

POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

“Affinamento e validazione di un modello monodimensionale, realizzato in GT-Power, di un motore diesel per applicazioni light-duty equipaggiato da sistemi di EGR ad alta e bassa pressione”



Relatori

Dott. Ing. Roberto Finesso

Prof. Stefano D'Ambrosio

Candidato

Alberto Depaoli

Anno accademico 2019/2020

“Dedicato alla mia famiglia”

Sommario

L'obiettivo di questa attività di tesi è l'affinamento e la validazione di un modello 1D realizzato grazie al software GT-Power di un motore diesel per applicazioni light-duty dotato di sistemi di EGR ad alta e bassa pressione.

Negli ultimi dieci anni i motori a combustione interna hanno giocato un ruolo fondamentale nel settore dei trasporti, rappresentando all'incirca il 95% delle fonti di energia, grazie alla loro compattezza, efficienza e affidabilità rispetto ad altri sistemi di propulsione.

La diffusione di questi motori ha però portato ad aumentare le emissioni di inquinanti, specialmente nelle aree metropolitane.

L'inseverimento delle normative ha contribuito allo sviluppo dei motori a combustione interna e dei sistemi di post-trattamento.

Per questo motivo è necessario sviluppare modelli di combustione predittiva in modo da ridurre i costi e i tempi di progettazione con le simulazioni CFD 1D.

Questa attività è stata condotta grazie all'utilizzo di un motore diesel Euro VI b 4 cilindri sovralimentato con una turbina a geometria variabile (VGT) ed equipaggiato con un sistema common rail, fornito da FPT Industrial.

Sia i dati sperimentali che le prove sono riferiti a 103 punti operativi che ricoprono tutta la mappa motore.

Il modello di motore è stato sviluppato ed affinato attraverso il software GT-Power, sviluppato dalla Gamma Technologies LLC.

La prima parte di questa attività si basa sull'esecuzione della *Three Pressure Analysis* (TPA), realizzata grazie ad un modello monocilindrico, in cui sono state imposte le pressioni nei collettori di aspirazione e scarico ed all'interno del cilindro.

Al termine di questa parte, è stato validato il modello non predittivo dettagliato imponendo i Burn Rate ottenuti dall'analisi TPA.

Successivamente è stata realizzata la calibrazione del modello di combustione predittivo *Di-Pulse* usando un modello monocilindrico e i punti operativi con $\lambda > 1,2$.

In questo modo i punti per la calibrazione e validazione sono stati ridotti a 91.

Per la calibrazione del template *Di-Pulse*, è stato utilizzato l'*Integrated Design Optimizer* (IDO), sviluppato dalla Gamma Technologies, in modo da trovare i 4 parametri in grado di ridurre l'RMSE tra il Burn Rate sperimentale e predittivo.

Questo template fornisce la possibilità di ottenere un set di parametri, *Sweep Calibration*, oppure un valore per ogni punto operativo, *Independent Calibration*.

Dopo la valutazione dei risultati, è stata scelta l'*Independent Calibration* in base al minor errore RMS sul Burn Rate.

Al termine di questa calibrazione, il modello predittivo è stato implementato su quello dettagliato in modo da prevedere lo sviluppo del processo di combustione.

Successivamente, è stata effettuata la validazione confrontando i risultati del modello predittivo con i dati sperimentali, ad eccezione dei parametri di combustione che sono stati comparati con i risultati della TPA.

Partendo dai risultati del modello predittivo con calibrazione *Independent*, è stato costruito il modello per prevedere le emissioni di NO_x usando la *Sweep Calibration*.

In questo caso, è stato necessario ottimizzare due parametri in modo da ridurre le differenze tra la concentrazione di NO_x sperimentale e quella predetta.

Alla fine di queste calibrazioni, il modello predittivo è stato implementato in quello dettagliato in modo da determinare la concentrazione di NO_x attraverso le equazioni del modello di *Zeldovich*.

Al termine della calibrazione, è stato costruito il modello *Fast- Running* con lo scopo di ridurre il tempo computazionale per l'esecuzione della simulazione.

Questo modello è stato realizzato semplificando gli scambiatori di calore ed i sistemi di aspirazione e scarico del modello dettagliato.

Successivamente, il modello *Fast- Running* è stato validato confrontando i risultati ottenuti con quelli del modello dettagliato.

Alla fine di questa attività sono state realizzate due prove in regime transitorio per il modello dettagliato ed il *Fast- Running*, variando la velocità di rotazione del motore.

In conclusione, sia il modello non predittivo che predittivo sono stati in grado di replicare i risultati sperimentali per i principali parametri prestazionali del motore, comprese le emissioni di NO_x, e quelli della TPA relativi alla combustione.

Inoltre, il modello *Fast- Running* si è dimostrato capace di ridurre il tempo computazionale di circa un ordine di grandezza in confronto a quello dettagliato.

Anche per le prove in transitorio il modello *Fast- Running* ha replicato i risultati di quello dettagliato.

Abstract

This master thesis is aimed at the refinement and validation of a 1D GT-Power model of a light-duty Diesel engine equipped with HP and LP EGR systems.

In the last ten years the internal combustion engine played an important role in transport sector, representing almost the 95% of the energy sources, thanks to their compactness, efficiency and reliability respect other propulsion systems. The diffusion of these engines caused the rise of the pollutant emissions, especially in the metropolitan areas.

The development of stringent regulations required the progress of combustion engines and after-treatment systems.

For that reason, it's necessary to develop predictive combustion models in order to reduce the costs and the planning times with 1D CFD simulations.

This activity was conducted thanks to a Euro VI b light-duty 4-cylinder Diesel Engine turbocharged with Variable Geometry turbine (VGT) and equipped with a common rail system, provided by FPT Industrial.

The experimental data and the tests are performed on 103 operating points that cover all the engine map.

The engine model was developed and refined with the software GT-Power, developed by Gamma Technologies LLC.

The first part of this activity is based on the execution of the *Three Pressure Analysis* (TPA), carried out thanks to a 1-cylinder model, where the experimental pressures in the cylinder and in the intake and exhaust manifold are imposed in order to obtain the Burn Rates.

After that, the detailed non predictive combustion model was validated imposing the Burn Rates of the TPA Analysis.

Afterwards, the calibration of the predictive combustion model *Di-Pulse* was performed using a 1-cylinder model and the operating points with $\lambda > 1,2$.

In this way, the points used for the calibration and for the validation were reduced to 91.

For the calibration of Di-Pulse template, the *Integrated Design Optimizer* (IDO), developed by Gamma Technologies, was used in order to find the 4 parameters able to reduce the RMS error between the experimental and the predictive Burn Rate.

This template allows the possibility to obtain a single set of optimized parameters, *Sweep Calibration*, or a value for each operating point, *Independent Calibration*.

After evaluating the results, the *Independent Calibration* was chosen thanks to a lower RMS error on the Burn Rate.

At the end of this calibration, the predictive model was implemented on the detailed one in order to predict the development of the combustion process.

In this way the validation was performed comparing the results of the predictive model with the experimental data, except for the combustion parameters which were compared with the TPA's results.

Starting from the results of the predictive model with the *Independent Calibration*, the predictive NO_x emission model was built using the *Sweep Calibration*.

In this case, it was necessary to find the optimal value of two parameters in order to reduce the differences between the experimental and predictive NO_x emission concentration.

At the end of these calibrations, the predictive model was implemented in the detailed one in order to predict the NO_x emission concentration using *Zeldovich's* equations.

Once the calibration was performed, the *Fast- Running* model was built in order to reduce the computational time for the execution of the simulation.

This model was realized simplifying the coolers and the intake and exhaust systems of the detailed model.

After that, this model was validated by comparing the results of the *Fast- Running* model with the detailed ones.

At the end of this work, two transient tests were performed for the detailed and the *Fast- Running* model changing the engine speed.

In conclusion, both the non-predictive and the predictive models were able to replicate the experimental data for the main engine performance parameters, including the NO_x emission concentration, and the TPA's results for the combustion parameters.

Furthermore, the *Fast- Running* model was able to reduce the computational time by about an order of magnitude compared to the detailed one.

Also for the transient tests, the *Fast- Running* model matched the results of the detailed model.

Indice

Sommario	III
Abstract	V
ELENCO DELLE FIGURE	IX
ELENCO DELLE TABELLE	XVI
ELENCO DELLE ABBREVIAZIONI E DEI SIMBOLI	XVII
INTRODUZIONE	XX
1. CARATTERISTICHE DEI MOTORI AD ACCENSIONE PER COMPRESSIONE (CI)	1
1.1. Generalità	1
1.2. Camera di combustione	3
1.3. Sistemi di iniezione	5
1.4. Combustione convenzionale	11
1.5. Modello concettuale di J.E.Dec.....	15
1.6. Emissioni di inquinanti	19
1.6.1. Idrocarburi incombusti (HC)	19
1.6.2. Particolato (PM).....	20
1.6.3. Ossidi di Azoto (NO _x).....	23
2. MODELLI DI SIMULAZIONE MOTORE	29
2.1. Introduzione	29
2.2. Modelli CFD 3D e monodimensionali.....	29
2.3. Software GT-POWER.....	30
2.3.1. GT-Power Solver	31
3. MODELLO MOTORE	33
3.1. Caratteristiche generali del motore	33
3.2. Modello motore in GT-Power	34
3.3. Controllore della BMEP	37
3.4. Sistema di iniezione e caratteristiche degli iniettori	38
3.5. Sistema di ricircolo dei gas combusti EGR.....	44
3.5.1. Sistema EGR ad alta pressione o Short Route	45
3.5.2. Sistema EGR a bassa pressione o Long Route	52
3.5.3. Prove per valutare il funzionamento del sistema EGR Long Route	56
3.6. Modifica della “Exhaust Throttle”	57
3.7. Turbogruppo e sovralimentazione.....	59
3.7.1. Turbina a geometria variabile VGT.....	59
3.8. Sistema di raffreddamento dell’aria di sovralimentazione.....	65
4. MODELLI DI COMBUSTIONE	68
4.1. Generalità	68
4.2. Modelli di combustione nel software GT-POWER	69
4.2.1. Modelli non predittivi	69

4.2.2.	Modelli semi-predittivi	70
4.2.3.	Modelli predittivi	70
4.3.	Modello di combustione predittivo DI-Pulse	70
4.4.	Analisi del Burn Rate	74
5.	METODOLOGIA	75
5.1.	Introduzione	75
5.2.	Three Pressure Analysis (TPA)	75
5.2.1.	Generalità della TPA e set up del modello	75
5.2.2.	Verifica dei dati sperimentali	80
5.2.3.	Consistency checks	83
5.2.4.	Risultati analisi TPA	84
5.3.	Modello non predittivo	87
5.4.	Calibrazione modello predittivo	88
5.4.1.	Caratteristiche generali calibrazione del modello di combustione Di-Pulse.....	88
5.4.2.	Procedura di calibrazione del modello DI-Pulse	90
5.4.3.	Impostazione dell'ottimizzatore IDO	91
5.4.4.	Simulazioni realizzate per la calibrazione del modello Di-Pulse	94
5.5.	Validazione del modello predittivo.....	94
5.6.	Calibrazione delle emissioni di ossidi di azoto NO _x	95
5.7.	Modello Fast-Running (FRM).....	97
5.8.	Prove in transitorio	100
6.	RISULTATI.....	101
6.1.	Risultati Modello non predittivo	101
6.1.1.	Comportamento a pieno carico.....	111
6.1.2.	Comportamento a carico parziale	112
6.2.	Risultati modello predittivo	113
6.2.1.	Confronto risultati calibrazione Sweep ed Independent parameters.....	113
6.2.2.	Risultati calibrazione "Independent" parameters	118
6.3.	Risultati calibrazione emissioni degli ossidi di azoto (NO _x).....	123
6.4.	Validazione modello predittivo	125
6.4.1.	Comportamento a pieno carico.....	135
6.4.2.	Comportamento a carico parziale	136
6.5.	Confronto tra modello predittivo e non predittivo	137
6.6.	Validazione del modello Fast-Running.....	138
6.7.	Risultati simulazioni in transitorio.....	147
7.	CONCLUSIONI	152
	<i>Ringraziamenti</i>	<i>154</i>
	<i>Bibliografia</i>	<i>156</i>

ELENCO DELLE FIGURE

Figura 1 - Peso ed ingombro di alcune fonti di energia e del relativo sistema di stoccaggio per percorrere 500 km. [2].....	XXI
Figura 1.1. - Struttura camera di combustione. [2].....	3
Figura 1.2. - Caratteristiche della forma della bowl. [2]	5
Figura 1.3. - Sistema Common Rail realizzato dall'azienda Bosh. [3].....	5
Figura 1.4. - Geometria della punta dell'iniettore. [2]	6
Figura 1.5. - Dettaglio iniettore con azionamento solenoideale. [3]	8
Figura 1.6. - Dettaglio servo-valvola che regola l'apertura dello spillo. [2]	8
Figura 1.7. - Confronto tra servo-hydraulic piezo injector, a sinistra, e direct active piezo injector, a destra. [1]	9
Figura 1.8. - Evoluzione eventi di iniezione realizzati da un sistema Common Rail.....	10
Figura 1.9. - Andamento della pressione e della curva di rilascio calore HRR in funzione dell'angolo di manovella. [1]	11
Figura 1.10. - Andamento della frazione di massa bruciata in funzione dell'angolo di manovella. [4]	13
Figura 1.11. - Motore ad accesso ottico utilizzato per analizzare l'evoluzione del processo di combustione. [5].....	15
Figura 1.12. - Evoluzione del getto di combustibile nella camera previsto dal modello di J.E.Dec. [5]	16
Figura 1.13. - Struttura del getto di combustibile al termine dell'iniezione. [2].....	18
Figura 1.14. - Struttura e composizione del particolato. [2]	20
Figura 1.15. - Concentrazione e diametro delle particelle in base alla modalità di formazione del particolato. [2]	23
Figura 1.16. - Formazione di NO _x in base al rapporto di equivalenza. [1].....	24
Figura 1.17. - Andamento NO _x al variare dell'anticipo di iniezione. Il grafico è stato ottenuto dai dati ricavati dal riferimento bibliografico [1]	25
Figura 1.18. - Esempio di Trade Off NO _x - BSFC. Il grafico è stato ottenuto dai dati ricavati dal riferimento bibliografico [1]	26
Figura 1.19. - Esempio di trade off NO _x – PM al variare dell'anticipo di iniezione. In particolare, i punti nella curva sono ricavati per valori crescenti di anticipo di iniezione. Il grafico è stato ottenuto dai dati ricavati dal riferimento bibliografico [1]	26
Figura 1.20. - Influenza dei contributi termico, chimico e di diluizione sulla riduzione degli ossidi di azoto. [1]	27
Figura 1.21. - Trade off Soot-NO _x al variare del grado di EGR. [1]	27
Figura 1.22. - Effetti dell'EGR rispetto alla variazione dell'anticipo di accensione sul BSFC, NO _x e PM. [1].....	28
Figura 2.1. - Schema del modo di operare di GT-POWER. [7]	32
Figura 3.1. - Schema del cilindro.....	34
Figura 3.2. - Motore fornito da FPT Industrial.	34
Figura 3.3. - Modello del motore fornito rappresentato grazie al software GT-POWER.	35
Figura 3.4. - Modello del motore dettagliato (DETM) su GT-POWER in cui sono indicate le modifiche principali realizzate rispetto all'originale.....	36

Figura 3.5. - Mappa punti motore utilizzati nelle simulazioni con GT-POWER.	37
Figura 3.6. - Dettaglio controllore BMEP presente nel modello.	38
Figura 3.7. - Dettaglio del modello in cui è evidenziato il sistema di controllo della pressione nel rail.	39
Figura 3.8. - Dettaglio modello dell'iniettore all'interno del software GT-POWER in cui sono definite le quantità iniettate, l'injection timing e i profili di iniezione.	40
Figura 3.9. - Andamento della portata iniettata e del segnale di corrente applicato al solenoide in funzione del tempo.	42
Figura 3.10. - Andamento della corrente normalizzata al valore massimo applicata all'avvolgimento del solenoide in funzione dell'angolo di manovella (a sinistra)	42
Figura 3.11. - Injection Rate Map inserita nel software da cui vengono ricavati i profili di iniezione e l'ET in base alla pressione nel rail, a sinistra, e andamento della portata ottenuto dalle prove di flussaggio dell'iniettore. In particolare, i grafici dei profili di iniezione presentano sull'asse delle ascisse il tempo, in millisecondi, mentre sulle ordinate la portata inietta in g/s.	43
Figura 3.12. - Profilo di iniezione per pressione nel rail pari a 400 bar al variare dell'Energize Time.	44
Figura 3.13. - Sistema EGR ad alta pressione o Short Route. [2]	46
Figura 3.14. - Circuito EGR Short Route in cui è evidenziato il percorso dei gas combusti.	47
Figura 3.15. - Modelli GT-POWER dei circuiti short route: a sinistra quello iniziale, a destra quello finale dove sono evidenziate le modifiche effettuate.	48
Figura 3.16. - Componenti del sistema di controllo del circuito EGR Short Route.	49
Figura 3.17. - Funzionamento controllore sulla EGR Valve.	49
Figura 3.18. - Dettaglio del circuito Short Route in cui è possibile notare l'HP EGR Cooler ed il circuito di by-pass. Sono evidenziati in rosso la valvola di by-pass ed il relativo circuito, in blu l'HP EGR Cooler ed il componente che permette di calcolarne l'efficienza.	50
Figura 3.19. - Andamento efficienza del HP EGR Cooler in funzione della portata di gas combusti che lo attraversa.	51
Figura 3.20. - Andamento portate nel condotto 59 nel caso di presenza e assenza delle valvole di non ritorno.	52
Figura 3.21. - Sistema EGR a bassa pressione o Long Route. [2].	52
Figura 3.22. - Circuito EGR Long Route in cui è evidenziato il percorso dei gas combusti.	53
Figura 3.23. - Modelli GT-POWER dei circuiti Long Route: nella figura superiore quello iniziale, in quella inferiore quello finale.	54
Figura 3.24. - Dettaglio sistema di controllo agente sulla "Three Way Valve" in cui sono evidenziati in rosso il componente in cui è inserita la look-up table e l'orifizio che simula la "Three Way Valve mentre in blu l'informazione del diametro della LP EGR Valve in ingresso alla look-up table.	54
Figura 3.25. - Mappa in cui è riportata la posizione angolare della Three Way Valve rispetto a quella della LP EGR Valve, a sinistra, e look-up table inserita nel software a destra.	55
Figura 3.26. - Modello di motore utilizzato per effettuare le prove sul sistema Long Route.	56
Figura 3.27. - Confronto tra la percentuale di EGR raggiunta dal modello iniziale, quello con l'inserimento della Three Way Valve e del relativo sistema di controllo con il target. Il grado di EGR nel modello finale è sovrapposto al valore di target.	57
Figura 3.28. - Confronto tra la pressione allo scarico sperimentale e simulata con l'azionamento della Exhaust Throttle.	58
Figura 3.29. - Diametro "Exhaust Throttle" espresso in millimetri nei vari punti di funzionamento.	58

Figura 3.30. - Schema di un gruppo di sovralimentazione dotato di valvola di Waste Gate (WG). [10]	60
Figura 3.31. - Turbina VGT: sono presenti a sinistra la configurazione destinata ai bassi regimi di rotazione, a destra quella utilizzata per gli alti regimi. [1].....	61
Figura 3.32. - Dettaglio del modello in cui è visibile il turbogruppo e gli elementi che compongono il sistema di controllo.	62
Figura 3.33. - Esempio di controllo che agisce sul rack della turbina in cui sono presenti sull'asse delle ordinate di sinistra il segnale relativo alla pressione media nel collettore di aspirazione, mentre su quello di destra la posizione del rack della turbina.	63
Figura 3.34. – Parametri della turbina modificati nelle simulazioni.	63
Figura 3.35. - Confronto tra il punto di funzionamento della turbina con Efficiency e Mass multiplier pari a 1, a sinistra, e quello con i due coefficienti pari a 0.95 e 1.05, a destra.....	64
Figura 3.36. - Confronto tra la portata d'aria aspirata della simulazione e quella sperimentale.....	64
Figura 3.37. - Confronto tra la portata di EGR della simulazione e quella sperimentale.....	65
Figura 3.38. - Dettaglio intercooler principale (CAC) presente nel modello GT-POWER.	66
Figura 3.39. - Efficienza del CAC in funzione della portata d'aria aspirata dal motore.....	67
Figura 4.1. - Zone termodinamiche previste dal modello Di-Pulse. [13]	71
Figura 4.2. - Template EngBurnRate fornito da GT-POWER nella figura di sinistra, dettaglio della cartella in cui è possibile inserire la traccia di pressione ricavata sperimentalmente in funzione dell'angolo di manovella.	74
Figura 5.1. - Modello GT-POWER semplificato per l'analisi TPA in cui sono evidenziati gli ambienti in cui sono imposte le pressioni e il cilindro.	77
Figura 5.2. - Caratteristiche dell'ambiente di aspirazione ("IntakeEnvironmentTPA ") nella simulazione TPA.....	78
Figura 5.3. - Dettaglio del segnale di pressione acquisito nell'intorno del PMS in funzione dell'angolo di manovella.	81
Figura 5.4. - Grafico in cui sono riportati il numero ed il tipo di errori ottenuti dall'analisi TPA in base al valore di Angular Shift.....	81
Figura 5.5. - Impostazione nel modello del cilindro dello shift angolare e dell'offset sul segnale di pressione in camera.....	83
Figura 5.6. - Mappa punti motore con errore Consistency Check.	85
Figura 5.7. - Mappa punti motore con errore LHV multiplier.	85
Figura 5.8. - Mappa punti motore con errore di Non Zero Cumulative Burn During Compression.	86
Figura 5.9. - Mappa punti motore con errore di Missing Fuel.	86
Figura 5.10. - Template in cui vengono inseriti gli Engine Burn Rates ricavati dall'analisi TPA all'interno del cilindro.....	87
Figura 5.11. - Sono rappresentate la cartella main del template EngCylCombProf, sopra, e quella Combustion Rate, sotto.	87
Figura 5.12. - Modello di motore monocilindrico utilizzato per la calibrazione del Di-Pulse.	88
Figura 5.13. - Mappa punti motore utilizzati per la calibrazione del Di-Pulse.	89
Figura 5.14. - Impostazione dei parametri nel modello del cilindro per la calibrazione del modello Di-Pulse.....	90
Figura 5.15. - Parametri utilizzati per la calibrazione del modello Di-Pulse ed inseriti nel template "EngCylCombDiPulse".	90

Figura 5.16. - Impostazione dell'ottimizzatore IDO. [12]	92
Figura 5.17. - Impostazione all'interno dell'ottimizzatore dei parametri da variare nella simulazione.	93
Figura 5.18. - Impostazione del cilindro per la validazione del modello predittivo.	95
Figura 5.19. - Impostazione dei parametri da ottimizzare per le emissioni degli NO _x	96
Figura 5.20. - Modello Fast- Running.	98
Figura 5.21. - Confronto tra i "Real Time Factors" del modello dettagliato e di quello "Fast - Running".	99
Figura 5.22. - Profili di velocità utilizzati per le simulazioni in transitorio.	100
Figura 6.1. - Mappa punti motore utilizzati per la validazione del modello non predittivo.	101
Figura 6.2. - Confronto tra la massima pressione in camera dell'analisi TPA e quella del modello non predittivo.	102
Figura 6.3. - Confronto tra temperatura dell'aria prima del CAC sperimentale e quella del modello non predittivo.	102
Figura 6.4. - Confronto tra temperatura dell'aria dopo il CAC sperimentale e quella del modello non predittivo.	103
Figura 6.5. - Confronto tra l'efficienza del CAC sperimentale e quella del modello non predittivo.	103
Figura 6.6. - Confronto tra la portata di EGR nel circuito High Pressure sperimentale e quella del modello non predittivo.	104
Figura 6.7. - Confronto tra la frazione di EGR nel circuito High Pressure sperimentale e quella del modello non predittivo.	104
Figura 6.8. - Confronto tra la pressione all'aspirazione sperimentale e quella del modello non predittivo.	105
Figura 6.9. - Confronto tra la portata all'aspirazione sperimentale e quella del modello non predittivo.	105
Figura 6.10. - Confronto tra la portata di combustibile sperimentale e quella del modello non predittivo.	106
Figura 6.11. - Confronto tra la IMEP sperimentale e quella del modello non predittivo.	106
Figura 6.12. - Confronto tra la potenza sviluppata dal motore sperimentalmente e quella nel modello non predittivo.	107
Figura 6.13. - Confronto tra la coppia sviluppata dal motore sperimentalmente e quella nel modello non predittivo.	107
Figura 6.14. - Confronto tra la durata della combustione dell'analisi TPA e quella nel modello non predittivo.	108
Figura 6.15. - Confronto tra l'angolo di manovella del 50% della combustione dell'analisi TPA e quella nel modello non predittivo.	108
Figura 6.16. - Confronto tra la pressione allo scarico ottenuta dai dati sperimentali e quella dal modello non predittivo.	109
Figura 6.17. - Confronto tra la temperatura allo scarico ottenuta dai dati sperimentali e quella dal modello non predittivo.	109
Figura 6.18. - Confronto tra l'efficienza volumetrica ottenuta sperimentalmente e quella del modello non predittivo.	110
Figura 6.19. - Confronto tra la dosatura relativa ottenuto dai dati sperimentali e quella del modello non predittivo.	110
Figura 6.20. - Confronto tra la BMEP a pieno carico sperimentale e quella del modello non predittivo.	111

Figura 6.21. - Confronto tra il BSFC a pieno carico sperimentale e quello del modello non predittivo.	112
Figura 6.22. - Confronto tra la BMEP a carico parziale ottenuta sperimentale e quella del modello non predittivo.	112
Figura 6.23. - Confronto tra il BSFC a carico parziale ottenuto sperimentalmente e quello del modello non predittivo.	113
Figura 6.24. - Mappa punti motore utilizzati per la validazione del modello predittivo Di-Pulse.....	114
Figura 6.25. - Confronto tra RMSE sul Burn Rate relativo alle due calibrazioni.....	115
Figura 6.26. - Confronto tra l'errore relativo al MFB 50 delle calibrazioni "Sweep" ed "Independent".	116
Figura 6.27. - Confronto tra l'errore relativo alla IMEP delle calibrazioni "Sweep" ed "Independent".	116
Figura 6.28. - Confronto tra l'errore relativo alla massima pressione in camera delle calibrazioni "Sweep" ed "Independent".	117
Figura 6.29. - Diffusion Coefficient ottenuto dalla calibrazione Independent.....	118
Figura 6.30. - Premix Coefficient ottenuto dalla calibrazione Independent.	119
Figura 6.31. - Ignition Delay Coefficient ottenuto dalla calibrazione Independent.	119
Figura 6.32. - Entrained Coefficient ottenuto dalla calibrazione Independent.....	120
Figura 6.33. - Errore quadratico medio relativo al Burn Rate per ogni punto della calibrazione in cui sono evidenziati il Best Case e il Worst Case.....	120
Figura 6.34. - Sono rappresentati l'andamento dell'Injection Rate e della corrente di alimentazione dell'iniettore in alto ed il confronto tra Burn Rate dell'analisi TPA (simulato) e predetto (DiPulse) in basso.....	121
Figura 6.35. - Confronto tra le pressioni misurata (sperimentale), simulata (dall'analisi TPA) e dal modello Di-Pulse (predetta) e confronto tra il Cumulative Burn Rate simulato (dall'analisi TPA) e dal modello Di-Pulse (predetto).	122
Figura 6.36. - Sono rappresentati l'andamento dell'Injection Rate e della corrente di alimentazione dell'iniettore in alto ed il confronto tra Burn Rate dell'analisi TPA (simulato) e predetto (DiPulse), in basso.....	122
Figura 6.37. - Confronto tra le pressioni misurata (sperimentale), simulata (dall'analisi TPA) e dal modello Di-Pulse (predetta) e confronto tra il Cumulative Burn Rate simulato (dall'analisi TPA) e dal modello Di-Pulse (predetto).	123
Figura 6.38. - Confronto tra le emissioni di NO _x ricavate dal modello predittivo con quelle ottenute sperimentalmente.	124
Figura 6.39. - Confronto tra le emissioni di NO _x ricavate sperimentalmente e quelle ottenute dal modello predittivo.	124
Figura 6.40. - Confronto tra la massima pressione in camera dell'analisi TPA e di quella del modello predittivo.	125
Figura 6.41. - Confronto tra temperatura dell'aria prima del CAC sperimentale e quella del modello predittivo.	126
Figura 6.42. - Confronto tra temperatura dell'aria dopo il CAC sperimentale e quella del modello predittivo.	126
Figura 6.43. - Confronto tra l'efficienza del CAC sperimentale e quella del modello predittivo.	127
Figura 6.44. - Confronto tra la portata di EGR nel circuito High Pressure sperimentale e quella del modello predittivo.	127

Figura 6.45. - Confronto tra la frazione di EGR nel circuito High Pressure sperimentale e quella del modello predittivo.	128
Figura 6.46. - Confronto tra la pressione all'aspirazione sperimentale e quella del modello predittivo.	128
Figura 6.47. - Confronto tra la portata all'aspirazione sperimentale e quella del modello predittivo.	129
Figura 6.48. - Confronto tra la portata di combustibile sperimentale e quella del modello predittivo.	129
Figura 6.49. - Confronto tra la IMEP sperimentale e quella del modello predittivo.	130
Figura 6.50. - Confronto tra la potenza sviluppata dal motore sperimentalmente e quella nel modello predittivo.	130
Figura 6.51. - Confronto tra la coppia sviluppata dal motore sperimentalmente e quella nel modello predittivo.	131
Figura 6.52. - Confronto tra la durata della combustione dell'analisi TPA e del modello predittivo.	131
Figura 6.53. - Confronto tra l'angolo di manovella del 50% della combustione dell'analisi TPA e del modello predittivo.	132
Figura 6.54. - Confronto tra la pressione allo scarico ottenuta dai dati sperimentali e quella dal modello predittivo.	132
Figura 6.55. - Confronto tra la temperatura allo scarico ottenuta dai dati sperimentali e quella dal modello predittivo.	133
Figura 6.56. - Confronto tra l'efficienza volumetrica ottenuta sperimentalmente e quella del modello predittivo.	133
Figura 6.57. - Confronto tra la dosatura relativa ottenuta dai dati sperimentali e quella del modello predittivo.	134
Figura 6.58. - Confronto tra la BMEP a pieno carico sperimentale e quella del modello predittivo.	135
Figura 6.59. - Confronto tra il BSFC a pieno carico sperimentale e quello del modello predittivo.	135
Figura 6.60. - Confronto tra la BMEP a carico parziale ottenuta sperimentalmente e quella del modello predittivo.	136
Figura 6.61. - Confronto tra il BSFC a carico parziale ottenuto sperimentalmente e quello del modello predittivo.	136
Figura 6.62. - Confronto tra la massima pressione in camera del modello predittivo e del Fast-Running.	138
Figura 6.63. - Confronto tra temperatura dell'aria prima del CAC del modello predittivo e del Fast-Running.	139
Figura 6.64. - Confronto tra temperatura dell'aria dopo il CAC del modello predittivo e del Fast-Running.	139
Figura 6.65. - Confronto tra l'efficienza del CAC del modello predittivo e del Fast-Running.	140
Figura 6.66. - Confronto tra la portata di EGR nel circuito High Pressure del modello predittivo e del Fast-Running.	140
Figura 6.67. - Confronto tra la frazione di EGR nel circuito High Pressure sperimentale e quella del modello predittivo.	141
Figura 6.68. - Confronto tra la pressione all'aspirazione del modello predittivo e del Fast-Running.	141

Figura 6.69. - Confronto tra la portata all'aspirazione del modello predittivo e del Fast-Running.	142
Figura 6.70. - Confronto tra la portata di combustibile del modello predittivo e del Fast-Running.	142
Figura 6.71. - Confronto tra la IMEP del modello predittivo e del Fast-Running.	143
Figura 6.72. - Confronto tra la potenza sviluppata dal motore nel modello predittivo e nel Fast-Running.	143
Figura 6.73. - Confronto tra la coppia sviluppata dal motore nel modello predittivo e nel Fast-Running.	144
Figura 6.74. - Confronto tra la durata della combustione del modello predittivo e del Fast-Running.	144
Figura 6.75. - Confronto tra l'angolo di manovella del 50% della combustione del modello predittivo e del Fast-Running.	145
Figura 6.76. - Confronto tra la pressione allo scarico ottenuta dal modello predittivo e dal Fast-Running.	145
Figura 6.77. - Confronto tra la temperatura allo scarico ottenuta quella dal modello predittivo e dal Fast-Running.	146
Figura 6.78. - Confronto tra l'efficienza volumetrica del modello predittivo e del Fast-Running.	146
Figura 6.79. - Confronto tra la dosatura relativa del modello predittivo e del Fast-Running.	147
Figura 6.80. - Confronto IMEP tra il modello dettagliato e il Fast-Running.	148
Figura 6.81. - Confronto massa di combustibile iniettata tra il modello dettagliato e il Fast-Running.	148
Figura 6.82. - Confronto MFB50 tra il modello dettagliato e il Fast-Running.	148
Figura 6.83. - Confronto Peak Firing Pressure tra il modello dettagliato e il Fast-Running. .	149
Figura 6.84. - Confronto pressione nel collettore di aspirazione tra il modello dettagliato e il Fast-Running.	149
Figura 6.85. - Confronto temperatura nel collettore di aspirazione tra il modello dettagliato e il Fast-Running.	149
Figura 6.86. - Confronto pressione allo scarico tra il modello dettagliato e il Fast-Running.	150
Figura 6.87. - Confronto temperatura allo scarico tra il modello dettagliato e il Fast-Running.	150
Figura 6.88. - Confronto portata di aria+EGR tra il modello dettagliato e il Fast-Running. ..	150
Figura 6.89. - Confronto andamento EGR tra il modello dettagliato e il Fast-Running. È anche presente il valore di target.	151
Figura 6.90. - Confronto funzionamento del Boost Controller tra il modello dettagliato e il Fast-Running.	151

ELENCO DELLE TABELLE

Tabella 3.1. - Caratteristiche principali del motore.	33
Tabella 3.2. - Caratteristiche geometriche del cilindro.....	33
Tabella 3.3. - Caratteristiche principali dell'iniettore.	38
Tabella 3.4. - Valori dei NOD in base alla pressione nel Common Rail (a destra).	42
Tabella 3.5. - Dati iniziali relativi alla posizione angolare delle due valvole.	55
Tabella 3.6. - Dati inseriti nella look-up table nel modello in GT-Power.	55
Tabella 5.1. - Numero e tipo di errori ottenuti dall'analisi TPA: in un punto motore si è verificato un errore sia di "Missing Fuel Fraction" che di "Non Zero Cumulative Burn During Compression".	84
Tabella 5.2. - Caratteristiche dell'algoritmo genetico utilizzato dall'ottimizzatore. [12].....	93
Tabella 5.3. - Range di variazione dei parametri per la calibrazione del modello Di-Pulse. [12]	93
Tabella 5.4. - Range errori entro i quali sono accettabili i risultati ottenuti dal modello predittivo rispetto a quelli del modello non predittivo.	94
Tabella 5.5. - Range di variazione dei parametri per la calibrazione delle emissioni di NOx..	96
Tabella 6.1. - Confronto RMSE consigliato con quello ottenuto dal modello non predittivo.	111
Tabella 6.2. - Confronto RMSE per le calibrazioni Sweep ed Independent parameters.	114
Tabella 6.3. - Confronto numero di punti fuori dai range definiti da GT-Power nelle calibrazioni Sweep ed Independent.....	117
Tabella 6.4. - Risultati calibrazione emissioni di ossidi di azoto.....	123
Tabella 6.5. - Confronto RMSE consigliato con quello ottenuto dal modello predittivo.	134
Tabella 6.6. - Confronto tra i principali parametri prestazionali relativi al modello non predittivo e predittivo.....	137

ELENCO DELLE ABBREVIAZIONI E DEI SIMBOLI

<u>Abbreviazione</u>	<u>Significato</u>
<i>A/F</i>	<i>Air-Fuel Ratio</i>
<i>(A/F)_{stoic}</i>	<i>Air-Fuel Ratio stoichiometric</i>
<i>ASI</i>	<i>After Start of Injection</i>
<i>BMEP</i>	<i>Brake Mean Effective Pressure</i>
<i>BR_{exp}</i>	<i>Burn Rate sperimentale</i>
<i>BR_{sim}</i>	<i>Burn Rate simulato</i>
<i>BSFC</i>	<i>Brake Specific Fuel Consumption</i>
<i>CAC</i>	<i>Charge Air Cooler</i>
<i>CFD</i>	<i>Computational Fuel Dynamics</i>
<i>CFR</i>	<i>Cooperative Fuels Research</i>
<i>CI</i>	<i>Compression Ignition</i>
<i>CO</i>	<i>Monossido di Carbonio</i>
<i>CO₂</i>	<i>Diossido di Carbonio</i>
<i>CPOA</i>	<i>Cylinder Pressure Analysis Only</i>
<i>DETM</i>	<i>Detailed Model</i>
<i>DOC</i>	<i>Diesel Oxidation Catalyst</i>
<i>DPF</i>	<i>Diesel Particulate Filter</i>
<i>DPMI</i>	<i>Dopo il Punto Morto Inferiore</i>
<i>EGR</i>	<i>Exhaust Gas Recirculation</i>
<i>EOI</i>	<i>End Of Injection</i>
<i>EOI_{el}</i>	<i>End Of Injection electric</i>
<i>EOI_{hydr}</i>	<i>Energizing Time</i>
<i>ET</i>	<i>End Of Injection hydraulic</i>
<i>FRM</i>	<i>Fast-Running Model</i>
<i>GDI</i>	<i>Gasoline Direct Injection</i>
<i>GHG</i>	<i>Green House Gas</i>
<i>HACA</i>	<i>Hydogen Abstraction Acetylene Addition</i>
<i>HC</i>	<i>Hydrocarbon Emission</i>
<i>HP</i>	<i>High Pressure</i>
<i>HRR</i>	<i>Heat Release Rate</i>
<i>IDO</i>	<i>Integrated Design Optimizer</i>
<i>IMEP</i>	<i>Indicated Mean Effective Pressure</i>
<i>ITL</i>	<i>Injection Time Length</i>
<i>IVC</i>	<i>Intake Valve Closing</i>
<i>Lambda</i>	<i>Rapporto tra la dosatura e la dosatura stechiometrica</i>
<i>LHV</i>	<i>Low Heat Value</i>
<i>LP</i>	<i>Low Pressure</i>
<i>LSP</i>	<i>Lunghezza foro iniettore</i>
<i>MFB 50</i>	<i>50% Mass Fuel Burn</i>
<i>MUZ</i>	<i>Main Unburned Zone</i>
<i>NCD</i>	<i>Nozzle Close Delay</i>
<i>NOD</i>	<i>Nozzle Opening Delay</i>
<i>NO_x</i>	<i>Ossidi di Azoto</i>

<i>PAH</i>	<i>Poly-Aromatic Hydrocarbons</i>
<i>PFI</i>	<i>Port Fuel Injection</i>
<i>PM</i>	<i>Particulate Matter</i>
<i>pme</i>	<i>Pressione Media Effettiva</i>
<i>pmi</i>	<i>Pressione Media Indicata</i>
<i>PMI</i>	<i>Punto Morto Inferiore</i>
<i>PMS</i>	<i>Punto Morto Superiore</i>
<i>PFP</i>	<i>Peak Firing Pressure</i>
<i>PPMI</i>	<i>Prima del Punto Morto Inferiore</i>
<i>RLT</i>	<i>Results GT-Power Simulation</i>
<i>RMSE</i>	<i>Roote Mean Square Error</i>
<i>SI</i>	<i>Spark Ignition</i>
<i>SOF</i>	<i>Soluble Organic Fraction</i>
<i>SOL</i>	<i>Solid Fraction</i>
<i>SOC</i>	<i>Start Of Combustion</i>
<i>SOI</i>	<i>Start Of Injection</i>
<i>SOI_{el}</i>	<i>Start Of Injection electic</i>
<i>SOI_{hydr}</i>	<i>Start Of Injection hydraulic</i>
<i>SO_x</i>	<i>Ossidi di Zolfo</i>
<i>SBZ</i>	<i>Spray Burned Zone</i>
<i>SUZ</i>	<i>Spray Unburned Zone</i>
<i>TPA</i>	<i>Three Pressure Analysis</i>
<i>VGT</i>	<i>Variable Geometry Turbocharger</i>
<i>VVA</i>	<i>Variable Valve Actuation</i>
<i>VVT</i>	<i>Variable Valve Timing</i>
<i>WG</i>	<i>Waste Gate</i>

Simbolo

Significato

<i>C_d</i>	<i>Nozzle discharge Coefficient</i>
<i>C_{diff}</i>	<i>Diffusion Combustion Rate</i>
<i>C_{ent}</i>	<i>Entrainment rate multiplier</i>
<i>C_{ign}</i>	<i>Ignition delay multiplier</i>
<i>C_{pre}</i>	<i>Premixed Combustion Rate Multiplier</i>
<i>De</i>	<i>Diametro uscita foro dell'iniettore</i>
<i>Di</i>	<i>Diametro ingresso foro dell'iniettore</i>
<i>Eff</i>	<i>Efficienza scambiatore di calore</i>
<i>errCC</i>	<i>Errore Consistency Check</i>
<i>errLHV</i>	<i>Errore LHV Multiplier</i>
<i>errSS</i>	<i>Errore Steady State</i>
<i>H_i</i>	<i>Potere calorifico inferiore</i>
<i>i</i>	<i>Numero di cilindri</i>
<i>k</i>	<i>Energia cinetica turbolenta</i>
<i>m</i>	<i>Parametro correttivo motore</i>
<i>m_a</i>	<i>Massa d'aria</i>
<i>\dot{m}_{act}</i>	<i>Portata attuale</i>
<i>\dot{m}_{air}</i>	<i>Portata di aria</i>

\dot{m}_b	Portata di combustibile
\dot{m}_{EGR}	Portata di gas combusti riciccolati
\dot{m}_{ideal}	Portata ideale
m_{inj}	Massa di combustibile iniettata
m_{pre}	Massa di combustibile che brucia nella fase premiscelata
n	Velocità di rotazione
$NO_{x,sperim}$	Concentrazione di NO_x misurata sperimentalmente
$NO_{x,sim}$	Concentrazione di NO_x ottenuta dalla simulazione
P	Pressione
P_a	Pressione dell'aria di alimentazione
p_{mis}	Pressione misurata
$p_{rail_{att}}$	Pressione nel rail attuale
$p_{rail_{rif}}$	Pressione nel rail di riferimento
P_u	Potenza utile
q_{main}	Quantità iniettata nell'iniezione main
$q_{pilot,centralina}$	Quantità iniettata nell'iniezione pilot misurata da centralina
$q_{pre,centralina}$	Quantità iniettata nell'iniezione pre misurata da centralina
$q_{totale,misurata}$	Quantità totale iniettata misurata da banco prova
T	Temperatura
T_a	Temperatura dell'aria di alimentazione
$T_{coolant}$	Temperatura refrigerante
t_{ign}	Tempo di accensione
T_{in}	Temperatura in ingresso
T_{out}	Temperatura in uscita
u	Velocità finale di trascinarsi
u_{inj}	Velocità del getto
V	Cilindrata
V_{cyl}	Volume cilindro
$[O_2]$	Concentrazione di ossigeno
α	Dosatura
ε	Rapporto di compressione
λ	Dosatura relativa
λ_v	Coefficiente di riempimento
θ	Angolo di manovella
ϕ	Rapporto di equivalenza
η_u	Rendimento utile motore
ρ	Densità del combustibile
ρ_a	Densità dell'aria
τ	Ritardo di accensione
$\tau_{chimico}$	Contributo chimico ritardo di accensione
τ_{fisico}	Contributo fisico ritardo di accensione

INTRODUZIONE

Negli ultimi decenni, i motori a combustione interna continuano ad avere un ruolo da protagonista sia nel settore dei trasporti su strada di passeggeri che di merci, rappresentando circa il 95% dei sistemi di propulsione utilizzati.

I motivi del loro successo sono legati al fatto che costituiscono una soluzione compatta ed economica rispetto ad altri motori.

Inoltre, la loro alta efficienza, affidabilità ed i minori costi operativi hanno favorito la diffusione di questi sistemi di propulsione specialmente nei veicoli *heavy-duty*.

Nel corso degli anni, la crescita sempre maggiore del numero di veicoli soprattutto nelle aree industrializzate, ha portato ad evidenziare i problemi legati alle emissioni di inquinanti.

Per contrastare questo fenomeno, le normative si sono sviluppate in modo da imporre una riduzione graduale delle emissioni che hanno portato ad alcuni benefici come la diminuzione del consumo di combustibile del 20% dal 1970 al 1990¹ e del particolato del 95% dal 1993 al 2013².

A partire dal 2014, con l'introduzione dell'Euro VI, le normative hanno stabilizzato i vincoli sulle emissioni e si sono concentrate sulla riduzione del consumo di combustibile.

L'evoluzione tecnologica, accompagnata dal restringimento delle normative, ha portato ad uno sviluppo dei sistemi di propulsione e dei relativi sistemi di post-trattamento.

Tali sviluppi hanno permesso una notevole riduzione degli inquinanti, ma comunque insufficiente per rispettare i vincoli imposti dalle normative.

Per questo motivo le case automobilistiche si sono rivolte allo sviluppo di nuove tecnologie come l'elettrificazione e l'utilizzo di combustibili alternativi.

I problemi legati alle fonti di alimentazione alternative sono legati principalmente allo stoccaggio di energia a bordo che fanno sì che non sia possibile sostituire completamente i sistemi di propulsione a combustione interna.

I combustibili fossili, rispetto alle fonti di energia presentano alcuni svantaggi come:

- derivano da fonti non rinnovabili come il petrolio;
- produzione di inquinanti durante le fasi di estrazione, lavorazione e trasporto oltre che combustione all'interno dei motori, che hanno un impatto negativo sull'ambiente;
- bassi rendimenti;

e alcuni vantaggi come:

- alta densità di energia che fa sì che il loro trasporto e stoccaggio sia facilitato rispetto ad altre fonti energetiche come visibile dalla figura sottostante. [2]

¹ [2]

² [2]

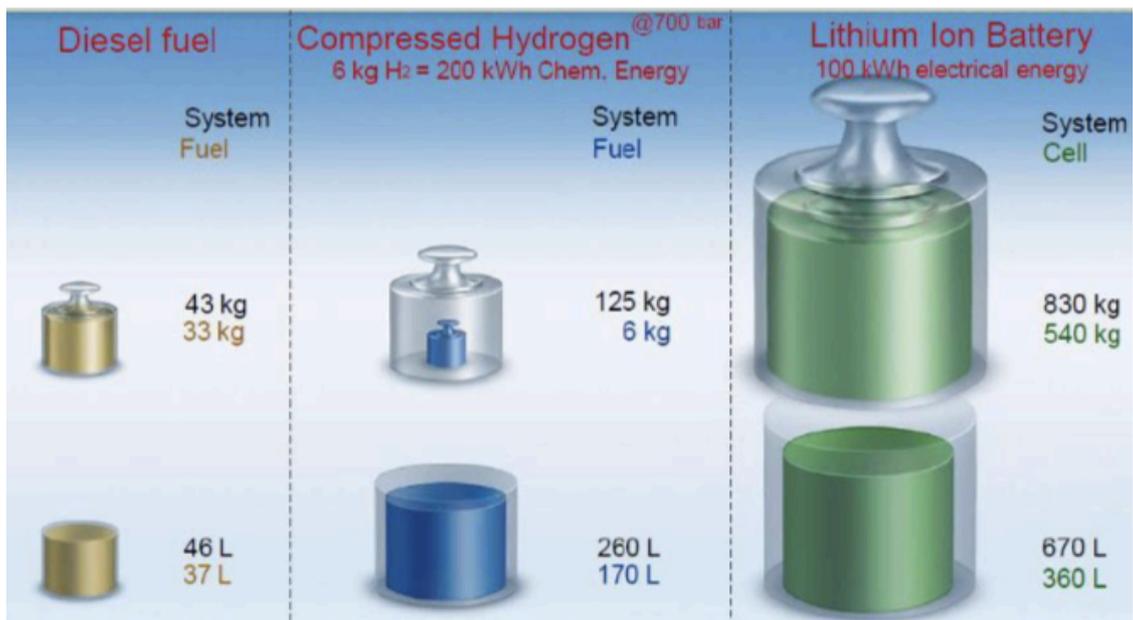


Figura 1 - Peso ed ingombro di alcune fonti di energia e del relativo sistema di stoccaggio per percorrere 500 km. [2]

Per questo motivo la ricerca si sta concentrando non solo sulle fonti di energia alternative, ma anche sullo sviluppo dei propulsori e dei sistemi di post-trattamento dei motori a combustione.

In particolare, negli ultimi anni si è assistito all'innovazione dei sistemi di iniezione ad alta pressione, del ricircolo dei gas combusti (EGR) e delle strategie di combustione con l'obiettivo di ridurre la produzione di inquinanti ed il rumore di combustione senza dover limitare le prestazioni del motore.

In questo elaborato si farà riferimento ai motori a combustione interna ed in particolare al motore ad accensione per compressione che, grazie alla sua efficienza più elevata rispetto a quello ad accensione comandata, ha trovato una maggiore diffusione soprattutto in Europa, dove la disponibilità di combustibili fossili è limitata.

Questi sistemi di propulsione producono alcuni inquinanti i quali possono essere classificati in *gassosi* e *solidi* e divisi in due categorie:

- *primari*: cioè quelli emessi direttamente dal sistema di propulsione e che non subiscono ulteriori modifiche in atmosfera;
- *secondari*: cioè quelli che si formano in atmosfera dalla reazione chimica tra le sostanze presenti e quelle emesse dal sistema di propulsione. [2]

Le principali sostanze inquinanti gassose prodotte dai motori ad accensione per compressione sono:

- CO₂ (diossido di carbonio) che contribuisce al surriscaldamento globale in quanto è un gas serra (GHG cioè *Green House Gas*);
- CO (monossido di carbonio);
- HC (idrocarburi incombusti) dovuti al fatto che il processo di combustione nei motori diesel non è ideale e quindi incompleto;
- SO_x (solfati) dovuti a tracce di zolfo che possono essere presenti nel combustibile;
- NO_x (ossidi di azoto). [2]

Queste sostanze possono dare origine a delle reazioni chimiche nell'atmosfera con quelle presenti e generare gli inquinanti secondari, dannosi per la salute dell'uomo, come:

- ozono a livello del suolo;
- smog fotochimico;
- piogge acide. [2]

L'inquinante allo stato solido più importante è costituito dal particolato (PM), formato da particelle carboniose derivanti dai prodotti della combustione di un motore.

Per poter sviluppare i sistemi di post-trattamento e di iniezione ad alta pressione, la ricerca si è indirizzata verso l'uso di modelli predittivi di combustione attraverso l'utilizzo di software di simulazione CFD.

Infatti, grazie ai modelli di combustione predittiva è possibile valutare con maggior precisione e rapidità, rispetto a quelli non predittivi, l'influenza di alcuni fenomeni come il ricircolo dei gas combusti, l'injection timing e la pressione di iniezione.

Il lavoro svolto in questa attività di tesi si occupa dell'affinamento e validazione di un modello monodimensionale di motore ad accensione per compressione per applicazioni light-duty equipaggiato di sistemi di EGR di bassa ed alta pressione, grazie all'utilizzo del software di simulazione GT-Power, fornito dall'azienda Gamma Technologies LLC.

In questo modo è stato possibile passare da un sistema non predittivo, fornito dall'azienda FPT Industrial (*Fiat Powertrain Technology*), ad un modello di combustione multi-zona predittivo, denominato "DI-Pulse", sviluppato con il software GT-Power.

Grazie a questo modello è stata valutata la capacità del sistema di replicare i principali parametri prestazionali del motore, come le pressioni, le temperature e le portate nei cilindri e nei condotti di aspirazione e scarico.

Per quanto riguarda il lavoro descritto in questa attività di tesi, può essere suddiviso in alcuni capitoli, presentati di seguito.

Nel primo capitolo vengono trattate le principali caratteristiche dei motori ad accensione per compressione sia dal punto di vista costruttivo che relative al processo di combustione ed alle emissioni di inquinanti.

Nel secondo capitolo sono descritti i principali modelli di simulazione che possono essere utilizzati per lo studio dei motori a combustione interna. In particolare, è posta l'attenzione sul funzionamento del software di simulazione GT-Power.

Nel capitolo 3 sono presentate le caratteristiche principali del modello di motore utilizzato nelle prove e le modifiche effettuate rispetto a quello inizialmente fornito da FPT Industrial.

Nel capitolo 4 sono descritti i modelli di combustione che possono essere implementati attraverso il software GT-Power. Vengono inoltre, mostrate le differenze tra modelli predittivi, semi-predittivi e non predittivi. Nel dettaglio è presentato il modello di combustione *Di-Pulse*, messo a disposizione da GT-Power ed utilizzato per la calibrazione del modello.

Nel quinto capitolo sono esposti i procedimenti realizzati per l'esecuzione delle prove svolte in questa attività di tesi.

Sono presentate le procedure per:

- esecuzione analisi TPA (*Three Pressure Analysis*);
- calibrazione del modello predittivo di combustione *Di-Pulse* con le relative differenze tra le calibrazioni “*Sweep*” ed “*Independent*” parameters;
- calibrazione delle emissioni di ossidi di azoto del tipo “*Sweep*” parameters;
- impostazione del modello “*Fast-Running*”.
- realizzazione di una prova in regime transitorio lungo una rampa di 2 secondi ed una di 5 secondi in cui viene variata la velocità di rotazione ed il carico del motore.

Nel sesto capitolo sono presentati e discussi i risultati delle prove descritte nel capitolo precedente.

Sono inoltre mostrate le validazioni di:

- modelli non predittivo;
- modello predittivo con calibrazione “*Independent*” parameters;
- modello “*Fast-Running*”.

Sono anche presenti i risultati della calibrazione delle emissioni di ossidi di azoto e i risultati delle prove in transitorio, dove in particolare è stato effettuato un confronto tra quelli ottenuti dal modello predittivo e quello “*Fast-Running*”.

Infine, nell’ultimo capitolo sono espone le conclusioni del lavoro svolto in questa attività di tesi e vengono suggerite alcune opportunità per continuare le analisi sul modello di motore sviluppato.

1. CARATTERISTICHE DEI MOTORI AD ACCENSIONE PER COMPRESSIONE (CI)

1.1. Generalità

I motori ad accensione per compressione Diesel (CI) utilizzano, a differenza di quelli ad accensione comandata, combustibili ad alta reattività, come il gasolio o biodiesel, che consentono di utilizzare dei ritardi di accensione relativamente brevi.

In questi propulsori il combustibile non può essere premiscelato con l'aria comburente e compresso senza dar origine ad una reazione di combustione.

Infatti, a differenza dei motori ad accensione comandata (SI - *Spark Ignition*) in cui è possibile iniettare il combustibile sia direttamente nel cilindro (GDI - *Gasoline Direct Injection*) che nel port di aspirazione (PFI - *Port Fuel Injection*), nei motori diesel viene realizzata un'iniezione a pressione elevata (superiore a 1000 bar) direttamente nel cilindro, poco prima del punto morto superiore (PMS) e con un anticipo ridotto.

Nei motori ad accensione per compressione non è quindi necessaria la fase di *premiscelamento*, ma è possibile aspirare l'aria (ed eventualmente i gas combusti dal ciclo precedente) nei cilindri, la quale verrà successivamente compressa.

Per questo motivo vengono utilizzati dei combustibili ad alta reattività con una struttura caratterizzata da catene lunghe e flessibili di idrocarburi che consentono alle pre-reazioni, debolmente esotermiche e necessarie per la formazione dei radicali, di avvenire più velocemente.

Durante l'iniezione, il getto liquido entra in camera ad elevata velocità, circa 100 m/s, e si disintegra in una nube di particelle di piccole dimensioni, con diametro di circa 10 μm , grazie ai fenomeni di interazione aerodinamica con le particelle d'aria precedentemente aspirata.

A contatto con l'aria, che si trova ad alta densità e temperatura (circa 900 K) al termine della fase di compressione, il combustibile vaporizza fino a formare una miscela che si autoaccende spontaneamente per valori di $\lambda \cong 0,25 \div 0,5$, senza la necessità di un innesco esterno.

Invece, nei motori SI infatti il processo di combustione è avviato esternamente tramite una scintilla generata dagli elettrodi di una candela in modo da portare una piccola porzione della miscela ad una temperatura superiore a 1000 K e fare in modo che la combustione si propaghi al resto della carica contenuta nel cilindro.

Nei motori ad accensione comandata, vengono utilizzate delle miscele di idrocarburi caratterizzate da catene rigide e ramificate che presentano una bassa reattività (come la benzina, metanolo, etanolo, gas naturale e GPL): in questo caso è possibile iniettare il combustibile senza dover ricorrere a pressioni di iniezione elevate.

Infatti, l'iniezione viene realizzata solitamente con un anticipo elevato, tale da garantire il tempo necessario a formare una miscela stechiometrica con l'aria aspirata prima di essere compresso in camera.

A differenza dei motori ad accensione comandata, in quelli CI si ha una miscela eterogenea in camera, caratterizzata dalla presenza di zone con dosatura molto ricca, in corrispondenza dell'iniettore, ed altre molto povere in prossimità delle pareti e del fondo della camera.

Grazie all'elevata reattività del combustibile, la combustione si può sviluppare anche nelle zone in cui è presente carenza di ossigeno: sono però proprio queste zone che contribuiscono maggiormente alla formazione del particolato.

La presenza di queste zone a differente dosatura, fanno sì che i motori diesel lavorino generalmente in condizioni di eccesso di ossigeno, cioè con dosatura globalmente povera.

A differenza dei motori ad accensione comandata, nei CI la regolazione ai carichi parziali viene effettuata senza dover ricorrere all'utilizzo di una valvola a farfalla che introduce delle laminazioni sulla portata di aria aspirata, ma riducendo semplicemente il quantitativo di combustibile iniettato.

Infatti, dato che questi motori non necessitano di una miscela stechiometrica, non è necessario parzializzare la portata di aria aspirata.

Questi aspetti caratteristici del motore ad accensione per compressione fanno sì che abbia una maggior efficienza ai carichi parziali rispetto a quelli ad accensione comandata.

Un'altra caratteristica vantaggiosa di tali sistemi di propulsione è data dall'assenza di anomalie di combustione come il *knock* (o *detonazione*).

Questo problema, che si può presentare nei motori SI, limita le dimensioni del cilindro per evitare:

- fenomeni di accumulo del combustibile nella parte più lontana dalla candela;
- che si esauriscano le pre-reazioni delle porzioni di miscela prima che vengano raggiunte dal fronte di fiamma.

In tale situazione la porzione di miscela che si trova solitamente più lontana dal punto di innesco è esposta ad alte pressioni e temperature perché alla prima compressione dello stantuffo segue quella dovuta alla frazione della carica che ha già bruciato.

Se la miscela contenuta in questa porzione di volume esaurisce il ritardo di accensione prima di essere raggiunta dal fronte di fiamma, allora si autoaccende spontaneamente dando luogo ad un brusco aumento di pressione che mette in vibrazione la parete interna del cilindro generando un caratteristico rumore metallico che prende il nome di battito in testa.

Per questo motivo i motori diesel sono stati utilizzati in quei casi in cui è necessario avere camere di combustione di dimensioni elevate come per le applicazioni navali.

Inoltre, dato che i motori diesel non hanno problemi di autoaccensione incontrollata, possono essere raggiunti valori di sovralimentazione maggiori rispetto a quelli SI.

Una delle differenze principali rispetto ai motori SI, è rappresentata dall'assenza di limitazioni, se non di tipo strutturale, sul rapporto di compressione (ϵ) perché non c'è il rischio che si verifichi l'accensione spontanea della miscela.

Infatti, all'aumentare del rapporto di compressione è possibile avere delle prestazioni e un rendimento utile più elevato, ma questo richiede anche uno stantuffo più massiccio che porta ad un incremento delle masse alterne e conseguentemente delle forze d'inerzia.

Per quanto riguarda la valutazione della resistenza alla detonazione, nei motori ad accensione per compressione, il combustibile in esame viene confrontato con una miscela di riferimento

costituita da cetano $C_{16}H_{34}$ e α -metilnaftalene ($C_{11}H_{10}$), in condizioni di prova previste dallo standard ASTM.

In particolare, il cetano è un idrocarburo alifatico caratterizzato da una catena lunga, dritta e flessibile con una spiccata tendenza ad autoaccendersi.

Al contrario, α -metilnaftalene presenta una struttura compatta costituita da due anelli benzenici con gruppo metilico in posizione α .

Queste caratteristiche rendono α -metilnaftalene un combustibile con una scarsa reattività e bassa tendenza all'autoaccensione.

Le proprietà di accendibilità del combustibile sono misurate tramite il numero di Cetano che rappresenta la percentuale in volume di cetano in una miscela con α -metilnaftalene avente le stesse caratteristiche di ritardo di accensione del combustibile in esame.

Anche nei motori ad accensione comandata la resistenza alla detonazione viene valutata per comparazione.

In questo caso la benzina viene confrontata con una miscela di riferimento costituita da isoottano (C_8H_{18}), caratterizzato da una struttura rigida e compatta con alta resistenza alla detonazione, e normaleptano (C_7H_{16}), che presenta invece una catena lunga e flessibile con scarsa resistenza alla detonazione.

La prova, effettuata attraverso l'utilizzo del motore standardizzato CFR (*Cooperative Fuels Research*), permette di definire il Numero di Ottano, che rappresenta la percentuale in volume di isoottano che, miscelata con normaleptano, ha la stessa resistenza alla detonazione della benzina in esame sul motore di prova CFR.

1.2. Camera di combustione

La camera di combustione in un motore diesel è caratterizzata dalla presenza di un pozzetto, detto "*bowl*", ricavato nel cielo dello stantuffo, come visibile dalla figura 1.1.

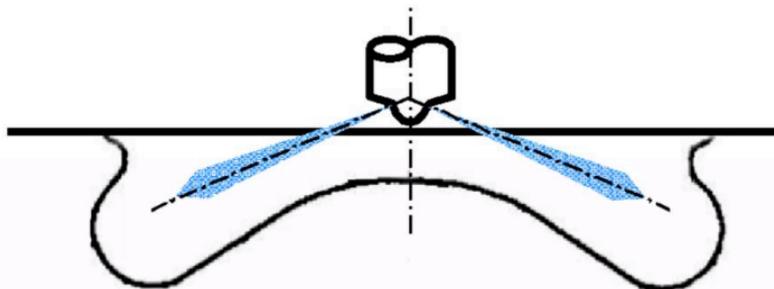


Figura 1.1. - Struttura camera di combustione. [2]

I moderni motori ad accensione per compressione sono dotati di un iniettore multiforo (tipicamente anche 8-10 fori) installato in posizione assiale nella testa del cilindro, in modo da permettere che la combustione si sviluppi all'interno della *bowl*.

L'obiettivo dell'iniettore è quello di fare in modo che il combustibile venga iniettato nel pozzetto evitando che il getto penetri fino alle pareti della camera di combustione dove entrerebbe a contatto con l'olio lubrificante portandolo ad un progressivo degrado.

Si possono individuare dalla figura 1.1. due zone nella camera di combustione:

- volume all'interno del pozzetto;
- volume al di fuori del pozzetto che individua l'area di *squish*.

È possibile definire l'area di *squish* come il rapporto tra la sezione retta dello stantuffo, che si trova alla minima distanza dalla testa, e la parte del cielo dello stantuffo che si trova invece più lontano dalla testa del cilindro.

La forma della camera di combustione fa sì che si generino dei moti turbolenti di *squish* dovuti al diverso rapporto di compressione tra il volume nella *bowl* e quello nella parte laterale della camera.

In particolare, è possibile distinguere due moti di *squish*:

- *squish-in*: si verifica quando lo stantuffo si trova in corrispondenza del PMS (Punto Morto Superiore). In questa situazione i moti turbolenti favoriscono l'ingresso del combustibile e dell'aria che si trovano nell'area di *squish* all'interno della *bowl*. A differenza dei moti di *swirl* e di *tumble*, che si sviluppano durante la fase di aspirazione e perdono progressivamente la propria energia, lo *squish* si stabilizza verso la fine della fase di compressione, promuovendo l'agitazione turbolenta della carica in prossimità dell'inizio della combustione;
- *squish-out*: si sviluppano quando lo stantuffo si trova in corrispondenza del PMI (Punto Morto Inferiore) al termine della fase di espansione. In questo caso, le turbolenze permettono ai gas combusti e ai prodotti della combustione di fuoriuscire verso l'area di *squish* dove è presente dell'aria non ancora utilizzata. Questo moto risulta essere importante per la riduzione delle emissioni di inquinanti *engine-out* in quanto l'aria presente nel volume di *squish* è in grado di ossidare il particolato e gli idrocarburi incombusti (HC).

Un ulteriore vantaggio che si ottiene con l'utilizzo di una forma della camera di combustione di questo tipo è dato dall'amplificazione dei moti di *swirl* al termine della compressione.

Con moto di *swirl* si intende un moto rotatorio intorno ad un asse parallelo a quello del cilindro derivante dalla componente tangenziale della velocità del fluido e ottenuto grazie ad un'opportuna geometria delle valvole e del condotto di aspirazione.

Più è intenso il moto di *swirl* e più rapidamente si ha il miscelamento e di conseguenza il processo di combustione.

Facendo riferimento alla figura 1.2., si può notare come la forma della *bowl* sia caratterizzata dalla presenza di:

- *pip*: è una rientranza presente nella parte inferiore realizzata in modo tale da evitare stagnazioni del combustibile. Infatti, in questa zona, il combustibile avrebbe dosatura ricca, ed essendo nella parte centrale della camera, sarebbe difficilmente raggiungibile dall'aria;
- *lip*: rappresenta una rientranza nella parte laterale della *bowl* che va a contrastare i moti di *squish-out*. Infatti, uno svantaggio di questi moti è che può portare il combustibile nell'area di *squish* quando la combustione non è terminata.

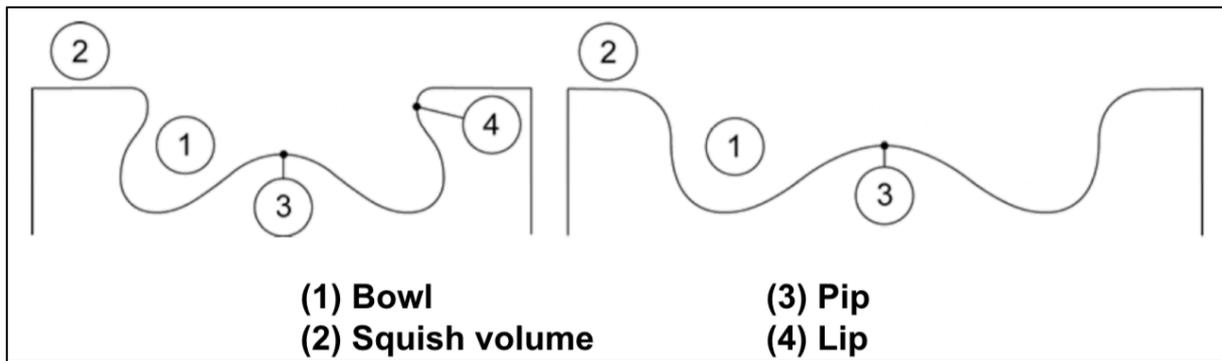


Figura 1.2. - Caratteristiche della forma della bowl. [2]

1.3. Sistemi di iniezione

I sistemi di iniezione utilizzati per i motori ad accensione per compressione sono di tipo *Common Rail*, come quello realizzato dall'azienda Bosh e rappresentato in figura 1.3.

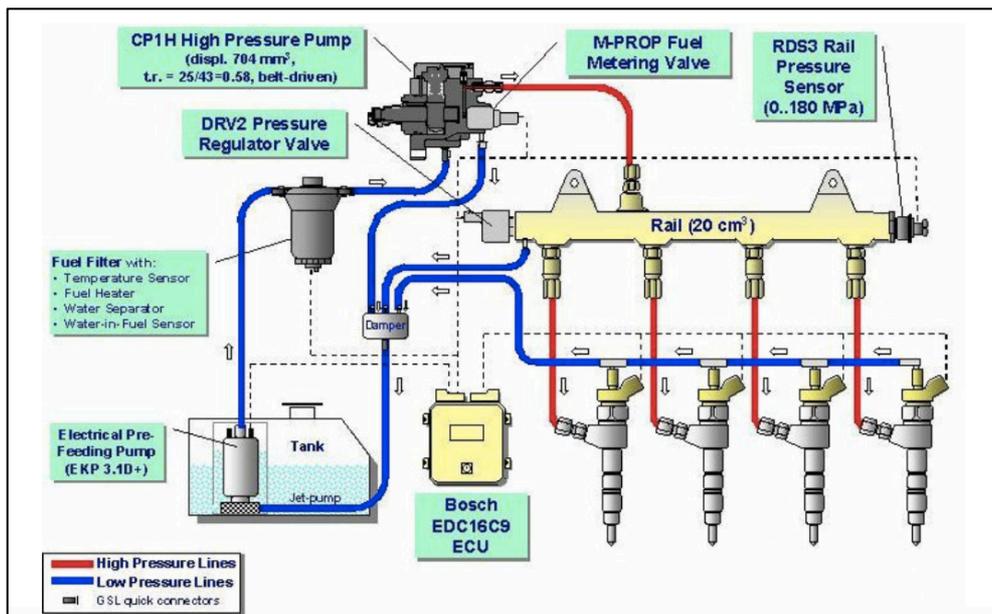


Figura 1.3. - Sistema Common Rail realizzato dall'azienda Bosh. [3]

Esso è costituito da due sottosistemi:

- uno ad alta pressione, in rosso, costituito dal *Common Rail*, gli iniettori e la pompa di alta pressione;
- uno a bassa pressione, in blu, costituito dalla pompa di bassa pressione, il filtro ed il serbatoio del carburante.

Nel dettaglio, la pompa LP (*Low Pressure*) ha il compito di estrarre il combustibile dal serbatoio ed inviarlo verso il circuito di alta pressione facendolo passare per il filtro.

Il filtro è molto importante perché non solo permette di rimuovere le impurità contenute nel combustibile, ma anche di separare le tracce d'acqua che possono essere presenti al suo interno.

La pompa di alta pressione ha il compito di inviare una portata di combustibile largamente eccedente rispetto alla quantità da iniettare ad un volume di accumulo costituito da un condotto cavo posizionato in corrispondenza della testata del motore e chiamato *Common Rail*.

Da questo volume di accumulo gli iniettori ricevono la portata che devono inviare all'interno delle camere di combustione.

Il sistema *Common Rail* ha il compito di stabilizzare la pressione a monte degli iniettori e deve avere delle dimensioni tali da fare in modo che la quantità di combustibile prelevata in ogni evento di iniezione non provochi un'apprezzabile diminuzione della pressione al suo interno. Questo sistema è dotato di un sensore di pressione che invia l'informazione alla centralina elettronica di controllo e di una valvola regolatrice di pressione che permette di far rifluire il combustibile alla mandata della pompa LP.

Nei sistemi precedenti, il sensore di pressione inviava un segnale alla centralina che a sua volta controllava l'azionamento della valvola regolatrice di pressione modulando la portata di combustibile che rifluiva verso l'aspirazione della pompa LP.

Dato che questa regolazione era fortemente dissipativa, nei moderni sistemi *Common Rail* il controllo viene effettuato agendo direttamente sulla pompa HP (*High Pressure*) mentre la valvola regolatrice ha solo una funzione di sicurezza.

Questo tipo di sistema fa sì che vengano ottenuti alcuni vantaggi rispetto a quelli precedentemente utilizzati come:

- permette di avere notevole flessibilità in termini di pressione di iniezione perché è svincolata dalla velocità di rotazione del motore;
- possono essere raggiunte delle pressioni di iniezioni superiori a 1800 bar;
- l'evento di iniezione può avvenire in qualunque istante;
- maggiore flessibilità nel frazionamento degli eventi di iniezione.

Gli iniettori che ricevono il combustibile contenuto all'interno del *Common Rail*, presentano una geometria come quella rappresentata in figura 1.4.

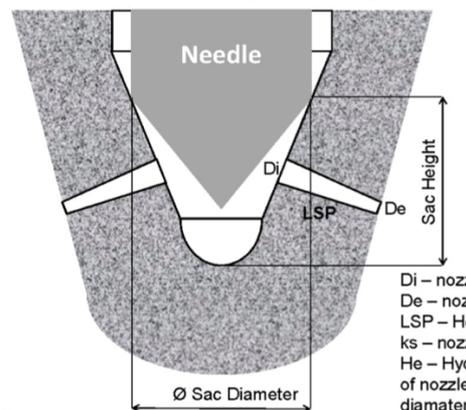


Figura 1.4. - Geometria della punta dell'iniettore. [2]

Facendo riferimento alla figura 1.4., sono indicati con:

- D_e : diametro di uscita del foro dell'iniettore;
- D_i : diametro di ingresso del foro dell'iniettore;
- LSP: lunghezza del foro.

Si può notare dalla figura 1.4., come sia presente un volume tra la punta dello spillo e la sede che prende il nome di “*volume del sacco*” dove, al termine dell’iniezione può rimanere al suo interno del combustibile.

Al procedere della combustione, questo combustibile intrappolato viene riscaldato e vaporizzato a causa delle alte temperature in camera ed entra all’interno del cilindro durante la fase di espansione sotto forma di vapori o di goccioline.

Dato che durante questa fase le temperature sono più basse e la combustione è nella sua parte terminale, i vapori e le goccioline si mescolano lentamente con l’aria disponibile e sfuggono al processo di combustione, contribuendo alla generazione di idrocarburi incombusti (HC).

Gli iniettori collegati al *Common Rail* possono essere di due tipi:

- *con azionamento solenoide;*
- *con azionamento piezoelettrico.*

Gli iniettori con attuazione solenoide sfruttano la presenza di un elettromagnete che permette di sollevare lo spillo dell’iniettore soltanto quando viene eccitato da un comando elettrico.

In questo modo la quantità di combustibile iniettata risulta essere controllata elettricamente in base al comando applicato al solenoide.

Dato che le pressioni di iniezione sono molto elevate, l’azionamento elettrico non può essere fatto direttamente sullo spillo, in quanto le correnti da applicare sarebbero molto elevate e sarebbero necessari avvolgimenti di grandi dimensioni, ma viene effettuato agendo su una servo-valvola di controllo (“*Two-way Valve*”) che fa sì che sia proprio la pressione di iniezione a sollevare lo spillo.

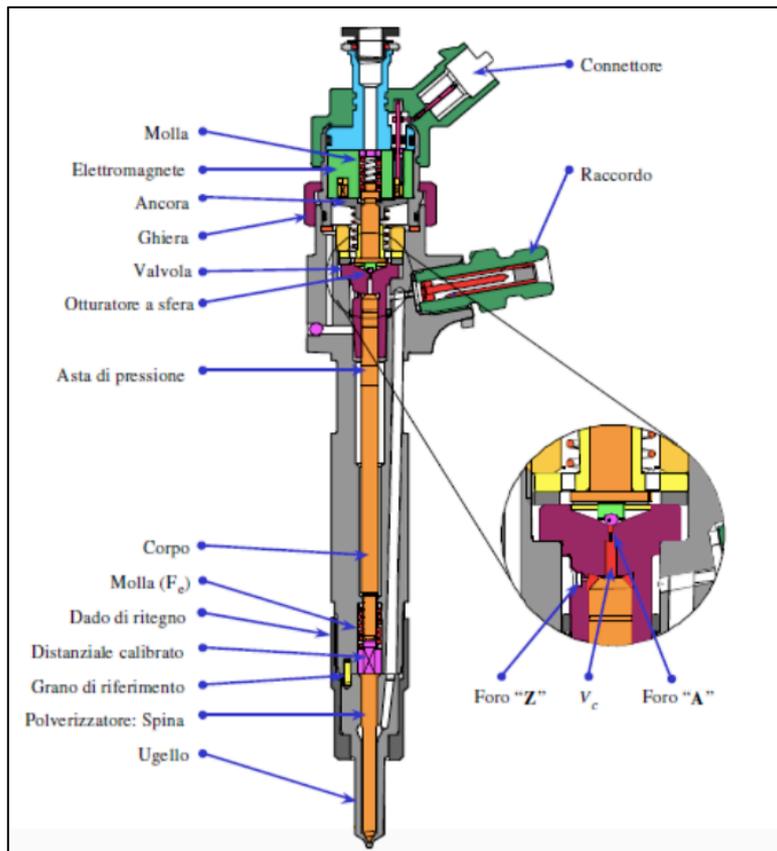


Figura 1.5. - Dettaglio iniettore con azionamento solenoide. [3]

La servo-valvola è una valvola normalmente chiusa dotata di un'ancora a forma di "T" che separa la camera superiore e un ambiente a bassa pressione.

Quando viene inviato il segnale di alimentazione dell'iniettore, la valvola, sollevandosi, libera il collegamento tra la camera superiore e quella inferiore mettendola in scarico.

In questo modo la diminuzione della pressione genera uno sbilanciamento delle forze che porta al sollevamento dello spillo.

Grazie a questa soluzione è possibile convertire il comando elettrico applicato su uno stadio pilota in uno meccanico di sollevamento dell'ancoretta della *Two way Valve*, visibile in figura 1.6.

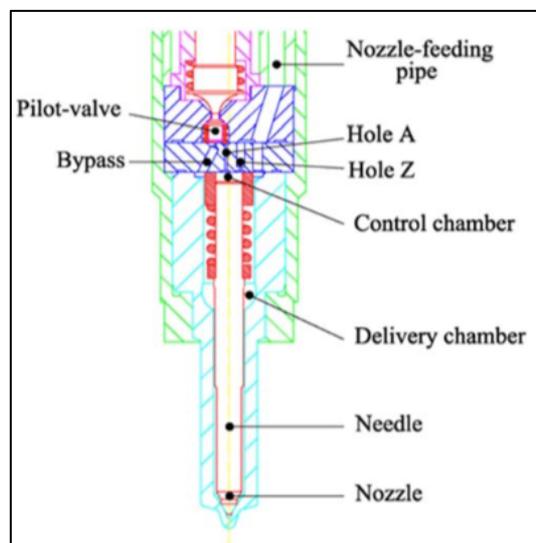


Figura 1.6. - Dettaglio servo-valvola che regola l'apertura dello spillo. [2]

Gli iniettori con azionamento piezoelettrico presentano un funzionamento simile, ma in questo caso viene sfruttata la proprietà di questi materiali di generare un effetto piezoelettrico.

Infatti, quando viene applicata una tensione elettrica, si verifica una deformazione molto piccola dei cristalli di quarzo al loro interno che può essere sfruttata, impilando questi componenti per formare un *piezo-stack*, in modo da ottenere uno spostamento complessivo di alcuni micron.

Questo spostamento può essere sfruttato in due modi:

- nei “*Servo-Hydraulic Injectors*” viene mantenuto lo stesso schema idraulico e meccanico utilizzato in quelli solenoidali con l’unica differenza che la servo-valvola viene attuata da un *piezo-stack*. Si hanno solo dei vantaggi nella fase di sollevamento dell’ancoretta;
- nei “*Direct-Active Piezo Injectors*” viene rimosso il circuito idraulico e il *piezo-stack* agisce direttamente sullo spillo per controllare gli eventi di iniezione. In questo modo si può ottenere un significativo beneficio nella velocità di attuazione e nelle possibilità di controllo.

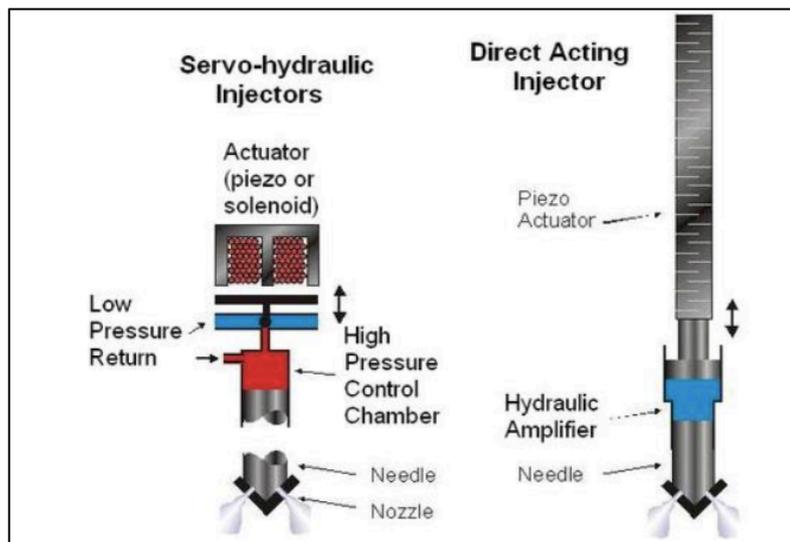


Figura 1.7. - Confronto tra servo-hydraulic piezo injector, a sinistra, e direct active piezo injector, a destra. [1]

Questa soluzione permette di diminuire il tempo di attuazione rispetto a quello solenoideale.

