di flussaggio. Durante tale attività, il componente è stato installato nel banco di flussaggio insieme ad un elemento realizzato tramite stampa 3D, volto a emulare il condotto, tra carter-pompa e collettore di aspirazione, in cui

la valvola lamellare risulta installata, in modo da replicare le condizioni di installazione reali.



Fig. 3.4 – Installazione della valvola lamellare nel banco di flussaggio

La prova sperimentale è stata effettuata applicando differenti differenze di pressione tra l'ambiente di monte, mantenuta fissa e pari al valore atmosferico, e di valle e registrando la corrispondente portata volumetrica fluente attraverso la valvola.

Pressione a monte	1016 mbar
Temperatura di prova	33.5 °C
Salto di pressione di inizio sollevamento delle lamelle	5.5 mbar
Alzata massima registrata delle lamelle @ salto di pressione	2 mm @ 50 mbar

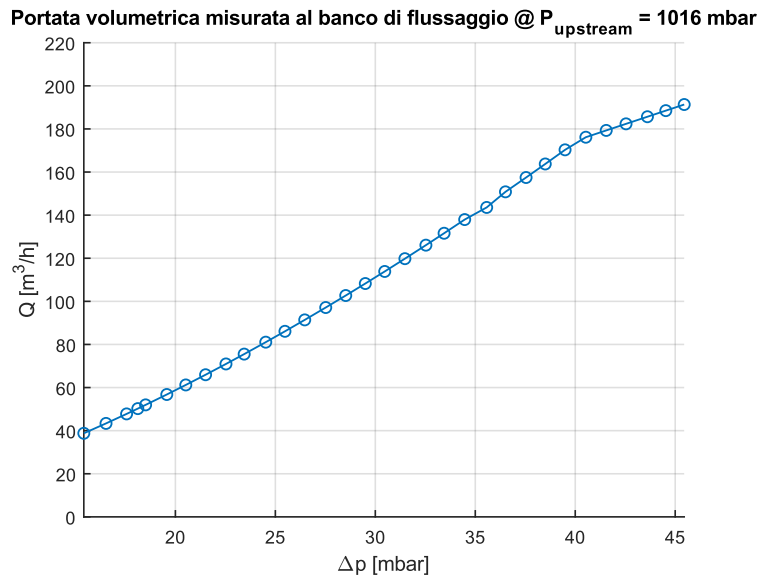


Fig. 3.5 – Andamento della portata volumetrica misurata in funzione della differenza di pressione applicata al banco di flusso

Ricordando la relazione che lega la portata al coefficiente di efflusso, al di fuori delle condizioni di blocco sonico:

$$\dot{m} = C_d A_{geo\ max} \rho_{up} \sqrt{RT_{up} \frac{2\gamma}{\gamma - 1} \left[\left(\frac{p_{down}}{p_{up}} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_{down}}{p_{up}} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} \quad (3.2)$$

è possibile calcolare l'andamento dei coefficienti di efflusso:

$$C_d = \frac{\dot{m}}{A_{geo\ max} \rho_{up} \sqrt{RT_{up} \frac{2\gamma}{\gamma - 1} \left[\left(\frac{p_{down}}{p_{up}} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_{down}}{p_{up}} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]}} \quad (3.3)$$

Dove:

\dot{m} portata massica

ρ_{up} densità nell'ambiente di monte

$A_{geo\ max}$ area geometrica massima di passaggio

T_{up} temperatura nell'ambiente di monte

p_{up} pressione nell'ambiente di monte
 p_{down} pressione nell'ambiente di valle

Al fine di semplificare la trattazione, si ingloberà all'interno del coefficiente di efflusso, coerentemente con la modellazione effettuata in GT-Power, sia la perdita di carico nell'attraversamento della valvola, sia la riduzione dell'area di passaggio effettiva rispetto al valore massimo.

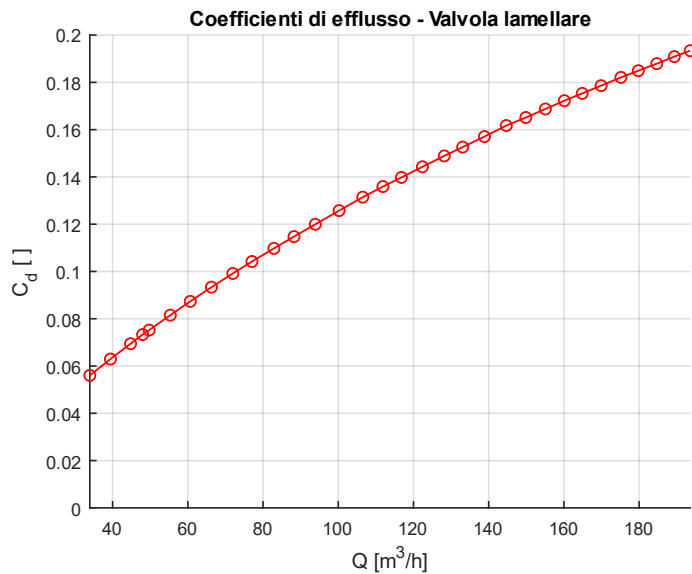


Fig. 3.6 – Andamento dei coefficienti di efflusso ottenuti dalle misurazioni al banco di flussaggio

Da questi dati è stato possibile ricavare la *rigidezza* e la *lunghezza di precarico* della molla del sistema massa-molla-smorzatore.

Infatti, data la staticità delle prove eseguite al banco di flussaggio, l'eq (3.1) può essere ridotta a:

$$k(x + x_{preload}) = \Delta p A_{lam} \quad (3.4)$$

che valutata, rispettivamente nel caso di applicazione della minima differenza di pressione applicata per avere un sollevamento dell'estremità libera delle lamelle e della massima differenza di pressione applicata al banco di flussaggio, produce il

seguinte sistema di equazioni nelle incognite della lunghezza di precarico $x_{preload}$ e della costante elastica k :

$$\begin{cases} kx_{preload} = \Delta p_{min} A_{lam} \\ k(x_{test\ max} + x_{preload}) = \Delta p_{max} A_{lam} \end{cases} \quad (3.5)$$

Dove:

Δp_{min} minima differenza di pressione applicata per avere un sollevamento dell'estremità libera delle lamelle

Δp_{max} massima differenza di pressione applicata al banco di flussaggio

$x_{test\ max}$ sollevamento delle lamelle registrato per la massima differenza di pressione applicata al banco di flussaggio Δp_{max}

Le specifiche del banco di flussaggio non hanno consentito una caratterizzazione dell'andamento del coefficiente di efflusso in tutto il potenziale intervallo di condizioni in cui la valvola lamellare può operare poiché l'alzata massima che è stato possibile misurare è ben al di sotto del massimo limite dato dai vincoli fisici e geometrici del condotto di installazione.

Poiché le differenze di pressione in gioco sono molto contenute e, conseguentemente, il rapporto tra la pressione dell'ambiente di valle e quello di monte si mantiene nell'intorno di valori prossimi all'unità e, quindi, ben lontano dal valore del rapporto critico rappresentante il raggiungimento delle condizioni di blocco sonico, è stato possibile estrapolare i valori di portata per maggiori differenze di pressione tra l'ambiente di monte e di valle tramite interpolazione lineare dei dati a disposizione. In particolar modo, l'estrapolazione è stata effettuata tramite una funzione lineare poiché si è nel tratto della curva (*rapporto di pressioni-portata*) approssimabile, senza particolari errori, con una funzione lineare.

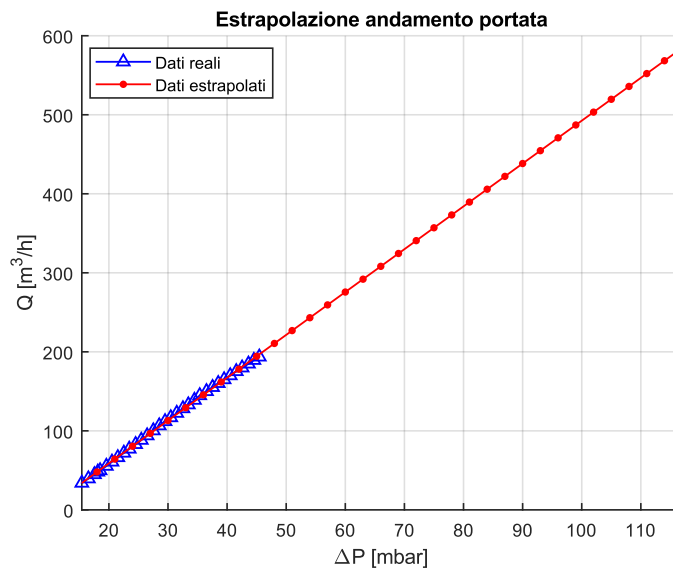


Fig. 3.7 – Estrapolazione dell’andamento della portata attraverso interpolazione lineare dei dati sperimentali

Inoltre, per via della piccola variazione delle alzate delle lamelle, a fronte della variazione della differenza di pressione applicata, non è stato possibile fare misure puntuali relative all'alzata e, conseguentemente, non è stato possibile abbinare ad ogni alzata il corrispettivo valore del coefficiente di efflusso.

Tale problematica è stata risolta ricreando in GT-Power un modello della prova sperimentale al banco di flussaggio tramite il quale è stato possibile identificare i parametri mancanti.

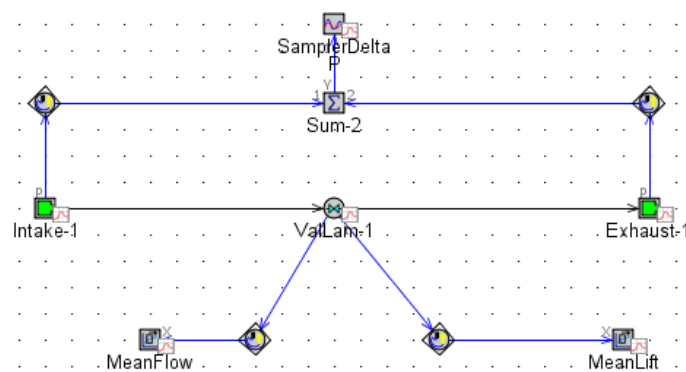


Fig. 3.8 – Schema del modello della prova sperimentale al banco di flussaggio in GT-Power

In particolare, è stato utilizzato un toolbox di GT-Power, chiamato *Design Optimizer*, che permette l'ottimizzazione e/o l'identificazione di uno o più parametri per soddisfare delle condizioni impostate dall'utente. L'optimizer opera lanciando varie simulazioni per un determinato set di valori degli input e di casi impostati, ne valuta i risultati e, utilizzando un algoritmo specificato dall'utente nel setup, aggiorna i valori dei fattori da ottimizzare. Il processo viene ripetuto molteplici volte fino a che non viene raggiunta la convergenza o risulta soddisfatto il criterio di tolleranza imposto.

I fattori da ottimizzare possono essere di tipo *Independent*, nel caso in cui si voglia ottimizzare un parametro per ogni caso simulato, oppure di tipo *Sweep*, nel caso in cui l'ottimizzazione sia riferita alla totalità dei casi simulati. La valutazione dei risultati viene effettuata attraverso la definizione di una funzione obiettivo, solitamente definita in modo tale da far sì che la sua minimizzazione coincida con l'ottimizzazione dei valori dei fattori. A tal proposito, una funzione obiettivo impostabile, la cui minimizzazione è garante della bontà del processo di ottimizzazione, è l'errore quadratico medio:

$$f_{obj} = \sum_{i=1}^n \frac{(y_i - y_{i \text{ target}})^2}{n} \quad (3.6)$$

Dove:

y_i risposta del sistema per l'i-esimo caso simulato

$y_{i \text{ target}}$ risposta richiesta del sistema per l'i-esimo caso simulato

n numero di casi simulati

Nel caso specifico sono state simulate nell'ottimizzatore le stesse condizioni, a livello di pressioni a monte e a valle della valvola lamellare, utilizzate per estrapolare l'andamento della portata volumetrica in un range più ampio rispetto a quello misurato al banco di flussaggio. Ne consegue che ogni caso specificato nel *Case Setup* corrisponda all'applicazione di un valore della pressione di valle (avendo mantenuto costante la pressione di monte).

Parameter	Unit	Description	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5	Case 6	Case 7	Case 8	Case 9	Case 10
Case On/Off		Check Box...	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
Case Label		Unique Te...										
A (Optimizer)		Forward CD	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1
B (Optimizer)		Forward CD	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2
C (Optimizer)		Forward CD	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25
D (Optimizer)		Forward CD	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3
E (Optimizer)		Forward CD	0.35	0.35	0.35	0.35	0.35	0.35	0.35	0.35	0.35	0.35
F (Optimizer)		Forward CD	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4
G (Optimizer)		Forward CD	0.45	0.45	0.45	0.45	0.45	0.45	0.45	0.45	0.45	0.45
P_Down	Pa		100100	99800	99500	99200	98900	98600	98300	98000	97700	97400
Q_vol	m^3/h		31.7249032	47.98628705	64.24808377	80.50988049	96.77167721	113.0334739	129.2952706	145.5570673	161.8188641	178.0806608

Fig. 3.9 – Schermata del Case Setup del Design Optimizer

Le variabili oggetto di ottimizzazione sono stati i coefficienti di efflusso, in funzione di alcuni breakpoints di alzata dell'estremità libera delle lamelle in forma adimensionalizzata rispetto al diametro di riferimento, indicati come $[A]$, $[B]$, $[C]$, $[D]$, $[E]$, $[F]$ e $[G]$ insieme ai relativi valori iniziali di ricerca in Fig 3.9.

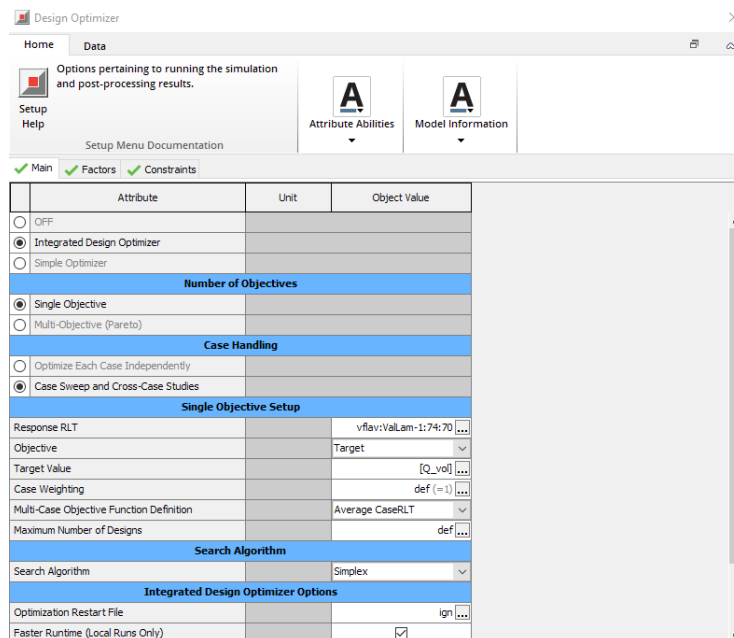


Fig. 3.10 – Impostazioni del Design Optimizer

Per ognuno dei casi specificati è stata introdotta come risposta richiesta al sistema (indicata come $Q_i target$ nell' eq. (3.7) e Q_{vol} in Fig. 3.9 e Fig. 3.10), la portata

estrapolata tramite interpolazione lineare dei dati acquisiti al banco di flussaggio. Dunque, in questo caso, la funzione obiettivo ha assunto la seguente forma:

$$f_{obj} = \sum_{i=1}^n \frac{(Q_i - Q_{i\ target})^2}{n} \quad (3.7)$$

La mancanza della conoscenza a priori della corrispondenza tra alzate e differenza di pressione applicata ha impossibilitato l'associazione univoca delle variabili di ottimizzazione ai casi impostati nel Case Setup. Per questo motivo, per garantire la correttezza dei risultati, le variabili oggetto di ottimizzazione sono state impostate in forma *Sweep*.

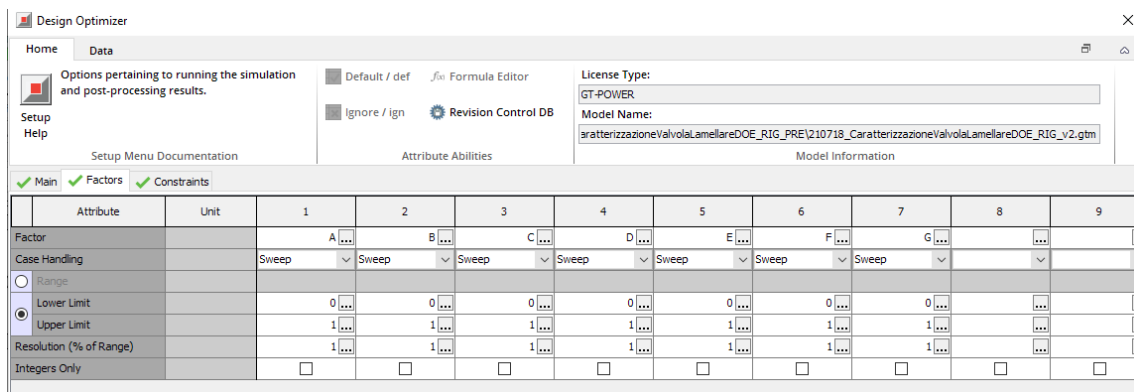


Fig. 3.11 – Impostazione delle variabili di ottimizzazione

Dato che l'area disponibile per il passaggio di aria attraverso la valvola lamellare è una funzione monotona crescente con il sollevamento dell'estremità libera delle lamelle, un primo controllo sull'accettabilità dei risultati è stato effettuato verificando che rispettassero l'andamento descritto, così da garantire che le soluzioni trovate fossero fisicamente accettabili.

Si riportano di seguito i risultati ottenuti a seguito dell'esecuzione dell'algorithm di ottimizzazione.

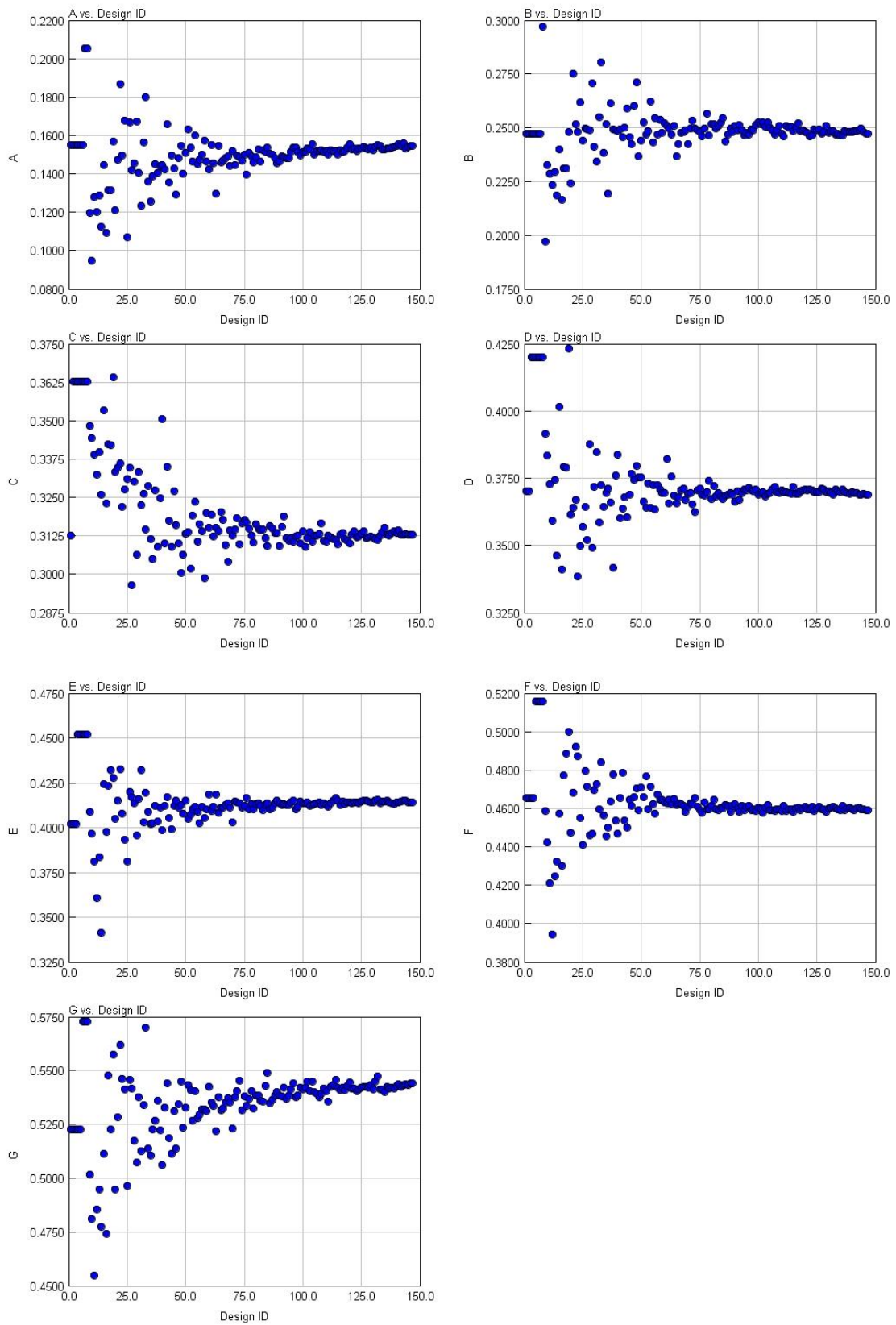


Fig. 3.12 – Valori assunti dai coefficienti di efflusso in funzione dell'indice del dataset simulato

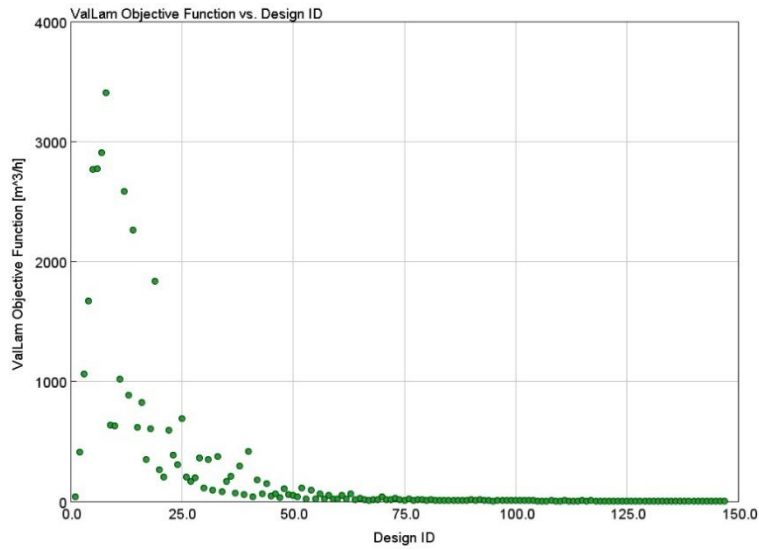


Fig. 3.13 – Valori assunti dalla funzione obiettivo in funzione dell'indice del dataset simulato

È stato possibile verificare la bontà dei risultati confrontando, in funzione della portata, i coefficienti di efflusso individuati dall'ottimizzatore di GT-Power rispetto a quelli calcolati e verificando che, a fronte della stessa differenza di pressione applicata, la portata volumetrica registrata fosse la stessa.

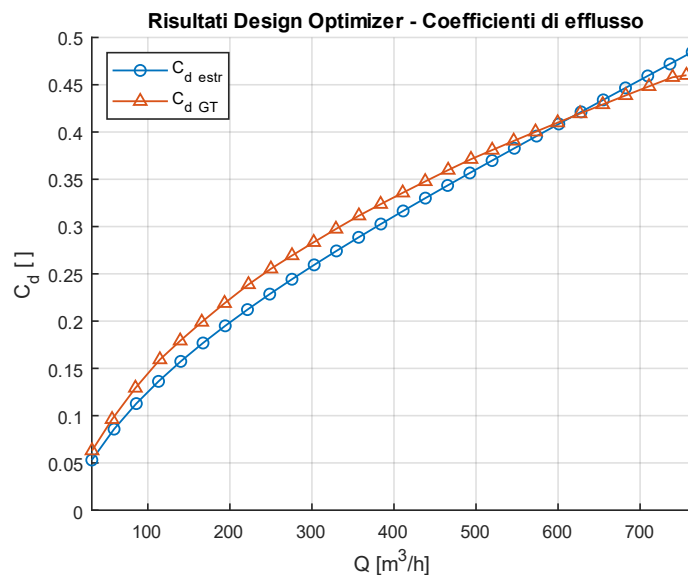


Fig. 3.14 – Risultati prodotti dal Design Optimizer: coefficienti di efflusso

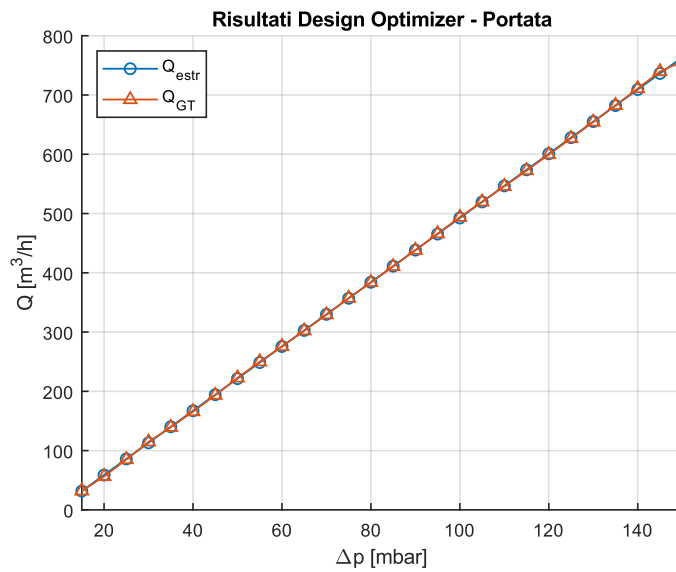


Fig. 3.15 – Risultati prodotti dal Design Optimizer: portata

I risultati forniti hanno dunque permesso di individuare la corrispondenza ricercata tra coefficienti di efflusso e sollevamento delle lamelle.

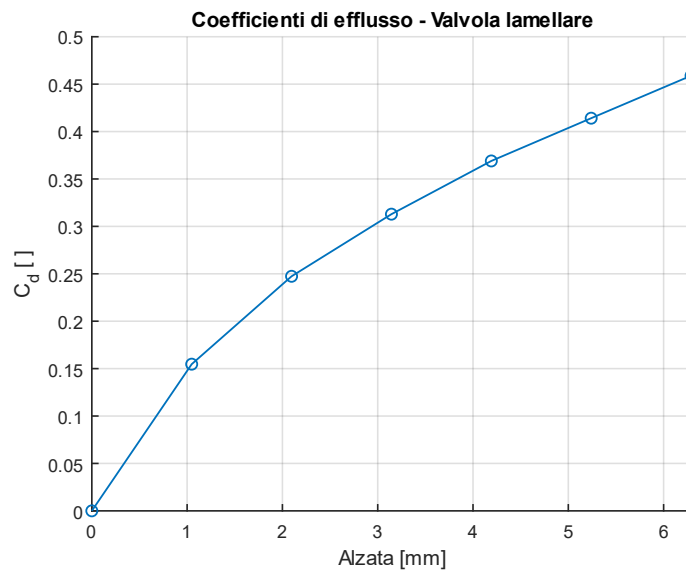


Fig. 3.16 – Andamento del coefficiente di efflusso in funzione dell'alzata delle lamelle

Per quanto riguarda la costante di smorzamento, la sua determinazione sperimentale è possibile solo a fronte di prove di carattere dinamico. Per esempio, sollecitando con un impulso una lamella con un'estremità libera di vibrare e registrando le

conseguenti oscillazioni tramite una fotocamera ad alta frequenza di acquisizione o facendo utilizzo dell'anemometria laser Doppler (LDV), è possibile calcolare, tramite il metodo del decremento logaritmico, il *rapporto di smorzamento*, deducendo la costante di smorzamento [12]:

$$\zeta = \frac{c}{c_{crit}} \approx \frac{\log\left(\frac{x_i}{x_n}\right)}{2\pi n} \quad (3.8)$$

Dove:

- c_{crit} costante di smorzamento critico
- x_i ampiezza dell'i-esimo picco nella risposta
- x_n ampiezza dell'n-esimo picco nella risposta
- n numero di periodi compresi tra x_i e x_n

In virtù dell'effettuazione di una serie di simulazioni preliminari, è stato però osservato come il rapporto di smorzamento (e quindi la costante di smorzamento), fatta eccezione per il caso in cui esso assuma valore nullo (assenza di smorzamento) per cui si manifestano delle oscillazioni delle lamelle fisicamente irrealistiche, non dimostra particolare influenza sull'andamento dell'alzata delle lamelle e, conseguentemente, sulla portata fluente al suo interno nell'ambito delle simulazioni motore effettuate. Infatti, si può notare in Fig. 3.17 come, fatta eccezione del caso in cui $\zeta = 0$, la portata media fluente attraverso la valvola risulta costante al variare del rapporto di smorzamento in diversi punti motore.

Per questo motivo è stato considerato valido imporre un valore intermedio ($\zeta = 0.5$) del rapporto di smorzamento, senza effettuare ulteriori approfondimenti sperimentali.

