

POLITECNICO DI TORINO

Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica



Tesi Magistrale

Sviluppo di un modello per la previsione della
detonazione in un motore ad accensione comandata ad
alta efficienza operante con doppia diluizione della
carica

Relatori:

Prof. Luciano Rolando

Prof. Federico Millo

Candidato:

Simone Borello

Anno Accademico 2025/26

**“Engineering is the art of directing
the great sources of power in nature
for the use and convenience of man.”**

Thomas Tredgold

Ringraziamenti

Vorrei esprimere la mia sincera gratitudine al Professor Federico Millo e al Professor Luciano Rolando, relatori di questa tesi, per avermi dato l'opportunità di affrontare questo lavoro e per la disponibilità e il supporto dimostrati durante tutto il suo sviluppo.

Un ringraziamento particolare va a Mario Milite e a tutto il gruppo "E3" per il supporto tecnico, la collaborazione e la pazienza con cui mi hanno affiancato nel corso di questi mesi.

Un pensiero speciale è rivolto alla mia famiglia, che mi ha sempre sostenuto e incoraggiato lungo tutto il mio percorso di studi, rappresentando un punto di riferimento fondamentale.

Infine, desidero ringraziare i miei amici e colleghi, con cui ho condiviso questo percorso, per il sostegno, il confronto e i momenti vissuti insieme.

Abstract

The progressive tightening of pollutant and greenhouse gas emission limits imposed by the European Union through the Fit-for-55 package and the Euro 7 regulation requires the rapid development of a wide range of innovative, low-environmental-impact powertrain systems. Within this wide range of potential solutions, internal combustion engines still play a significant role thanks to their high efficiency and reduced emissions achieved through the introduction of innovative technologies and integration into hybrid architectures.

In this context, the present thesis activity aims at developing a 1D CFD simulation platform for a highly innovative internal combustion engine, developed within the Horizon 2020 PHOENICE project. The model enabled a virtual calibration of the powertrain, highlighting its potential in terms of fuel consumption and emission reduction. Initially, the work focused on calibrating a predictive combustion model capable of accurately estimating the burned mass fraction even under extremely lean mixtures or in the presence of high EGR rates. Another key aspect addressed in the thesis was the phenomenon of engine knock: by employing a phenomenological model appropriately calibrated on a preliminary experimental dataset, it was possible to identify the ignition timing that maximizes engine performance while respecting knock onset limits.

The predictive combustion model demonstrated high accuracy in estimating the combustion phase, with an average error on MFB50 of 0.5° CA and on MFB10–90 of 0.75° CA, and maximum deviations of 1.1° CA and 1.6° CA, respectively, across the entire set of analyzed points. Consistent with these results, the knock model also allowed the optimization of the ignition timing, introducing average corrections of 0.75° CA, with a maximum of 1.5° CA, thereby maximizing engine performance while avoiding knock.

The obtained results demonstrate that the developed virtual model represents a reliable tool to support steady-state engine calibration, enabling analysis across different operating points while maintaining knock under control and achieving the optimal combustion phasing.

Sommario

Il progressivo inasprimento dei limiti sulle emissioni inquinanti e di gas serra imposto dall'Unione Europea con il pacchetto Fit-for-55 e con la normativa Euro 7 richiede un rapido sviluppo di un ampio spettro di sistemi di trazione innovativi a basso impatto ambientale. In questo portfolio di possibili soluzioni i motori a combustione interna possono giocare un ruolo significativo grazie all'elevata efficienza e alle ridotte emissioni raggiunte dall'introduzione di nuove tecnologie e dall'integrazione in architetture ibride.

In questo contesto, la presente attività di tesi si prefigge lo sviluppo di una piattaforma di calcolo CFD 1D per un motore a combustione interna altamente innovativo sviluppato nell'ambito del progetto Horizon 2020 PHOENICE. Tramite il modello sviluppato è stato possibile effettuare una calibrazione virtuale del propulsore evidenziandone il potenziale in termini di riduzione dei consumi e delle emissioni. In prima battuta, l'attività si è focalizzata sulla calibrazione di un modello di combustione predittivo capace di stimare correttamente la frazione di massa bruciata anche in caso di miscele estremamente povere o in presenza di elevati tassi di EGR. Un altro aspetto chiave affrontato durante la tesi è stato il fenomeno della detonazione: tramite l'utilizzo di un modello fenomenologico opportunamente calibrato sulla base di un set preliminare di dati sperimentali è stato possibile identificare l'anticipo di accensione capace di massimizzare le prestazioni del motore rispettando, al contempo, i vincoli sull'insorgere della detonazione.

Il modello predittivo ha mostrato un'elevata accuratezza nella stima del processo di combustione, con un errore medio sull'MFB50 pari a 0.5° CA e sulla BD10–90 pari a 0.75° CA, e scostamenti massimi rispettivamente di 1.1° CA e 1.6° CA sull'intero set di punti analizzato. In coerenza con tali risultati, il modello di detonazione ha consentito di ottimizzare l'anticipo di accensione, correggendo mediamente il suo valore di 0.75° CA, con un errore massimo di 1.5° CA, permettendo, quindi, di massimizzare le prestazioni del motore evitando l'insorgere della detonazione.

I risultati ottenuti dimostrano come il modello virtuale sviluppato rappresenti uno strumento affidabile a supporto della calibrazione stazionaria del motore, permettendo di estendere l'analisi a differenti punti di funzionamento mantenendo sotto controllo il fenomeno del knock e raggiungendo il miglior baricentro di combustione possibile.

Indice:

Ringraziamenti	IV
Abstract	V
Sommario	VI
Indice delle Figure	IX
Indice delle Tabelle	XII
Indice degli Acronimi.....	XIII
1 Introduzione	1
1.1 Il quadro normativo europeo.....	1
1.2 Proposte della Commissione Europea.....	2
1.3 Il ruolo della ricerca	4
1.4 Il progetto PHOENICE	5
1.5 Obiettivo della tesi	6
2 Il progetto PHOENICE	7
2.1 Introduzione	7
2.2 Caratteristiche tecniche del motore.....	7
3 Metodologia	11
3.1 Introduzione	11
3.2 Dati.....	11
3.2.1 Dataset IFPEN.....	12
3.2.2 Dataset PoliTo	14
3.2.3 Pre-processing e organizzazione dei dati	15
3.3 Metodologia analisi dei dati.....	15
3.3.1 Calibrazione modello di CPOA IFPEN	16
3.3.2 Calibrazione modello di CPOA PoliTo	18
3.3.3 Calibrazione modello completo a combustione imposta	20
3.3.4 Aggiornamento geometrie dei condotti di aspirazione e scarico	23
3.3.5 Modello di combustione predittivo	27
3.4 Modello di detonazione.....	29

3.4.1	Analisi sperimentale	30
3.4.2	Calibrazione modello di TPA	33
3.4.3	Calibrazione modello completo	36
3.5	Conclusioni	38
4	Risultati dell'analisi dei dati	40
4.1	Introduzione	40
4.2	Risultati modello di CPOA	40
4.2.1	Risultati modello CPOA IFPEN	40
4.2.2	Risultati modello CPOA PoliTo	47
4.3	Modello completo IFPEN	52
4.3.1	Correlazione del modello	53
4.3.2	Cicli di pressione casi IFPEN	65
4.4	Modello completo PoliTo.....	70
4.4.1	Correlazione del modello	70
4.4.2	Cicli di pressione casi PoliTo	80
4.5	Conclusioni	84
5	Risultati modello di detonazione.....	85
5.1	Analisi sperimentale	86
5.2	Modello TPA	94
5.3	Modello completo	98
5.4	Conclusioni	104
6	Conclusioni	106
	Bibliografia	107

Indice delle Figure

Figura 1: Normativa Euro 7 sulle emissioni inquinanti per i veicoli passeggeri M1 e light duty van N1 [4].	2
Figura 2: Soluzioni innovative adottate sul dimostratore PHOENICE [20].	5
Figura 3: Piano quotato dataset IFPEN.	13
Figura 4: Piano quotato dataset PoliTo.	14
Figura 5: Modello CPOA su GT-SUITE.	16
Figura 6: Struttura su GT-SUITE del modello completo.	20
Figura 7: Subassembly dei controlli del modello completo.	22
Figura 8: CAD del collettore di aspirazione e scarico.	24
Figura 9: Intake Runner.	24
Figura 10: Intake runner semplificato con GEM-3D.	25
Figura 11: Aggiornamento template nel subassembly cilindri.	25
Figura 12: Aggiornamento template nell'intake manifold.	26
Figura 13: Pressure spectrum.	31
Figura 14: Signal-to-Noise Ratio.	32
Figura 15: Modello di TPA.	33
Figura 16: Sistema di controllo della detonazione.	37
Figura 17: Cicli di pressione punto operativo 2200 rpm x 12 bar di BMEP.	43
Figura 18: Cicli di pressione punto operativo 3000 rpm x 7 bar di BMEP.	45
Figura 19: Cicli di pressione punto operativo 4000 rpm x 10 bar di BMEP.	46
Figura 20: Cicli di pressione punto operativo 2000 rpm x 8 bar di BMEP.	49
Figura 21: Cicli di pressione punto operativo 2500 rpm x 10 bar di BMEP.	50
Figura 22: Cicli di pressione punto operativo 3000 rpm x 12 bar di BMEP.	51
Figura 23: Portata d'aria.	54
Figura 24: Portata di combustibile.	55
Figura 25: Percentuale di EGR.	55
Figura 26: Efficienza volumetrica nel manifold.	56
Figura 27: Massima pressione raggiunta in camera durante la combustione.	57
Figura 28: Posizione del picco di pressione raggiunto durante la combustione.	58

Figura 29: Pressione in uscita dal compressore.	59
Figura 30: Temperatura in uscita dal compressore.	59
Figura 31: Pressione in uscita dal WCAC.	60
Figura 32: Temperatura in uscita dal WCAC.....	60
Figura 33: Pressione in ingresso turbina.	61
Figura 34: Temperatura in ingresso turbina.	61
Figura 35: Pressione in uscita turbina.	62
Figura 36: Temperatura in uscita turbina.	63
Figura 37: Velocità di rotazione del turbocompressore.	64
Figura 38: Correlazione gross IMEP.....	65
Figura 39: Cicli di pressione punto operativo 2200 rpm x 11.5 bar di BMEP.....	66
Figura 40: Cicli di pressione punto operativo 3000 rpm x 7 bar di BMEP.....	68
Figura 41: Cicli di pressione punto operativo 4000 rpm x 10 bar di BMEP.....	69
Figura 42: Portata d'aria.	71
Figura 43: Portata di combustibile.....	71
Figura 44: Percentuale di EGR.	72
Figura 45: Efficienza volumetrica nel collettore di aspirazione.	73
Figura 46: Pressione di picco raggiunta in camera durante la combustione.....	73
Figura 47: Posizione della pressione di picco raggiunta in camera durante la combustione.....	74
Figura 48: Pressione in uscita compressore.	75
Figura 49: Temperatura in uscita compressore.	75
Figura 50: Pressione in uscita dal WCAC.	76
Figura 51: Temperatura in uscita dal WCAC.....	76
Figura 52: Pressione in ingresso turbina.	77
Figura 53: Temperatura in ingresso turbina.	77
Figura 54: Pressione in uscita turbina.	78
Figura 55: Temperatura in uscita turbina.	78
Figura 56: Velocità di rotazione del turbocompressore.	79
Figura 57: Correlazione gross IMEP.....	80
Figura 58: Cicli di pressione punto operativo 2000 rpm x 8 bar di BMEP.....	81

Figura 59: Cicli di pressione punto operativo 2500 rpm x 10 bar di BMEP.....	82
Figura 60: Cicli di pressione punto operativo 3000 rpm x 12 bar di BMEP.....	83
Figura 61: Curva di full load con i punti di funzionamento dataset PoliTo.....	85
Figura 62: Pressure spectrum.....	88
Figura 63: Signal to noise ratio.....	90
Figura 64: Andamento pressione e MAPO del ciclo 2000 rpm x 12 bar di BMEP caratterizzato dal massimo valore di MAPO.....	91
Figura 65: Valori di MAPO per ogni ciclo del punto di funzionamento 2000 rpm x 12 bar di BMEP.	92
Figura 66: Distribuzione dei valori di MAPO.	92
Figura 67: Andamento delle temperature dei gas incombusti in camera.	96
Figura 68: Sistema di controllo della detonazione.....	99
Figura 69: Correlazione dell'anticipo con i dati sperimentali.....	100
Figura 70: Posizione del baricentro di combustione.....	100
Figura 71: Massima pressione raggiunta in camera durante la combustione.	101
Figura 72: Posizione della massima pressione raggiunta in camera durante la combustione.....	102
Figura 73: Velocità di combustione (BD10-90).....	102

Indice delle Tabelle

Tabella 1: Caratteristiche tecniche motore PHOENICE.	8
Tabella 2: Punti di funzionamento dataset IFPEN.	13
Tabella 3: Punti di funzionamento dataset PoliTo.	14
Tabella 4: Parametri per la calibrazione del modello di CPOA dataset IFPEN.	17
Tabella 5: Parametri per la calibrazione del modello di CPOA dataset PoliTo.	18
Tabella 6: Dati calibrazione modello blowby per dataset PoliTo.	19
Tabella 7: Parametri calibrazione modello completo.	19
Tabella 8: Coefficienti di efflusso ricalibrati.	26
Tabella 9: Risultati ottimizzazione dei valori di turbolenza per dataset IFPEN.	28
Tabella 10: Risultati ottimizzazione dei valori di turbolenza per dataset PoliTo.	29
Tabella 11: Numero d'onda al variare della modalità di risonanza.	30
Tabella 12: Range di frequenze della banda passante.	31
Tabella 13: Parametri di calibrazione del modello di detonazione.	35
Tabella 14: Risultati parametri di calibrazione CPOA.	42
Tabella 15: Punto operativo.	42
Tabella 16: Punto operativo.	44
Tabella 17: Punto operativo.	45
Tabella 18: Parametri calibrazione modello CPOA.	47
Tabella 19: Parametri calibrazione modello blowby.	47
Tabella 20: Punto operativo.	48
Tabella 21: Punto operativo.	49
Tabella 22: Punto operativo.	51
Tabella 23: Dataset completo punti PoliTo.	87
Tabella 24: Risultati analisi di detonazione.	93
Tabella 25: Confronto analisi sperimentale e risultati del modello di TPA.	97
Tabella 26: Parametri di calibrazione modello di detonazione.	97
Tabella 27: Risultati del Sistema di controllo della detonazione.	104

Indice degli Acronimi

ASC	Ammonia Slip Catalyst
BD10–90	Burn Duration 10–90%
BMEP	Brake Mean Effective Pressure
CAD	Crank Angle Degree
CA	Crank Angle
CA PFP	Crank Angle of Peak Firing Pressure
CFD	Computational Fluid Dynamics
CO	Carbon Monoxide
CO ₂	Carbon Dioxide
CoV	Coefficient of Variation
CPOA	Cylinder Pressure Only Analysis
DDCA	Dual Dilution Combustion Approach
DEM	Dilution Effect Multiplier
EGR	Exhaust Gas Recirculation
EHC	Electrically Heated Catalyst
FMEP	Friction Mean Effective Pressure
GPF	Gasoline Particulate Filter
GT-SUITE	Gamma Technologies Simulation Suite
HC	Hydrocarbons
HCCI	Homogeneous Charge Compression Ignition
HEV	Hybrid Electric Vehicle
ICE	Internal Combustion Engine
ID	Intensity of Detonation
IFPEN	Institut Français du Pétrole et des Énergies Nouvelles
IMEP	Indicated Mean Effective Pressure
ITE	Indicated Thermal Efficiency
KLSA	Knock Limited Spark Advance
LIVC	Late Intake Valve Closing
LP-EGR	Low Pressure Exhaust Gas Recirculation

MAPO	Maximum Amplitude of Pressure Oscillations
MFB	Mass Fraction Burned
MFB50	Mass Fraction Burned 50%
NO _x	Nitrogen Oxides
NH ₃	Ammonia
ON	Octane Number
PFP	Peak Firing Pressure
PHEV	Plug-in Hybrid Electric Vehicle
PM	Particulate Matter
PMEP	Pumping Mean Effective Pressure
PN	Particle Number
RDE	Real Driving Emissions
RMS	Root Mean Square
SA	Spark Advance
SCR	Selective Catalytic Reduction
SI	Spark Ignition
SNR	Signal-to-Noise Ratio
SOC	Start of Combustion/State of Charge
SPCCI	Spark Controlled Compression Ignition
TPA	Three Pressure Analysis
TWC	Three-Way Catalyst
VNT	Variable Nozzle Turbine
WCAC	Water-Cooled Air Cooler
WLTP	Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Procedure
WOT	Wide Open Throttle

1 Introduzione

Negli ultimi decenni, il settore dei trasporti su strada è stato oggetto di crescente attenzione per il suo contributo significativo alle emissioni di gas serra e di inquinanti atmosferici. In risposta agli obiettivi di decarbonizzazione e di miglioramento della qualità dell'aria, l'Unione Europea ha progressivamente introdotto un quadro normativo sempre più stringente in materia di omologazione dei veicoli e controllo delle emissioni.

In tale contesto, nel novembre 2022 la Commissione Europea ha presentato la proposta di regolamento Euro 7 [1], successivamente confluita nel regolamento definitivo adottato nel 2024 in materia di omologazione dei veicoli rispetto alle emissioni e alla durabilità delle batterie [2]. Il nuovo impianto normativo mira a garantire emissioni basse e stabili lungo l'intero ciclo di vita del veicolo, rafforzando i requisiti di monitoraggio e durabilità e ampliando il campo delle specie inquinanti regolamentate.

Parallelamente, la transizione verso una mobilità a basse emissioni ha favorito la diffusione dei veicoli ibridi elettrici (HEV) e plug-in hybrid (PHEV), considerati una soluzione tecnologica di transizione verso la progressiva elettrificazione del parco circolante.

In questo scenario si inserisce il progetto PHOENICE (PHEV towards zero Emission & ultimate ICE efficiency), iniziativa finalizzata allo sviluppo di un veicolo dimostratore plug-in hybrid di segmento C-SUV capace di minimizzare consumi energetici ed emissioni in condizioni di guida reale in charge sustaining mode, garantendo al contempo elevate prestazioni e adeguate caratteristiche di guidabilità. Il progetto integra soluzioni innovative in termini di ottimizzazione del motore a combustione interna, gestione energetica del sistema ibrido e strategie avanzate di controllo delle emissioni.

1.1 Il quadro normativo europeo

Il quadro normativo europeo in materia di emissioni si è evoluto attraverso l'introduzione progressiva degli standard "Euro", che hanno imposto limiti sempre più stringenti per ossidi di azoto (NOx), monossido di carbonio (CO), idrocarburi incombusti (HC) e particolato (PM).

La proposta di regolamento Euro 7 presentata dalla Commissione nel 2022 [1] è stata oggetto di negoziazione istituzionale fino all'adozione del regolamento definitivo nel 2024 [2]. La nuova normativa introduce:

- limiti più severi per gli inquinanti regolamentati;
- estensione del limite sul numero di particelle (PN) fino a 10 nm (in precedenza 23 nm);
- introduzione di limiti per specie finora non regolamentate in modo sistematico, quali ammoniaca (NH₃) e metano (CH₄);
- requisiti più stringenti in termini di durabilità dei sistemi di controllo delle emissioni;

- rafforzamento del monitoraggio tramite sistemi di bordo (On-Board Monitoring).

Category and class	CO		THC		NMHC		NO _x		THC + NO _x		PM	PN ₁₀
	SI	CI	SI	CI	SI	SI	SI	CI	CI	CI	SI & CI	SI & CI
M ₁ & N ₁ class I	1000	500	100	—	68	—	60	80	—	170	4.5	6x10 ¹¹
N ₁ class II	1810	630	130	—	90	—	75	105	—	195	4.5	6x10 ¹¹
N ₁ class III	2270	740	160	—	108	—	82	125	—	215	4.5	6x10 ¹¹

Figura 1: Normativa Euro 7 sulle emissioni inquinanti per i veicoli passeggeri M1 e light duty van N1 [4].

Come evidenziato da Dornoff e Rodríguez [4], la normativa Euro 7 introduce un approccio più ampio al controllo delle emissioni, estendendo il monitoraggio a nuove specie inquinanti e rafforzando i requisiti di conformità lungo l'intero ciclo di vita del veicolo.

In particolare, la regolamentazione estende l'ambito degli inquinanti monitorati e introduce nuovi requisiti di durabilità e conformità in servizio, imponendo che i sistemi di controllo delle emissioni mantengano prestazioni adeguate fino ad almeno 8 anni o 160.000 km, con una fase di vita estesa fino a 10 anni o 200.000 km. Inoltre, Euro 7 introduce nuove misure quali il monitoraggio continuo delle emissioni a bordo veicolo e requisiti di controllo delle emissioni non di scarico, come quelle generate dai sistemi frenanti [4].

Tali requisiti implicano lo sviluppo di sistemi di post-trattamento dei gas di scarico più efficienti e robusti, capaci di garantire un'elevata efficienza di abbattimento degli inquinanti anche nelle condizioni operative variabili tipiche della guida reale, come discusso da Samaras et al. [3].

1.2 Proposte della Commissione Europea

Oltre all'evoluzione degli standard "Euro" per il controllo degli inquinanti atmosferici, l'Unione Europea ha definito obiettivi sempre più ambiziosi per la riduzione delle emissioni di gas serra nel settore dei trasporti.

Nell'ambito del pacchetto legislativo "Fit for 55" [6], il Regolamento (UE) 2023/851 ha stabilito per le autovetture nuove una riduzione delle emissioni medie specifiche di CO₂ pari al:

–55% entro il 2030 rispetto ai livelli di riferimento del 2021;

–100% a partire dal 2035, rispetto allo stesso anno base, per le nuove immatricolazioni [5].

Il Regolamento (UE) 2023/851 stabilisce che, entro il 2030, le emissioni medie di CO₂ delle nuove autovetture dovranno essere ridotte del 55% rispetto ai livelli del 2021, determinati secondo la procedura Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Procedure (WLTP). In termini indicativi, considerando il precedente valore target di 95 g/km previsto dal quadro normativo europeo per il 2021, tale riduzione corrisponderebbe a circa 43 g/km. Tuttavia, il regolamento non definisce un unico

limite assoluto valido per tutti i costruttori. Gli obiettivi vengono invece tradotti in target specifici per ciascun costruttore, calcolati in funzione della massa media della flotta di veicoli immatricolati, così da tenere conto delle differenze tra le tipologie di veicoli prodotte [5].

Il regolamento Euro 7 interviene in modo più ampio sul controllo degli inquinanti atmosferici regolamentati. Un ulteriore elemento qualificante della normativa Euro 7 riguarda:

- la riduzione dei margini tra prove di laboratorio e condizioni operative reali mediante revisione dei conformity factors nelle prove RDE;
- l'estensione dei requisiti di durabilità dei sistemi di controllo delle emissioni lungo l'intero ciclo di vita del veicolo;
- l'introduzione di requisiti più stringenti di monitoraggio continuo delle emissioni [3], [4].

Gli obiettivi di riduzione della CO₂ al 2030 e, in prospettiva, al 2035 risultano difficilmente raggiungibili nel breve termine mediante architetture propulsive esclusivamente termiche. In tale contesto, i veicoli ibridi – e in particolare i PHEV – rappresentano una soluzione tecnologica in grado di contribuire alla riduzione combinata delle emissioni di gas serra e degli inquinanti regolamentati.

Tuttavia, evidenze sperimentali hanno mostrato scostamenti tra le emissioni dichiarate in fase di omologazione e le prestazioni osservate in condizioni di utilizzo reale per alcune categorie di plug-in hybrid electric vehicles (PHEV). Tali differenze sono fortemente influenzate dai profili di utilizzo del veicolo (ad esempio distribuzione tra percorrenze urbane ed extraurbane) e dalle strategie di ricarica adottate dagli utenti, che determinano la frequenza con cui il veicolo opera in modalità elettrica o in modalità charge sustaining con intervento del motore termico come mostrato da Trentadue et al. [7] e Tansini et al. [8].

Ciò rende centrale l'ottimizzazione di:

- le strategie di gestione energetica del sistema ibrido;
- il controllo del motore ad accensione comandata (Spark-Ignition, SI);
- i sistemi di post-trattamento dei gas di scarico.

In particolare, la gestione energetica nei veicoli ibridi ha l'obiettivo di determinare la ripartizione ottimale della potenza tra motore a combustione interna e sistema elettrico, minimizzando il consumo di carburante e le emissioni e garantendo al contempo il mantenimento dello state of charge (SOC) della batteria entro limiti operativi prefissati. Tali strategie di controllo rappresentano un elemento chiave per massimizzare l'efficienza complessiva del sistema propulsivo ibrido [9].

In questo contesto normativo e tecnologico si colloca il progetto PHOENICE, orientato allo sviluppo di un dimostratore PHEV capace di garantire conformità ai futuri standard emissivi, elevata efficienza energetica e ridotto impatto ambientale in condizioni di utilizzo reale.

1.3 Il ruolo della ricerca

Per far fronte ai vincoli sempre più stringenti introdotti dalla normativa europea, le attività di ricerca e sviluppo hanno assunto un ruolo centrale nell'individuazione di soluzioni tecnologiche innovative per il settore dei trasporti. Se da un lato l'elettrificazione rappresenta un pilastro fondamentale della strategia di decarbonizzazione delineata dall'Unione Europea, dall'altro la ricerca continua a investire significativamente nell'evoluzione dei motori a combustione interna (ICE), con l'obiettivo di aumentarne l'efficienza termodinamica e ridurre l'impatto emissivo.

Tra le principali direttrici di sviluppo dei motori a combustione interna rientrano le strategie di downsizing e sovralimentazione. Come descritto da Heywood [10], la riduzione della cilindrata del motore, combinata con sistemi di sovralimentazione, consente di migliorare l'efficienza operando a carichi medi più elevati. In particolare, Lake et al. [11] hanno mostrato come le architetture turbo-downsized permettano di mantenere adeguate prestazioni riducendo al contempo il consumo specifico di carburante. Ulteriori studi hanno evidenziato che l'introduzione di sistemi EGR a bassa pressione può contribuire a ridurre la tendenza al knock e migliorare l'efficienza dei motori turbo benzina downsized. In particolare, Teodosio et al. [12] hanno dimostrato che l'impiego di LP-EGR consente di ridurre la temperatura di combustione migliorando al contempo il consumo specifico.

Un'ulteriore soluzione oggetto di ampia attività di ricerca è la cylinder deactivation. Questa tecnologia prevede la disattivazione di uno o più cilindri nelle condizioni di carico parziale, aumentando il carico specifico sui cilindri attivi e riducendo le perdite per pompaggio. Tale strategia consente di migliorare l'efficienza ai carichi parziali mantenendo inalterate le prestazioni massime a pieno carico (Wide Open Throttle, WOT) [13], [14]. L'integrazione della disattivazione dei cilindri con architetture ibride è stata oggetto di studi, che ne hanno evidenziato il potenziale sinergico nel ridurre ulteriormente i consumi attraverso una gestione più favorevole dei regimi operativi del motore termico [15].

Parallelamente, un ambito di ricerca di lungo periodo riguarda le modalità di combustione a bassa temperatura come l'Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI). Come discusso da Stanglmaier e Roberts [16], questa modalità di combustione consente di operare con temperature più basse rispetto ai motori convenzionali, riducendo significativamente la formazione di NOx e particolato. Sia motori benzina sia diesel in modalità HCCI sono stati oggetto di sperimentazioni negli ultimi decenni. Un'applicazione industriale rilevante è rappresentata dal sistema Spark Controlled Compression Ignition (SPCCI) sviluppato da Mazda per il motore SkyActiv-X, in cui la candela viene utilizzata per controllare l'innesco della combustione per compressione, garantendo stabilità operativa e maggiore efficienza [17].

All'interno di questo scenario di ricerca, il progetto PHOENICE si inserisce con l'obiettivo di dimostrare il potenziale di un motore a combustione interna ad alta efficienza e basse emissioni integrato in un'architettura plug-in hybrid. Il progetto mira a coniugare le principali tendenze della ricerca contemporanea — elettrificazione, ottimizzazione del motore termico e strategie avanzate di controllo — al fine di contribuire in modo significativo alla riduzione congiunta delle emissioni di CO₂ e degli inquinanti regolamentati.

1.4 Il progetto PHOENICE

Nel contesto delle strategie europee di decarbonizzazione e riduzione delle emissioni nel settore dei trasporti, il progetto PHOENICE (*PHev towards zerO EmissioNs & ultimate ICE efficiency*) si propone di dimostrare il potenziale di un motore a combustione interna ad alta efficienza integrato in un'architettura plug-in hybrid di segmento C-SUV. Il progetto, finanziato nell'ambito del programma europeo Horizon 2020, è finalizzato allo sviluppo di un dimostratore PHEV in grado di ridurre simultaneamente consumi energetici ed emissioni in condizioni di guida reale, mantenendo al contempo prestazioni e guidabilità compatibili con applicazioni automotive di serie. Come descritto da Tahtouh et al. [18], il progetto combina diverse soluzioni innovative per incrementare l'efficienza del motore ad accensione comandata e migliorarne l'integrazione all'interno del powertrain ibrido.

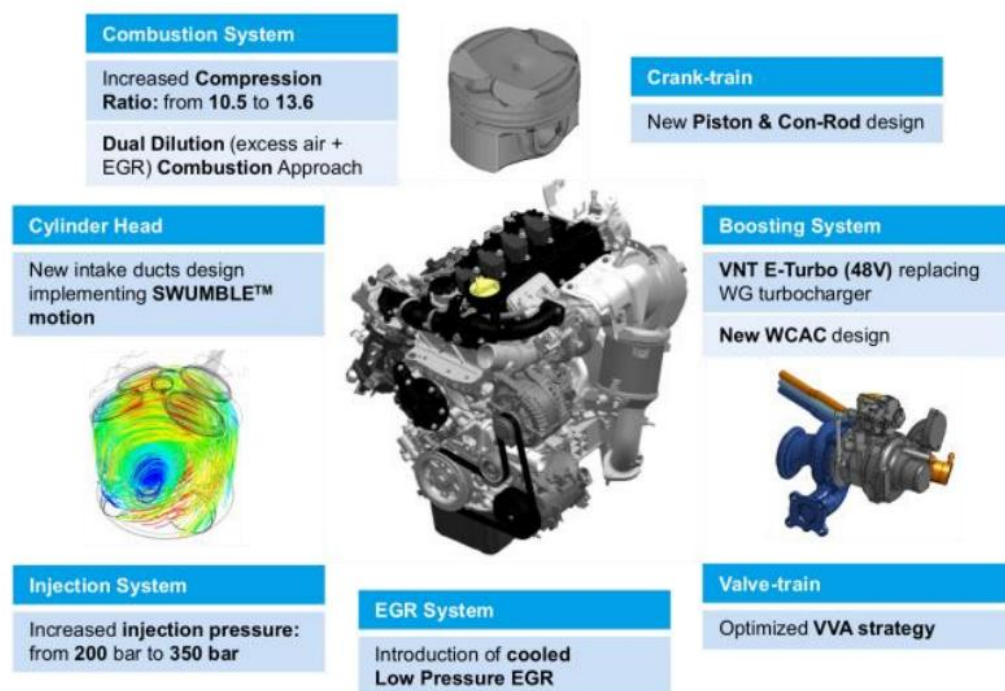


Figura 2: Soluzioni innovative adottate sul dimostratore PHOENICE [20].

Il sistema di propulsione si basa sull'integrazione di diverse tecnologie avanzate per l'incremento dell'efficienza del motore ad accensione comandata, tra cui carica altamente diluita, aumento del rapporto di compressione, ciclo Miller e sovralimentazione elettrificata. L'obiettivo è conseguire una riduzione del consumo di carburante di circa il 10% rispetto al veicolo di riferimento funzionante in condizioni di charge sustaining mode, raggiungendo valori di efficienza indicata prossimi al 47%, mantenendo al contempo la conformità ai futuri requisiti emissivi previsti dalla normativa Euro 7 [19].

Il motore sviluppato nel progetto adotta un approccio di doppia diluizione della carica, ottenuto combinando miscela povera ed EGR raffreddato, insieme a un concetto avanzato di moto in camera di combustione e a sistemi di sovralimentazione elettrificati. L'integrazione di tali tecnologie consente

di migliorare il rendimento termodinamico del motore e di ridurre le emissioni engine-out, rendendo questa architettura particolarmente adatta all'impiego in powertrain ibridi plug-in [20], [21].

Le caratteristiche tecniche del motore e le soluzioni ingegneristiche adottate nel progetto PHOENICE saranno descritte nel Capitolo 2, dove verranno analizzate in dettaglio l'architettura del propulsore, le strategie di combustione diluita e le principali tecnologie implementate per il raggiungimento degli obiettivi di efficienza ed emissioni.

1.5 Obiettivo della tesi

La presente tesi si inserisce nel progetto PHOENICE con l'obiettivo principale di sviluppare e calibrare un modello numerico predittivo della detonazione (knock) per il motore oggetto di studio, con particolare attenzione alle condizioni operative critiche introdotte dall'elevato rapporto di compressione e dalle strategie di combustione diluita adottate nel progetto.

L'attività è stata svolta in GT-SUITE e si basa su dataset sperimentali forniti da IFPEN e dal Politecnico di Torino. In una prima fase è stata migliorata la correlazione del Digital Twin del motore replicando le condizioni sperimentali. Successivamente è stato calibrato un modello di controllo dedicato, finalizzato alla variazione dell'anticipo di accensione in caso di incipiente detonazione oppure per avere il miglior baricentro di combustione possibile.

2 Il progetto PHOENICE

2.1 Introduzione

Il progetto PHOENICE è finalizzato allo sviluppo di un dimostratore plug-in hybrid di segmento C-SUV in grado di ridurre consumi energetici ed emissioni in condizioni di guida reale, mantenendo al contempo prestazioni e guidabilità compatibili con applicazioni automotive di serie. Tra i principali obiettivi del progetto vi sono il raggiungimento di valori di efficienza indicata prossimi al 47% e una riduzione del consumo di carburante di circa il 10% rispetto al veicolo di riferimento operante in modalità charge sustaining, garantendo al contempo la conformità ai futuri requisiti emissivi previsti dalla normativa Euro 7. Il motore sviluppato nell'ambito del progetto PHOENICE deriva da un'architettura turbo benzina a quattro cilindri in linea di cilindrata pari a 1,3 L, utilizzata come base per l'implementazione delle tecnologie avanzate di combustione e controllo sviluppate nel progetto. Rispetto al motore di riferimento, il propulsore è stato profondamente riprogettato al fine di consentire il funzionamento in condizioni di elevata diluizione della carica e con rapporto di compressione incrementato. Come descritto da Tahtouh et al. [18] e nel successivo sviluppo del Digital Twin riportato in [20], l'approccio progettuale adottato si fonda sull'integrazione di una combustione altamente diluita, di un rapporto di compressione elevato, del ciclo Miller e di un sistema di sovralimentazione elettrificato. L'interazione tra tali tecnologie consente di operare in condizioni di combustione fortemente diluita mantenendo adeguati livelli di stabilità di combustione e prestazioni; tuttavia, la presenza di sovralimentazione e l'incremento del rapporto di compressione determinano pressioni e temperature elevate dell'end-gas, rendendo il knock uno dei principali vincoli fisici allo sfruttamento del potenziale di efficienza del propulsore [22], [23]. Nel seguito del capitolo vengono descritte le principali caratteristiche tecniche del motore PHOENICE, con particolare attenzione alla strategia di combustione a doppia diluizione, all'adozione del ciclo Miller, all'ottimizzazione del moto in camera di combustione e al sistema di sovralimentazione elettrificato.

2.2 Caratteristiche tecniche del motore

Il propulsore sviluppato nel progetto PHOENICE presenta le seguenti caratteristiche tecniche riportate nella *Tabella 1*:

Parametro	Valore / Descrizione
Architettura	4 cilindri in linea
Cilindrata	1332 cm ³
Alesaggio × Corsa	70 mm × 86,5 mm
Sistema di alimentazione	Iniezione diretta benzina (GDI)
Pressione massima di iniezione	350 bar
Rapporto di compressione geometrico	13,6:1
Numero di valvole	16
Sistema di attuazione valvole	MultiAir III (aspirazione)
Strategia di combustione	Doppia diluizione (miscela magra + LP-EGR raffreddato)
Sistema EGR	Low Pressure raffreddato
Sovralimentazione	Turbocompressore elettrificato 48 V con VNT
Potenza (target)	100 kW @ 4500 rpm
Coppia (target)	218 Nm @ 3500 rpm
Efficienza termica indicata	47%

Tabella 1: Caratteristiche tecniche motore PHOENICE.

L'architettura del motore è stata ottimizzata per operare in condizioni di combustione altamente diluita e con elevata efficienza termodinamica. In particolare, il rapporto di compressione geometrico è stato incrementato dal valore di 10,5 del motore di base fino a 13,6:1 mediante la riprogettazione della geometria del pistone e della camera di combustione. Come descritto da Tahtouh et al. [18], il progetto PHOENICE si basa sull'integrazione sinergica di diverse tecnologie avanzate finalizzate all'incremento dell'efficienza dei motori ad accensione comandata destinati a powertrain ibridi plug-in. In tale studio viene illustrato come la combinazione di elevato rapporto di compressione, combustione diluita e sovralimentazione elettrificata consenta di raggiungere livelli di efficienza significativamente superiori rispetto ai motori benzina convenzionali.

L'elemento centrale di questa strategia è rappresentato dalla Dual Dilution Combustion Approach (DDCA), che combina miscela povera e ricircolo dei gas di scarico raffreddato a bassa pressione (LP-EGR). Come discusso nel lavoro di Tahtouh et al. [19], l'utilizzo combinato di miscela magra ed EGR raffreddato permette di incrementare la capacità termica della miscela e ridurre le temperature di combustione, con effetti positivi sia sul rendimento termodinamico sia sul margine rispetto alla detonazione. Tuttavia, l'aumento del livello di diluizione tende anche a rallentare la propagazione del fronte di fiamma e ad aumentare la sensibilità alla variabilità ciclica.

Per compensare tali effetti, nel progetto PHOENICE è stato introdotto un concetto innovativo di moto della carica in camera di combustione denominato Swumble™, che combina caratteristiche tipiche dei moti swirl e tumble. Come descritto da Tahtouh et al. [18], questa configurazione fluidodinamica consente di incrementare l'intensità turbolenta nella fase immediatamente precedente all'accensione, favorendo una più rapida propagazione del fronte di fiamma. La maggiore velocità di combustione riduce il tempo di permanenza dell'end-gas in condizioni termodinamiche critiche, contribuendo così a migliorare la stabilità della combustione anche in presenza di miscele fortemente diluite. La combinazione di miscela magra, EGR raffreddato e ottimizzazione del moto della carica consente quindi di operare con elevati livelli di diluizione mantenendo condizioni di combustione stabili ed efficienti, configurazione particolarmente adatta per applicazioni in powertrain ibridi ad alta efficienza [19], [20].

Nel motore PHOENICE è stato inoltre implementato un ciclo Miller aggressivo mediante un sistema di fasatura variabile delle valvole. In particolare, la chiusura ritardata della valvola di aspirazione (Late Intake Valve Closing, LIVC) riduce il rapporto di compressione effettivo mantenendo elevato il rapporto di espansione. Come illustrato nello sviluppo del Digital Twin del motore PHOENICE presentato da Tahtouh et al. [20], l'adozione del ciclo Miller rappresenta una strategia efficace per limitare le temperature della carica durante la compressione pur mantenendo i benefici dell'elevato rapporto di espansione in termini di rendimento termodinamico. Inoltre, la regolazione del carico tramite la fasatura delle valvole permette di operare con una farfalla più aperta, riducendo la depressione nel collettore di aspirazione e quindi il lavoro negativo associato al ciclo di pompaggio. Ne deriva un miglioramento dell'efficienza soprattutto nelle condizioni di carico parziale, tipiche del funzionamento dei powertrain ibridi.