I sistemi Common Rail consentono di realizzare iniezioni multiple, fino ad arrivare nei moderni fino a 8-10 iniezioni durante un ciclo motore, come visibile dalla figura 1.8., che vengono denominate con:

- **pilot**: realizzata con un elevato anticipo rispetto all’iniezione principale. Permette di ridurre il rumore di combustione all’avviamento e ai bassi giri. Durante questa fase viene iniettata una piccola quantità di combustibile, circa il 5% del totale, che con la sua combustione predispose le condizioni all’interno della camera in termini di pressione e temperatura per ridurre il ritardo di accensione (*ignition delay*);
- **pre**: effettuata con bassi valori di anticipo rispetto all’iniezione principale, permette di controllare la rapidità della combustione limitando la formazione di inquinanti, in particolar modo di NO_x e delle particelle carboniose di *soot*. Infatti, gli NO_x tendono a

formarsi per alti valori di temperatura ($> 1850 \text{ K}$) e quindi tanto più sono alte la temperatura e la pressione in camera, come nel caso di un unico evento di iniezione, più aumentano gli ossidi di azoto prodotti. Con l'introduzione di una o più iniezioni del tipo *pre*, si riescono a contenere le temperature di picco e quindi la formazione degli NO_x ;

- **main**: è l'iniezione principale che ha come scopo la combustione;
- **after**: effettuata subito a ridosso della *main* al fine di modulare la fase finale del processo di combustione e controllare le emissioni. L'introduzione di questa iniezione favorisce l'ossidazione del *soot* grazie alla maggior temperatura nella fase finale della combustione;
- **post**: realizzata nella fase di scarico in prossimità del punto morto inferiore (PMI), porta ad un sensibile innalzamento delle temperature permettendo di effettuare periodicamente la rigenerazione del *filtro anti-particolato*. Questa iniezione può portare ad un aumento della produzione degli HC, necessari a creare l'ambiente riducente per l'abbattimento degli ossidi di azoto e per l'ossidazione del particolato accumulato nel filtro.

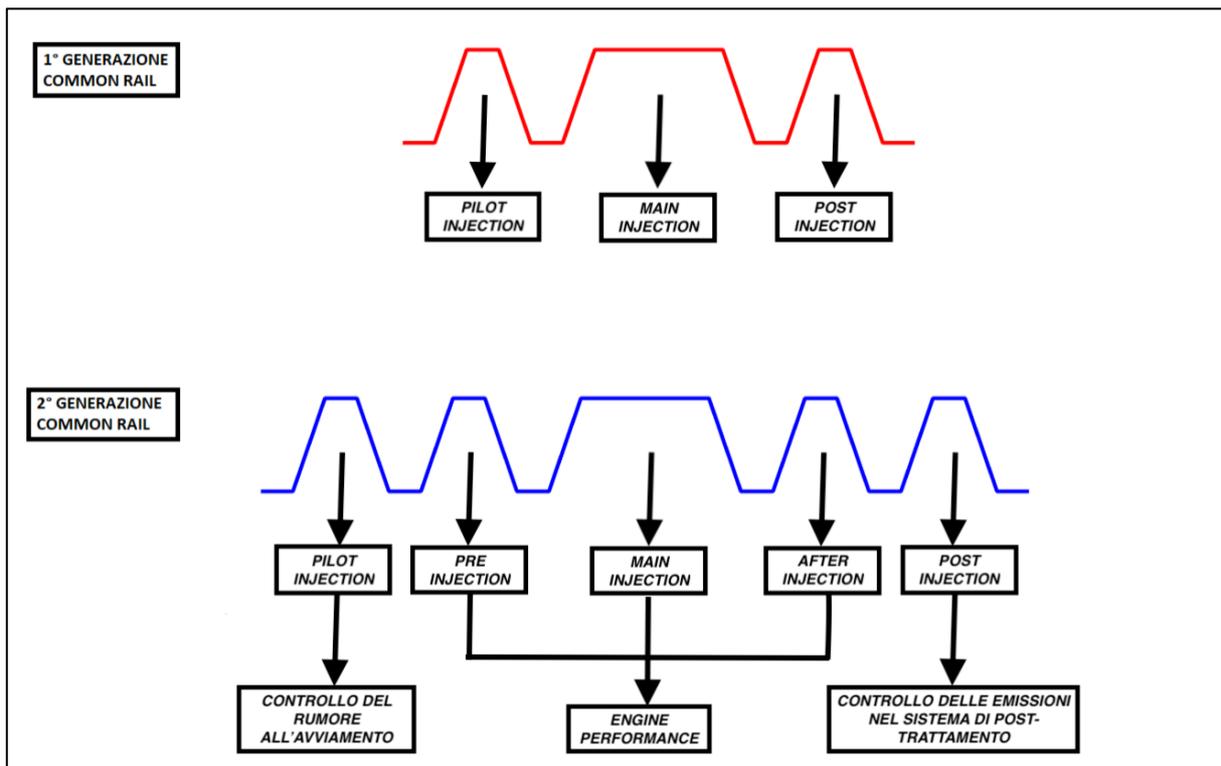


Figura 1.8. - Evoluzione eventi di iniezione realizzati da un sistema Common Rail.

1.4. Combustione convenzionale

Il processo di combustione convenzionale di un motore diesel, nella durata complessiva del periodo iniezione-combustione può essere suddiviso in quattro intervalli, come visibile dalla figura 1.9.:

- I. *Ritardo di accensione – ignition delay (A-B);*
- II. *Combustione in fase premiscelata – premixed phase (B-C);*
- III. *Combustione in fase diffusiva – mixing controlled phase (C-D);*
- IV. *Completamento della combustione – late combustion phase (D-A).*

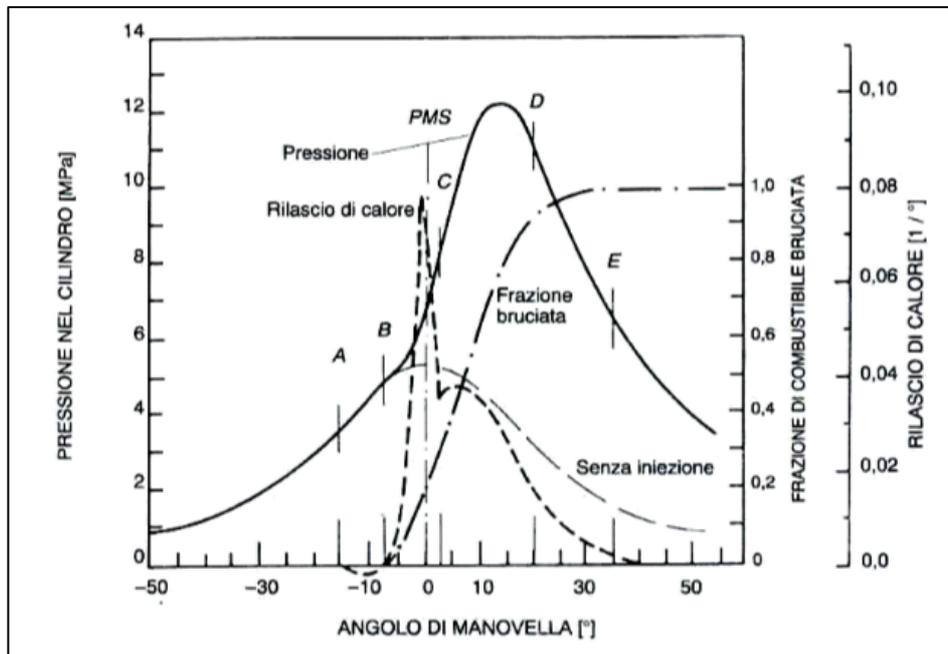


Figura 1.9. - Andamento della pressione e della curva di rilascio calore HRR in funzione dell'angolo di manovella. [1]

Facendo riferimento alla figura 1.9. sono indicati con:

- A: inizio dell'iniezione SOI (*Start Of Injection*);
- B: inizio della combustione SOC (*Start Of Combustion*);
- C: inizio della fase di combustione diffusiva;
- D: inizio del completamento della combustione.

I. Ritardo di accensione (A-B)

Facendo riferimento alla figura precedente, si può notare come, partendo dall'istante di inizio iniezione (punto A), l'andamento della pressione all'interno del cilindro continui a seguire quello della politropica di compressione fino al punto B, dove si manifesta il primo scostamento tra le due tracce.

Infatti, la combustione non inizia esattamente quando vengono iniettate le prime goccioline all'interno della camera, ma si ha un ritardo, dell'ordine della frazione dei millisecondi, fino a quando non vengono raggiunte le condizioni di autoaccensione nel punto B. L'intervallo di tempo che separa l'inizio del processo di iniezione (*SOI*) e l'inizio della combustione (*SOC*) viene definito *ignition delay* o ritardo di accensione (τ).

Il ritardo di combustione è dovuto a:

- *contributo fisico* (τ_{fisico}) legato ai fenomeni di atomizzazione, all'evaporazione e al mescolamento del getto con l'aria comburente;
- *contributo chimico* ($\tau_{chimico}$) legato al tempo necessario per il completamento delle reazioni di formazione di composti intermedi, come radicali e perossidi, e dei fenomeni di *cracking*, cioè di rottura della catena idrocarburica che precedono gli stadi finali fortemente esotermici del processo di ossidazione.

$$\tau = \tau_{fisico} + \tau_{chimico} \quad (1.1)$$

Questi due processi non sono rigorosamente in serie ma possono avere una certa sovrapposizione.

Tra i due contributi, quello fisico risulta essere preponderante in quanto, essendo il combustibile ad alta reattività, le pre-reazioni avvengono più velocemente.

II. Combustione Premiscelata (B-C)

Una volta raggiunte le condizioni di accensione dei primi nuclei (B), si verifica un innalzamento della temperatura in camera prodotto dalla combustione di questi ultimi.

La quantità di combustibile iniettata durante l'*ignition delay* è limitata, circa il 10%: la maggior parte del processo di combustione si sviluppa durante la fase diffusiva.

Durante la fase premiscelata il combustibile accumulatosi precedentemente brucia contemporaneamente e in modo quasi isocoro causando una brusca crescita della pressione, responsabile della generazione di una sollecitazione impulsiva che crea rumore e vibrazioni.

Infatti, è proprio a partire dal punto B che si verifica uno scostamento tra la traccia di pressione e quella prevista dalla politropica di compressione.

In particolare, è possibile notare dalle figure 1.9. e 1.10. come, una volta esauritosi l'*ignition delay*, si abbia un'accensione praticamente simultanea di tutta la carica accumulata in camera, responsabile della crescita della pressione e della nascita di un picco anche nell'HRR.

Successivamente, proseguendo con gli eventi di iniezione, il ritardo si stabilizza su un valore costante necessario al combustibile iniettato di poter bruciare.

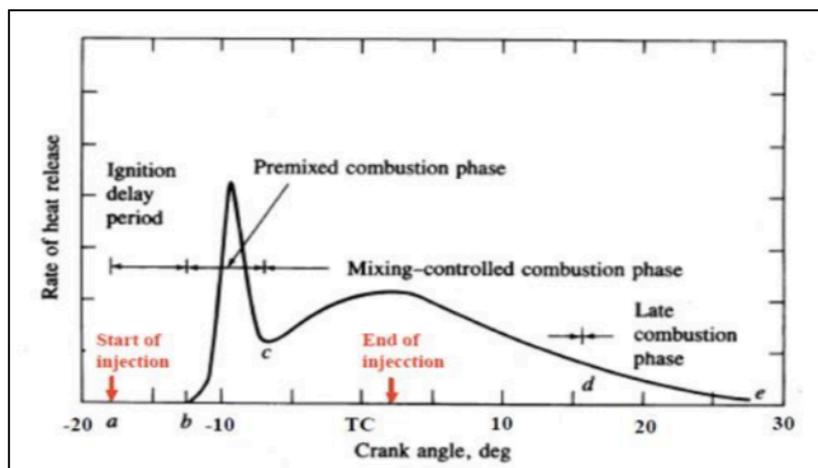


Figura 1.10. - Andamento della frazione di massa bruciata in funzione dell'angolo di manovella. [4]

Durante questa fase l'energia rilasciata dipende soltanto dalla quantità accumulata in camera durante l'*ignition delay*: non è quindi possibile agire sull'*injection rate*, cioè sulla quantità di combustibile iniettata e sull'intervallo angolare a cui avviene.

Un parametro che influenza la combustione in questa fase è il rapporto di compressione: infatti, all'aumentare di questo, aumenta l'*ignition delay* e quindi la quantità di combustibile che si accumula e che brucia in modo premiscelato.

L'incremento di pressione che si verifica in questa parte è vantaggioso dal punto di vista del rendimento termodinamico, ma è anche responsabile della nascita della rumorosità e delle vibrazioni tipiche del funzionamento di un motore diesel.

Inoltre, il rumore di combustione risulta essere particolarmente percepibile in condizioni di funzionamento al minimo dopo un avviamento a freddo.

Infatti, all'avviamento il fenomeno di accumulo è più marcato in quanto, a causa della temperatura molto bassa in camera, l'*ignition delay* è molto lungo e tutto il combustibile iniettato, essendo la quantità modesta, tende a bruciare quasi tutto insieme, producendo rumori e vibrazioni.

Nel procedere degli eventi di iniezione, l'*ignition delay* tende a diminuire e ad assestarsi a valori costanti. Questo è dovuto al fatto che le goccioline di combustibile successivamente iniettate, trovano delle condizioni di pressione e temperatura più favorevoli tali da ridurre il tempo necessario al riscaldamento, vaporizzazione e miscelamento.

La fase di combustione premiscelata è anche propedeutica per la formazione delle condizioni per la produzione degli NO_x in quanto influenza la massima temperatura raggiunta in camera. Infatti, in questa fase non si ha la formazione degli ossidi di azoto, perché, nonostante le alte temperature, si è in condizioni di dosatura relativa $\lambda \cong 0,25 \div 0,5$ che fanno sì che la disponibilità di ossigeno in camera non sia sufficiente per la formazione di questi inquinanti.

III. Combustione diffusiva (C-D)

Una volta esauritasi la combustione premiscelata, inizia una nuova fase in cui brucia la maggior parte del combustibile.

Questa fase è chiamata combustione controllata (*mixed controlled*) perché il processo continua regolato dalla velocità con cui le nuove frazioni di combustibile iniettate sono in grado di evaporare e mescolarsi con l'aria.

In questa fase il tempo necessario per il mescolamento risulta essere notevolmente superiore sia a quello richiesto per l'evaporazione che per la cinetica chimica.

Solitamente è durante questo intervallo che si raggiungono la massima pressione e temperatura in camera, di circa 3000 K, adatte per la formazione degli ossidi di azoto NO_x.

In questa fase è possibile controllare la rapidità del rilascio dell'energia da parte del combustibile agendo sull'*injection rate*.

Un problema che si può riscontrare in questo intervallo è la difficoltà del combustibile iniettato di raggiungere l'aria ancora inutilizzata presente in camera.

Infatti, a causa della combustione in fase premiscelata, sono presenti in camera dei gas combusti e, se si tiene conto della possibilità dell'utilizzo di EGR, il combustibile iniettato negli ultimi eventi potrebbe avere difficoltà a raggiungere l'aria.

È infatti durante la fase diffusiva che si ha la formazione del *soot*, cioè particelle carboniose precursori del particolato, nelle zone in cui si ha una miscela ricca.

Grazie ai moti turbolenti in camera, in particolare di *swirl*, è possibile migliorare il mescolamento durante la fase di combustione diffusiva ed ottenere dei benefici in termini di riduzione delle emissioni, in particolare di CO e NO_x.

IV. Combustione finale (C-D)

Costituisce la fase finale del processo di combustione che si sviluppa quando l'iniezione è terminata, ma le reazioni chimiche continuano a procedere esaurendosi in modo graduale.

Nella fase finale, la combustione può coinvolgere i nuclei carboniosi formati durante la fase diffusiva e quella parte di combustibile rimasto intrappolato all'interno degli interstizi (*crevices*³) o assorbiti dall'olio lubrificante.

Infatti, l'olio lubrificante presente sulle pareti della camera rimane esposto ai gas combusti durante la corsa di compressione fino a quando non viene ricoperto dalla progressiva risalita dello stantuffo. È proprio in questo periodo che gli idrocarburi contenuti nei vapori di combustibile vengono progressivamente assorbiti dallo stato d'olio.

Durante la combustione e la fase di espansione, la concentrazione di vapori di combustibile nella carica si riduce praticamente a zero, perciò lo strato d'olio inizia a rilasciare gli idrocarburi assorbiti i quali possono ossidarsi se incontrano dell'aria non ancora utilizzata, riducendo le emissioni di HC *engine-out*.

³ Con il termine *crevices* si intendono quei volumi ristretti presenti lungo la periferia della camera di combustione, caratterizzati da un elevato rapporto superficie/volume che sono difficilmente raggiungibili dal fronte di fiamma.

Questi volumi rappresentano circa il 1-2% del volume di spazio morto della camera.

La combustione di questi idrocarburi è favorita dai moti turbolenti che li rimescolano con l'aria ancora presente all'interno della camera.

È inoltre necessario che questa fase non si prolunghi eccessivamente per non ridurre il rendimento del motore: infatti, per avere un'elevata efficienza è necessario che il processo di rilascio calore avvenga in corrispondenza del PMS.

1.5. Modello concettuale di J.E.Dec

La descrizione della combustione convenzionale in un motore ad accensione per compressione è un processo complesso a causa dell'interazione tra l'evento di iniezione, la combustione stessa in evoluzione, i gas combusti, l'aria non ancora utilizzata e le pareti della camera di combustione.

Uno dei modelli più utilizzati per comprendere l'evoluzione del processo di combustione è quello realizzato da John, E. Dec, formulato nel 1997.

Questo modello sfrutta un motore monocilindrico ad accesso ottico che presenta le caratteristiche elencate nella tabella di figura 1.11.

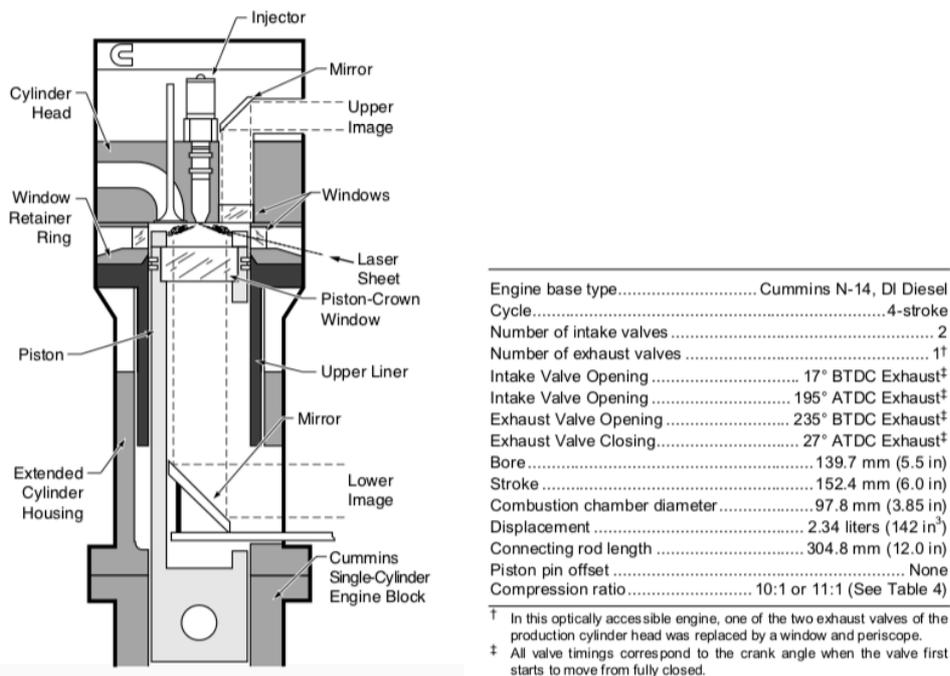


Figura 1.11. - Motore ad accesso ottico utilizzato per analizzare l'evoluzione del processo di combustione. [5]

Questi accessi ottici permettono di visualizzare ed analizzare le zone del getto di combustibile e le sue caratteristiche principali, come la penetrazione, la composizione e l'interazione con l'aria comburente.

In questo modo è possibile conoscere in modo più accurato l'evoluzione del processo di combustione ed i fenomeni di formazione degli inquinanti, in particolare del soot.

Nella figura 1.12. sono raffigurate delle istantanee che descrivono l'evoluzione del getto all'interno della camera per diversi angoli di manovella in cui sono indicati con:

- SOI: *Start Of Injection*;
- ASI: *After Start of Injection*.

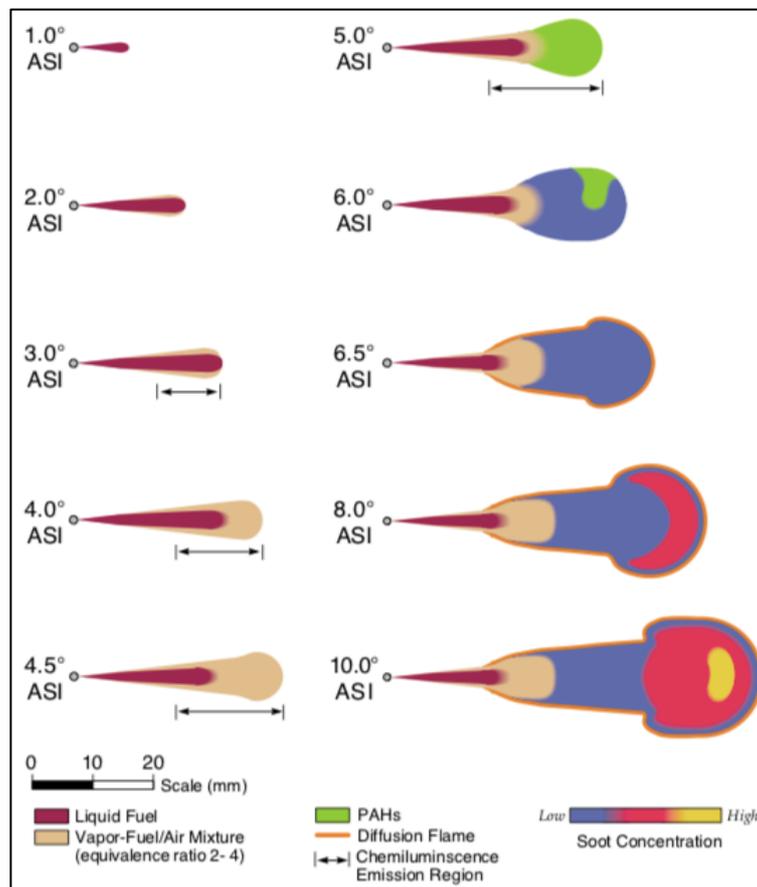


Figura 1.12. - Evoluzione del getto di combustibile nella camera previsto dal modello di J.E.Dec. [5]

Facendo riferimento alla figura 1.12. si possono distinguere alcune fasi successive all'evento di iniezione:

- 1° ASI: un angolo di manovella dopo l'iniezione è possibile notare la presenza di un getto liquido di combustibile in camera formato da una moltitudine di goccioline.
- 2° ASI: il getto liquido penetra all'interno della camera e contemporaneamente si forma una zona caratterizzata dalla presenza di una miscela di aria-combustibile. Questa zona si estende, partendo dai fianchi del getto, progressivamente verso la punta.
- 3° ASI: a partire da questo angolo di manovella la penetrazione della fase liquida si stabilizza mentre quella dello spray continua. A questo punto, le goccioline di aria calda che si trovano ad una temperatura di circa 600 K, iniziano a mescolarsi con quelle di combustibile, le quali iniziano ad evaporare. In questo modo si genera una miscela di vapori di combustibile ed aria intorno al getto che avanza progressivamente con l'evento di iniezione. È durante questa fase che si ha la massima penetrazione del getto, che dipende dall'evaporazione, a sua volta legata al mescolamento tra l'aria e

combustibile, e dalla temperatura in camera. Infatti, all'aumentare della temperatura in camera si ha un aumento del processo di evaporazione e una diminuzione della penetrazione del getto liquido. A partire da questo istante, è possibile osservare la formazione di fenomeni di *chemioluminescenza* dovuti alle emissioni di fotoni da parte dei radicali formati in questa fase. Infatti, i radicali si formano in seguito a delle reazioni esotermiche che causano una debole luminosità dovuta ad un modesto rilascio di energia legato alla formazione di radicali.

- *4° ASI*: si può notare come la miscela di aria e di vapori di combustibile, che si trovava ai lati del getto, si ingrandisca e si posizioni davanti alla punta del getto. In questa fase si assiste anche ad un aumento della luminosità, a testimonianza di un maggiore rilascio di energia legato alla formazione dei radicali. Questi fenomeni permettono di individuare l'inizio della combustione premiscelata.
- *4.5° ASI*: questo angolo di manovella corrisponde al momento in cui si avvia la combustione con dosatura ricca (con un rapporto di equivalenza Φ tra 2 e 6) a causa dello scarso tempo a disposizione della miscela per potersi mescolare con l'aria. Questa situazione è rappresentativa del comportamento di un motore diesel caratterizzato dalla presenza in camera di alcune zone con dosature locali ricche diverse da quella globale. I prodotti della combustione durante questa fase sono tipici di una combustione ricca: in particolare, si possono individuare una minima frazione di prodotti di una combustione completa (CO_2 e H_2O), mentre sono preponderanti la produzione di prodotti di parziale ossidazione, come H e CO, e di frammenti di combustibile ossidato.
- *5° ASI*: si assiste alla formazione dei policiclici aromatici PAH come l'acetina che hanno la proprietà di reagire in un ambiente dove non c'è molto ossigeno per creare delle particelle carboniose già a bassa temperatura (circa 1600 K) attraverso meccanismi che portano alla perdita di atomi di H e all'aggiunta di atomi di C (meccanismo *HACA*). Inoltre, si verifica un rapido incremento della pressione e della temperatura in camera, con un rilascio termico quasi istantaneo.
- *6° ASI*: iniziano a formarsi le prime particelle di *soot* e si sviluppa la fiamma diffusiva alla periferia del getto. Dato che i prodotti della combustione premiscelata con dosatura ricca sono dei composti chimici di parziale ossidazione, possono ancora reagire con l'ossigeno e rilasciare l'energia chimica. A questo punto si forma alla periferia del getto un moto locale di diffusione che porta l'ossigeno a diffondere verso i prodotti della combustione mentre questi ultimi si dirigono verso l'ossigeno creando uno strato dove i due composti si mescolano. Questo fenomeno provoca lo sviluppo di una fiamma diffusiva stechiometrica che porta alla crescita della temperatura con conseguente aumento della formazione degli NO_x .
- *6.5° ASI*: si assiste ad una contrazione del getto mentre la parte interna continua ad ingrandirsi in quanto viene iniettato altro combustibile. Durante questa fase, quando i reagenti diventano prodotti, le temperature aumentano e si generano dei gas

combusti che si espandono. Inoltre, si può notare la formazione di una fiamma diffusiva intorno allo spray⁴ che simboleggia l'avvio della fase di combustione diffusiva.

- *8°-10° ASI*: la struttura del getto non subisce più delle modifiche. Si verifica solamente un aumento delle dimensioni del getto e della concentrazione di *soot* a causa della continua formazione dei PAH.

Si può notare come il *soot* si formi in corrispondenza della testa del getto dove le temperature sono più alte e hanno maggior tempo a disposizione per formarsi.

[1] [2] [5]

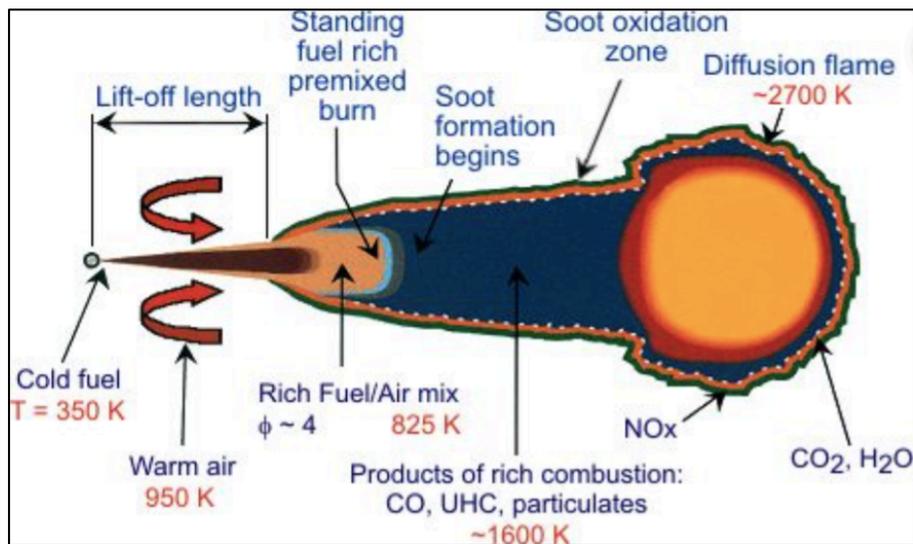


Figura 1.13. - Struttura del getto di combustibile al termine dell'iniezione. [2]

Si può notare dalla figura 1.13. come le particelle carboniose si formino sia all'interno del getto durante la combustione premiscelata che sul bordo della fiamma diffusiva.

Gli ossidi di azoto NO_x si formano invece intorno alla fiamma diffusiva dove vengono raggiunte le temperature più alte, circa 2700 K, e dove c'è maggior disponibilità di ossigeno.

Gli idrocarburi incombusti invece, sono generati nella parte finale dello spray o nelle parti con dosatura locale ricca.

Alla chiusura dello spillo dell'iniettore, a causa della diminuzione della velocità di fuoriuscita del getto e quindi dell'interazione aerodinamica con le particelle d'aria, l'atomizzazione risulta essere inferiore e questo può portare ad avere grosse goccioline in parte responsabili delle emissioni di HC *engine-out*.

Il processo di combustione termina quando la fiamma diffusiva si spegne e ciò può essere dovuto ad alcuni fenomeni come l'influenza delle pareti che si trovano a basse temperature o il soffocamento della fiamma dovuto all'interazione tra i getti di combustibile che formano zone con carenza di ossigeno.

⁴ Si definisce spray l'insieme di getto liquido e vapori di aria e combustibile.

1.6. Emissioni di inquinanti

Uno degli aspetti critici relativi ai motori ad accensione per compressione è rappresentato dalle emissioni di inquinanti.

A partire dagli anni '70 nei paesi a più elevato tasso di motorizzazione, in particolare negli Stati Uniti, sono stati introdotti i primi sistemi di contenimento delle emissioni di inquinanti che non fossero puramente di tipo motoristico.

Infatti, le concentrazioni degli inquinanti allo scarico di un motore ad accensione comandata risultano inaccettabili per la salute pubblica: per questo motivo i veicoli sono dotati di sistemi di post-trattamento (*o sistemi After-Treatment*).

L'obiettivo dei sistemi di post-trattamento è quello di generare il più possibile anidride carbonica ed acqua dall'ossidazione del combustibile, riducendo i prodotti come gli ossidi di azoto, idrocarburi incombusti e particolato.

Inoltre, l'inseverimento delle normative ha costretto le case produttrici a migliorare l'efficienza di questi componenti in modo da rispettare i limiti imposti, riducendo la concentrazione degli inquinanti allo scarico.

I processi di formazione degli inquinanti sono fortemente legati all'atomizzazione, evaporazione e mescolamento del combustibile in camera.

I principali inquinanti che si formano nei motori ad accensione per compressione sono:

- idrocarburi incombusti HC;
- particolato PM;
- ossidi di azoto NO_x.

Dato che nei motori ad accensione per compressione le iniezioni vengono realizzate direttamente in camera, seppur la dosatura sia globalmente povera, si possono formare delle zone con un elevato quantitativo di combustibile rispetto all'aria disponibile e viceversa.

Sono proprio le zone con dosatura ricca che contribuiscono alla formazione del particolato e degli idrocarburi incombusti.

Per quanto riguarda gli ossidi di azoto, la loro formazione è legata alla temperatura raggiunta in camera durante la combustione e alla disponibilità di ossigeno.

Inoltre, dato che i motori diesel lavorano con una dosatura globalmente povera, le emissioni *engine-out* di monossido di carbonio CO sono molto limitate in quanto è disponibile l'ossigeno necessario per ossidarlo ed ottenere CO₂.

1.6.1. Idrocarburi incombusti (HC)

Le emissioni di idrocarburi incombusti allo scarico derivano dall'incompleta combustione degli idrocarburi che costituiscono il combustibile.

Nei motori ad accensione per compressione, la composizione chimica del combustibile comprende anche frazioni di idrocarburi con temperature di ebollizione più elevate e maggiore massa molecolare rispetto a quelle presenti nelle benzine.

Inoltre, durante la combustione, una parte degli idrocarburi del combustibile è soggetta a delle reazioni di pirolisi che causano la formazione di particelle carboniose (*soot*).

La formazione di HC allo scarico è dovuta principalmente a due fenomeni:

- sovramescolamento (*“Overmixing”*): dovuto all’eccessivo mescolamento tra l’aria e il combustibile tale da generare una miscela troppo povera per autoaccendersi. Questo fenomeno è di particolare rilevanza ai carichi medio-bassi;
- sottomescolamento (*“Undermixing”*): si verifica in quelle zone con una dosatura localmente ricca. In questo caso lo scarso mescolamento rende difficile l’avvio del processo di combustione.

Altri contributi secondari che portano alla formazione degli idrocarburi incombusti sono:

- gocciolamento del combustibile dal sacco del polverizzatore dell’iniettore;
- combustibile intrappolato all’interno degli interstizi della camera che viene rilasciato in camera durante la fase di espansione;
- vapori di combustibile assorbiti dallo strato d’olio lubrificante presente sulla parete;
- spegnimento a parete della fiamma;
- parte del combustibile iniettato all’inizio può raggiungere ancora allo stato liquido le pareti della camera ed evaporare molto in ritardo senza incontrare ossigeno a sufficienza.

1.6.2. Particolato (PM)

Viene definito *“Particolato”* quella sostanza presente allo scarico di un motore a combustione interna che si può raccogliere su un filtro usato per il campionamento e mantenuto ad una temperatura media di 52 °C.

Questa sostanza può essere divisa in tre frazioni principali:

- I. *frazione solida (SOL)*: costituita da particelle carboniose e ceneri;
- II. *frazione organica solubile (SOF)*: si deposita sulla frazione solida ed è costituita da composti organici derivanti dall’olio lubrificante e dal combustibile;
- III. *solfati (SO₄)*: derivanti dallo zolfo presente nel combustibile.

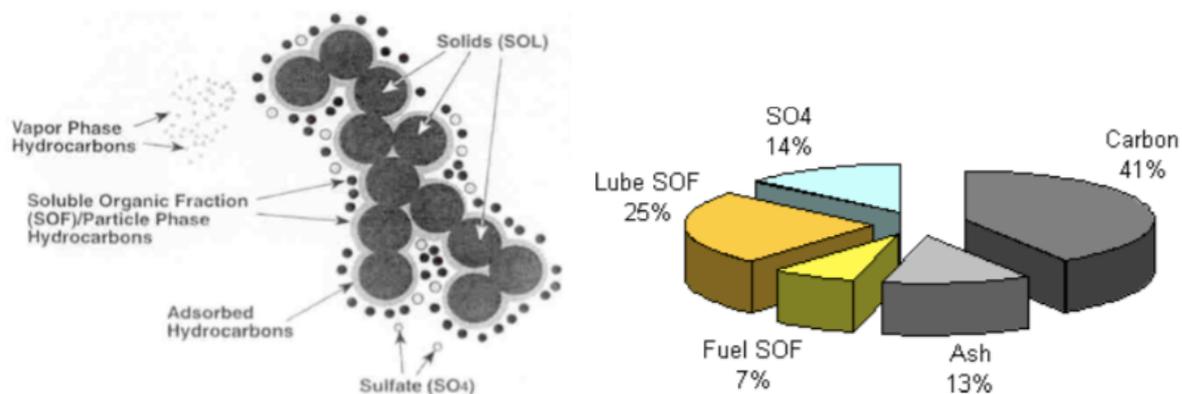


Figura 1.14. - Struttura e composizione del particolato. [2]

I. Frazione solida (SOL)

La frazione solida del particolato è formata principalmente da particelle carboniose e dalle ceneri.

In particolare, il carboniose di queste particelle, non legato chimicamente con altri elementi, rappresenta quella sostanza finemente dispersa chiamata "soot" e responsabile del caratteristico fumo nero allo scarico dei motori diesel.

Queste particelle carboniose derivano dal processo di combustione eterogeneo tipico dei motori ad accensione per compressione dove i precursori del particolato si formano specialmente durante la fase diffusiva, ma anche in quella premiscelata.

Infatti, durante la combustione diffusiva si verifica la formazione dei composti policiclici aromatici (PAH) che sono responsabili della nascita dei precursori del soot.

Le ceneri invece, costituiscono il residuo solido incombustibile caratterizzate dalla presenza di alcuni componenti come:

- solfati, ossidi di calcio, zinco, magnesio e di altri metalli formati durante la combustione dagli additivi presenti nell'olio lubrificante;
- impurità metalliche derivanti dall'usura motore;
- composti metallici derivanti dalla corrosione delle pareti del collettore e degli altri componenti del sistema di scarico.

II. Frazione organica solubile (SOF)

Gli idrocarburi assorbiti sulla superficie delle particelle carboniose e presenti sotto forma di aerosol costituiscono la frazione organica solubile del particolato.

La formazione di queste particelle avviene nel collettore di scarico, in quanto sono necessarie temperature inferiori rispetto a quelle nella camera di combustione.

Può succedere che, in certe condizioni di funzionamento, i composti organici presenti nel collettore di scarico possano essere assorbiti dalle particelle carboniose, molto porose, oppure condensare su di esse.

La SOF è tipicamente formata da idrocarburi derivanti dallo strato d'olio lubrificante presente in camera e da quelli a più alto punto di ebollizione del combustibile.

III. Solfati (SO₄)

Queste particelle derivano dalla presenza dello zolfo all'interno del combustibile.

Questo zolfo può formare durante il processo di combustione acido solforico (H₂SO₄), il quale, in presenza di acqua, può dare luogo ad un processo di nucleazione etero-molecolare.

È attraverso questo processo che si formano le particelle di solfati, caratterizzate dalla presenza di H₂SO₄ e H₂O.

Oltre dall'acido solforico, le particelle dei solfati si originano anche a partire dai sali a base di zolfo, come il solfato di calcio (CaSO₄).

Altri tipi di solfati possono essere formati dalla reazione con le particelle metalliche presenti nei condotti del sistema di scarico.

Allo scarico, la composizione del particolato dipende dalle condizioni di funzionamento del motore:

- ad alto carico ed alta velocità prevale la frazione solida (SOL);
- ai bassi carichi e bassa velocità prevale la frazione solubile (SOF).

Per quanto riguarda la misura del particolato in laboratorio è necessario tenere conto degli effetti della diluizione con l'aria che subisce allo scarico.

La diluizione non ha alcun effetto sulla frazione solida, ma condiziona notevolmente quella solubile in quanto influenza la temperatura oltre che la condensazione dei composti organici sulle particelle carboniose nel collettore di aspirazione.

In base quindi al rapporto di diluizione e alla temperatura, alcune specie possono condensare sulle particelle carboniose oppure evaporare.

Per quanto riguarda la formazione del particolato si possono distinguere tre fasi:

1. **Nuclei mode:** durante questa fase si formano le particelle a causa della condensazione dei composti organici soprattutto nei condotti di scarico e a valle del filtro anti-particolato, dove le temperature sono più basse. In particolare, durante questa fase si assiste alla formazione della gran parte delle particelle (circa il 90%⁵) caratterizzate da un piccolo diametro, inferiore a 50 nm (nanoparticelle) che costituiscono circa 0,1÷10% della massa totale di particolato;
2. **Accumulation mode:** in questa fase il particolato si forma dall'aggregazione di particelle carboniose e di altri composti solidi, insieme all'assorbimento degli idrocarburi più pesanti e dei solfati. Queste particelle si formano durante la fase di combustione e nella prima parte del sistema di scarico, dove le temperature sono più alte, e sono caratterizzate da un diametro compreso tra 0,03 µm e 0,5 µm. Durante l'*Accumulation Mode* vengono prodotte un numero limitato di particelle, ma che danno un contributo rilevante in termini di massa totale del particolato emesso;
3. **Coarse mode:** durante questa fase vengono prodotte le particelle con diametro maggiore, superiore a 1 µm, che costituiscono 5÷20% della massa totale di particolato, ma che danno uno scarso contributo in termini di numerosità. Tali particelle non si formano durante la combustione, ma derivano dai prodotti di usura delle pareti del cilindro e del sistema di scarico.

⁵ [2]

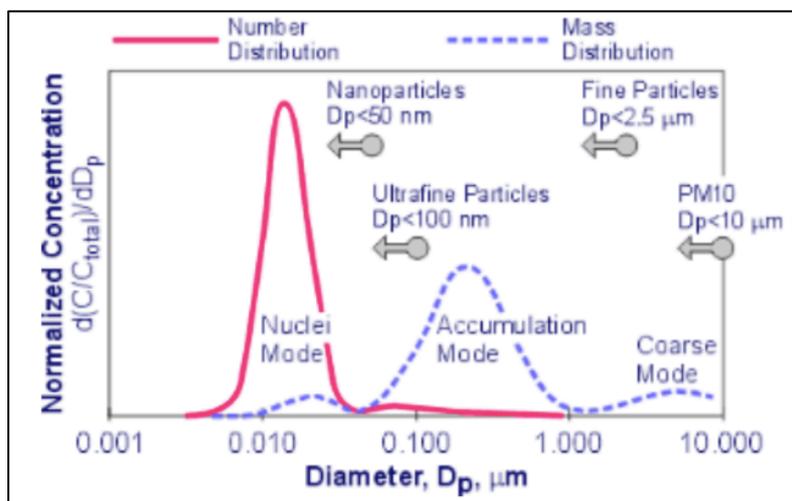


Figura 1.15. - Concentrazione e diametro delle particelle in base alla modalità di formazione del particolato. [2]

Inizialmente le normative si occupavano di limitare il particolato soltanto in termini di massa: a partire dall'introduzione dell'Euro VI sono stati introdotti dei vincoli anche in base alla numerosità delle particelle.

In questo modo è possibile avere una maggiore copertura, in termini di vincoli, di tutto lo spettro del particolato, anche per quelle particelle di più piccole dimensioni che possono essere molto pericolose per la salute dell'uomo.

1.6.3. Ossidi di Azoto (NO_x)

Quando si parla di NO_x si intende l'insieme delle emissioni di NO e di NO₂ che costituiscono la quasi totalità degli ossidi di azoto generati dai motori a combustione interna.

Durante il processo di combustione, per effetto delle alte temperature (maggiori di 1850 K), le molecole di ossigeno e di azoto presenti nella miscela e provenienti dall'aria aspirata, vengono decomposte in O e N i quali, ricombinandosi, danno luogo principalmente a NO (monossido di azoto) e NO₂ (diossido di azoto).

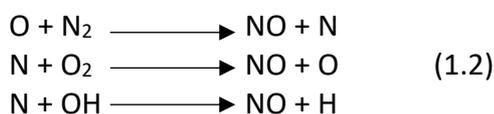
A differenza dei motori ad accensione comandata in cui la quasi totalità degli ossidi di azoto è costituita da NO, nei motori ad accensione per compressione si producono circa il 70% di NO e il 30% di NO₂.

Le principali grandezze che influenzano la formazione degli ossidi di azoto sono:

- la storia temporale dei gas combusti ed in particolare il valore di picco della temperatura raggiunta in camera;
- la concentrazione di ossigeno.

Gli ossidi di azoto si formano grazie a due meccanismi:

- *termico*: si basa sulle equazioni previste dal modello di *Zeldovich* (equazione 1.2) dove l'azoto presente nell'aria reagisce con il radicale ossigeno che si forma alle alte temperature:



A causa della lentezza di questo meccanismo, si sviluppa all'interno dei prodotti della combustione, ma è il più rilevante in termini di produzione di ossidi di azoto;

- *prompt*: avviene all'interno del fronte di fiamma in cui la combustione è incompleta e quindi sono presenti radicali CH in quantitativo sufficiente per reagire con le molecole di N_2 e formare acido cianidrico HCN. È un meccanismo estremamente rapido, poco influenzato dalla temperatura, che contribuisce in modo limitato alla formazione degli NO_x totali emessi dal motore.

È possibile influenzare la formazione degli ossidi di azoto agendo su alcuni parametri del motore come:

- **Dosatura**

All'aumentare della dosatura, decresce la formazione di NO_x allo scarico poiché con miscele più povere, le temperature in camera diminuiscono e limitano la formazione degli ossidi di azoto.

Inoltre, se le temperature e le pressioni non variano eccessivamente, gli ossidi di azoto emessi dovrebbero ridursi in modo quasi proporzionale con la quantità iniettata.

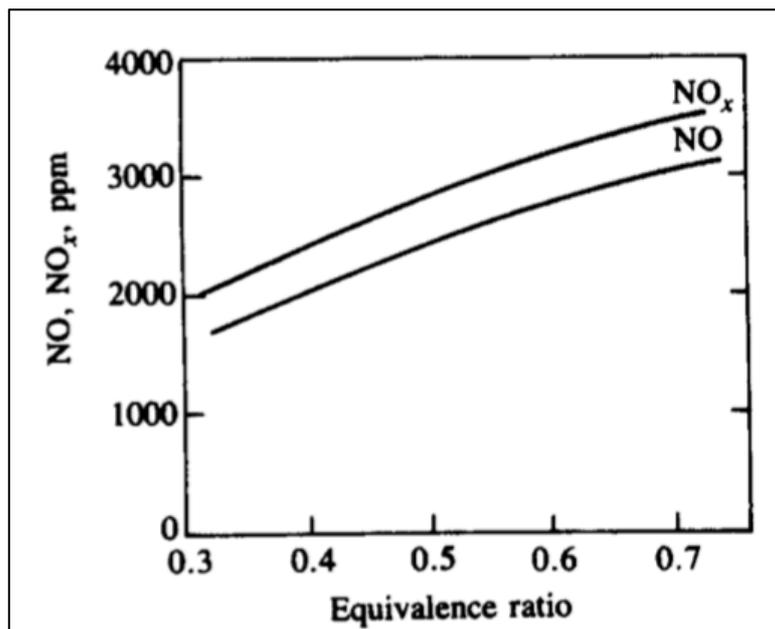


Figura 1.16. - Formazione di NO_x in base al rapporto di equivalenza. [1]

- **Anticipo di iniezione**

Al crescere dell'anticipo di iniezione aumenta l'*ignition delay* e questo porta ad avere un maggior quantitativo di combustibile che brucia nella fase premiscelata.

Infatti, aumentando l'anticipo si introduce il combustibile in camera quando le condizioni di pressione e temperatura sono distanti da quelle ideali per la combustione provocando in questo modo la crescita dell'*ignition delay*.

La combustione premiscelata non gioca un ruolo diretto nella formazione degli ossidi di azoto, ma influenza le condizioni di pressione e temperatura di picco che si hanno durante la fase diffusiva che invece determinano le emissioni di NO_x.

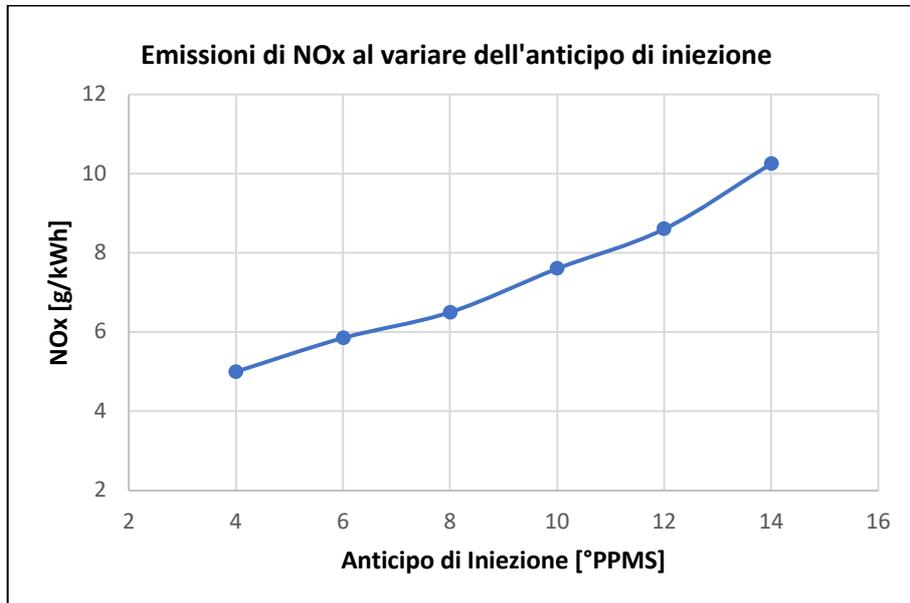


Figura 1.17. - Andamento NO_x al variare dell'anticipo di iniezione. Il grafico è stato ottenuto dai dati ricavati dal riferimento bibliografico [1]

La riduzione dell'anticipo di iniezione porta ad una diminuzione delle emissioni di NO_x, ma ad una crescita dei consumi specifici (*BSFC* cioè *Brake Specific Fuel Consumption*). Questo deriva dal fatto che la quantità che brucia simultaneamente in fase premiscelata è maggiore, rendendo il processo di combustione più vicino ad una trasformazione isocora.

$$BSFC = \frac{\dot{m}_b}{P_u} = \frac{\dot{m}_b}{\dot{m}_b H_i \eta_u} = \frac{1}{H_i \cdot \eta_u} \quad (1.3)$$

dove:

- P_u = potenza utile;
- \dot{m}_b = portata di combustibile iniettata;
- H_i = potere calorico inferiore del combustibile;
- η_u = rendimento utile.

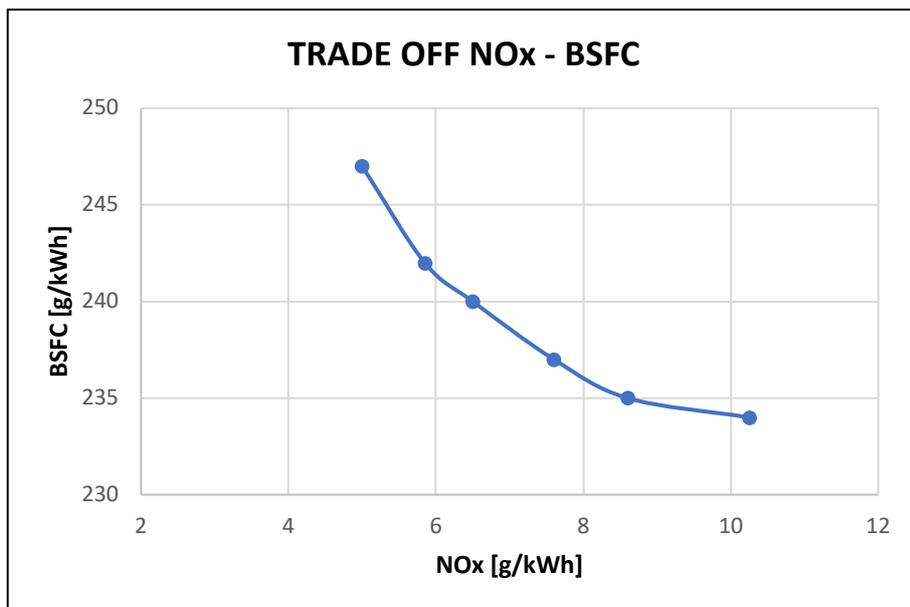


Figura 1.18. - Esempio di Trade Off NO_x - BSFC. Il grafico è stato ottenuto dai dati ricavati dal riferimento bibliografico [1]

L'anticipo di iniezione influenza anche la formazione del particolato. Infatti, riducendo l'anticipo di iniezione è possibile diminuire le emissioni di ossidi di azoto, ma questo comporta un aumento di quelle di particolato, come visibile in figura 1.19.

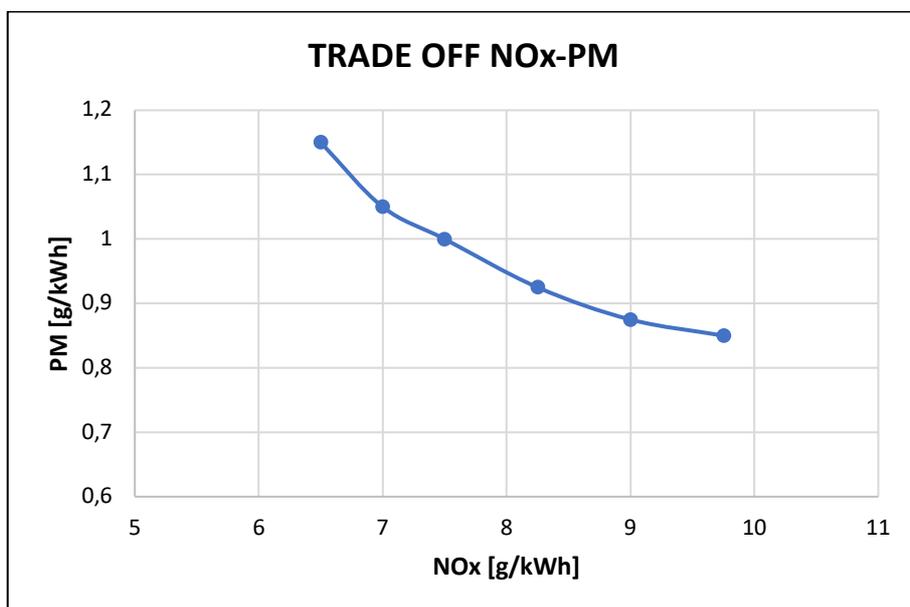


Figura 1.19. - Esempio di trade off NO_x - PM al variare dell'anticipo di iniezione. In particolare, i punti nella curva sono ricavati per valori crescenti di anticipo di iniezione. Il grafico è stato ottenuto dai dati ricavati dal riferimento bibliografico [1]

➤ Grado di EGR

L'utilizzo della strategia di ricircolo dei gas combusti (EGR) può essere utile al fine di ridurre le emissioni di ossidi di azoto grazie a due effetti combinati:

- *riduzione delle temperature per effetto di diluizione della carica con gas combusti:* attraverso questo effetto, che risulta essere il più significativo, viene allargata la porzione della carica a livello locale coinvolta dalla combustione a causa della riduzione della concentrazione di ossigeno;
- *riduzione delle temperature massime raggiunte in camera* grazie alla maggiore capacità termica dei gas combusti rispetto all'aria;
- *riduzione delle temperature per effetti chimici.*

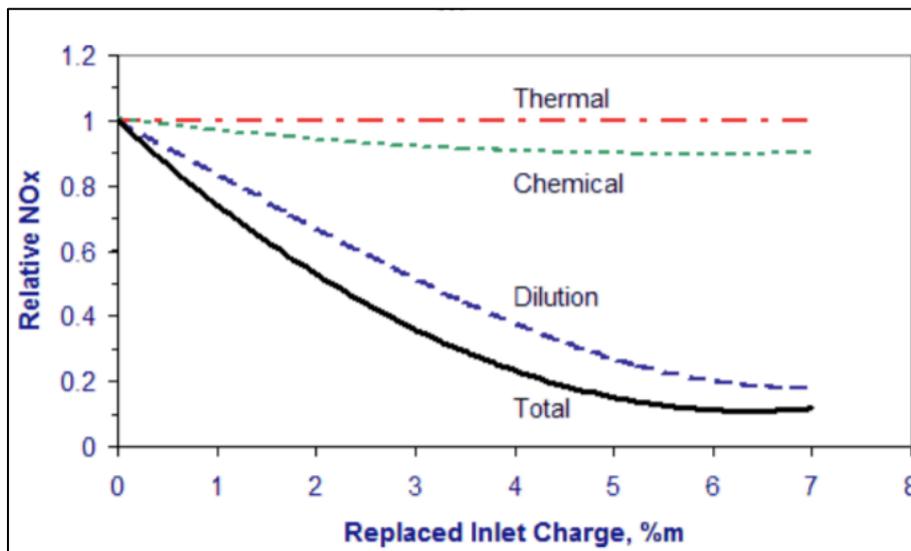


Figura 1.20. - Influenza dei contributi termico, chimico e di diluizione sulla riduzione degli ossidi di azoto. [1]

La riduzione delle emissioni di NO_x è accompagnata dal negativo aumento dei consumi specifici e delle emissioni di particolato.

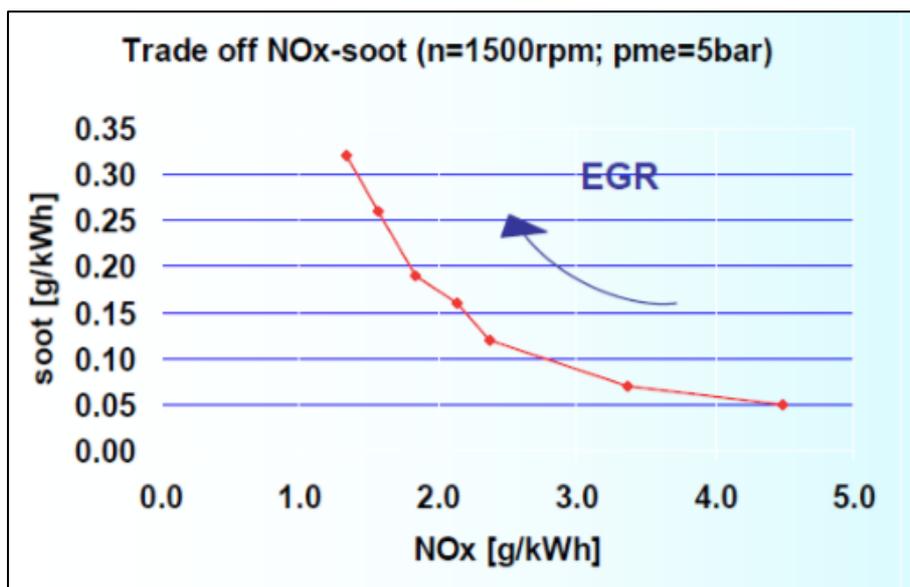


Figura 1.21. - Trade off Soot- NO_x al variare del grado di EGR. [1]

In generale, è preferibile agire sul ricircolo dei gas combusti per la riduzione degli NO_x rispetto all'anticipo di iniezione: infatti, a parità di riduzione di ossidi di azoto, le penalizzazioni in termini di consumo specifico sono inferiori agendo sull'EGR.

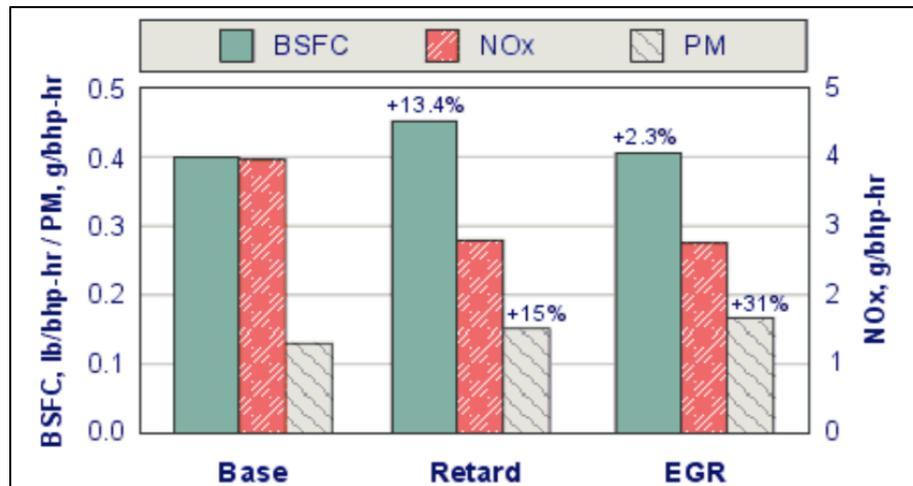


Figura 1.22. - Effetti dell'EGR rispetto alla variazione dell'anticipo di accensione sul BSFC, NO_x e PM. [1]

In conclusione, è quindi necessario trovare un giusto compromesso per quanto riguarda la scelta dell'anticipo di iniezione e del grado di EGR in modo tale da minimizzare la formazione degli ossidi di azoto e del particolato e contenere i consumi.

6

⁶ Materiale per la scrittura di questo capitolo tratto dai riferimenti [1] e [2] nella bibliografia.

2. MODELLI DI SIMULAZIONE MOTORE

2.1. Introduzione

I modelli di simulazione motore sono fondamentali per valutare e prevedere il funzionamento del motore stesso.

Il loro utilizzo risulta essere vantaggioso perché:

- si evita parte della sperimentazione che in alcuni casi può risultare difficoltosa a causa mancanza del motore o della disponibilità della cella di prova;
- è possibile ridurre i tempi e i costi di progettazione;
- è possibile eseguire un'analisi dettagliata dei fenomeni che avvengono all'interno del motore;
- è possibile effettuare studi di validazione e di sensibilità;
- permettono di simulare condizioni ambientali diverse da quelle presenti nella cella motore.

Per questo motivo lo sviluppo di sistemi di simulazione motore sempre più efficienti hanno consentito non solo di ridurre i tempi di lavoro, ma anche di gestire contemporaneamente diverse funzionalità del sistema di propulsione.

Infatti, nella creazione e sviluppo di un modello è necessario spendere molto tempo per ottenere un risultato che sia rappresentativo del motore fisico.

Oltre a questo tempo, anche la durata delle simulazioni può essere molto lunga rispetto a quelle realizzabili sul banco prova.

Un ulteriore svantaggio è dato dalla differenza tra i risultati della simulazione e di quelli della cella di prova: infatti, solo grazie ad una corretta calibrazione del modello è possibile rendere il suo comportamento il più possibile vicino a quello reale.

Una volta però completato e calibrato correttamente il modello, è abbastanza facile eseguire le simulazioni e studiare l'influenza di alcuni parametri sul funzionamento del motore.

2.2. Modelli CFD 3D e monodimensionali

Lo studio e le analisi effettuate sui modelli motore sono realizzati attraverso dei software di simulazione CFD (*Computational Fluid Dynamics*), tra cui è possibile distinguere quelli zero o mono-dimensionali (0-D/1-D) e quelli tridimensionali (3-D).

Entrambi risolvono equazioni differenziali parziali che governano il moto dei fluidi, ma i modelli 3-D risultano più completi, più precisi e quindi più utilizzati anche se richiedono un tempo computazionale più elevato rispetto a quelli 0-D e 1-D.

Solitamente, vengono utilizzati:

- i sistemi 3-D per l'analisi dei singoli componenti, in quanto risultano essere più precisi;
- i sistemi 0-D e 1-D, per l'analisi di interi sistemi, come quelli motore, in quanto, anche se sono meno precisi, richiedono un tempo computazionale inferiore.

Rientra nei sistemi CFD 1-D il software GT-Power utilizzato per condurre le simulazioni e le analisi effettuate sul modello motore in questa attività di tesi.

2.3. Software GT-POWER

Per lo sviluppo del modello motore descritto in questa attività di tesi è stato utilizzato il software commerciale GT-Power, sviluppato dalla Gamma Technologies LLC.

Questo programma fa parte del programma principale GT-SUITE, cioè un pacchetto di software per la simulazione di sistemi multifisici utilizzati tipicamente nell'industria automobilistica.

GT-Power è un software di simulazione 1-D utilizzato dalla maggior parte dei produttori di motori e veicoli che permette di prevedere le performances del motore risolvendo con schemi numerici le equazioni gasdinamiche che governano il moto di fluidi nei sotto-volumi in cui viene discretizzato il modello. Questo software permette di simulare processi termodinamici, chimici e fluidodinamici che avvengono all'interno del motore reale e che sarebbero di difficile valutazione con prove sul modello fisico. [6]

Il programma GT-Power include anche dei modelli fisici che permettono di simulare le emissioni all'interno del cilindro e di tipo tailpipe-out, l'acustica del sistema di aspirazione e scarico, la temperatura nei condotti e le analisi sulla pressione. [6]

Le sue caratteristiche principali sono:

- capacità di risolvere le equazioni non stazionarie e non lineari del sistema di Navier-Stokes per descrivere il comportamento delle onde;
- può essere utilizzato per simulare il funzionamento di motori di qualsiasi dimensione;
- è molto flessibile tale da permettere la valutazione di caratteristiche e concetti avanzati e non convenzionali;
- può essere utilizzato sia per simulazioni stazionarie che transitorie;
- permette di valutare l'influenza dei parametri ambientali e geometrici del motore sulle prestazioni;
- permette di rappresentare nel dettaglio il processo di combustione, i trasferimenti di calore, gli effetti delle turbolenze ed il comportamento dei sistemi di after-treatment;
- è in grado di modellizzare con precisione i turbogruppi incluse le turbine VGT (*Variable Geometry Turbocharger*), quelle due stadi, con due ingressi e i sistemi turbocompound⁷;

⁷ Il turbocompound è una soluzione adottata generalmente su applicazioni heavy-duty che sfrutta il fatto che l'energia a disposizione per trascinare la turbina è superiore a quella richiesta per azionare il compressore. Questa energia addizionale che viene estratta dai gas combusti allo scarico può essere inviata all'albero motore, in caso di collegamento meccanico, o convertita in energia elettrica, se la turbina è collegata ad un generatore, permettendo di ottenere dei sensibili miglioramenti in termini di rendimento utile (anche del 5%) e di risposta di tutto il turbogruppo durante i transitori.

- permette di simulare con precisione tutti i tipi di attuazione delle valvole di aspirazione e scarico, inclusi i sistemi VVT e VVA⁸ e di realizzare la disattivazione dei cilindri⁹;
- permette di simulare i fenomeni di *wall wetting* nelle iniezioni nel port.

[6]

Il programma principale GT-Suite è inoltre composto da:

- *GT-ISE*: che costituisce l'interfaccia grafica principale dove possono essere costruiti i modelli grazie alle librerie messe a disposizione ed impostate le simulazioni. In particolare, possono essere creati dei sotto-componenti ed impostate simulazioni in parallelo o che permettano di ottimizzare alcuni parametri. Inoltre, è possibile scegliere in questa interfaccia la durata delle simulazioni in termini temporali oppure in numero di cicli motore.
- *GT-SOLVER*: che permette di realizzare i calcoli e le simulazioni necessarie per ottimizzare i parametri impostati nell'IDO (*Integrated Design Optimizer*);
- *GT-POST*: che rappresenta un'interfaccia grafica che permette di valutare i dati ottenuti dalla simulazione. Contiene alcune funzionalità come:
 - post-elaborazione grafica dei dati;
 - possibilità di generare rapidamente grafici 2D e 3D;
 - possibilità di combinare i dati da casi, simulazioni o prove differenti in un unico grafico;
 - possibilità di importare i dati ed esportare i risultati delle simulazioni con file ASCII o Excel;
 - Possibilità di realizzare delle animazioni per processi in transitorio.

[6]

Quindi una volta completato il modello, l'utente deve definire le proprietà chimiche, fluidodinamiche, termiche e geometriche di ogni componente del sistema e individuare i vari plot che possono essere utili per il post-processing.

2.3.1. GT-Power Solver

Il solver fornito da GT-Power realizza una discretizzazione spaziale dei componenti del motore in tanti piccoli sotto-volumi all'interno dei quali vengono risolte le equazioni previste dal sistema di Navier-Stokes che governano il moto dei fluidi, considerando una sola variabile spaziale.

⁸ I sistemi VVT (*Variable Valve Timing*) e VVA (*Variable Valve Actuation*) sono due sistemi di attuazione delle valvole di aspirazione e di scarico.

I primi permettono di variare soltanto la fasatura delle valvole mentre i secondi anche il profilo di alzata, costituendo una soluzione più efficiente e flessibile rispetto ai VVT.

⁹ La disattivazione dei cilindri è un processo che permette di disattivare alcuni cilindri (se consideriamo un motore 4 cilindri in linea solitamente vengono disattivati i due cilindri centrali) in modo tale da aumentare la potenza (o la BMEP) sviluppata da quelli attivi e migliorare quindi il rendimento organico.

Ogni condotto presente all'interno del modello viene quindi suddiviso in tanti piccoli sotto-volumi le cui dimensioni dipendono dalla scelta della lunghezza di discretizzazione. [7]

Tali lunghezze vengono definite dall'utente: la guida fornita dalla Gamma Technologies suggerisce dei valori di riferimento pari al 40% dell'alesaggio del cilindro per i condotti all'aspirazione e al 55% dell'alesaggio per quelli allo scarico. [8]

Gli unici componenti che sono esenti da questa suddivisione sono i *flowsplit*, cioè quei condotti che ripartiscono il flusso in 2 o più uscite, i quali sono racchiusi in un unico sotto-volume. [7]

Inoltre, ogni ciclo motore viene suddiviso in intervalli temporali di piccola entità.

In ogni istante di tempo, il solver risolve simultaneamente le equazioni del sistema di *Navier-Stokes*:

1. *Equazione di continuità o di conservazione della massa;*
2. *Equazione di conservazione dell'energia;*
3. *Equazione di conservazione della quantità di moto.*

[7]

Le equazioni di conservazione della massa e dell'energia sono risolte rispetto ai sotto-volumi in funzione di alcune variabili come la pressione e la temperatura.

Queste grandezze sono calcolate rispetto al centro di ogni volume e considerate costanti in ogni suo punto.

Invece, l'equazione di conservazione della quantità di moto è riferita rispetto ai contorni di ogni volume di controllo e definita attraverso variabili di tipo vettoriale come la velocità e la portata. [7]

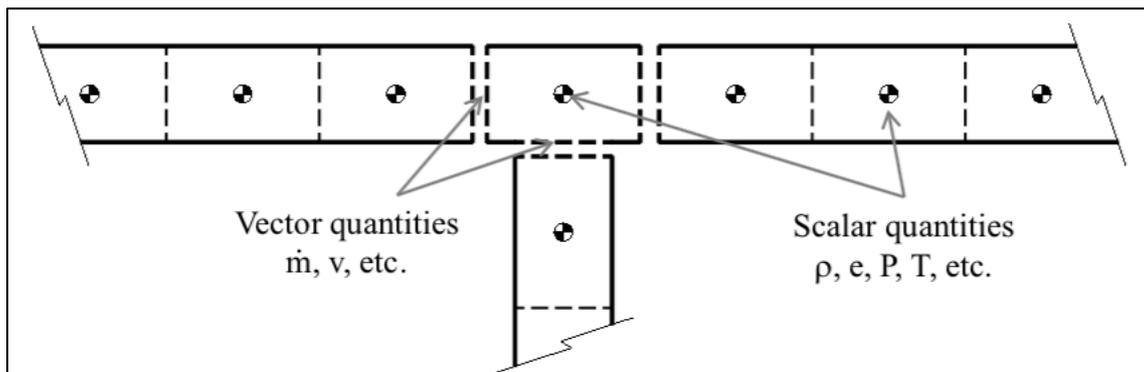


Figura 2.1. - Schema del modo di operare di GT-POWER. [7]

La soluzione che si ottiene ad ogni istante temporale dipende dallo stato iniziale del sistema (t_0) ed è calcolata per un nuovo istante di tempo che deve essere molto vicino rispetto al precedente. [7]

3. MODELLO MOTORE

3.1. Caratteristiche generali del motore

Il motore utilizzato in questa attività di tesi è un propulsore diesel quattro cilindri in linea Euro VI b per applicazioni light-duty, realizzato da FPT Industrial.

È equipaggiato di un sistema Bosch di iniezione elettronico di tipo common Rail, un turbogruppo di sovralimentazione dotato di turbina VGT (*Variable Geometry Turbocharger*) e due sistemi EGR per il ricircolo dei gas combusti con design “Long Route” e “Short Route”.

Nelle tabelle 3.1. e 3.2. sono riportate le caratteristiche principali del motore e quelle geometriche del cilindro.

CARATTERISTICHE PRINCIPALI DEL MOTORE	
Tipo di motore	Diesel Euro VI b sovralimentato
Cilindrata	2,3 L
Numero di cilindri	4 in linea
Numero di valvole per cilindro	4
Rapporto di compressione	16,2
Coppia massima	350 Nm @ 1750 rpm
Potenza massima	102 kW @ 3250 rpm
Sistema di iniezione combustibile	Common Rail
Turbina	VGT a singolo stadio
Sistema EGR	Long Route e Short Route
Sistemi di post-trattamento	DOC + DPF

Tabella 3.1. - Caratteristiche principali del motore.

CARATTERISTICHE GEOMETRICHE DEL CILINDRO	
Alesaggio [mm]	88
Corsa [mm]	94
Lunghezza biella [mm]	146
Gioco stantuffo - testa cilindro [mm]	0,7

Tabella 3.2. - Caratteristiche geometriche del cilindro.

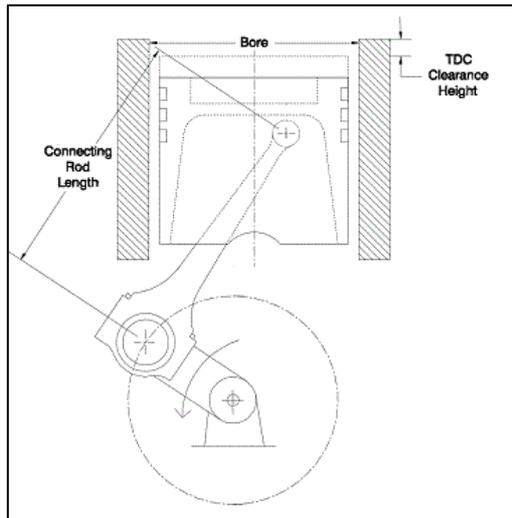


Figura 3.1. - Schema del cilindro.



Figura 3.2. - Motore fornito da FPT Industrial.

3.2. Modello motore in GT-Power

Nella figura 3.3. è rappresentato il modello originale dettagliato (DETM) del motore sviluppato all'interno del software GT-Power fornito da FPT Industrial dove sono evidenziati i principali componenti come:

- cilindri;
- sistema di iniezione;
- turbograppo ed in particolare la turbina VGT (*Variable Geometry Turbocharger*);
- intercooler CAC (*Charge Air Cooler*);
- controllore della BMEP (*Brake Mean Effective Pressure*);
- sistemi di EGR long route e short route.

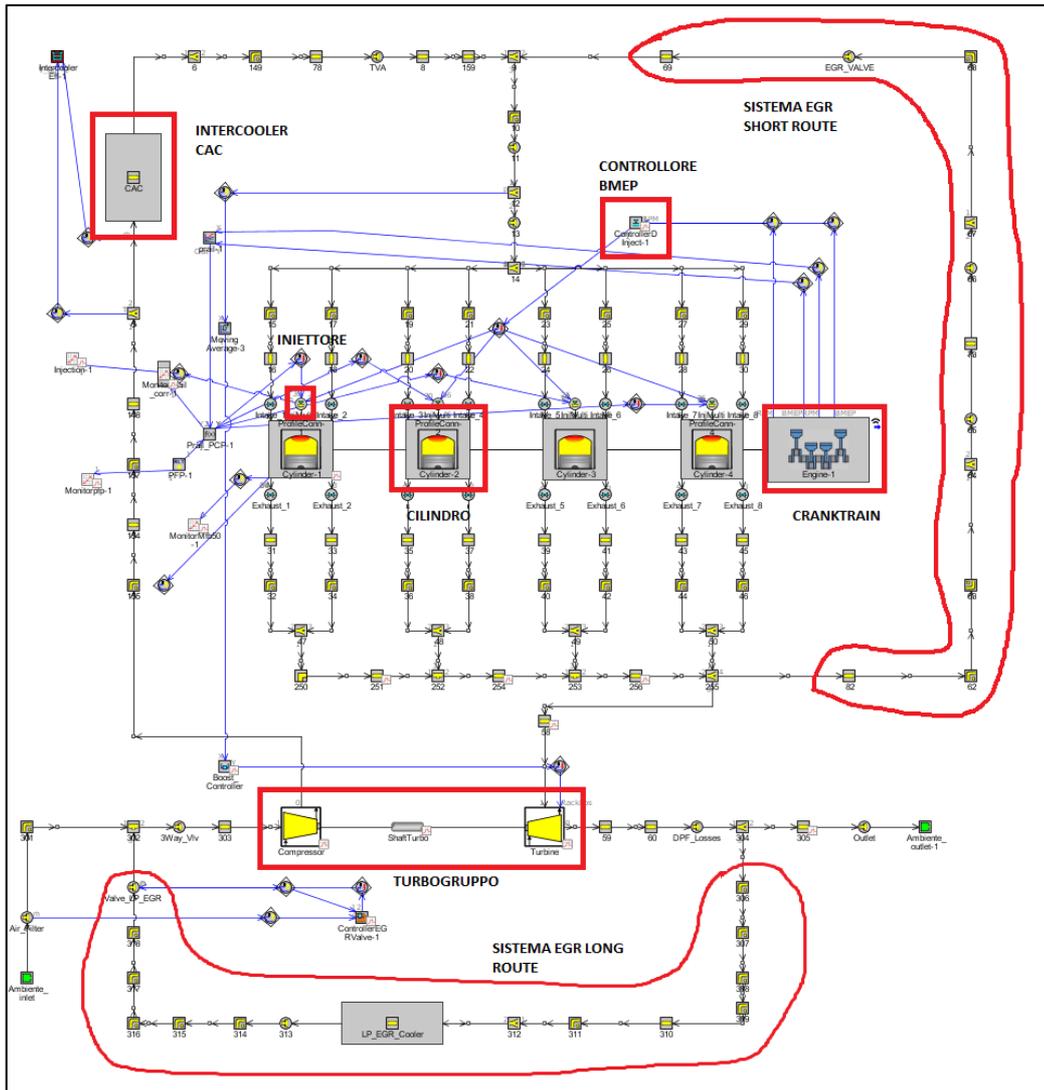


Figura 3.3. - Modello del motore fornito rappresentato grazie al software GT-POWER.

Questo modello presenta come dati di input i seguenti parametri:

- pressione nel common rail;
- pressione nel collettore di aspirazione;
- profili di alzata delle valvole;
- quantità di combustibile iniettato;
- Start of Injection (SOI);
- angolo di apertura della “Three Way Valve” e della “Low Pressure EGR Valve”;
- dati geometrici del sistema relativi ai cilindri, dimensioni dei condotti (tranne che nei due circuiti EGR);
- parametri di funzionamento della turbina e del turbocompressore;
- mappe di efficienza dei cooler.

La geometria del modello iniziale, in particolare nei due circuiti di EGR, è stata modificata in base alle misure effettuate sul motore presente sul banco prova nel Dipartimento di Energia (DENEG) del Politecnico di Torino.

Successivamente è stata fatta una calibrazione del modello riferendosi ai dati delle prove sperimentali realizzate da FPT Industrial, in cui è stato solamente utilizzato il circuito EGR High Pressure (HP) o “Short Route”.

Nei paragrafi successivi verranno approfonditi gli elementi principali che costituiscono tale modello con le rispettive modifiche rispetto all’originale, come mostrato in figura 3.4.

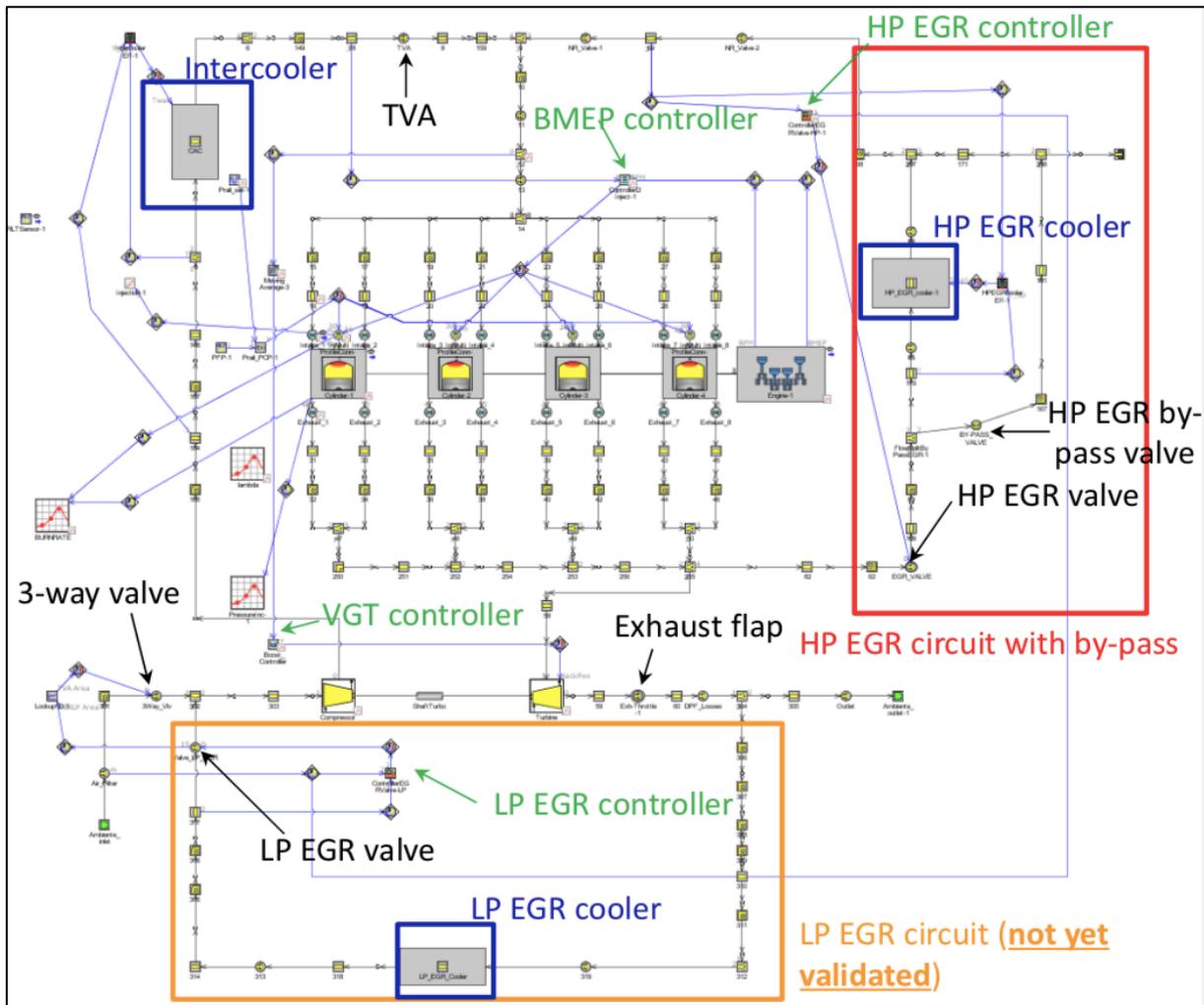


Figura 3.4. - Modello del motore dettagliato (DETM) su GT-POWER in cui sono indicate le modifiche principali realizzate rispetto all’originale.

