

POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale



Sviluppo di un modello monodimensionale di tipo “Mean-Value” di un motore diesel 11.0L heavy-duty mediante GT-Power

Relatori

Prof. Ing. Ezio Spessa

Dott. Ing. Roberto Finesso

Candidato

Tommaso Barbasio

Marzo 2018

Indice

1 Introduzione	7
1.1 Generalità.....	7
2 Combustione nei motori CI	10
2.1 Generalità.....	10
2.2 Combustione Diesel convenzionale	12
2.2.1 Il modello concettuale di Dec	14
2.3 Emissioni inquinanti nei motori Diesel	17
2.3.1 Ossidi di azoto (NO _x)	18
2.3.2 Particolato (PM)	19
2.3.3 Trade off NO _x - PM.....	21
2.4 Strategie avanzate di combustione Diesel	23
3 Tecniche di controllo della combustione	27
3.1 Generalità.....	27
3.2 Sviluppo e ottimizzazione delle tecniche di controllo della combustione.....	28
4 Modelli di simulazione motore	32
4.1 Generalità.....	32
4.2 Simulazione motore monodimensionale mediante GT-Power.....	35
4.2.1 GT-Power Solver.....	36
4.2.2 Discretizzazione temporale	38
5 Modello dettagliato di un motore Diesel 11.0L heavy-duty	40
5.1 Generalità.....	40
5.2 Caratteristiche del modello motore dettagliato.....	40
6 Sviluppo di un modello motore Fast Running	48
6.1 Generalità.....	48
6.2 Operazioni preliminari.....	50
6.2.1 Rimozione dei controllori VGT ed EGR.....	52
6.3 Unione dei volumi del collettore di scarico.....	54
6.3.1 Calibrazione dello scambio termico del collettore di scarico.....	57
6.4 Unione dei volumi del collettore di aspirazione.....	60
6.5 Unione dei volumi del circuito intercooler.....	64
6.5.1 Calibrazione dello scambio termico dell'intercooler.....	67
6.5.2 Calibrazione delle cadute di pressione del circuito intercooler.....	70

6.6 Unione dei volumi del circuito EGR	77
6.6.1 Calibrazione dello scambio termico dell' EGR-cooler.....	79
6.6.2 Calibrazione delle cadute di pressione del circuito EGR	80
6.7 Riduzione del tempo di calcolo	84
7 Sviluppo di un modello motore Mean Value.....	92
7.1 Generalità.....	92
7.2 Il Cilindro Mean Value e le variabili che lo caratterizzano.....	94
7.2.1 Coefficiente di riempimento volumetrico	94
7.2.2 Pressione media indicata e temperatura dei gas di scarico	96
7.2.3 Elenco dei parametri influenti sulle variabili del Cilindro MV	96
7.3 Esecuzione di un Design of Experiment	98
7.3.1 Definizione del DoE	98
7.3.2 Preparazione di un modello GT-Power per il DoE.....	102
7.4 Utilizzo delle reti neurali	106
7.4.1 Descrizione di una rete neurale	106
7.4.2 Allenamento delle reti neurali in GT-Power	108
7.5 Sostituzione dei cilindri con il Cilindro Mean Value	113
7.6 Aggiunta delle reti neurali al modello Mean Value	115
7.7 Risultati del modello Mean Value	119
7.7.1 Aggiunta dei circuiti di controllo VGT ed EGR.....	124
8 Conclusioni.....	127
Bibliografia.....	129

Elenco delle figure

2.1 Andamento della combustione Diesel convenzionale	12
2.2 Schema dell'evoluzione del getto di combustibile a partire dall'istante di iniezione	15
2.3 Composizione del particolato (PM).....	20
2.4 Meccanismi di formazione del soot.....	21
2.5 Effetto EGR nel trade-off NO_x – PM (soot)	22
2.6 Diagramma di Kamimoto Bae e zone di formazione di NO_x e soot nella combustione Diesel.....	22
2.7 Classificazione di strategie avanzate di combustione Diesel	23
3.1 Schema di configurazione MIL per lo sviluppo di strategie di controllo combustione	29
3.2 Schema di configurazione HIL per lo sviluppo dei controlli di combustione.....	30
3.3A Schema di configurazione rapid-prototyping per il controllo pressure-based...31	
3.3B Schema di configurazione rapid-prototyping per il controllo model-based	31
4.1 Confronto tra differenti metodologie di simulazione motore: dettaglio del modello e tempo di calcolo.....	33
4.2 Schema della discretizzazione spaziale generata dal solutore di GT-Power...36	
5.1 Modello dettagliato (DETM) di un motore Diesel heavy-duty 11.0 litri	41
5.2 Schema di un turbo VGT nelle posizioni di massima chiusura (a) e massima apertura (b)	42
5.3 Schema di sistema di sovralimentazione con intercooler aria-aria.....	43
5.4 Schema di circuito EGR High Pressure.....	44
5.5 Sezione di una valvola reed e direzione di passaggio del fluido (flow)	45
5.6 Pressione delle pulsazioni di scarico utilizzabili per il passaggio di EGR con reed-valve	45
5.7 Esempio di piano quotato di un motore Diesel con linee di iso-consumo	47
6.1 Risultati della simulazione del modello DETM	51
6.2 Creazione dei parametri “Rack” (sinistra) ed “EGR-MaxDiam” (destra).....	52
6.3 Imposizione dei valori ricavati nello Step_1 per i parametri “Rack” ed “EGR-MaxDiam”	53

6.4	Dettaglio delle parti del collettore di scarico unite in un volume unico.....	54
6.5	Assegnazione di numero e direzione delle connessioni del singolo volume di scarico.....	55
6.6	Creazione di un volume unico per il collettore di scarico: confronto tra DETM e FRM Step_2	56
6.7	Confronto tra risultati del modello DETM (Step_1) e FRM Step_2.....	59
6.8	Dettaglio delle parti del collettore di aspirazione unite in un volume unico	60
6.9	Creazione di un volume unico per il collettore di aspirazione: confronto tra Step_2 e Step_3A	61
6.10	Confronto tra risultati del modello DETM (Step_1) e FRM Step_3A	63
6.11	Dettaglio delle parti del circuito aria unite in un volume unico	64
6.12	Unione dei volumi del circuito intercooler: confronto tra Step_3A e Step_3B ..	66
6.13	Efficienza intercooler in funzione della portata massica e curva di interpolazione dei dati	68
6.14	Circuito di controllo della temperatura del modello semi-predittivo di intercooler.....	69
6.15	Portata massica di aria al variare dei casi simulati del modello DETM.....	71
6.16	Pressione media nelle parti del DETM a 1900 RPM e 19,1 bar di BMEP.....	72
6.17	Impostazioni dell'ottimizzatore per il calcolo del diametro del CAC-1	73
6.18	Riepilogo del risultato dell'ottimizzazione per il calcolo del diametro CAC-1 ..	74
6.19	Confronto tra risultati del modello DETM (Step_1) e FRM Step_3B	76
6.20	Dettaglio delle parti del circuito EGR unite in un volume unico	77
6.21	Unione dei volumi del circuito EGR: confronto tra Step_3B e Step_3C.....	78
6.22	Efficienza EGR-cooler in funzione della portata massica e curva di interpolazione dei dati	80
6.23	Portata massica di EGR al variare dei casi simulati	81
6.24	Pressione media nelle parti del DETM a 2225 RPM e 9,39 bar di BMEP.....	81
6.25	Confronto tra risultati del modello DETM (Step_1) e FRM Step_3C	83
6.26	Confronto tra risultati del modello DETM (Step_1) e FRM Step_4A	86
6.27	Layout del modello FRM Step_4B.....	87
6.28	Confronto tra risultati del modello DETM (Step_1) e FRM Step_4B	89

6.29 Layout del modello FRM finale: Step_4C	89
6.30 Confronto tra risultati del modello DETM (Step_1) e FRM finale (Step_4C) ..	91
7.1 Latin Square di cinque variabili (N=5).....	100
7.2 Confronto dispersione dei dati di output tra Full Factorial e Latin Hypercube a pari numero di esperimenti	100
7.3 Andamento RMSE di reti neurali in funzione del numero di esperimenti e di variabili di input del DoE	101
7.4 Impostazioni ambienti di aspirazione e scarico in sostituzione del turbocompressore	103
7.5 Schema di Dwell-Time tra due eventi di iniezione	104
7.6 Layout del modello per l'esecuzione del DoE.....	105
7.7 (a)Schema topologico di rete neurale feed-forward a più livelli; (b) schema logico di calcolo dell'output; (c) esempi di activation functions: rectified linear units (ReLU), Tanh and Sigmoid (Sigm)	107
7.8 Fasi di training e testing di una rete neurale.....	108
7.9 Impostazione dei limiti delle variabili di input per l'allenamento delle reti neurali	109
7.10 Grafico di regressione della rete neurale Volumetric Efficiency	110
7.11 Grafici di regressione delle reti neurali IMEP, Exhaust Temperature, FMEP e MFB ₅₀	111
7.12 Definizione delle caratteristiche del cilindro MV	113
7.13 Sostituzione dei cilindri e degli iniettori con i rispettivi componenti Mean Value: confronto tra FRM Step_4B e Mean Value	114
7.14 Definizione degli input per la rete neurale Volumetric Efficiency	116
7.15 Definizione dell' output per la rete neurale Volumetric Efficiency	116
7.16 Layout delle reti neurali inserite nel modello Mean Value	117
7.17 Layout del modello Mean Value con il sotto assieme delle reti neurali.....	118
7.18 Confronto tra risultati del modello DETM (Step_1) e Mean Value.....	120
7.19 Layout del modello Mean Value dopo l'unione dei volumi a valle turbina.....	121
7.20 Confronto tra risultati del modello DETM (Step_1) e Mean Value (MV_2)...	123
7.21 Layout finale del modello Mean Value	124
7.22 Confronto tra risultati del modello DETM (Step_1) e Mean Value (MV_3)...	126

Elenco delle tabelle

6.1 Riepilogo delle caratteristiche per il calcolo dello scambio termico a parete	57
7.1 Variabili di input del DoE e range di variazione	99
7.2 2 Elenco delle variabili di GT-Power necessarie per allenare le reti neurali	108

CAPITOLO 1

Introduzione

1.1 Generalità

Il motore a combustione interna, dal momento del suo avvento verso la fine dell'ottocento ad oggi, ha contribuito in maniera determinante alla rivoluzione nel mondo dei trasporti esercitando un ruolo di indiscusso protagonista nei trasporti terrestri sia di persone (applicazioni *Passenger-car*) che di merci (veicoli commerciali leggeri, o *Light-duty*, e pesanti, o *Heavy-duty*).

La principale ragione di tale successo rispetto ad altre architetture propulsive basate su diverse fonti energetiche, quali l'energia elettrica o l'idrogeno, risiede nel cospicuo vantaggio in termini di rapporto densità energetica/peso che sia il combustibile liquido utilizzato per alimentarli, sia il relativo sistema di stoccaggio a bordo veicolo, ha nei confronti dei concorrenti [1]. Conseguenze positive di ciò risultano essere un favorevole rapporto peso/potenza del sistema propulsivo nel suo complesso, una relativa semplicità costruttiva ed un ridotto costo di fabbricazione ed utilizzo.

I principali svantaggi del motore a combustione interna sono invece da considerarsi il scarso rendimento complessivo e la produzione di emissioni inquinanti allo scarico, sia di sostanze nocive in senso stretto quali idrocarburi incombusti (HC), ossidi di azoto (NO_x), particolato (PM), monossido di carbonio (CO), sia di sostanze non intrinsecamente nocive per gli esseri viventi ma tra le principali responsabili dell'effetto serra e del conseguente surriscaldamento del pianeta, come l'anidride carbonica (CO_2).

La questione relativa alle emissioni inquinanti costituisce oggi la sfida più grande che il settore del trasporto terrestre si trova a dover affrontare e nonostante il recente progresso tecnologico sul fronte delle energie alternative (quali biocombustibili, gas naturale, energia elettrica) consenta di prevedere una crescente differenziazione delle fonti energetiche nel campo dei trasporti, gli scenari sono concordi nel ritenere che per i prossimi 15-20 anni il trasporto terrestre sia ancora largamente demandato a veicoli alimentati almeno parzialmente da combustibili tradizionali, siano essi benzina o Diesel

[2]. Ecco dunque l'interesse e la necessità dello studio e della ricerca di soluzioni in grado di migliorare l'efficienza dei motori a combustione (dunque diminuirne i consumi, ovvero la produzione di CO₂) e di contenerne la produzione di emissioni inquinanti al fine di rispettare le sempre più stringenti normative mondiali.

Sino ad ora le tecnologie adottate per la riduzione delle emissioni di inquinanti prodotte dai motori Diesel si sono focalizzate sull'ottimizzazione di precisi sistemi di iniezione diretta (DI – *Direct Injection*) con sistema di alimentazione a controllo elettronico di tipo *Common Rail*, sull'adozione del sistema di diluizione della carica aspirata dal motore mediante ricircolo dei gas di scarico (EGR – *Exhaust Gas Recirculation*) e sull'utilizzo degli apparati di post-trattamento dei gas di scarico (*Aftertreatment*) che garantivano il rispetto delle normative fino all'attuale EURO VI.

In vista dell'entrata in vigore delle prossime normative anti inquinamento che saranno progressivamente sempre più limitanti, si sta spostando l'attenzione sullo studio di tecnologie alternative di combustione e delle relative necessarie tecniche di controllo in tempo reale, in grado di produrre minori concentrazioni di sostanze inquinanti durante la fase stessa di combustione. Ciò consentirebbe altresì, una volta ottimizzate ed adeguatamente implementate, di ridurre i costi e gli ingombri dei sistemi di post-trattamento dei gas di scarico.

Il gruppo di lavoro PT-ERC (*Politecnico di Torino – Engine Research Centre*) presente al Dipartimento di Energia del Politecnico di Torino si sta occupando, in collaborazione con diversi partner industriali tra i quali FPT Industrial, della ricerca e dello sviluppo di strategie di controllo della combustione per motori Diesel, sia con combustione convenzionale, sia con combustione PCCI (*Premixed Charge Compression Ignition*).

In particolare sono stati sviluppati due metodi di controllo di combustione: *pressure-based* (ossia basati sul segnale di pressione acquisito in camera di combustione) e *model-based*. Entrambi necessitano nella fase di studio e calibrazione dell'uso di modelli motore CFD-1D per consentire l'esecuzione di test *Hardware-in-the-Loop* (HIL) e *Model-in-the-Loop* (MIL) preliminari all'implementazione dei controlli sul motore reale.

Scopo di questo lavoro di tesi è la realizzazione in ambiente GT-Power, a partire da un modello motore dettagliato e validato sperimentalmente, di un modello *Fast-Running* (FRM) e di un modello *Mean-Value* (MVM) di un motore Diesel 11.0 litri di cilindrata per applicazioni heavy-duty, che verranno utilizzati per l'esecuzione dei test HIL e MIL finalizzati alla messa a punto dei sopracitati algoritmi di controllo della combustione.

Nel Capitolo 2 si espone una panoramica della combustione convenzionale nel motore Diesel, della formazione delle sostanze inquinanti che la caratterizzano e delle strategie di combustione alternative per il contenimento delle emissioni "in-cylinder".

Il Capitolo 3 tratta brevemente delle tecniche di controllo della combustione e fornisce una panoramica su quelle recentemente sviluppate dal gruppo di ricerca PT-ERC del Politecnico di Torino finalizzate al controllo di combustione, tradizionale e PCCI, in motori Diesel heavy-duty.

Nel Capitolo 4 si fornisce un accenno ai modelli di simulazione motore comunemente impiegati per lo sviluppo di strategie di controllo della combustione real-time, alla logica del software di simulazione motore GT-Power e ai concetti basilari della discretizzazione spazio/temporale adottati dal suo solutore, utili per la comprensione dei modelli Fast-Running e Mean-Value.

Nel Capitolo 5 si fornisce una panoramica sul modello dettagliato del motore Diesel heavy-duty 11.0L che costituirà l'oggetto del presente lavoro, descrivendone le caratteristiche e i componenti principali.

Il Capitolo 6 presenta in dettaglio le fasi di realizzazione del modello Fast-Running del suddetto motore, a partire dal modello dettagliato (DETM), e il confronto fra i risultati ottenuti dalla simulazione dei due modelli.

Il Capitolo 7 presenta in dettaglio le fasi di realizzazione del modello Mean-Value (MVM) del medesimo motore e il confronto fra i risultati ottenuti dalla simulazione di quest'ultimo e quelli del modello dettagliato di partenza.

Infine il Capitolo 8 riassume il lavoro eseguito, ne traccia un bilancio e fornisce gli spunti per eventuali sviluppi futuri.

CAPITOLO 2

Combustione nei motori CI

2.1 Generalità

Un motore ad accensione per compressione (CI – *Compression Ignition*) è un propulsore alimentato da un combustibile ad alta reattività (gasolio, biodiesel) che viene iniettato in camera di combustione quando il pistone è in prossimità del punto morto superiore (almeno nella combustione di tipo convenzionale) in un ambiente in cui l'aria aspirata ha raggiunto temperature dell'ordine dei $500 \div 600$ °C e pressioni di circa 3 - 4 MPa (motore aspirato) o superiori (motore sovralimentato) [3]. In tali condizioni l'aria ha una densità molto alta ($20 \div 30$ kg/m³) che contribuisce alla vaporizzazione del getto di combustibile liquido introdotto a pressioni elevate (fino a 2000 bar nei più recenti sistemi di iniezione). La porzione di miscela aria-combustibile così formata si autoaccende spontaneamente senza la necessità di un innesco esterno (scintilla) poiché raggiunge condizioni di temperatura e pressione superiori a quelle di auto-accensione del combustibile (combustione premiscelata), dopo un ritardo dell'ordine del millisecondo.

Tale evento contribuisce ad un repentino aumento di pressione e temperatura in camera che accelera notevolmente la vaporizzazione e diffusione della restante parte di combustibile ancora liquido (combustione diffusiva).

A differenza dei motori ad accensione comandata (SI – *Spark Ignition*) in cui la turbolenza - che cresce notevolmente all'aumentare della velocità di rotazione del motore, ma è per natura stessa dei combustibili utilizzati (benzina, Gas naturale, Gpl) elevata solo nell'intorno del rapporto stechiometrico della miscela - è in grado di accelerare notevolmente la propagazione del fronte di fiamma della combustione, nei motori CI il processo di combustione non è invece in grado di adattarsi alle variazioni di velocità di rotazione del motore consentendo velocità massime dell'ordine dei 5000 giri/min. Questi ultimi però non sono obbligati a lavorare sempre con dosature stechiometriche, anzi al fine di agevolare il processo di miscelamento del combustibile

iniettato con l'aria, questa è presente globalmente in eccesso rispetto alla condizione stechiometrica.

Questo fa sì che la regolazione del carico nei motori CI possa avvenire mediante semplice variazione della quantità di combustibile iniettata lasciando inalterata la quantità di aria comburente, rendendo superflua l'adozione di una valvola di laminazione dell'aria aspirata (valvola a farfalla) ed evitando pertanto perdite aggiuntive durante la fase di ricambio del fluido motore (pompaggio) a tutto vantaggio del rendimento termofluidodinamico interno.

Se a ciò ci aggiunge la possibilità di adottare rapporti di compressione più elevati e/o gradi di sovralimentazione più spinti dei motori SI grazie all'assenza di fenomeni di detonazione, si perviene ad un rendimento globale dell'ordine del $35 \div 40 \%$ contro il $30 \div 35$ dei motori SI. Questo dato, insieme alla caratteristica di erogazione della coppia abbondante fin dai regimi di rotazione più bassi, spiega il predominio che i propulsori CI alimentati a gasolio hanno nella categoria di veicoli Heavy-duty per i quali una riduzione di consumo specifico si ripercuote in maniera decisiva sul costo totale di esercizio del veicolo.

Un contributo determinante all'analisi del processo di combustione Diesel è stato reso possibile a partire dalla fine degli anni '90 grazie allo sviluppo delle tecniche diagnostiche ottiche che hanno consentito di pervenire alla formulazione di un modello concettuale di riferimento che sarà presentato brevemente nel prossimo paragrafo.

2.2 Combustione Diesel convenzionale

La combustione nei motori Diesel può essere analizzata su un diagramma come quello di figura 2.1 che riporta in funzione dell'angolo manovella motore gli andamenti della pressione in camera di combustione in condizione di motore trascinato (senza iniezione) e con combustione, l'andamento del rilascio di calore (AHRR - *Apparent Heat Release Rate*) e la frazione di massa di combustibile bruciato (MFB - *Mass Fraction Burned*).

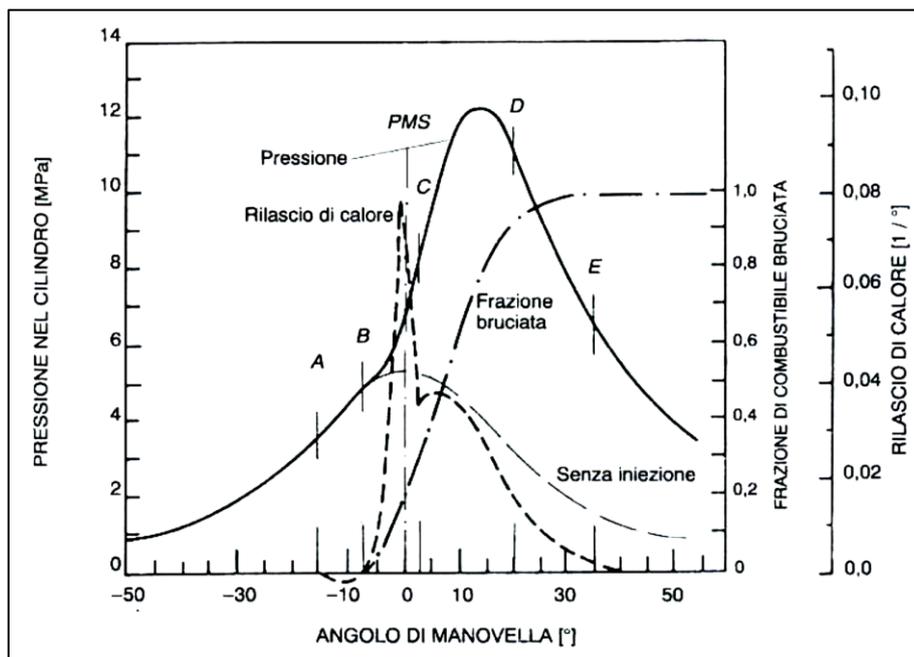


Fig. 2.1 Andamento della combustione Diesel convenzionale [3]

E' possibile distinguere quattro intervalli caratteristici:

- Il **ritardo di accensione** (*Ignition delay*) ovvero il tempo che trascorre tra l'inizio di iniezione o SOI (*Start of Injection*, punto A), e l'inizio della combustione o SOC (*Start of Combustion*, punto B). Quest'ultimo, nel caso di un rilievo sperimentale della pressione in camera, è identificato generalmente con l'istante in cui l'incremento della stessa, dovuto alla combustione, fa staccare la curva delle pressioni da quella di compressione di una percentuale prefissata (tipicamente dell'1%). [3] Il ritardo di accensione è dovuto al tempo necessario al riscaldamento, alla vaporizzazione ed al miscelamento del combustibile con il comburente (ritardo "fisico"), nonché al completamento

delle reazioni chimiche che precedono le tappe finali, fortemente esotermiche, del processo di ossidazione (ritardo “chimico”). Si osserva così, durante tale intervallo di tempo la formazione di un accumulo di combustibile dovuto alle particelle che vengono iniettate mentre la combustione non è ancora iniziata.

- La fase di **combustione premiscelata** (*premixed combustion phase*), durante la quale una volta raggiunte le condizioni di autoaccensione dei primi nuclei (punto B), l’innalzamento della temperatura prodotto dalla combustione di questi ultimi accelera notevolmente il processo di combustione del combustibile accumulatosi nel frattempo, che brucia così quasi simultaneamente dando luogo ad un processo pressoché isocoro caratterizzato da un brusco gradiente di pressione, come visibile dal rapido incremento di inclinazione della curva di pressione stessa. Tale incremento, seppur vantaggioso dal punto di vista del rendimento termodinamico, è responsabile della caratteristica rumorosità di funzionamento del motore Diesel, nonché di vibrazioni e sollecitazioni.
- La fase di **combustione diffusiva** (*mixing-controlled combustion phase*). Una volta esauritasi la rapida combustione del combustibile accumulato, il procedere del processo è regolato dalla velocità con cui nuove frazioni di combustibile si rendono disponibili a bruciare, cioè dalla rapidità con cui il combustibile che continua ad essere iniettato è in grado di evaporare e diffondere nell’aria comburente, ovvero il processo è regolato in questo frangente dai fenomeni diffusivi.

In questa fase (tratto C-D in Fig.2.1) è di primaria importanza assicurare che tutto il combustibile iniettato trovi ossigeno in quantità sufficiente per reagire, in ragione del progressivo incremento della presenza di gas combusti all’interno della camera di combustione. In tal senso giocano un ruolo determinante i moti interni alla camera come *squish* e *swirl* che promuovono il miscelamento con l’aria, ma la cui entità deve essere adeguatamente calcolata a progetto per evitare l’insorgere di moti eccessivi parimenti indesiderati perché possono portare ad una sovrapposizione dei getti di combustibile peggiorandone il miscelamento stesso.

- Fase di **completamento della combustione** (*late combustion phase*): l’iniezione è ormai terminata ma le reazioni chimiche procedono ancora esaurendosi in

modo graduale. Questa fase (tratto D-E in Fig.2.1) viene alimentata e promossa dai moti turbolenti che rimescolano i gas all'interno della camera; è necessario però che essa non si prolunghi eccessivamente rispetto al PMS (punto morto superiore) per non ridurre il rendimento del motore.

2.2.1 Il modello concettuale di Dec

La comprensione approfondita dei processi che regolano la penetrazione e la miscelazione del combustibile in camera e la combustione nel motore Diesel risulta particolarmente complessa a causa dell'interazione che sussiste tra i fenomeni stessi (l'iniezione prosegue anche durante e successivamente alla fase di combustione premiscelata). Il recente progresso delle tecniche diagnostiche di tipo ottico come quelle basate su laser e della tecnologia di acquisizione ed elaborazione di immagini fotografiche ad alta frequenza, si è rivelato fondamentale per consentire di sviluppare una descrizione dettagliata di tale fenomeno.

Il modello teorico che ne è derivato prende il nome di modello concettuale di Dec dal nome dello studioso J.E. Dec che l'ha presentato alla comunità scientifica nel 1997 [4]. Questo modello descrive l'evoluzione del getto di combustibile in un motore Diesel ad iniezione diretta attraverso le fasi precedentemente descritte di iniezione, evaporazione, miscelamento e combustione e fornisce anche un'indicazione qualitativa delle zone di formazione delle due principali sostanze inquinanti prodotte dal motore Diesel: NO_x e particolato. Il modello si riferisce ad una combustione che avviene a carichi medio-alti in un motore Heavy-duty (grande alesaggio) in cui le interazioni del getto con le pareti e con i moti turbolenti interni al cilindro sono relativamente minori e sebbene i valori rappresentati nella figura siano propri del set-up specifico utilizzato nelle prove sperimentali, esso fornisce una rappresentazione qualitativa del processo di combustione in tutti i motori Diesel ad iniezione diretta. La figura 2.2 rappresenta il modello di Dec, in cui si descrive l'evoluzione di un singolo getto di combustibile (schematizzato idealmente con una sezione trasversale ideale del piano mediano del getto stesso) a partire dagli istanti immediatamente successivi all'iniezione in camera (*ASI - After Start of Injection*).

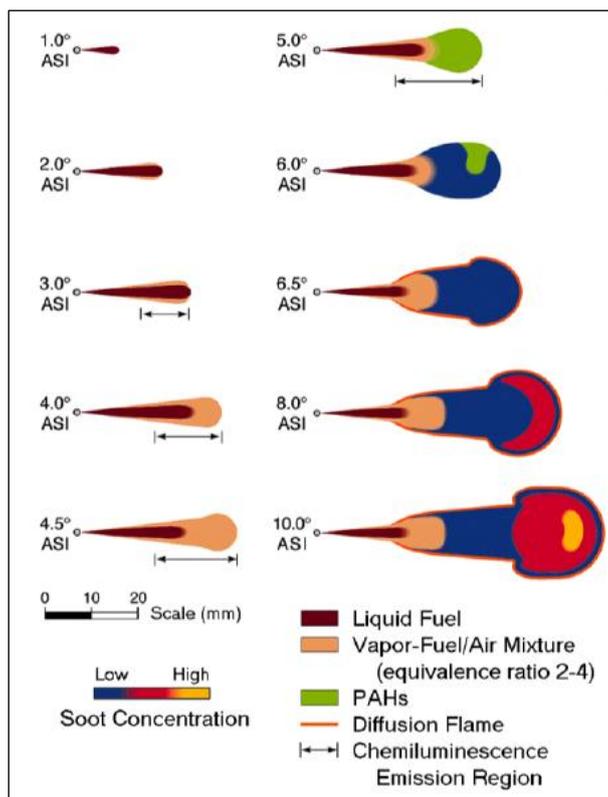


Fig. 2.2 Schema dell'evoluzione del getto di combustibile a partire dall'istante di iniezione

Il combustibile è iniettato in camera sotto forma di spray liquido (1° ASI); intrappolando aria calda al suo interno si inizia a formare una zona di miscela di aria-vapori di combustibile ai lati del getto stesso (2° ASI) che continua ad avvolgere il getto fino al momento in cui la fase liquida raggiunge la massima penetrazione (3° ASI) e successivamente si estende alla punta del getto. Questa miscela è caratterizzata da una dosatura molto ricca (rapporto di equivalenza ϕ pari a $2 \div 4$) ma nelle condizioni di temperatura di circa 1600 K a cui si trova, essa si autoaccende dando avvio alla **combustione premiscelata**. (Il punto esatto di SOC è difficilmente determinabile esattamente con analisi ottiche di questo tipo, ma ricade tra i $3^\circ \div 5^\circ$ ASI come testimonia l'apparizione di una emissione di chemiluminescenza che è tipica della combustione dei radicali). I prodotti della combustione premiscelata, che avviene in carenza di ossigeno, sono costituiti da CO, H₂, parte di combustibile inalterato che non ha partecipato alla combustione non trovando ossigeno e parte di combustibile che ha invece subito delle reazioni di parziale ossidazione dando origine ad aldeidi, chetoni e policiclici aromatici o PAHs (5° ASI). Questi ultimi a loro volta costituiscono i

precursori diretti del *soot*, struttura carboniosa che rappresenta, insieme alle ceneri, la frazione solida del particolato, che inizia pertanto a formarsi nella zona in punta al getto (6° ASI).

La combustione premiscelata produce un repentino incremento di temperatura in camera come osservato dalla curva di rilascio termico di Fig. 2.1 e si conclude tra 8° e 9° ASI. I suoi prodotti ad alta temperatura e con un potere calorifico residuo elevato si espandono e quelli alla periferia del getto entrano in contatto con l'aria fresca presente all'esterno di esso. In questa interfaccia si verificano i fenomeni diffusivi che sono alla base della **combustione diffusiva** che inizia (6.5° ASI) e si sviluppa poi completamente fino a circondare l'intera periferia del getto (10° ASI).

La combustione diffusiva è caratterizzata da temperature dell'ordine dei 2200 ÷ 2800 K e da miscele quasi stechiometriche ($\varphi \approx 1$) ed è la responsabile della formazione di NO_x che si generano all'interfaccia tra la fiamma (*diffusion flame*) e l'aria circostante.

Durante la combustione diffusiva inoltre può avvenire una parziale ossidazione del *soot* generato dalla combustione premiscelata (il completamento dell'ossidazione è solitamente impedito dal prematuro spegnimento della fiamma per fenomeni di interazione con le pareti o di sovrapposizione dei getti) ma anche la formazione di nuove particelle di *soot*. Un contributo decisivo all'emissione di *soot* allo scarico del motore è costituito da quello che si forma verso la fine dell'iniezione quando la velocità dell'ultima frazione di combustibile che fuoriesce dai fori dell'iniettore può diminuire notevolmente impedendone il raggiungimento della punta del getto ed il corretto miscelamento con l'aria, con la conseguente formazione di grosse particelle carboniose.

2.3 Emissioni inquinanti nei motori Diesel

E' un fatto noto che i motori a combustione interna producano sostanze inquinanti allo scarico. Infatti sebbene la combustione ideale di un generico idrocarburo in condizioni stechiometriche preveda la formazione di sostanze non inquinanti, ovvero CO_2 , H_2O , N_2 (più eventualmente O_2 nel caso di combustioni in eccesso d'aria come per i motori CI), tuttavia la combustione reale è caratterizzata da fenomeni di incompletezza e non-idealità che portano alla generazione dei cosiddetti inquinanti primari. Questi rappresentano le sostanze emesse direttamente in ambiente dal motore e si distinguono dai cosiddetti inquinanti secondari che sono invece specie chimiche generate da reazioni che avvengono successivamente in atmosfera in cui possono essere coinvolti anche gli inquinanti primari (smog fotochimico, piogge acide).

Tralasciando per semplicità il contributo delle sostanze inquinanti eventualmente presenti nel combustibile come lo zolfo, le specie di inquinanti primarie emesse dai motori Diesel sono:

- CO – Monossido di carbonio: causato da combustione incompleta di miscela con dosatura ricca ($\varphi > 1$) o dalla dissociazione della CO_2 per temperature superiori ai 1900 K.
- HC o UHC – Idrocarburi (totalmente o parzialmente) incombusti: prodotti da diversi fenomeni quali lo spegnimento a parete, il sotto/sovra mescolamento, l'olio di lubrificazione.
- NO_x – Ossidi di azoto (miscela di NO e NO_2): causati dall'ossidazione ad alta temperatura dell'azoto.
- PM – Particolato: prodotto dalla combustione di miscela con dosatura molto ricca ($\varphi \approx 2 \div 4$) e dal deposito sui nuclei carboniosi derivanti da tale combustione di una frazione organica di composizione mista.

In particolare la produzione di CO ed HC è di minore importanza paragonata a quella dei motori SI, mentre le specie inquinanti maggiormente emesse dai motori Diesel sono NO_x e PM sui cui ci si focalizzerà nei prossimi paragrafi.

2.3.1 Ossidi di azoto (NO_x)

L'azoto atmosferico (N₂) a temperatura ambiente è una specie inerte e rappresenta circa il 78% della composizione dell'aria secca. Esso tuttavia quando è aspirato dal motore e partecipa al processo di combustione, ad una temperatura maggiore di 1850 K (che si realizza facilmente in camera dove le temperature di picco raggiungono anche valori di 2-3000 K) può reagire direttamente con l'ossigeno e dare luogo alla formazione di NO (monossido di azoto) ed NO₂ (biossido di azoto).

Il meccanismo principale che porta alla formazione di NO in un motore ad accensione per compressione è il meccanismo *termico* che è rappresentato dalle reazioni contenute nel cosiddetto meccanismo di Zeldovich esteso, dal nome dello studioso che nel 1946 le formulò:



La definizione di meccanismo termico deriva dal fatto che la temperatura riveste un ruolo determinante nel fornire la necessaria energia di attivazione per dare avvio all'intero processo di formazione di NO, ovvero alla reazione (2.1). Inoltre la temperatura è responsabile della cinetica del processo stesso, aspetto che assume un ruolo chiave per comprendere il fenomeno dell'emissione di NO all'uscita del motore. La reazione di formazione del NO è infatti più lenta del processo di combustione ma resa esponenzialmente più rapida dal picco di temperatura raggiunto durante la combustione stessa. Pertanto essa si avvia e dà luogo alla produzione di NO, ma durante la successiva fase di espansione, quando i gas combusti si raffreddano, le reazioni chimiche che coinvolgono gli NO si congelano, pertanto i livelli degli NO rilasciati allo scarico del motore sono molto maggiori rispetto a quelli che si avrebbero nelle condizioni di equilibrio chimico alla temperatura di scarico del motore.

Un secondo meccanismo, di importanza marginale rispetto al primo, ma che tuttavia può dare un contributo non trascurabile in determinate condizioni di funzionamento in un motore CI, è il meccanismo *prompt*: un meccanismo di reazione a catena promosso dagli atomi di azoto che reagiscono con i radicali CH, promuovendo sia la

decomposizione dell' N_2 in N sia la formazione di acido cianidrico HCN. HCN ed N, in presenza di componenti contenenti ossigeno, reagiscono a loro volta per dare NO, attraverso una complessa serie di reazioni.

Il processo di formazione degli NO secondo questo meccanismo è estremamente rapido (da cui il nome di meccanismo prompt), scarsamente influenzato dalla temperatura ed assume importanza in tutte quelle condizioni di funzionamento del motore in cui la produzione termica di NO_x è ridotta per effetto delle basse temperature in camera (quali, per esempio, le condizioni di funzionamento con elevato grado di EGR o con dosature molto ricche).

In base alle condizioni di equilibrio chimico nei gas combusti, alla temperatura tipica della fiamma diffusiva, il rapporto NO_2/NO dovrebbe essere piccolo e trascurabile. Tuttavia, nei motori Diesel i livelli di NO_2 possono raggiungere il 10-30% delle emissioni totali di NO_x . Ciò accade perché l'NO che si forma nella zona della fiamma può venire rapidamente convertito in NO_2 mentre la seguente dissociazione da NO_2 a NO può essere congelata per l'abbassamento della temperatura dovuto al mescolamento con un gas più freddo (aria o gas combusti a temperature inferiori).

2.3.2 Particolato (PM)

Col nome di particolato si fa riferimento ad una sostanza inquinante composta in realtà da una miscela di elementi (Fig. 2.3) classificati tradizionalmente nella seguente maniera:

- SOL – **Solid Fraction**: componente solida formata a sua volta da particelle carboniose elementari, o soot, e dalle ceneri derivanti da micro-usura delle parti metalliche del motore o da additivi del combustibile e dell'olio lubrificante.
- SOF – **Soluble Organic Fraction**: frazione solubile organica formata generalmente da composti organici derivanti in particolare dall'olio lubrificante di cui una parte viene adsorbita dal soot e una restante
- SO_4 – **Sulfate Particulates**: Solfati prodotti dall'interazione tra acido solforico e acqua.

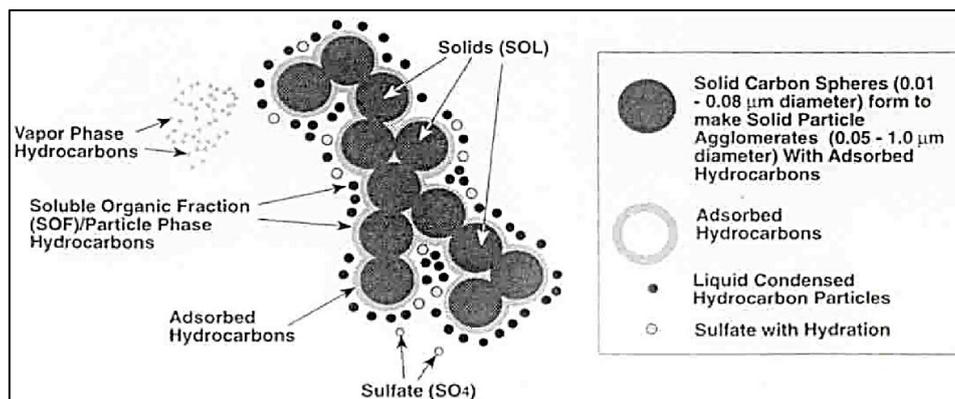


Fig. 2.3 Composizione del particolato (PM)

La composizione percentuale del PM varia molto a seconda del punto motore considerato (giri e carico), delle condizioni di misura e della composizione di combustibile e lubrificante, tuttavia è possibile affermare che la maggior porzione di esso (mediamente circa il 50%) è composto da soot.

Il soot si forma mediante 2 meccanismi (Fig. 2.4):

- Il meccanismo *diretto* avviene a temperature relativamente basse (1700-1800 K) e in miscele con dosature molto ricche: gli idrocarburi aromatici (e gli alifatici ad alto peso molecolare) possono condensare il proprio anello aromatico dando luogo direttamente a PAH (idrocarburi aromatici policiclici), con una struttura simile a quella della grafite. Il meccanismo diretto è tipico della combustione premiscelata.
- Il meccanismo *indiretto* avviene per temperature maggiori di 1800 K: a tali temperature tutti gli idrocarburi, se la combustione avviene in una miscela sufficientemente ricca, sono soggetti a reazioni di pirolisi e cracking e si frammentano in composti più piccoli quali CH, CH₂ ed acetilene C₂H₂. Al termine della pirolisi inizia la formazione dei PAH: CH/CH₂ reagiscono con C₂H₂, si formano dapprima gli anelli benzenici e da questi i PAH. In questa fase le reazioni di ossidazione, che potrebbero competere con la formazione dei PAH, sono infatti molto lente per la carenza di ossigeno. Il meccanismo indiretto si realizza presso la fiamma della combustione diffusiva.

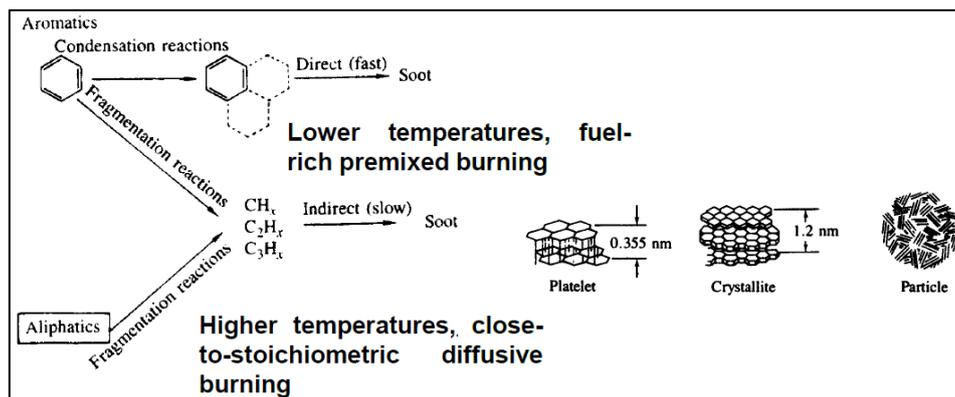


Fig. 2.4 Meccanismi di formazione del soot

2.3.3 Trade off NO_x - PM

La produzione di NO per meccanismo termico in un motore Diesel avviene in corrispondenza della fiamma diffusiva che circonda la periferia del getto dove sussistono le condizioni per l'innescio di tale processo (elevata temperatura e presenza di ossigeno), come descritto precedentemente. Tuttavia, sebbene la combustione premiscelata non sia direttamente responsabile della formazione di NO, essa gioca un ruolo determinante nella loro successiva formazione poiché l'entità di miscela che si accumula durante il ritardo di accensione e che successivamente brucia quasi simultaneamente con la combustione premiscelata, determina un incremento di pressione (e temperatura) in camera di combustione che comprime (e riscalda) la restante porzione di carica nel cilindro. Da ciò deriva il raggiungimento di una maggiore temperatura di picco durante la seguente combustione diffusiva che accelera la cinetica delle reazioni del meccanismo termico portando ad una maggiore produzione di NO. Ciò spiega la motivazione per cui le tecniche di controllo degli NO_x nel motore Diesel siano incentrate sulle fasi iniziali del processo di combustione. Allo stesso tempo però, il contenimento della temperatura di picco a cui ricorrono queste tecniche causa un peggioramento delle emissioni di HC ma soprattutto di particolato. Per esprimere tale dualismo nel campo dei motori Diesel si fa spesso riferimento all'espressione di trade-off NO_x - PM proprio per indicare che le tecniche convenzionalmente utilizzate per il contenimento degli NO_x portano inevitabilmente all'incremento di formazione di PM e di consumo e viceversa, come esemplificato dal caso tipico dell'utilizzo di EGR di figura 2.5 (ma conclusioni analoghe si possono trarre anche nel caso degli altri

principali parametri di funzionamento e calibrazione quali dosatura, SOI, pressione di iniezione, grado di sovralimentazione).

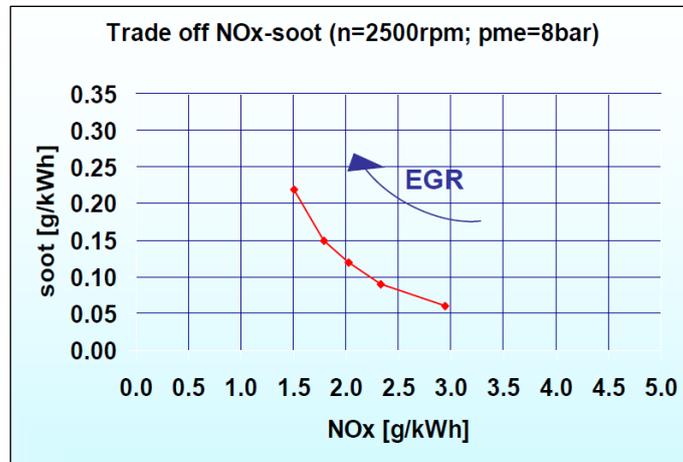


Figura 2.5 Effetto EGR nel trade off NO_x – PM (soot)

L'importanza dell'iterazione che sussiste tra la formazione di tali inquinanti nella combustione Diesel ha portato allo sviluppo di un apposito diagramma, noto come diagramma $\phi - T$ o diagramma di Kamimoto-Bae [5] che riporta, in funzione della temperatura di combustione e del rapporto di equivalenza ϕ della miscela, le zone di formazione del soot e degli NO_x. In figura 2.6 è riportato un esempio di tale diagramma in uno studio di Kitamura et al. [6] in cui è possibile notare il percorso su cui si sviluppa la combustione diesel convenzionale con conseguente formazione di soot e NO_x (linea tratteggiata A-B-C-D-E).