Il motore PHOENICE adotta inoltre un sistema di sovralimentazione elettrificato a 48 V, costituito da un turbocompressore dotato di un sistema elettrico ausiliario in grado di supportarne il funzionamento nelle condizioni di bassa portata dei gas di scarico. Come evidenziato nelle analisi del progetto PHOENICE riportate in [19], l'elettificazione del sistema di sovralimentazione consente di migliorare significativamente la risposta transitoria del motore e di garantire livelli adeguati di pressione di sovralimentazione anche in presenza di strategie di ciclo Miller aggressive. Inoltre, il sistema può operare in modalità generatore recuperando parte dell'energia residua dei gas di scarico e contribuendo al miglioramento dell'efficienza complessiva del powertrain [20].

Nel loro insieme, le soluzioni adottate consentono di incrementare significativamente il rendimento termico del motore. Tuttavia, nei motori ad accensione comandata sovralimentati l'incremento del rapporto di compressione comporta anche un aumento della pressione e della temperatura degli end-gas, con conseguente incremento della probabilità di autoaccensione spontanea della miscela non ancora coinvolta nel fronte di fiamma. Il fenomeno della detonazione rappresenta quindi uno dei principali limiti fisici allo sfruttamento del potenziale di efficienza dei motori SI ad alto rapporto di compressione. Come evidenziato nella review di Yates et al. [22], l'autoaccensione dell'end-gas dipende in modo critico dalle condizioni di pressione e temperatura raggiunte durante la compressione e nelle fasi iniziali della combustione. Analogamente, Kalghatgi [23] mostra come tali condizioni, insieme alle proprietà di autoaccensione del combustibile e al numero di ottano, determinino il margine operativo del motore rispetto al knock.

In questo scenario, la capacità di prevedere e controllare il fenomeno della detonazione assume un ruolo centrale nello sviluppo del motore, motivando lo sviluppo di sistemi di controllo, che saranno oggetto di analisi nei capitoli successivi.

3 Metodologia

3.1 Introduzione

In questo capitolo viene descritta la metodologia utilizzata per la modellazione numerica del motore oggetto di studio, con l'obiettivo di allineare le prestazioni del modello ai dati sperimentali. L'obiettivo è creare un Digital Twin affidabile capace di simulare il funzionamento del motore in diverse condizioni. È stata, quindi, condotta un'attività di correlazione sulla base dei dataset acquisiti durante la calibrazione in stazionario del motore da IFPEN e dal Politecnico di Torino.

Il processo di sviluppo del modello è stato suddiviso in tre fasi principali:

- Cylinder Pressure Only Analysis (CPOA): utilizzando l'ambiente GT-SUITE, è stato inizialmente implementato un modello CPOA. Questa simulazione ha permesso di estrarre i profili di rilascio del calore (burn rates) dai cicli di pressione acquisiti al banco prova, necessari per caratterizzare il successivo modello a combustione imposta.
- Calibrazione del modello completo e ottimizzazione delle geometrie dei condotti: il modello complessivo è stato validato confrontando i risultati simulati con i dati IFPEN. A causa di alcune discrepanze iniziali nel ciclo di pompaggio, si è reso necessario un intervento sulle geometrie dei condotti di aspirazione e scarico. Questo affinamento ha permesso di migliorare la correlazione tra simulazione e dati sperimentali.
- Sviluppo del modello di combustione predittivo: partendo dai risultati del modello a combustione imposta, è stato infine calibrato un modello predittivo. L'obiettivo è disporre di uno strumento capace di simulare autonomamente l'evoluzione della combustione in base ai livelli di turbolenza e ai parametri operativi.

3.2 Dati

L'attività di correlazione del modello numerico si è basata sui dati sperimentali forniti da IFPEN e dal Politecnico di Torino. L'impiego di due database distinti ha consentito di testare la robustezza del modello in condizioni operative differenti, aumentando così l'affidabilità dei risultati.

I dataset comprendono più punti di funzionamento del motore ottenuti variando diversi parametri quali:

- regime di rotazione e carico (BMEP);
- anticipo di accensione;
- dosatura della miscela e tasso di EGR.

Per ciascun punto di funzionamento sono stati messi a disposizione i principali parametri di pressione e temperatura nei diversi componenti del sistema, oltre alle tracce di pressione, dato essenziale per l'analisi e la modellazione del processo di combustione.

La strategia di analisi è stata strutturata come segue:

- Dataset IFPEN e PoliTo: utilizzati come riferimento per la correlazione del modello CPOA e per la messa a punto del modello motore completo.
- Dataset PoliTo: impiegato per lo sviluppo di un modello per il controllo della detonazione (knock).

Questa suddivisione ha permesso di verificare la capacità del modello di fornire previsioni accurate anche in condizioni operative indipendenti da quelle utilizzate nella fase di calibrazione iniziale, rafforzandone il carattere predittivo.

3.2.1 Dataset IFPEN

Il dataset IFPEN ha fornito la base dati per la fase di correlazione iniziale delle prestazioni del motore. Per ciascun punto di funzionamento i principali parametri forniti sono i seguenti:

- Tracce di pressione;
- Regime di rotazione;
- Carico e coppia motore;
- Anticipo di accensione;
- Massa di combustibile iniettata per ciclo;
- Percentuale di EGR;
- Pressioni e temperature nei principali nodi del sistema di aspirazione e scarico;
- Portate di aria e combustibile;
- Parametri prestazionali globali (IMEP, BMEP, FMEP, PMEP).

I diversi punti di funzionamento forniti sono visibili nel piano quotato riportato in *Figura 3* e nella *Tabella 2*:

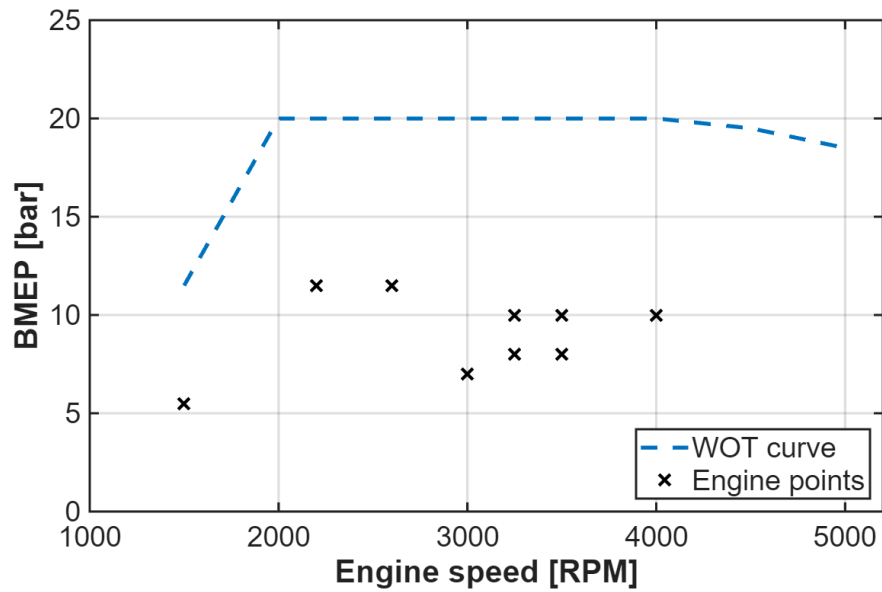


Figura 3: Piano quotato dataset IFPEN.

Punto	Regime [rpm]	BMEP [bar]	EGR [%]	λ [-]	SA [°CA bTDC]	Carburante [kg/h]
1	1500	5.50	0.60	1.25	20.5	2.10
2	2200	12	14.8	1.11	15.5	6.10
3	2600	11.5	4.90	1.25	16.0	7.14
4	3000	7.00	6.10	1.43	28.0	5.19
5	3250	8.00	2.60	1.43	28.0	6.51
6	3250	10.0	4.00	1.43	26.0	7.84
7	3500	8.00	0.00	1.43	25.5	7.03
8	3500	10.0	2.10	1.43	23.0	8.49
9	4000	10.0	0.00	1.43	26.0	9.84

Tabella 2: Punti di funzionamento dataset IFPEN.

Le tracce di pressione nel cilindro, acquisite con una risoluzione di 0.1 CAD, sono state mediate tra i diversi cilindri per ogni punto di funzionamento. Questa operazione ha permesso di ottenere un'unica curva di pressione rappresentativa del comportamento termodinamico medio, eliminando l'impatto della variabilità ciclica sperimentale. La traccia così ottenuta è stata quindi utilizzata come input per la calibrazione del modello CPOA.

3.2.2 Dataset PoliTo

Il dataset fornito dal Politecnico di Torino presenta caratteristiche analoghe a quello fornito da IFPEN. In particolare, si riporta in *Figura 4* il piano quotato di tutti i punti operativi forniti:

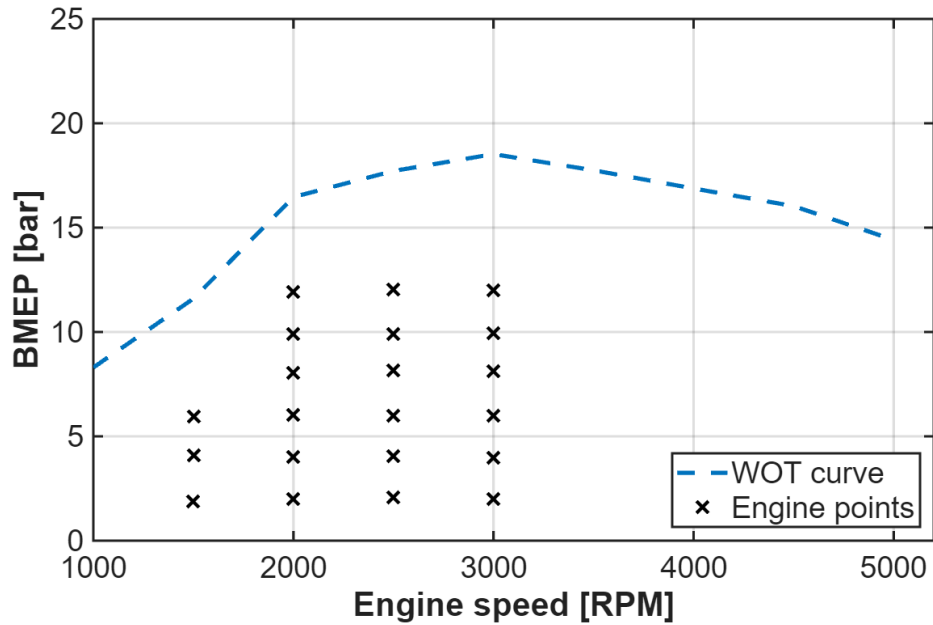


Figura 4: Piano quotato dataset PoliTo.

Di seguito, in *Tabella 3*, vengono riportati i punti motore di maggior interesse poiché, secondo l'analisi sperimentale, soggetti a detonazione:

Punto	Regime [rpm]	BMEP [bar]	EGR [%]	λ [-]	SA [°CA bTDC]	Carburante [kg/h]
1	1500	6	6.6	1.2	17	2.23
2	2000	8.00	12.2	1.18	19.0	3.77
3	2000	9.90	10.1	1.17	12.0	4.64
4	2000	11.9	9.10	1.05	6.60	5.78
5	2500	9.90	10.8	1.16	16.0	5.75
6	2500	12.0	9.70	1.09	11.0	7.12
7	3000	12.0	9.30	1.10	12.9	8.55

Tabella 3: Punti di funzionamento dataset PoliTo.

L'impiego di tali dati si è articolato in due fasi:

- Correlazione modello: attività di correlazione del modello completo per replicare le prestazioni motore in un range operativo differente;
- Correlazione del Knock: impiego dei punti elencati in *Tabella 3* per l'allineamento dei modelli di detonazione predittivi. Questa fase è stata fondamentale per tarare i parametri necessari all'identificazione del knock onset.

3.2.3 Pre-processing e organizzazione dei dati

Prima dell'implementazione in GT-SUITE, i dati sono stati sottoposti a una fase di pre-elaborazione per garantirne la coerenza fisica e la compatibilità con i modelli. Questa fase ha compreso:

- Conversione e normalizzazione: verifica e allineamento delle unità di misura agli standard del modello di simulazione;
- Calcolo dei parametri derivati: determinazione di grandezze fondamentali per il modello CPOA, quali l'efficienza volumetrica, la massa di combustibile per ciclo e la frazione di gas residui;
- Definizione delle condizioni al contorno: elaborazione delle pressioni e temperature misurate nel plenum di aspirazione per definire le condizioni di aspirazione del modello CPOA;
- Organizzazione dei dataset: strutturazione dei dati in experimental subassemblies e file Excel per l'importazione automatizzata, riducendo così il rischio di errori manuali e aumentando la semplicità nell'effettuare modifiche.

Questo lavoro di preparazione ha permesso di creare una base dati omogenea, indispensabile per allineare il Digital Twin con i dati sperimentali forniti.

3.3 Metodologia analisi dei dati

L'attività di analisi è iniziata con la calibrazione del modello CPOA, finalizzata a far coincidere i profili di pressione simulati con le acquisizioni sperimentali di IFPEN. Una volta ottenuti dei risultati con un margine di errore inferiore al 5%, l'analisi è stata estesa al modello completo. Questo passaggio ha permesso di caratterizzare il comportamento dell'intero “sistema motore”, includendo tutti i componenti disposti lungo le linee di aspirazione e scarico.

3.3.1 Calibrazione modello di CPOA IFPEN

L'estrapolazione di alcuni parametri di input caratterizzanti del modello completo, ovvero dati di combustione e prestazionali, è stata effettuata tramite un modello di CPOA, sviluppato in GT-SUITE e correlato sulla base dei dataset stazionari di IFPEN. I punti motore selezionati sono rappresentativi delle condizioni operative tipiche dei propulsori ad alta efficienza: miscela magra (lean burn) e diversi tassi di EGR.

Il modello CPOA opera come uno strumento diagnostico semplificato, costituito da un singolo cilindro e dal relativo manovellismo (cranktrain). Esso consente di estrarre parametri fondamentali quali la velocità di combustione (burn rate) e la frazione di massa bruciata (MFB), che costituiscono l'input necessario per le successive simulazioni.

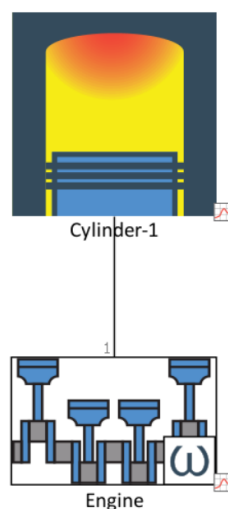


Figura 5: Modello CPOA su GT-SUITE.

Il modello ricostruisce l'evoluzione della combustione con un ridotto costo computazionale, utilizzando come input la traccia di pressione del ciclo medio sperimentale nel cilindro e un insieme di dati acquisiti al banco prova. Poiché alcuni dati non sono presenti tra i valori sperimentali forniti, si è provveduto al calcolo di tali grandezze quali l'efficienza volumetrica, la massa di combustibile effettivamente iniettata per ciclo e la percentuale dei residui presenti in camera.

I dati principali inseriti nel modello includono:

- Specifiche geometriche: alesaggio, lunghezza della biella, rapporto di compressione, diametri delle valvole di scarico e di aspirazione.
- Specifiche di combustione: anticipo di accensione, massa di combustibile iniettata per singolo cilindro, frazione residua, efficienza volumetrica dell'aria, concentrazione di combustibile incombusto, concentrazione di CO.
- Condizioni termiche iniziali della camera di combustione: temperature del cilindro, del pistone e della testa.

All'interno del modello di CPOA sono state imposte le condizioni iniziali di pressione e temperatura. Essendo il motore reale sovralimentato, le condizioni iniziali fornite al modello non possono essere quelle ambiente, poiché non si terrebbe conto della sovralimentazione, ma quelle presenti all'interno del plenum di aspirazione a valle del compressore.

Un ulteriore input è rappresentato dalle tracce di pressione in camera di combustione. La curva di pressione fornita al modello, derivata dalla media d'insieme delle tracce rilevate sui singoli cilindri, presenta una risoluzione angolare di 0.1 Crank Angle Degree (CAD). Tale risoluzione permette di definire un ciclo termodinamico composto da 7200 punti, permettendo di realizzare calcoli accurati.

Per quanto riguarda la dissipazione energetica, le perdite meccaniche per attrito sono state modellate attraverso il parametro Friction Mean Effective Pressure (FMEP): la disponibilità di dataset sperimentali dettagliati ha permesso di adottare un approccio a frizione imposta. Questa scelta ha consentito di ridurre le incertezze legate alla taratura dei coefficienti tipica dei modelli semi-empirici.

L'attività di correlazione ha previsto l'implementazione di nove casi operativi, corrispondenti ai punti di funzionamento motore testati da IFPEN. Per allineare il modello ai dati sperimentali, è stato condotto un processo di fine-tuning manuale focalizzato su due parametri principali:

- Rapporto di compressione: questo parametro agisce in modo determinante sul picco di pressione raggiunto nel corso della combustione. La sua variazione determina modifiche sostanziali nell'inclinazione della politropica di compressione all'interno del diagramma logp-logV. Il valore adottato nel modello differisce da quello nominale di progetto per compensare le incertezze legate alle deformazioni elastiche e termiche delle componenti meccaniche sotto carico. L'obiettivo di tale scostamento è garantire la massima corrispondenza tra i profili di pressione simulati e quelli rilevati sperimentalmente;
- Heat Transfer Multiplier: si tratta di un coefficiente moltiplicativo applicato al modello di trasferimento termico di Woschni nel cilindro. Questo parametro è molto rilevante poiché influenza direttamente l'andamento della pressione nel cilindro con risultati maggiormente visibili nella fase finale dell'espansione, particolarmente visibile nell'analisi delle pendenze delle curve di espansione nel diagramma logp-logV.

L'attività di tuning di questi due parametri è stata condotta manualmente, sfruttando il basso costo computazionale del modello di CPOA, con l'obiettivo di minimizzare le discrepanze tra i risultati di simulazione e i dati sperimentali forniti da IFPEN. I parametri finali ottenuti dalla correlazione sono visibili all'interno della *Tabella 4*:

Parametri CPOA	
<i>Compression Ratio</i>	13
<i>Heat Transfer Multiplier</i>	0,75

Tabella 4: Parametri per la calibrazione del modello di CPOA dataset IFPEN.

In una fase successiva dell'analisi, sono stati valutati altri due parametri rilevanti per la precisione del segnale di pressione: l'Encoder Error e il Blowby.

- Encoder Error: questo parametro identifica l'offset angolare esistente tra la posizione reale dell'albero motore (rilevata dall'encoder) e il segnale acquisito dal sensore di pressione in camera. Un errore di sfasamento anche minimo può alterare la forma del ciclo termodinamico generando un offset sul picco di pressione;
- Blowby: rappresenta il flusso di gas che trafila dalla camera di combustione verso il basamento a causa della tenuta imperfetta delle fasce elastiche. Tale fenomeno comporta una perdita di massa durante le fasi di compressione ed espansione, influenzando le pendenze della politropica.

Nonostante la rilevanza teorica, l'attività di correzione di questi due parametri sui dati IFPEN non ha prodotto miglioramenti sostanziali nella correlazione dei risultati. Si è pertanto scelto di escluderli dalla configurazione finale per una maggior semplicità del modello. Una volta raggiunta una correlazione soddisfacente, sono stati estratti i profili di burn rate, indispensabili per le successive simulazioni a combustione imposta nel modello completo.

3.3.2 Calibrazione modello di CPOA PoliTo

Per quanto riguarda l'analisi dei dati sperimentali ottenuti al Politecnico di Torino è stato seguito un procedimento di correlazione analogo a quello precedentemente descritto per IFPEN. Il processo di tuning dei principali parametri ha confermato l'efficacia dei coefficienti precedentemente determinati. I risultati sono riportati in *Tabella 5*:

Parametri CPOA	
<i>Compression Ratio</i>	13
<i>Heat Transfer Multiplier</i>	0,75

Tabella 5: Parametri per la calibrazione del modello di CPOA dataset PoliTo.

Dall'analisi diagnostica delle tracce di pressione nel diagramma logp-logV è emerso che, a differenza delle evidenze riscontrate nei test condotti da IFPEN, il motore nel dataset del Politecnico di Torino presenta un sensibile flusso di blowby. Si è reso pertanto necessario integrare nel modello la simulazione del trafilamento dei gas dalla camera di combustione verso il basamento (crankcase).

I risultati della correlazione sono mostrati in *Tabella 6*:

Calibrazione modello blowby	
<i>Diametro equivalente del percorso di perdite [mm]</i>	0.9
<i>Pressione nel basamento [bar]</i>	1
<i>Temperatura del basamento [K]</i>	363
<i>Composizione [-]</i>	Aria

Tabella 6: Dati calibrazione modello blowby per dataset PoliTo.

Per la modellazione di questo fenomeno, il basamento è stato considerato come un volume a condizioni ambiente costanti. La composizione della portata di blowby è stata considerata come aria, una semplificazione accettabile per gli scopi dell'analisi termodinamica. La calibrazione del diametro equivalente del percorso di perdita è stata condotta tramite un processo di fine-tuning manuale, con l'obiettivo di minimizzare lo scostamento tra i dati numerici e quelli sperimentali e raggiungere la miglior correlazione possibile.

L'attività di correlazione ha previsto l'implementazione nel modello completo dei nuovi punti di funzionamento rilevati presso il Politecnico di Torino. Il modello completo è stato configurato inserendo i parametri utilizzati nell'analisi CPOA, garantendo così la necessaria coerenza fisica tra le diverse simulazioni:

Parametri modello completo	
<i>Compression Ratio</i>	13
<i>Heat Transfer Multiplier</i>	0,75

Tabella 7: Parametri calibrazione modello completo.

Per i diversi punti di funzionamento sono stati importati nel modello completo dalla CPOA anche il valore dei residui presenti in camera e le temperature delle superfici dei pistoni, cilindri e della testa.

I profili di rilascio di calore (burn rates) derivanti dalle simulazioni CPOA sono stati estratti e implementati come input nel modello completo per la combustione imposta. Per la gestione dei diversi parametri per ogni punto motore, è stato predisposto un database in formato Excel per l'importazione automatizzata dei dati sperimentali.

3.3.3 Calibrazione modello completo a combustione imposta

Dopo aver estratto i profili di rilascio di calore (burn rates) tramite l'analisi CPOA, l'attività si è focalizzata sulla correlazione del modello completo del propulsore, sviluppato sempre tramite il software GT-SUITE. A differenza della CPOA questo modello simula dettagliatamente l'intero sistema, includendo tutti i componenti dall'aspirazione allo scarico come mostrato in *Figura 6*:

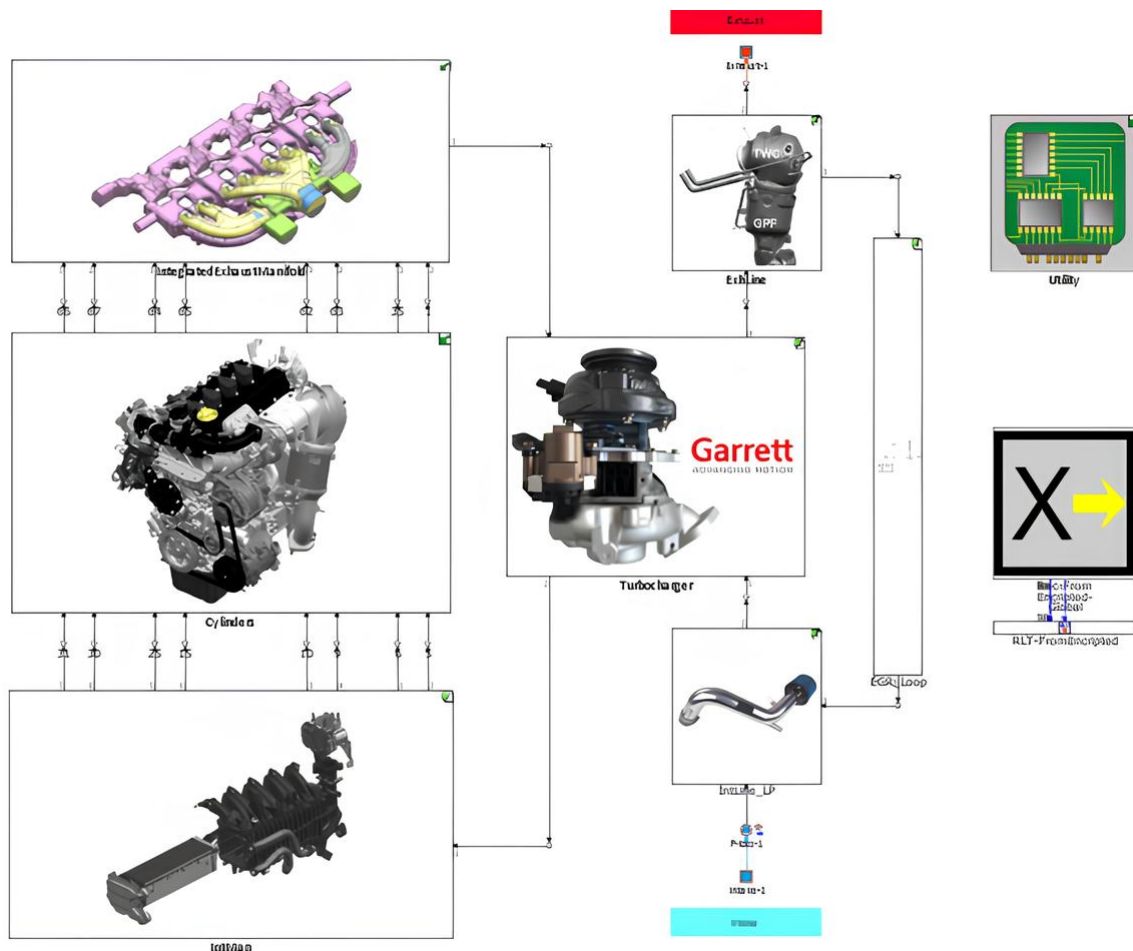


Figura 6: Struttura su GT-SUITE del modello completo.

Il modello è strutturato in diversi subassemblies interconnessi, ciascuno dedicato alla modellazione di una specifica componente del motore:

- **Intake line low pressure:** comprende la modellazione del filtro aria, della valvola EGR e dei condotti fino all'ingresso del compressore. Sono integrati sensori RLT per il monitoraggio di pressione, temperatura e portata massica.
- **Electric Turbocharger:** simula il gruppo di sovralimentazione reale con l'obiettivo di correlare la velocità di rotazione del turbo e le condizioni dei gas lungo i condotti di aspirazione e scarico.

- Intake manifold: include l'uscita del compressore, la valvola a farfalla, l'intercooler ad acqua (WCAC) e il plenum di aspirazione. In questo nodo vengono imposte le condizioni iniziali di pressione (P_5) e temperatura (T_5).
- Cylinders: rappresenta il cuore del modello, dove vengono definiti la massa di combustibile iniettata e il profilo di combustione imposta derivato dalla CPOA. Lo scambio termico è modellato tramite il modello di Woschni. Le valvole di aspirazione utilizzano profili di alzata variabili per l'attuazione del ciclo Miller, mentre lo scarico presenta un profilo fisso.
- Integrated Exhaust Manifold: modella il percorso dei gas dal condotto del collettore fino all'ingresso della turbina, con l'obiettivo di stimare correttamente i valori di pressione (P_3) e temperatura (T_3) in ingresso turbina.
- Exhaust line: simula i sistemi di post-trattamento dei gas esausti, includendo componenti quali Electrically Heated Catalyst (EHC), Three-Way Catalyst (TWC), Gasoline Particulate Filter (GPF), Nitrogen Oxides (NO_x), Selective Catalytic Reduction (SCR) e Ammonia Slip Catalyst (ASC). Lo scopo principale è la validazione dei parametri di contropressione e temperatura a valle della turbina (P_4 e T_4).
- EGR loop: composto da EGR cooler, scambiatore di calore e valvola dedicata, garantisce la corretta simulazione della percentuale di gas residui ricircolati in camera.
- Controls: raccoglie le logiche di gestione del modello, incluse le strategie di controllo della sovralimentazione e della portata d'aria.

Il sistema di controllo rappresenta una componente nevralgica del modello di simulazione, in quanto deve garantire il corretto funzionamento del modello.

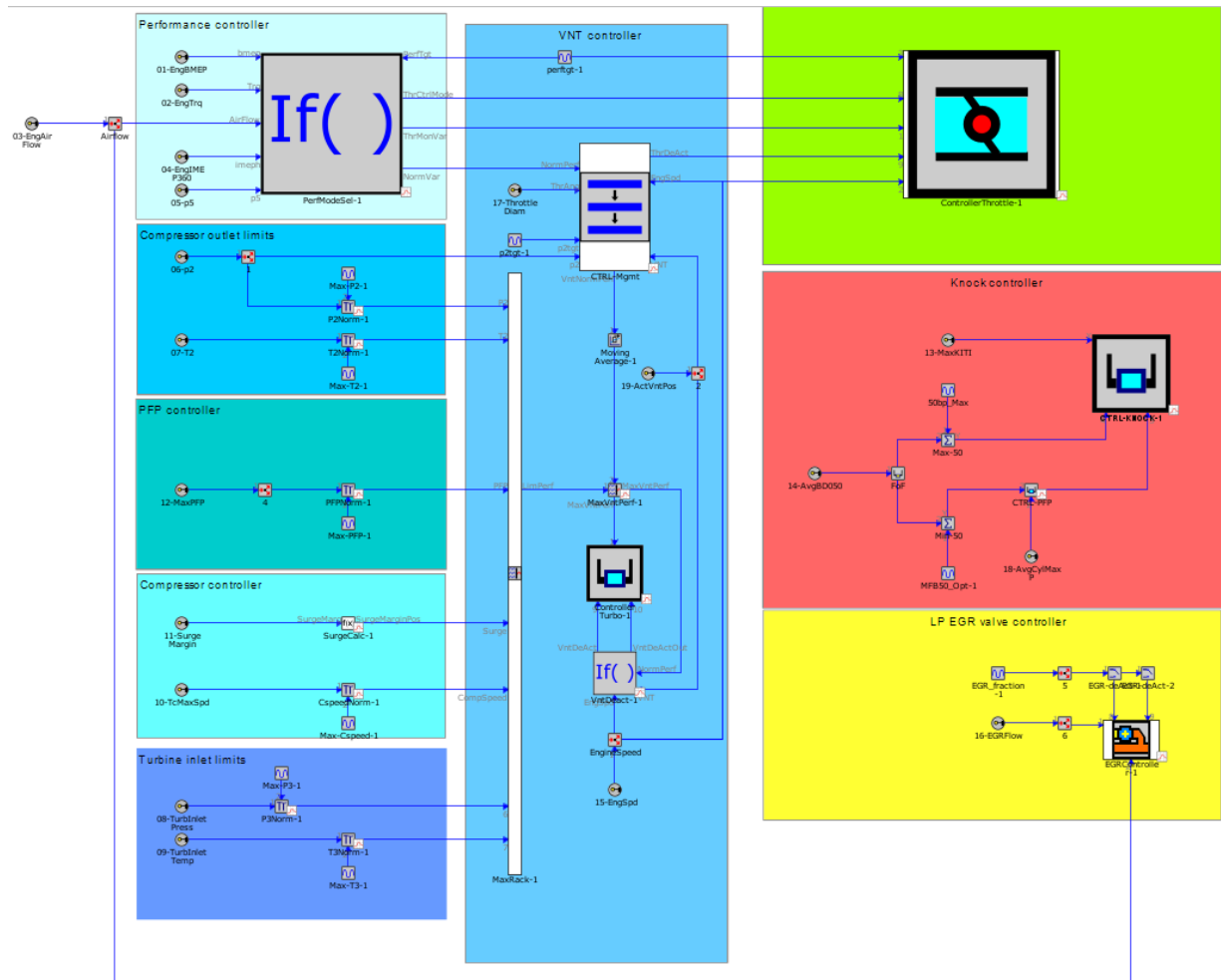


Figura 7: Subassembly dei controlli del modello completo.

Come illustrato nella *Figura 7*, il sistema è strutturato in quattro componenti principali funzionanti in parallelo:

- Throttle controller: dedicato alla gestione della posizione della valvola a farfalla;
- Turbo controller: finalizzato alla regolazione del gruppo di sovralimentazione;
- Knock controller: preposto al monitoraggio e alla mitigazione della detonazione;
- EGR controller: volto alla gestione accurata del tasso di ricircolo dei gas esausti.

Un ruolo centrale è ricoperto dall'object Event Manager (denominato CTRL_Mgmt in *Figura 7*), il quale ha la funzione di supervisore del sistema. Attraverso processi logici dedicati, l'Event Manager coordina le strategie di attuazione coordinate tra la valvola a farfalla e il turbocompressore. In particolare, essendo il propulsore equipaggiato con una turbina a geometria variabile (VNT - Variable Nozzle Turbine), il controllore agisce dinamicamente sull'inclinazione delle palette statoriche a monte della girante, ottimizzando il grado di sovralimentazione in funzione delle condizioni operative istantanee del motore.

In termini di strategia di controllo, il sistema è stato configurato imponendo la pressione P5 all'interno del plenum per quanto riguarda il dataset IFPEN. Per quanto riguarda l'analisi dei dati sperimentali acquisiti presso il Politecnico di Torino il modello è stato implementato con il controllo della portata d'aria. Questo approccio ha permesso di ottenere profili di pressione nei condotti estremamente fedeli ai dati sperimentali.

Per garantire la massima congruenza tra le condizioni termodinamiche del sistema e la cinetica della combustione, è stato adottato un processo iterativo tra il modello CPOA e il modello completo. Questo approccio ha permesso di affinare reciprocamente i parametri di input e i risultati delle simulazioni, assicurando che le condizioni al contorno utilizzate per la diagnostica della combustione fossero coerenti con i risultati fluidodinamici globali. Il workflow iterativo per l'attività di correlazione del modello completo si articola nelle seguenti fasi:

1. Inizializzazione (CPOA): Il modello viene avviato utilizzando stime preliminari basate su degli standard di riferimento. In particolare:
 - Frazione di gas residui: stimata come somma della percentuale di EGR sperimentale più un contributo fisso del 2%;
 - Condizioni termiche delle pareti: temperature ipotizzate per camicia, testa e pistone sulla base di simulazioni precedenti.
2. Diagnostica della combustione: Sulla base di tali input, la CPOA calcola i parametri caratteristici del processo:
 - Inizio della combustione (Start of Combustion);
 - Evoluzione della frazione di massa bruciata;
 - Profilo istantaneo del Burn Rate.
3. Simulazione modello completo: I parametri estratti vengono trasferiti al modello completo, che esegue la simulazione dell'intero ciclo motore includendo le dinamiche dei condotti, la sovralimentazione e le temperature delle componenti.
4. Feedback e convergenza: Il modello completo fornisce i valori delle condizioni al contorno (come le pressioni/temperature effettive all'IVC e le temperature pareti calcolate), che vengono reimmesse nella CPOA. Il processo si ripete fino a quando i parametri di combustione e le condizioni termodinamiche raggiungono una stabilità coerente, eliminando l'approssimazione dovuta alle stime iniziali.

Questo approccio garantisce che il burn rate calcolato nel modello CPOA sia correttamente inizializzato, tenendo conto sia delle temperature superficiali (pistone, cilindro e testa), sia della frazione di gas residui effettivamente presente in camera.

3.3.4 Aggiornamento geometrie dei condotti di aspirazione e scarico

Per minimizzare gli scarti tra le pressioni simulate e quelle misurate, è stata effettuata una revisione delle geometrie dei condotti di aspirazione e scarico. L'intervento si è reso necessario poiché il

modello originale introduceva perdite di carico eccessive, che compromettevano l'accuratezza del ciclo di pompaggio e la stima delle pressioni nei collettori.

Per svolgere tali modifiche si è intervenuto inizialmente sui file CAD dei condotti di aspirazione del modello. Nello specifico, si è provveduto a sezionare la porzione di aspirazione di interesse dell'intake manifold (*Figura 8*), il cui CAD è presente sul software Ansys. Successivamente, è stato esportato l'intake runner (*Figura 9*) selezionato su GEM3D, un software di Gamma Technologies come GT-SUITE, così da generare i template del condotto da inserire nel modello completo. In particolare, il condotto è stato modellato tramite l'utilizzo di due template:

- piperound linear;
- piperound with bend.

Il risultato di tale modellazione è mostrato in *Figura 10*.

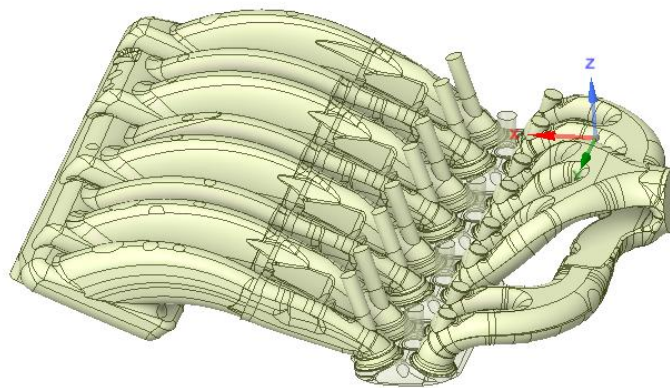


Figura 8: CAD del collettore di aspirazione e scarico.

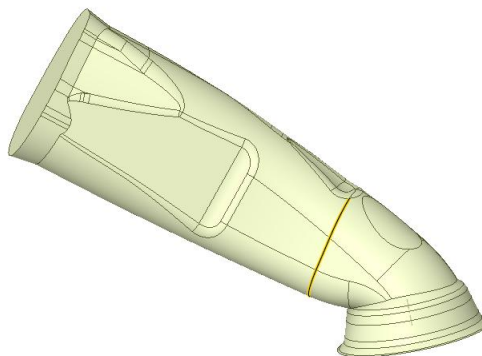


Figura 9: Intake Runner.

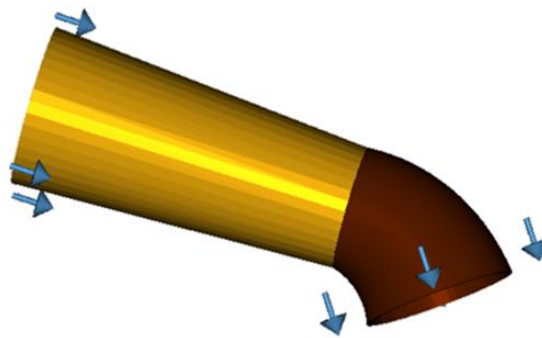


Figura 10: Intake runner semplificato con GEM-3D.