Attraverso questo modello è possibile simulare il funzionamento di 103 punti motore equamente distribuiti all’interno della caratteristica come visibile dalla figura 3.5.

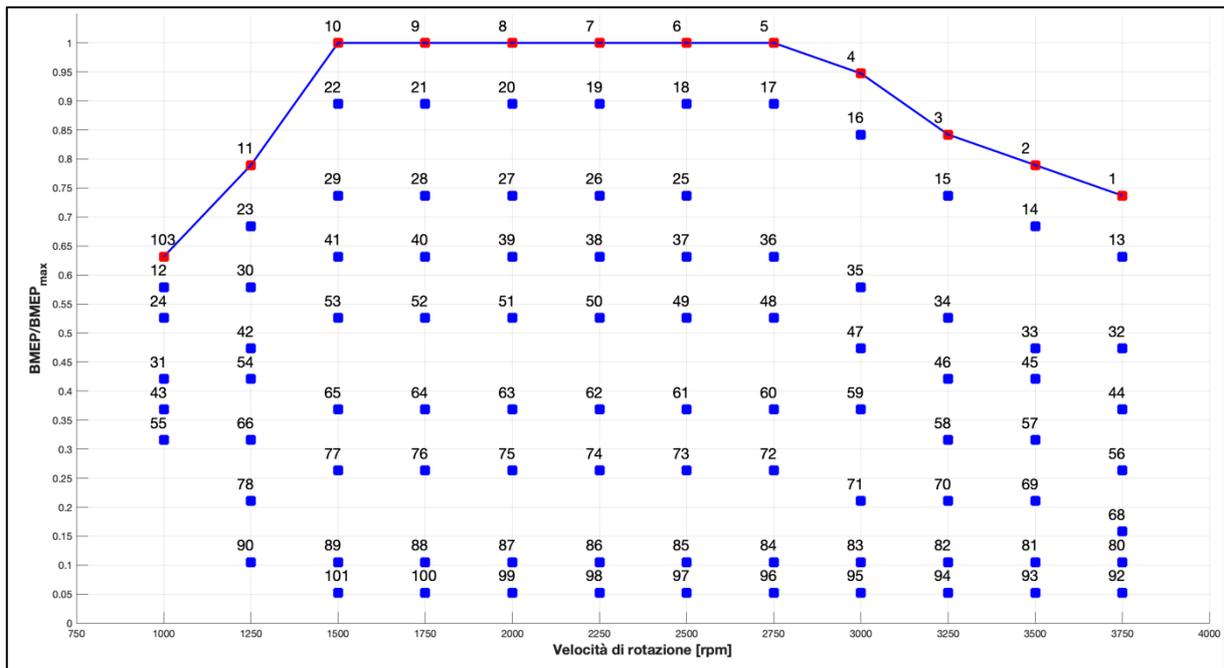


Figura 3.5. - Mappa punti motore utilizzati nelle simulazioni con GT-POWER.

I numeri presenti all'interno dei rettangoli rappresentano l'ordine con cui vengono eseguiti i punti motore nelle simulazioni.

Facendo riferimento alla figura precedente è possibile individuare nei punti da 1 a 11 e il 103 quelli relativi alla curva di pieno carico o di "full load".

In particolare, dalla figura 3.5. non sono visibili i punti, 67, 79 e 91 in quanto sono caratterizzati dalla stessa velocità di rotazione, pari a 1000 rpm, e lo stesso carico, pari al 57,89%, del punto 12.

3.3. Controllore della BMEP

Nel modello GT-Power è presente un controllore della BMEP (*Brake Mean Effective Pressure*) che ha l'obiettivo di raggiungere il target desiderato in termini di pressione media efficace. Questo controllore riceve in ingresso le informazioni di velocità di rotazione, di BMEP media e di portata d'aria aspirata ed invia un segnale agli iniettori per correggere la quantità di combustibile iniettata in modo da raggiungere il target di potenza desiderato.

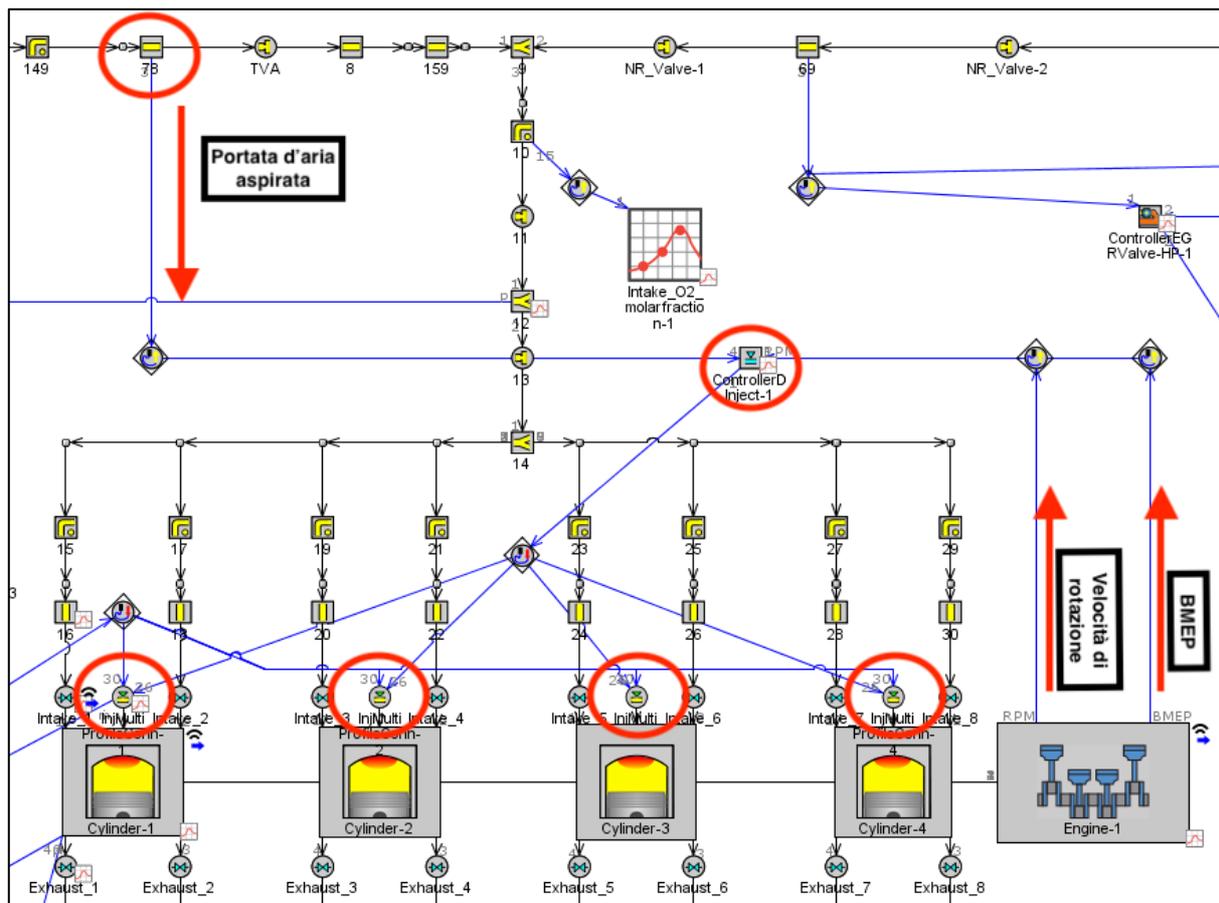


Figura 3.6. - Dettaglio controllore BMEP presente nel modello.

3.4. Sistema di iniezione e caratteristiche degli iniettori

Il motore utilizzato nelle prove descritte in questa attività di tesi è dotato di un sistema di iniezione di tipo Common Rail.

Ogni cilindro è dotato di un iniettore multiforo con azionamento solenoidale che presenta le caratteristiche riportate nella tabella 3.3.

CARATTERISTICHE INIETTORE	
Diametro del polverizzatore [mm]	0.124
Numero di fori per iniettore	7
Nozzle discharge coefficient C_d	0.86

Tabella 3.3. - Caratteristiche principali dell'iniettore.

Viene definito *Nozzle Discharge Coefficient* C_d il rapporto tra il flusso di combustibile misurato istantaneamente e quello ideale corrispondente ad un flusso isoentropico ottenuto con le stesse caratteristiche dell'ambiente di monte (quello del common rail).

$$C_d = \frac{\dot{m}_{act}}{\dot{m}_{ideal}} \quad (3.1)$$

I punti motore che sono stati simulati presentano al massimo tre iniezioni a seconda del regime di rotazione e del carico:

- una *pilot*;
- una *pre*;
- una *main*.

All'interno dell'ambiente di simulazione GT-Power, oltre alla determinazione dei parametri geometrici dell'iniettore, è necessario definire anche la pressione di iniezione, gli Start of Injection e le quantità di combustibile da iniettare.

Per quanto riguarda la determinazione della pressione di iniezione, dipende da quella presente nel Common Rail, la quale viene ricavata attraverso l'utilizzo di un sistema di controllo come mostrato in figura 3.7.

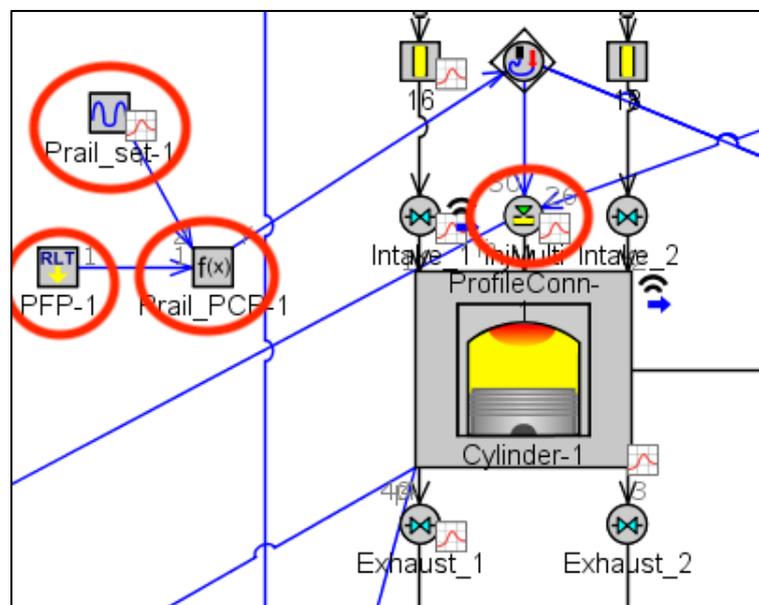


Figura 3.7. - Dettaglio del modello in cui è evidenziato il sistema di controllo della pressione nel rail.

Si può notare dalla figura 3.7. come tale controllore sia costituito da:

- componente che genera un segnale in uscita pari al valore obiettivo della pressione nel rail ottenuta dalle prove in cella motore;
- componente che genera un segnale in uscita corrispondente alla massima pressione (*Peak Firing Pressure, PFP*) raggiunta all'interno del cilindro nel ciclo precedente a quello che si sta considerando;
- componente che realizza un'operazione matematica. In particolare, riceve in ingresso i due segnali precedenti e definisce la pressione nel rail come:

$$p_{rail_{att}} = p_{rail_{rif}} - 0,6 \cdot PFP \quad (3.2)$$

È possibile definire all'interno della cartella "Profile" nel modello dell'iniettore fornito da GT-Power:

- le quantità iniettate all'interno di "*Injected Mass per Pulse*";
- l'angolo idraulico di inizio di ogni pulse in "*Injection Timing*";
- i profili di iniezione di tutti e tre gli eventi all'interno del "*Profile Object*".

Attribute	Unit	Pulse #1	Pulse #2	Pulse #3
Injected Mass per Pulse	mg	[Pilot-Injection]	[Pre_Injection]	[Main_Injection]
Injection Timing	deg	[Phi_Pilot]	[Phi_Pre]	[Phi_Main]
Profile Object	bar	Injection_Rate_...	Injection_Rate_...	Injection_Rate_...
RLT Dependency Profile Object		ign	ign	ign
Time or Angle Array Multiplier		def (=1)	def (=1)	def (=1)
Pressure or Mass Array Multiplier		def (=1)	def (=1)	def (=1)

Figura 3.8. - Dettaglio modello dell'iniettore all'interno del software GT-POWER in cui sono definite le quantità iniettate, l'injection timing e i profili di iniezione.

Si può notare dalla figura 3.8. come i dati di “Injected Mass per Pulse” ed “Injection Timing” siano inseriti all'interno del *Case Setup*¹⁰ mentre il “Profile Object” è determinato attraverso una mappa.

Per prima cosa sono state definite le quantità di combustibile per ogni evento di iniezione dai dati forniti da FPT Industrial.

Infatti, questi dati presentavano solamente:

- quantità iniettata totale e nei tre eventi di iniezione misurate dalla centralina elettronica di controllo motore;
- quantità iniettata totale misurata al banco di prova.

Dai dati ricevuti è presente una discrepanza tra i dati relativi alle quantità iniettate totali misurate dalla centralina ed al banco prova.

Questo è dovuto al fatto che le rilevazioni effettuate al banco prova misurano l'effettiva quantità iniettata in camera tenendo conto di alcuni fenomeni di invecchiamento come il “cocking”¹¹.

Inoltre, visto che non erano a disposizione i dati relativi alle singole iniezioni dalle misure al banco prova, si è deciso di:

- mantenere i valori delle quantità iniettate nella *pilot* e *pre* pari al valore misurato da centralina;
- correggere la quantità della *main* per differenza:

$$q_{main} = q_{totale\ misurata} - q_{pre,centralina} - q_{pilot,centralina} \quad (3.3)$$

Un altro aspetto molto importante è quello relativo alla determinazione della caratteristica degli iniettori.

Quando viene fornito un comando elettrico all'iniettore, intercorre un certo intervallo di tempo prima che si verifichi l'iniezione.

¹⁰ Il Case Setup è una cartella nell'interfaccia principale di GT-Power in cui è possibile impostare i valori dei parametri della simulazione che variano da un punto motore all'altro.

¹¹ Si definisce *Cocking* il fenomeno di formazione di depositi carboniosi solidi in questo caso presenti nelle particelle di soot.

È possibile definire:

- SOI_{el} : angolo di manovella in cui viene applicato il comando elettrico all'iniettore;
- SOI_{hydr} : angolo di manovella in cui si verifica l'evento di iniezione.

La differenza tra queste due grandezze prende il nome di *Nozzle Opening Delay (NOD)*, ed è fisso in termini temporali, ma variabile in termini angolari con la velocità di rotazione.

$$NOD = SOI_{el} - SOI_{hydr} \quad (3.4)$$

Allo stesso modo è possibile definire un ritardo tra l'applicazione del segnale elettrico in chiusura (EOI_{el}) e la fine dell'evento di iniezione idraulica (EOI_{hydr}) che prende il nome di *Nozzle Closing Delay (NCD)*.

$$NCD = EOI_{el} - EOI_{hydr} \quad (3.5)$$

È possibile definire l'intervallo temporale di durata dell'evento di iniezione che prende il nome di *Injection Time Length (ITL)*, che può essere ricavato dalla differenza tra il SOI_{hydr} ed il EOI_{hydr} .

$$ITL = \frac{EOI_{idr} - SOI_{idr}}{n \cdot 360} \cdot 10^{-6} \cdot 60 \quad (3.6)$$

dove n è il numero di giri del motore espresso in gradi angolari al secondo.

Analogamente è possibile definire la durata dell'applicazione del comando elettrico all'iniettore che prende il nome di *Energize Time (ET)*, dato dalla differenza tra SOI_{el} e EOI_{el} .

$$ET = SOI_{el} - EOI_{el} \quad (3.7)$$

L'ET corrisponde all'intervallo di tempo in cui viene alimentato l'avvolgimento del solenoide che garantisce il sollevamento dell'ancoretta della valvola pilota e quindi permette l'alzata dello spillo fino a quando il processo di iniezione non è terminato.

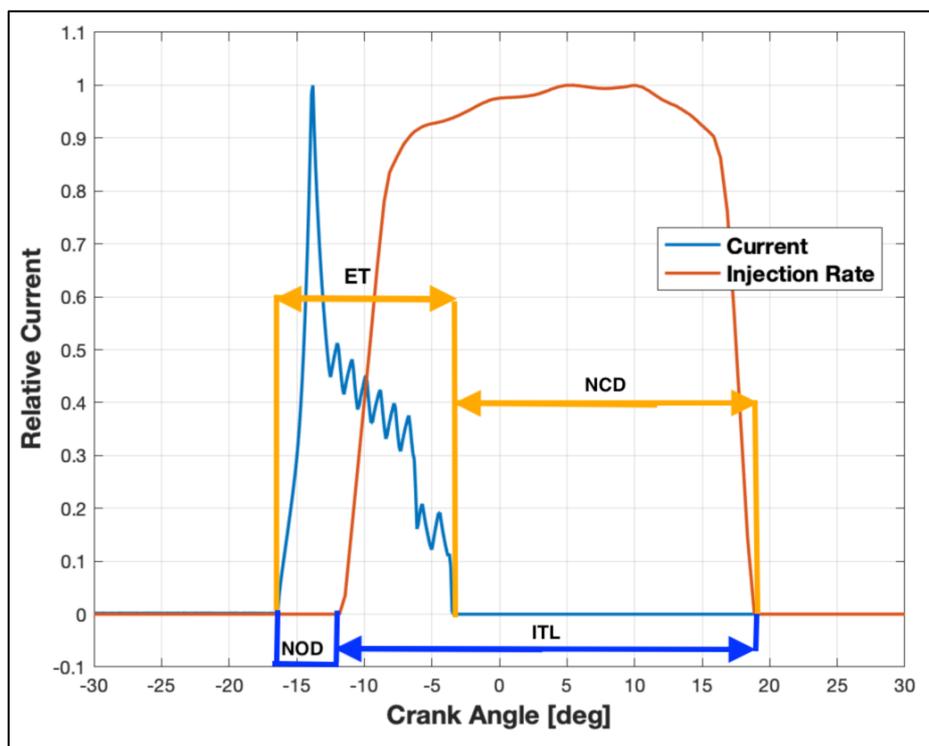
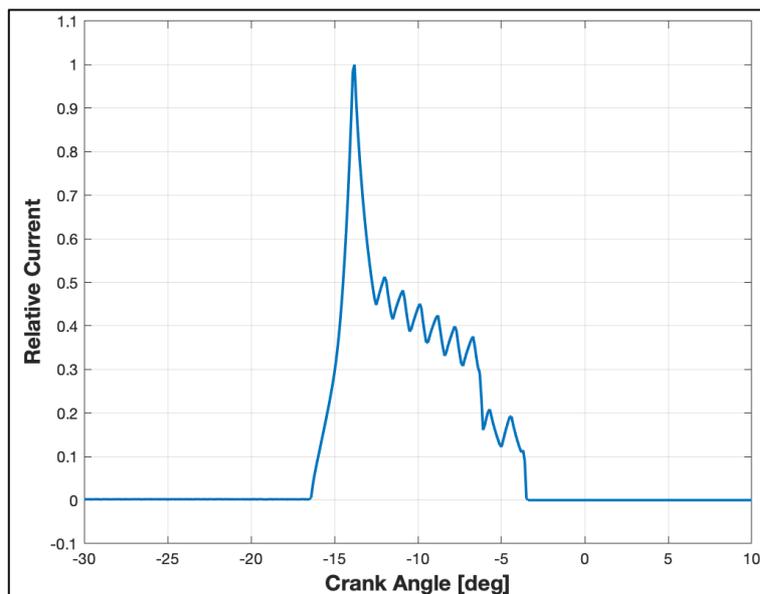


Figura 3.9. - Andamento della portata iniettata e del segnale di corrente applicato al solenoide in funzione del tempo.

In particolare, sono stati forniti da FPT Industrial:

- segnali elettrici di alimentazione degli iniettori;
- NOD (*Nozzle Opening Delay*) in base alla pressione nel Common Rail determinati dalle prove di flussaggio dell'iniettore.



P rail [bar]	NOD [μs]
400	250
500	250
600	250
800	250
1000	240
1200	230
1400	220
1600	220
1800	220
2000	220
2200	220

Figura 3.10. - Andamento della corrente normalizzata al valore massimo applicata all'avvolgimento del solenoide in funzione dell'angolo di manovella (a sinistra)

Tabella 3.4. - Valori dei NOD in base alla pressione nel Common Rail (a destra).

Partendo dai dati forniti da FPT Industrial e mostrati in figura 3.10., è stato possibile determinare i valori dei SOI_{hydr} , che sono richiesti come input dal software GT-Power, attraverso i seguenti passi:

- rilevamento dei SOI_{el} per ogni evento di iniezione partendo dagli andamenti dei segnali elettrici applicati agli iniettori;
- determinazione dei valori dei NOD, partendo dai valori mostrati nella tabella precedente, per ogni valore di pressione nel Rail in tutti i punti motore attraverso un'interpolazione lineare;
- calcolo dei SOI_{hydr} attraverso la relazione:

$$SOI_{hydr}[deg] = SOI_{el}[deg] + \frac{6 \cdot n[rpm] \cdot NOD [\mu s]}{10^6} \quad (3.8)$$

All'interno del "Profile Object" nel modello dell'iniettore in GT-Power è stata inserita una tabella ("Injection Rate Map") che mette in relazione la portata iniettata, definita rispetto all'angolo di manovella, in funzione della pressione nel rail e dell'Energizing Time (ET).

Questi profili di iniezione sono determinati dalle prove di flussaggio dell'iniettore in cui, imponendo una pressione costante nell'ambiente a monte viene misurata la portata iniettata. Il software GT-Power sfrutta come input il valore della pressione nel rail ed i profili delle mappe per ricavare l'ET e costruire il profilo di iniezione che verrà utilizzato per un determinato punto motore.

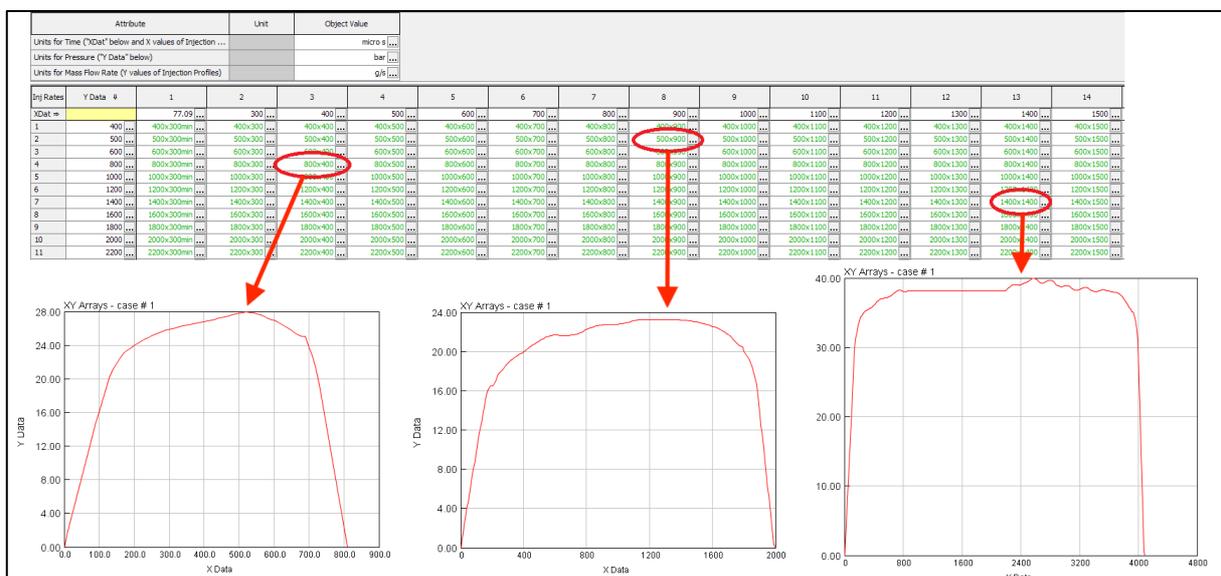


Figura 3.11. - Injection Rate Map inserita nel software da cui vengono ricavati i profili di iniezione e l'ET in base alla pressione nel rail, a sinistra, e andamento della portata ottenuto dalle prove di flussaggio dell'iniettore. In particolare, i grafici dei profili di iniezione presentano sull'asse delle ascisse il tempo, in millisecondi, mentre sulle ordinate la portata iniettata in g/s.

Dato che i profili di iniezione forniti erano stati determinati con quantità minime di combustibile pari a 5 mg, è stato notato da alcune prove realizzate senza l'ausilio del controllore della BMEP, come il software GT-Power non riuscisse a determinare con precisione le quantità iniettate in quegli eventi che prevedevano una massa totale inferiore a 5 mg.

Per questo motivo sono stati determinati dei profili aggiuntivi che presentavano una massa totale iniettata in camera di 1 mg.

In questo modo GT-Power è in grado di ricostruire per interpolazione i profili di quelle iniezioni, come le *pilot* e *pre*, interessate in alcuni casi da un quantitativo inferiore ad 1 mg.

Questi profili sono stati ricostruiti partendo da quelli con $ET = 300 \mu s$ per ogni valore di pressione nel Rail ed adottando le seguenti ipotesi:

- 1) il ritardo idraulico dell'iniettore è stato considerato costante, quindi dipendente soltanto dalla pressione nel Rail;
- 2) il gradiente di crescita e di discesa dell'Injection Rate è stato assunto costante;
- 3) una volta che lo spillo dell'iniettore ha raggiunto l'alzata massima, la portata di combustibile è stata considerata costante, in quanto dipendente soltanto dalla posizione dello spillo.

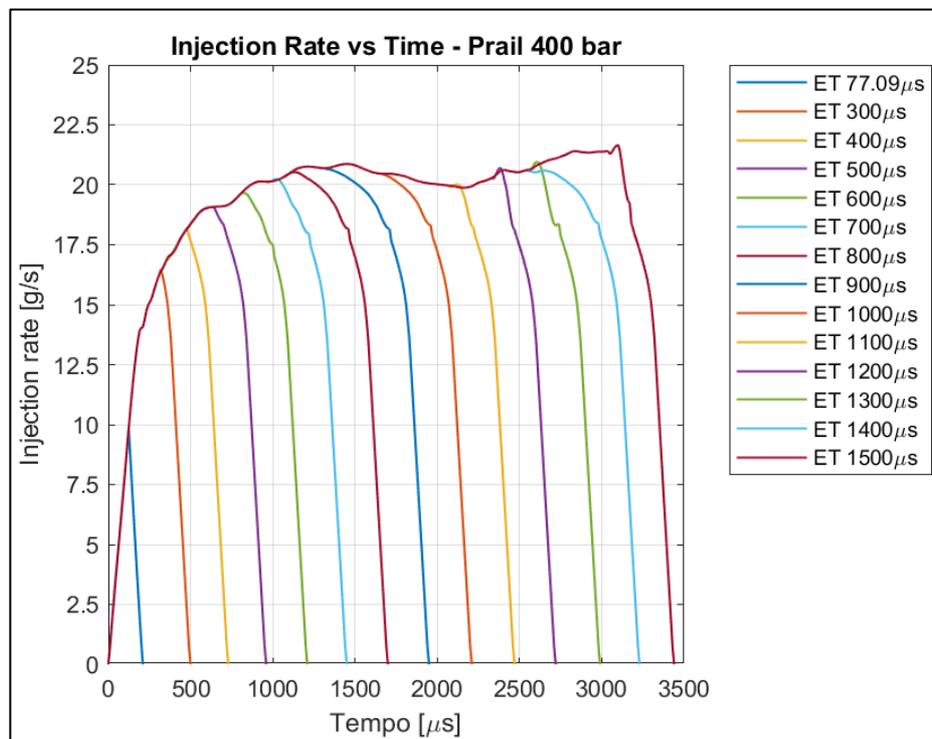


Figura 3.12. - Profilo di iniezione per pressione nel rail pari a 400 bar al variare dell'Energize Time.

3.5. Sistema di ricircolo dei gas combusti EGR

Il ricircolo dei gas combusti è una soluzione che viene utilizzata nelle condizioni più frequenti di funzionamento del motore, in particolar modo a carico parziale.

Per permettere di realizzare il ricircolo dei gas combusti, il motore è dotato di una valvola (*EGR Valve*) comandata dalla centralina elettronica e regolabile in base al target di EGR da ottenere.

I gas combusti riciclati influenzano in modo duplice l'accensione perché:

- diluiscono la carica;
- variano il livello termico della carica. [1]

In particolare, se sono freddi, prevale l'effetto di diluizione che ritarda l'accensione e riduce l'energia rilasciata per unità di massa bruciata, mentre se sono caldi, aumentano la temperatura della miscela e ne anticipano l'accensione. [1]

Il motore in esame presenta due circuiti per il ricircolo dei gas combusti:

- un sistema ad alta pressione ("*Short Route*") in cui i gas combusti sono prelevati allo scarico motore e fatti ricircolare verso il collettore di aspirazione a valle dell'intercooler;
- un sistema a bassa pressione ("*Long Route*") in cui i gas combusti sono prelevati a valle della turbina e fatti ricircolare all'aspirazione prima dell'ingresso nell'intercooler principale.

In generale, il sistema ad alta pressione (HP) ha il vantaggio di ridurre l'energia spesa per la compressione della nuova carica perché evita l'espansione dei gas combusti e lo sporcamento dell'intercooler principale. [9]

Invece, l'impianto a bassa pressione (LP) ha il vantaggio di richiedere un'asportazione di una ridotta quantità di calore nello scambiatore (*LP EGR COOLER*) e di assicurare un buon mescolamento tra i gas combusti e l'aria. [9]

3.5.1. Sistema EGR ad alta pressione o Short Route

Il circuito EGR del tipo Short Route permette di collegare direttamente il collettore di scarico con quello di aspirazione.

L'obiettivo principale del ricircolo è la diminuzione delle temperature massime raggiungibili in camera per ridurre la formazione degli NO_x .

Questo sistema è costituito da una valvola di EGR in posizione *engine-out*, prima dell'ingresso nella turbina, controllata direttamente dalla centralina elettronica, come visibile in figura 3.13.

È possibile definire la percentuale di gas combusti riciclati o *grado di EGR* come:

$$\%EGR = \frac{\dot{m}_{EGR}}{\dot{m}_{air} + \dot{m}_{EGR}} \quad (3.9)$$

dove:

- \dot{m}_{EGR} corrisponde alla portata di EGR ricicolata;
- \dot{m}_{air} corrisponde alla portata d'aria aspirata.

[1]

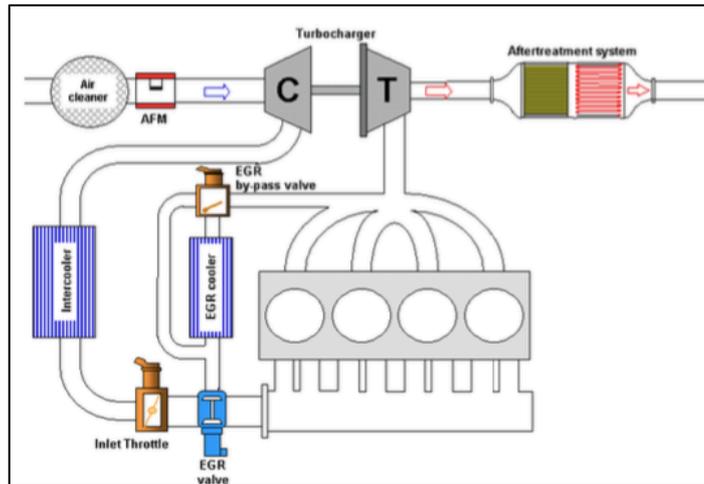


Figura 3.13. - Sistema EGR ad alta pressione o Short Route. [2]

Dalla figura 3.13., si può notare come i gas combusti vengano prelevati allo scarico motore e inviati verso il collettore di aspirazione senza subire l'espansione nella turbina.

Ricircolando grandi quantitativi di gas combusti si può correre il rischio di aumentare troppo la temperatura nel collettore di aspirazione: per questo motivo viene inserito uno scambiatore di calore (*EGR Cooler*) che utilizza come fluido di raffreddamento l'acqua motore (con temperatura di circa 90°C). [1]

Questo scambiatore, molto compatto ed efficiente, spesso è integrato nella testa motore. In alcune condizioni operative, come l'avviamento a freddo, è opportuno avere la possibilità di evitare il passaggio attraverso questo scambiatore. Infatti, by-passando il cooler all'avviamento è possibile ridurre il tempo di *warm-up* del motore oltre che evitare problemi di instabilità di combustione che si avrebbero ricircolando gas combusti a bassa temperatura. Per questo motivo il circuito "*Short Route*" è dotato di una valvola di by-pass che viene azionata quando le temperature dell'acqua motore sono basse (inferiori a 55-60 °C). [1]

A valle di questi componenti è presente la *EGR Valve*, una valvola a controllo elettronico azionata direttamente dalla centralina in grado di regolare la quantità di gas combusti che si desidera ricircolare.

Tale ricircolo può essere effettuato solo se la pressione nel collettore di aspirazione è sufficientemente inferiore a quella di scarico.

A basso carico, dove si potrebbero avere gradi di EGR pari o superiori al 50%, si potrebbe però avere un gradiente di pressione insufficiente per ricircolare la quantità voluta anche se la *EGR Valve* risulta essere completamente aperta.

Per aumentare la differenza di pressione tra i due collettori, si inserisce una valvola a farfalla prima del collettore di aspirazione che, attraverso una laminazione, permette di creare un gradiente di pressione sufficiente a consentire il ricircolo. [1]

Un problema di questa configurazione è dato dal fatto che i gas combusti possono contenere un'alta percentuale di soot in quanto vengono prelevati a monte dei sistemi di post-trattamento.

Infatti, il soot contenuto nei gas ricircolati può dare dei problemi di "*fouling*", cioè di sporco e incrostamento dell'*EGR Cooler* e di "*cocking*" sulla *EGR Valve*. [2]

Inoltre, dato che non tutti i gas combusti raggiungono la turbina, il grado di sovralimentazione risulta essere limitato. [1]

Solitamente, la centralina ha un determinato obiettivo in termini di grado di sovralimentazione da raggiungere intervenendo sulla turbina a geometria variabile, ma nell'inseguire questo target si crea un'interferenza con il controllore dell'EGR.

Ciò è dovuto dal fatto che, diminuendo la sezione di passaggio per i gas combusti attraverso la turbina, aumenta il grado di sovralimentazione il quale a sua volta determina un aumento dei gas combusti riciclati a parità di apertura della valvola EGR.

È necessario quindi che la centralina sia in grado di gestire contemporaneamente la valvola EGR e il controllo del grado di sovralimentazione intervenendo sulla turbina VGT. [1]

Questo problema viene risolto dando priorità ad uno dei due segnali in base alle condizioni operative:

- ai bassi carichi viene data priorità al quantitativo di gas combusti riciclati;
- agli alti carichi viene data priorità al target di grado di sovralimentazione da raggiungere. [1]

Il vantaggio del sistema "Short Route" è rappresentato dalla semplicità e rapidità di risposta in merito alle esigenze di EGR rispetto al circuito a bassa pressione.

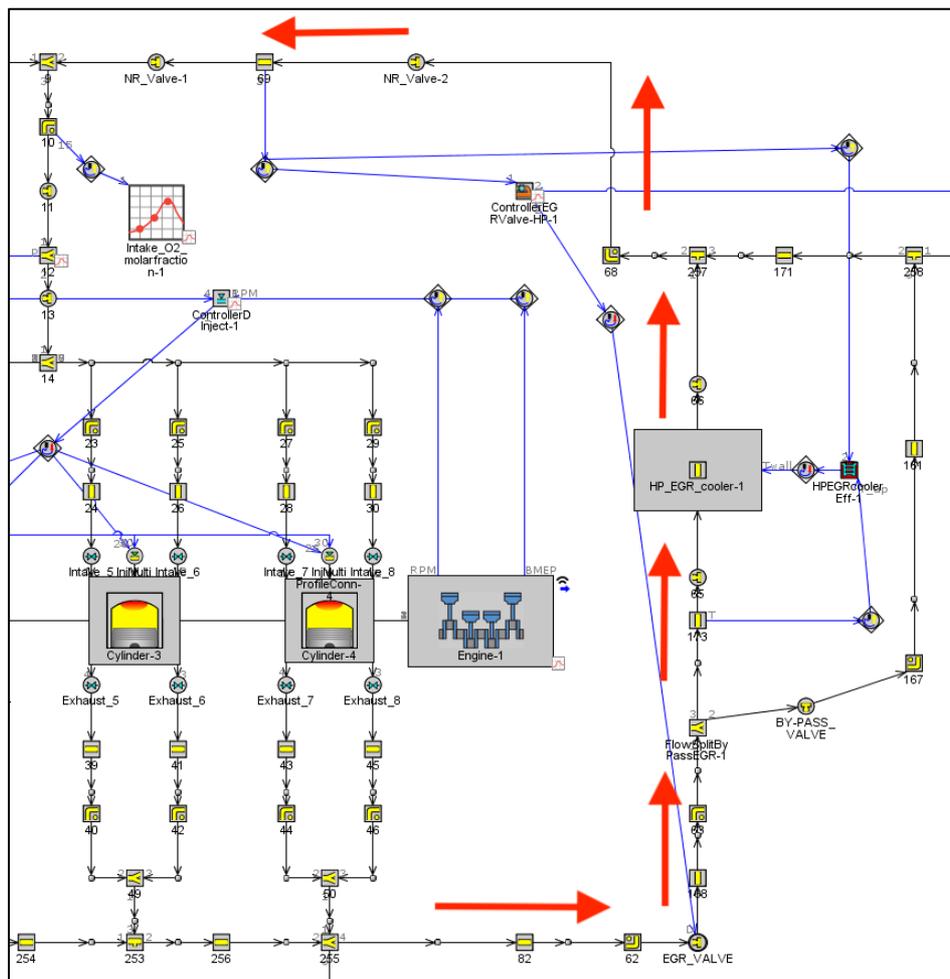


Figura 3.14. - Circuito EGR Short Route in cui è evidenziato il percorso dei gas combusti.

Nella figura 3.14. è evidenziato il circuito EGR “Short Route” realizzato con il software GT-Power ed il percorso dei gas combusti.

Si può notare che, rispetto al modello di partenza è stata spostata la valvola EGR a valle del collettore di scarico e sono stati aggiunti:

- condotti che modellano la lunghezza del circuito;
- valvola di by-pass;
- circuito di by-pass;
- valvole di non ritorno in corrispondenza del condotto 59;

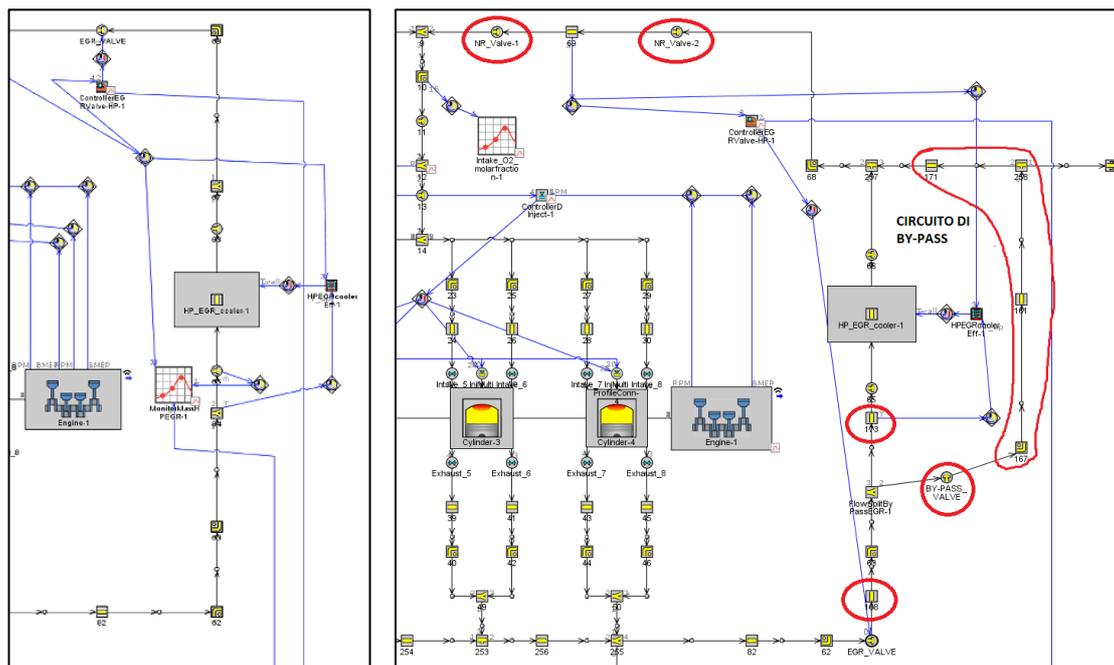


Figura 3.15. - Modelli GT-POWER dei circuiti short route: a sinistra quello iniziale, a destra quello finale dove sono evidenziate le modifiche effettuate.

a. Condotti

Per rendere il modello GT-POWER il più possibile fedele a quello reale, sono stati aggiunti dei condotti (pipe 168 e 173), posti a valle della valvola EGR, il primo, e a monte dell’EGR cooler, il secondo.

Le dimensioni di questi condotti, come degli altri componenti, sono state ricavate facendo delle misurazioni direttamente sul motore presente nel banco prova.

b. Valvola EGR

Questa valvola è stata modellata attraverso un orificio calibrato in cui può essere variato il diametro da un valore minimo, pari a 0 mm, ad uno massimo pari a 30 mm, grazie al sistema di controllo facente capo al “Controller EGR”.

Questo controllore riceve in ingresso i segnali di:

- portata di EGR attuale all'interno del condotto 59;
- target di EGR totale e del circuito "Short Route";
- portata di aria aspirata.

ed invia un segnale in uscita in grado di variare il diametro della EGR valve a seconda della quantità di gas combusti che si desidera ricircolare.

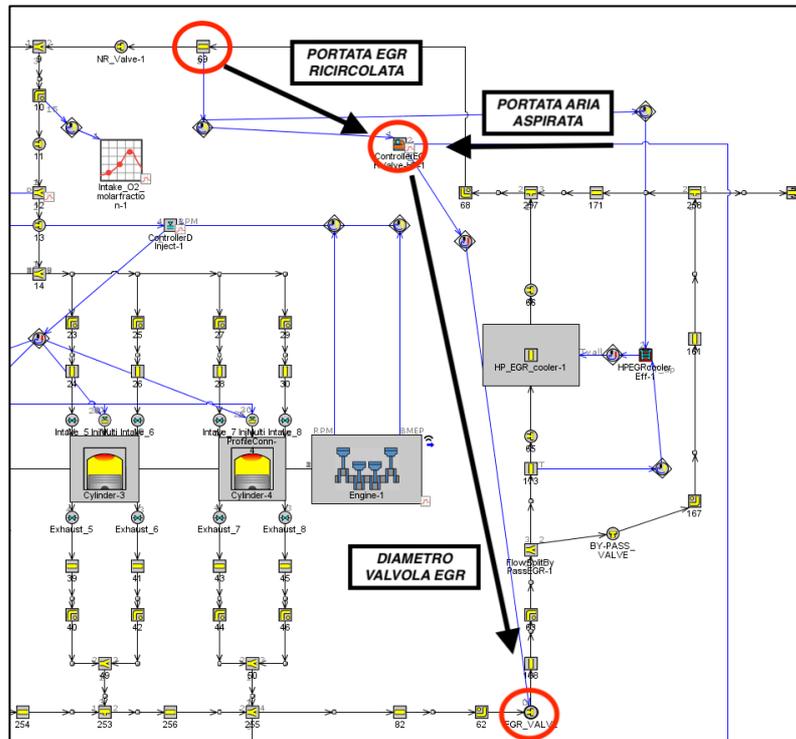


Figura 3.16. - Componenti del sistema di controllo del circuito EGR Short Route.

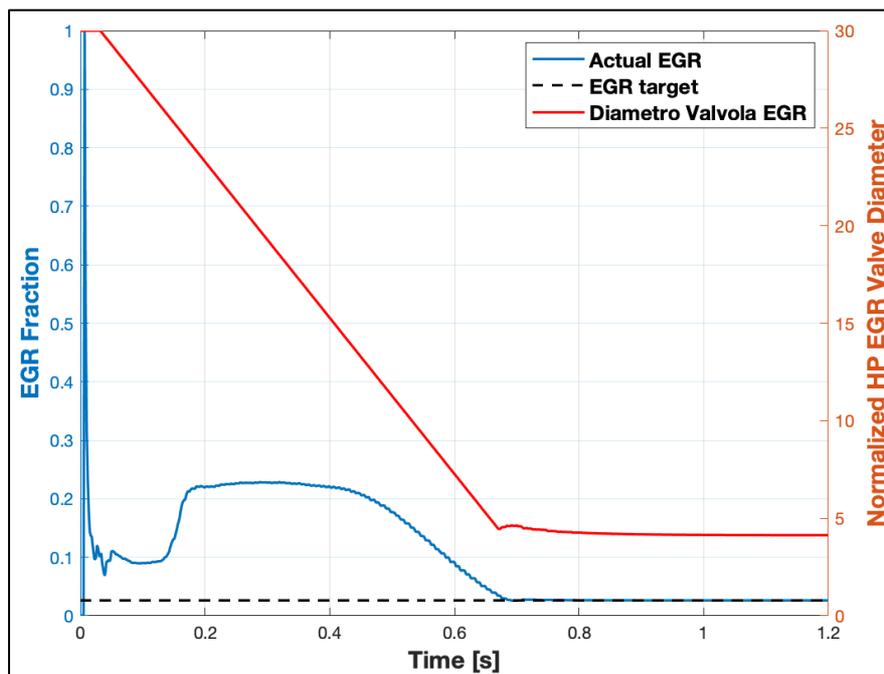


Figura 3.17. - Funzionamento controllore sulla EGR Valve.

Si può notare dalla figura 3.17. come il controller è in grado di far raggiungere il valore di target del grado di EGR variando il diametro della EGR Valve.

c. Circuito di by-pass e EGR Cooler

Lo scopo del circuito di by-pass è quello di permettere ai gas combusti di non passare attraverso l'HP EGR Cooler quando si trovano a bassa temperatura per permettere di ridurre il tempo di *warm-up* del motore e in quanto potrebbero dare origine a dei problemi di instabilità della combustione.

Si può notare, facendo riferimento alla figura 3.18., come sia stato utilizzato un elemento "*flowsplit*", dotato di due uscite che permettono di creare una derivazione del percorso principale del flusso dei gas combusti.

A valle di questo elemento, all'interno del circuito di by-pass, è stata inserita una valvola on-off non regolabile (*By-Pass Valve*), evidenziata in figura 3.18.

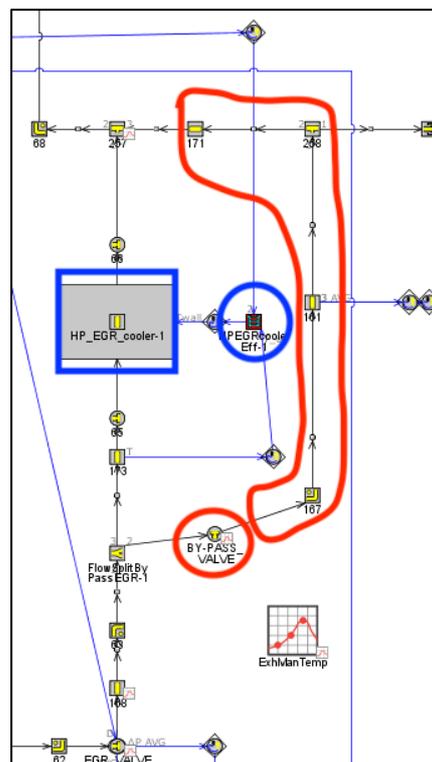


Figura 3.18. - Dettaglio del circuito Short Route in cui è possibile notare l'HP EGR Cooler ed il circuito di by-pass. Sono evidenziati in rosso la valvola di by-pass ed il relativo circuito, in blu l'HP EGR Cooler ed il componente che permette di calcolarne l'efficienza.

Si può notare come sia stato inserito un componente ("*HPEGRCoolerEff-1*") che calcola l'efficienza dello scambiatore in base a:

- temperatura dei gas riciclati presa dal condotto a monte del cooler;
- portata di gas combusti riciclata, ricavata dal condotto 59.

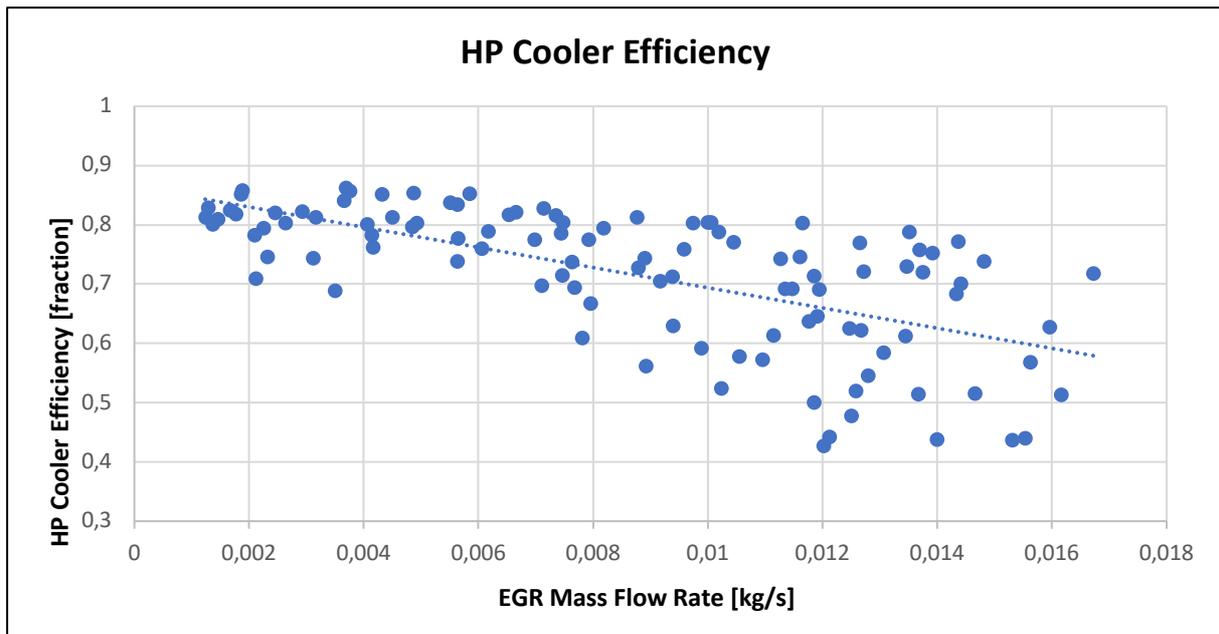


Figura 3.19. - Andamento efficienza del HP EGR Cooler in funzione della portata di gas combusti che lo attraversa.

Dall'efficienza del Cooler viene determinata la temperatura di parete dello scambiatore:

$$T_{out} = T_{in} - Eff \cdot (T_{in} - T_{coolant}) \quad (3.10)$$

dove:

- *Eff*: efficienza del cooler;
- T_{in} : temperatura aria in ingresso al cooler;
- T_{out} : temperatura aria in uscita dal cooler;
- $T_{coolant}$: temperatura del refrigerante imposta pari a 20 °C.

Nelle prove descritte nei capitoli successivi non è stato utilizzato il circuito di by-pass.

d. Valvole di non ritorno

Per evitare dei fenomeni di riflusso di portata d'aria dall'aspirazione verso il circuito *Short Route*, sono state aggiunte due valvole di non ritorno, non presenti sul motore reale, a monte e a valle del condotto 59.

Questo back flow genera infatti dei problemi di instabilità del controllore EGR rendendo difficile il raggiungimento del valore di target.

Inserendo le due valvole di non ritorno, il controllore può determinare il grado di apertura della EGR Valve in base alla sola portata di gas combusti che vengono riciclati.

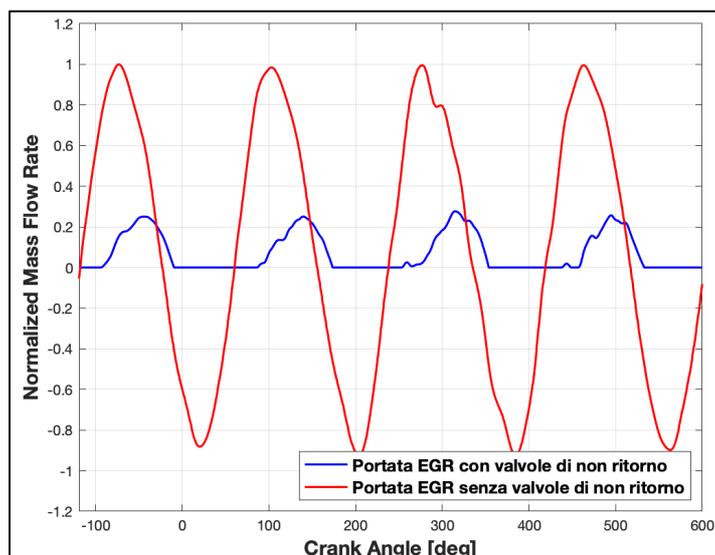


Figura 3.20. - Andamento portate nel condotto 59 nel caso di presenza e assenza delle valvole di non ritorno.

3.5.2. Sistema EGR a bassa pressione o Long Route

Il motore utilizzato nelle simulazioni è dotato anche di un secondo sistema EGR che preleva i gas combusti a valle della turbina e del sistema di post-trattamento, come rappresentato in figura 3.21.

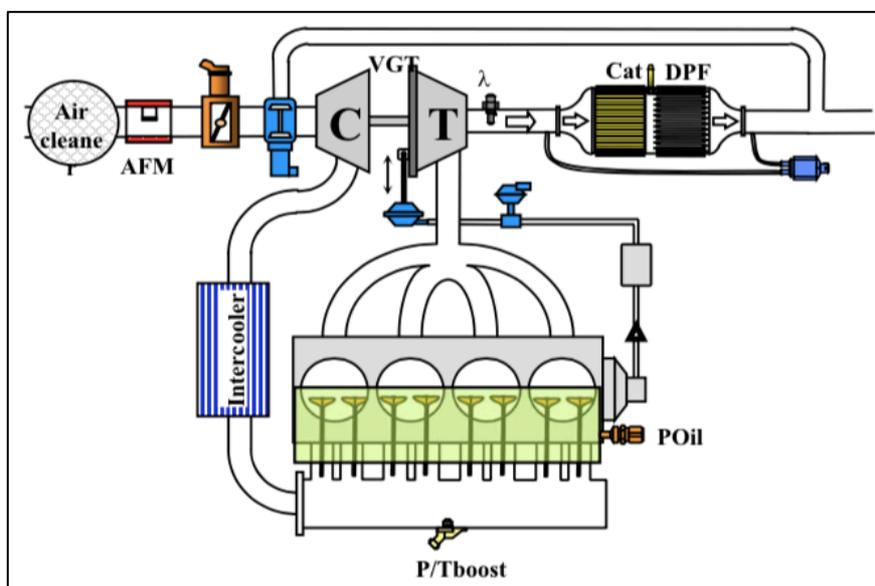


Figura 3.21. - Sistema EGR a bassa pressione o Long Route. [2]

Dopo essere stati prelevati, i gas combusti vengono raffreddati all'interno di uno scambiatore di calore (*LP EGR Cooler*) e inviati verso l'aspirazione a monte del compressore. In questo modo si può sfruttare l'espansione anche dei gas combusti che vengono ricircolati permettendo di aumentare il grado di sovralimentazione, a parità di portata estratta, rispetto al sistema "*Short Route*".

Successivamente il flusso, costituito da aria e gas combusti, percorre il circuito di aspirazione attraversando il cooler principale e viene poi aspirato all'interno dei cilindri.

Un vantaggio rispetto al sistema *Short Route* è dato dal fatto che i gas di scarico passano all'interno dei sistemi di post trattamento e del DPF (*Diesel Particulate Filter*), contenendo in questo modo i fenomeni di *fouling* del sistema di aspirazione e di *cocking* sulla valvola EGR. [2]

Inoltre, dato che questi gas passano attraverso lo scambiatore di calore principale del motore, che presenta una maggiore efficienza a parità di portata rispetto all'HP EGR Cooler, si ottengono delle temperature nel collettore di aspirazione più basse.

Questo effetto porta alla riduzione delle temperature in camera e ad una conseguente diminuzione della produzione di ossidi di azoto. [2]

L'utilizzo di un sistema *Long Route* presenta però alcuni svantaggi tra cui:

- il tempo di riscaldamento del motore nel caso di partenza a freddo risulta più lungo. Per ridurre tale inconveniente il motore dovrebbe essere dotato di un sistema HP EGR o di un sistema VVA in modo da controllare internamente l'EGR;
- lenta risposta ai transitori;
- necessità di un rivestimento del compressore per proteggerlo dagli effetti delle particelle carboniose contenute nei gas di scarico e sfuggite al DPF. [2]

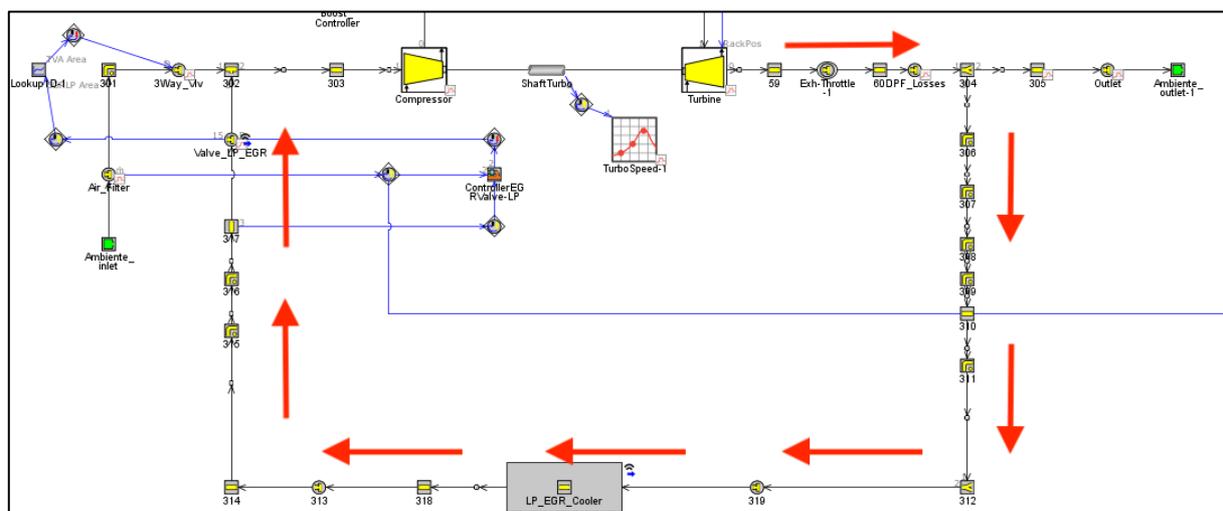


Figura 3.22. - Circuito EGR Long Route in cui è evidenziato il percorso dei gas combusti.

Facendo riferimento al sistema EGR Long Route del motore in esame mostrato in figura 3.22., si può notare come i gas combusti vengano prelevati a valle del DPF e tale portata sia influenzata dalla posizione della *LP EGR Valve*.

Tale valvola è dotata di un controller che riceve in ingresso le informazioni di portata di aria aspirata, misurata in corrispondenza del filtro, ed invia in uscita il segnale relativo al diametro che deve assumere la *LP EGR Valve* in base al target che di EGR che deve essere raggiunto.

Nella figura 3.23. è mostrato il confronto tra il circuito EGR "*Long Route*" del modello iniziale e quello finale.

Rispetto al modello di partenza sono state effettuate alcune modifiche come:

- spostamento della “Three Way Valve” a monte del sistema di ricircolo Long Route;
- inserimento di un sistema di controllo che agisce sulla “Three Way Valve”;
- modifica del sistema di controllo che agisce sulla LP EGR Valve;
- modifica dei condotti nel circuito EGR a monte del Cooler in modo da renderlo compatibile con quello reale.

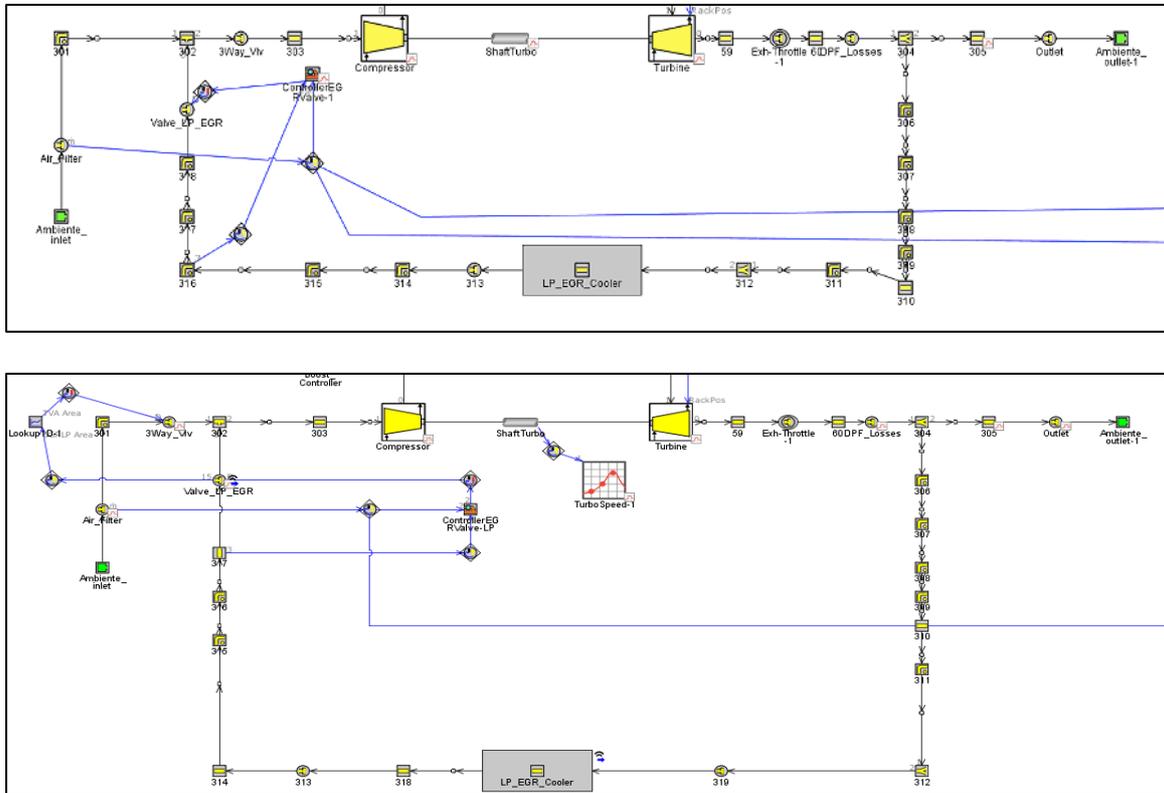


Figura 3.23. - Modelli GT-POWER dei circuiti Long Route: nella figura superiore quello iniziale, in quella inferiore quello finale.

Nel modello finale di circuito EGR è stato aggiunto un sistema di controllo che agisce sulla “Three Way Valve” e permette di determinare l’area in corrispondenza di tale valvola in funzione di quella del condotto dove è presente la LP EGR Valve.

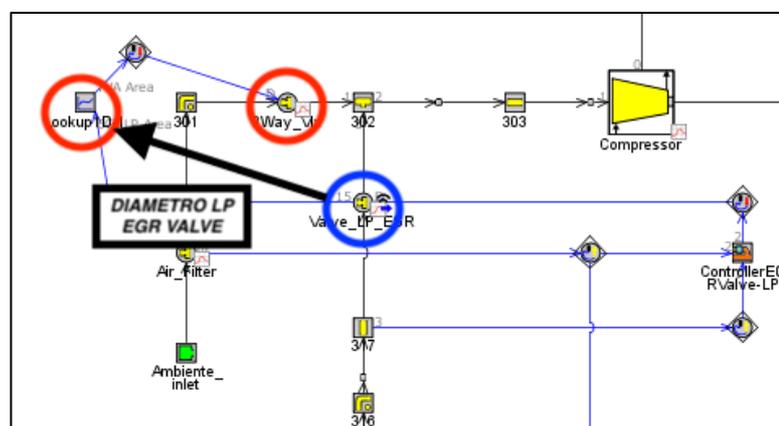


Figura 3.24. - Dettaglio sistema di controllo agente sulla “Three Way Valve” in cui sono evidenziati in rosso il componente in cui è inserita la look-up table e l’orificio che simula la “Three Way Valve” mentre in blu l’informazione del diametro della LP EGR Valve in ingresso alla look-up table.

Questa look-up table è stata ricavata partendo dai dati iniziali in cui veniva determinata la posizione angolare della *Three Way Valve* in base a quella assunta dalla *LP EGR Valve*. Successivamente, conoscendo i dati geometrici dei condotti, sono stati calcolati i valori delle aree in corrispondenza delle due valvole, come mostrato nelle tabelle 3.5. e 3.6. ed in figura 3.25.

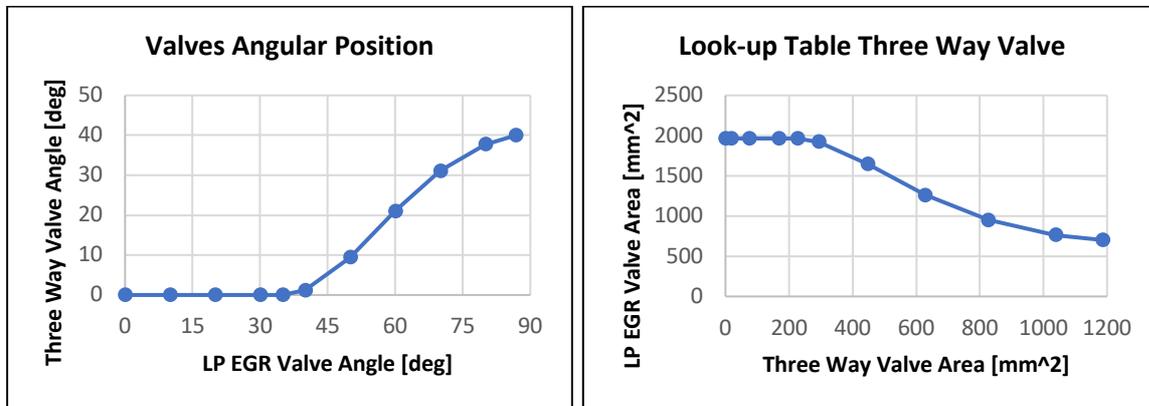


Figura 3.25. - Mappa in cui è riportata la posizione angolare della *Three Way Valve* rispetto a quella della *LP EGR Valve*, a sinistra, e look-up table inserita nel software a destra.

Valves Angular Position	
EGR LP Angle	Three Way Valve Angle
[deg]	[deg]
0	0
10	0
20	0
30	0
35	0
40	1,2
50	9,4
60	21
70	31,1
80	37,7
86,8	40

Tabella 3.5. - Dati iniziali relativi alla posizione angolare delle due valvole.

Look-up table Three Way Valve	
LP EGR Valve Area	Three Way Valve Area
[mm ²]	[mm ²]
0	1963,495
19,091	1963,495
75,784	1963,495
168,357	1963,495
227,260	1963,495
293,997	1922,375
448,886	1642,806
628,319	1259,842
826,842	949,285
1038,424	762,765
1186,490	701,385

Tabella 3.6. - Dati inseriti nella look-up table nel modello in GT-Power.

Attraverso i dati inseriti in queste tabelle, il software GT-Power determina l'area di passaggio e quindi la posizione delle due valvole a seconda del grado di EGR da garantire attraverso il circuito *Long Route*.

Nelle prove descritte nei capitoli successivi il sistema LP EGR non è stato utilizzato. Sono stati comunque effettuati dei test per la valutazione del corretto funzionamento del sistema di EGR Long Route.

3.5.3. Prove per valutare il funzionamento del sistema EGR Long Route

Dato che il sistema di EGR LP non è stato utilizzato nelle prove descritte nei capitoli successivi, è stato testato il funzionamento del sistema *Long Route* utilizzando il modello originale di motore fornito da FPT Industrial senza sfruttare il circuito di EGR Short Route.

In questo modello è stata introdotta la “*Three Way Valve*” ed il relativo sistema di controllo, sviluppato nel modello dettagliato (DETM), che permette di variarne la posizione in base al grado di apertura della *LP EGR Valve* e quindi al target di EGR da raggiungere.

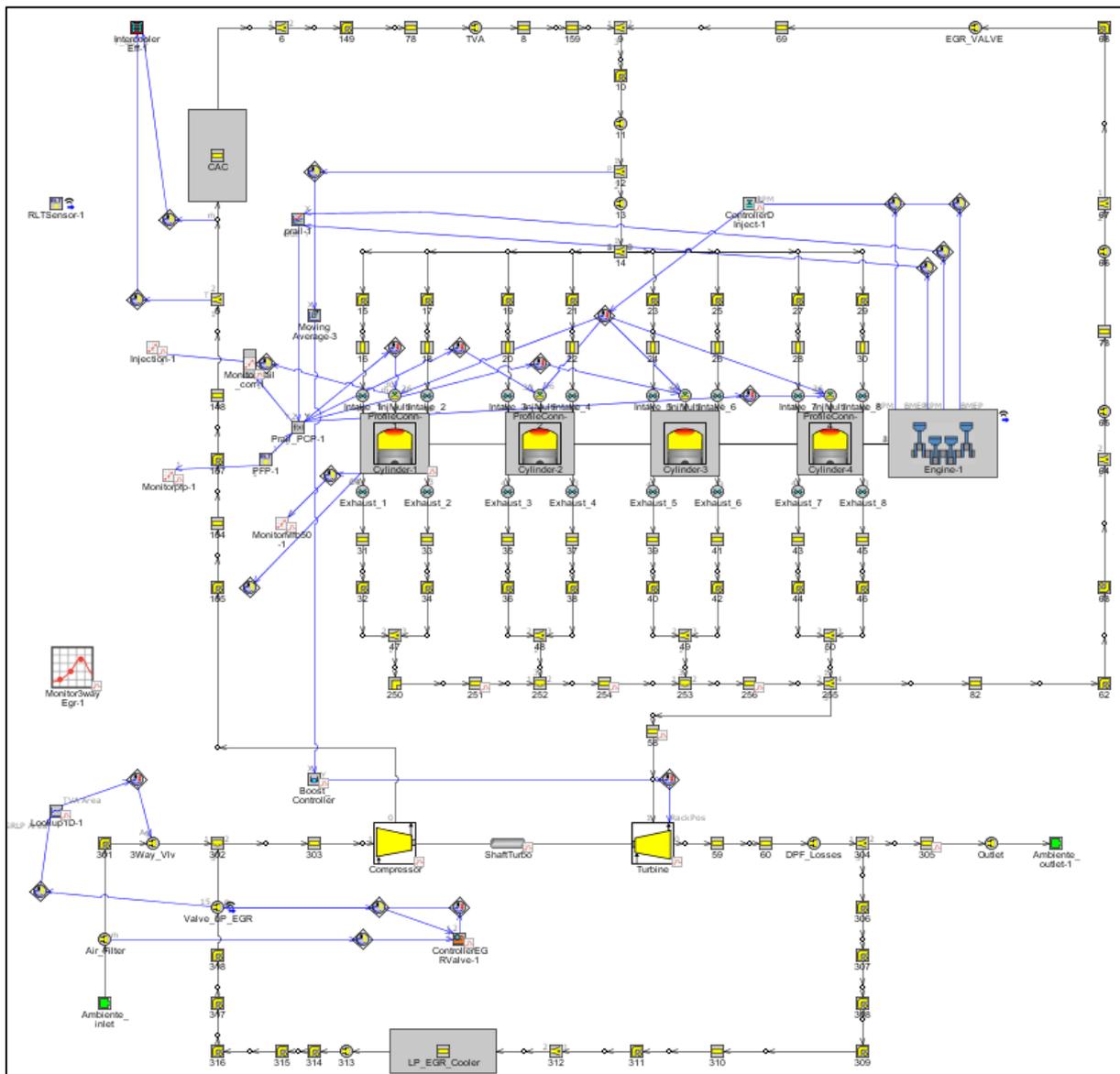


Figura 3.26. - Modello di motore utilizzato per effettuare le prove sul sistema Long Route.

Dai risultati delle prove, mostrati nella figura 3.27., si può notare come, grazie all’inserimento della “*Three Way Valve*” ed il relativo sistema di controllo, si riesca a raggiungere il target di EGR in tutti i punti motore con il solo sistema *Long Route* a differenza di quanto accadeva nel modello originale.

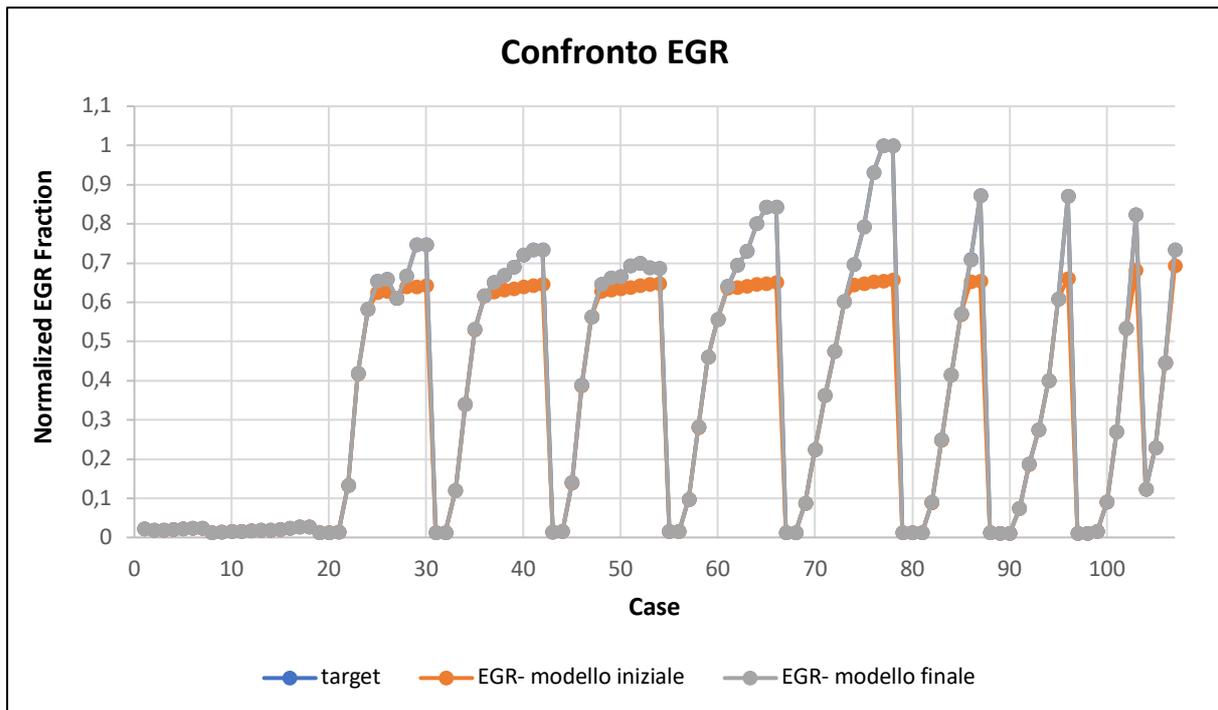


Figura 3.27. - Confronto tra la percentuale di EGR raggiunta dal modello iniziale, quello con l’inserimento della Three Way Valve e del relativo sistema di controllo con il target. Il grado di EGR nel modello finale è sovrapposto al valore di target.

3.6. Modifica della “Exhaust Throttle”

Per consentire il ricircolo dei gas combusti è necessario che la differenza di pressione tra il collettore di aspirazione e quello di scarico sia sufficiente per ottenere il grado di EGR desiderato.

Solitamente i motori diesel sono equipaggiati di un “Exhaust Flap” che può essere attivato per ottenere il valore desiderato di pressione allo scarico.

Nel modello, questo componente è stato dimensionato attraverso un orifizio calibrato chiamato “Exhaust Throttle”.

Nel corso delle prove, si è notato che in alcuni punti di funzionamento, specialmente quelli a basso carico, non si otteneva un gradiente di pressione sufficiente per ricircolare il quantitativo necessario di gas combusti.

Per questo motivo, non fornendo di dati relativi all’attuazione di questa valvola, sono state effettuate delle prove variando il diametro della “Exhaust Throttle” in modo da ridurre la differenza tra la pressione allo scarico misurata sperimentalmente e quella simulata.

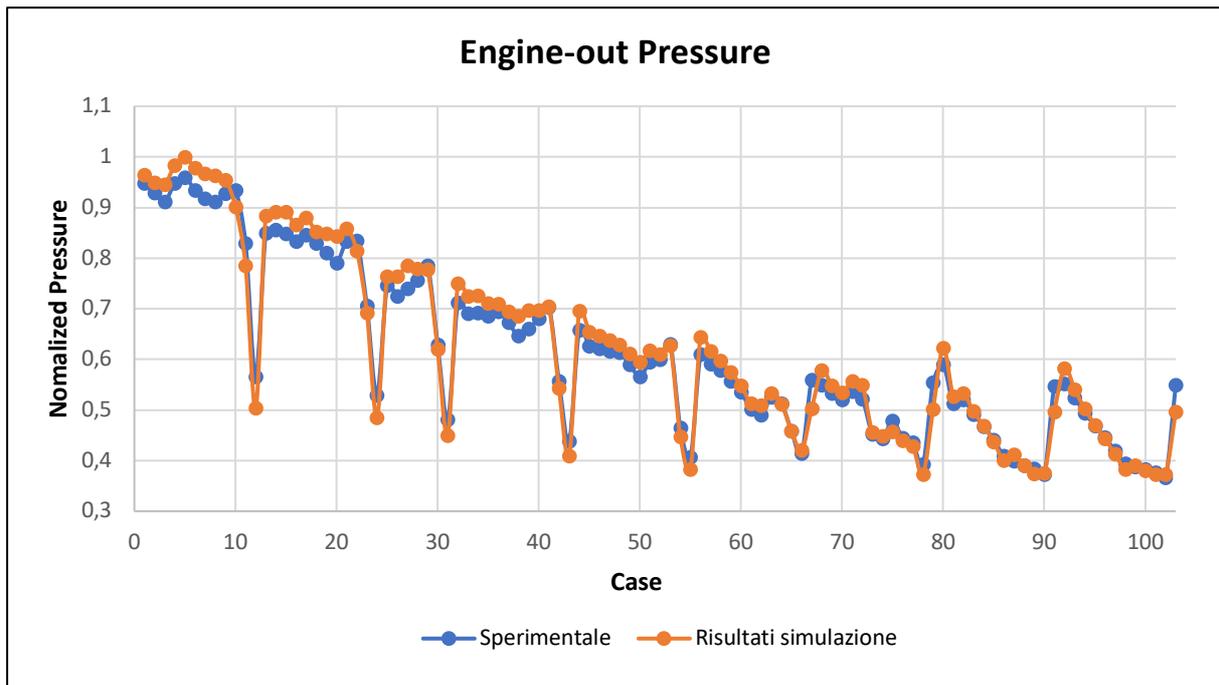


Figura 3.28. - Confronto tra la pressione allo scarico sperimentale e simulata con l'azionamento della Exhaust Throttle.

Una volta completata la calibrazione, sono stati inseriti i valori dei diametri di questa valvola per ogni punto motore all'interno del Case Setup.

Si può notare dalla figura 3.29. come il diametro della "Exhaust Throttle" sia stato ridotto per i punti a basso carico e regime.

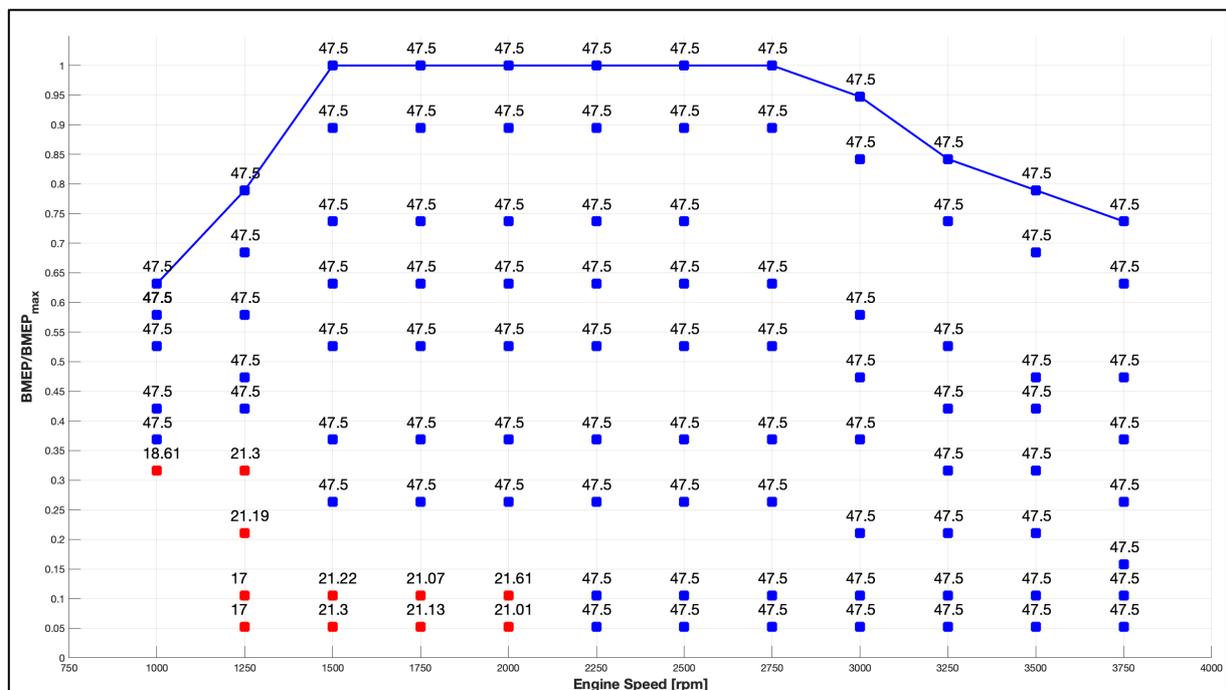


Figura 3.29. - Diametro "Exhaust Throttle" espresso in millimetri nei vari punti di funzionamento.