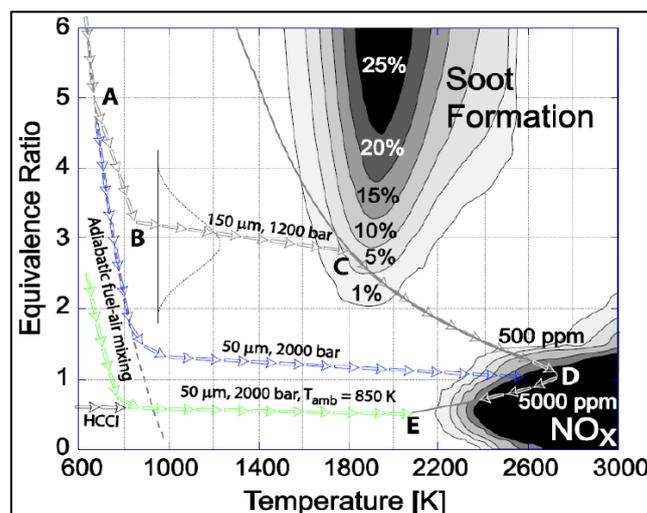


Figura 2.6 Diagramma di Kamimoto Bae e zone di formazione di NO_x e soot nella combustione Diesel

2.4 Strategie avanzate di combustione Diesel

Il diagramma di Kamimoto Bae rappresenta uno strumento utile per ottenere un'indicazione sulle regioni della mappa $\phi - T$ che consentono di evitare contemporaneamente la formazione di NO_x e soot. Tale concetto è alla base delle cosiddette strategie avanzate di combustione Diesel, ovvero modalità di combustione alternative a quella convenzionale il cui obiettivo comune è proprio quello di far avvenire la combustione al di fuori delle zone di produzione di NO_x e soot. Nel corso degli ultimi anni differenti strategie di questo tipo sono state e sono attualmente allo studio. La figura 2.7 ne illustra una possibile classificazione mediante l'utilizzo del diagramma di Kamimoto Bae.

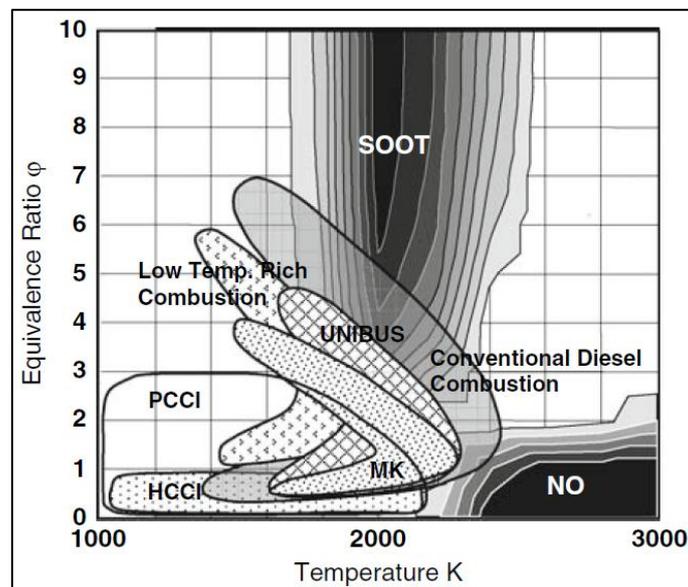


Figura 2.7 Classificazione di strategie avanzate di combustione Diesel [7]

Come si può osservare dalla figura 2.7 la combustione Diesel convenzionale (Conventional Diesel Combustion) interseca abbondantemente le zone di formazione di NO_x e soot.

Per cercare di evitare queste regioni le strategie di combustione avanzata sono tutte caratterizzate da una combustione a bassa temperatura (LTC – *Low Temperature Combustion*) e si differenziano tra loro per il tipo di miscela che formano: omogenea, quasi-omogenea, parzialmente o totalmente premiscelata.

La prima ad essere efficacemente applicata alla combustione Diesel fu la strategia HCCI (*Homogeneous Charge Compression Ignition*) [8], che può essere considerata la capostipite di tutte le strategie di combustione avanzata; essa si basa sul concetto di realizzare una miscela omogenea in camera di combustione per cui tutti i punti al suo interno siano idealmente caratterizzati dagli stessi valori di $\phi - T$ al momento dell'autoaccensione. Ci sono fondamentalmente tre metodi per realizzare questa condizione che portano ad identificare altrettante sotto categorie di combustione HCCI.

HCCI o Premixed HCCI o PFI-HCCI: i primi studi applicativi della combustione diesel HCCI sono stati eseguiti su motori ad iniezione indiretta [9]: il combustibile è iniettato nel condotto di aspirazione del motore (*port*) per permettere un adeguato miscelamento con l'aria che garantisca una dosatura nell'intorno dello stechiometrico al momento della successiva autoaccensione in camera di combustione. Sebbene questa strategia sia quella che dal punto di vista teorico garantisce i migliori risultati di abbattimento di NO_x e particolato, la sua realizzazione pratica pone una serie di problematiche tra cui: la difficoltà di controllare l'istante di accensione indirettamente tramite parametri quali temperatura e pressione nel collettore di aspirazione e grado di EGR; la difficoltà, data la scarsa volatilità del diesel, di far evaporare il combustibile nel condotto di aspirazione dove regna una temperatura inferiore alla camera; la remota possibilità di adottare questa combustione a regimi elevati di carico dato che, per natura stessa della formazione della miscela, brucia pressoché simultaneamente e ciò, ad alti carichi caratterizzati da elevate pressioni in camera, può provocare fenomeni di detonazione. Questi motivi rendono piuttosto complessa l'adozione di una strategia HCCI pura per l'utilizzo su motori di produzione, per questa ragione si è sviluppato la seconda famiglia di combustioni HCCI, la PCCI (*Premixed Charge Compression Ignition*).

La combustione PCCI è caratterizzata dall'iniezione diretta in camera eseguita con largo anticipo rispetto al TDC e con massiccio utilizzo di EGR raffreddato per diminuire la reattività della carica, così da realizzare una miscela parzialmente omogenea al momento dell'autoaccensione caratterizzata da dosature con rapporto di equivalenza ϕ tra 2 e 4 [10]. Rispetto alla combustione HCCI pura, questa strategia mitiga i problemi di difficoltà di evaporazione del combustibile [11] e i rischi di detonazione e permette inoltre di utilizzare in gran parte gli stessi componenti meccanici di un sistema Diesel

ad iniezione diretta convenzionale, fatta salva la necessità di adottare specifici accorgimenti per evitare fenomeni di wall-impingement (potenzialmente favoriti dalla minor temperatura che regna in camera al momento dell'iniezione con conseguente incremento della penetrazione del getto), come ad esempio adottare un cono di spray dell'iniettore più chiuso per direzionare il getto in profondità verso la bowl del pistone [12].

Per quanto concerne l'applicazione della strategia a carichi elevati, anche la combustione PCCI soffre queste condizioni. Infatti lo scopo della combustione PCCI è ottenere un ritardo di accensione maggiore della durata del processo di iniezione, così da favorire il miscelamento della carica, ma aumentando il carico, ovvero la quantità di combustibile iniettato, aumenta di conseguenza la durata del processo di iniezione diminuendo drasticamente il tempo a disposizione per il miscelamento e dando luogo ad un potenziale peggioramento nella formazione di NO_x e PM.

Un altro svantaggio della combustione PCCI è la difficoltà di controllare l'istante di accensione dal momento che il SOI non è più un mezzo di controllo efficace dell'inizio della combustione come nei convenzionali motori Diesel ad iniezione diretta.

Un ulteriore metodo per ottenere un grado di miscelazione della carica utile per realizzare una combustione contraddistinta da basse emissioni di ossidi di azoto (con consumi ed emissioni di particolato pari però a quelle di una combustione tradizionale) è la strategia HPLI (*Highly Premixed Late Injection*) [13]. Essa consiste nell'iniezione diretta del combustibile in camera molto ritardata, nell'intorno del TDC o anche dopo e nel contestuale impiego di bassi rapporti di compressione, massicce quantità di EGR raffreddato e intensi moti di swirl con lo scopo di incrementare il ritardo di accensione e ritardare l'autoaccensione che avviene così ben dopo la fine dell'iniezione, durante la corsa di espansione. Ciò produce una miscela poco omogenea, ma caratterizzata da basse emissioni di NO_x . Rispetto alla strategia di iniezione anticipata, questo tipo di combustione con iniezione ritardata limita notevolmente i problemi di combustibile liquido a parete e garantisce un migliore controllo della fase di combustione, tuttavia il limitato ritardo di accensione del combustibile diesel ne limita l'adozione a bassi regimi di carico.

Le particolarità legate a queste strategie avanzate di combustione Diesel, siano esse legate alla difficoltà di controllo del SOC mediante parametri indiretti (HCCI, PCCI) o

alla necessita di prevedere la transizione da un regime di combustione ad un altro per coniugare le peculiarità positive e superare i limiti di ciascuna (quali ad esempio l'impossibilità di operare a regimi di carico medio-alti), rende necessaria l'adozione di adeguate strategie di controllo del processo di combustione.

CAPITOLO 3

Tecniche di controllo della combustione

3.1 Generalità

Nonostante le ottime potenzialità mostrate in termini di abbattimento di NO_x e PM, la combustione HCCI o PCCI non è ancora stata adottata su motori di produzione in larga scala per le limitazioni riguardanti il carico massimo ottenibile con queste modalità di combustione e la difficoltà di controllare il processo di combustione nei rapidi transitori. Questo perché, come si è visto, il SOC è determinato dalle condizioni all'interno del cilindro e non c'è un controllo diretto sulla fase di combustione, dal momento che tali condizioni possono essere variate solo agendo su parametri indiretti quali, ad esempio, il rapporto di compressione effettivo, il grado di EGR e la temperatura dell'aria aspirata. Ciò rappresenta un problema non trascurabile proprio nei transitori, dal momento che molti di questi parametri, come la frazione di EGR e la temperatura/pressione nel collettore di aspirazione, sono difficili da controllare accuratamente in queste circostanze e hanno dei tempi di risposta caratteristici molto diversi dal tempo richiesto da una manovra di questo tipo, come una repentina richiesta di coppia da parte del guidatore [14].

L'esigenza di superare tali limitazioni per l'adozione della combustione HCCI/PCCI su motori di produzione rende necessarie, almeno allo stato attuale, delle modalità di combustione di tipo misto (*mix-mode combustion*) con la possibilità di passare dalla combustione HCCI alla combustione convenzionale [15]. Lo sforzo delle ricerche in tema di strategie di combustione avanzata è stato negli ultimi anni, ed è tutt'ora, volto da un lato ad estendere il campo di stabilità di tali combustioni per cercare di rendere meno frequente il passaggio da queste alla modalità tradizionale, dall'altro ad ottimizzare tali transizioni per renderle non percepibili durante la guida. In tal senso un ruolo determinante è demandato allo sviluppo ed affinamento di precise tecniche di controllo della combustione, siano esse di tipo ad anello chiuso (*closed-loop control*) o ad anello aperto basate su modelli fisico/matematici (*open-loop control*).

Lo studio e lo sviluppo di strategie di controllo della combustione costituisce una delle tematiche di ricerca del gruppo *ICE Advanced Engine Laboratory* presente al Dipartimento di Energetica del Politecnico di Torino, in collaborazione con diversi partner industriali. In particolare sono state sviluppate due strategie di controllo di combustione basate la prima su un approccio di tipo closed-loop e la seconda su un approccio di tipo open-loop. [16]

Il controllo closed-loop è definito *pressure-based* poiché richiede l'utilizzo di specifici trasduttori di pressione per acquisire il segnale di pressione in camera, necessario per eseguire il calcolo del baricentro della combustione (MFB_{50}) ed implementare su di esso un controllo in anello chiuso con il SOI_{Main} come parametro di governo.

Il controllo open-loop è definito *model-based* e si basa su un modello termodinamico di rilascio del calore di tipo predittivo. Esso è in grado di stimare l' MFB_{50} a partire dai parametri di iniezione e dalle grandezze termodinamiche del processo e, tramite l'inversione del modello stesso, il SOI_{Main} necessario per realizzare il MFB_{50} desiderato, con un procedura iterativa.

3.2 Sviluppo e ottimizzazione delle tecniche di controllo della combustione

Una volta definiti i modelli fisici e le equazioni che li descrivono, le strategie di controllo della combustione vengono sviluppate, ottimizzate e messe a punto nel loro complesso, per mezzo di tecniche di *Real-Time Testing*.

Con tale termine si fa riferimento ad un insieme di strumenti ormai sempre più diffusi anche a livello industriale nella fase di sviluppo prodotto/processo per testare, mediante l'interazione tra modelli software e componenti fisici (hardware), il comportamento di una strategia di controllo e la risposta del sistema oggetto del controllo stesso.

In riferimento alle strategie di controllo della combustione precedentemente menzionati, le fasi di real-time test sono in particolare:

- **Model-in-the-Loop** (MIL) testing: sia il controllore che il sistema vengono simulati mediante modelli fisico-matematici in ambiente software di test. Ciò

consente di validare il comportamento del controllore senza avere a disposizione il sistema fisico e/o evitando di danneggiare quest'ultimo in caso di malfunzionamenti del controllore. Nello specifico i controllori sono sviluppati in ambiente Matlab/Simulink e sono accoppiati ad un modello motore di tipo Fast-Running sviluppato in ambiente GT-Power. Un esempio di tale è visibile in figura 3.1 [17].

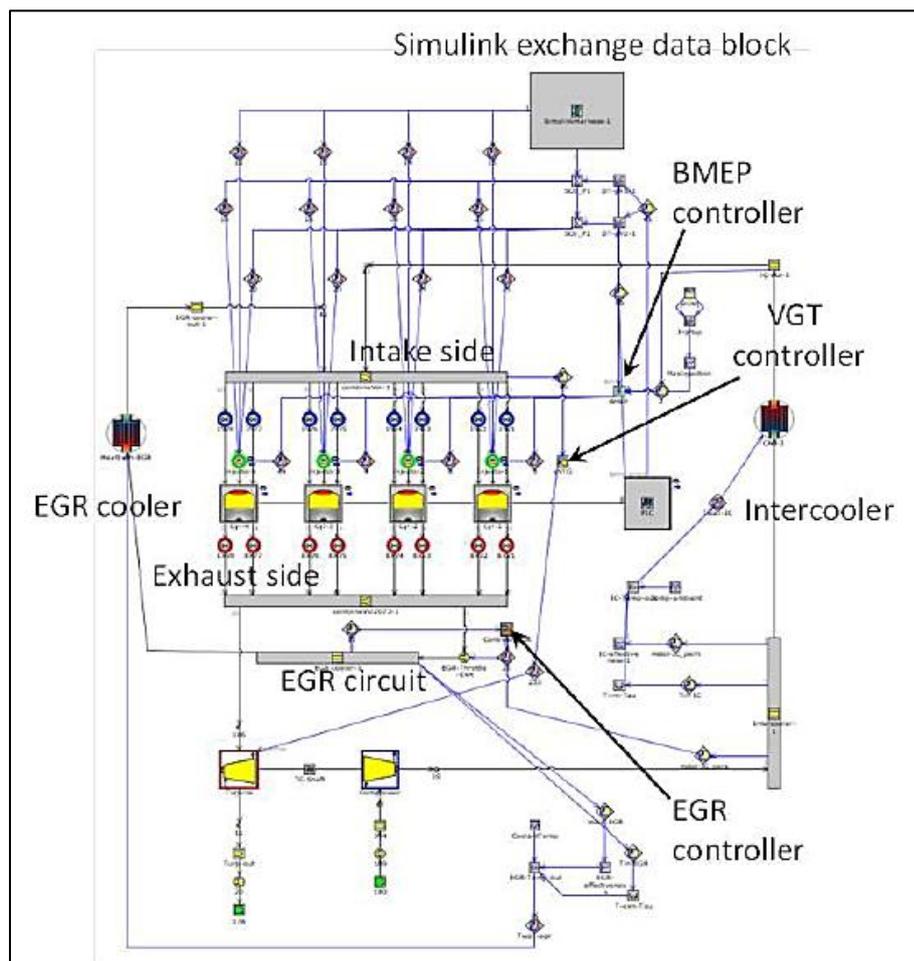


Figura 3.1 Schema di configurazione MIL per lo sviluppo di strategie di controllo combustione

- **Hardware-in-the-Loop (HIL) testing:** il modello del controllore utilizzato nel MIL viene implementato su un controllore hardware e il modello di simulazione del sistema viene implementato su un emulatore real-time, permettendo di valutarne la funzionalità in tempo reale. Più in dettaglio in questa fase i controllori sviluppati precedentemente sono implementati sul dispositivo di

rapid-prototyping ETAS ES910 e questo è connesso via CAN al dispositivo NI PXI che agisce da emulatore real-time del motore grazie ad un modello motore GT-Power di tipo Mean-Value in esso presente. Uno schema esemplificativo di tale configurazione è visibile in figura 3.2.

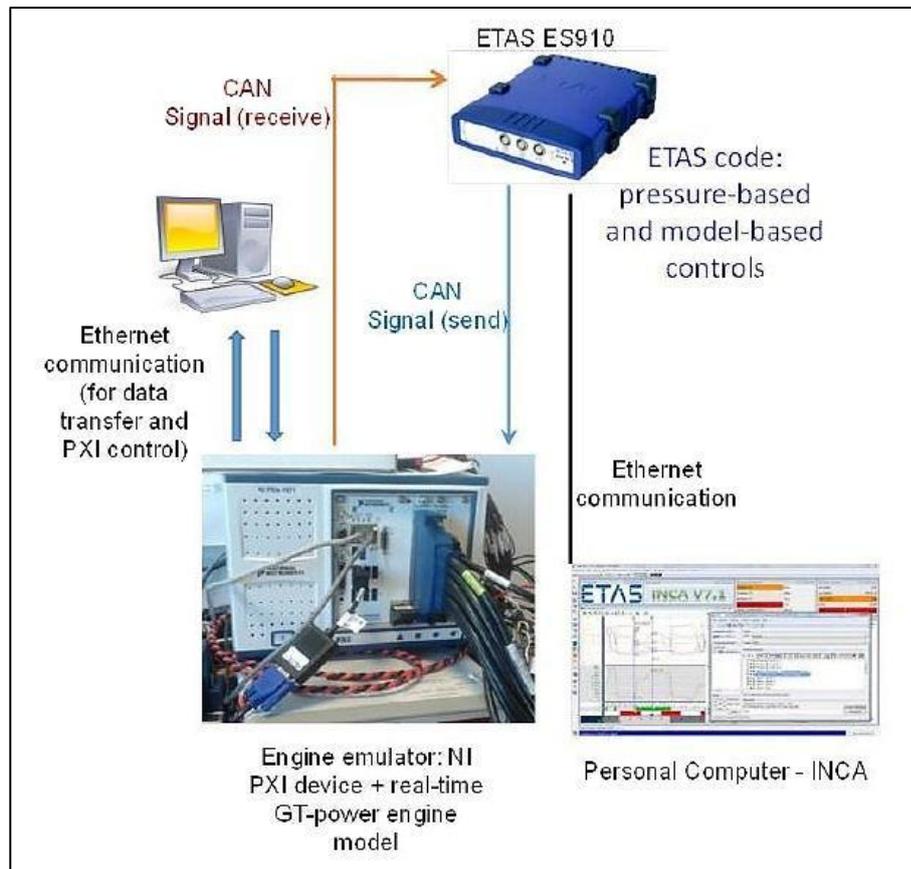


Figura 3.2 Schema di configurazione HIL per lo sviluppo dei controlli di combustione

- **Rapid Prototyping:** in questa fase l'emulatore del sistema da controllare è sostituito dal vero sistema fisico, permettendo di verificare il comportamento del controllore e del sistema dopo le precedenti fasi di sviluppo e ottimizzazione. Nella fattispecie il controllore è ancora implementato sul dispositivo di rapid-prototyping ETAS ES910 che è in comunicazione via ETK con la ECU installata a bordo del motore reale. Il modulo ETAS è altresì connesso via Ethernet al software di controllo e calibrazione motore ETAS INCA e, nel caso di controllo pressure-based, anche al sistema di analisi della combustione Kistler KiBox che riceve dai trasduttori a bordo motore i segnali

di pressione in camera di combustione. Gli schemi esemplificativi delle configurazioni di prova Rapid-Prototyping sono visibili in figura 3.3A (controllo pressure-based) e 3.3B (controllo model-based).

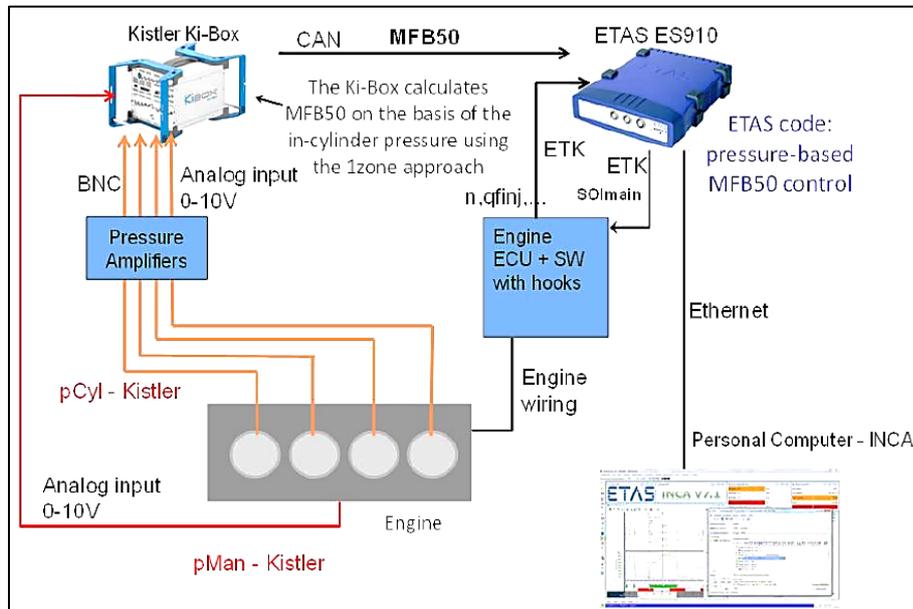


Figura 3.3A Schema di configurazione rapid-prototyping per il controllo pressure-based

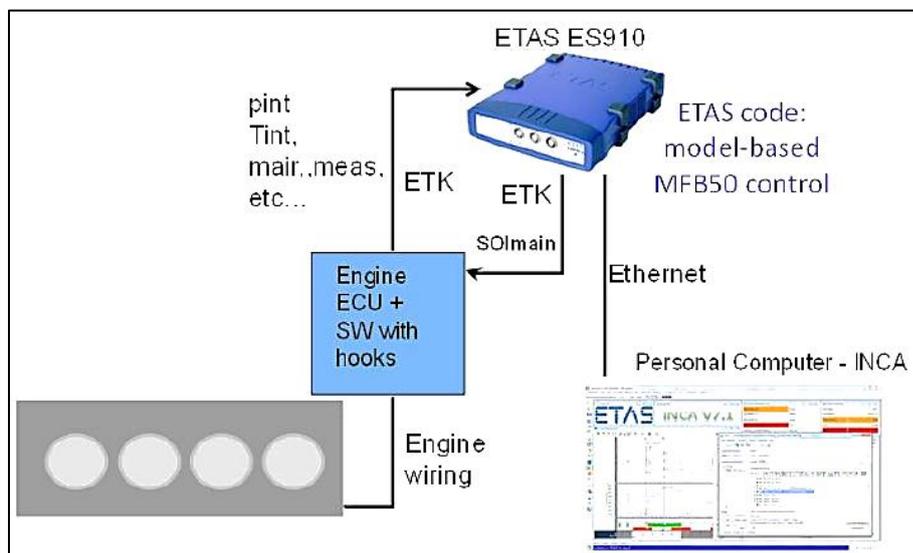


Figura 3.3B Schema di configurazione rapid-prototyping per il controllo model-based

CAPITOLO 4

Modelli di simulazione motore

4.1 Generalità

Alla luce di quanto precedentemente esposto, risulta chiara la necessità di disporre di modelli di simulazione motore necessari ad emularne il funzionamento durante le fasi preliminari di messa a punto delle strategie di controllo della combustione in cui non è fisicamente presente il motore reale, precisamente durante lo svolgimento dei test MIL e HIL. Al fine di poter implementare tali modelli nelle suddette architetture di prova e poter sviluppare degli algoritmi in grado di operare in tempo reale (ovvero richiedere un tempo di calcolo compatibile con un controllo ciclo per ciclo e cilindro per cilindro del processo di combustione), è ugualmente necessario che i modelli motore richiedano un basso sforzo computazionale pur mantenendo una discreta accuratezza di calcolo. Per tali ragioni i tipi di modelli di simulazione motore adottati in queste applicazioni sono generalmente i cosiddetti Fast-Running e Mean-Value, ovvero delle semplificazioni di modelli CFD-1D dettagliati, a loro volta sensibilmente meno intensivi computazionalmente dei modelli CFD-3D. Con l'acronimo CFD-3D e CFD-1D si fa riferimento a modelli di fluidodinamica computazionale (*Computational Fluid Dynamics*), ovvero codici numerici basati su tecniche di discretizzazione quali i metodi ai volumi finiti, agli elementi finiti o alle differenze finite, in grado di calcolare soluzioni approssimate alle equazioni differenziali parziali che governano il moto dei fluidi in domini di calcolo spaziali rispettivamente tridimensionali o monodimensionali.

La figura 4.1 illustra la relazione che sussiste tra il livello di dettaglio (quindi il grado di accuratezza atteso) di differenti tipologie di simulazione motore, in ascissa, e il corrispondente *Real Time Factor*, ovvero il rapporto tra il tempo necessario per la simulazione di un ciclo motore e quello realmente impiegato dall'evento fisico, in ordinata.

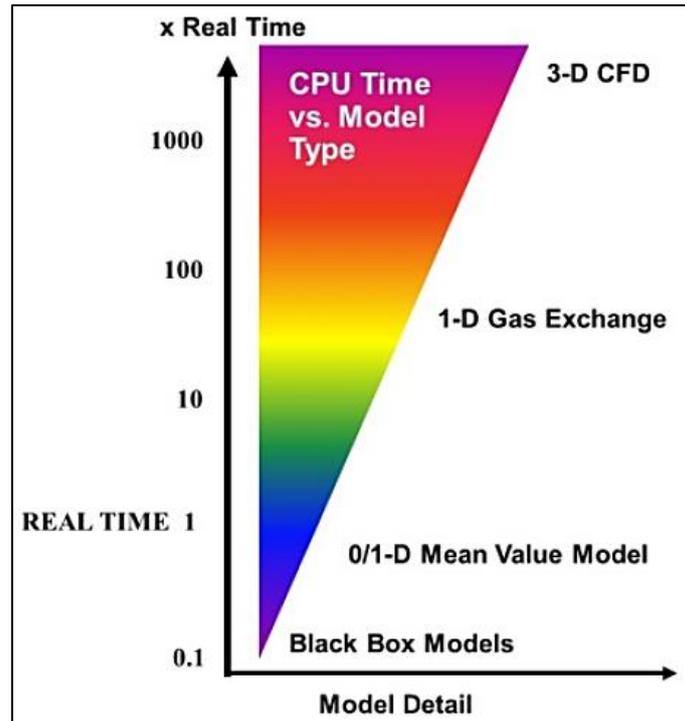


Figura 4.1 Confronto tra differenti metodologie di simulazione motore: dettaglio del modello e tempo di calcolo

Risulta evidente come i modelli CFD-3D siano i più completi e dettagliati ma allo stesso tempo richiedano un intenso sforzo computazionale, che inoltre aumenta notevolmente al crescere del volume da discretizzare; per questa ragione sono utilizzati quasi esclusivamente per analisi a livello di componenti, quali la dinamica dei fluidi nei condotti dei cilindri o dei volumi di aspirazione/scarico, i campi di moto all'interno del cilindro e i processi di formazione della miscela e di combustione della stessa.

I modelli CFD-1D rappresentano un buon compromesso tra accuratezza dei risultati e velocità di calcolo e sono largamente utilizzati per lo studio a livello di intero sistema motore. Tuttavia un modello motore CFD-1D completo, che di seguito definiremo anche dettagliato, rimane ancora scarsamente utilizzabile per le applicazioni real-time di tipo MIL/HIL poiché caratterizzato da un Real Time Factor ancora largamente superiore all'unità.

A tale scopo sono stati sviluppati e sono attualmente largamente utilizzati modelli di tipo Fast-Running e Mean-Value, di cui si forniranno maggiori dettagli nei successivi capitoli ad essi dedicati. In estrema sintesi in questo tipo di modelli motore si opera una

semplificazione dei domini spaziali in cui transita il fluido sacrificando parzialmente il dettaglio della dinamica delle onde di pressione ma mantenendo una descrizione fisica dei fenomeni principali, guadagnando una notevole rapidità di calcolo e mantenendo una buona accuratezza dei risultati.

I modelli Mean Value sono preferibili ai cosiddetti modelli “black-box”, i quali sono basati su mappe ricavate sperimentalmente dalla misurazione di punti motore stazionari e sebbene rapidissimi nel fornire l’output richiesto non sono sufficientemente accurati per il tipo di utilizzo richiesto dallo sviluppo di strategie di controllo della combustione in tempo reale.

Nel corso dei capitoli successivi si presenterà il contenuto principale di questo lavoro di tesi, ovvero la realizzazione, a partire da un modello di simulazione monodimensionale dettagliato, di un modello di tipo Mean-Value di un motore Diesel heavy-duty 11.0 litri di cilindrata. Preliminarmente ad esso si presenterà un modello Fast-Running del medesimo motore che costituisce il passaggio intermedio tra modello dettagliato e modello Mean-Value. Tutti i modelli presentati in questo contesto sono realizzati con il codice commerciale GT-Power di cui si è ritenuto utile fornire una breve descrizione nel seguente paragrafo relativamente alle caratteristiche del solutore e in particolare alla discretizzazione temporale utilizzata.

4.2 Simulazione motore monodimensionale mediante GT-Power

Come anticipato precedentemente per lo sviluppo dei modelli motore contenuti in questo lavoro di tesi si è utilizzato il software commerciale GT-Power; tale codice, prodotto dalla Gamma Technologies LLC, fa parte della “suite” GT-SUITE, ovvero di un pacchetto di software per la simulazione dei sistemi multifisici che si incontrano tipicamente nei settori dell’industria automobilistica (e non solo) quali lo studio dei sistemi di lubrificazione, di gestione termica del motore/veicolo, della dinamica di sistemi meccanici (distribuzione, trasmissioni) di acustica ed altri.

In particolare GT-Power è dedicato alla simulazione dei motori a combustione interna e risolvendo con schemi numerici le equazioni gasdinamiche che governano il moto dei fluidi nei sotto-volumi in cui viene discretizzato il modello, esso è in grado di definire le proprietà dei fluidi (pressioni, temperatura) in ingresso/uscita dalle varie parti del motore ed in particolare le condizioni dell’aria e del combustibile in ingresso nel cilindro; in seguito con opportuni modelli di combustione (predittivi, semi-predittivi o non predittivi) il software è in grado di modellare il rilascio dell’energia chimica del combustibile in pressione e temperatura e di calcolare la pressione media indicata (PMI) da cui, sottraendo gli attriti e gli assorbimenti degli ausiliari, è in grado di stimare la PME, la coppia e la potenza ed altre grandezze di interesse. Il software si compone delle seguenti parti:

- GT-ISE: è il pre-processor ovvero l’interfaccia grafica che permette di modellare il motore e i suoi componenti mediante l’utilizzo di librerie di parti/oggetti e la definizione delle relative proprietà e caratteristiche.
- GT-Solver: si tratta del vero e proprio solutore che contiene lo schema numerico ed esegue i calcoli.
- GT-Post: è il post-processor che consente di visualizzare i risultati dei calcoli e generare grafici, tabelle e diagrammi per rappresentarli.

4.2.1 GT-Power Solver

Il solutore di GT-Power opera una discretizzazione spaziale dei componenti del motore e risolve le equazioni fluidodinamiche che governano il moto dei fluidi (Navier-Stokes) nei suddetti sotto-volumi considerando una sola variabile spaziale (approccio monodimensionale). In sostanza ogni tubazione (*pipe*) del modello, che è connessa alle parti adiacenti da oggetti definiti connessioni (*connection*), viene divisa in ulteriori piccoli sotto-volumi il cui numero dipende dalla scelta della lunghezza di discretizzazione decisa dall'utente (figura 4.2), mentre le porzioni dei condotti in cui confluiscono 3 o più passaggi del fluido, definiti *flowsplit*, sono rappresentati da un unico volume.

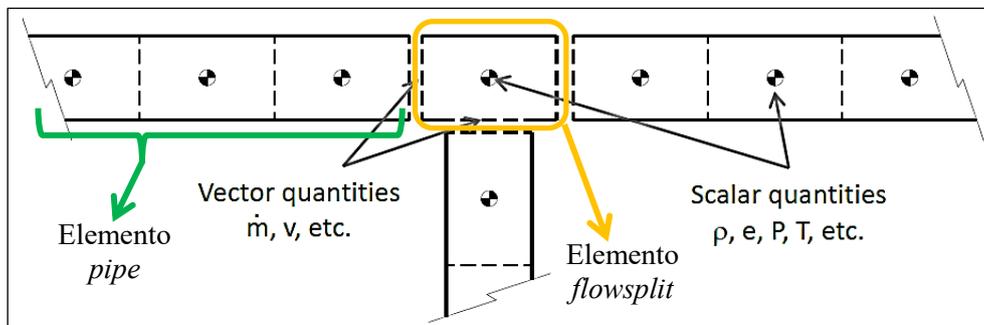


Figura 4.2 Schema della discretizzazione spaziale generata dal solutore di GT-Power. [18]

I sotto-volumi sono in comunicazione tra loro attraverso quelli che schematicamente sono rappresentati come bordi tratteggiati; le grandezze vettoriali, quali i flussi massici e le velocità, sono calcolati su ogni bordo, mentre le grandezze scalari, come pressione e temperatura, sono considerate uniformi all'interno del volume e calcolate al centro degli stessi. [18]

GT-Power risolve numericamente le equazioni di Navier-Stokes in forma monodimensionale, ossia le equazioni di conservazione della massa, dell'energia e della quantità di moto. L'equazione della conservazione della massa m in ogni volume è esprimibile come:

$$\frac{dm}{dt} = \sum_{bordi} \dot{m} = \sum_i \dot{m} - \sum_u \dot{m} \quad (4.1)$$

Dove i pedici i ed u indicano rispettivamente le sezioni di ingresso ed uscita dal volume mentre \dot{m} rappresenta il flusso massico al bordo che nel caso di deflusso unidimensionale è calcolabile come:

$$\dot{m} = \rho Au \quad (4.2)$$

In cui ρ è la densità del fluido, A l'area della sezione trasversale di passaggio del fluido e u la velocità di deflusso dello stesso.

L'equazione di conservazione dell'energia è calcolabile mediante l'espressione 4.3:

$$\frac{d(me)}{dt} = -p \frac{dV}{dt} + \sum_{bordi} (\dot{m}H) - hA_s(T_{fluido} - T_{parete}) \quad (4.3)$$

Dove e rappresenta l'energia interna totale (somma di energia cinetica ed energia interna) per unità di massa, p e V rappresentano rispettivamente la pressione ed il volume, H rappresenta l'entalpia totale (pari ad $e + p/\rho$), h rappresenta il coefficiente di scambio termico, A_s l'area di scambio termico, mentre T_{fluido} e T_{parete} rappresentano la temperatura del fluido e della parete rispettivamente.

Infine l'equazione di conservazione della quantità di moto in ciascun volume è data da:

$$\frac{d\dot{m}}{dt} = \frac{dpA + \sum_{bordi}(\dot{m}u) - 4C_f \frac{\rho u |u| dx A}{2} - C_p \left(\frac{1}{2} \rho u |u| \right) A}{dx} \quad (4.4)$$

Nella precedente espressione, C_f e C_p sono dei coefficienti relativi rispettivamente all'attrito superficiale e alle cadute di pressione; il primo ha una diversa espressione a seconda del regime di moto del fluido (laminare o turbolento) e della scabrezza superficiale del condotto in cui scorre (superficie liscia o rugosa), mentre il secondo è definibile come [18]:

$$C_p = \frac{p_1 - p_2}{\frac{1}{2} \rho V_1^2} \quad (4.5)$$

Dove p_1 e p_2 rappresentano la pressione totale del fluido rispettivamente nella sezione di ingresso e in quella di uscita, ρ e V_1 la densità e la velocità del fluido nella sezione di ingresso.

Sempre con riferimento alla 4.4 dx è la lunghezza dell'elemento in considerazione, ovvero corrisponde alla lunghezza di discretizzazione impostata dall'utente e dp è il differenziale di pressione che agisce lungo dx .

4.2.2 Discretizzazione temporale

Nel caso di simulazioni di prestazioni e acustiche del motore e in generale per tutti i casi in cui il dettaglio della dinamica delle onde all'interno dei condotti sia di interesse, GT-Power raccomanda l'utilizzo del metodo numerico esplicito di integrazione temporale. Uno schema esplicito calcola lo stato di un sistema di un istante successivo, sia esso $Z(t_1)$, basandosi sullo stato del sistema nell'istante precedente, sia esso $Z(t_0)$, dove t_1 è pari a $t_0 + \Delta t$ (Δt piccolo intervallo di tempo o *time-step*). In sostanza:

$$Z(t_1) = Z(t_0 + \Delta t) = F(Z(t_0)) \quad (4.6)$$

Tale schema esplicito fornisce il valore delle variabili primarie, quali portata massica, densità ed energia al passo temporale t_1 . I termini di destra delle equazioni di conservazione 4.1, 4.3 e 4.4 vengono calcolati utilizzando i valori al passo temporale precedente t_0 ; ciò fornisce il valore delle derivate delle variabili menzionate e permette di calcolarne il valore nel nuovo passo temporale tramite l'integrazione delle derivate sull'intervallo di tempo Δt .

Il calcolo delle variabili primarie è eseguito utilizzando solo i valori del sotto-volume in oggetto e di quelli immediatamente attigui ad esso; per assicurare la stabilità di uno schema numerico di tipo esplicito, è noto dalla matematica numerica che esso deve rispettare la condizione di *Courant* [19], che nel caso di GT-Power, per assicurare soluzioni stabili per una maggiore quantità di modelli la cui fisica non era presente nelle analisi originarie di Courant, diventa:

$$\frac{\Delta t}{\Delta x} = (|u| + c) \leq 0.8 \quad (4.7)$$

dove Δt è, come già menzionato, il passo temporale, Δx la lunghezza di discretizzazione, u la velocità del fluido e c la velocità del suono. Il software calcola per ogni iterazione il time-step di ogni sotto-volume ed applica il minore tra questi per l'intero sistema; inoltre, come mostra la 4.7, la connessione esistente tra la lunghezza di discretizzazione e il passo temporale implica che la scelta di una lunghezza di discretizzazione piccola comporta una maggiore accuratezza di calcolo ma un conseguente rallentamento dell'esecuzione del solutore (minor time-step implica un maggior numero di calcoli da eseguire), ovvero un innalzamento del Real Time factor.

Alla luce di quanto esposto è ora possibile comprendere come il primo passo nella realizzazione di modelli di simulazione utilizzabili per applicazioni real-time di controllo della combustione, dunque caratterizzati da un RT factor inferiore all'unità, sia costituita dalla semplificazione dei volumi del network di tubazioni in cui scorre il fluido che rappresentano le componenti fisiche del motore da simulare. In particolare si cerca di generare, tramite l'unione di differenti parti del modello e l'adozione di maggiori lunghezze di discretizzazione, dei volumi "concentrati" che consentano di incrementare la velocità di simulazione (grazie ai maggiori time-step calcolati dal solutore).

CAPITOLO 5

Modello dettagliato di un motore Diesel 11.0L heavy-duty

5.1 Generalità

In questo capitolo si presenta il modello dettagliato del motore Diesel heavy-duty 11.0L di cilindrata se ne descrivono le caratteristiche dei principali sottosistemi che lo compongono. Esso costituirà la base di partenza per la realizzazione dei modelli Fast Running e Mean Value.

5.2 Caratteristiche del modello motore dettagliato

La figura 5.1 raffigura il modello motore dettagliato (DETM) utilizzato come punto di partenza per la realizzazione dei successivi modelli FRM e MV. Essa rappresenta un motore Diesel ad iniezione diretta 6 cilindri in linea con una cilindrata complessiva di 11.0 litri, sovralimentato mediante turbocompressore, per applicazioni heavy-duty.

Un modello dettagliato di questo tipo è caratterizzato da un buon livello di accuratezza di simulazione, ma tempi di calcolo non compatibili con esigenze di test real-time. Esso è infatti caratterizzato dai seguenti aspetti:

- Simulazione completa del processo di moto del fluido nei condotti (riproduzione dettagliata della dinamica delle onde di pressione) che richiede una lunghezza di discretizzazione non troppo grossolana per ottenere buoni risultati
- Modello di combustione predittivo calibrato sperimentalmente di tipo *DI Pulse*. Questo modello assicura un ottimo livello di predittività, ma necessita di un'estesa campagna di validazione sperimentale poiché è molto sensibile ai profili e alla fasatura dei profili di iniezione.

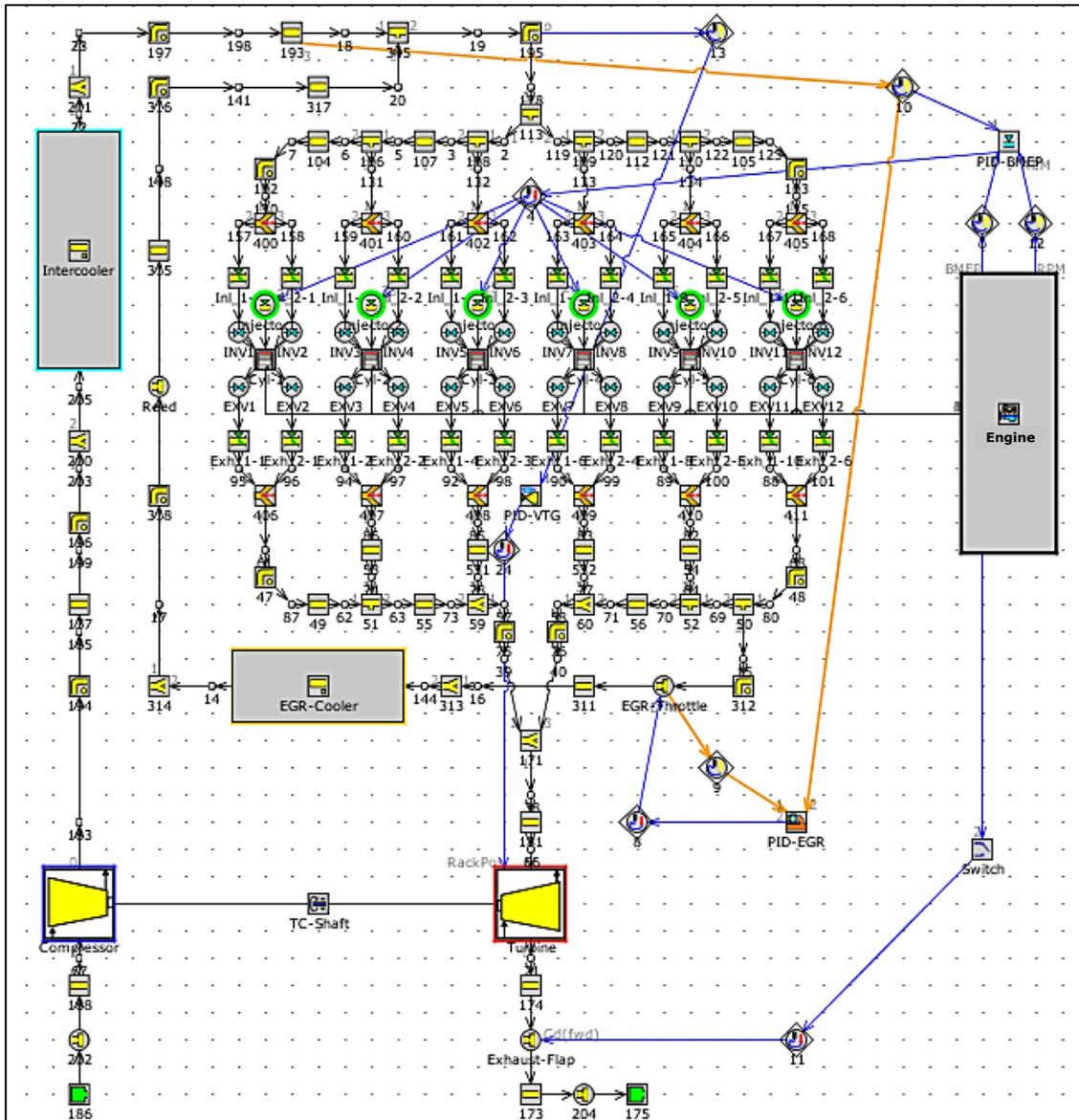


Figura 5.1 Modello dettagliato (DETM) di un motore Diesel heavy-duty 11.0 litri

Inoltre il DETM è composto dai seguenti sistemi/componenti:

- **Turbocompressore a geometria variabile (VGT – Variable Geometry Turbine).** Questa tecnologia, ormai largamente diffusa sulle motorizzazioni Diesel per autotrazione, consente di incrementare notevolmente la flessibilità di utilizzo del turbogruppo ottimizzandone prestazioni ed efficienza. In sintesi le palette dello statore della turbina centripeta azionata dai gas di scarico, sono montate su una geometria mobile collegata ad un attuatore (pneumatico, elettropneumatico o elettronico) in grado di variarne l'angolo di calettamento in

funzione del punto di lavoro del motore: a bassi giri, quando le portate e l'energia dei gas di scarico sono minori, le palette vengono chiuse realizzando degli ugelli di sezione inferiore che incrementano la velocità di impatto dei gas sulle palette rotoriche della turbina e li indirizzano verso il bordo più esterno delle stesse, così da massimizzarne la coppia generata (figura 5.2 a); al contrario ad alti regimi di rotazione del motore, quando la portata e l'energia dei gas di scarico è massima, le palette dello statore vengono aperte per ottimizzare lo sfruttamento dell'energia disponibile e contemporaneamente prevenire fuorigiri del turbo stesso (figura 5.2 b).