Il diametro di uscita del condotto discretizzato è stato imposto pari al diametro interno della sede valvola così da simulare al meglio le perdite all'ingresso del cilindro. I template così aggiornati sono stati poi integrati nel subassembly cylinders del modello completo, come mostrato in *Figura 11*:

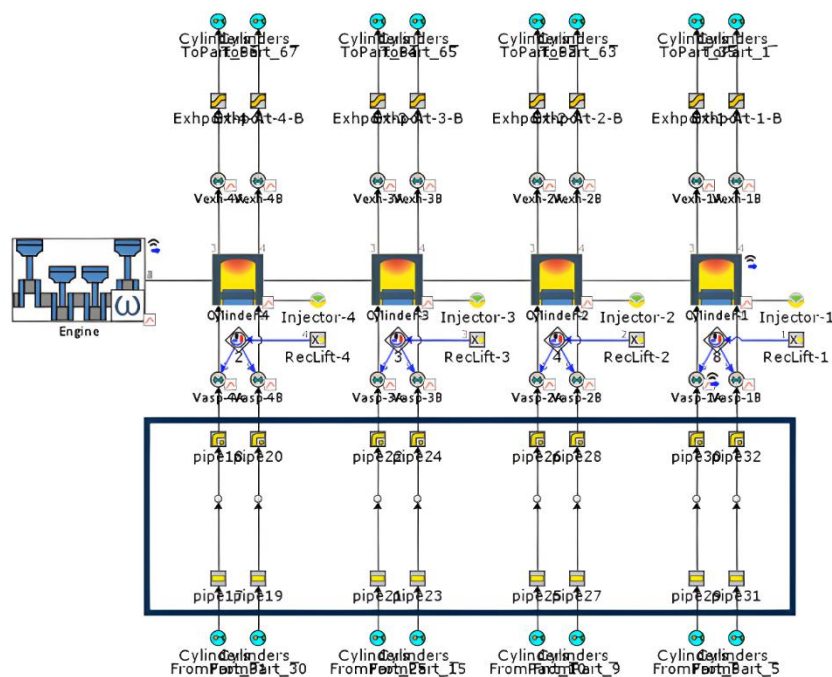


Figura 11: Aggiornamento template nel subassembly cilindri.

Parallelamente alla revisione geometrica, è stata condotta una ricalibrazione dei coefficienti di efflusso (C_d). Per riflettere le ridotte perdite di carico rilevate sperimentalmente nei condotti del collettore, sono stati imposti i coefficienti unitari (condizione ideale) concentrando le perdite all'interno di specifici orifice.

Inoltre, sono stati modificati i diametri di espansione e posti pari ai diametri effettivi dei condotti sia nei condotti di aspirazione che in quelli di scarico.

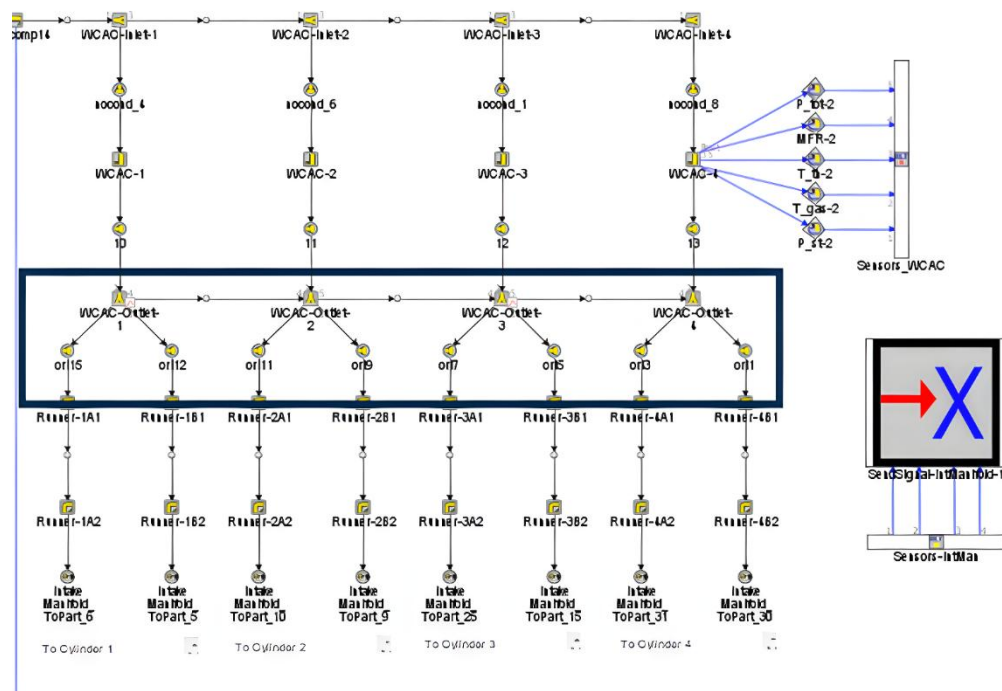


Figura 12: Aggiornamento template nell'intake manifold.

In Figura 12 si possono osservare gli orifici in cui sono state attribuite le perdite, nello specifico i coefficienti di efflusso non risultano unitari ma i risultati della calibrazione sono visibili in Tabella 8:

Coefficienti di efflusso, C_d	
C_d Forward	0.95
C_d Reverse	1

Tabella 8: Coefficienti di efflusso ricalibrati.

Per la linea di scarico, gli interventi apportati sono i seguenti:

1. Conservazione della sezione: Il diametro di uscita dei flowsplit è stato ricalcolato per garantire la conservazione dell'area data dalla somma delle sezioni interne della sede valvola, mantenendo la sezione complessiva costante nei condotti di scarico.

2. Semplificazione geometrica: La struttura dei flowsplit è stata modellata imponendo angoli di 0° tra i condotti d'ingresso e di 180° tra ingresso e uscita. Questa configurazione ha permesso di ottenere un modello più semplice ma coerente con i risultati sperimentali.

In conclusione, le modifiche ai condotti hanno permesso di ottenere un lieve miglioramento del ciclo di pompaggio e, quindi, del ciclo di pressione semplificando, inoltre, il modello.

3.3.5 Modello di combustione predittivo

Dopo la correlazione a combustione imposta, si passa al modello di combustione predittivo che permette di simulare l'andamento della combustione nel cilindro. Il primo passo per l'implementazione del modello di combustione predittiva nel modello completo del propulsore consiste nello studio della turbolenza generata in camera di combustione, indotta dalla tecnologia innovativa Swumble™. Tale caratterizzazione fluidodinamica, i cui dati risultano forniti, costituisce la base per la modellazione della propagazione del fronte di fiamma.

Per il funzionamento del modello è necessaria una stima accurata sia della velocità di fiamma laminare, sia della velocità di fiamma turbolenta; risulta pertanto fondamentale un'analisi approfondita dei parametri che influenzano entrambe le grandezze, garantendo l'affidabilità dei risultati di simulazione.

La velocità di fiamma turbolenta deve descrivere correttamente la transizione tra il regime laminare e quello turbolento della combustione. La sua formulazione analitica è definita dall'*Equazione 1*:

$$S_T = C_S u' \left(1 - \frac{1}{1 + \frac{C_K R_f^2}{L_t^2}} \right) \quad (1)$$

Dove:

- C_S rappresenta il Turbulent Flame Speed Multiplier;
- u' l'intensità turbolenta;
- C_K il Flame Kernel Growth Multiplier;
- R_f il raggio del fronte di fiamma;
- L_t la scala di lunghezza turbolenta.

La velocità di fiamma laminare S_L limita la velocità di propagazione del fronte di fiamma ed è funzione sia della diluizione dovuta ai gas residui, sia dell'eventuale smagrimento della miscela. L'effetto della diluizione è modellato secondo la relazione riportata nell'*Equazione 2*:

$$f(\text{dilution}) = 1 - 0,75 \cdot DEM[1 - (1 - 0,75 \cdot DEM \cdot \text{Dilution})^7] \quad (2)$$

Il parametro DEM (*Dilution Effect Multiplier*) consente di calibrare l'influenza della frazione massica di gas residui presente nella zona di miscela incombusta.

Il burn rate risulta influenzato da entrambe le velocità di fiamma ed è proporzionale alla quantità di miscela incombusta presente dietro il fronte di fiamma, divisa per una costante di tempo τ , calcolata come indicato nell'Equazione 3:

$$\tau = \frac{\lambda}{s_L} \quad (3)$$

dove λ rappresenta la microscala di Taylor.

Il burn rate, la velocità di fiamma laminare e quella turbolenta dipendono da un insieme di parametri che necessitano di un'accurata calibrazione, in particolare:

- Flame Kernel Growth Multiplier;
- Turbulent Flame Speed Multiplier;
- Taylor Length Scale Multiplier;
- Dilution Effect Multiplier.

L'ottimizzazione dei parametri sopra riportati è stata eseguita mediante l'optimizer integrato in GT-SUITE, utilizzando un algoritmo genetico volto a minimizzare l'errore Root Mean Square (RMS) del burn rate. Il modello di riferimento è un modello CPOA configurato con combustione predittiva e anticipo di accensione imposto. Per i dati IFPEN, l'ottimizzazione è stata realizzata sul 44% dei casi disponibili opportunamente scelti in modo da avere diverse condizioni operative, ovvero di giri, carico, lambda e EGR. Il risultato è un set di parametri univoco per tutti i punti motore come riportato nella Tabella 9 sottostante:

<i>Parametri</i>	Valore iniziale	Valore ottimizzato
<i>Flame Kernel Growth Multiplier</i>	1.02	1.05
<i>Turbulent Flame Speed Multiplier</i>	0.63	0.63
<i>Taylor Length Scale Multiplier</i>	2.20	2.59
<i>Dilution Effect Multiplier</i>	1.00	1.07

Tabella 9: Risultati ottimizzazione dei valori di turbolenza per dataset IFPEN.

Successivamente, si è provveduto alla validazione del modello utilizzando i parametri ottimizzati come input per tutti i casi rimanenti, verificando la correttezza della calibrazione e la stabilità predittiva del sistema.

Lo stesso procedimento è stato seguito per il dataset del Politecnico di Torino. L'ottimizzazione è stata realizzata su uno sweep pari al 33% dei casi i cui risultati sono riportati nella *Tabella 10*:

<i>Parametri</i>	<i>Valore iniziale</i>	<i>Valore ottimizzato</i>
<i>Flame Kernel Growth Multiplier</i>	1.02	1.25
<i>Turbulent Flame Speed Multiplier</i>	0.63	2.81
<i>Taylor Length Scale Multiplier</i>	2.20	0.85
<i>Dilution Effect Multiplier</i>	1.00	2.41

Tabella 10: Risultati ottimizzazione dei valori di turbolenza per dataset PoliTo.

I parametri ottenuti dall'ottimizzazione sono stati quindi impiegati nei restanti casi disponibili per confermare la correttezza della calibrazione e la stabilità predittiva del modello.

3.4 Modello di detonazione

La detonazione, comunemente indicata con il termine "knock", rappresenta uno dei principali vincoli allo sviluppo di motori a combustione interna ad alta efficienza. Si tratta di un fenomeno di combustione anomala che si manifesta quando una porzione della miscela ancora incombusta (end-gas) raggiunge condizioni di pressione e temperatura tali da innescare reazioni di auto-accensione prima di essere raggiunta dal fronte di fiamma principale.

Questo processo genera onde di pressione ad alta frequenza che si propagano all'interno della camera di combustione, causando il caratteristico ticchettio metallico e, nei casi più severi, danni strutturali permanenti al pistone, alle guarnizioni della testa e alle candele. Nel contesto del progetto PHOENICE, la gestione del knock è cruciale a causa dell'elevato rapporto di compressione pari a 13.6:1 adottato per massimizzare il rendimento termico.

Il controllo della detonazione agisce su due fronti:

- **KLSA (Knock Limited Spark Advance):** rappresenta l'anticipo di accensione massimo oltre il quale il motore entra in condizioni di detonazione inaccettabile.
- **Rendimento:** poiché l'efficienza massima si ottiene generalmente con una fasatura ottimale della combustione, il knock costringe spesso a ritardare l'accensione, allontanandosi dal punto di massimo lavoro utile.

L'obiettivo della modellazione in GT-SUITE è stato quello di calibrare un modello predittivo capace di identificare le condizioni di detonazione incipiente, definite sperimentalmente quando una percentuale ridotta di cicli (tipicamente il 3-4%) presenta fenomeni detonanti.

3.4.1 Analisi sperimentale

L'indagine del fenomeno della detonazione ha richiesto una fase preliminare di elaborazione dei segnali di pressione nel cilindro acquisiti sperimentalmente, finalizzata a isolare le oscillazioni ad alta frequenza caratteristiche del "knock" dal segnale di pressione portante.

La determinazione del range di frequenze d'interesse per l'identificazione del knock si basa sulla teoria della propagazione delle onde acustiche in camera di combustione. La frequenza caratteristica di ogni modalità di risonanza (m, n) è stata calcolata mediante la relazione:

$$f_{m,n} = \frac{\alpha_{m,n} \cdot c_s}{\pi \cdot b} \quad (4)$$

Dove:

- $\alpha_{m,n}$: rappresenta il numero d'onda radiale derivato dagli zeri della funzione di Bessel;
- c_s : è la velocità del suono, calcolata in funzione della temperatura istantanea nel cilindro. Per l'analisi sperimentale è stata utilizzata la temperatura registrata a 30° CA aTDC_r;
- b : è il diametro del cilindro.

I valori di $\alpha_{m,n}$ sono riportati all'interno della *Tabella 11*:

m / n	$n = 0$	$n = 1$
$m = 0$	0	3,83
$m = 1$	1,85	5,33
$m = 2$	3,05	6,71
$m = 3$	4,20	8,01

Tabella 11: Numero d'onda al variare della modalità di risonanza.

Sulla base dei parametri riportati nella *Tabella 11* e disponendo, attraverso le simulazioni condotte in GT-SUITE, dei valori di temperatura istantanea a 30° CA aTDCf, è stato possibile determinare il range di frequenze acustiche caratteristiche del fenomeno per il propulsore in esame.

Nello specifico, la velocità del suono è stata calcolata in corrispondenza di tale angolo di manovella, identificato come l'istante in cui la massa di gas incombusta (*end-gas*) è maggiormente soggetta a fenomeni di auto-accensione. L'applicazione della relazione teorica ha permesso di definire lo spettro di frequenze d'interesse, esteso tra la frequenza del primo modo radiale e quella dei modi superiori energeticamente significativi.

A seguito di questa analisi è stato stabilito il range di frequenze della banda passante riportato in *Tabella 12*:

<i>Frequenza minima [kHz]</i>	<i>Frequenza massima [kHz]</i>
5	45

Tabella 12: Range di frequenze della banda passante.

Con l'utilizzo di MATLAB è stato possibile, inoltre, realizzare il *Pressure Spectrum*, riportato in *Figura 13*, così da verificare la correttezza della scelta del range di frequenza di analisi.

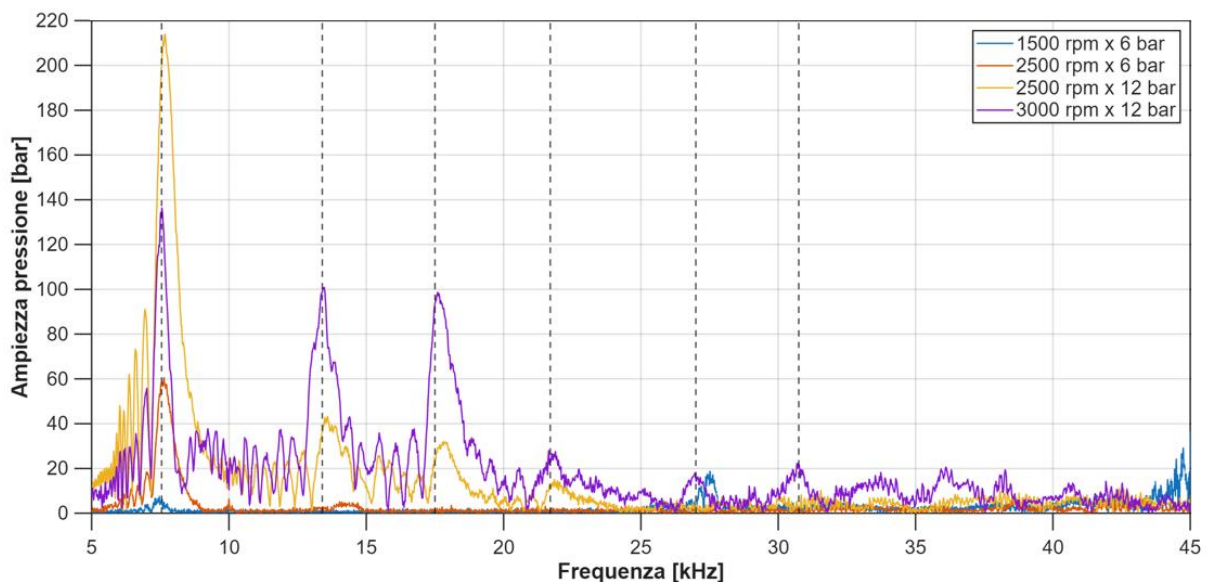


Figura 13: Pressure spectrum.

Per ottimizzare il filtraggio e includere i modi energeticamente più rilevanti, dopo aver valutato la distribuzione dei modi nel *Pressure Spectrum*, la banda passante finale è stata ristretta al range 5 - 33 kHz.

Per isolare temporalmente il fenomeno, è stata analizzata l'evoluzione del rapporto segnale-rumore signal-to-noise ratio (SNR) in funzione dell'angolo di manovella. L'indice SNR è stato definito come il rapporto tra l'intensità della detonazione (ID) dei 5 cicli più detonanti e quella dei cicli 5 meno detonanti:

$$SNR = \frac{ID_{most-knocking}}{ID_{least-knocking}} \quad (5)$$

Il valore dell'indice di detonazione è stato calcolato nel seguente modo:

$$ID = \int_{t_1}^{t_2} \left| \frac{dp^*}{dt} \right| dt \quad (6)$$

Vengono riportati in *Figura 14* i risultati del SNR:

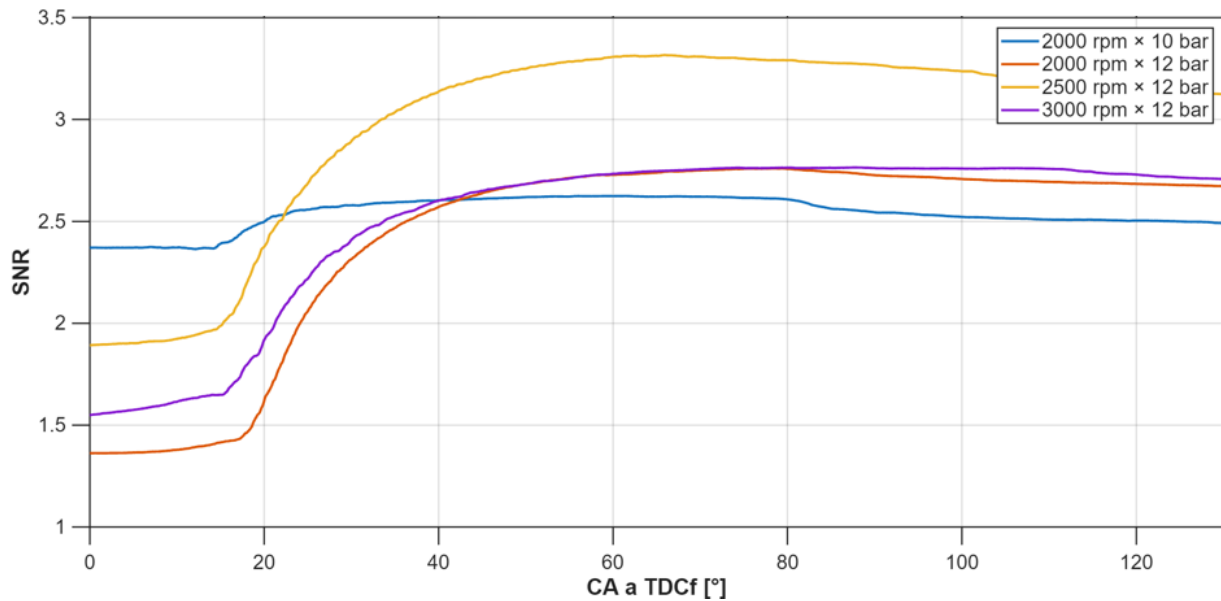


Figura 14: Signal-to-Noise Ratio.

L'analisi delle curve di SNR ha mostrato che il segnale utile emerge chiaramente dal rumore di fondo subito dopo il punto morto superiore, stabilizzandosi prima degli 80° CA. Pertanto, lo studio è stato focalizzato su un intervallo angolare compreso tra 0° e 70° CA aTDCf.

Il parametro principale utilizzato per quantificare il knock è il Maximum Amplitude of Pressure Oscillations (MAPO), ricavato dopo aver eseguito l'eliminazione del rumore di fondo tramite un filtro

Butterworth del quinto ordine implementato in MATLAB. Per ogni punto motore è stata analizzata la distribuzione statistica del MAPO su 500 cicli consecutivi. La soglia di detonazione (Knock Threshold) è stata infine determinata moltiplicando il MAPO medio per una costante opportuna, scelta per identificare la condizione di detonazione incipiente in linea con gli obiettivi delle prove sperimentali.

3.4.2 Calibrazione modello di TPA

Il modello Three Pressure Analysis (TPA) consente di ricostruire il processo di combustione utilizzando tre segnali di pressione misurati sperimentalmente: la pressione nel condotto di aspirazione, la pressione in camera di combustione e la pressione nel condotto di scarico. La pressione nel condotto di aspirazione viene imposta come condizione al contorno a monte del cilindro e consente di determinare la massa d'aria aspirata nel cilindro, mentre la pressione nel condotto di scarico definisce le condizioni di svuotamento del cilindro e influenza la frazione di gas residui. La pressione in camera di combustione rappresenta il parametro principale per la ricostruzione del burn rate e per il calcolo dell'evoluzione delle condizioni termodinamiche della miscela bruciata e incombusta.

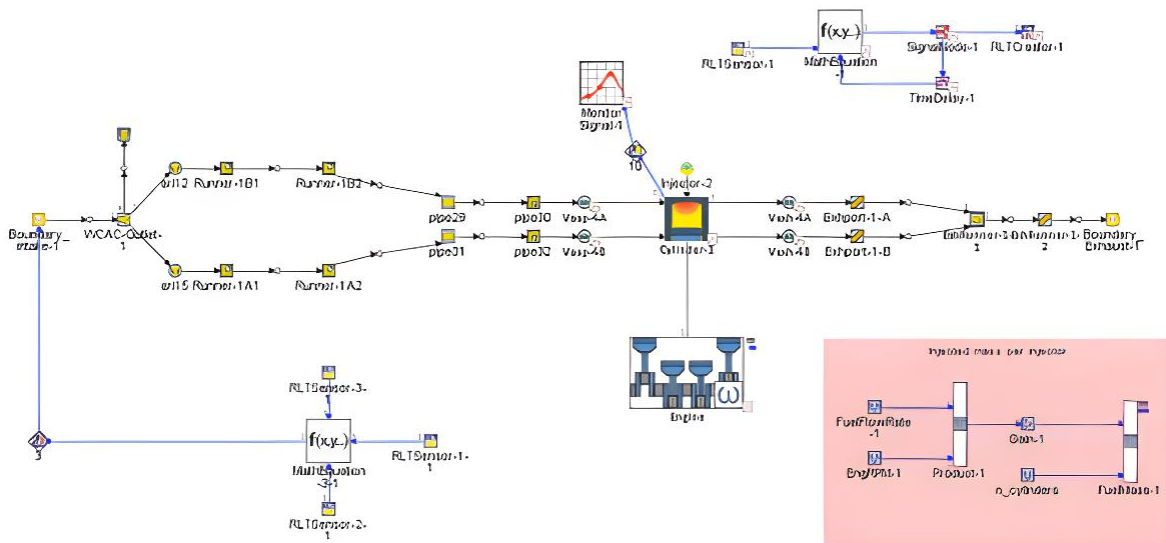


Figura 15: Modello di TPA.

Per garantire la corretta riproduzione delle condizioni sperimentali, è stato implementato, come visibile in *Figura 15*, un sistema di controllo sulla pressione media nel condotto di aspirazione. In particolare, il valore medio della pressione $P_{int,avg}$ è stato imposto nella boundary di aspirazione e corretto dinamicamente confrontando la portata d'aria simulata $\dot{m}_{air,sim}$ con quella sperimentale

$\dot{m}_{air,exp}$. Questo controllo consente di garantire la corretta stima della portata di aria all'interno dei condotti.

Il software GT-SUITE mette a disposizione diversi modelli per la previsione dell'insorgenza della detonazione nei motori ad accensione comandata. Tra questi, nel presente lavoro sono stati considerati il modello Douaud & Eyzat e il modello Kinetics-Fit-Gasoline, entrambi basati sul calcolo del tempo di auto-accensione della miscela non bruciata (end-gas) e sull'integrazione del cosiddetto *induction time integral*.

Il modello Douaud & Eyzat è un modello empirico ampiamente utilizzato nella simulazione dei motori SI, in cui il tempo di auto-accensione viene correlato alle principali variabili termodinamiche dell'end-gas, quali pressione, temperatura e numero di ottano del combustibile. La detonazione viene prevista quando l'integrale del tempo di induzione raggiunge il valore unitario.

Il modello Kinetics-Fit-Gasoline, sviluppato da Gamma Technologies, deriva invece da simulazioni di cinetica chimica dettagliata ed è stato calibrato per motori alimentati a benzina. In questo caso il tempo di auto-accensione è espresso come combinazione di più tempi caratteristici che tengono conto delle concentrazioni delle specie chimiche presenti nell'end-gas, consentendo di rappresentare con maggiore accuratezza gli effetti della composizione della miscela, del rapporto aria-combustibile e della diluizione sulla tendenza alla detonazione.

Le condizioni termodinamiche dell'end-gas calcolate dal modello TPA vengono utilizzate come input per il modello di detonazione *EngCylKnock*. La previsione della detonazione si basa sul calcolo dell'induction time integral:

$$I(t) = \int_{t_{SOC}}^t \frac{1}{\tau(\theta)} dt \quad (7)$$

dove τ rappresenta il tempo di auto-accensione locale e t_{SOC} l'istante in cui si ha l'inizio della combustione. La detonazione viene predetta quando:

$$I = 1 \quad (8)$$

Nel modello Kinetics-Fit-Gasoline, usato all'interno di questa tesi perché specifico per i motori SI benzina, il tempo di auto-accensione è calcolato come combinazione di tre tempi caratteristici:

$$\frac{1}{\tau} = \frac{1}{\tau_1 + \tau_2} + \frac{1}{\tau_3} \quad (9)$$

ciascuno definito dalla relazione:

$$\tau_i = M_1 a_i \left(\frac{ON}{100} \right)^{b_i} [Fuel]^{c_i} [O_2]^{d_i} [Diluent]^{e_i} \exp \left(\frac{f_i}{M_2 T} \right) \quad (10)$$

dove:

- M_1 è il Knock Induction Time Multiplier,
- M_2 è l'Activation Energy Multiplier,

- ON è il numero di ottano del combustibile,
- T è la temperatura dell'end-gas [K],
- $[Fuel]$, $[O_2]$, $[Diluent]$ sono le concentrazioni molari delle specie,
- $a_i, b_i, c_i, d_i, e_i, f_i$ sono costanti del modello.

Il parametro M_1 agisce come fattore moltiplicativo diretto del tempo di auto-accensione, mentre M_2 modifica la dipendenza esponenziale dalla temperatura attraverso l'energia di attivazione. Valori più bassi di M_1 o più elevati di M_2 riducono il tempo di auto-accensione e aumentano la tendenza alla detonazione.

La calibrazione del modello di detonazione è stata effettuata utilizzando dei punti sperimentali in condizioni di incipiente detonazione. In particolare, i parametri M_1 e M_2 sono stati regolati in modo da ottenere una frazione di massa incombusta al knock onset pari a 0.02.

Questo criterio garantisce che l'auto-accensione venga predetta nelle fasi finali della combustione, quando una piccola frazione della miscela risulta ancora incombusta, così da avere condizioni di incipiente detonazione come avviene nel caso sperimentale. La corretta calibrazione di tali parametri consente al modello di riprodurre accuratamente l'insorgenza della detonazione e di fornire uno strumento predittivo affidabile per l'analisi del limite di knock.

La calibrazione del modello ha consentito di ottenere una buona correlazione tra le condizioni di autoaccensione previste dal modello e i dati sperimentali relativi ai punti di funzionamento in prossimità della detonazione. I valori ottimizzati dei parametri M_1 e M_2 permettono infatti di riprodurre correttamente l'insorgenza del knock nelle fasi finali della combustione, quando la frazione di miscela incombusta risulta ridotta ma ancora soggetta a fenomeni di autoaccensione. I risultati si trovano in *Tabella 13*:

<i>Parametri</i>	<i>Risultato calibrazione</i>
M1	5.11
M2	1.08

Tabella 13: Parametri di calibrazione del modello di detonazione.

Il modello così calibrato rappresenta quindi uno strumento predittivo affidabile per l'identificazione delle condizioni operative limite del motore e per l'analisi del margine al knock. In particolare, esso consente di valutare l'influenza dei principali parametri operativi — quali anticipo di accensione, condizioni termodinamiche della carica e livello di diluizione — sull'insorgenza della detonazione, fornendo un supporto utile alle attività di calibrazione del motore e allo sviluppo delle strategie di controllo.

3.4.3 Calibrazione modello completo

Una volta completata la calibrazione del modello di detonazione mediante approccio TPA, l'analisi è stata estesa al modello completo del motore. Questa fase ha avuto l'obiettivo di verificare la capacità del Digital Twin di riprodurre il comportamento del propulsore nelle condizioni operative sperimentali e di prevedere correttamente l'insorgenza della detonazione.

L'utilizzo del modello predittivo, precedentemente sviluppato, consente di simulare l'evoluzione della combustione in modo coerente con le misurazioni sperimentali, permettendo di determinare in maniera autonoma grandezze fondamentali quali il burn rate, la frazione di massa bruciata (Mass Fraction Burned, MFB), il picco di pressione e il phasing della combustione. Questo aspetto risulta particolarmente rilevante per l'analisi della detonazione, poiché le condizioni termodinamiche dell'end-gas dipendono direttamente dallo sviluppo della combustione e influenzano in modo determinante il rischio di autoaccensione spontanea della miscela.

Nei motori ad accensione comandata, infatti, la detonazione è strettamente legata alle condizioni di pressione, temperatura e tempo di permanenza dell'end-gas nelle fasi finali della combustione. Un aumento della velocità di combustione o una modifica del phasing della combustione possono ridurre il tempo durante il quale la miscela non bruciata è esposta a condizioni termodinamiche critiche, diminuendo quindi la probabilità di autoaccensione spontanea.

Una volta verificata la corretta capacità predittiva del modello di combustione, nel modello completo sono stati integrati i parametri del modello di detonazione calibrati durante la fase TPA. In particolare, i coefficienti M_1 e M_2 del modello Kinetics-Fit-Gasoline, riportati in Tabella 13, sono stati trasferiti nel template EngCylKnock del modello completo, così da garantire la coerenza tra la fase di analisi diagnostica e la simulazione dell'intero sistema motore.

Il modello di knock utilizzato in GT-SUITE determina l'insorgenza della detonazione attraverso il calcolo dell'induction time integral, definito come:

$$I(t) = \int_{t_{SOC}}^t \frac{1}{\tau(\theta)} dt \quad (11)$$

dove τ rappresenta il tempo di autoaccensione locale della miscela e t_{SOC} indica l'istante di inizio della combustione.

Il tempo di autoaccensione τ dipende fortemente dalle condizioni termodinamiche della miscela non bruciata e può essere espresso come funzione della temperatura, della pressione e della composizione chimica della miscela. In generale, un aumento della temperatura o della pressione dell'end-gas comporta una riduzione del tempo di autoaccensione e quindi un incremento della probabilità di detonazione.

La detonazione viene prevista quando l'integrale raggiunge il valore unitario:

$$I = 1 \quad (12)$$

Questa condizione rappresenta il momento in cui l'end-gas ha accumulato una quantità sufficiente di reazioni chimiche pre-accensive da innescare l'autoaccensione spontanea della miscela.

Nel presente lavoro, la condizione di detonazione è stata ulteriormente vincolata alla presenza di una frazione di miscela ancora incombusta pari o superiore al 2% della massa totale.

Con questa considerazione la detonazione viene rilevata se l'induction time integral raggiunge l'unità quando è presente nel cilindro ancora una porzione di miscela incombusta.

All'interno del modello completo è stato inoltre implementato un sistema di controllo della detonazione con l'obiettivo di regolare dinamicamente l'anticipo di accensione in funzione delle condizioni operative del motore. Tale sistema è illustrato in *Figura 16*:

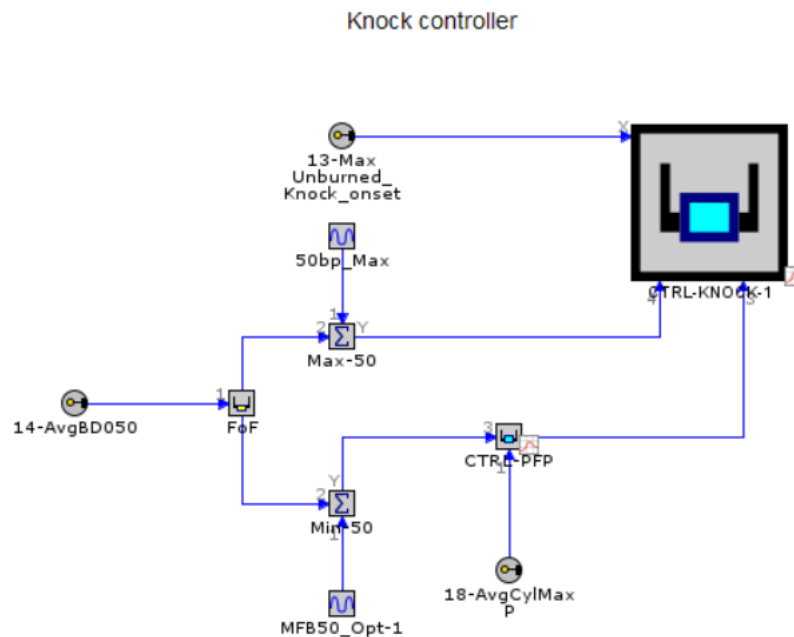


Figura 16: Sistema di controllo della detonazione.

In particolare, il controllore è in grado di rilevare il valore della frazione di massa non bruciata nel momento in cui si verifica la condizione di detonazione, così da poter gestire opportunamente l'anticipo di accensione. Allo stesso tempo, il sistema legge un valore target della frazione di massa bruciata al 50% (*MFB50*) e, in assenza di knock, modifica l'anticipo di accensione con l'obiettivo di raggiungere il baricentro di combustione desiderato.

Quando il modello rileva che l'induction time integral raggiunge il valore $I = 1$ e che la frazione di miscela incombusta risulta maggiore o uguale a $x_{unburned} = 0.02$, il controllore identifica la presenza di detonazione e interviene ritardando l'anticipo di accensione (Spark Advance, *SA*).

Il ritardo dell'anticipo di accensione comporta uno spostamento del phasing della combustione verso angoli di manovella più tardivi, riducendo la pressione e la temperatura dell'end-gas nelle fasi finali della combustione. Questo effetto aumenta il tempo di autoaccensione della miscela non bruciata e contribuisce ad aumentare il margine rispetto alla detonazione.

Nel caso in cui il modello non rilevi condizioni di knock, il controllore non interviene per la mitigazione della detonazione ma agisce per ottimizzare il phasing della combustione, regolando l'anticipo di accensione in modo da portare l'MFB50 verso il valore ottimale.

Numerosi studi hanno dimostrato che il rendimento termodinamico del ciclo nei motori ad accensione comandata è massimizzato quando il punto di MFB50 si colloca tipicamente tra 8° e 10° dopo il punto morto superiore (aTDC). In questa condizione, l'espansione dei gas combusti avviene in una fase del ciclo in cui il pistone si trova in posizione favorevole per la conversione dell'energia termica in lavoro meccanico, massimizzando così il lavoro utile prodotto durante il ciclo.

In questa configurazione il controllore ricerca quindi il miglior compromesso tra rendimento ed affidabilità del motore: nei punti limitati dalla detonazione il sistema ritarda l'anticipo di accensione per garantire la stabilità della combustione, mentre nei punti non soggetti a knock l'anticipo viene regolato per ottenere il phasing di combustione ottimale.

Al fine di verificare il corretto intervento del sistema di controllo, tutti i punti motore sono stati inizialmente simulati con un anticipo di accensione incrementato di 20 CAD rispetto al valore originale, così da forzare il funzionamento in condizioni favorevoli all'insorgenza della detonazione. In questo modo è stato possibile valutare la capacità del controllore di intervenire correttamente sull'anticipo di accensione, riducendolo nei casi in cui il knock rappresentava il vincolo dominante e ricercando, ove consentito, il phasing di combustione ottimale.

La procedura adottata ha quindi permesso di verificare in maniera sistematica la capacità del modello completo di riprodurre il comportamento del motore in condizioni prossime al limite di knock e di valutare l'efficacia della strategia di controllo implementata. L'integrazione del modello di combustione predittivo con il modello di detonazione calibrato in fase TPA ha consentito di descrivere in modo coerente l'interazione tra sviluppo della combustione, condizioni termodinamiche dell'end-gas e insorgenza della detonazione, confermando la validità dell'approccio modellistico adottato per l'analisi del compromesso tra efficienza, prestazioni e affidabilità del propulsore.

3.5 Conclusioni

Nel presente capitolo è stata definita la metodologia adottata per lo sviluppo e la correlazione del modello numerico del propulsore in ambiente GT-SUITE, con l'obiettivo di realizzare un Digital Twin in grado di riprodurre il comportamento del motore nelle diverse condizioni operative analizzate.

L'attività è stata avviata mediante l'utilizzo del modello CPOA, che ha permesso di ricostruire il processo di combustione a partire dalle tracce di pressione sperimentali e di estrarre i principali parametri di combustione, quali burn rate e MFB. La correlazione dei parametri termodinamici principali, tra cui Compression Ratio e Heat Transfer Multiplier, ha consentito di ottenere una buona corrispondenza tra simulazioni e dati sperimentali per i dataset IFPEN e PoliTo, evidenziando nel secondo caso la necessità di introdurre una modellazione specifica del blowby.

Successivamente è stata condotta la correlazione del modello completo, nel quale sono stati integrati i profili di combustione derivati dall'analisi CPOA. Il processo di correlazione è stato supportato da

un workflow iterativo tra CPOA e modello completo, finalizzato a garantire la coerenza tra la ricostruzione della combustione e le condizioni fluidodinamiche del sistema motore. In questa fase sono state inoltre aggiornate le geometrie dei condotti di aspirazione e scarico e ricalibrati i coefficienti di efflusso, migliorando la rappresentazione del ciclo di pompaggio e delle perdite di carico.

Su questa base è stato quindi sviluppato un modello di combustione predittivo, calibrato mediante ottimizzazione dei parametri che governano la propagazione del fronte di fiamma. Tale approccio consente di superare l'imposizione dei burn rates, permettendo al modello di simulare in modo autonomo l'evoluzione della combustione in funzione delle condizioni operative e del livello di diluizione della miscela.

Infine, è stata definita la metodologia per la modellazione del knock. L'analisi sperimentale delle oscillazioni di pressione ha permesso di individuare le frequenze caratteristiche del fenomeno e di definire un criterio per l'identificazione delle condizioni di incipient knock. Sulla base di tali risultati è stato calibrato il modello EngCylKnock, adottando il modello Kinetics-Fit-Gasoline e regolando i parametri M_1 e M_2 per ottenere una corretta previsione dell'autoaccensione dell'end-gas.

L'integrazione del modello di combustione predittivo con il modello di detonazione e con la strategia di controllo dello SA consente al modello completo di riprodurre in modo coerente l'interazione tra sviluppo della combustione, condizioni termodinamiche dell'end-gas e insorgenza del knock. Il modello così ottenuto rappresenta quindi uno strumento predittivo affidabile per l'analisi del limite di detonazione e per lo studio del compromesso tra rendimento, prestazioni e affidabilità del motore.