3.7. Turbogruppo e sovralimentazione

Lo scopo della sovralimentazione è quello di introdurre all'interno del cilindro una massa di carica fresca superiore a quella corrispondente all'aspirazione naturale.

Se si considera l'espressione della potenza utile P_u :

$$P_u = pme \cdot (iV) \cdot \frac{n}{m} \quad (3.11)$$

dove:

- V : cilindrata del singolo cilindro;
- i : numero di cilindri;
- n : velocità di rotazione;
- m : parametro correttivo che vale 2 nei motori a 4 tempi e 1 in quelli a 2 tempi;
- pme : pressione media indicata (o BMEP). [1]

Si può quindi osservare come sia possibile aumentare la potenza utile intervenendo sulla velocità di rotazione o sulla BMEP.

Nel primo caso le forze di inerzia aumentano con il quadrato della velocità di rotazione, costringendo ad alleggerire le parti in moto, mentre nel secondo le forze dovute ai gas crescono solo linearmente con la pme e possono essere più facilmente contenute attraverso l'irrobustimento degli organi. [1]

$$pme = \eta_u \cdot \frac{\lambda_v \cdot \rho_a \cdot H_i}{\alpha} \quad (3.12)$$

in cui si ha:

- η_u : rendimento utile;
- λ_v : coefficiente di riempimento;
- ρ_a : densità dell'aria;
- H_i : potere calorifico inferiore;
- α : dosatura.

Si può notare come sia possibile incrementare la pressione media effettiva andando ad agire sulla densità dell'aria aspirata attraverso la sovralimentazione. [1]

Il sistema di sovralimentazione del modello di motore in esame è costituito da un turbocompressore e da una turbina a geometria variabile VGT (*Variable Geometry Turbocharger*).

3.7.1. Turbina a geometria variabile VGT

Dato che i gas combusti presentano dell'energia disponibile quando inizia la fase di scarico spontaneo, è possibile sfruttarla utilizzando una turbina ed un sistema di sovralimentazione. Facendo espandere i gas di scarico all'interno di una turbina, è possibile ottenere un lavoro utile che può essere utilizzato per azionare un turbocompressore. [1]

In questo modo si può evitare di collegare meccanicamente il motore con il compressore, evitando di sottrarre potenza disponibile, ma facendo in modo che quest'ultimo venga azionato dalla turbina.

In genere si ricorre all'utilizzo di un accoppiamento indiretto di tipo fluidodinamico tra turbocompressore e motore in modo da ottenere un incremento meno sensibile del grado di sovralimentazione con la velocità di rotazione. [1]

Possono essere utilizzate due soluzioni:

- la prima prevede l'utilizzo della valvola di *Waste Gate (WG)*;
- la seconda prevede l'utilizzo della turbina a geometria variabile VGT. [1]

La valvola di *Waste Gate* è una soluzione che permette di evitare gradi di sovralimentazione troppo elevati agli alti regimi di rotazione.

Infatti, nonostante l'accoppiamento puramente fluidodinamico del turbogruppo consenta di contenere notevolmente le variazioni del grado di sovralimentazione con la velocità di rotazione del motore, esso risulta comunque sensibile al regime di velocità. [1]

Grazie a questo componente, è possibile scaricare parte dei gas combusti prima dell'ingresso all'interno della turbina riducendo così l'energia trasferita al compressore ed abbassando il grado di sovralimentazione, come mostrato in figura 3.30.

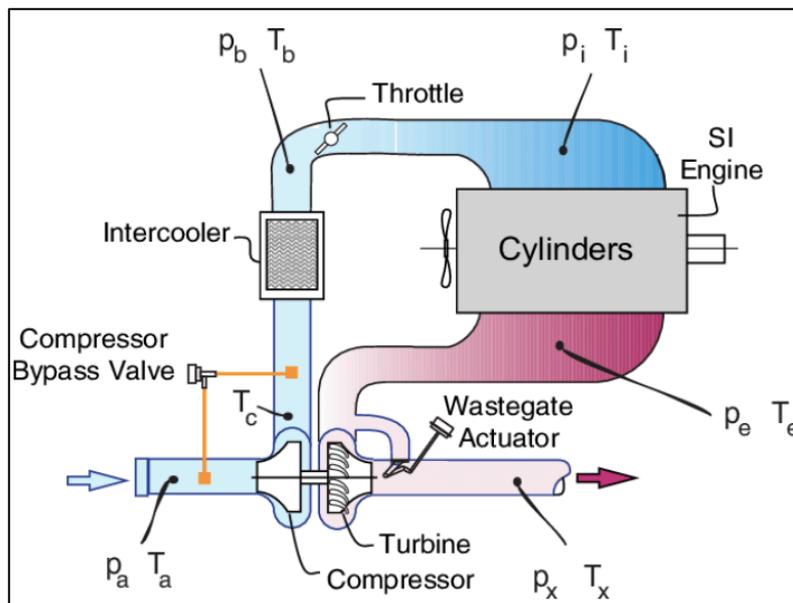


Figura 3.30. - Schema di un gruppo di sovralimentazione dotato di valvola di *Waste Gate (WG)*. [10]

La turbina VGT (*Variable Geometry Turbocharger*) è una soluzione più complessa, ma anche più efficiente, in quanto permette di limitare il grado di sovralimentazione agli alti regimi senza scaricare parte dei gas combusti all'esterno. [1]

Infatti, agendo sull'angolo della palettatura del distributore, questa turbina è in grado di variare la sezione di passaggio per i gas all'interno in funzione della velocità di rotazione e del carico del motore in modo tale da ottenere il grado di sovralimentazione desiderato a seconda delle condizioni di funzionamento del motore. [1]

È possibile individuare due casi limite:

- *alle basse velocità di rotazione*: dato che in questo caso la portata dei gas di scarico è limitata, è possibile chiudere variare l'angolo di palettatura del distributore in modo da ridurre la sezione di passaggio e conferire alla velocità di efflusso una componente prevalentemente nella direzione periferica. Grazie a questa soluzione è possibile sfruttare il più possibile il flusso per l'azionamento della girante; [1]
- *alle alte velocità di rotazione*: è possibile variare l'angolo di palettatura del distributore in modo da aumentare la sezione di passaggio così da permettere alla turbina di gestire le alte portate dei gas di scarico. In questa situazione si indirizza il flusso in modo da imprimergli una velocità con componente prevalentemente periferica che porta a ridurre il lavoro in turbina a parità di portata rispetto al caso precedente, che sarebbe stato comunque sovrabbondante. [1]

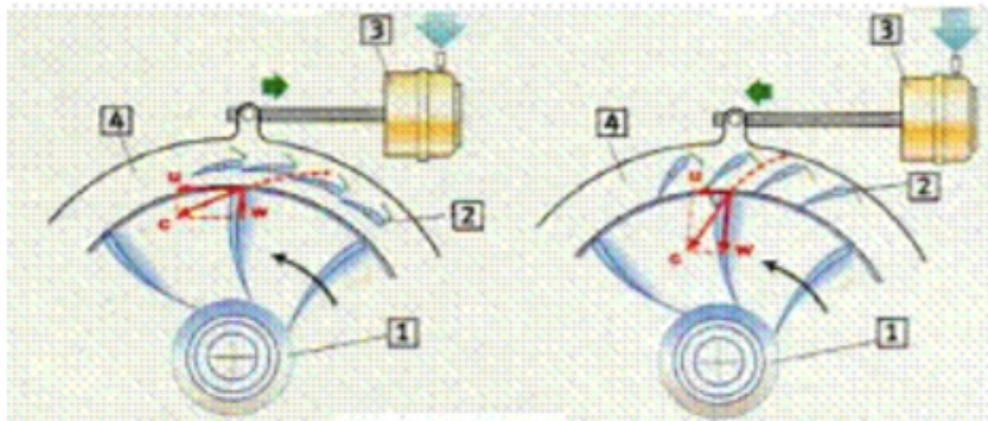


Figura 3.31. - Turbina VGT: sono presenti a sinistra la configurazione destinata ai bassi regimi di rotazione, a destra quella utilizzata per gli alti regimi. [1]

Un limite di questo sistema è dato dal fatto che la turbina VGT non è in grado di operare con temperature allo scarico elevate (maggiori di 800-900 °C) a causa dei fenomeni di dilatazione termica. Per questo motivo viene utilizzata soltanto nei propulsori diesel dove le temperature allo scarico sono più contenute rispetto ai motori a benzina sovralimentati. [1]

Nel modello di motore sviluppato in ambiente GT-Power, è presente una turbina del tipo VGT dotata di un controllore ("Boost Controller"), come visibile in figura 3.32.

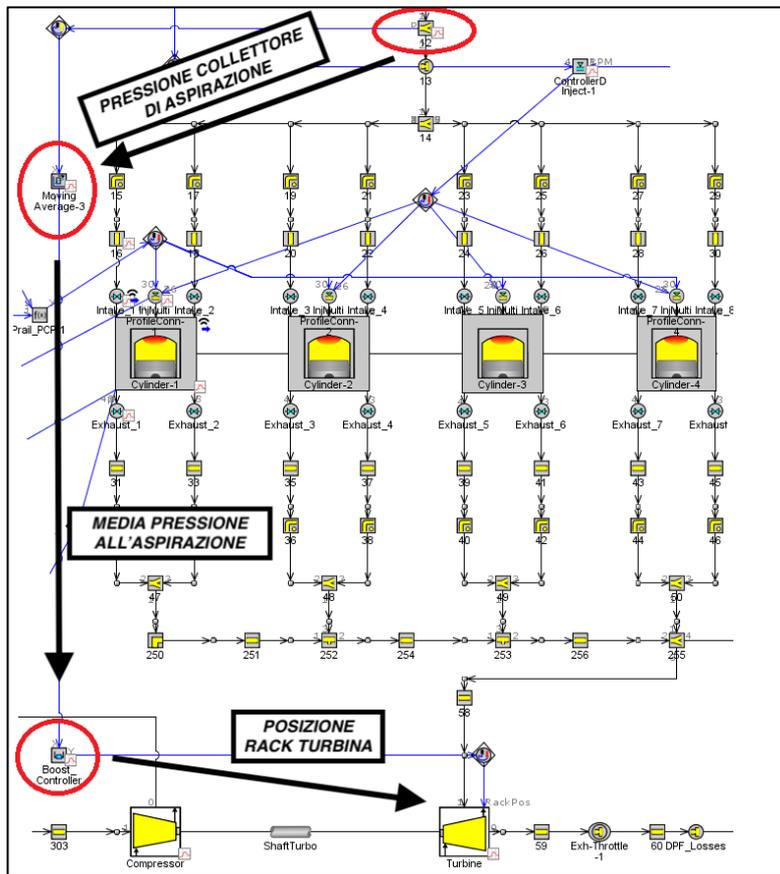


Figura 3.32. - Dettaglio del modello in cui è visibile il turbogrupo e gli elementi che compongono il sistema di controllo.

Questo sistema di controllo agisce in modo da cambiare l'angolo di calettamento delle pale del distributore della turbina (*rack position*) in base al valore della pressione nel collettore di aspirazione.

Il sistema di controllo è costituito da:

- un componente che realizza la media della pressione nel collettore di aspirazione (valutata nel flowsplit 12) per ogni ciclo motore;
- controllore di tipo PID¹² che, in base all'output proveniente dal componente precedente, genera un segnale in grado di far variare la posizione del *rack* della turbina da 0 a 1.

¹² Il controllore di tipo PID è molto semplice e robusto ed è utilizzato per controllare un input di un determinato sistema in modo tale che l'output raggiunga il valore di target. [11]

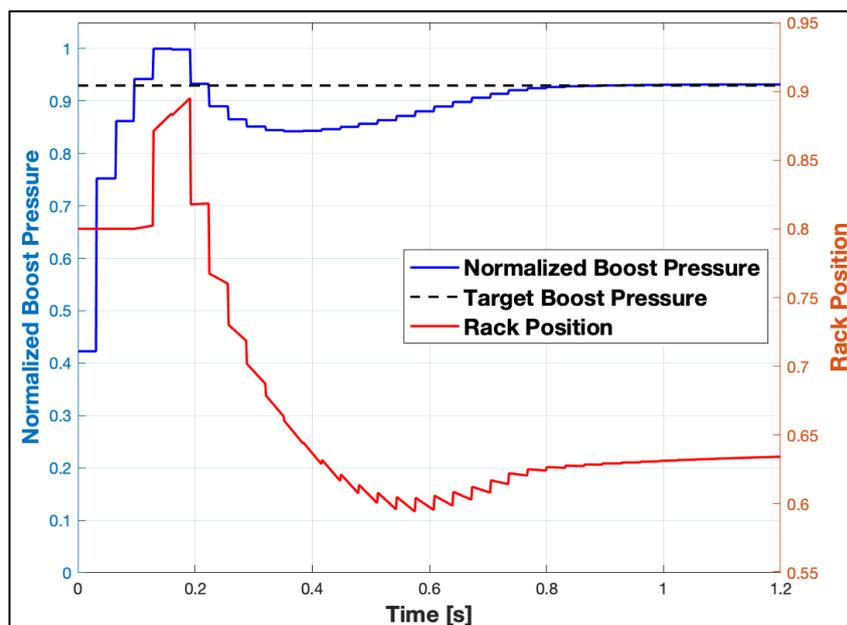


Figura 3.33. - Esempio di controllo che agisce sul rack della turbina in cui sono presenti sull'asse delle ordinate di sinistra il segnale relativo alla pressione media nel collettore di aspirazione, mentre su quello di destra la posizione del rack della turbina.

Per quanto riguarda invece i parametri di funzionamento della turbina, sono state effettuate delle modifiche del 5% rispetto ai valori di default su:

- "Efficiency Multiplier" posto pari a 0,95 rispetto al valore 1 di default;
- "Mass Multiplier" posto pari a 1,05 rispetto al valore 1 di default.

Attribute	Unit	Object Value
Mass Multiplier		1.05 ...
Efficiency Multiplier		0.95 ...
User Model Option		standard
Efficiency: PR Lookup Definition		same-as-map
Map Fraction for Entry 1		def ...
Wastegate Area Fraction for Entry 1		def ...
Outlet Diameter (Connected to EndEnvironment only)	mm	def ...
Damping Multiplier		def (=0) ...
Specific Heat for Enthalpy Drop Calculations		inlet
Lower Limit PR Tolerance		def (=1E-8) ...
Apply Bearing Friction Losses to Shaft Power		<input checked="" type="checkbox"/>
Bearing Friction Multiplier		def (=1) ...
Condense/Evaporate Water Vapor (Non-Refrigerant C...		<input type="checkbox"/>

Figura 3.34. – Parametri della turbina modificati nelle simulazioni.

Entrambi sono due coefficienti moltiplicativi che vanno ad agire sull'efficienza e sulla portata passante attraverso la turbina in base alla sua velocità di rotazione e rapporto tra le pressioni a monte e valle.

In particolare, ponendo l'“Efficiency Multiplier” pari a 0,95 è possibile ridurre, a parità di velocità di rotazione e rapporto delle pressioni, l'efficienza della turbina, in modo da tenere conto degli attriti e delle perdite che avvengono al suo interno.

Invece, il “Mass Multiplier” funziona in modo analogo al precedente, ma in questo caso influenza la portata che attraversa la turbina.

Modificando entrambi i coefficienti è possibile spostare l'area di funzionamento della turbina come mostrato nella figura 3.35.

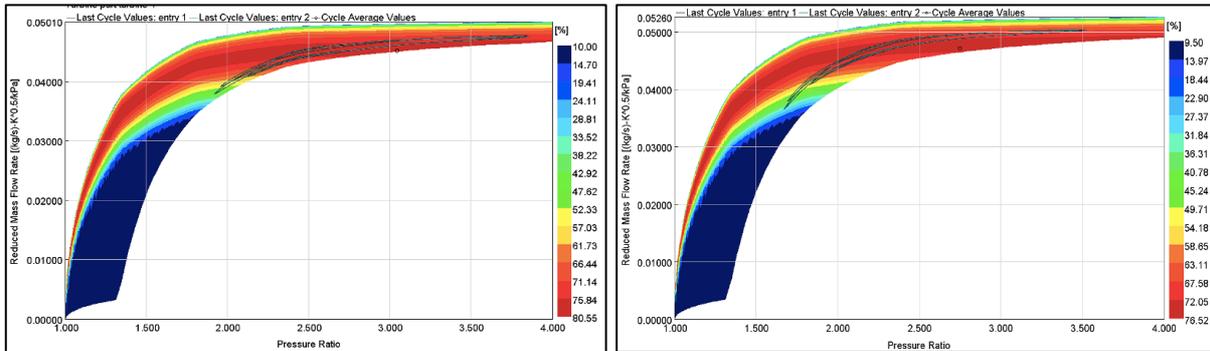


Figura 3.35. - Confronto tra il punto di funzionamento della turbina con Efficiency e Mass multiplier pari a 1, a sinistra, e quello con i due coefficienti pari a 0.95 e 1.05, a destra.

La variazione di questi coefficienti, insieme all'attuazione della “Exhaust Throttle” nei punti a basso carico ha permesso di ottenere far raggiungere i valori dei dati sperimentali di portata d'aria aspirata e di gas combusti ricircolati.

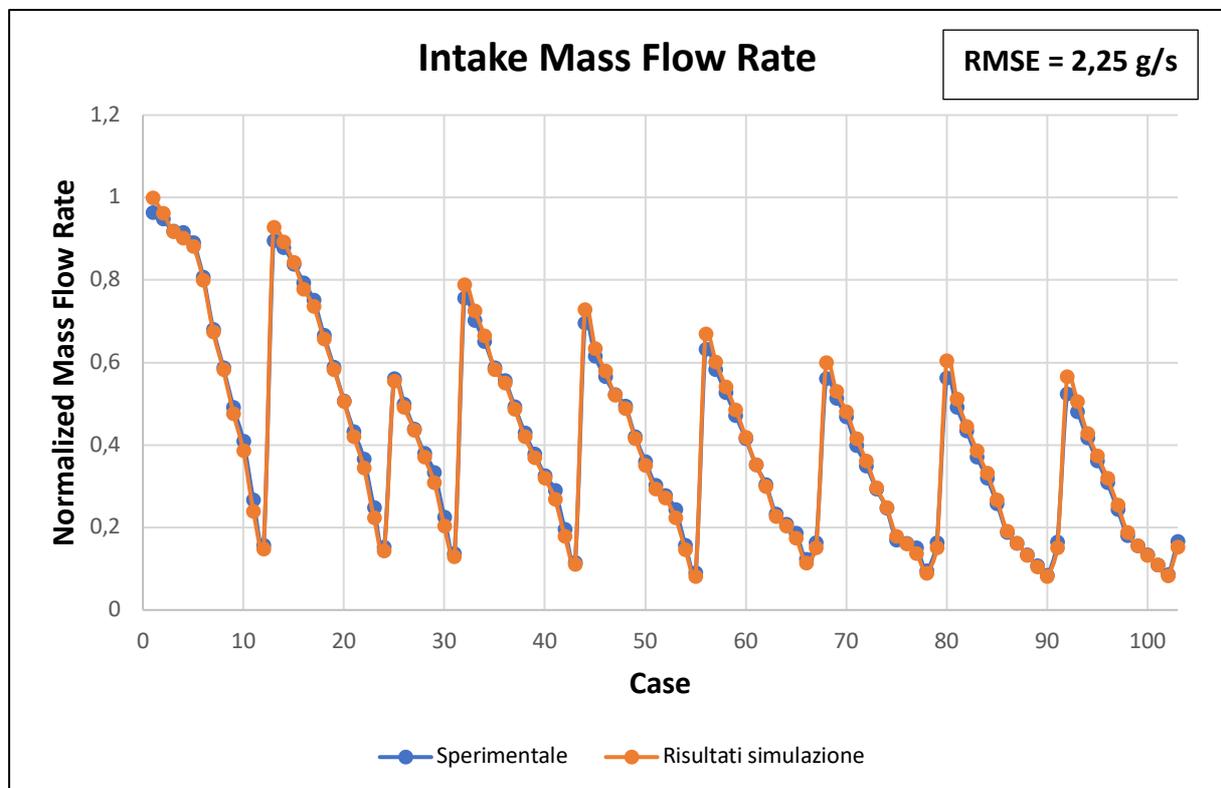


Figura 3.36. - Confronto tra la portata d'aria aspirata della simulazione e quella sperimentale.

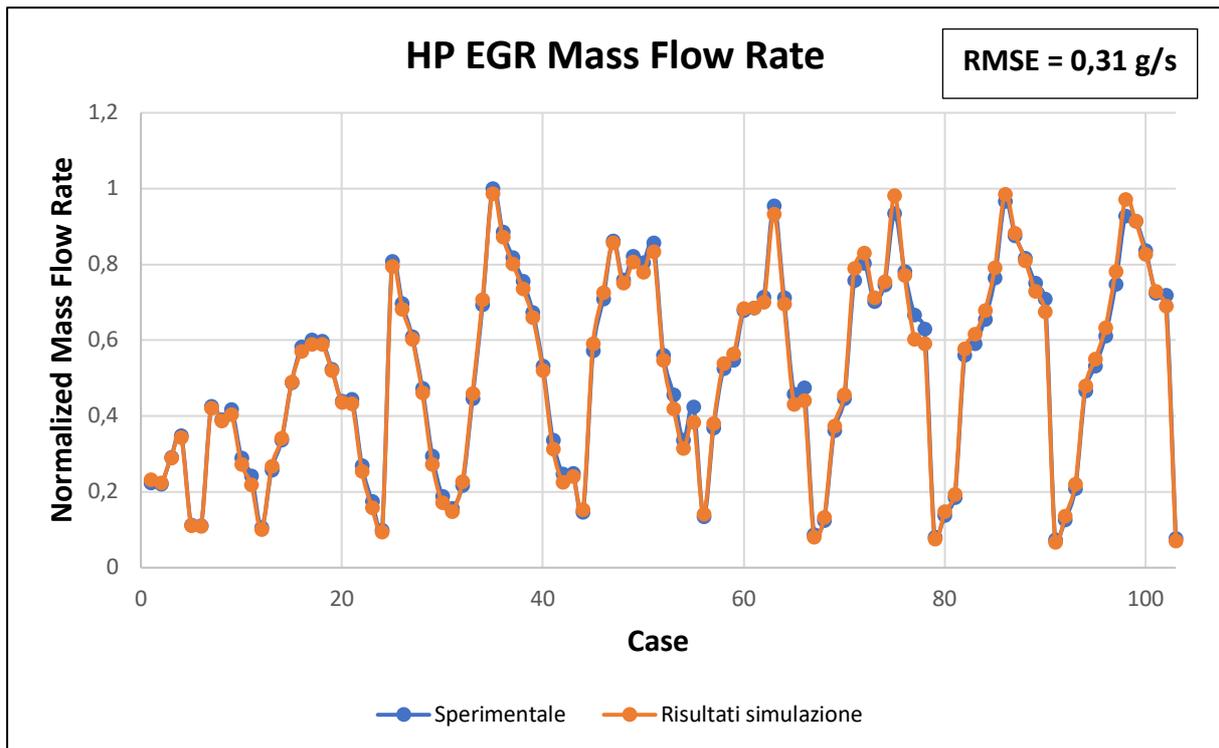


Figura 3.37. - Confronto tra la portata di EGR della simulazione e quella sperimentale.

3.8. Sistema di raffreddamento dell'aria di sovralimentazione

La presenza del turbocompressore all'aspirazione porta ad un aumento non soltanto della pressione, ma anche della temperatura dell'aria aspirata dal motore.

L'aumento di tale temperatura limita però i benefici della sovralimentazione in termini di densità, soprattutto per elevati rapporti di compressione.

Questo è dovuto al fatto che, all'aumentare della temperatura dell'aria, si verifica una diminuzione della sua densità che va a scontrarsi con l'innalzamento ottenuto grazie alla sovralimentazione.

Infatti, la massa d'aria aspirata è direttamente proporzionale alla pressione di alimentazione (P_a) ed inversamente proporzionale alla temperatura di alimentazione (T_a):

$$m_a \propto \frac{P_a}{\sqrt{T_a}} \quad (3.13)$$

Quindi, se la temperatura T_a aumenta, la massa d'aria che può essere aspirata dal motore diminuisce e di conseguenza viene limitata la potenza utile. [1]

Per questo motivo il motore è dotato di un interrefrigeratore CAC (*Charge Air Cooler*), posizionato a valle del compressore, che permette di ridurre la temperatura dell'aria fino a valori di circa 40-45 °C.

Questo scambiatore di calore, solitamente del tipo aria-aria e costituito da un fascio tubiero, è posizionato di fronte al radiatore in modo da essere colpito dall'aria che attraversa il veicolo.

I benefici che si possono ottenere con l'utilizzo dell'intercooler sono:

- incrementare la densità dell'aria nel collettore e quindi di aumentare la quantità in massa di aria introdotta nei cilindri;
- ridurre i livelli di temperatura raggiunti durante il ciclo, riducendo così le sollecitazioni termomeccaniche sui componenti;
- migliorare il rendimento organico, in quanto si incrementa la potenza senza variare sensibilmente i livelli di pressione e quindi le perdite per attrito meccanico;
- diminuzione delle emissioni di inquinanti, in particolar modo quelli legati alle temperature massime raggiunte in camera come gli ossidi di azoto NO_x. [1]

Nel modello di motore sviluppato con il software GT-Power è presente uno scambiatore di calore ed il relativo sistema di controllo posizionato a valle del compressore, come evidenziato in figura 3.38.

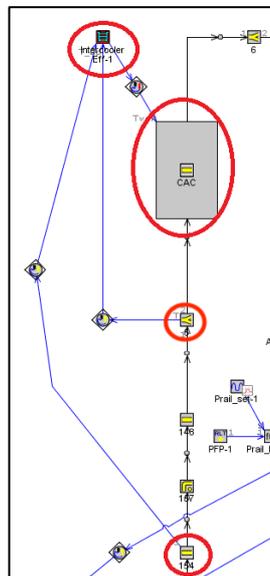


Figura 3.38. - Dettaglio intercooler principale (CAC) presente nel modello GT-POWER.

All'interno dell'ambiente GT-Power, il CAC è realizzato con un modello di un condotto rettilineo in cui è possibile impostare, oltre al diametro e alla lunghezza, anche il numero di tubi identici che lo costituiscono.

Oltre a questi parametri è possibile definire le proprietà termiche, come la temperatura iniziale delle pareti ed il coefficiente di scambio termico, e le cadute di pressione, impostando i relativi coefficienti di attrito.

Il sistema di controllo permette di imporre l'efficienza degli scambi termici in base a:

- portata d'aria aspirata, valutata nel condotto 154;
- temperatura dell'aria nel flowsplit 5;

È possibile definire l'efficienza dell'intercooler dalla relazione:

$$Eff = \frac{T_{in} - T_{out}}{T_{in} - T_{coolant}} \quad (3.14)$$

dove:

- T_{in} : temperatura aria in ingresso al cooler;
- T_{out} : temperatura aria in uscita dal cooler;
- $T_{coolant}$: temperatura del refrigerante imposta pari a 20 °C.

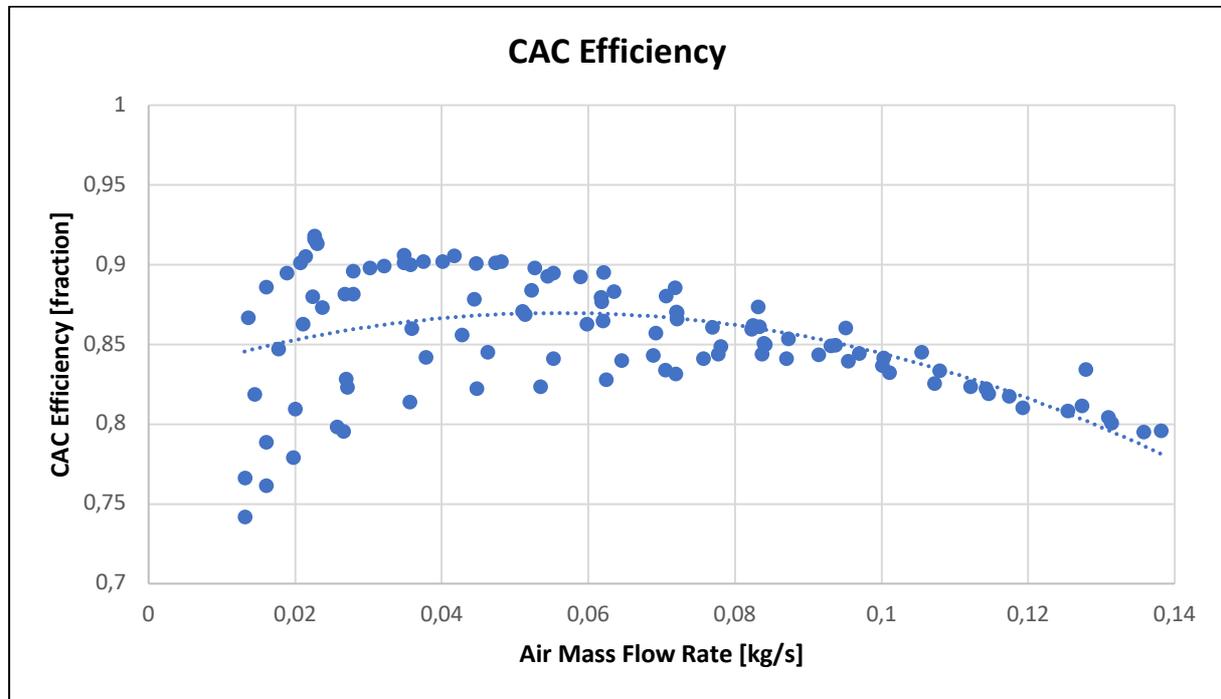


Figura 3.39. - Efficienza del CAC in funzione della portata d'aria aspirata dal motore.

All'interno del modello sviluppato in GT-Power, l'intercooler è dotato di una mappa che determina l'efficienza del CAC da cui calcola la temperatura che viene imposta alla sua parete in base alla portata d'aria che lo attraversa.

$$T_{out} = T_{in} - Eff \cdot (T_{in} - T_{coolant}) \quad (3.15)$$

4. MODELLI DI COMBUSTIONE

4.1. Generalità

I modelli di combustione permettono di analizzare e prevedere con accuratezza le prestazioni del motore, il consumo di combustibile e le emissioni di inquinanti.

Tali modelli possono essere di due tipologie:

- termodinamici, che si basano sulle equazioni di conservazione dell'energia;
- fluidodinamici, che fanno riferimento all'analisi del campo di flusso all'interno del motore.

Per poter comprendere le differenze tra i modelli di combustione, messi a disposizione dal software GT-Power, è necessario introdurre alcune definizioni:

- *Combustion*: è riferito a:
 - descrizione del trasferimento di una certa quantità di aria e combustibile, in associazione con la rispettiva entalpia, dalla zona incombusta (*unburned zone*) a quella in cui è già avvenuta la combustione (*burned zone*);
 - energia chimica rilasciata durante la combustione;
 - specie chimiche di inquinanti che si formano.
- *Burn Rate*: rappresenta la velocità con cui i reagenti, cioè aria e combustibile, si trasformano nei prodotti. In GT-Power, rappresenta la velocità con cui la miscela di aria e combustibile si trasferisce dalla zona incombusta (*unburned zone*) a quella in cui è già avvenuta la combustione (*burned zone*). A seconda del modello di combustione utilizzato, il Burn Rate può essere imposto oppure predetto;
- *Heat Release Rate*: rappresenta la velocità istantanea con cui l'energia contenuta nelle molecole di combustibile viene rilasciata nel cilindro sotto forma di energia termica. Questa quantità si differenzia dal Burn Rate perché la miscela di aria-combustibile non brucia istantaneamente e quindi parte di questa energia viene rilasciata in seguito. Infatti, l'energia rilasciata per unità di massa del combustibile cambia al variare del rapporto di equivalenza e della temperatura in camera, causando le principali differenze tra Burn Rate e Heat Release Rate. Tale grandezza non viene usata in GT-Power come input della simulazione, ma è presente soltanto come risultato;
- *Apparent Heat Release Rate*: corrisponde alla velocità istantanea con cui viene rilasciata l'energia termica posseduta dal combustibile. La differenza tra *Heat Release Rate* ed *Apparent Heat Release Rate* deriva dal fatto che quest'ultima è calcolata a partire dalla pressione nel cilindro, in quanto è impossibile da determinare con i mezzi convenzionali perché non è nota la composizione chimica istantanea della miscela all'interno del cilindro. Anche questo parametro costituisce un risultato delle simulazioni;

- *Forward Run Combustion Calculation*: rappresenta la tipica modalità con cui vengono realizzate le simulazioni dove il Burn Rate costituisce un input e la pressione nel cilindro un output;
- *Reverse Run Combustion Calculation*: in questa situazione, a differenza del precedente, la pressione costituisce l'input della simulazione mentre il Burn Rate è l'output. Con la *Reverse Run* si dovrebbe ottenere la stessa traccia di pressione che si ottiene come output nella *Forward Run*. Entrambe queste simulazioni utilizzano le stesse equazioni per ottenere i risultati.
[12]

4.2. Modelli di combustione nel software GT-POWER

Il software GT-Power mette a disposizione alcuni modelli di combustione in base al tipo di motore e di simulazione che si vuole utilizzare.

Questi modelli sono:

- I. *modelli di combustione non predittivi*;
- II. *modelli di combustione semi-predittivi*;
- III. *modelli di combustione predittivi*.

Attraverso essi è possibile:

- simulare ogni tipo di combustione con qualsiasi combustibile;
- imporre i profili del Burn Rate;
- generare modelli predittivi per le emissioni di NO_x, HC, CO e soot;
- calcolare il quantitativo di emissioni realizzate dal motore;
- definire il flusso all'interno del cilindro, i modelli di turbolenza che influenzano il processo di combustione e gli scambi termici;
- modellare l'evaporazione del combustibile;
- creare dei modelli predittivi per il *knock* nei motori SI.

[12]

Dato che il Burn Rate dipende da molte variabili, come la pressione, la durata dell'evento di iniezione, il quantitativo di EGR o la portata d'aria aspirata e le relative turbolenze, si preferisce usare un modello predittivo quando le variabili da analizzare hanno un diretto impatto sul Burn Rate, anche se risulta essere più difficile da calibrare e ha un tempo di computazione maggiore.

Invece, quando le variabili da analizzare non hanno un effetto dominante sul Burn Rate, si preferisce ricorrere a dei modelli non predittivi, più semplici e veloci. [12]

4.2.1. Modelli non predittivi

I modelli non predittivi di combustione sono caratterizzati dall'imposizione del Burn Rate in funzione dell'angolo di manovella per ricavare la traccia di pressione nel cilindro.

Tale grandezza viene imposta indipendentemente dalle condizioni nel cilindro, assumendo quindi che sia disponibile il quantitativo sufficiente di combustibile per supportare la combustione.

Per questo motivo il Burn Rate non è influenzato da fattori come la frazione dei gas residui o l'injection timing: il combustibile e l'aria bruciano alla velocità prevista ed imposta dal modello.

Questo tipo di modello non è però adatto se l'obiettivo è quello di valutare le variabili che hanno un impatto diretto e significativo sul processo di combustione in quanto non può essere garantita la precisione dei risultati. [12]

4.2.2. Modelli semi-predittivi

I modelli semi-predittivi, in alcuni casi, possono essere un buon compromesso tra quelli predittivi e non predittivi in quanto sono significativamente sensibili alle variabili che hanno un diretto effetto sul Burn Rate e forniscono rapide risposte ai cambiamenti di questi parametri.

Inoltre, usano le strategie dei modelli non predittivi dove viene imposto il Burn Rate e richiedono un tempo di simulazione inferiore rispetto a quelli predittivi.

Lo svantaggio rispetto ai modelli predittivi è che non usano i modelli fisici per prevedere la risposta del sistema generando quindi dei risultati con una precisione inferiore. [12]

4.2.3. Modelli predittivi

I modelli di combustione predittivi sono i più adatti per tutte le simulazioni, ma sono caratterizzati da un elevato tempo di calcolo e per la creazione di un modello stabile: per questo motivo in alcuni casi si preferisce ricorrere a dei modelli non predittivi o semi-predittivi. In queste simulazioni, il Burn Rate viene determinato ad ogni ciclo in base alle condizioni presenti nel cilindro al termine del ciclo precedente.

Questi modelli hanno il vantaggio di fornire dei dati più accurati rispetto ai precedenti in quanto il Burn Rate non è imposto, ma è ricavato dai dati di input, come la pressione e temperatura nella camera.

Il più grande svantaggio risiede però nei tempi di simulazione che risultano essere più elevati a causa dei calcoli complessi per ricavare il Burn Rate a cui si sommano quelli necessari per la calibrazione del modello. [12]

4.3. Modello di combustione predittivo DI-Pulse

Il modello di combustione predittivo che è stato utilizzato per la calibrazione del sistema è il *Di-Pulse (Direct-Injection Diesel Multi-Pulse)*.

Questo modello, sviluppato dalla Gamma Technologies, permette di prevedere la velocità di combustione e le emissioni di inquinanti per i motori diesel ad iniezione diretta.

L'approccio di base di questo modello è quello di tracciare il combustibile quando viene iniettato e di definire i successivi processi di evaporazione, mescolamento e combustione. Per poter condurre queste analisi, è necessario disporre di profili di iniezione accurati, così da ottenere risultati apprezzabili.

Il modello *Di-Pulse* viene calibrato al fine di ottenere corrispondenza tra lo sviluppo della combustione e i risultati ottenuti dall'analisi della pressione nel cilindro (come la TPA).

I modelli predittivi messi a disposizione da GT-Power, tra cui il *Di-Pulse*, permettono di dividere il volume del cilindro in zone termodinamiche, ognuna delle quali trattata come se fosse un sistema termodinamico indipendente. [12]

Il combustibile iniettato viene suddiviso in tanti "pacchetti" a sé stanti all'interno delle zone termodinamiche in cui è divisa la camera.

Anche le equazioni della combustione, che dipendono dalla temperatura, dalla pressione e dalla dosatura, vengono risolte in modo indipendente all'interno di ciascuna zona: in questo modo si riescono ad ottenere dei risultati migliori in termini di previsione della combustione rispetto ai modelli monozona e bizona.

In particolare, il modello *Di-Pulse*, discretizza il volume del cilindro in tre zone termodinamiche, ognuna delle quali con la propria temperatura e composizione, le quali sono definite nel seguente modo:

- la prima zona è chiamata *Main Unburned Zone (MUZ)* e contiene al suo interno le masse intrappolate alla chiusura della valvola di aspirazione;
- la seconda è la *Spray Unburned Zone (SUZ)*, che contiene la massa di combustibile iniettata e i gas riciclati;
- la terza è la *Spray Burned Zone (SBZ)*, che è costituita dai prodotti dalla combustione.

[13]



Figura 4.1. - Zone termodinamiche previste dal modello *Di-Pulse*. [13]

Per la calibrazione di questo modello è necessario definire quattro parametri:

- *Entrainment Rate Multiplier* (C_{ent});
- *Ignition Delay Multiplier* (C_{ign});
- *Premixed Combustion Rate Multiplier* (C_{pre});
- *Diffusion Combustion Rate Multiplier* (C_{dif}).

[12]

Questi parametri controllano ogni fase del processo di combustione a partire dalla penetrazione del getto fino alla fase di combustione diffusiva, quando cioè è bruciato il 90% del combustibile iniettato.

Per descrivere le fasi del processo di combustione, il software GT-Power utilizza:

I. Fuel Injection

All'interno di un treno di iniezioni, ogni singolo evento è definito ed analizzato separatamente dagli altri. Il modello Di-Pulse permette di prevedere il comportamento della combustione con qualsiasi numero di iniezioni, senza effettuare distinzioni tra *pilot*, *pre*, *main* e *post*.

In questo modello, il combustibile che viene iniettato in camera si va ad aggiungere all'interno della zona non ancora bruciata dello spray. [12]

È comunque necessario disporre di profili di iniezione corretti per poter ridurre gli errori realizzati dal modello nella calibrazione.

II. Entrainment

Quando il combustibile penetra in camera, rallenta a causa delle interazioni aerodinamiche con l'aria e i gas combusti in camera trascinando la miscela non ancora bruciata.

È grazie al fenomeno del trascinamento (*Entrainment*) che avviene il mescolamento tra i vari eventi di iniezione.

La posizione e la velocità di ogni pacchetto di combustibile è determinata usando delle correlazioni empiriche legate alla penetrazione del getto.

Per descrivere il fenomeno del trascinamento si fa riferimento all'equazione di conservazione della quantità di moto, tenendo conto del coefficiente moltiplicativo C_{ent} :

$$\frac{dm}{dt} = -C_{ent} \frac{m_{inj} \cdot u_{inj}}{u^2} \cdot \frac{du}{dt} \quad (4.1)$$

dove:

- u : velocità finale di trascinamento;
- m_{inj} : massa di combustibile iniettata;
- u_{inj} : velocità del getto.

[12]

III. Evaporation

Il processo di evaporazione del combustibile è modellato considerando contemporaneamente il trasferimento di calore e di massa. In questo modo è possibile rappresentare adeguatamente l'evaporazione sia a diffusione limitata che a evaporazione limitata.

[12]

IV. Ignition

In ogni evento di iniezione la miscela subisce un ritardo di accensione (*ignition delay*) che viene modellato tramite la legge di Arrhenius, opportunamente corretta tramite il coefficiente C_{ign} . L'ignition delay (τ) viene calcolato separatamente per ogni pulse, tenendo conto dei fenomeni di evaporazione e trascinamento all'interno dello stesso evento e delle interazioni tra le iniezioni, tramite l'espressione:

$$\tau = -C_{ign} \cdot \rho^{-2} \cdot \exp\left(\frac{300}{T}\right) \cdot [O_2]^{-0.5} \quad (4.2)$$

dove:

- T : temperatura del combustibile iniettato;
- ρ : densità del combustibile iniettato;
- $[O_2]$: concentrazione di ossigeno.

[12]

V. Premixed Combustion

La combustione premiscelata inizia quando, terminato l'ignition delay, si raggiungono le condizioni di accensione all'interno del cilindro.

La velocità con cui avviene tale combustione è limitata cinematicamente ed influenzata dal coefficiente moltiplicativo C_{pre} :

$$\frac{dm_{pre}}{dt} = C_{pre} \cdot m_{pre} \cdot k(t - t_{ign})^2 \cdot f([O_2]) \quad (4.3)$$

dove:

- k : energia cinetica turbolenta;
- t_{ign} : tempo di accensione;
- m_{pre} : massa che partecipa alla combustione premiscelata.

[12]

VI. Diffusion Combustion

Dopo la combustione premiscelata, il restante combustibile non ancora bruciato ed i gas trascinati dall'iniezione si mescolano e continuano a bruciare nella fase diffusiva.

La velocità con cui avviene la combustione di questa miscela dipende da alcuni parametri come:

- volume nel cilindro V_{cyl} ;
- dalla massa della miscela m ;
- dal quantitativo di *EGR*;
- dalla concentrazione di ossigeno $[O_2]$ in camera.

Questa velocità può essere modificata grazie al parametro C_{dif} :

$$\frac{m}{dt} = C_{dif} \cdot m \frac{\sqrt{k}}{\sqrt[3]{V_{cyl}}} f(EGR, [O_2]) \quad (4.4)$$

[12]

4.4. Analisi del Burn Rate

Il Burn Rate viene determinato dalla pressione misurata all'interno del cilindro ed è per questo motivo riferita alle *Reverse Runs*, dove gli input e gli output sono invertiti rispetto alle *Forward Runs*.

La pressione che viene utilizzata per la determinazione del Burn Rate è ricavata sperimentalmente dal banco prova, poi successivamente filtrata e traslata.

Il software GT-Power mette a disposizione due metodi per calcolare il Burn Rate a partire dalla misura della pressione in camera:

- **CPOA** (*Closed Volume Analysis*) in cui è necessario fornire soltanto la pressione all'interno del cilindro riferita ad un singolo ciclo o ad una media di alcuni cicli e di altri parametri medi;
- **TPA** (*Three Pressure Analysis*): in cui è necessario fornire la pressione all'interno del cilindro, all'aspirazione e allo scarico.

[12]

Entrambi i metodi producono lo stesso set di risultati in termini di grafici, tabelle, variabili RLT¹³ i quali possono essere utilizzati ed inseriti all'interno dello stesso template chiamato "*EngBurnRate*" dell'oggetto "*Mesured Data Object*", come visibile dalla figura 4.2. [12]

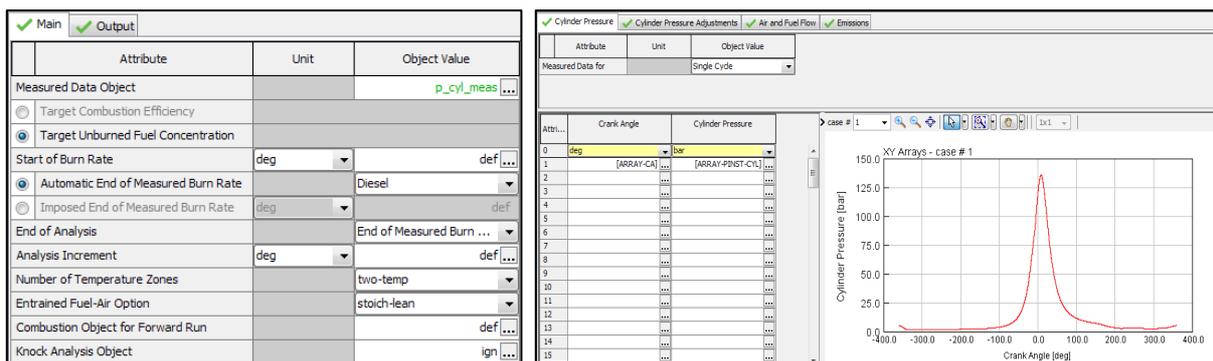


Figura 4.2. - Template *EngBurnRate* fornito da GT-POWER nella figura di sinistra, dettaglio della cartella in cui è possibile inserire la traccia di pressione ricavata sperimentalmente in funzione dell'angolo di manovella.

¹³ Le variabili RLT sono i risultati di un singolo ciclo motore, tipicamente rappresentano un valore massimo, minimo o medio.

5. METODOLOGIA

5.1. Introduzione

In questo capitolo vengono presentati i passi che sono stati effettuati per realizzare:

- la validazione del modello non predittivo;
- la validazione del modello predittivo;
- la calibrazione delle emissioni di ossidi di azoto;
- la costruzione del modello *Fast-Running*;
- la realizzazione delle prove in transitorio.

In particolare, partendo dal modello di motore fornito da FPT Industrial al quale sono state effettuate alcune modifiche sia a livello fisico che di impostazione dei parametri, come riportate nel capitolo 3, è stata inizialmente realizzata l'analisi TPA (*Three Pressure Analysis*) per ricavare i Burn Rate utilizzati per la validazione del modello non predittivo.

Dato che questi modelli non permettono di replicare il processo di combustione senza la presenza come input dei risultati sperimentali e dell'analisi TPA, è stata successivamente effettuata la calibrazione del modello predittivo *Di-Pulse* fornito da GT-Power.

Questo modello consente di prevedere il rilascio calore durante la combustione per ogni evento di iniezione e le emissioni di inquinanti di un motore diesel.

Successivamente, è stata effettuata la calibrazione delle emissioni di ossido di azoto.

Al termine di questa fase, è stato realizzato, partendo dal modello dettagliato predittivo, quello *Fast-Running* (FRM).

Tale modello è ottenuto dalla semplificazione di quello predittivo e permette di ridurre il tempo di simulazione di circa 10 volte.

Infine, sono state realizzate due simulazioni in transitorio sia con il modello predittivo che con il *Fast-Running*.

5.2. Three Pressure Analysis (TPA)

5.2.1. Generalità della TPA e set up del modello

Il metodo che è stato utilizzato per il calcolo del Burn Rate partendo dai dati di pressione sperimentale è la *Three Pressure Analysis* (TPA).

Per realizzare questa analisi è necessario fornire come input i valori di pressione ricavati sperimentalmente nei collettori di aspirazione e scarico e all'interno del cilindro.

Con la TPA è possibile condurre due tipi di analisi in condizioni stazionarie:

- a. *TPA steady*: in questo caso i dati delle misure di pressione sono riferiti al singolo ciclo o ad un valore medio. L'obiettivo principale di questa simulazione è quello di analizzare i risultati in modo da ottenere il Burn Rate per ogni ciclo e condizione operativa;

- b. *TPA multicycle*: a differenza della precedente i valori di pressione inseriti derivano dalla media di più cicli consecutivi, tipicamente 50. L'obiettivo di tale analisi è di valutare tutti i cicli motore per determinarne le variazioni del Burn Rate.
- [12]

Per realizzare una simulazione TPA è necessario impostare l'oggetto "*Cylinder Pressure Analysis*" del modello del cilindro pari a "*Analysis, Full Cycle (TPA)*".

La simulazione segue la seguente metodologia:

- per il primo ciclo viene creato un Burn Rate di tentativo e non viene realizzata l'analisi della pressione;
 - a partire dal secondo e per i successivi, la simulazione viene stoppata all'inizio di ogni ciclo dove è calcolato il Burn Rate in base alla massa di gas combusti intrappolata all'interno del cilindro, tipicamente all'istante di chiusura delle valvole di aspirazione (IVC), e al profilo di pressione misurato. Sia il profilo di iniezione che il coefficiente di scambio termico sono calcolati dal ciclo precedente a quello che si sta valutando;
 - la simulazione continua finché non viene raggiunta la convergenza.
- [12]

Il primo beneficio di questa simulazione è che le quantità intrappolate nel volume di spazio morto sono predette dalla simulazione, così come il quantitativo dei gas residui che rimangono in camera anche dopo lo scarico forzato. [12]

Per eseguire l'analisi TPA la guida fornita dalla Gamma Technologies consiglia di utilizzare un modello monocilindrico, come quello rappresentato in figura 5.1., in cui siano solamente presenti:

- valvole di aspirazione e scarico;
- iniettori;
- port di aspirazione e scarico;
- cranktrain.

[12]

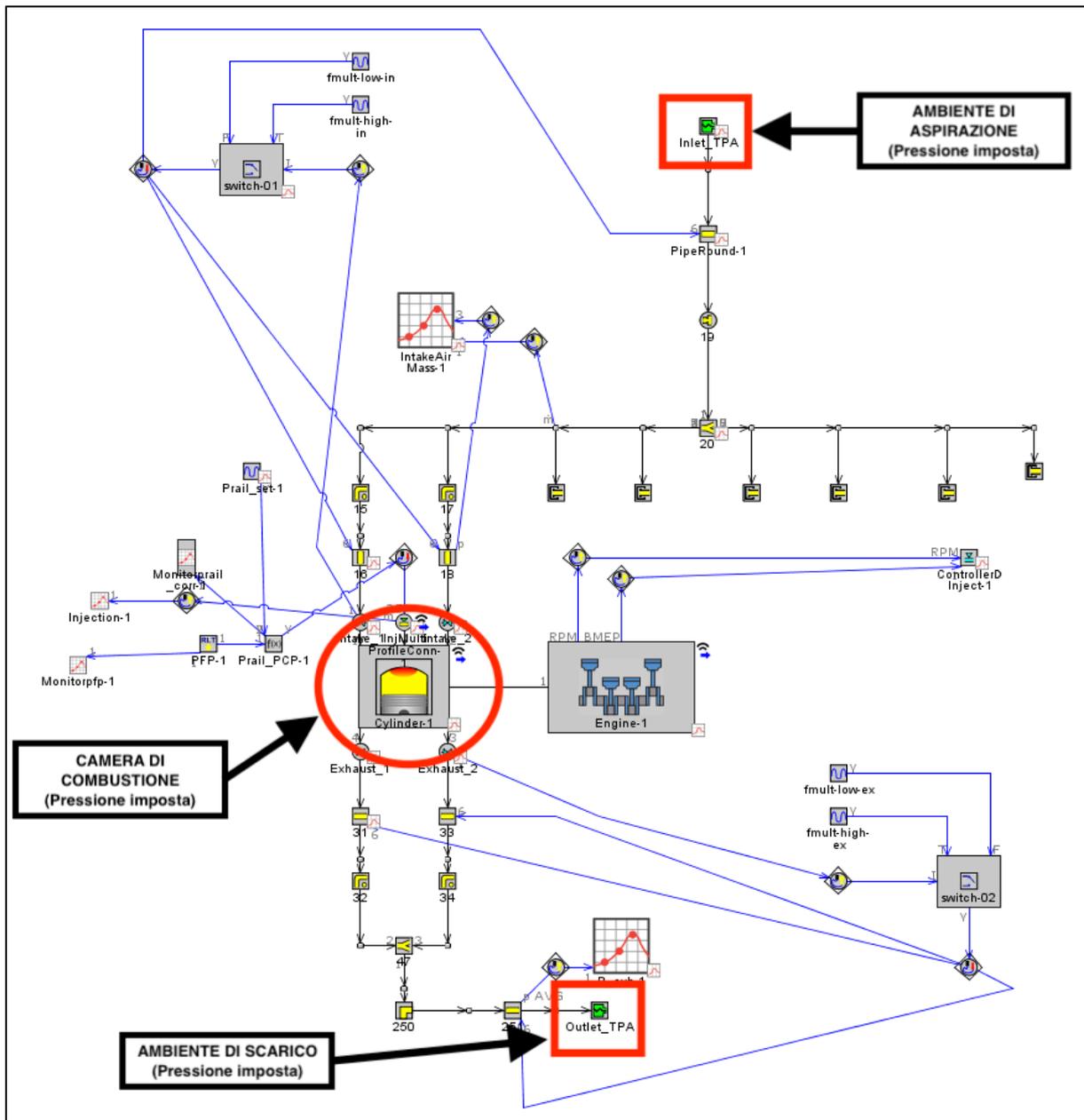


Figura 5.1. - Modello GT-POWER semplificato per l'analisi TPA in cui sono evidenziati gli ambienti in cui sono imposte le pressioni e il cilindro.

Si può notare dalla figura 5.1. che sono stati rimossi i circuiti EGR, il turbogruppo e lo scambiatore di calore principale (CAC) mentre è stato aggiunto il sistema di controllo che permette di imporre i "Friction Multipliers" nei condotti di aspirazione e scarico.

I dati necessari come input per l'analisi TPA sono:

- pressione e temperatura nel collettore di aspirazione;
- pressione e temperatura nel collettore di scarico;
- pressione all'interno del cilindro;
- frazione di EGR;
- profili di iniezione, SOI e quantità iniettate per ogni evento (pulse).

Inoltre, i dati di pressione devono essere filtrati, mediati e traslati prima di poter essere utilizzati per l'analisi TPA.

Il filtraggio, la media e la traslazione sono stati realizzati partendo dai dati di pressione rilevati dalle prove sperimentali eseguite da FPT Industrial e facenti riferimento a 50 cicli motore consecutivi.

Dato che sono stati rimossi il turbogruppo, il CAC e i sistemi di ricircolo dei gas combusti, è necessario che siano inclusi all'interno del modello i dati relativi alla pressione di sovralimentazione, alla temperatura dell'aria nel collettore di aspirazione e alla frazione di EGR ricircolata.

In particolare, sono stati utilizzati dei templates messi a disposizione da GT-Power chiamati "EndEnvironmentTPA" che permettono di imporre nell'ambiente di aspirazione:

- la pressione di sovralimentazione all'aspirazione all'intero di "Instantaneous Pressure";
- la temperatura dell'aria aspirata a valle dell'intercooler (CAC) in "Time-Averaged Temperature";
- la frazione e composizione dei gas combusti ricircolata in "EGR Fraction (Intake)".

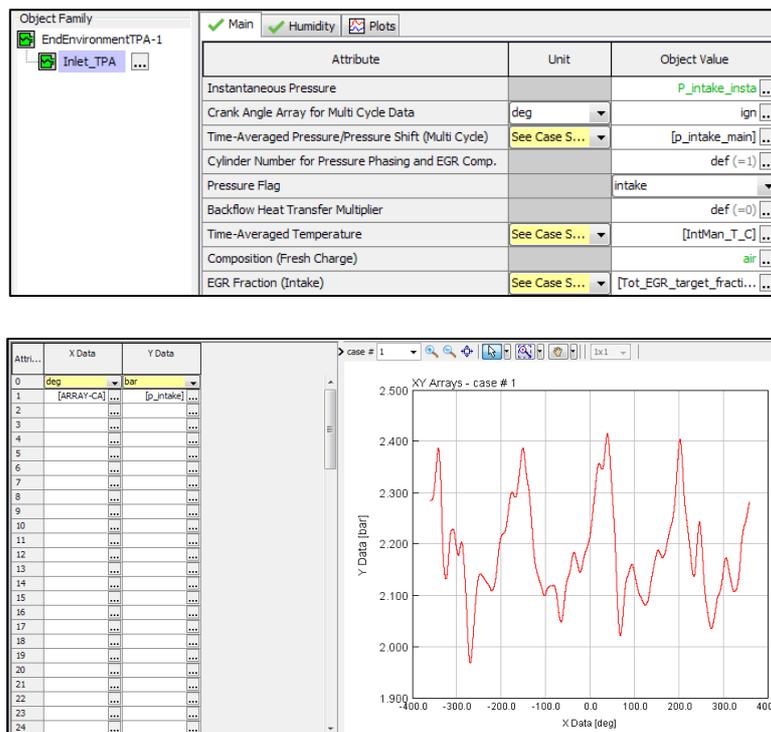


Figura 5.2. - Caratteristiche dell'ambiente di aspirazione ("IntakeEnvironmentTPA") nella simulazione TPA.

Facendo riferimento alla figura 5.2., sono rappresentate:

- nella figura superiore, la cartella main in cui possono essere inseriti i dati di pressione istantanea e media, temperatura e frazione di EGR ricircolata;
- in quella inferiore, il dettaglio della pressione istantanea nell'ambiente di aspirazione.

Questo template è stato anche utilizzato per imporre la pressione ricavata sperimentalmente nel collettore di scarico, necessaria per la realizzazione dell'analisi TPA.

Dato che la pressione all'aspirazione e allo scarico sono inserite tramite un elemento "ambiente", è necessario tenere conto dei fenomeni di fluttuazione nei condotti dovute alla riflessione dell'aria e dei gas di scarico riciccolati all'interno del collettore.

È possibile ridurre l'intensità di queste fluttuazioni in modo tale che la pressione all'interno dei collettori sia il più possibile vicino a quella misurata sperimentalmente.

Questo è reso possibile andando ad agire sui "*Friction Multipliers*" soltanto nei condotti direttamente collegati ai singoli elementi "*EndEnvironmentTPA*", come suggerito dalla guida fornita dalla Gamma Technologies. [12]

I "*Friction Multipliers*" sono dei coefficienti che tengono conto delle cadute di pressione dovute agli attriti tra il fluido e la superficie interna delle pareti. [12]

La guida fornita dalla Gamma Technologies consiglia di impostare tali coefficienti nel seguente modo:

- quando le valvole sono chiuse è necessario che i "*Friction Multipliers*" vengano aumentati ad un valore molto alto (per esempio 100) in modo tale da attenuare le fluttuazioni di pressione;
- quando le valvole sono aperte questi coefficienti devono essere impostati al loro valore di default, cioè 1.

[12]

Facendo riferimento alla figura 5.1., si può notare come sia necessario introdurre un sistema di controllo che permetta di variare i "*Friction Multipliers*" in relazione alla posizione delle valvole di aspirazione e scarico.

Tale sistema è costituito da:

- generatore di segnale per imporre i due valori costanti di questi coefficienti;
- switch che permette di variare il valore dei "*Friction Multipliers*" nei due condotti collegati con gli "*EndEnvironmentTPA*" a seconda della posizione delle valvole.

Ulteriori modifiche da effettuare rispetto al sistema di partenza, consigliate dalla guida fornita dalla Gamma Technologies, sono relative alle lunghezze di discretizzazione, al massimo intervallo temporale della simulazione e all'inizio del ciclo.

Queste variazioni permettono di minimizzare la possibilità di fluttuazioni non desiderate nel segnale di pressione generate dai componenti "*EndEnvironmentTPA*" e di ottenere una migliore corrispondenza tra i risultati di pressione dell'analisi e quelli sperimentali. [12]

Per quanto riguarda le lunghezze di discretizzazione, devono essere ridotte a circa la metà dei valori raccomandati, cioè 25% dell'alesaggio nel collettore di scarico e 20% dell'alesaggio in quello di aspirazione. [12]

Invece, il massimo intervallo temporale della simulazione deve essere posto pari a 0.25 gradi di angolo di manovella, mentre l'inizio del ciclo da cui parte l'analisi deve essere posizionato dopo la chiusura della valvola di aspirazione e prima dell'inizio della combustione (in questo caso 120° di angolo di manovella). [12]

L'analisi è stata realizzata su tutti e 103 i punti motori presenti nella mappa.

5.2.2. Verifica dei dati sperimentali

Prima di procedere con l'analisi TPA è necessario effettuare una verifica dei dati sperimentali ottenuti dal banco prova in quanto influenzano direttamente i risultati delle simulazioni.

Gli errori più comuni che si possono riscontrare durante l'acquisizione dei dati sono:

- I. Encoder Error;
- II. Pegging Error.

I. Encoder Error

L'*Encoder Error* viene definito come l'errore di fasatura tra il segnale di pressione in camera e quello proveniente dalle misurazioni dell'encoder rispetto all'angolo di manovella.

L'encoder è un trasduttore di posizione utilizzato per fornire informazioni sulla posizione angolare dell'albero motore in rotazione intorno al proprio asse.

È solitamente dotato di 360 denti in modo da poter effettuare acquisizioni angolari con tipicamente una risoluzione di 1°.

I motori sono solitamente dotati di un encoder necessario per determinare la posizione angolare dell'albero a gomiti durante un ciclo.

Attraverso questo componente è possibile correlare i segnali acquisiti sperimentalmente, come quello di pressione, in base all'angolo di manovella all'interno del cilindro.

In letteratura sono presenti due metodi per determinare un sospetto errore di fasatura:

- tramite un sensore installato nella testa motore che produce un segnale di tensione proporzionale allo spostamento del pistone;
- facendo riferimento al ciclo in trascinato¹⁴.

In questo secondo caso è possibile utilizzare un ciclo di pressione senza combustione per determinare la posizione esatta del punto morto superiore (PMS) come quel valore di angolo di manovella a cui corrisponde il picco massimo di pressione.

Nei motori a combustione interna tradizionali, la posizione del picco massimo di pressione dovrebbe essere nell'intorno di 0,5 – 1 grado prima del punto morto superiore a causa delle perdite per scambi termici verso l'esterno.

Facendo riferimento ai dati forniti da FPT Industrial relativi ad un ciclo in trascinato, che presentano una risoluzione di 1 grado di angolo di manovella, è stato determinato l'*Encoder Error*.

¹⁴ Corrisponde ad un ciclo senza combustione in cui lo stantuffo viene trascinato da un motore elettrico che viene collegato all'albero motore.

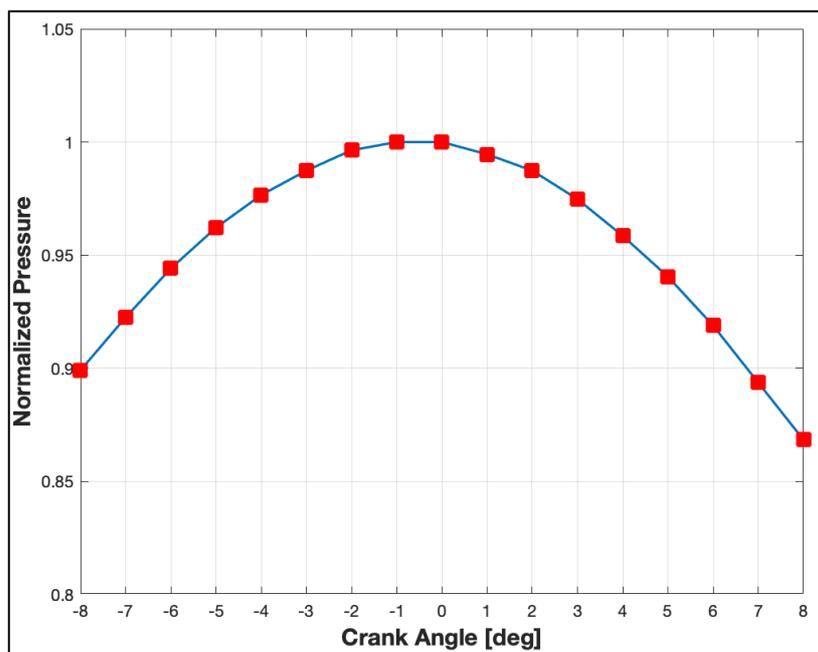


Figura 5.3. - Dettaglio del segnale di pressione acquisito nell'intorno del PMS in funzione dell'angolo di manovella.

In particolare, si può notare dalla figura 5.3. come il picco di pressione raggiunto in camera sia compreso tra -1° e 0° di angolo di manovella prima del punto morto superiore.

Dato che non sono stati forniti i valori di sfasamento dovuti al calettamento dell'encoder, è stato determinato il valore dello shift angolare da applicare ai segnali di pressione in base ai risultati dell'analisi TPA.

Infatti, sono state effettuate delle simulazioni per valori di sfasamento compresi tra 0.3° e 0.8° ed in base al numero di errori ottenuto dall'analisi TPA è stato scelto il valore ottimale.

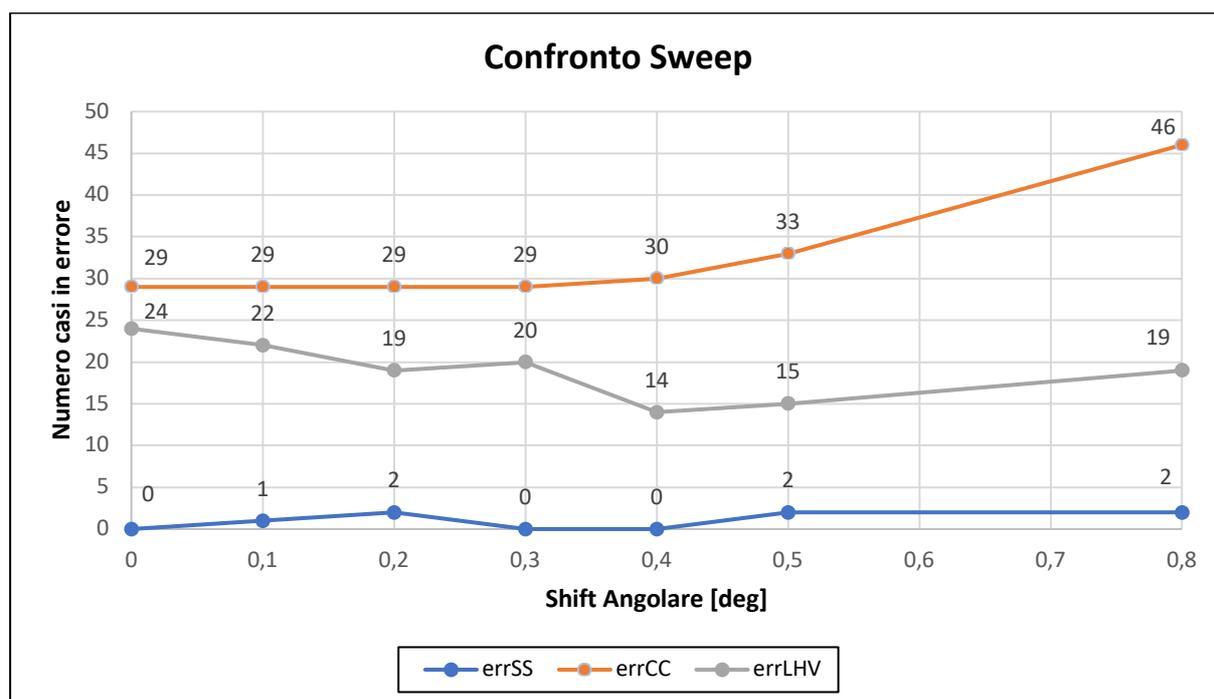


Figura 5.4. - Grafico in cui sono riportati il numero ed il tipo di errori ottenuti dall'analisi TPA in base al valore di Angular Shift.

Si può notare dalla figura precedente come i principali errori forniti dall'analisi siano:

- *errore Steady state (errSS)¹⁵*;
- *errore LHV Multiplier (errLHV)*;
- *numero di consistency checks (errCC)*.

Dal grafico precedente si può notare come il caso con shift angolare di 0.4° prima del PMS generi il minor numero di errori dall'analisi TPA.

II. Pegging Error

Il secondo errore da valutare è relativo allo shift verticale da applicare al segnale di pressione ricavato in camera.

Solitamente per la misura della pressione in camera viene utilizzato un trasduttore di pressione piezoelettrico il cui principio di funzionamento si basa sulla generazione di un segnale di tensione proporzionale ad una differenza di pressione. [1]

A causa delle capacità e delle resistenze parassite che provocano una progressiva variazione del segnale di tensione anche in presenza di un livello di pressione costante, i sensori piezoelettrici non sono in grado di misurare la pressione in termini assoluti, ma soltanto in presenza di rapide variazioni che avvengono in tempi tali da poter trascurare i cambiamenti di tensione. [1]

È necessario determinare l'offset complessivo del segnale di pressione in quanto ha un'influenza diretta su alcuni parametri come il Burn Rate e la frazione di massa bruciata.

$$p(\theta) = p_{mis}(\theta) + Offset \quad (5.1)$$

dove:

- p_{mis} : pressione misurata;
- θ : angolo di manovella.

Sono presenti due metodi principali per determinare un errore di pegging:

- **metodo della politropica di compressione**: utilizzato per i motori ad iniezione diretta in camera. Mediante questo metodo la corsa di compressione viene approssimata con una politropica con esponente molto vicino al rapporto tra i calori specifici dell'aria, pari a 1.4 a 300 K e a circa 1.33 a 1000 K; [1]
- **metodo a punto fisso**: in questo caso l'offset può essere calcolato facendo riferimento alla pressione nel collettore di aspirazione o di scarico. Solitamente si preferisce usare la pressione nel collettore di aspirazione. Se si trascurano le perdite fluidodinamiche sulle valvole, allora la pressione in camera durante la fase di apertura delle valvole di aspirazione dovrebbe essere simile a quella nel collettore. Generalmente il calcolo dell'offset viene effettuato in una finestra angolare compresa tra 20° PPMI (prima del punto morto inferiore) e 20° DPMI (dopo il punto morto inferiore). Una volta determinato tale valore, l'offset dovrebbe essere di circa 200 mbar. [1]

¹⁵ Errore relativo al raggiungimento della condizione di stazionarietà del punto motore.

In aggiunta, GT-Power realizza automaticamente uno shift verticale delle pressioni inserite nel modello in modo da ottenere la miglior corrispondenza tra la traccia sperimentale e quella simulata.

Questa opzione è raccomandata dalla guida quando si esegue un'analisi delle pressioni in camera come la TPA.

In questo caso il software calcola l'offset sui primi 10° di angolo di manovella a partire dall'inizio del ciclo, che per la TPA è impostato poco dopo la chiusura delle valvole di aspirazione. [12]

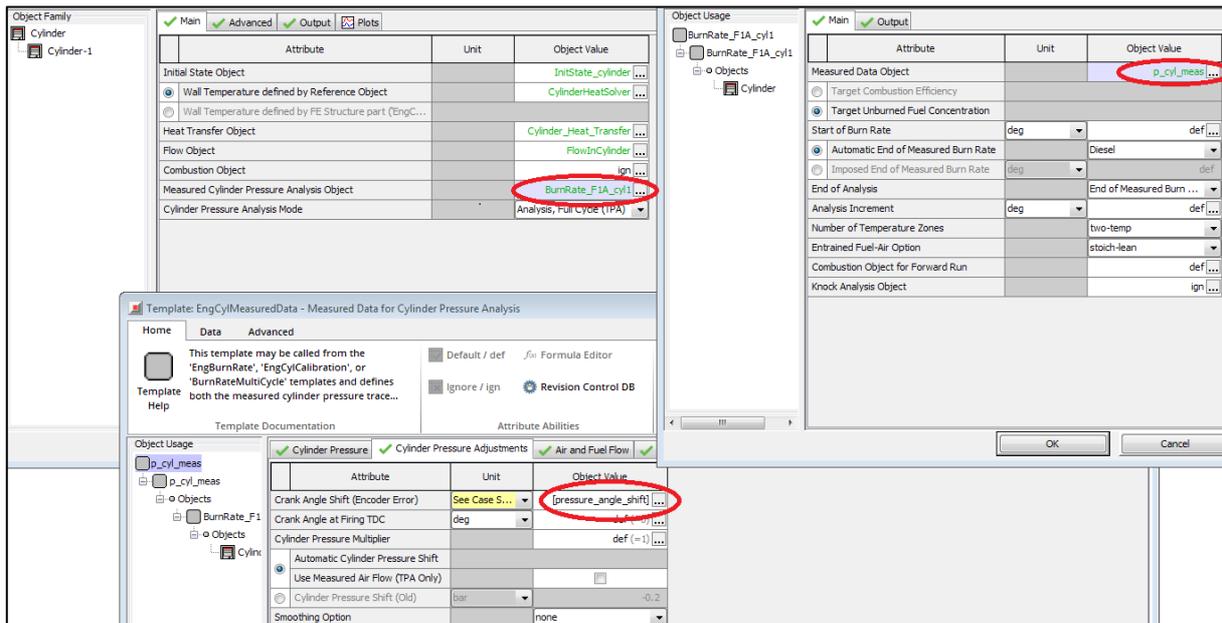


Figura 5.5. - Impostazione nel modello del cilindro dello shift angolare e dell'offset sul segnale di pressione in camera.

In questa attività è stato utilizzato il metodo a punto fisso per traslare le pressioni rilevate in camera a cui si somma il contributo applicato automaticamente dal software GT-Power.

5.2.3. Consistency checks

Quando viene effettuata una simulazione di analisi TPA, il software GT-Power fornisce come output dei "Consistency Checks", cioè dei controlli sui dati di input.

Questo deriva dal fatto che ci sono sempre alcuni errori nel calcolo del Burn Rate a causa di semplificazioni, inaccurately e/o assunzioni nel modello, oltre che possibili imperfezioni nell'acquisizione delle pressioni sperimentali. [12]

I principali "Consistency Checks", forniti come output dalla simulazione, sono:

- **Compression Slope:** la pendenza della curva di compressione nel diagramma $\log P - \log V$ dovrebbe essere circa costante e vicina a quella calcolata utilizzando l'esponente della politropica riferita ai gas combusti intrappolati. In realtà, questa pendenza dovrebbe leggermente diminuire quando il pistone si avvicina al punto morto superiore, dove le temperature dei gas sono maggiori a causa della compressione. Inoltre, la presenza di

gas residui o riciccolati dovrebbe ridurre questo fattore. Quindi, grazie a questo “Consistency Check” è possibile valutare eventuali errori di fasatura del segnale di pressione rispetto all’angolo di manovella;

- **Cumulative burn during compression:** durante la corsa di compressione, il Burn Rate viene calcolato a partire dal designato punto di inizio dell’analisi: in questo periodo non dovrebbe esserci combustibile che brucia. Se durante questa fase è presente la combustione, viene restituito un errore quando la quantità di combustibile bruciato supera il 2% di quella totale;
- **Fraction of Fuel Injected Late (missing fuel fraction):** se in qualsiasi momento prima o durante l’evento di iniezione non è presente abbastanza combustibile per supportare il Burn Rate, il quantitativo mancante è integrato su tutto il ciclo. In questo caso viene restituito un errore se tale frazione supera il 2%;
- **Large LHV multiplier:** LHV (Lower Heating Value) multiplier fornisce un’indicazione dell’errore cumulato nel calcolo del Burn Rate. Infatti, a causa delle imperfezioni che possono essere presenti nell’impostazione del modello, la quantità di combustibile disponibile nel cilindro non corrisponde perfettamente a quella necessaria per ottenere la frazione di massa bruciata prevista. Per evitare questo problema, il software GT-Power regola il contenuto energetico del combustibile (LHV) in modo da avvicinare il più possibile il target di efficienza della combustione o della frazione di combustibile bruciata. Se le modifiche che vengono effettuate sull’LHV multiplier superano il 5% viene restituito un errore.

[12]

Quando è presente uno di questi errori, GT-Power fornisce come output 0, mentre se l’analisi è andata a buon fine restituisce 1.

5.2.4. Risultati analisi TPA

Una volta impostato il modello ed effettuata la verifica dei dati sperimentali, è stata completata l’analisi TPA, che ha fornito degli errori in alcuni punti motore.

Il numero e il tipo di “Consistency Checks” forniti dall’analisi sono riportati nella tabella 5.1.

ERRORI ANALISI TPA	
Numero punti con Consistency Check pari a 0	30
Numero errori LHV Multiplier	14
Numero errori Non Zero Cumulative Burn During Compression	10
Numero errori Missing Fuel Fraction	7

Tabella 5.1. - Numero e tipo di errori ottenuti dall’analisi TPA: in un punto motore si è verificato un errore sia di “Missing Fuel Fraction” che di “Non Zero Cumulative Burn During Compression”.

Nelle seguenti figure sono presentati i punti nella mappa motore in cui si sono verificati gli errori elencati nella tabella 5.1.

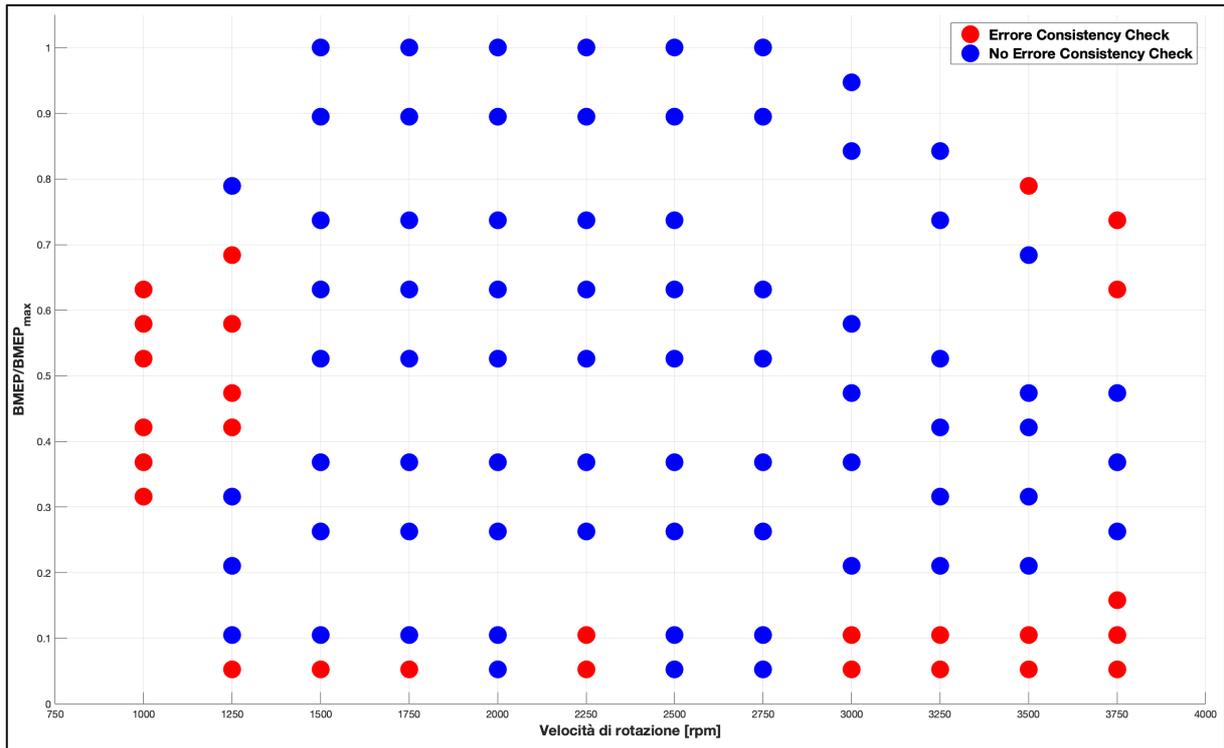


Figura 5.6. - Mappa punti motore con errore Consistency Check.

Si può notare dalla figura 5.6. come la maggior parte dei punti che hanno fornito un “Consistency Check” pari a 0 sono distribuiti a 1000 rpm e ad alto regime di rotazione e basso carico.