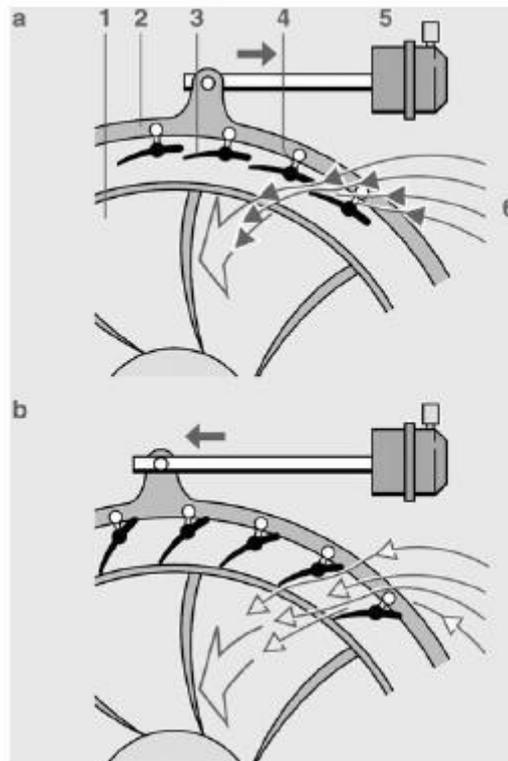


Figura 5.2 Schema di un turbo VGT nelle posizioni di massima chiusura (a) e massima apertura (b)

Nel DETM è presente uno specifico controllore, *PID-VGT* sulla mappa del modello, che realizza un controllo in anello chiuso e comanda l'azionamento della geometria variabile (*Rack position*) confrontando il valore di pressione di sovralimentazione attuale nel collettore di aspirazione, misurato nella parte 195

del modello, con quello desiderato e salvato in una mappa interna al controllore stesso.

- **Intercooler.** Lo scambiatore di calore per il raffreddamento dell'aria in uscita dal compressore, ormai universalmente adottato sui moderni propulsori sovralimentati, è in questo caso di tipo aria-aria, (figura 5.3).

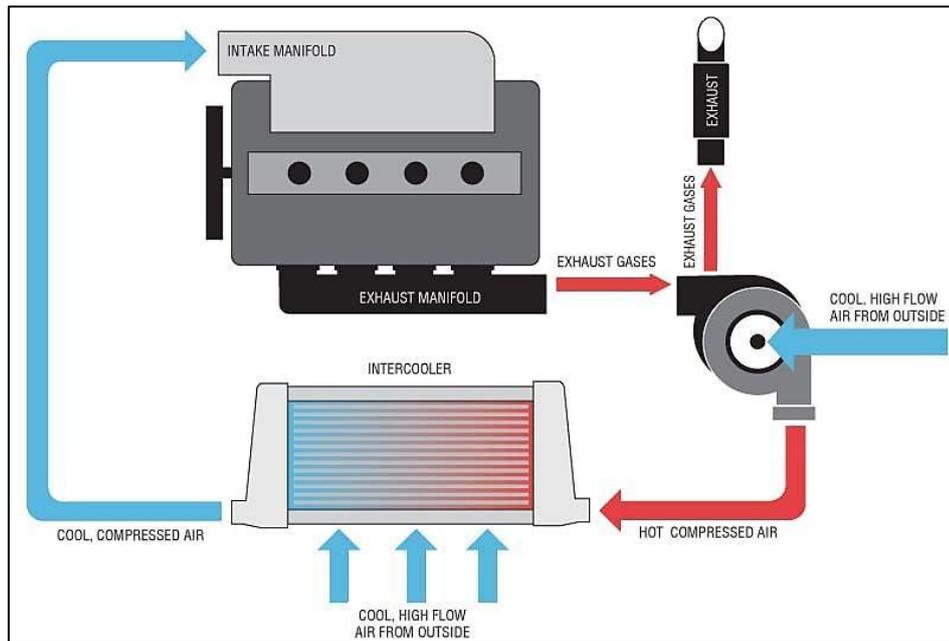


Figura 5.3 Schema di sistema di sovralimentazione con intercooler aria-aria

Esso è modellato mediante il ricorso al Solutore di temperatura a parete presente nel software (*Wall Temperature Solver Object*) che tiene in considerazione le caratteristiche geometrico-costruttive del componente (numero, forma e dimensione delle sezioni di passaggio del fluido nonché proprietà del materiale e relativi coefficienti di scambio termico) e le condizioni dell'aria in arrivo dal compressore (pressione e temperatura).

- **Circuito EGR High Pressure con EGR-cooler.** Il sistema di ricircolo dei gas di scarico è un altro sistema universalmente adottato sui propulsori Diesel come mezzo efficace per l'abbattimento delle emissioni di NO_x [20].

Il presente motore è equipaggiato con un circuito di tipo ad alta pressione (High Pressure, altrimenti noto come “Short Route”, figura 5.4) che per introdurre EGR in aspirazione al motore preleva una porzione dei gas di scarico a monte

della turbina e li dirotta verso il cassoncino di aspirazione a valle del compressore attraverso l'apertura di una valvola ad attuazione pneumatica o a controllo elettronico (EGR valve). Inoltre per migliorare l'efficacia del sistema e prevenire eccessivi surriscaldamenti dell'aria aspirata, i gas riciclati vengono prima raffreddati dal liquido di raffreddamento in uscita dal motore in un apposito EGR-cooler.

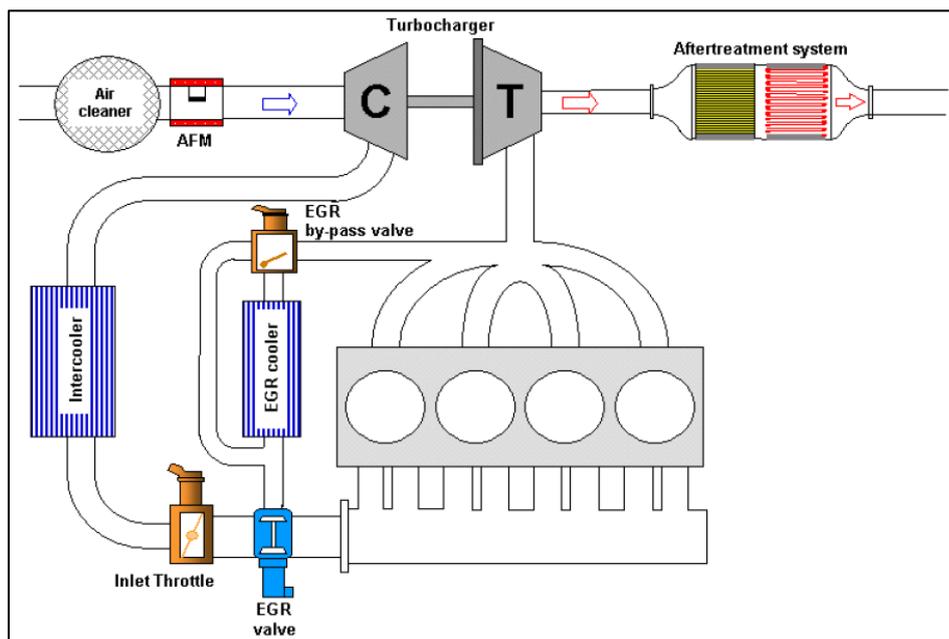


Figura 5.4 Schema di circuito EGR High Pressure

Per realizzare la portata di gas riciclati desiderati, sul modello è presente un controllore dedicato, chiamato *PID-EGR*, che sulla base della portata di aria fresca che transita nel collettore di aspirazione a monte dell'unione con il ramo EGR (letta nella parte 193 del modello), attua la valvola EGR (*EGR-Throttle*) per realizzare la percentuale di EGR desiderata e salvata in una mappa del controllore in funzione del punto operativo motore.

- **Reed-Valve.** Questo componente è presente nel modello sul ramo del circuito EGR a monte dell' EGR-cooler con il nome di *Reed*. Una Reed-Valve, o valvola lamellare, è una valvola unidirezionale che grazie alla forma piramidale con cui è costruita e alla presenza di particolari lamelle elastiche (reed petal) e relativi blocchi (stop plate) è in grado di consentire il passaggio del fluido in una sola direzione (figura 5.5).

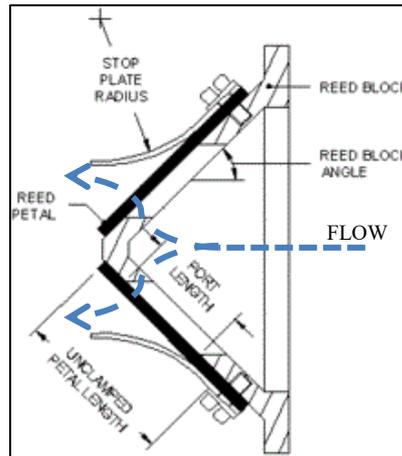


Figura 5.5 Sezione di una valvola reed e direzione di passaggio del fluido (flow)

Ciò può rendersi necessario per impedire l'inversione di flusso di EGR che può avvenire quando c'è un rapporto di pressioni sfavorevole tra collettore di scarico e collettore di aspirazione. Infatti l'efflusso dei gas di scarico è un fenomeno fortemente pulsante e l'adozione di una valvola unidirezionale garantisce il passaggio dei gas al culmine dei picchi di pressione delle pulsazioni che sono più elevati della pressione di sovralimentazione (boost pressure); in questo frangente essa consente il passaggio di EGR nella direzione voluta (verso il collettore di aspirazione), mentre tra i picchi delle pulsazioni quando la pressione di EGR è troppo bassa e si rischia il riflusso dei gas, la chiusura della valvola stessa lo impedisce. La figura 5.6 illustra il fenomeno appena descritto.

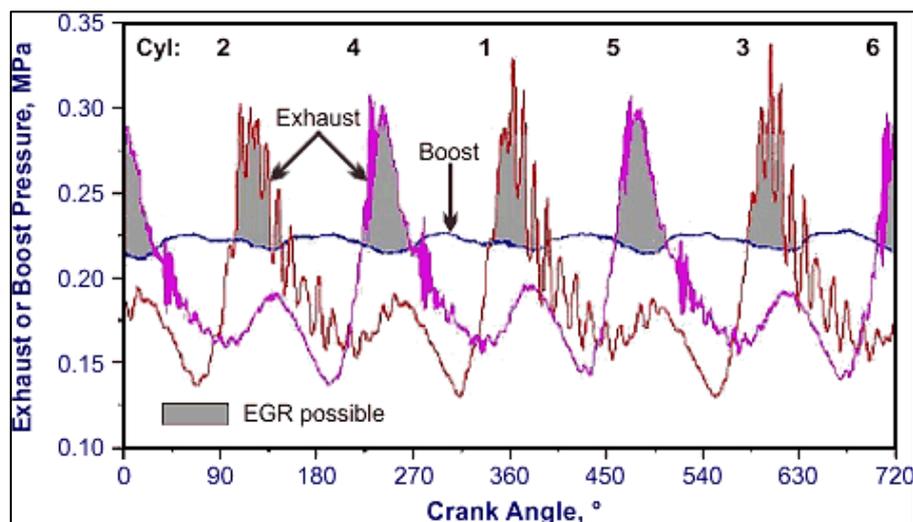


Figura 5.6 Pressione delle pulsazioni di scarico utilizzabili per il passaggio di EGR con reed-valve

[21]

- **Exhaust-flap.** Questo componente, posizionato all'uscita della turbina, serve per regolare la contropressione allo scarico a valori simili a quelli misurati sperimentalmente e correlarli al caso di impianto di scarico completo che non è presente in questo modello per ragioni di convenienza.
- **Controllore PME.** Questo controllore presente come *PID-BMEP* sulla mappa del modello, comanda l'introduzione di combustibile per realizzare il valore di PME (o BMEP) desiderato ai differenti carichi motore. E' un controllore, come gli altri precedentemente nominati, presente nella libreria di GT-Power ma che si caratterizza per la particolarità di unire un'azione di tipo feed-forward ad un classico controllo in retroazione (feedback); in sostanza in base ad una serie di parametri di funzionamento quali la portata di aria del collettore di aspirazione (misurata nella parte 193 del modello), ai giri di rotazione del motore e alla taglia del motore, il controllo feed-forward stima la quantità di combustibile da iniettare basandosi sui modelli interni, mentre il controllo feedback implementa un'azione di tipo PI (proporzionale-integrativa) per minimizzare l'errore tra grandezza desiderata ed attuata.

Il modello dettagliato appena presentato è stato precedentemente opportunamente validato tramite il confronto con un insieme di dati sperimentali raccolti su tutto il piano quotato (figura 5.7) del motore stesso. Pertanto nel proseguimento del presente lavoro di tesi i risultati della simulazione del DETM saranno presi come termine di paragone per confrontare l'accuratezza dei risultati dei modelli Fast Running e Mean Value. In particolare in questo contesto ci si focalizzerà sulla curva di funzionamento a pieno carico (Full Load curve, in rosso in figura 5.7) per eseguire la progressiva validazione dei modelli FRM e MV, via via che si procederà con la costruzione degli stessi attraverso una serie di passi successivi denominati "Step".

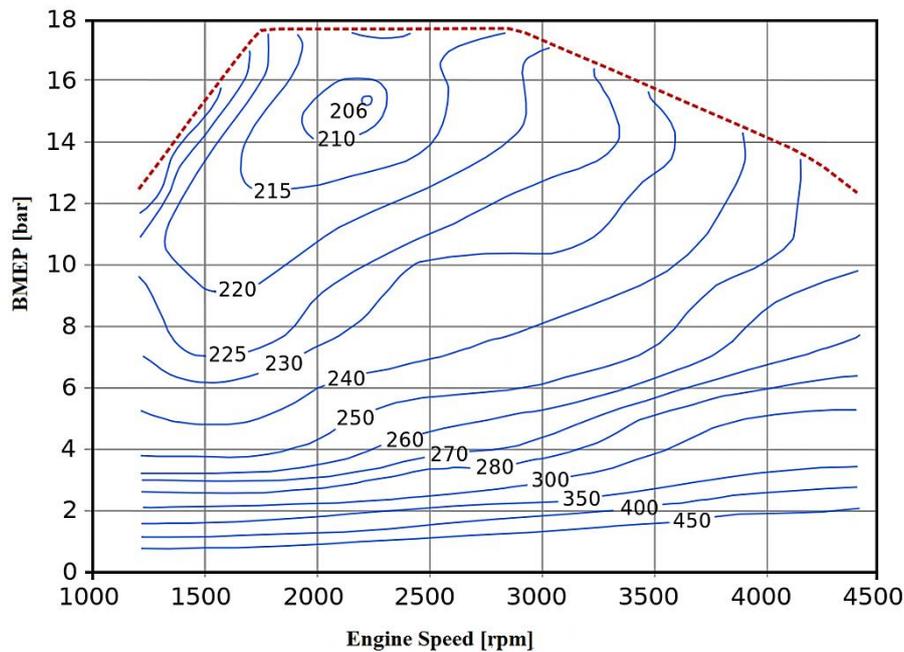


Figura 5.7 Esempio di piano quotato di un motore Diesel con linee di iso-consumo

Al fine di eseguire il confronto tra i risultati degli Step di realizzazione del modello FRM/MV e quelli forniti dalla simulazione del modello dettagliato, si è individuato un insieme di grandezze motoristiche significative che vengono di seguito elencate con le rispettive unità di misura e la nomenclatura con cui compaiono nel software GT-Power:

- Pressione media effettiva [bar] (*GT-Power*: BMEP - Brake Mean Effective Pressure)
- Angolo del baricentro di combustione [°] (*GT-Power*: 50% Burned Crank Angle)
- Pressione massima in camera di combustione [bar] (*GT-Power*: Maximum Pressure)
- Frazione di gas di scarico ricircolati in aspirazione [%] (*GT-Power*: Cycle-Average EGR Fraction)
- Pressione nel collettore di aspirazione [bar] (*GT-Power*: Intake Pressure)
- Temperatura nel collettore di aspirazione [°C] (*GT-Power*: Intake Temperature)
- Consumo di combustibile [kg/h] (*GT-Power*: Fuel flow rate)
- Portata massica di aria [kg/h] (*GT-Power*: Air flow rate)
- Pressione nel collettore di scarico [bar] (*GT-Power*: Exhaust Pressure)
- Temperatura nel collettore di scarico [°C] (*GT-Power*: Exhaust Temperature)
- Velocità di rotazione turbocompressore [rpm] (*GT-Power*: TURBOSPEED)
- Fattore di Real Time [adim.] (*GT-Power*: Factor of Real Time)

CAPITOLO 6

Sviluppo di un modello motore Fast Running

6.1 Generalità

Scopo di questa sezione è la creazione di un modello Fast Running (FRM) in grado di abbreviare i tempi necessari per la simulazione rispetto al corrispondente modello motore dettagliato (DETM) appena descritto, mantenendo al contempo la migliore accuratezza possibile rispetto ai risultati forniti da quest'ultimo.

Le caratteristiche principali di un modello FRM, paragonato ad un modello dettagliato sono:

- Simulazione semplificata del processo di moto del fluido nei condotti mediante la semplificazione ed unione dei volumi percorso dal fluido ("lumped" volumes) e la conseguente possibilità di incrementare la lunghezza di discretizzazione
- Mantenimento del Modello di combustione predittivo calibrato sperimentalmente di tipo *DI Pulse* che caratterizza il DETM
- Possibilità di aumentare l'intervallo angolare massimo di esecuzione dei calcoli (*Maximum Time-step*) a valori superiori ad 1°

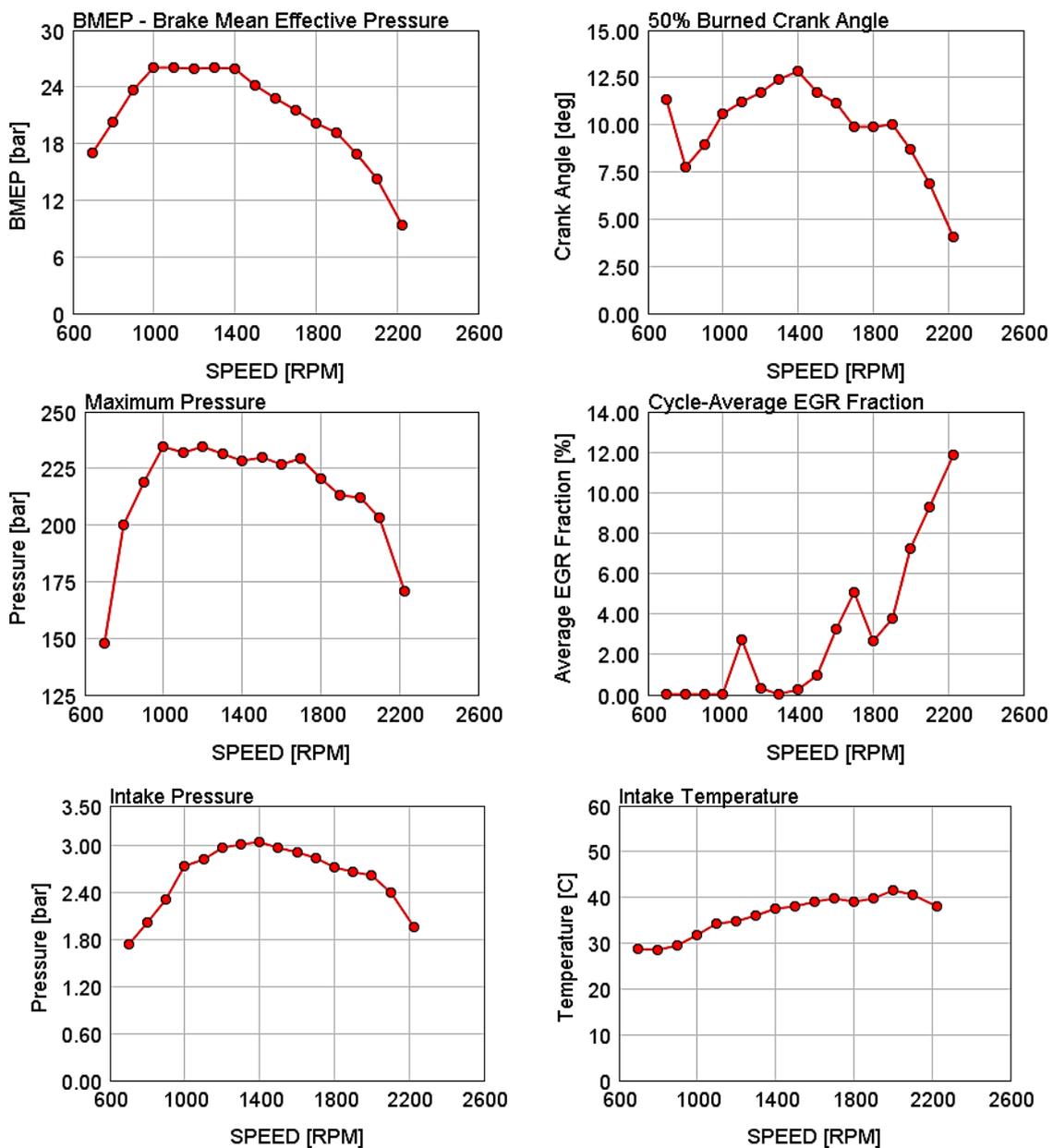
La grandezza oggetto di interesse per quantificare la velocità di simulazione virtuale di un ciclo motore è come precedentemente anticipato il Real Time Factor (RT factor), definito come il rapporto tra il tempo di simulazione e quello realmente impiegato dal motore per eseguire un ciclo motore completo (720° di angolo manovella nel caso di un motore a 4 tempi). Un RT Factor minore di 1 è desiderabile al fine dell'implementazione del modello FRM sul modulo PXI per le successive simulazioni MIL e HIL del sistema. Va altresì considerato che un'ulteriore riduzione del tempo computazionale sarà conseguita tramite l'ulteriore rielaborazione del modello FRM ad un modello Mean Value (MVM) e grazie all'utilizzo dell'apposita licenza GT-Suite RT, che implementa uno specifico solutore real-time.

Si è verificato che, per una determinata impostazione del modello, il più alto RT Factor si ottiene a bassi giri di velocità motore (nel caso del modello in esame 700 RPM), mentre ad alti giri è minore del 20 % circa. Pertanto nei grafici dei paragrafi successivi si considererà come RT Factor quello relativo alla minima velocità motore (700 RPM). Inoltre i valori di RT Factor presentati in questo testo sono relative alle simulazioni eseguite su un laptop con processore Intel(R) Core™ 2 Duo CPU T7700 @ 2.40GHz, 4.00 GB di RAM e scheda video NVIDIA GeForce 8400M GS.

6.2 Operazioni preliminari.

Il primo passo nel processo di costruzione di un modello Fast Running consiste in realtà nell' eseguire la simulazione del modello motore dettagliato presentato nel capitolo precedente, per generare i risultati necessari per i successivi passaggi di calibrazione del modello FRM.

I risultati della simulazione del DETM (Step_1) sono visibili in figura 6.1. Il corrispondente RT Factor è pari a 67.



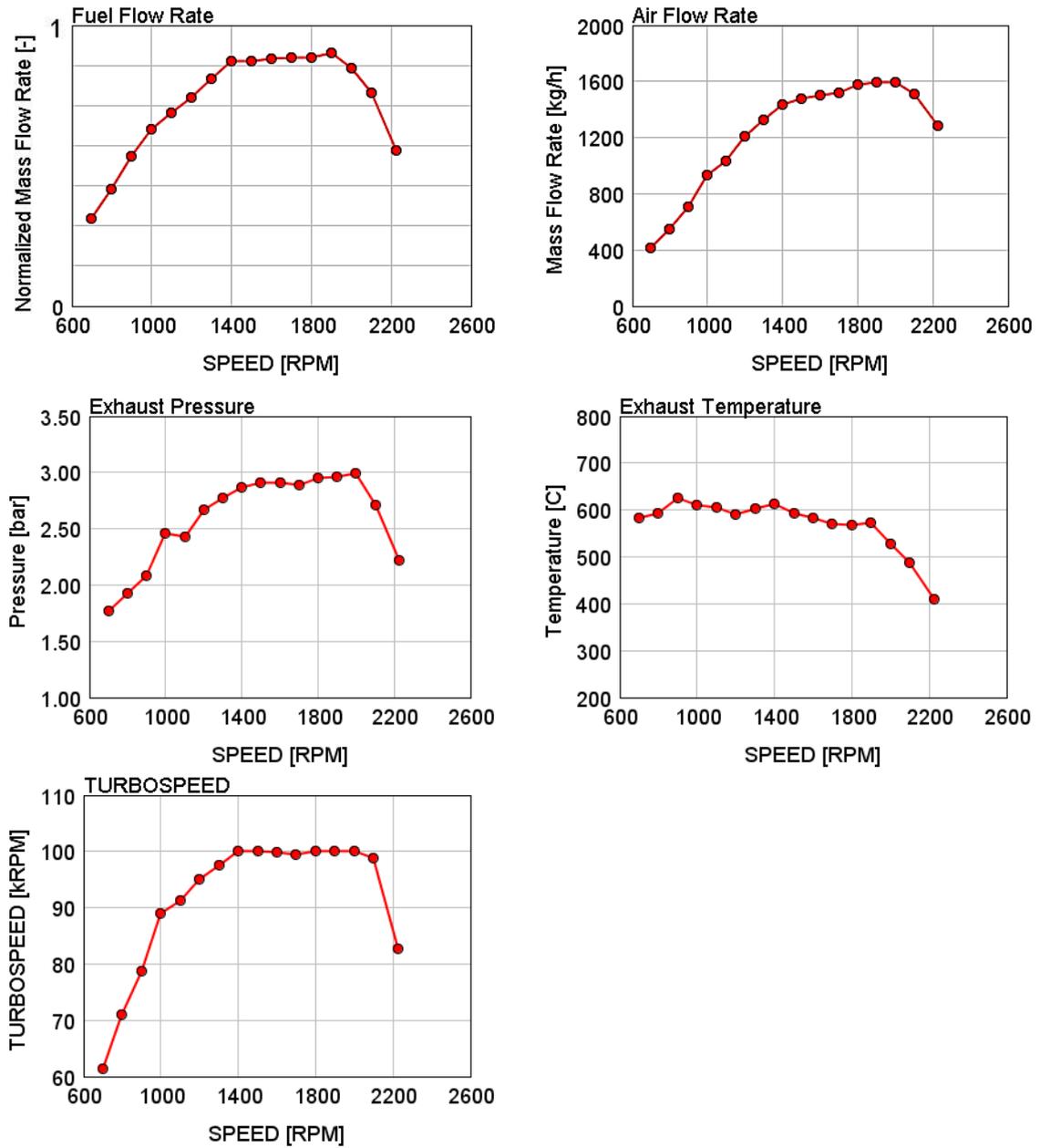


Figura 6.1 Risultati della simulazione del modello DETM

6.2.1 Rimozione dei controllori VGT ed EGR

Per assicurare un confronto a pari condizioni tra i risultati del modello dettagliato e quelli ottenuti procedendo con la semplificazione del modello stesso, è necessario che le portate di aria aspirata e di gas di scarico ricircolati siano coerenti tra quelle del modello DETM e le successive versioni del modello FRM. Per realizzare questa condizione è necessario rimuovere il circuito di controllo della turbina a geometria variabile (*PID-VGT*) e il circuito di controllo della valvola EGR (*PID-EGR*) ed imporre ai relativi attuatori i valori numerici ottenuti al termine della simulazione del DETM eseguita in precedenza.

Per quanto riguarda la turbina, l'attuatore che ne governa la posizione delle palette è nominato nel software *Rack position*, mentre per il circuito EGR l'attuatore della valvola a farfalla è definito *Hole diameter*. Per rendere editabili i valori di tali variabili sono stati creati 2 parametri denominati rispettivamente [Rack], quello relativo alla turbina, ed [*EGR-MaxDiam*] quello relativo alla valvola EGR, visibili in figura 6.2.

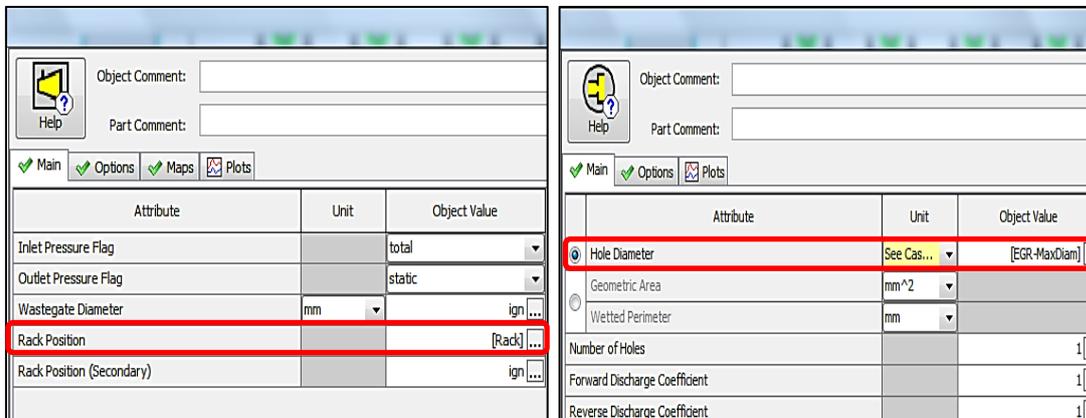


Figura 6.2 Creazione dei parametri “Rack” (sinistra) ed “EGR-MaxDiam” (destra)

In tal modo questi parametri sono aggiunti al Case Setup della simulazione (figura 6.3) rendendoli editabili in funzione del punto motore simulato, possibilità inesistente nel DETM dal momento che tali grandezze vengono imposte durante la simulazione rispettivamente dai controllori *PID-VGT* e *PID-EGR* rimossi poc' anzi.

Parameter	Unit	Description	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4
Case On/Off		Check Box to Turn Case On	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
Case Label		Unique Text for Plot Legends	0	1	2	3
SPEED	RPM		2225	2100	2000	1900
BMEP	bar		9.4	14.3	16.9	19.1
BoostPressure	bar		2.02	2.54	2.62	2.65
Fuel-Mass	mg		98	144	167.5	188
TurboSpeed	kRPM		82.8	98.9	100	100
inlet	mm		85	85	85	85
outlet	mm		75	75	75	75
Rack		Rack Position	0.81157917	0.79651767	0.7727827	0.8463359
EGR-MaxDiam	mm	Hole Diameter	16.314695	14.81543	12.833434	10.192826

Figura 6.3 Imposizione dei valori ricavati nello Step_1 per i parametri “Rack” ed “EGR-MaxDiam”

Una piccola precisazione merita la rimozione del controllore *PID-EGR*, afferente al template di GT-Power *ControllerEGRValve*.

Nel post-processore del software, GT-Post, il grafico relativo alla frazione di gas di scarico riciclati (EGR Fraction) è presente unicamente tra quelli disponibili nel suddetto template *ControllerEGRValve*.

Tale valore è calcolato internamente dal software mediante la formula di 6.1 a partire dalle portate massiche di aria fresca e di EGR, misurate rispettivamente nella parte *193* e nella parte *EGR-Throttle*, come è possibile notare in figura 5.1 osservando le connessioni dei sensori al controllore *PID-EGR* evidenziate in arancione.

$$egrfrac = \frac{m_{egr}}{m_{air} + m_{egr}} \quad (6.1)$$

Dove m_{egr} è la portata massica di EGR mediata su un ciclo motore e, similmente, m_{air} è la portata massica di aria fresca aspirata e mediata su un ciclo motore.

Con la necessaria rimozione del *ControllerEGRValve* (*PID-EGR*) precedentemente descritta, da questo momento in avanti i grafici della frazione di EGR saranno calcolati esplicitamente utilizzando la medesima formula riferita alle stesse parti se disponibili (fino allo Step_3A), o a parti risultanti dalle successive combinazioni dei volumi che le sostituiscono (Step_3B e successivi).

6.3 Unione dei volumi del collettore di scarico

Eseguite le operazioni preliminari dello step precedente, è possibile proseguire la realizzazione del FRM mediante la semplificazione dei volumi percorsi dal fluido, a partire dalla generazione di un singolo volume del collettore di scarico (Exhaust Manifold), nominato *Exh-manif-1*.

In figura 6.4 sono visibili, evidenziate in rosso, le parti del DETM che saranno unite nel nuovo volume unico *Exh-manif-1*: si tratta delle parti ad “Y” che uniscono i 2 condotti provenienti dalle valvole di scarico e convogliano i gas combusti all’uscita dalla testa motore (*Exhaust Flowsplits*), e dei successivi tratti di collettore di scarico che raccorda le uscite dei suddetti *Flowsplits* all’ingresso della turbina. Gli *Exhaust Flowsplits* fanno parte della famiglia di oggetti *Exhaust-Port*, mentre le parti restanti, siano esse curve o rettilinee, fanno parte della famiglia di oggetti *Exhaust*. Tale distinzione sarà ripresa nel paragrafo inerente agli scambi termici del collettore di scarico.

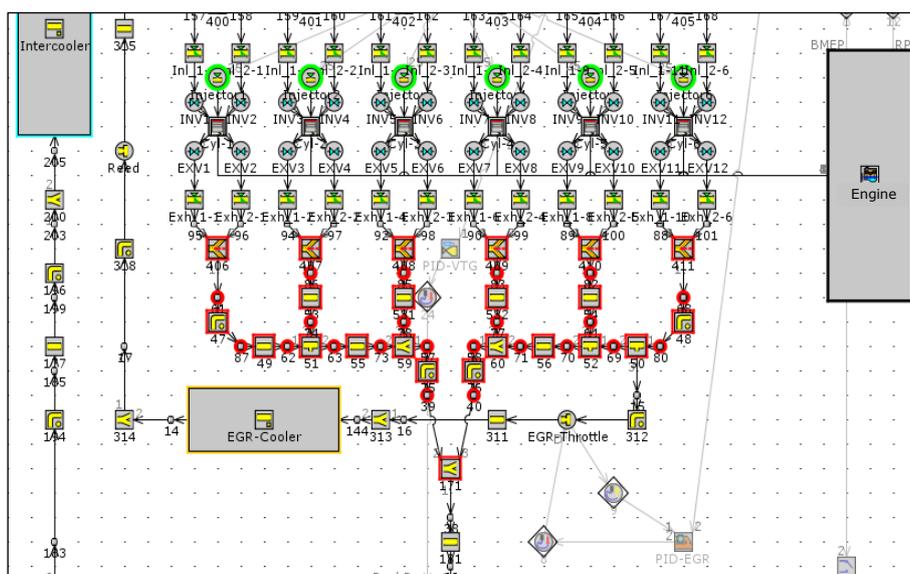


Figura 6.4 Dettaglio delle parti del collettore di scarico unite in un volume unico

Il procedimento di combinazione dei volumi è svolto utilizzando la funzione di GT-Power “*Combine Volumes Wizard*”, strumento integrato nel software che consente, mediante una procedura guidata, di definire il numero di connessioni (ingressi/uscite) delle parti da unire, il verso del fluido attraverso tali connessioni e la parte da cui il nuovo volume deve ereditare gli attributi tra cui materiale, stato iniziale e proprietà di

scambio termico. Come output di tale procedimento il software genera un unico volume che può essere del tipo “Pipe” se costituito da un solo ingresso ed una sola uscita, o del tipo “Flowsplit” se costituito da più ingressi e/o uscite.

Si riporta di seguito il resoconto dell’applicazione della suddetta procedura nel caso della creazione del volume di scarico *Exh-manif-1*, costituito dalle parti precedentemente evidenziate in figura 6.4:

- Number of connections: tale numero rappresenta il numero di connessioni che confluiscono nell’unico volume. Nella fattispecie è dato dalla somma dei 12 *Exhaust Flowsplits*, più una per il circuito EGR e una per il collettore di ingresso turbina, per un totale di 14.
- Port Assignments and Directions: consente di “mappare” le connessioni esistenti del modello rispetto alle aperture nell’unico volume risultante. I 12 port di scarico vengono scelti come verso di riferimento (*reference*) per la direzione di ingresso del fluido relativamente al nuovo volume, di conseguenza l’uscita lato turbina e l’uscita lato circuito EGR hanno direzione opposta (*opposite*), come visibile in figura 6.5.

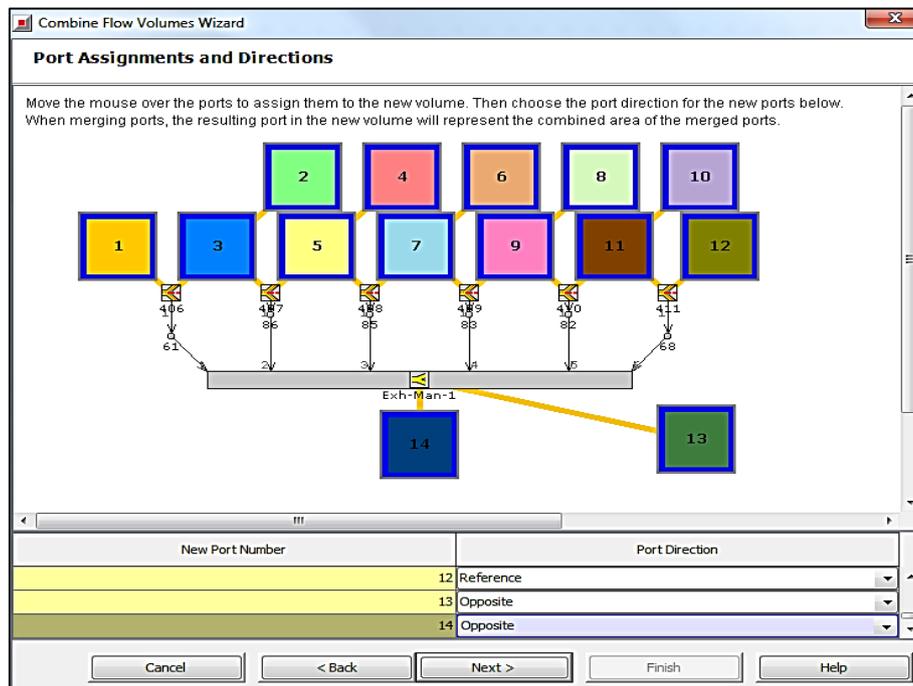


Figura 6.5 Assegnazione di numero e direzione delle connessioni del singolo volume di scarico

- Object to take Attribute from: consente di specificare da quale parte il volume unico debba ereditare le caratteristiche non geometriche, quali ad esempio il tipo

di materiale e le impostazioni del metodo di calcolo della temperatura a parete. Si è scelta una delle parti della famiglia *Exhaust* che utilizza il solutore a parete *Exhaust-Pipe*. Un approfondimento in merito sarà trattato nel prossimo paragrafo.

In figura 6.6 è possibile confrontare i risultati della simulazione modello DETM e il modello FRM Step_2 in seguito all'unione delle parti del collettore di scarico nel volume *Exh-manif-1*.

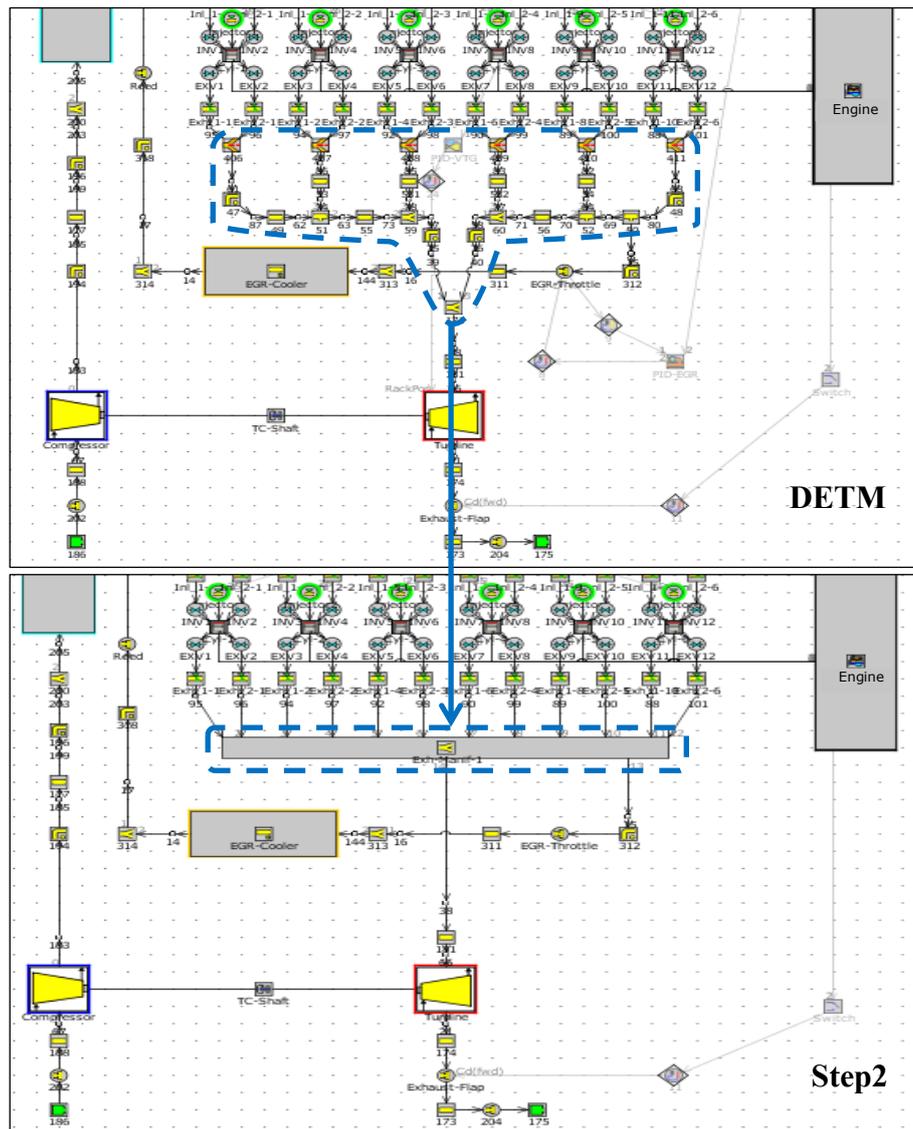


Figura 6.6 Creazione di un volume unico per il collettore di scarico: confronto tra DETM e FRM Step_2

6.3.1 Calibrazione dello scambio termico del collettore di scarico

Nel processo di semplificazione degli elementi del collettore di scarico mediante la creazione del volume unico *Exh-manif-1* precedentemente descritto, la superficie di scambio termico viene automaticamente calcolata dal software a partire dalle dimensioni geometriche dei singoli elementi. Tuttavia questa operazione non è sufficiente a fornire la corretta entità di scambio termico tra il volume e l'ambiente esterno, dal momento che il flusso all'interno di esso sarà relativamente stazionario o avrà comunque differente velocità rispetto alla configurazione originaria.

Inoltre, come menzionato precedentemente, nella fase di creazione del volume unico *Exh-manif-1* si è scelto come oggetto da cui ereditare gli attributi, una parte appartenente alla famiglia *Exhaust*; tuttavia gli elementi confluiti all'interno di tale volume appartengono a 2 famiglie contraddistinte da diversi metodi di calcolo della temperatura a parete, chiamati rispettivamente *Exhaust-Port* ed *Exhaust-Pipe* e caratterizzati da differenti proprietà fisico/geometriche e differenti condizioni al contorno, visibili in tabella 6.1.