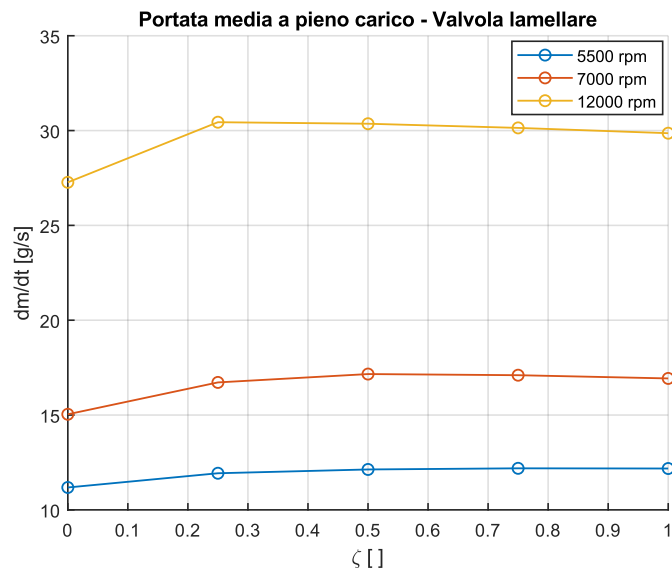


Fig. 3.17 – Andamento della portata media attraverso la valvola lamellare al variare del rapporto di smorzamento

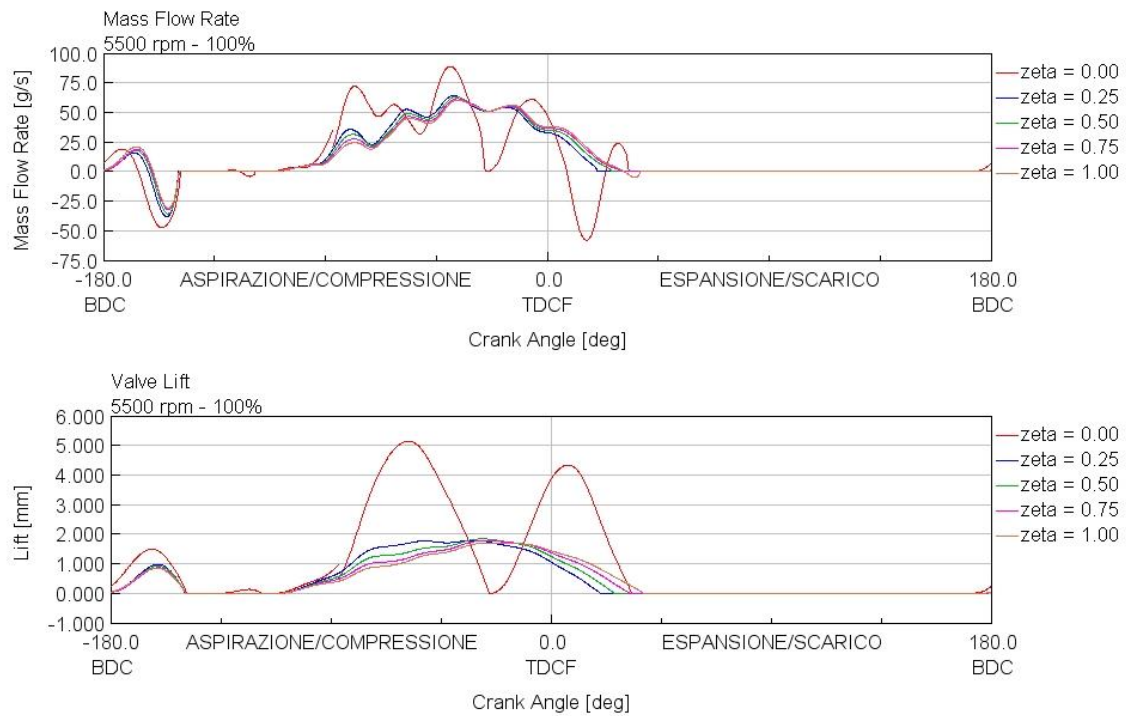


Fig. 3.18 (a) – Paragone della simulazione del motore a pieno carico a 5500 rpm al variare del rapporto di smorzamento delle lamelle ζ

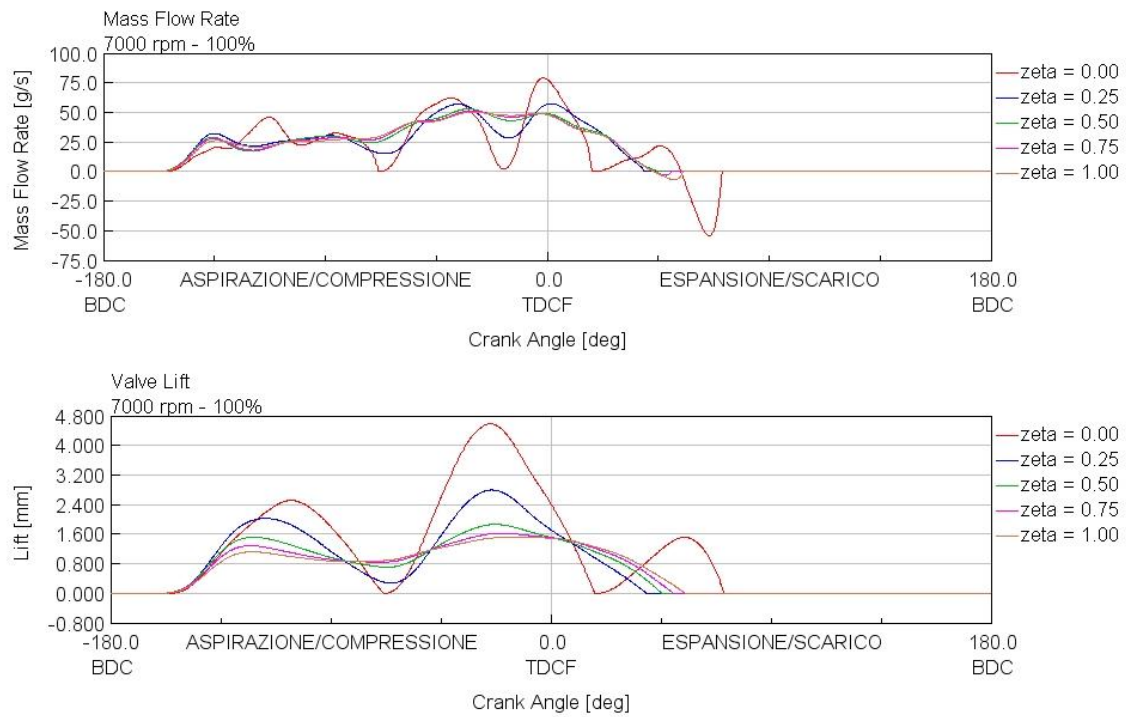


Fig. 3.18 (b) – Paragone della simulazione del motore a pieno carico a 7000 rpm al variare del rapporto di smorzamento delle lamelle ζ

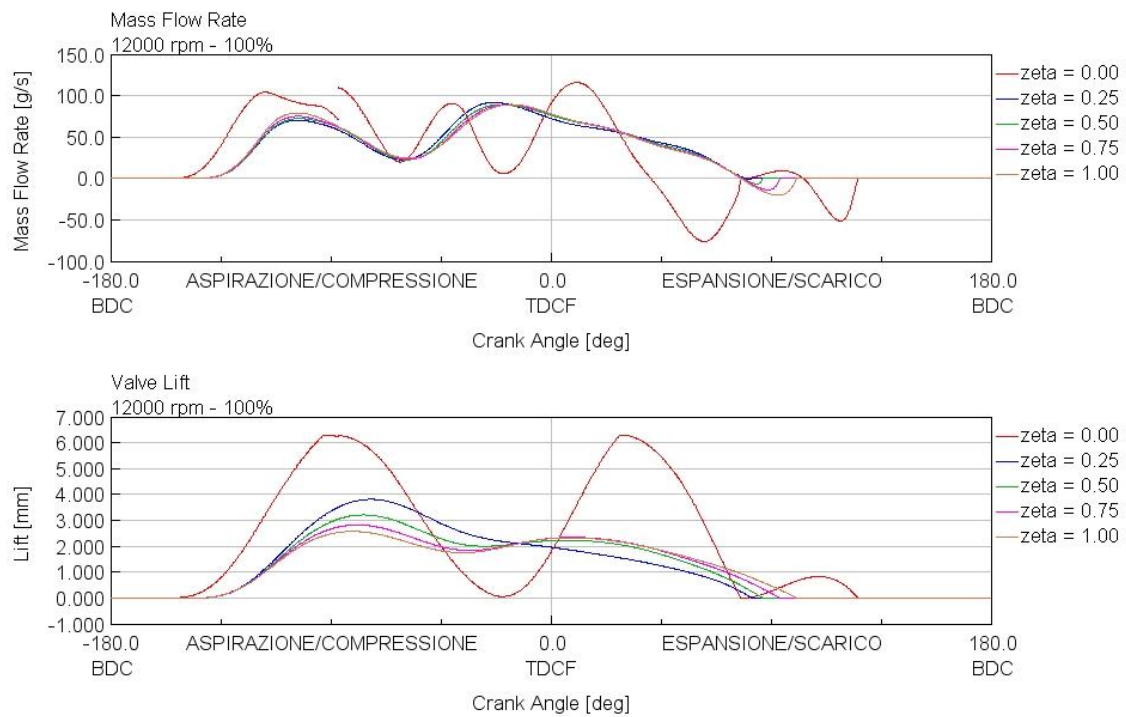


Fig. 3.18 (c) – Paragone della simulazione del motore a pieno carico a 12000 rpm al variare del rapporto di smorzamento delle lamelle ζ

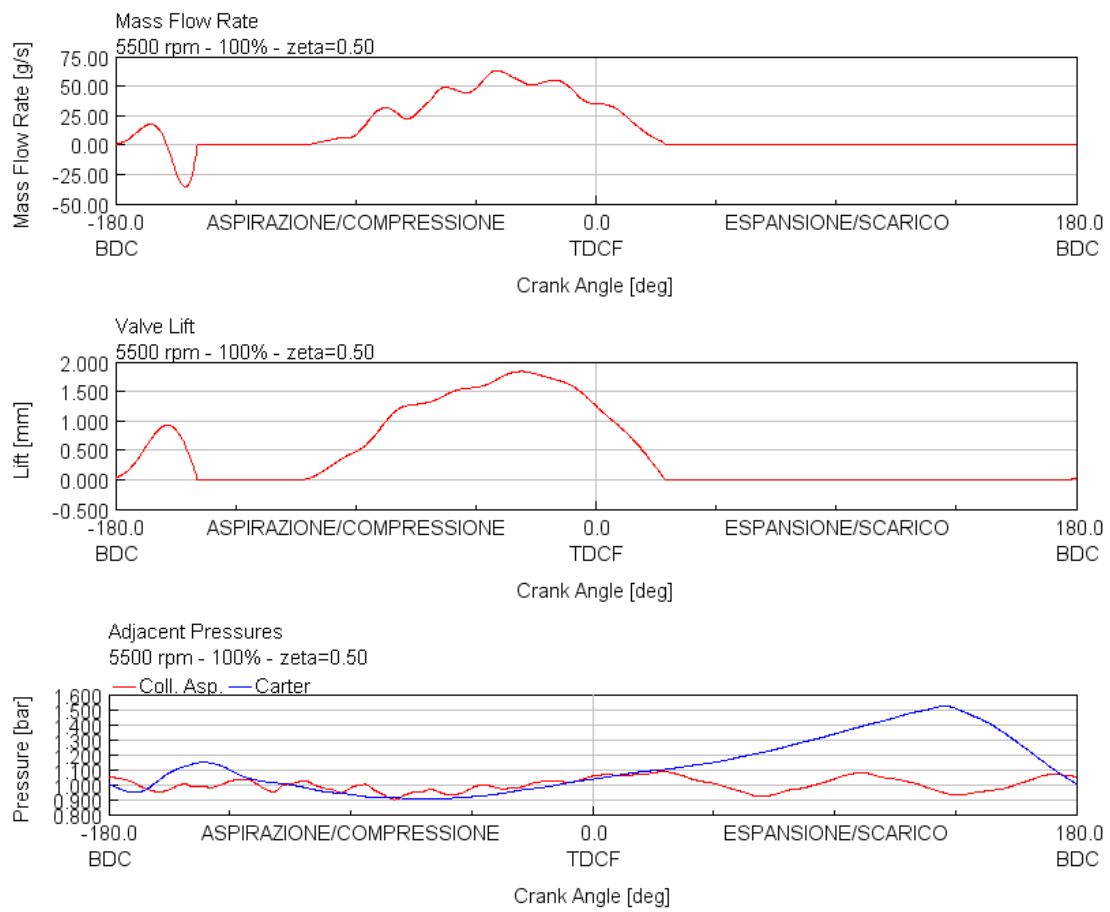


Fig. 3.19 (a) – Andamento della portata, del sollevamento delle lamelle e delle pressioni lato collettore di aspirazione e carter con il rapporto di smorzamento $\zeta=0.5$ a pieno carico e 5500 rpm

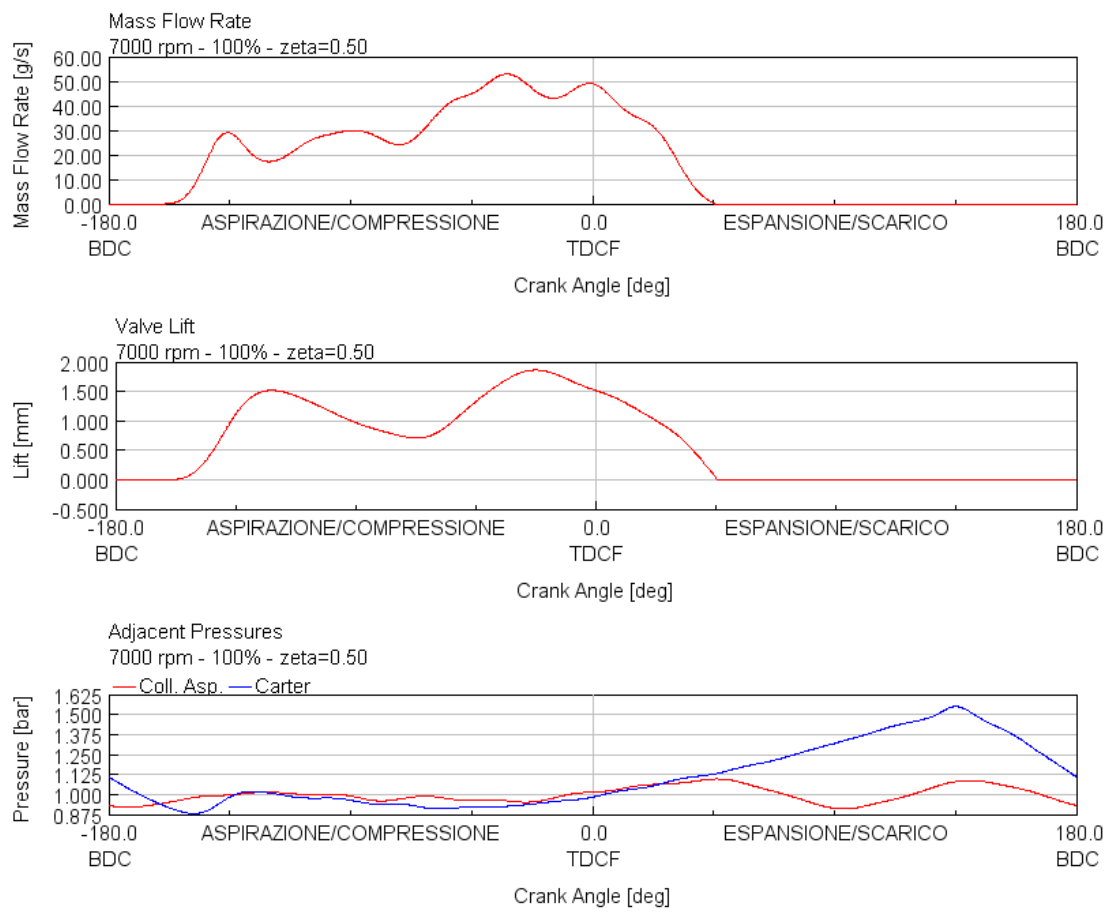


Fig. 3.19 (b) – Andamento della portata, del sollevamento delle lamelle e delle pressioni lato collettore di aspirazione e carter con il rapporto di smorzamento $\zeta=0.5$ a pieno carico e 7000 rpm

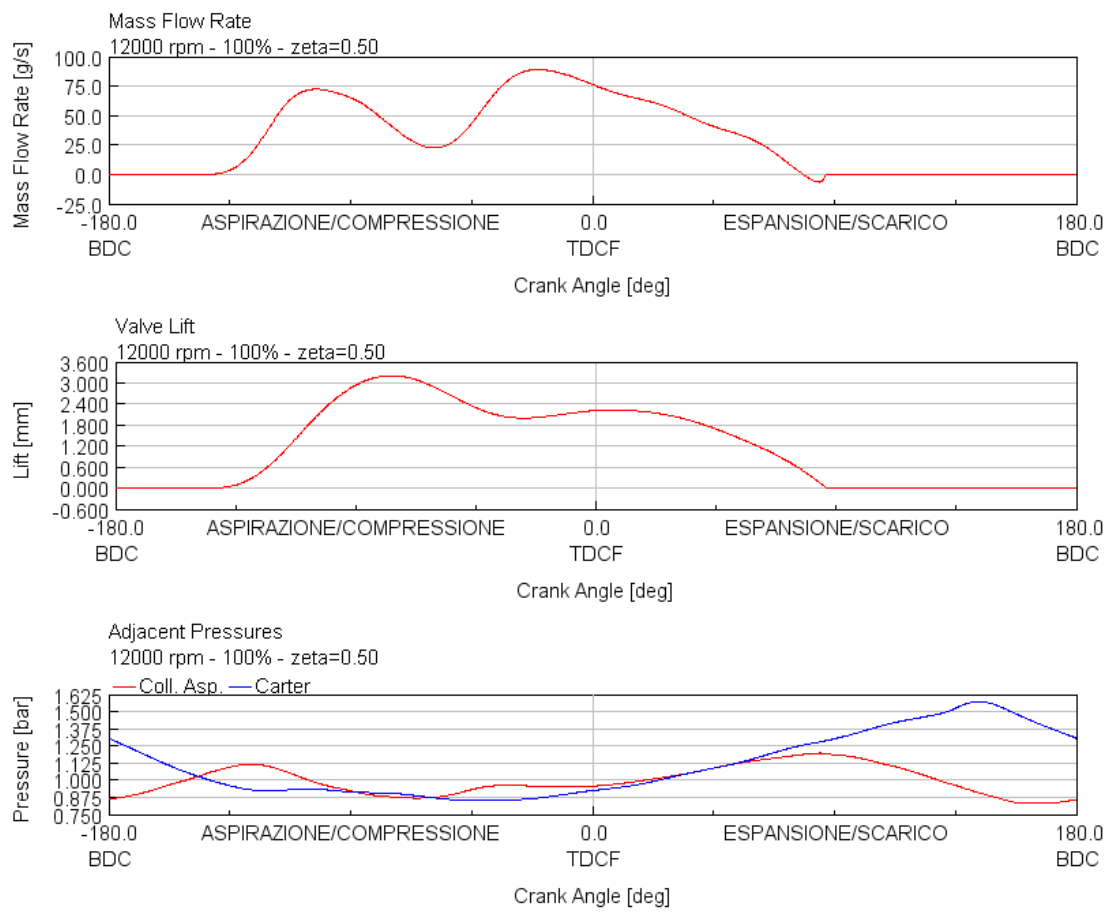


Fig. 3.19 (c) – Andamento della portata, del sollevamento delle lamelle e delle pressioni lato collettore di aspirazione e carter con il rapporto di smorzamento $\zeta=0.5$ a pieno carico e 12000 rpm

Capitolo 4: Calibrazione e validazione del modello monodimensionale

4.1 Introduzione all'attività di calibrazione

A seguito dell'attività di realizzazione e implementazione del modello, si è reso necessario un processo di calibrazione dei parametri dei modelli adottati per la simulazione dei principali fenomeni fisici che si verificano nel funzionamento di un motore a combustione interna.

A supporto dell'attività di calibrazione è stata effettuata un'acquisizione sperimentale delle curve di coppia erogata dal motore in diverse condizioni di carico e, quindi, di apertura della valvola a farfalla. La coppia effettiva è stata rilevata alla ruota mediante banco a rulli dinamometrico e poi ridotta all'albero motore, così da essere direttamente confrontabile con i risultati delle simulazioni. I valori di coppia acquisiti sono stati corretti in funzione delle condizioni ambientali, secondo la normativa CE 95/01.

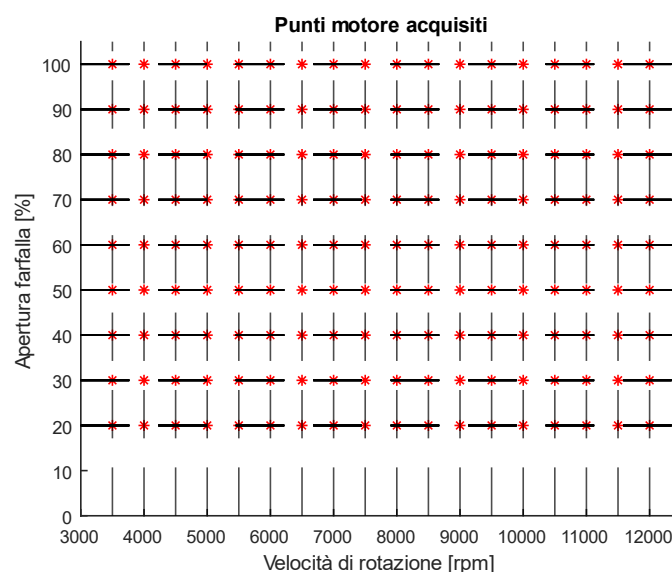


Fig. 4.1 – Punti motore di acquisizione della coppia al banco a rulli

Data la natura delle informazioni sperimentali a disposizione, l'attività di calibrazione può essere considerata non definitiva. Per il suo completamento e affinamento si rimanda ad una campagna sperimentale con installazione del motore a banco prova per l'acquisizione di un maggior numero di segnali (pressione nel cilindro, nel collettore di aspirazione, nel collettore di scarico ecc.), alcuni dei quali utilizzabili per una calibrazione automatica di alcuni dei parametri dei modelli adottati, mediante tecniche come la Three Pressure Analysis (TPA) o la Cylinder Pressure Only Analysis (CPOA).

Per i motivi citati il processo di calibrazione e validazione è stato preceduto da un'attività di analisi critica riguardante la sensibilità del modello nei confronti dei parametri di calibrazione. L'analisi di sensibilità del modello è stata effettuata su un motore di analoga configurazione rispetto a quella presentata nei capitoli precedenti, differente unicamente per la disposizione delle luci lungo la parete del cilindro. Tale scelta è stata dettata dalla immediata disponibilità di informazioni relative a tale configurazione.

4.2 Analisi del modello di scambio termico

Una parte dell'analisi ha riguardato il modello di scambio termico alle pareti del cilindro. Tra i parametri di calibrazione di tale modello è presente un coefficiente denominato, nel software GT-Power, *Convection Multiplier*, che costituisce il coefficiente moltiplicativo del modello di scambio termico a parete adottato. È stata, dunque, effettuata una serie di simulazioni in tre condizioni di carico (basso 20%, medio 60%, pieno 100%) per l'intero regime di velocità di operatività del motore, al variare del *Convection Multiplier* (indicato con h nei grafici di seguito riportati).

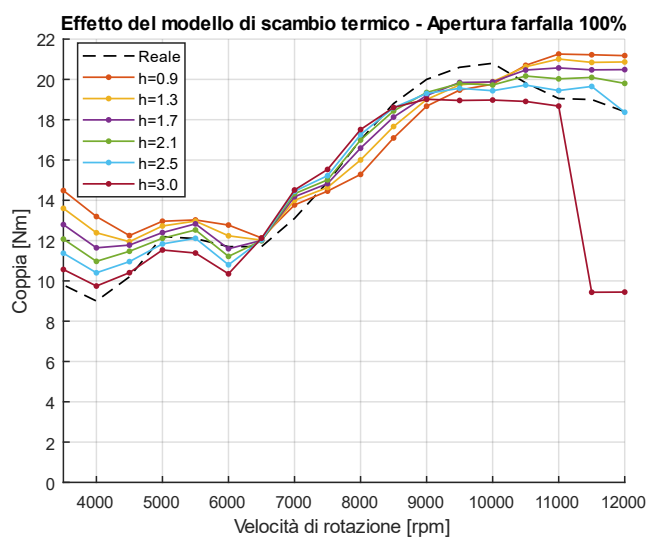
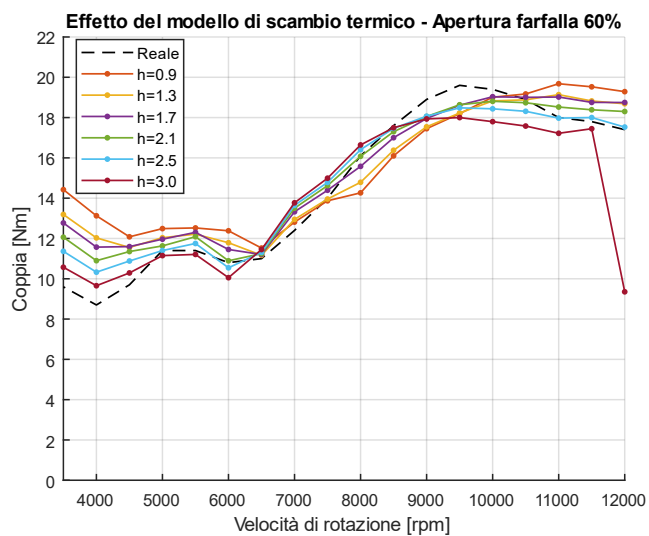
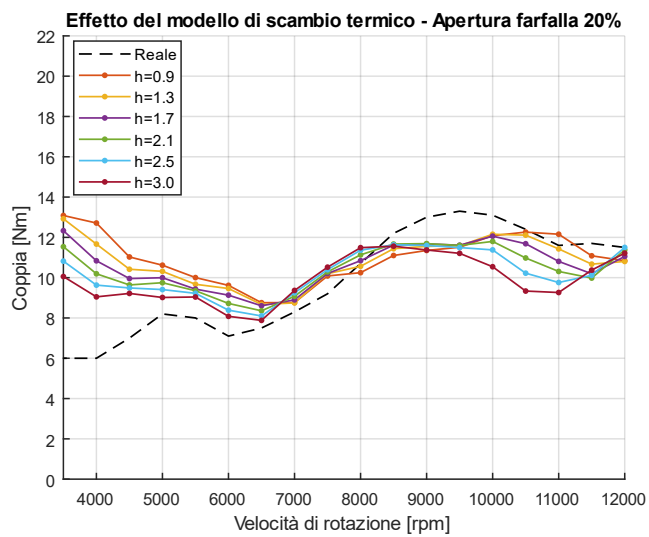


Fig. 4.2 – Effetti del Convection Multiplier del modello di scambio termico sulla produzione di coppia

Dai grafici si evince come, a bassi regimi e ad alti regimi, per ogni condizione di carico, l'incremento del coefficiente moltiplicativo del modello di scambio termico determina un calo della coppia erogata correlabile a una più alta frazione di energia sviluppata durante il processo di combustione che viene persa attraverso il processo di scambio termico con le pareti del cilindro. Infatti, come è possibile vedere in fig. 4.3, l'incremento del coefficiente moltiplicativo di scambio termico, risulta in un incremento della potenza termica ceduta alle pareti. Tale incremento è omogeneo in tutto il regime di funzionamento del motore. Nonostante ciò, è possibile osservare come a regimi intermedi (6500 - 9000 rpm), ad un incremento del coefficiente moltiplicativo di scambio termico, corrisponde un aumento della coppia erogata dal motore nonostante la più elevata percentuale di energia persa attraverso le pareti. Questo andamento è riconducibile ad un incremento dell'efficienza volumetrica e, quindi della massa di aria e combustibile intrappolata per ciclo all'interno del cilindro, nell'intervallo di regimi indicato (Fig. 4.3).

In particolare, quello che evince è un maggiore incremento percentuale del rendimento volumetrico rispetto a quello della potenza termica persa alle pareti, risultando complessivamente in un bilancio positivo in termini di coppia prodotta.