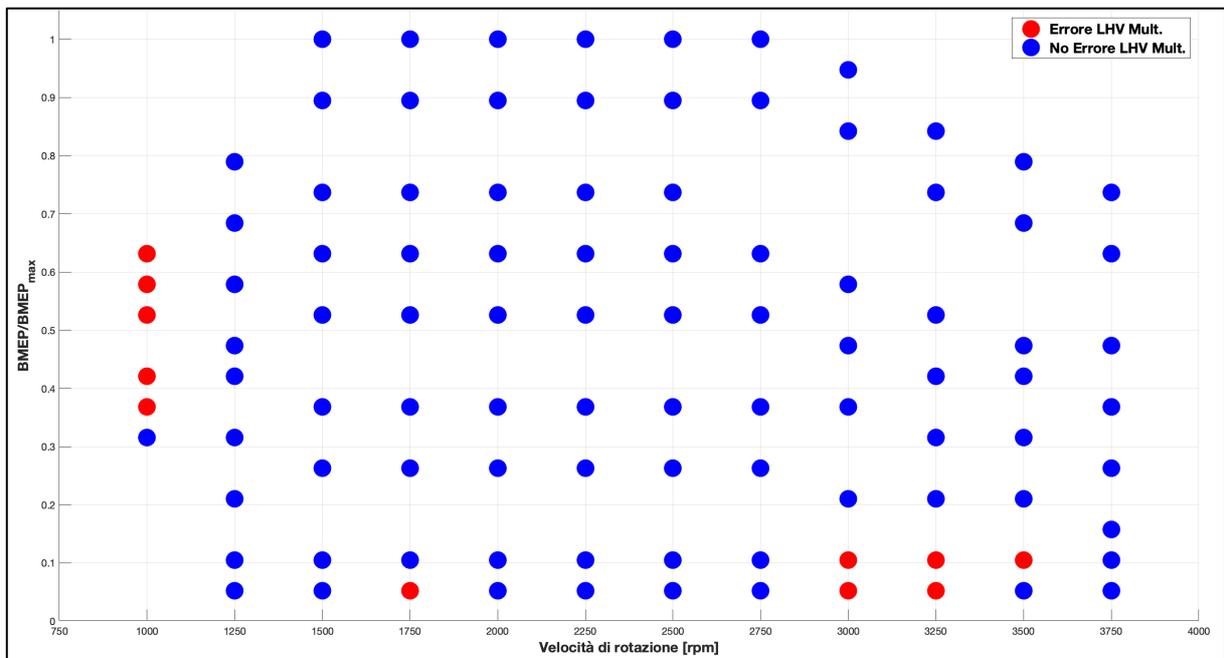


Figura 5.7. - Mappa punti motore con errore LHV multiplier.

Facendo riferimento alla figura 5.7. si può notare come i punti evidenziati con errore di LHV Multiplier siano soltanto 11 a causa della sovrapposizione dei punti 12, 67, 79 e 91.

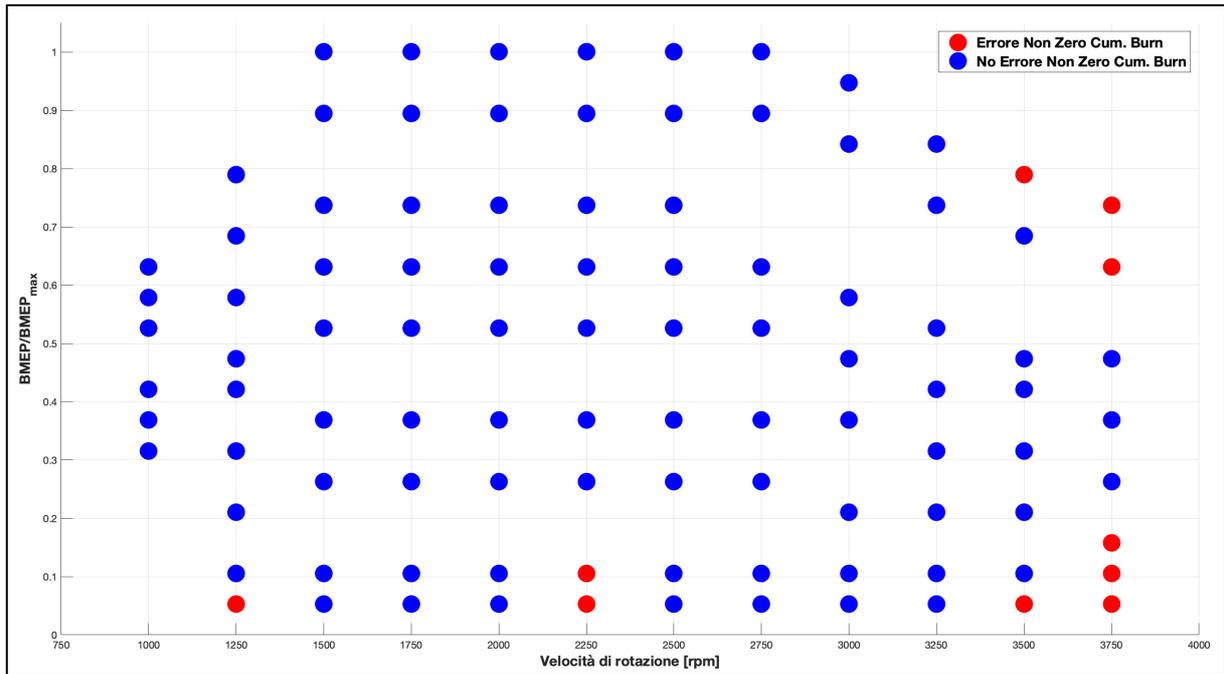


Figura 5.8. - Mappa punti motore con errore di Non Zero Cumulative Burn During Compression.

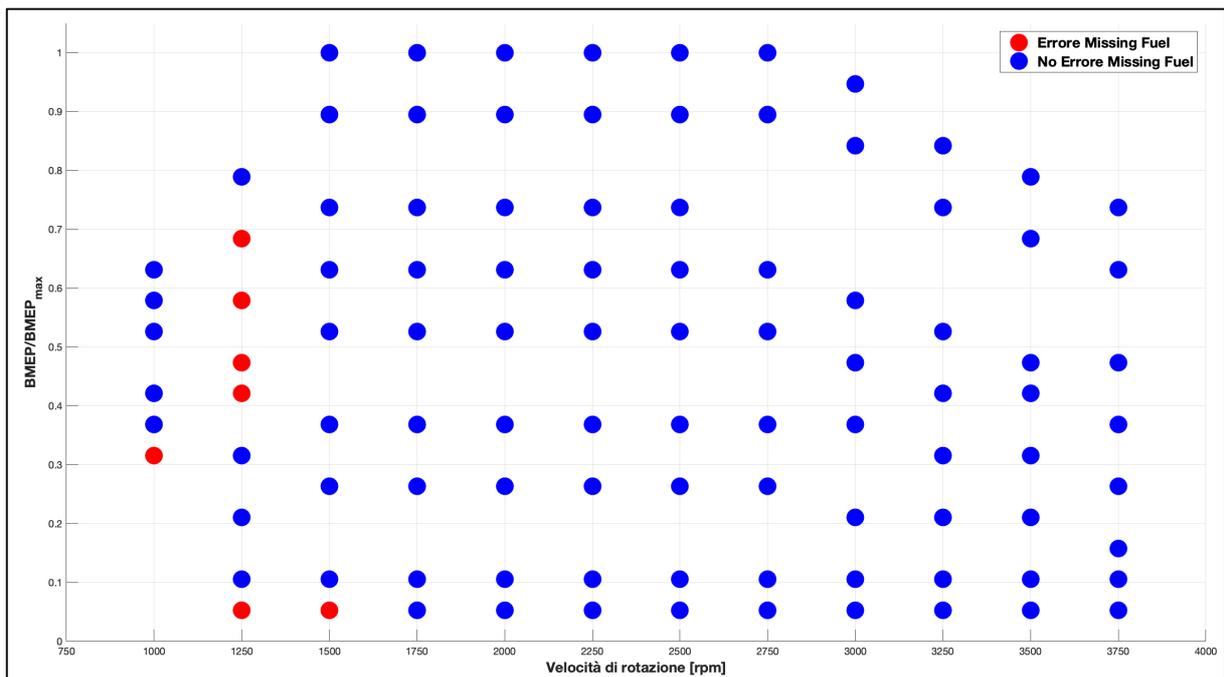


Figura 5.9. - Mappa punti motore con errore di Missing Fuel.

Facendo riferimento alle mappe motore precedenti si può notare come gli errori di:

- *LHV Multiplier* siano concentrati nella zona a bassa velocità di rotazione ed in quella ad alto regime e basso carico;
- *Non Zero Cumulative Burn During Compression* si verificano principalmente alle alte velocità di rotazione;
- *Missig Fuel Fraction* si manifestano principalmente ai bassi regimi di rotazione.

5.3. Modello non predittivo

Sono disponibili diversi modelli non predittivi messi a disposizione dal software GT-Power, ma quello che è stato utilizzato è l'“*Engine Cylinder Combustion Profile*”, il quale permette di imporre come input il profilo del Burn Rate ricavato dall'analisi TPA.

Questo modello risulta essere molto versatile, con tempi di calcolo brevi e può essere utilizzato per qualsiasi tipo di combustibile e sistema di iniezione all'interno del cilindro.

[12]

Main Advanced Output		
Attribute	Unit	Object Value
Initial State Object		InitState_cylinder ...
<input checked="" type="radio"/> Wall Temperature defined by Reference Object		CylinderHeatSolver ...
<input type="radio"/> Wall Temperature defined by FE Structure part (EngC...		
Heat Transfer Object		Cylinder_Heat_Transfer ...
Flow Object		FlowInCylinder ...
Combustion Object		CombustionRate ...
Measured Cylinder Pressure Analysis Object		ign ...
Cylinder Pressure Analysis Mode		off

Figura 5.10. - Template in cui vengono inseriti gli Engine Burn Rates ricavati dall'analisi TPA all'interno del cilindro.

Main Options Advanced Combustion Rate		
Attribute	Unit	Object Value
Start of Combustion		[SOC] ...
Profile Type		rate
Interpolation Method		linear
Normalize Combustion Profile		<input checked="" type="checkbox"/>
Fraction of Fuel Burned	fraction	def (=1) ...

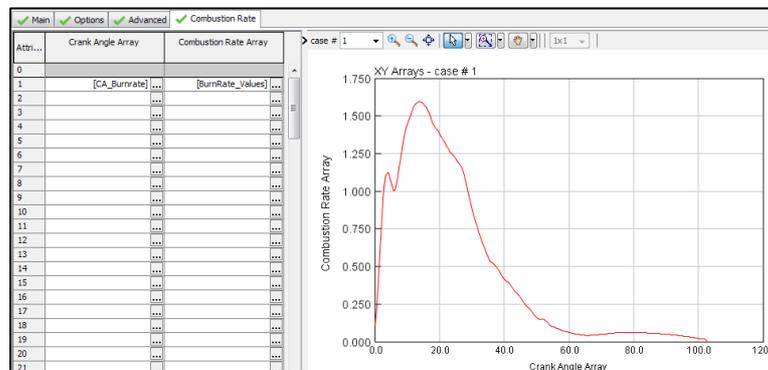


Figura 5.11. - Sono rappresentate la cartella main del template EngCylCombProf, sopra, e quella Combustion Rate, sotto.

Si può notare dalla figura 5.11., come è possibile imporre i SOC (*Start Of Combustion*) ed il Burn Rate rispetto all'angolo di manovella ricavati dai risultati dall'analisi TPA. Queste due grandezze sono definite per ogni punto all'interno del *Case Setup* della simulazione.

Per la validazione del modello non predittivo è stato effettuato un confronto con i risultati dei principali parametri prestazionali del motore ottenuti sperimentalmente.

5.4. Calibrazione modello predittivo

5.4.1. Caratteristiche generali calibrazione del modello di combustione Di-Pulse

La calibrazione del processo di combustione predittivo e delle emissioni di ossidi di azoto è stata effettuata grazie all'utilizzo dell'ottimizzatore IDO (*Integrated Design Optimizer*) e del modello Di-Pulse (*Direct-Injection Diesel Multi-Pulse*) messi a disposizione dal software GT-Power.

La calibrazione del modello di combustione predittivo si basa sulla determinazione di quattro parametri che permettono di prevedere il processo di combustione:

- *Entrainment Rate Multiplier*;
- *Ignition Delay Multiplier*;
- *Premixed Combustion Rate Multiplier*;
- *Diffusion Combustion Rate Multiplier*.

Per poter effettuare la calibrazione del Di-Pulse è stato utilizzato un modello di motore monocilindrico ulteriormente semplificato rispetto a quello utilizzato per l'analisi TPA, che permette di ridurre notevolmente il tempo di calcolo.

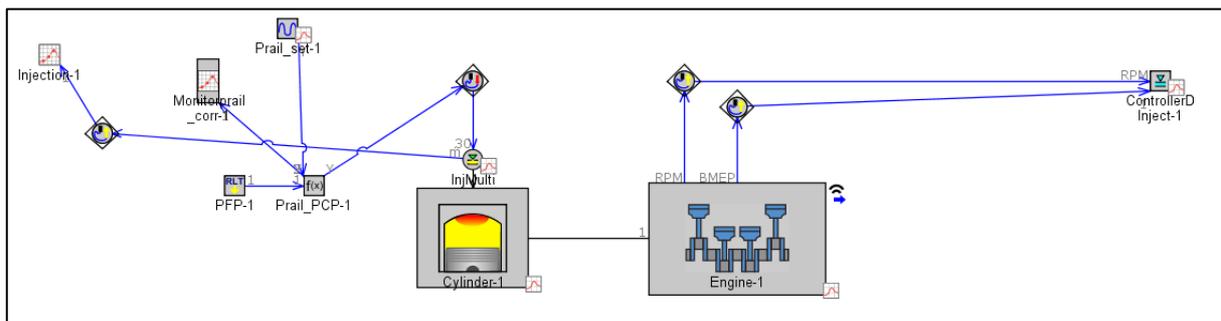


Figura 5.12. - Modello di motore monocilindrico utilizzato per la calibrazione del Di-Pulse.

Infatti, si può notare dalla figura 5.12. come in questo modello siano stati rimossi:

- collettori di aspirazione e scarico;
- ambienti di aspirazione e scarico;
- sistema di controllo che permette di variare i *Friction Multipliers* a seconda che le valvole siano aperte o chiuse.

Per effettuare la calibrazione del modello Di-Pulse sono richiesti:

- un minimo di 25 punti operativi distribuiti all'interno della mappa motore;
- i risultati dell'analisi TPA o CPOA;
- profili di iniezioni dettagliati, in termini di quantità di combustibile ed injection timing per ogni pulse;
- grado di EGR;
- portate di aria e combustibile all'interno del cilindro;
- emissioni misurate all'uscita motore.

[12]

Per la calibrazione del modello predittivo sono stati utilizzati soltanto i punti motore che presentavano una dosatura relativa minore di 1.2, valore al di sotto del quale si genera un'elevata fumosità allo scarico ed un funzionamento del turbogruppo in una zona di bassa efficienza.

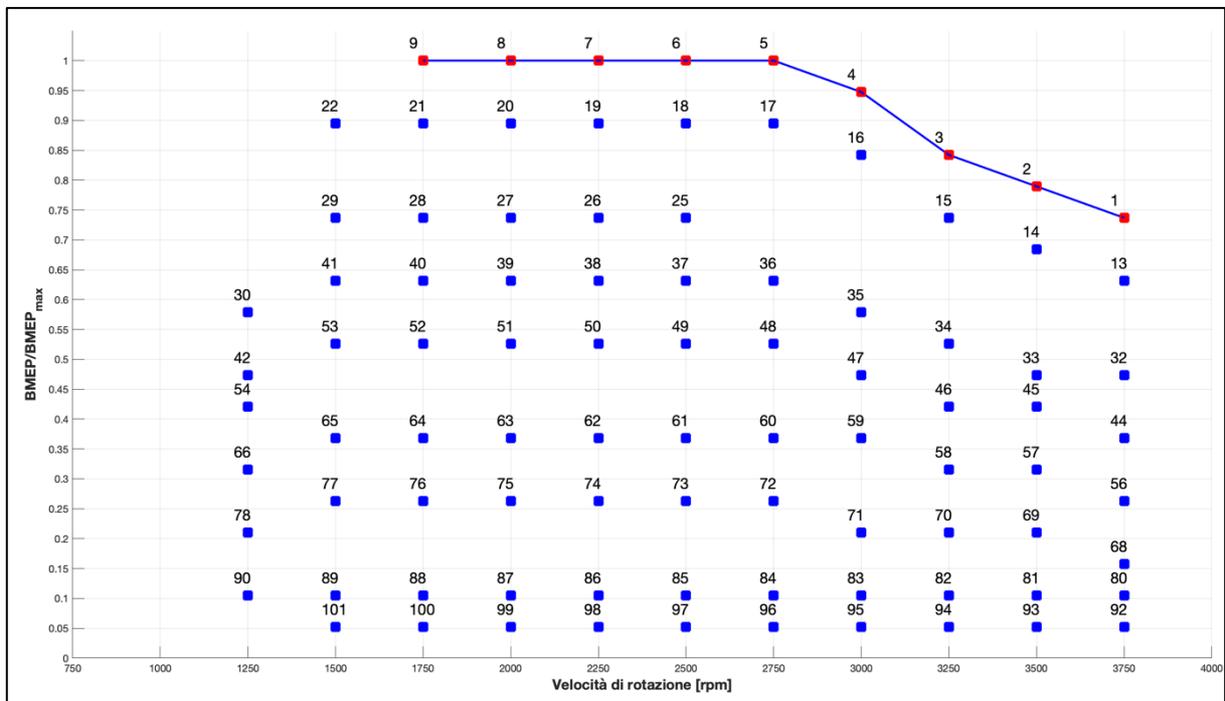


Figura 5.13. - Mapa punti motore utilizzati per la calibrazione del Di-Pulse.

In questo modo i punti per la calibrazione sono stati ridotti da 103 a 91.

Si può notare dalla figura 5.13., come la maggior parte dei punti che sono stati rimossi si trovi ad una velocità di rotazione di 1000 rpm.

5.4.2. Procedura di calibrazione del modello DI-Pulse

Per la calibrazione del modello di combustione predittivo sono stati realizzati i seguenti passi:

- 1) impostazione del modello di combustione Di-Pulse e dell'ottimizzatore IDO;
- 2) ottimizzazione dei parametri del modello Di-Pulse che permettono di minimizzare l'errore quadratico medio tra il Burn Rate misurato (dai risultati della TPA) e predetto;
- 3) calibrazione del modello predittivo;
- 4) confronto tra i risultati del modello predittivo e di quello non predittivo.

Per prima cosa, per eseguire questa calibrazione è necessario utilizzare il template "EngCylCombDiPulse" all'interno del "Combustion Object" ed inserire gli andamenti del Burn Rate ricavati dall'analisi TPA in "Measured Cylinder Pressure Analysis Object", come mostrato in figura 5.14.

Attribute	Unit	Object Value
Initial State Object		cylinit ...
<input checked="" type="radio"/> Wall Temperature defined by Reference Object		CylinderHeatSolver ...
<input type="radio"/> Wall Temperature defined by FE Structure part (EngC...		
Heat Transfer Object		Cylinder_Heat_Transfer ...
Flow Object		FlowInCylinder ...
Combustion Object		DIPulseTorino ...
Measured Cylinder Pressure Analysis Object		BurnRate_F1A_cyl1 ...
Cylinder Pressure Analysis Mode		Calibration, Closed Volu... ▼

Figura 5.14. - Impostazione dei parametri nel modello del cilindro per la calibrazione del modello Di-Pulse.

Inoltre, è necessario effettuare alcune modifiche al modello di cilindro precedentemente utilizzato, in accordo con quanto suggerito dalla guida fornita dal programma:

- utilizzo del template "EngCylCombDiPulse" chiamato "DiPulse" all'interno del "Combustion Object". Attraverso questo modello è possibile impostare i valori che l'ottimizzatore deve calibrare per prevedere il processo di combustione.

Attribute	Unit	Object Value
Model Version		v2017 ▼
Entrainment Rate Multiplier		[entrained] ...
Ignition Delay Multiplier		[igndelay] ...
Premixed Combustion Rate Multiplier		[premix] ...
Diffusion Combustion Rate Multiplier		[diffusion] ...

Figura 5.15. - Parametri utilizzati per la calibrazione del modello Di-Pulse ed inseriti nel template "EngCylCombDiPulse".

- creazione di un *“Initial State Object”* che permette di impostare:
 - caratteristiche dell’aria aspirata come la pressione, la temperatura e le percentuali di ossigeno e azoto;
 - efficienza volumetrica;
 - rapporto di intrappolamento dell’aria;
 - tipo di combustibile utilizzato;
 - frazione di combustibile intrappolata in camera;
 - frazione di vapori di combustibile intrappolata in camera;
 - frazione di gas residui.
 Questi parametri, ad eccezione delle caratteristiche dell’aria aspirata e del combustibile iniettato, devono essere presi dai risultati dell’analisi TPA;

- nella cartella *“Flow Object”* sono stati inseriti i parametri di turbolenza nel cilindro ricavati dai risultati dell’analisi TPA;

- nella voce *“Cylinder Pressure Analysis Mode”* è stato inserito *“Calibration, Closed Volume (M+P)”*. In questo modo viene eseguita un’analisi rispetto ad un volume chiuso senza includere gli scambi termici da parte dei gas.
 In questo caso il modello effettua una comparazione tra la pressione nel cilindro ed il Burn Rate sperimentali con quelli ottenuti del modello predittivo.

Una volta terminata l’impostazione dei parametri per la calibrazione, il software genera un modello separato rispetto a quello di partenza della TPA.

5.4.3. Impostazione dell’ottimizzatore IDO

A questo punto, prima di poter iniziare la simulazione, è necessario impostare l’ottimizzatore IDO (*Integrated Design Optimizer*).

Il principio di funzionamento di questo ottimizzatore si basa sulla ricerca di un ottimo output variando uno o più parametri di input. In particolare, l’ottimizzatore lavora seguendo i seguenti passi:

- 1) viene eseguita la simulazione;
- 2) vengono valutati i risultati;
- 3) usa un algoritmo con cui aggiorna i parametri da ottimizzare;
- 4) riesegue la simulazione.

Tale processo è ripetuto fino a quando non è trovato il valore ottimale seguendo il criterio di convergenza imposto o finché non è raggiunto il massimo numero di tentativi definiti dall’utente.

L’ottimizzatore richiede come input i valori iniziali dei parametri da calibrare ed i rispettivi intervalli di variazione.

I valori iniziali vengono utilizzati come input con cui l’ottimizzatore esegue la prima simulazione: successivamente, ne realizza altre due impostando prima i valori massimi e poi quelli minimi di questi parametri.

Solo a partire dalla quarta simulazione i parametri vengono variati in base ai risultati delle simulazioni precedenti per raggiungere la convergenza.

In queste simulazioni, l'obiettivo dell'ottimizzatore è quello di trovare i parametri che permettano di ottenere la migliore corrispondenza tra il Burn Rate misurato, ottenuto dall'analisi TPA, e quello predetto.

Per raggiungere tale obiettivo, la guida della Gamma Technologies consiglia di impostare l'ottimizzatore in modo tale da trovare il set dei 4 valori che permettono di ricavare i valori più piccoli della variabile RLT "Improved Burn Rate RMS Error (Meas vs Pred)" su tutti i punti motore in esame. [12]

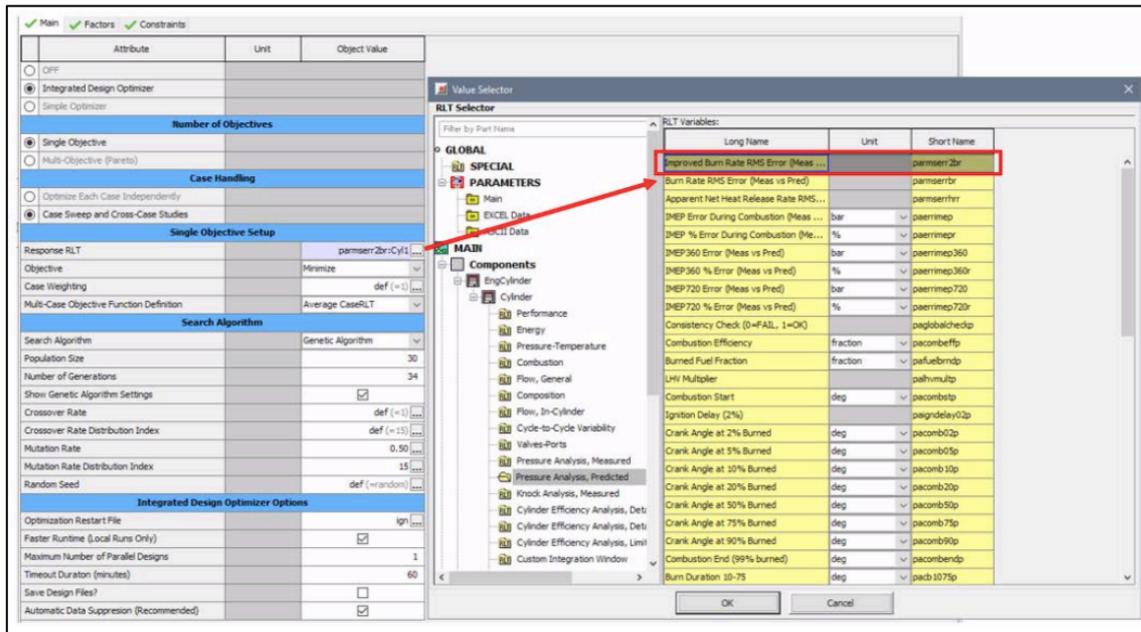


Figura 5.16. - Impostazione dell'ottimizzatore IDO. [12]

Tale variabile rappresenta l'errore quadratico medio tra il Burn Rate ricavato dai dati dell'analisi TPA e quello ottenuto dal modello predittivo ed è definito nel seguente modo:

$$Burn\ Rate\ RMS\ Error = \sqrt{\frac{(LHV_{sim} \cdot BR_{sim} - BR_{exp})^2 dt}{t_f - t_0}} \quad (5.2)$$

dove:

- LHV_{sim} : rappresenta il potere calorifico inferiore ricavato dalla simulazione;
- BR_{sim} : Burn Rate simulato;
- BR_{exp} : Burn Rate ricavato dal modello predittivo;
- t_f : istante in cui viene bruciato il 90% del combustibile;
- t_0 : istante in cui si avvia la combustione (SOC).

Si può notare dall'espressione precedente come questo errore quadratico medio sia calcolato nell'intervallo angolare compreso tra l'inizio ed il raggiungimento del 90% della combustione.

In particolare, l'ottimizzatore in questione utilizza un algoritmo genetico le cui caratteristiche sono definite dalla guida fornita dal software tali da minimizzare l'errore tra il Burn Rate misurato e quello predetto.

CARATTERISTICHE ALGORITMO GENETICO	
Dimensione della popolazione	30
Numero di generazioni	34
Mutation Rate	0.5
Mutation Rate Index Distribution	15

Tabella 5.2. - Caratteristiche dell'algoritmo genetico utilizzato dall'ottimizzatore. [12]

Una volta impostato l'ottimizzatore, è possibile definire i range di variazione dei parametri utilizzati per la calibrazione del modello Di-Pulse.

PARAMETRI CALIBRAZIONE DI PULSE		
	Minimo	Massimo
Entrainment Rate Multiplier	0.95	2.80
Ignition Delay Multiplier	0.30	1.70
Premixed Combustion Rate Multiplier	0.05	2.50
Diffusion Combustion Rate Multiplier	0.40	1.40

Tabella 5.3. - Range di variazione dei parametri per la calibrazione del modello Di-Pulse. [12]

Anche questi range di variazione sono definiti dalla guida fornita dalla Gamma Technologies. [12]

È possibile impostare questi valori all'intero della cartella "Factors" dell'ottimizzatore, come visibile in figura 5.17.

<input checked="" type="checkbox"/> Main <input checked="" type="checkbox"/> Factors <input checked="" type="checkbox"/> Constraints						
Attribute	Unit	1	2	3	4	
Factor		entrained ...	igndelay ...	premix ...	diffusion ...	
Case Handling		Sweep	Sweep	Sweep	Sweep	
<input type="radio"/> Range		15.0				
<input checked="" type="radio"/> Lower Limit		0.95 ...	0.3 ...	0.05 ...	0.4 ...	
<input type="radio"/> Upper Limit		2.8 ...	1.7 ...	2.5 ...	1.4 ...	
Integers Only		<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	

Figura 5.17. - Impostazione all'interno dell'ottimizzatore dei parametri da variare nella simulazione.

5.4.4. Simulazioni realizzate per la calibrazione del modello Di-Pulse

L'ottimizzatore IDO permette di realizzare due simulazioni differenti per ricavare i quattro parametri da calibrare:

- *"Sweep" parameters o single-set*: in questa situazione l'ottimizzatore fornisce quattro valori ottimali adatti per tutti i punti motore inclusi nell'analisi;
- *"Independent" parameters*: in cui l'ottimizzatore fornisce i quattro valori della calibrazione per ogni punto operativo.

Al termine delle simulazioni sono stati valutati gli errori, rispetto ai risultati dell'analisi TPA, relativi alla IMEP (*Indicated Mean Effective Pressure*), baricentro della combustione (MFB 50, *50% Mass Fuel Burn*) e pressione di picco in camera (PFP).

In particolare, sono stati considerati accettabili gli errori compresi all'interno degli intervalli indicati nella tabella 5.4.

RANGE ERRORE PARAMETRI CALIBRAZIONE DI PULSE	
IMEP [%]	± 5
MFB 50 [deg]	$\pm 2^\circ$
PFP (Peak Firing Pressure) [bar]	± 5

Tabella 5.4. - Range errori entro i quali sono accettabili i risultati ottenuti dal modello predittivo rispetto a quelli del modello non predittivo.

Per quanto riguarda l'inserimento di tali valori all'interno del modello, le due simulazioni presentano le seguenti caratteristiche:

- i quattro valori ottenuti dalla calibrazione *"Sweep"* vengono inseriti direttamente all'interno del template *"EngCylCombDiPulse"* presente nel *"Combustion Object"* del cilindro;
- la calibrazione *"Independent"* necessita dell'utilizzo di una look-up table in cui vengono inseriti i valori dei parametri da calibrare per ogni punto motore. In questo modo, i parametri vengono interpolati da GT-Power, permettendo di ottenere una migliore precisione nella previsione della combustione rispetto alla calibrazione precedente.

5.5. Validazione del modello predittivo

Una volta ricavati i quattro valori delle calibrazioni sia nel caso *Sweep* che nel caso *Independent*, è stata effettuata la validazione del modello predittivo inserendo tali parametri all'interno del template *"DiPulse"* presente nel *"Combustion Object"* del cilindro.

<input checked="" type="checkbox"/> Main <input checked="" type="checkbox"/> Advanced <input checked="" type="checkbox"/> Output		
Attribute	Unit	Object Value
Initial State Object		InitState_cylinder ...
<input checked="" type="radio"/> Wall Temperature defined by Reference Object		CylinderHeatSolver ...
<input type="radio"/> Wall Temperature defined by FE Structure part ('EngC...		
Heat Transfer Object		Cylinder_Heat_Transfer ...
Flow Object		FlowInCylinder ...
Combustion Object		DIPulse ...
Measured Cylinder Pressure Analysis Object		ign ...
Cylinder Pressure Analysis Mode		off ▼

Figura 5.18. - Impostazione del cilindro per la validazione del modello predittivo.

Per la validazione del modello è stato utilizzato anche in questo caso il modello completo del motore ed i punti utilizzati per la calibrazione.

Una volta eseguite le simulazioni, è stato effettuato il confronto dei risultati dei principali parametri prestazionali del motore con quelli sperimentali.

5.6. Calibrazione delle emissioni di ossidi di azoto NO_x

Dopo aver validato il modello predittivo di combustione, è stata effettuata la calibrazione delle emissioni di ossidi di azoto.

Attraverso il software GT-Power è possibile calibrare il modello Di-Pulse in modo da prevedere le emissioni di inquinanti: in questa attività, a causa della mancanza di dati per le altre emissioni, sono state valutate soltanto quelle relative agli ossidi di azoto.

In particolare, il software GT-Power utilizza il modello di *Zeldovich* esteso per il calcolo delle emissioni di NO_x.

La determinazione delle emissioni di NO_x è stata fatta sul modello che presentava i risultati migliori ottenuti tra le calibrazioni "Sweep" ed "Independent" parameters.

I risultati della calibrazione degli ossidi di azoto sono molto sensibili alla massa di aria, di EGR, di gas combusti intrappolati nella camera, al rapporto aria-combustibile, e alla velocità di combustione, per questo motivo, prima di eseguire tale calibrazione è stato verificato che questi parametri fossero corrispondenti a quelli sperimentali.

Inoltre, dato che gli ossidi di azoto sono molto sensibili alle temperature in camera, è stato utilizzato un modello a due temperature, il quale fornisce dei risultati più accurati rispetto al monozona.

Per la calibrazione degli NO_x è stata seguita la stessa procedura utilizzata per la determinazione dei parametri di combustione, attraverso l'utilizzo dell'ottimizzatore IDO.

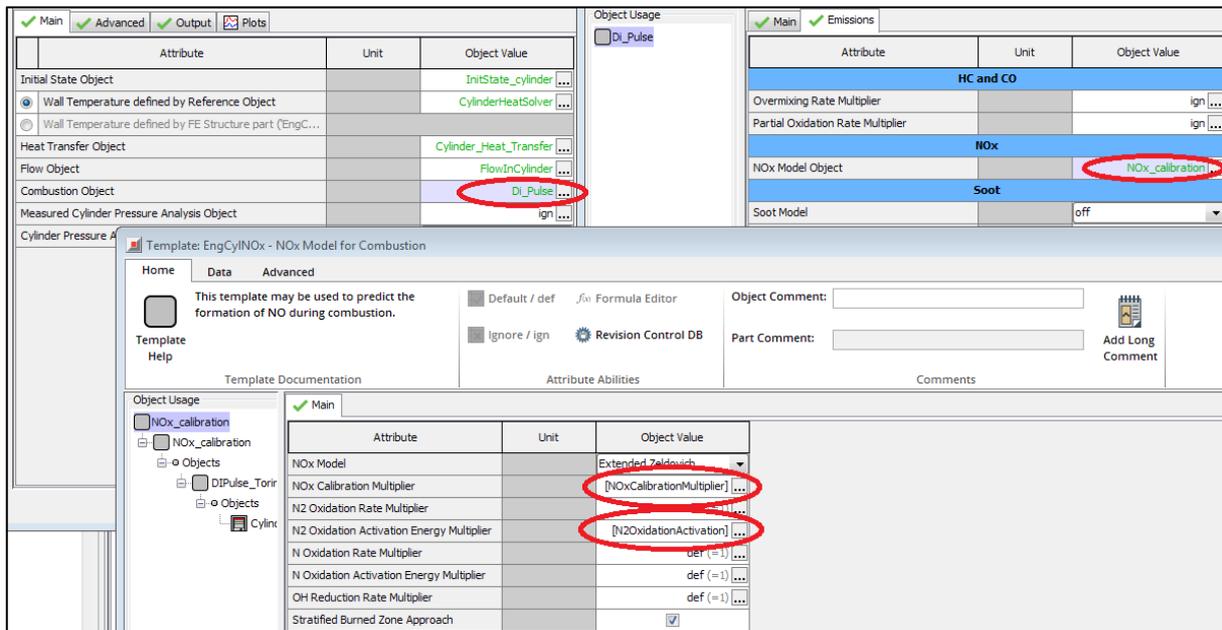


Figura 5.19. - Impostazione dei parametri da ottimizzare per le emissioni degli NO_x.

In questo caso i parametri da ottimizzare sono stati inseriti all'interno del "NO_x Model Object" nella cartella "Emissions" del modello del cilindro, come mostrato in figura 5.19.

In particolare, in questo caso sono stati calibrati due parametri:

- *NO_x calibration multiplier*: utilizzato per regolare la concentrazione di NO_x;
- *N₂ oxidation activation energy multiplier*: tiene conto dell'influenza delle temperature sulle reazioni chimiche.

In particolare, per la determinazione delle emissioni degli ossidi di azoto è stata eseguita la calibrazione "Sweep" parameters o single-set, ricavando in questo modo i valori dei due parametri definiti precedentemente per tutti i punti motore.

Anche per gli ossidi di azoto, la guida fornita dalla Gamma Technologies consiglia i range di calibrazione di questi parametri, come riportati nella tabella 5.5. [12]

PARAMETRI CALIBRAZIONE OSSIDI DI AZOTO		
	Minimo	Massimo
NO_x calibration multiplier	0.1	2
N₂ oxidation activation energy multiplier	0.3	1.1

Tabella 5.5. - Range di variazione dei parametri per la calibrazione delle emissioni di NO_x.

L'obiettivo dell'ottimizzatore è quello di minimizzare la differenza quadratica tra le emissioni di NO_x previste e quelle misurate sperimentalmente, come mostrato nella seguente relazione:

$$\text{differenza NO}_x = (NO_{x,sim} - NO_{x,sperim})^2 \quad (5.3)$$

5.7. Modello Fast-Running (FRM)

Al termine delle simulazioni relative al sistema completo è stato realizzato un modello “*Fast-Running (FRM)*”, così chiamato perché permette di ridurre i tempi di simulazione di circa un ordine di grandezza rispetto a quello dettagliato.

Questi modelli sono realizzati quando la priorità è di ridurre il tempo di simulazione pur mantenendo le capacità predittive del modello. [12]

In particolare, i modelli *Fast-Running* riducono la complessità di quello dettagliato semplificando alcuni componenti come gli scambiatori di calore ed unendo in un unico sotto-volume alcuni condotti, come quelli nel collettore di aspirazione e di scarico.

Inoltre, per ridurre il tempo di simulazione la guida fornita dalla Gamma Technologies consiglia di aumentare:

- le lunghezze di discretizzazione di tutti i condotti a dei valori molto alti (per esempio 1000 mm) in modo tale che siano racchiusi all’interno di un singolo sotto-volume;
- il massimo intervallo temporale di esecuzione della simulazione ad un valore di 720 secondi.

[12]

La procedura di realizzazione di un modello *Fast-Running* si articola in alcune fasi:

- 1) verificare che tutti i dati di input del modello di base siano corretti ed appropriati per il FRM;
- 2) semplificare il sistema in sotto-volumi: in questa fase i componenti da semplificare vengono uniti in sotto-assiemi;
- 3) calibrazione del modello: dopo la semplificazione del modello è necessario verificare che le cadute di pressione, gli scambi termici e le portate siano corrispondenti a quelle che si avevano nel modello dettagliato;
- 4) valutazione dei risultati: in quest’ultima fase viene verificato che i risultati ottenuti dal modello semplificato siano compatibili con quelli del modello dettagliato.

Il modello dettagliato è stato quindi semplificato, come mostrato nella figura 5.20, seguendo le procedure esposte precedentemente.

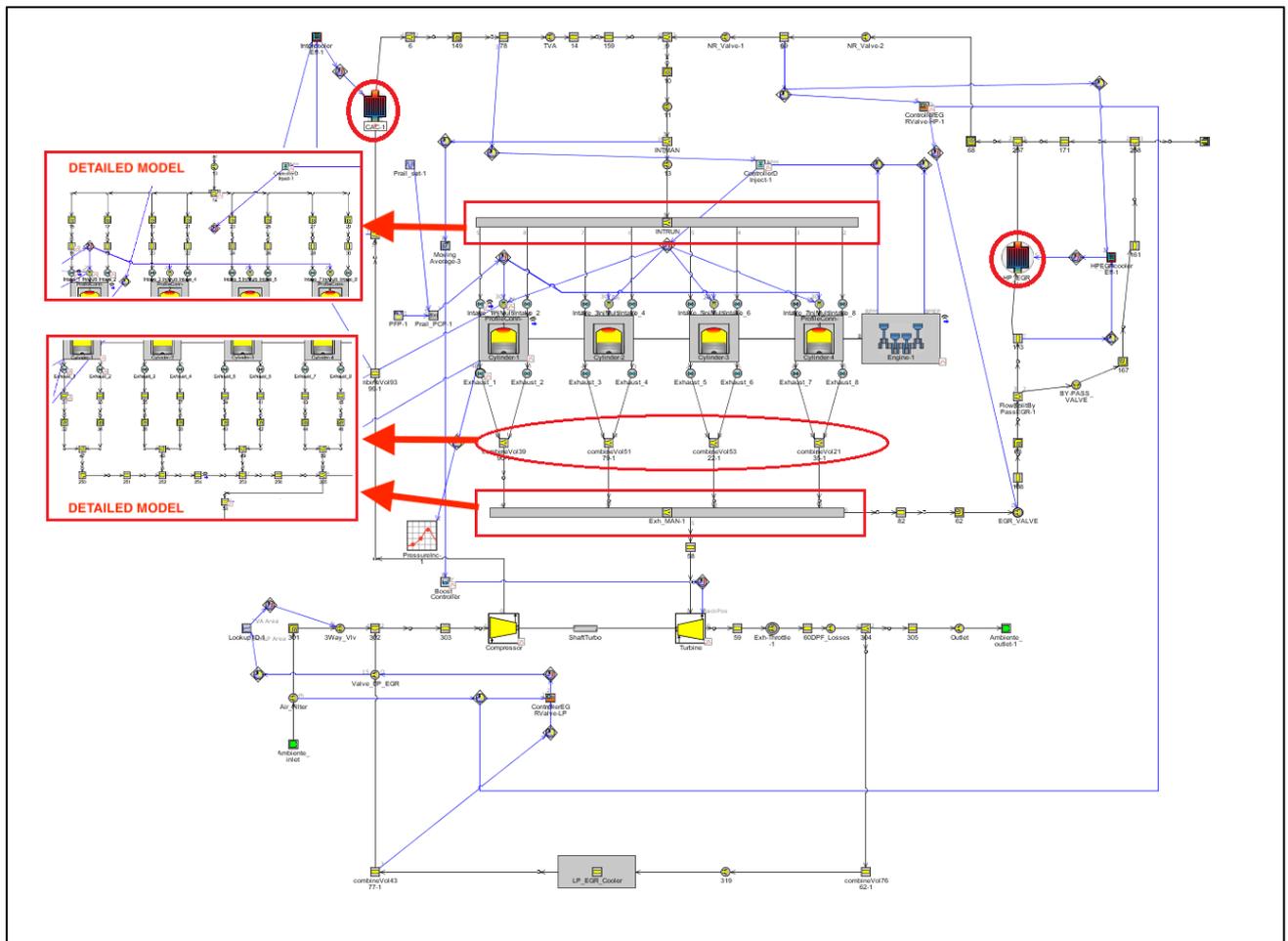


Figura 5.20. - Modello Fast-Running.

Rispetto al modello dettagliato sono stati semplificati:

- collettore di aspirazione e scarico;
- circuito EGR *Long Route*;
- scambiatori di calore HP EGR e CAC: in particolare, questi due componenti sono stati sostituiti con dei modelli semplificati ("*HeatExchangerConn*") che permettono di ridurre il tempo computazionale;
- modifica delle lunghezze dei condotti 58, 59, 60, 303.

Inoltre, è visibile dalla figura precedente come la parte del modello a valle del compressore e a monte del collettore di aspirazione e del circuito EGR *Short Route* non sia stata semplificata. Infatti, è stato verificato che la semplificazione di queste parti introdurrebbe dei deterioramenti nella capacità del modello di prevedere la temperatura e la pressione all'aspirazione, non portando benefici sostanziali relativi alla riduzione del tempo computazionale.

Inoltre, facendo riferimento al sistema di aspirazione, il condotto 303 a monte del compressore costituiva uno dei "colli di bottiglia" in termini di tempo computazionale: per questo motivo la sua lunghezza è stata variata da 34 mm a 100 mm.

Da un'analisi del sistema di scarico, è stato invece notato come i condotti in corrispondenza della mandata della turbina siano quelli che limitano maggiormente la simulazione tempo computazionale.

Per risolvere questo inconveniente sono state effettuate le seguenti modifiche:

- la lunghezza del condotto 58 è stata aumentata da 44 mm a 100mm;
- la lunghezza del condotto 59 è stata aumentata da 10 mm a 100mm;
- la lunghezza del condotto 60 è stata aumentata da 30 mm a 100mm.

Si è notato che le modifiche fatte nei condotti nei sistemi di scarico ed aspirazione dava un impatto trascurabile sui risultati delle simulazioni.

Attraverso la valutazione del parametro “*Real Time Factor*” è possibile dimostrare come il modello “*Fast-Running*” sia in grado di ridurre in modo considerevole la durata della simulazione rispetto a quello dettagliato.

Il “*Real Time Factor*” viene definite come il rapporto tra il tempo necessario alla simulazione di un ciclo motore e quello realmente impiegato.

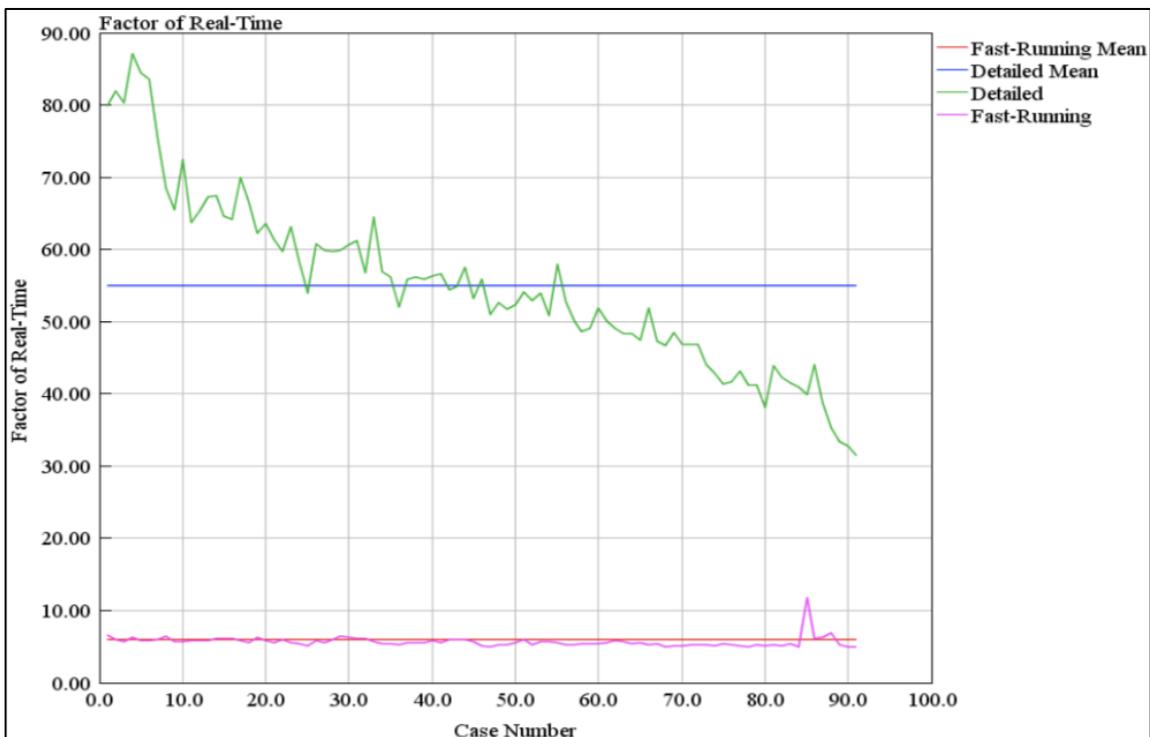


Figura 5.21. - Confronto tra i “*Real Time Factors*” del modello dettagliato e di quello “*Fast -Running*”.

Si può notare dalla figura 5.21. come il modello dettagliato abbia un “*Real Time Factor*” pari a 55, mentre per il modello “*Fast-Running*” sia uguale a 6, che corrisponde ad una riduzione del tempo computazionale superiore a 9 volte.

Al termine delle simulazioni, questo modello è stato validato confrontando i principali parametri di funzionamento del sistema con quello predittivo.

5.8. Prove in transitorio

Una volta calibrato il modello predittivo e costruito quello *Fast-Running* sono state effettuate delle simulazioni in regime transitorio facendo variare la velocità ed il carico nel tempo.

Attraverso il software GT-Power è possibile impostare l'esecuzione di una simulazione in transitorio grazie al template "*Profile Transient*" attraverso cui è possibile scegliere tra due modalità:

- "*speed mode*": in cui è possibile definire il profilo di velocità e si determina il carico;
- "*load mode*": in cui invece, si imposta il profilo del carico e si ricava l'andamento della velocità.

In particolare, sono state realizzate due simulazioni dove viene imposta:

- variazione della velocità di rotazione da 1500 rpm a 3000 rpm e del carico dal 10% al 52% lungo una rampa di 2 secondi;
- variazione della velocità di rotazione da 1500 rpm a 3000 rpm e del carico dal 10% al 52% lungo una rampa di 5 secondi;

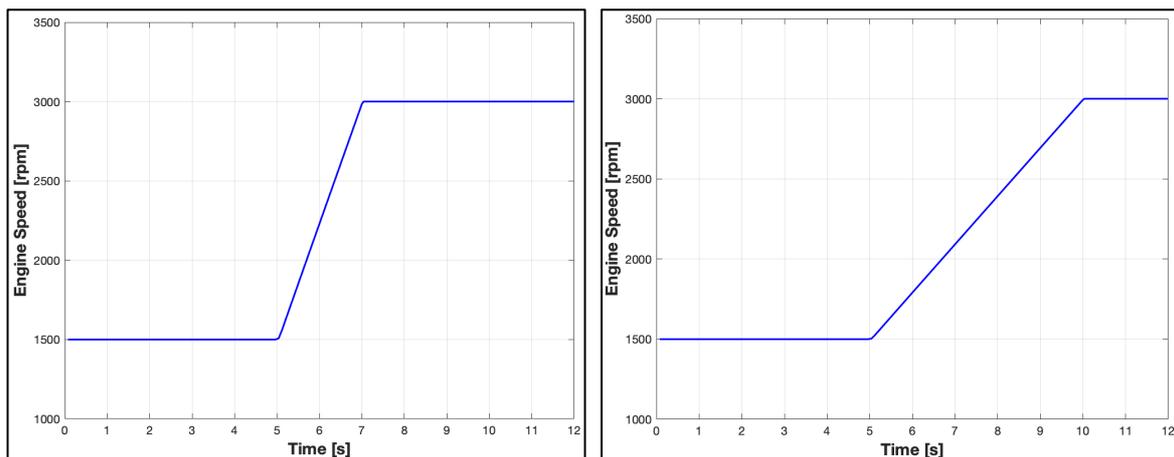


Figura 5.22. - Profili di velocità utilizzati per le simulazioni in transitorio.

Per l'esecuzione della simulazione in transitorio, la guida della Gamma Technologies consiglia di impostare:

- il primo caso con il punto operativo del modello in stazionario da cui poi partirà la simulazione in transitorio;
- il secondo caso come quello in cui viene eseguito il profilo transitorio.

In questo modo viene realizzata una prima simulazione in stazionario relativa al punto di partenza in modo che vengano raggiunte le condizioni stazionarie dalle quali verrà eseguito il transitorio.

Per poter far partire la simulazione utilizzando i risultati del primo caso, è necessario selezionare nel *Run Setup* l'opzione "*Previous Case*".

Le due prove in transitorio sono state effettuate sia sul modello predittivo che su quello *Fast-Running*.

6. RISULTATI

Nei paragrafi successivi sono riportati i risultati delle simulazioni relative alle prove descritte nel capitolo 5.

In tutte queste prove non è stata validata la parte del modello relativa al circuito EGR *Long Route*.

6.1. Risultati Modello non predittivo

In questo paragrafo vengono presentati i risultati dei principali parametri di valutazione del modello del motore rispetto ai dati ottenuti sperimentalmente.

Per ognuno di questi parametri è stato inoltre valutato l'errore quadratico medio (RMSE), il quale rappresenta un ottimo indicatore per il confronto tra i risultati.

Per quanto riguarda la validazione dei parametri strettamente legati alla combustione come la pressione di picco in camera (PFP), l'angolo di manovella corrispondente al 50% del combustibile bruciato (MFB 50) e la durata della combustione, sono stati valutati rispetto ai risultati dell'analisi TPA a causa dell'incertezza e delle differenze in merito al rilevamento di tali dati sperimentalmente.

La validazione è stata effettuata rispetto a tutti i punti motore (103) presenti nella mappa riportata in figura 6.1.

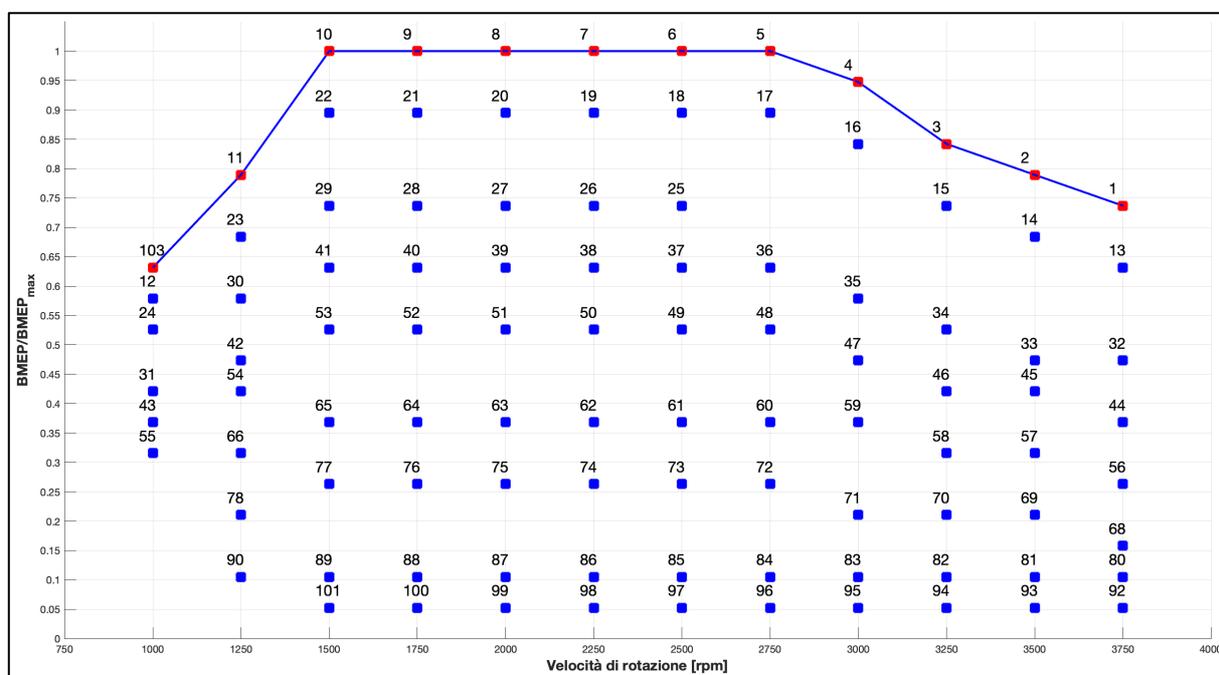


Figura 6.1. - Mappa punti motore utilizzata per la validazione del modello non predittivo.

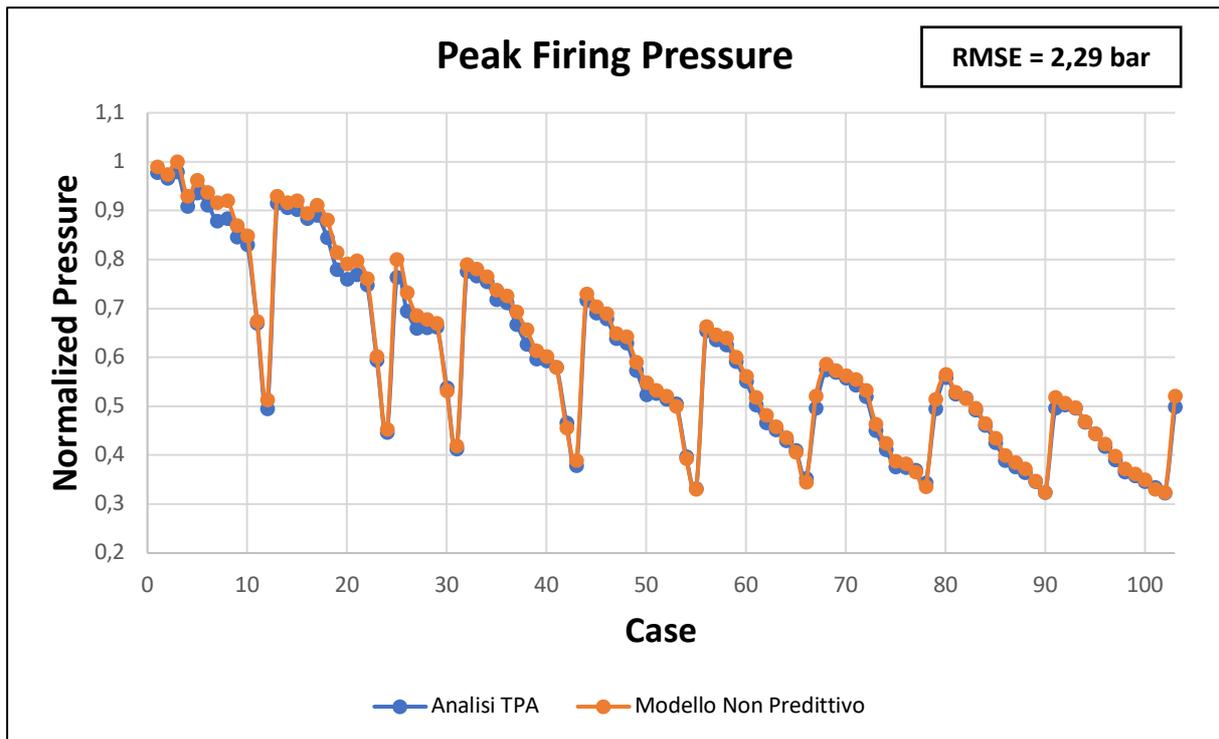


Figura 6.2. - Confronto tra la massima pressione in camera dell'analisi TPA e quella del modello non predittivo.

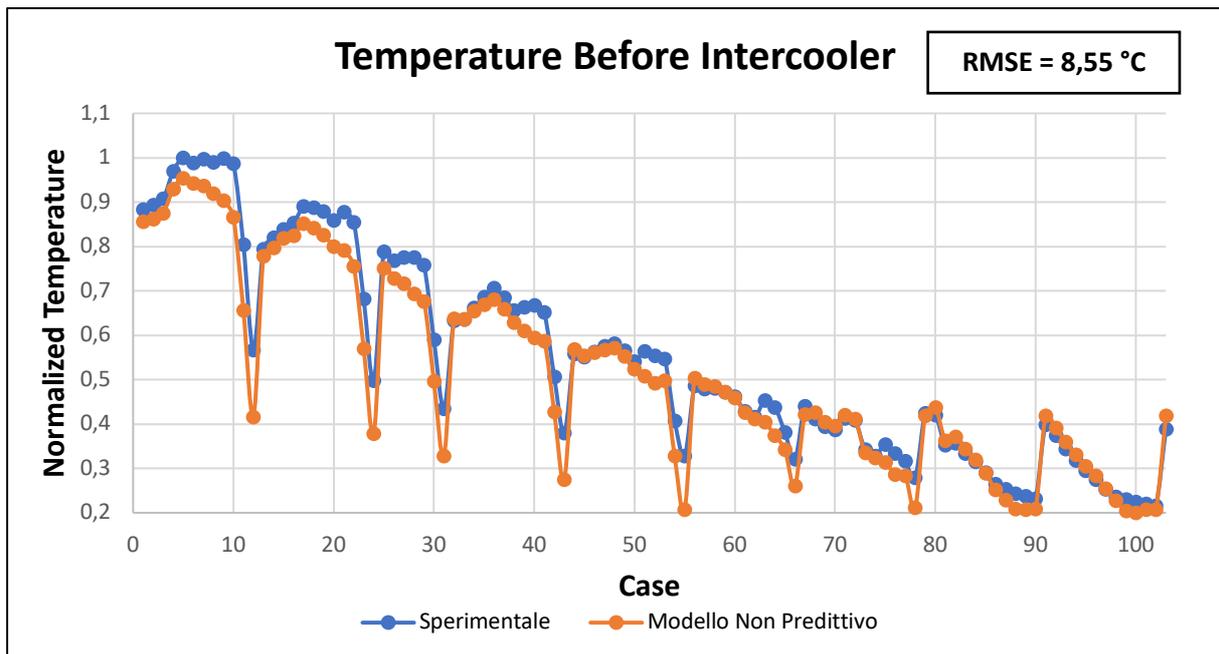


Figura 6.3. - Confronto tra temperatura dell'aria prima del CAC sperimentale e quella del modello non predittivo.

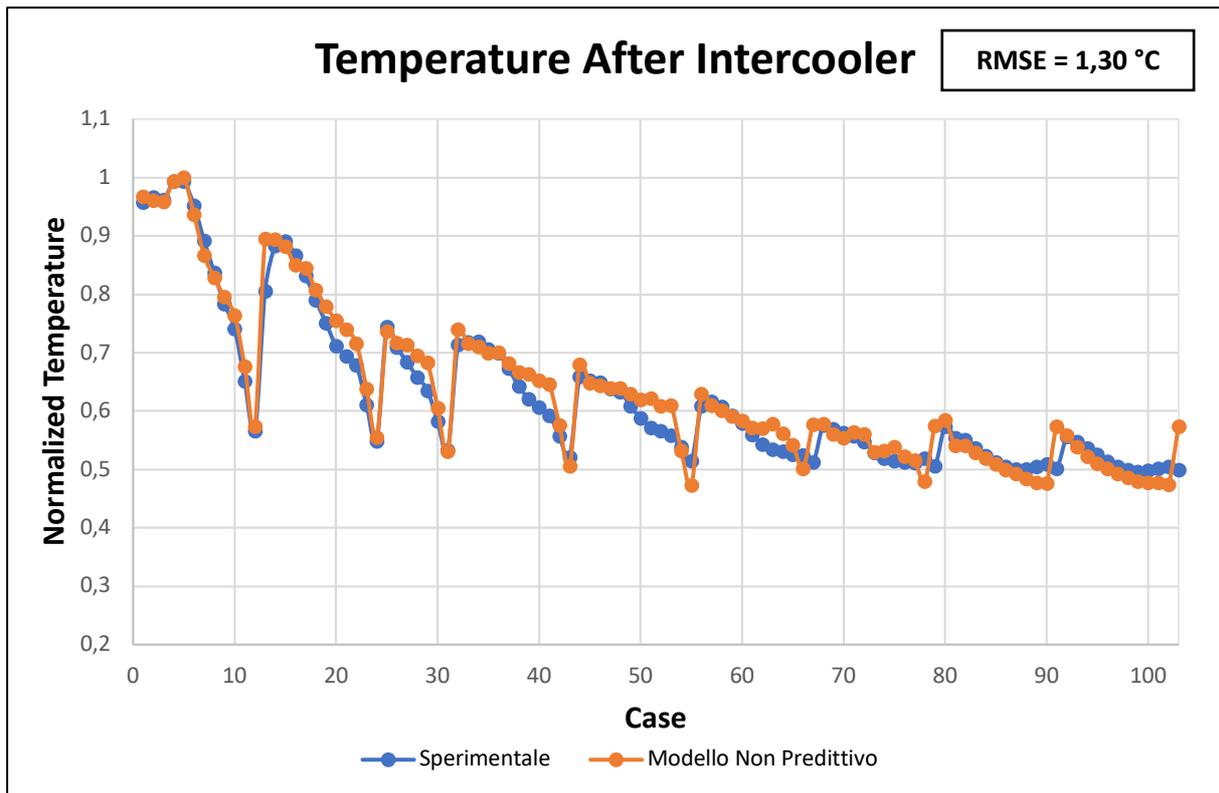


Figura 6.4. - Confronto tra temperatura dell'aria dopo il CAC sperimentale e quella del modello non predittivo.

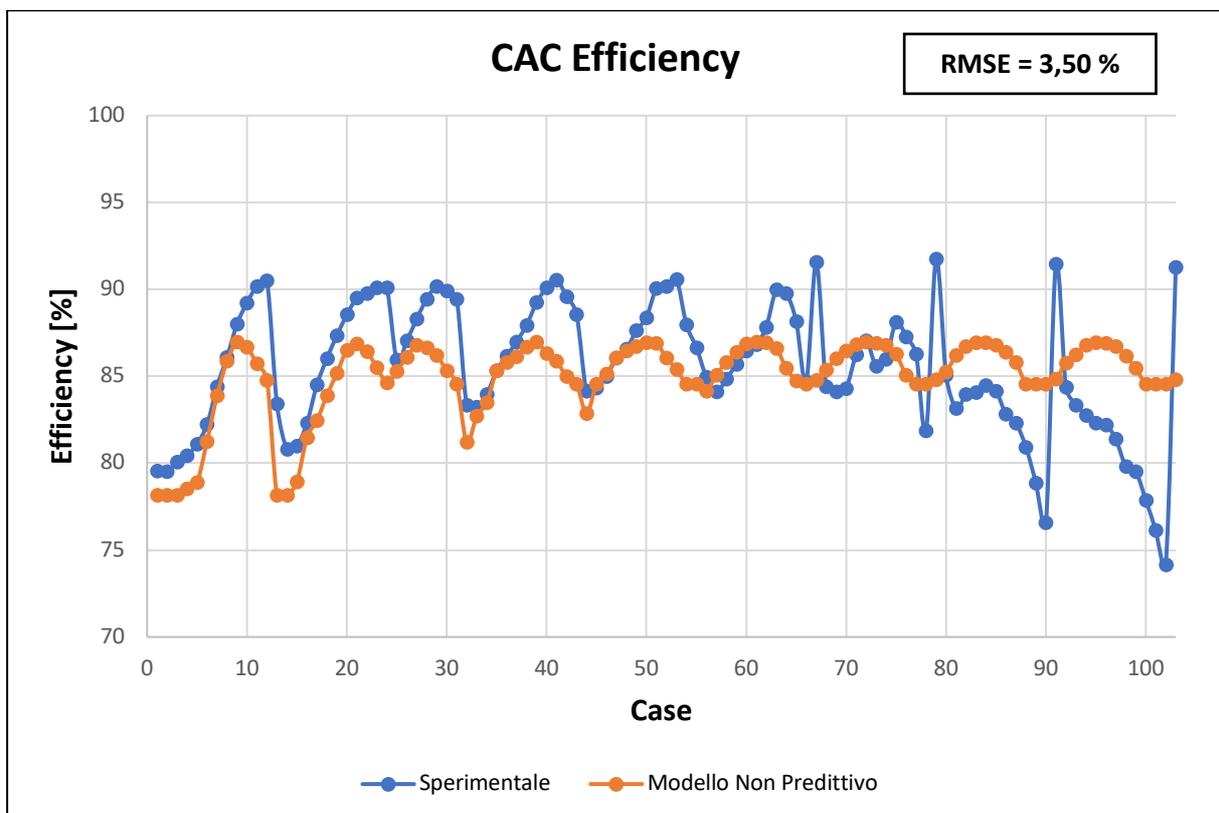


Figura 6.5. - Confronto tra l'efficienza del CAC sperimentale e quella del modello non predittivo.

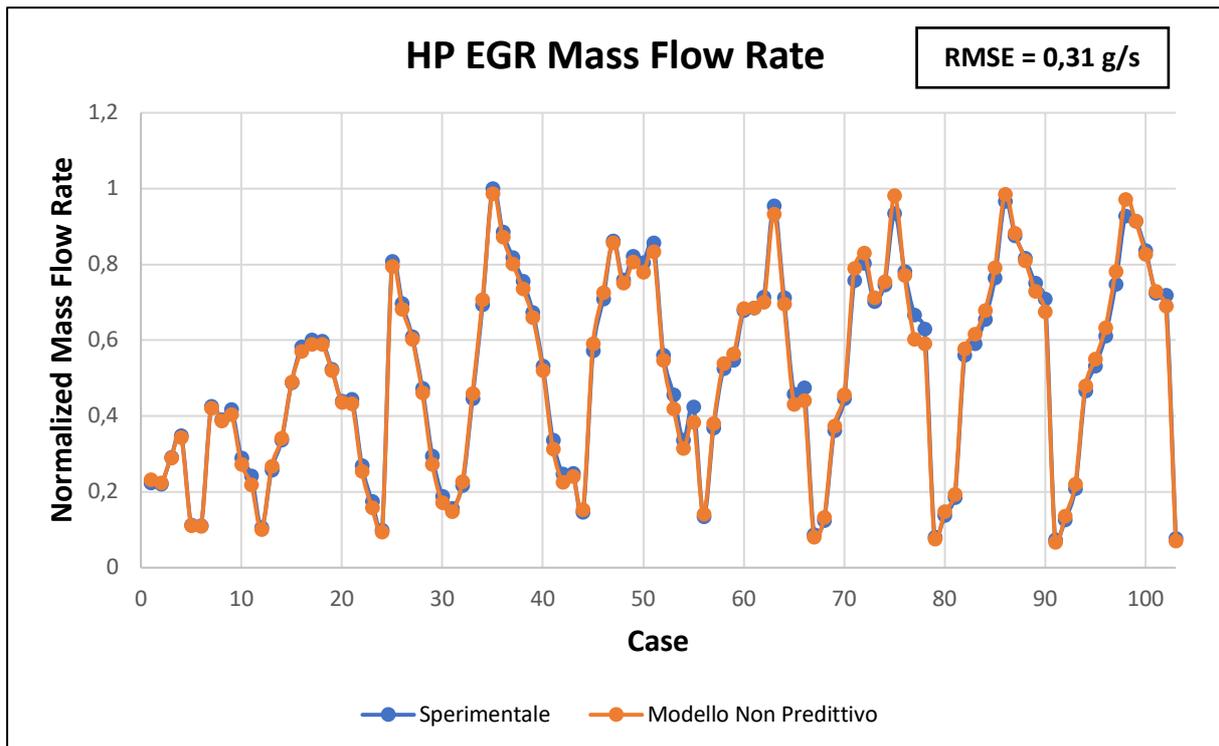


Figura 6.6. - Confronto tra la portata di EGR nel circuito High Pressure sperimentale e quella del modello non predittivo.

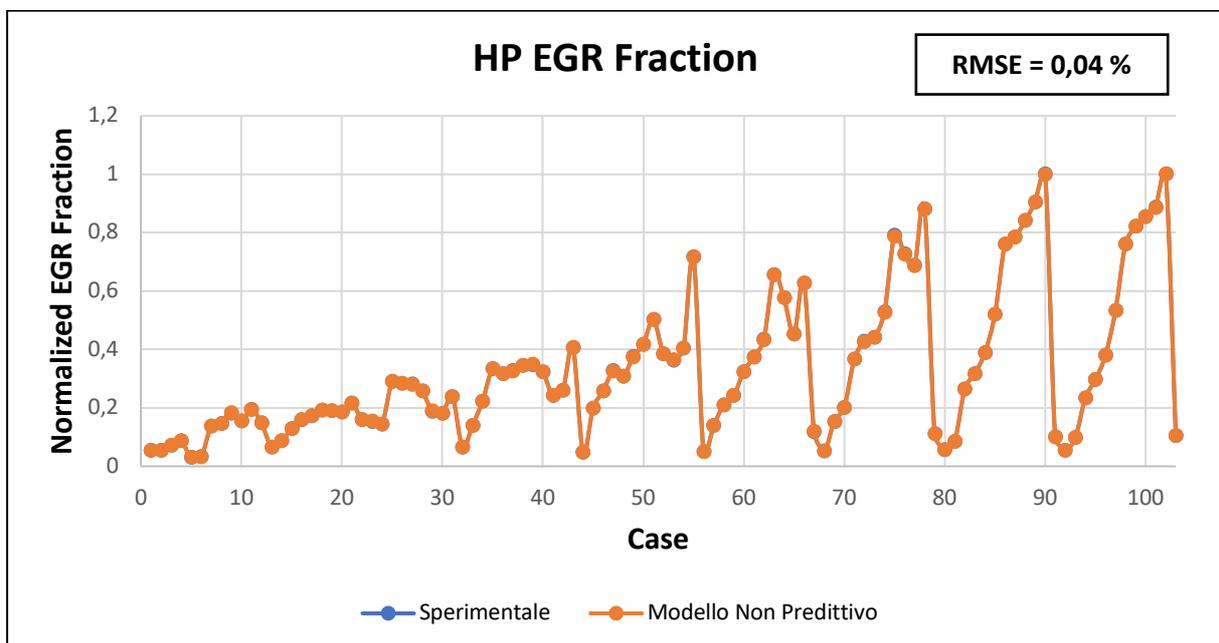


Figura 6.7. - Confronto tra la frazione di EGR nel circuito High Pressure sperimentale e quella del modello non predittivo.

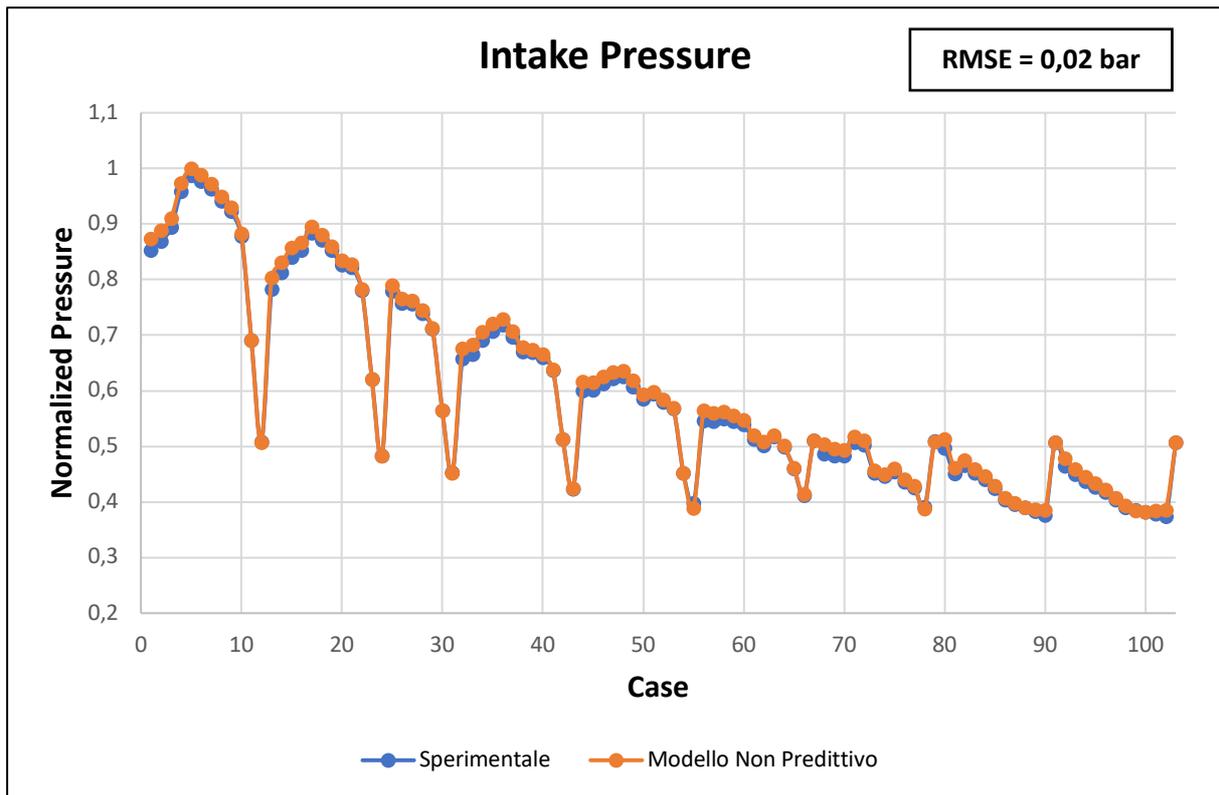


Figura 6.8. - Confronto tra la pressione all'aspirazione sperimentale e quella del modello non predittivo.

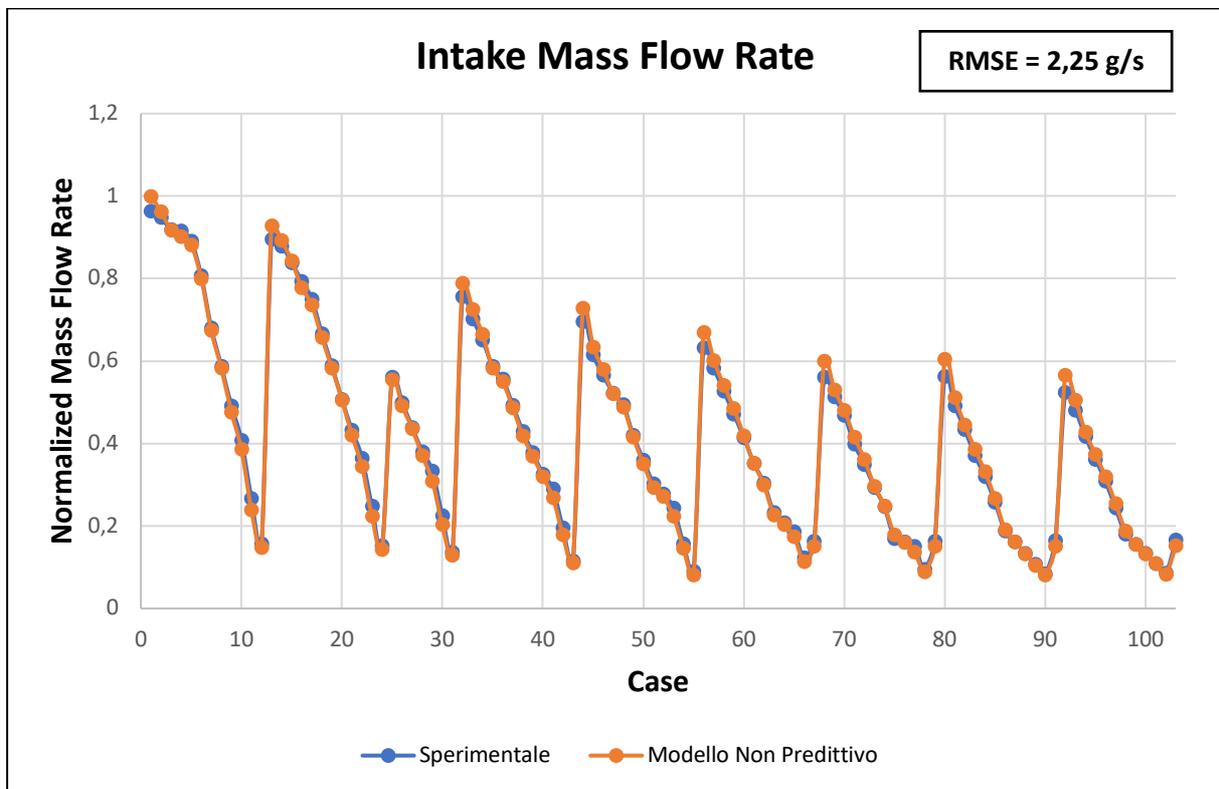


Figura 6.9. - Confronto tra la portata all'aspirazione sperimentale e quella del modello non predittivo.

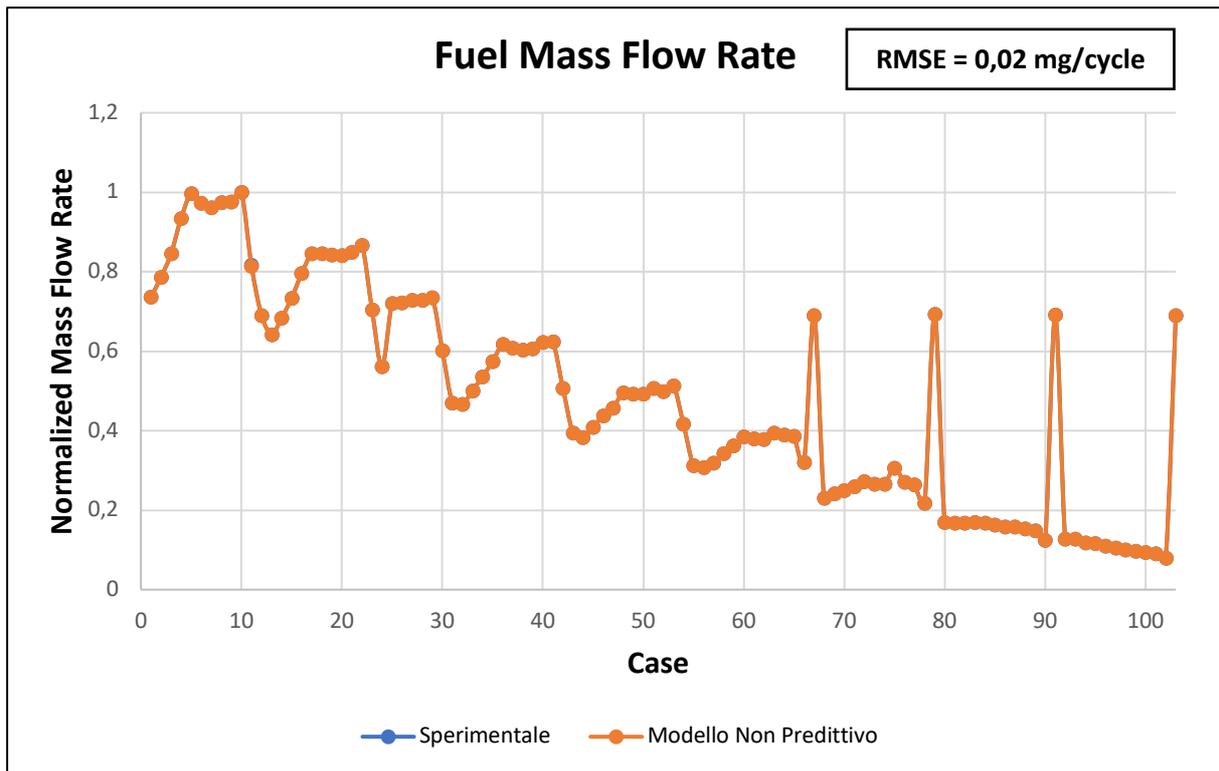


Figura 6.10. - Confronto tra la portata di combustibile sperimentale e quella del modello non predittivo.