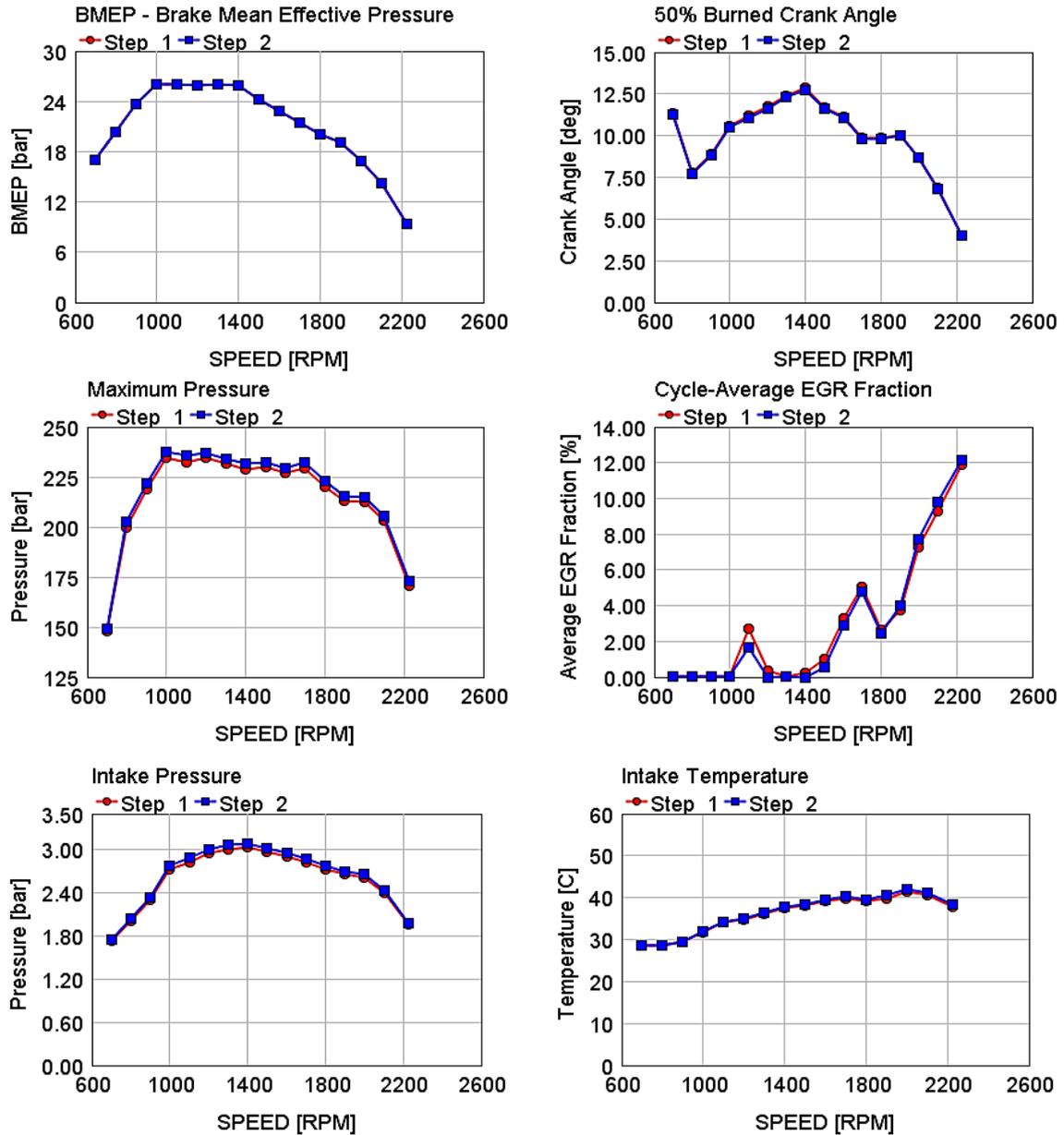
Caratteristica	Unità	<i>Exhaust-Pipe</i>	<i>Exhaust-Port</i>
External Convection Temperature	K	350	TemperatureH2O
External Convection Coefficient	W/(m ² K)	30	4000
External Radiation Sink Temperature	K	350	TemperatureH2O
Surface Emissivity		0.84	0.84
Layer Thickness	mm	5	6
Layer Material Object		CarbonSteel	EN-GJL-250

Tab. 6.1. Riepilogo delle caratteristiche per il calcolo dello scambio termico a parete

Sebbene in altre parti del modello l'errore risultante da un simile procedimento di unione sia di minore entità e possa essere trascurato, lo scambio termico nel collettore di scarico è piuttosto ingente ed è un fattore determinante perché influenza direttamente la temperatura di ingresso in turbina, dunque l'entalpia che quest'ultima ha a disposizione per produrre lavoro.

Alla luce di quanto esposto è quindi necessario eseguire una calibrazione dello scambio termico del collettore di scarico in condizioni stazionarie, adottando un coefficiente

moltiplicativo (*Heat Transfer Multiplier*) pari a 3 che consenta di ottenere delle temperature di ingresso turbina simili a quelle del modello DETM. In figura 6.7 sono riportati i grafici risultanti dalla simulazione del modello iniziale DETM (Step_1, in rosso) e del modello FRM calibrato (Step_2, in blu), caratterizzato da un RT Factor pari a 28.



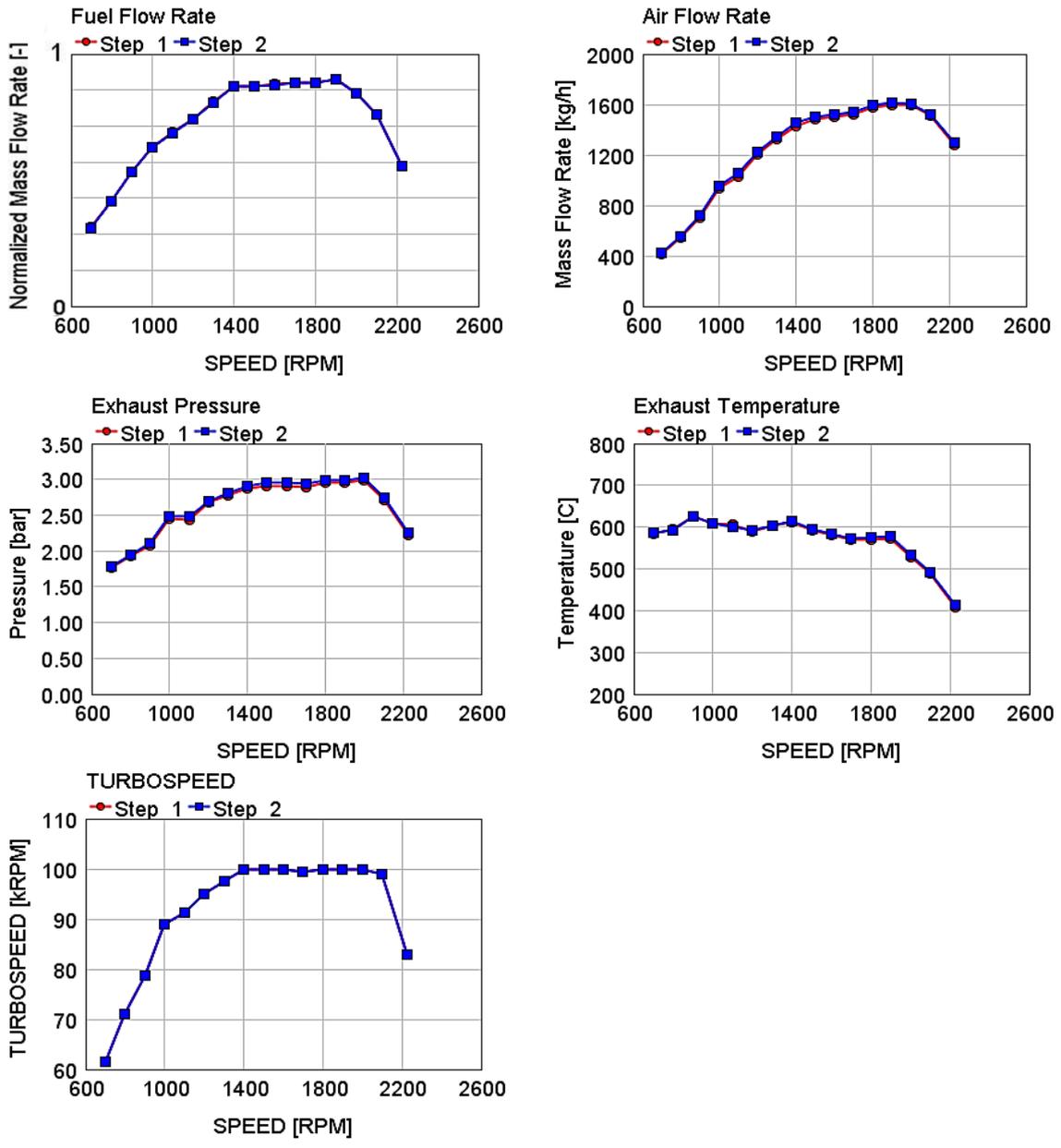


Figura 6.7 Confronto tra risultati del modello DETM (Step_1) e FRM Step_2

6.4 Unione dei volumi del collettore di aspirazione

Dopo aver semplificato il lato del collettore di scarico, si procede nello sviluppo del modello FRM generando un solo volume per il collettore di aspirazione denominato *Int-Man-1*. Le parti interessate da questa combinazione sono quelle evidenziate in rosso in figura 6.8.

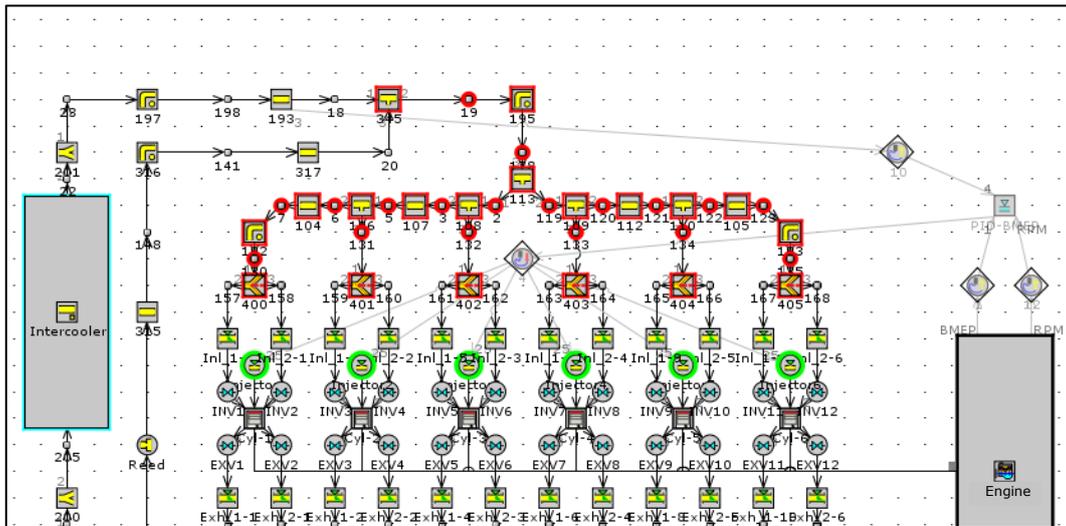


Figura 6.8 Dettaglio delle parti del collettore di aspirazione unite in un volume unico

L'applicazione dello strumento di unione dei volumi del collettore di aspirazione avviene in analogia con quanto fatto per il lato scarico, adattando la procedura alle differenti caratteristiche del lato aspirazione rispetto a quello di scarico (materiale, impostazioni del solutore di temperatura di parete). Il risultato di tale procedimento è visibile in figura 6.9.

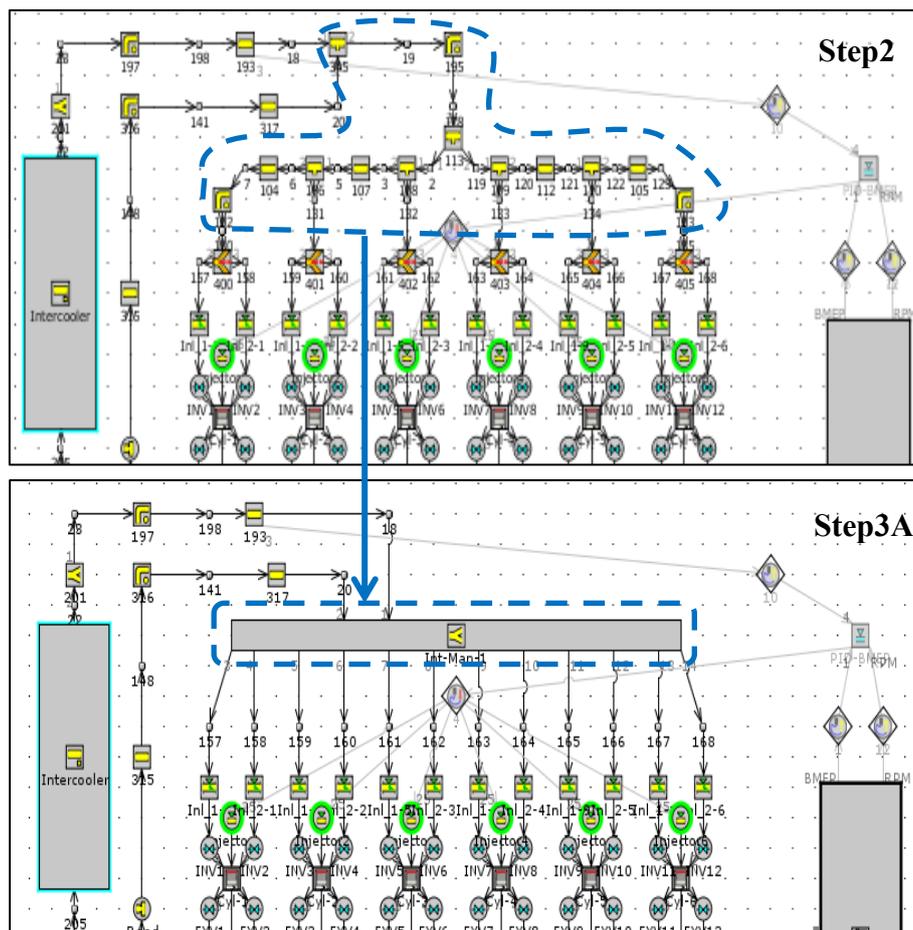
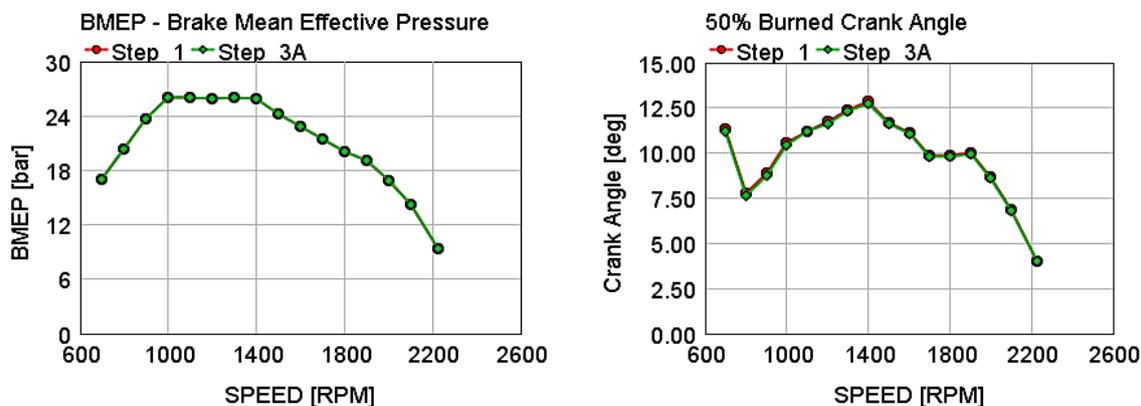
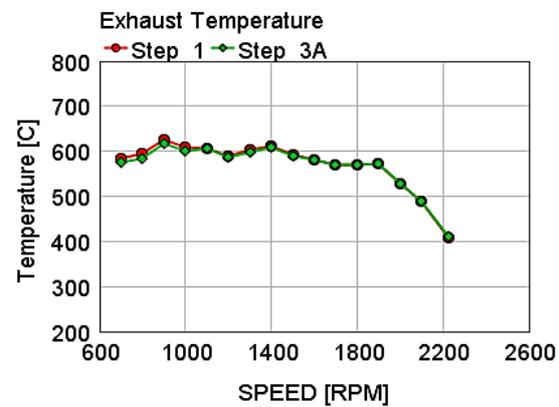
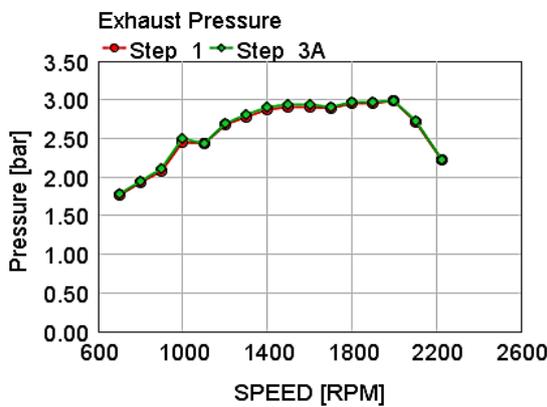
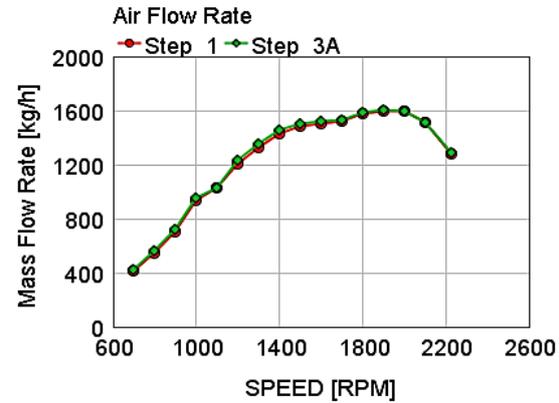
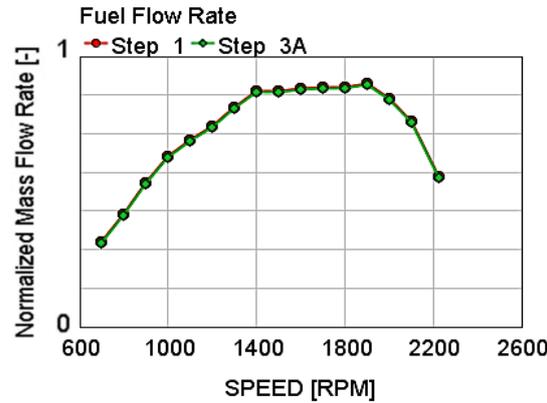
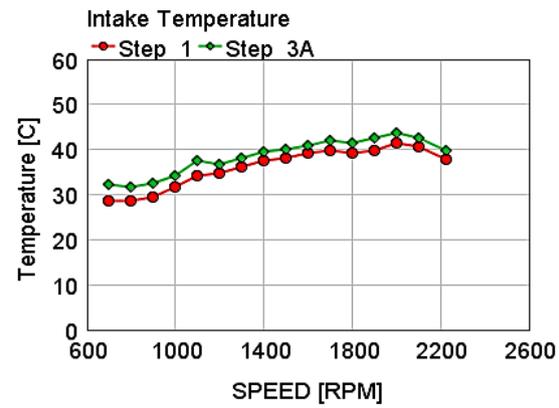
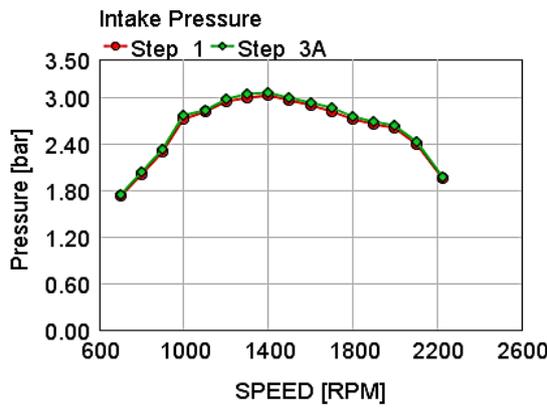
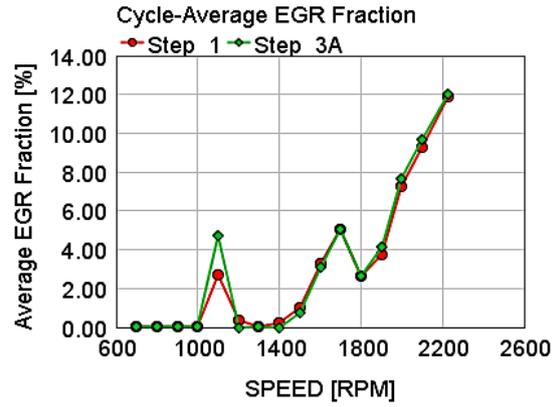
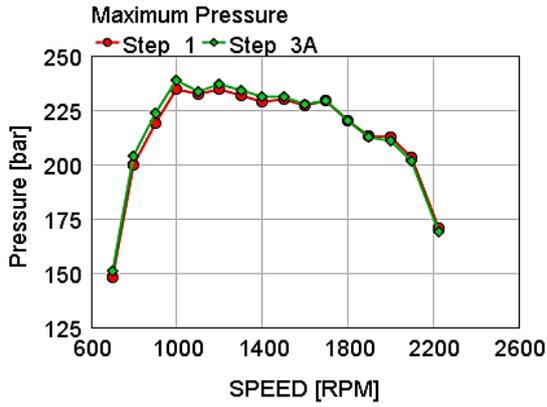


Figura 6.9 Creazione di un volume unico per il collettore di aspirazione: confronto tra Step_2 e Step_3A

In figura 6.10 sono riportati i grafici risultanti dalla simulazione del modello iniziale DETM (Step_1, in rosso) e del modello FRM Step_3A (in verde) caratterizzato da un RT Factor pari a 24.





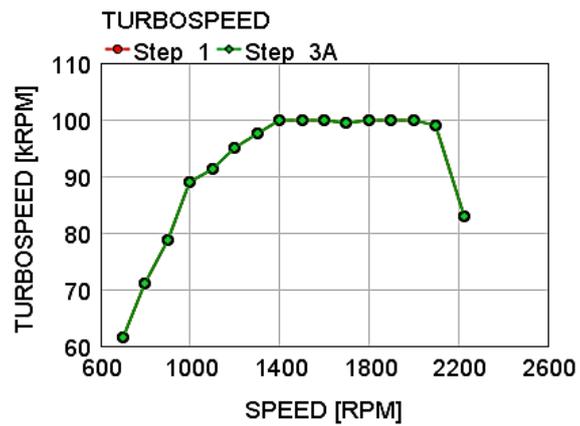


Figura 6.10 Confronto tra risultati del modello DETM (Step_1) e FRM Step_3A

6.5 Unione dei volumi del circuito intercooler

In questo paragrafo si vogliono semplificare i volumi delle parti percorse dal fluido tra l'uscita del compressore e l'ingresso del collettore di aspirazione, incluso l'intercooler, ossia le parti evidenziate in rosso in figura 6.11.

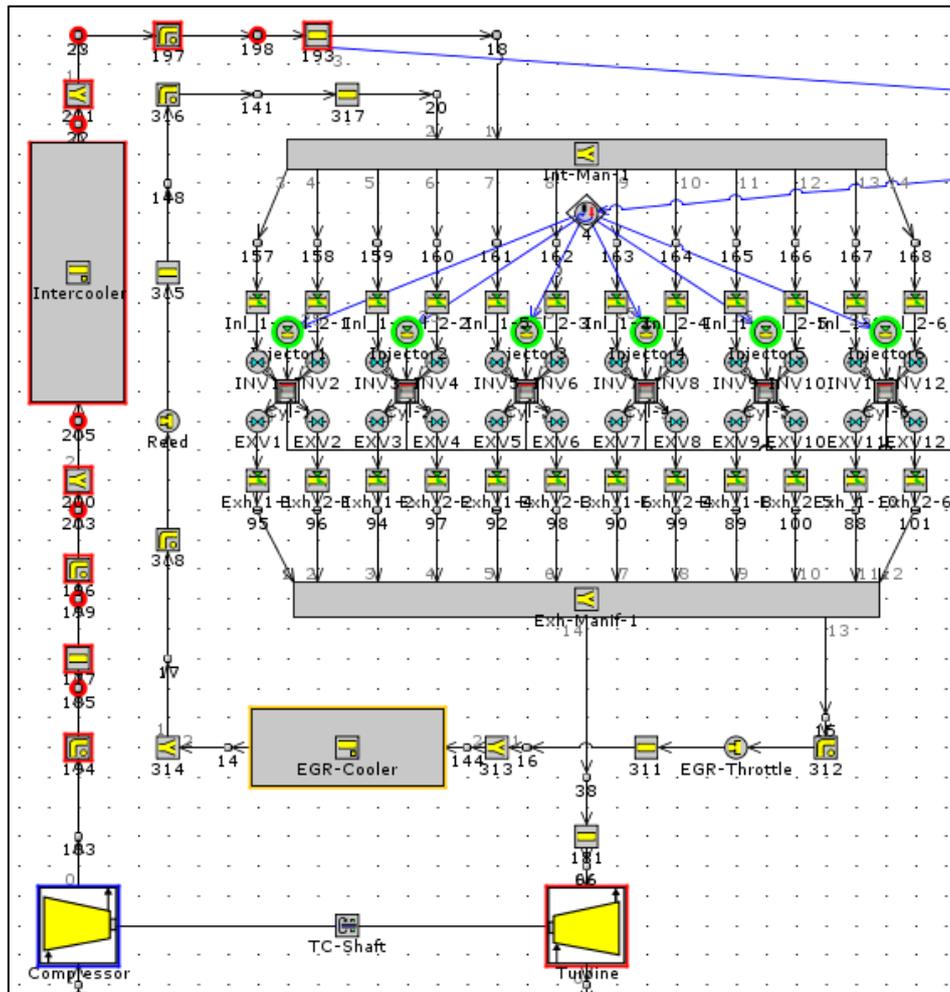


Figura 6.11 Dettaglio delle parti del circuito aria unite in un volume unico

Unendo in un unico volume, chiamato *Intercooler-1*, tutte le parti comprese tra uscita compressore (parte 194 in figura 6.11) e uscita intercooler (parte 201 in figura 6.11), intercooler compreso, si ottiene un volume risultante di tipo “pipe”, ovvero dotato di un singolo ingresso ed una singola uscita. Eredita come caratteristiche del solutore della temperatura di parete quelle della famiglia *Inlet-Pipe* (di cui fanno parte tutti i tratti di tubazione che confluiscono in esso, ad eccezione dell'intercooler).

Inoltre è necessario introdurre un nuovo componente nel modello, nominato *CAC-1*, che permette di simulare le cadute di pressione e la temperatura di uscita del fluido del modello DETM, come verrà illustrato più in dettaglio nei paragrafi dedicati a tali aspetti.

Semplificando il tratto che va dall'uscita intercooler all'ingresso del collettore di aspirazione costituito dalle parti restanti, la 197 e la 193 di figura 6.11, si realizza il nuovo volume unico *IC-Out-1*, anch'esso di tipo "pipe".

A seguito della sostituzione della parte 193 è necessario eseguire due correzioni nelle impostazioni del modello che fanno riferimento ad essa, in particolare all'interno della parte *EngineCrankTrain*, come "Part Name for Manifold Volumetric Efficiency" è necessario sostituire alla parte 193 la parte appena creata *IC-Out-1*.

Allo stesso modo il sensore di portata massica di aria necessario per il controllo della PME (*PID-BMEP*) è collegato alla nuova parte *IC-Out-1* anziché alla 193.

Il risultato della semplificazione dei volumi del giro aria come precedentemente descritto è visibile in figura 6.12.

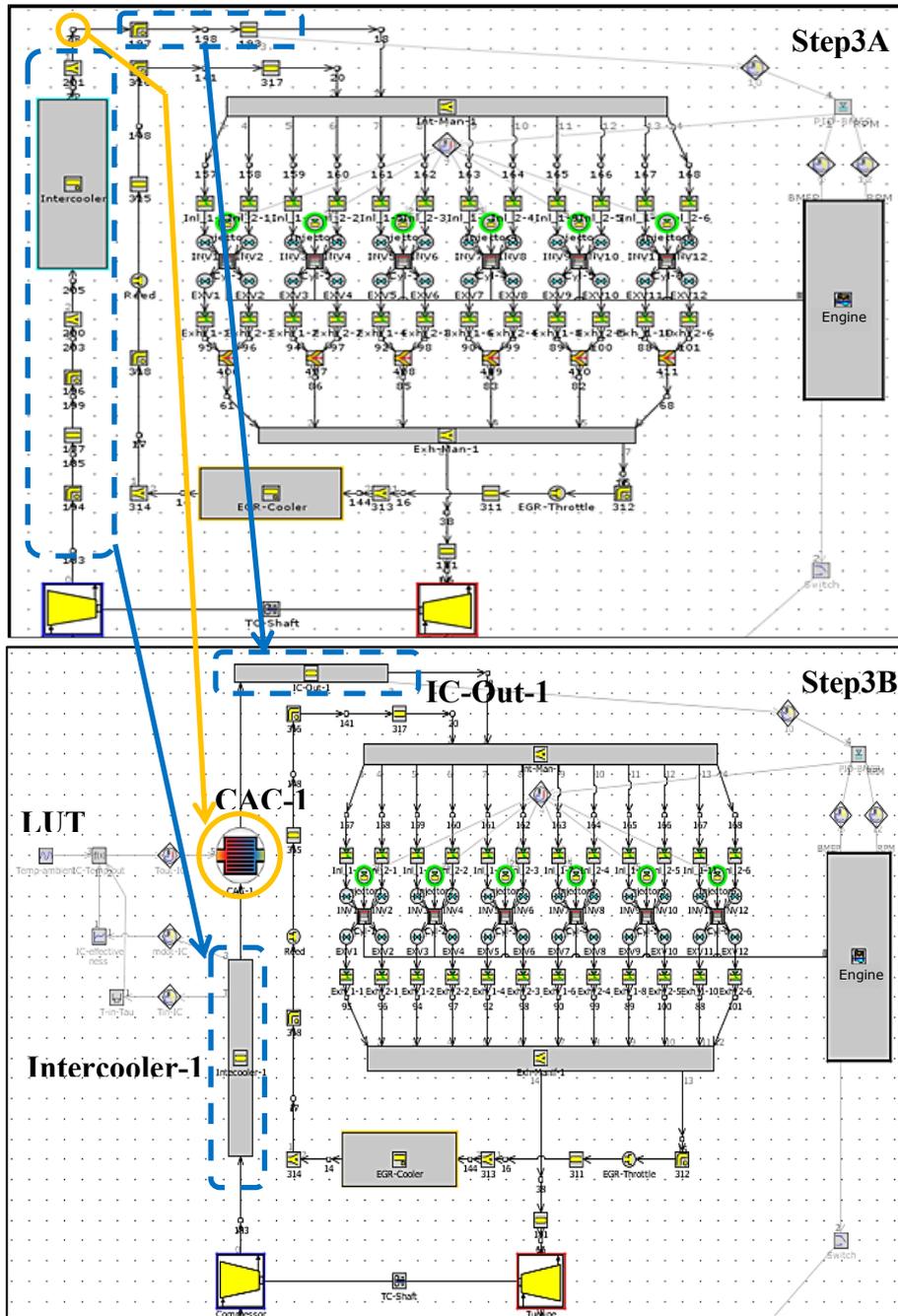


Figura 6.12 Unione dei volumi del circuito intercooler: confronto tra Step_3A e Step_3B

6.5.1 Calibrazione dello scambio termico dell'intercooler

Nel DETM è presente un modello completo di intercooler che, in base alle caratteristiche del materiale di cui esso è costituito, alla temperatura del fluido in ingresso, e alla temperatura del fluido di raffreddamento (in questo caso aria a 20° C), calcola lo scambio termico tra fluido, pareti ed ambiente esterno e dunque la temperatura di uscita del fluido dallo scambiatore. L'intercooler è formato da un fascio tubiero di 20 tubi in parallelo uniti tra loro mediante i due flowsplit di ingresso e uscita (parti 200 e 201 sulla mappa di figura 6.11), che contribuiscono ad aumentare il numero complessivo di parti del modello e creano dei potenziali volumi ridotti che possono causare restrizioni nel time-step della simulazione.

Per tali ragioni nel modello FRM l'intercooler viene sostituito con un modello semi-predittivo che si avvale dell'utilizzo della parte *CAC-I* precedentemente menzionata. Essa deriva dal template *HeatExchangerConn*, un componente pensato per agire come "orifice" consentendo di simulare le cadute di pressione generate dall'intercooler completo, ma con l'ulteriore prerogativa di poter imporre direttamente una temperatura al fluido tramite un semplice circuito di controllo composto dai seguenti elementi:

- Sensore Temperatura di ingresso del fluido T_{in-IC} : misura la temperatura del fluido a monte del componente *CAC-I*
- Filtro lineare del 1° ordine $T-in-Tau$: ha la funzione di ripulire il segnale acquisito della temperatura in ingresso del fluido, prima di inviarlo ai successivi componenti del controllo.
- Sensore di portata massica di aria in ingresso \dot{m}_{in-IC} : misura la portata di fluido in ingresso al componente *CAC-I* su cui si basa la Look-up Table dell'efficienza dello scambiatore.
- Look-Up Table (LUT) *IC-efficiency*: consente di memorizzare l'andamento dell'efficienza dello scambiatore η_{IC} funzione della portata massica e di fornire tale output ai componenti successivi. L'efficienza del cooler η_{IC} è stata calcolata a partire dai risultati della simulazione di tutti i 72 punti motore del modello dettagliato DETM mediante la seguente formula:

$$\eta_{IC} = \frac{T_{IC_in} - T_{IC_out}}{T_{IC_in} - T_{Ref}} \quad (6.2)$$

dove:

- T_{IC_in} : temperatura del fluido in ingresso nell'intercooler nel DETM
- T_{IC_out} : temperatura del fluido in uscita dall'intercooler nel DETM
- T_{Ref} : temperatura media del fluido di raffreddamento, nella fattispecie aria a 20°C

L'andamento dell'efficienza dell'intercooler è riportato in figura 6.13.

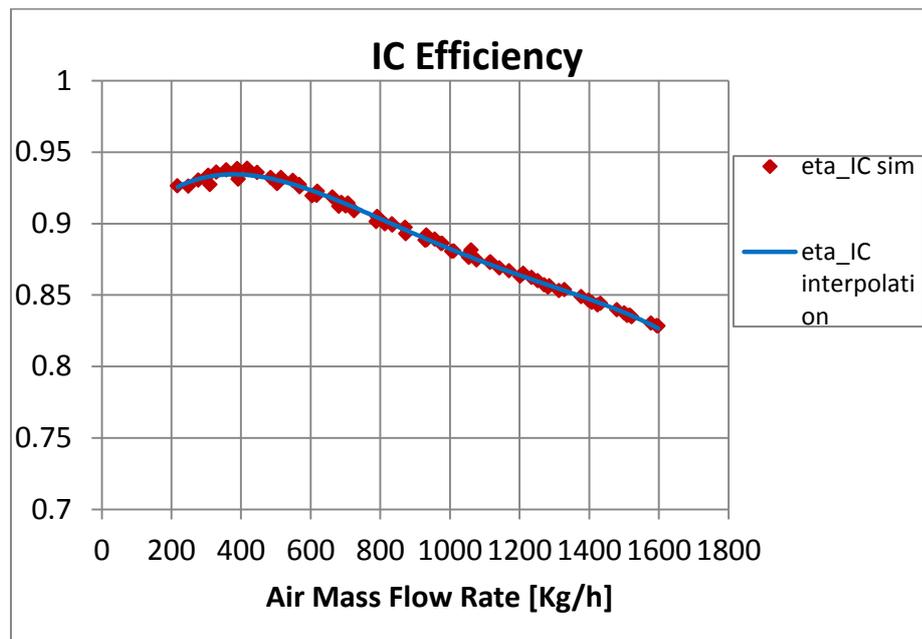


Figura 6.13 Efficienza intercooler in funzione della portata massica e curva di interpolazione dei dati

- Generatore di segnale *Temp Ambient*: l'introduzione di questo componente genera la comparsa di un parametro nel Case Setup, $T_{ambient}$, che permette di specificare per ogni caso simulato il valore di temperatura ambiente utilizzato dal componente successivo per il calcolo della temperatura di uscita del fluido. Come detto precedentemente si assume un valore costante pari a 20° C, coerentemente con la temperatura T_{ref} utilizzata per il calcolo dell'efficienza dell'intercooler.
- Equazione matematica *Temp out*: consente di scrivere una formula matematica in grado, sulla base dei dati di input, di calcolare un valore di output; nel caso in oggetto sulla base della temperatura di ingresso del fluido e dell'efficienza del cooler prelevata dalla LUT, viene calcolata la temperatura di uscita del fluido mediante la seguente equazione 6.3:

$$T_{IC_out} = T_{IC_in} - \eta_{IC} \cdot (T_{IC_in} - T_{amb}) \quad (6.3)$$

- Attuatore T_{out-IC} : consente di imporre nella parte $CAC-1$ la temperatura del fluido in uscita dall'intercooler precedentemente calcolata.

In figura 6.14 è visibile in dettaglio sulla mappa del modello la disposizione dei componenti del circuito di controllo appena esaminati.

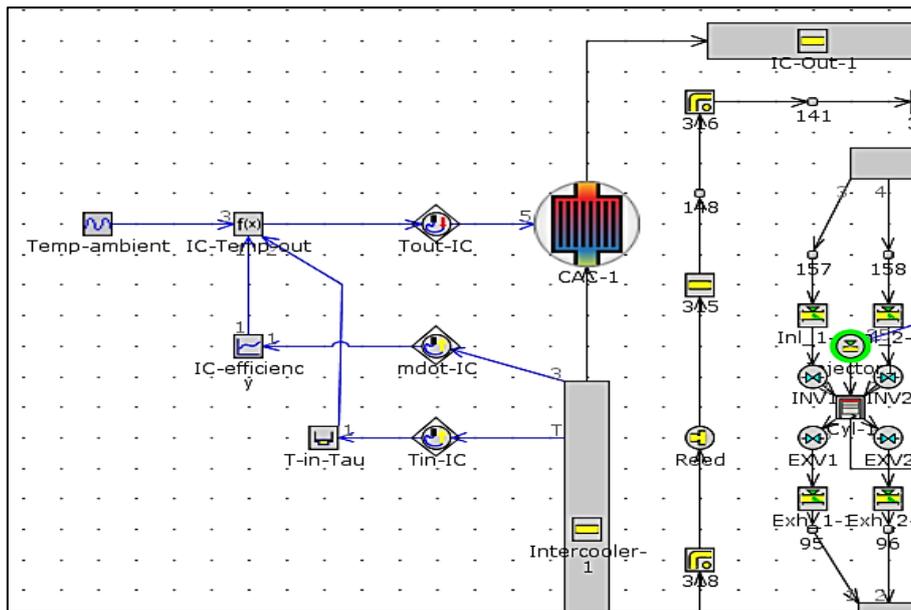


Figura 6.14 Circuito di controllo della temperatura del modello semi-predittivo di intercooler

6.5.2 Calibrazione delle cadute di pressione del circuito intercooler

In seguito alla combinazione delle parti, è utile eseguire una calibrazione delle cadute di pressione tra i nuovi volumi semplificati ed è particolarmente necessario nel caso del circuito intercooler, dal momento l'intercooler stesso è caratterizzato da una struttura interna che genera delle cadute di pressione non trascurabili. Ciò può essere ottenuto mediante la calibrazione dei diametri delle connessioni tra i volumi adiacenti per fornire la corretta entità di restrizione al passaggio del fluido, in questo caso il diametro della parte *CAC-I*.

Per il calcolo delle cadute di pressione si utilizzano i risultati forniti dalla simulazione di tutti i 72 punti operativi del modello dettagliato (DETM).

E' stato verificato che la maggiore caduta di pressione si verifica in corrispondenza del punto di funzionamento con la massima portata di aria, nella fattispecie il punto operativo a 1900 RPM e 19,1 bar di BMEP che, come risulta dalla targhetta in alto sull'asse delle ordinate nella figura 6.15, è caratterizzato dalla portata di aria massima pari a circa 1598 kg/h.

Come visibile ancora in figura 6.15 sull'asse delle ascisse, il punto con maggior portata di aria corrisponde infatti al 4° caso simulato nella simulazione completa di tutti i 72 punti motore del DETM, che è il punto motore a 1900 RPM e 19,1 bar di BMEP; pertanto si utilizza questo punto operativo per il calcolo delle cadute di pressione.

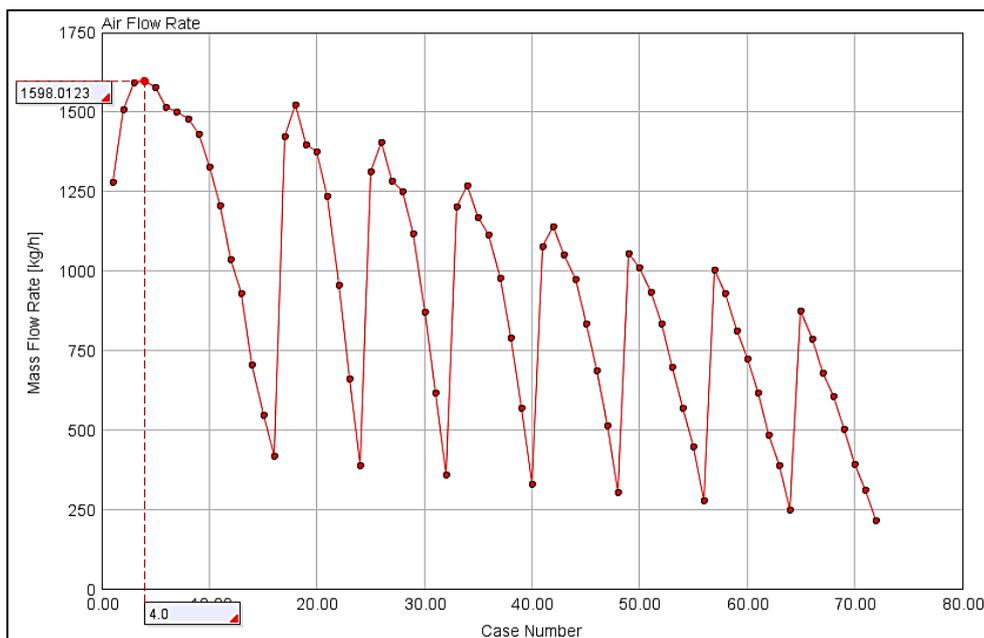


Figura 6.15 Portata massica di aria al variare dei casi simulati del modello DETM

Per replicare nel FRM le cadute di pressione del DETM bisogna innanzi tutto analizzare le cadute di pressione nei rami del modello a cui siamo interessati nella condizione operativa descritta precedentemente.

In figura 6.16 è visibile la *RLT Colour Map* relativa alla pressione (statica) media delle parti del modello DETM nel suddetto punto di funzionamento motore (1900 RPM e 19,1 bar di BMEP); essa consiste nella visualizzazione della mappa del modello in scala cromatica per evidenziare l'intensità delle grandezze calcolate al termine della simulazione. I valori rappresentati nelle caselle in corrispondenza di ciascuna parte del modello si riferiscono alla pressione statica media in ingresso (riportata in alto) e in uscita (riportata in basso) per ciascuna parte del modello, riferiti al caso sopracitato.