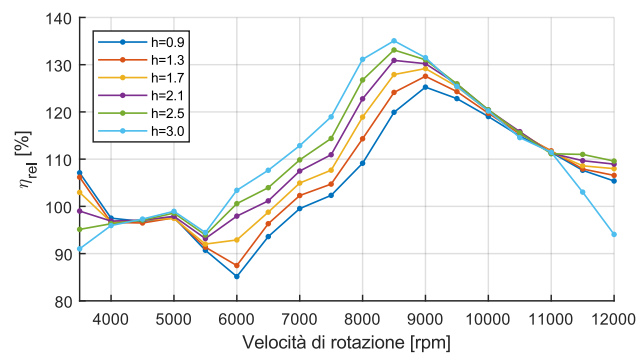
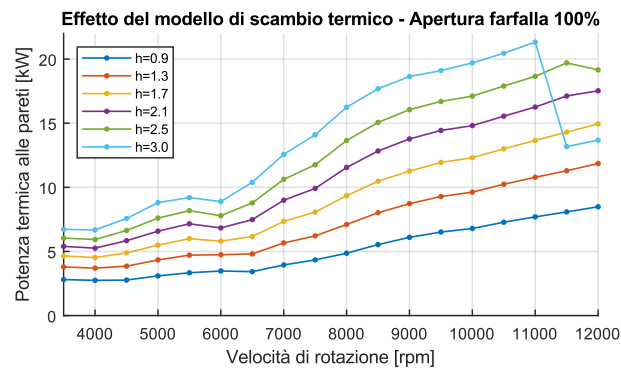
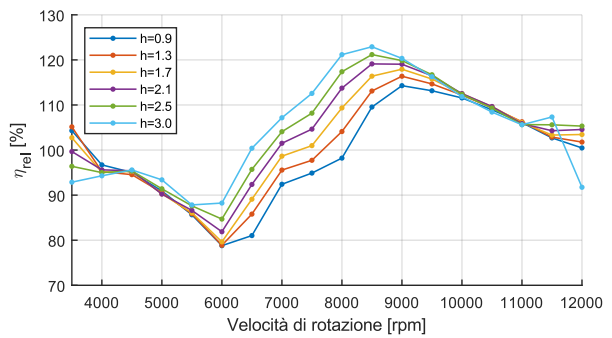
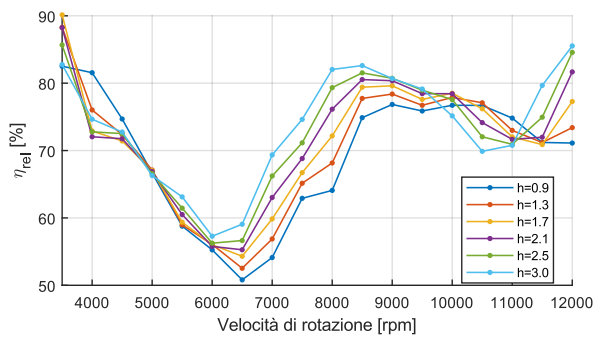
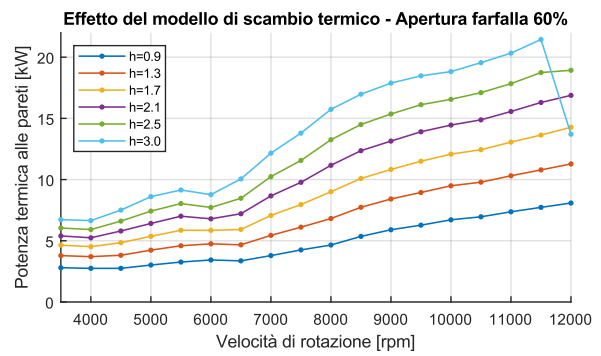
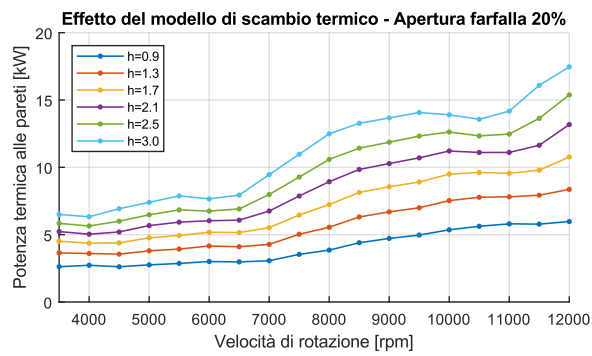


Fig. 4.3 – Effetti del Convection Multiplier del modello di scambio termico sulla potenza termica alle pareti e sul rendimento volumetrico

L'incremento del rendimento volumetrico è un chiaro indice del maggiore quantitativo di aria intrappolata per ciclo all'interno della camera di combustione. Tale fenomeno è potenzialmente riconducibile alla variazione di temperatura massima raggiunta all'interno del cilindro per via della differente entità di calore scambiato alle pareti e, conseguentemente, alla differente temperatura di fuoriuscita dei gas combusti dal cilindro.

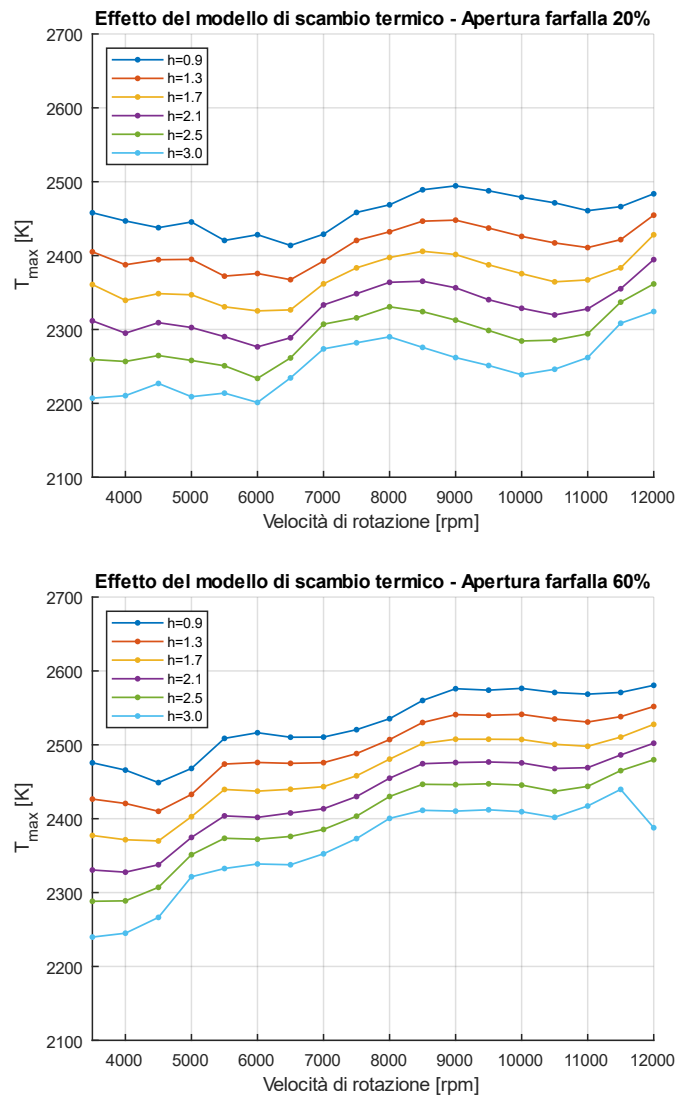


Fig. 4.4 (a) – Effetti del Convection Multiplier del modello di scambio termico sulla massima temperatura raggiunta in camera di combustione

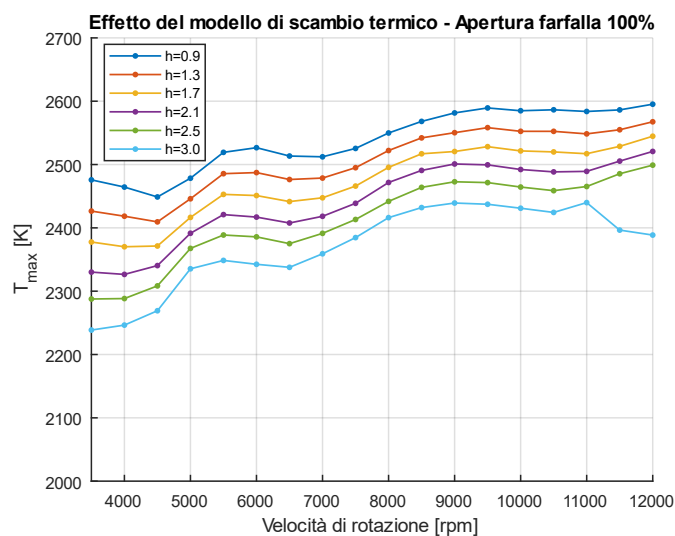


Fig. 4.4 (b) – Effetti del Convection Multiplier del modello di scambio termico sulla massima temperatura raggiunta in camera di combustione

Infatti, ricordando che la velocità di propagazione delle onde di pressione è una funzione della temperatura e come la camera di espansione di un motore 2T è appositamente dimensionata e “accordata” per l’ottimizzazione dei fenomeni di propagazione delle onde di pressione per determinate condizioni operative nella linea di scarico, ne consegue che la variazione di temperatura di fuoriuscita dei gas combusti interviene sulla velocità di propagazione delle onde di pressione. Così si verificherà un’alterazione della dinamica di svuotamento del cilindro dai gas combusti e di mantenimento della carica fresca al suo interno, durante la frazione della fase di lavaggio in cui entrambe le luci risultano scoperte. A titolo esemplificativo di quanto descritto, si riporta per un punto motore, in condizioni di pieno carico, l’andamento della portata di aria attraverso la luce di scarico al variare del *Convection Multiplier* e quindi, della temperatura dei gas combusti. Si sottolinea come, secondo la convenzione utilizzata, valori negativi della portata d’aria attraverso la luce di scarico sottolineano un fenomeno di backflow all’interno del cilindro e, quindi, un recupero di un quantitativo d’aria altrimenti perso.

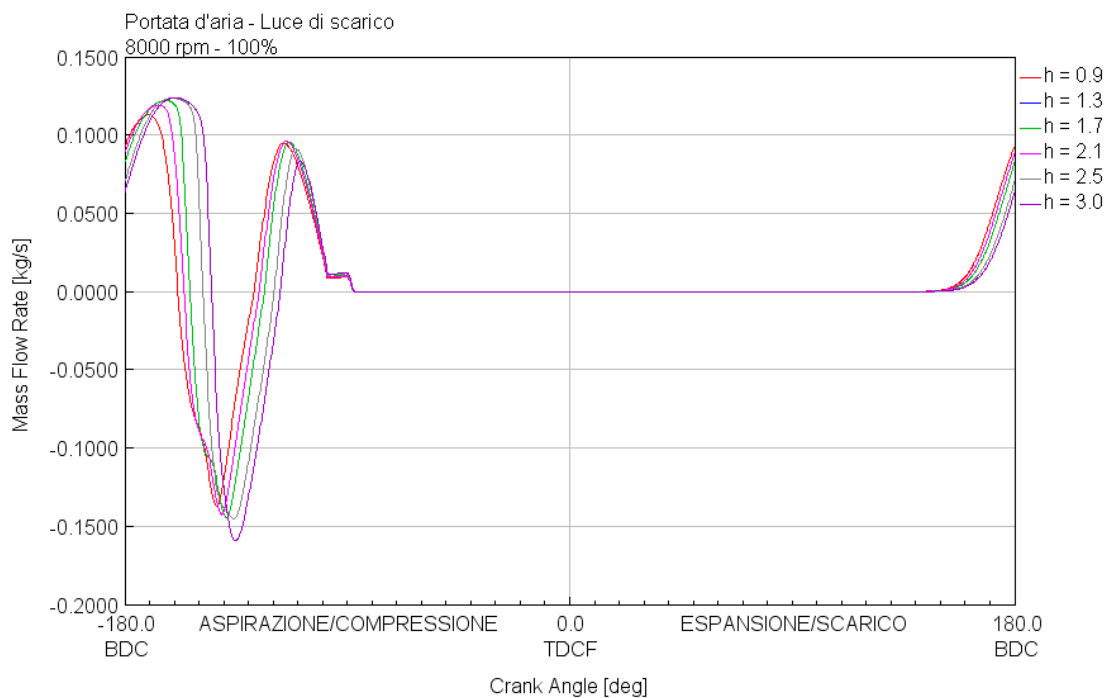


Fig. 4.5 – Andamento della portata d'aria attraverso la luce di scarico a 8000 rpm a pieno carico al variare del Convection Multiplier del modello di scambio termico

Nelle condizioni di medio e pieno carico, in cui $h=3$, i cali repentini delle grandezze simulate in gioco sono riconducibili a problematiche di natura numerica per le quali si renderebbe necessario procedere con passi di simulazione più ristretti, incrementando i tempi totali di simulazione.

4.3 Analisi del modello del processo di lavaggio

Come già indicato nel capitolo 2, nei modelli di simulazione dei motori a due tempi ha un ruolo fondamentale la descrizione fornita dall'utente del processo di scavenging data la simultaneità tra la fase di scarico e di aspirazione. È stata, dunque, effettuata una serie di simulazioni al variare dei parametri principali che definiscono la curva di lavaggio.

Per quanto concerne l'effetto del parametro di forma (indicato con S in fig. 4.6), rimanendo all'interno dell'intervallo di valori suggeriti da Gamma Technologies,

non sono riscontrabili particolari effetti sulla produzione di coppia, data la scarsa influenza di questo parametro sull'andamento della curva di lavaggio.

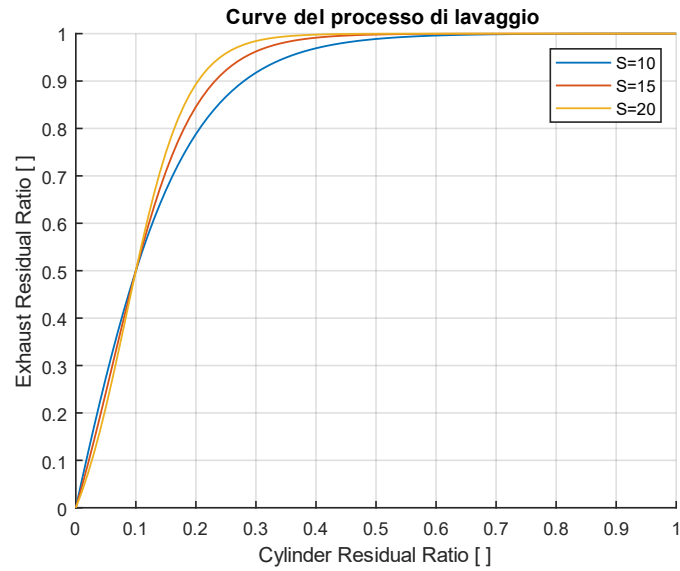


Fig. 4.6 – Curve di lavaggio al variare del parametro di forma

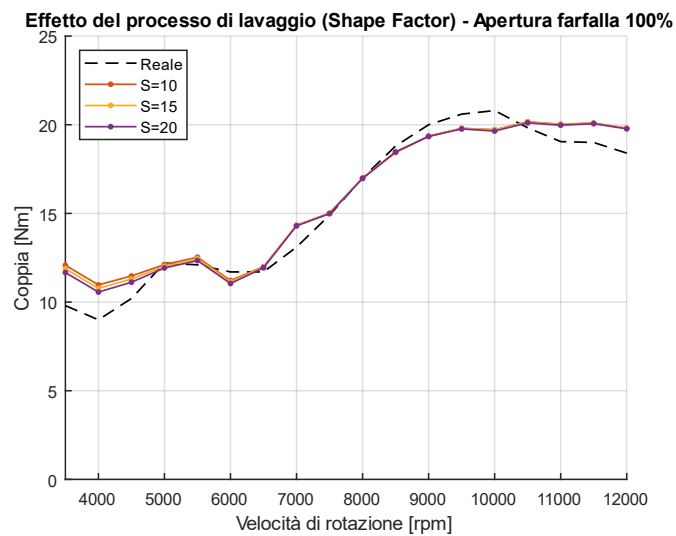
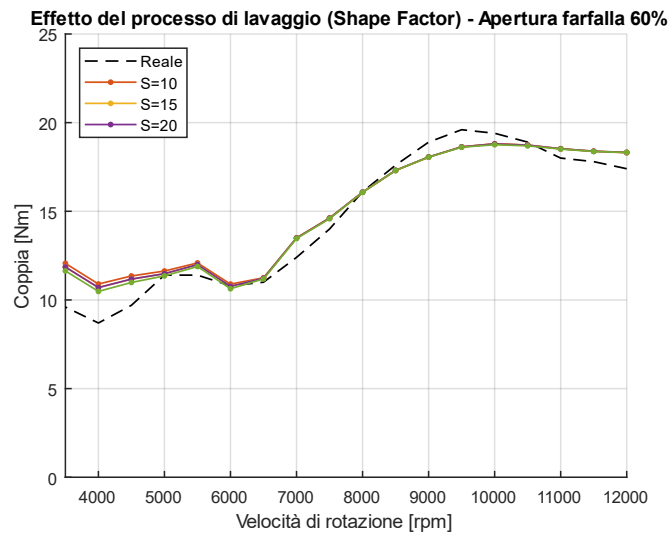
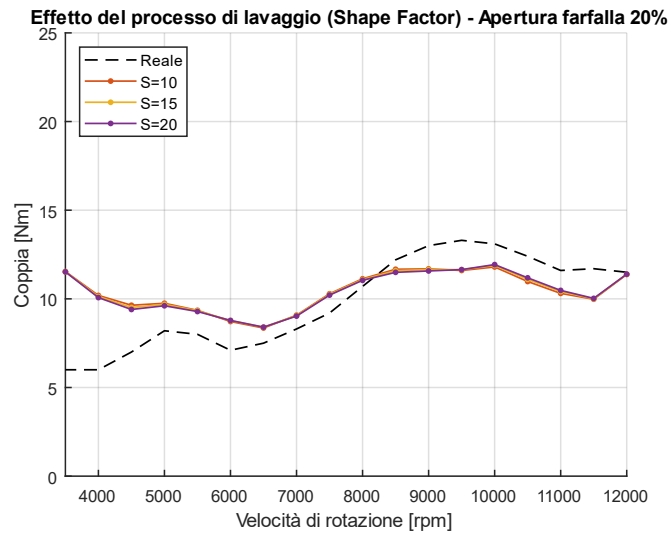


Fig. 4.7 – Effetti del parametro di forma della curva di lavaggio sulla produzione di coppia

Una parte dell'analisi legata al processo di scavenging è stata dedicata all'effetto del punto di ancoraggio della curva di lavaggio. Si ricorda che il punto di ancoraggio costituisce il valore del Cylinder Residual Ratio corrispondente al 50% dell'Exhaust Residual Ratio.

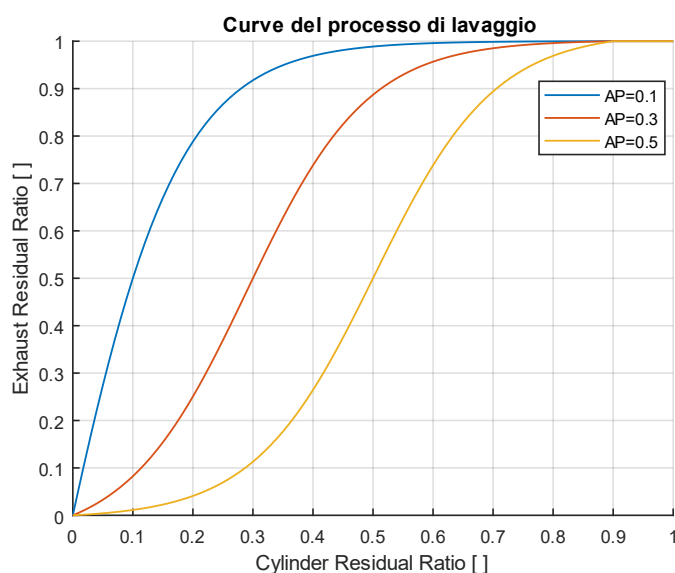


Fig. 4.8 – Curve di lavaggio al variare del punto di ancoraggio

Al contrario di quanto osservato per il parametro di forma, i risultati, in termini di coppia prodotta, mostrano una forte sensibilità del modello nei confronti di tale parametro, soprattutto ad alti carichi ed alte velocità di rotazione per i quali il suo incremento risulta in una decrescita più che lineare della coppia prodotta.

Questo comportamento si dimostra in linea con la fisicità del fenomeno. Infatti, ricordando che un processo di lavaggio ideale prevederebbe una espulsione unicamente dei gas combusti senza alcun miscelamento con la carica fresca in ingresso e, quindi, l'assunzione del valore unitario dell'Exhaust Residual Ratio per ogni valore del Cylinder Residual Ratio, si può vedere come l'incremento del valore assunto dal punto di ancoraggio risulta in un allontanamento dalle condizioni di idealità del processo di scavenging. Infatti, maggiore è il valore del punto di ancoraggio più breve sarà la durata della fase di perfetta espulsione rispetto a quella di miscelamento, a discapito dell'efficienza dell'intero fenomeno.

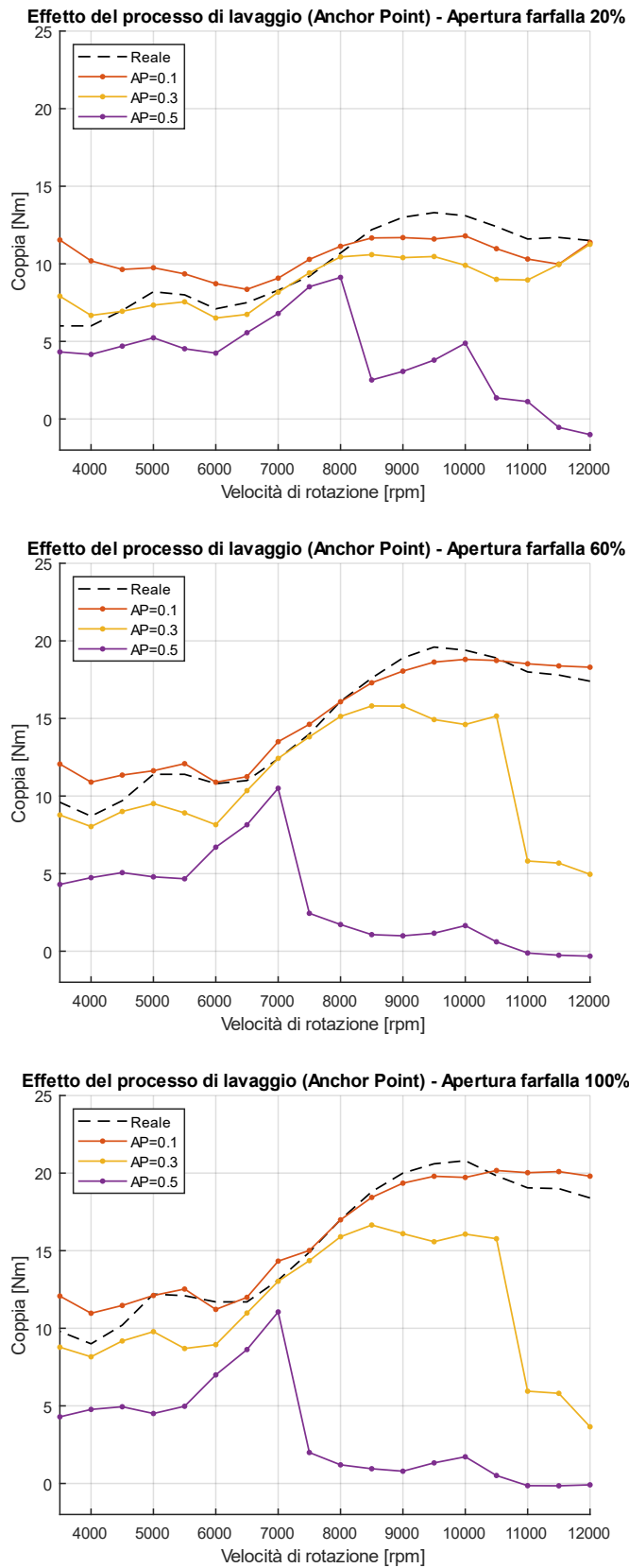


Fig. 4.9 – Effetti del punto di ancoraggio della curva di lavaggio sulla produzione di coppia

4.4 Analisi del modello di attrito

In virtù dell'assunzione del modello di Chen-Flynn per la modellazione dei fenomeni di attrito, sono state effettuate una serie di simulazioni al variare dei suoi parametri di calibrazione.

Per quanto riguarda il termine costante definente la FMEP (indicato con A in eq. (2.14)), il suo effetto, in caso di un suo incremento, è prevedibilmente una traslazione omogenea verso il basso delle curve di coppia.

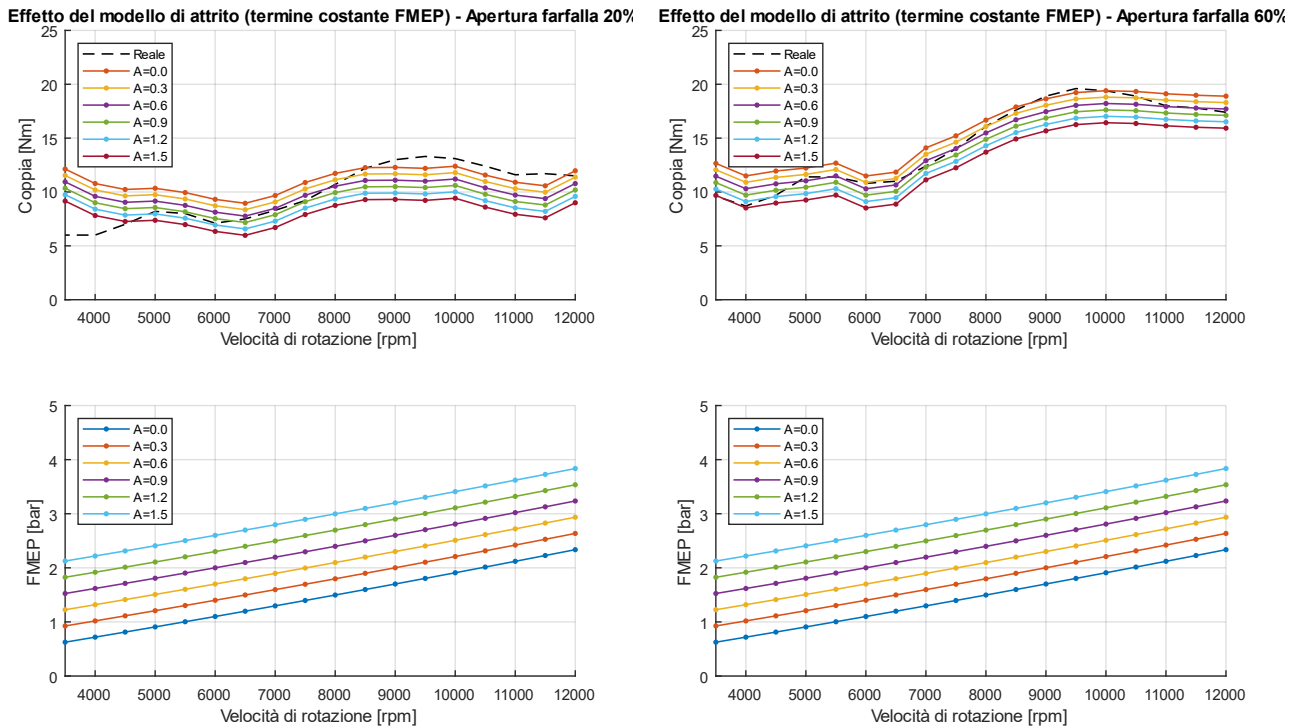


Fig. 4.10 (a) – Effetti del parametro A del modello di attrito sulla produzione di coppia e sulla FMEP

Effetto del modello di attrito (termine costante FMEP) - Apertura farfalla 100%

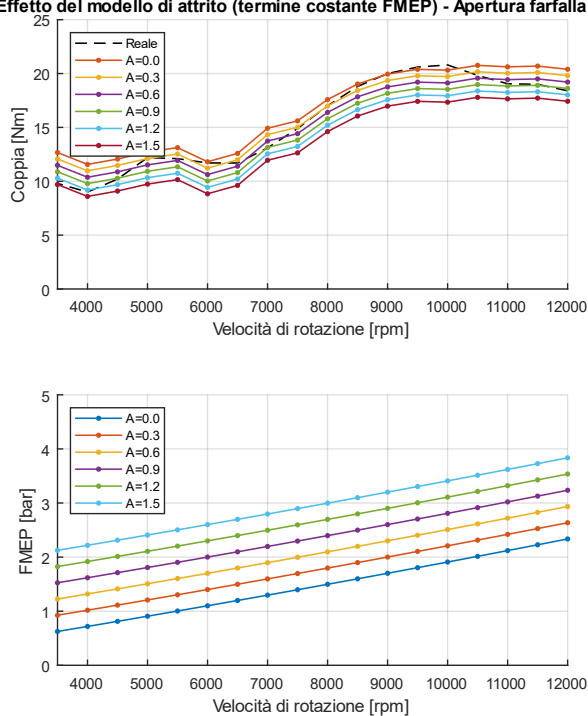


Fig. 4.10 (b) – Effetti del parametro A del modello di attrito sulla produzione di coppia e sulla FMEP

Il termine di dipendenza lineare dalla pressione massima raggiunta in camera di combustione incide (indicato con B in eq. (2.14)), prevedibilmente, in maniera più consistente sulla produzione di coppia nei punti motore in cui risultano più elevate le pressioni raggiunte durante la fase di combustione. Naturale conseguenza di tale comportamento sono livelli superiori di FMEP ad alti carichi e, quindi, maggiori aperture della valvola a farfalla.