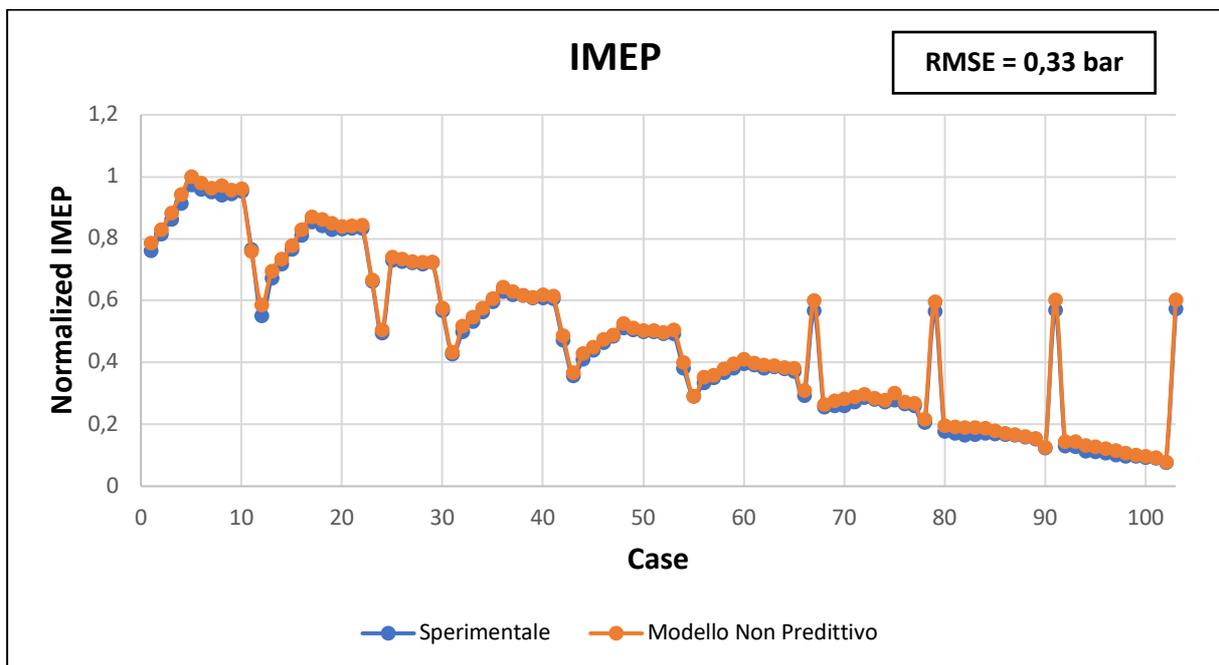


Figura 6.11. - Confronto tra la IMEP sperimentale e quella del modello non predittivo.

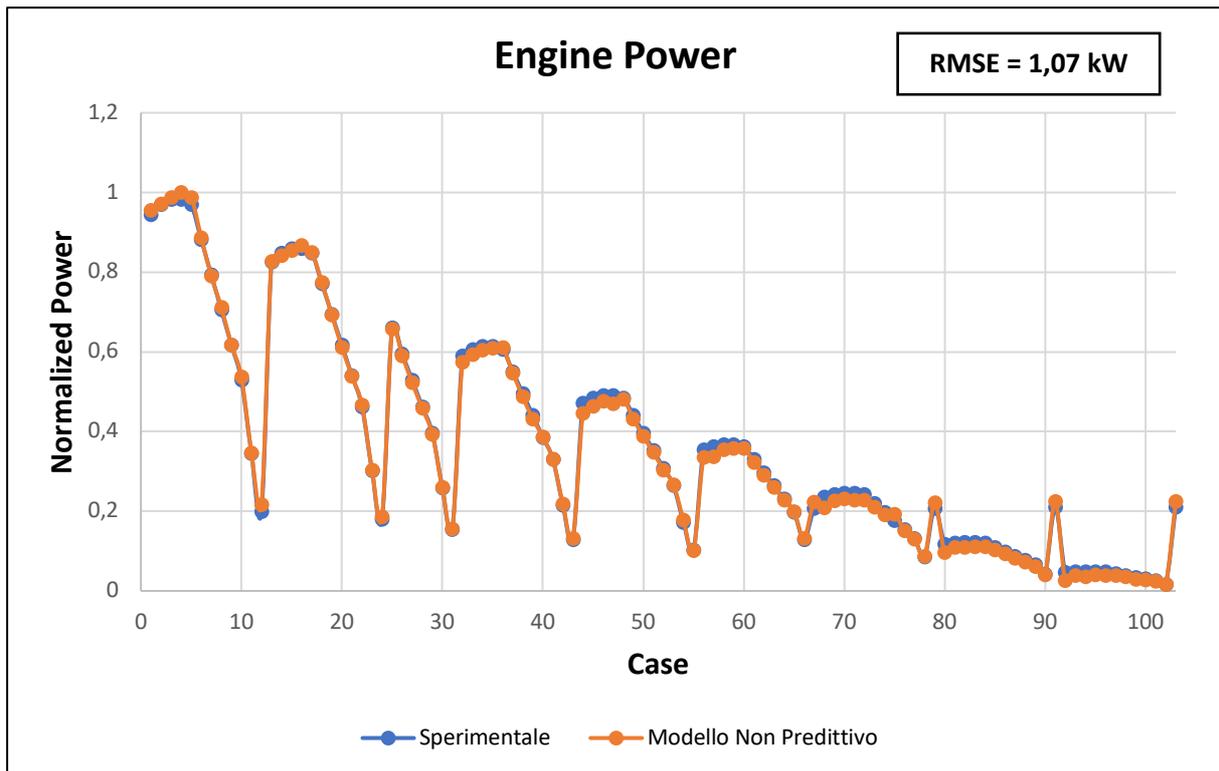


Figura 6.12. - Confronto tra la potenza sviluppata dal motore sperimentalmente e quella nel modello non predittivo.

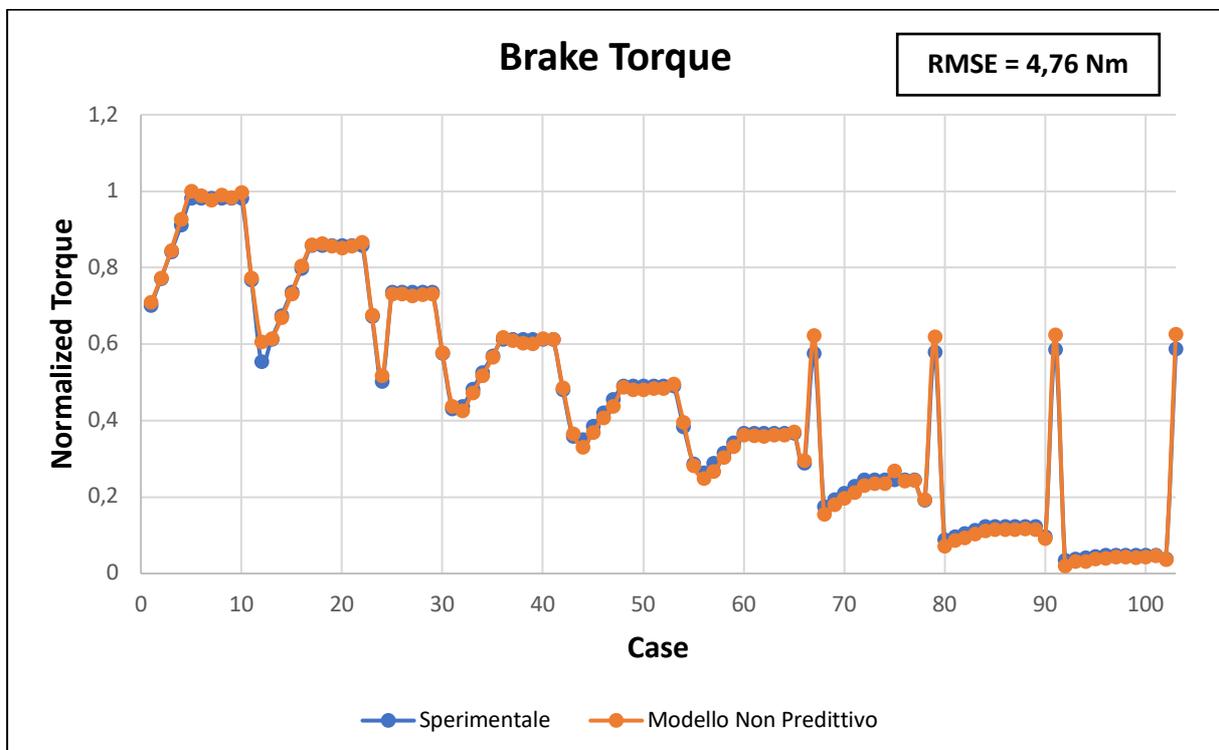


Figura 6.13. - Confronto tra la coppia sviluppata dal motore sperimentalmente e quella nel modello non predittivo.

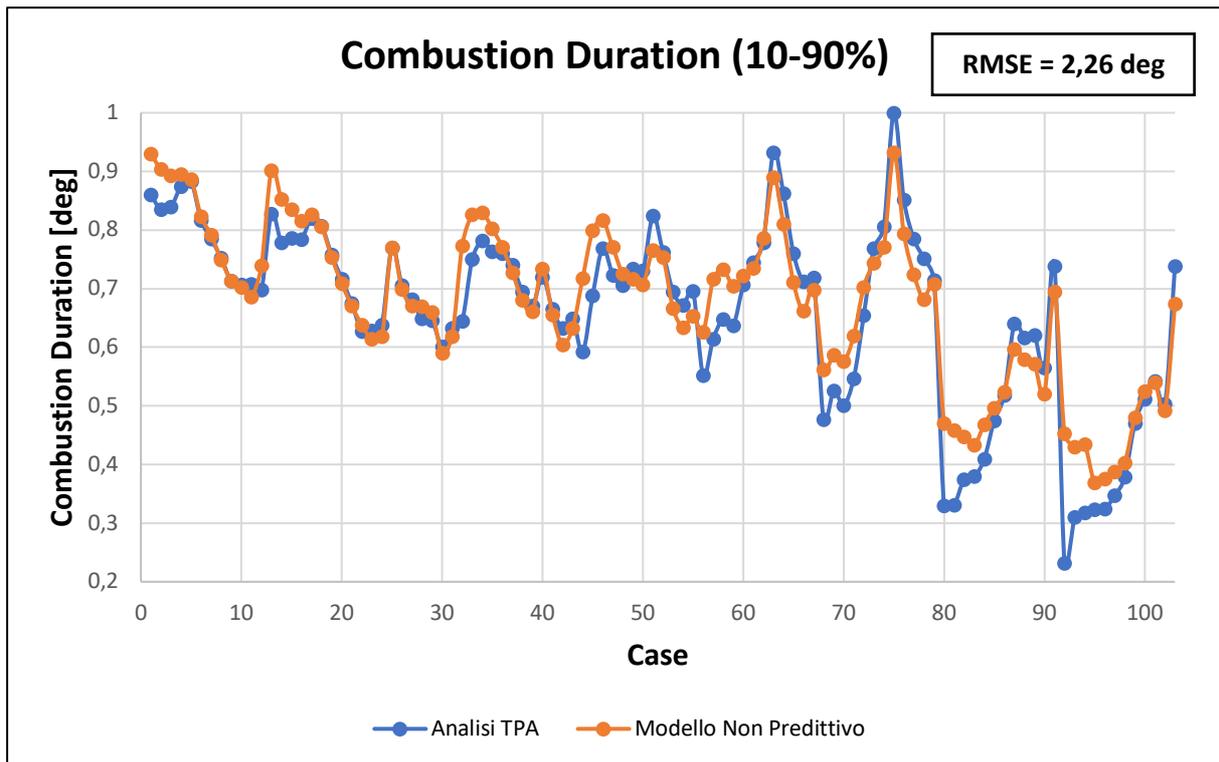


Figura 6.14. - Confronto tra la durata della combustione dell'analisi TPA e quella nel modello non predittivo.

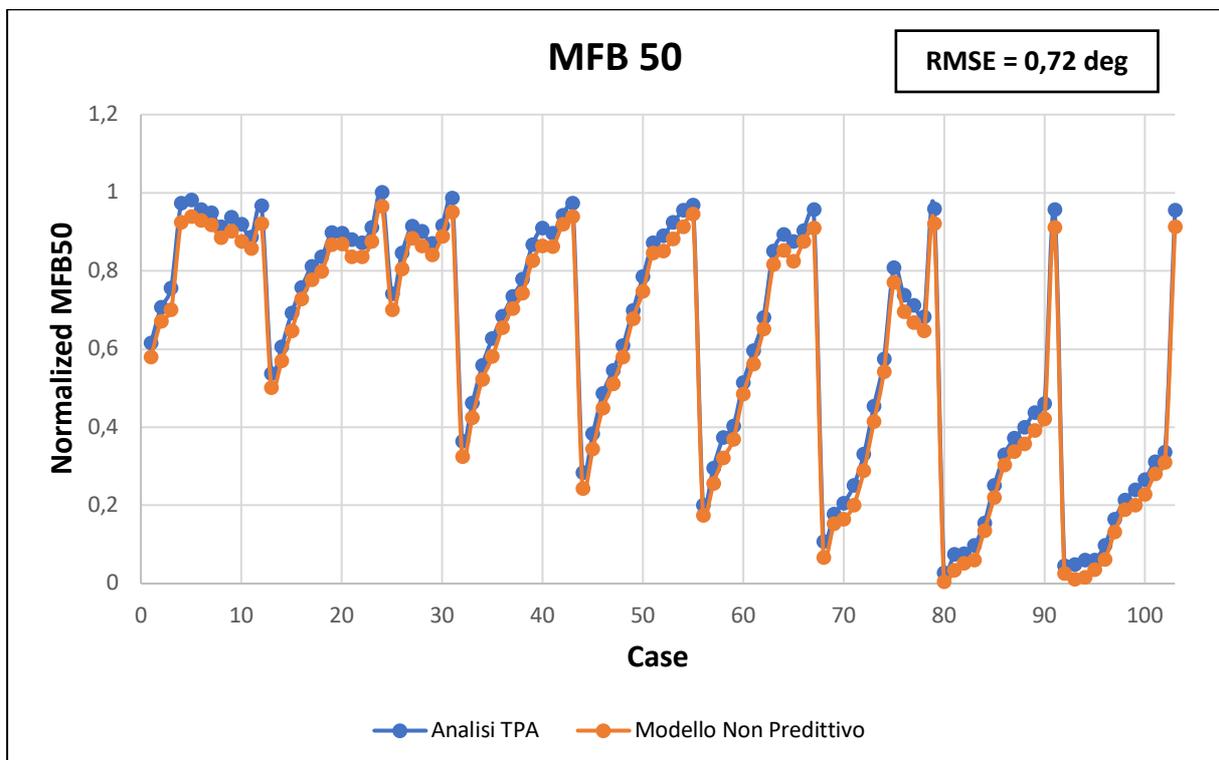


Figura 6.15. - Confronto tra l'angolo di manovella del 50% della combustione dell'analisi TPA e quella nel modello non predittivo.

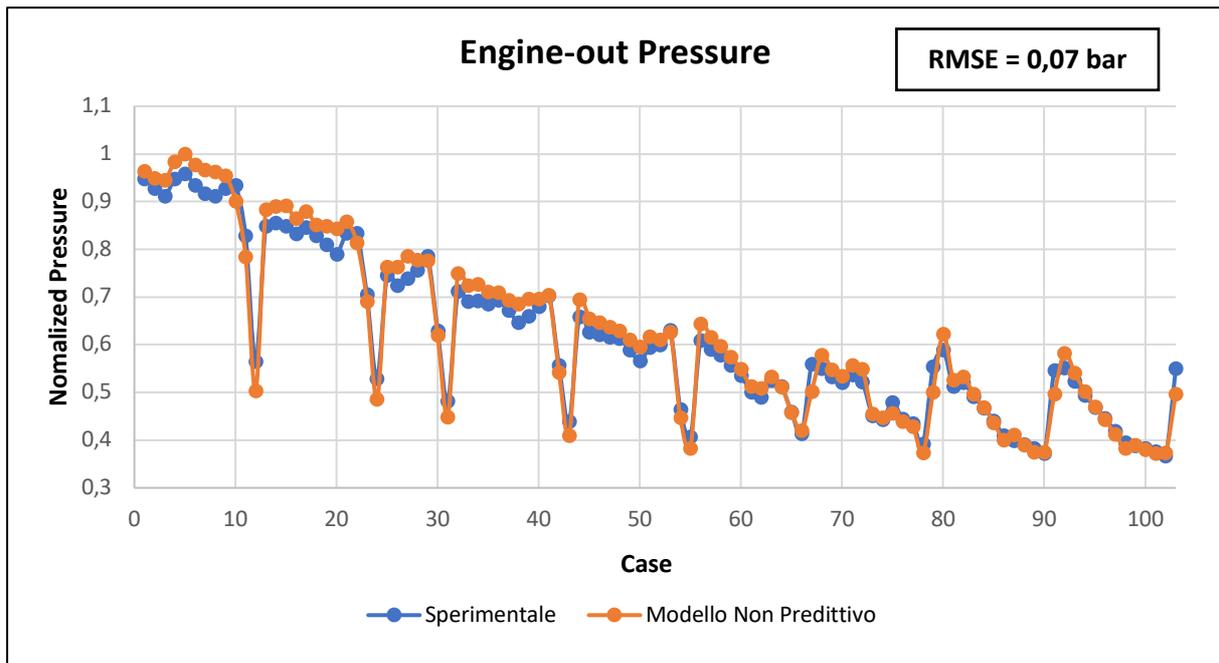


Figura 6.16. - Confronto tra la pressione allo scarico ottenuta dai dati sperimentali e quella dal modello non predittivo.

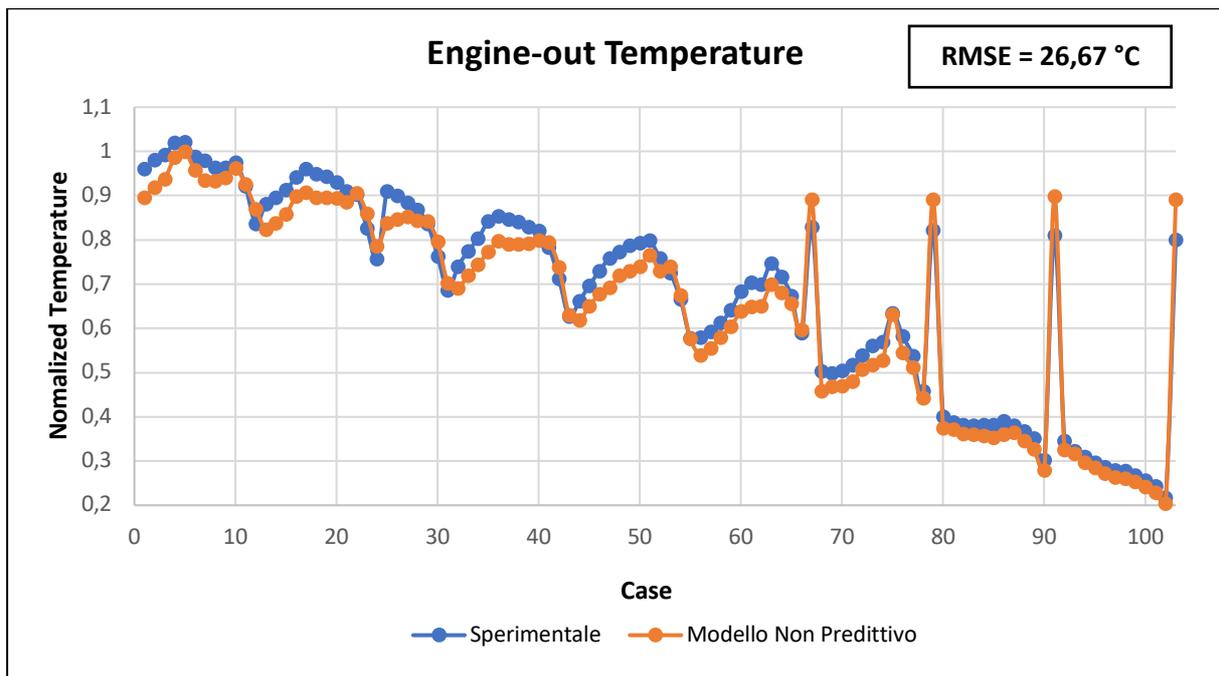


Figura 6.17. - Confronto tra la temperatura allo scarico ottenuta dai dati sperimentali e quella dal modello non predittivo.

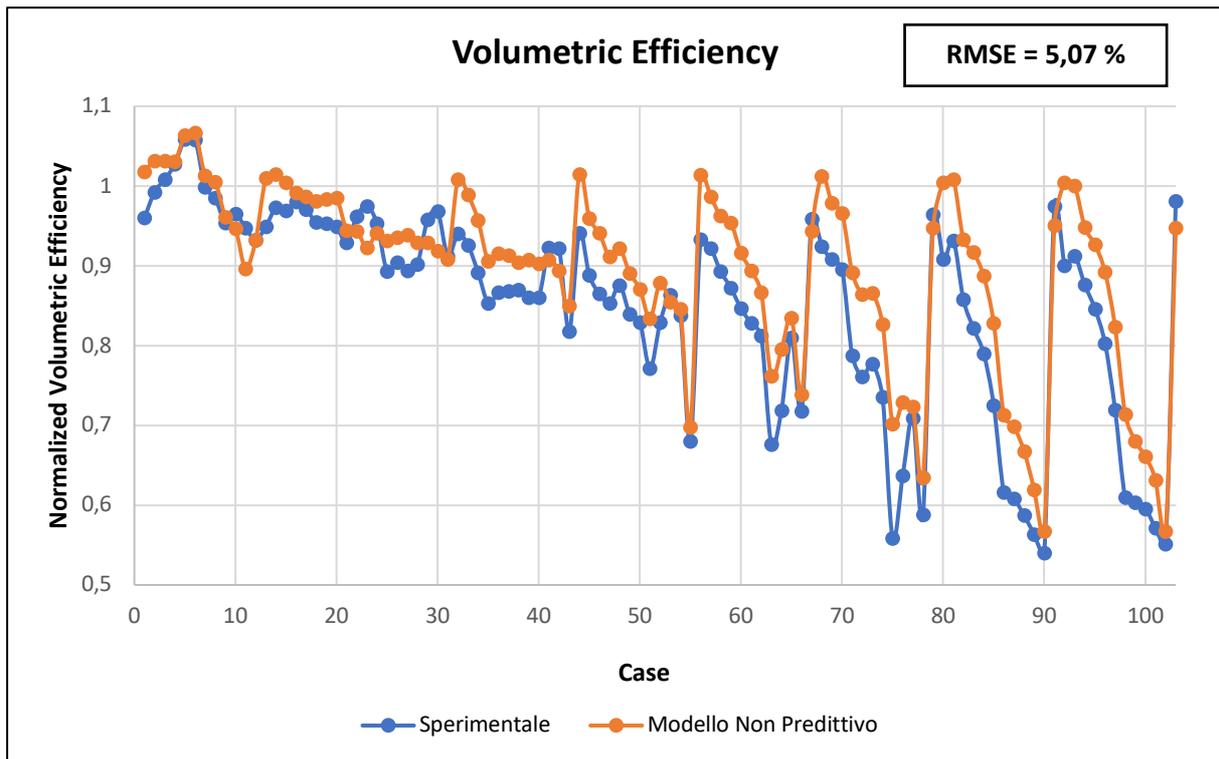


Figura 6.18. - Confronto tra l'efficienza volumetrica ottenuta sperimentalmente e quella del modello non predittivo.

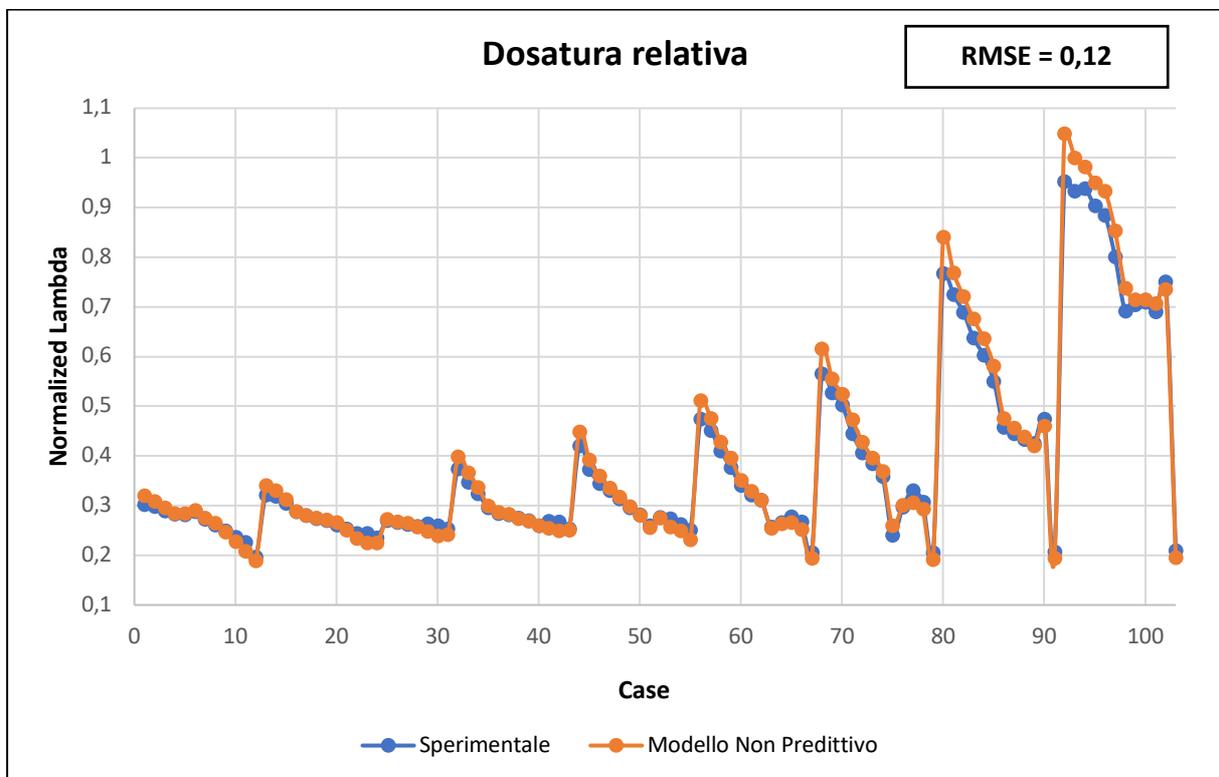


Figura 6.19. - Confronto tra la dosatura relativa ottenuto dai dati sperimentalmente e quella del modello non predittivo.

Si può notare dai grafici precedenti come sia ottima la corrispondenza tra i risultati sperimentali e quelli ottenuti dal modello non predittivo a testimonianza della solidità dell'impostazione del modello e della capacità di GT-Power di riprodurre il comportamento del motore.

Questo è ulteriormente visibile dal confronto tra l'errore quadratico medio di alcune grandezze e quello consigliato, come mostrato nella tabella 6.1.

	RMSE Consigliato	RMSE modello non predittivo
Peak Firing Pressure [bar]	3	2,29
IMEP [bar]	2	0,33
MFB 50 [deg]	1	0,72

Tabella 6.1. - Confronto RMSE consigliato con quello ottenuto dal modello non predittivo.

Le discrepanze maggiori sono relative alle temperature prima dell'intercooler (CAC) ed allo scarico, dovute al fatto che GT-Power utilizza un modello termico bizona che introduce delle differenze rispetto ai valori determinati sperimentalmente tramite una termocoppia.

6.1.1. Comportamento a pieno carico

Per la valutazione del comportamento a pieno carico sono stati confrontati i risultati del modello non predittivo relativi alla BMEP e al consumo specifico BSFC ("Brake Specific Fuel Consumption") con quelli sperimentali.

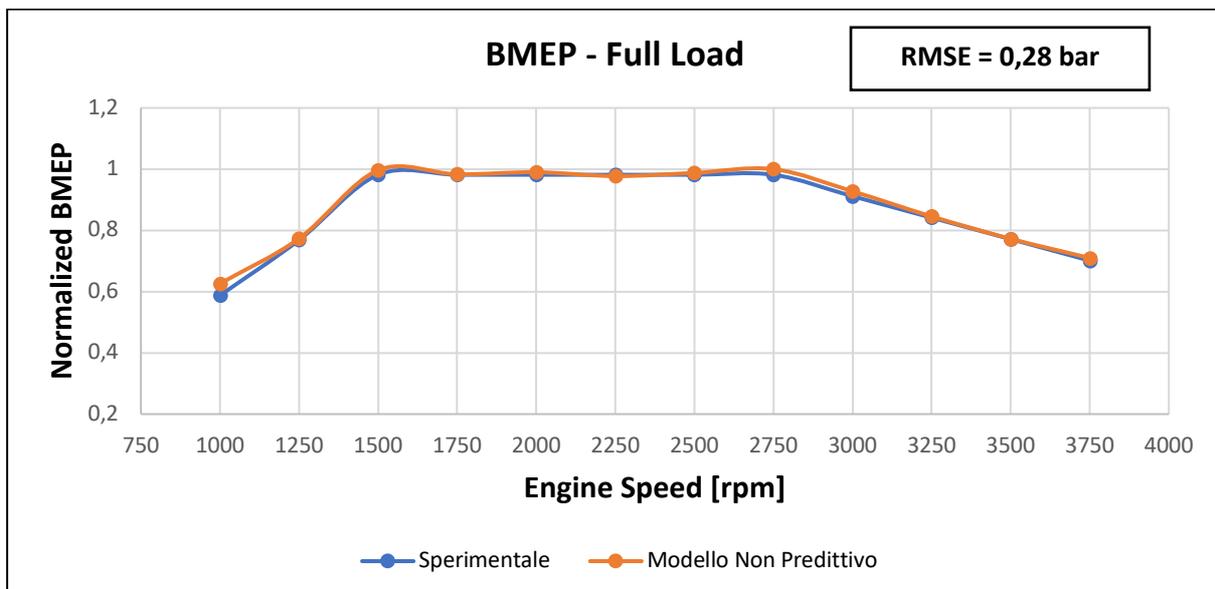


Figura 6.20. - Confronto tra la BMEP a pieno carico sperimentale e quella del modello non predittivo.

Si può notare dalla figura 6.20. come la BMEP nel modello non predittivo presenti degli scostamenti molto contenuti rispetto ai dati sperimentali.

La differenza più grande si verifica per una velocità di rotazione di 1000 rpm dove si ha un errore del 6,55%.

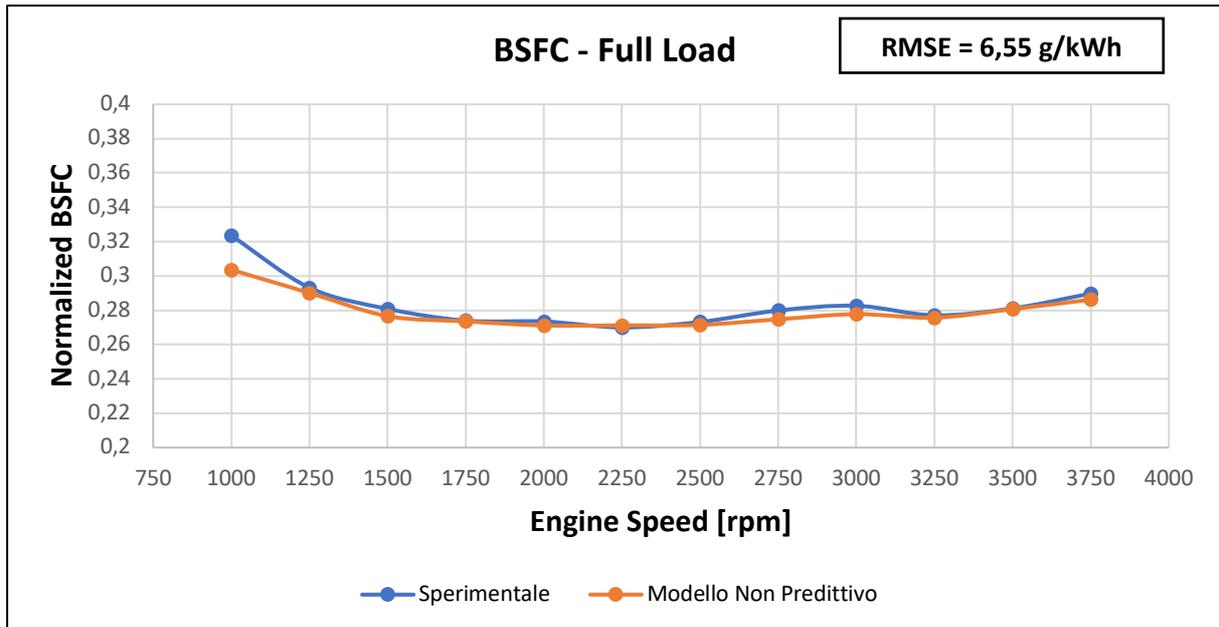


Figura 6.21. - Confronto tra il BSFC a pieno carico sperimentale e quello del modello non predittivo.

Anche l'andamento del BSFC ottenuto dal modello non predittivo risulta quasi corrispondere con quello ricavato dai dati sperimentali.

La differenza maggiore si verifica per una velocità di rotazione di 1000 rpm, dove l'errore è pari al 6,15%.

6.1.2. Comportamento a carico parziale

Per la valutazione del comportamento a carico parziale, sono stati presi i punti dal 44 al 55, facendo riferimento alla figura 6.1., in cui si ha una variazione del carico compresa tra il 30% ed il 50% rispetto al valore massimo.

Anche in questo caso sono stati valutati la BMEP ed il consumo medio specifico (BSFC).

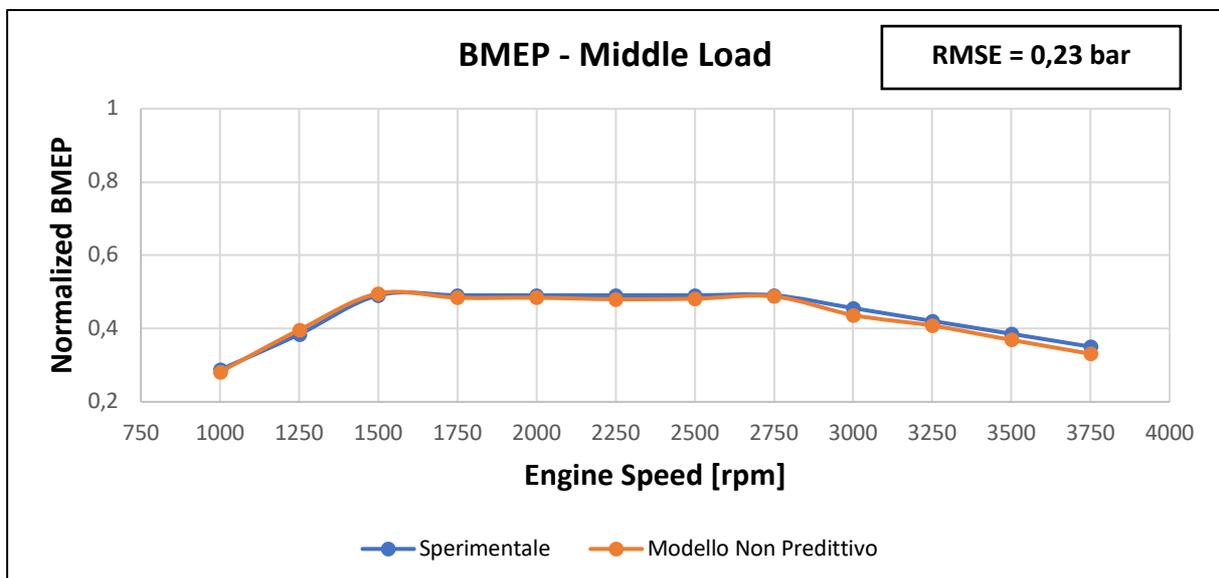


Figura 6.22. - Confronto tra la BMEP a carico parziale ottenuta sperimentale e quella del modello non predittivo.

Si può notare dalla figura 6.22. come anche a carico parziale le differenze tra la BMEP ricavata sperimentalmente e quella ottenuta dal modello non predittivo siano molto limitate. In questo caso lo scostamento maggiore si verifica per una velocità di rotazione di 3750 rpm a cui corrisponde un errore massimo tra le due BMEP del 5,57%.

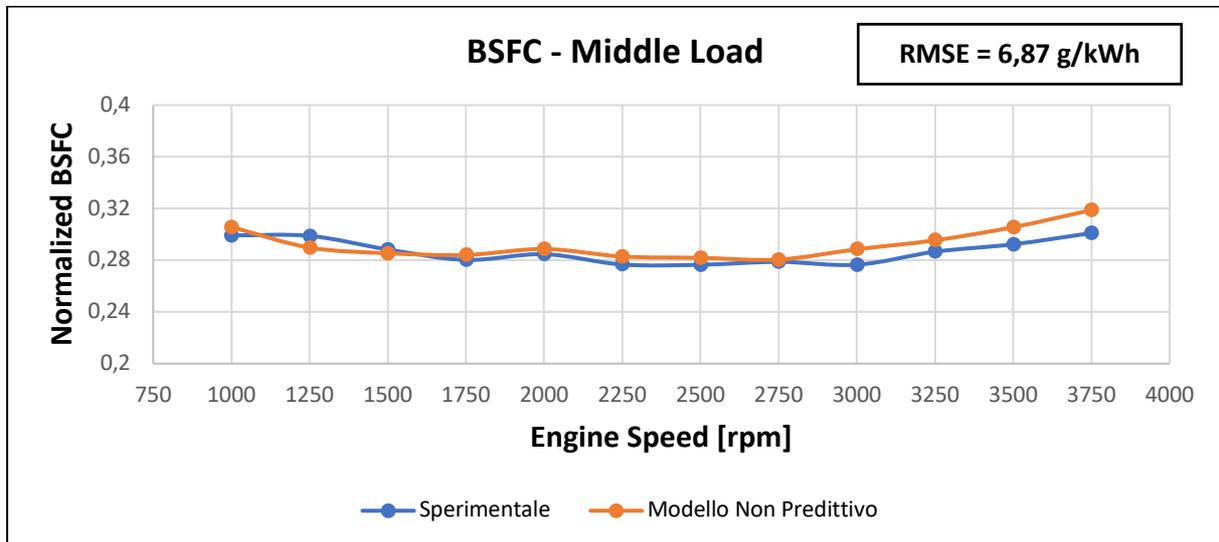


Figura 6.23. - Confronto tra il BSFC a carico parziale ottenuto sperimentalmente e quello del modello non predittivo.

Anche a carico parziale sono stati ottenuti due andamenti del BSFC quasi sovrapponibili. Anche per il consumo medio specifico, la differenza maggiore si verifica per una velocità di rotazione di 3750 rpm, dove l'errore è pari al 5,90 %.

6.2. Risultati modello predittivo

6.2.1. Confronto risultati calibrazione Sweep ed Independent parameters

La calibrazione del modello predittivo è stata effettuata soltanto sui 91 punti motore che presentano un valore di dosatura relativa maggiore di 1,2.

Per ottimizzare i parametri di combustione sono state inizialmente realizzate sia la calibrazione di tipo "Sweep" che quella "Independent" parameters.

Nei grafici sottostanti viene mantenuta la numerazione originale dei casi, lasciando quindi dei vuoti in assenza di un punto motore rimosso per la calibrazione del modello predittivo.

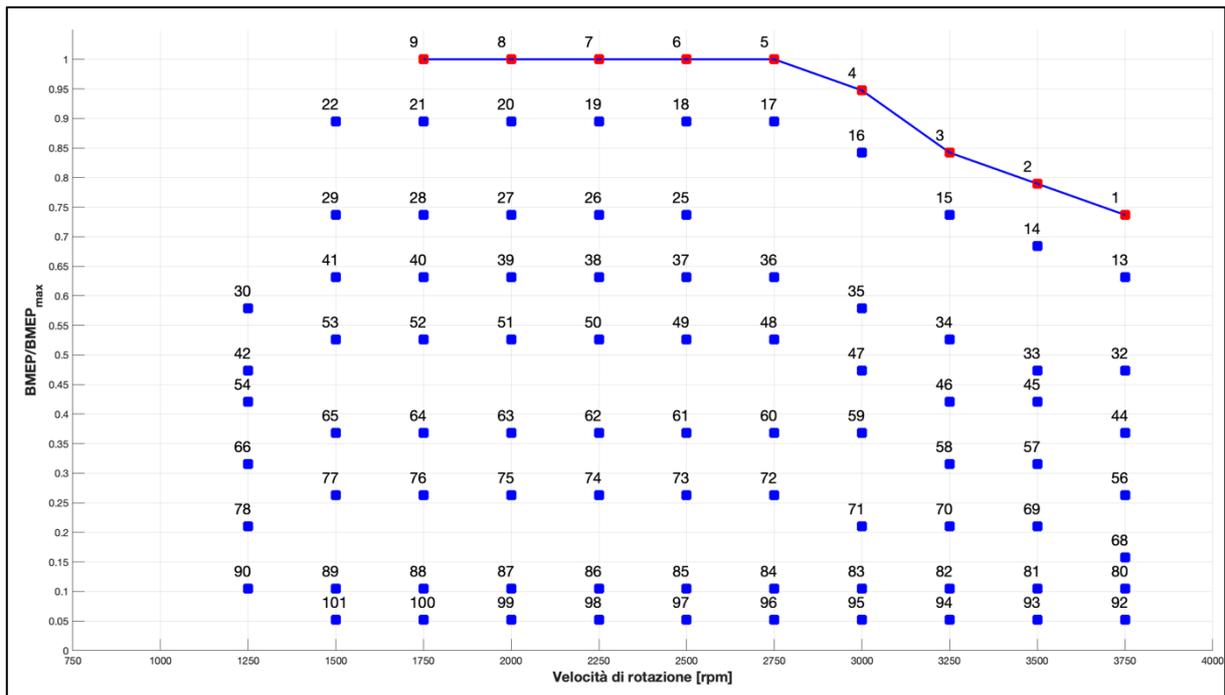


Figura 6.24. - Mappa punti motore utilizzati per la validazione del modello predittivo Di-Pulse.

Successivamente è stata scelta la simulazione migliore in base ai risultati delle due calibrazioni ed al confronto degli errori quadratici medi (RMSE) relativi a:

- massima pressione in camera (*Peak Firing Pressure*);
- angolo di manovella relativo al 50% del combustibile bruciato (*MFB 50*);
- IMEP;
- Burn Rate.

CONFRONTO RMSE PER LE DUE CALIBRAZIONI		
	Calibrazione Sweep	Calibrazione Independent
Peak Firing Pressure [bar]	2,30	2,22
MFB 50 [deg]	1,29	1,64
IMEP [bar]	0,41	0,24

Tabella 6.2. - Confronto RMSE per le calibrazioni Sweep ed Independent parameters.

Si può notare dalla tabella 6.2. come i valori degli errori quadratici medi per quanto riguarda la calibrazione “Independent” siano inferiori a quelli della “Sweep” ad eccezione del MFB 50, leggermente superiore nel primo caso.

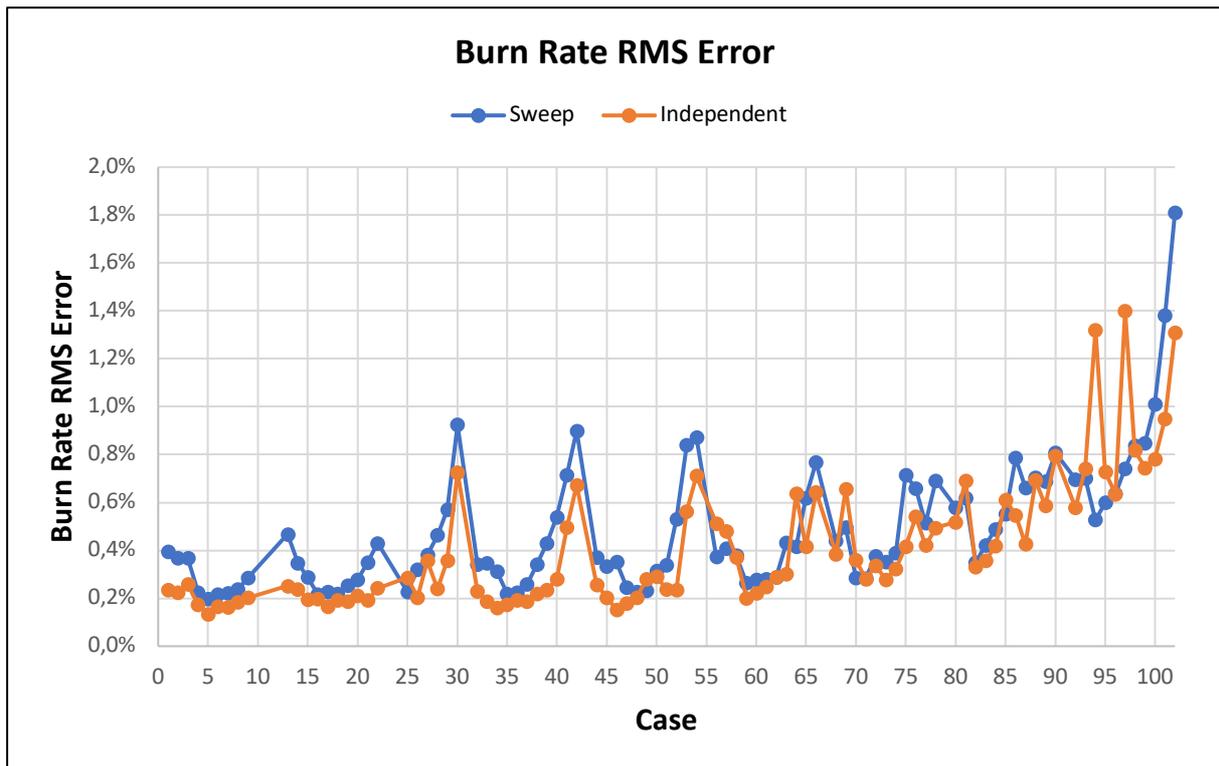


Figura 6.25. - Confronto tra RMSE sul Burn Rate relativo alle due calibrazioni.

Si può notare dalla figura 6.25. come la calibrazione “Independent” parameters permetta di ottenere complessivamente un errore quadratico medio inferiore sulla determinazione del Burn Rate rispetto alla “Sweep” ad eccezione di alcuni punti soprattutto a basso carico (punti da 90 a 103).

Inoltre, nella calibrazione “Sweep” parameters viene raggiunto l’errore quadratico medio più alto sul Burn Rate, pari a 1,81%.

Di seguito sono riportati i grafici di confronto tra le calibrazioni “Sweep” ed “Independent” relativi al MFB 50, IMEP e Peak Firing Pressure.

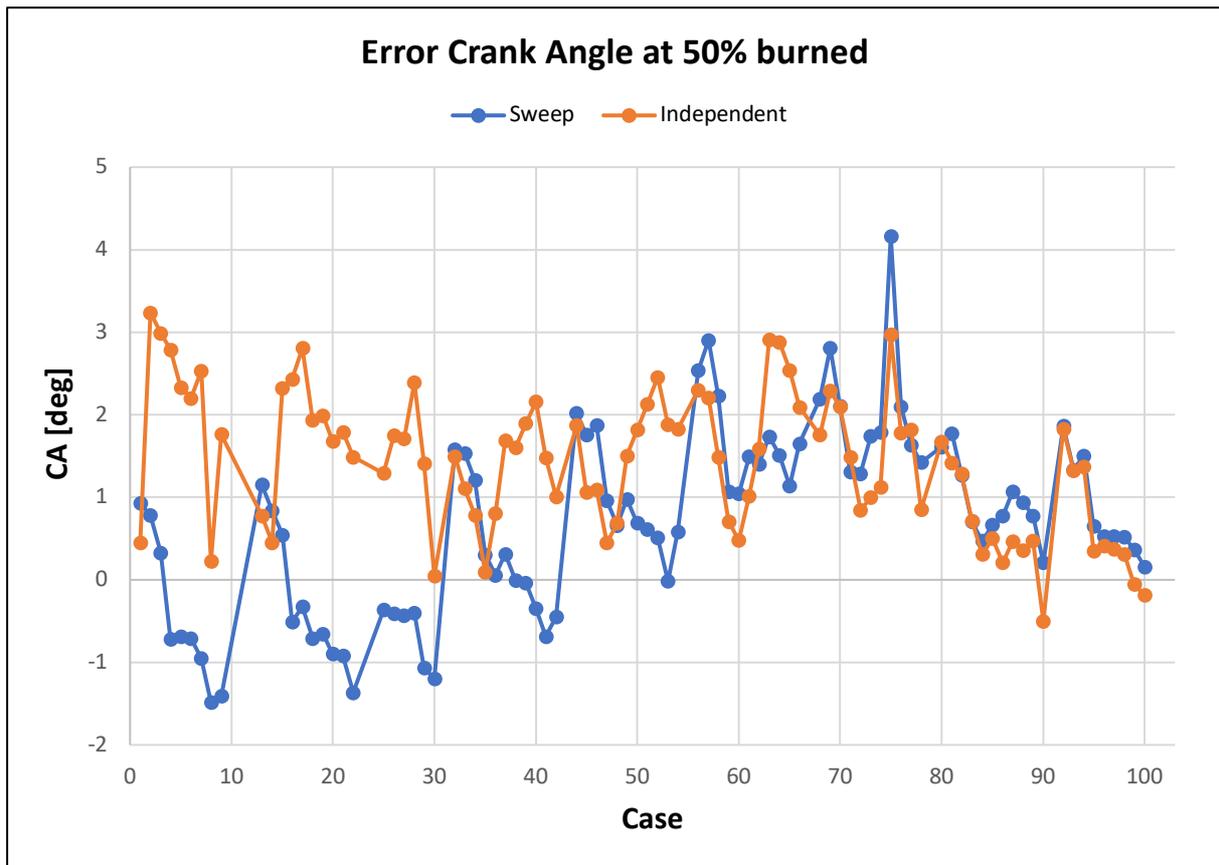


Figura 6.26. - Confronto tra l'errore relativo al MFB 50 delle calibrazioni "Sweep" ed "Independent".

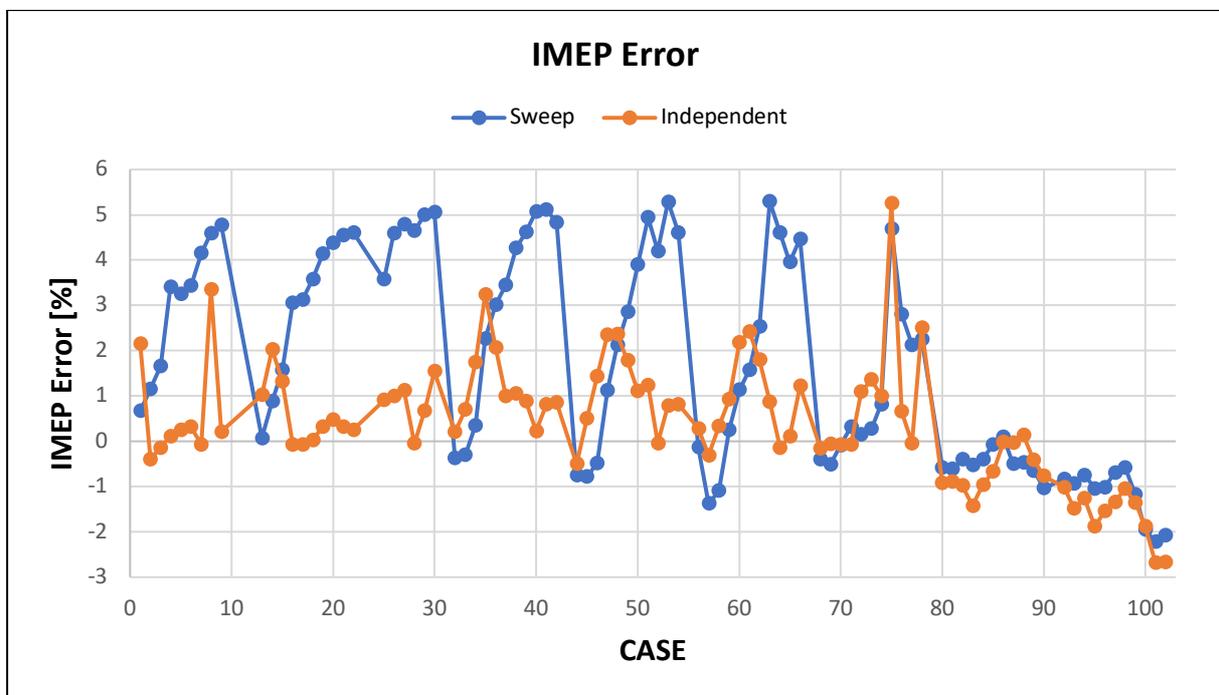


Figura 6.27. - Confronto tra l'errore relativo alla IMEP delle calibrazioni "Sweep" ed "Independent".

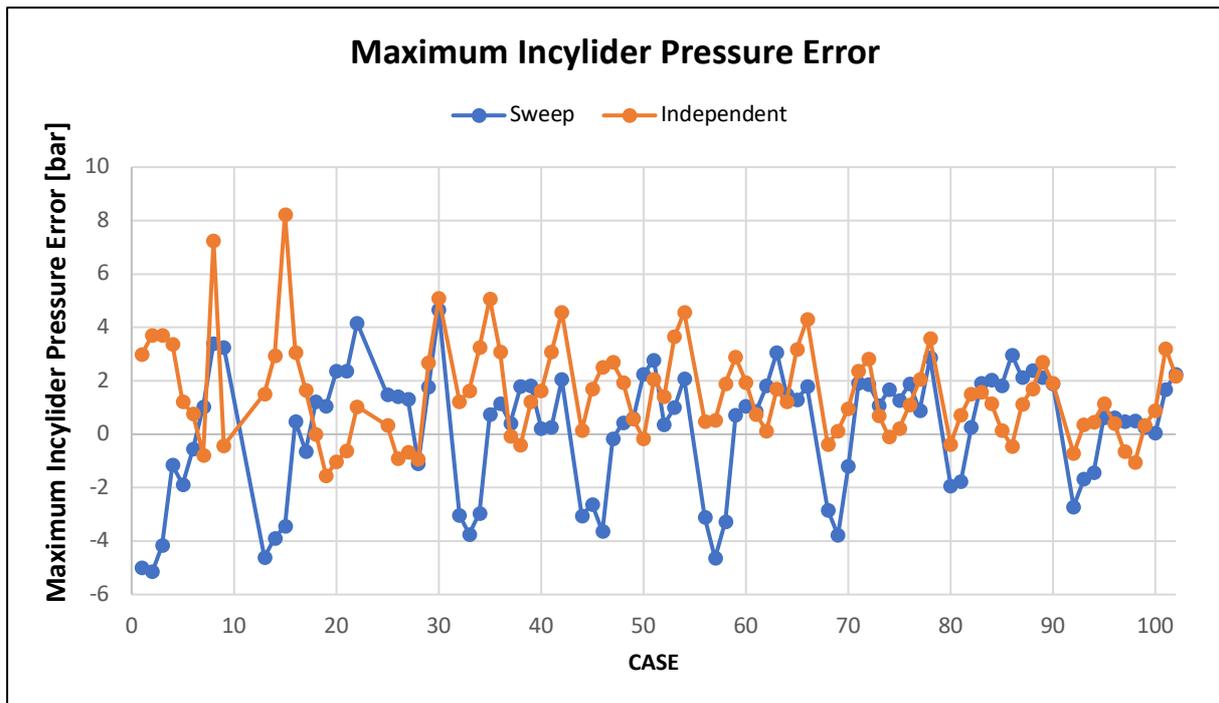


Figura 6.28. - Confronto tra l'errore relativo alla massima pressione in camera delle calibrazioni "Sweep" ed "Independent".

Inoltre, per la valutazione della calibrazione, gli errori relativi ai parametri mostrati nei grafici precedenti sono stati confrontati con i range in cui si possono ritenere accettabili, forniti dalla guida della Gamma Technologies e definiti nella tabella 5.4. del paragrafo 5.4.4.

Nella tabella 6.3. sono riportati il numero di errori per le due calibrazioni relativi alla PFP, MFB 50 e IMEP.

NUMERO DI ERRORI CALIBRAZIONI		
	Calibrazione Sweep	Calibrazione Independent
Peak Firing Pressure	1	4
MFB 50	9	22
IMEP	6	1

Tabella 6.3. - Confronto numero di punti fuori dai range definiti da GT-Power nelle calibrazioni "Sweep" ed "Independent".

Anche se dalla valutazione dei grafici precedenti e delle tabelle 6.2. e 6.3. la calibrazione "Independent" parameters presenta un numero maggiore di punti con errore relativo alla Peak Firing Pressure e MFB 50, consente di ridurre gli errori relativi alla IMEP e l'RMSE del Burn Rate rispetto alla "Sweep" o *single-set*.

In conclusione, l'utilizzo di un processo di ottimizzazione a parametri indipendenti permette di ottenere dei risultati più precisi, rispetto ai dati sperimentali, per quanto riguarda il modello predittivo di combustione.

Per questo motivo è stato scelto il modello dettagliato con calibrazione del tipo “Independent” parameters per la validazione del modello predittivo e per la successiva calibrazione delle emissioni degli ossidi di azoto.

6.2.2. Risultati calibrazione “Independent” parameters

In questo paragrafo sono presentati i risultati relativi alla calibrazione del modello predittivo con ottimizzazione a parametri indipendenti.

Successivamente sono riportate le mappe relative ai quattro parametri che sono stati ottimizzati ed inseriti all’interno di una “Look-up Table” all’interno del “Combustion Object” nel modello del cilindro.

In questo modo è possibile ottenere delle variazioni di tali parametri più gradualı con il punto di funzionamento, senza la presenza di picchi significativi che possono aumentare gli errori nella previsione del modello dovute all’interpolazione effettuata da GT-Power.

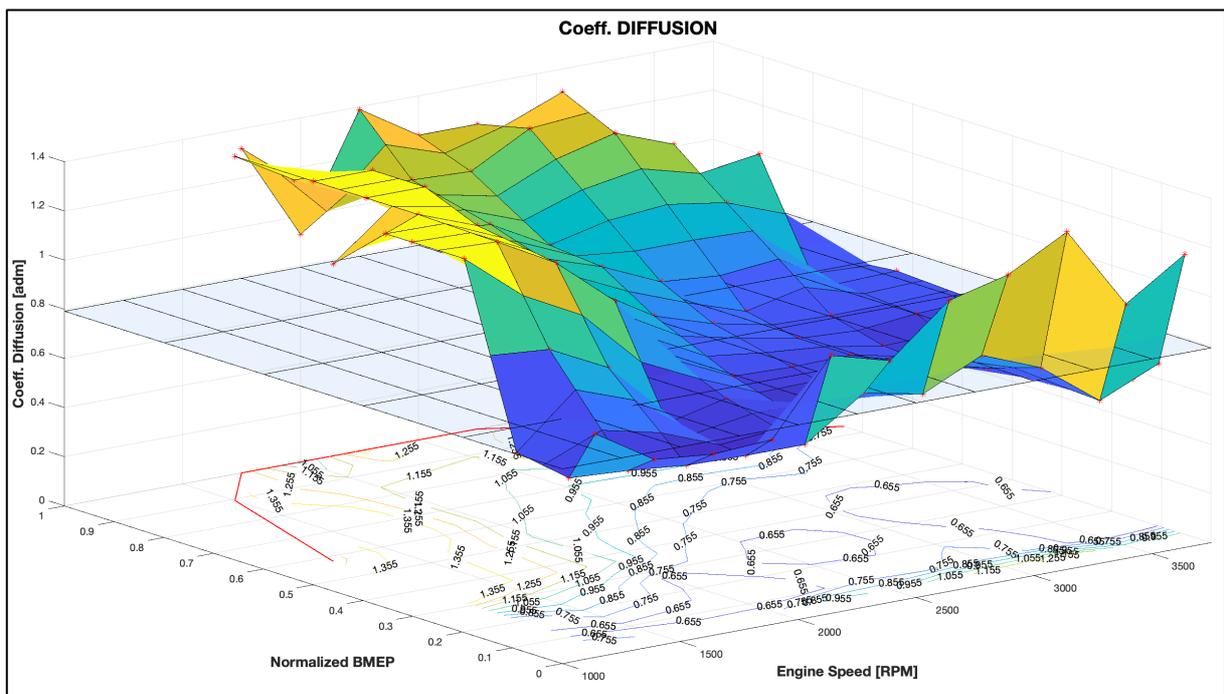


Figura 6.29. - Diffusion Coefficient ottenuto dalla calibrazione Independent.

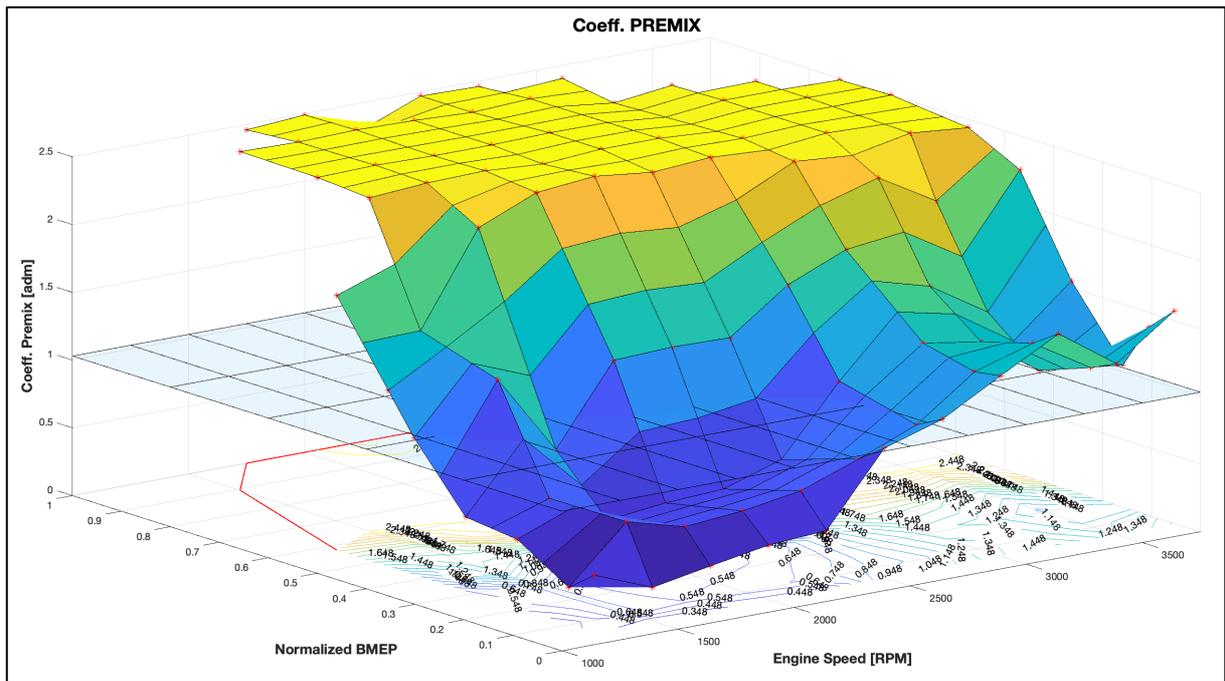


Figura 6.30. - Premix Coefficient ottenuto dalla calibrazione Independent.

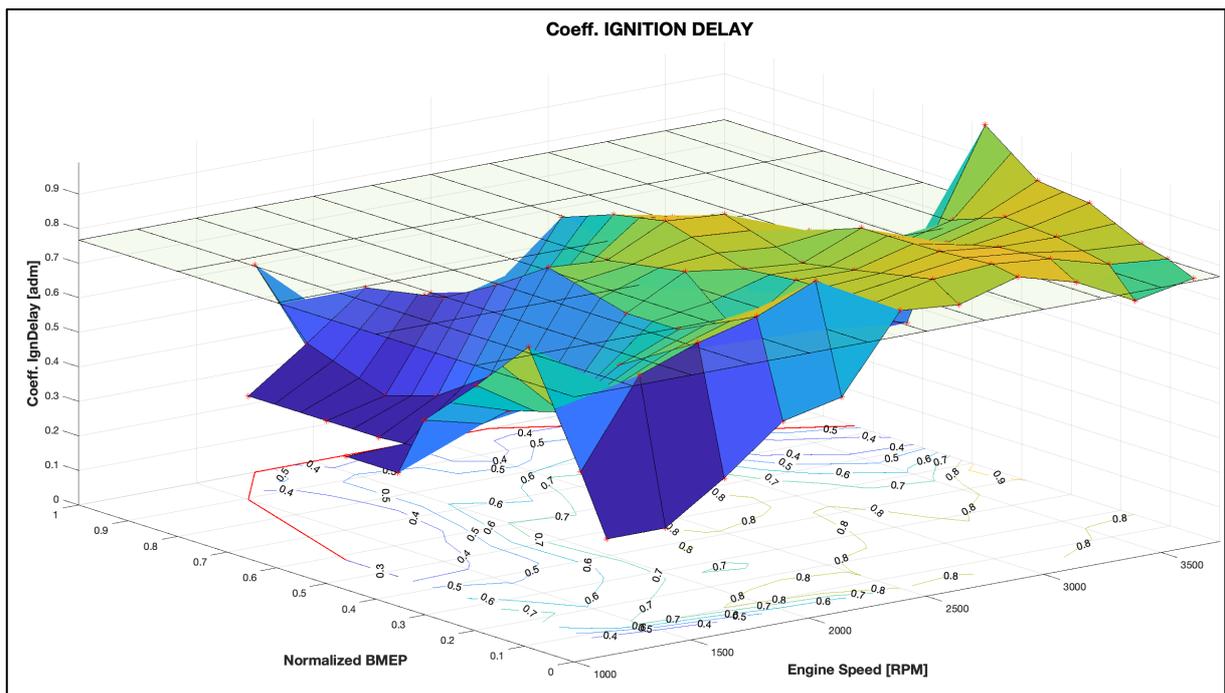


Figura 6.31. - Ignition Delay Coefficient ottenuto dalla calibrazione Independent.

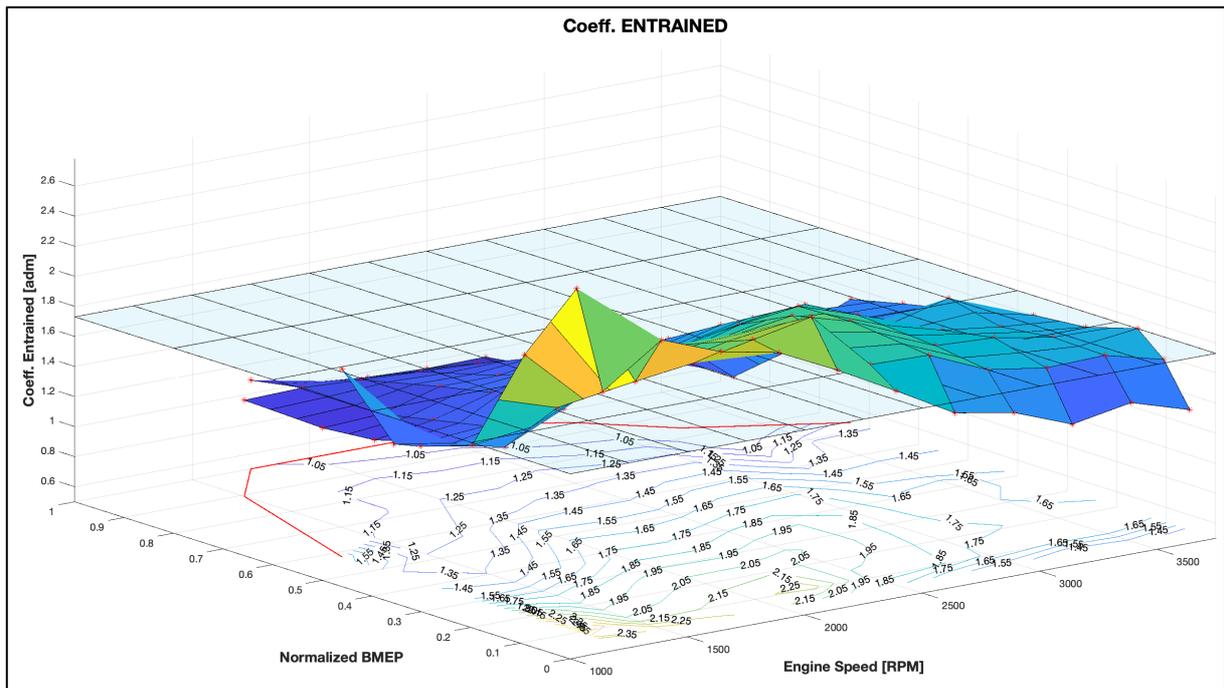


Figura 6.32. - Entrained Coefficient ottenuto dalla calibrazione Independent.

Di seguito sono riportate le mappe relative agli errori nella determinazione di:

- Burn Rate;
- IMEP;
- Pressione massima nel cilindro (PFP);
- Angolo di manovella corrispondente al 50% del combustibile bruciato (MFB 50).

RMSE Burn Rate

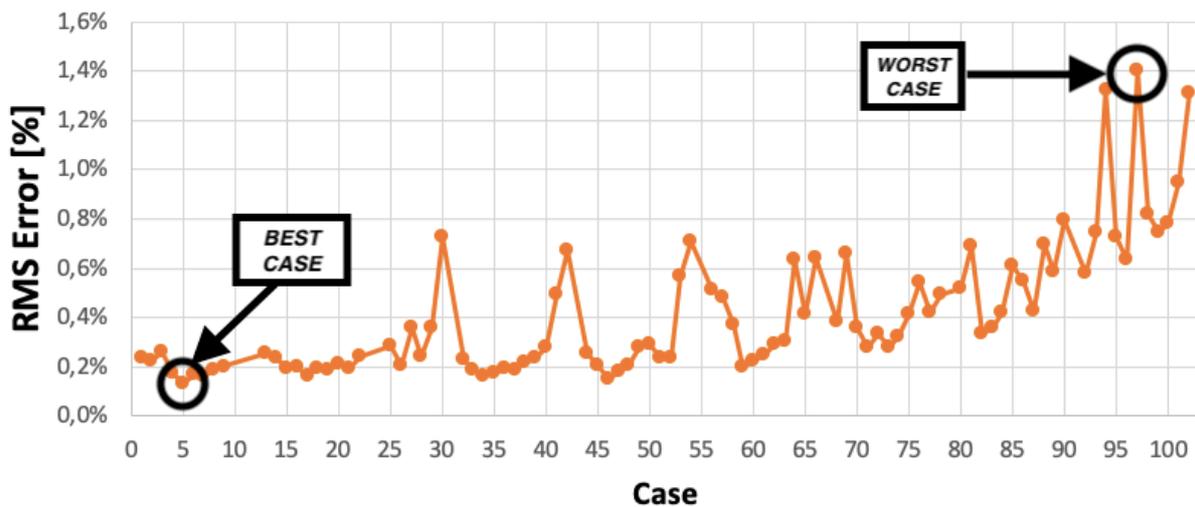


Figura 6.33. - Errore quadratico medio relativo al Burn Rate per ogni punto della calibrazione in cui sono evidenziati il Best Case e il Worst Case.

Facendo riferimento alla figura 6.33. è possibile individuare il caso migliore ed il peggiore nella determinazione del Burn Rate grazie al modello predittivo di combustione.

In particolare:

- *best case*: 5, in cui si ha il minimo errore relativo al Burn Rate, pari a 0,197 %;
- *worst case*: 97, in cui si ha il massimo errore relativo al Burn Rate, pari a 1,4 %.

Sono di seguito presentati i grafici principali per la valutazione del comportamento del modello predittivo rispetto ai dati sperimentali sia per il best case che per il worst case.

- **Best Case: 2750 rpm, full load**

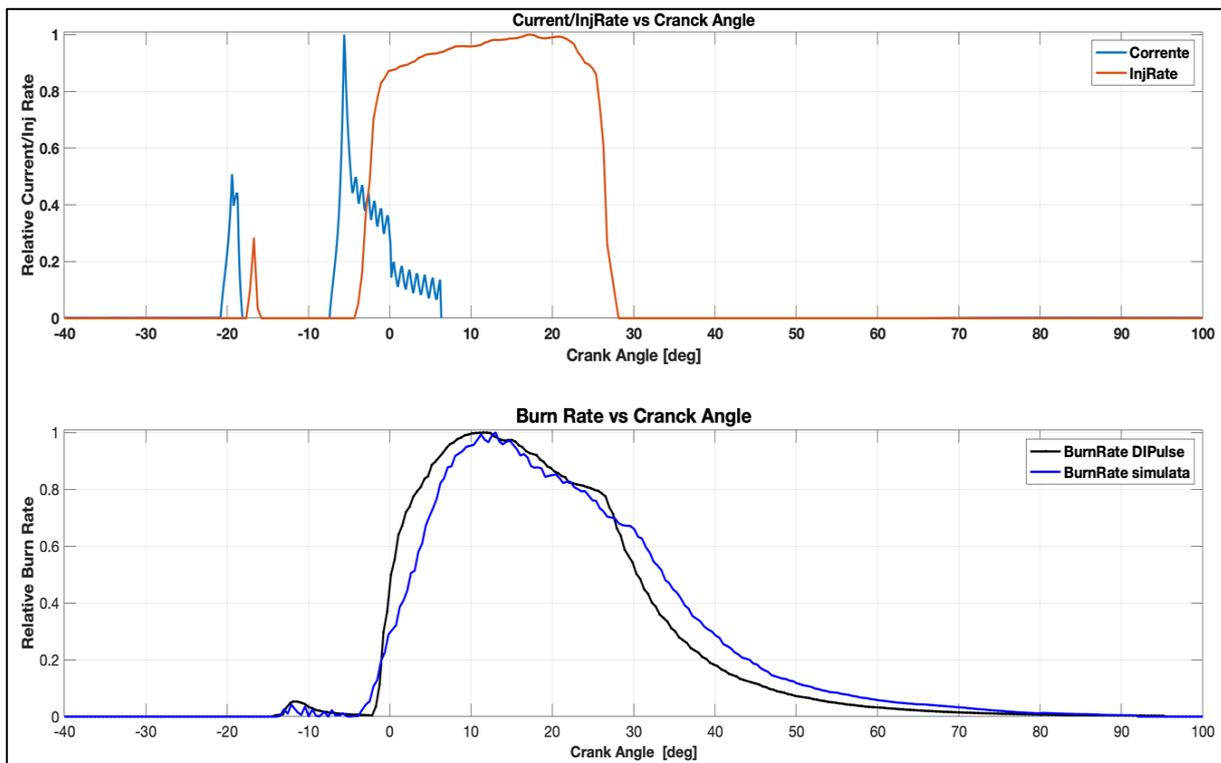


Figura 6.34. - Sono rappresentati l'andamento dell'Injection Rate e della corrente di alimentazione dell'iniettore in alto ed il confronto tra Burn Rate dell'analisi TPA (simulato) e predetto (DiPulse) in basso.

Dalla figura 6.34. si può notare come il Burn Rate simulato dal modello predittivo (*BurnRate DIPulse*) presenti un andamento molto vicino a quello ottenuto sperimentalmente (*BurnRate simulata*).

Questo testimonia la capacità del modello predittivo di riprodurre con grande precisione lo sviluppo della combustione all'interno del cilindro.

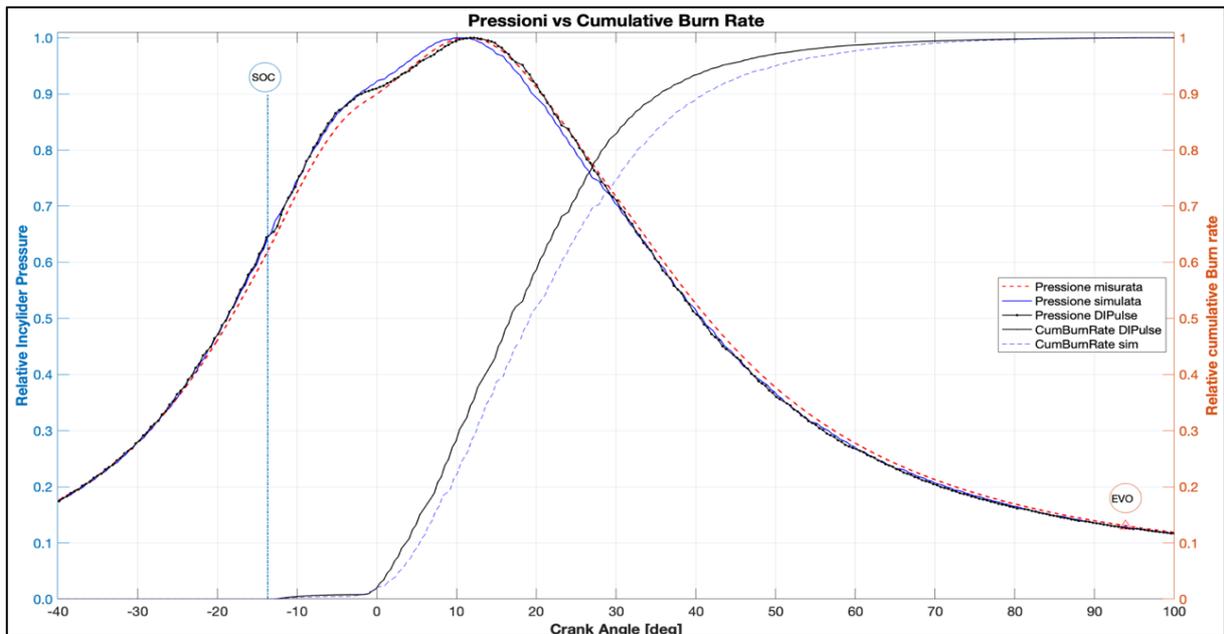


Figura 6.35. - Confronto tra le pressioni misurata (sperimentale), simulata (dall'analisi TPA) e dal modello Di-Pulse (predetta) e confronto tra il Cumulative Burn Rate simulato (dall'analisi TPA) e dal modello Di-Pulse (predetto).

Facendo riferimento alla figura 6.35. si può notare anche in questo caso un'ottima corrispondenza tra gli andamenti di pressione misurata sperimentalmente, simulata (dall'analisi TPA) e predetta i cui andamenti risultano quasi sovrapposti.

Questo rappresenta un'ulteriore testimonianza di come la calibrazione "Independent" parameters del modello predittivo sia in grado di riprodurre con elevata accuratezza gli andamenti sperimentali.

- **Worst Case: 2500 rpm, basso carico (0,05 BMEP/BMEP_{max})**

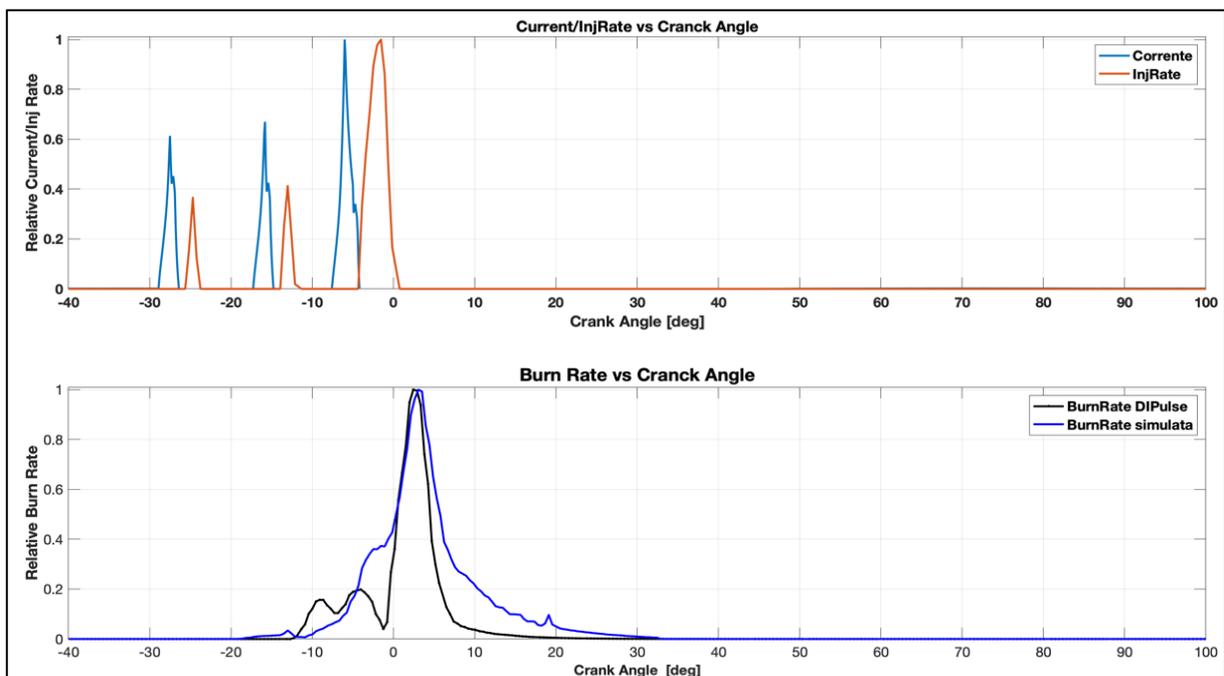


Figura 6.36. - Sono rappresentati l'andamento dell'Injection Rate e della corrente di alimentazione dell'iniettore in alto ed il confronto tra Burn Rate dell'analisi TPA (simulato) e predetto (DiPulse), in basso.

Si può notare dalla figura 6.36., come gli andamenti dei Burn Rate predetti e simulati siano molto differenti tra di loro soprattutto in corrispondenza degli angoli di manovella in cui si verificano le iniezioni *pilot* e la *pre*.

Questa discrepanza porta ad aumentare l'errore quadratico medio nel calcolo del Burn Rate.