4 Risultati dell'analisi dei dati

4.1 Introduzione

Il presente capitolo illustra e discute i risultati delle simulazioni numeriche condotte rispetto ai dataset sperimentali messi a disposizione da IFPEN e dal Politecnico di Torino. L'obiettivo principale è la correlazione e la validazione del modello numerico capace di riprodurre con accuratezza il comportamento del propulsore nelle diverse condizioni operative analizzate.

La discussione dei risultati segue un percorso volto a isolare e verificare progressivamente i diversi contributi della modellazione:

- Analisi del modello CPOA: presentazione dei risultati relativi alla correlazione del modello, necessaria per la corretta estrazione dei profili di rilascio del calore (*burn rate*).
- Validazione del modello completo: valutazione dell'accuratezza predittiva globale mediante l'impiego di correlation plots, utilizzati per quantificare gli scostamenti tra dati sperimentali e risultati numerici;
- Analisi dei cicli di pressione: confronto dettagliato tra le tracce di pressione simulate e quelle sperimentali, al fine di verificare la corretta riproduzione di tutte le fasi del ciclo motore;
- Validazione sui dati PoliTo: verifica della robustezza del modello su un dataset sperimentale indipendente, con particolare attenzione alla capacità del modello di riprodurre condizioni operative prossime all'insorgenza della detonazione (knock).

4.2 Risultati modello di CPOA

4.2.1 Risultati modello CPOA IFPEN

In questa sezione vengono analizzati i risultati derivanti dal modello CPOA calibrato con il dataset sperimentale fornito da IFPEN. L'obiettivo primario di questa fase è la corretta ricostruzione della traccia di pressione in camera di combustione, prerequisito fondamentale per l'estrazione accurata delle leggi di rilascio del calore (burn rates) e dei parametri prestazionali necessari per la corretta inizializzazione del modello completo.

Dal punto di vista fisico, i punti motore analizzati coprono condizioni operative significativamente differenti in termini di regime di rotazione, carico motore e livello di diluizione della miscela, fattori che influenzano direttamente sia il processo di combustione sia il ciclo di pompaggio del motore. In

particolare, la diluizione della carica, ottenuta tramite funzionamento in miscela magra e ricircolo dei gas esausti (EGR), rappresenta uno dei fattori chiave per il raggiungimento dell'obiettivo di rendimento del progetto, pari a circa il 47% di gross Indicated Thermal Efficiency (ITE).

L'incremento della diluizione consente di aumentare l'anticipo di accensione (Spark Advance, SA), favorendo un incremento della pressione massima nel cilindro e consentendo quindi di estrarre una maggiore quantità di lavoro utile durante la fase di espansione. Tuttavia, una maggiore diluizione comporta anche una riduzione della velocità di combustione, dovuta alle temperature più basse raggiunte nella camera di combustione. Questo effetto si traduce in un aumento della durata della combustione, osservabile attraverso l'evoluzione della frazione di massa bruciata (MFB). In condizioni caratterizzate da doppia diluizione della carica, ottenuta mediante funzionamento in miscela magra e ricircolo dei gas esausti (EGR), risulta inoltre particolarmente rilevante valutare la stabilità ciclo-per-ciclo della combustione. A tal fine viene comunemente utilizzato il Coefficient of Variation of the Indicated Mean Effective Pressure (CoV dell'IMEP), definito come il rapporto tra la deviazione standard dell'IMEP e il suo valore medio, espresso in percentuale. Questo parametro rappresenta un indicatore sintetico della variabilità ciclica della combustione e consente di valutare la stabilità del processo combustivo. Nei motori operanti con elevati livelli di diluizione, la riduzione delle temperature e della velocità di reazione può infatti aumentare la sensibilità della combustione alle fluttuazioni locali di miscela e turbolenza, determinando un incremento della dispersione ciclica. Valori contenuti di CoV dell'IMEP indicano quindi un funzionamento stabile del motore anche in presenza di forte diluizione, mentre un suo aumento può essere associato a un peggioramento della qualità della combustione e a un possibile avvicinamento al limite di stabilità operativa.

Un ulteriore aspetto rilevante riguarda le perdite di pompaggio del ciclo motore. Nei punti caratterizzati da un elevato livello di diluizione e da una massa d'aria aspirata che non richiede sovralimentazione, il motore tende a operare con una maggiore apertura della valvola a farfalla, riducendo le perdite di laminazione nel sistema di aspirazione (*condizione di de-throttling*). Questo comportamento comporta una riduzione dell'area di pumping nel diagramma $\log p$ – $\log V$ e, di conseguenza, una diminuzione del Pumping Mean Effective Pressure (PMEP).

All'aumentare della portata d'aria richiesta dal motore, può tuttavia verificarsi la transizione da condizioni di funzionamento aspirato a condizioni sovralimentate. In tali condizioni, il sistema di sovralimentazione deve incrementare il livello di boost per garantire la massa d'aria richiesta dal motore, determinando un aumento delle pressioni nei condotti e delle perdite associate al processo di scambio dei gas.

Le variazioni di regime di rotazione e di carico influenzano quindi simultaneamente diversi aspetti del ciclo motore: il riempimento del cilindro, le perdite di pompaggio, il phasing della combustione e la velocità di rilascio del calore. L'analisi dei risultati ottenuti tramite il modello CPOA consente quindi non solo di verificare la corretta ricostruzione della traccia di pressione nel cilindro, ma anche di interpretare come tali fenomeni fisici si riflettano nelle diverse condizioni operative considerate.

Come descritto nel Capitolo 3, i parametri del modello CPOA sono stati calibrati al fine di ottenere una corretta ricostruzione della traccia di pressione nel cilindro. I valori ottimizzati utilizzati nelle simulazioni sono riportati nella Tabella 14:

Parametri CPOA	
<i>Compression Ratio</i>	13
<i>Heat Transfer Multiplier</i>	0,75

Tabella 14: Risultati parametri di calibrazione CPOA.

Per ogni punto di funzionamento, la validazione del modello è stata così effettuata:

- Analisi nel dominio angolare e nel piano logp-logV: confronto diretto tra le tracce di pressione simulata e sperimentale così da verificare la scelta dei parametri di calibrazione;
- Variabili di controllo: il modello CPOA restituisce alcune variabili di controllo utilizzate per verificare la coerenza della ricostruzione del ciclo. In particolare, vengono monitorati il consistency check e il LHV multiplier, che devono rientrare entro una determinata tolleranza per garantire la validità della simulazione.

Di seguito vengono illustrati i risultati relativi a tre punti di funzionamento selezionati, ritenuti rappresentativi in termini di regime di rotazione, livello di carico e strategie di diluizione della carica. In particolare, vengono riportati:

- 2200 rpm x 12 bar di BMEP caratterizzato da bassi giri e carico medio-alto con doppia diluizione data da miscela magra e dall'alto tasso di EGR;
- 3000 rpm x 7 bar di BMEP, rappresentativo di una condizione di regime di rotazione intermedio e carico medio-basso, caratterizzata da una miscela fortemente magra e da una percentuale di EGR ridotta;
- 4000 rpm x 10 bar di BMEP, corrispondente a una condizione di alto regime di rotazione e carico medio-alto, in assenza di EGR e con miscela magra.

Caso 1: 2200 rpm x 12 bar di BMEP

Il primo scenario analizzato presenta condizioni operative caratterizzate dalla combinazione di bassi giri, carico medio-alto e di un elevato tasso di ricircolo dei gas esausti (EGR), come sintetizzato in Tabella 15:

Punto di funzionamento	
<i>Velocità motore [rpm]</i>	2200
<i>BMEP [bar]</i>	12
<i>Dosatura λ [-]</i>	1.2
<i>EGR [%]</i>	15

Tabella 15: Punto operativo.

A seguito della calibrazione del modello CPOA, i risultati ottenuti sono riportati in *Figura 17*.

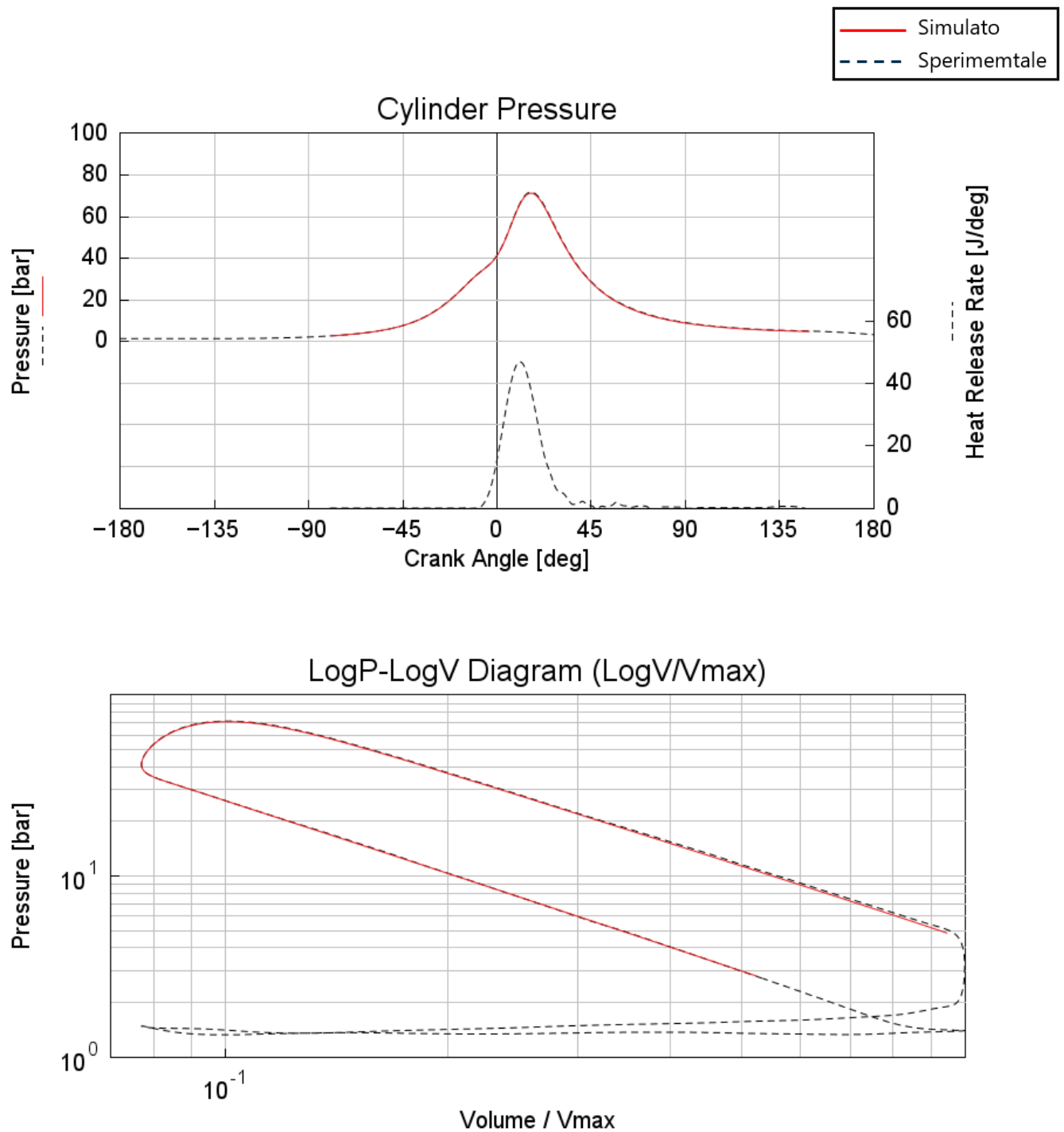


Figura 17: Cicli di pressione punto operativo 2200 rpm x 12 bar di BMEP.

L'analisi dei risultati evidenzia come il modello CPOA sia in grado di riprodurre con elevata fedeltà l'evoluzione della pressione nel cilindro. La congruenza tra i profili sperimentale e numerico è di fondamentale importanza: garantisce infatti che il profilo di rilascio calore, da cui si estraggono i dati

di combustione, sia rappresentativo della reale cinetica di combustione, nonostante la doppia diluizione della carica.

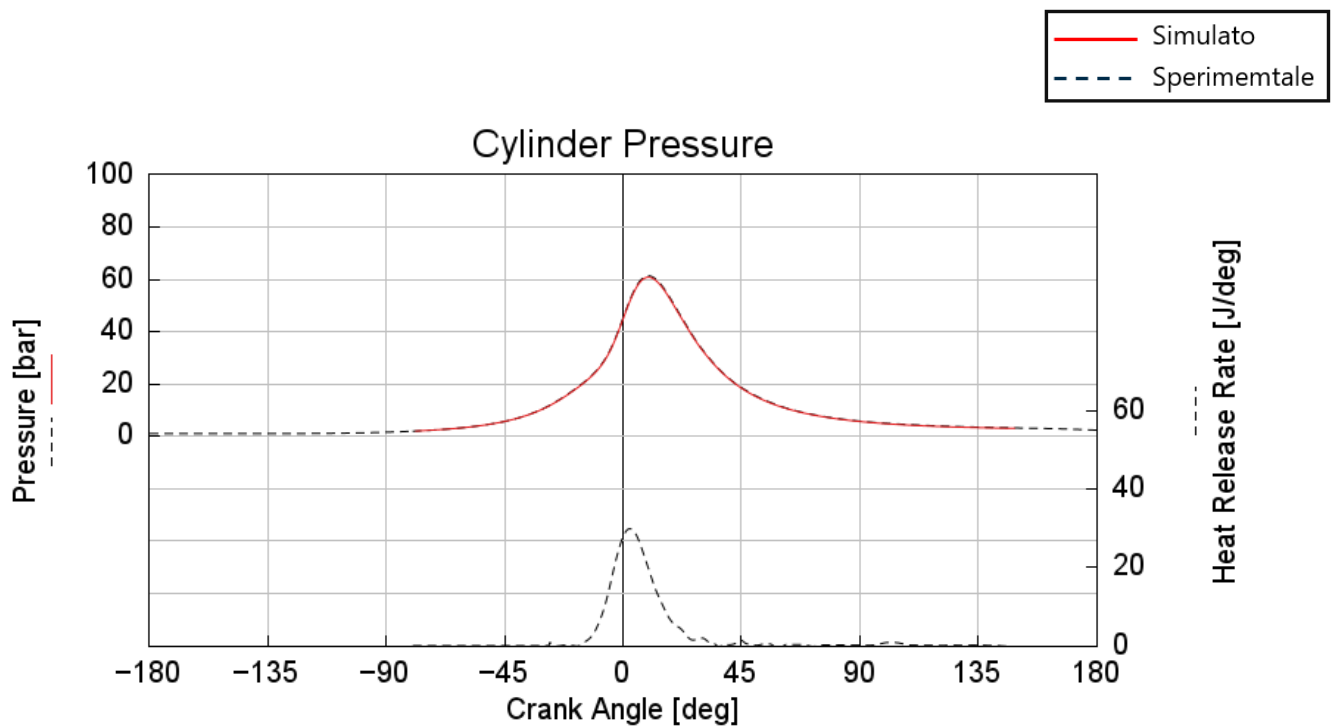
Caso 2: 3000 rpm x 7 bar di BMEP

Il secondo punto di funzionamento è caratterizzato da un regime di rotazione superiore e da una condizione di carica fortemente diluita con un contributo ridotto di EGR come mostrato in *Tabella 16*:

Punto di funzionamento	
<i>Velocità motore [rpm]</i>	3000
<i>BMEP [bar]</i>	7.0
<i>Dosatura λ [-]</i>	1.4
<i>EGR [%]</i>	6.0

Tabella 16: Punto operativo.

I risultati ottenuti sono mostrati nella *Figura 18* sotto riportata:



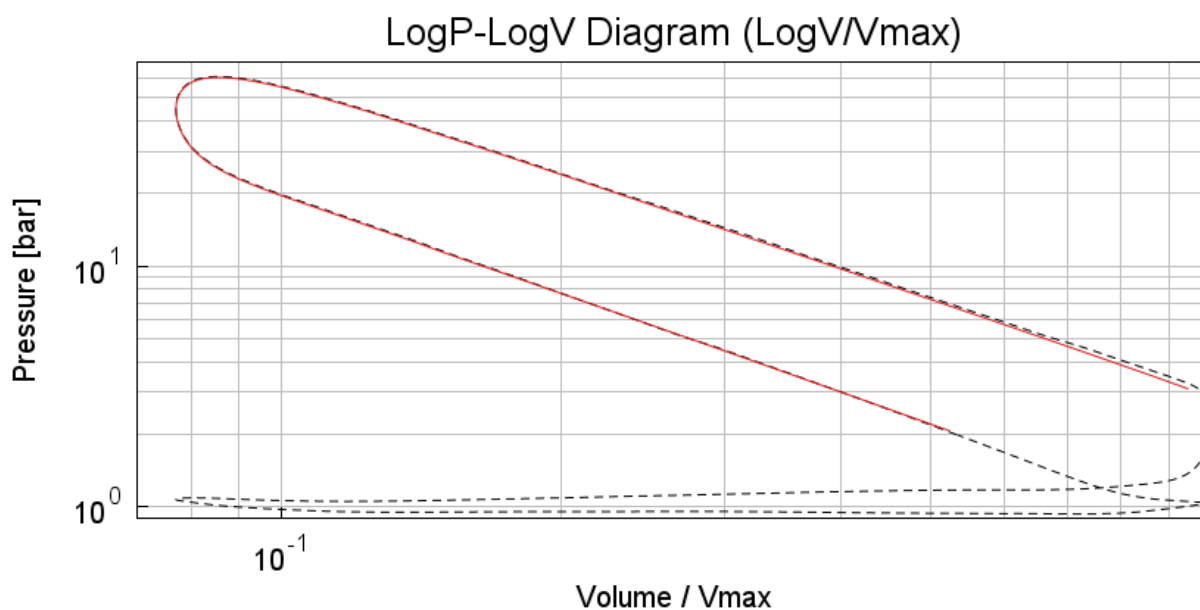


Figura 18: Cicli di pressione punto operativo 3000 rpm x 7 bar di BMEP.

Anche in questo caso si ha un buon andamento delle curve di pressione simulate. Il modello di CPOA risulta quindi correttamente calibrato anche per valori di carico medio e giri di rotazione più elevati.

Caso 3: 4000 rpm x 10 bar di BMEP

Il terzo punto di funzionamento riportato è caratterizzato da una maggior velocità di rotazione e dall'assenza di EGR. I parametri principali sono riportati in Tabella 17:

Punto di funzionamento	
Velocità motore [rpm]	4000
BMEP [bar]	10
Dosatura λ [-]	1.4
EGR [%]	0.0

Tabella 17: Punto operativo.

I risultati vengono mostrati in *Figura 19*:

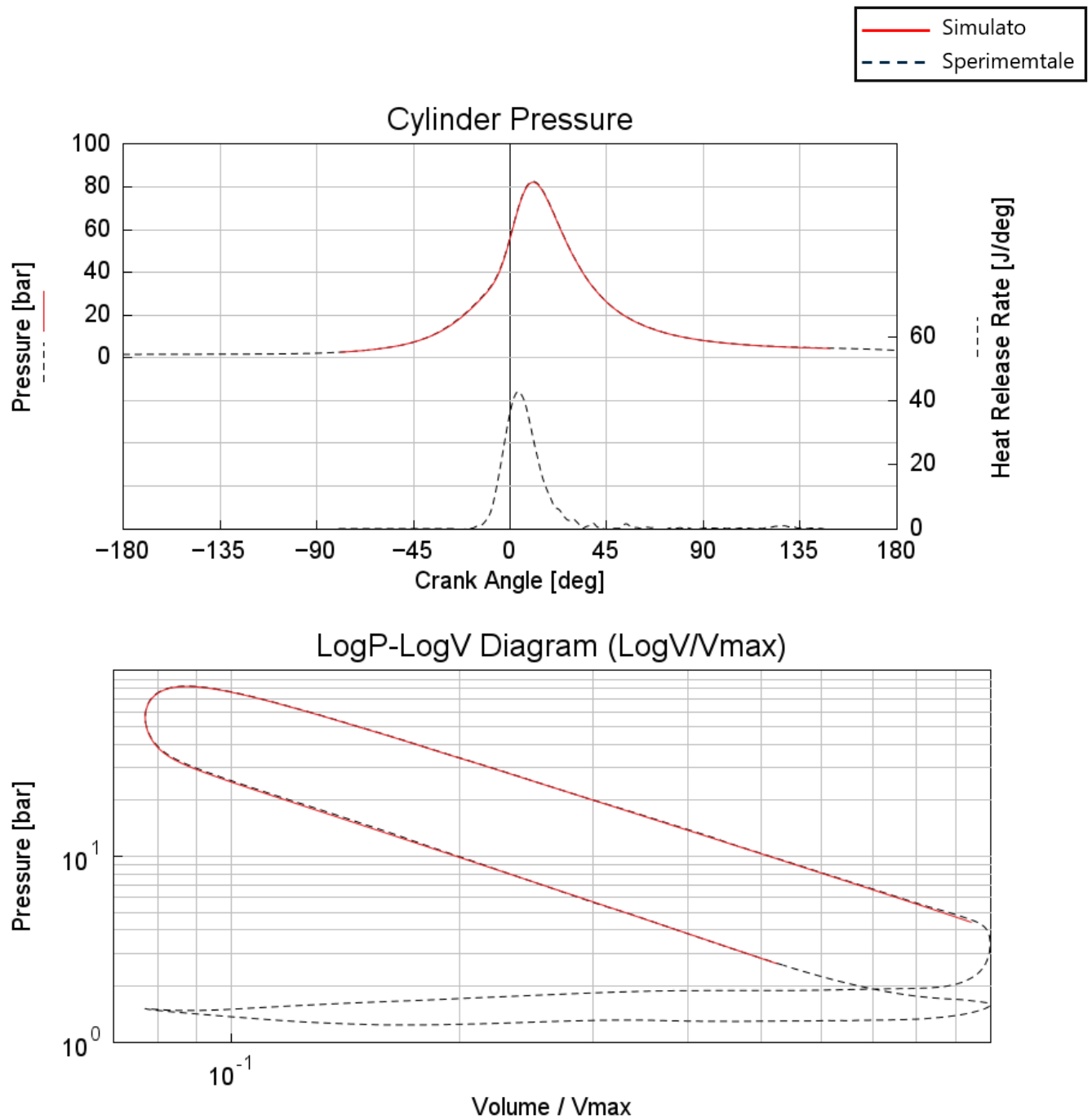


Figura 19: Cicli di pressione punto operativo 4000 rpm x 10 bar di BMEP.

Anche per questo punto di funzionamento la simulazione riproduce correttamente l'andamento della pressione sperimentale, confermando la robustezza del modello su un ampio range di velocità e carico motore.

I risultati ottenuti confermano che il modello CPOA è in grado di riprodurre con elevata accuratezza le tracce di pressione su un ampio range operativo (1500–4000 rpm), con scostamenti limitati principalmente alla fase finale di espansione, attribuibili alla modellazione dello scambio termico.

4.2.2 Risultati modello CPOA PoliTo

In questa sezione vengono presentati i risultati ottenuti applicando il dataset sperimentale fornito dal Politecnico di Torino al modello CPOA. La metodologia di correlazione e di validazione rimane coerente con quanto descritto per il dataset IFPEN.

I parametri ottimizzati per questa simulazione, come descritto nel Capitolo 3, sono riportati in *Tabella 18*. Inoltre, è stato realizzato anche un modello di blowby come riportato in *Tabella 19*:

Parametri CPOA	
<i>Compression Ratio</i>	13
<i>Heat Transfer Multiplier</i>	0,75

Tabella 18: Parametri calibrazione modello CPOA.

Modello di Blowby	
<i>Diametro equivalente del percorso di perdite [mm]</i>	0.9
<i>Pressione nel basamento [bar]</i>	1
<i>Temperatura del basamento [K]</i>	363
<i>Composizione [-]</i>	Aria

Tabella 19: Parametri calibrazione modello blowby.

Di seguito vengono riportati tre casi rappresentativi caratterizzati da diverse velocità di rotazione, carichi e diluizione della carica. In particolare:

- 2000 rpm $\times$ 8 bar di BMEP, rappresentativo di una condizione di regime relativamente basso e carico medio, caratterizzata da miscela magra e da un elevato tasso di ricircolo dei gas esausti (EGR);

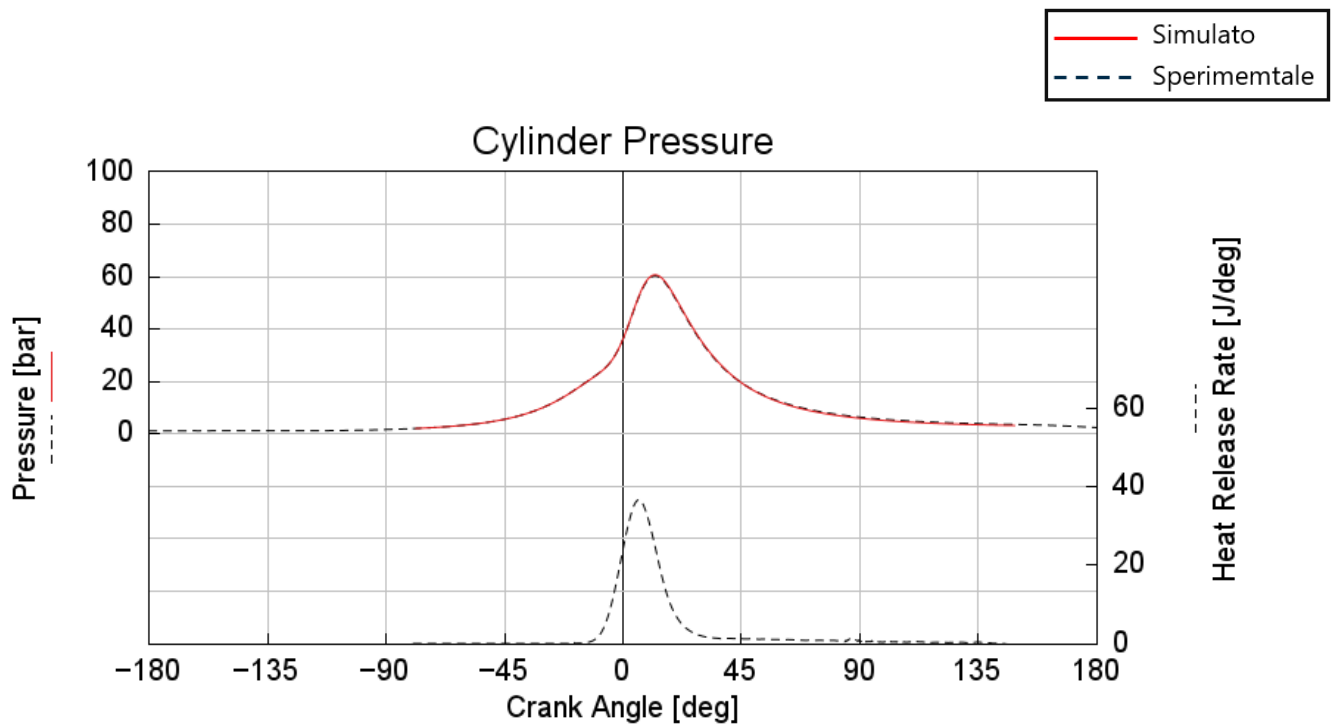
- 2500 rpm $\times$ 10 bar di BMEP, rappresentativo di una condizione di regime e carico intermedi, con miscela magra e una percentuale di EGR leggermente inferiore rispetto al caso precedente;
- 3000 rpm $\times$ 12 bar di BMEP, corrispondente a una condizione di regime più elevato e carico maggiore, con miscela meno diluita e una riduzione del contributo di EGR.

Caso 1: 2000 rpm $\times$ 8 bar

Il primo punto selezionato rappresenta una condizione di carico medio a regime relativamente contenuto, le cui caratteristiche sono presentate in *Tabella 20*:

Punto di funzionamento	
<i>Velocità motore [rpm]</i>	2000
<i>BMEP [bar]</i>	8.0
<i>Dosatura λ [-]</i>	1.2
<i>EGR [%]</i>	12

Tabella 20: Punto operativo.



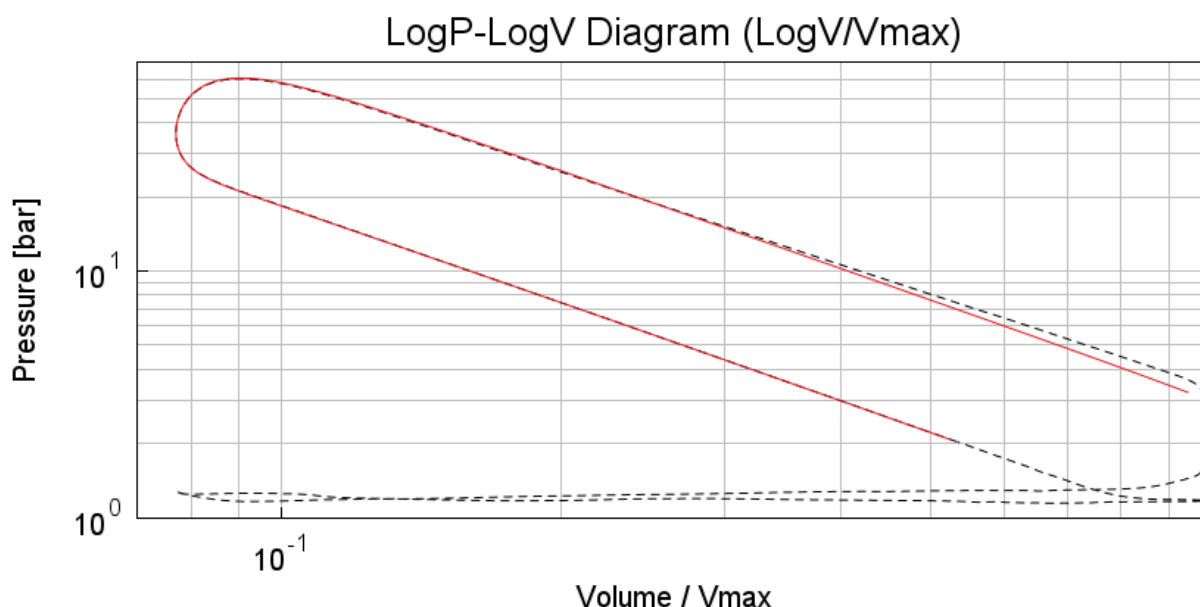


Figura 20: Cicli di pressione punto operativo 2000 rpm x 8 bar di BMEP.

I risultati mostrati in *Figura 20* evidenziano una buona sovrapposizione tra traccia sperimentale e simulata lungo l'intero ciclo.

Nel piano logp–logV la pendenza della politropica di compressione risulta correttamente riprodotta, mentre per quanto riguarda l'espansione presenta una maggior inclinazione. Questo effetto può essere attribuito a un maggior scambio termico dei gas con le pareti nella simulazione.

Caso 2: 2500 rpm × 10 bar

Il secondo caso è rappresentativo di una condizione a giri e carico maggiori come riportato in *Tabella 21*:

Punto di funzionamento	
Velocità motore [rpm]	2500
BMEP [bar]	10
Dosatura λ [-]	1.2
EGR [%]	11

Tabella 21: Punto operativo.

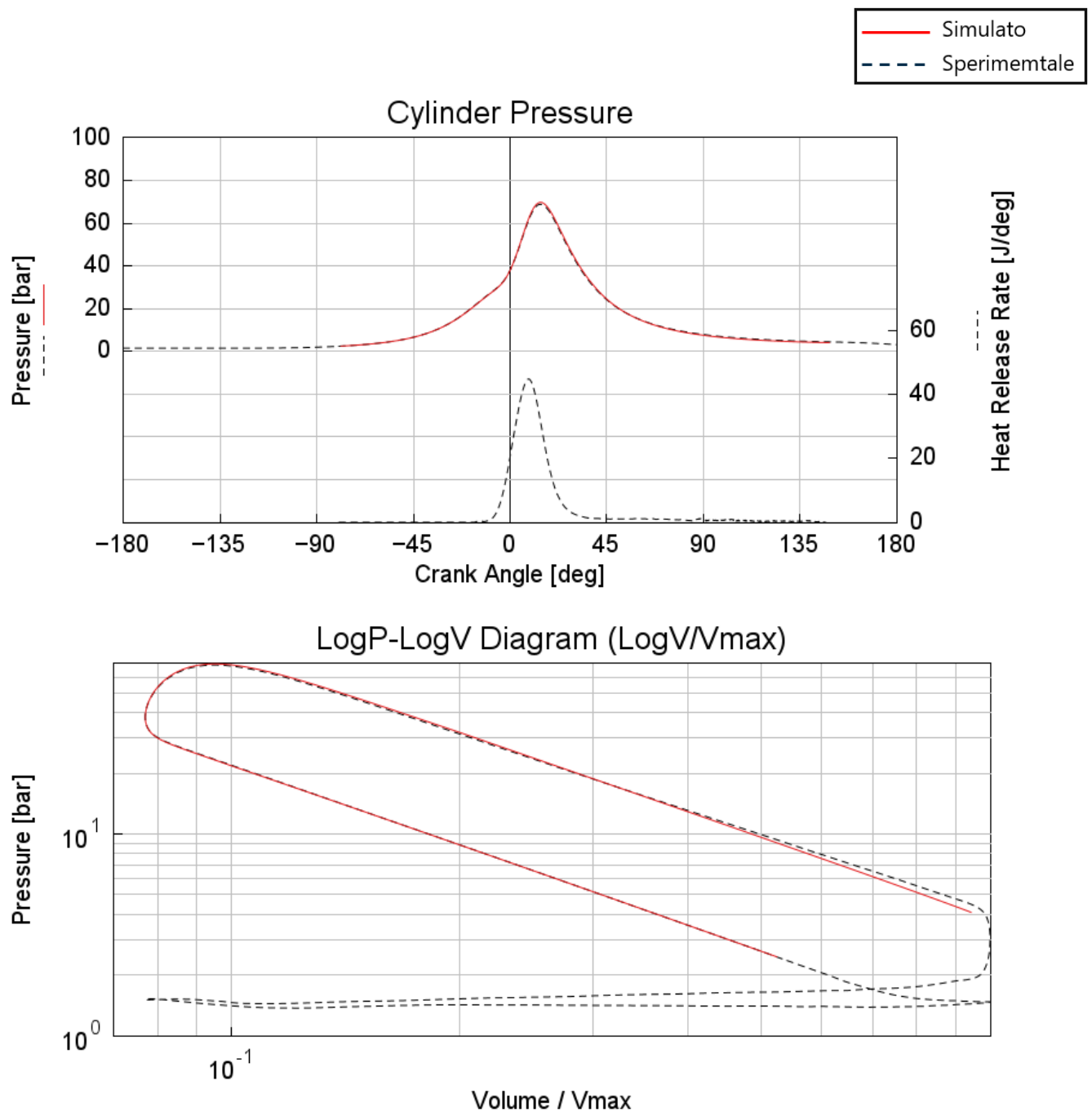


Figura 21: Cicli di pressione punto operativo 2500 rpm x 10 bar di BMEP.

In Figura 21 si osserva come il modello riproduca correttamente l'andamento globale della pressione. Una lieve differenza può essere riscontrata sempre nella fase di espansione e si può giustificare, come fatto per il caso precedente, con uno scambio termico eccessivo.

Caso 3: 3000 rpm × 12 bar

Il terzo punto analizzato è caratterizzato da regime elevato e carico ancora maggiore come visibile nella Tabella 22:

Punto di funzionamento	
<i>Velocità motore [rpm]</i>	3000
<i>BMEP [bar]</i>	12
<i>Dosatura λ [-]</i>	1.1
<i>EGR [%]</i>	9.3

Tabella 22: Punto operativo.

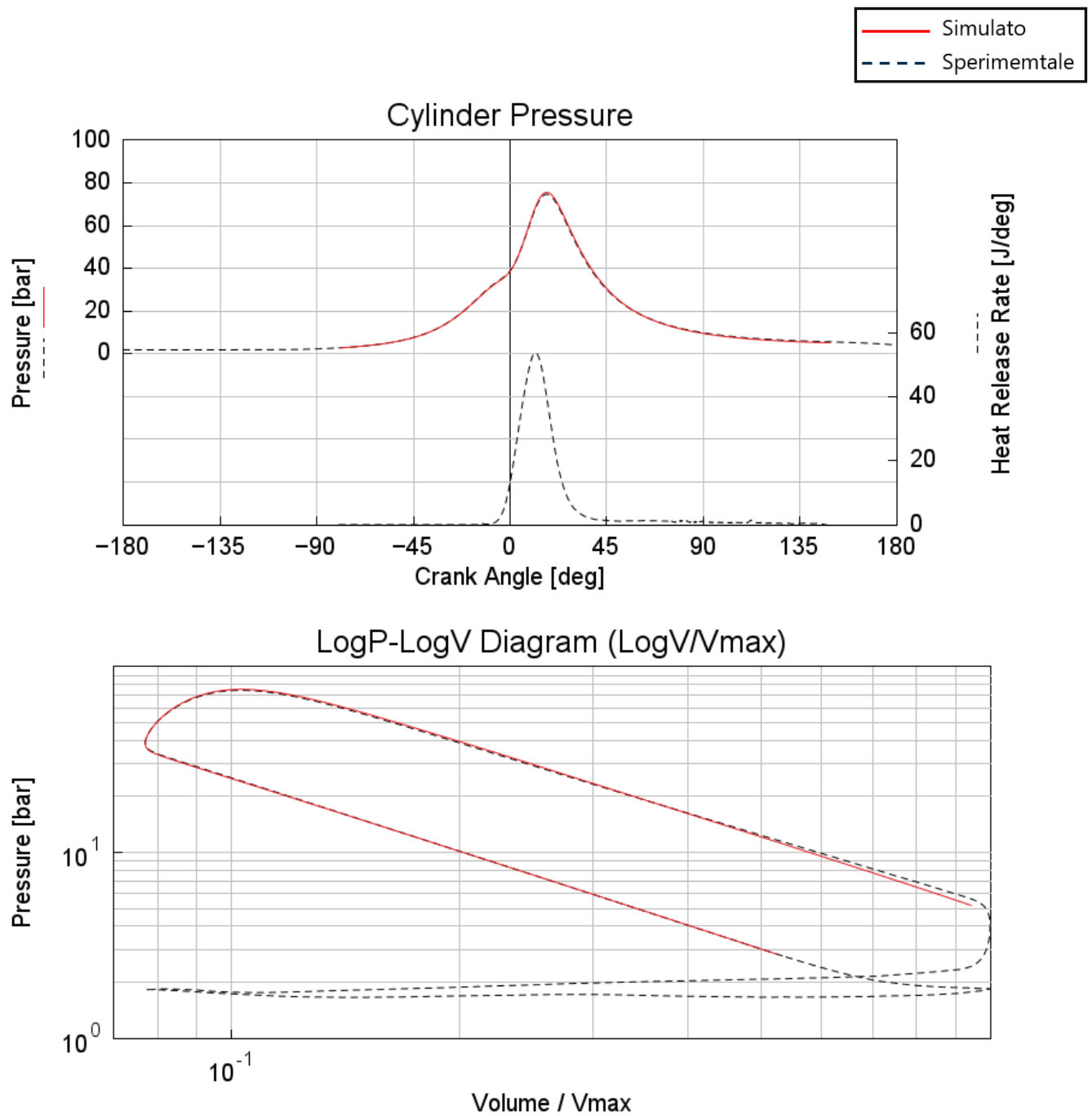


Figura 22: Cicli di pressione punto operativo 3000 rpm x 12 bar di BMEP.