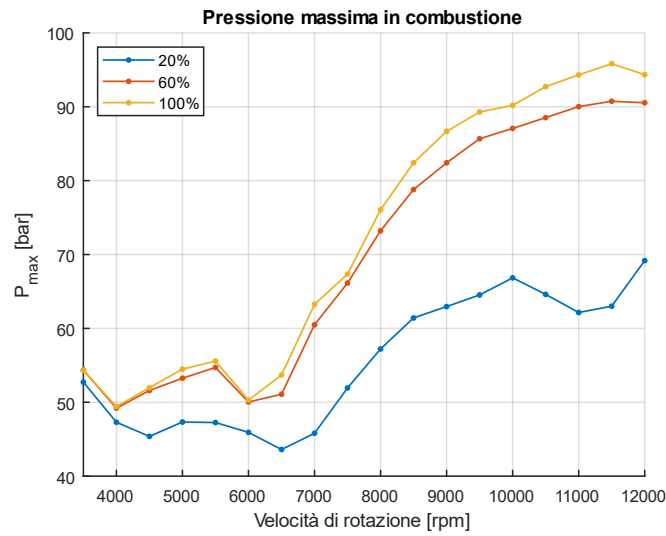


Fig. 4.11 – Andamento della massima pressione raggiunta per ciclo al variare dell'apertura della valvola a farfalla

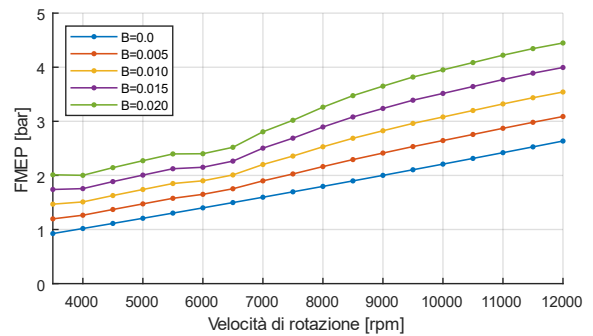
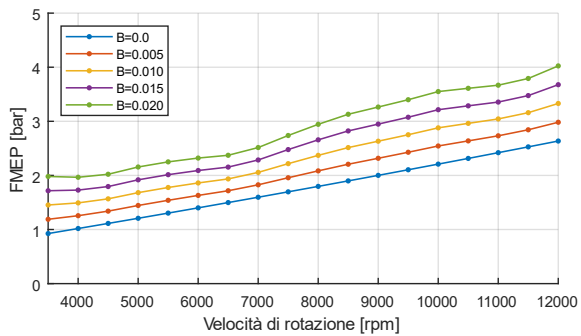
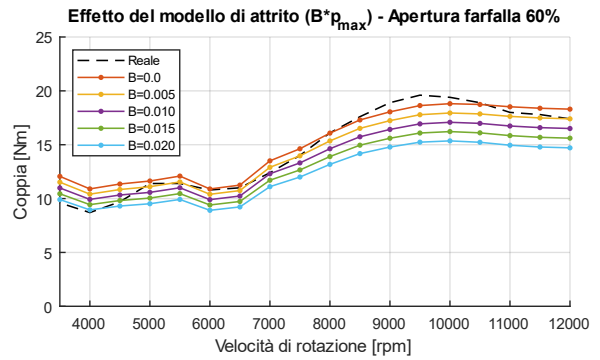
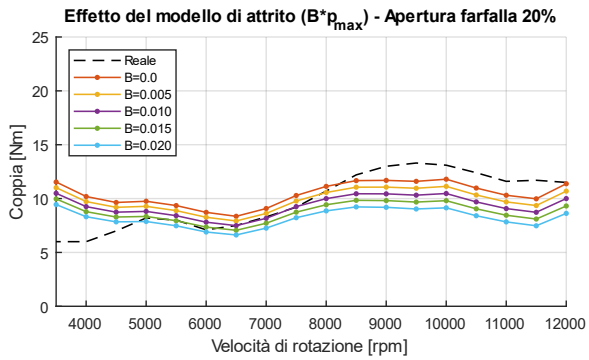


Fig. 4.12 (a) – Effetti del parametro B del modello di attrito sulla produzione di coppia e sulla FMEP

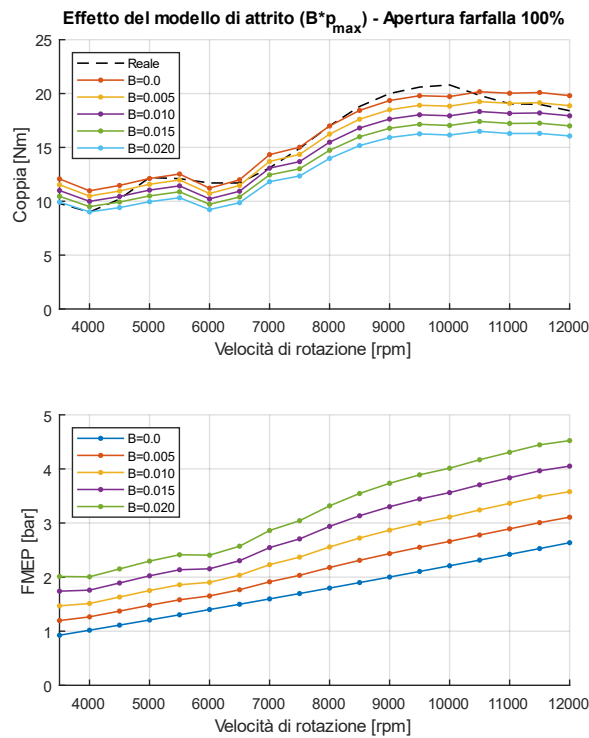


Fig. 4.12 (b) – Effetti del parametro B del modello di attrito sulla produzione di coppia e sulla FMEP

Per quanto concerne il termine di dipendenza lineare dalla velocità media del pistone (indicato con C in eq. (2.14)), la sua influenza e, quindi, la conseguente riduzione della coppia erogata all'albero motore, è più evidente ad alti regimi di rotazione dove, ovviamente, sarà maggiore la velocità media del pistone.

Analoghe considerazioni risultano valide per il termine di dipendenza quadratica dalla velocità media del pistone (indicato con D in eq. (2.14)). Si noti come, mantenendosi nell'intorno dei valori suggeriti da Blair [13], la sua influenza totale sulla produzione di coppia risulta più contenuta rispetto al termine legato al parametro C .

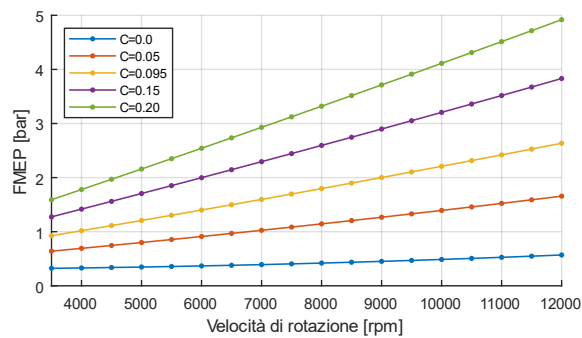
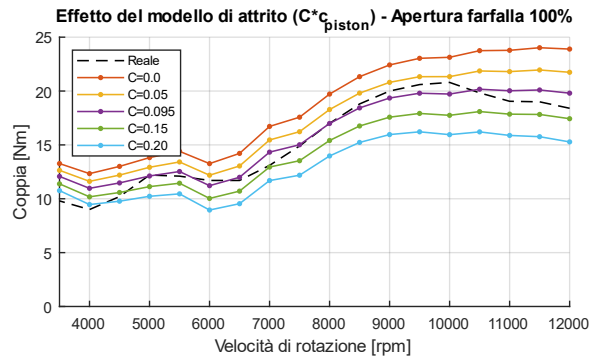
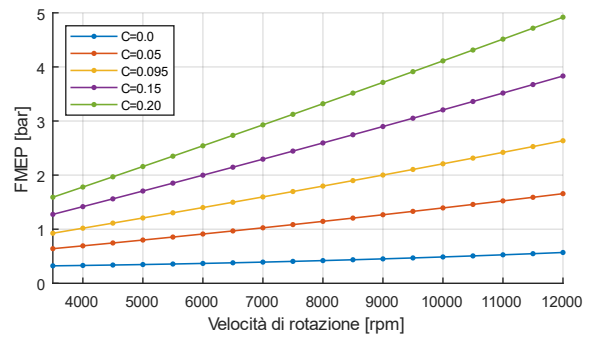
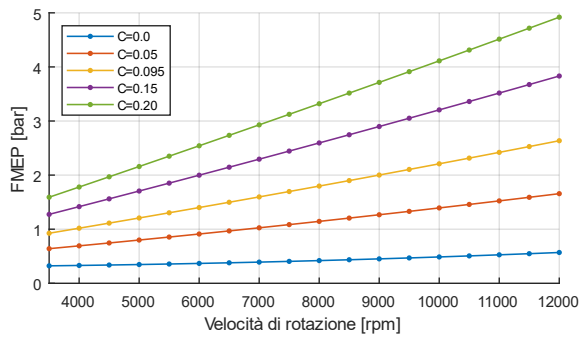
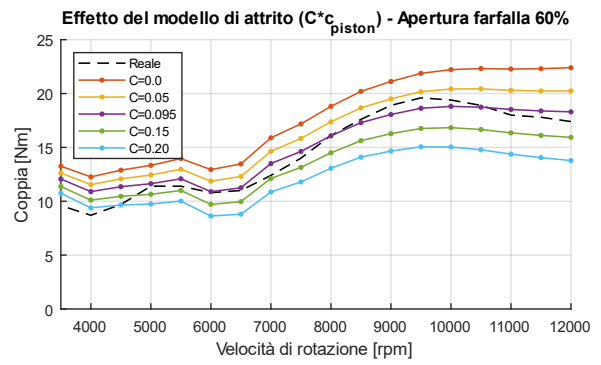
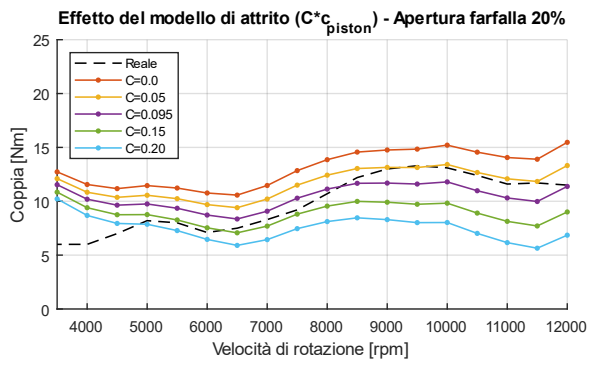


Fig. 4.13 – Effetti del parametro C del modello di attrito sulla produzione di coppia e sulla FMEP

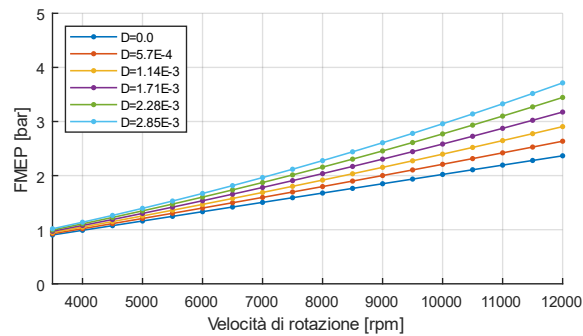
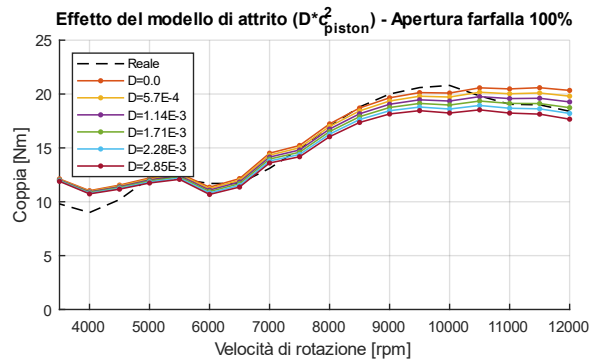
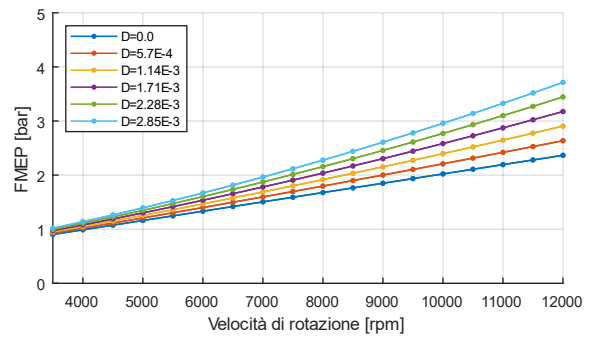
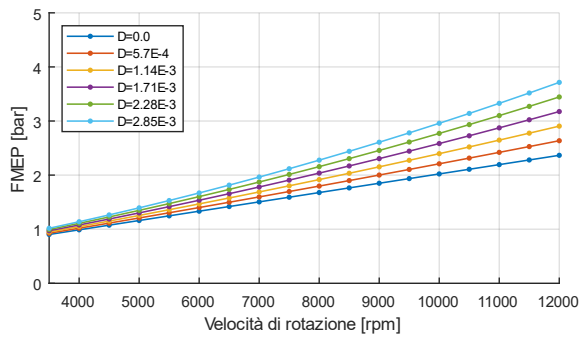
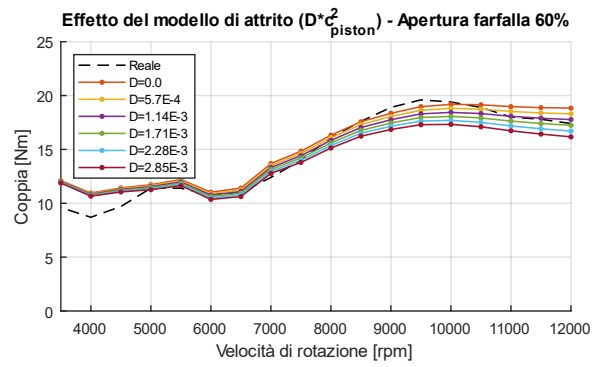
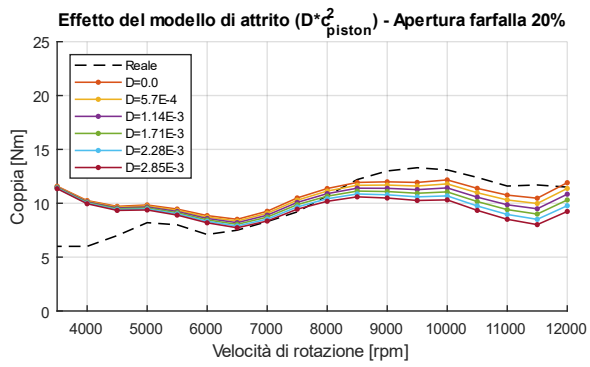


Fig. 4.14 – Effetti del parametro D del modello di attrito sulla produzione di coppia e sulla FMEP

4.5 Analisi dei coefficienti di efflusso delle luci di travaso

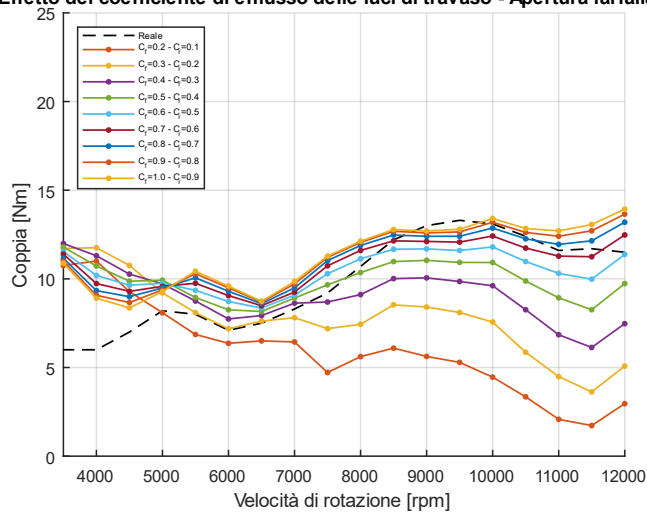
Una parte dell'analisi è stata dedicata agli effetti delle caratteristiche delle luci di travaso sulla produzione di coppia. Il motivo di tale scelta è da ricondursi al fatto che gran parte della progettazione dei motori a due tempi si incentra su questo aspetto e sulla loro conformazione, oltre che a quella dei travasi, al fine di garantire il miglior riempimento possibile del cilindro evitando, al tempo stesso, la perdita di carica fresca per cortocircuito.

Per questo motivo sono state effettuate una serie di simulazioni al variare del coefficiente di efflusso delle luci di travaso (C_f coefficiente di efflusso in direzione diretta, C_r coefficiente di efflusso in direzione inversa) in modo da valutare il conseguente effetto sulla produzione di coppia. In via semplificativa e in assenza di informazioni che consentano una differenziazione del comportamento delle singole luci di travaso, sono stati assunti gli stessi coefficienti di efflusso per tutte le cinque luci.

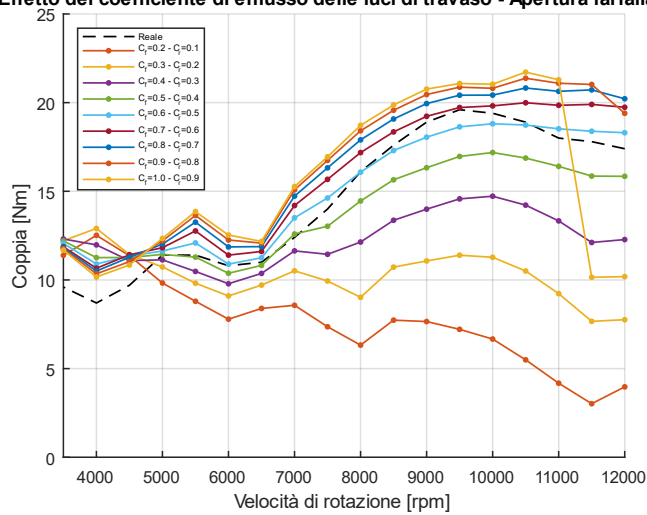
I risultati confermano la forte influenza di questo parametro sulla produzione di coppia, soprattutto ad alti regimi e ad alti carichi. Come è possibile osservare nella fig. 4.15, l'incremento del coefficiente di efflusso delle luci di travaso va a favorire significativamente la generazione di coppia utile ad alti regimi ed ad alti carichi. Viceversa, a bassi regimi (velocità di rotazione inferiori a circa 5000 rpm), è constatabile un lievissimo calo della coppia erogata all'aumentare dei coefficienti di efflusso al di sopra del 40%.

Fanno eccezione, anche in questo caso, i punti motore in prossimità della massima velocità di rotazione in cui si sono manifestati problemi di natura numerica.

Effetto del coefficiente di efflusso delle luci di travaso - Apertura farfalla 20%



Effetto del coefficiente di efflusso delle luci di travaso - Apertura farfalla 60%



Effetto del coefficiente di efflusso delle luci di travaso - Apertura farfalla 100%

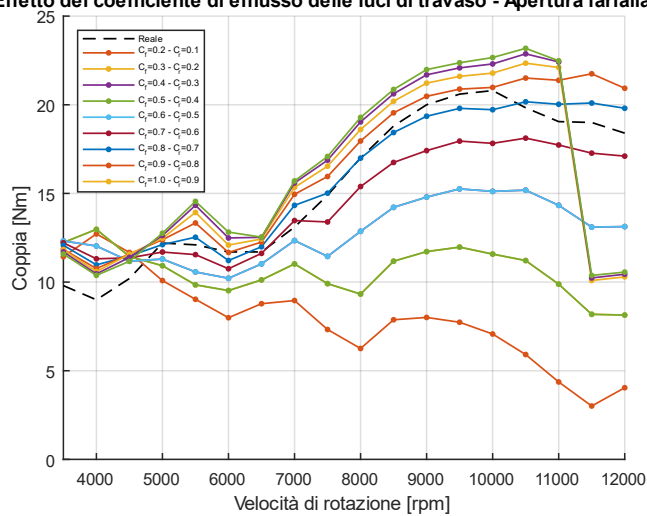


Fig. 4.15 – Effetto dei coefficienti di efflusso delle luci di travaso sulla produzione di coppia

L'andamento delle curve di coppia rispecchia quello dell'efficienza volumetrica relativa (Fig. 4.16) e, conseguentemente, del riempimento del cilindro. Infatti, l'incremento dei coefficienti di efflusso delle luci di travaso rappresenta una riduzione della perdita di carico subita dalla carica in ingresso al motore e, quindi, un minore ostacolo all'ingresso della miscela di aria e combustibile all'interno del cilindro. Si intende, inoltre ricordare come la presenza di valori di efficienza volumetrica superiori al valore unitario è da ricondursi all'effetto di compressione volumetrica del carter-pompa, comparabile, da questo punto di vista, ad una sovralimentazione.

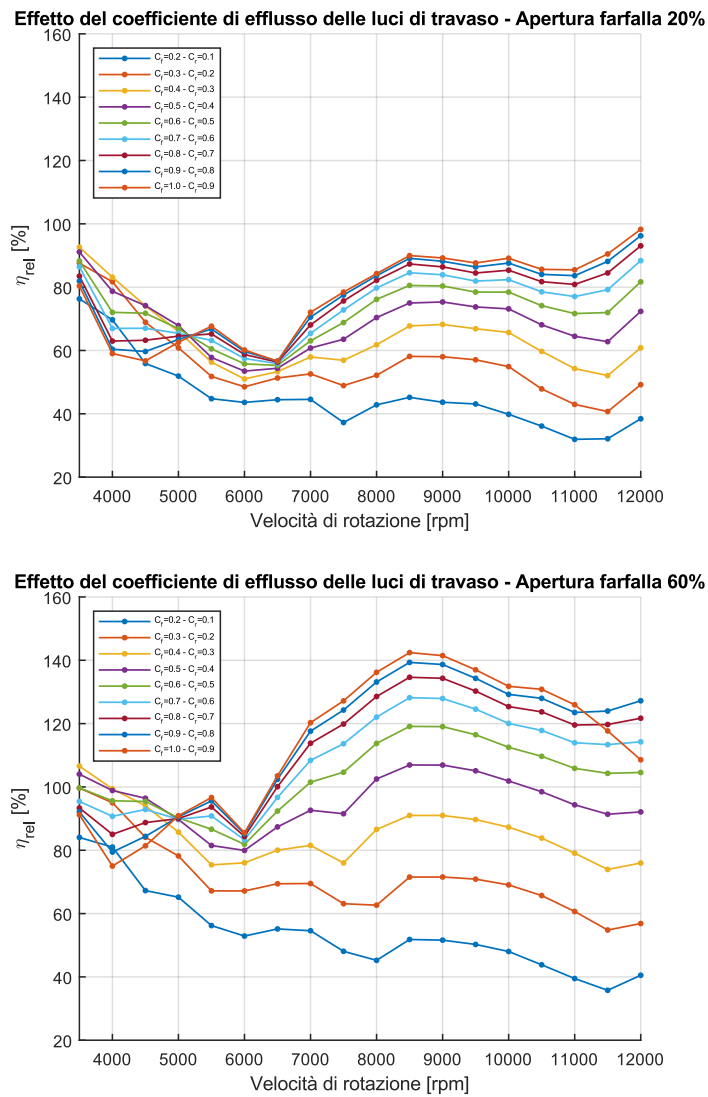


Fig. 4.16 (a) – Effetto dei coefficienti di efflusso delle luci di travaso sull'efficienza volumetrica

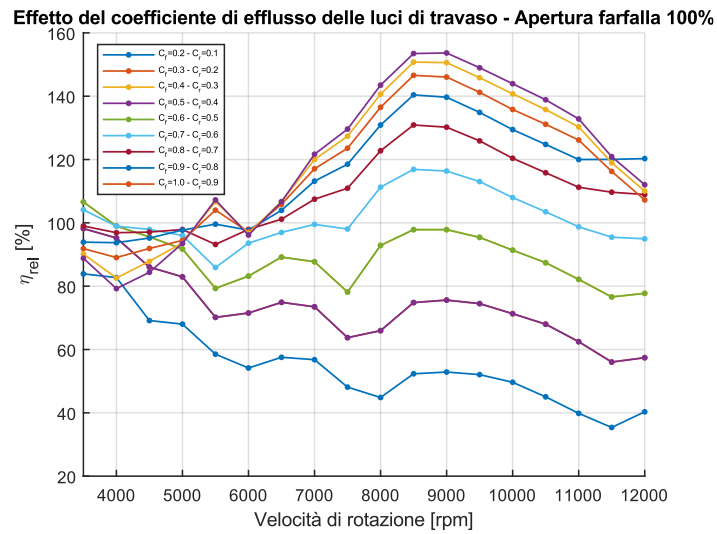


Fig. 4.16 (b) – Effetto dei coefficienti di efflusso delle luci di travaso sull'efficienza volumetrica

La forte sensibilità del modello nei confronti dei valori assunti dai coefficienti delle luci di travaso conferma la sua correttezza di impostazione, in linea con le considerazioni dettate dalle esigenze della progettazione. Per questo motivo, nell'ottica di perfezionare il modello in futuro, sarà di grande importanza lo svolgimento di un'attività di caratterizzazione delle luci di travaso al banco di flussaggio.

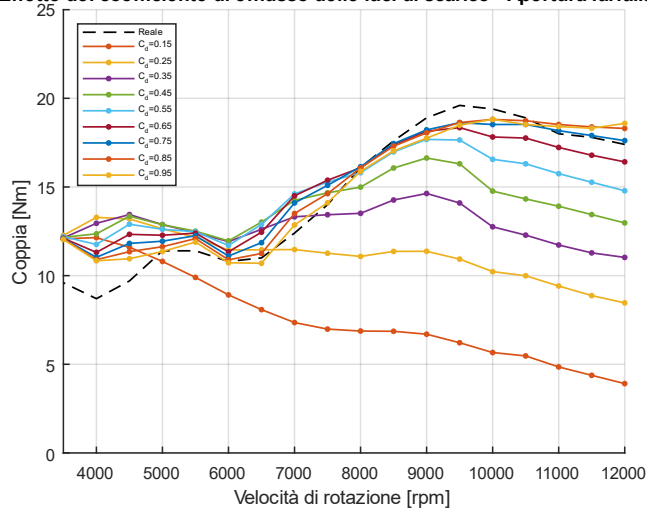
4.6 Analisi dei coefficienti di efflusso delle luci di scarico

Per analoghe motivazioni a quelle già riportate per le luci di travaso, sono state effettuate una serie di simulazioni al variare del coefficiente di efflusso delle luci di scarico per valutare il conseguente effetto sulla produzione di coppia. Si ricorda che, in accordo con quanto descritto nel capitolo 2, è stata implementata un'unica luce di scarico equivalente.

Anche in questo caso i risultati confermano la forte influenza di tale parametro di calibrazione sulla produzione di coppia. Osservando fig. 4.17, si può notare come l'incremento del coefficiente di efflusso della luce di scarico determina un

incremento della coppia prodotta fino al raggiungimento di un valore massimo. Incrementando ulteriormente il valore del coefficiente di efflusso, la coppia torna a calare, seppure in maniera minima. Il valore del coefficiente di efflusso che massimizza l'erogazione di coppia è tanto più alto quanto più è alto il carico (apertura della farfalla).

Effetto del coefficiente di efflusso delle luci di scarico - Apertura farfalla 60%



Effetto del coefficiente di efflusso delle luci di scarico - Apertura farfalla 20%

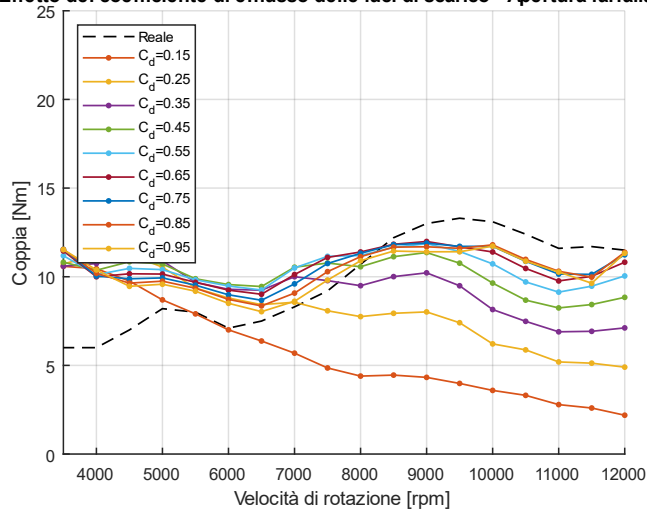


Fig. 4.17 (a) – Effetto dei coefficienti di efflusso della luce di scarico sulla produzione di coppia

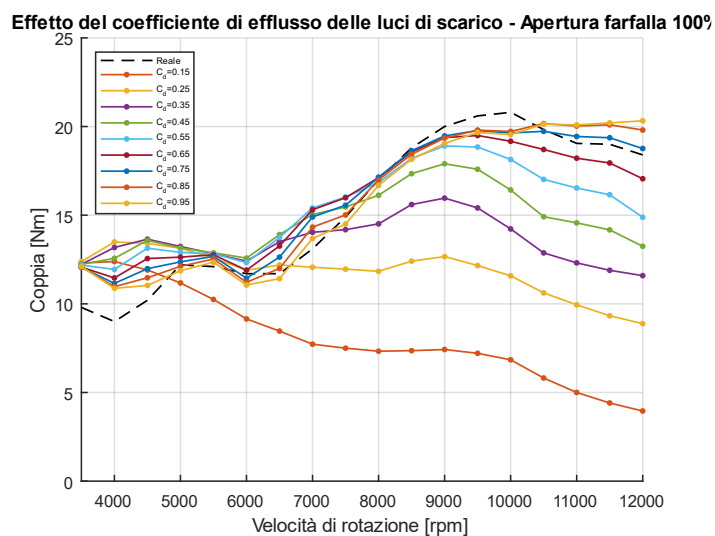


Fig. 4.17 (b) – Effetti dei coefficienti di efflusso della luce di scarico sulla produzione di coppia

L'incremento del coefficiente di efflusso comporta di fatto la diminuzione delle perdite di carico subite dal flusso dei gas contenuti all'interno del cilindro nell'attraversamento delle luci di scarico facilitandone, dunque, l'evacuazione. Tale considerazione risulta confermata dall'andamento della percentuale di gas combusti residui presenti all'interno del cilindro ad inizio combustione; mediamente si apprezza una diminuzione di tale percentuale all'incrementare del coefficiente di efflusso, indice di una migliore evacuazione dei gas contenuti nel cilindro all'apertura della luce di scarico. Deviazioni da tale andamento sono riscontrabili ai più alti regimi di rotazione e ai più alti valori dei coefficienti di efflusso, in particolar modo a condizioni di alto carico. In tali condizioni l'intervallo di deviazione dalla monotonia crescente è più ampio.