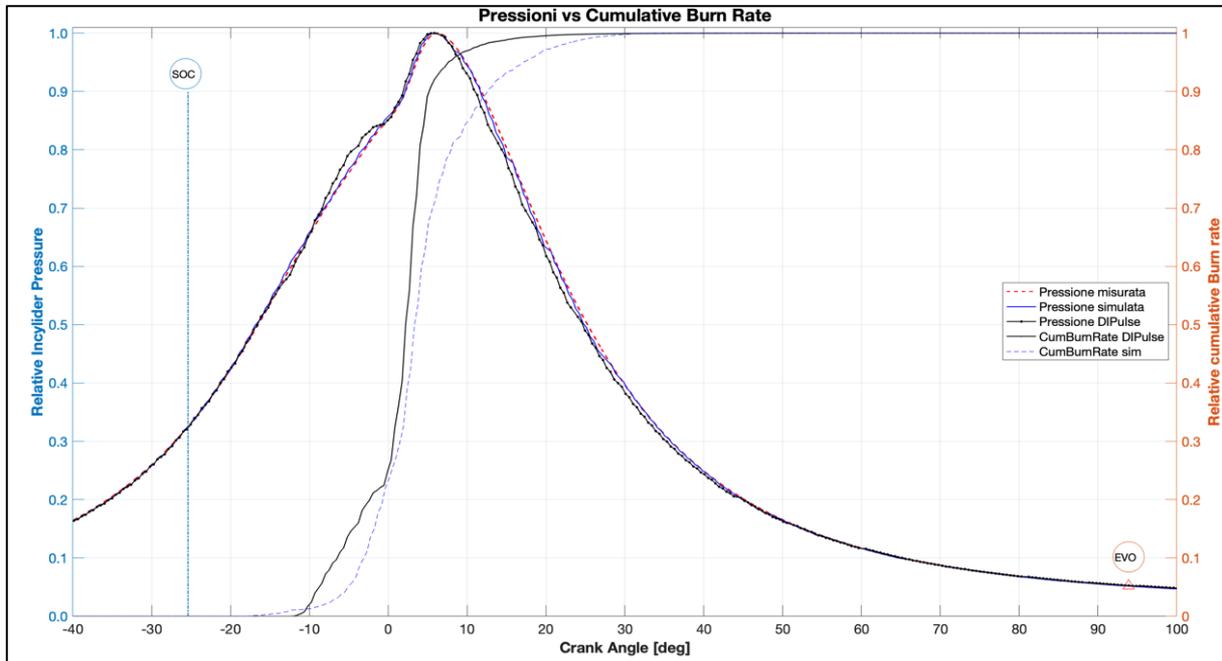


Figura 6.37. - Confronto tra le pressioni misurata (sperimentale), simulata (dall'analisi TPA) e dal modello Di-Pulse (predetta) e confronto tra il Cumulative Burn Rate simulato (dall'analisi TPA) e dal modello Di-Pulse (predetto).

Anche se la differenza tra i Burn Rate risulta accentuata, si può vedere nella figura 6.37. come gli andamenti delle pressioni misurata sperimentalmente, simulata e predetta con il modello Di-Pulse siano quasi sovrapposte.

6.3. Risultati calibrazione emissioni degli ossidi di azoto (NO_x)

La calibrazione delle emissioni di ossidi di azoto è stata effettuata utilizzando il modello di combustione "Independent" parameters.

Grazie all'utilizzo dell'ottimizzatore IDO è stato possibile realizzare la calibrazione del tipo "Sweep" parameters o *single-set* dei parametri "NO_x Multiplier" e "N₂ Oxidation Activation Energy Multiplier" in modo da ridurre la differenza tra i valori sperimentali e predetti delle emissioni di ossidi di azoto.

Sono riportati nella tabella 6.4. i risultati della calibrazione:

PARAMETRI CALIBRAZIONE EMISSIONI DI NO _x	
NO _x Multiplier	0,362
N ₂ Oxidation Activation Energy Multiplier	0,9243

Tabella 6.4. - Risultati calibrazione emissioni di ossidi di azoto.

Attraverso questi parametri è stato possibile effettuare il confronto tra i risultati ottenuti dal modello predittivo e quelli sperimentali relativi alle emissioni di NO_x, riportati nella figura 6.38.

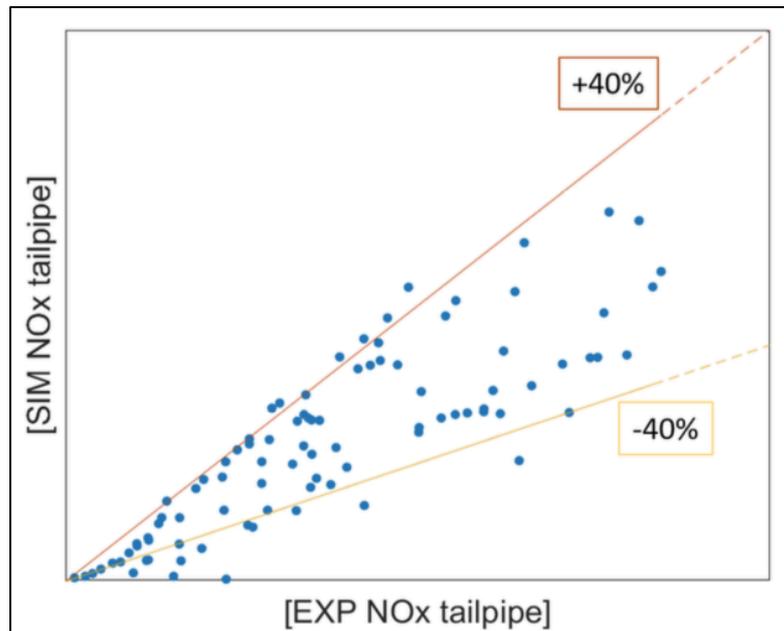


Figura 6.38. - Confronto tra le emissioni di NO_x ricavate dal modello predittivo con quelle ottenute sperimentalmente.

Si può notare dalla figura 6.38. come la concentrazione di NO_x, espressa in parti per milione (ppm), sia contenuta all'interno della banda di errore del 40%, considerata in letteratura come accettabile per la valutazione delle emissioni di ossidi di azoto.

Un ulteriore confronto tra le concentrazioni di ossidi di azoto ricavate nel modello predittivo e quelle sperimentali è riportato nella figura 6.39.

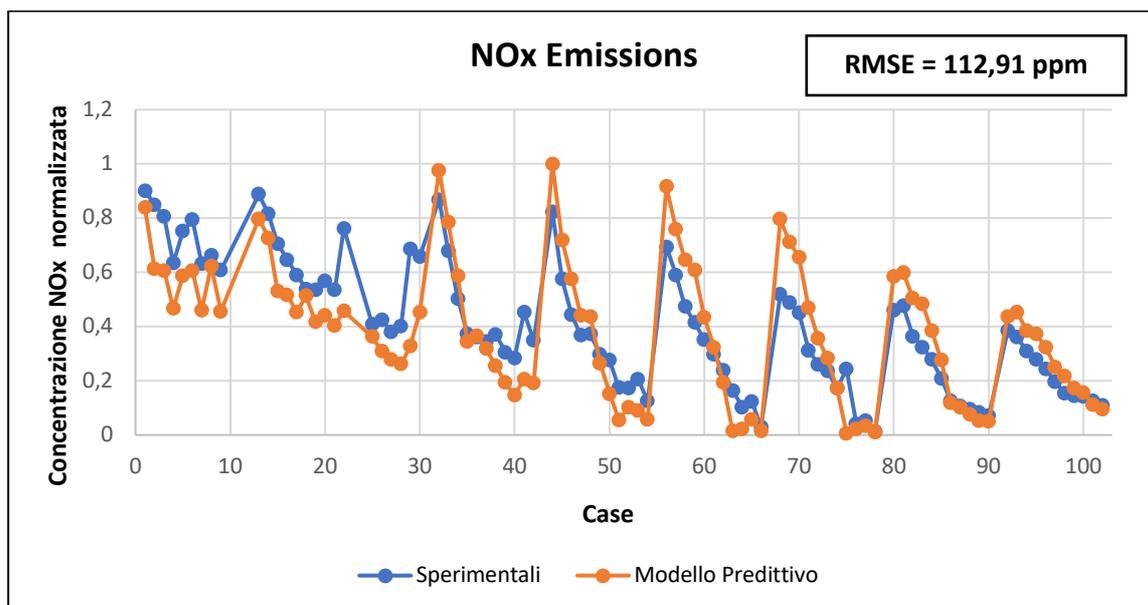


Figura 6.39. - Confronto tra le emissioni di NO_x ricavate sperimentalmente e quelle ottenute dal modello predittivo.

Si può notare dalla figura 6.39. come il modello predittivo sottostimi le emissioni di ossidi di azoto ad alto carico mentre le sovrastimi a basso carico.

6.4. Validazione modello predittivo

In questo paragrafo vengono presentati i risultati relativi alla validazione del modello predittivo di combustione Di-Pulse riferiti alla calibrazione "Independent".

Nei grafici successivi è stato effettuato il confronto tra i parametri principali prestazionali del motore rispetto ai dati sperimentali ad eccezione di quelli relativi alla combustione, in quanto sono riferiti ai risultati dell'analisi TPA.

Quindi la validazione dei parametri di durata della combustione (10-90%), di pressione massima in camera (PFP) e dell'angolo di manovella corrispondente al 50% del combustibile bruciato (MFB 50) è stata effettuata rispetto ai risultati dell'analisi TPA.

Anche in questo caso è stato calcolato l'errore quadratico medio per ognuno di questi parametri.

La validazione è stata fatta rispetto ai 91 punti usati per la calibrazione.

Nei grafici sottostanti viene mantenuta la numerazione originale dei casi, lasciando quindi dei vuoti in assenza di un punto motore rimosso per la calibrazione del modello predittivo.

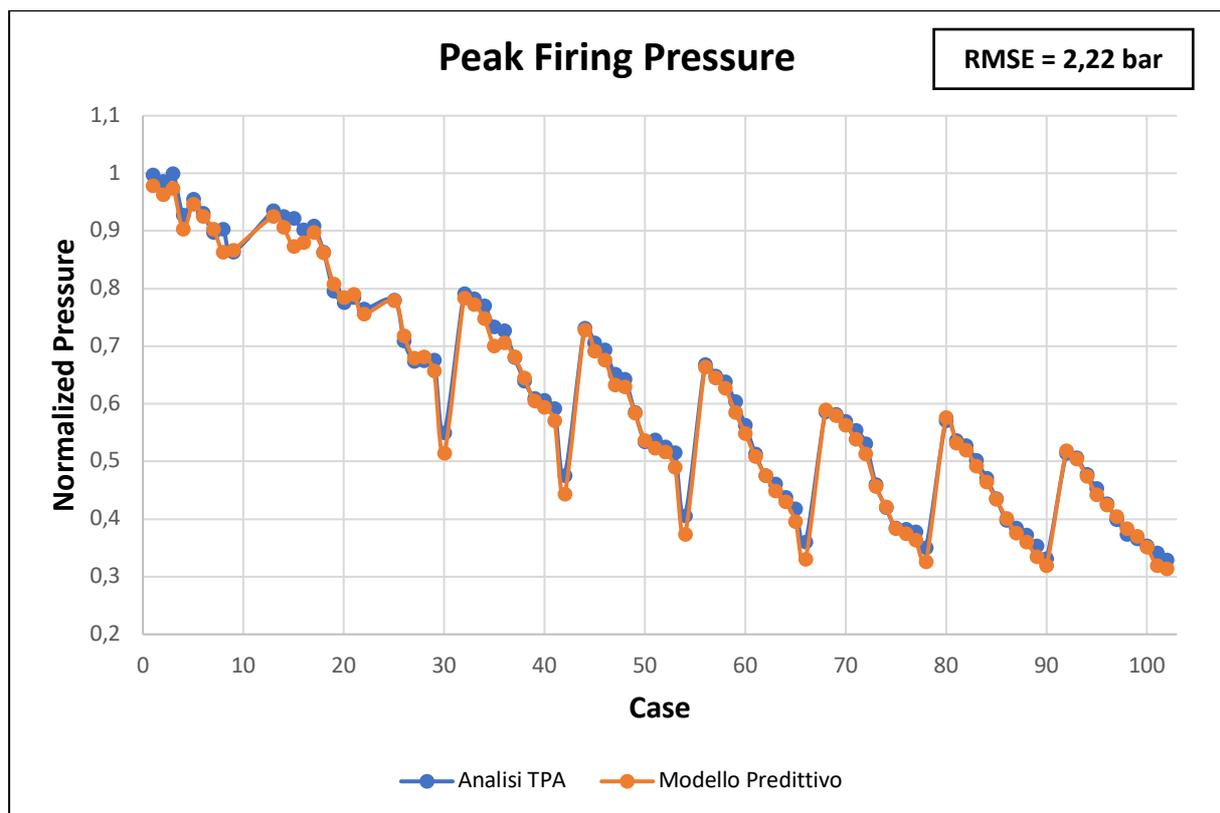


Figura 6.40. - Confronto tra la massima pressione in camera dell'analisi TPA e di quella del modello predittivo.

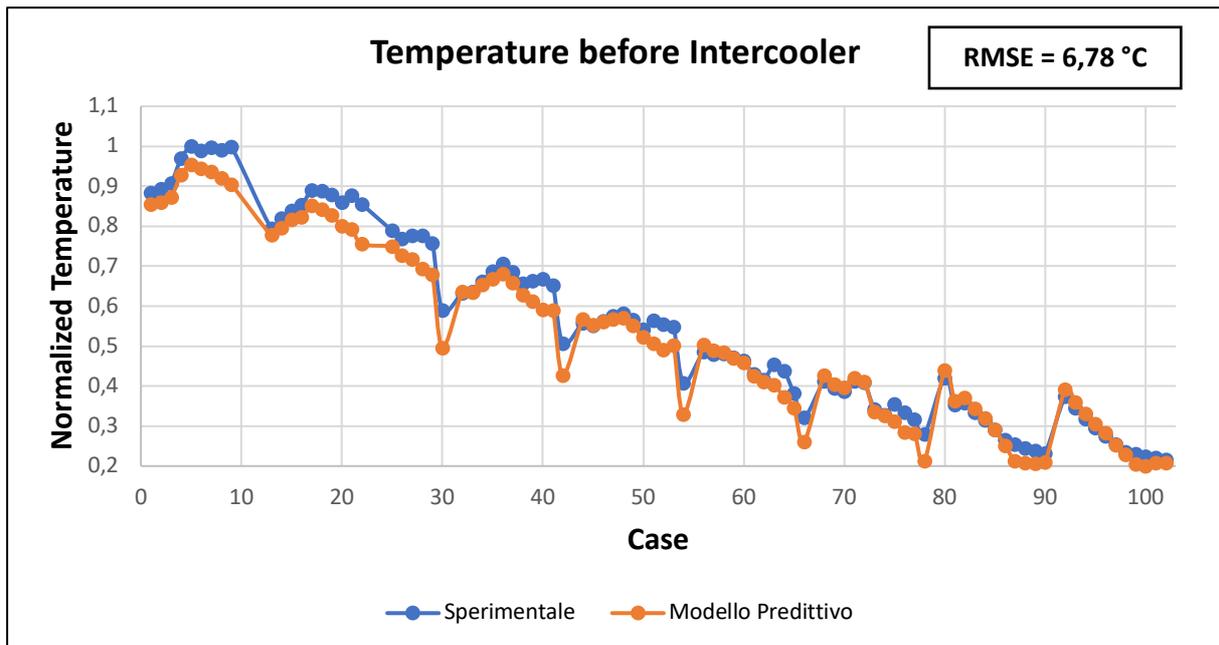


Figura 6.41. - Confronto tra temperatura dell'aria prima del CAC sperimentale e quella del modello predittivo.

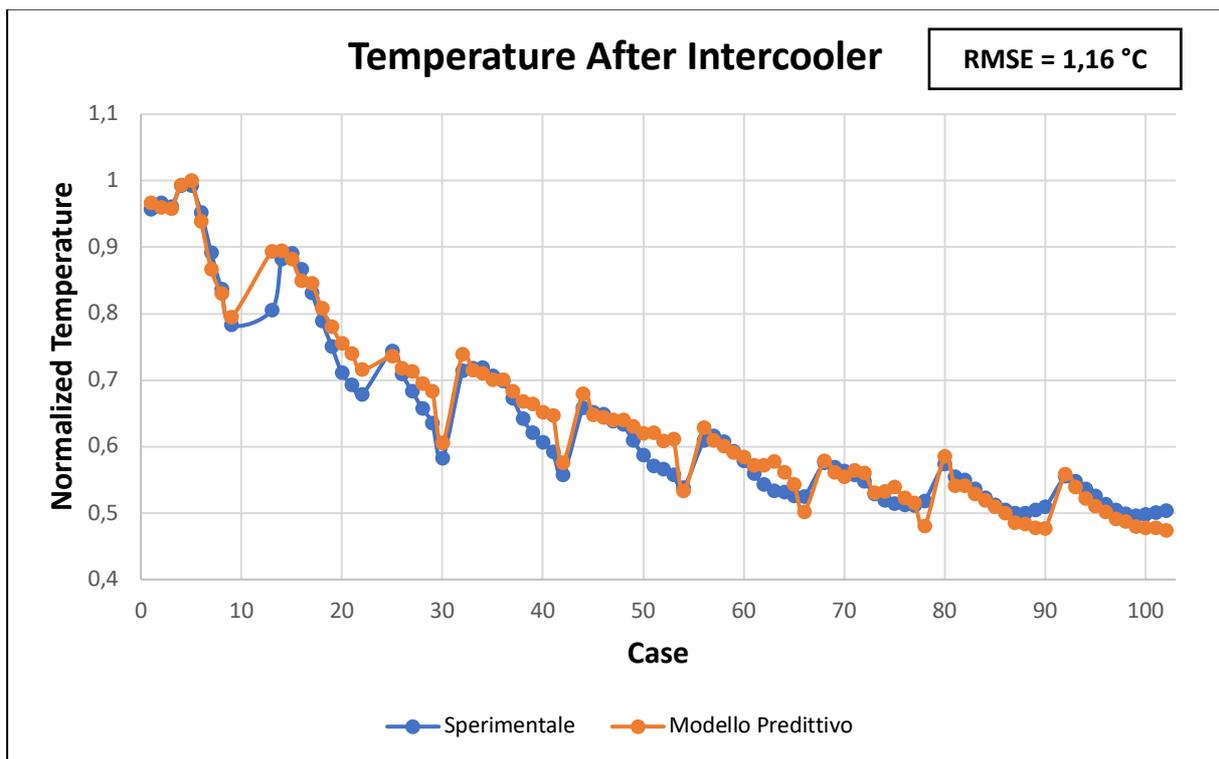


Figura 6.42. - Confronto tra temperatura dell'aria dopo il CAC sperimentale e quella del modello predittivo.

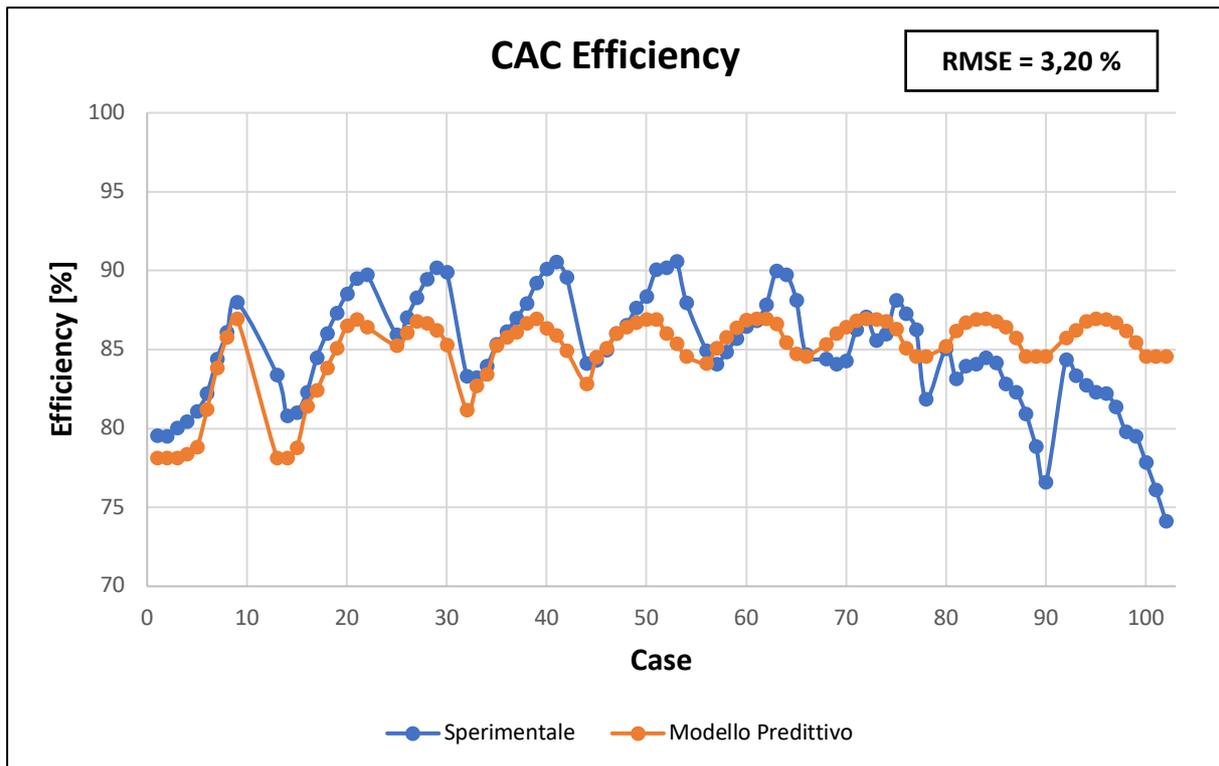


Figura 6.43. - Confronto tra l'efficienza del CAC sperimentale e quella del modello predittivo.

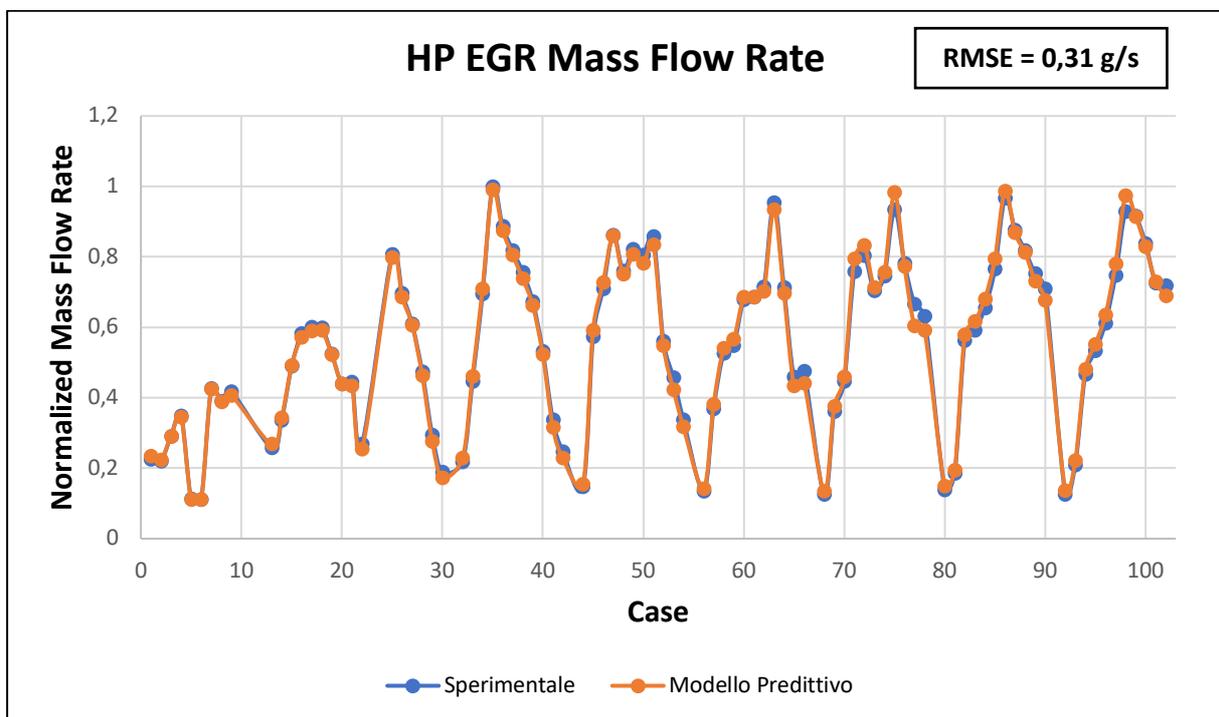


Figura 6.44. - Confronto tra la portata di EGR nel circuito High Pressure sperimentale e quella del modello predittivo.

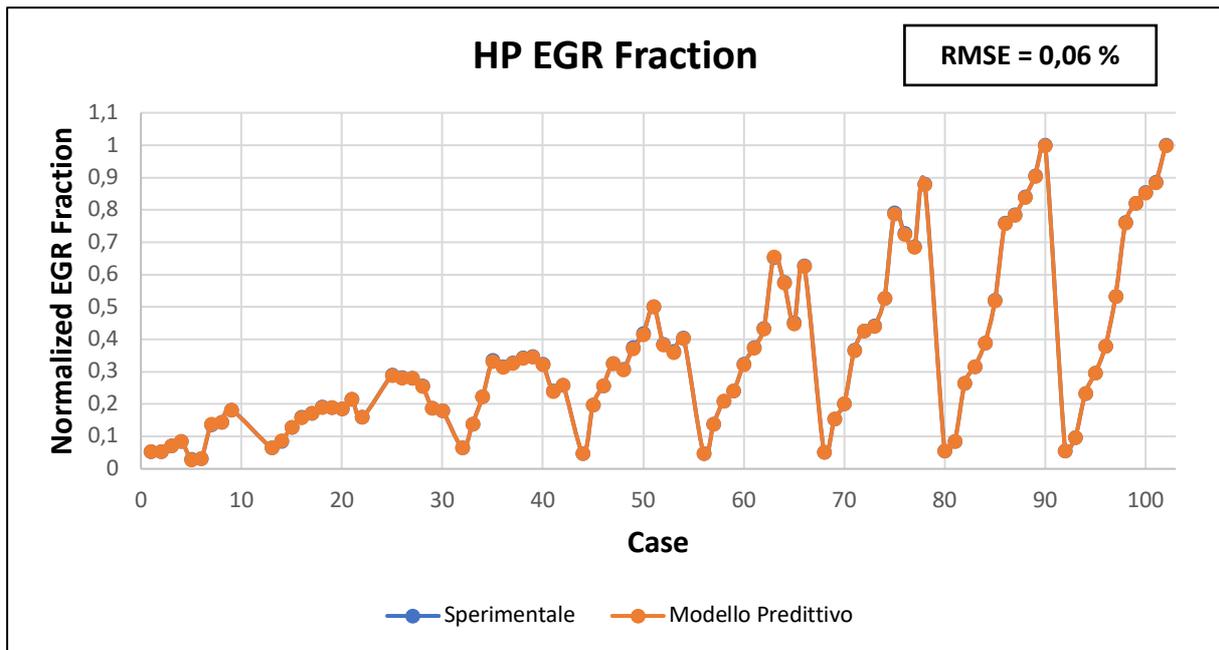


Figura 6.45. - Confronto tra la frazione di EGR nel circuito High Pressure sperimentale e quella del modello predittivo.

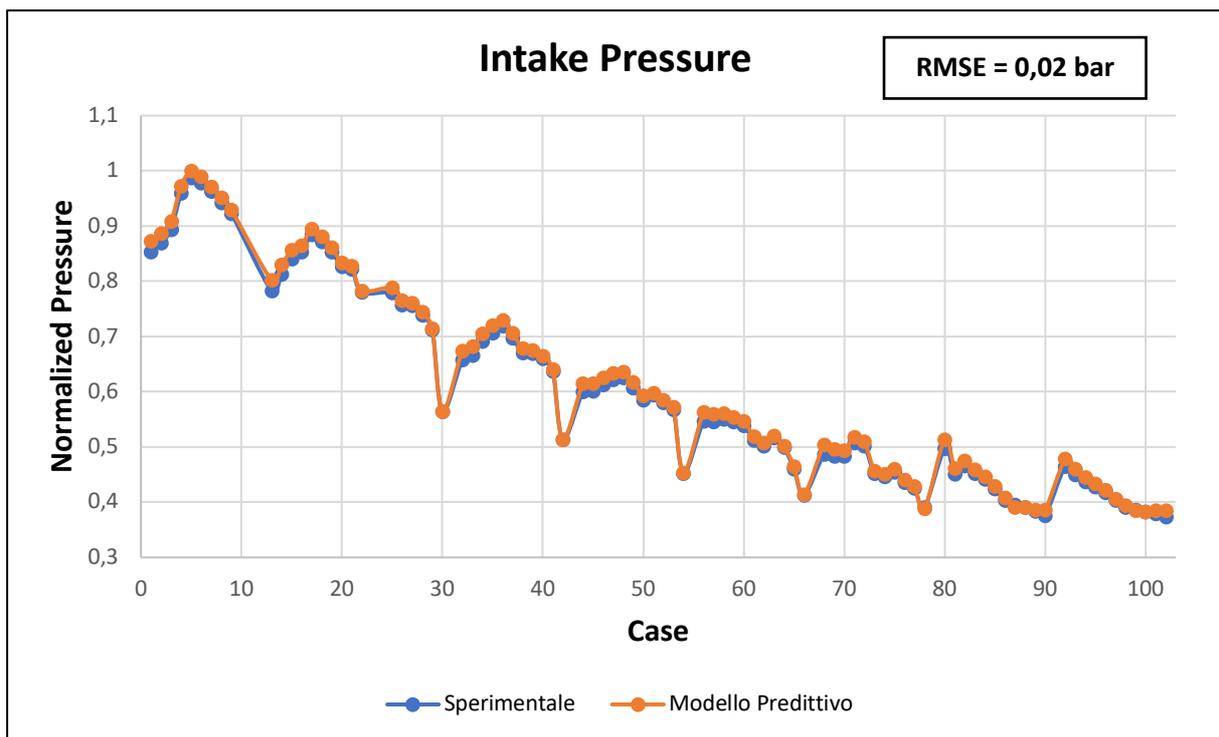


Figura 6.46. - Confronto tra la pressione all'aspirazione sperimentale e quella del modello predittivo.

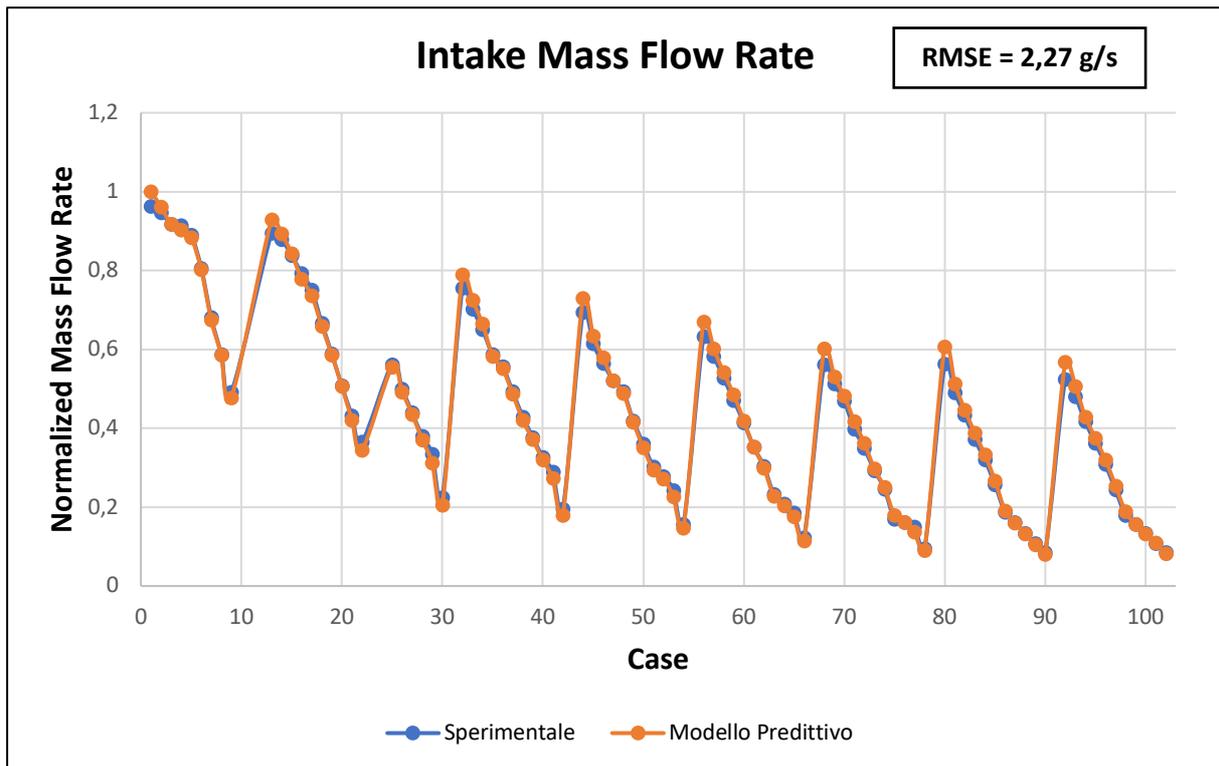


Figura 6.47. - Confronto tra la portata all'aspirazione sperimentale e quella del modello predittivo.

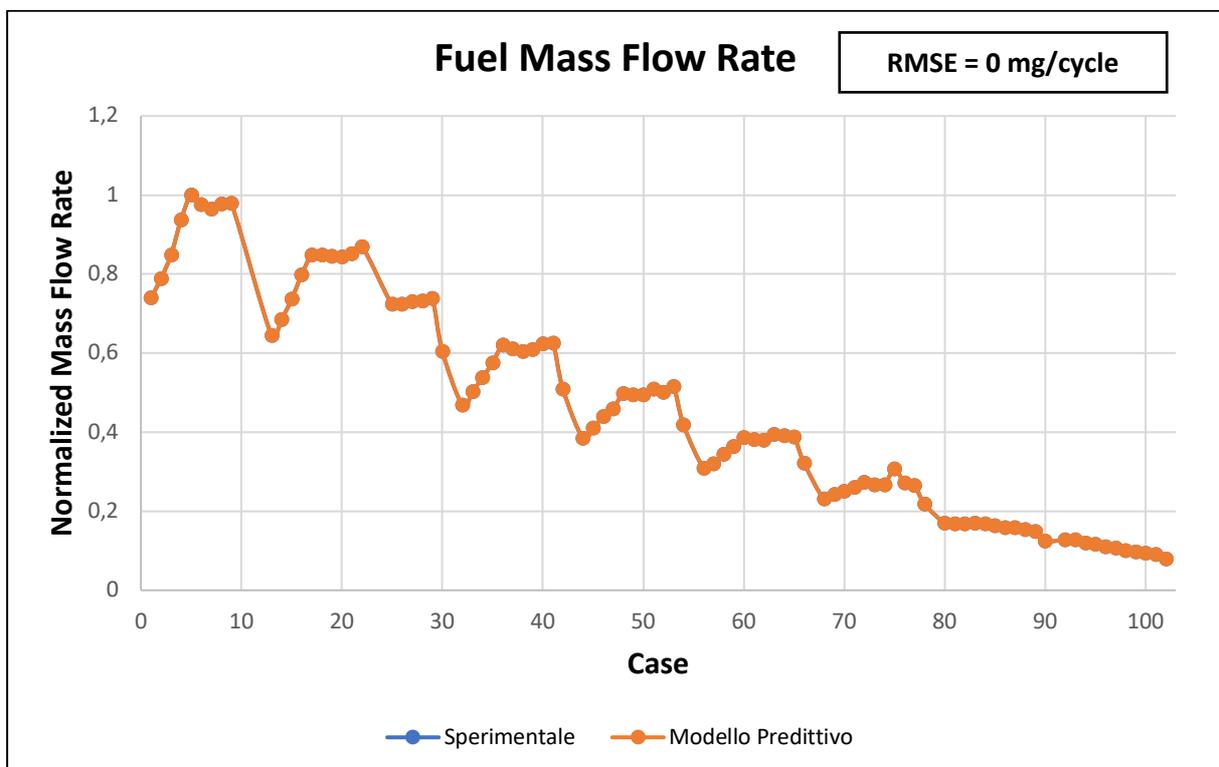


Figura 6.48. - Confronto tra la portata di combustibile sperimentale e quella del modello predittivo.

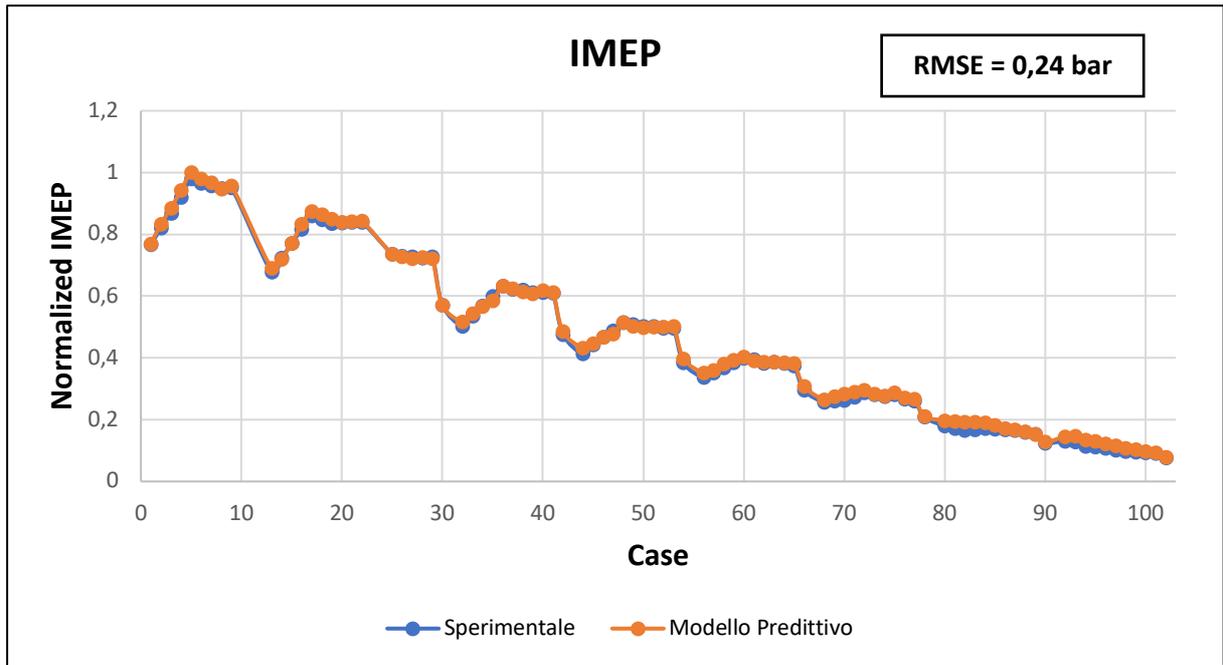


Figura 6.49. - Confronto tra la IMEP sperimentale e quella del modello predittivo.

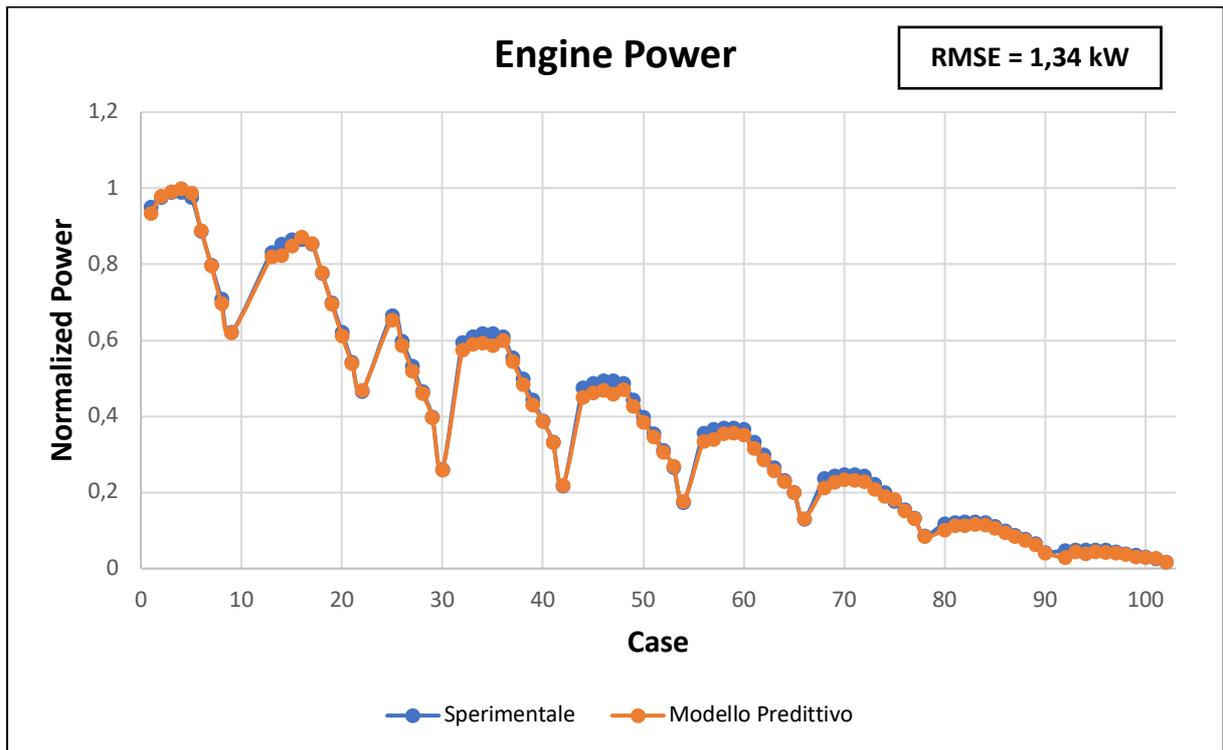


Figura 6.50. - Confronto tra la potenza sviluppata dal motore sperimentalmente e quella nel modello predittivo.

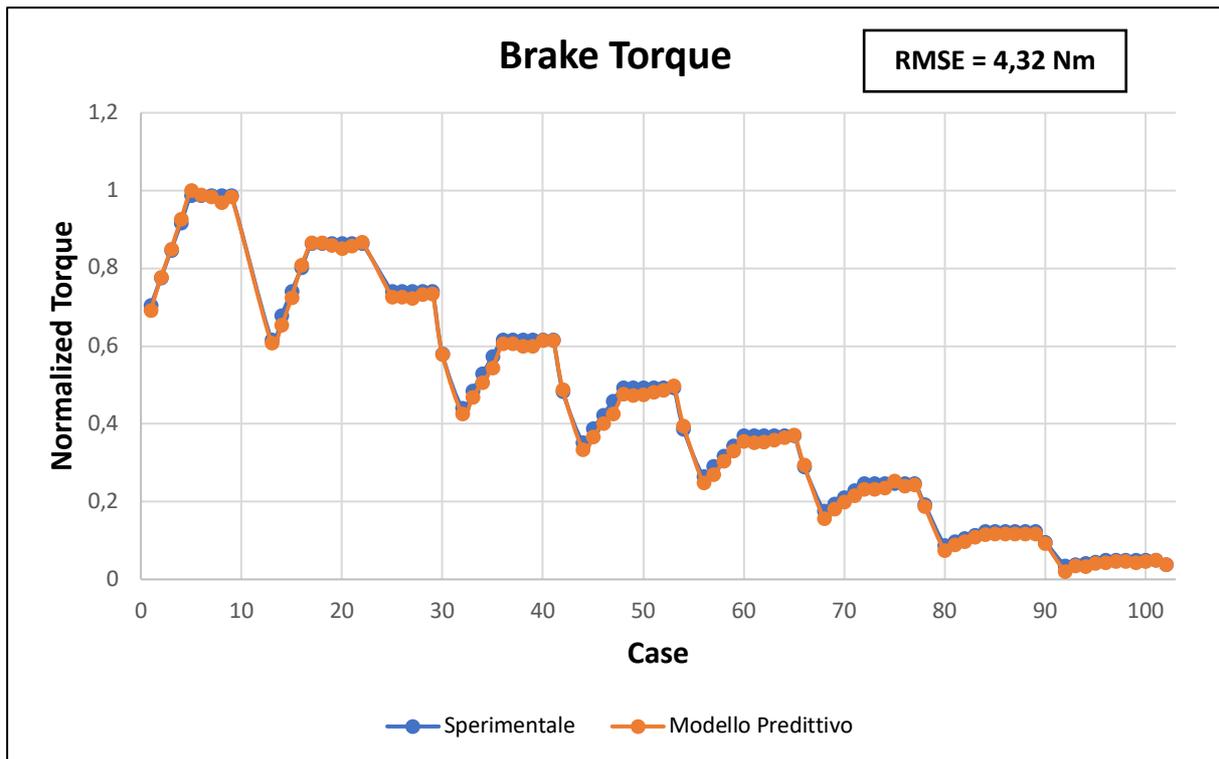


Figura 6.51. - Confronto tra la coppia sviluppata dal motore sperimentalmente e quella nel modello predittivo.

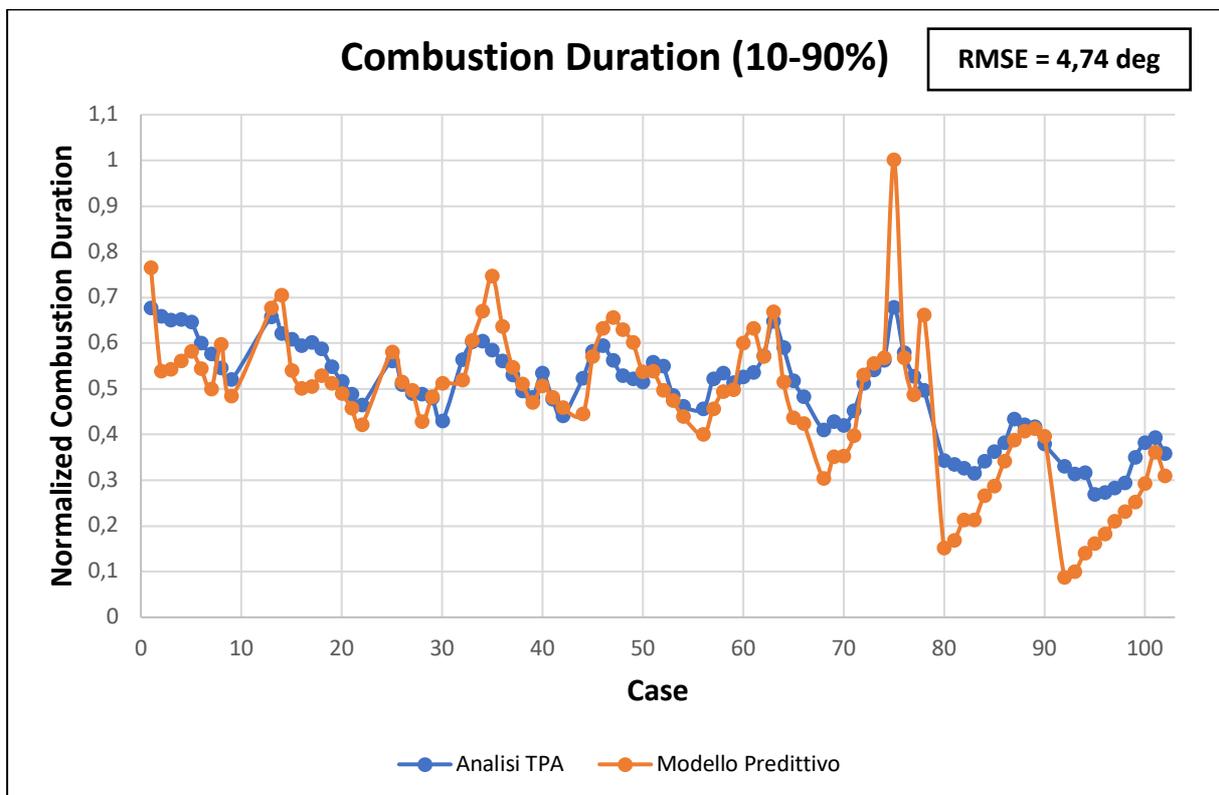


Figura 6.52. - Confronto tra la durata della combustione dell'analisi TPA e del modello predittivo.

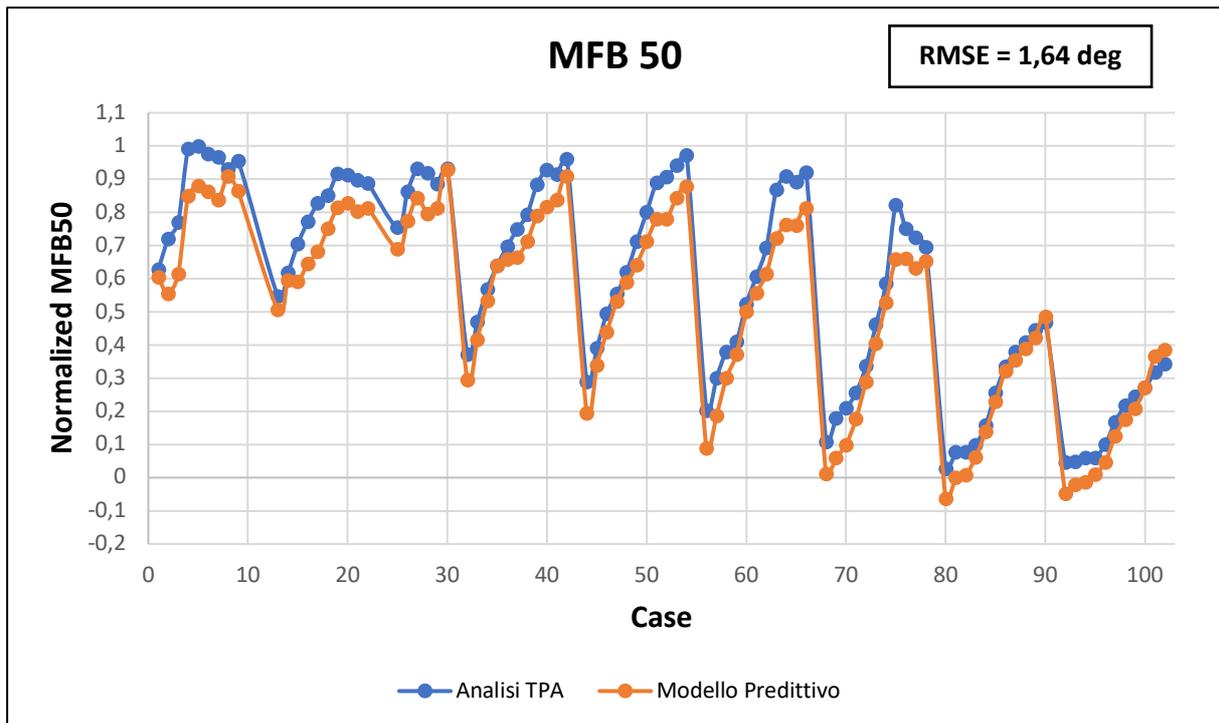


Figura 6.53. - Confronto tra l'angolo di manovella del 50% della combustione dell'analisi TPA e del modello predittivo.

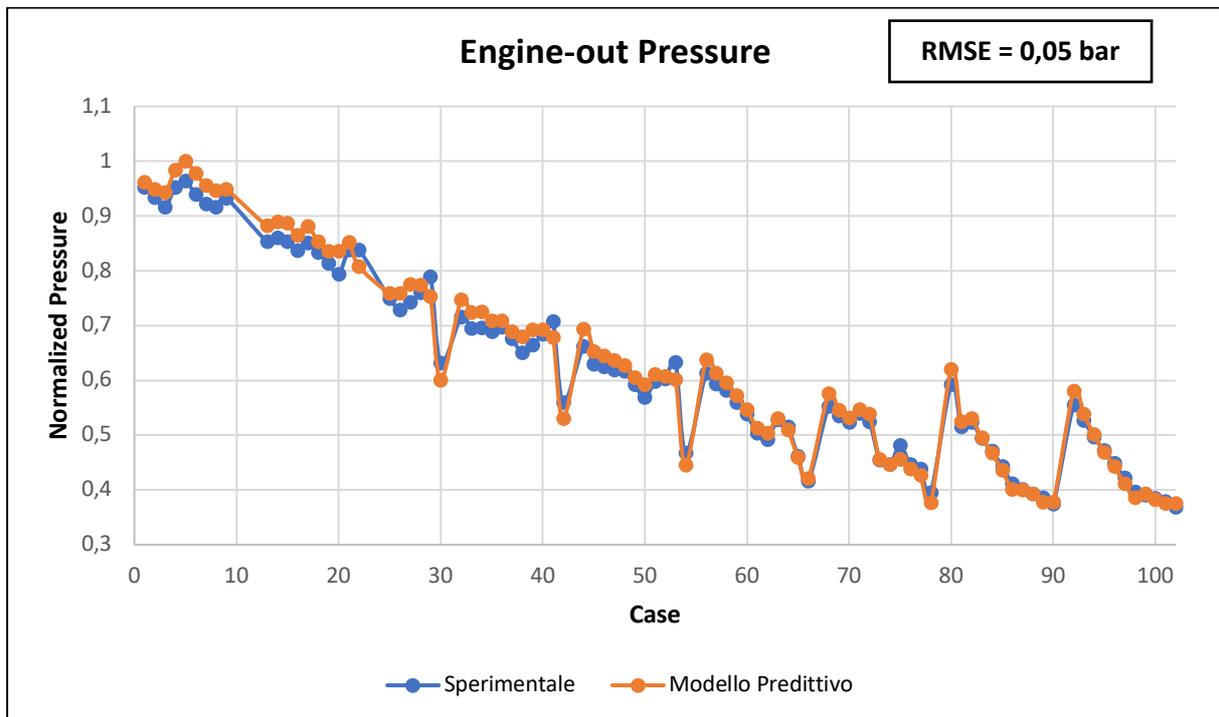


Figura 6.54. - Confronto tra la pressione allo scarico ottenuta dai dati sperimentali e quella dal modello predittivo.

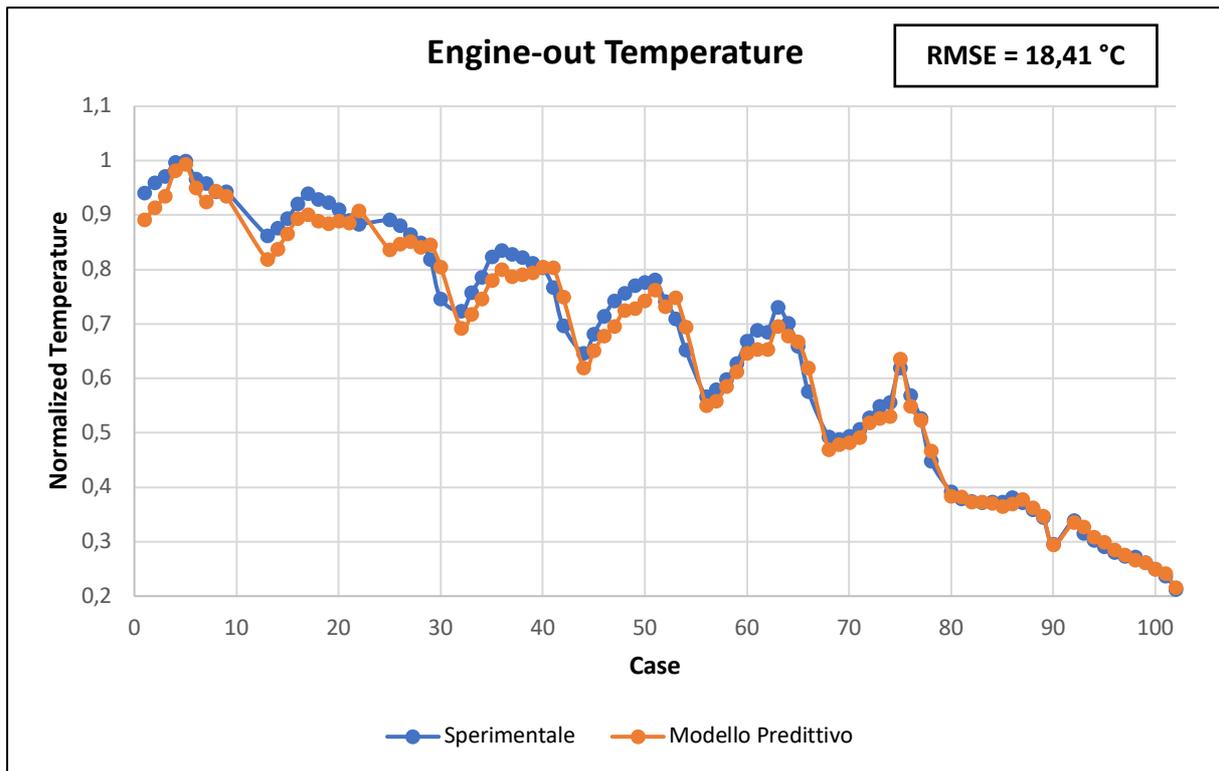


Figura 6.55. - Confronto tra la temperatura allo scarico ottenuta dai dati sperimentali e quella dal modello predittivo.

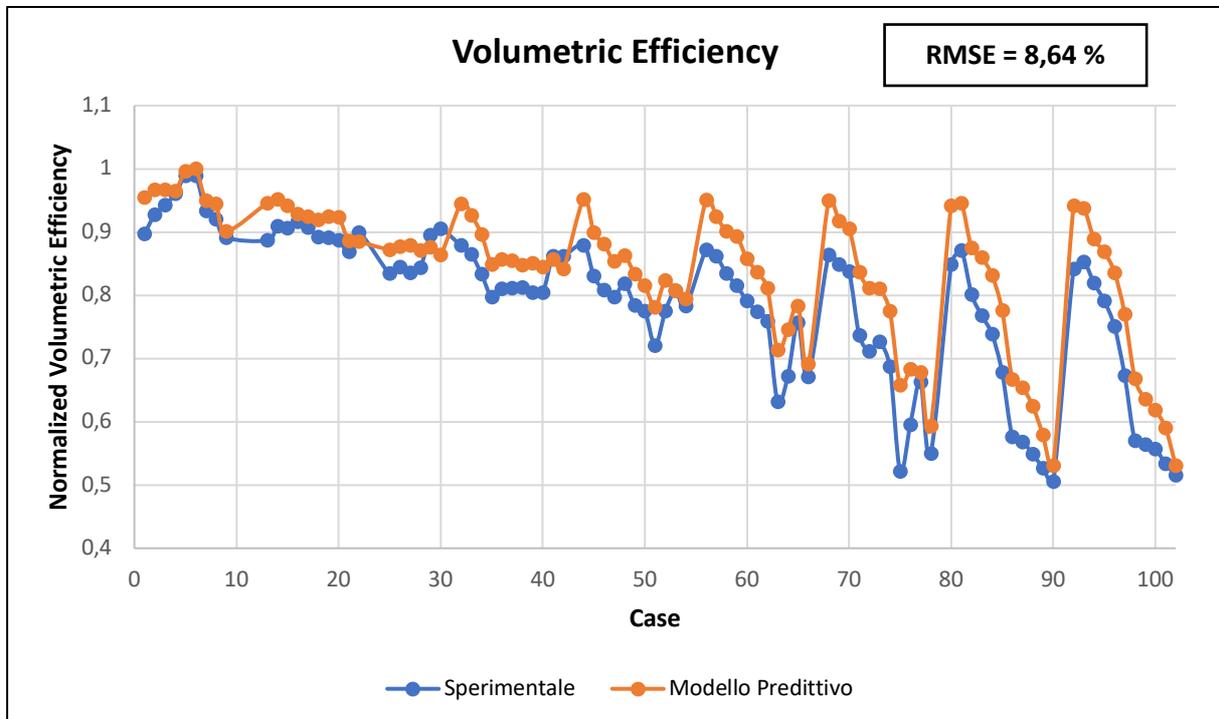


Figura 6.56. - Confronto tra l'efficienza volumetrica ottenuta sperimentalmente e quella del modello predittivo.

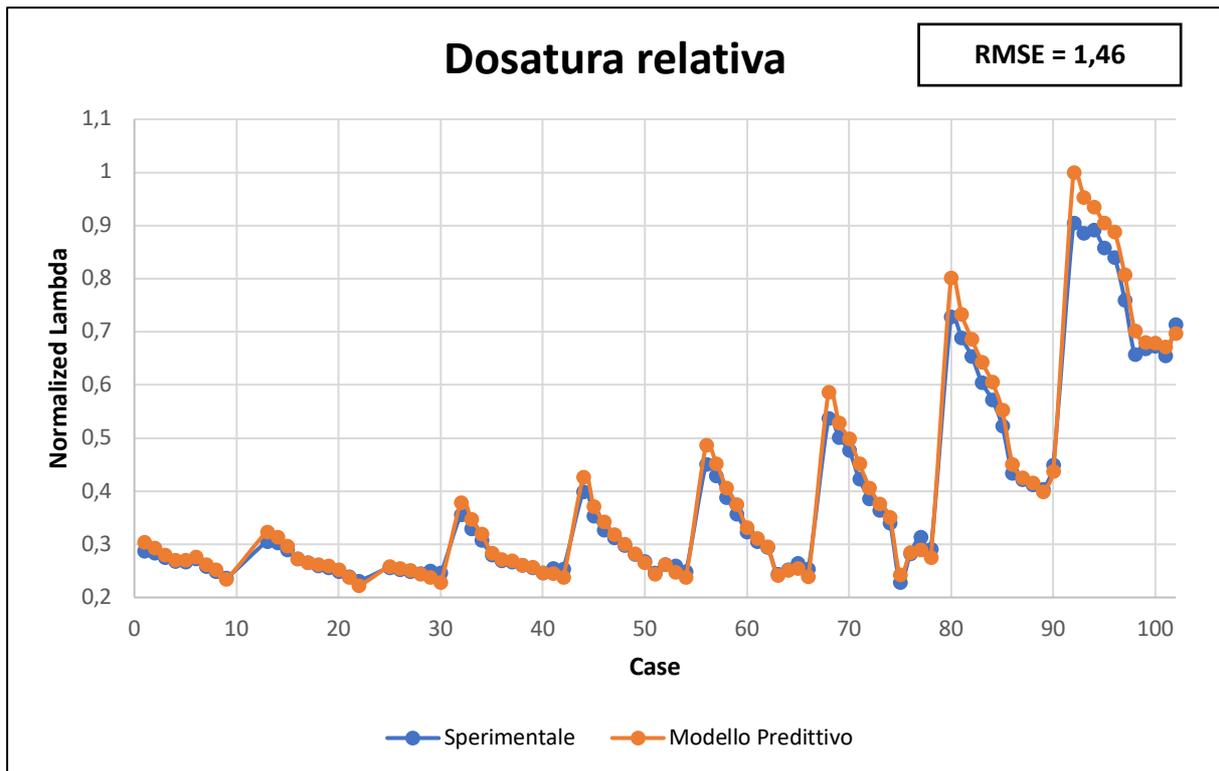


Figura 6.57. - Confronto tra la dosatura relativa ottenuta dai dati sperimentali e quella del modello predittivo.

Si può notare dai grafici precedenti come il modello predittivo sia in grado di replicare quasi fedelmente i risultati sperimentali e dell'analisi TPA, a dimostrazione dell'efficacia della calibrazione realizzata da GT-Power.

In particolare, il modello predittivo è in grado di replicare con elevata accuratezza le pressioni e le portate nei vari punti del modello in cui sono state valutate.

Questo è ulteriormente testimoniato dal confronto tra l'errore quadratico medio di alcune grandezze, riportate nella tabella 6.5.

	RMSE Consigliato	RMSE modello non predittivo	RMSE modello predittivo
Peak Firing Pressure [bar]	3	2,29	2,22
IMEP [bar]	2	0,33	0,24
MFB 50 [deg]	1	0,72	1,64

Tabella 6.5. - Confronto RMSE consigliato con quello ottenuto dal modello predittivo.

Si può notare da questa tabella come si verifichi un miglioramento dell'errore quadratico medio relativo alla PFP, IMEP e MFB50 in quanto l'RMSE del modello predittivo è riferito ad un campione di casi inferiore (91) rispetto a quello del modello non predittivo (103).

Le discrepanze maggiori rispetto ai dati sperimentali, come avveniva per il modello non predittivo, sono nella valutazione della temperatura prima del CAC, allo scarico e dell'efficienza volumetrica, dove gli errori quadratici medi sono più elevati.

6.4.1. Comportamento a pieno carico

Anche per il modello predittivo è stato valutato il comportamento a pieno carico rispetto ai dati sperimentali in merito alla BMEP e al consumo specifico BSFC (“*Brake Specific Fuel Consumption*”).

In questo caso il confronto è stato fatto rispetto ai 9 punti rimanenti nella curva di *full-load*.

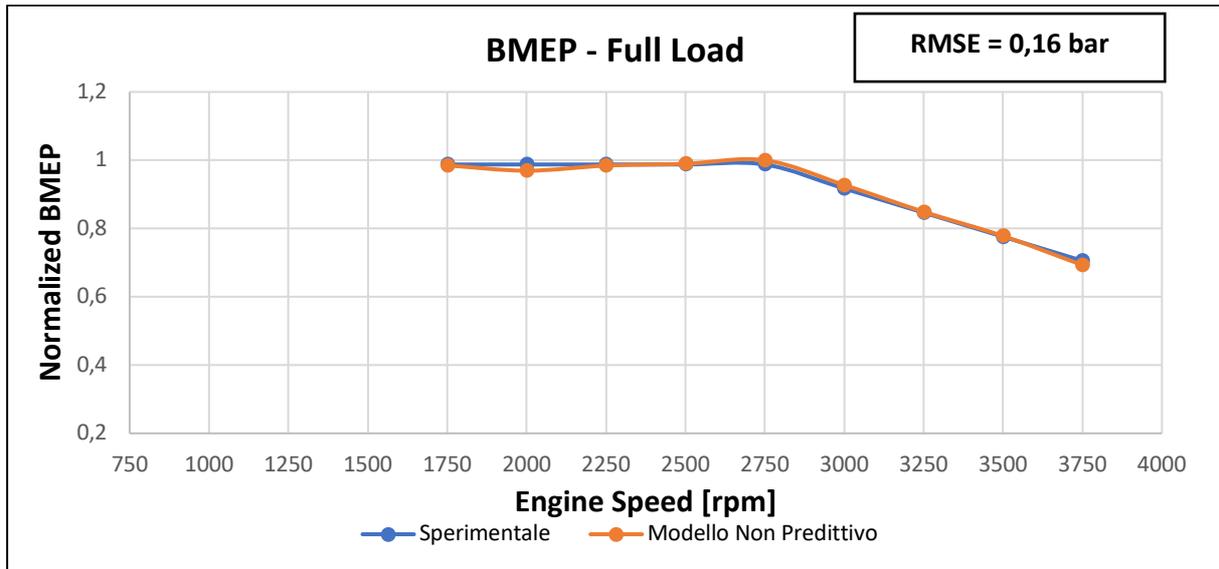


Figura 6.58. - Confronto tra la BMEP a pieno carico sperimentale e quella del modello predittivo.

Si può notare dalla figura 6.58. come la BMEP nel modello predittivo ricalchi abbastanza fedelmente l'andamento generato dai dati sperimentali.

Lo scostamento più grande si verifica per una velocità di rotazione di 2000 rpm dove si ha un errore comunque molto piccolo, pari al 1,83%.

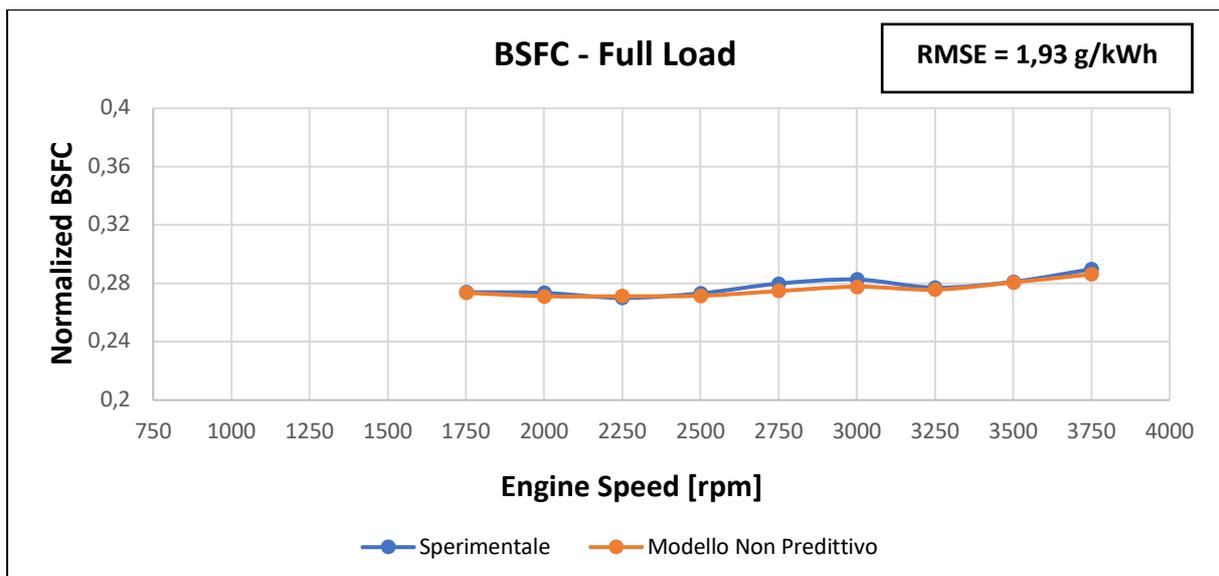


Figura 6.59. - Confronto tra il BSFC a pieno carico sperimentale e quello del modello predittivo.

Anche l'andamento del BSFC ottenuto dal modello predittivo risulta quasi corrispondere con quello ricavato dai dati sperimentali.

6.4.2. Comportamento a carico parziale

Per la valutazione del comportamento a carico parziale, sono stati presi i punti dal 44 al 54, facendo riferimento alla figura 6.1., in cui si ha una variazione del carico compresa tra il 35% ed il 50% rispetto al valore massimo.

Anche in questo caso sono stati valutati la BMEP ed il consumo medio specifico (BSFC).

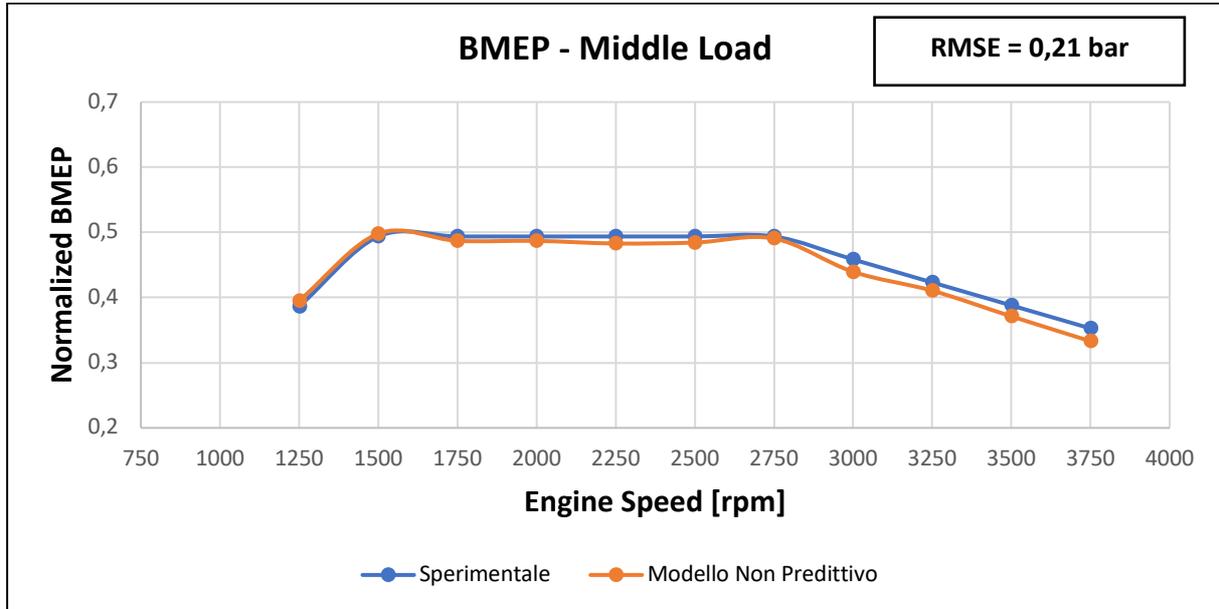


Figura 6.60. - Confronto tra la BMEP a carico parziale ottenuta sperimentalmente e quella del modello predittivo.

Si può notare dalla figura 6.60. come anche a carico parziale le differenze tra la BMEP ricavata sperimentalmente e quella ottenuta dal modello predittivo siano limitate.

In questo caso la differenza si verifica per una velocità di rotazione di 3750 rpm a cui corrisponde un errore massimo tra le due BMEP del 5,57%.

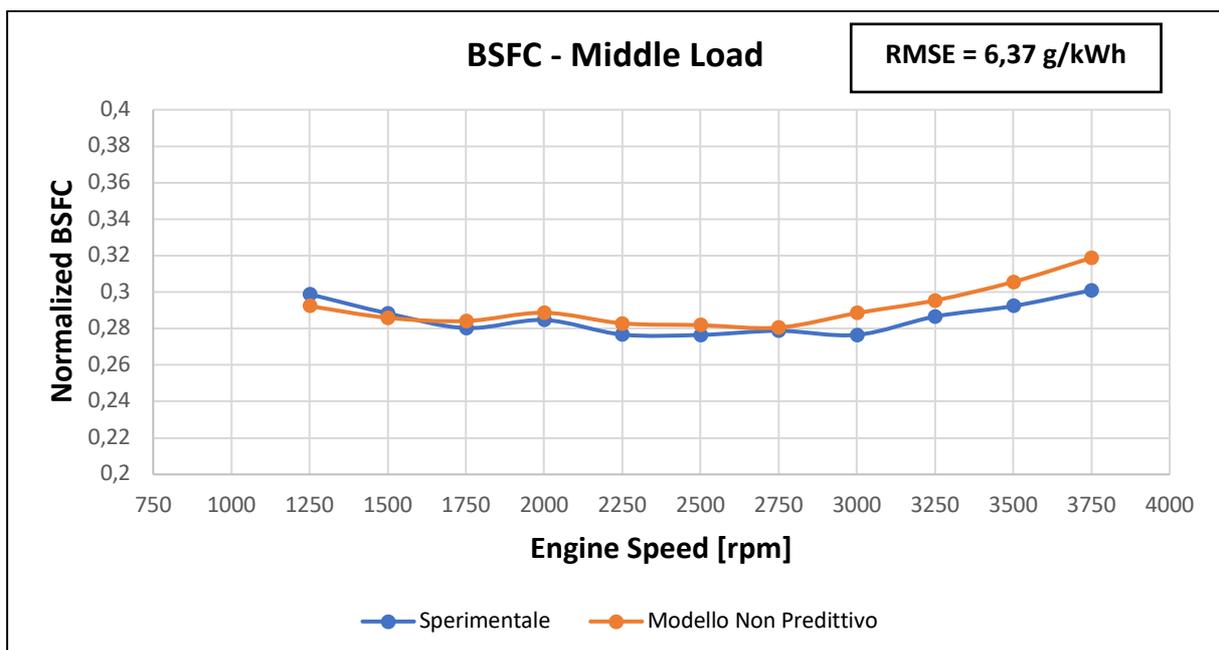


Figura 6.61. - Confronto tra il BSFC a carico parziale ottenuto sperimentalmente e quello del modello predittivo.

A carico parziale la differenza maggiore tra i due BSFC si verifica a 3750 rpm a cui corrisponde un errore massimo del 5,90%.

Inoltre, si verifica un sensibile aumento dell'errore quadratico medio sul BSFC ai carichi parziali rispetto a quanto avveniva in condizioni di *full-load*.

6.5. Confronto tra modello predittivo e non predittivo

In questo paragrafo viene presentata una tabella riassuntiva di confronto tra gli RMSE relativi ai principali parametri prestazionali del motore del modello non predittivo e predittivo.

CONFRONTO RMSE DEL MODELLO NON PREDITTIVO E DI QUELLO PREDITTIVO		
PARAMETRO	MODELLO NON PREDITTIVO	MODELLO PREDITTIVO
Peak Firing Pressure [bar]	2,29	2,22
Temperature Before Intercooler [°C]	8,55	6,78
Temperature After Intercooler [°C]	1,30	1,16
CAC Efficiency [%]	3,50	3,20
HP EGR Mass Flow Rate [g/s]	0,31	0,31
HP EGR Fraction [%]	0,04	0,06
Intake Pressure [bar]	0,02	0,02
Intake Mass Flow Rate [g/s]	2,25	2,27
Fuel Mass Flow Rate [mg/cycle]	0,02	0
IMEP [bar]	0,33	0,24
Engine Power [kW]	1,07	1,34
Brake Torque [Nm]	4,76	4,32
Combustion Duration (10-90%) [deg]	2,26	4,74
MFB 50 [deg]	0,72	1,64
Engine-out Pressure [bar]	0,07	0,05
Engine-out Temperature [°C]	26,67	18,41
Volumetric Efficiency [%]	5,07	8,64
Dosatura relativa	0,12	1,46

Tabella 6.6. - Confronto tra i principali parametri prestazionali relativi al modello non predittivo e predittivo.

Si può notare come in generale ci sia un miglioramento generale dell'errore quadratico medio su quasi tutti i parametri.

Ricordando l'espressione relativa al calcolo dell'errore quadratico medio, anche quando i valori di RMSE del modello predittivo sono uguali o leggermente maggiori di quelli del modello non predittivo, in realtà si verifica un miglioramento in quanto è valutato rispetto a 91 punti operativi e non più 103.

$$RMS\ Error = \sqrt{\frac{\sum(x_i - x_{sperim,i})^2}{N}} \quad (6.1)$$

dove:

- x_i : risultato grandezza modello predittivo o non predittivo;
- x_{sperim} : risultato grandezza ottenuto dai dati sperimentali;
- N: numero di punti del campione di dati.

6.6. Validazione del modello Fast-Running

Al termine della validazione dei modelli non predittivo e predittivo è stato realizzato il modello *Fast-Running*.

Questo modello è stato ricavato dalla semplificazione di quello predittivo dettagliato con calibrazione “*Independent*” parameters.

La validazione del modello è stata effettuata rispetto a quello dettagliato con calibrazione “*Independent*” parameters ed ai 91 punti già precedentemente utilizzati per la calibrazione del modello predittivo.

Di seguito sono presentati i risultati del confronto tra i due modelli in cui è riportato l’errore quadratico medio per ogni parametro considerato.

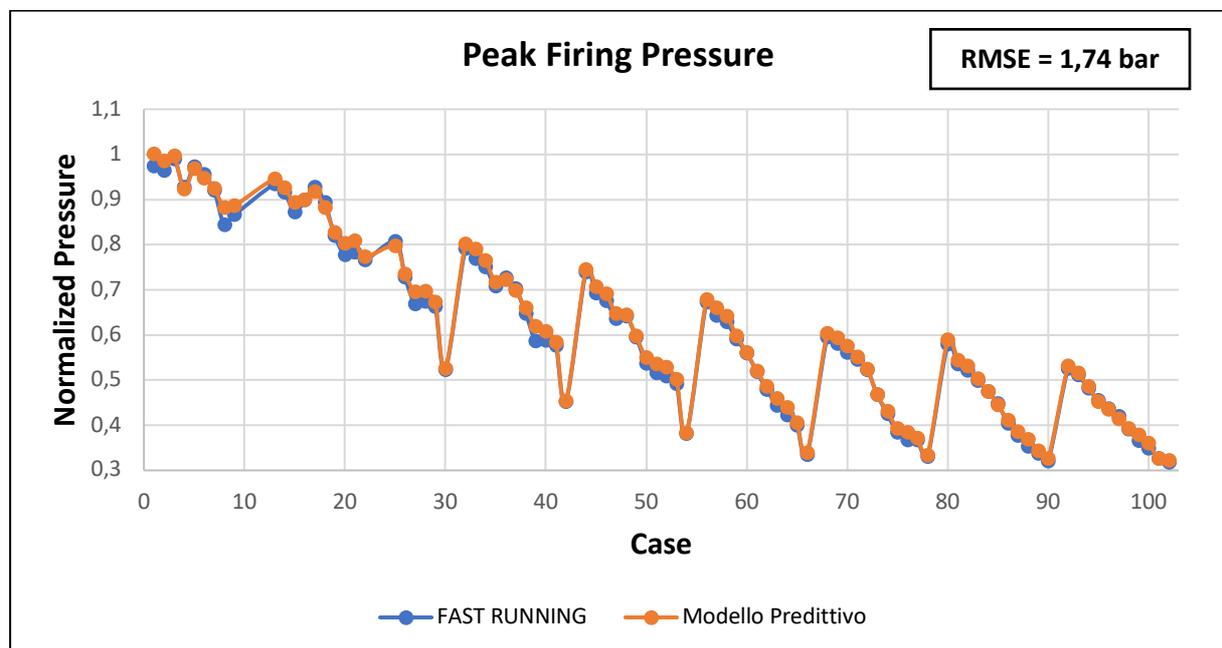


Figura 6.62. - Confronto tra la massima pressione in camera del modello predittivo e del Fast-Running.

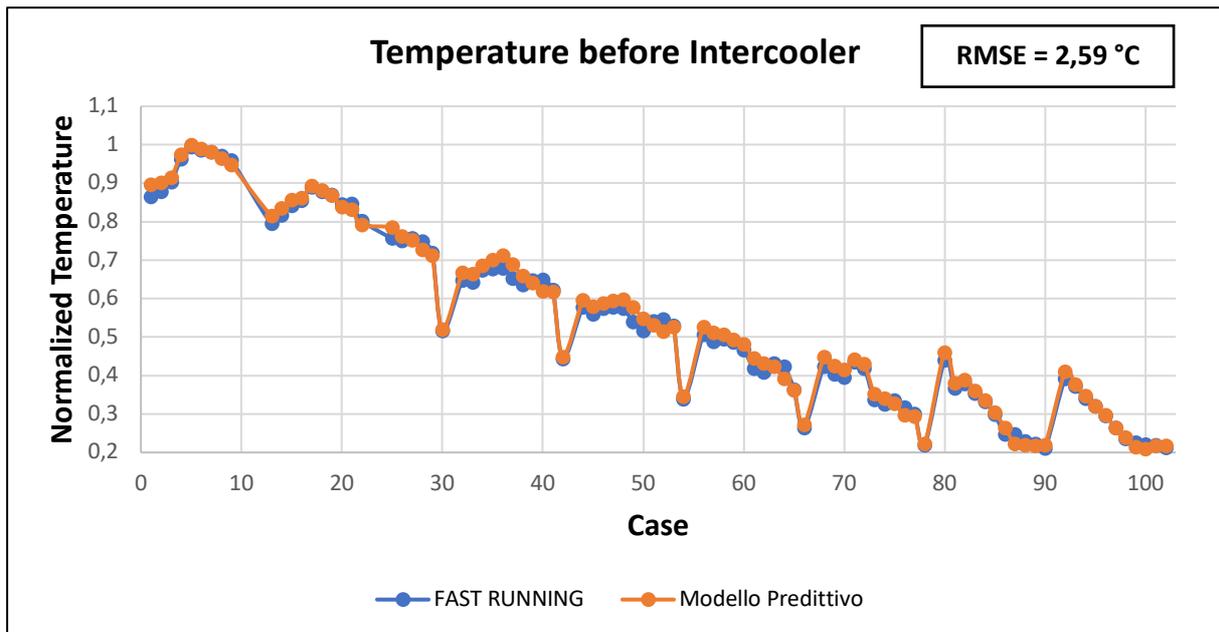


Figura 6.63. - Confronto tra temperatura dell'aria prima del CAC del modello predittivo e del Fast-Running.