Il confronto tra pressione simulata e sperimentale mostra un buon allineamento nella fase di compressione e nella posizione del picco di pressione. Si osservano scostamenti contenuti nella fase finale di espansione, analogamente a quanto rilevato per il dataset IFPEN, riconducibili principalmente alla modellazione semplificata degli scambi termici.

L'analisi dei risultati ottenuti con il modello CPOA, sia sui dataset IFPEN sia su quelli forniti dal Politecnico di Torino, conferma l'efficacia della metodologia di correlazione implementata. Il modello è infatti in grado di riprodurre con elevata accuratezza le tracce di pressione nel cilindro lungo l'intero ciclo motore, consentendo una corretta ricostruzione della frazione di massa bruciata (MFB) e dei profili di rilascio del calore (burn rate).

I punti di funzionamento analizzati mostrano una buona coerenza tra simulazione e dati sperimentali in termini di andamento della pressione, pendenze delle politropiche di compressione ed espansione e valori delle variabili di controllo. Gli scostamenti osservati risultano limitati principalmente alla fase finale di espansione e sono attribuibili alla modellazione semplificata degli scambi termici tra i gas combusti e le pareti della camera di combustione.

Dal punto di vista fisico, i risultati evidenziano come le variazioni di regime di rotazione, carico e livello di diluizione della miscela influenzino significativamente il comportamento del ciclo motore, modificando le condizioni di riempimento del cilindro, le perdite di pompaggio e la velocità di combustione. Tali effetti si riflettono direttamente nella forma della traccia di pressione e nella durata della combustione, dimostrando la capacità del modello CPOA di catturare correttamente le principali dinamiche termodinamiche del processo.

Il confronto tra i dataset IFPEN e PoliTo evidenzia inoltre la robustezza del modello su un ampio intervallo di condizioni operative, incluse quelle più prossime al limite di detonazione. In questo contesto, la corretta ricostruzione dei burn rate rappresenta un elemento fondamentale per l'inizializzazione del modello completo e per le successive analisi del processo di combustione e dei fenomeni di knock.

4.3 Modello completo IFPEN

In questa sezione viene analizzato il modello completo del motore, attraverso un confronto sistematico tra tre diverse configurazioni, con l'obiettivo di mettere in evidenza il contributo apportato dai successivi aggiornamenti.

Le versioni considerate sono le seguenti:

- Base: configurazione iniziale del modello a combustione imposta, caratterizzata da un processo di calibrazione iterativo tra modello completo e CPOA.
- Geometrie aggiornate: versione in cui i condotti di aspirazione e scarico sono stati aggiornati mediante l'utilizzo di GEM3D, al fine di migliorare il ciclo di pompaggio.
- Modello con combustione predittiva: configurazione dotata di combustione predittiva, calibrata secondo la metodologia descritta in Sezione 3.3.4, che consente di separare il modello di combustione dai dati sperimentali.

Il confronto tra queste tre configurazioni permette di quantificare in modo chiaro l'impatto dei singoli miglioramenti sull'accuratezza complessiva delle simulazioni.

4.3.1 Correlazione del modello

I correlation plots rappresentano uno strumento per la correlazione del modello poiché consentono di verificare in modo immediato se i risultati numerici rientrano entro un margine di errore prefissato, che nella presente analisi è stato assunto pari a $\pm 5\%$. In tali grafici, i valori sperimentali sono riportati sull'asse delle ascisse, mentre i corrispondenti risultati di simulazione sono rappresentati sull'asse delle ordinate. Quanto più il modello è accurato, tanto più i punti si dispongono in prossimità della bisettrice del I-IV quadrante, indicativa di perfetta concordanza tra dato misurato e simulato.

Attraverso questo strumento vengono analizzate alcune grandezze fondamentali per la caratterizzazione del sistema motore, tra cui:

- Portata d'aria;
- Tasso di EGR;
- Massima pressione di combustione (PFP);
- Angolo in cui viene raggiunta la massima pressione;
- Pressione e temperatura all'uscita compressore;
- Pressione e temperatura all'interno del WCAC;
- Pressione e temperatura all'ingresso della turbina;
- Pressione e temperatura all'uscita della turbina;
- Velocità del turbocompressore;
- Lambda;
- Gross indicated mean effective pressure (Gross IMEP).

All'interno di ogni singolo correlation plot sono riportati i risultati di tre differenti versioni. La prima versione (V1) prevede solo il processo iterativo, la seconda versione (V2) presenta la modifica delle geometrie e la terza (V3) ha un modello a combustione predittiva.

Nella *Figura 23* a seguito riportata è possibile valutare la correlazione della portata di aria:

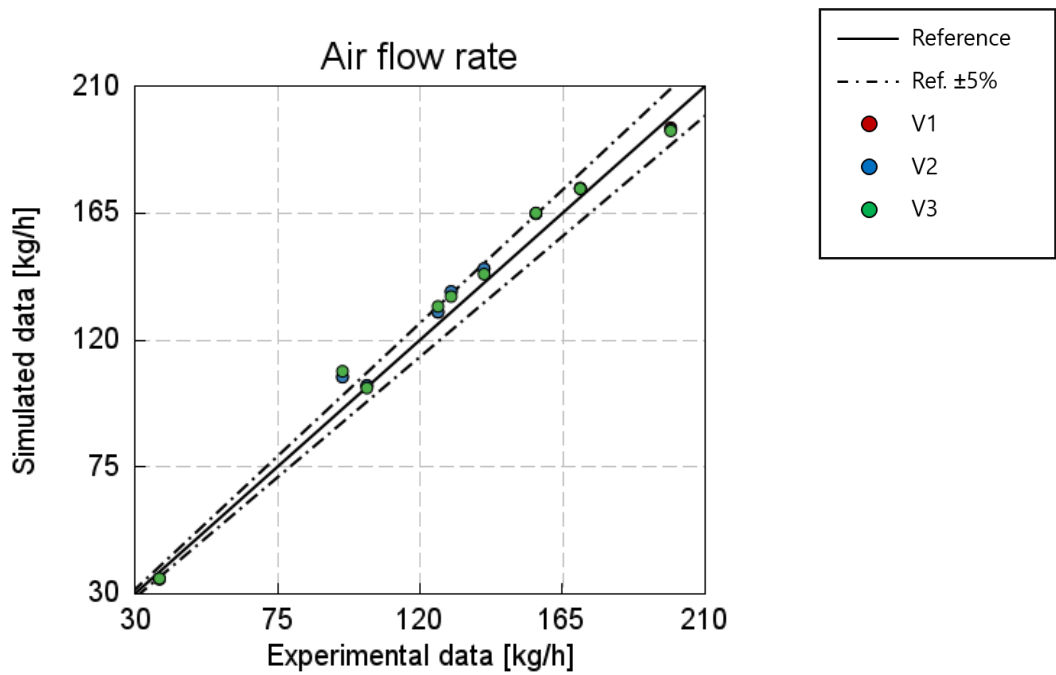


Figura 23: Portata d'aria.

Si può osservare come i differenti aggiornamenti del modello non hanno prodotto delle variazioni sensibili. Nonostante ciò, quasi tutti i punti sono all'interno dell'errore del $\pm 5\%$. La portata d'aria non risulta perfettamente allineata alla bisettrice poiché nel modello il sistema di controllo agisce principalmente sulla pressione nel plenum (boost pressure) e non direttamente sulla portata stessa. La portata d'aria rappresenta quindi una variabile risultante dal controllo della pressione di sovralimentazione e dalle valvole di aspirazione.

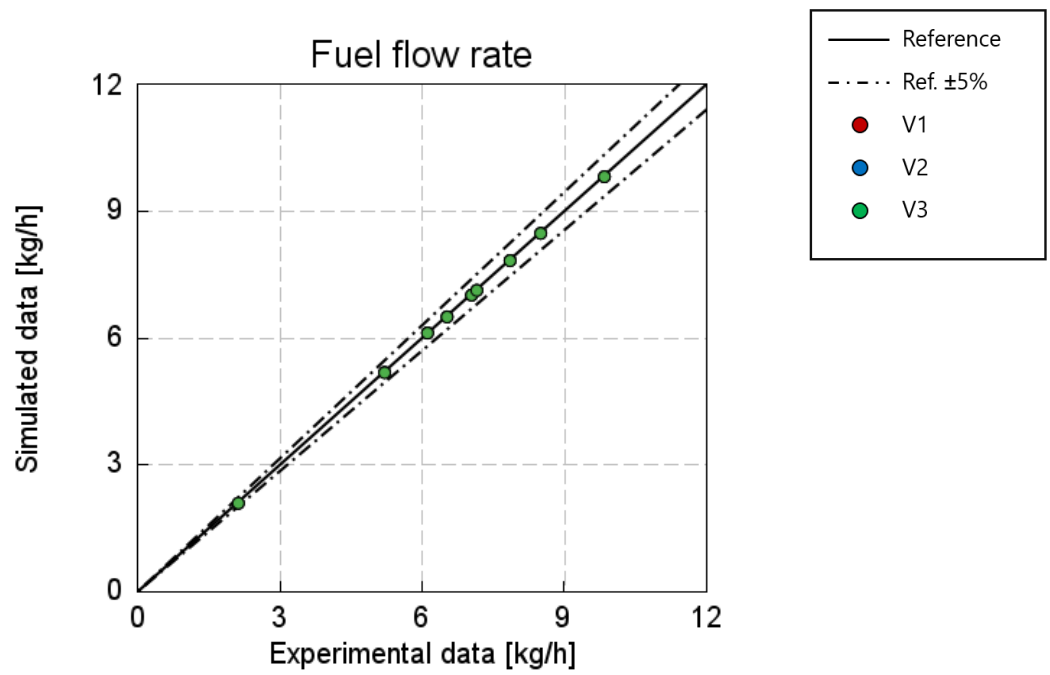


Figura 24: Portata di combustibile.

Come visibile in *Figura 24* la portata di combustibile è imposta all'interno del modello in tutte le versioni. Ciò comporta la presenza di tutti i punti sulla bisettrice.

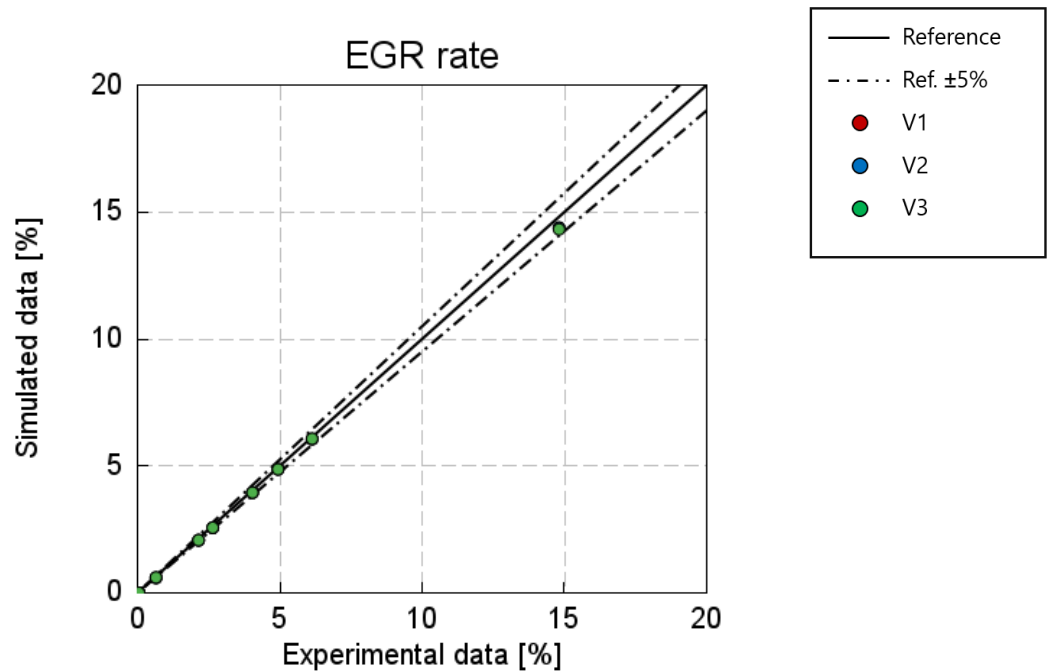


Figura 25: Percentuale di EGR.

In *Figura 25* è possibile valutare il funzionamento del controllore dell'EGR. Essendo la maggior parte dei punti di funzionamento sulla bisettrice o comunque all'interno del range di errore del $\pm 5\%$ si può evincere come il controllore stia funzionando correttamente in tutte le versioni realizzate.

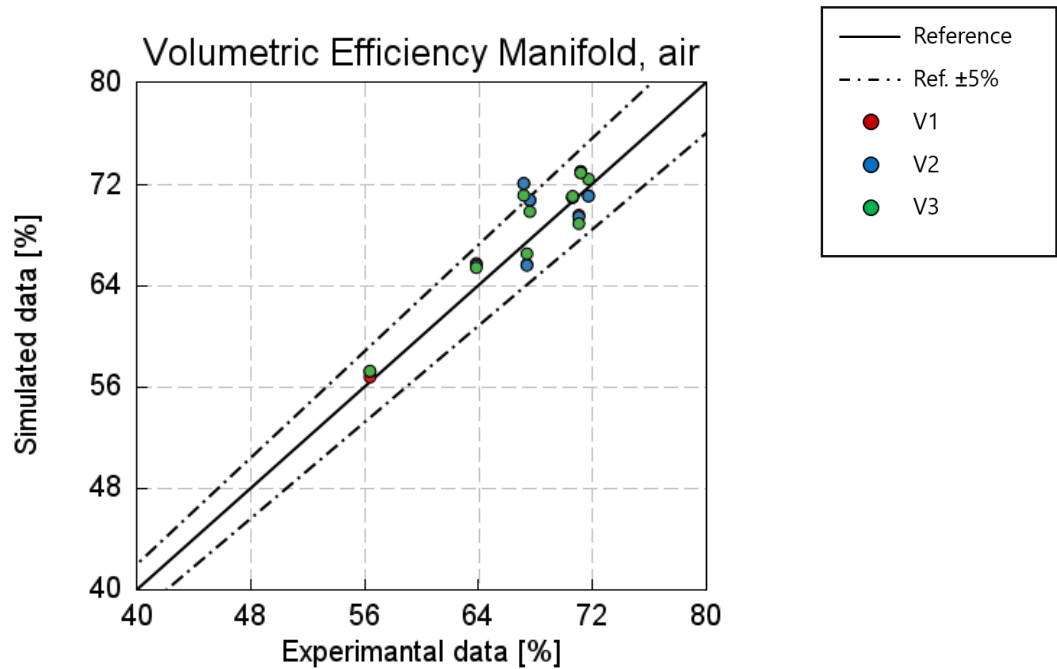


Figura 26: Efficienza volumetrica nel manifold.

L'efficienza volumetrica (valutata nel collettore di aspirazione e considerando solo aria), come riportato in *Figura 26*, risulta in un margine d'errore accettabile. Tutti i punti non si trovano esattamente sulla bisettrice del correlation plot poiché la portata d'aria non è perfettamente stimata dal modello.

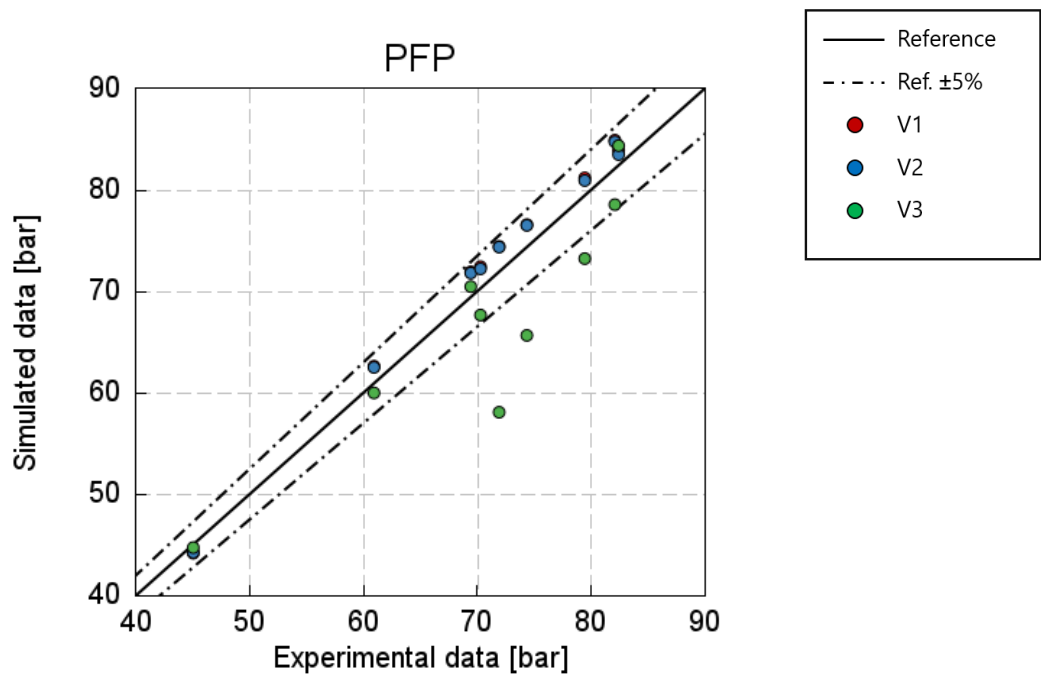


Figura 27: Massima pressione raggiunta in camera durante la combustione.

In *Figura 27* è riportato il correlation plot relativo alla Peak Firing Pressure (PFP), ovvero il valore massimo della pressione in camera di combustione durante il ciclo. Si osserva come le due versioni a combustione imposta risultino sostanzialmente sovrapposte e rientrino all'interno del margine di errore considerato. Nel caso del modello con combustione predittiva si osserva invece una lieve tendenza alla sottostima del valore della pressione di picco.

Tale differenza può essere attribuita principalmente a una non perfetta stima dei residui presenti in camera di combustione da parte del modello. Inoltre, i valori di turbolenza utilizzati per il calcolo del burn rate, ottenuti tramite simulazioni cold-flow 3D-CFD, sono stati ricavati alla condizione di 2000 rpm. L'applicazione del modello su un intervallo di regimi di rotazione più ampio può quindi introdurre alcune discrepanze nella previsione del processo di combustione.

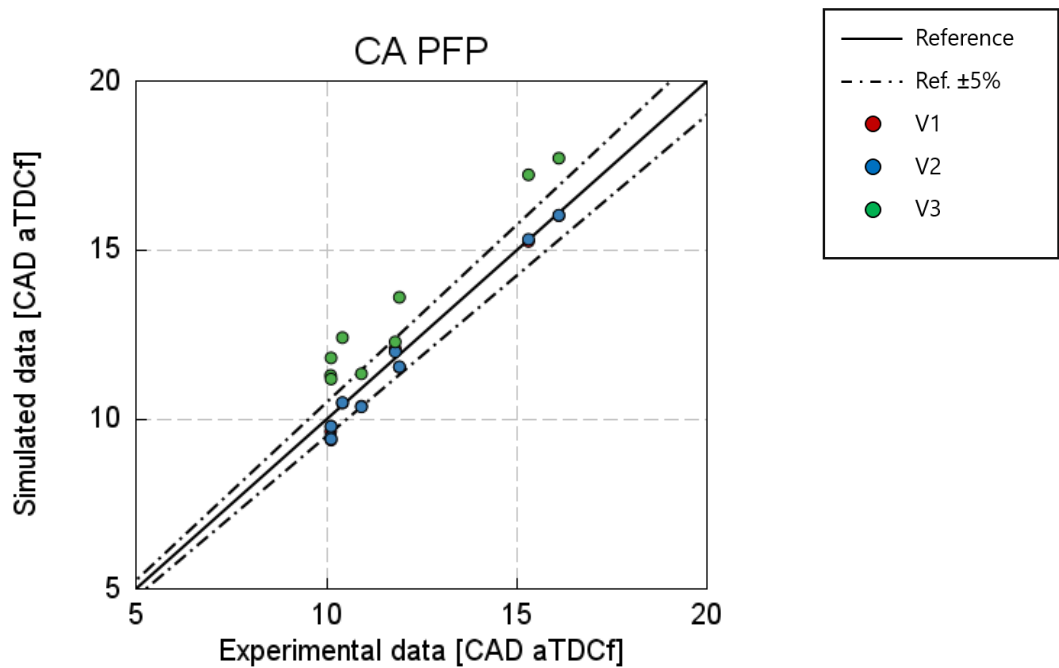


Figura 28: Posizione del picco di pressione raggiunto durante la combustione.

In *Figura 28* è riportato il correlation plot relativo al CA PFP (Crank Angle of Peak Firing Pressure), ovvero l'angolo di manovella in cui viene raggiunta la pressione massima in camera di combustione. La figura mostra come i modelli a combustione imposta risultino all'interno del margine di errore considerato. Nel caso della combustione predittiva si osserva invece un ritardo nella posizione del picco di pressione rispetto al dato sperimentale, indicando che il processo di combustione simulato risulta leggermente più lento rispetto alla realtà.

Per analizzare il corretto funzionamento del turbocompressore sono stati monitorati diversi parametri all'interno delle componenti modellate.

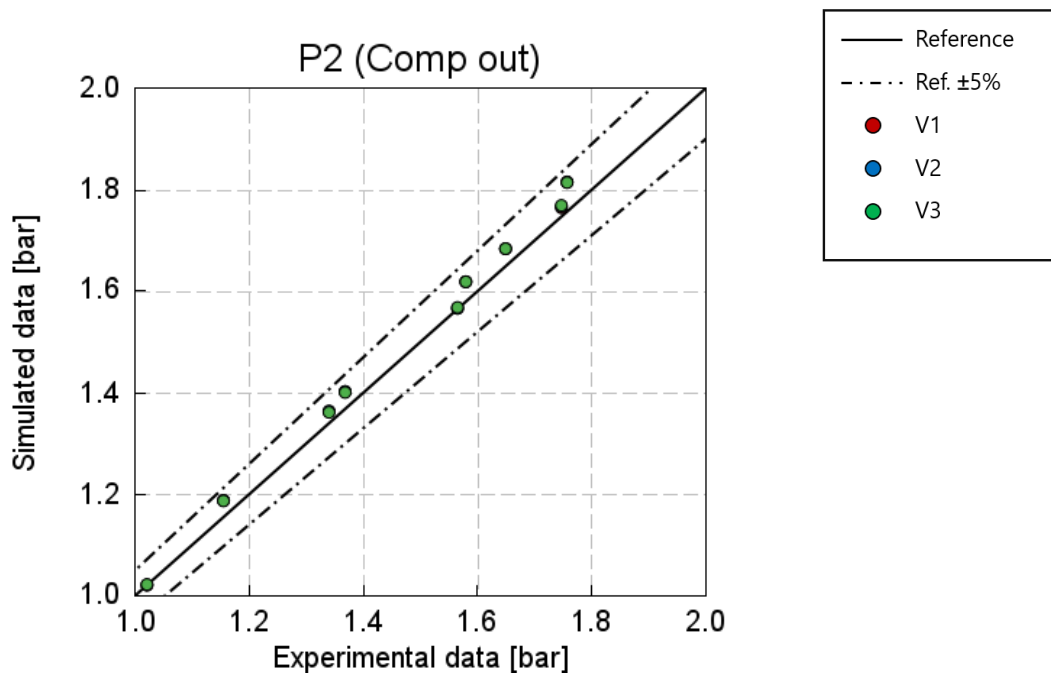


Figura 29: Pressione in uscita dal compressore.

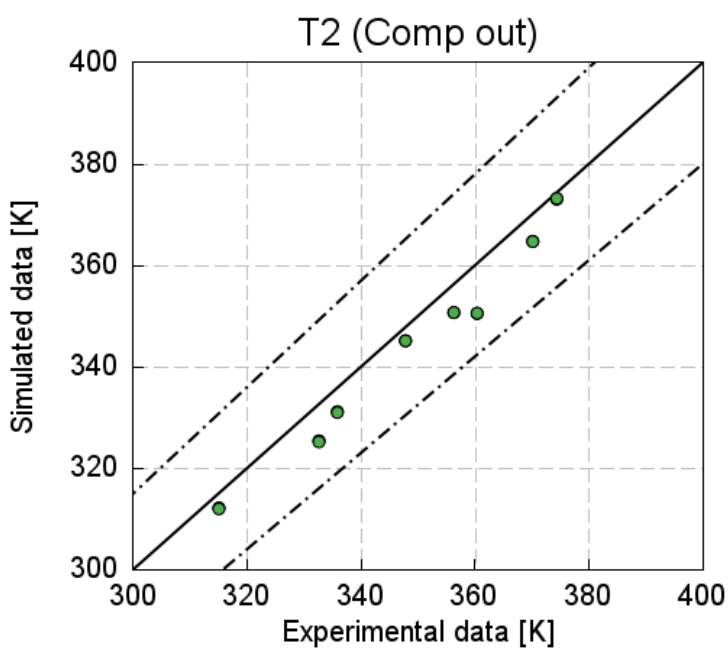


Figura 30: Temperatura in uscita dal compressore.

I valori di pressione e temperatura a valle del compressore (P2 e T2) risultano essere correttamente simulati dal modello per tutte le versioni realizzate. Questo risultato è atteso perché il controllore interviene sul valore di P5, ovvero la pressione all'uscita del WCAC, che differisce da P2 per le

perdite nei condotti e per la presenza della valvola a farfalla. Da questi output si può evincere come il compressore funzioni correttamente.

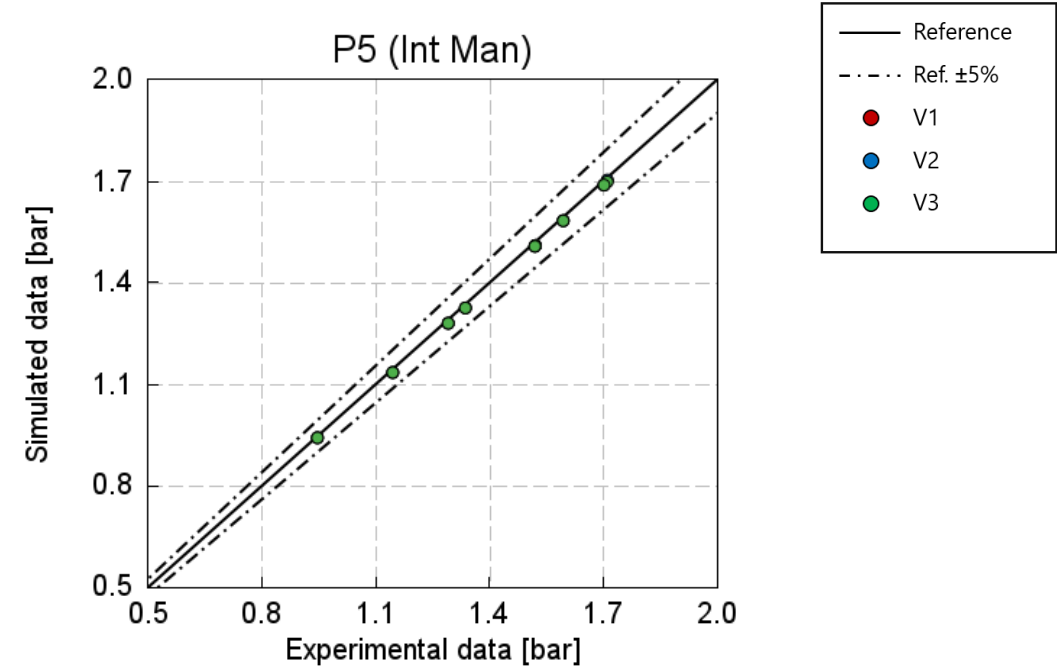


Figura 31: Pressione in uscita dal WCAC.

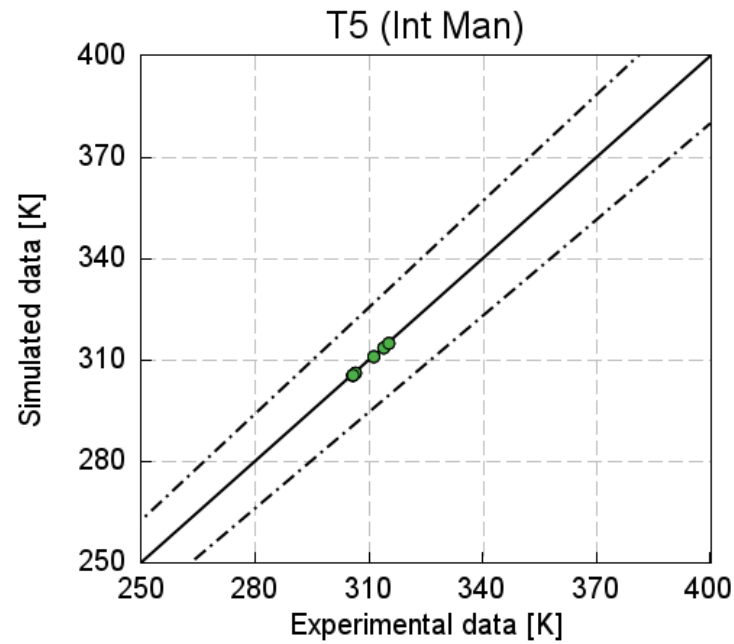


Figura 32: Temperatura in uscita dal WCAC.

Come osservabile in *Figura 31* e *Figura 32* i valori di pressione P5 e T5 (all'uscita del WCAC) si trovano esattamente sulla bisettrice poiché la temperatura è imposta nel modello e il sistema di controllo agisce sul valore di pressione.

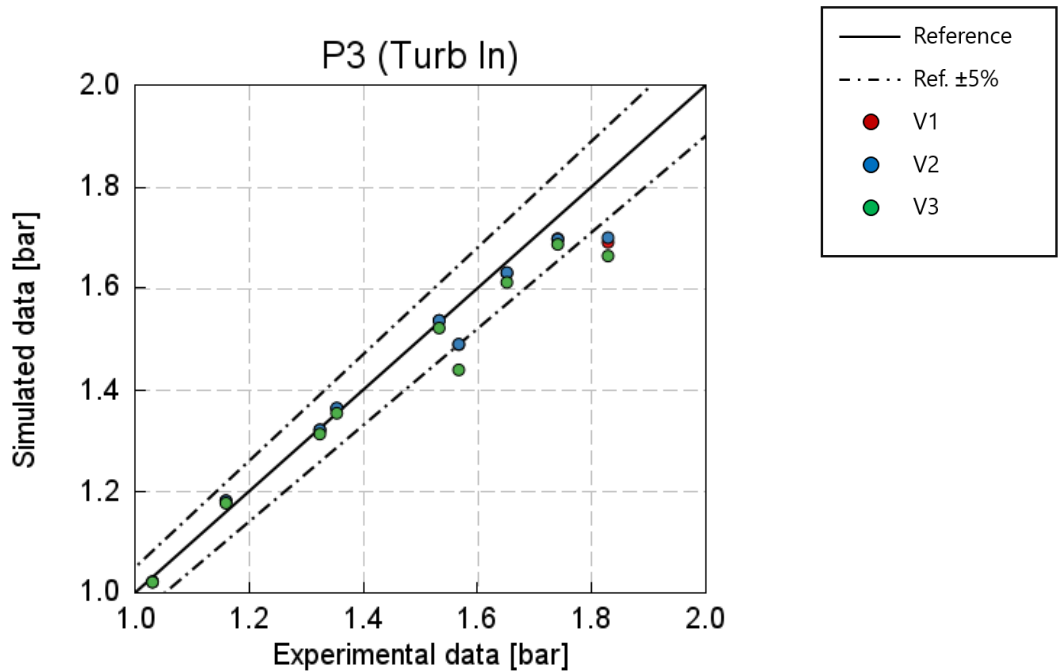


Figura 33: Pressione in ingresso turbina.

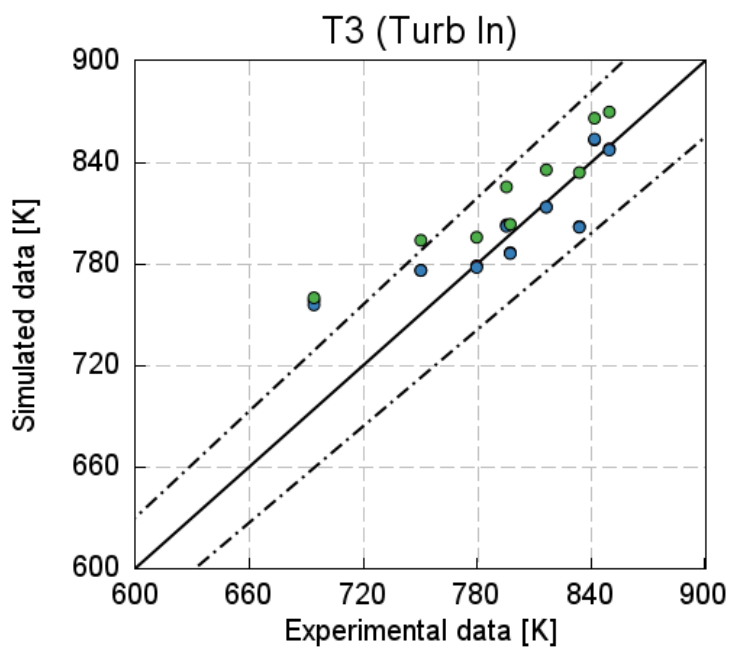


Figura 34: Temperatura in ingresso turbina.

Anche per quanto riguarda i valori di pressione e temperatura in ingresso turbina si può osservare una buona correlazione. La differenza tra le versioni a combustione imposta e predittiva può essere attribuita a una differente velocità di combustione. In particolare, il modello predittivo è caratterizzato da una velocità di combustione minore e, quindi, da temperature inferiori in uscita dal motore.

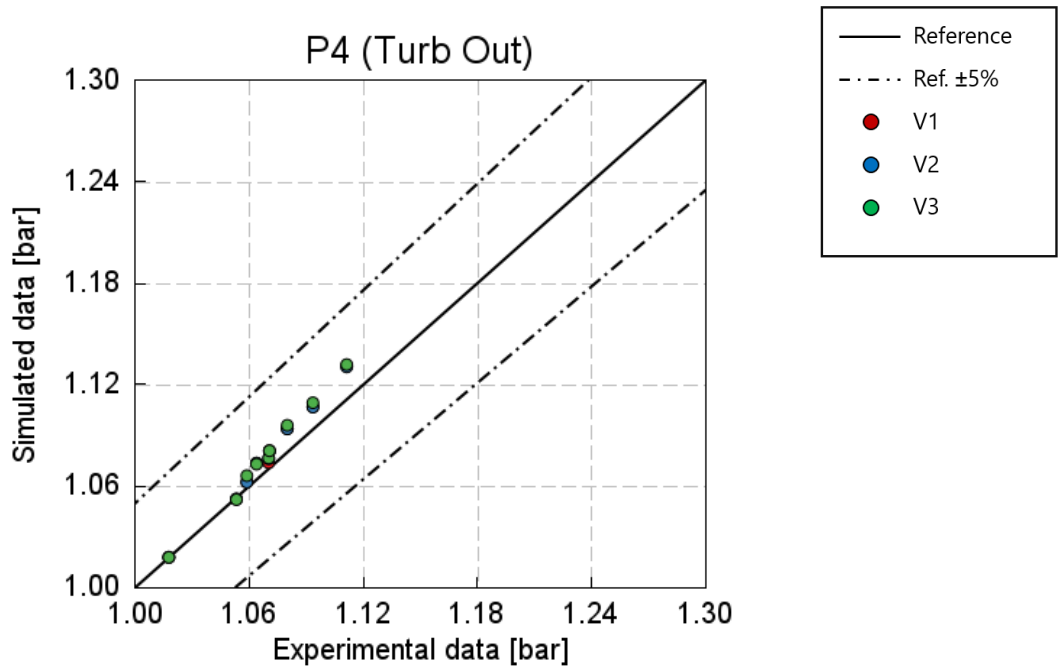


Figura 35: Pressione in uscita turbina.

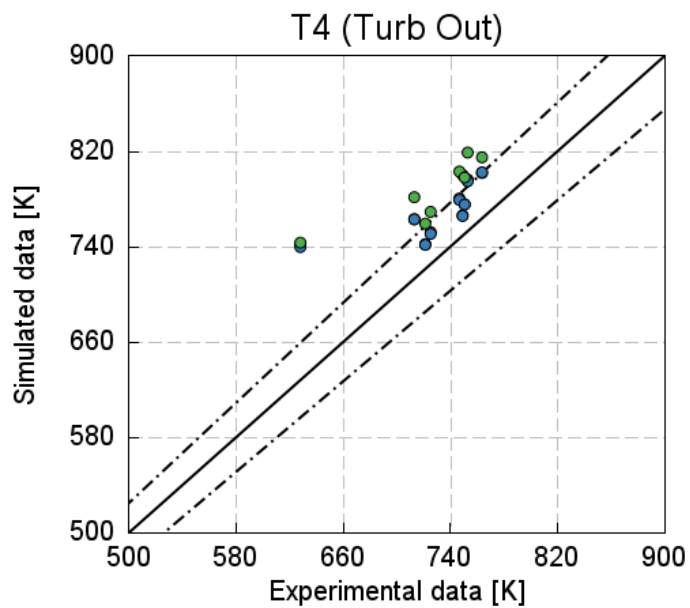


Figura 36: Temperatura in uscita turbina.

Il valore di P4, ovvero la pressione a valle della turbina, è correttamente stimato dal modello. Ciò significa che il coefficiente di efflusso dell'orifizio nel condotto di scarico è stato calibrato correttamente.

Per quanto riguarda la temperatura T4 si può osservare una chiara sovrastima imputabile a una differenza tra il modello completo (dotato di catalizzatore close-coupled e underfloor) e il setup di IFPEN che presenta una valvola per simulare il condotto di scarico.

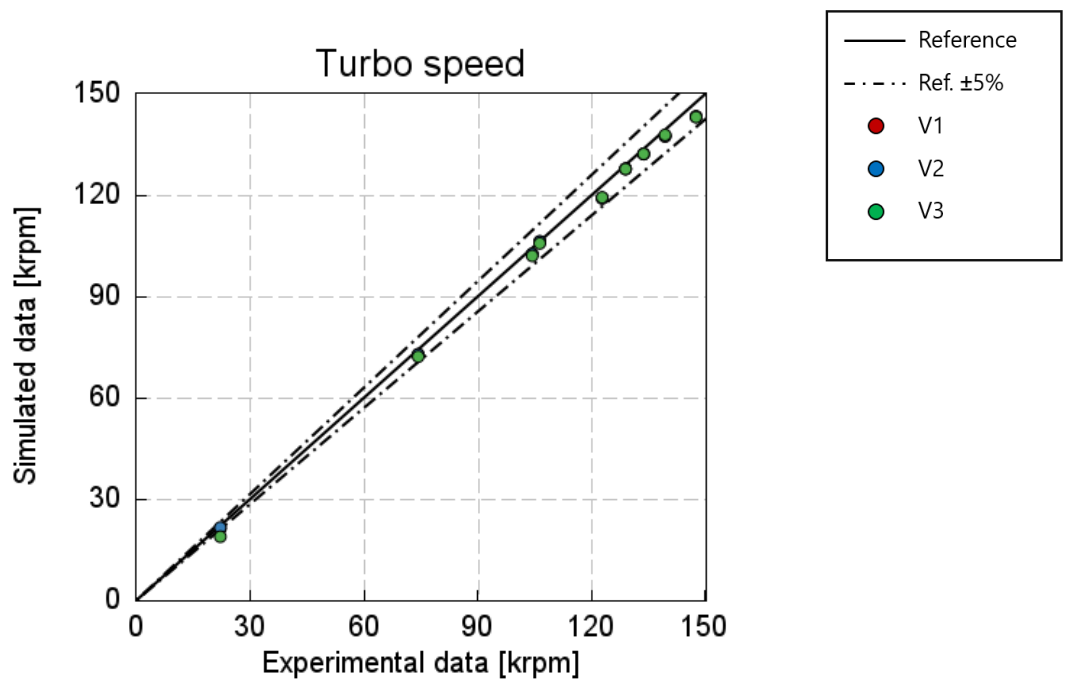


Figura 37: Velocità di rotazione del turbocompressore.