Data l'assunzione di un modello di combustione non predittivo come il modello di Wiebe, questi andamenti non sono a rigore direttamente correlabili con l'andamento della coppia prodotta. Infatti, il modello di Wiebe presuppone che si abbia, per ogni ciclo, una percentuale costante di quantità di miscela bruciata rispetto alla quantità totale racchiusa al termine della fase a luci scoperte e pari al valore impostato (nel caso sviluppato pari al 100%), ignorando i potenziali effetti dati dalla presenza di residui combusti, od altri diluenti, all'interno della camera di combustione. Si ricorda a proposito come a rigore in un motore ad accensione

comandata, la velocità di propagazione del fronte di fiamma si riduca in presenza di alte percentuali di gas combusti residuali dai cicli precedenti, a discapito dell'efficienza totale di combustione.

Per questo motivo, nel modello di simulazione impostato, al netto di perdite per attrito e per scambio termico alle pareti, l'andamento della coppia prodotta è direttamente correlabile con la massa d'aria intrappolata per ciclo all'interno del cilindro. Gli andamenti riportati in fig. confermano tale aspetto.

Il calo di aria intrappolata per valori elevati dei coefficienti di efflusso è potenzialmente correlabile ad una maggiore perdita di carica per cortocircuito dato il minore ostacolo offerto all'evacuazione dal cilindro.

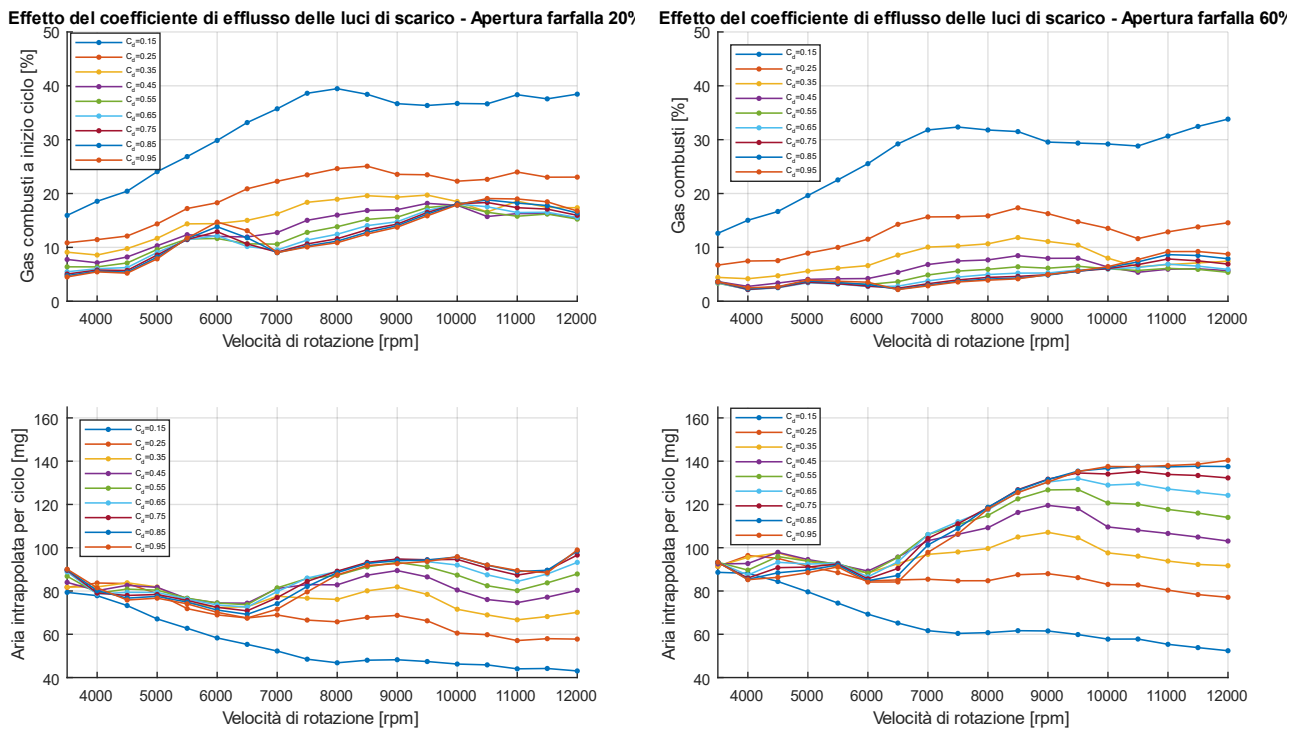


Fig. 4.18 (a) – Effetti dei coefficienti di efflusso della luce di scarico sulla percentuale di residui combusti ad inizio ciclo e sull'aria intrappolata per ciclo

Effetto del coefficiente di efflusso delle luci di scarico - Apertura farfalla 100%

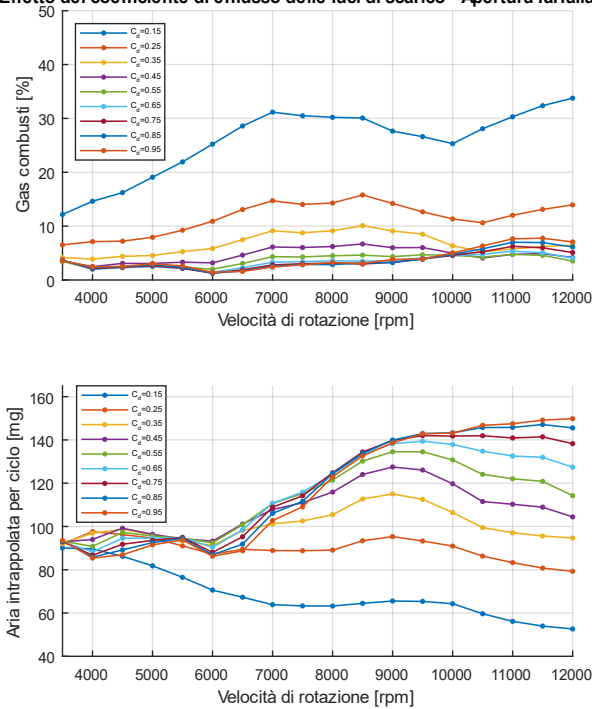


Fig. 4.18 (b) – Effetti dei coefficienti di efflusso della luce di scarico sulla percentuale di residui combusti ad inizio ciclo e sull'aria intrappolata per ciclo

4.7 Risultati dell'attività di calibrazione

Dai risultati riportati si evincono i grandi margini di calibrazione del modello. In particolare, la caratterizzazione dei coefficienti di efflusso delle luci e del processo di lavaggio mostra una forte influenza sulla produzione di coppia, soprattutto ad alti regimi. Si renderà quindi necessario, in futuro, l'esecuzione di un'attività di caratterizzazione delle luci al banco di flussaggio e del processo di lavaggio tramite un'apposita campagna sperimentale o simulazioni CFD, così come una serie di acquisizioni di pressione in camera di combustione in sala motori al fine di perfezionare il modello.

A seguito dell'attività effettuata si riportano i risultati in termini di coppia utile erogata dal motore nel range di velocità operativo per diverse condizioni di carico relativamente al motore le cui caratteristiche sono state descritte nel capitolo 2. I

risultati mostrano la concordanza tra i dati sperimentali e quelli simulati nella maggior parte delle condizioni operative. Per questo motivo e data l'attività di calibrazione effettuata iterativamente basandosi unicamente sulla comparazione dei risultati con le curve di coppia e l'attuale assenza di dati sperimentali relativi all'andamento della pressione nel collettore di aspirazione, di scarico, nel cilindro, i risultati sono stati considerati soddisfacenti.

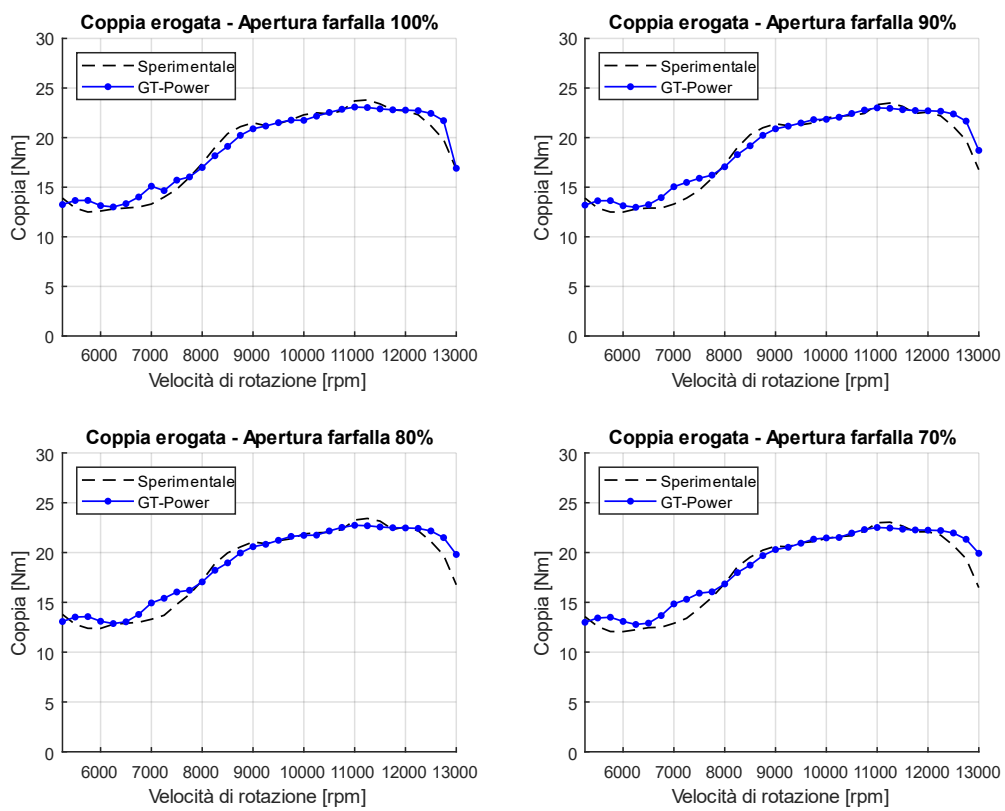


Fig. 4.19 (a) – Confronto tra i dati sperimentali e simulati relativi alla coppia erogata dal motore per diverse condizioni di carico

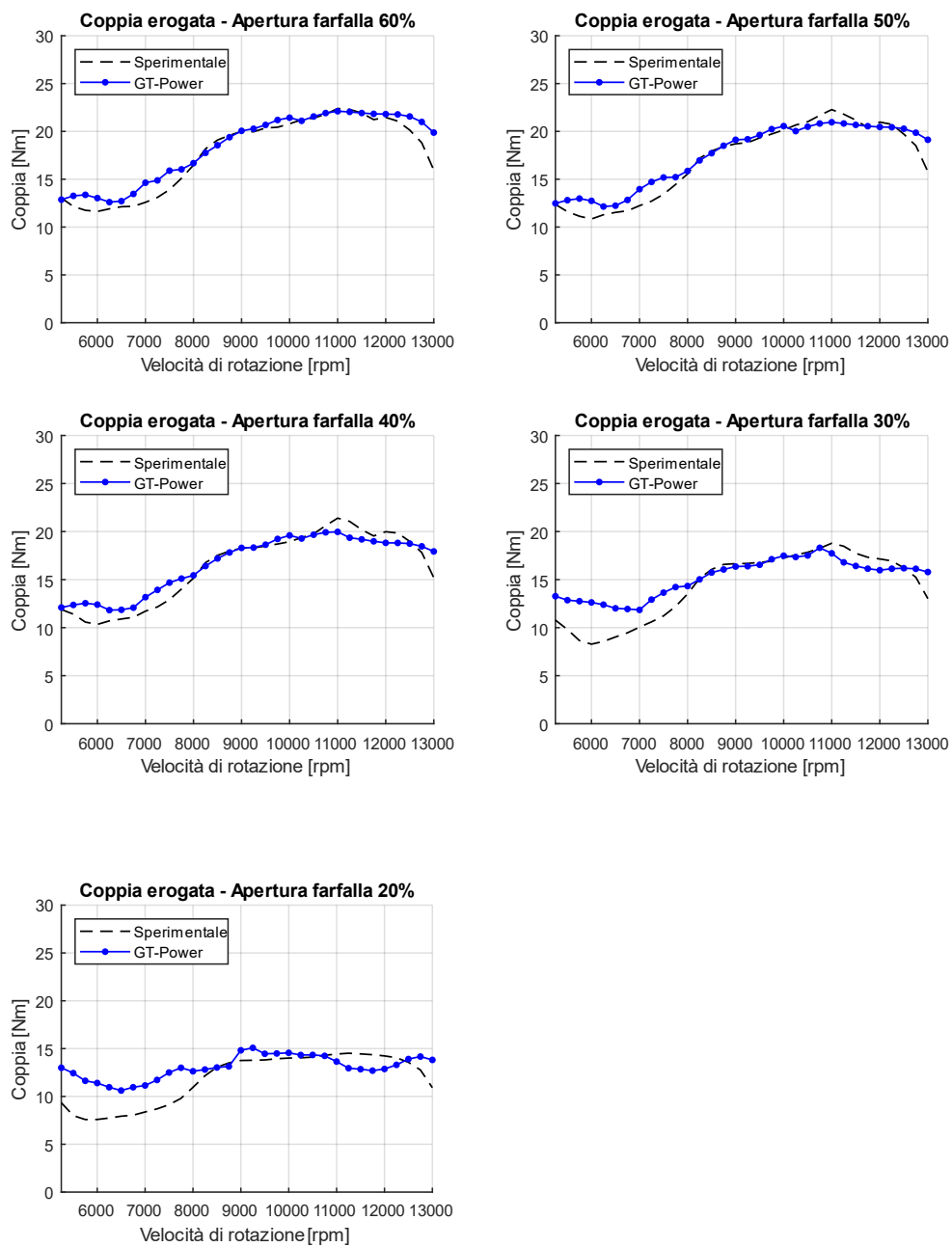


Fig. 4.19 (b) - Confronto tra i dati sperimentali e simulati relativi alla coppia erogata dal motore per diverse condizioni di carico

Capitolo 5: Sviluppo dei modelli orientati al controllo

5.1 Generalità ed integrazione con il modello monodimensionale

Questo capitolo si concentra sullo sviluppo di modelli orientati al controllo del motore oggetto dell'attività. Tale operazione si rende necessaria perché, anche se il modello 1D si dimostra efficace nel simulare il comportamento del motore, di fatto presenta dei tempi di calcolo molto lunghi se comparati con i normali tempi del ciclo motore e, soprattutto, con quelle che sono le capacità computazionali e i tempi di calcolo a disposizione della centralina. Per questo motivo, al fine di investigare gli effetti di potenziali strategie di controllo motore, un modello di carattere monodimensionale non è di fatto utilizzabile, in termini di complessità e di tempo di calcolo, dovendo funzionare in tempo reale. Si rende dunque necessario lo sviluppo di modelli più semplici e quindi meno onerosi nel calcolo che, considerate le loro finalità, vengono appunto definiti come *modelli control-oriented*. Infatti, molto spesso modelli orientati al controllo non fanno utilizzo unicamente di relazioni analitiche per la rappresentazione dei fenomeni fisici coinvolti nel funzionamento del motore (modelli "*white-box*"), ma sfruttano anche mappature di grandezze fisiche rilevate tramite attività sperimentali (modelli "*black-box*"). È questo il caso dei modelli di seguito presentati che, in quanto tali, sono definiti come modelli "*grey-box*". Data l'assenza di ulteriori dati sperimentali in aggiunta alle curve di coppia, lo sviluppo delle mappature delle principali grandezze in gioco è stato effettuato sfruttando i risultati delle simulazioni effettuate su GT-Power, a seguito della calibrazione del modello descritta nel capitolo 4.

A tal proposito, l'iter di sviluppo dell'attività è riportato nel workflow di fig. 5.1.

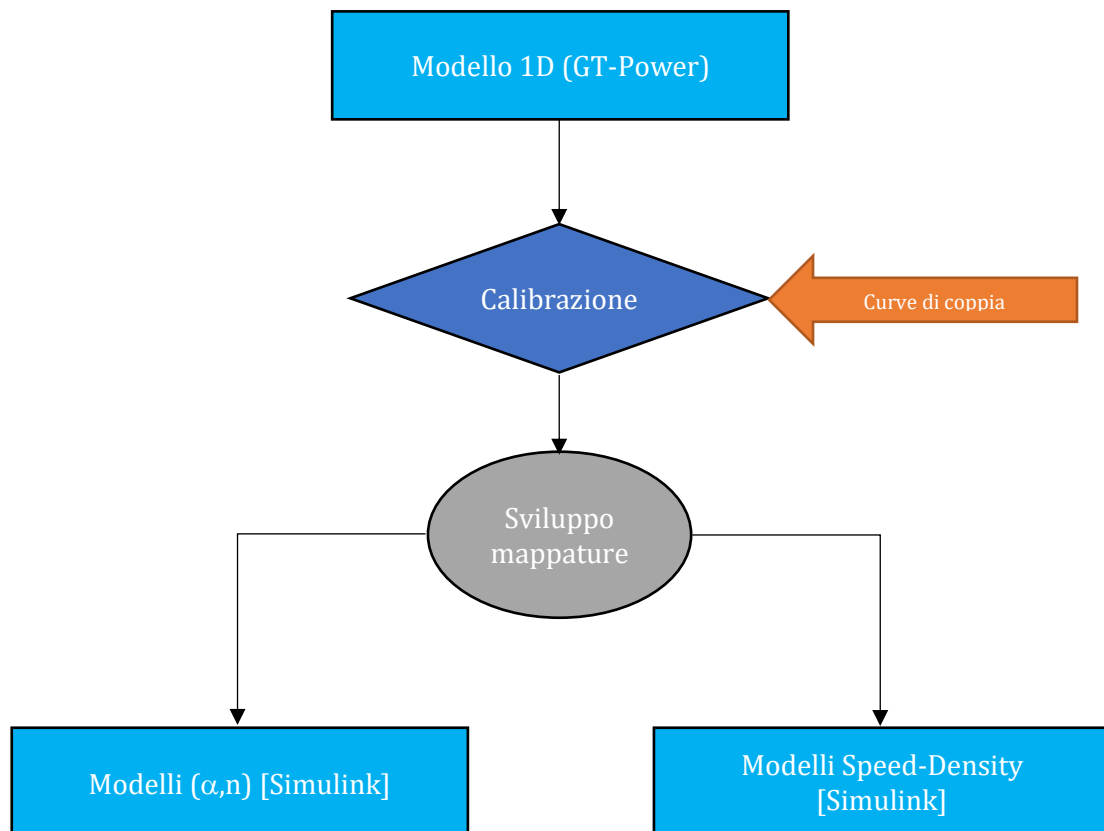


Fig. 5.1 – Workflow di integrazione del modello 1D con i modelli control-oriented

I modelli implementati sono comprensivi di un *modello motore* e di un *modello veicolo*. Sono state sviluppate due famiglie di modelli orientati al controllo che differiscono per la tipologia di mappature utilizzate:

- *Modelli (α,n)*
- *Modelli Speed-Density*

In linea del tutto generale, i modelli sviluppati si presentano composti da uno schema a blocchi così di seguito strutturato:

- *Subsystem degli input:* in questo blocco l'utente ha la possibilità di scegliere se effettuare una simulazione in open-loop imponendo arbitrariamente la traiettoria dell'angolo di apertura della valvola a farfalla oppure in closed-loop tramite un controllo automatico dell'andamento della valvola a farfalla gestito dal modello del pilota;

- *Subsystem della dinamica dell'ambiente di aspirazione*: in questo blocco viene modellata la dinamica dell'ambiente di aspirazione e, dunque, l'andamento della pressione nel collettore di aspirazione. All'interno di tale gruppo sono state realizzate due versioni, sia per il modello (α, n) che per quello Speed-Density, di cui una più semplice e una più complessa, descritte dettagliatamente più avanti;
- *Subsystem della dinamica del veicolo*: in questo blocco viene implementata una dinamica semplificata del motoveicolo considerando la presenza della coppia motrice, di carichi resistenti di diversa natura e dell'eventuale azione del freno, integrando nell'implementazione della linea di trasmissione la presenza del cambio;
- *Subsystem del modello del pilota*: in questo blocco è sviluppato un modello volto ad emulare il comportamento del pilota tramite un controllo automatico della valvola farfalla e del freno, a fronte di una traiettoria di velocità target da seguire.

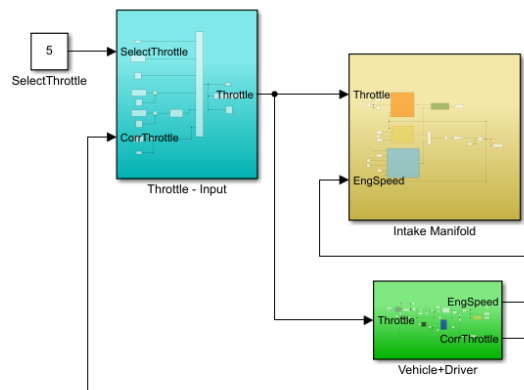


Fig. 5.2 – Struttura del modello (α, n)

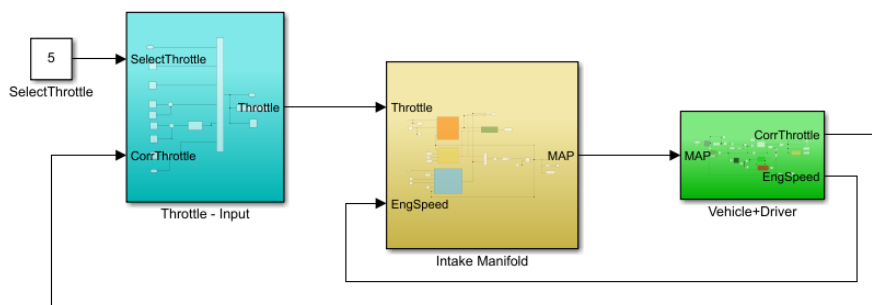


Fig. 5.3 – Struttura del modello Speed-Density

5.2 Generazione delle mappature

Al fine di avere un modello il più possibile rapido e veloce nell'esecuzione, sono state utilizzate nell'implementazione delle mappature. L'assenza di dati sperimentali aggiuntivi alle curve di coppia in funzione delle condizioni di apertura della farfalla e di velocità ha fatto sì, come indicato nel precedente paragrafo, che le mappature siano state create attraverso i dati raccolti dalla simulazione monodimensionale al termine del processo di calibrazione e validazione.

In aggiunta alle mappature funzione unicamente di un parametro, come l'andamento dei coefficienti di efflusso della valvola a farfalla e della valvola lamellare direttamente importabili dal modello GT-Power, sono state realizzate:

- Mappatura della coppia motrice netta in funzione dell'angolo di apertura della farfalla e della velocità di rotazione dell'albero motore (modelli (α, n));
- Mappatura della coppia motrice netta in funzione della pressione nel collettore di aspirazione (MAP) e della velocità di rotazione dell'albero motore (modelli Speed-Density);
- Mappatura del rendimento volumetrico assoluto in funzione dell'angolo di apertura della farfalla e della velocità di rotazione dell'albero motore (modelli (α, n));
- Mappatura del rendimento volumetrico relativo in funzione della pressione nel collettore di aspirazione (MAP) e della velocità di rotazione dell'albero motore (modelli Speed-Density).

In particolare, le mappature sono state ottenute tramite una routine di individuazione dei coefficienti di funzioni di diversa forma (polinomiale, logaritmica ecc.), a seconda della mappatura di interesse, così da interpolare al meglio i dati forniti come input ed estratti dai risultati delle simulazioni effettuate su GT-Power. Successivamente, le funzioni così ottenute sono state valutate all'interno di intervalli sufficientemente densi di breakpoints di interesse, portando, dunque, alla generazione delle mappature. Si riportano di seguito i risultati della procedura, in cui si evince l'entità contenuta, per la maggior parte dei punti, dell'errore residuo a valle del processo di interpolazione e di generazione delle mappature.

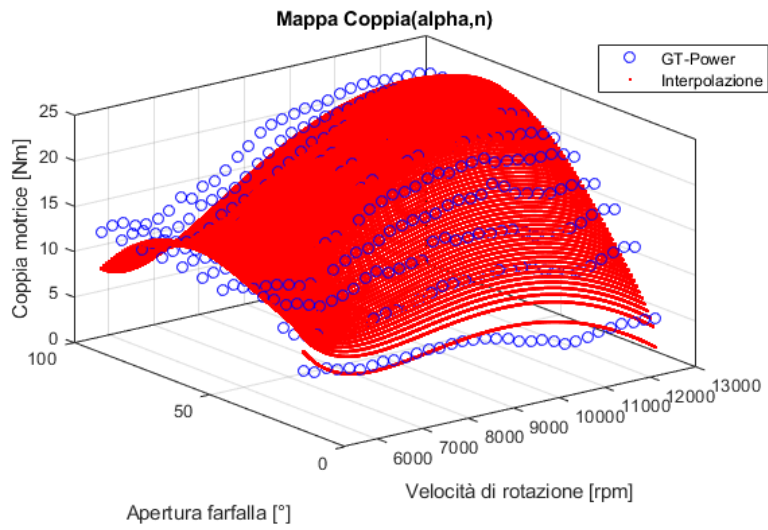


Fig. 5.4 – Mappatura della coppia motrice in funzione dell'angolo di apertura della farfalla e della velocità di rotazione

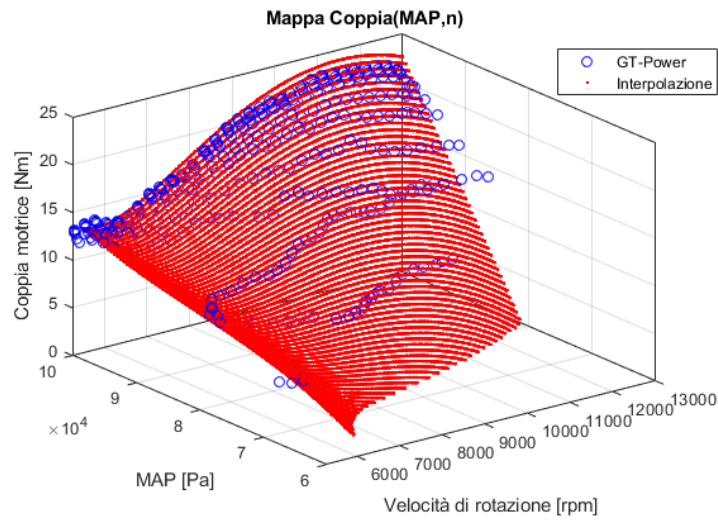


Fig. 5.5 – Mappatura della coppia motrice in funzione di MAP e della velocità di rotazione

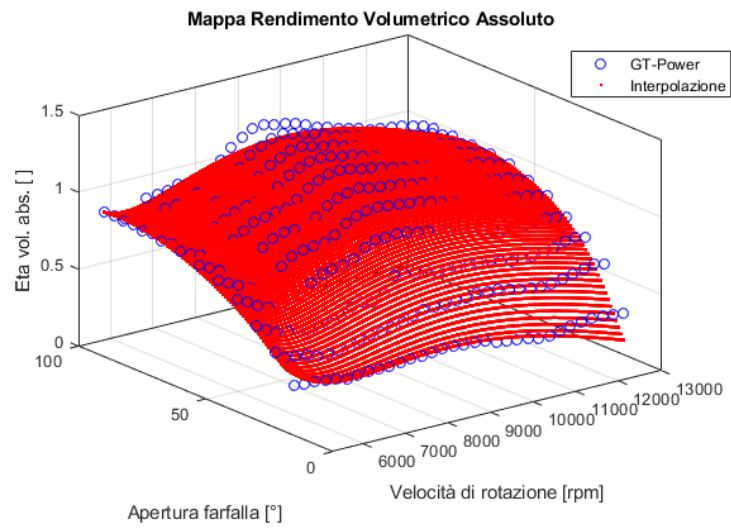


Fig. 5.6 – Mappatura del rendimento volumetrico assoluto in funzione dell'angolo di apertura della farfalla e della velocità di rotazione

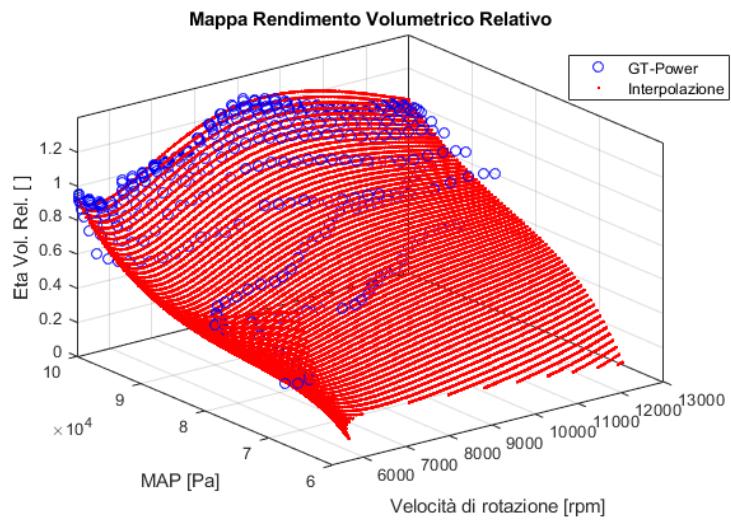


Fig. 5.7 – Mappatura del rendimento volumetrico relativo in funzione di MAP e della velocità di rotazione

5.3 Scelta dell'input alla simulazione

Al fine di rendere il modello flessibile e pronto all'uso a fronte della potenziale necessità di effettuare simulazioni differenti, è stato implementato un subsystem attraverso il quale l'utente, semplicemente cambiando il valore di un parametro di input, può scegliere se imporre al modello il segnale di ingresso di apertura della farfalla tra potenziali input come ingresso costante, a rampa, sinusoidale o ad impulso, senza alcun tipo di controllo in catena chiusa. Eventualmente, l'apertura della farfalla può essere anche gestita automaticamente in closed-loop tramite l'implementazione di un modello del pilota che, tramite un controllore, esercita un'azione correttiva sulla posizione della farfalla in base all'entità dell'errore rilevato tra la velocità effettiva del motoveicolo e l'andamento target impostato dall'utente, rimandando ai successivi paragrafi una descrizione maggiormente dettagliata di questa funzione.