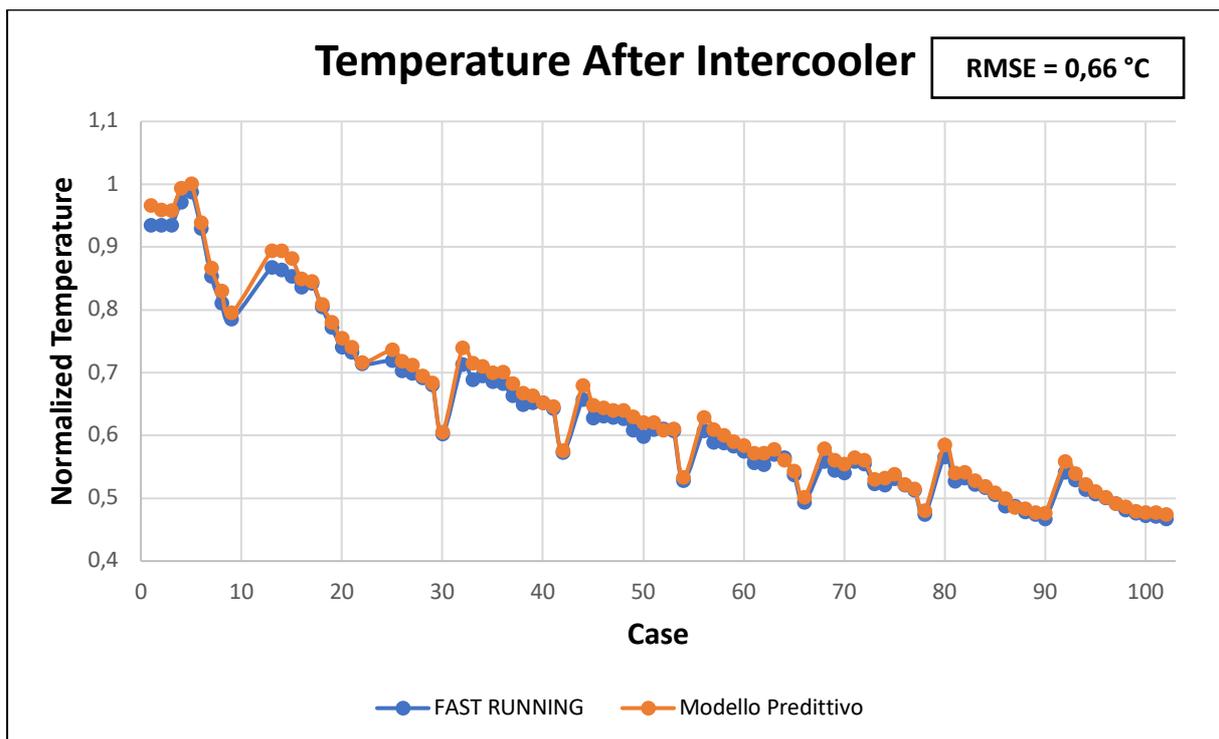


Figura 6.64. - Confronto tra temperatura dell'aria dopo il CAC del modello predittivo e del Fast-Running.

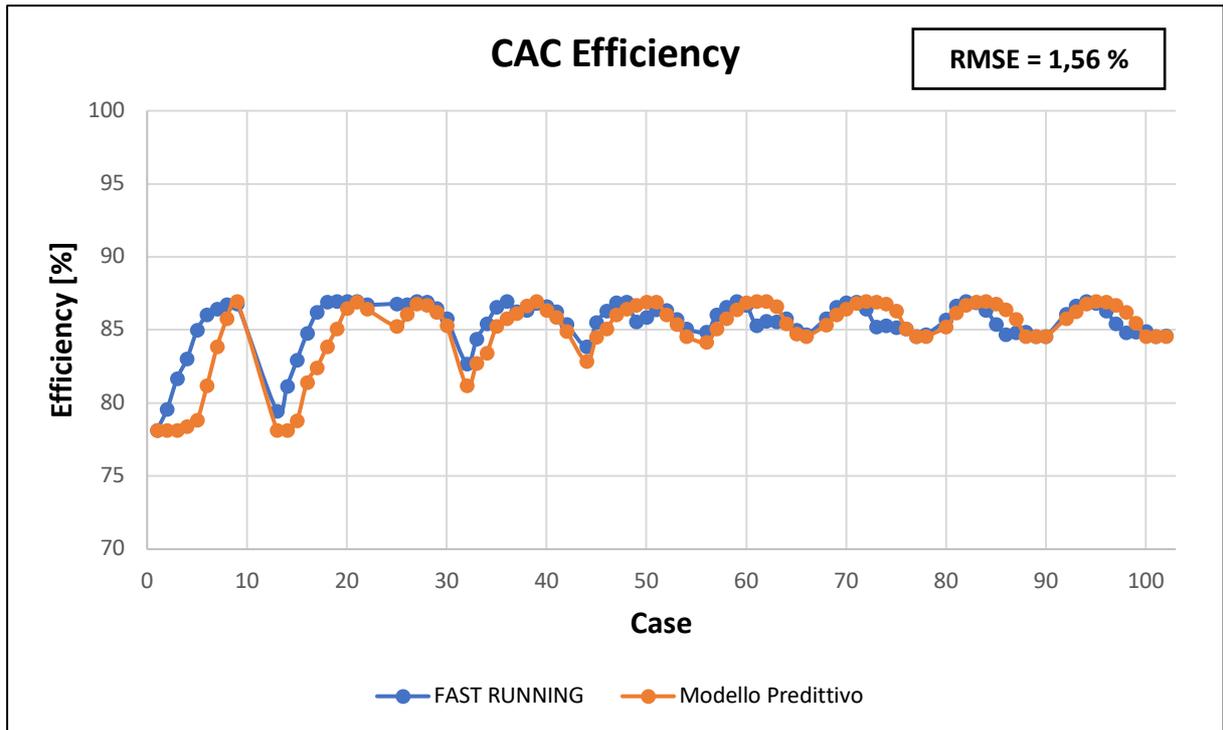


Figura 6.65. - Confronto tra l'efficienza del CAC del modello predittivo e del Fast-Running.

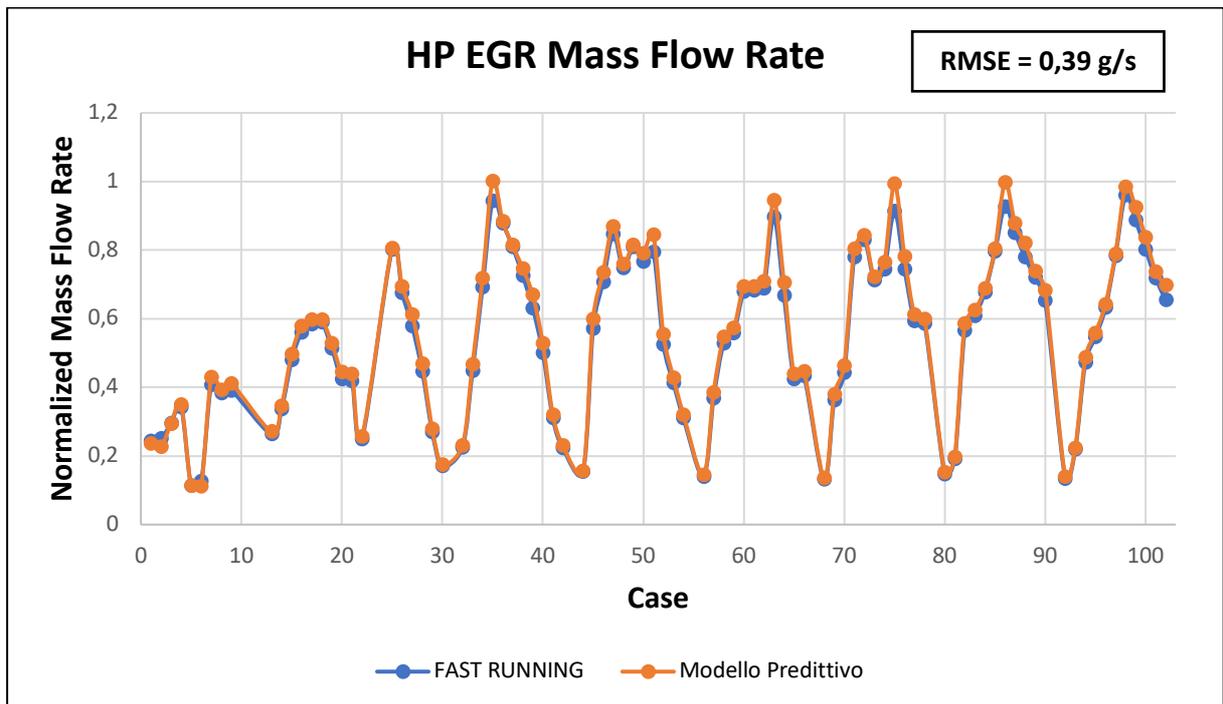


Figura 6.66. - Confronto tra la portata di EGR nel circuito High Pressure del modello predittivo e del Fast-Running.

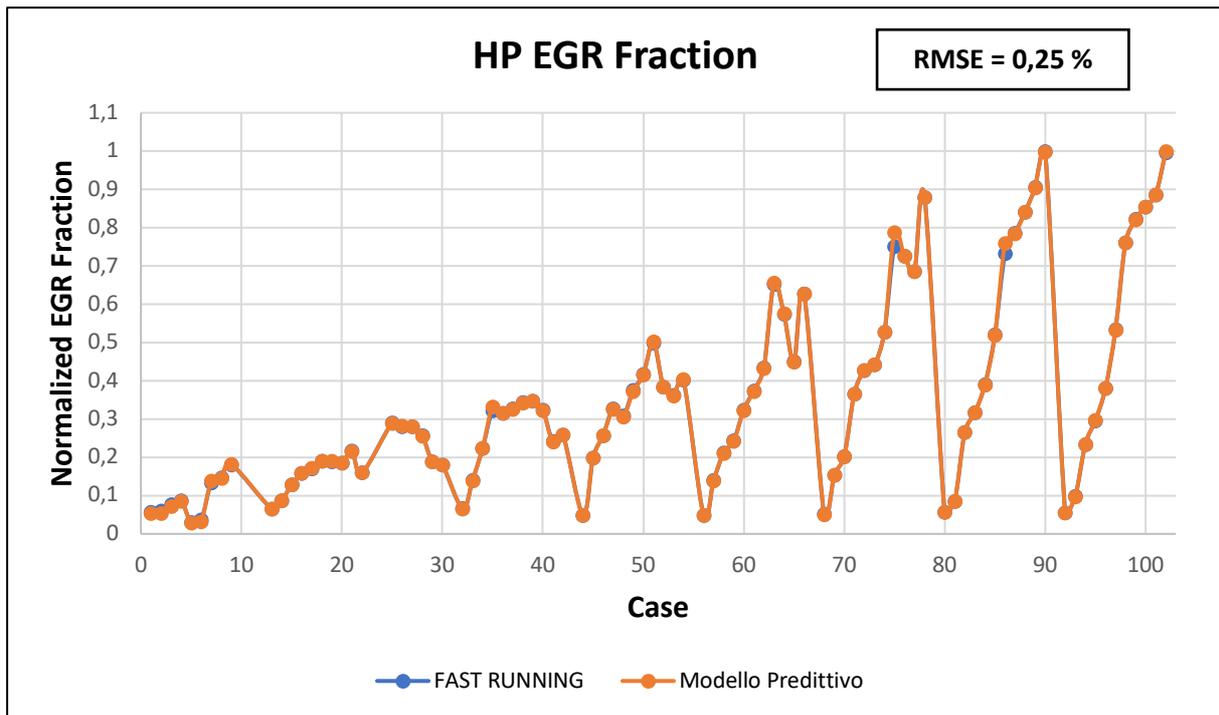


Figura 6.67. - Confronto tra la frazione di EGR nel circuito High Pressure sperimentale e quella del modello predittivo.

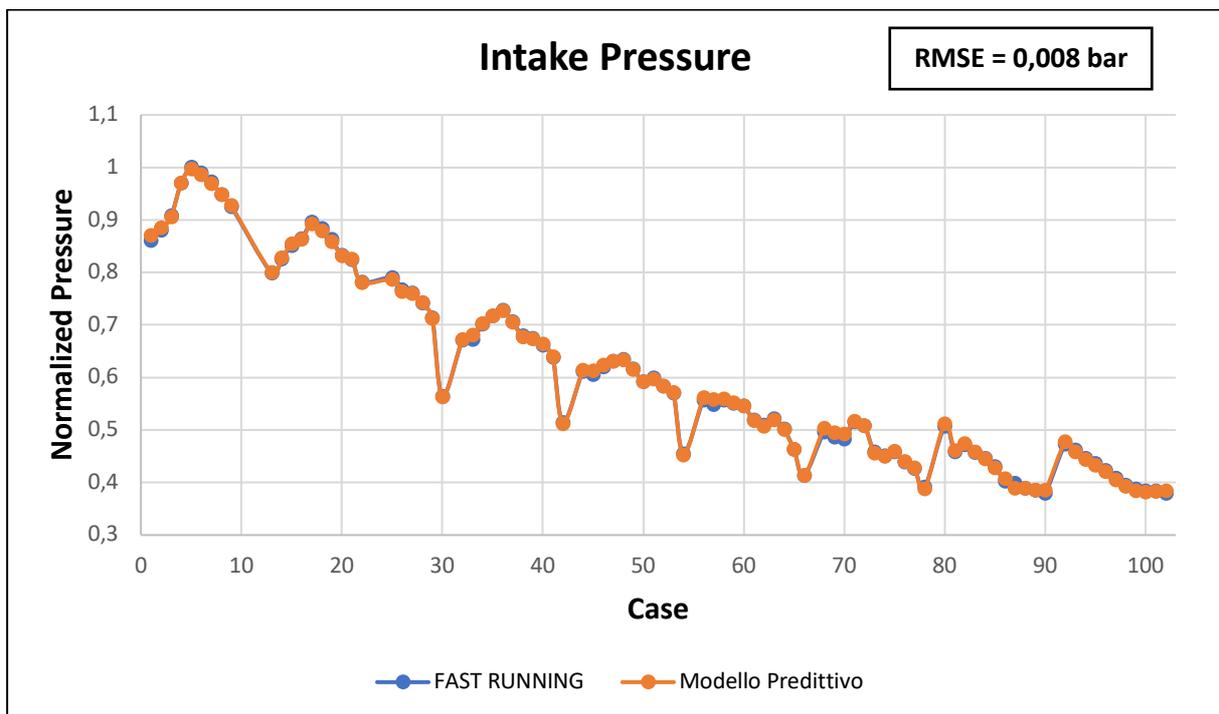


Figura 6.68. - Confronto tra la pressione all'aspirazione del modello predittivo e del Fast-Running.

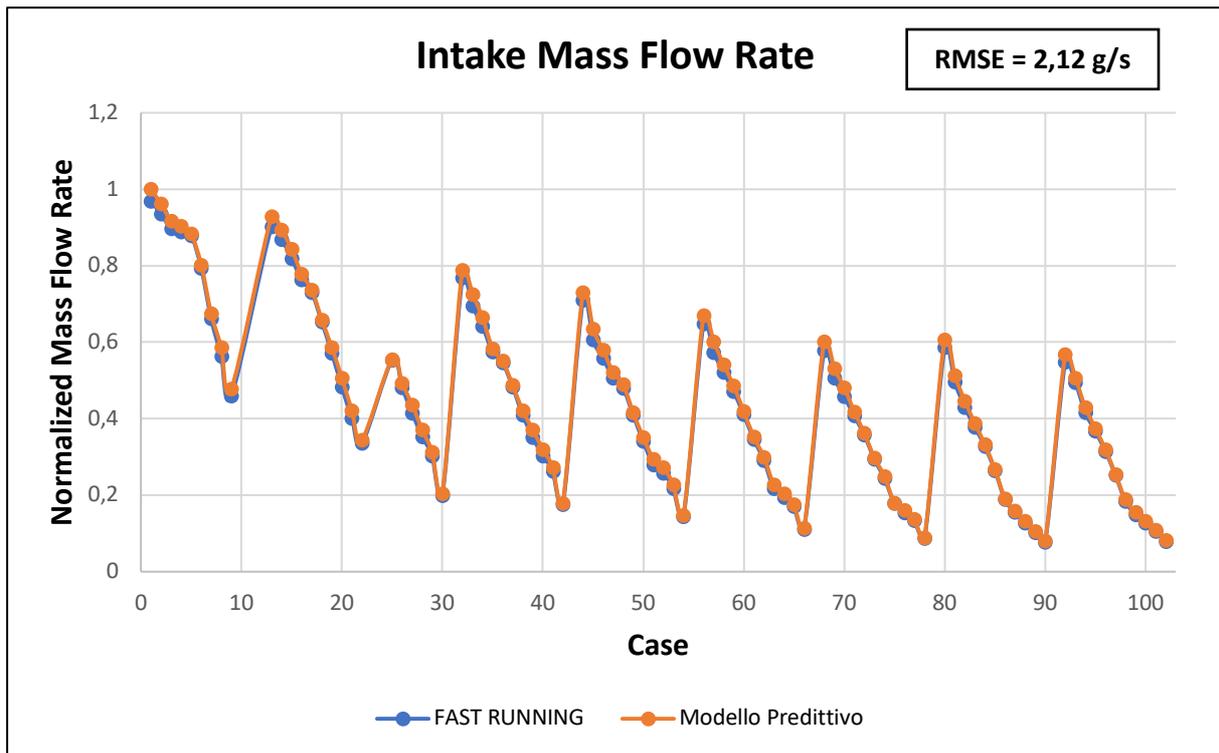


Figura 6.69. - Confronto tra la portata all'aspirazione del modello predittivo e del Fast-Running.

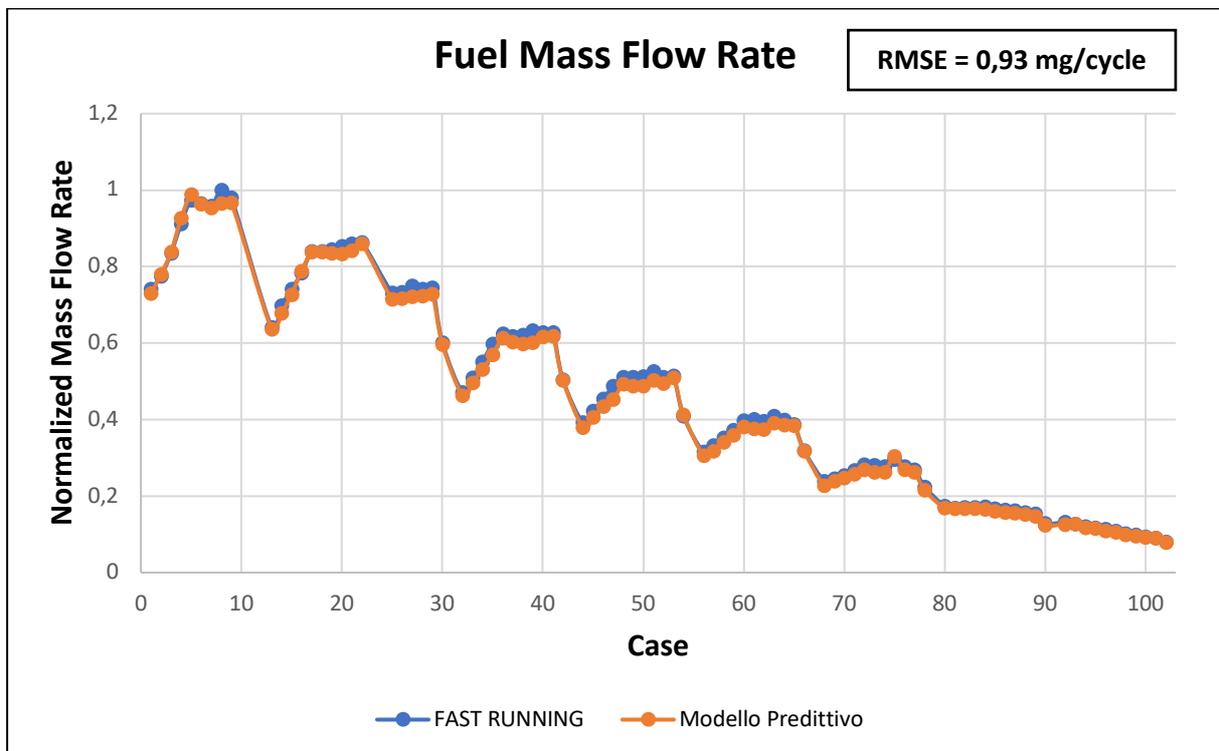


Figura 6.70. - Confronto tra la portata di combustibile del modello predittivo e del Fast-Running.

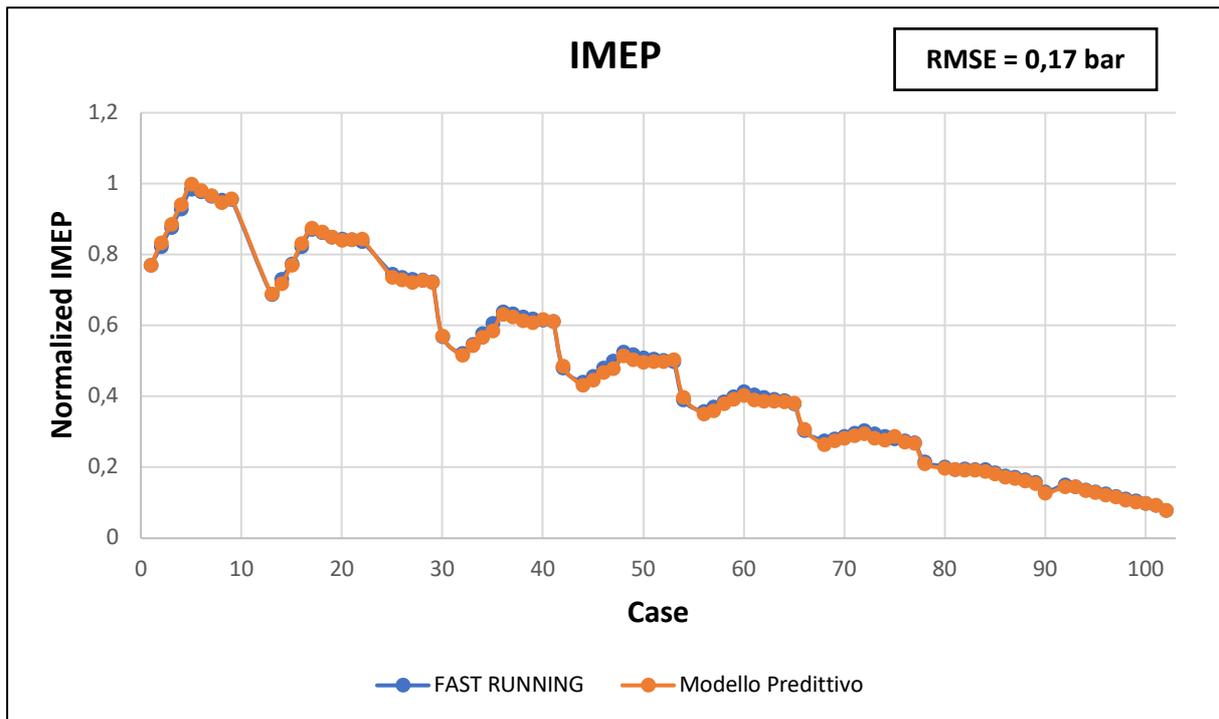


Figura 6.71. - Confronto tra la IMEP del modello predittivo e del Fast-Running.

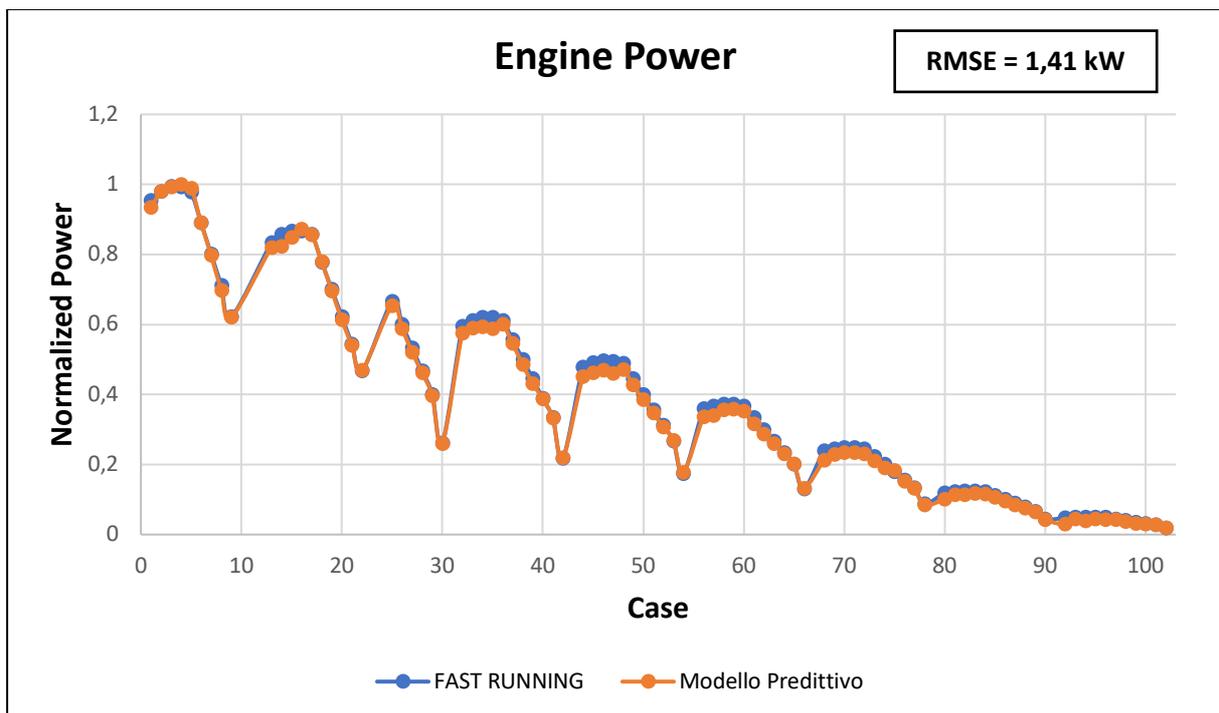


Figura 6.72. - Confronto tra la potenza sviluppata dal motore nel modello predittivo e nel Fast-Running.

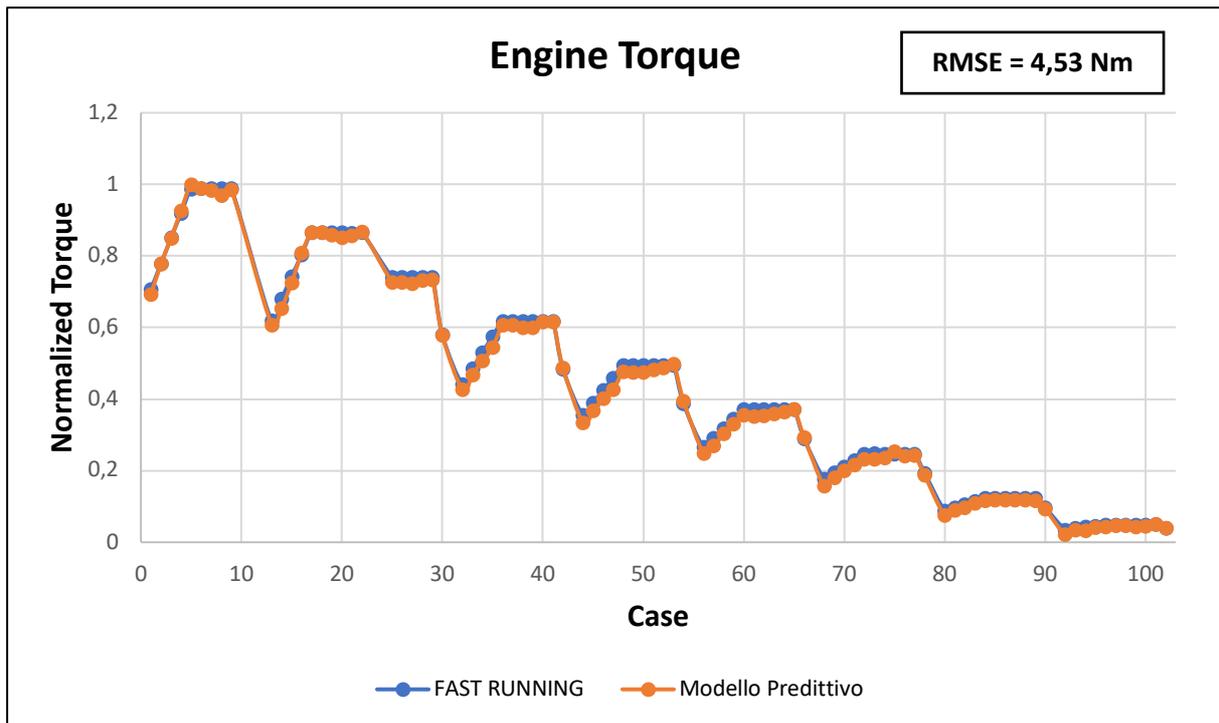


Figura 6.73. - Confronto tra la coppia sviluppata dal motore nel modello predittivo e nel Fast-Running.

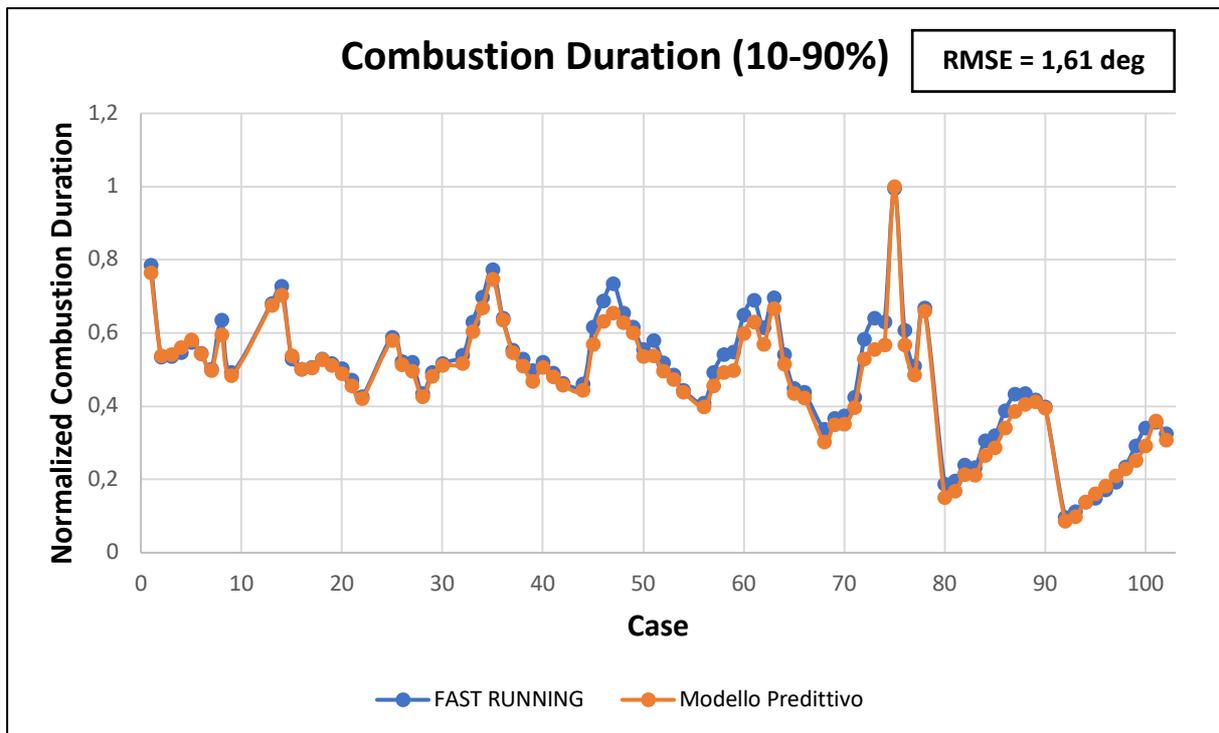


Figura 6.74. - Confronto tra la durata della combustione del modello predittivo e del Fast-Running.

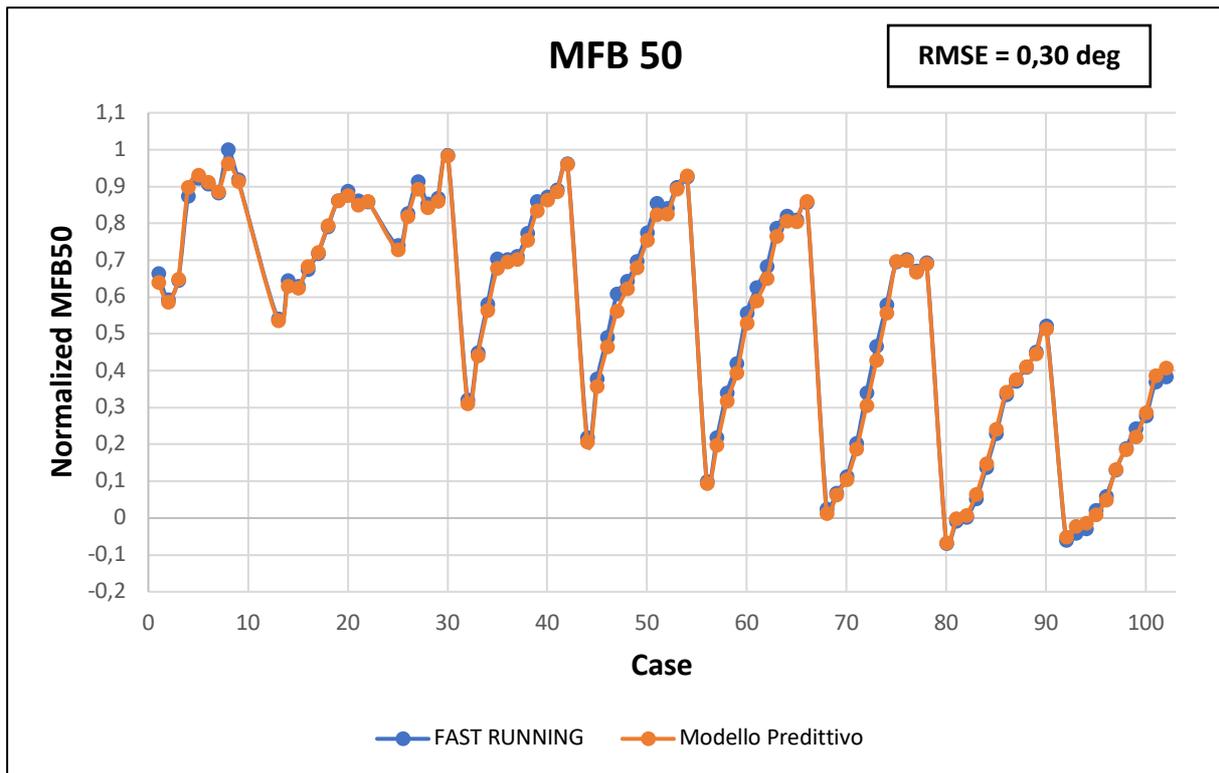


Figura 6.75. - Confronto tra l'angolo di manovella del 50% della combustione del modello predittivo e del Fast-Running.

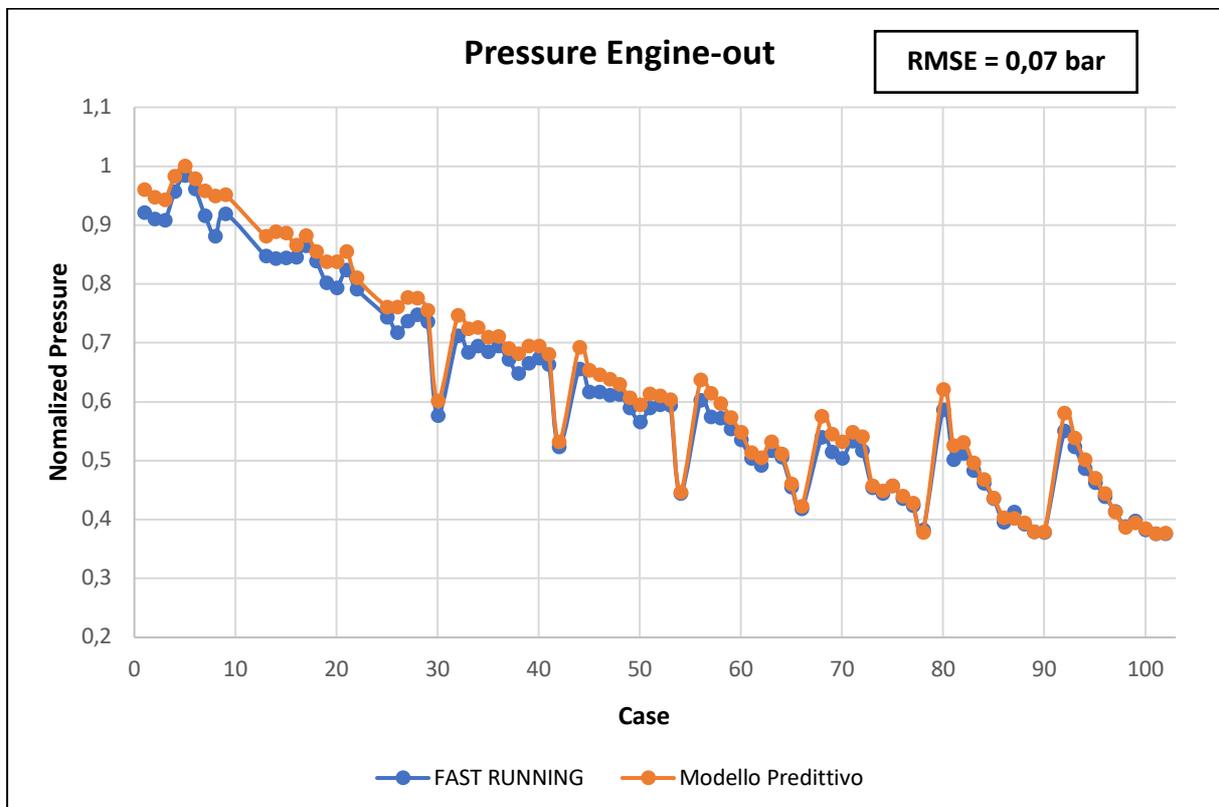


Figura 6.76. - Confronto tra la pressione allo scarico ottenuta dal modello predittivo e dal Fast-Running.

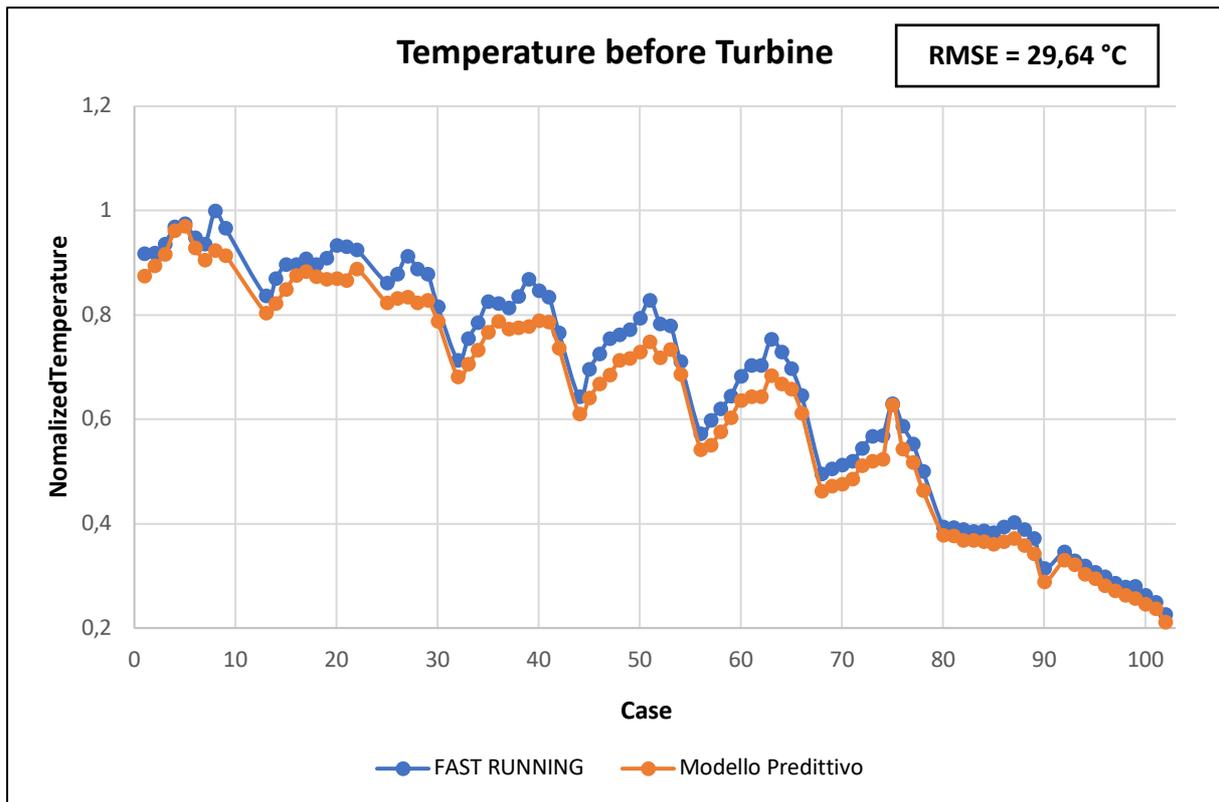


Figura 6.77. - Confronto tra la temperatura allo scarico ottenuta quella dal modello predittivo e dal Fast-Running.

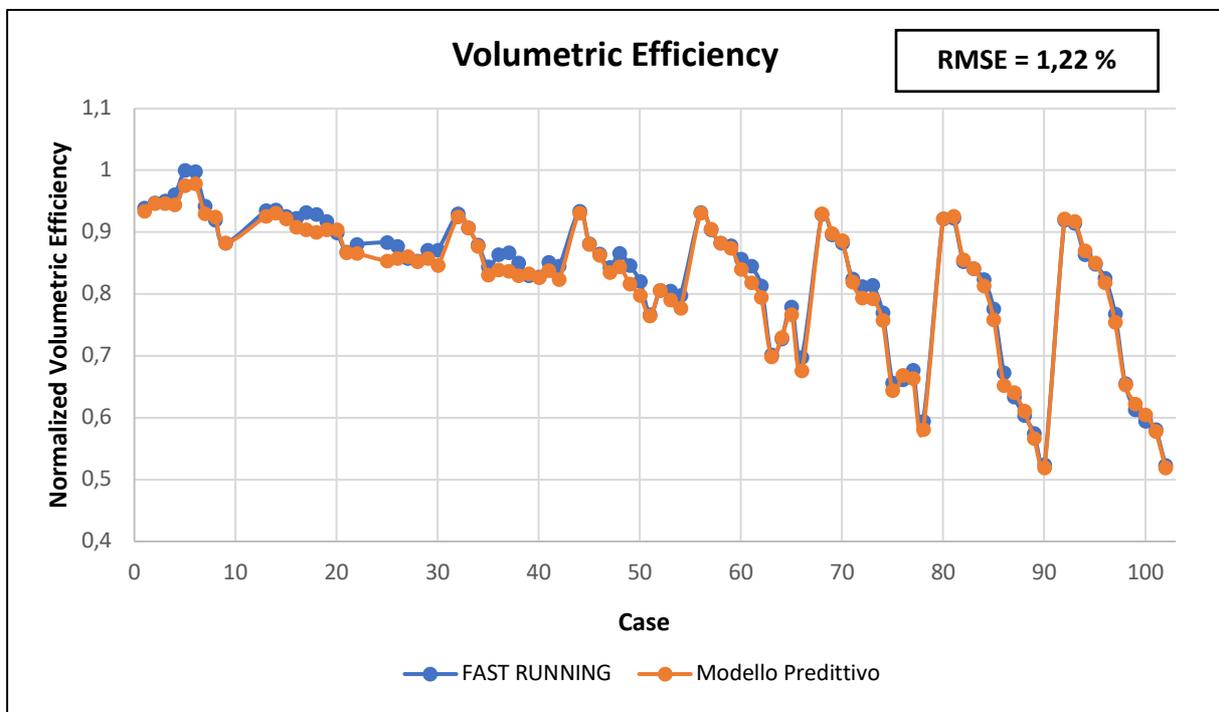


Figura 6.78. - Confronto tra l'efficienza volumetrica del modello predittivo e del Fast-Running.

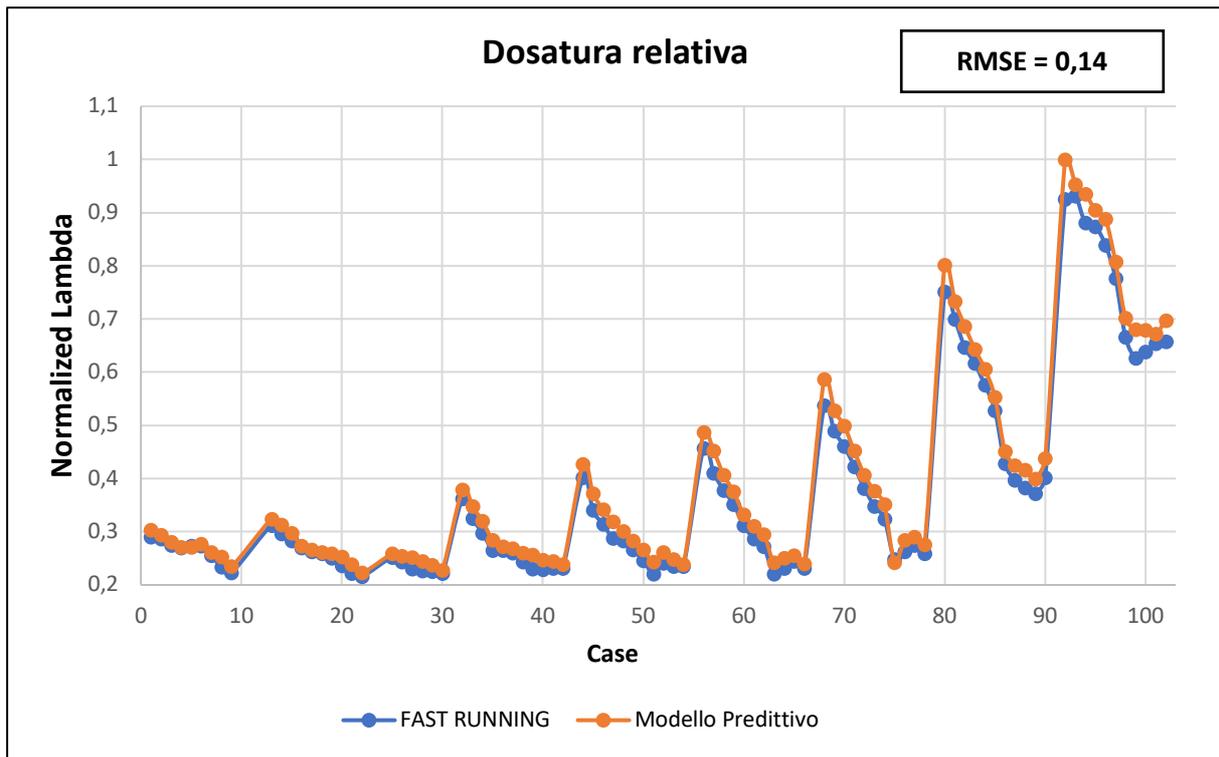


Figura 6.79. - Confronto tra la dosatura relativa del modello predittivo e del Fast-Running.

Si può notare dai grafici precedenti come il modello *Fast-Running* sia in grado di replicare in modo molto accurato i risultati di quello predittivo soprattutto per quanto concerne le pressioni, le portate all'aspirazione e allo scarico e i parametri della combustione.

Quindi, il modello *Fast-Running* è in grado di portare dei vantaggi consistenti in termini di durata della simulazione, a fronte della realizzazione di alcuni errori dovuti alla semplificazione del sistema dettagliato.

6.7. Risultati simulazioni in transitorio

In questo paragrafo sono presentati i risultati delle simulazioni in transitorio, rispettivamente lungo le rampe di 2 e 5 secondi.

In entrambi i transitori sono stati variati:

- velocità di rotazione da 1500 rpm a 3000 rpm;
- carico dal 10% al 52% del carico.

Sono presentati i risultati delle simulazioni in cui è effettuato un confronto tra il modello dettagliato e quello *Fast-Running*: le figure di sinistra sono relative alla rampa di 2 secondi mentre quelle di destra al transitorio di 5 secondi.

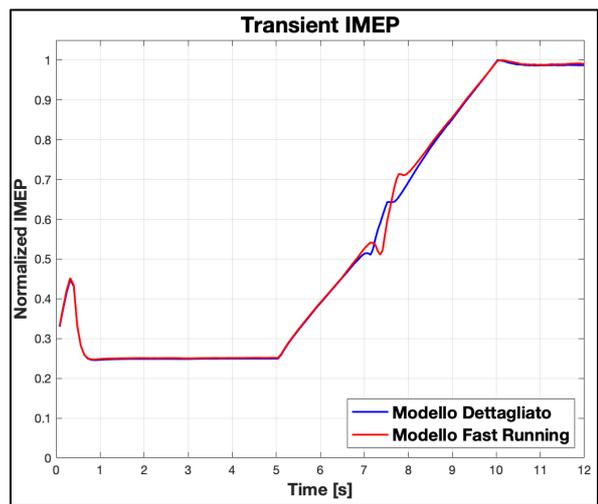
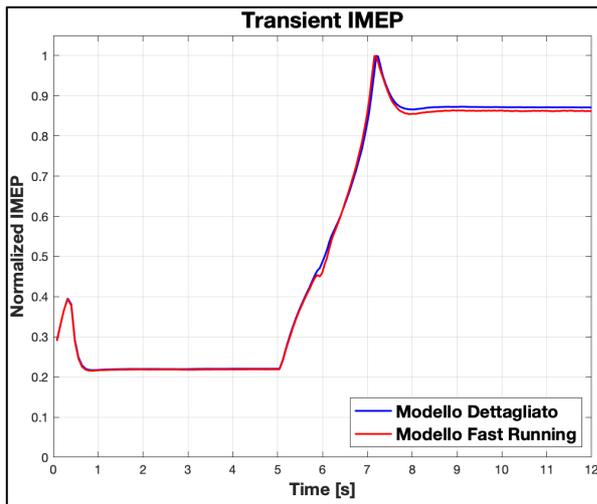


Figura 6.80. - Confronto IMEP tra il modello dettagliato e il Fast-Running.

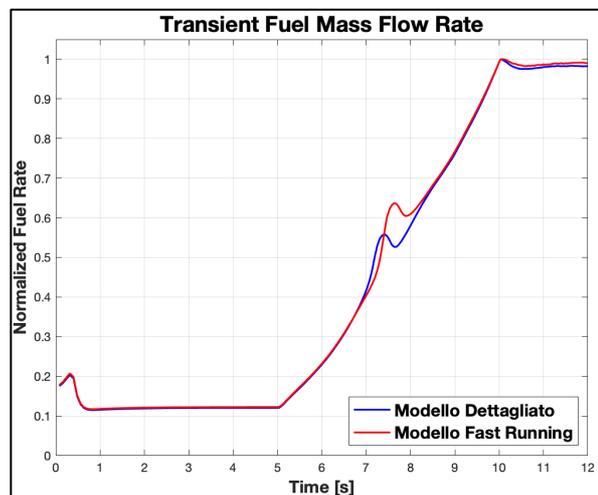
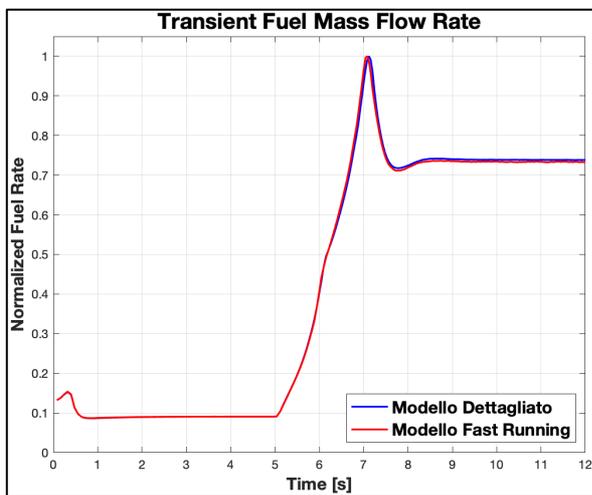


Figura 6.81. - Confronto massa di combustibile iniettata tra il modello dettagliato e il Fast-Running.

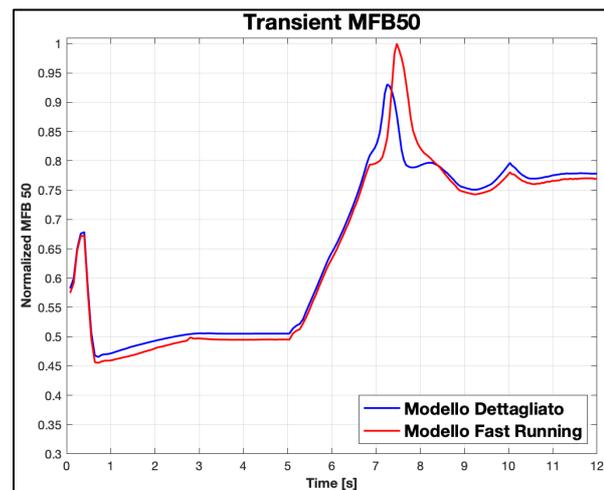
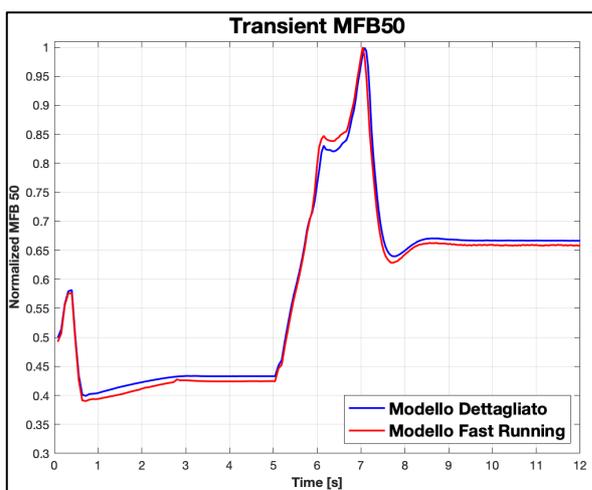


Figura 6.82. - Confronto MFB50 tra il modello dettagliato e il Fast-Running.

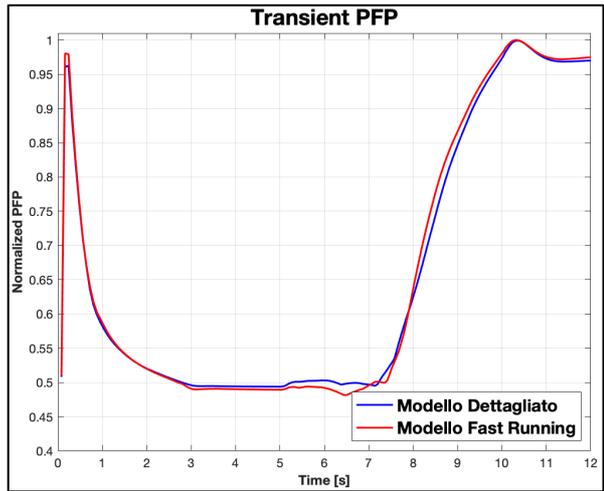
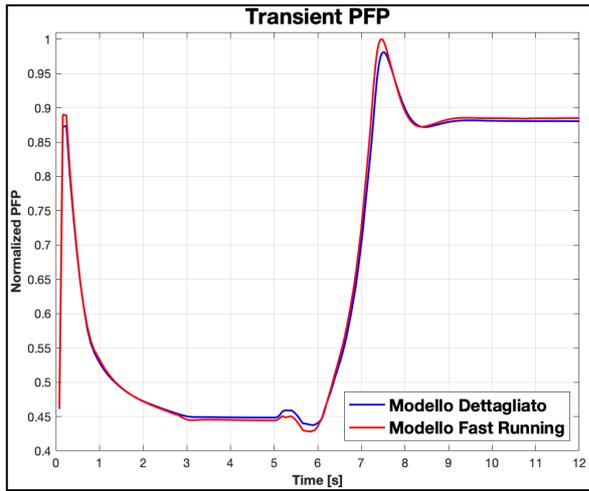


Figura 6.83. - Confronto Peak Firing Pressure tra il modello dettagliato e il Fast-Running.

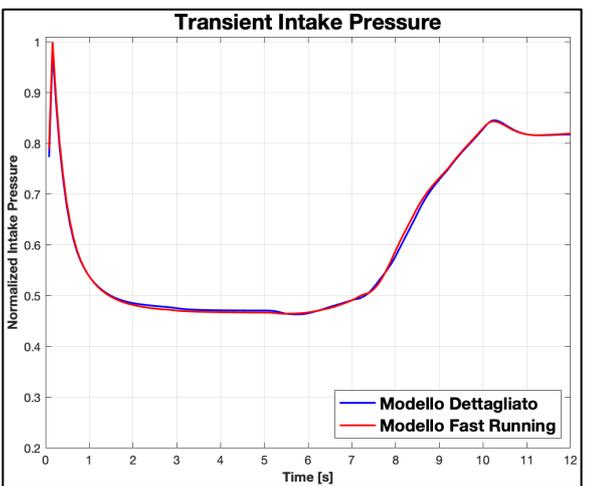
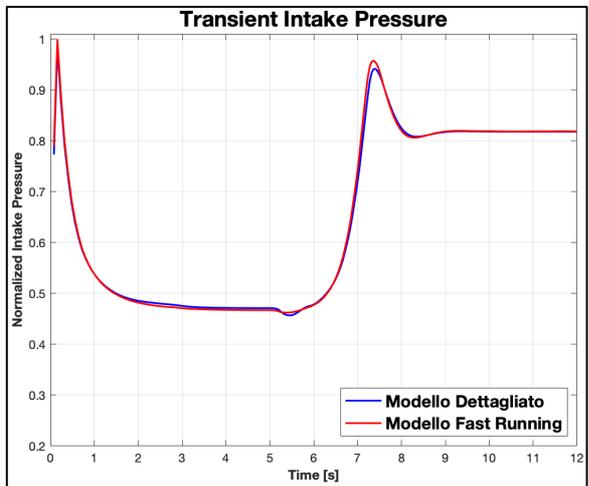


Figura 6.84. - Confronto pressione nel collettore di aspirazione tra il modello dettagliato e il Fast-Running.

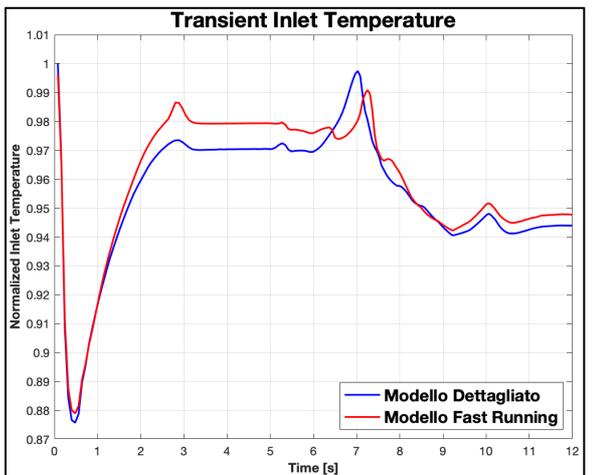
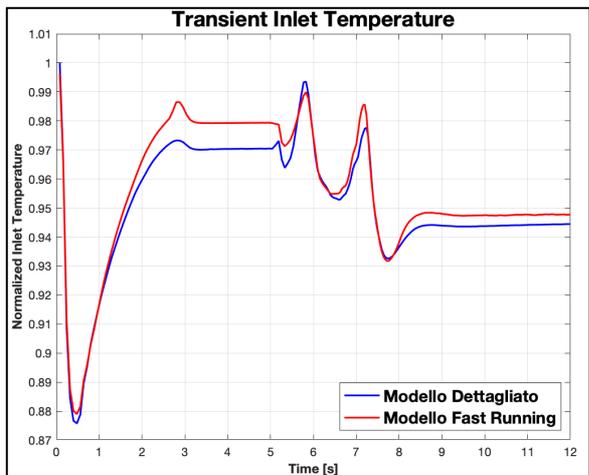


Figura 6.85. - Confronto temperatura nel collettore di aspirazione tra il modello dettagliato e il Fast-Running.

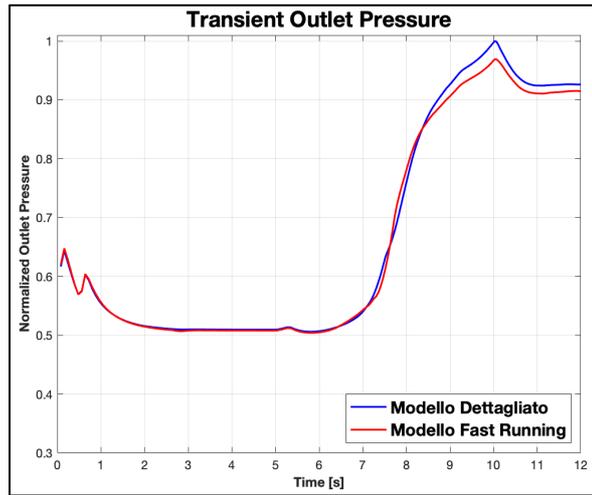
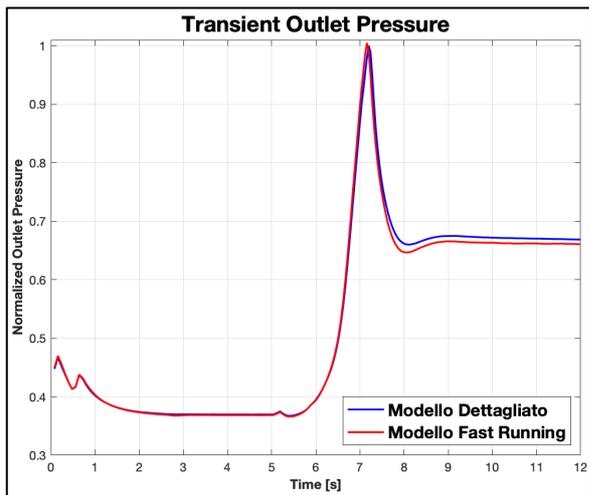


Figura 6.86. - Confronto pressione allo scarico tra il modello dettagliato e il Fast-Running.

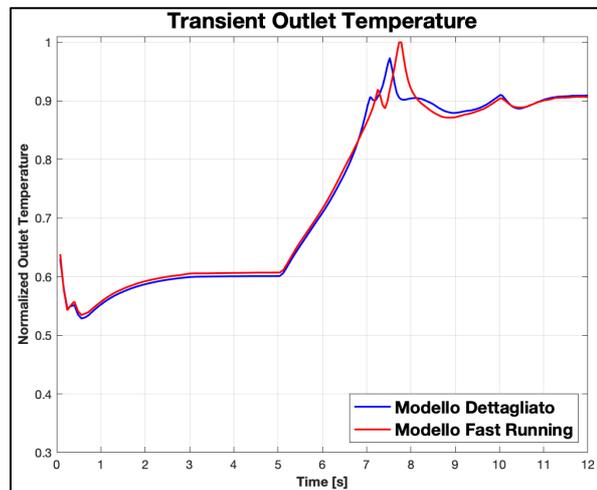
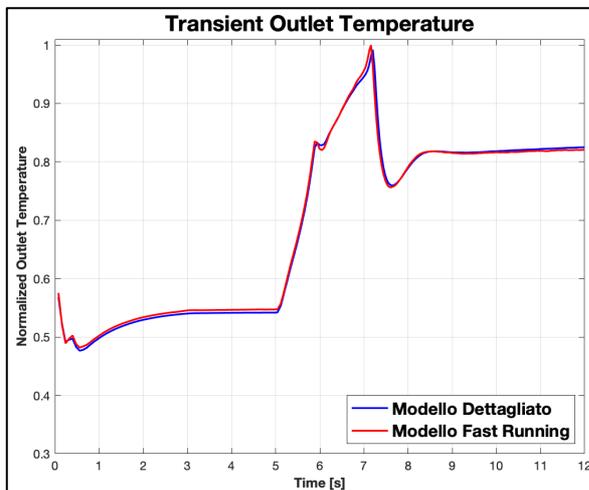


Figura 6.87. - Confronto temperatura allo scarico tra il modello dettagliato e il Fast-Running.

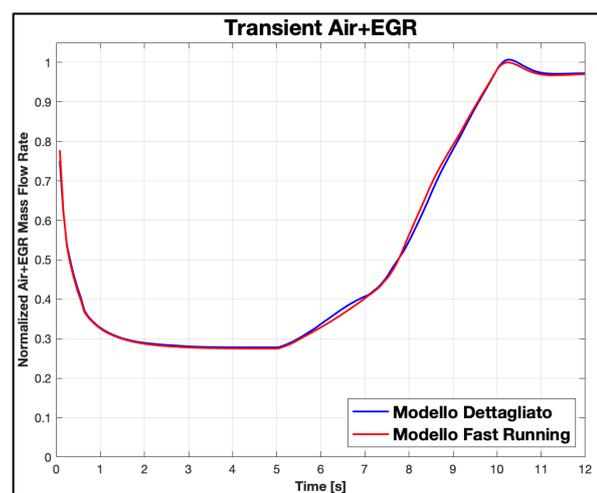
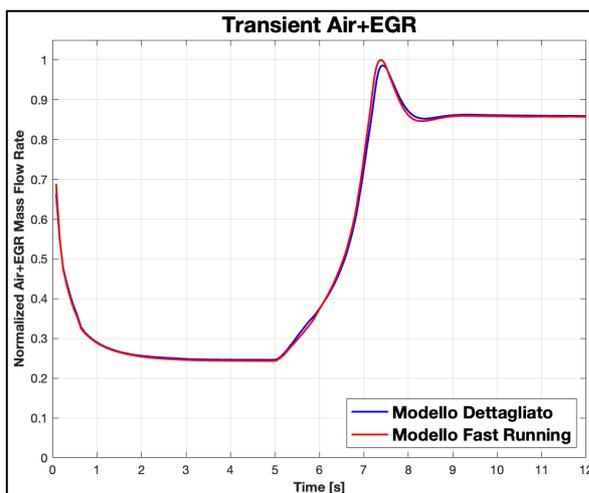


Figura 6.88. - Confronto portata di aria+EGR tra il modello dettagliato e il Fast-Running.

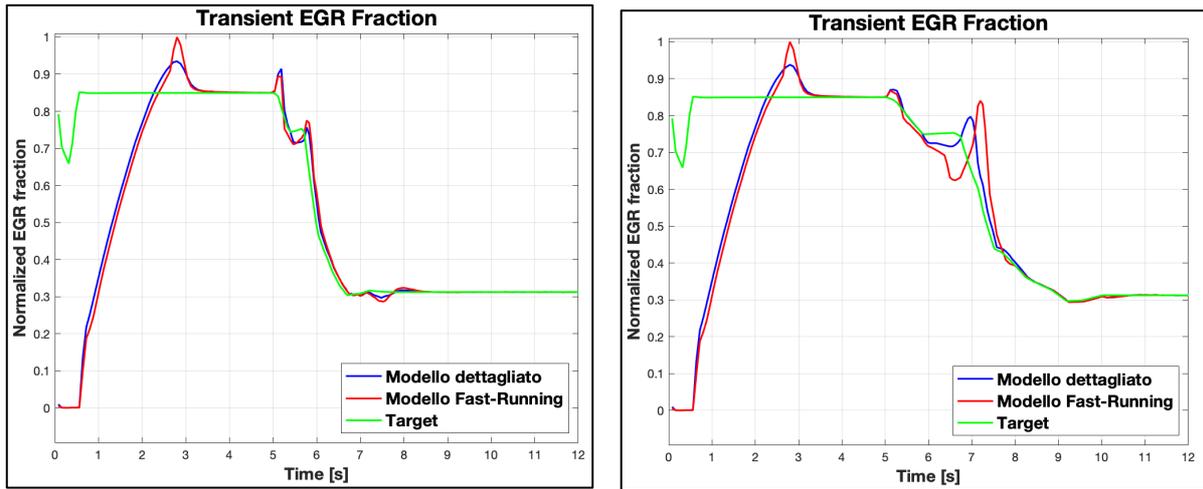


Figura 6.89. - Confronto andamento EGR tra il modello dettagliato e il Fast-Running. È anche presente il valore di target.

Si può notare dalla figura 6.89. come sia il modello predittivo che quello dettagliato raggiungano il target di EGR al termine della simulazione sia nel caso del transitorio con rampa di 2 secondi che in quello di 5 secondi.

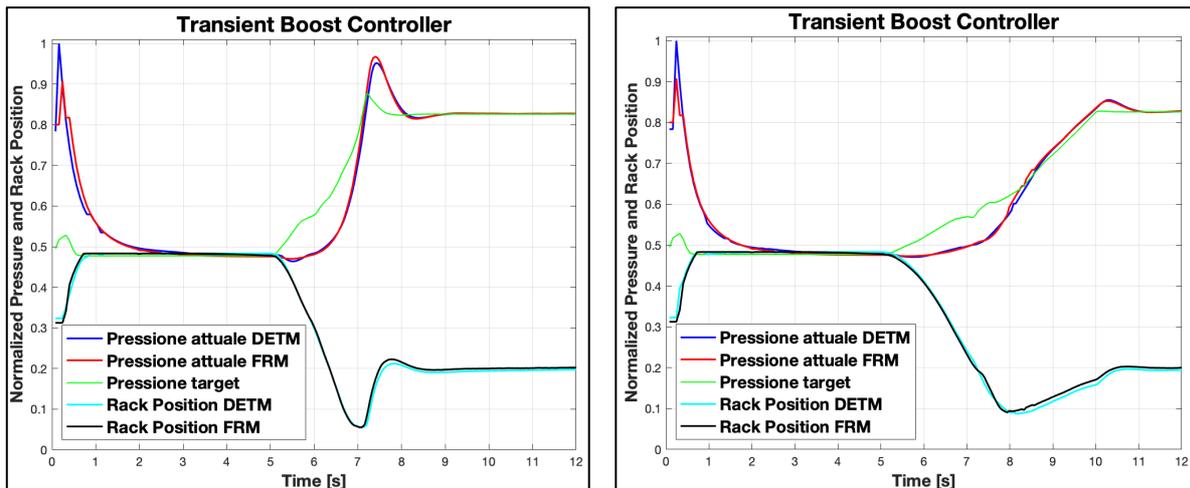


Figura 6.90. - Confronto funzionamento del Boost Controller tra il modello dettagliato e il Fast-Running.

È visibile dalla figura 6.90. l'andamento della pressione di sovralimentazione, valutata nel collettore di aspirazione, e la posizione del *rack* della turbina.

Per quanto riguarda la pressione di sovralimentazione, entrambi i modelli raggiungono il valore di target sia nel transitorio di 2 secondi che in quello di 5 secondi.

Inoltre, entrambi raggiungono lo stesso valore di output relativo al *rack* della turbina.

In generale si può notare come entrambi i modelli rispondano correttamente ai transitori, testimoniato dalla capacità di raggiungere i target di EGR e di pressione di sovralimentazione. In particolare, si è verificato come il modello *Fast-Running* sia in grado di replicare con precisione gli andamenti di quello dettagliato lungo entrambi i transitori, a conferma della solidità e della corretta impostazione di entrambi i modelli.

7. CONCLUSIONI

L'obiettivo di questa attività di tesi è stato l'affinamento e la validazione di un modello di motore diesel 4 cilindri dotato di sistemi EGR *Short Route* e *Long Route* per applicazioni light-duty attraverso il software di simulazione GT-Power.

Dopo le opportune modifiche del modello iniziale fornito da FPT Industrial, sono state effettuate delle prove per poter costruire un modello predittivo di combustione e di previsione delle emissioni di ossidi di azoto.

In particolare, è stata eseguita inizialmente un'analisi TPA (*Three Pressure Analysis*) su un modello di motore monocilindrico per ricavare gli andamenti dei Burn Rate sperimentali, necessari per la calibrazione del modello di combustione.

Grazie ai risultati dell'analisi TPA è stata effettuata la validazione del modello non predittivo di combustione, confrontando i risultati sperimentali e quelli ottenuti dal modello dettagliato in cui sono stati inseriti i Burn Rate.

Si è potuto verificare in questo caso come il modello non predittivo fosse in grado di replicare con accuratezza la maggior parte dei dati sperimentali compresi quelli in condizioni di *full load* e di carico parziale.

Successivamente, è stata realizzata la calibrazione del modello predittivo attraverso il template "*Di-Pulse*" del tipo "*Sweep*" ed "*Independent*" parameters.

Per tale calibrazione sono stati esclusi tutti i punti motore con una dosatura relativa minore di 1,2.

In base ai risultati ottenuti da queste simulazioni, è stata scelta la calibrazione "*Independent*" parameters, in quanto permetteva di prevedere meglio l'evoluzione della combustione, come testimoniato dai valori degli errori quadratici medi sul Burn Rate, IMEP, massima pressione nel cilindro e angolo di manovella corrispondente al 50% della combustibile bruciato, inferiori rispetto a quelli della calibrazione "*Sweep*" o *single-set* ed in linea con quelli proposti dalla guida fornita dalla Gamma Technologies.

Successivamente, la determinazione degli ossidi di azoto è stata condotta partendo dai risultati del modello predittivo e realizzando una calibrazione del tipo "*Sweep*" parameters o *single-set*.

Anche questo tipo di calibrazione relativa agli NO_x permette di ottenere un'ottima corrispondenza con i dati sperimentali.

Una volta calibrato il modello di combustione è stata effettuata la sua validazione in quei punti motore con cui era stata effettuata la calibrazione, confrontando i risultati ottenuti dal modello completo con quelli sperimentali, ad eccezione dei parametri di combustione confrontati con quelli dell'analisi TPA.

Si è verificato che tale modello fosse in grado di replicare fedelmente i risultati ottenuti dalle prove sperimentali realizzate sul motore anche in condizioni di *full load* e di carico parziale.

Partendo dal modello predittivo dettagliato con calibrazione "*Independent*" parameters, è stato costruito il modello "*Fast-Running*" che permette di ridurre i tempi computazionali di un ordine di grandezza.

Tale modello è stato ottenuto semplificando alcune parti di quello dettagliato come i collettori di aspirazione e scarico e gli scambiatori di calore.

Anche per il modello "*Fast-Running*" è stata effettuata una validazione rispetto ai risultati ottenuti da quello dettagliato predittivo.

È stato verificato come il modello "*Fast-Running*" fosse in grado di riprodurre con elevata precisione i risultati di quello predittivo.

Infine, sono state condotte due prove in condizioni di transitorio lungo due rampe sia per il modello predittivo dettagliato che per quello "*Fast-Running*".

Si è potuto dimostrare anche in questo caso come entrambi i modelli funzionassero in modo corretto lungo questi transitori.

Inoltre, è stato verificato come anche lungo i transitori il modello "*Fast-Running*" fosse in grado di replicare fedelmente i risultati ottenuti con quello dettagliato.

Attraverso questo lavoro di tesi è stato dimostrato come i modelli di simulazione monodimensionale forniscano un buon compromesso tra precisione nella replicazione dei risultati sperimentali e tempo computazionale.

Inoltre, è stato verificato che il modello predittivo permetta di riprodurre con elevata precisione e affidabilità l'evoluzione della combustione ed i risultati sperimentali a fronte però di elevati tempi computazionali necessari alla calibrazione.

Attraverso l'utilizzo del modello "*Fast-Running*" è possibile ridurre i tempi della simulazione, a scapito di un peggioramento, anche se limitato, nella precisione dei risultati.

Infine, il modello descritto in questa attività può essere ulteriormente sviluppato attraverso l'esecuzione di prove che coinvolgano anche il circuito EGR *Long Route* e la calibrazione delle emissioni di altre specie di inquinanti oltre gli ossidi di azoto.

Ringraziamenti

A conclusione di questo lavoro di tesi vorrei ringraziare tutte quelle persone che hanno contribuito e mi hanno supportato in modo più o meno indiretto durante questo percorso.

Desidero innanzitutto ringraziare il Prof. Roberto Finesso per l'opportunità concessa e l'incredibile disponibilità, pazienza e gentilezza dimostrata durante tutto il periodo dell'attività senza il quale non sarebbe stato possibile completare questo lavoro.

Vorrei inoltre ringraziare il Prof. Stefano D'Ambrosio per la disponibilità e per avermi concesso l'opportunità di svolgere questa attività e gli Ing. Andrea Manelli ed Omar Marello per la loro disponibilità e sostegno dimostrate durante questa attività.

Un ringraziamento va a Cosimo con cui ho condiviso il percorso svolto durante questa attività e tutti i momenti legati ad essa, dagli innumerevoli caffè alle lunghe serate passate davanti al computer nella saletta tesisti.

Ringrazio i miei genitori Aldo e Anna che mi hanno sempre incoraggiato e sostenuto condividendo con me gioie e dolori. Non dimenticherò mai tutti i sacrifici che avete fatto per me.

Un ringraziamento va alla restante parte della mia famiglia, ai miei zii e cugini per tutti i momenti condivisi in questi anni.

Ringrazio Nunzio e Anna che mi hanno sempre trattato come un figlio, a Rocco, Maria, Domenico e Giovanna per avermi fatto da subito sentire parte di questa nuova famiglia.

Ringrazio Giovanna D., Davide, Giovanna E., Andrea, Lucia e Roberto per le risate e per i momenti condivisi durante i lunghissimi pranzi e cene.

Ringrazio i miei amici Cristina S., Cristina V., Cristina C., Federica, Paula, Erika, Eleonora, Marika, Andrea, Francesca, Stefano, Monica, Federico con cui ho condiviso le gioie e le ansie dei nostri percorsi di studi e che hanno saputo distrarmi in tutti quei sabato sera e durante le camminate di notte in mezzo alla neve.

Un grazie va a Rocco, Serena, Michele, Valeriya, Cinzia e Graziano per tutte quelle risate che ci hanno accompagnato dalle estati montesi fino ai momenti più "tragici" durante gli interminabili viaggi su autobus e traghetti, ma soprattutto per l'amicizia che si è creata immediatamente.

Ringrazio i miei amici di una vita Denis, Andrea e Massimo per tutte le risate, le prese in giro e le serate che abbiamo condiviso ed il legame che ci accompagna da tutti questi anni.

Ringrazio Angela, Martina per l'amicizia ed il legame che si è subito creato, come se ci conoscessimo da sempre, ed il piccolo Ryan, la new entry del gruppo.

Infine, ringrazio Francesca “per essere l’amica più dolce e leale che potessi desiderare al mio fianco, per aver coltivato con cura questa complicità che ci tiene uniti e, in poche parole, per quel sottofondo di felicità che riesco a percepire anche nei frangenti più negativi”.

Mai parole furono più adatte.

Volevo inoltre ringraziarla per l’incredibile ed indimenticabile sostegno che mi ha dato nei momenti più difficili non permettendo mai che mi abbattessi e che mi demoralizzassi.

Senza di lei non ce l’avrei fatta.

Bibliografia

- [1] F. Millo, *Propulsori Termici* (Dispense del corso), Politecnico di Torino
- [2] E. Spessa, *Controllo delle emissioni di inquinanti* (Dispense del corso), Politecnico di Torino
- [3] L. Postrioti, *Analisi dei sistemi di iniezione per motori a combustione interna*, macchine.unipg.it
- [4] M. Salmani, R. Sharma, H. Kumar, M. Dhingra, *Effect of Used Transformer Oil on Efficiency of Compression Ignition Engine*, International Journal For Technological Research In Engineering, Volume 2, Issue 7, 2015
- [5] J.E. Dec, *A Conceptual Model of DI Diesel Combustion Based on Laser-Sheet Imaging**, SAE Techniacal Paper 970873, 1997
- [6] *GT-POWER Engine Simulation Software | Gamma Technologies*, web site, disponibile su: <https://www.gtisoft.com/gt-suite-applications/propulsion-systems/gt-power-engine-simulation-software/>
- [7] GT-Suite, *Flow Theory Manual*, Gamma Technologies, 2018
- [8] GT-Suite, *Engine Performance Tutorials*, Gamma Technologies, 2018
- [9] G. Ferrari, *Motori a combustione interna*, Esculapio, 2019
- [10] I. Kolmanovsky, E. Garone, S. Di Cairano, *Reference and command governors: A tutorial on their theory and automotive applications*, Proceedings of the American Control Conference, 2014
- [11] GT-Suite, *Optimization Manual*, Gamma Technologies, 2018
- [12] GT-Suite, *Engine Performance Application Manual*, Gamma Technologies, 2018
- [13] F. Sapio, A. Piano, F. Millo, *Digital Shaping and Optimization of Fuel Injection Pattern for a Common Rail Automotive Diesel Engine through Numerical Simulation*, SAE Techniacal Paper 2017-24-0025, 2017