La velocità di rotazione del turbocompressore è correttamente simulata dal modello completo. Ciò significa che il controllore del turbo e le relative mappe sono in grado di fornire delle simulazioni corrette.

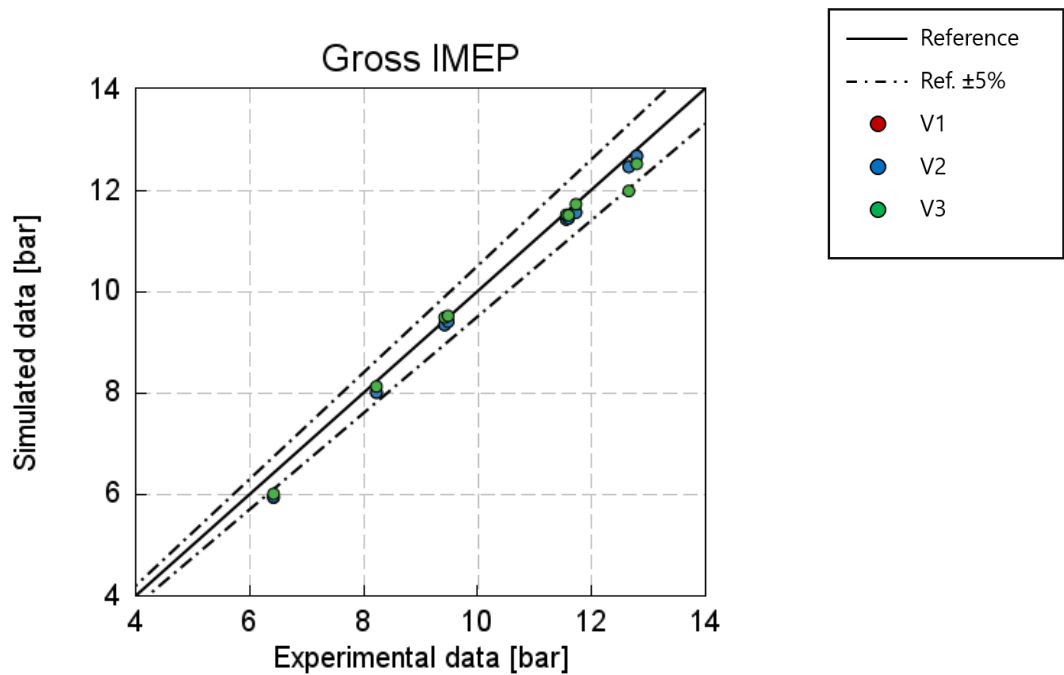


Figura 38: Correlazione gross IMEP

Si può osservare un'ottima tendenza per il valore di Gross IMEP quasi per tutti i casi. L'unica eccezione riguarda il punto di funzionamento a basso carico.

Complessivamente, l'analisi dei correlation plots evidenzia come gli aggiornamenti geometrici abbiano avuto un impatto marginale sulle grandezze globali considerate, mentre l'introduzione della combustione predittiva ha reso il modello autonomo nel calcolo della legge di rilascio del calore e dell'andamento della combustione, superando l'approccio a combustione imposta. Tale incremento della capacità predittiva comporta tuttavia una lieve penalizzazione nell'accuratezza della stima di alcuni parametri come, ad esempio, il picco di pressione e la sua fasatura.

4.3.2 Cicli di pressione casi IFPEN

Al fine di validare il modello completo, sono stati confrontati i cicli di pressione simulati con quelli sperimentali per alcuni punti di funzionamento rappresentativi. L'obiettivo dell'analisi è verificare la capacità del modello di riprodurre l'intero ciclo di pressione.

La correlazione tra il modello completo e i dati sperimentali è stata valutata mediante il confronto dei diagrammi della pressione in funzione dell'angolo di manovella e dei diagrammi $\log p$ – $\log V$. Per esigenze di sintesi, vengono riportati unicamente i casi considerati maggiormente rappresentativi dal punto di vista della validazione del modello.

Caso 1: 2200 rpm × 11.5 bar di BMEP

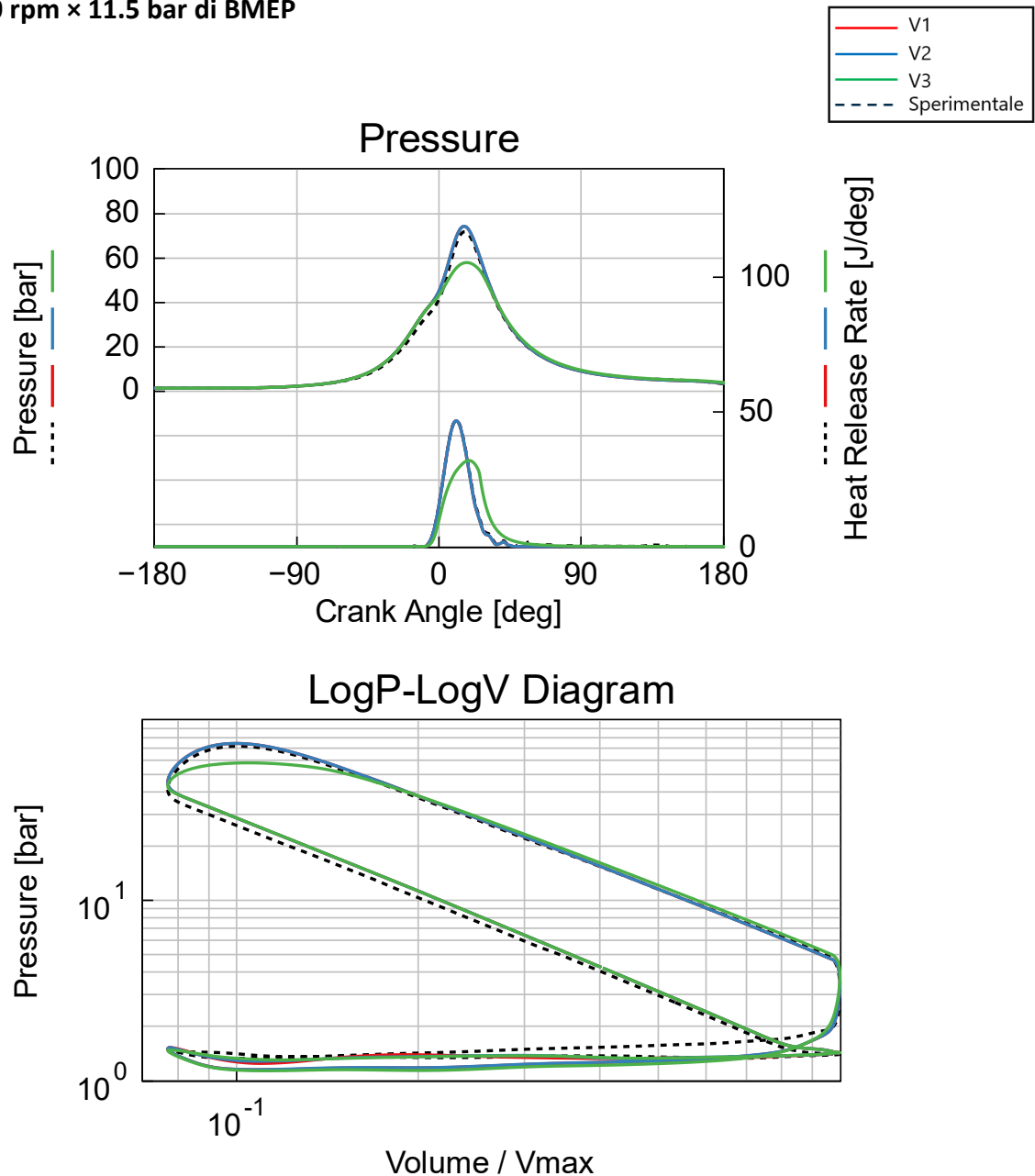


Figura 39: Cicli di pressione punto operativo 2200 rpm x 11.5 bar di BMEP.

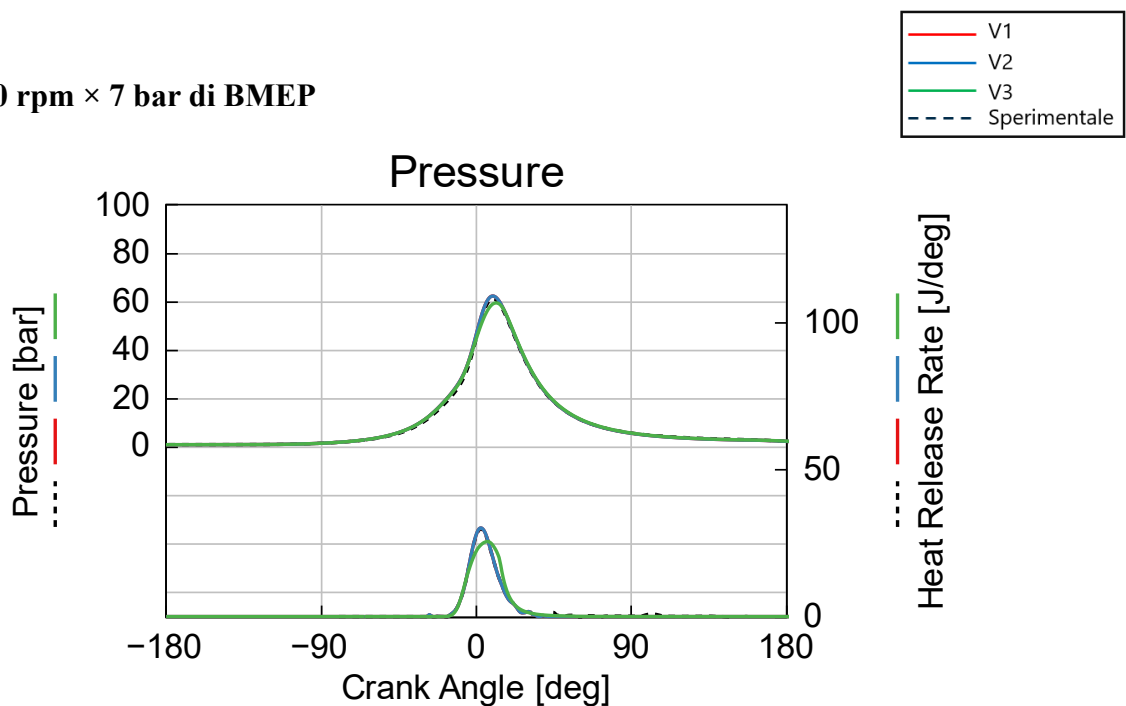
Nel primo punto analizzato, le versioni a combustione imposta (V1 e V2) risultano sostanzialmente sovrapposte e riproducono in modo accurato sia la fase di combustione sia la successiva espansione.

La fase di compressione presenta tuttavia una pendenza leggermente superiore rispetto al dato sperimentale nel diagramma logp-logV, indicando una possibile sovrastima del rapporto di compressione nel modello.

La versione con modello di combustione predittivo (V3) evidenzia, invece, una sottostima del picco di pressione. Tale discrepanza è riconducibile a una non perfetta riproduzione del rilascio di calore: come si osserva dal relativo andamento, la combustione risulta più lenta e caratterizzata da un picco inferiore rispetto alla condizione reale. Ciò può essere attribuito al valore del parametro DEM, ottenuto tramite il processo di ottimizzazione del modello. Poiché tale parametro è stato calibrato su uno sweep di condizioni operative, la sua applicazione a punti di funzionamento differenti da quelli utilizzati per l'ottimizzazione può introdurre alcune discrepanze nella previsione del processo di combustione.

Il ciclo di pompaggio è simile per tutte le versioni, essendo poco influenzato dal modello di combustione. Si osserva tuttavia un leggero scostamento rispetto ai dati sperimentali, attribuibile alla limitata capacità del modello di rappresentare con precisione il profilo di alzata delle valvole.

Caso 2: 3000 rpm $\times$ 7 bar di BMEP



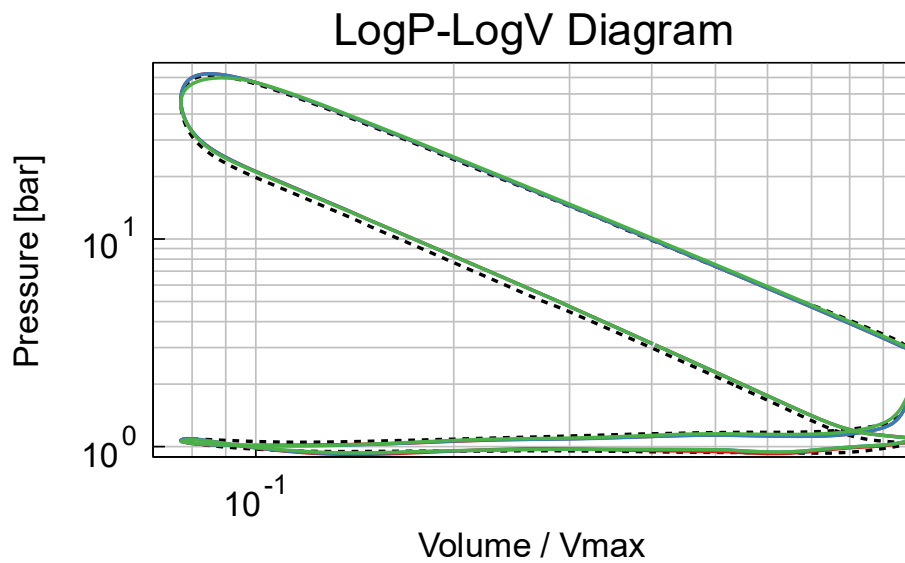


Figura 40: Cicli di pressione punto operativo 3000 rpm x 7 bar di BMEP.

Per questo punto di funzionamento, tutte le versioni del modello mostrano una buona capacità di riprodurre il comportamento del motore reale.

Si rileva una lieve imprecisione nel rilascio di calore nel caso del modello predittivo, dove la combustione simulata risulta leggermente più lenta e con un picco inferiore rispetto al dato sperimentale. Nonostante ciò, i livelli di pressione raggiunti durante la combustione risultano pienamente coerenti con le misure sperimentali.

Anche il ciclo di pompaggio è correttamente descritto dal modello, senza evidenti scostamenti.

Caso 3: 4000 rpm × 10 bar di BMEP

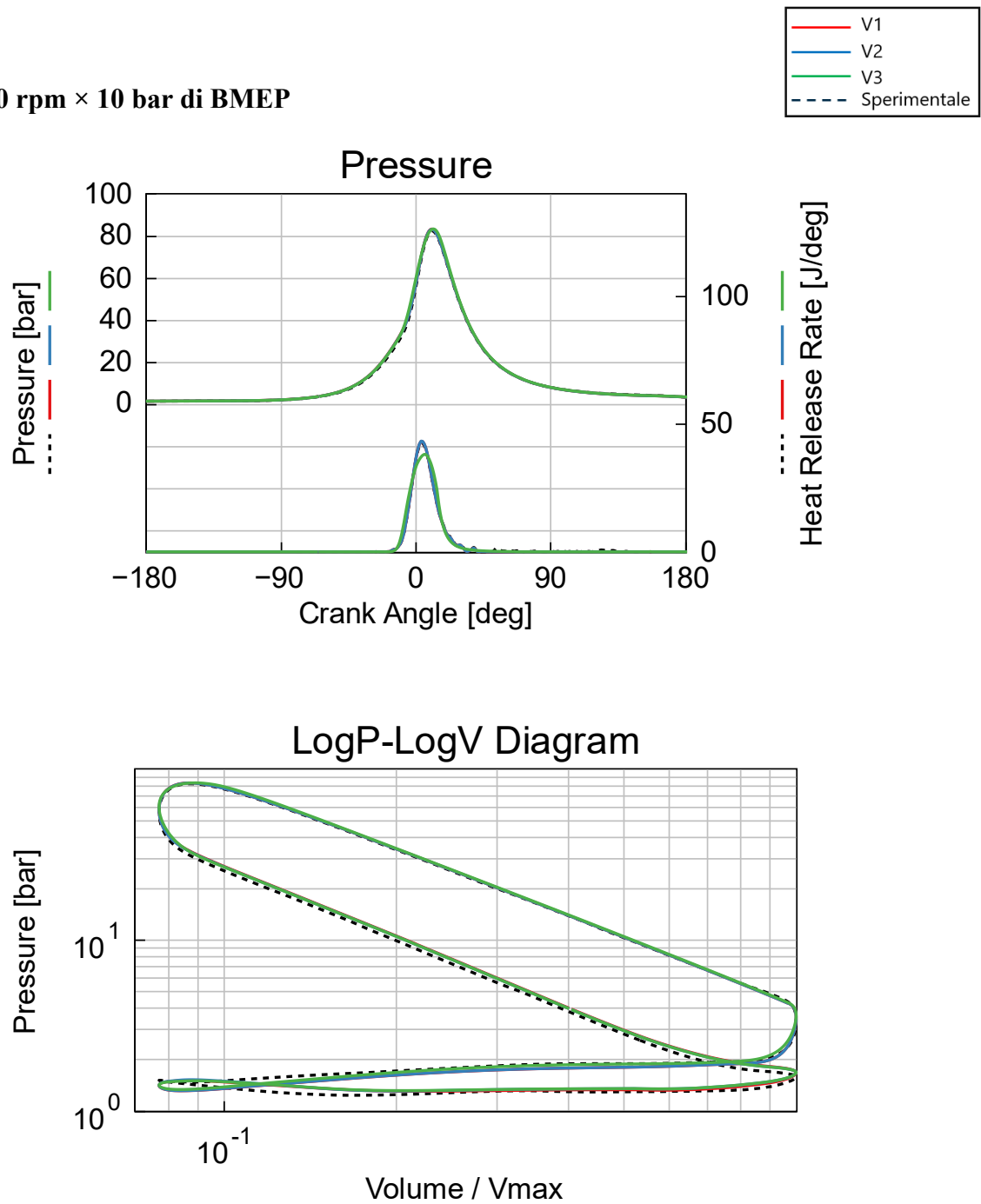


Figura 41: Cicli di pressione punto operativo 4000 rpm x 10 bar di BMEP.

Nel caso ad alto regime, il modello mostra un'elevata correlazione con i dati sperimentali, inclusa la configurazione con combustione predittiva.

L'andamento della pressione in camera di combustione risulta ben sovrapponibile per tutte le versioni, così come il ciclo di pompaggio, confermando la robustezza del modello in diversi punti di funzionamento.

Nel complesso, l'analisi dei cicli di pressione conferma quanto emerso dai correlation plots. Le configurazioni a combustione imposta mostrano una maggiore aderenza al dato sperimentale nella riproduzione del profilo di pressione, mentre la versione con combustione predittiva, pur evidenziando una lieve sottostima del picco e una combustione leggermente più lenta, mantiene una buona coerenza complessiva con i risultati sperimentali. I risultati ottenuti confermano che il modello completo è in grado di descrivere in modo affidabile il comportamento del propulsore su un ampio intervallo di condizioni operative, evidenziando il compromesso necessario nella calibrazione dei parametri del modello di combustione predittivo.

4.4 Modello completo PoliTo

In questa sezione, il dataset sperimentale fornito dal Politecnico di Torino viene applicato al modello completo, con l'obiettivo di estendere il range di correlazione a un maggior numero di casi operativi, compresi quelli prossimi all'incipiente detonazione.

L'analisi è condotta secondo la stessa metodologia adottata per il dataset IFPEN, includendo sia la valutazione delle grandezze principali tramite correlation plots sia il confronto dei cicli di pressione in camera di combustione.

4.4.1 Correlazione del modello

L'analisi del modello completo sui dati acquisiti presso il PoliTo è stata condotta seguendo la stessa metodologia applicata al dataset IFPEN.

Rispetto alla versione precedentemente validata su IFPEN, la versione utilizzata per questo dataset introduce alcune modifiche mirate alla parametrizzazione della linea di scarico, volte a migliorare la rappresentazione della contropressione e delle portate attraverso le valvole di scarico. In particolare:

- Nella linea di scarico, le perdite sono state incrementate riducendo i coefficienti di efflusso (C_d), al fine di ottenere una buona correlazione della pressione ad uscita turbina;
- i coefficienti di efflusso (C_d) delle valvole di scarico sono stati adattati per riflettere le condizioni specifiche del setup sperimentale presso il PoliTo.

Nei correlation plots sono riportati i risultati di due differenti versioni del modello: la versione V1, corrispondente al modello con combustione imposta, e la versione V2, caratterizzata dalla presenza di un modello di combustione predittivo.

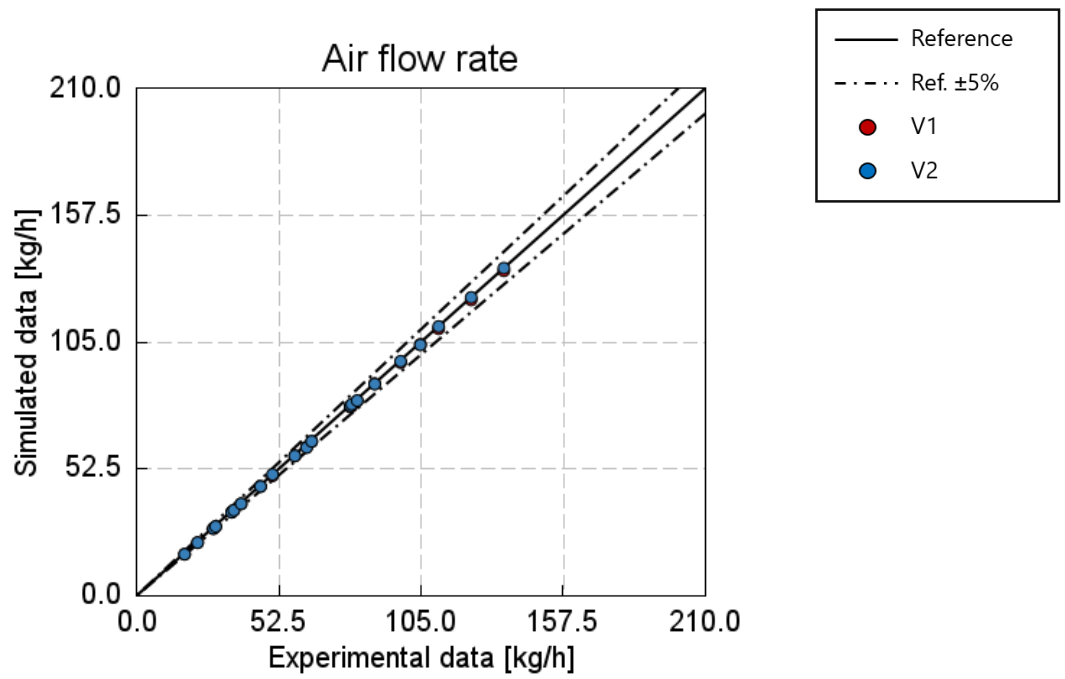


Figura 42: Portata d'aria.

Nella *Figura 42* è riportata la correlazione della portata d'aria. Entrambe le versioni risultano perfettamente correlate, poiché il sistema di controllo agisce direttamente su questa grandezza.

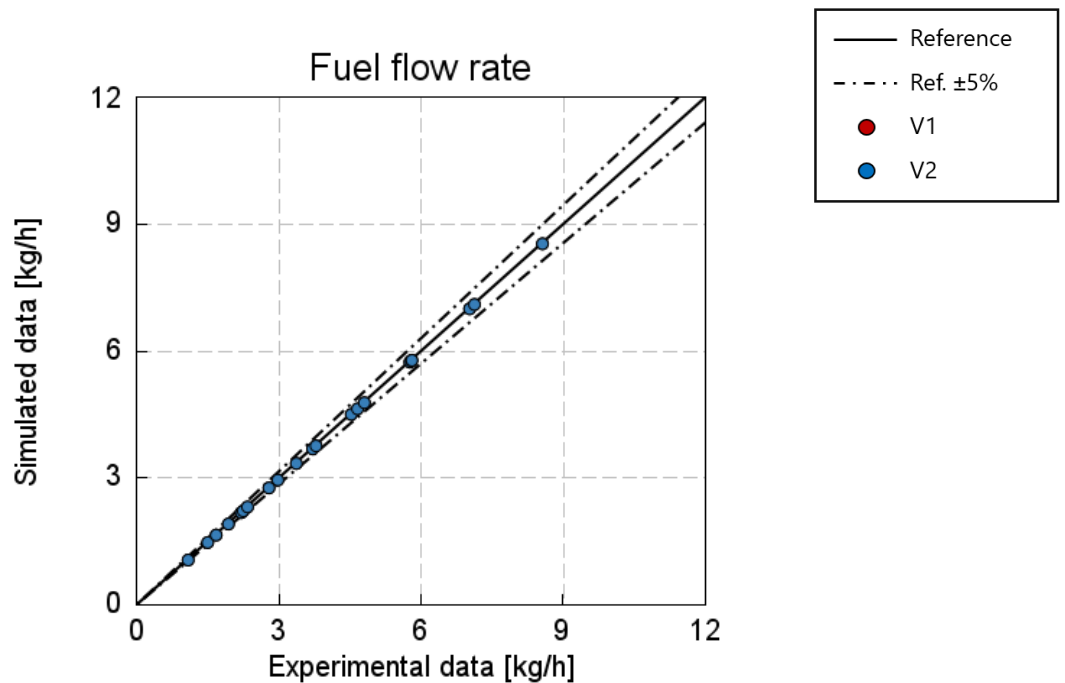


Figura 43: Portata di combustibile.

In *Figura 43* è mostrata la portata di combustibile, che risulta imposta nel modello in entrambe le versioni. Di conseguenza, tutti i punti si collocano sulla bisettrice.

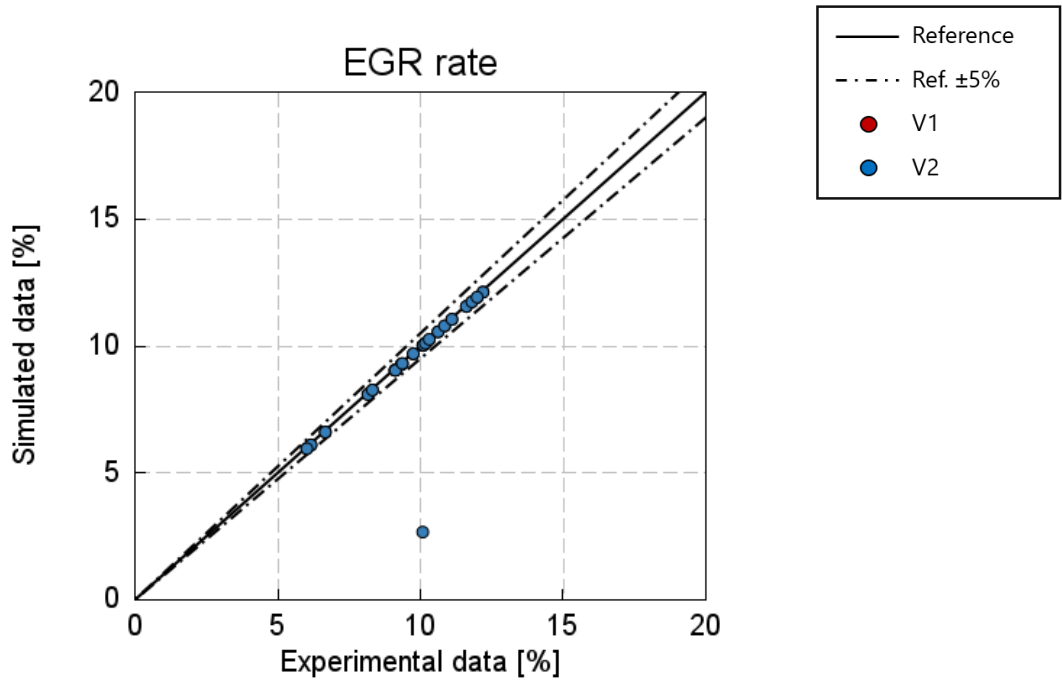


Figura 44: Percentuale di EGR.

In *Figura 44* è possibile valutare il funzionamento del controllore EGR. Si osserva una buona correlazione generale, ad eccezione di un punto che non raggiunge il target. Tale condizione è caratterizzata da un basso regime di rotazione (1000 rpm) e da una BMEP pari a 1.5 bar. Valori così ridotti di giri e BMEP, associati a un elevato tasso di EGR, risultano critici per la simulazione e impediscono la convergenza del controllore.

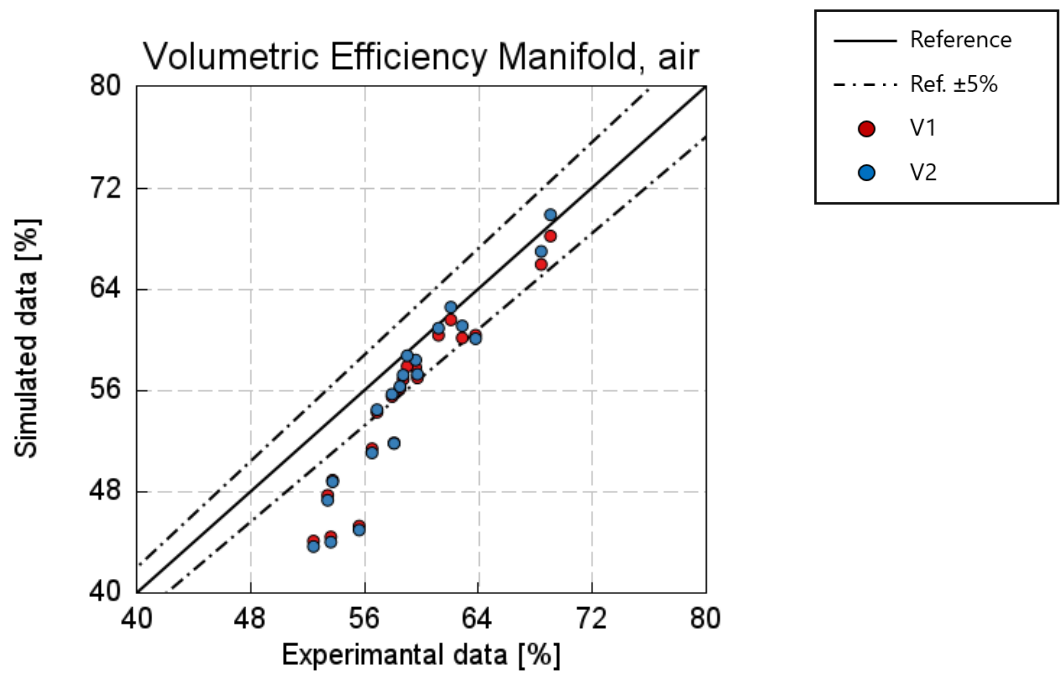


Figura 45: Efficienza volumetrica nel collettore di aspirazione.

L'efficienza volumetrica (valutata nel collettore di aspirazione e considerando esclusivamente l'aria), come mostrato in *Figura 45*, presenta una buona correlazione. La maggior parte dei punti rientra nel margine di errore prefissato. La sottostima osservata in alcune condizioni operative è attribuibile a una sovrastima della pressione P5 all'uscita del WCAC da parte del modello completo.

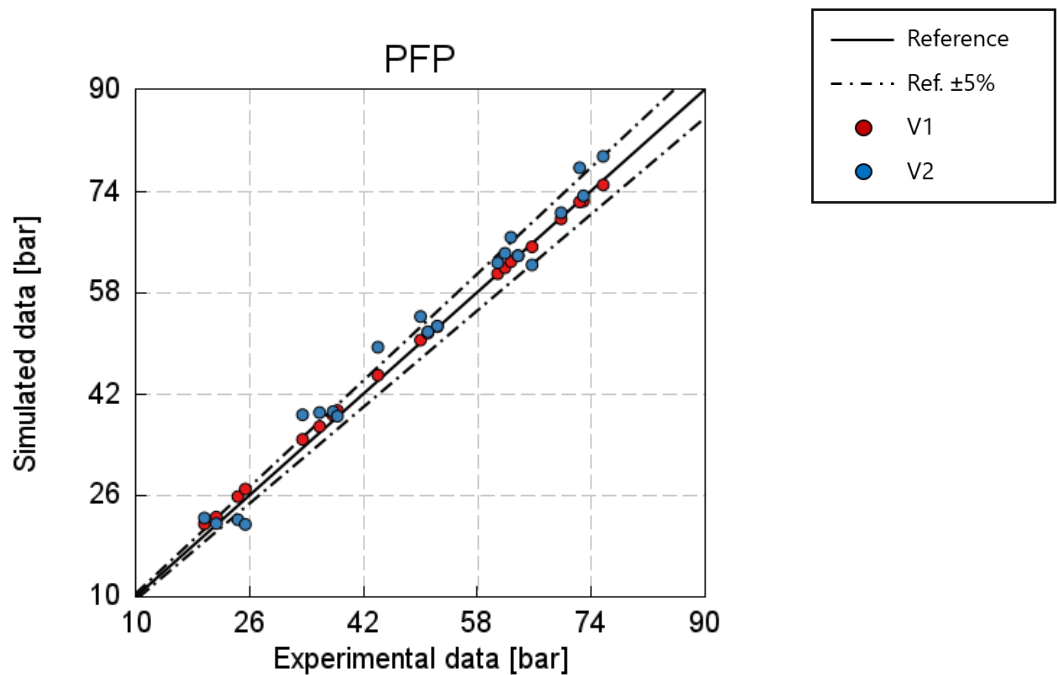


Figura 46: Pressione di picco raggiunta in camera durante la combustione.

In *Figura 46* si può osservare la correlazione del picco di pressione raggiunto in camera. Si nota come la versione V1, con combustione imposta, risulti ben correlata ai dati sperimentali, con numerosi punti prossimi alla bisettrice. La versione V2, basata su combustione predittiva, presenta errori leggermente maggiori, pur mantenendosi prossima al dato sperimentale.

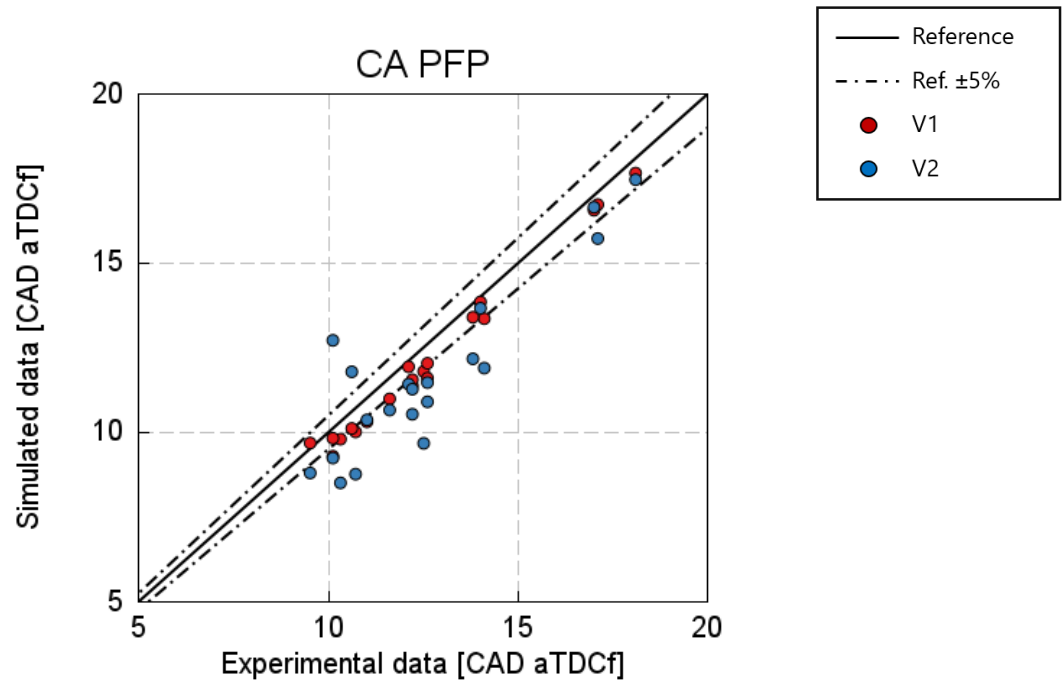


Figura 47: Posizione della pressione di picco raggiunta in camera durante la combustione.

In *Figura 47*, dove è presentata la posizione del picco di pressione in camera, si osserva che il modello a combustione imposta rientra nel margine di errore stabilito. Nel caso del modello con combustione predittiva, il picco di pressione risulta anticipato rispetto al dato sperimentale, indicando un processo di combustione simulato più rapido rispetto alla realtà.

Per analizzare il corretto funzionamento del turbocompressore sono stati monitorati diversi parametri all'interno delle componenti modellate.

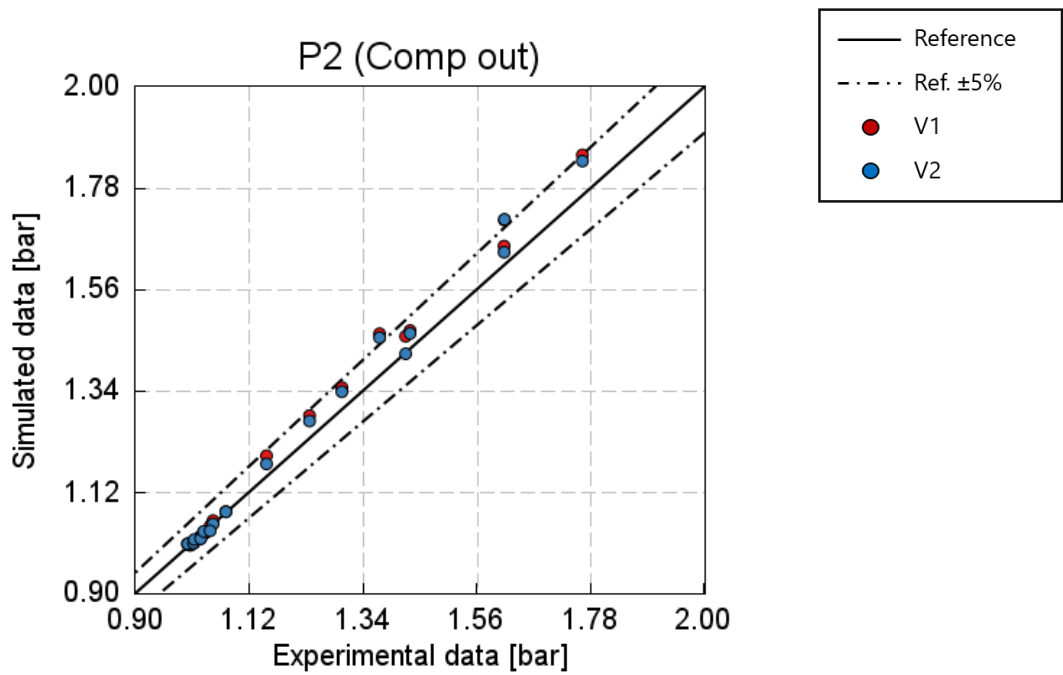


Figura 48: Pressione in uscita compressore.