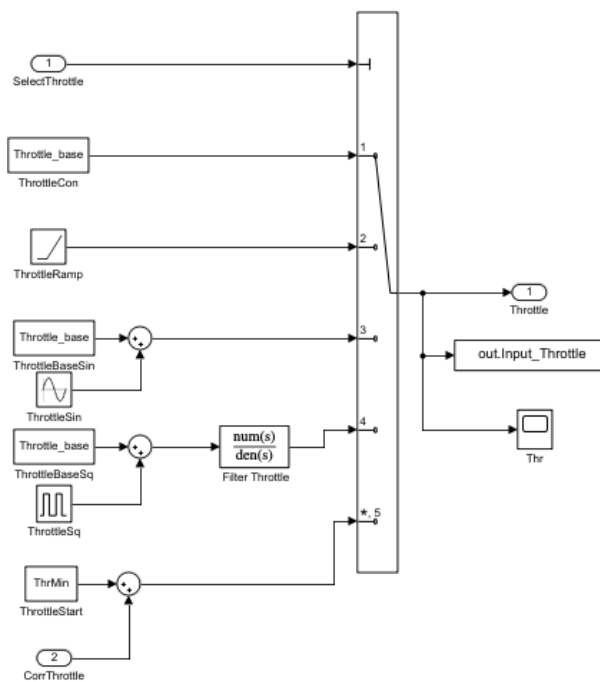


Fig. 5.8 – Subsystem dell'input alla simulazione relativo alla posizione della farfalla

5.4 Modello della dinamica dell'ambiente di aspirazione

Una parte del modello è stata dedicata all'implementazione del modello motore mediante la modellazione della dinamica che governa l'ambiente di aspirazione. In particolare modo, sono state realizzate due versioni (sia per il modello (α,n) sia per quello Speed Density) dell'ambiente di aspirazione, differenti per livello di complessità.

La *prima versione (v1)* si limita a considerare l'ambiente di aspirazione ridotto unicamente al corpo farfallato e al volume del collettore, supponendo che comunichi direttamente con il cilindro omettendo, conseguentemente, la presenza della valvola lamellare e del carter-pompa.

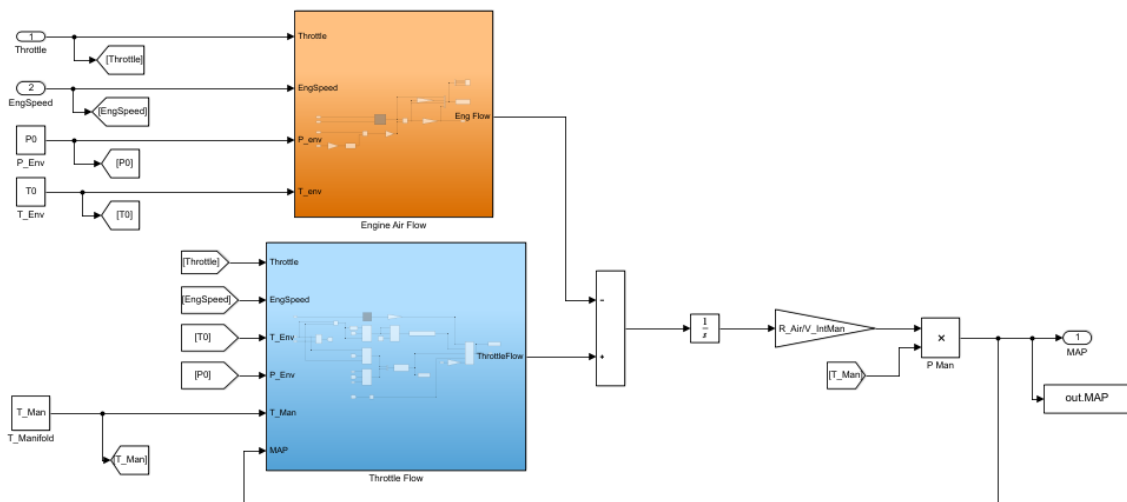


Fig. 5.9 – Versione v1 del modello della dinamica dell'ambiente di aspirazione
(Modello (α,n))

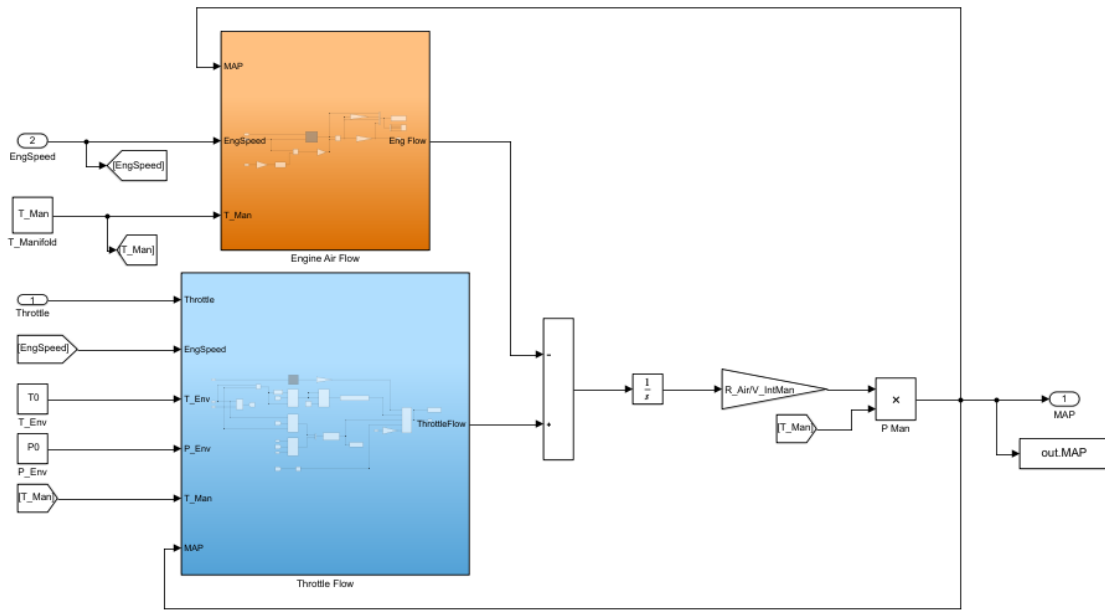


Fig. 5.10 – Versione v1 del modello della dinamica dell’ambiente di aspirazione
(Modello Speed-Density)

In tal caso, il calcolo della pressione all’interno del collettore si riduce alla stima della portata netta che fluisce al suo interno, ottenuta dalla differenza, ad ogni istante, tra la portata attraverso il corpo farfallato e la portata in ingresso al cilindro ($\frac{dm_{man}}{dt}$):

$$\frac{dm_{man}}{dt} = \dot{m}_{throttle} - \dot{m}_{cyl} \quad (5.1)$$

Attraverso alcune rielaborazioni, assumendo in via semplificativa costante la temperatura nel collettore di aspirazione e applicando la legge di stato dei gas perfetti [14], l’eq. (5.1) può essere tradotta in termini di equazione della dinamica della pressione:

$$\frac{dp_{man}}{dt} = \frac{RT_{man}}{V_{man}} (\dot{m}_{throttle} - \dot{m}_{cyl}) \quad (5.2)$$

Ricordando che la simulazione è effettuata in un dominio discreto ($d \approx \Delta$) e su base angolare ($d\theta = \omega dt$), avremo che:

$$\Delta p_{man} = \frac{RT_{man}}{V_{man}} \left(\dot{m}_{throttle} \frac{\Delta\theta}{\omega} - \dot{m}_{cyl} \frac{\Delta\theta}{\omega} \right) \quad (5.3)$$

Dove:

p_{man}	pressione nel collettore di aspirazione
T_{man}	temperatura nel collettore di aspirazione
V_{man}	volume del collettore di aspirazione
$\dot{m}_{throttle}$	portata d'aria attraverso il corpo farfallato
\dot{m}_{cyl}	portata d'aria in ingresso al cilindro
ω	velocità angolare dell'albero motore [rad/s]

La *seconda versione (v2)* è stata delineata con il chiaro intento di avere una rappresentazione il più fedele possibile, nel principio di funzionamento, della dinamica dell'ambiente di aspirazione del motore a due tempi con sistema a carter-pompa oggetto dell'attività.

Per questo motivo, in aggiunta al modello precedente, sono stati inseriti i modelli della valvola lamellare e del carter pompa.

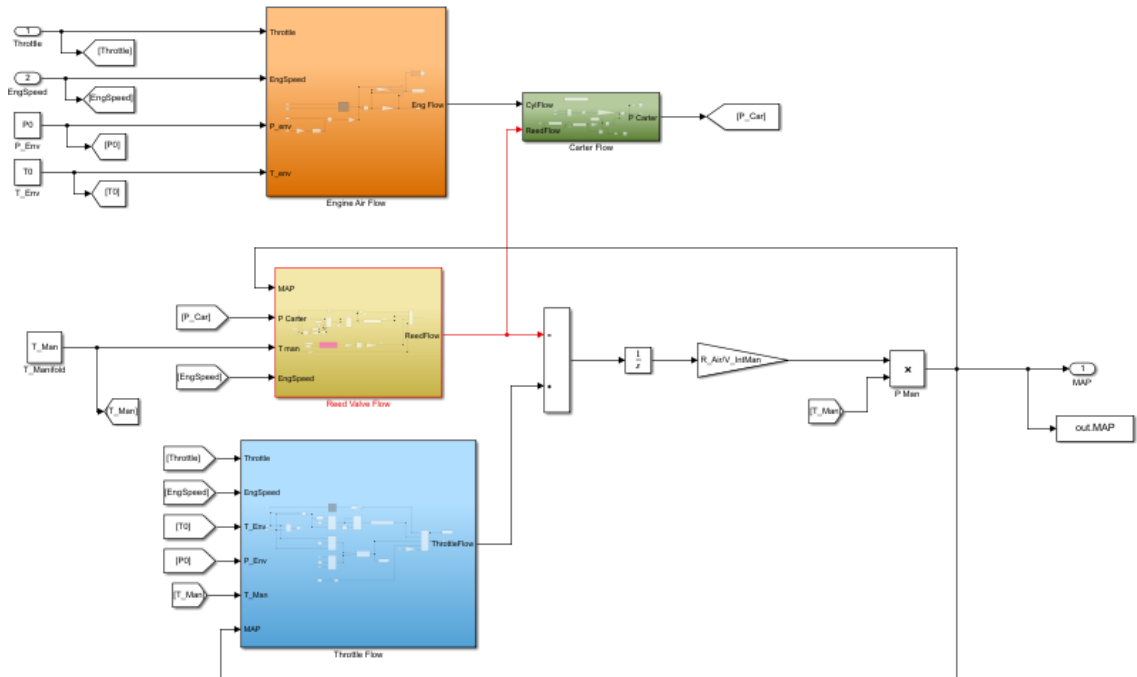


Fig. 5.11 – Versione v2 del modello della dinamica dell'ambiente di aspirazione (Modello (α, n))

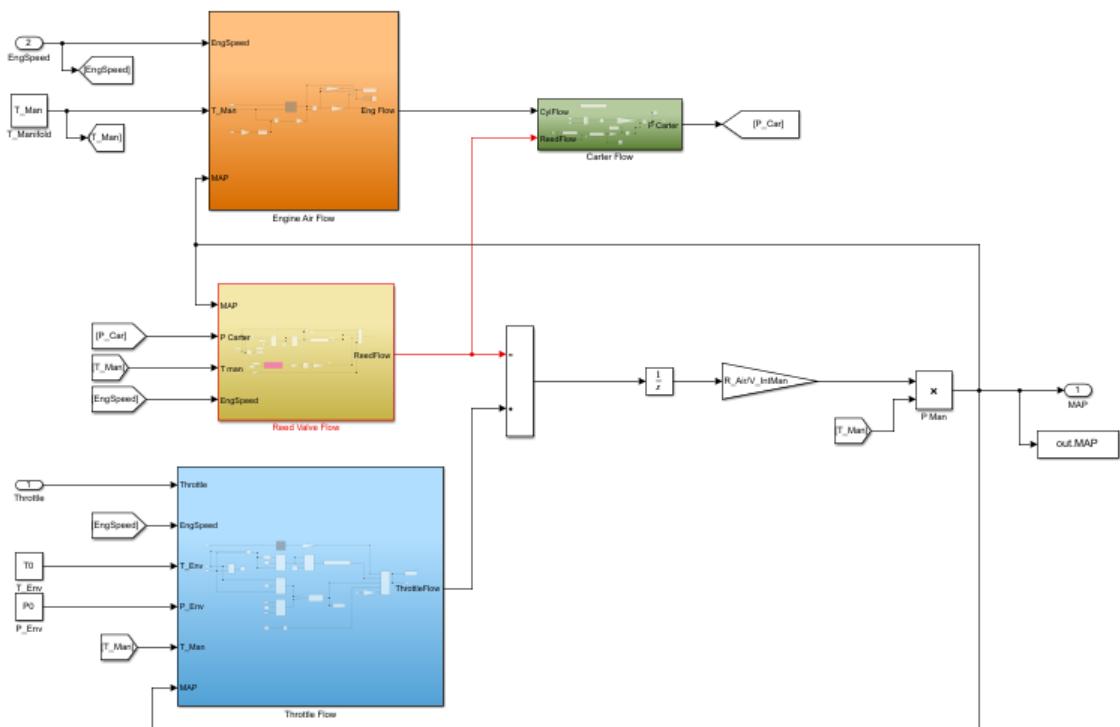


Fig. 5.12 – Versione v2 del modello della dinamica dell'ambiente di aspirazione (Modello Speed-Density)

In quest'ultimo caso, la stima della portata netta fluente all'interno del collettore di aspirazione, è data dalla differenza, ad ogni istante, tra la portata attraverso il corpo farfallato e quella attraverso la valvola lamellare:

$$\frac{dm_{man}}{dt} = \dot{m}_{throttle} - \dot{m}_{reed} \quad (5.4)$$

In maniera del tutto analoga a quanto riportato per l'eq. (5.2), l'eq (5.4) può essere implementata, in termini di dinamica della pressione nel collettore di aspirazione, nel dominio discreto di simulazione e su base angolare come:

$$\Delta p_{man} = \frac{RT_{man}}{V_{man}} \left(\dot{m}_{throttle} \frac{\Delta\theta}{\omega} - \dot{m}_{reed} \frac{\Delta\theta}{\omega} \right) \quad (5.5)$$

Dove:

\dot{m}_{reed} portata d'aria attraverso la valvola lamellare

Dal grafico seguente si evince come le versioni v1 dei modelli consentono di avere una descrizione ai valori medi della dinamica del collettore di aspirazione mentre, i modelli v2 consentono di avere una descrizione maggiormente puntuale.

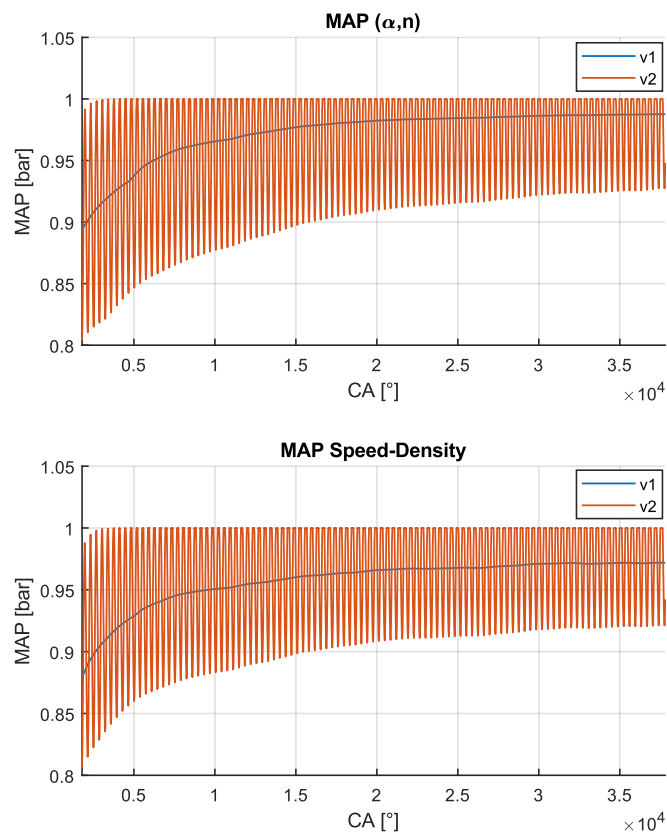


Fig. 5.13 – Confronto tra la simulazione della MAP tra la versione v1 e v2 del modello per 100 cicli motore (modello (α,n) – modello Speed-Density)

Modello del flusso al cilindro

La definizione della portata d'aria in ingresso al cilindro viene stimata in maniera differente a seconda della tipologia di modello.

Nel caso del *modello* (α,n) , la stima della portata d'aria in ingresso al cilindro viene calcolata con un approccio completamente “*map-based*” tramite la mappa di rendimento volumetrico assoluto η_{abs} funzione dell'angolo di apertura della farfalla α e della velocità di rotazione dell'albero n [rpm], realizzata grazie ai risultati delle simulazioni monodimensionali. Dalla definizione di rendimento volumetrico assoluto η_{abs} :

$$\eta_{abs}(\alpha, n) = \frac{m_{cyl}}{\rho_{env} V_{cyl}} \quad (5.6)$$

conseguendo che la portata d'aria in ingresso nel cilindro è calcolabile come:

$$\dot{m}_{cyl} = \rho_{env} V_{cyl} \eta_{abs}(\alpha, n) \left(\frac{2n}{\tau} \right) \quad (5.7)$$

Ricordando che la simulazione è effettuata in un dominio discreto e su base angolare, ne consegue che l'eq. (5.7) può essere riscritta come:

$$\frac{\Delta m_{cyl}}{\Delta \theta} = \frac{\dot{m}_{cyl}}{\omega} = \frac{\frac{\rho_{env}}{RT_{env}} V_{cyl} \eta_{abs} n}{2\pi n} = \frac{\frac{\rho_{env}}{RT_{env}} V_{cyl} \eta_{abs}(\alpha, n)}{2\pi} \quad (5.8)$$

Dove:

m_{cyl} massa d'aria nel cilindro

\dot{m}_{cyl} portata d'aria in ingresso al cilindro

ρ_{env} densità dell'aria in condizioni ambiente

V_{cyl} volume di un singolo cilindro (nel caso in analisi coincidente con la cilindrata dell'intero motore essendo quest'ultimo monocilindrico)

τ numero di tempi ($\tau = 2$)

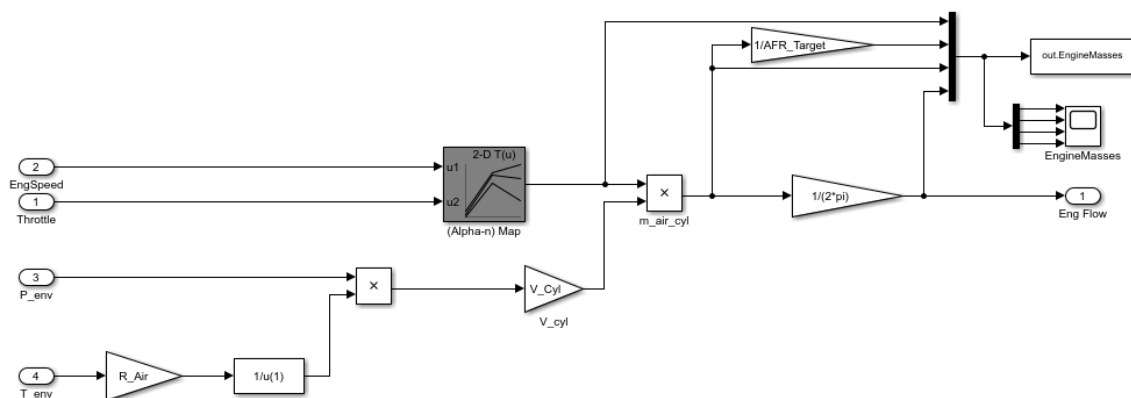


Fig. 5.14 – Stima della portata d'aria in ingresso al cilindro (modello (α, n))

Come si evince dalla figura seguente, nei modelli (α, n) la descrizione puntuale della MAP non ha particolari influenze sulla stima della portata d'aria in ingresso al cilindro per la definizione di rendimento volumetrico assoluto, il quale non è funzione della MAP.

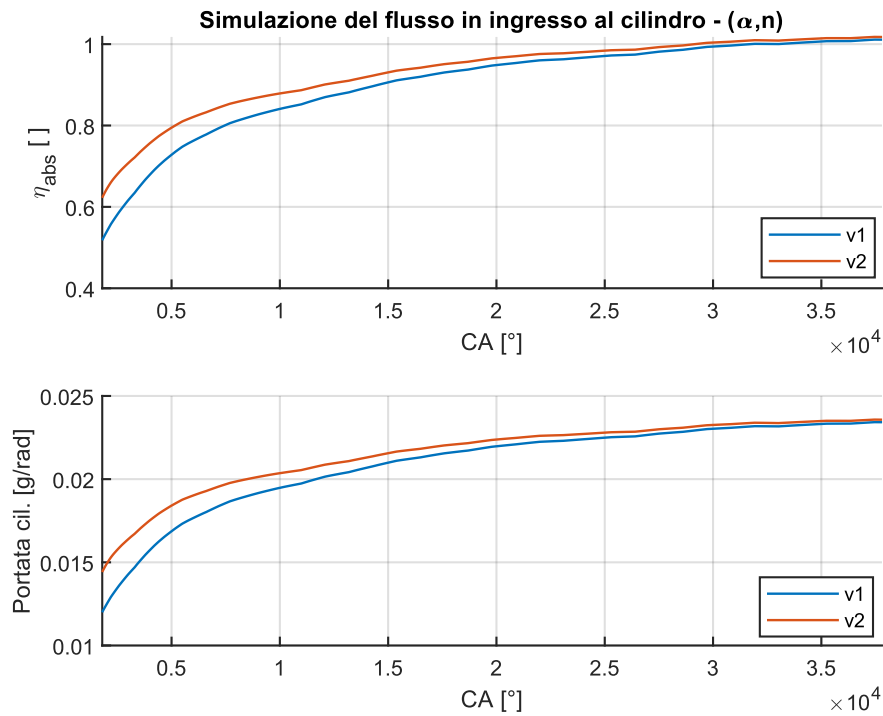


Fig. 5.15 – Esempio di simulazione delle principali grandezze correlate alla stima della portata d'aria in ingresso al cilindro per 100 cicli motore (modello (α, n) v1 e v2)

Nel caso del *modello Speed-Density*, la stima della portata d'aria in ingresso al cilindro è basata su un approccio "*physical-based*", ovvero tramite un modello fisico del motore. Questo approccio è definito anche come di tipo "*indiretto*" poiché, nonostante si basi su un modello fisico del motore, non fa utilizzo di una misura diretta della portata d'aria in ingresso al cilindro ma si basa sull'uso di una mappatura del rendimento volumetrico relativo, funzione della velocità di rotazione del motore n e della pressione nel collettore di aspirazione *MAP*. Anche in questo caso la mappatura del rendimento volumetrico relativo è stata realizzata tramite i risultati delle simulazioni monodimensionali.

Dalla definizione di rendimento volumetrico relativo η_{rel} :

$$\eta_{rel}(MAP, n) = \frac{m_{cyl}}{\rho_{man} V_{cyl}} \quad (5.9)$$

Seguendo considerazioni analoghe a quelle già riportate per il modello (α, n) e ricordando che la simulazione è effettuata su un dominio discreto e su base angolare, ne consegue che la stima della portata in ingresso al cilindro è così ottenibile:

$$\frac{\Delta m_{cyl}}{\Delta \theta} = \frac{\dot{m}_{cyl}}{\omega} = \frac{\frac{p_{man}}{RT_{man}} V_{cyl} \eta_{rel} n}{2\pi n} = \frac{\frac{p_{man}}{RT_{man}} V_{cyl} \eta_{rel}(MAP, n)}{2\pi} \quad (5.10)$$

Dove i termini assumono significati analoghi a quelli già riportati precedentemente.

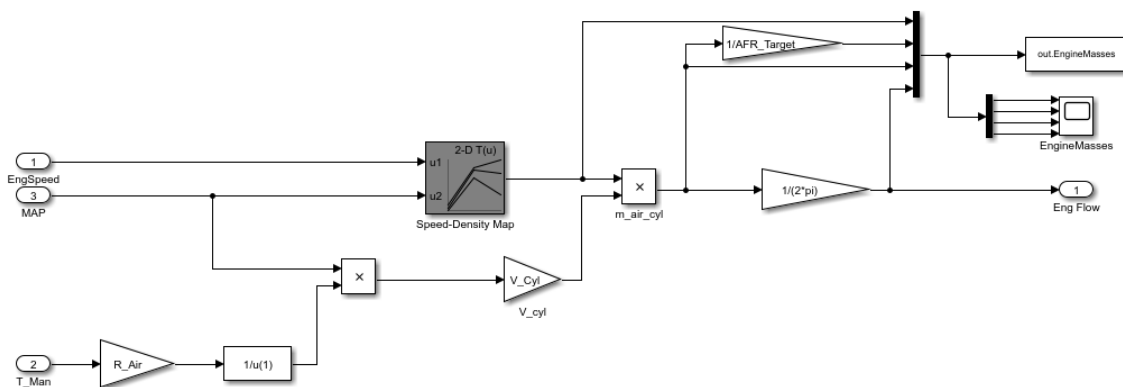


Fig. 5.16 – Stima della portata d'aria in ingresso al cilindro (Modello Speed-Density)

Come si evince dalla figura seguente, nei modelli Speed-Density, al contrario di quanto accade per i modelli (α, n) , la descrizione puntuale della MAP ha una forte influenza sulla stima della portata d'aria in ingresso al cilindro per la definizione di rendimento volumetrico relativo, il quale è funzione della MAP.

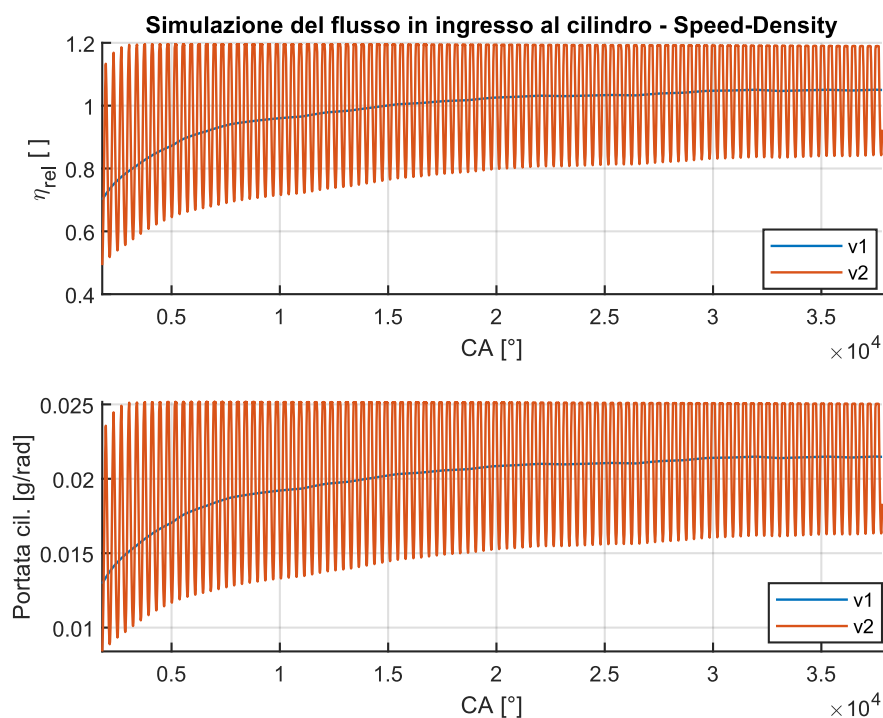


Fig. 5.17 – Esempio di simulazione delle principali grandezze correlate alla stima della portata d'aria in ingresso al cilindro per 100 cicli motore (modello Speed-Density v1 e v2)

Modello del corpo farfallato

La simulazione della portata che attraversa il corpo farfallato è stata effettuata partendo dalla definizione di portata massica attraverso un orifizio di sezione variabile.