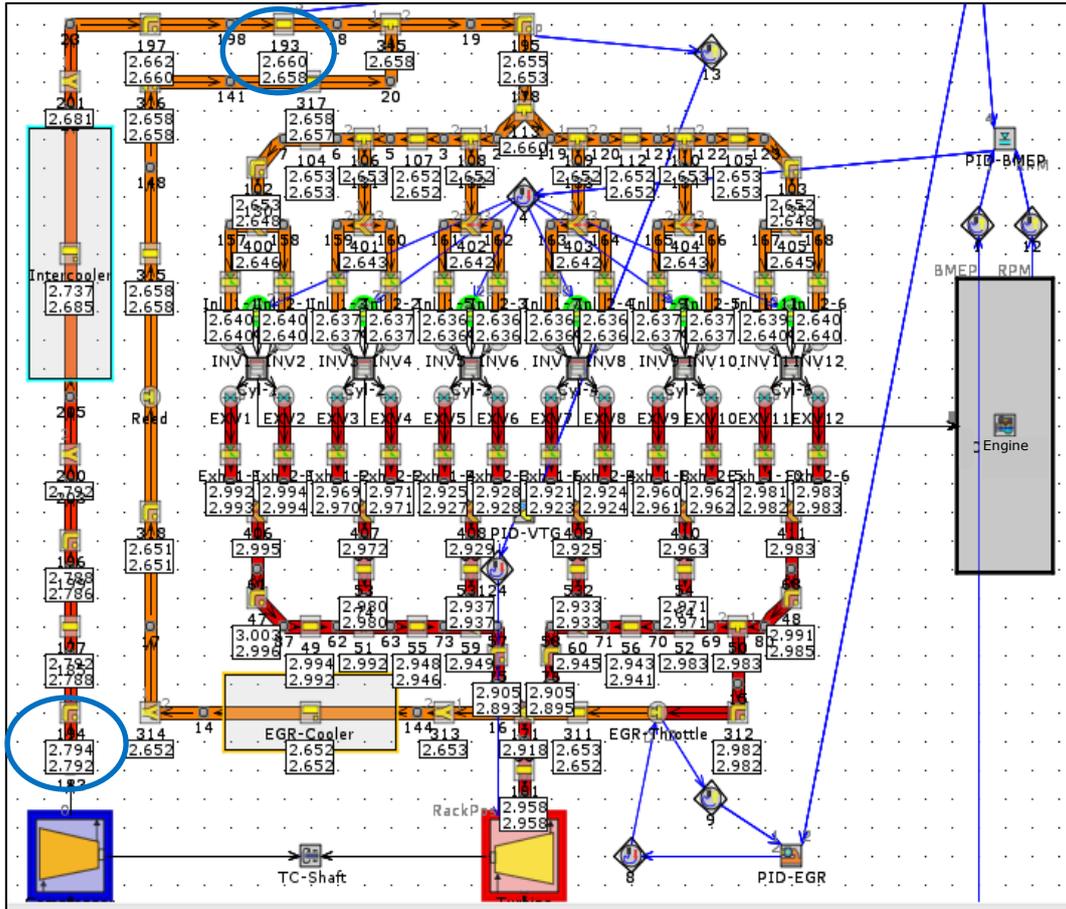


Figura 6.16 Pressione media nelle parti del DETM a 1900 RPM e 19,1 bar di BMEP

In riferimento a tali valori è possibile calcolare la caduta di pressione (Δp) che si verifica in un ramo del modello o in una parte, soluzione preferibile rispetto ad utilizzare le pressioni assolute delle singole parti, mediante la semplice espressione 6.4:

$$\Delta p = p_{INLET} - p_{OUTLET} \quad (6.4)$$

Considerando il tratto di circuito compreso tra uscita compressore (parte 194 con p_{INLET} pari a 2.794 bar) e il condotto a monte dell'unione con il ramo del circuito EGR (parte 193 con p_{OUTLET} pari a 2.658 bar), si ha un Δp pari a 0.136 bar (2.794 – 2.658 = 0.136), valore che costituisce il target da raggiungere con il corretto dimensionamento dell'orifizio nella parte CAC-I.

Per il calcolo di tale diametro si utilizza lo strumento di ottimizzazione monovariabile di GT-Power chiamato *Direct Optimizer*: il parametro variabile è costituito dal suddetto diametro, nominato *CAC_1_diam*, e l'ottimizzatore ne varierà il valore al fine di raggiungere il target di Δp precedentemente calcolato.

Si riporta di seguito in dettaglio l'iter seguito nella procedura di calibrazione delle cadute di pressione per l'utilizzo dell'ottimizzatore:

- 1) Calcolo del Δp a cavallo del ramo intercooler nelle condizioni di funzionamento di massima portata di aria del DETM (punto operativo di riferimento 4° caso: 1900 RPM - 19,1 bar di BMEP)
- 2) Deselezione di tutti i casi da simulare nel Case Setup, ad esclusione del 4° caso
- 3) Creazione del parametro *CAC_1_diam* nell'oggetto *CAC-1*.
- 4) Attivazione del *Direct Optimizer* con la seguente configurazione:
 - Variabile da ottimizzare Δp : *Average Pressure Drop Between Adjacent Volumes – dpav*.
 - Impostazione del range di variazione del parametro *CAC_1_diam*: 25 mm (scelta arbitraria)
 - Impostazione nel Case Setup del valore iniziale del parametro *CAC_1_diam*: 55 mm (scelta arbitraria); costituisce il valore centrale della banda di valori utilizzati dall'ottimizzatore, per cui, sommando e sottraendo il range di variazione di 25 mm, si ottiene un valore minimo e massimo pari a 60 e 110 mm.
- 5) Esecuzione della simulazione/ottimizzazione

In figura 6.17 sono riportate le impostazioni dell'ottimizzatore.

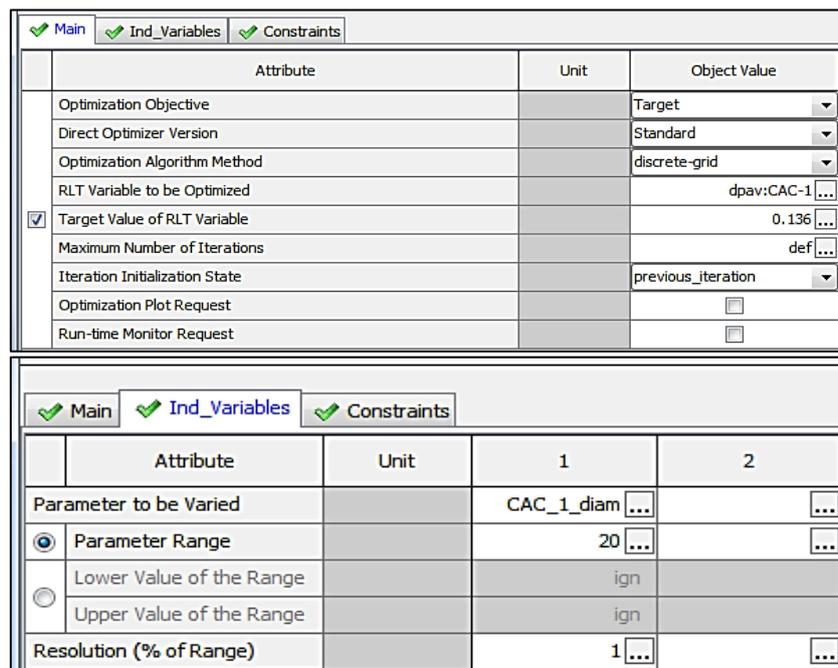


Figura 6.17 Impostazioni dell'ottimizzatore per il calcolo del diametro del CAC-1

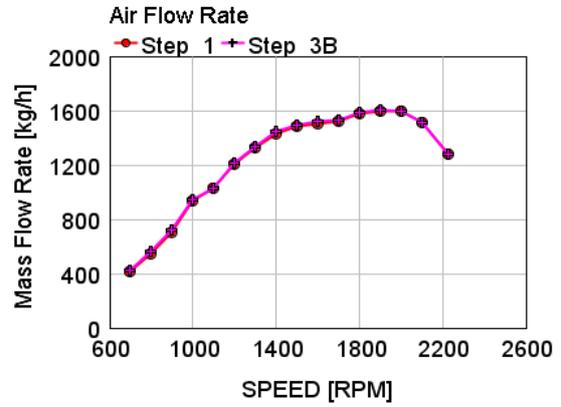
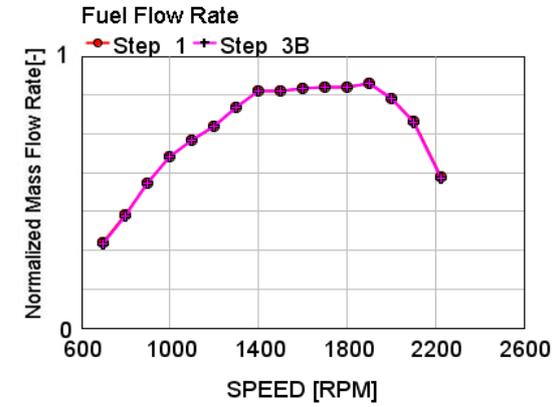
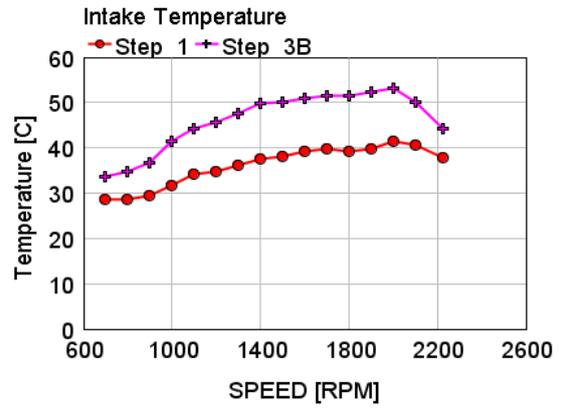
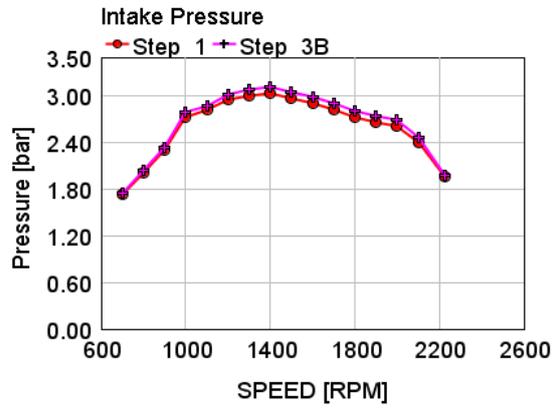
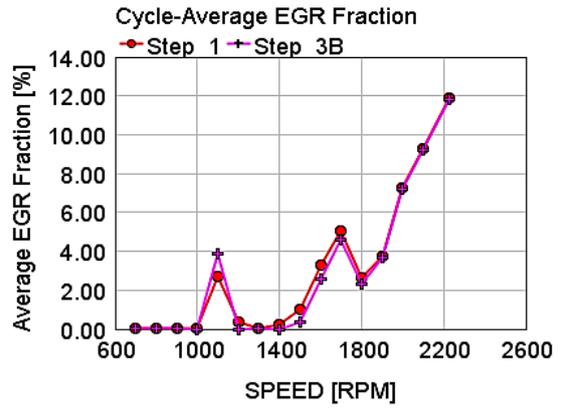
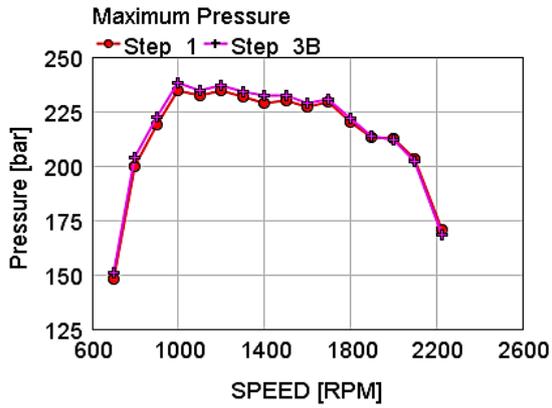
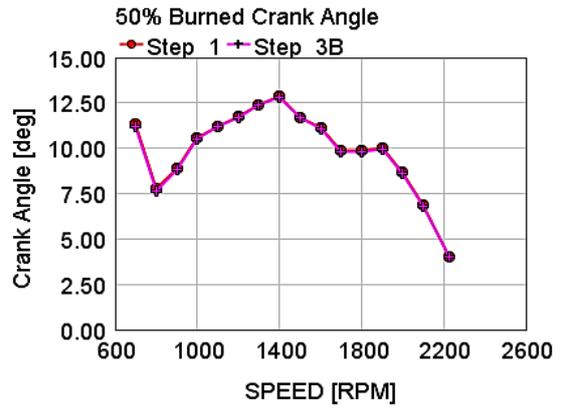
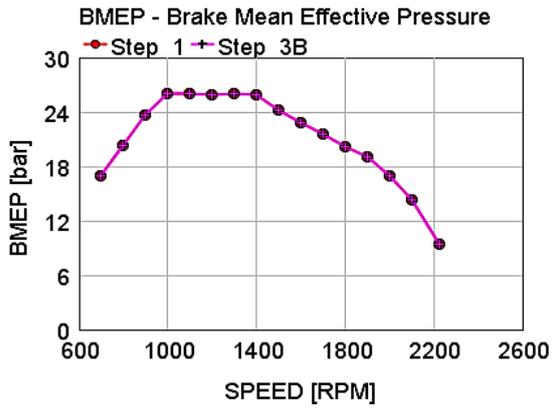
Il risultato dell'ottimizzazione al termine delle iterazioni ha fornito un diametro pari a 50.06 mm, come visibile in figura 6.18.

Optimization			
Optimizer: Target Mode Results			
	cac_1_diam [mm]	dpav:CAC-1	Target
Iteration 1	55.00	0.07754	0.1360
Iteration 2	65.00	0.02336	0.1360
Iteration 3	45.00	0.2415	0.1360
Iteration 4	54.67	0.08052	0.1360
Iteration 5	51.34	0.1177	0.1360
Iteration 6	49.69	0.1418	0.1360
Iteration 7	50.09	0.1356	0.1360
Iteration 8	50.06	0.1360	0.1360

Figura 6.18 Riepilogo del risultato dell'ottimizzazione per il calcolo del diametro CAC-1

Imputando il suddetto valore di 50.06 mm al diametro della parte *CAC-1* e riattivando tutti i 16 casi corrispondenti alla curva di pieno carico, è possibile eseguire la simulazione completa dello Step_3B.

In figura 6.19 sono riportati i grafici risultanti dalla simulazione del modello iniziale DETM (Step_1, in rosso) e del modello FRM Step_3B (in fucsia) caratterizzato da un RT Factor pari a 26. Come effetto della semplificazione del circuito intercooler e della sua sostituzione con il modello semi-predittivo presentato nel paragrafo precedente, è possibile notare un degrado nel risultato relativo alla temperatura nel collettore di aspirazione (il modello FRM la sovrastima) e nonostante diversi tentativi di calibrazione dei coefficienti di scambio termico non è stato possibile ridurre il gap esistente. Ciò nonostante le grandezze relative alla combustione (BMEP, 50% mass fraction burned, maximum pressure) continuano a mantenere una buona correlazione con il modello dettagliato, pertanto cui si è ritenuto di procedere con la realizzazione del modello FRM.



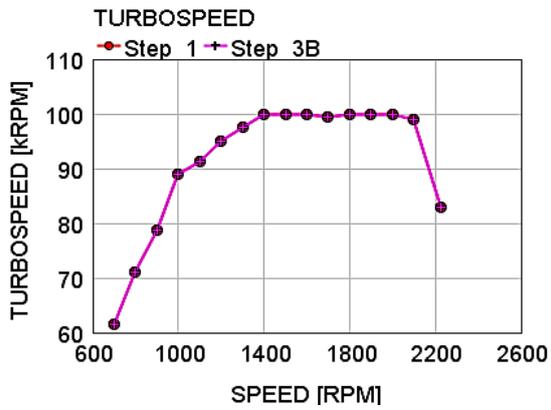
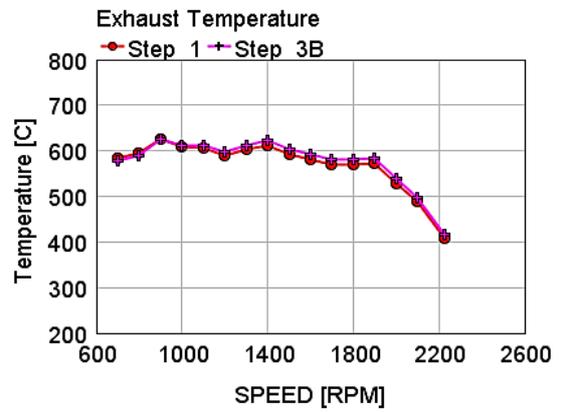
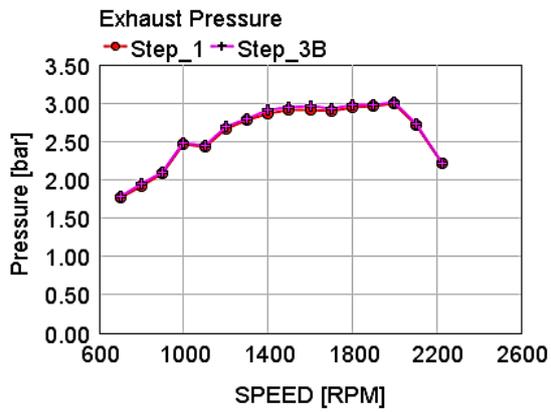


Figura 6.19 Confronto tra risultati del modello DETM (Step_1) e FRM Step_3B

6.6 Unione dei volumi del circuito EGR

In questo caso, similmente a quanto visto per il circuito aria pulita, si vogliono semplificare i volumi del circuito EGR a partire dal tratto di tubazione a valle del collettore di scarico *Exh-manif-1* (parte 312) fino alla parte immediatamente a valle del collettore di aspirazione *Int-Man-1*, incluso l'*EGR cooler*, ovvero le parti evidenziate in rosso in figura 6.20.

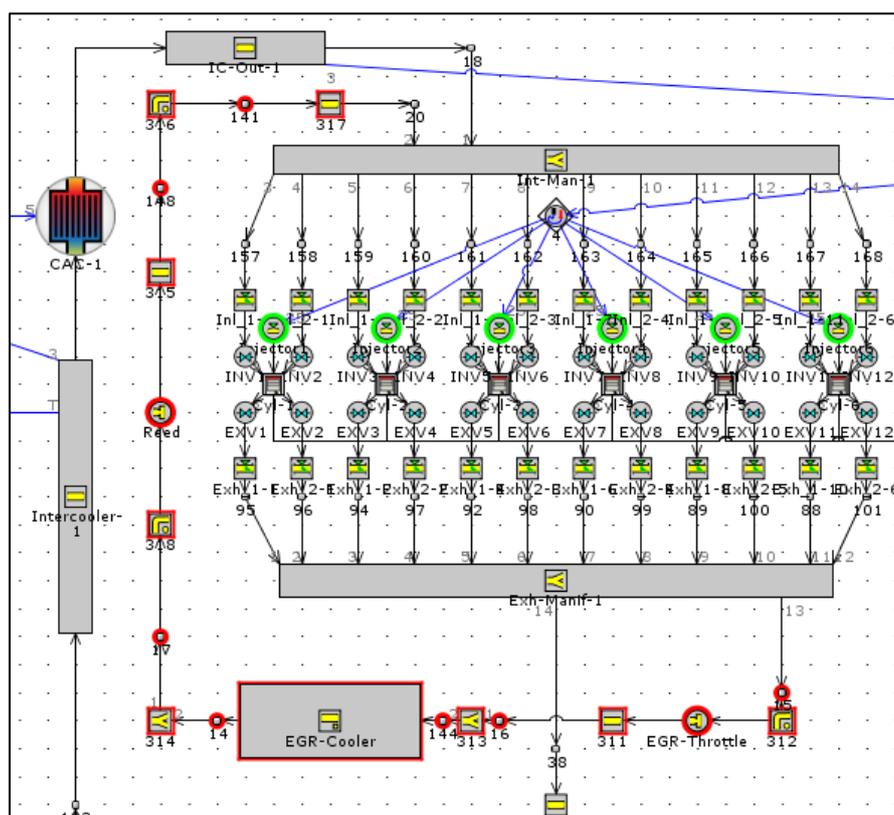


Figura 6.20 Dettaglio delle parti del circuito EGR unite in un volume unico

Tutte le parti comprese tra parte 312 e parte 314, *EGR-cooler* incluso, vengono concentrate nel volume unico *EGR-cooler-in-1*, ad esclusione della valvola a farfalla *EGR-Throttle* che viene spostata ad inizio del tratto, dal momento che è necessario mantenere i valori di apertura ricavati al termine dello *Step_1* (parametro *EGR-MaxDiam*).

Le restanti parti del circuito EGR (da parte 318 a 317) si uniscono in un secondo unico volume nominato *EGR-cooler-out-1*.

Inoltre come già esposto nel caso del circuito intercooler, è necessario introdurre un nuovo componente nel modello, di tipo *HeatExchangerConn*, nominato *Heat-Exch-EGR-1*, che permette di simulare le cadute di pressione e la temperatura di uscita del fluido del modello DETM.

Il risultato della semplificazione dei volumi del circuito EGR come precedentemente descritto è visibile in figura 6.21.

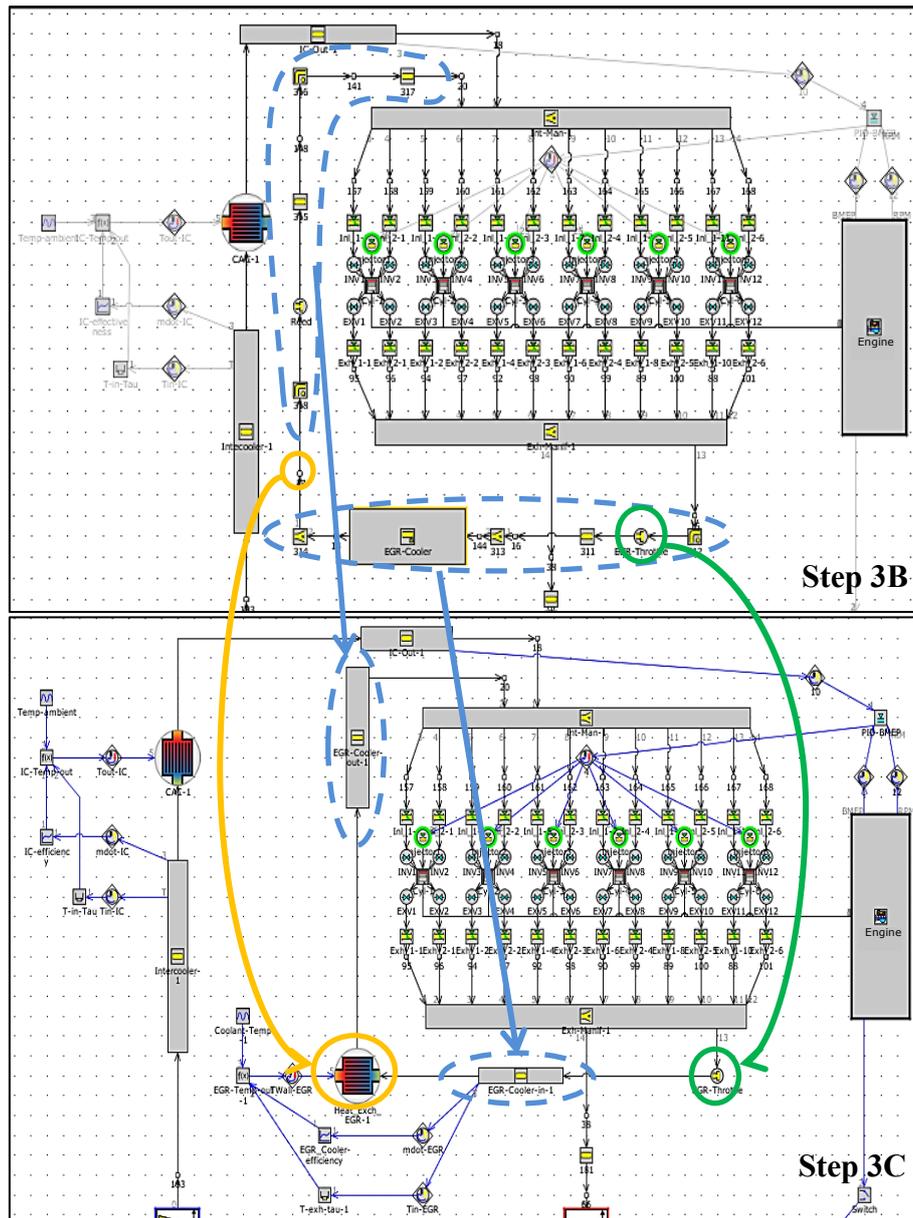


Figura 6.21 Unione dei volumi del circuito EGR: confronto tra Step_3B e Step_3C

6.6.1 Calibrazione dello scambio termico dell' EGR-cooler

Come nel caso dell'intercooler precedentemente analizzato, nel DETM è presente un modello completo di EGR-cooler che, in base alle caratteristiche del materiale di cui esso è costituito, alla temperatura del fluido in ingresso (gas combusti in uscita dai cilindri), e alla temperatura del fluido di raffreddamento (in questo caso liquido di raffreddamento del circuito motore), calcola lo scambio termico tra fluido, pareti ed ambiente esterno e dunque la temperatura di uscita del fluido dallo scambiatore.

Nel modello FRM l'*EGR-cooler* viene sostituito con un modello semi-predittivo che si avvale dell'utilizzo della parte *Heat-Exch-EGR-1* precedentemente menzionata al fine di simulare le cadute di pressione del cooler completo e di imporre la temperatura di uscita del fluido.

L'efficienza del cooler $\eta_{EGRcooler}$ è calcolata, come nel caso precedente, a partire dai risultati della simulazione di tutti i 72 punti motore del modello dettagliato mediante la seguente formula:

$$\eta_{EGRcooler} = \frac{T_{EGR_in} - T_{EGR_out}}{T_{EGR_in} - T_{Ref}} \quad (6.5)$$

dove:

- T_{EGR_in} : temperatura dell'EGR in ingresso nel cooler nel DETM
- T_{EGR_out} : temperatura dell'EGR in uscita dal cooler nel DETM
- T_{Ref} : temperatura media del fluido di raffreddamento, nella fattispecie liquido di raffreddamento motore ad una temperatura media assunta costante e pari a 80°C

L'andamento dell'efficienza dell'*EGR-cooler* è riportato in figura 6.22.

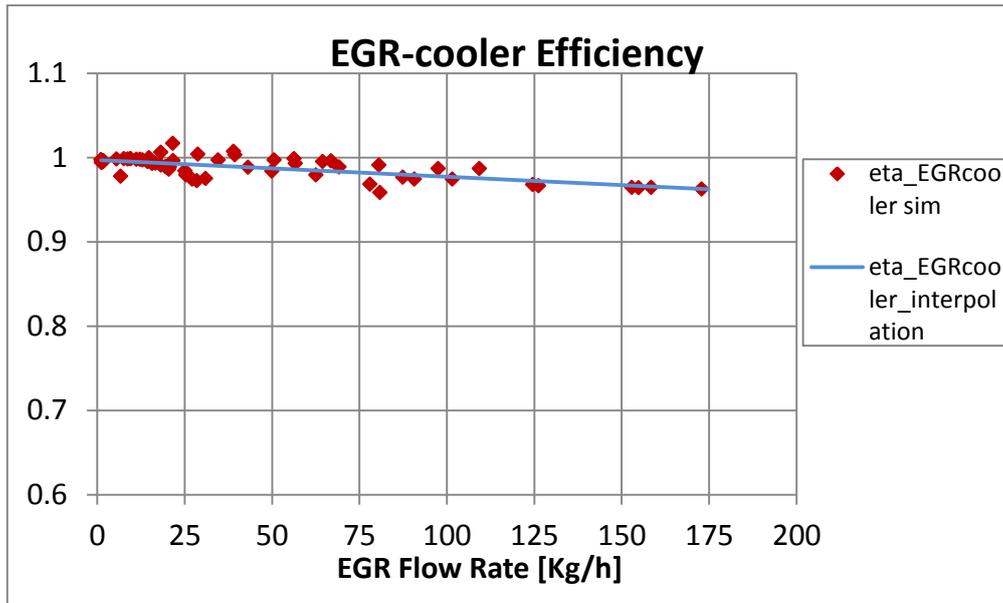


Figura 6.22 Efficienza EGR-cooler in funzione della portata massica e curva di interpolazione dei dati

Inoltre, nella parte *EGR-cooler-out-1* si è imposto un *Heat Transfer Multiplier* pari a 3 per tener conto in maniera appropriata della trasmissione di calore dei gas di scarico a valle dell'*EGR-cooler*.

6.6.2 Calibrazione delle cadute di pressione del circuito EGR

In analogia con quanto eseguito per la calibrazione delle cadute di pressione nel circuito intercooler, si utilizza lo stesso procedimento per riprodurre nel modello FRM le cadute di pressione generate dallo scambiatore dell'EGR nel DETM (si utilizzano i risultati forniti dalla simulazione di tutti i 72 punti operativi del DETM).

E' stato rilevato che la maggiore caduta di pressione si verifica in corrispondenza del punto di funzionamento con la massima portata di EGR, in questo caso il punto operativo a 2225 RPM e 9,39 bar di BMEP che, come visibile in figura 6.23, risulta caratterizzato dalla portata di EGR massima pari a circa 173 kg/h e corrisponde al 1° caso simulato nella simulazione completa di tutti i 72 punti motore del modello dettagliato, che sarà dunque utilizzato per calibrare le cadute di pressione.

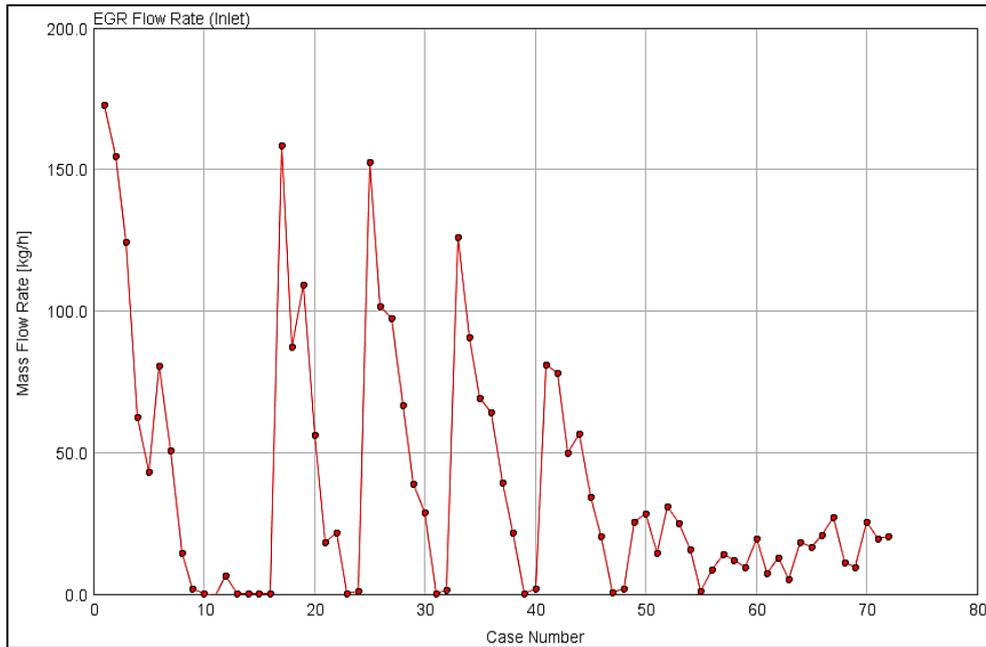


Figura 6.23 Portata massica di EGR al variare dei casi simulati

Per il punto operativo precedentemente identificato, la *RLT Colour Map* riferita ai valori di pressione (statica) media del modello DETM è visibile in figura 6.24.

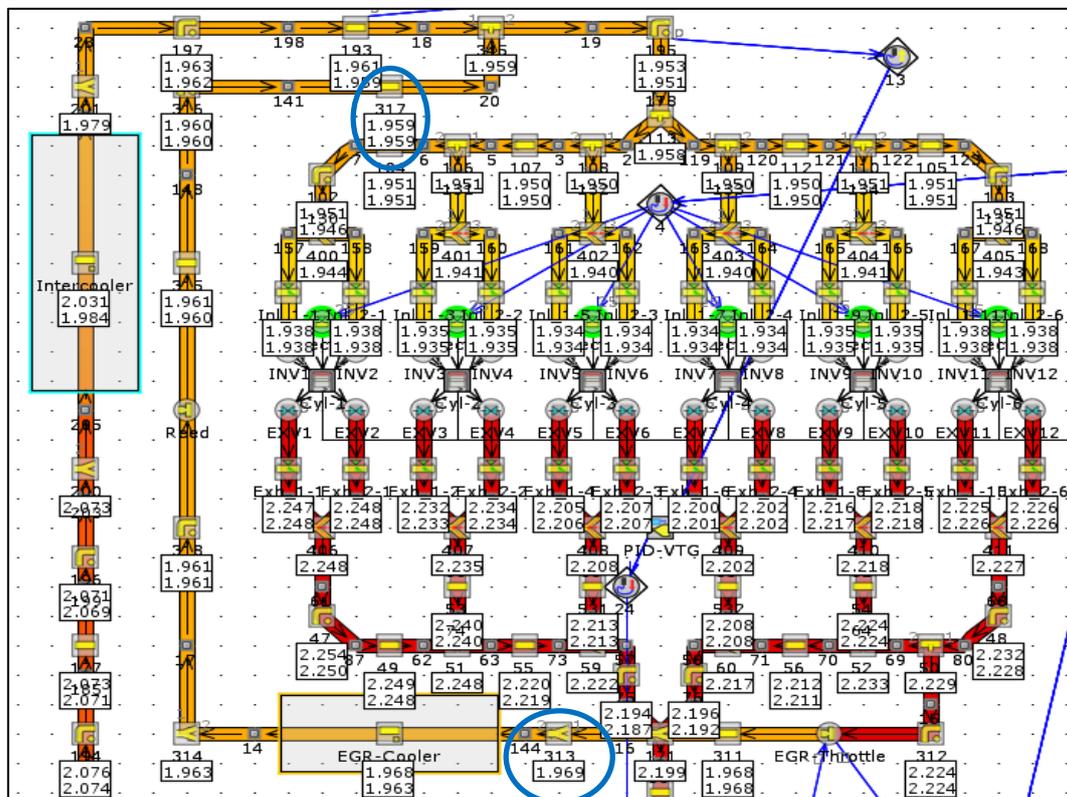
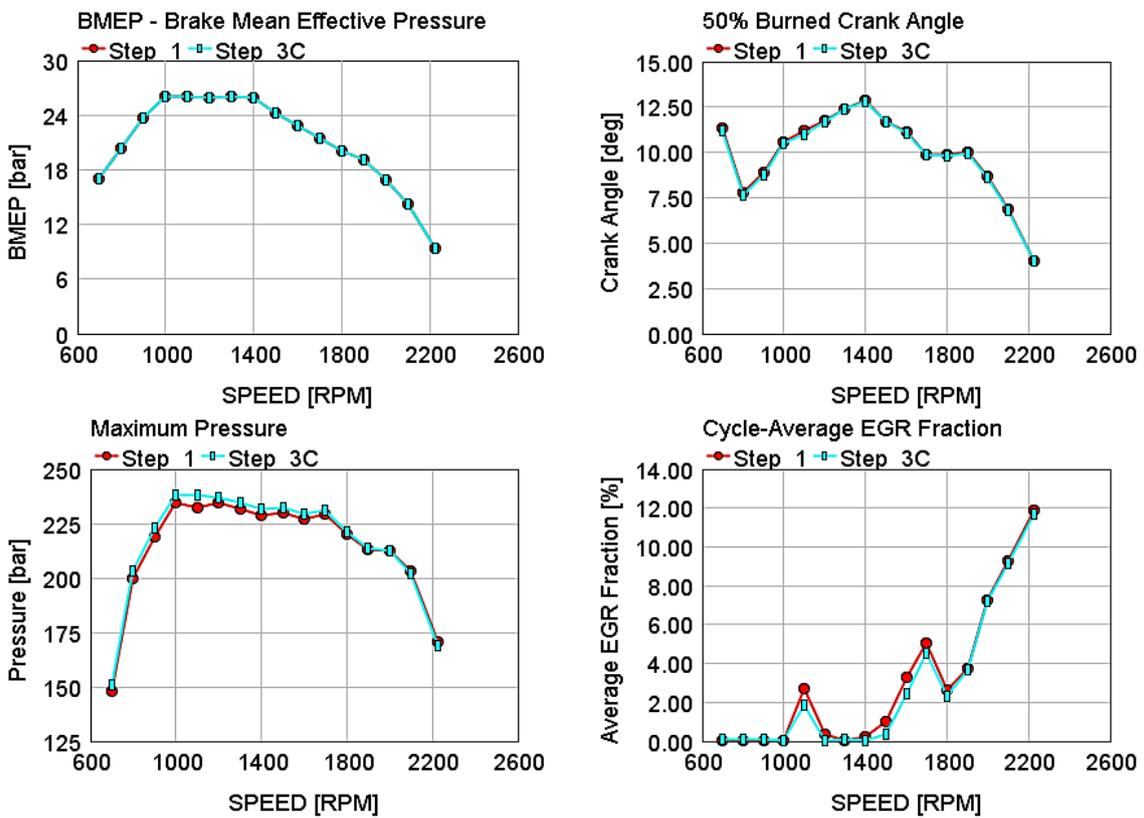


Figura 6.24 Pressione media nelle parti del DETM a 2225 RPM e 9,39 bar di BMEP

Considerando le parti evidenziate in figura 6.24 e i rispettivi valori di pressione media statica in ingresso (p_{INLET} della parte 313) e in uscita (p_{OUTLET} della parte 317), il circuito EGR è caratterizzato da una caduta di pressione totale pari a 0,010 bar. Con tale dato di target, l'ottimizzatore ha fornito un diametro da adottare nella parte *Heat-Exch-EGR-1* pari a 31,71 mm.

In figura 6.25 sono riportati i grafici risultanti dalla simulazione del modello iniziale DETM (Step_1, in rosso) e del modello FRM Step_3C (in azzurro) caratterizzato da un RT Factor pari a 24.



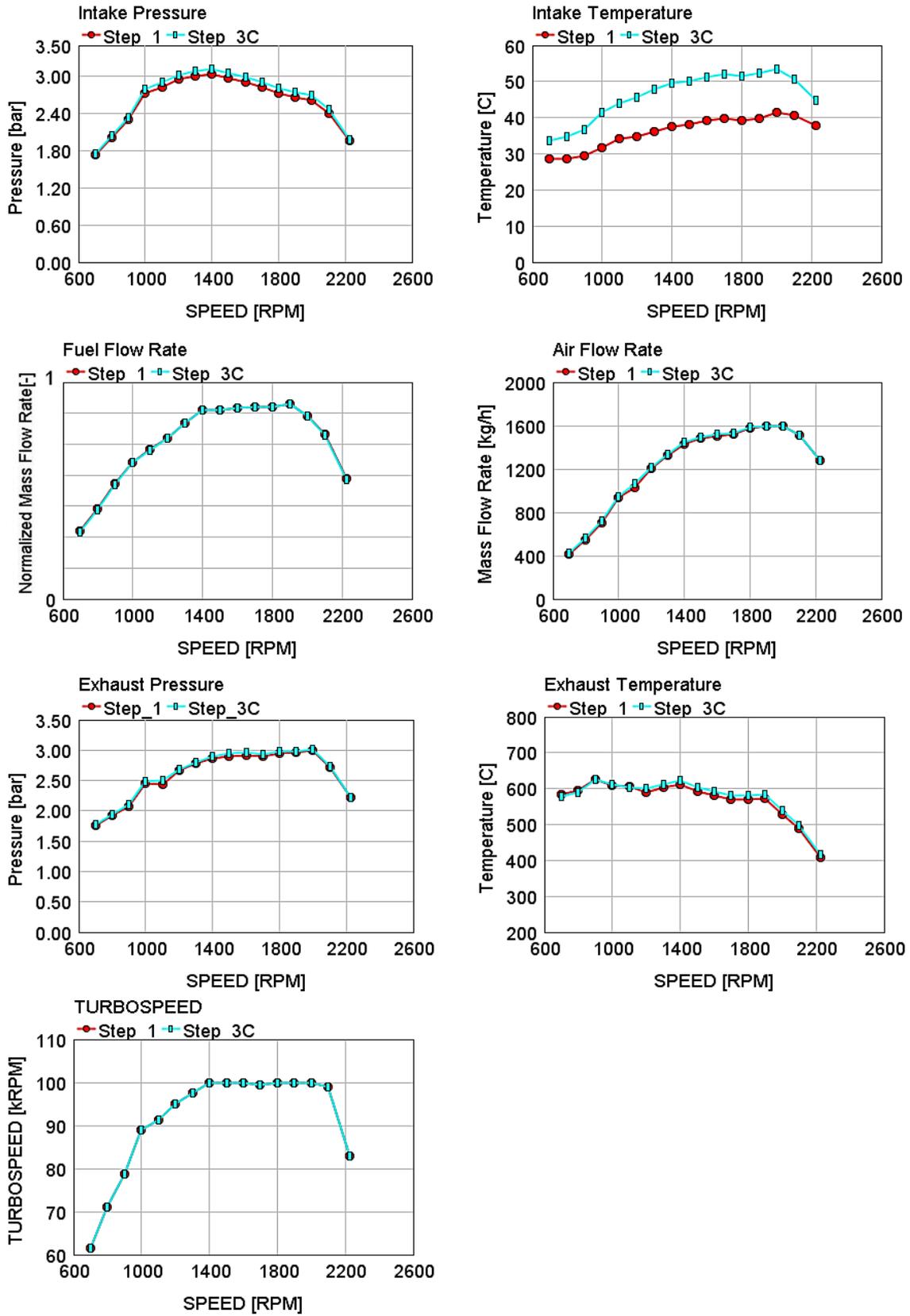


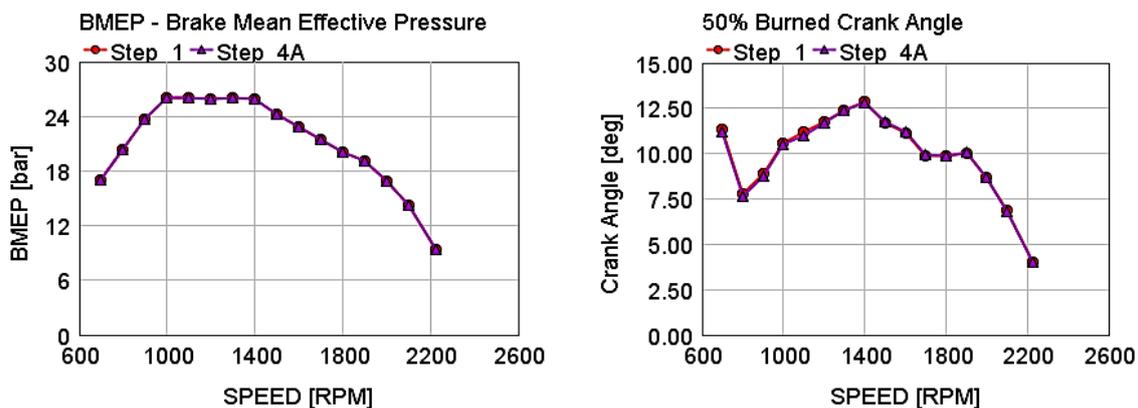
Figura 6.25 Confronto tra risultati del modello DETM (Step_1) e FRM Step_3C

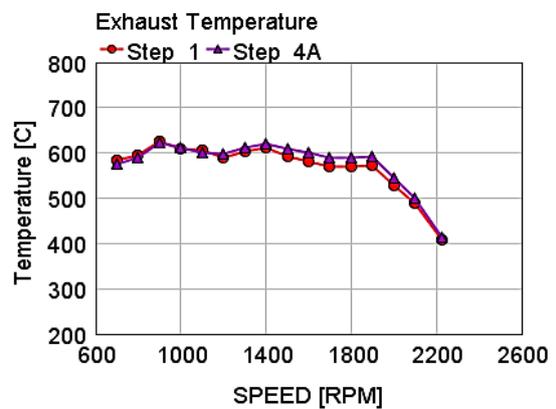
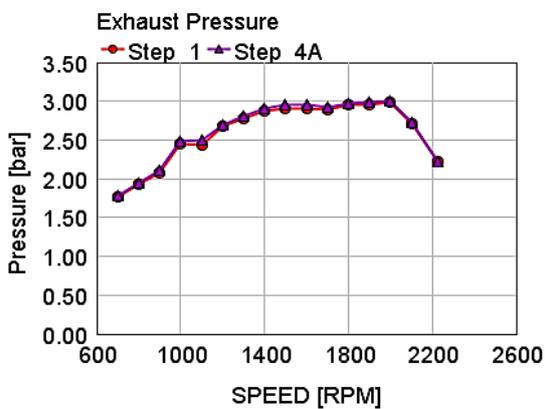
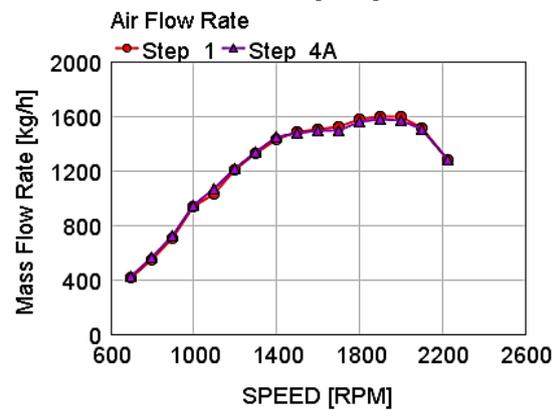
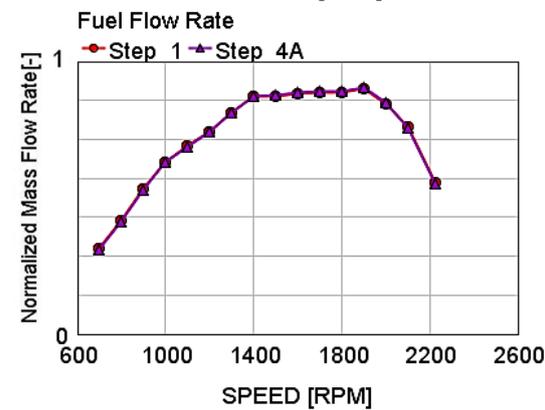
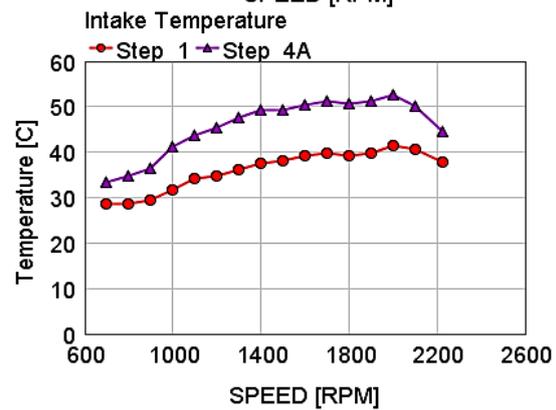
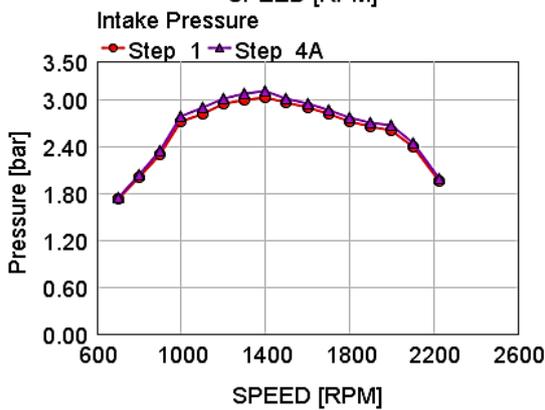
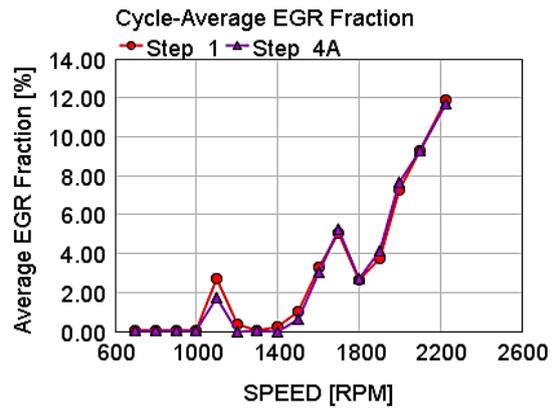
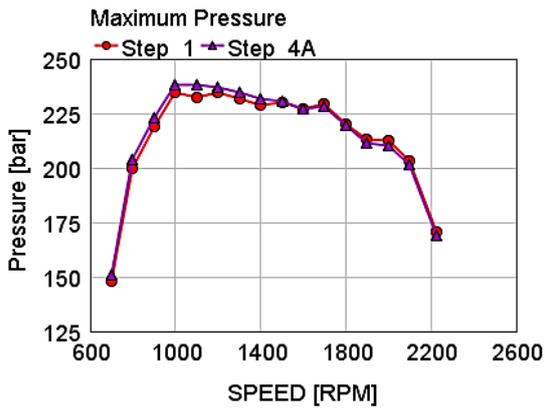
6.7 Riduzione del tempo di calcolo

A seguito della semplificazione dei volumi delle parti percorse dal fluido, per diminuire ulteriormente il tempo di calcolo della simulazione è possibile agire sulla lunghezza di discretizzazione (*Discretization Length*) e sul parametro *Maximum Time-Step*. La prima viene imposta pari a 200 mm per tutte le parti del modello FRM; il secondo, che ha un valore predefinito di 1 grado di manovella, viene aumentato a 10 gradi di manovella. Tale scelta risulta giustificata in un modello Fast Running in cui la velocità di simulazione ha un ruolo preponderante e costituisce un compromesso accettabile tra velocità di calcolo da un lato ed accuratezza di risultati dall'altro.