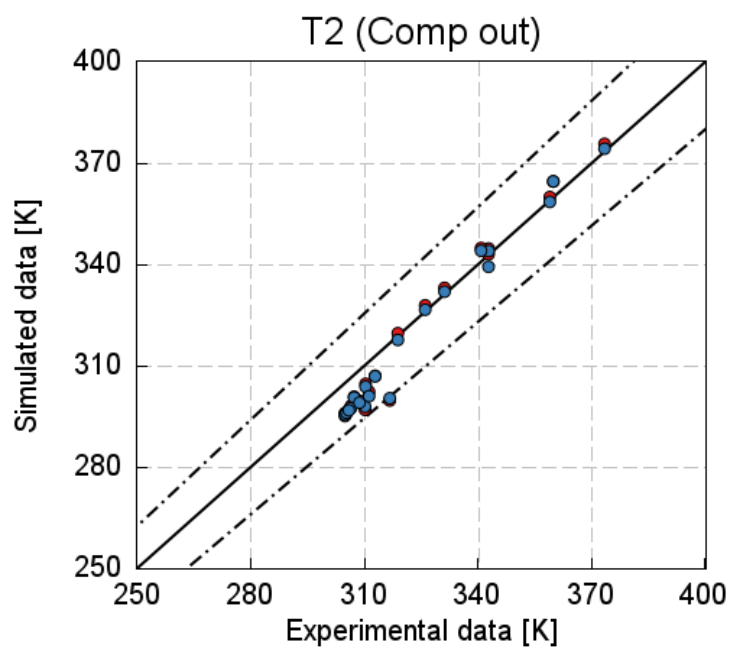


Figura 49: Temperatura in uscita compressore.

I valori di pressione e temperatura a valle del compressore (P2 e T2) risultano correttamente riprodotti dal modello in entrambe le versioni. La pressione P2 è strettamente collegata a P5, che in questo dataset, a differenza di quello IFPEN, non è imposta.

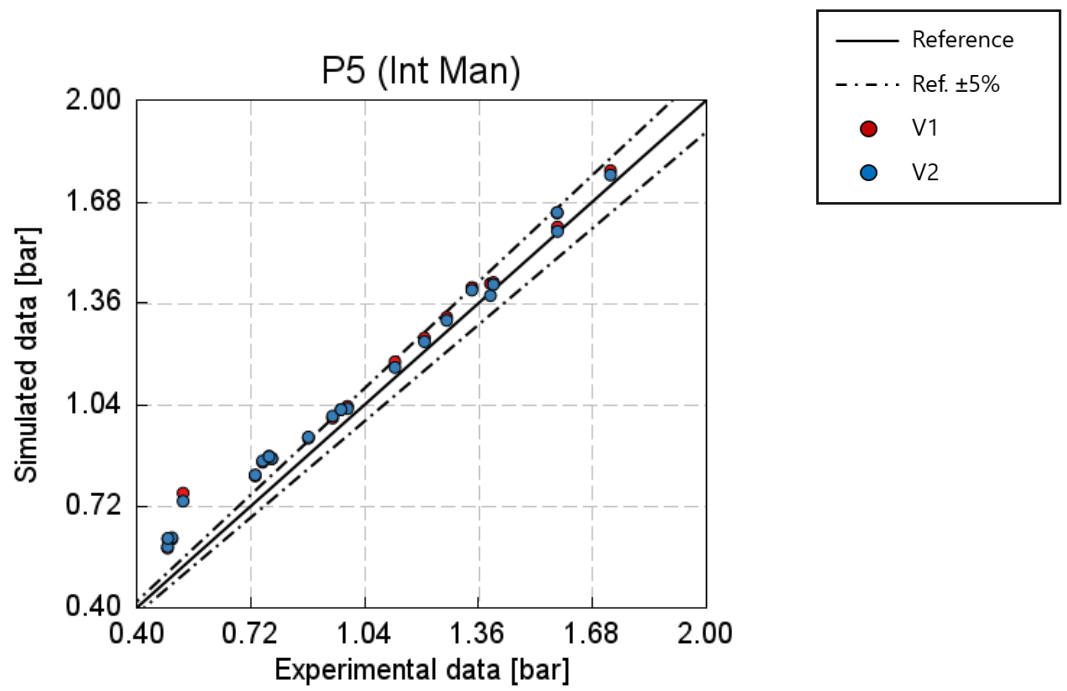


Figura 50: Pressione in uscita dal WCAC.

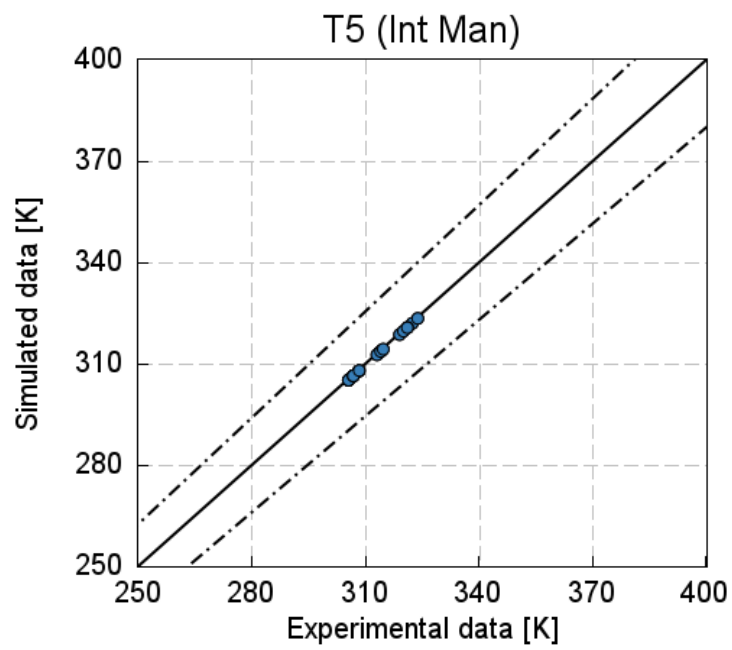


Figura 51: Temperatura in uscita dal WCAC.

Come mostrato in *Figura 50*, i valori di P5 (uscita WCAC) risultano leggermente sovrastimati nelle condizioni di bassi giri e basso carico, come deducibile dall'andamento della volumetric efficiency. Tale discrepanza può essere attribuita a mappe del turbocompressore non perfettamente rappresentative del componente reale e a una ridotta laminazione da parte della valvola a farfalla. La temperatura T5, invece, risulta imposta nel modello.

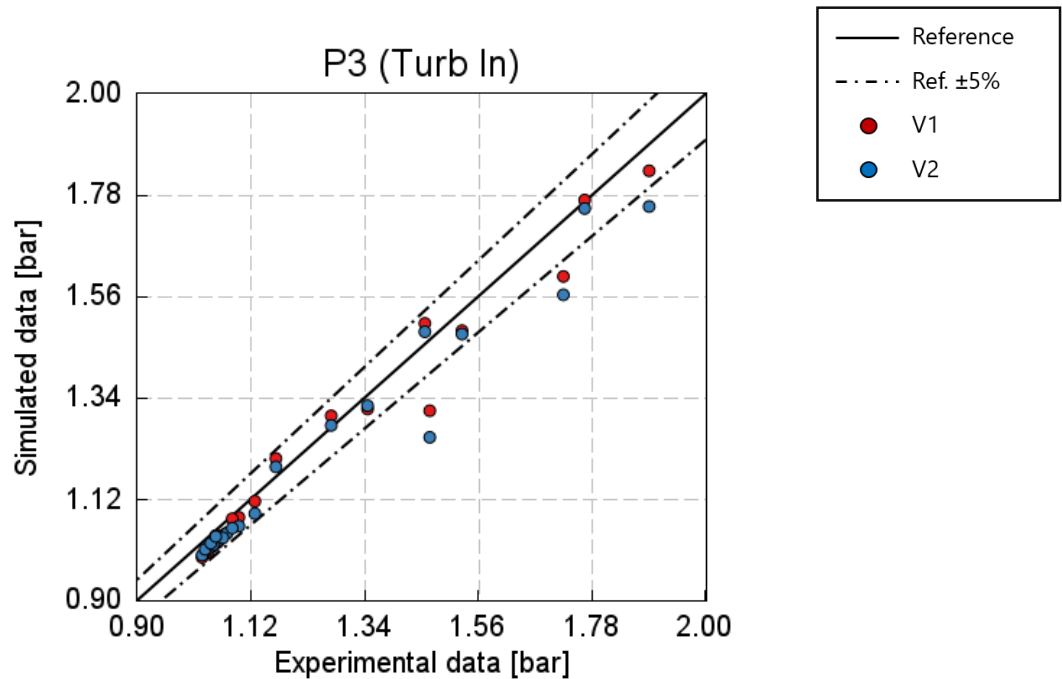


Figura 52: Pressione in ingresso turbina.

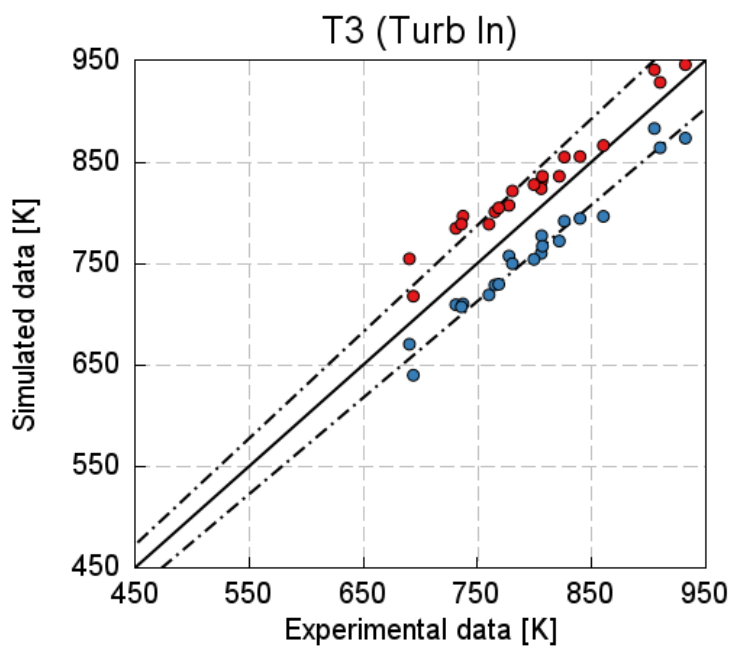


Figura 53: Temperatura in ingresso turbina.

Anche per quanto riguarda pressione e temperatura in ingresso turbina si osserva una buona correlazione. Le differenze tra combustione imposta e predittiva sono riconducibili alla diversa modellazione del processo di combustione. In particolare, T3 calcolata con il modello predittivo risulta essere più bassa poiché la velocità di combustione è maggiore rispetto al caso sperimentale.

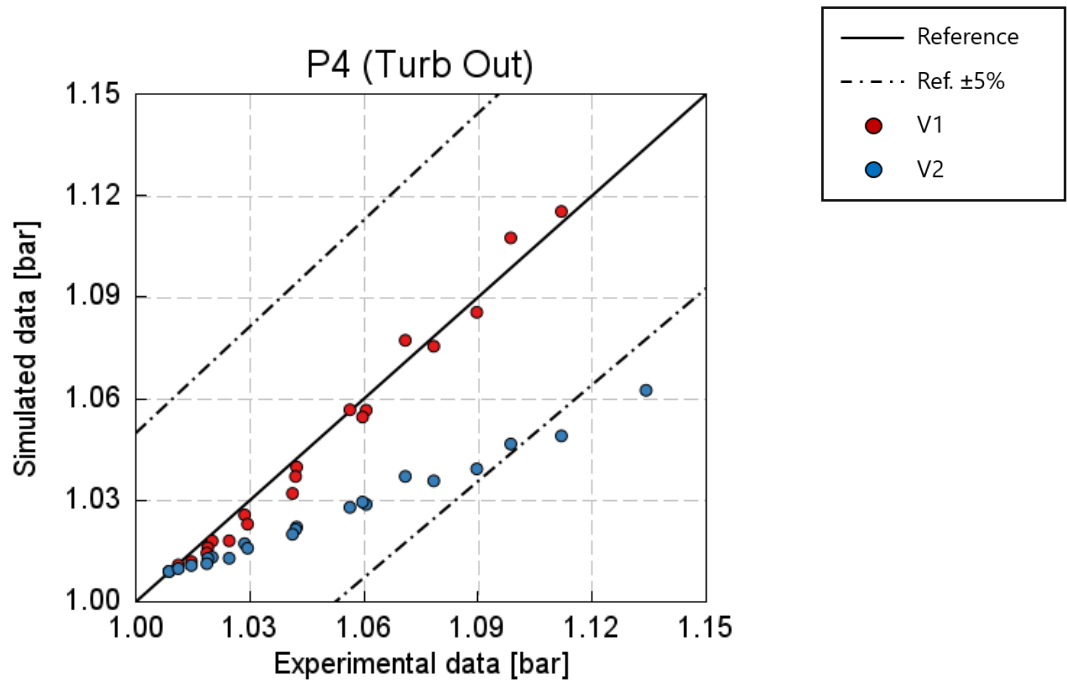


Figura 54: Pressione in uscita turbina.

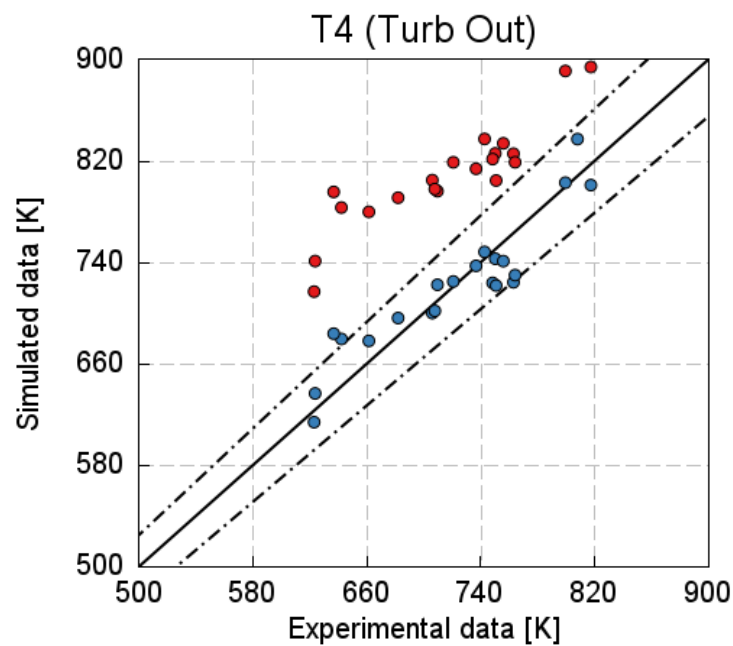


Figura 55: Temperatura in uscita turbina.

Il valore di P4 (pressione a valle della turbina) rientra nel margine di errore desiderato, pur mostrando differenze tra le due versioni. Nella V1 le perdite nei condotti di scarico sono state specificamente adattate al dataset PoliTo. Nella V2, invece, è stata mantenuta la configurazione della linea di scarico utilizzata per IFPEN, poiché ciò consente un miglioramento nella simulazione della combustione e del ciclo di pressione.

Per quanto riguarda la temperatura T4, si osserva un comportamento analogo a T3.

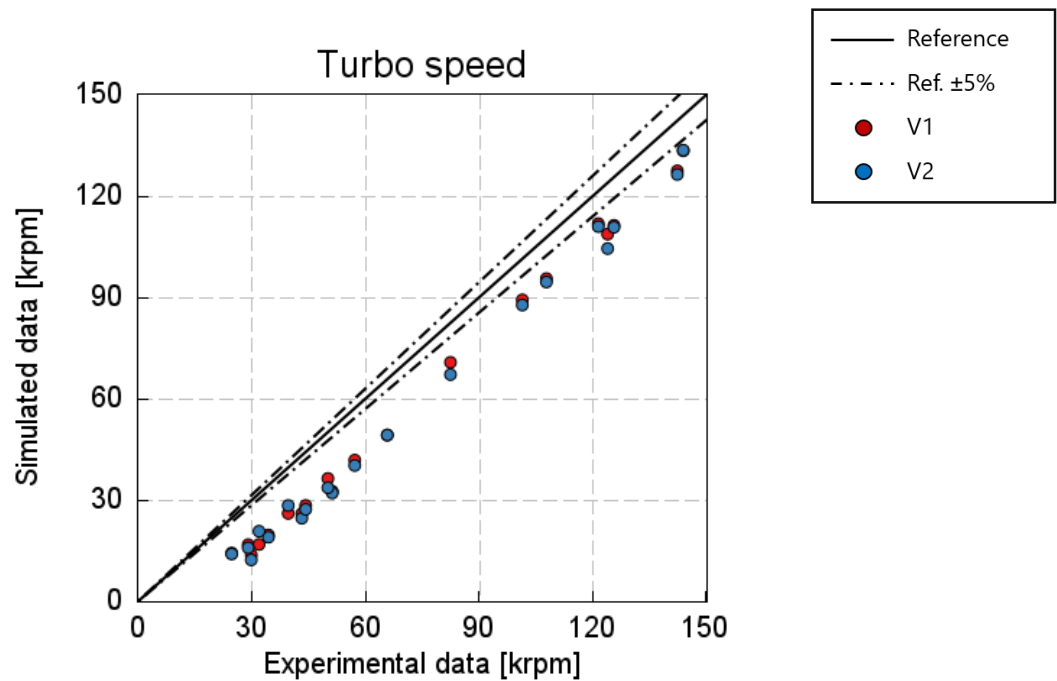


Figura 56: Velocità di rotazione del turbocompressore.

La velocità di rotazione del turbocompressore risulta sottostimata in entrambe le versioni. L'errore è attribuibile a una sottostima da parte del modello che simula il comportamento del turbocompressore rispetto a questo dataset.

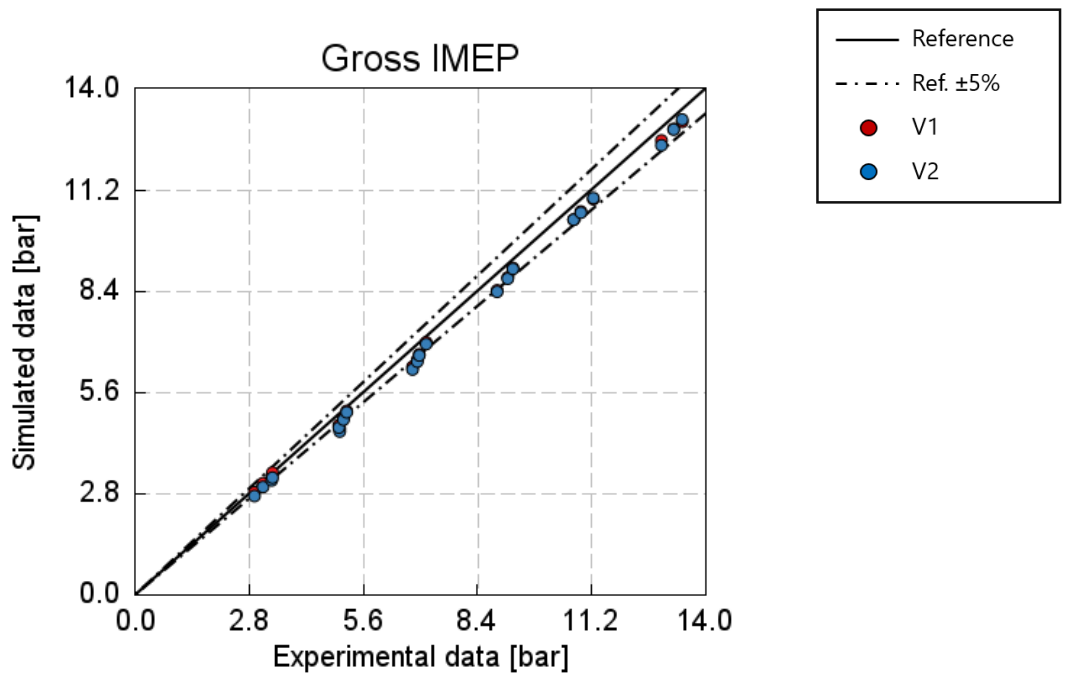


Figura 57: Correlazione gross IMEP.

Infine, dal correlation plot in *Figura 57* si osserva una buona correlazione dell'IMEP, con una lieve sottostima rispetto al dato sperimentale.

4.4.2 Cicli di pressione casi PoliTo

Per completare la validazione del modello, è stato effettuato il confronto tra i cicli di pressione simulati e sperimentali relativi al dataset acquisito presso il Politecnico di Torino. Rispetto al dataset IFPEN, questi casi includono un maggior numero di punti di funzionamento con alcuni prossimi alle condizioni di incipiente detonazione.

Analogamente a quanto mostrato nella sezione precedente, il confronto è stato effettuato analizzando sia l'andamento della pressione in funzione dell'angolo di manovella sia i diagrammi $\log p$ – $\log V$. In questa sezione l'attenzione è posta principalmente sulle differenze introdotte dal modello di combustione predittivo rispetto alla configurazione a combustione imposta.

Caso 1: 2000 rpm $\times$ 8 bar di BMEP

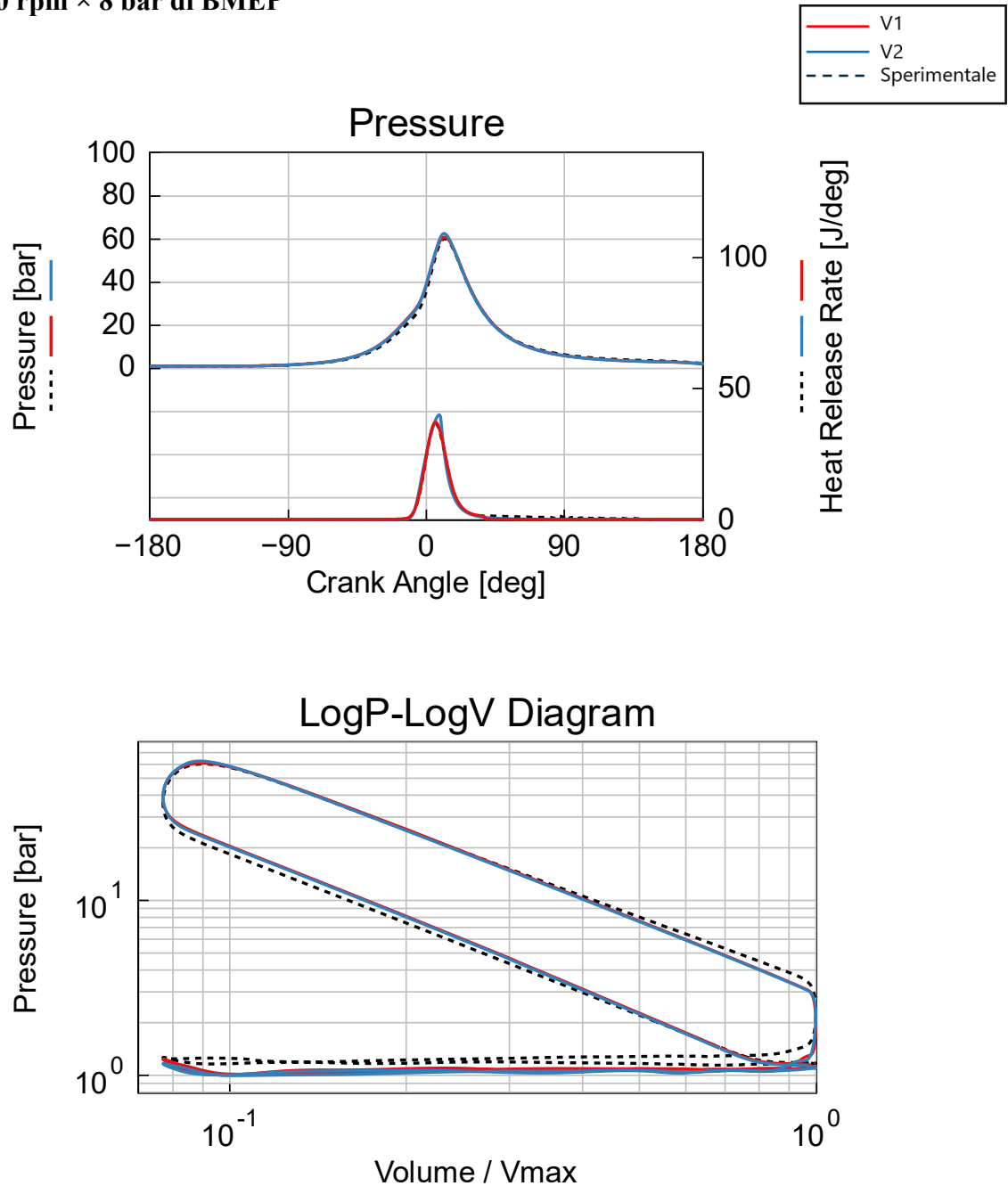


Figura 58: Cicli di pressione punto operativo 2000 rpm $\times$ 8 bar di BMEP.

I grafici mostrano una buona concordanza tra simulazione e dati sperimentali per entrambe le configurazioni del modello. Si può osservare una lieve discrepanza con i dati sperimentali da parte di entrambe le versioni nella corsa di compressione causata probabilmente da un rapporto di compressione non perfettamente simulato da parte del modello. Inoltre, il ciclo di pompaggio risulta traslato a pressioni più basse. Il modello di combustione predittivo è stato in grado di simulare correttamente il processo di combustione reale.

Caso 2: 2500 rpm $\times$ 10 bar di BMEP

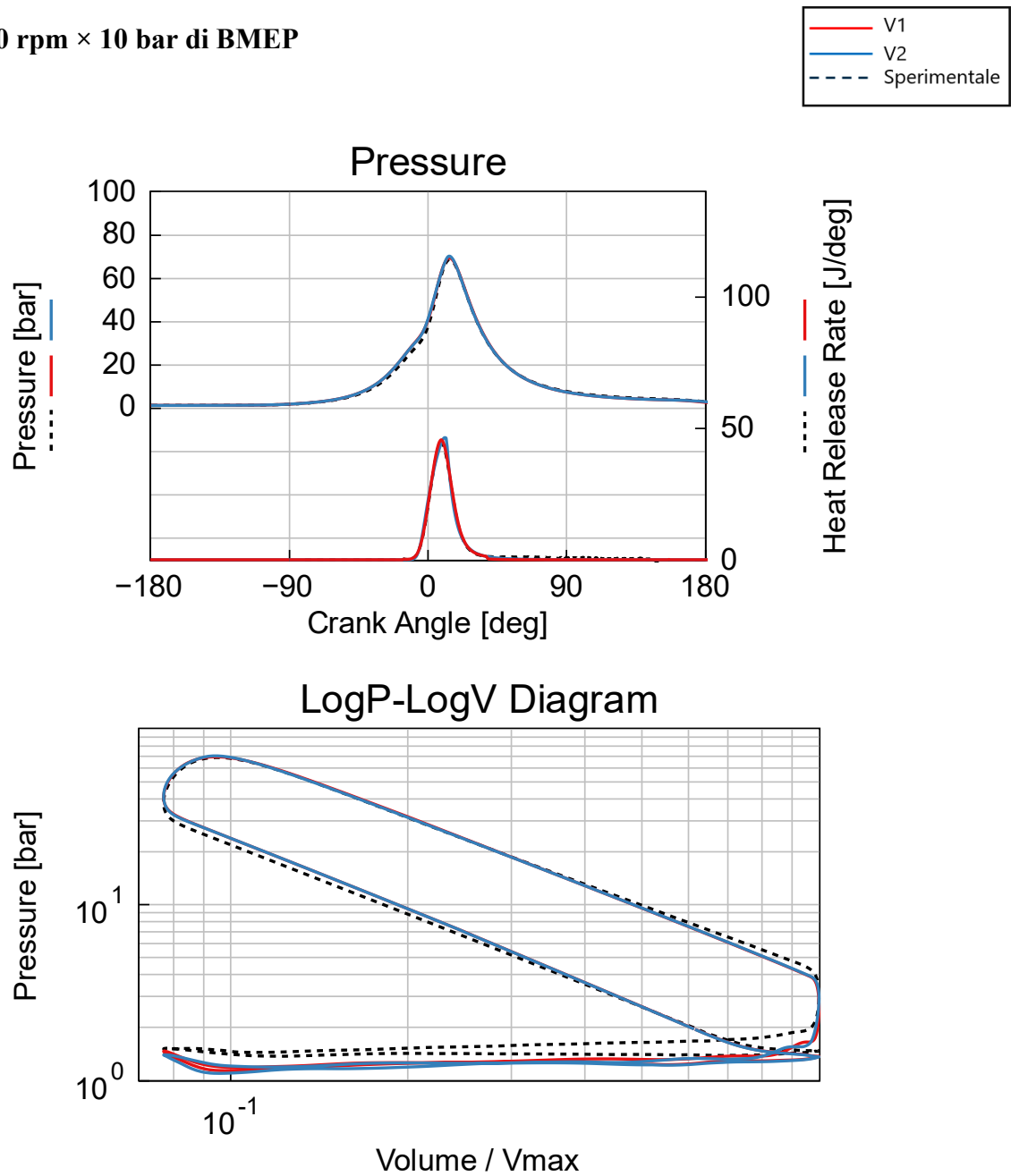


Figura 59: Cicli di pressione punto operativo 2500 rpm $\times$ 10 bar di BMEP.

Ciò che si è osservato nel caso precedente è visibile anche in questo. Il rapporto di compressione è leggermente sovrastimato nel modello e il ciclo di pompaggio presenta una sezione ridotta e a pressioni più basse. Il modello di combustione predittivo offre ottimi risultati.

Caso 3: 3000 rpm $\times$ 12 bar di BMEP

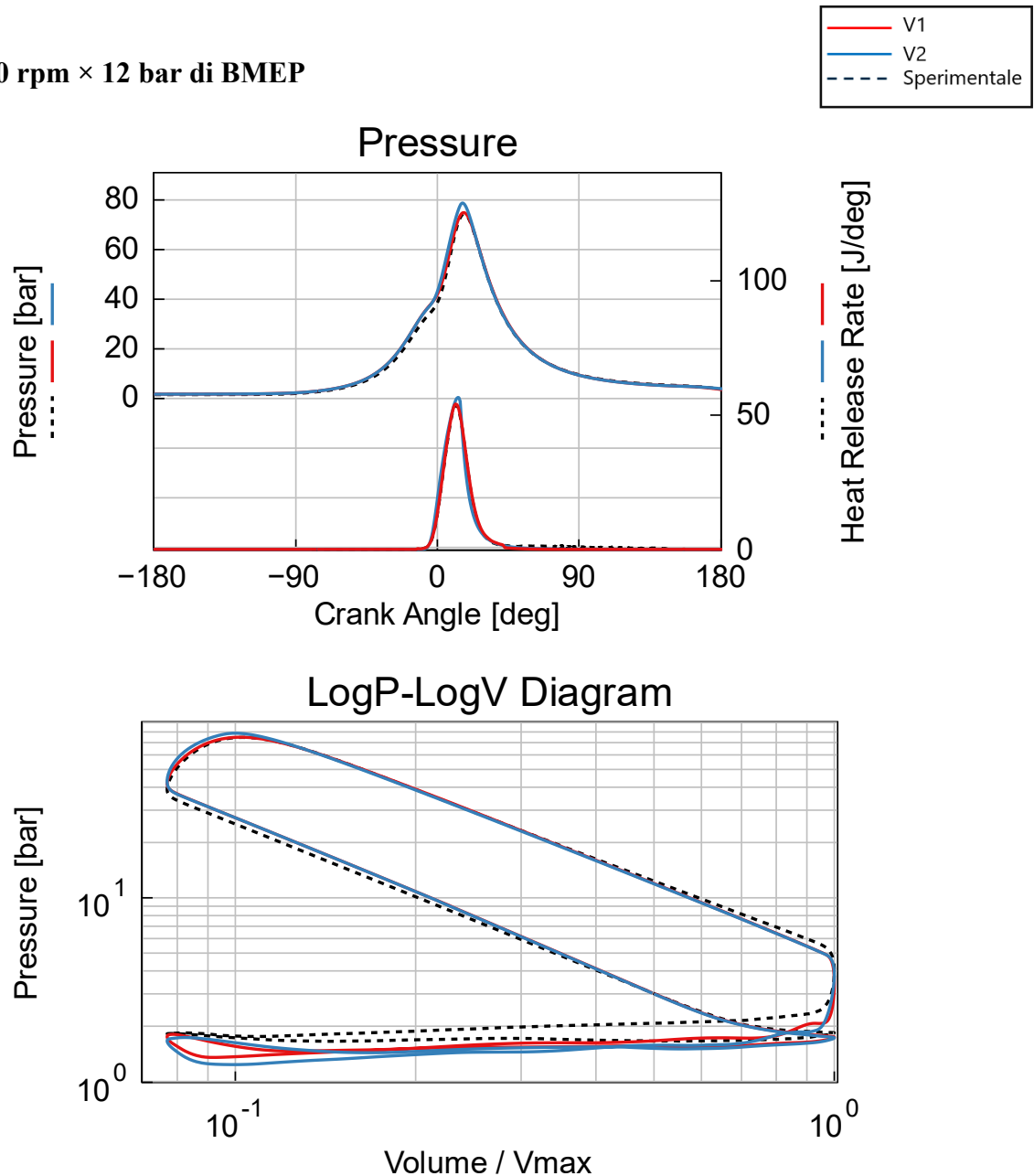


Figura 60: Cicli di pressione punto operativo 3000 rpm $\times$ 12 bar di BMEP.

Nel caso analizzato nella *Figura 60* è presente un lieve scostamento del picco di combustione nel caso di modello predittivo. Sono presenti, inoltre, le discrepanze osservate nei casi precedenti. I risultati di combustione risultano comunque soddisfacenti.

Nel complesso, l'analisi dei cicli di pressione conferma la capacità del modello di descrivere in modo affidabile il comportamento del motore anche su un dataset con un ampio range di giri e carico. Le configurazioni a combustione imposta mostrano, come atteso, una maggiore aderenza ai dati sperimentali, mentre il modello predittivo introduce lievi differenze nella fasatura della combustione, legate alla modellazione autonoma del rilascio di calore.

Nonostante tali discrepanze, la correlazione complessiva rimane buona per tutti i punti analizzati, confermando la robustezza del modello. In particolare, per questi punti di funzionamento risulta fondamentale avere un'ottima correlazione per quanto riguarda la combustione poiché è determinante per il fenomeno di detonazione e quindi per la successiva analisi.

4.5 Conclusioni

Nel presente capitolo sono stati analizzati e discussi i risultati ottenuti dalle simulazioni numeriche, con l'obiettivo di valutare la capacità del modello di riprodurre il comportamento del motore nelle diverse condizioni operative considerate. L'analisi è stata condotta seguendo un approccio progressivo, partendo dalla correlazione del modello CPOA fino alla validazione del modello completo sui dataset sperimentali forniti da IFPEN e dal Politecnico di Torino.

In una prima fase è stata verificata la capacità del modello CPOA di ricostruire correttamente la traccia di pressione in camera di combustione. I risultati ottenuti mostrano un'elevata coerenza tra dati simulati e sperimentali su un ampio intervallo di condizioni operative, comprendente differenti regimi di rotazione, livelli di carico e strategie di diluizione della miscela. La buona ricostruzione delle tracce di pressione ha consentito di estrarre in modo affidabile le leggi di rilascio del calore e la frazione di massa bruciata, elementi fondamentali per l'inizializzazione e la successiva calibrazione del modello completo.

Successivamente è stata analizzata la correlazione del modello completo del motore. L'introduzione delle geometrie aggiornate dei condotti e del modello di combustione predittivo ha permesso di migliorare la capacità descrittiva del modello, mantenendo una buona accuratezza nella previsione delle principali grandezze globali del sistema. I correlation plots hanno evidenziato come la maggior parte dei parametri analizzati rientri nel margine di errore prefissato del $\pm 5\%$, confermando la validità della strategia di calibrazione adottata. L'adozione della combustione predittiva ha reso il modello indipendente dai dati sperimentali nella definizione della legge di rilascio del calore, introducendo tuttavia lievi discrepanze nella stima del picco di pressione e della sua fasatura.

L'analisi dei cicli di pressione ha ulteriormente confermato la capacità del modello di riprodurre in modo realistico l'evoluzione della pressione nel cilindro durante l'intero ciclo motore. Le configurazioni a combustione imposta mostrano, come atteso, una maggiore aderenza ai dati sperimentali, mentre il modello predittivo evidenzia una combustione leggermente più lenta o con piccole variazioni di fasatura, pur mantenendo una buona coerenza complessiva.

La validazione condotta sul dataset indipendente del Politecnico di Torino ha inoltre permesso di verificare la robustezza del modello su un range operativo più ampio, includendo condizioni prossime all'insorgenza della detonazione. Anche in questo caso il modello è risultato in grado di riprodurre con buona accuratezza sia le grandezze globali sia i cicli di pressione, confermando la solidità della metodologia di modellazione e calibrazione adottata.

Nel complesso, i risultati ottenuti dimostrano che il modello sviluppato rappresenta uno strumento affidabile per l'analisi del comportamento del motore in diverse condizioni operative. La capacità predittiva raggiunta costituisce una base solida per le successive analisi dedicate allo studio del processo di combustione e dei fenomeni di knock, che verranno approfonditi nel capitolo successivo.

5 Risultati modello di detonazione

In questo capitolo vengono presentati i risultati relativi allo sviluppo, alla calibrazione e alla validazione del modello di detonazione descritto nel Capitolo 3. L'analisi è stata condotta utilizzando il dataset sperimentale fornito dal Politecnico di Torino, che comprende 21 punti di funzionamento del motore distribuiti su un ampio intervallo di regime di rotazione, carico e condizioni di diluizione della carica come visibile in *Figura 61*:

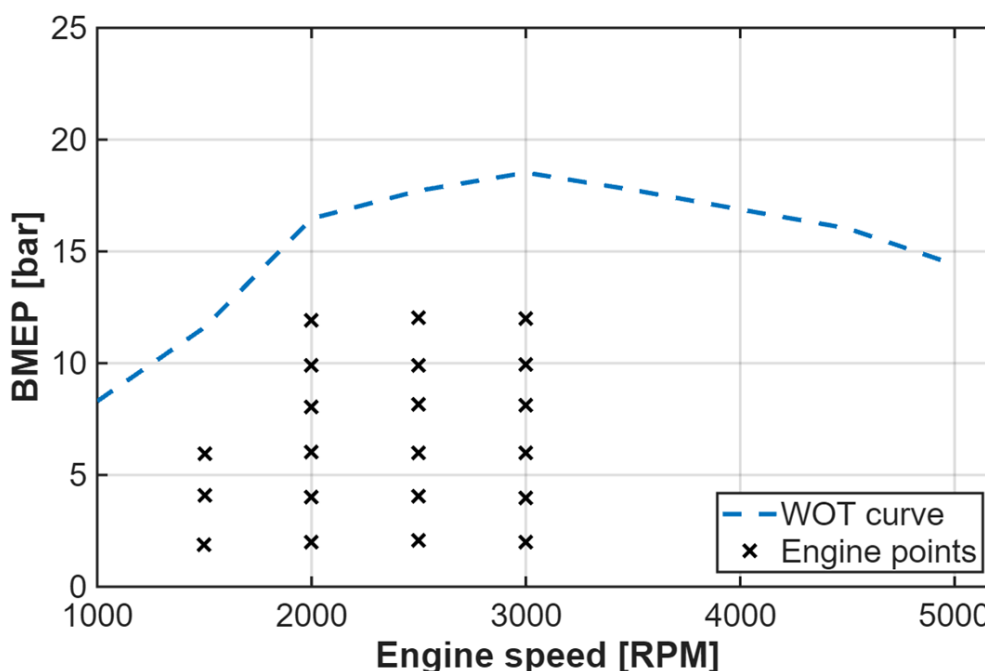


Figura 61: Curva di full load con i punti di funzionamento dataset PoliTo.