In particolar modo:

$$\dot{m}_{throttle} = \rho_g A_g c_g \quad (5.11)$$

Ricordando l'equazione generalizzata del moto dei fluidi integrata tra la sezione di ristagno o e la sezione di gola g :

$$\int_0^g cdc + \int_0^g gdz + \int_0^g \frac{dp}{\rho} + \int_0^g dR + \int_0^g dL = 0 \quad (5.12)$$

Attraverso una serie di elaborazioni [14] e assumendo valida l'ipotesi di trasformazioni isoentropiche $pv^\gamma = cost$, l'eq. (5.12) diviene:

$$\dot{m}_{throttle} = C_d(\alpha) A_{max} \frac{p_{up}}{\sqrt{RT_{up}}} \Phi\left(\frac{p_{down}}{p_{up}}\right) \quad (5.13)$$

Dove:

$C_d(\alpha)$ coefficienti di efflusso della valvola lamellare

A_{max} sezione massima di passaggio

P_{up} pressione dell'ambiente di monte

P_{down} pressione dell'ambiente di valle

T_{up} temperatura dell'ambiente di monte

Per quanto riguarda la funzione $\Phi\left(\frac{p_{down}}{p_{up}}\right)$ risulta così definita a seconda dell'esistenza di condizioni di blocco sonico o subsoniche:

$$\Phi\left(\frac{p_{down}}{p_{up}}\right) = \begin{cases} \left(\frac{2\gamma}{\gamma+1}\right)^{\frac{1}{\gamma+1}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma+1}} = cost. = \Phi(0.528) & 0 \leq \frac{p_{down}}{p_{up}} \leq \left(\frac{2\gamma}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \\ \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \cdot \left[\left(\frac{p_{down}}{p_{up}}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_{down}}{p_{up}}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} & \left(\frac{2\gamma}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \leq \frac{p_{down}}{p_{up}} \leq 1 \end{cases} \quad (5.14)$$

Dove p_{down} e p_{up} saranno rispettivamente come indicato in eq. (5.15) e (5.16), definendo la direzione del moto:

$$p_{down} = \begin{cases} p_{man} & p_{env} \geq p_{man} \\ p_{env} & p_{env} < p_{man} \end{cases} \quad (5.15)$$

$$p_{up} = \begin{cases} p_{env} & p_{env} \geq p_{man} \\ p_{man} & p_{env} < p_{man} \end{cases} \quad (5.16)$$

Dove:

p_{env} pressione ambiente

p_{man} pressione nel collettore di aspirazione

Ricordando che la simulazione avviene in un dominio discreto e su base angolare:

$$\frac{\Delta m_{throttle}}{\Delta \theta} = \frac{\dot{m}_{throttle}}{\omega} = \frac{C_d(\alpha) A_{max} \frac{p_{up}}{\sqrt{RT_{up}}} \Phi\left(\frac{p_{down}}{p_{up}}\right)}{\omega} \quad (5.17)$$

In fig. 5.18 è riportato il corrispondente subsystem realizzato in Simulink. Si può notare come ad ogni step di simulazione, in accordo con le equazioni sopra riportate, venga effettuata una comparazione tra la pressione a monte (pressione atmosferica) e a valle del corpo farfallato (collettore di aspirazione). La comparazione viene effettuata calcolando la differenza di pressione (ΔP) tra il valore ambiente (P_{env}) e quella nel collettore di aspirazione (MAP) al fine di stabilire la direzione del moto del fluido; nel caso in cui $\Delta P > 0$, il moto del fluido sarà diretto (e viceversa nel caso in cui $\Delta P < 0$). Tale informazione viene direttamente utilizzata dai moduli *Switch* per definire conseguentemente il rapporto tra la pressione dell'ambiente di monte e quello di valle (P_{down}/P_{up}), la temperatura (T_{up}) e la pressione dell'ambiente di monte (P_{up}) e il segno della portata ($FlowSign$). Tramite una strategia analoga viene verificata l'eventuale presenza di condizioni di blocco sonico, per le quali il valore della portata si rende indipendente dal rapporto p_{down}/p_{up} , il quale assumerà il valore pari al rapporto critico $\left(\frac{2\gamma}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$. Il rapporto P_{down}/P_{up} viene confrontato con il rapporto critico di pressioni $CritRatio$ al di sotto del quale si manifestano condizioni di blocco sonico tramite un modulo *Switch*.

I valori del coefficiente di efflusso C_d , espressi in funzione dell'angolo di apertura della valvola a farfalla sono stati direttamente importati dal modello GT-Power e sono stati inseriti all'interno del modello tramite una look-up table monodimensionale ($Cd_Throttle$).

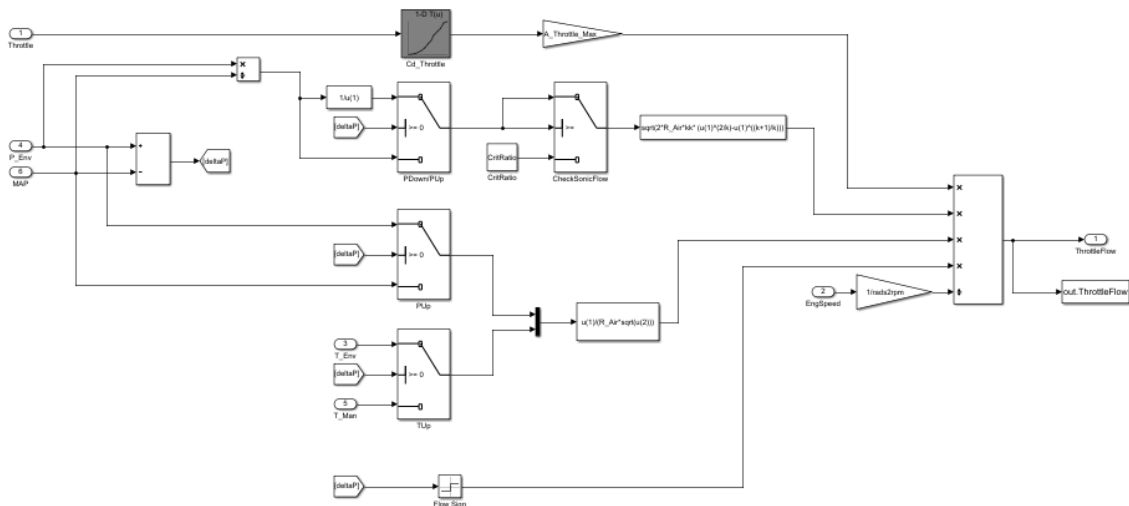


Fig. 5.18 – Modello del flusso attraverso il corpo farfallato

Modello della valvola lamellare

L'implementazione del flusso attraverso la valvola lamellare ricalca la logica già utilizzata per il flusso attraverso il corpo farfallato, seppur con alcune modifiche semplificative, conseguenza del principio di funzionamento della valvola stessa. In particolare, anche in questo caso il flusso attraverso la valvola viene calcolato come il flusso attraverso un orificio di dimensione variabile. L'unica differenza rispetto al caso precedente è legata al fatto che, in accordo con il principio di funzionamento della valvola stessa, nel caso in cui la differenza di pressione tra l'ambiente di monte e quello di valle risulta negativa, viene forzato un valore nullo alla portata. Ciò viene effettuato attribuendo un valore nullo al rapporto $\frac{p_{down}}{p_{up}}$ così da azzerare il valore della portata calcolata. L'adozione di tale assunzione è stata effettuata nell'ottica di implementare un modello della valvola lamellare più semplice e comprensibile ma che, al tempo stesso ne rispecchi il comportamento reale. Infatti, la valvola lamellare si comporta come se fosse una valvola automatica che va a chiudersi, impedendo il backflow del fluido, nel momento in cui la differenza di pressione tra collettore di aspirazione e carter-pompa risulti negativa. La chiusura della valvola lamellare è così rapida da far sì che, di fatto, nel momento di inversione del segno della differenza di pressione agente sulla valvola, risulti minimizzata la portata fluente verso il collettore dal carter-pompa. Questo comportamento è stato confermato dai

risultati delle simulazioni monodimensionali giustificando, in questo modo, l'approccio semplificativo adottato nel modello orientato al controllo.

Ne consegue che la portata che attraversa la valvola lamellare risulta:

$$\dot{m}_{reed} = C_d(L)A_{max} \frac{p_{up}}{\sqrt{RT_{up}}} \Phi\left(\frac{p_{down}}{p_{up}}\right) \quad (5.18)$$

Con la sezione massima di passaggio A_{max} pari a:

$$A_{max} = n_{reed}A_{reed} \quad (5.19)$$

Dove:

n_{reed} numero di lamelle

A_{reed} sezione di passaggio resa disponibile dal sollevamento massimo di una singola lamella

Ricordando che la simulazione avviene in un dominio discreto e su base angolare, ne consegue che l'eq. (5.18) può essere riscritta come:

$$\frac{\Delta m_{reed}}{\Delta \theta} = \frac{\dot{m}_{reed}}{\omega} = \frac{C_d(L)A_{max} \frac{p_{up}}{\sqrt{RT_{up}}} \Phi\left(\frac{p_{down}}{p_{up}}\right)}{\omega} \quad (5.20)$$

Dove la funzione $\Phi\left(\frac{p_{down}}{p_{up}}\right)$ risulta definita come in eq. (5.14) per la verifica dell'esistenza di condizioni di blocco sonico o subsoniche.

In virtù delle considerazioni effettuate, il rapporto $\frac{p_{down}}{p_{up}}$ è impostato, ad ogni istante pari a:

$$\frac{p_{down}}{p_{up}} = \begin{cases} 0 & p_{cart} > p_{man} \\ \frac{p_{cart}}{p_{man}} & p_{cart} \leq p_{man} \end{cases} \quad (5.21)$$

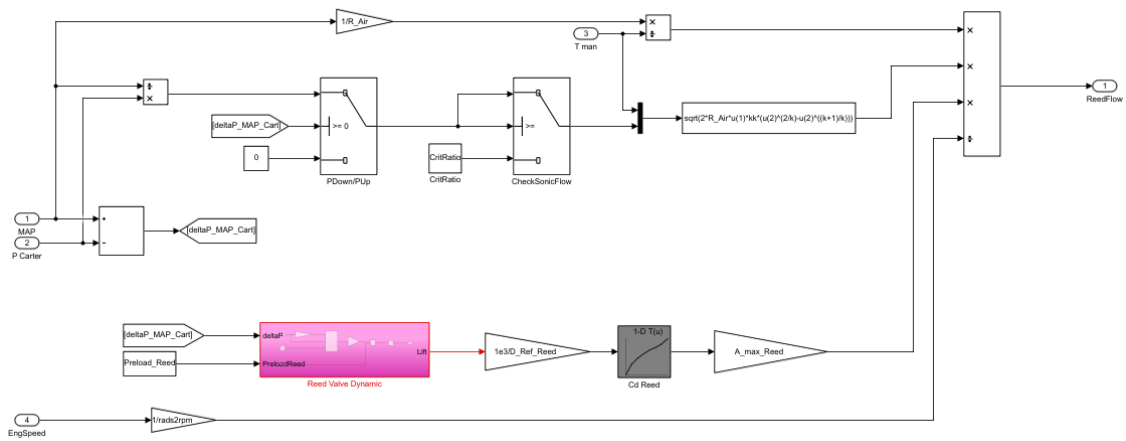


Fig. 5.19 – Modello del flusso attraverso la valvola lamellare

Come indicato nell'eq. (5.18) i coefficienti di efflusso C_d della valvola lamellare sono funzione del sollevamento dell'estremità libera delle lamelle L , motivo per cui si dovrebbe implementare un modello della sua dinamica. A tal proposito, data l'efficacia e la comprensibilità della soluzione adottata nel modello monodimensionale, anche in questo caso, un potenziale approccio potrebbe consistere nella modellazione dell'andamento del sollevamento delle lamelle tramite un modello massa-molla-smorzatore. Nello specifico, per via della natura zero-dimensionale della modellazione e, dunque, delle ipotesi semplificative che essa già implica, al fine di ottenere risultati consistenti è stato giudicato valido modellare la valvola lamellare unicamente come un *sistema molla*, trascurando i termini associati alle derivate dello spostamento.

Ne consegue che l'equazione implementata che governa il movimento delle lamelle risulta:

$$k(x + x_{preload}) = \Delta p_{reed} A_{reed} \quad (5.22)$$

in cui i termini assumono significati analoghi a quelli utilizzati nel capitolo 3.

In questo caso il valore del coefficiente di efflusso è stato involuppato tramite una look-up table monodimensionale funzione dell'alzata delle lamelle, ricalcante gli stessi valori di input adottati nella simulazione GT-Power, ottenuti a seguito dell'attività presentata nel capitolo 3.

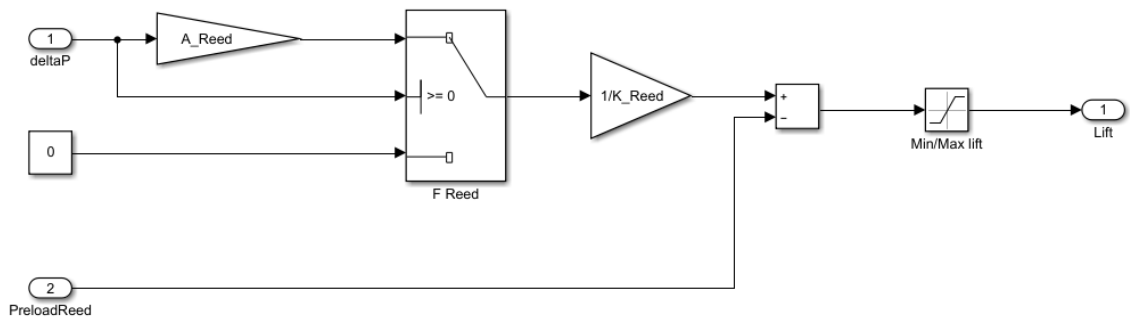


Fig. 5.20 – Modello del comportamento dinamico delle lamelle

Mantenendo la coerenza con le considerazioni già effettuate, nel momento in cui viene rilevata una differenza di pressione negativa, tramite un modulo *Switch*, viene forzata l'assunzione di un valore nullo alla forza agente sulle lamelle. Ne consegue che il corrispettivo sollevamento risulta nullo.

L'inserimento di un modulo *Saturation* garantisce che l'entità del sollevamento dell'estremità libera delle lamelle si mantenga all'interno dell'intervallo compreso tra il valore nullo (valvola chiusa) e il massimo valore consentito dai vincoli geometrici di installazione della valvola.

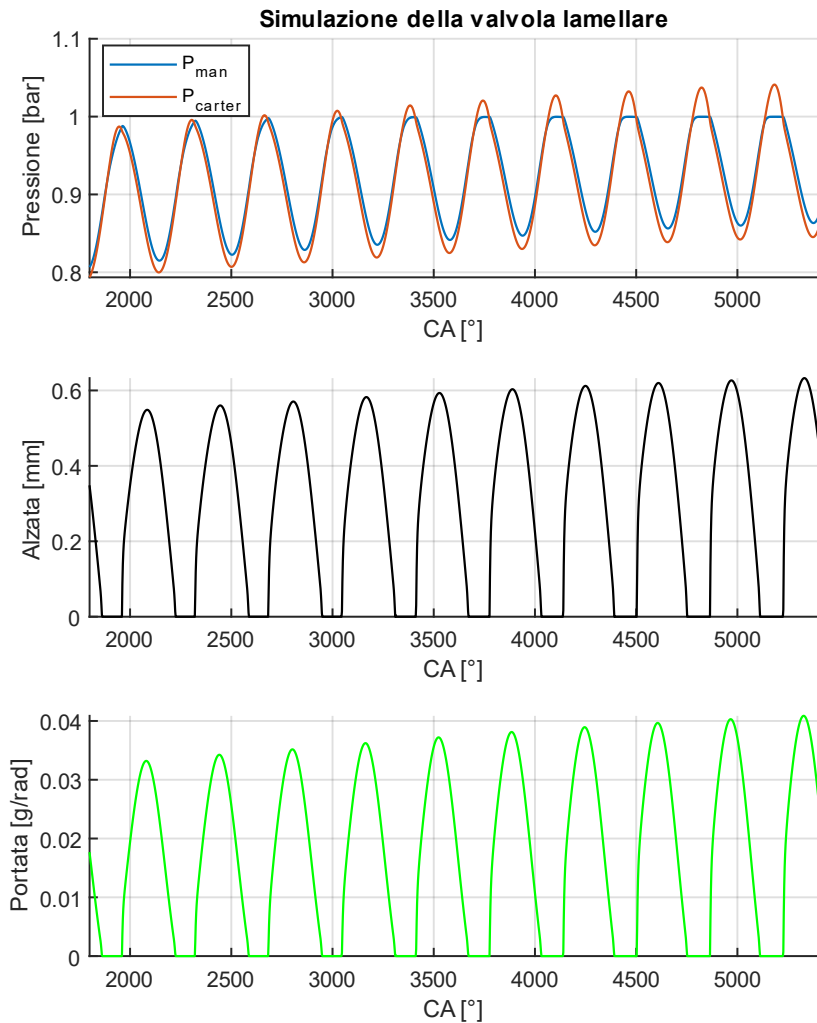


Fig. 5.21 – Esempio di simulazione del comportamento della valvola lamellare

Dinamica della pressione nel carter-pompa

Il calcolo dell'andamento della pressione all'interno del carter-pompa ricalca lo stesso approccio utilizzato per il collettore di aspirazione. Attraverso le stesse assunzioni già riportate, viene effettuata una stima della portata netta che fluisce al suo interno e che è data dalla differenza, ad ogni istante, tra la portata attraverso la valvola lamellare e quella in ingresso al cilindro. Ne consegue che l'andamento della pressione all'interno del carter, su base angolare e in un dominio discreto è determinabile come:

$$\Delta p_{cart} = \frac{RT_{cart}}{V_{cart}(\theta)} \left(\dot{m}_{reed} \frac{\Delta\theta}{\omega} - \dot{m}_{cyl} \frac{\Delta\theta}{\omega} \right) \quad (5.23)$$

Dove il pedice *cart* fa riferimento a grandezze relative al carter-pompa e dove si assume, come ipotesi semplificativa, che la temperatura nel carter sia costante.

In questo caso, data la natura del sistema a carter-pompa, il volume dell'ambiente considerato non è fisso ma variabile con la posizione del pistone secondo la legge cinematica del manovellismo di spinta e, conseguentemente, in funzione dell'angolo di manovella θ . Ne segue che ad ogni istante il volume del carter-pompa V_{cart} è calcolabile come:

$$V_{cart}(\theta) = V_{cart\ BDC} + \frac{\pi D^2}{4} x(\theta) \quad (5.24)$$

Dove:

- $V_{cart\ BDC}$ volume del carter con il pistone al punto morto interno PMI
- D alesaggio
- x posizione del pistone in funzione dell'angolo di manovella

Con:

$$x(\theta) = s - [R(1 - \cos(\theta)) + L(1 - \cos(\gamma))] \quad (5.25)$$

Dove:

- s corsa
- R raggio di manovella
- L lunghezza della biella
- θ angolo di manovella
- γ angolo compreso tra l'asse del manovellismo e la biella ($\gamma = \arcsin\left(\frac{R}{L} \cdot \theta\right)$)

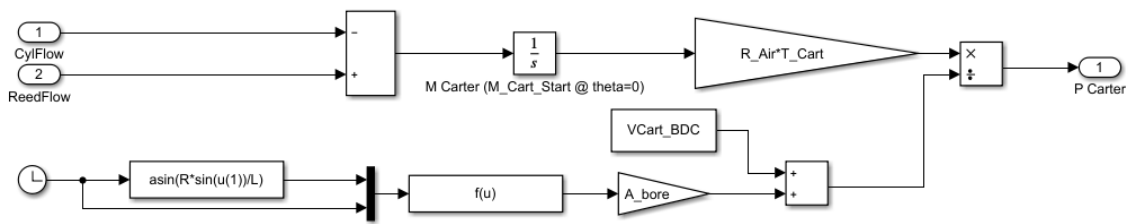


Fig. 5.22 – Modello della dinamica della pressione nel carter-pompa

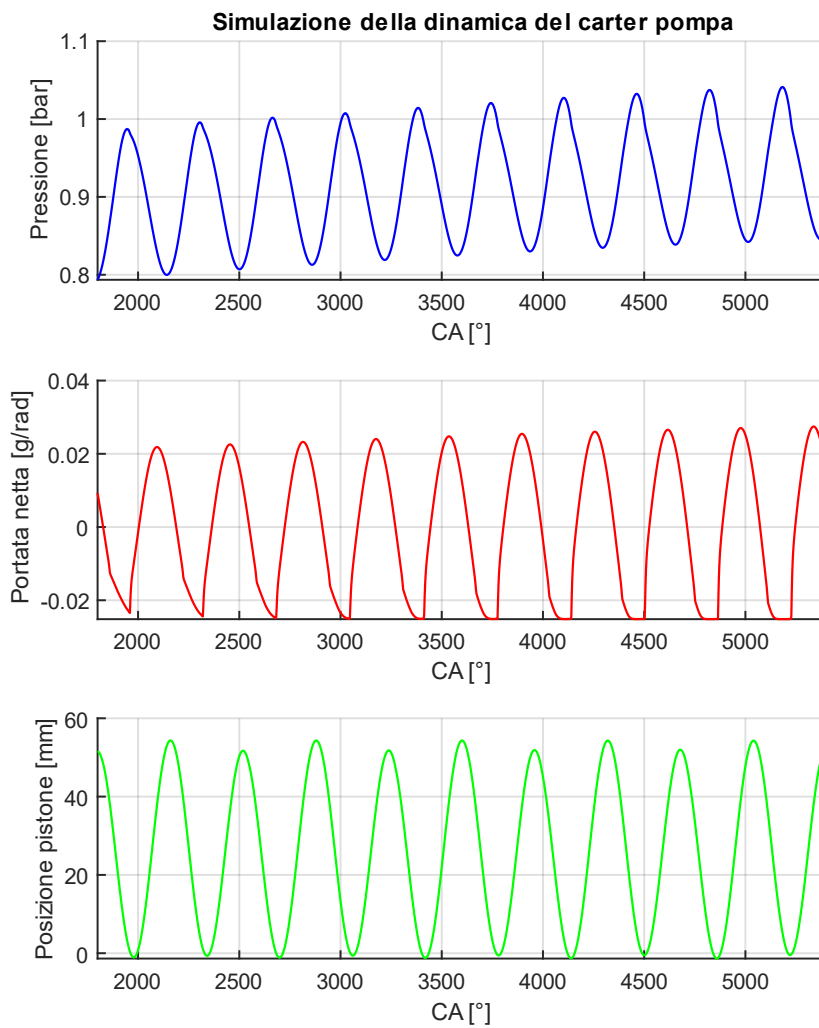


Fig. 5.23 – Esempio di simulazione dell'andamento della pressione nel carter-pompa al variare della portata netta in ingresso e della posizione del pistone

5.5 Modello della dinamica del veicolo

La modellazione della dinamica del veicolo è stata effettuata utilizzando la mappatura della coppia motrice, considerando i carichi resistenti all'avanzamento agenti sul motoveicolo e l'eventuale presenza di un'azione frenante, integrando un modello rigido della linea di trasmissione fino alle ruote e comprensivo del cambio. All'interno dello stesso subsystem è stato implementato un modello del pilota che, attraverso la definizione di una traiettoria di velocità target da seguire, emula il suo comportamento e la sua azione sull'acceleratore e sul freno durante la guida su pista.

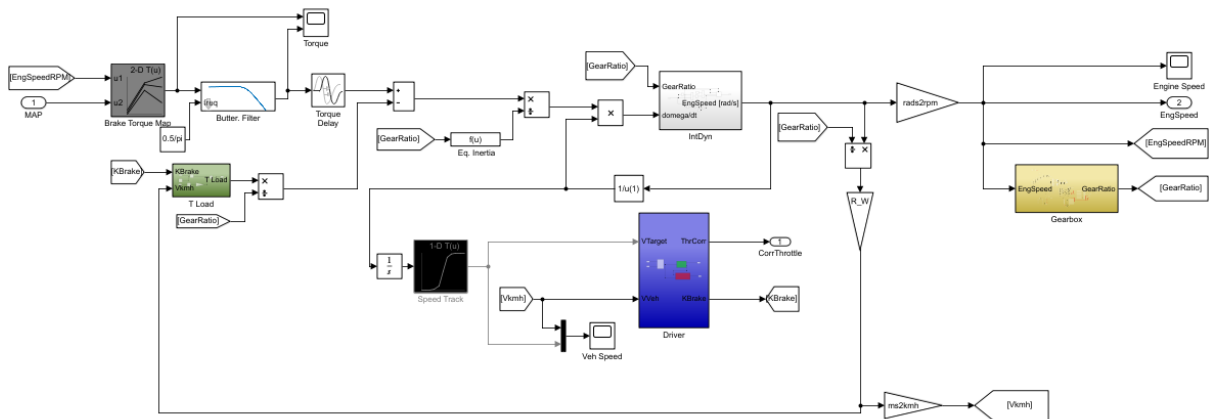


Fig. 5.24 – Modello della dinamica del veicolo

La modellazione della dinamica dell'albero motore, all'interno dei modelli Simulink, è stata effettuata implementando l'equazione della dinamica di un sistema meccanico in rotazione ad un grado di libertà:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{T_{net} - T_{res}}{J_{eq}} \quad (5.27)$$

Che nel dominio angolare e in forma discreta può essere riscritta come:

$$\frac{\Delta\omega}{\Delta\theta} = \frac{1}{\omega} \frac{(T_{net} - T_{res})}{J_{eq}} \quad (5.28)$$

Dove:

T_{net} coppia motrice netta

T_{res} coppia resistente

J_{eq} inerzia riflessa del sistema

L'inerzia riflessa del sistema è calcolabile come [14]:

$$J_{eq} = J_{eng} + \frac{(m_{veh} + m_{driv})R_{wheel}^2}{\tau_i^2} + \frac{J_{wheel}}{\tau_i^2} \quad (5.29)$$

Dove:

J_{eng} momento di inerzia dell'albero motore

J_{wheel} momento di inerzia delle ruote

m_{veh} massa del veicolo

m_{driv} massa del pilota

R_{wheel} raggio della ruota

τ_i rapporto di trasmissione totale relativo alla i-esima marcia innestata

I valori di coppia motrice netta sono stati inseriti nei modelli attraverso delle mappature ottenute dai risultati delle simulazioni monodimensionali realizzate, rispettivamente, in funzione dell'angolo di apertura della farfalla α e della velocità di rotazione dell'albero motore n nei modelli (α, n) , ed in funzione della pressione nel collettore di aspirazione MAP e della velocità di rotazione dell'albero motore n nel modello Speed Density. La possibilità di ottenere dalle simulazioni GT-Power la coppia motrice netta, ovvero la coppia indicata già decurtata dell'effetto degli attriti interni calcolati in accordo con il modello di Chen-Flynn precedentemente descritto, ha permesso di omettere nella simulazione l'implementazione di un modello degli attriti interni al motore.

Poiché solo la corsa del pistone relativa alla fase di espansione è attiva e, conseguentemente, l'effettiva produzione di coppia motrice si estende solo per metà

ciclo motore, è stato introdotto un ritardo di 180°CA alla sua erogazione per tenere conto della fase di compressione.

Inoltre, l'utilizzo di mappature di coppia erogata in funzione di grandezze come la pressione del collettore (modello Speed-Density), la cui descrizione nei modelli v2 della dinamica dell'aspirazione è di tipo puntuale, determina delle oscillazioni di coppia all'interno del singolo ciclo non oggetto di interesse poiché l'obiettivo, a livello di descrizione della dinamica del veicolo, è quello di fornire un modello ai valori medi. Per questo motivo attraverso un filtro passa-basso, vengono tagliate le frequenze del segnale di coppia al di sopra della frequenza associata al ciclo motore.

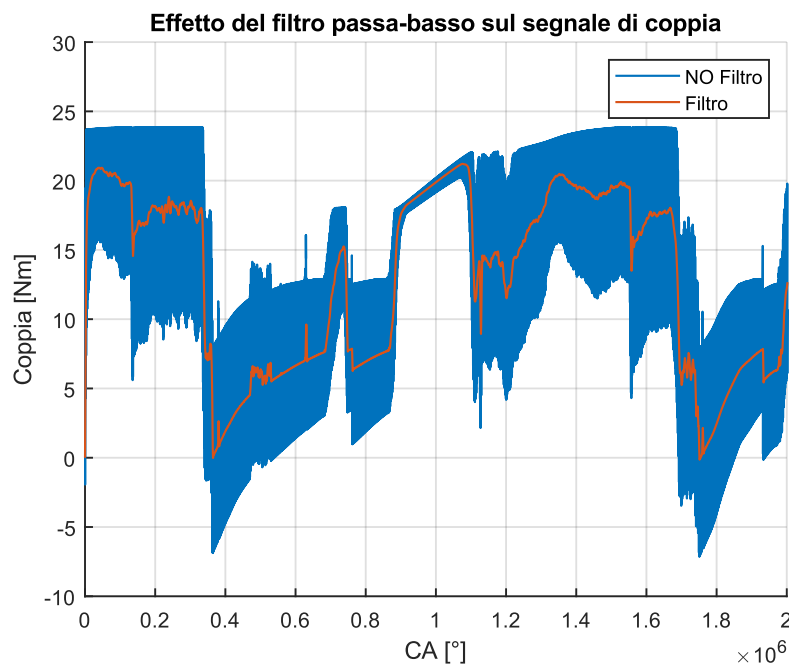


Fig. 5.25 - Effetto dell'applicazione del filtro passa-basso sul segnale di coppia motrice

Modello del carico resistente

La modellazione del carico resistente all'avanzamento è stata effettuata attraverso un modello di carico veicolo-strada comprendente i seguenti carichi:

- *Coppia di carico aerodinamico*: tale termine è funzione del quadrato della velocità di avanzamento

$$T_{aer} = C_{aer} v_{veh}^2 = \frac{1}{2} C_x A_{front} \rho_{env} R_{wheel} v_{veh}^2 \quad (5.30)$$

Dove:

C_x coefficiente di attrito aerodinamico

v_{veh} velocità del veicolo

- *Coppia di rotolamento*: tale termine risulta indipendente dalla velocità del veicolo

$$T_{rol} = f_{roll} (m_{veh} + m_{driv}) g R_{wheel} \quad (5.31)$$

Dove:

f_{roll} coefficiente di attrito di rotolamento

g accelerazione di gravità

- *Coppia frenante*: tale azione, quando presente, viene modellata in funzione della posizione del freno, ottenuta dal modello del pilota, supponendo una relazione lineare tra quest'ultima e il coefficiente di frenata k_{brake} con il quale, per modellare la presenza di un carico frenante, viene amplificata la coppia di rotolamento:

$$T_{brake} = k_{brake} (\%_{brake}) [f_{roll} (m_{veh} + m_{driv}) g R_{wheel}] \quad (5.32)$$

Data l'analogia tra la forma analitica dei due termini di coppia di rotolamento e frenante, essi sono stati inglobati all'interno di un unico contributo resistente all'avanzamento:

$$T_{brake+roll} = k_{brake+roll}(\%_{brake})[f_{roll}(m_{veh} + m_{driv})gR_{wheel}] \quad (5.33)$$

Dove:

$$k_{brake+roll}(\%_{brake}) = \begin{cases} 1 & \%_{brake} = 0 \\ 1 + k_{brake} & \%_{brake} > 0 \end{cases} \quad (5.34)$$

Nella forma presentata dalle precedenti equazioni, i carichi T_{aer} , T_{brake} e T_{roll} sono riferiti alla ruota. Poiché all'interno del modello il bilancio di coppia è calcolato in riferimento all'albero motore, nell'ipotesi di trasmissione rigida e in assenza di perdite, è possibile esprimere la coppia resistente riportata all'albero T_{res_shaft} come [14]:

$$T_{res_shaft} = \frac{T_{res_wheel}}{\tau_i} = \frac{T_{aer} + T_{brake+roll}}{\tau_i} \quad (5.35)$$

Dove:

τ_i rapporto di trasmissione totale relativo alla i-esima marcia innestata

Si riportano a titolo di esempio l'andamento della velocità dell'albero motore, della coppia motrice e resistente per una generica traiettoria di velocità target del veicolo impostata, per il caso del modello (α, n) di tipo v2 e per il caso del modello Speed-Density di tipo v2. Si ricordi come, l'andamento della velocità dell'albero motore risenta anche dell'intervento del modello del cambio, di seguito descritto.