Infatti adottando time-step superiori a tale valore aumenta notevolmente il rischio che i calcoli delle grandezze relative al cilindro (Burn rate, IMEP, Heat Transfer) diano origine a problemi di convergenza, soprattutto alle basse velocità di rotazione del motore e ai bassi carichi.

In figura 6.26 sono riportati i grafici risultanti dalla simulazione del modello iniziale DETM (Step_1, in rosso) e del modello FRM con le impostazioni appena descritte (Step_4A, in viola) caratterizzato da un RT Factor pari a 17.





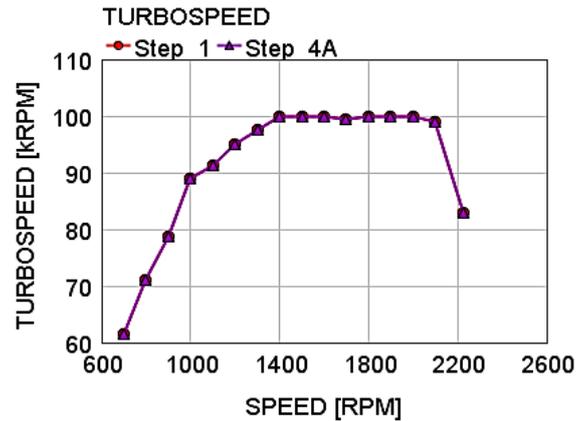


Figura 6.26 Confronto tra risultati del modello DETM (Step_1) e FRM Step_4A

Giunti a questo punto si è verificato che le parti critiche per aumentare ulteriormente la velocità di esecuzione del solutore sono i condotti interno testa di scarico e aspirazione (*Exhaust Ports* e *Intake Ports*) e i tratti di tubazione a valle della turbina, inclusa la valvola di scarico *Exhaust-Flap*; per tale ragione queste parti vengono semplificate nei seguenti passaggi.

Dapprima si includono *Exhaust Ports* e *Intake Ports* all'interno dei volumi unici di scarico e aspirazione *Exh-manif-1* e *Int-Manif-1* creati nei passi precedenti (Step_2 e Step_3A) mediante l'utilizzo della procedura di unione dei volumi. Le parti risultanti sono denominate *Exh_group-1* e *Int-Manif-1*. Nel caso del collettore di scarico anche il tratto di tubazione di ingresso in turbina (parte 181) viene incluso nel volume *Exh_group-1*. Il layout del modello così ottenuto è visibile in figura 6.27 con il nome di Step_4B.

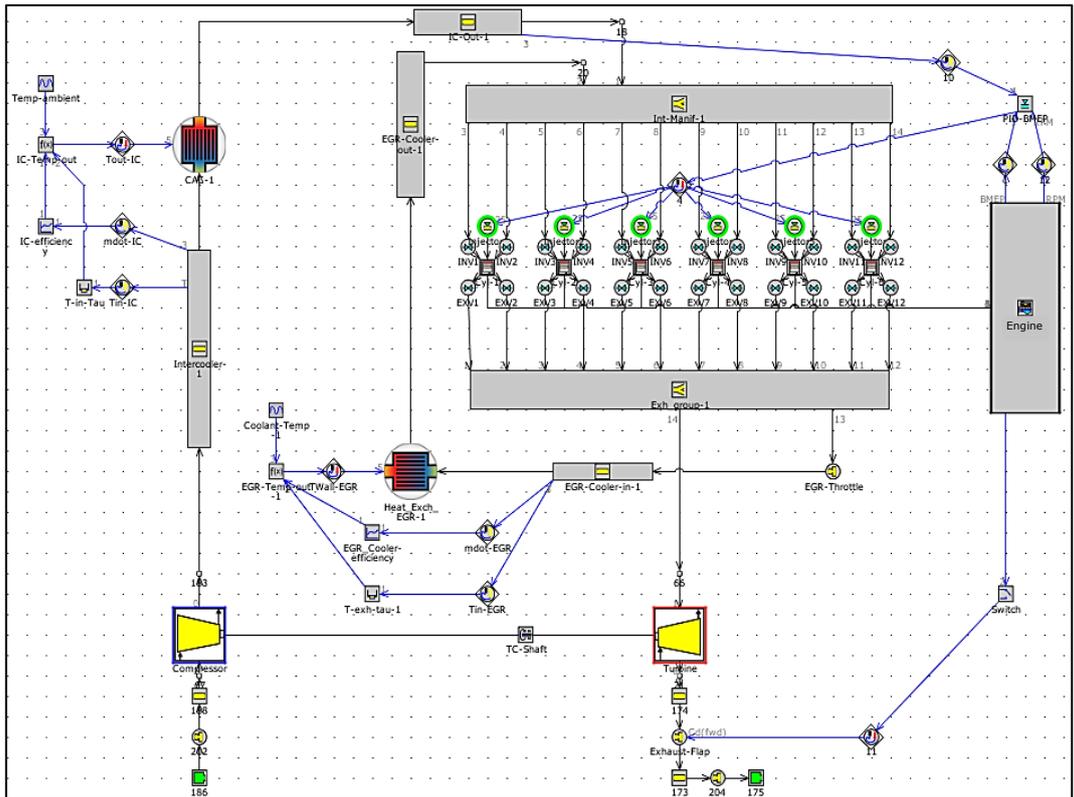
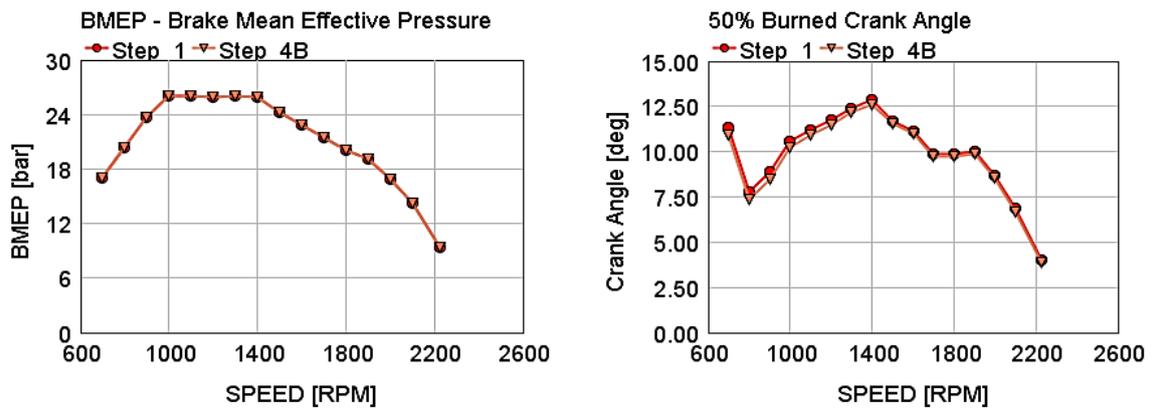
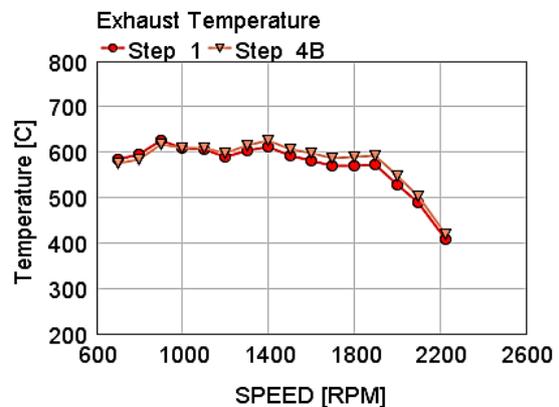
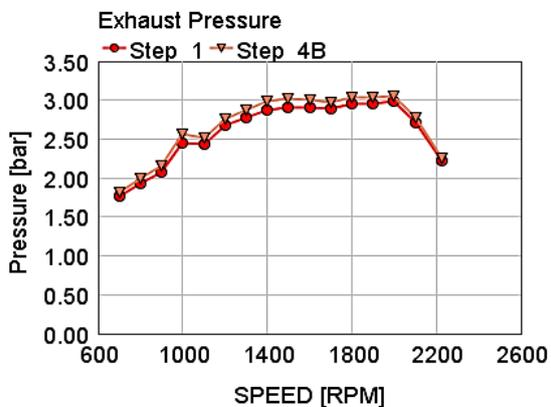
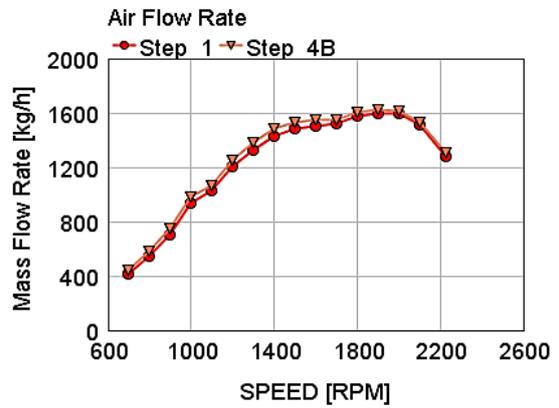
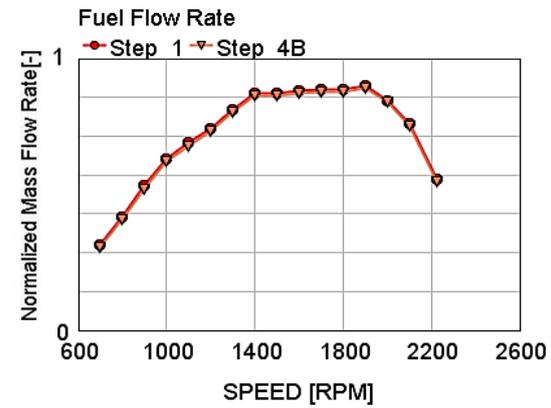
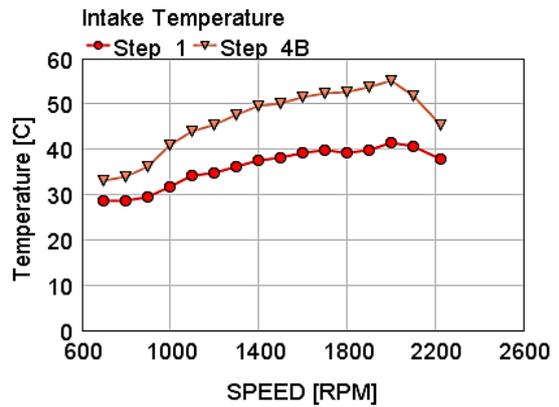
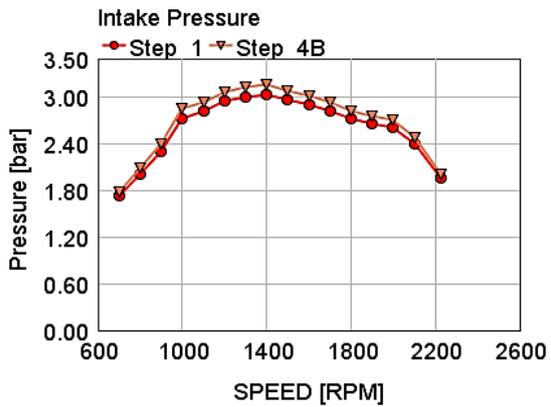
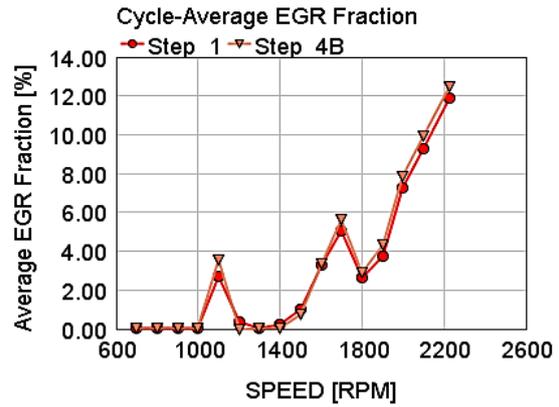
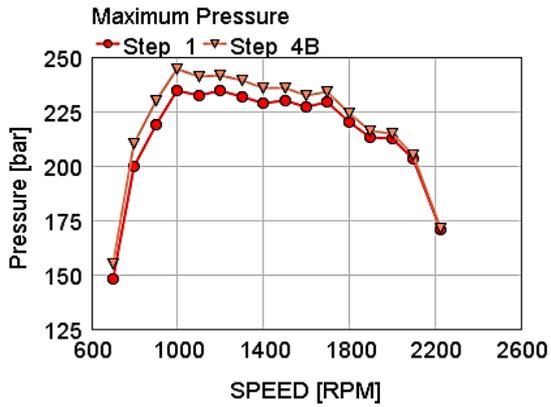


Figura 6.27 Layout del modello FRM Step_4B

In figura 6.28 sono riportati i grafici risultanti dalla simulazione del modello iniziale DETM (Step_1, in rosso) e del modello FRM Step_4B (in marrone) con un RT Factor pari a 6.





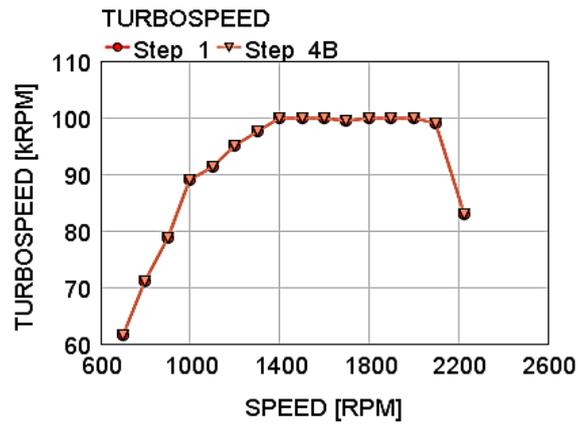


Figura 6.28 Confronto tra risultati del modello DETM (Step_1) e FRM Step_4B

Successivamente si crea un unico volume nel tratto a valle della turbina mediante l'unione delle parti 174 e 173 e la rimozione della valvola di scarico *Exhaust-Flap*. La connessione 204 viene mantenuta e il suo diametro, originariamente pari a 75 mm, è posto a 72 mm (calcolato mediante l'ottimizzatore di GT-Power) per incrementare la contropressione allo scarico in conseguenza della rimozione della valvola di scarico; il volume creato è nominato *Turb-out-1* e il layout del modello in questa configurazione, che costituisce il layout finale del modello Fast Running, è visibile in figura 6.29 col nome di Step_4C.

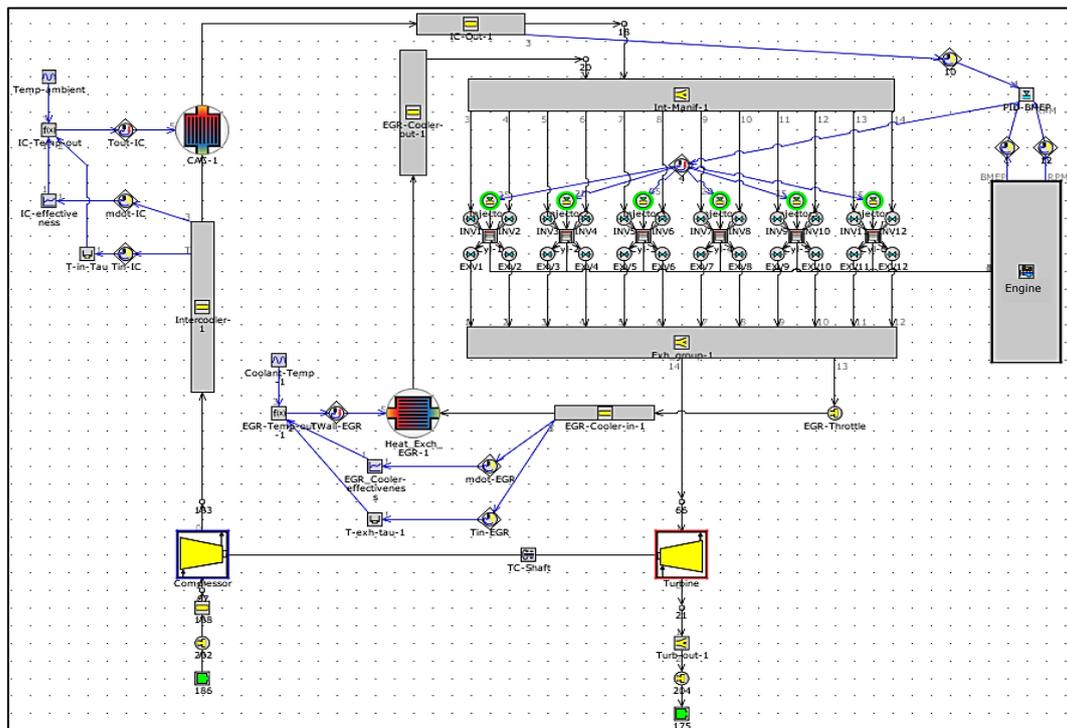
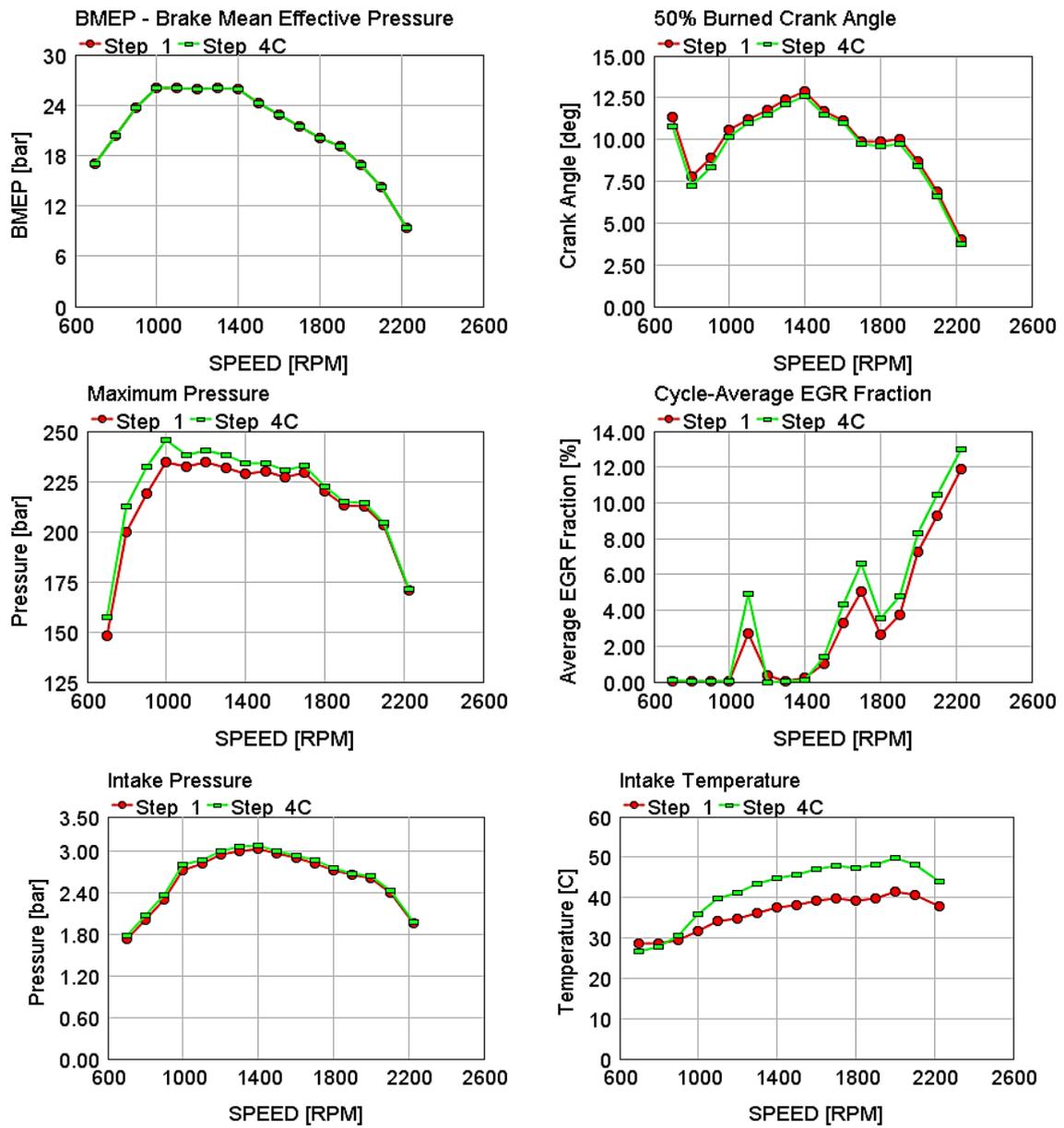


Figura 6.29 Layout del modello FRM finale: Step_4C

In figura 6.30 sono riportati i grafici risultanti dalla simulazione del modello iniziale DETM (Step_1, in rosso) e del modello FRM Step_4C (in verde chiaro) caratterizzato da un RT Factor pari a 2,6.



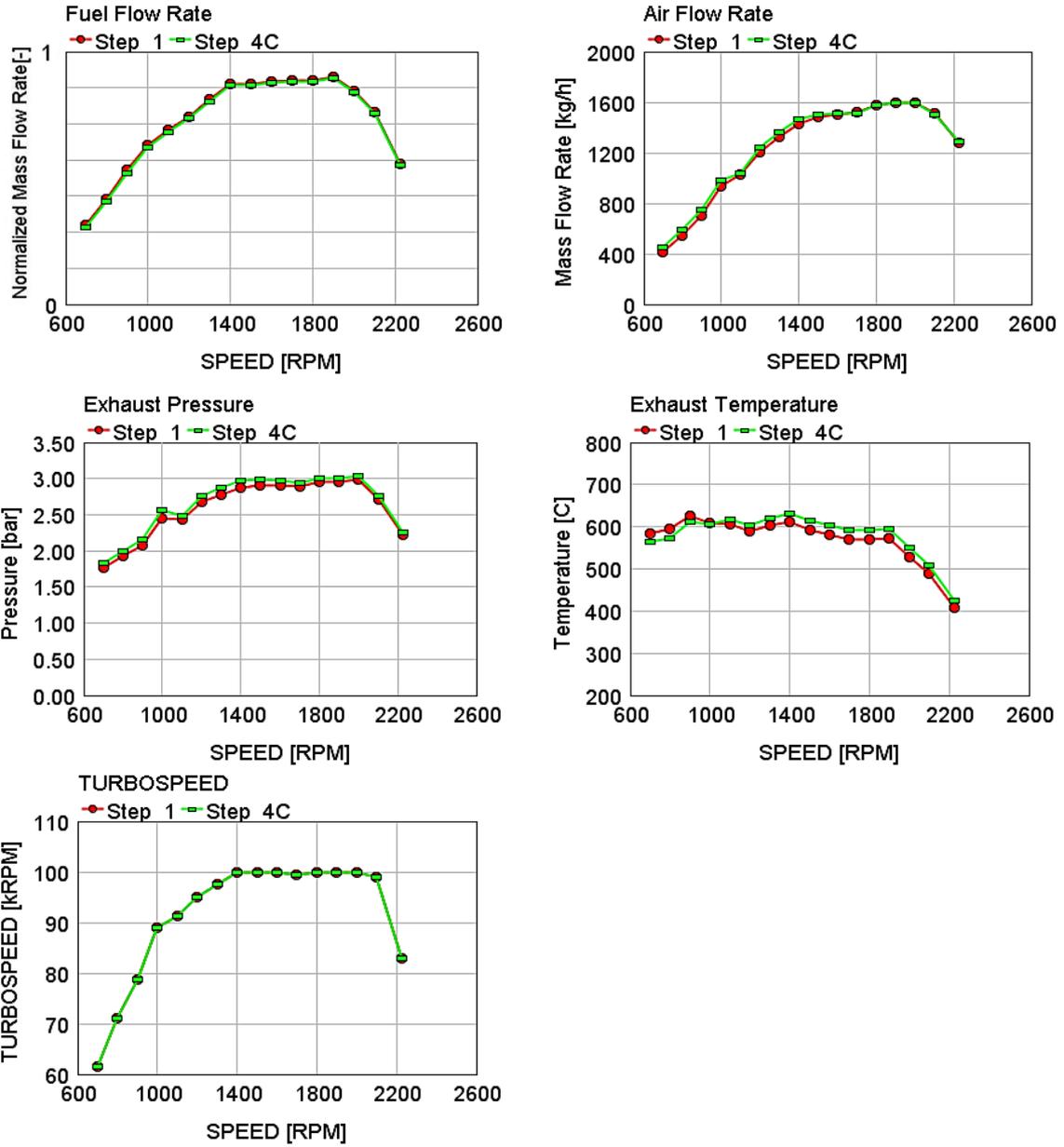


Figura 6.30 Confronto tra risultati del modello DETM (Step_1) e FRM finale (Step_4C)

CAPITOLO 7

Sviluppo di un modello motore Mean Value

7.1 Generalità

Scopo di questo capitolo è la creazione di un modello Mean Value (MVM) in grado di abbreviare ulteriormente i tempi necessari per la simulazione rispetto al modello motore FRM presentato nel capitolo 6, a sua volta sensibilmente più rapido del modello dettagliato da cui deriva come precedentemente descritto. Sebbene un MVM abbia un livello di accuratezza inferiore ad un modello FRM, esso è preferibile per la creazione di modelli per implementazione in architetture real-time (MIL, HIL) di un grosso motore, in cui la velocità di simulazione è di primaria importanza e il dettaglio della dinamica delle onde di pressione del fluido non è fondamentale.

Oltre alla semplificazione dei volumi del fluido già eseguita nella costruzione del modello FRM e recepita in eredità dal MVM, alla base di quest'ultimo vi è l'abbandono del modello predittivo di combustione DI Pulse ancora presente nel modello Fast Running. Per fare ciò si utilizza il cilindro "ai valori medi", *Mean Value Cylinder*, ovvero un modello semplificato di cilindro basato su mappe che contribuisce ad accelerare notevolmente il tempo computazionale rispetto ad un modello motore tradizionale basato su cilindri dettagliati e relativi calcoli della combustione.

Un ulteriore passo per aumentare la velocità di simulazione è quello di adottare un unico cilindro MV in sostituzione dei 6 cilindri del modello dettagliato originale.

Dopo aver determinato i parametri principali che influenzano le prestazioni del Cilindro MV, questi costituiranno gli input di un DoE (*Design of Experiment*) basato sul DETM necessario per allenare un insieme di reti neurali (*Neural Networks*) in grado di calcolare e fornire come output il valore delle variabili contenute nelle mappe del cilindro MV. Una rete neurale è un componente di controllo che calcola, mediante una serie di particolari algoritmi, un output sulla base di ingressi multipli sulla falsa riga di come funziona il cervello umano, ovvero in parallelo, da cui il nome di rete neurale. Questi componenti sono fondamentali per la creazione di un modello MV poiché

permettono di definire le dipendenze tra un numero maggiore di parametri rispetto ad una Look-up table o ad una mappa bidimensionale che sono limitate a 1 o 2 ingressi.

Nei paragrafi successivi si esamina in dettaglio il processo di realizzazione di un modello Mean Value del motore Diesel heavy-duty 11.0L a partire dal DETM presentato nel capitolo 5.

7.2 Il Cilindro Mean Value e le variabili che lo caratterizzano

Come anticipato la caratteristica del Cilindro Mean Value è quella di non eseguire i calcoli relativi alla combustione e alle grandezze ad essa collegate, ma di basare il proprio funzionamento sulla lettura dei valori contenuti in specifiche mappe.

Le mappe, o meglio i parametri contenuti in esse, che determinano le prestazioni del Cilindro Mean Value sono:

- Coefficiente di riempimento volumetrico, λ_V (*GT-Power*: Volumetric Efficiency)
- Pressione media indicata, p_{mi} [bar] (*GT-Power*: IMEP)
- Temperatura dei gas di scarico [$^{\circ}\text{C}$] (*GT-Power*: Exhaust Temperature)

Queste grandezze sono delle quantità di input per il Mean Value Cylinder e sono allo stesso tempo imposte dal cilindro durante la simulazione di un ciclo motore. Pertanto, per realizzare un MVM realistico, è necessario definire ciascuna di queste 3 grandezze in funzione di altri parametri che saranno identificati di seguito.

La prima operazione per poter sostituire i cilindri tradizionali del modello DETM con il Cilindro MV è dunque quella di definire quali sono i principali parametri motoristici da cui dipendono le tre variabili appena menzionate che caratterizzano il Cilindro MV e le prestazioni fornite da questo.

Di seguito si analizzano brevemente le variabili contenute nelle mappe del Cilindro MV per individuare i parametri da cui dipendono con l'intento di formularne un elenco necessario per la successiva impostazione del DoE.

7.2.1 Coefficiente di riempimento volumetrico

Il coefficiente di riempimento volumetrico λ_V è definibile come rapporto tra la massa d'aria aspirata dal motore m_a ed una massa di riferimento $m_{a,rif}$, usualmente ritenuta pari alla massa che potrebbe riempire la cilindrata nelle condizioni di pressione e temperatura presenti all'aspirazione del motore [1].

$$\lambda_v = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{a,rif}} = \frac{\dot{m}_a}{\rho_a V i \frac{n}{m}} = \frac{m_a}{\rho_a V} \quad (7.1)$$

dove:

- \dot{m}_a : portata d'aria aspirata dal motore
- $\dot{m}_{a,rif}$: portata d'aria di riferimento
- ρ_a : densità dell'aria in condizioni dell'ambiente di aspirazione
- V : cilindrata unitaria
- i : numero di cilindri
- n : numero di giri nell'unità di tempo
- m : numero di giri necessario per compiere un ciclo (2 per motore 4 tempi, 1 per 2 tempi)

Sebbene tale definizione sia concepita per un motore 4T che aspiri solo aria (quale ad esempio un motore diesel) essa può essere applicata anche a motori che aspirino una miscela combustibile-comburente (quali ad esempio i motori ad accensione comandata PFI), tenendo presente che, a causa dello spazio sottratto dal combustibile, la quantità di aria che il motore potrà aspirare risulterà, a parità di ogni altra condizione (ad es. laminazioni), inferiore.

I principali fenomeni che influenzano il coefficiente di riempimento λ_v sono [22]: la velocità di rotazione del motore, le condizioni dell'aria nel cassoncino di aspirazione (pressione e temperatura), rapporto delle pressioni tra scarico e aspirazione, dosatura della miscela (AFR) e tipo di combustibile, eventuale frazione di EGR, rapporto di compressione e geometria, profilo e fasatura di apertura delle valvole. Nel caso del presente lavoro, ad eccezion fatta per il rapporto di compressione e il diagramma di distribuzione delle valvole che sono costanti, (non sono presenti meccanismi di variazione del rapporto di compressione, né sistemi di variazione della fasatura delle valvole) i restanti parametri saranno considerati tra quelli che influenzano il coefficiente di riempimento e saranno pertanto da inserire nel DoE.

7.2.2 Pressione media indicata e temperatura dei gas di scarico

Per ciò che concerne la pressione media indicata e la temperatura dei gas di scarico è possibile, in prima approssimazione, considerare la loro dipendenza dallo stesso numero di parametri motoristici in quanto entrambe relative alla distribuzione dell'energia rilasciata dalla combustione. Inoltre esse sono legate alla massa di aria intrappolata nel cilindro, dunque dipendono come minimo dagli stessi parametri del coefficiente di riempimento λ_v , così come dalla dosatura α , come si può nel caso della pmi ricordandone una possibile espressione [1]:

$$pmi = \eta_{\theta_i} \eta_{lim} \lambda_v \frac{H_i}{\alpha V} \quad (7.2)$$

Dove η_{θ_i} e η_{lim} sono rispettivamente il rendimento termo-fluidodinamico interno e rendimento limite, mentre H_i è il potere calorifico inferiore del combustibile.

Un altro parametro importante legato al combustibile che ha un effetto significativo sull'IMEP e sulle temperature dei gas di scarico poiché influisce direttamente sulla velocità di combustione all'interno del cilindro è la fasatura di iniezione, in particolare il SOI (*Star of Injection*) dell'evento di iniezione principale, ossia della *Main Injection*, definito SOI_{Main} . Questa grandezza, insieme alla dosatura, incide marginalmente anche sul coefficiente di riempimento, poiché lo sviluppo della combustione determina le condizioni presenti in camera durante la fase di scarico, dunque anche il rapporto di pressioni tra collettore di scarico e di aspirazione.

7.2.3 Elenco dei parametri influenti sulle variabili del Cilindro MV

Alla luce di quanto appena esposto, per il motore oggetto del presente lavoro la lista delle variabili di input per il DoE da eseguire successivamente è la stessa per tutte tre variabili (λ_v , pmi e temperatura dei gas di scarico) delle mappe che caratterizzano le prestazioni del Cilindro MV. Resta inteso che questo elenco non mira ad essere un

insieme esaustivo ed universale valido per tutti i tipi di motore, piuttosto è necessario stilarlo considerando le caratteristiche e i componenti tipici del motore in esame.

Si riporta di seguito l'elenco dei suddetti parametri:

- Velocità di rotazione motore
- Pressione nel collettore di aspirazione
- Pressione nel collettore di scarico
- Temperatura nel collettore di aspirazione
- Quantità di combustibile iniettata al ciclo per cilindro
- Anticipo di iniezione principale
- Frazione di EGR

Come precedentemente menzionato queste grandezze rappresentano gli input per l'esecuzione di un DoE basato sul modello motore dettagliato utile per calcolare il valore che le variabili principali del Cilindro MV assumono al variare dei sette parametri individuati per un numero elevato di punti motore necessario ad allenare le reti neurali.

Nel prossimo paragrafo si descrive la preparazione, a partire dal DETM, di un modello motore opportunamente modificato per la simulazione del DoE e le relative impostazioni preliminari al lancio della simulazione.

7.3 Esecuzione di un Design of Experiment

La necessità di generare un grande numero di dati per poter successivamente allenare le reti neurali contenute in un modello MV rende necessario il ricorso a tecniche di tipo Design of Experiment per coniugare le esigenze contrapposte di risparmiare le risorse (temporali e computazionali) e di simulare un numero di condizioni operative più esaustivo possibile.

Nel prossimi paragrafi si fornirà una rapida descrizione sulla tipologia di DoE utilizzato e sui criteri di impostazione dei parametri che lo caratterizzano quali il numero di esperimenti, le variabili di input e il range di variazione delle stesse.

In seguito si descriveranno le modifiche da apportare al modello motore dettagliato presentato nel capitolo 5 necessarie per lanciare la simulazione in GT-Power dei punti del DoE.

7.3.1 Definizione del DoE

Il Design of Experiment è uno strumento statistico utilizzato per pianificare una serie di prove utili (esperimenti) per investigare il comportamento di un sistema o processo. In particolare per valutare il comportamento di un processo si cambiano i dati in ingresso (variabili di input), osservando i cambiamenti che si verificano nei dati in uscita (output o risposta) e traendone relazioni. L'obiettivo è quello di migliorare la comprensione del processo, modellizzandolo opportunamente. Per fare ciò esistono diverse possibilità di pianificare come modificare i dati in ingresso per osservare i cambiamenti che questi producono; alla base del DoE vi è proprio la scelta di tale pianificazione.

Lo scopo che ci si prefigge di raggiungere è trovare un metodo per scegliere come variare i dati di input per ottenere una copertura dello spazio della risposta del sistema che fornisca il maggior numero di informazioni possibili sulle proprie caratteristiche con il minor sforzo di calcolo possibile e con la confidenza che l'insieme dei punti campione fornisca un'immagine rappresentativa dell'intero spazio di investigazione.

Esistono diverse tecniche DoE, la cui scelta dipende dal tipo di problema da studiare, dall'interazione che sussiste tra le variabili di ingresso e dalle risorse di calcolo disponibili.

Il primo passo nella scelta di un DoE consiste nel decidere il numero delle variabili di input incluse nelle prove (eseguito nel precedente paragrafo) e i range di variazione delle stesse. Questo aspetto è particolarmente rilevante perché è importante riuscire a coprire tutte le condizioni operative che potrebbero verificarsi successivamente nella simulazione del modello Mean Value. Di seguito vengono elencate le sette variabili precedentemente individuate insieme alle relative unità di misura e agli estremi massimi e minimi da includere nel DoE. Tali valori sono stati opportunamente scelti sulla base dei risultati della simulazione del modello dettagliato.

Variabile	Parametro GT-Power	Unità	Min	Max
Velocità di rotazione motore	[SPEED]	rpm	700	2225
Pressione collettore di aspirazione	[PBOOST]	bar	1	3.3
Pressione collettore di scarico	[PBACK]	bar	1	3
Temperatura collettore di aspirazione	[TBOOST]	K	300	455
Quantità di combustibile iniettata	[Fuel-Mass]	mg	0	250
Anticipo di iniezione (Main)	[SOI_Main]	°atdc	-11.5	2.5
Frazione di EGR	[d_EGR]	mm	0	20

Tabella 7.1 Variabili di input del DoE e range di variazione

Come tipologia di DoE nella presente analisi si utilizza un Latin Hypercube che appartiene ai metodi definiti casuali (random) in quanto genera una combinazione casuale dei dati di input. Il Latin Hypercube è un'estensione in più dimensioni del corrispondente Latin Square. Un Latin Square NxN è caratterizzato dalla seguente proprietà: ognuno degli N fattori di input compare esattamente una sola volta per ciascuna colonna e una sola volta per ciascuna riga (figura 7.1)

<i>E</i>	<i>D</i>	<i>C</i>	<i>B</i>	<i>A</i>
<i>D</i>	<i>C</i>	<i>B</i>	<i>A</i>	<i>E</i>
<i>C</i>	<i>B</i>	<i>A</i>	<i>E</i>	<i>D</i>
<i>B</i>	<i>A</i>	<i>E</i>	<i>D</i>	<i>C</i>
<i>A</i>	<i>E</i>	<i>D</i>	<i>C</i>	<i>B</i>

Figura 7.1 Latin Square di cinque variabili (N=5)

In maniera analoga in un Latin Hypercube il range di variazione di ciascun input è suddiviso in un numero di sotto-intervalli equi spaziatì pari al numero di esperimenti richiesto (che verrà discusso a breve); ogni esperimento conterrà un valore casuale contenuto in uno di questi intervalli per ogni variabile di input. Ogni intervallo viene utilizzato soltanto una volta nell'intera matrice dell'esperimento [23].

Il DoE Latin Hypercube ha il vantaggio di disperdere i dati casualmente nell'intero range di variabilità degli input precedentemente indicato ed ottenere una maggior copertura dello spazio della risposta rispetto ad un DoE di tipo Full Factorial con stesso numero di esperimenti (figura 7.2), aspetto determinante per ottenere dei dati di output finemente dispersi con cui allenare le reti neurali ottenendo da queste una buona accuratezza di risposta.

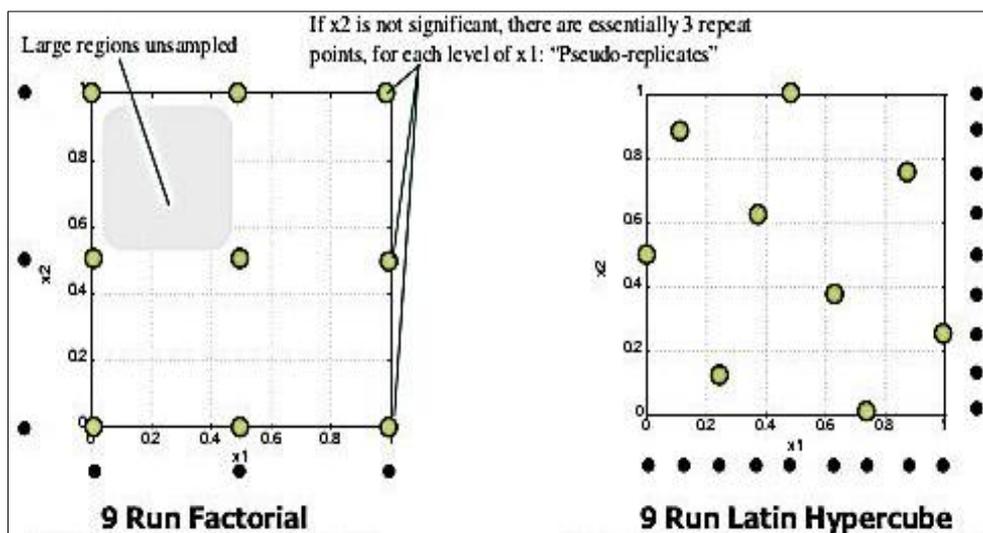


Figura 7.2 Confronto dispersione dei dati di output tra Full Factorial e Latin Hypercube a pari numero di esperimenti

Lo svantaggio principale di questa metodologia risiede nel dover esplicitamente impostare il numero di esperimenti che si vogliono eseguire, decisione complessa in quanto dipendente dal numero delle variabili, dalla natura del problema, dal metodo di approssimazione utilizzato e dell'accuratezza desiderata. Per questo motivo la Gamma Technologies fornisce delle linee guida scaturite da uno studio eseguito in proposito, di cui si riporta brevemente il risultato ottenuto. [23]

La figura 7.3 mostra l'andamento dello scarto quadratico medio (RMSE) della previsione di reti neurali relative alla *p_{mi}* (IMEP) e alla temperatura dei gas di scarico (Exhaust Temp.) in funzione del numero di esperimenti utilizzato per allenarle e del numero di variabili di input.

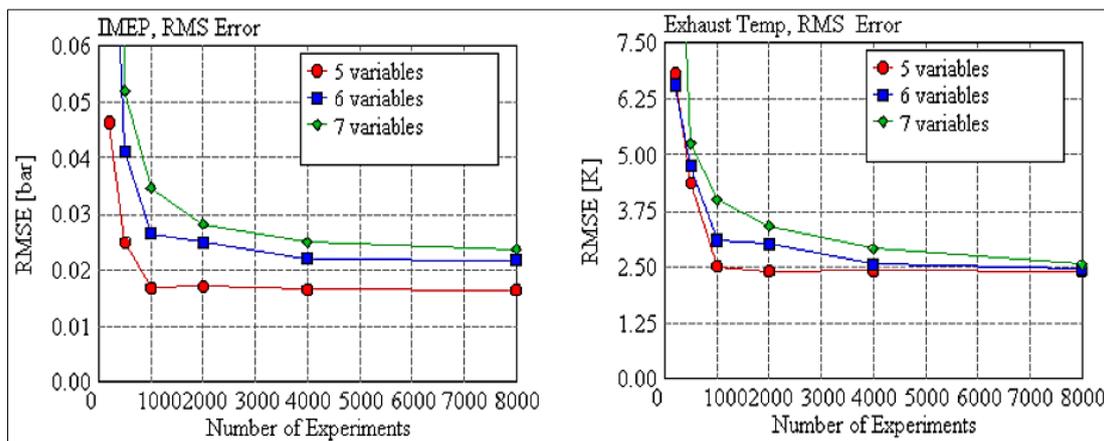


Figura 7.3 Andamento RMSE di reti neurali in funzione del numero di esperimenti e di variabili di input del DoE

Si può notare come da un certo numero di esperimenti in poi (circa 4000 per il caso specifico citato) ad un aumento del numero degli esperimenti stessi non corrisponda più un significativo miglioramento nella bontà di previsione della rete neurale, rendendo superfluo l'utilizzo delle relative risorse aggiuntive in termini di sforzo computazionale.

Sulla base di queste informazioni, considerando di voler avere un buon compromesso tra tempo di calcolo e accuratezza attesa, per il modello presentato in questo lavoro di tesi si è scelto di eseguire il DoE con un numero di 2000 esperimenti.

7.3.2 Preparazione di un modello GT-Power per il DoE

In GT-Power la base di partenza per la generazione di un modello motore modificato opportunamente per poter lanciare la simulazione di un DoE è un modello motore dettagliato, in questo caso specifico si fa riferimento al DETM presentato nel capitolo 5 e mostrato in figura 5.1. A partire da questo è necessario apportare una serie di modifiche necessarie per l'esecuzione del DoE.

Al fine di poter includere nel DoE le sette variabili influenti sulle mappe del cilindro MV precedentemente individuate, è necessario creare altrettanti parametri nel modello GT-Power DoE, dal momento che nel modello dettagliato la maggior parte di esse rappresenta il risultato della simulazione piuttosto che un input per quest'ultima.

Per poter imporre durante la simulazione la pressione nel collettore di aspirazione e di scarico è necessario innanzi tutto rimuovere dal modello il turbocompressore e sostituirlo con le due parti denominate rispettivamente *Amb-in* e *Amb-out* che appartengono al template *EndEnvironment* della libreria di GT-Power, in cui creare rispettivamente i parametri [PBOOST] e [PBACK]. Inoltre si rimuovono le parti comprese tra il compressore e l'ambiente di ingresso e tra turbina e l'ambiente di uscita e si collegano tali ambienti alle parti 194 e 181 mediante le connessioni *Bellmouth* e *Nocond*.

Similmente per poter imporre la temperatura in uscita dal compressore, ora rimosso, si è crea il parametro [TBOOST] all'interno della parte *Amb-in*. Per ciò che riguarda la temperatura nell'ambiente di scarico invece (*Amb-out*) è importante imporre una temperatura media che sia tipica dei gas di scarico a monte della turbina (circa 500°C, come osservato durante la simulazione del DETM) dal momento che, se la temperatura imposta è troppo bassa è stato verificato che la temperatura delle parti costituenti il collettore di scarico è negativamente influenzata e i risultati della simulazione sottostimati in particolare a basse velocità motore.

In figura 7.4 sono visibili le impostazioni delle parti *Amb-in* e *Amb-out* come appena descritto.

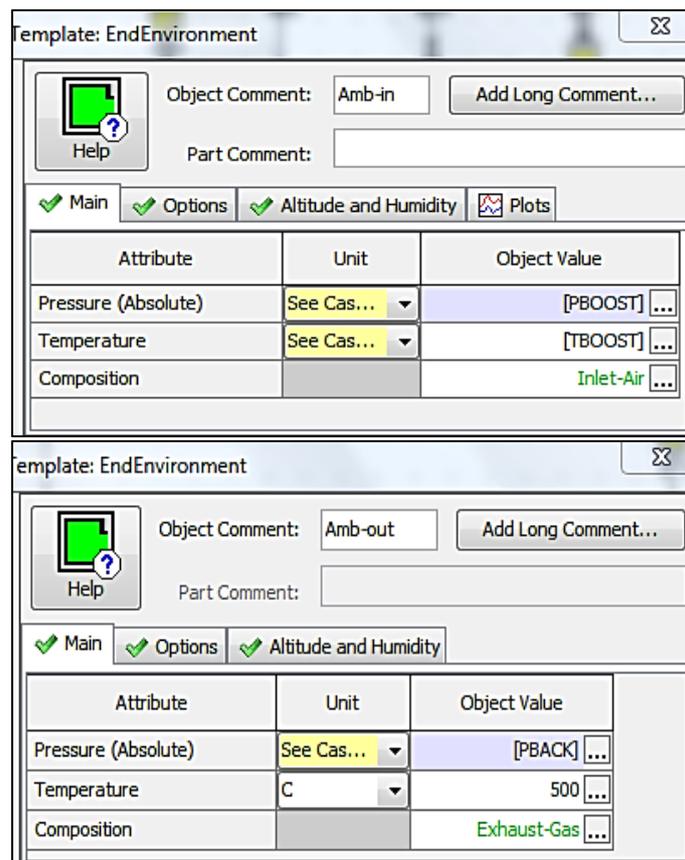


Figura 7.4 Impostazioni ambienti di aspirazione e scarico in sostituzione del turbocompressore

In secondo luogo, come nel caso del modello Fast Running, è necessario rimuovere i circuiti di controllo della turbina a geometria variabile (*PID-VGT*) e della valvola EGR (*PID-EGR*) ed imporre ai relativi attuatori i valori numerici ottenuti al termine della simulazione del DETM eseguita in precedenza. Questo poiché il turbocompressore è stato rimosso, mentre la frazione di EGR, regolata proprio attraverso il diametro della valvola, è una delle sette variabili di input per il DoE e non è necessario mantenere attivo il controllo sul diametro; al contrario il diametro sarà variato dal software durante l'esecuzione del DoE a partire dal valore inizialmente inserito che costituisce pertanto solo un punto di partenza arbitrario. Per una motivazione analoga è necessario rimuovere anche il circuito di controllo relativo alla quantità iniettata (*PID-BMEP*), dal momento che la variabile “quantità di combustibile iniettato” costituisce un altro input che sarà variato durante l'esecuzione del DoE.

Un'ulteriore operazione relativa ai parametri di iniezione da eseguire preliminarmente al lancio della simulazione del DoE è stata la creazione di un semplice circuito per il

calcolo dell'istante di iniezione dell'iniezione "Pre" (SOI_{Pre}) a partire dal SOI_{Main} che è un'altra variabile di input per il DoE. In sostanza nel modello dettagliato di partenza sia il SOI_{Main} che il SOI_{Pre} sono memorizzati sotto forma di mappe in funzione di velocità di rotazione motore e PME. Per evitare di aggiungere il SOI_{Pre} come ulteriore variabile indipendente nel DoE che incrementerebbe notevolmente la vastità dello spazio della risposta e il relativo tempo di calcolo e considerando inoltre che tale iniezione rappresenta una frazione molto marginale confrontata con la Main in termini di quantità di combustibile introdotto in camera, si è scelto di calcolare questa grandezza a partire dal SOI_{Main} e da un'apposita mappa di Dwell-Time basata sui valori del DETM. Il Dwell-Time è definibile come la distanza, in termini di angolo manovella, che intercorre tra due eventi di iniezione (figura 7.5), in questo caso tra l'iniezione Pre e la Main.

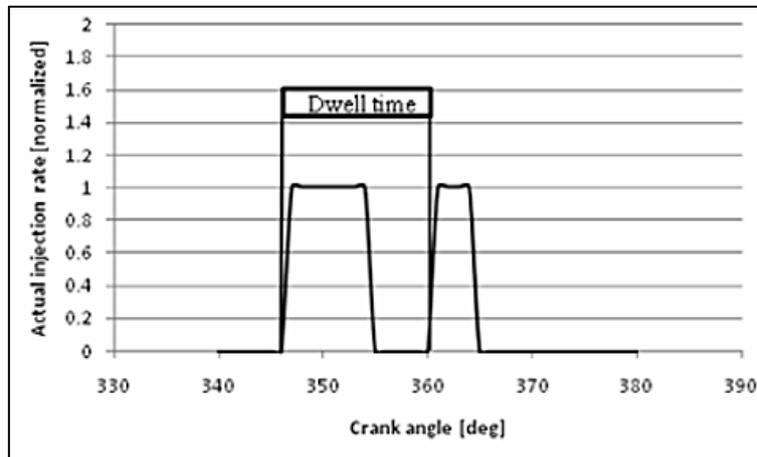


Figura 7.5 Schema di Dwell-Time tra due eventi di iniezione [24]

Il calcolo del Dwell-Time per ciascuna combinazione di giri motore e PME è dunque ricavabile dai valori degli istanti di iniezione del modello dettagliato in maniera immediata, dal momento che per ogni colonna i di velocità motore e per ogni riga j di PME, tale valore è dato dalla differenza tra ogni SOI della Pre ($SOI_{Pre,ij}$) e il relativo SOI della Main ($SOI_{Main,ij}$), cioè:

$$DT_{ij} = SOI_{Pre,ij} - SOI_{Main,ij} \quad (7.3)$$

Una volta popolata la mappa di Dwell-Time a partire dai valori di SOI contenuti nelle mappe del DETM, è possibile per il modello DoE ricavare ogni singolo valore di SOI

della Pre, sia esso $SOI_{Pre_DoE,ij}$, con il procedimento inverso rispetto al precedente, ovvero eseguendo la semplice somma:

$$SOI_{Pre_DoE,ij} = SOI_{Main_DoE,ij} + DT_{ij} \quad (7.4)$$

In tale maniera ad ogni valore di SOI della Main variato dal software durante l'esecuzione del DoE, esso è altresì in grado di assegnare un corrispondente valore al SOI dell'iniezione Pre.

Il layout del modello così modificato e pronto per eseguire la simulazione del DoE è visibile in figura 7.6. In evidenza in figura è visibile la catena di parti per il calcolo del SOI dell'iniezione Pre. Inoltre è possibile notare che anche le prestazioni dell'intercooler e dell'EGR-cooler sono tenute in considerazione dal momento che i rispettivi componenti sono ancora presenti nel modello.

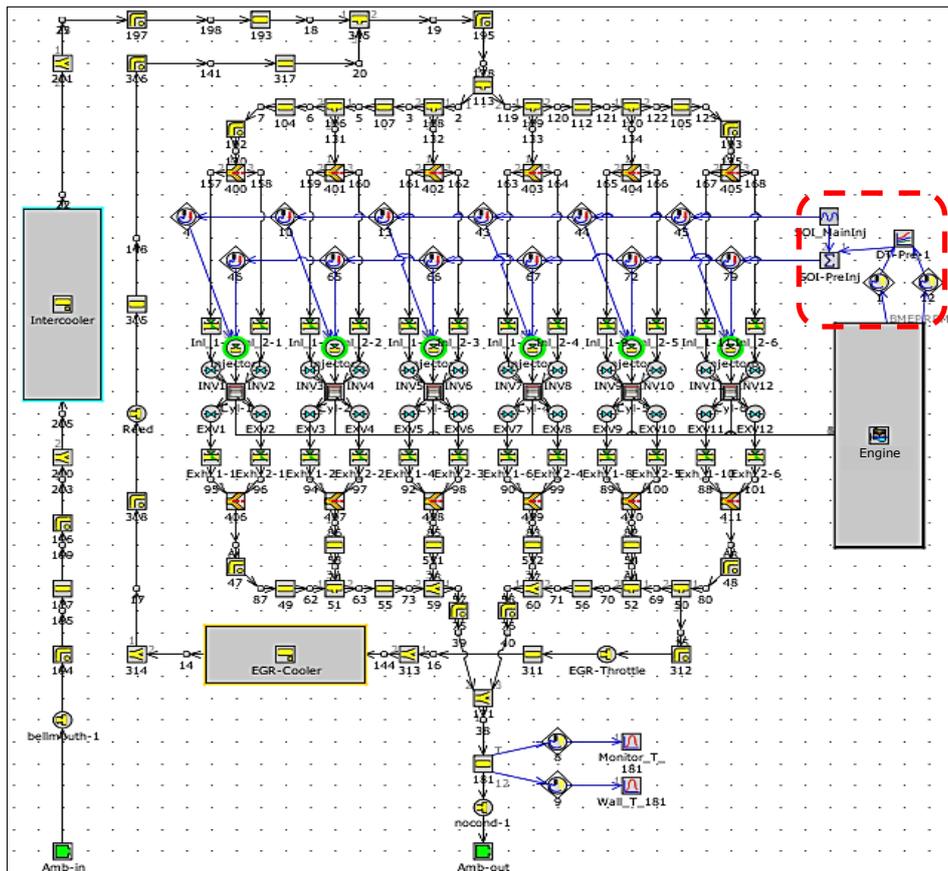


Figura 7.6 Layout del modello per l'esecuzione del DoE

Il risultato dell'esecuzione del DoE appena descritto sarà utilizzato per l'allenamento delle reti neurali presentato nel prossimo paragrafo.

7.4 Utilizzo delle reti neurali

Come brevemente anticipato, una rete neurale (artificiale) è un componente di controllo che viene utilizzato per fornire un output di fronte ad un numero di input superiore a due e dunque difficilmente gestibile mediante strumenti più tradizionali come LUT o mappe. Le reti neurali sono inoltre più rapide nel fornire la risposta perché non necessitano di “cercare” i dati nelle mappe per eseguire i calcoli.

GT-Power prevede la possibilità di allenare delle reti neurali a partire da una serie di dati (sperimentali o simulati) e di importarle in modelli motore di tipo Mean Value per calcolare il valore delle tre variabili che definiscono le prestazioni del Cilindro MV a partire dai parametri di input identificati.

Diversi lavori hanno mostrato la bontà di funzionamento delle reti neurali per la generazione di modelli motore real-time per applicazioni controllistiche [25],[26] e il buon livello di accuratezza anche per simulazioni di tipo transitorio una volta che opportunamente calibrate [27].

Nei paragrafi successivi si fornisce una breve descrizione del funzionamento di una rete neurale e se ne descrive l’implementazione in ambiente GT-Power per la realizzazione di un modello motore Mean Value del motore diesel heavy-duty 11.0L presentato nei capitoli precedenti.

7.4.1 Descrizione di una rete neurale

La definizione di rete neurale deriva dal comportamento che questo sistema di elaborazione di informazioni assume, in analogia con il funzionamento del cervello umano che può essere definito come un’architettura di calcolo in parallelo.

L’unità elementare di una rete neurale è il neurone artificiale, i cui primi studi risalgono alla prima metà del secolo scorso [28].

Il funzionamento di una rete neurale moderna è rappresentato da una topologia a più livelli costituiti da un insieme di più neuroni: il primo strato rappresenta le variabili di input (*input layer*), il secondo è il cosiddetto livello nascosto (*hidden layer*) che può essere a sua volta costituito da una moltitudine di livelli, il terzo è il livello dell’output (*output layer*). Ogni neurone riceve uno o più segnali di input (x_1, x_2, \dots, x_n) e restituisce un certo valore di output y ai neuroni del livello successivo (tipologia di rete *feed-*

forward) fino al raggiungimento del livello degli output finali del processo, in una sequenza di calcolo e di trasmissione delle informazioni che procede in parallelo. Gli input sono caratterizzati da un fattore peso (w_1, w_2, \dots, w_n) e l'uscita da ciascun neurone dell'hidden layer, che esegue una somma pesata dei valori di input, viene resa non lineare attraverso l'utilizzo di specifiche funzioni f non lineari dette *activation functions*. L'output y è dunque una somma ponderata non lineare dei valori di input (figura 7.7) [29].

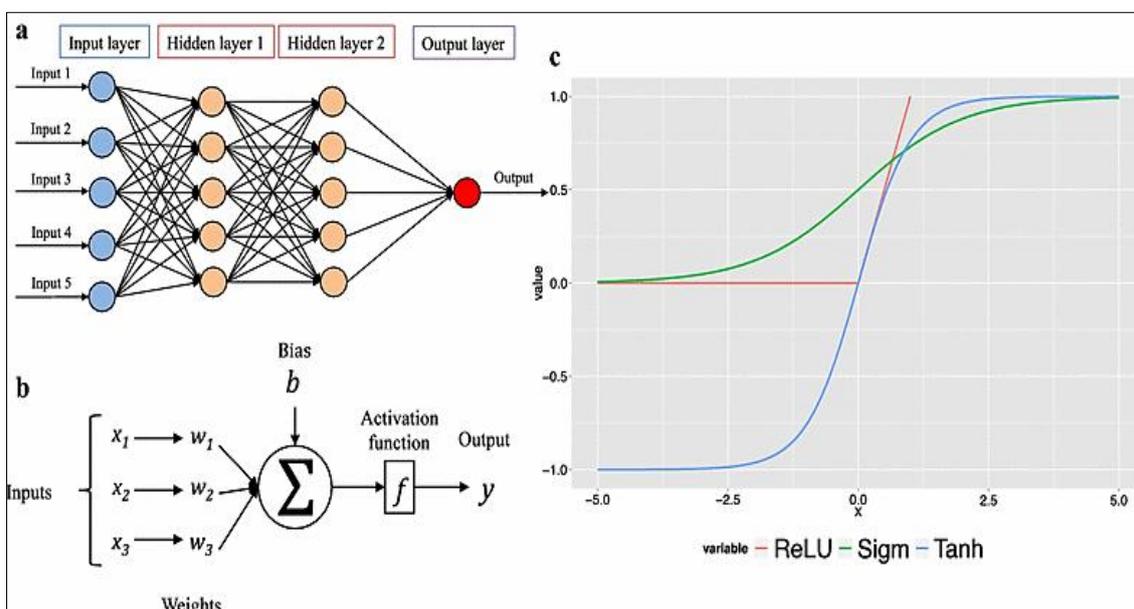


Figura 7.7 (a)Schema topologico di rete neurale feed-forward a più livelli; (b) schema logico di calcolo dell'output; (c) esempi di *activation functions*: rectified linear units (ReLU), Tanh and Sigmoid (Sigm)

Il processo di allenamento (*training*) di una rete neurale consiste dapprima nel trovare i corretti valori dei fattori peso w a partire da dati noti sperimentalmente o simulati, ovvero da coppie di valori di cui si conosce l'input x_i e il relativo output y_i . In seguito, noti a questo punto i valori dei fattori peso, si utilizza la rete neurale per effettuare delle previsioni e generare degli output \hat{y}_i da confrontare con gli output reali del processo y_i di una serie di punti precedentemente esclusi dalla fase di training proprio allo scopo poter determinare il grado di accuratezza raggiunto dalla rete (fase di *testing*), come visibile dallo schema di figura 7.8.

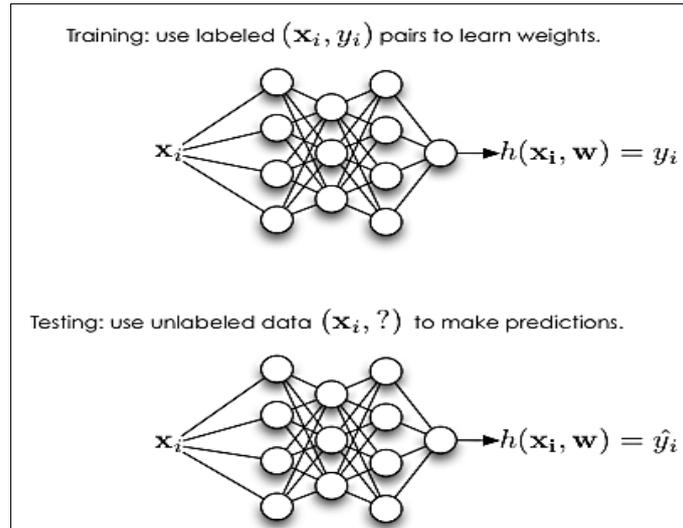


Figura 7.8 Fasi di training e testing di una rete neurale [30]

7.4.2 Allenamento delle reti neurali in GT-Power

In GT-Power è presente, sotto il menù *Tools*, un'apposita funzione che consente di allenare le reti neurali basandosi sui risultati del DoE precedentemente eseguito. Innanzi tutto è necessario selezionare le variabili di input per l'allenamento, che coincidono con quelle utilizzate nel DoE. In tabella 7.2 è visibile l'elenco delle suddette variabili elencate precedentemente e il corrispondente nome della variabile e della parte in cui è memorizzata dal software (*RLT Variable*).

Variabile	Parametro GT-Power	RLT Variable
Velocità di rotazione motore	[SPEED]	avgrpm:engine
Pressione collettore di aspirazione	[PBOOST]	pavl:195
Pressione collettore di scarico	[PBACK]	tavl0:195
Temperatura collettore di aspirazione	[TBOOST]	pavl:181
Quantità di combustibile iniettata	[Fuel-Mass]	injrateav:Injector1
Anticipo di iniezione (Main)	[SOI_Main]	egrin:engine
Frazione di EGR	[d_EGR]	output1:SOI_MainInj

Tabella 7.2 Elenco delle variabili di GT-Power necessarie per allenare le reti neurali

In secondo luogo è necessario specificare quale, tra le tre variabili delle mappe del Cilindro MV, si vuole sia l'output della rete neurale. In questo caso si tratta del coefficiente di riempimento volumetrico (Volumetric Efficiency), tenendo presente che per i restanti altri due parametri si agisce in modo analogo. Successivamente è possibile specificare una serie di variabili aggiuntive definite *Constrain RLT Variable*, che permettono di settare dei limiti aggiuntivi per escludere quelle combinazioni di grandezze che non hanno un senso fisico, come i casi di portate di scarico negative o frazioni di EGR eccessive. Nel caso in esame si è ritenuto di escludere i punti con portate negative di EGR (ovvero riflusso di EGR dall'aspirazione allo scarico), così come frazioni di EGR superiori al 50%, e quelli caratterizzati da valori di MFB₅₀ superiori a 50 gradi ATDC (after top-dead center) e di portata di gas di scarico minori di zero. In figura 7.9 è visibile la schermata del software relativa all'impostazione dei suddetti limiti.

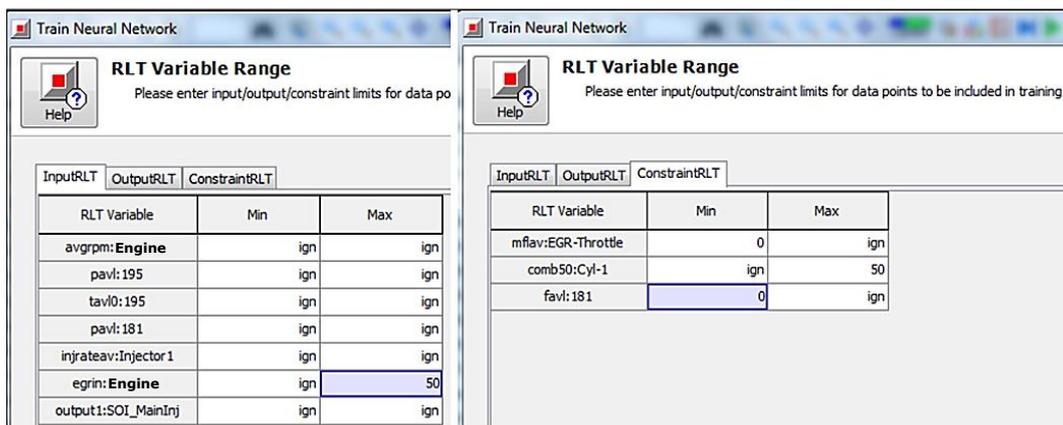


Figura 7.9 Impostazione dei limiti delle variabili di input per l'allenamento delle reti neurali

Infine è necessario selezionare la tipologia di metodo da utilizzare per l'esecuzione dell'allenamento della rete neurale; in questo caso viene utilizzato la modalità automatica che esegue diverse iterazioni di differenti metodi disponibili nel software e crea la rete con il migliore tra questi.

A seguito di questo processo vengono generati dei grafici che permettono di giudicare la bontà del risultato ottenuto. In particolare è interessante osservare il grafico di regressione della rete neurale generata con il metodo automatico, dunque quella ottimale, nel caso della Volumetric Efficiency (figura 7.10).

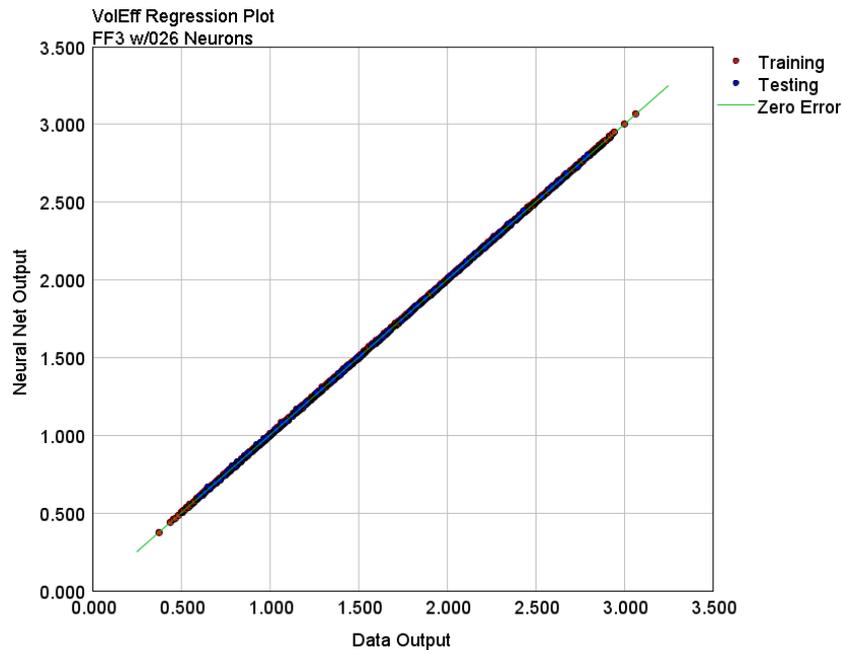


Figura 7.10 Grafico di regressione della rete neurale Volumetric Efficiency

Esso mostra l'output generato dalla rete neurale in confronto ai dati originali generati dal DoE, sia per la serie di dati utilizzati per l'allenamento (*training data*) in rosso in figura 7.8, sia per l'altra serie di dati definiti *testing data*, in blu in figura 7.8. Questi ultimi costituiscono circa il 10% del totale dei dati originati con il DoE che non vengono di proposito utilizzati per l'allenamento ma riservati per giudicare la bontà di funzionamento della rete in questa circostanza, come ricordato in precedenza. Come è possibile osservare nel caso del coefficiente di riempimento si osserva un ottimo comportamento della rete neurale, dimostrato dal fatto che la dispersione dei punti di testing rispetto alla retta di errore nullo (Zero Error) è molto contenuta.

In figura 7.11 si riportano gli analoghi grafici di regressione per le altre due variabili del Cilindro MV, ovvero IMEP e temperatura dei gas di scarico, oltre che per altre due grandezze di cui si spiegherà a breve la necessità di realizzazione di una specifica rete neurale: gli attriti interni al motore (FMPE) e il baricentro della combustione o MFB₅₀.

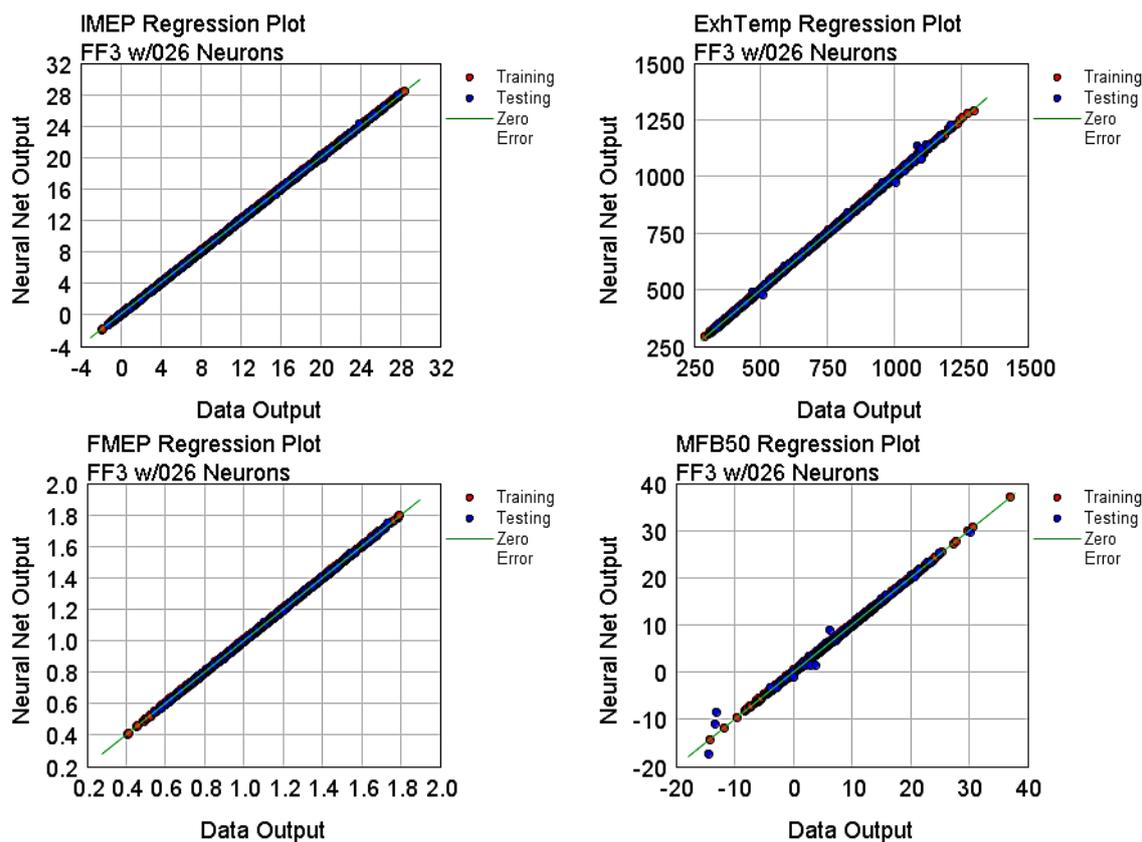


Figura 7.11 Grafici di regressione delle reti neurali IMEP, Exhaust Temperature, FMEP e MFB₅₀

Nel caso delle reti neurali relative a IMEP e FMEP si osserva nuovamente un'ottima correlazione tra i dati generati dalle rispettive reti e quelli realmente calcolati durante la simulazione del DoE. La correlazione della rete relativa alla Temperatura dei gas di scarico si dimostra molto buona, pur se lievemente peggiore di quelle esaminate in precedenza. Infine la rete neurale del MFB₅₀ dimostra una correlazione ancora lievemente peggiore, soprattutto nel caso dei valori vicini all'estremo inferiore, pur se ancora ampiamente accettabili. Questo comportamento può essere spiegato alla luce del fatto che l'MFB₅₀ è, tra tutte, la grandezza più direttamente legata alla simulazione della combustione che risulta un processo particolarmente difficile da prevedere soprattutto laddove le reti neurali non hanno avuto un numero sufficiente di dati per essere allenate, proprio come accade per i valori dei punti esaminati. In tutti i restanti casi si può notare un buon risultato ottenuto dall'allenamento della rete.

Come risulta evidente dalla stessa figura 7.11 oltre ai tre parametri che caratterizzano il Cilindro MV si sono allentate le altre due reti neurali precedentemente menzionate, ovvero quella relativa alla FMEP e quella del MFB₅₀. La prima è necessaria poiché il

modello dettagliato di partenza contiene un modello di perdite organiche (attriti) che non è più in grado di funzionare correttamente in un modello motore Mean Value. Infatti la FMEP del modello iniziale è espressa mediante la relazione di Chen-Flynn [31]:

$$\text{FMEP} = B \cdot p_{max} + C \cdot \left(n \frac{c}{2}\right) + D \cdot \left(n \frac{c}{2}\right)^2 \quad (7.5)$$

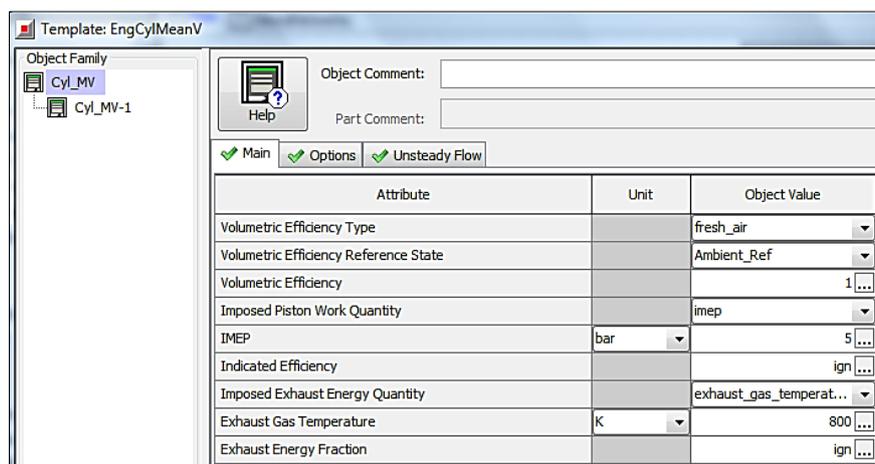
In questa relazione la FMEP dipende, oltre che dalle costanti A, B, C, D da determinare sperimentalmente, anche dalla corsa c del motore, dalla velocità di rotazione n dello stesso e dalla massima pressione in camera durante la combustione p_{max} . Nel caso di un modello motore Mean Value in cui il Cilindro MV non predice la combustione o il processo di ricambio del fluido, la pressione interna ad esso è semplicemente il valore contenuto nella mappa di IMEP ad ogni time-step della simulazione e la pressione massima raggiunta durante un ciclo è pertanto molto più bassa di quella del motore reale (e del modello dettagliato calibrato su questo). Per questo motivo è conveniente allenare una rete neurale per la variabile FMEP a partire dagli stessi risultati del DoE utilizzati per le altre variabili.

Sempre per via del modello di cilindro semplificato utilizzato in un modello MV che non simula il processo di combustione e non calcola le grandezze ad essa associate, anche la variabile MFB_{50} non può essere calcolata dal modello MV. Tuttavia questa rappresenta una grandezza di fondamentale importanza per lo sviluppo delle strategie di controllo della combustione che si sono presentate nei capitoli iniziali di questo lavoro e che costituiscono la motivazione di fondo per lo sviluppo di questi stessi modelli. Per questo motivo è stato necessario allenare un'ulteriore rete neurale per il calcolo del MFB_{50} . A questa sarà associato sul modello MV un componente di tipo *MonitorSignal* in grado di visualizzare (e di salvare per la successiva generazione di grafici su GT-Post) il parametro MFB_{50} .

7.5 Sostituzione dei cilindri con il Cilindro Mean Value

Come anticipato un modello Mean Value si caratterizza per la sostituzione dei cilindri del modello dettagliato di partenza con il singolo Cilindro MV ai valori medi. Per eseguire questa operazione preliminare all'introduzione delle reti neurali nel modello, è possibile partire dallo Step_4B di realizzazione del modello FRM, dal momento che tutto il lavoro svolto relativamente alla semplificazione dei volumi del modello è di validità anche per il modello MV.

Da questo modello si rimuovono i 6 cilindri insieme a tutte le valvole di aspirazione e scarico, così come i 6 iniettori. Al loro posto si inseriscono rispettivamente il Cilindro MV, denominato *Cyl_MV-1*, e un iniettore Mean Value, denominato *Inj_MV-1*. Durante la creazione del Cilindro MV GT-Power richiede obbligatoriamente l'immissione di valori numerici anche nei campi delle variabili che saranno generate in output dalle reti neurali, ovvero Volumetric Efficiency, IMEP ed Exhaust Gas Temperature; è possibile inserire qualunque valore arbitrario dato che in fase di simulazione questi saranno sovrascritti da quelli calcolati dalle reti neurali. In figura 7.12 sono mostrate le impostazioni attribuite al Cilindro MV nel momento della sua creazione.



Attribute	Unit	Object Value
Volumetric Efficiency Type		fresh_air
Volumetric Efficiency Reference State		Ambient_Ref
Volumetric Efficiency		1...
Imposed Piston Work Quantity		imep
IMEP	bar	5...
Indicated Efficiency		ign...
Imposed Exhaust Energy Quantity		exhaust_gas_temperat...
Exhaust Gas Temperature	K	800...
Exhaust Energy Fraction		ign...

Figura 7.12 Definizione delle caratteristiche del cilindro MV

A questo punto è sufficiente posizionare sulla mappa del modello i nuovi componenti appena creati e ripristinare le relative connessioni: il Cilindro è collegato ai collettori di

aspirazione (*Int-Manif-1*) e di scarico (*Exh_group-1*) e al blocco motore, mentre l'iniettore MV è collegato allo stesso cilindro e all'attuatore già presente in precedenza sul modello. In figura 7.13 è visibile il confronto tra il modello FRM Step_4B e il modello Mean Value da esso generato.

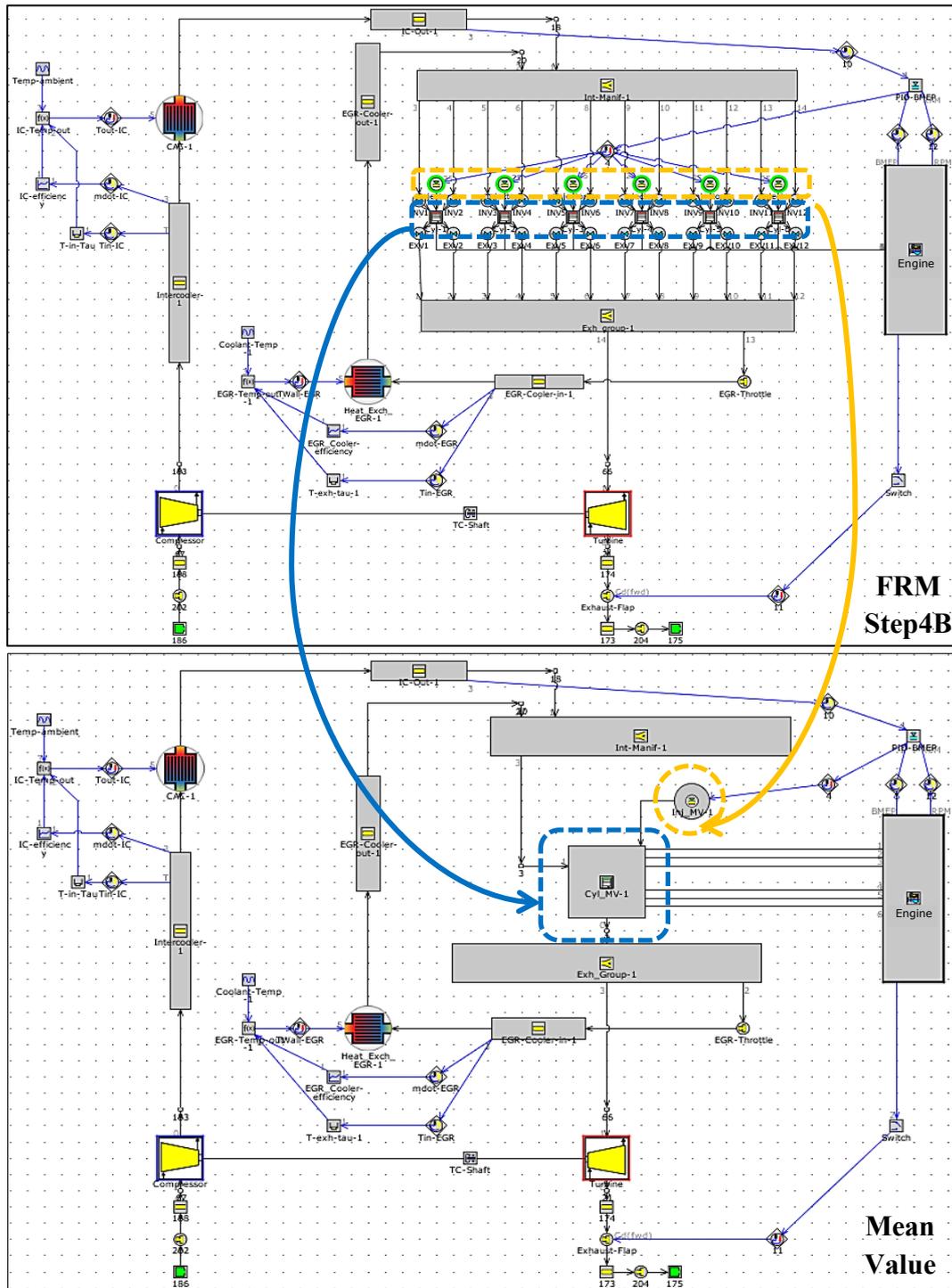


Figura 7.13 Sostituzione dei cilindri e degli iniettori con i rispettivi componenti MeanValue: confronto tra FRM Step_4B e Mean Value

7.6 Aggiunta delle reti neurali al modello Mean Value

Per poter aggiungere le reti neurali precedentemente allenate al modello Mean Value appena generato, è necessario aggiungere degli specifici componenti necessari da un lato ad acquisire i valori delle grandezze input per le reti neurali (i 7 parametri individuati nel paragrafo 7.2.3 ed utilizzati per allenare le reti) e dall'altro ad imporre gli output delle reti ai rispettivi componenti.

A tale scopo si inseriscono 6 componenti di tipo *SensorConn* di cui 3 si collegano al collettore *Int-Manif-1* per misurare pressione e temperatura nel collettore di aspirazione e frazione in massa di gas combusti (misura del grado di EGR attuato), uno al collettore di scarico *Exh_group-1* per misurarne la pressione, uno all'iniettore MV per misurare la quantità di combustibile iniettata e uno al blocco motore per rilevare la velocità di rotazione. Delle sette variabili di input per le reti neurali manca ancora la misura dell'anticipo di iniezione; per tale componente però non è possibile utilizzare un componente del tipo *SensorConn* per misurarlo direttamente dal momento che l'iniettore MV non lo contiene. Per aggirare questo problema è necessario creare un'apposita Look-up Table 2D che chiameremo *SOI-Main-1* in cui inserire i valori SOI_{Main} in funzione della velocità motore e della PME, in analogia con quanto accadeva nel modello dettagliato con gli iniettori tradizionali.

E' altresì necessario inserire 4 componenti di tipo *ActuatorConn* necessari viceversa ad imporre i valori di output calcolati dalle reti neurali ovvero: IMEP, Volumetric Efficiency ed Exhaust Gas Temperature per quanto riguarda il Cilindro MV e FMEP per quanto concerne il blocco motore.

A questo punto è possibile aggiungere le reti neurali al modello e per fare ciò ci si serve del componente *NeuralNet* presente nella libreria di GT-Power. Questo template permette di importare i file precedentemente creati al termine della fase di allenamento delle reti, di definire gli input e gli output per ciascuna rete neurale e di impostare specifici limiti inferiori/superiori così come eventuali coefficienti per incrementare o diminuire i segnali ricevuti in input o forniti in output. In figura 7.14 sono riportate le caratteristiche dei segnali di input per la rete neurale della Volumetric Efficiency.

 Object Comment: <input type="text"/> <input type="button" value="Add Long Comment..."/>								
Part Comment: <input type="text"/>								
<input checked="" type="checkbox"/> Inputs <input checked="" type="checkbox"/> Outputs								
Attribute	Unit	Input Signal #1	Input Signal #2	Input Signal #3	Input Signal #4	Input Signal #5	Input Signal #6	Input Signal #7
Optional Comments		EngSpeed ...	IntakeP ...	IntakeT ...	ExpP ...	FuelM ...	IntakeBGMF ...	SOI-Main-1 ...
Wireless Input Signal		ign ...						
Multiplier to Input Signal		ign ...	ign ...	ign ...	ign ...	0.2777 ...	100 ...	ign ...
Shift to Input Signal		ign ...						
Lower Limit to Input Signal		ign ...						
Upper Limit to Input Signal		ign ...						

Figura 7.14 Definizione degli input per la rete neurale Volumetric Efficiency

E' possibile notare osservando le colonne relative ai segnali di input 5 e 6, ovvero rispettivamente alla quantità di combustibile iniettata e alla frazione in massa di gas combusti nel collettore di aspirazione, l'utilizzo di 2 coefficienti moltiplicativi pari a 0.2777 e 100. Tali valori numerici hanno la funzione di eseguire delle conversioni di unità di misura, dal momento che i sensori inseriti nel modello leggono kg/h per la quantità di combustibile e una frazione per l'EGR, mentre in fase di allenamento delle reti le stesse variabili erano misurare in g/s e percentuale rispettivamente. Per la stessa motivazione questi coefficienti sono adottati anche nella definizione delle altre reti neurali.