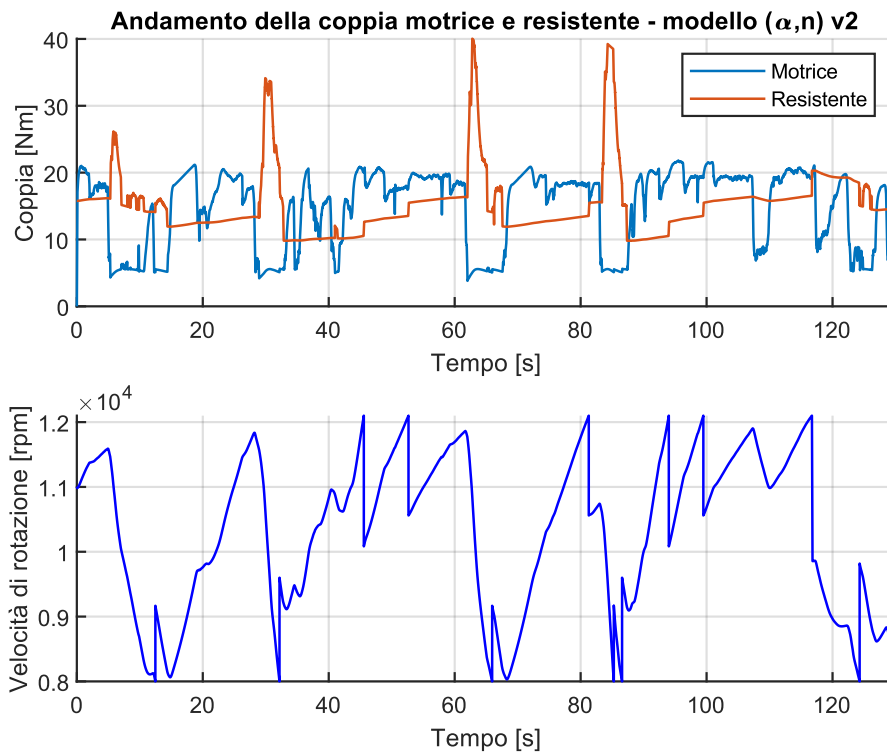


Fig. 5.26 – Andamento della velocità dell'albero motore, della coppia motrice e resistente per una generica traiettoria di velocità target del veicolo impostata (modello (α, n) v2)

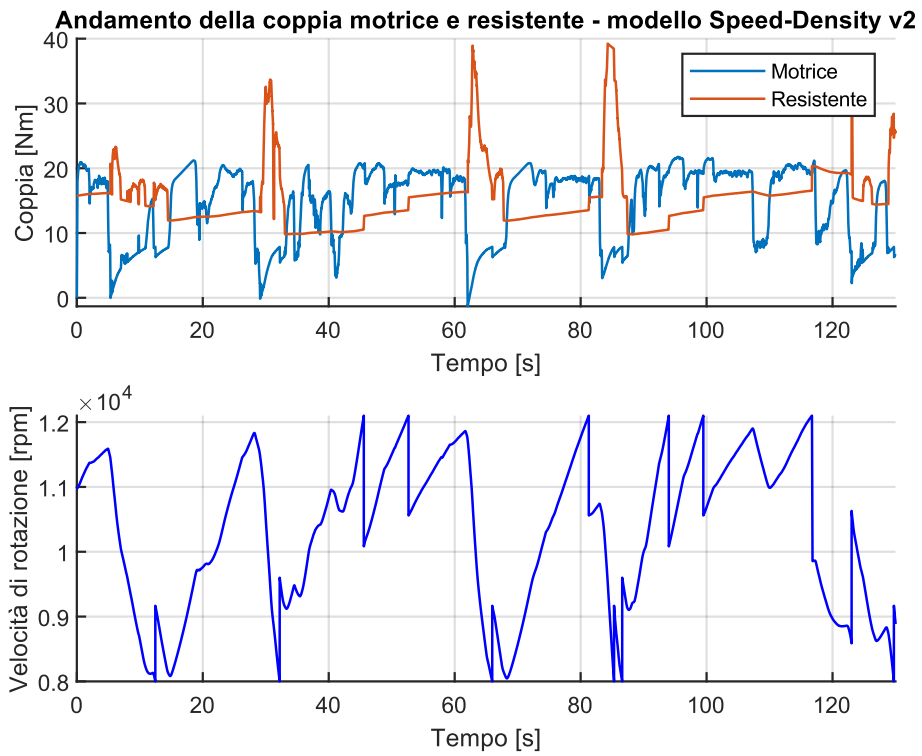


Fig. 5.27 – Andamento della coppia motrice e resistente e della velocità dell'albero motore, per una generica traiettoria di velocità target del veicolo impostata (modello Speed-Density v2)

Modello del cambio

Al fine di coprire il più ampio intervallo operativo di condizioni di guida possibili, la linea di trasmissione è stata integrata con un modello del cambio, realizzato in una precedente attività di tesi [15], in grado di gestire autonomamente l'innesto delle varie marce e, quindi, le fasi di upshift e downshift, in funzione del regime di rotazione dell'albero motore.

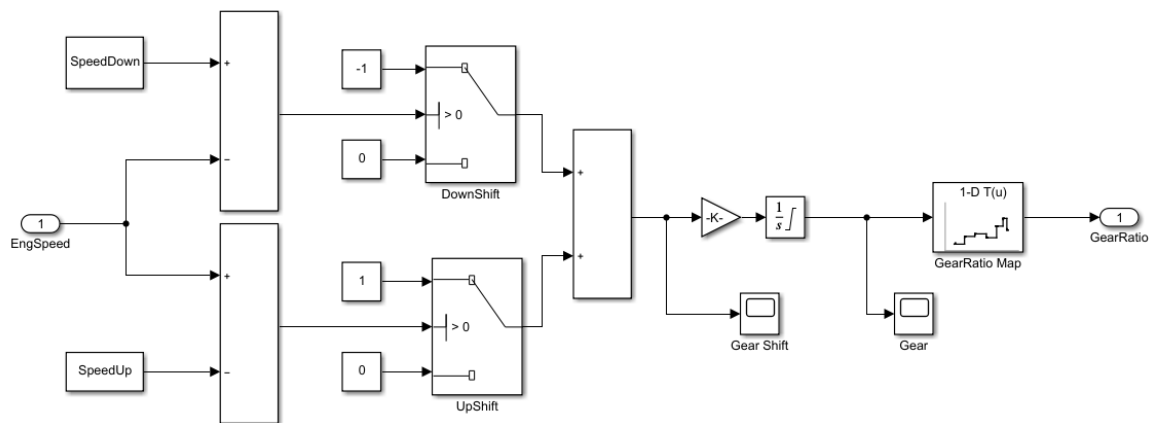


Fig. 5.28 – Modello del cambio

In particolar modo, in analogia con quanto accade per un cambio automatico, ad ogni istante della simulazione viene verificato che l'attuale regime di rotazione si mantenga all'interno di un intervallo impostato dall'utente. Nel momento in cui la velocità di rotazione dell'albero motore (*EngSpeed*) supera il limite superiore (*SpeedUp*) o scende al di sotto del limite inferiore (*SpeedDown*) dell'intervallo imposto nella procedura di lancio, viene comandato, rispettivamente, un incremento od un decremento di marcia grazie al quale viene poi conseguentemente calcolata la marcia corrente. Attraverso una look-up table, all'indice di marcia innestata viene associato il corrispondente rapporto di trasmissione totale ruota-albero motore.

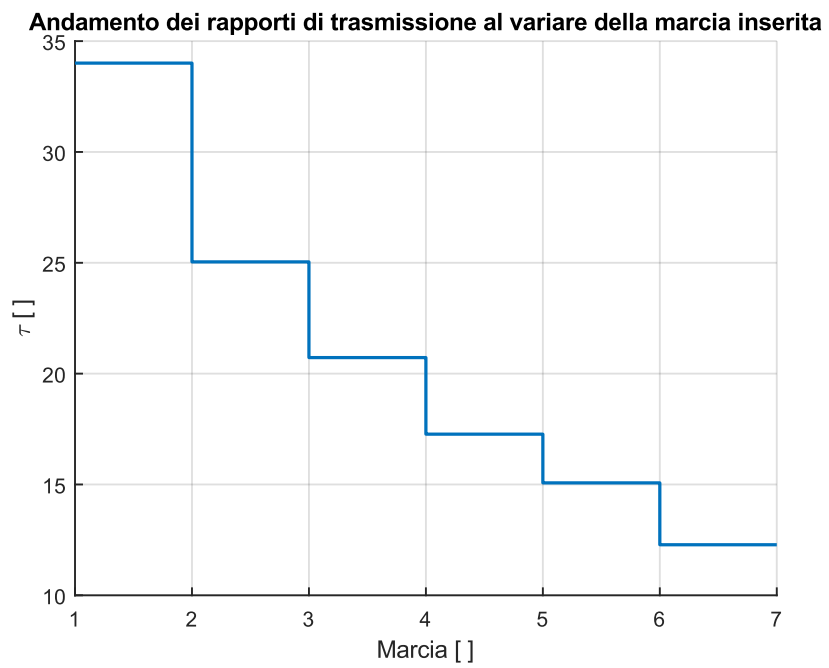


Fig 5.29 – Andamento dei rapporti di trasmissione al variare della marcia inserita

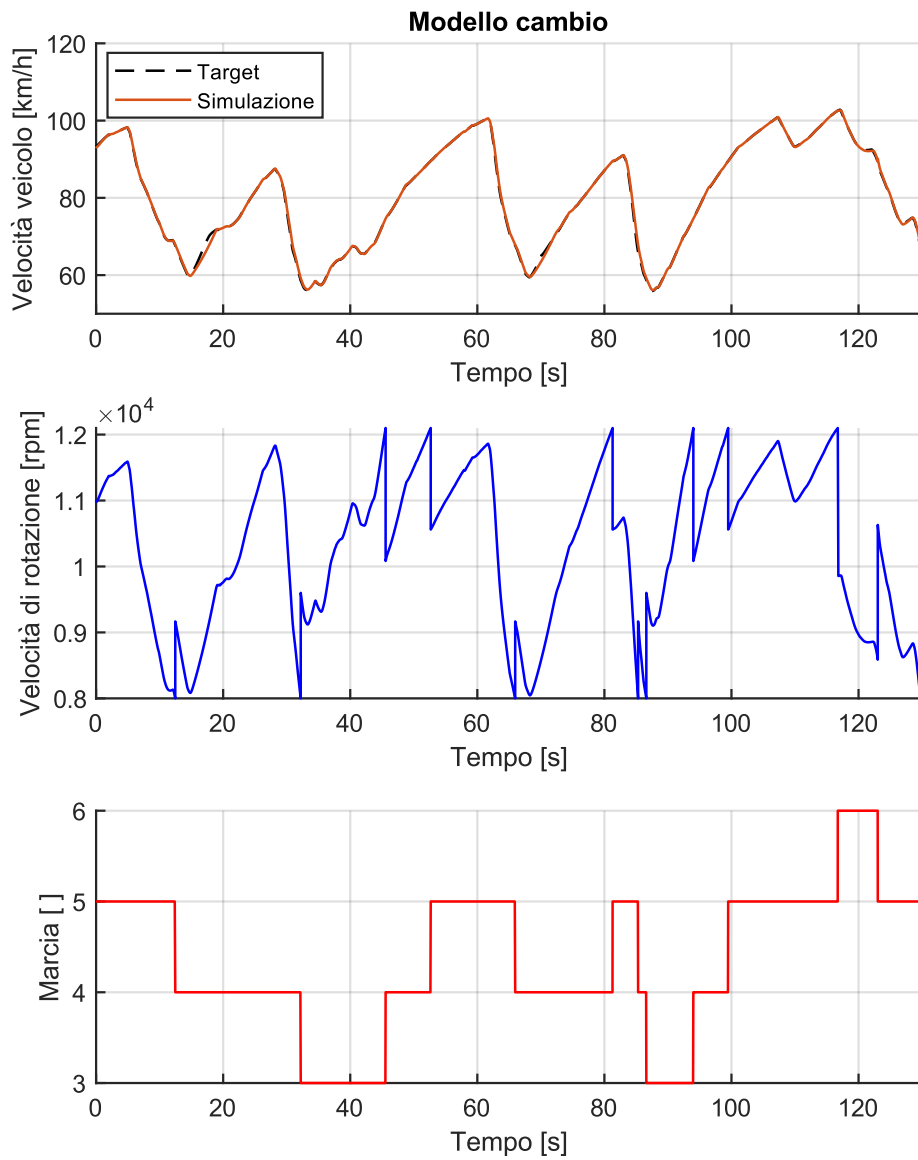


Fig. 5.30 – Simulazione del comportamento del cambio con velocità di downshift pari a 8000 rpm e di upshift pari a 12100 rpm

5.6 Modello del pilota

Al fine di rendere il modello il più possibile rappresentativo di condizioni di guida reali su pista, è stato implementato un sistema di gestione automatica della posizione dell'acceleratore (e quindi della valvola a farfalla) e del freno, emulando dunque il controllo da parte del pilota. La realizzazione di questa soluzione di simulazione si basa sull'implementazione di un controllo in *closed-loop* della posizione della farfalla e della leva del freno sulla base dell'errore rilevato tra le velocità effettive del veicolo, simulata dal modello, e una generica traiettoria target (*Speed Target*). Quest'ultima può essere genericamente creata dall'utente oppure importata da dati di telemetria all'interno del modello in una look-up table tramite la procedura di lancio.

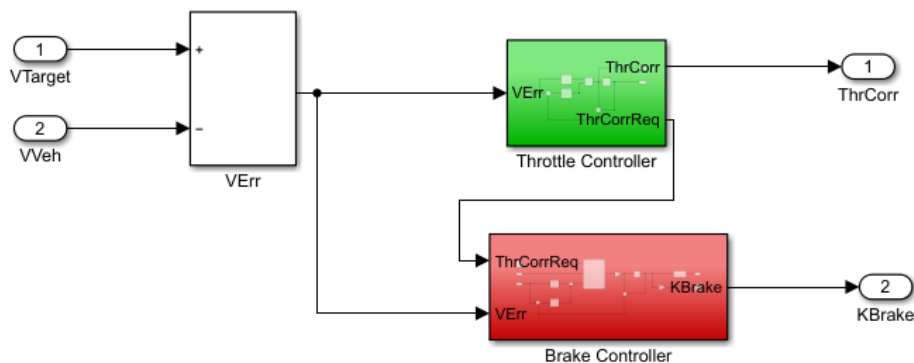


Fig. 5.31 – Modello del pilota

Il controllo della posizione della farfalla è basato sull'implementazione di un controllore proporzionale-integrale (PI) che esercita un'azione correttiva sulla posizione della farfalla sulla base dell'entità dell'errore rilevato tra la velocità del veicolo simulata e la corrispondente traiettoria target.

Poiché il controllore PI può richiedere potenzialmente un'azione correttiva tale da determinare un angolo della farfalla al di sotto della minima apertura consentita, corrispondente all'acceleratore completamente chiuso (in caso di velocità simulata eccessivamente alta rispetto al target), o al di sopra della massima apertura (90°) (in caso di velocità simulata eccessivamente bassa rispetto al target) determinando

delle situazioni fisicamente impossibili, il segnale di uscita del controllore viene processato all'interno di un modulo *Saturation*. L'intervento della saturazione va a limitare superiormente ed inferiormente l'intervento di correzione comandato dal controllore PI, garantendo la consistenza fisica dell'intervento.

In presenza di un termine integrale nel controllore, la necessità di limitare il comando di attuazione per rispettare i vincoli fisici del problema può determinare il problema dell'*integral wind-up*. Tale fenomeno si manifesta quando l'errore in ingresso al termine integrale del controllore si mantiene dello stesso segno per un certo periodo, determinando conseguentemente una continua crescita in modulo dello stato dell'integratore. Ciò si manifesta quando la variabile di ingresso (la correzione della posizione della farfalla nel caso in analisi) al sistema controllato, raggiunge i limiti di saturazione. Quando questo accade, se l'errore sulla velocità cambia segno, è necessario attendere che lo stato dell'integratore torni ad assumere valori tale da riportare l'azione del controllore PI all'interno dei limiti di saturazione, riportando l'attuatore ad operare in zona lineare. In altri termini, si deve attendere la "scarica" dell'azione integrale per rendere nuovamente attivo il sistema di controllo [16]. Per evitare tale fenomeno è stata implementata una tecnica *anti wind-up* tramite uno schema di *desaturazione*. Lo schema adottato si basa sulla retroazione al termine integrale della differenza tra il segnale di comando saturato e antecedente alla saturazione; nel momento in cui il segnale raggiunge i limiti di saturazione, quest'ultima differenza passerà dal valore nullo a uno negativo, poiché il controllore è stato implementato in modo tale che il segnale di attuazione sia sempre positivo poiché basato sull'aggiunta di una correzione alla posizione di minimo della farfalla. Ne consegue che tale differenza porterà, tramite la retroazione, a ridurre l'entità dell'errore in input al termine integrale favorendone la scarica.

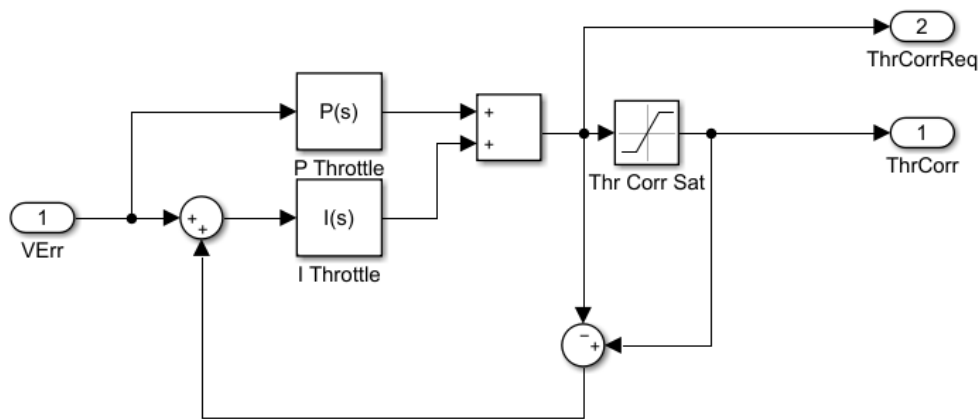


Fig. 5.32 – Schema del controllore PI della posizione della farfalla

L'implementazione del sistema di controllo della *posizione del freno* segue la stessa logica riportata per il controllo della posizione dell'acceleratore, basandosi conseguentemente sull'errore rilevato tra la velocità simulata e la traiettoria target. In questo caso, poiché l'azionamento del freno è intermittente e non continuo, come invece è l'utilizzo della valvola a farfalla, è stato adottato un controllore proporzionale (P) con inserimento di un blocco di saturazione per limitare la variabile attuazione tra un valore minimo nullo (freno disinserito, 0%) e un valore massimo (leva del freno a fondo, 100%). L'assenza del termine integrale nel controllore permette di omettere l'implementazione di uno schema anti wind-up. Poiché l'intervento del freno non è sempre necessario alla guida in fase di decelerazione, è stato aggiunto a monte del controllore P un sistema per la verifica della necessità del suo azionamento. La logica di controllo implementata prevede l'intervento del controllore P e, quindi, l'azionamento della leva del freno nel momento in cui la correzione sulla posizione della farfalla richiesta (non ancora tradotta in variabile di attuazione tramite l'applicazione dell'eventuale saturazione) risulti negativa. Infatti, questa condizione corrisponde ad una richiesta di una chiusura della farfalla al di sotto del minimo consentito di fatto non attuabile, per poter decelerare ulteriormente il motoveicolo rendendo conseguentemente necessaria l'applicazione di una coppia frenante. In questo modo viene garantito che l'intervento del freno avvenga unicamente ad acceleratore completamente rilasciato, come comunemente avviene nella guida reale.

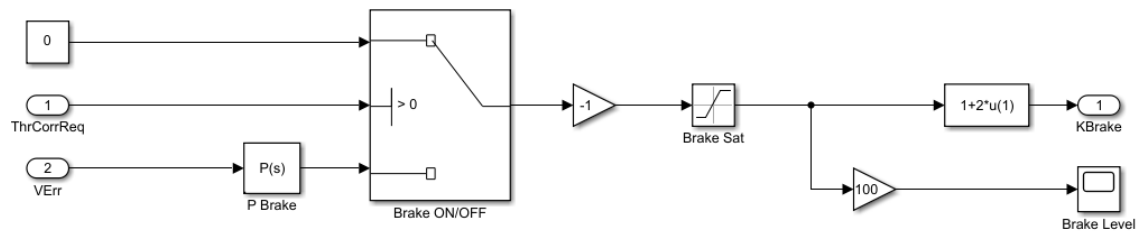


Fig. 5.33 – Schema del controllore P della posizione del freno

Si riporta, a titolo di esempio, una simulazione del modello del pilota, nel caso del modello Speed-Density di tipo v2.

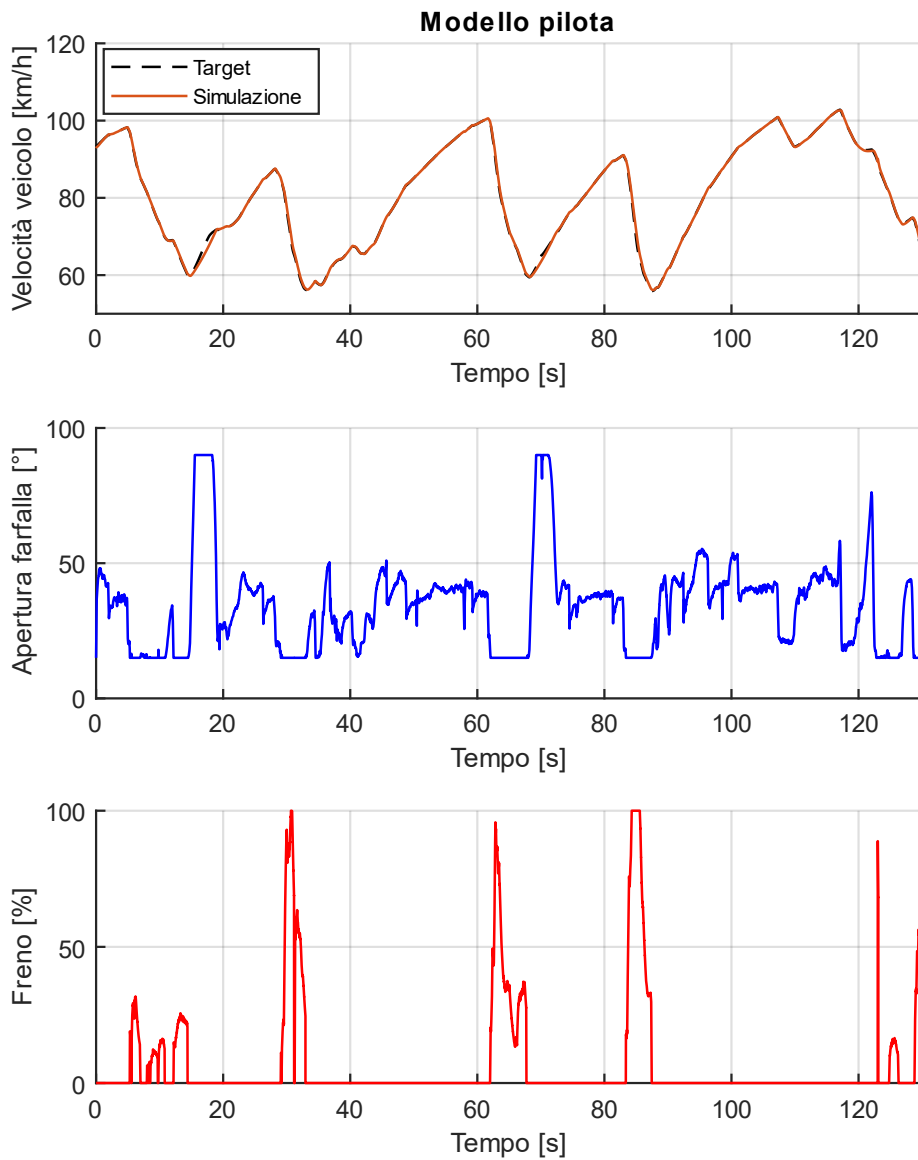


Fig. 5.34 – Simulazione del modello del pilota a fronte di una traiettoria di velocità target impostata

Si sottolinea come la simulazione è eseguibile anche in *open-loop* inibendo il modello del pilota nell'eventualità in cui l'utente abbia come obiettivo la valutazione dell'effetto sulle principali grandezze motoristiche in gioco e sulla dinamica del motoveicolo a seguito dell'imposizione di una specifica traiettoria di apertura della farfalla.

Conclusioni e sviluppi futuri

Al termine dell'attività di tesi, gli scopi inizialmente prefissati, ovvero la realizzazione di un modello monodimensionale e di modelli orientati al controllo per un motore 2 tempi a tecnologia TPI, si possono definire raggiunti.

Il modello monodimensionale si è dimostrato in grado di riprodurre in maniera sufficientemente fedele, considerata la natura dei dati sperimentali attualmente a disposizione per la fase di validazione, il comportamento del motore nella maggior parte delle condizioni operative. In futuro, attraverso una campagna sperimentale in sala motori, sarà possibile affinare la calibrazione del modello aumentandone ulteriormente la precisione.

La strategia e l'approccio adottati per la caratterizzazione della valvola lamellare hanno fornito i risultati desiderati, che potranno essere utilizzati per l'implementazione di modelli di simulazione di ulteriori motori dotati di valvole di tipologia simile. Alternativamente, avendo validato la strategia adottata, è possibile estendere il metodo utilizzato anche su altri modelli del componente in esame.

Infine, i modelli control-oriented si sono dimostrati in grado di fornire una descrizione del motoveicolo nella sua completezza, comprendendo sia la dinamica dell'aspirazione sia la dinamica del veicolo, con tempi di calcolo contenuti. Come previsto, il modello si presenta già pronto per l'integrazione, in futuro, di un modello della centralina (ECU) per l'investigazione di nuove strategie di controllo motore.

Bibliografia

- [1] Zauner G., Seyrl M.; *US Patent No. 6691649B2*, 17/02/2004
- [2] Rehr C. et al; *US Patent No. 2020/0040838A1*, 06/02/2020
- [3] Heywood J. B.; *"Internal Combustion Engines Fundamentals"*, McGraw-Hill
- [4] Winterbone D. E., Pearson R. J.; *"Design Techniques for Engine Manifolds"*, Professional Engineering Publishing, London, 1999
- [5] Ferrari G.; *"Motori a Combustione Interna"*, Il Capitello
- [6] Gamma Technologies; *"GT-SUITE - Flow Theory Manual"*, 2018
- [7] Gamma Technologies; *"GT-SUITE - Engine Performance Application Manual"*, 2018
- [8] Yasar H. et al; *"Double-Wiebe function: An approach for single-zone HCCI engine modeling"*, Applied Thermal Engineering 28 (2008), 1284–1290
- [9] Woschni, G.; *"A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine"*, SAE Technical Paper 670931, 1967
- [10] Sher, E., Harari, R.; *"A simple and realistic model for the scavenging process in a crankcase-scavenged two-stroke cycle engine"*, Proc. Inst. Mech. Eng. Part A J. Power Energy 1991, 205, 129–137
- [11] Wu, J.; *"Similar design method used on the port size on the two-stroke diesel engine"*, Trans. Eng. Thermophys. 1981, 2, 145–153
- [12] Doebelin E.O.; *"Strumenti e metodi di misura"*, McGraw-Hill, 2008
- [13] Blair G.P; *"Design and Simulation of Two-Stroke Engines"*, SAE International, 1996
- [14] Cavina N.; *Appunti del corso "Modeling and Control of Internal Combustion Engines and Hybrid Propulsion Systems M"*, 2020
- [15] Lovallo L.; *"Sviluppo di un modello motore-veicolo in ambiente Simulink"*, tesi di laurea, 2019
- [16] Bolzern P.; *"Fondamenti di controlli automatici"*, McGraw-Hill