Per ciò che riguarda la definizione delle caratteristiche di output della rete neurale Volumetric Efficiency si può osservare dalla figura 7.15 che si sono imposti un limite inferiore e superiore, pari a 0,35 e 3.06, per garantire che l'output sia sempre un valore ragionevole anche in fasi particolari come transitori o inizio dei cicli di simulazione. Questi limiti sono tratti dall'analisi dei risultati del DoE per la variabile in esame.

 Object Comment: <input type="text"/>		
Part Comment: <input type="text"/>		
<input checked="" type="checkbox"/> Inputs <input checked="" type="checkbox"/> Outputs <input type="checkbox"/> Plots		
Attribute	Unit	Output Signal #1
Optional Comments		Voleff ...
Neural Network Model File Name		<C:\Users\To... ..
Multiplier to Output Signal		ign ...
Shift to Output Signal		ign ...
Lower Limit to Output Signal		0.35 ...
Upper Limit to Output Signal		3.06 ...

Figura 7.15 Definizione dell' output per la rete neurale Volumetric Efficiency

In maniera analoga si si agisce per quanto riguarda la definizione degli input ed output delle restanti quattro reti neurali.

Dopo aver definito le caratteristiche di tutte cinque le reti neurali è possibile inserirle nel modello Mean Value e connetterle ai sensori precedentemente inseriti nel modello stesso necessari per trasmettere alle reti le variabili in ingresso e per attuare verso le parti del modello gli output generati. In figura 7.16 è possibile osservare il layout finale delle reti neurali: per mantenere una vista snella sulla mappa del modello l'insieme delle reti neurali e dei relativi sensori/attuatori è stato racchiuso in un sotto assieme dedicato dal nome di *NeuralNetworks*.

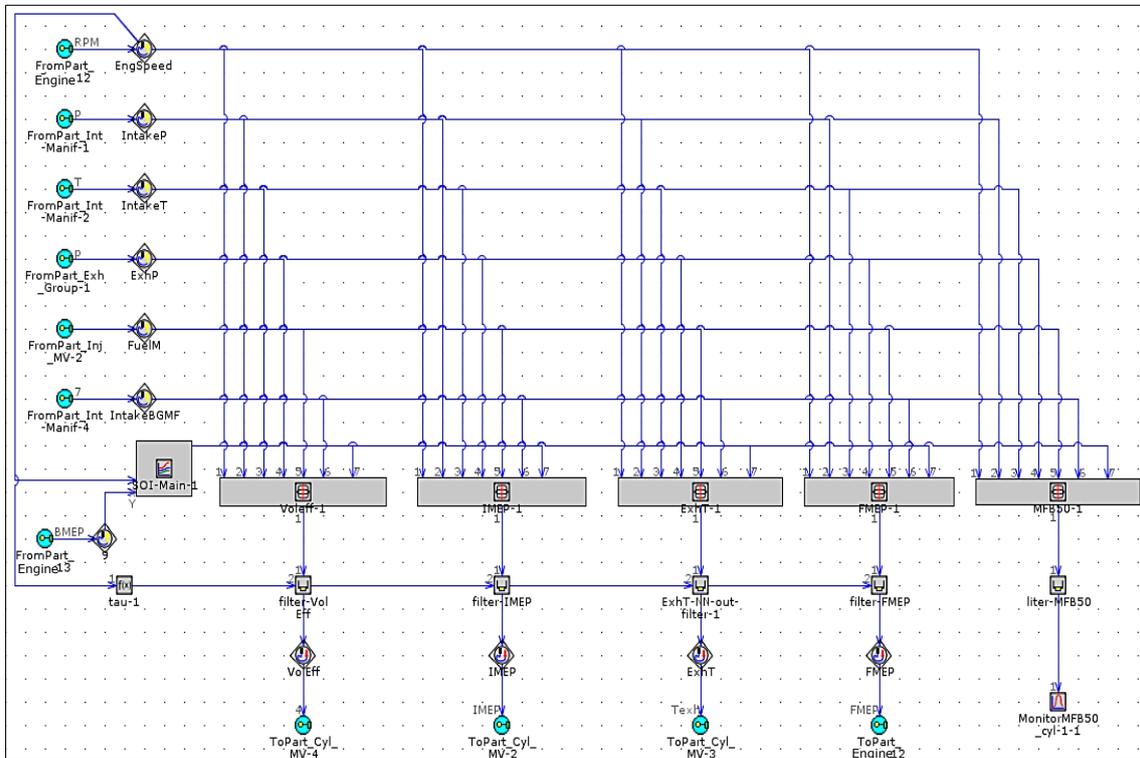


Figura 7.16 Layout delle reti neurali inserite nel modello Mean Value

In figura 7.17 è riportato invece il layout dell'intero modello motore Mean Value in cui si può riconoscere, in alto sopra al volume del collettore di aspirazione, il sotto assieme delle reti neurali appena presentato.

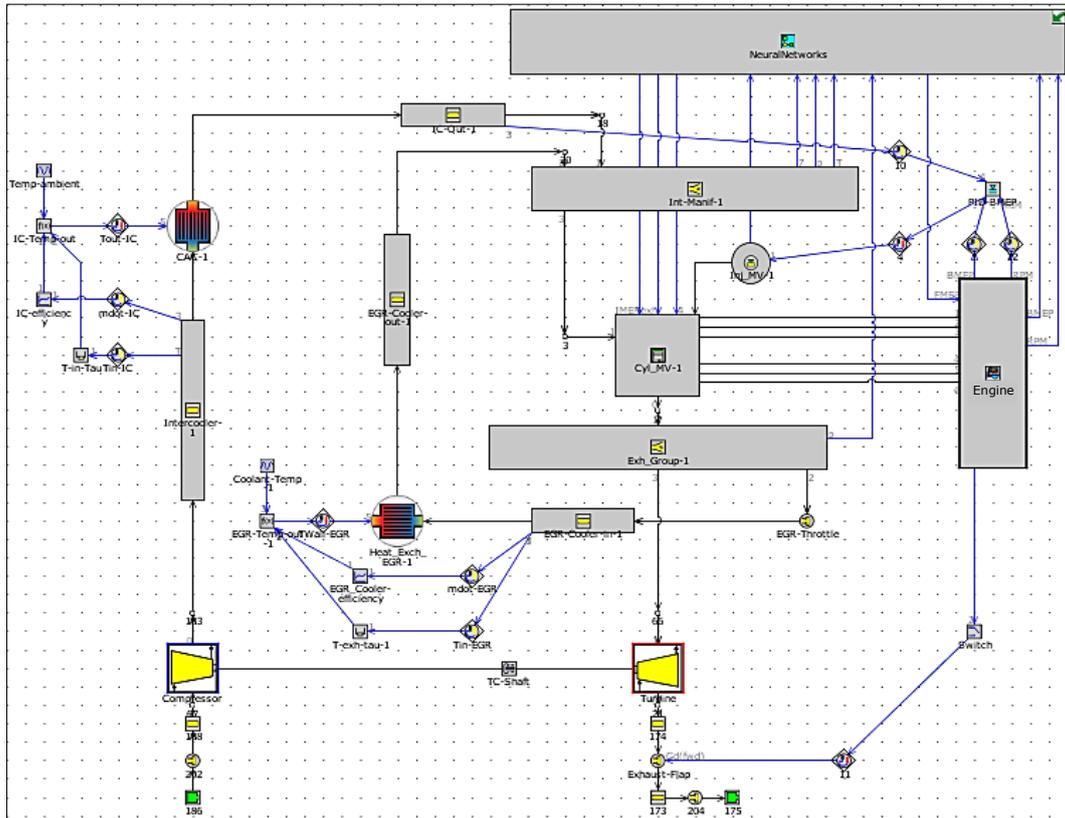


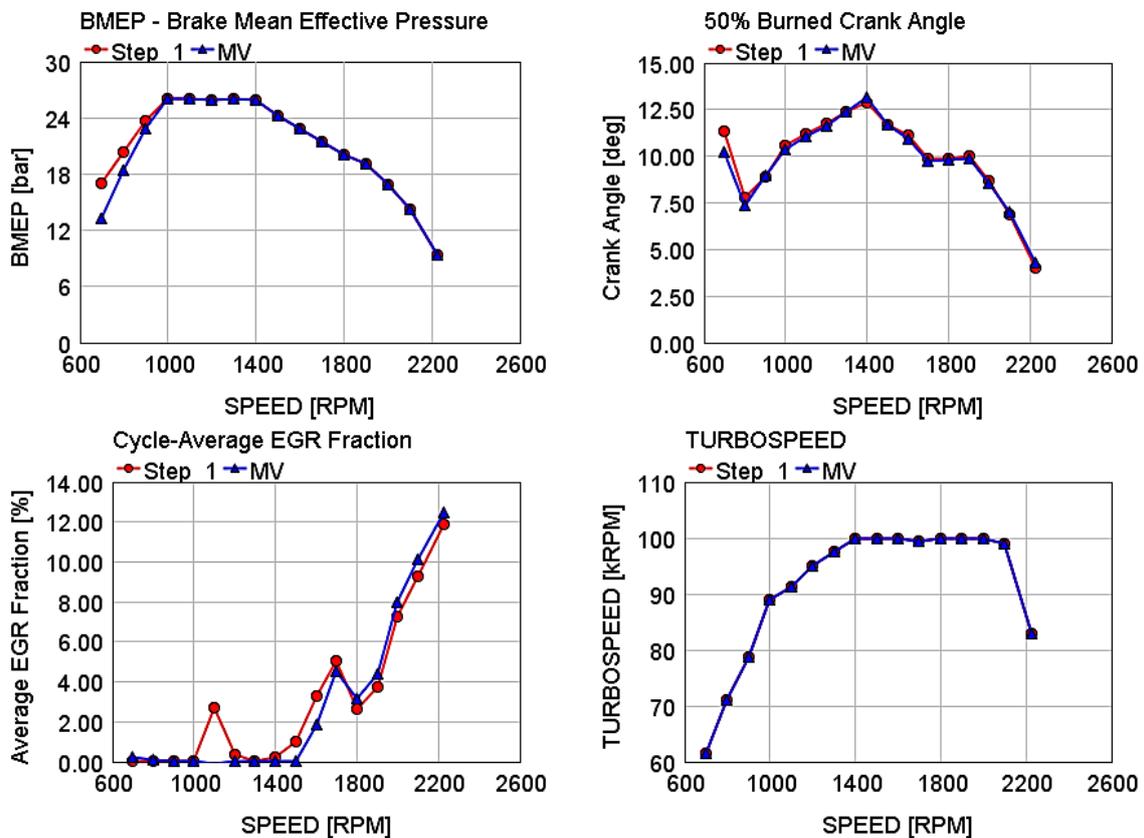
Figura 7.17 Layout del modello Mean Value con il sotto assieme delle reti neurali

7.7 Risultati del modello Mean Value

In analogia con quanto eseguito per il modello Fast Running, i risultati della simulazione del modello Mean Value appena presentato vengono confrontati con i risultati della simulazione del modello dettagliato di riferimento (DETM).

Le differenze rispetto al caso del modello FRM sono due. La prima è la mancanza del grafico relativo alla massima pressione in camera dato che questo non è un risultato attendibile di un modello Mean Value in cui l'imposizione della IMEP al cilindro fornisce una p_{max} del tutto sottostimata rispetto ad un modello con simulazione della combustione. La seconda è relativa ad una modifica al coefficiente di scambio termico del volume all'uscita dell'intercooler che è stato calibrato per compensare la tendenza a sovrastimare le temperature del collettore di aspirazione manifestatesi durante lo sviluppo del modello FRM.

La figura 7.18 mostra i grafici ottenuti dal suddetto confronto dopo l'esecuzione della simulazione del modello Mean Value che ha fornito un RT Factor pari a 2: in rosso il DETM e in blu il modello MV.



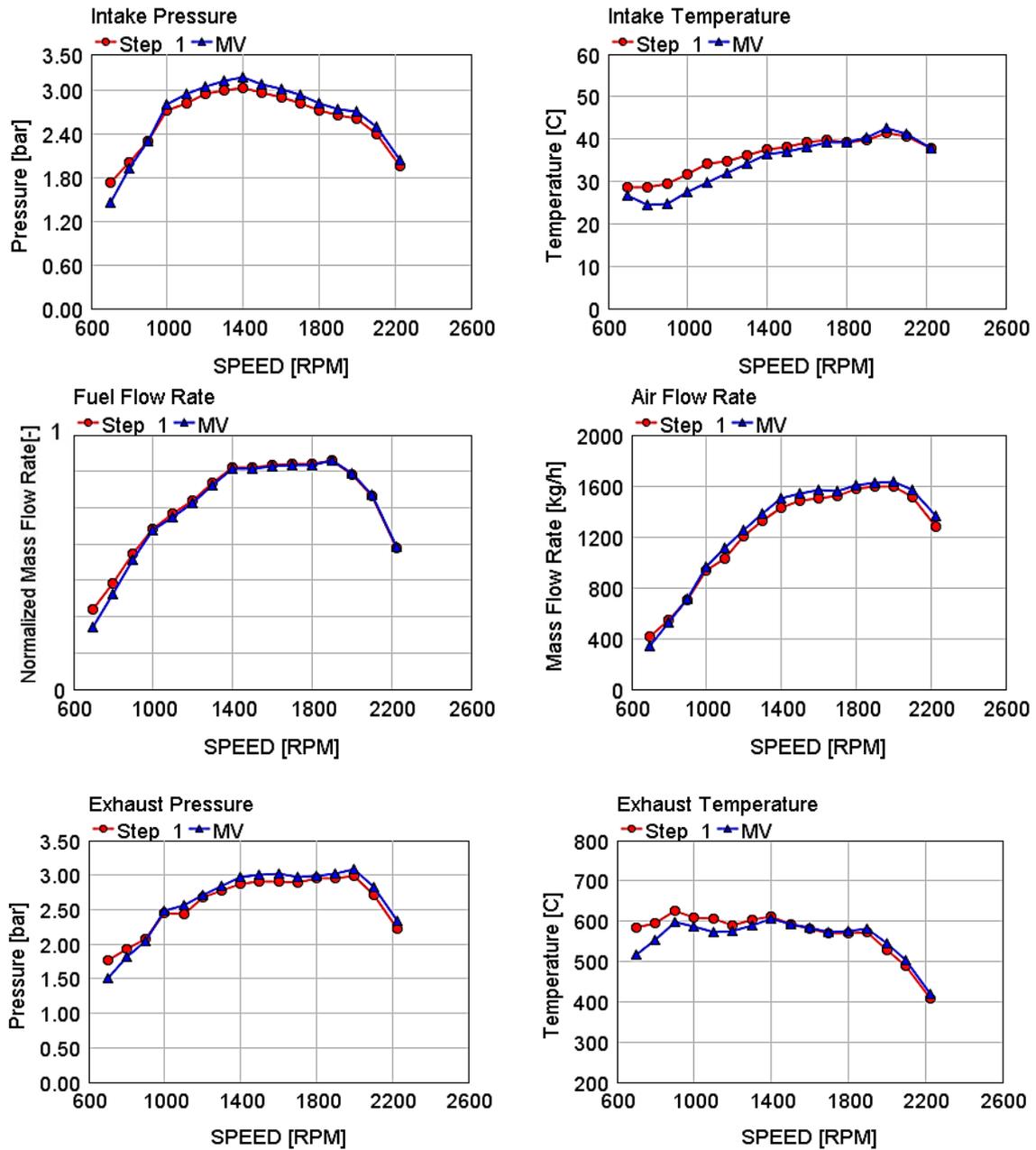


Figura 7.18 Confronto tra risultati del modello DETM (Step_1) e Mean Value

In seguito a questa prima simulazione è stato verificato che il componente maggiormente limitante nel calcolo del time-stipe e di conseguenza nell'ottenimento di un RT Factor inferiore è la parte 174, ovvero il collettore di uscita turbina. Pertanto, in analogia con quanto eseguito nello Step_4C di realizzazione del modello Fast Running, si procede alla semplificazione dei volumi a valle della turbina. Si crea un unico volume mediante l'unione delle parti 174 e 173 e la rimozione della valvola di scarico *Exhaust-Flap*. La connessione 204 posta immediatamente prima dell'ambiente di uscita viene

invece mantenuta e il suo diametro, originariamente pari a 75 mm, è posto a 72 mm (calcolato mediante l'ottimizzatore di GT-Power) per incrementare la contropressione allo scarico in conseguenza della rimozione della valvola di scarico; il volume creato è nominato *Turb-out-1* e il layout del modello Mean Value in questa configurazione è visibile in figura 7.19 col nome di MV_2.

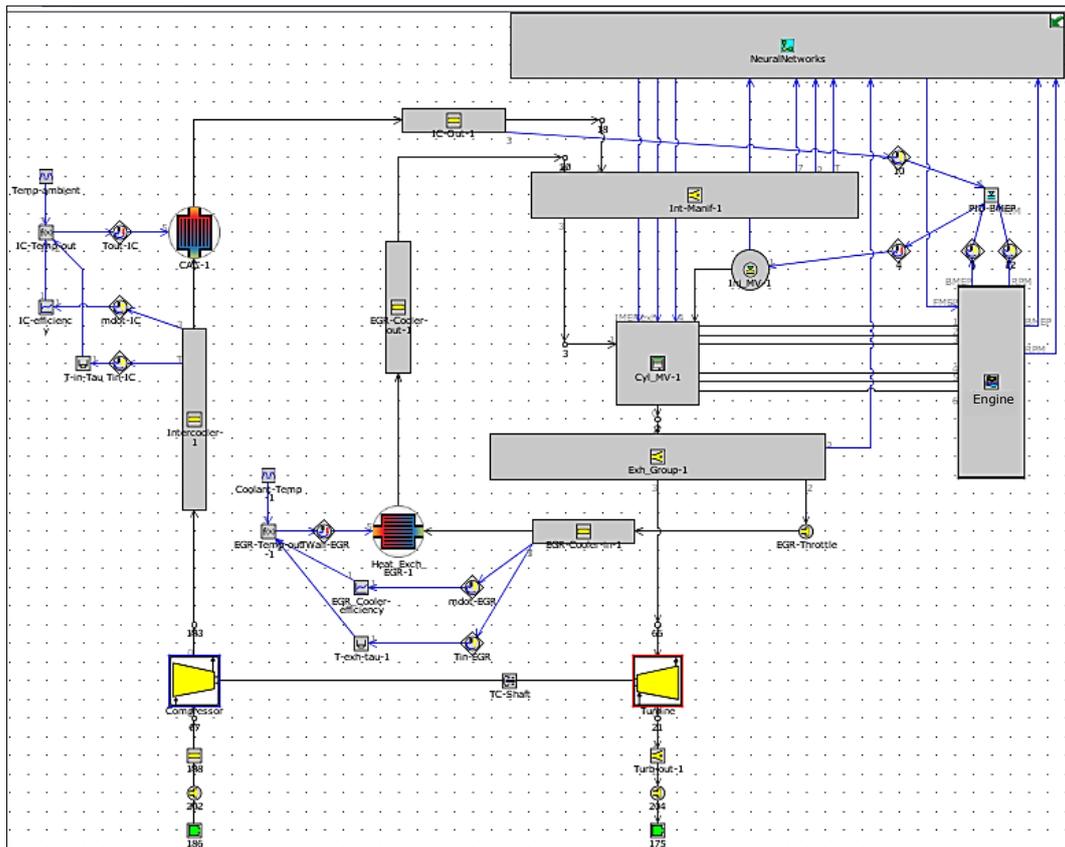
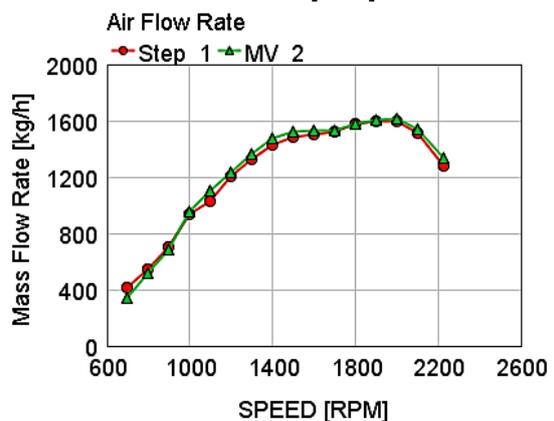
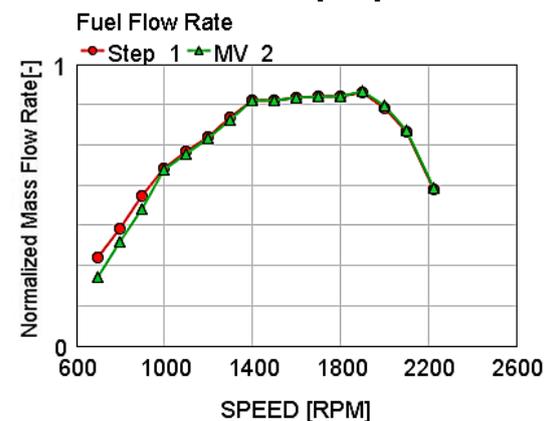
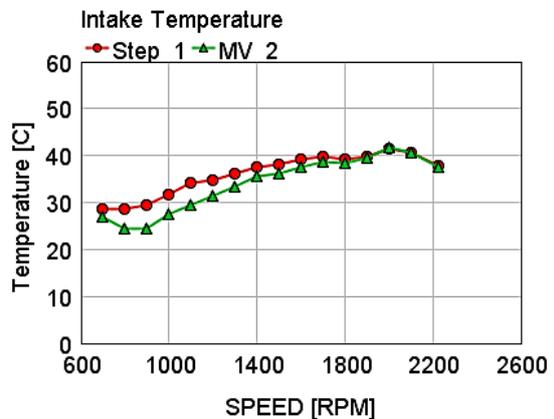
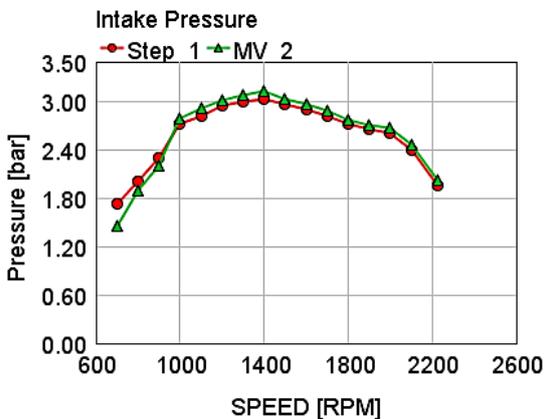
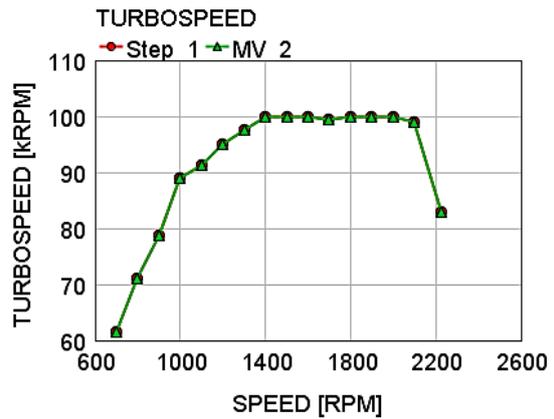
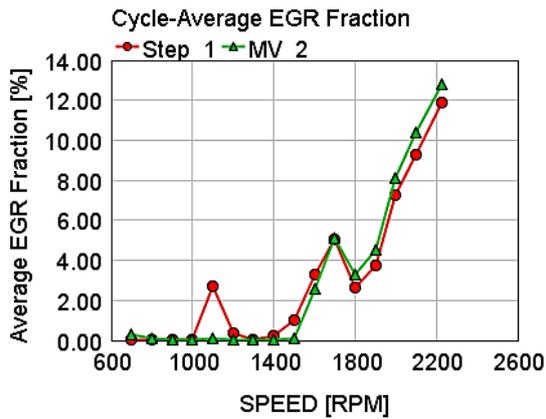
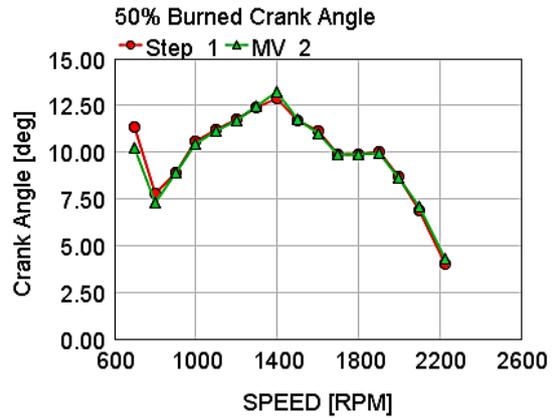
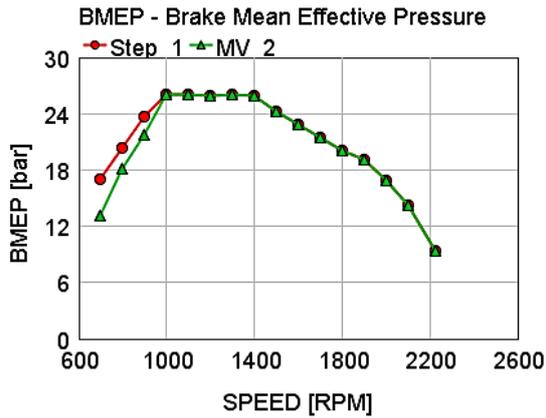


Figura 7.19 Layout del modello Mean Value dopo l'unione dei volumi a valle turbina

In figura 7.20 sono riportati i grafici risultanti dalla simulazione del modello iniziale DETM (Step_1, in rosso) e del modello Mean Value (MV_2, in verde) caratterizzato da un RT Factor pari ad 1.



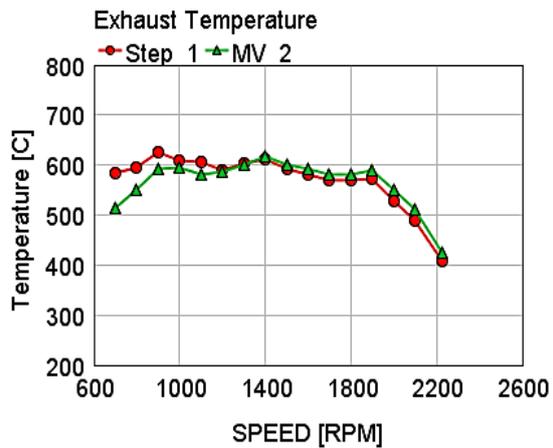
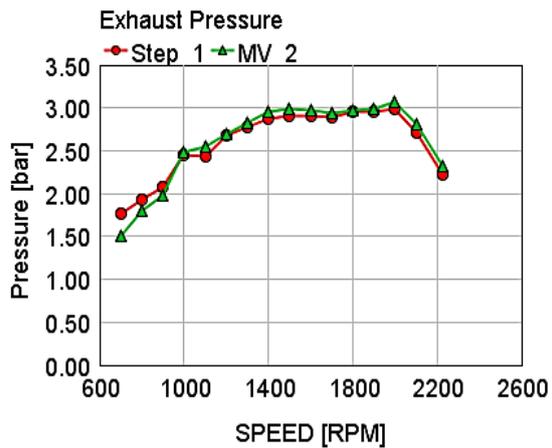
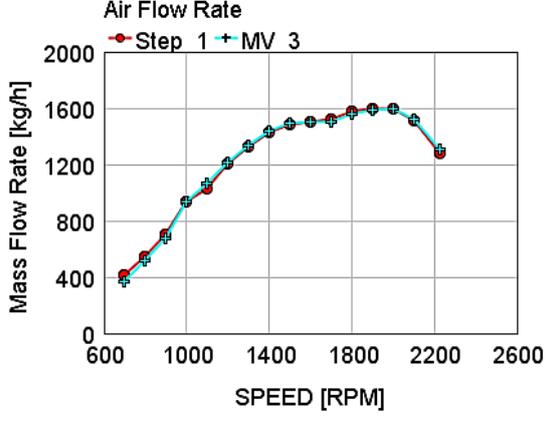
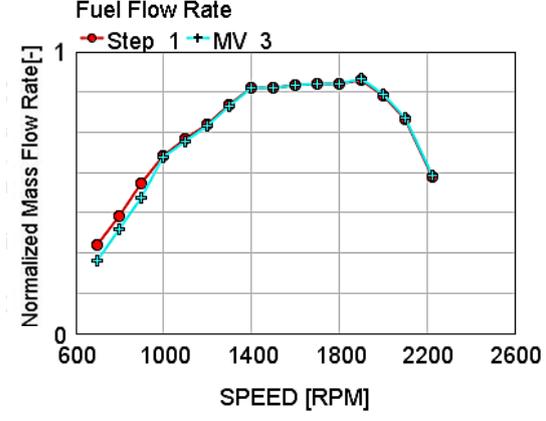
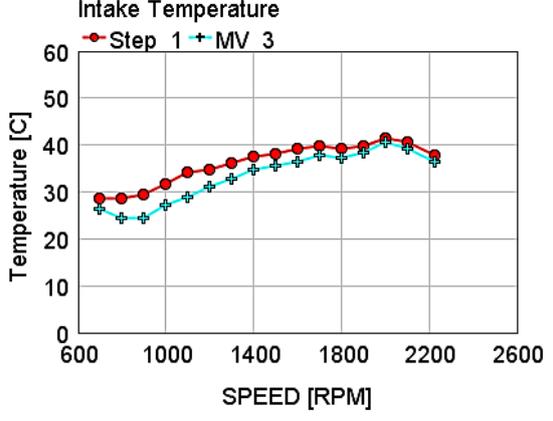
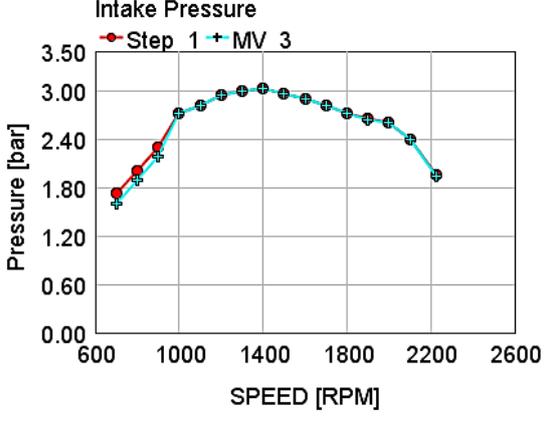
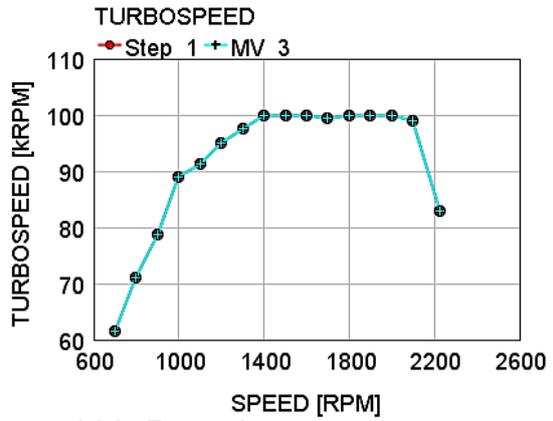
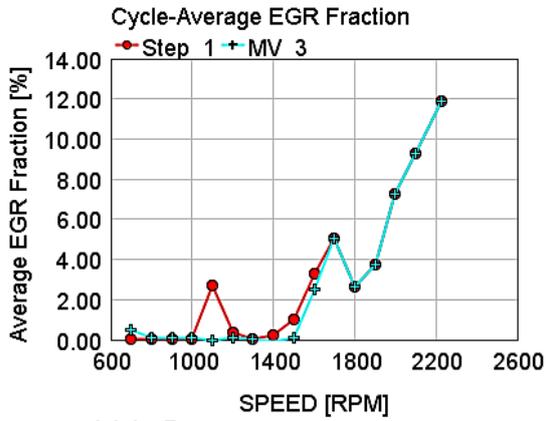
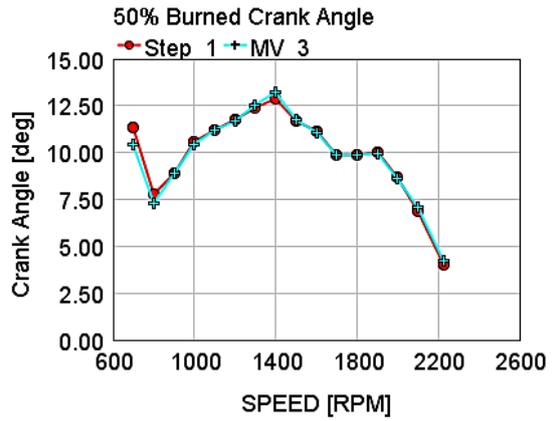
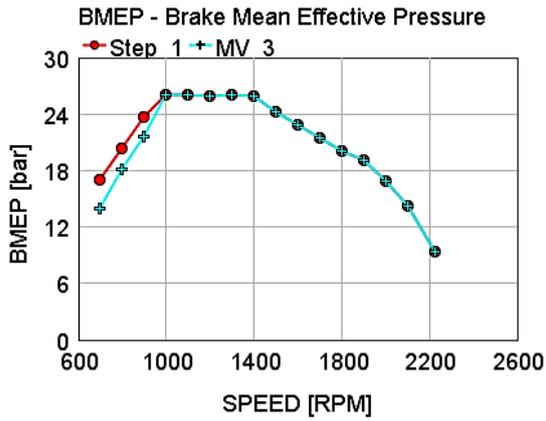


Figura 7.20 Confronto tra risultati del modello DETM (Step_1) e Mean Value (MV_2)



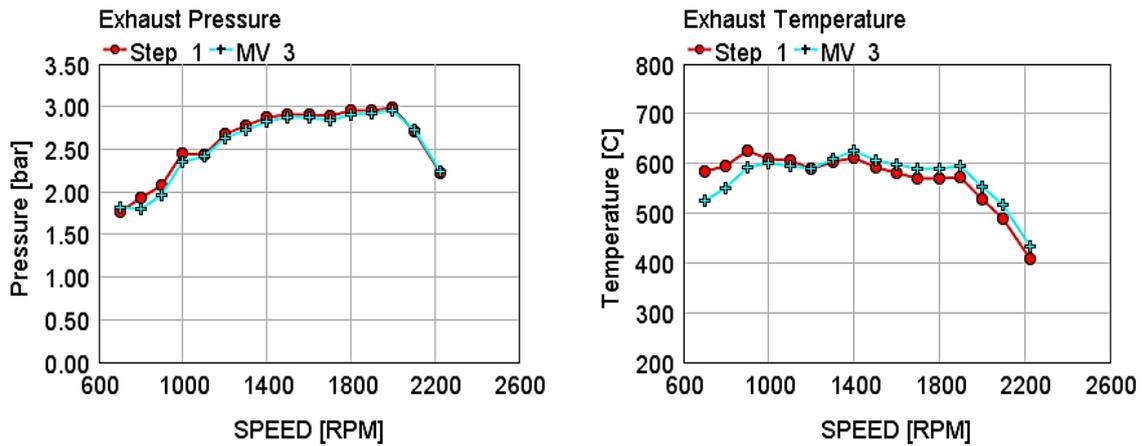


Figura 7.22 Confronto tra risultati del modello DETM (Step_1) e Mean Value (MV_3)

I grafici appena presentati mostrano in generale un buon funzionamento del modello Mean Value, in particolare per quanto concerne la simulazione del MFB_{50} che costituisce una grandezza di notevole importanza ai fini di sviluppo e di test delle strategie di controllo della combustione per cui questo modello è stato realizzato. Si nota altresì come a basse velocità di rotazione del motore i risultati relativi alla temperatura dei gas di scarico e alla PME tendano ad essere lievemente sottostimati.

CAPITOLO 8

Conclusioni

In questo lavoro di tesi sono stati sviluppati modelli di simulazione monodimensionale di tipo Fast Running (FRM) e Mean Value (MVM) tramite l'utilizzo del software GT-Power di un motore Diesel 11.0L di cilindrata per applicazioni heavy-duty. Con questa definizione si caratterizzano quei modelli di simulazione a basso costo computazionale in grado di fornire i risultati di calcolo in tempi ridotti. In particolare i modelli MVM riescono a fornire i risultati in real-time, ovvero in tempi uguali o inferiori al tempo fisico impiegato dal reale processo di combustione (Real Time Factor minore o uguale ad uno). Invece i modelli FRM Invece, i modello FRM non riescono in genere a fornire i risultati in real-time, ma sono comunque caratterizzati da tempi di calcolo molto più ridotti rispetto ai modelli di dettaglio.

Questo tipo di modelli è necessario per lo sviluppo di strategie di controllo della combustione poiché consente di essere implementato in architetture Hardware-in-the-Loop (modelli MVM) e Model-in-the-Loop (modelli FRM) utilizzate per le fasi di testing degli algoritmi di controllo.

Preliminarmente allo sviluppo del modello Mean Value si è realizzato il modello Fast Running a partire dal modello motore dettagliato presentato nel capitolo 5. Esso è caratterizzato in particolare da una semplificazione dei volumi percorsi dal fluido e, ad esclusione della sovrastima della temperatura nel collettore di aspirazione causata da una eccessiva riduzione degli scambi termici nel circuito intercooler semplificato, ha fornito dei risultati globalmente soddisfacenti e una riduzione del tempo di calcolo considerevole (l'RT Factor è passato da un valore di 67 del modello motore dettagliato di partenza ad un valore di 2,6 del modello Fast Running).

Infine i risultati presentati nel precedente capitolo relativo al modello Mean Value hanno mostrato come questo sia in grado di mantenere una buona accuratezza rispetto al modello dettagliato da cui è stato sviluppato, in particolare per ciò che concerne l'MFB₅₀ che è uno dei parametri fondamentali nello sviluppo di logiche di controllo della combustione quali le strategie pressure-based e model-based recentemente

sviluppate dai ricercatori del PT-ERC (*Politecnico di Torino – Engine Research Centre*) del Politecnico di Torino.

In particolare è stato possibile raggiungere un RT Factor finale di 1,8 che, tenuto conto delle basse performance della macchina utilizzata per eseguire le simulazioni, è un risultato soddisfacente, tanto più se si considera che in questo lavoro non si è ancora sfruttato l'apposito solutore Real Time di GT-Power che consentirà sicuramente di migliorare ulteriormente questo risultato. Il modello in questa configurazione è stato nuovamente dotato dei circuiti di controllo attivi sulla posizione della geometria variabile della turbina e della valvola EGR, per restituire al modello stesso una buona versatilità. Uno dei prossimi sviluppi futuri sarà infatti quello di valutare le prestazioni del modello anche in altri punti motore (carichi parziali) rispetto a quelli della curva di full load utilizzati nella presente analisi, così come di eseguire delle simulazioni di transitori. In queste fasi è possibile che si renda necessario affinare il modello con l'eventuale calibrazione di opportuni coefficienti di scambio termico, in analogia con quanto già eseguito nella realizzazione del modello Mean Value rispetto al modello Fast Running per migliorare il calcolo della temperatura del collettore di aspirazione.

Il modello motore Mean Value una volta opportunamente calibrato e validate le sue capacità predittive su tutto il piano quotato e in differenti condizioni di funzionamento, potrà essere impiegato per lo studio e la messa a punto di algoritmi di controllo della combustione Diesel, sia essa di tipo tradizionale o avanzato (PCCI,HCCI), per il motore heavy-duty presentato in questo lavoro.

Bibliografia

- [1] F. Millo, *Propulsori termici*, corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica, Politecnico di Torino (Dispense del corso, 2015)
- [2] E. Spessa, *Controllo delle emissioni di inquinanti*, corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica, Politecnico di Torino (Dispense del corso, 2015)
- [3] G. Ferrari, *Motori a combustione interna*, Il Capitello (1996)
- [4] J.E. Dec, *A Conceptual Model of DI diesel Combustion Based on Laser-Sheet Imaging*, SAE Technical Paper 970873 (1997)
- [5] T. Kamimoto and M. Bae, SAE Transactions – International Journal of Engines (1988), SAE 880423
- [6] T. Kitamura, T. Ito, J. Senda, H. Fujimoto, *Mechanism of smokeless diesel combustion with oxygenated fuels based on the dependence of the equivalence ratio and temperature on soot particle formation*, International Journal of Engines Research, Vol. 3 no. 4 page 223-248 (2002)
- [7] C. Arcoumanis, T. Kamimoto (eds.), *Flow and Combustion in Reciprocating Engines*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg (2008)
- [8] R.H. Thring, *Homogeneous-charge compression-ignition (HCCI) engines*. SAE Paper 892068 (1989)
- [9] M. Christensen, A. Hultqvist, B. Johansson, *Demonstrating the Multi Fuel Capability of a Homogeneous Charge Compression Ignition Engine with Variable Compression Ratio*, SAE Trans. paper 1999-01-3679 (1999)
- [10] T. Kanda, T. Hakozaiki, T. Uchimoto, J. Hatano, et al., *PCCI Operation with Early Injection of Conventional Diesel Fuel*, SAE Technical Paper 2005-01-0378 (2005)

- [11] F. Zhao, F., T.W. Asmus, D.N. Assanis, J.E. Dec., J.A. Eng, P.M. Najt, *Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engines: Key Research and Development Issues*, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA (2003)
- [12] B. Walter, B. Gatellier, *Development of the High Power NADI™ Concept Using Dual Mode Diesel Combustion to Achieve Zero NO_x and Particulate Emissions*, SAE Technical Paper 2002-01-1744 (2002)
- [13] Kimura S. et al., *A new concept of combustion technology in small DI diesel engines*, JSAE Paper No. 9732513 (1997)
- [14] S. Nakayama, T. Ibuki, H. Hosaki, H. Tominaga, *An Application of Model Based Combustion Control to Transient Cycle-by-Cycle Diesel Combustion*, SAE Technical Paper 2008-01-1311 (2008)
- [15] Cooper B., Penny I., Beasley M., Greaney A. et al., *Advanced Diesel Technology to Achieve Tier 2 Bin 5 Emissions Compliance in US Light-Duty Diesel Applications*, SAE Technical Paper 2006-01-1145 (2006)
- [16] Finesso, R., Marelllo, O., Misul, D., Spessa, E. et al., *Development and Assessment of Pressure-Based and Model-Based Techniques for the MFB50 Control of a Euro VI 3.0L Diesel Engine*, SAE Int. J. Engines 10(4):1538-1555 (2017)
- [17] Pietro Ciraci, *Assessment of combustion control techniques in a heavy-duty DI diesel engine in transient operation by means of rapid prototyping*, Politecnico di Torino, Tesi magistrale (2017)
- [18] Gamma Technologies Inc., *GT-Power Flow Theory Manual*, GT-Power V 7.5 (2014)
- [19] R. Courant K. Friedrichs H. Lewy, *Über die partiellen Differenzgleichungen der mathematischen Physik*, volume 1 (1928).
- [20] Srinath Pai, Amriya Tasneem H.R., Shivaraju N, Sreeprakash B, *The study of EGR effect on diesel engine performance and emission - a review*, International conference ICEITSW-2013 at Shridevi Institute of Engineering & Technology, Tumkur-Karnataka., Volume: 1 (2013)
- [21] A. Pfeifer, M. Smeets, H.O Herrmann, D. Tomazic, F.Richert and A. Shlo_er, *A new approach to boost pressure and EGR rate control development for HD truck engines with VGT*, SAE paper 2002-01-0964, (2002)
- [22] J. B. Heywood, *Internal Combustion Engines Fundamentals*, McGraw-Hill Inc. (1988)
- [23] Gamma Technologies Inc., *GT-Power help manual*, GT-Power V 7.5 (2014)

- [24] Jeongwoo Lee, Seungmok Choi, Seunghyup Shin, Hoimyung Choi, Kyoungdoug Min, *Experimental analysis of emission reduction by the split injection strategy using close post injection with a double-row nozzle in heavy EGR conditions*, Article in Journal of Mechanical Science and Technology, Springer (2012)
- [25] Manik Narula, Cherian Olikara, *Implementation of a Real Time GT-POWER model for HIL Simulation*, Cummins Inc. Nov 15, 2005
- [26] P. Sashidharan, M. Farsodia, H. Nanjundaswamy, D. Tomazic, C. Hayes, C. Schernus, *A Quick Running Model of a Turbocharged Diesel Engine for engine calibration and development application on HiL*, GT-SUITE North American Conference (2012)
- [27] Tim Prochnau, *Creation and Validation of a High-Accuracy, Real-Time-Capable Mean-Value GT-POWER Model*, 11th GT-Suite Users' Conference November 2007
- [28] McCulloch W.S., Pitts W., *A logical calculus of the ideas immanent in nervous activity*, Bulletin of Math Biophysics 5:115–133 (1943)
- [29] A. Koutsoukas, K. J. Monaghan, Xiaoli Li, Jun HuanEmail, *Deep-learning: investigating deep neural networks hyper-parameters and comparison of performance to shallow methods for modeling bioactivity data*, Journal of Cheminformatics 20179:42 (2017)
- [30] Brian Dolhansky, *Artificial Neural Networks: Linear Regression (Part 1)*, Internet blog: <http://briandolhansky.com/blog/artificial-neural-networks-linear-regression-part-1> (2013)
- [31] Chen S., Flynn P., *Development of a Single Cylinder Compression Ignition Research Engine*, SAE Technical Paper 650733, (1965)