Attraverso l'analisi dei segnali di pressione nel cilindro è stato possibile identificare le condizioni operative caratterizzate da incipiente detonazione. In particolare, su un totale di 21 punti analizzati, 7 condizioni operative hanno mostrato la presenza di oscillazioni del segnale di pressione ad alta frequenza generate dall'autoaccensione dell'end-gas, tipiche del fenomeno di knock. Tali punti sono stati utilizzati come riferimento per la calibrazione del modello di detonazione mediante approccio Three Pressure Analysis (TPA). Successivamente, i parametri ottenuti sono stati implementati nel Digital Twin del motore, con l'obiettivo di verificare la capacità del modello di prevedere l'insorgenza della detonazione e di supportare lo sviluppo di strategie di controllo dell'anticipo di accensione.

Il capitolo è strutturato come segue:

- Sezione 5.1 – Analisi sperimentale: viene presentata l'analisi dei segnali di pressione nel cilindro finalizzata all'identificazione dei punti di funzionamento caratterizzati da incipiente detonazione;
- Sezione 5.2 – Modello TPA: vengono illustrati i risultati della calibrazione del modello di detonazione mediante approccio *Three Pressure Analysis* (TPA);
- Sezione 5.3 – Modello completo: viene descritta la validazione del modello di detonazione all'interno del modello completo del motore e viene analizzato il funzionamento del controllore di knock implementato nel *Digital Twin*.

5.1 Analisi sperimentale

La prima fase dell'analisi ha riguardato l'identificazione sperimentale delle condizioni operative caratterizzate da incipiente detonazione. A tal fine sono state analizzate le tracce di pressione nel cilindro acquisite durante le prove sperimentali condotte presso il Politecnico di Torino.

Il dataset sperimentale considerato comprende complessivamente 21 punti di funzionamento del motore, ottenuti variando il regime di rotazione, il carico motore e il livello di diluizione della carica riportati in *Tabella 23*:

<i>Giri [rpm]</i>	<i>BMEP [bar]</i>	<i>Lambda [-]</i>	<i>EGR [%]</i>
1500	2	1.12	10.1
1500	4	1.17	6.1
1500	6	1.19	6.6
2000	2	1.04	9.3
2000	4	1.13	9.1
2000	6	1.17	10.6
2000	8	1.18	12.2
2000	10	1.17	10.1
2000	12	1.05	9.1
2500	2	1.04	8.1
2500	4	1.13	10.1
2500	6	1.17	11.6
2500	8	1.17	11.8
2500	10	1.16	10.8

2500	12	1.09	9.7
3000	2	1.04	6.0
3000	4	1.20	8.3
3000	6	1.21	11.1
3000	8	1.24	12.0
3000	10	1.21	10.3
3000	12	1.10	9.3

Tabella 23: Dataset completo punti PoliTo.

Per ciascun punto sono stati acquisiti 500 cicli consecutivi di pressione nel cilindro, con una risoluzione angolare pari a 0.1° di angolo di manovella (CAD).

Poiché il segnale di pressione è acquisito in funzione dell'angolo di manovella, la frequenza di campionamento dipende dal regime di rotazione del motore come riportato nella seguente equazione:

$$f_s = \frac{n}{60} \cdot N_{rev} \quad (13)$$

dove n rappresenta il regime motore espresso in rpm e N_{rev} il numero di campioni acquisiti per giro dell'albero motore. Con una risoluzione angolare di 0.1° CA risultano 3600 campioni per giro, equivalenti a 7200 campioni per ciclo completo a quattro tempi. La frequenza di campionamento varia quindi con il regime motore assumendo valori compresi tra circa 90 kHz a 1500 rpm e 180 kHz a 3000 rpm, mentre la durata del ciclo motore varia tra circa 80 ms e 40 ms. La banda di frequenza associata alle oscillazioni di detonazione è stata determinata a partire dall'analisi delle modalità acustiche della camera di combustione.

La frequenza di risonanza della camera può essere approssimata mediante la relazione:

$$f_{m,n} = \frac{\alpha_{m,n} c}{\pi B} \quad (14)$$

dove

- $\alpha_{m,n}$ rappresenta i coefficienti associati alle radici della funzione di Bessel;
- B è il diametro del cilindro;
- c è la velocità del suono nel gas.

La velocità del suono è stata calcolata come:

$$c = \sqrt{\gamma \frac{R}{M} T} \quad (15)$$

Dove:

- γ è il coefficiente adiabatico;
- R è la costante universale dei gas;
- M è la massa molare del gas;
- T è la temperatura dei gas in camera.

Utilizzando le temperature medie stimate nel cilindro per i diversi punti motore, comprese tra circa 1800 K e 2500 K, si ottengono velocità del suono comprese tra circa 850 m/s e 1000 m/s. Il calcolo delle frequenze di risonanza per i diversi modi acustici ha mostrato che le oscillazioni caratteristiche del fenomeno di detonazione si collocano in un intervallo di frequenza compreso approssimativamente tra 5 kHz e 45 kHz.

Per verificare la correttezza della banda di frequenza individuata è stata condotta un'analisi spettrale dei segnali di pressione, finalizzata alla costruzione dello spettro di pressione.

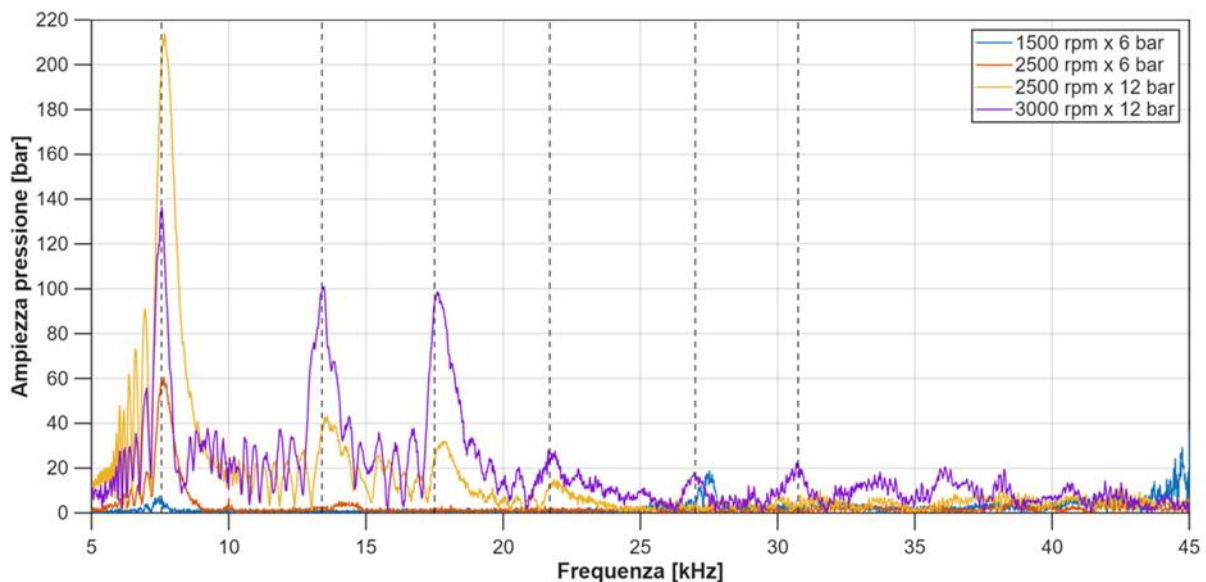


Figura 62: Pressure spectrum.

La *Figura 62* riporta lo spettro di pressione per alcuni punti di funzionamento rappresentativi. Nel grafico sono evidenziate le frequenze associate alle principali modalità di risonanza della camera di combustione.

Si osserva come il contenuto energetico del segnale risulti concentrato nella banda compresa tra 5 kHz e 33 kHz, confermando la correttezza dell'intervallo di filtraggio adottato per l'analisi del knock.

Per isolare le componenti del segnale associate alla detonazione, le tracce di pressione sono state filtrate mediante un filtro Butterworth passa-banda di quinto ordine. Il segnale filtrato $p_f(\theta)$ evidenzia quindi esclusivamente le oscillazioni ad alta frequenza generate dall'autoaccensione dell'end-gas, eliminando la componente principale del segnale legata all'evoluzione termodinamica del ciclo motore.

Per valutare l'emergere del fenomeno di detonazione rispetto al rumore di fondo è stato inoltre analizzato il Signal-to-Noise Ratio (SNR) definito come:

$$SNR(\theta) = \frac{ID_{max}(\theta)}{ID_{min}(\theta)} \quad (16)$$

dove

- ID_{max} rappresenta il ciclo più detonante;
- ID_{min} rappresenta il ciclo meno detonante.

L'indice di detonazione ID è stato calcolato come:

$$ID = \int_{t_1}^{t_2} \left| \frac{dp^*}{dt} \right| dt \quad (17)$$

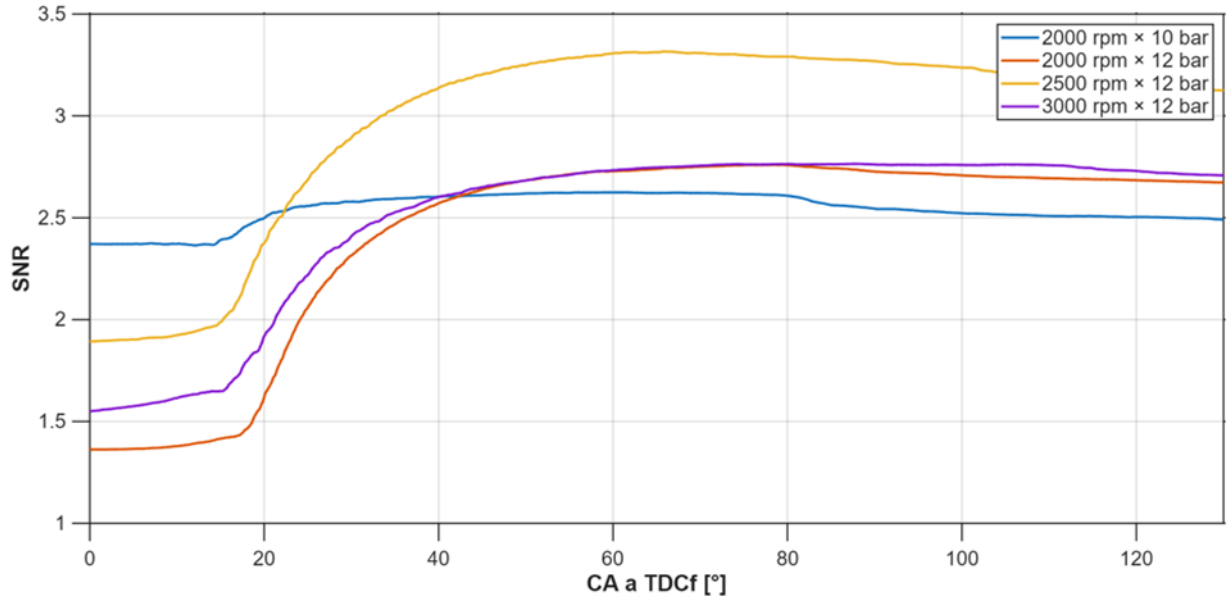


Figura 63: Signal to noise ratio.

La Figura 63 mostra l'andamento dell'SNR in funzione dell'angolo di manovella per alcuni punti motore rappresentativi. Si osserva come il segnale associato alla detonazione emerga chiaramente dal rumore di fondo immediatamente dopo il punto morto superiore e si stabilizzi prima degli 80° CA.

Per caratterizzare quantitativamente l'intensità della detonazione è stato utilizzato il parametro MAPO (Maximum Amplitude of Pressure Oscillations) definito come:

$$MAPO_i = \max_{\theta \in [0,70]} p_f(\theta) - \min_{\theta \in [0,70]} p_f(\theta) \quad (18)$$

dove il pedice i identifica il singolo ciclo analizzato.

Per ciascun punto motore è stato quindi calcolato il valore medio del parametro MAPO sui 500 cicli disponibili:

$$M\bar{A}PO = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N MAPO_i \quad (19)$$

con $N = 500$.

La soglia di identificazione della detonazione è stata quindi definita come:

$$MAPO_{th} = 2.8 \cdot M\bar{A}PO \quad (20)$$

Un ciclo è stato classificato come detonante quando:

$$MAPO_i > MAPO_{th} \quad (21)$$

Il numero di cicli detonanti per ciascun punto è stato quindi determinato come:

$$N_{knock} = \sum_{i=1}^N 1(MAP O_i > MAPO_{th}) \quad (22)$$

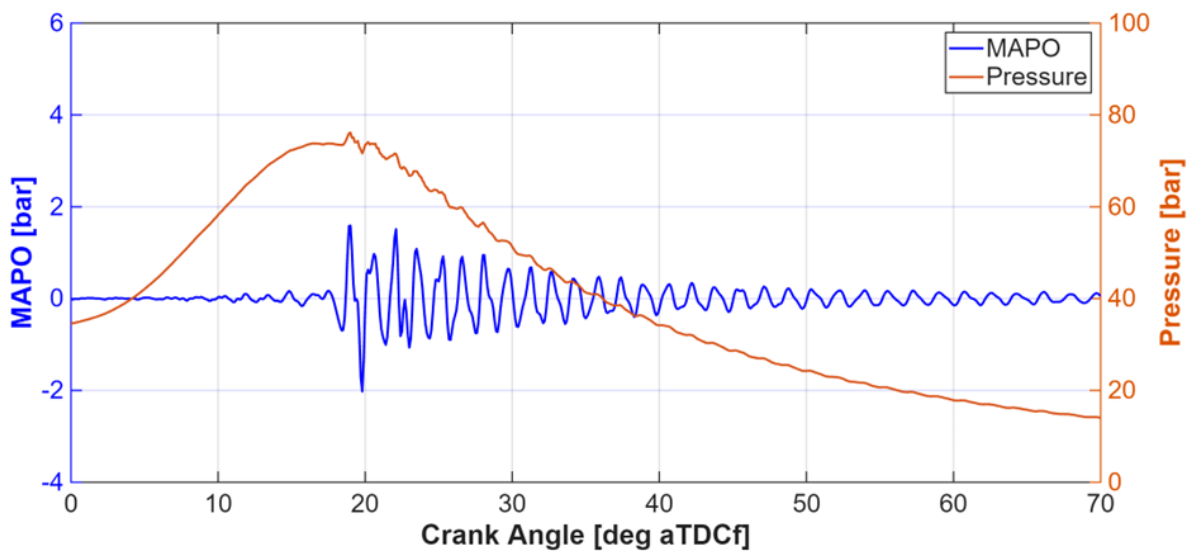


Figura 64: Andamento pressione e MAPO del ciclo 2000 rpm x 12 bar di BMEP caratterizzato dal massimo valore di MAPO.

La Figura 64 mostra il ciclo caratterizzato dalla massima ampiezza di oscillazioni per il punto di funzionamento 2000 rpm $\times$ 12 bar di BMEP. Nel grafico sono riportati sia la pressione nel cilindro sia l'andamento del MAPO del singolo ciclo. È possibile osservare come, immediatamente dopo il picco di pressione, compaiano oscillazioni ad alta frequenza del segnale di pressione. Tali oscillazioni sono associate all'eccitazione delle modalità acustiche della camera di combustione conseguente all'autoaccensione della miscela non bruciata.

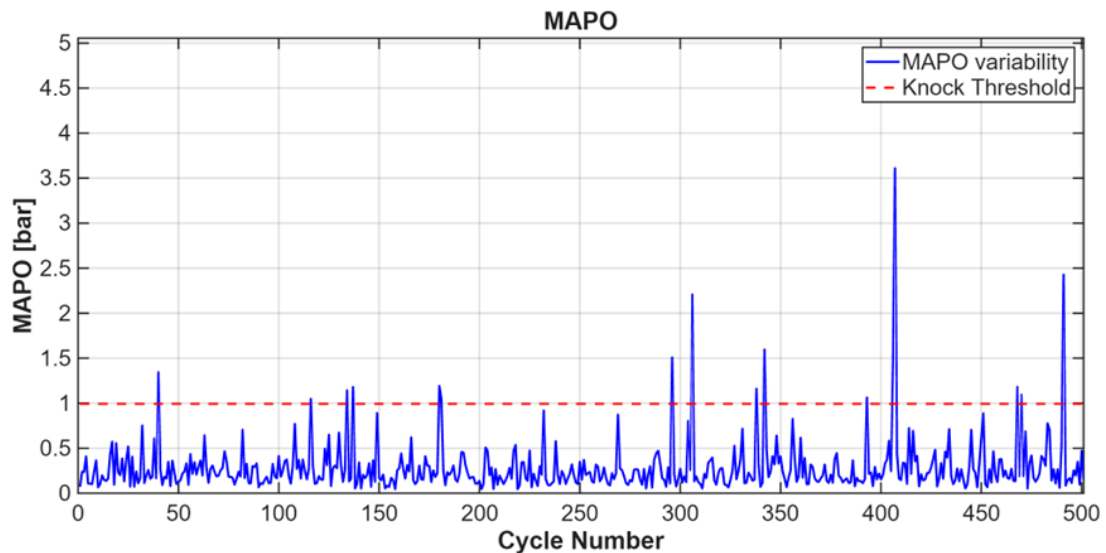


Figura 65: Valori di MAPO per ogni ciclo del punto di funzionamento 2000 rpm x 12 bar di BMEP.

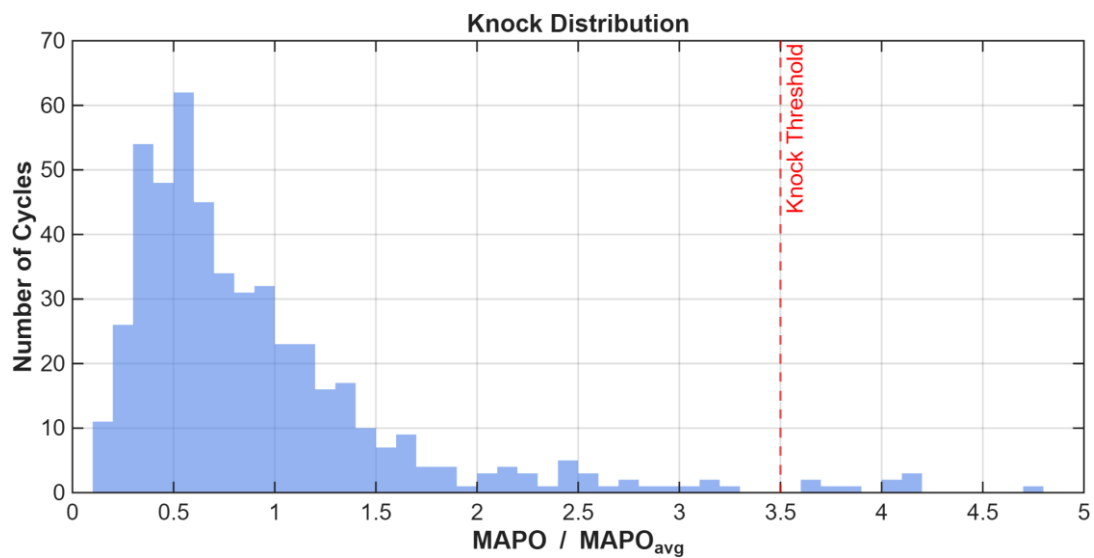


Figura 66: Distribuzione dei valori di MAPO.

La variabilità ciclica del parametro MAPO per lo stesso punto di funzionamento è mostrata in *Figura 65*, dove è riportato il valore del MAPO per ciascuno dei 500 cicli analizzati, insieme alla soglia di knock. Inoltre, dalla distribuzione statistica dei cicli è visibile nell'istogramma riportato in *Figura 66*.

Si osserva come soltanto una frazione limitata, inferiore al 5%, di cicli superi la soglia stabilita, indicando una condizione di incipiente detonazione.

I risultati dell'analisi condotta sui 21 punti di funzionamento sono riassunti nella *Tabella 24*, che riporta per ciascun punto il valore medio del MAPO, il valore massimo osservato e il numero di cicli che superano la soglia di knock.

<i>Giri [rpm]</i>	<i>BMEP [bar]</i>	<i>MAPO mean [bar]</i>	<i>MAPO max [bar]</i>	<i>Cicli detonanti [%]</i>
1500	2	0.039	0.065	0.0
1500	4	0.047	0.109	0.0
1500	6	0.086	0.565	1.8
2000	2	0.036	0.083	0.0
2000	4	0.068	0.202	0.0
2000	6	0.11	0.56	0.4
2000	8	0.193	0.968	1.4
2000	10	0.204	1.774	2.2
2000	12	0.284	3.61	3.2
2500	2	0.069	0.191	0.0
2500	4	0.116	0.388	0.0
2500	6	0.195	0.573	0.0
2500	8	0.257	1.437	0.6
2500	10	0.31	3.285	1.2
2500	12	0.369	3.689	1.4
3000	2	0.129	0.423	0.0
3000	4	0.196	0.513	0.0
3000	6	0.257	0.815	0.0
3000	8	0.284	0.814	0.0
3000	10	0.365	1.919	0.4
3000	12	0.541	3.629	1.8

Tabella 24: Risultati analisi di detonazione.

Sulla base dell'analisi dei segnali di pressione sono stati identificati 7 punti di funzionamento caratterizzati da incipiente detonazione, corrispondenti alle seguenti condizioni operative:

- 1500 rpm x 6 bar di BMEP;
- 2000 rpm × 8 bar di BMEP;
- 2000 rpm × 10 bar di BMEP;
- 2000 rpm × 12 bar di BMEP;
- 2500 rpm × 10 bar di BMEP;

- 2500 rpm $\times$ 12 bar di BMEP;
- 3000 rpm $\times$ 12 bar di BMEP.

Nei punti analizzati, l'intensità del fenomeno di detonazione risulta influenzata da una combinazione di diversi parametri operativi, tra cui il carico motore, il regime di rotazione, l'anticipo di accensione e il livello di diluizione della carica. Tali parametri determinano infatti le condizioni termodinamiche dell'end-gas, ovvero la porzione di miscela non ancora bruciata che precede il fronte di fiamma, la cui autoaccensione è responsabile dell'insorgenza della detonazione.

In particolare, il carico motore influisce direttamente sui livelli di pressione e temperatura raggiunti nel cilindro durante la combustione. All'aumentare del carico, l'incremento della pressione di sovralimentazione e della massa di carica intrappolata determina condizioni termodinamiche più severe per l'end-gas, aumentando la probabilità di autoaccensione.

Il regime di rotazione, invece, esercita un duplice effetto. Da un lato, l'aumento dei giri motore comporta un incremento della turbolenza della carica e quindi una maggiore velocità di propagazione del fronte di fiamma. Questo riduce il tempo di permanenza dell'end-gas alle alte temperature e tende quindi a ridurre la propensione alla detonazione. Dall'altro lato, maggior numero di giri corrisponde a un minor tempo per il fronte di fiamma per propagare in tutta la camera di combustione.

Anche l'anticipo di accensione svolge un ruolo fondamentale, poiché anticipi più elevati determinano una combustione più anticipata e quindi una maggiore compressione termica dell'end-gas nelle fasi iniziali della combustione, aumentando la probabilità di autoaccensione. Inoltre, è noto che i dati sperimentali forniti sono stati rilevati cercando uno spark timing molto anticipato così da portare il motore in condizioni di detonazione anche in punti in cui normalmente questo non si dovrebbe vedere. Un esempio può essere il punto operativo 1500 rpm e 6 bar di BMEP in cui non ci si aspetterebbe detonazione ma a causa dell'elevato anticipo alcuni punti sono risultati detonanti. Infine, il livello di diluizione della carica influisce sulla velocità di combustione e sulla temperatura della miscela, modificando ulteriormente le condizioni di insorgenza della detonazione.

I risultati riportati nella *Tabella 24* risultano coerenti con queste considerazioni. In generale si osserva un aumento del parametro MAPO e della percentuale di cicli detonanti nei punti caratterizzati da condizioni operative con maggiore carico e velocità di rotazione del motore non elevate. In particolare, valori medi di MAPO superiori a 0.28 bar si registrano nel punto 2000 rpm $\times$ 12 bar, mentre il valore massimo del dataset, pari a circa 0.54 bar, è stato osservato nel punto 3000 rpm $\times$ 12 bar, anch'esso caratterizzato da condizioni di carico elevate.

5.2 Modello TPA

La calibrazione del modello di detonazione è stata effettuata utilizzando l'approccio Three Pressure Analysis (TPA) descritto nel Capitolo 3. Come illustrato nella sezione metodologica, questo approccio consente di ricostruire il processo di combustione e di stimare l'evoluzione delle condizioni termodinamiche della miscela incombusta (*end-gas*) a partire dai segnali di pressione misurati sperimentalmente nel cilindro e nei condotti di aspirazione e scarico.

L'analisi sperimentale presentata nella Sezione 5.1 ha permesso di identificare sette punti di funzionamento caratterizzati da incipiente detonazione, che sono stati quindi utilizzati come casi di riferimento per la calibrazione del modello di knock. Per ciascun punto motore è stato considerato il ciclo medio di pressione nel cilindro, ottenuto mediando i 500 cicli acquisiti sperimentalmente. L'utilizzo del ciclo medio consente di ridurre l'influenza della variabilità ciclica e di ottenere una rappresentazione più stabile del processo di combustione, condizione necessaria per una corretta ricostruzione dello stato termodinamico della miscela.

Il modello TPA è stato quindi utilizzato per ricostruire l'evoluzione delle principali grandezze termodinamiche dell'*end-gas*, in particolare pressione, temperatura e composizione della miscela. Queste grandezze costituiscono l'input del modello di detonazione implementato nel template *EngCylKnock* di GT-SUITE.

La previsione della detonazione si basa sul calcolo dell'induction time integral, definito come

$$I(t) = \int_{t_{SOC}}^t \frac{1}{\tau(t)} dt \quad (23)$$

dove τ rappresenta il tempo locale di autoaccensione della miscela e t_{SOC} indica l'istante di inizio della combustione.

Secondo il modello adottato, l'autoaccensione dell'*end-gas* viene prevista quando l'integrale di induzione raggiunge il valore unitario:

$$I = 1 \quad (24)$$

Dal punto di vista fisico, questa condizione rappresenta il momento in cui la storia termodinamica della miscela incombusta diventa sufficiente a innescare l'autoaccensione spontanea.

La *Figura 67* mostra l'andamento della temperatura della zona incombusta per i sette punti di funzionamento caratterizzati da incipiente detonazione.

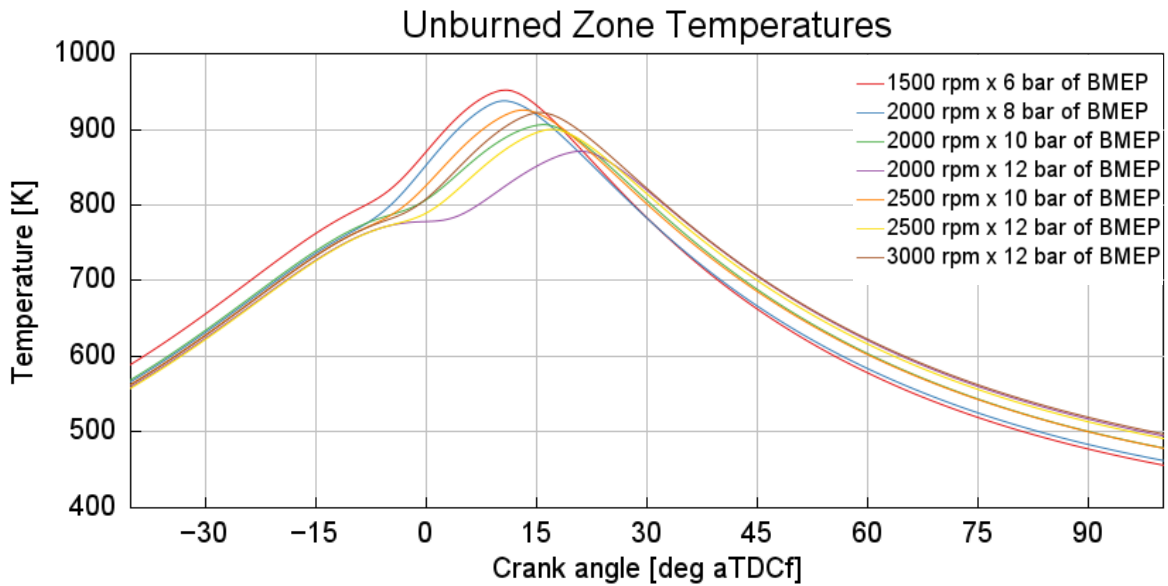


Figura 67: Andamento delle temperature dei gas incombusti in camera.

La temperatura dell'*end-gas* rappresenta uno dei parametri fondamentali che determinano la velocità delle reazioni di autoaccensione e quindi la propensione del motore alla detonazione. L'analisi evidenzia come la temperatura della zona incombusta aumenti progressivamente durante la fase di compressione e nelle prime fasi della combustione, raggiungendo valori massimi dell'ordine di 850–900 K poco dopo il punto morto superiore. Successivamente la temperatura diminuisce durante la fase di espansione. Si osserva inoltre che, all'aumentare del carico motore, la temperatura massima dell'*end-gas* tende a ridursi leggermente a causa dell'utilizzo di anticipi di accensione più ritardati nei punti ad alto carico, che determinano una combustione più tardiva e quindi una minore compressione termica della miscela incombusta nelle fasi immediatamente precedenti il picco di temperatura.

La calibrazione del modello di detonazione è stata effettuata regolando i parametri M_1 (Knock Induction Time Multiplier) e M_2 (Activation Energy Multiplier) del modello cinetico Kinetics-Fit-Gasoline, che influenzano direttamente il tempo caratteristico di autoaccensione della miscela. L'obiettivo della calibrazione è stato quello di riprodurre le condizioni di knock incipiente osservate sperimentalmente, imponendo che l'autoaccensione dell'*end-gas* avvenga quando solo una piccola frazione della miscela risulta ancora incombusta.

In particolare, è stato utilizzato il seguente criterio di calibrazione:

$$x_{unburned} \approx 0.02 \quad (25)$$

ovvero una frazione di massa incombusta pari a circa il 2% al momento dell'insorgenza della detonazione. Questo criterio garantisce che la previsione del knock avvenga nelle fasi finali della

combustione, in accordo con le osservazioni sperimentali delle oscillazioni di pressione associate alla detonazione incipiente.

I risultati della calibrazione sono riportati nella *Tabella 25*, dove viene confrontata la frazione di massa incombusta al momento dell'insorgenza del knock ottenuta dall'analisi TPA con la percentuale di cicli detonanti ricavata dall'analisi sperimentale.

	1500 rpm x 6 bar	2000 rpm x 8 bar	2000 rpm x 10 bar	2000 rpm x 12 bar	2500 rpm x 10 bar	2500 rpm x 12 bar	3000 rpm x 12 bar
Cicli detonanti da analisi	9 (1.8%)	18 (3.6%)	17 (3.4%)	22 (4.4%)	13 (2.6%)	11 (2.2%)	13 (2.6%)
Unburned mass fraction knock onset (TPA)	0.020	0.021	0.023	0.023	0.017	0.015	0.013

Tabella 25: Confronto analisi sperimentale e risultati del modello di TPA.

I risultati mostrano una buona coerenza con il criterio di calibrazione adottato. In particolare, per la quasi totalità dei punti analizzati la frazione di massa incombusta al momento dell'autoaccensione risulta compresa tra circa 0.013 e 0.023, valori coerenti con la condizione di knock incipiente assunta come riferimento. Il modello risulta inoltre coerente con i dati sperimentali, poiché i punti caratterizzati da una minore percentuale di cicli detonanti presentano, al momento dell'insorgenza della detonazione, una frazione di miscela incombusta inferiore.

I valori finali dei parametri ottenuti dalla procedura di calibrazione sono riportati nella *Tabella 26*:

<i>Parametri</i>	<i>Risultato calibrazione</i>
M1	5.11
M2	1.08

Tabella 26: Parametri di calibrazione modello di detonazione.

Questi parametri consentono al modello di riprodurre correttamente le condizioni di autoaccensione osservate sperimentalmente nei punti prossimi al limite di detonazione. I parametri calibrati sono stati

successivamente implementati nel modello completo del motore, al fine di verificare la capacità del Digital Twin di prevedere l'insorgenza della detonazione nelle diverse condizioni operative.

5.3 Modello completo

Una volta completata la calibrazione del modello di detonazione mediante approccio Three Pressure Analysis (TPA), i parametri ottenuti sono stati implementati nel modello completo del motore sviluppato in ambiente GT-SUITE. L'obiettivo di questa fase è verificare la capacità del Digital Twin di riprodurre il comportamento del motore reale nelle diverse condizioni operative e di valutare la corretta integrazione del modello di detonazione all'interno del modello predittivo di combustione.

Nel modello completo il fenomeno di knock viene valutato attraverso il calcolo dell'induction time integral, utilizzando le condizioni termodinamiche della miscela incombusta (end-gas) determinate dal modello di combustione. In particolare, il modello monitora l'evoluzione delle grandezze termodinamiche dell'end-gas e identifica l'insorgenza della detonazione quando l'integrale di induzione raggiunge la condizione critica:

$$I = 1 \quad (27)$$

coerentemente con il modello cinetico utilizzato nella fase di calibrazione.

Per verificare il corretto funzionamento del modello di detonazione e del sistema di controllo implementato, è stata effettuata una variazione dell'anticipo di accensione iniziale per tutti i punti di funzionamento analizzati. In particolare, per ciascun punto motore lo spark iniziale è stato anticipato di 20 CAD rispetto al valore sperimentale, al fine di creare condizioni operative favorevoli all'insorgenza della detonazione.

Questa procedura consente di valutare il comportamento del controllore di knock, che interviene regolando l'anticipo di accensione fino al raggiungimento di condizioni operative stabili e prive di detonazione.

Il controllore implementato nel modello completo opera secondo una logica a doppio obiettivo. In assenza di fenomeni di detonazione, l'anticipo di accensione viene regolato in modo da raggiungere il valore target della frazione di massa bruciata al 50% (MFB50), che rappresenta la condizione di phasing ottimale della combustione. Quando invece viene rilevata la presenza di knock, il controllore interviene ritardando progressivamente lo spark fino a riportare la frazione di massa incombusta al momento dell'autoaccensione a un valore prossimo a 0.02, coerente con il criterio adottato nella calibrazione del modello di detonazione.

La *Figura 68* mostra lo schema del controllore di detonazione implementato nel modello completo del motore.

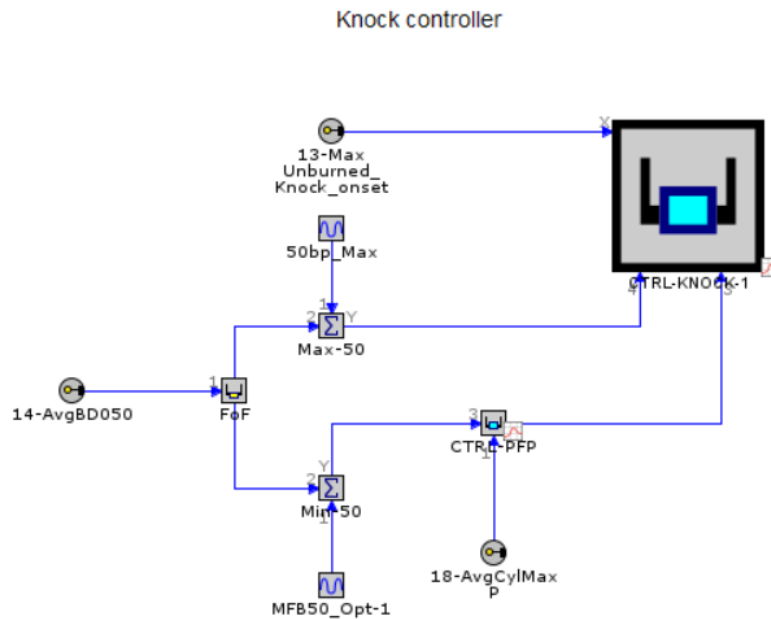


Figura 68: Sistema di controllo della detonazione.

Una volta definita la metodologia di simulazione, tutti i punti motore del dataset sono stati simulati utilizzando lo spark iniziale anticipato. Il controllore ha quindi regolato automaticamente l'anticipo di accensione fino al raggiungimento di una configurazione stabile.

I risultati delle simulazioni sono stati confrontati con i dati sperimentali disponibili per i principali parametri caratteristici del processo di combustione. In particolare, sono stati analizzati l'anticipo di accensione, la posizione del 50% della massa bruciata (MFB50), il picco di pressione nel cilindro (Peak Firing Pressure – PFP), l'angolo di manovella corrispondente al picco di pressione (CA PFP) e la durata complessiva della combustione.

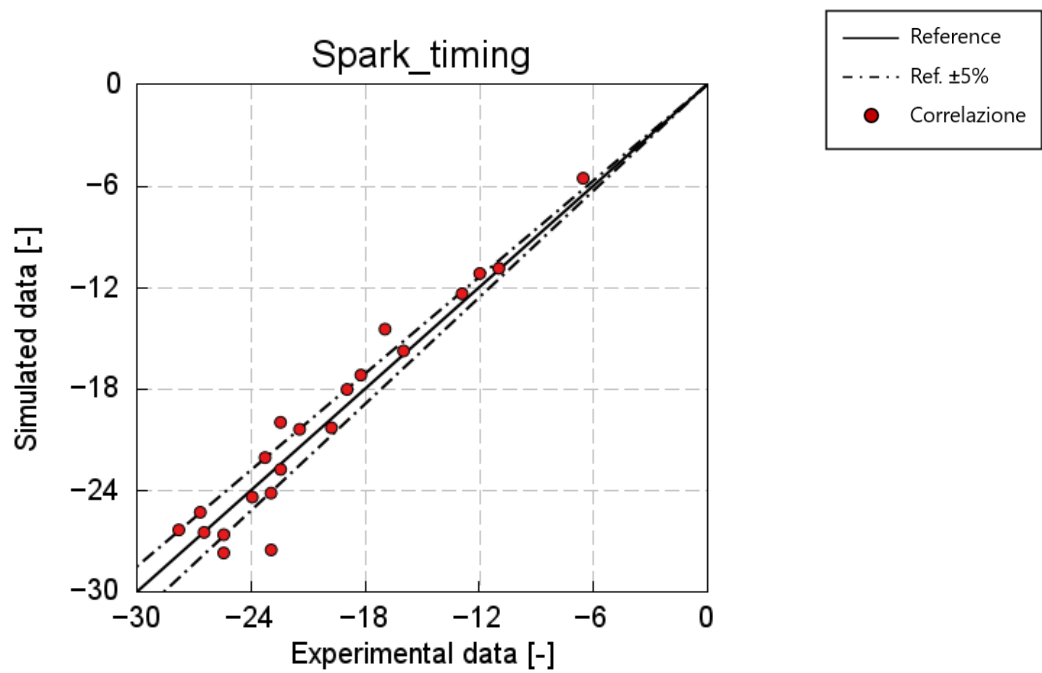


Figura 69: Correlazione dell'anticipo con i dati sperimentali.

La Figura 69 riporta il confronto tra i valori simulati e quelli sperimentali dell'anticipo di accensione. I risultati evidenziano una buona correlazione tra modello e dati sperimentali, con la maggior parte dei punti distribuiti in prossimità della bisettrice e all'interno della banda di errore considerata. Questo comportamento indica che il modello completo, insieme al controllore di anticipo implementato, è in grado di convergere verso valori di spark timing coerenti con quelli osservati sperimentalmente, anche partendo da condizioni iniziali fortemente anticipate.

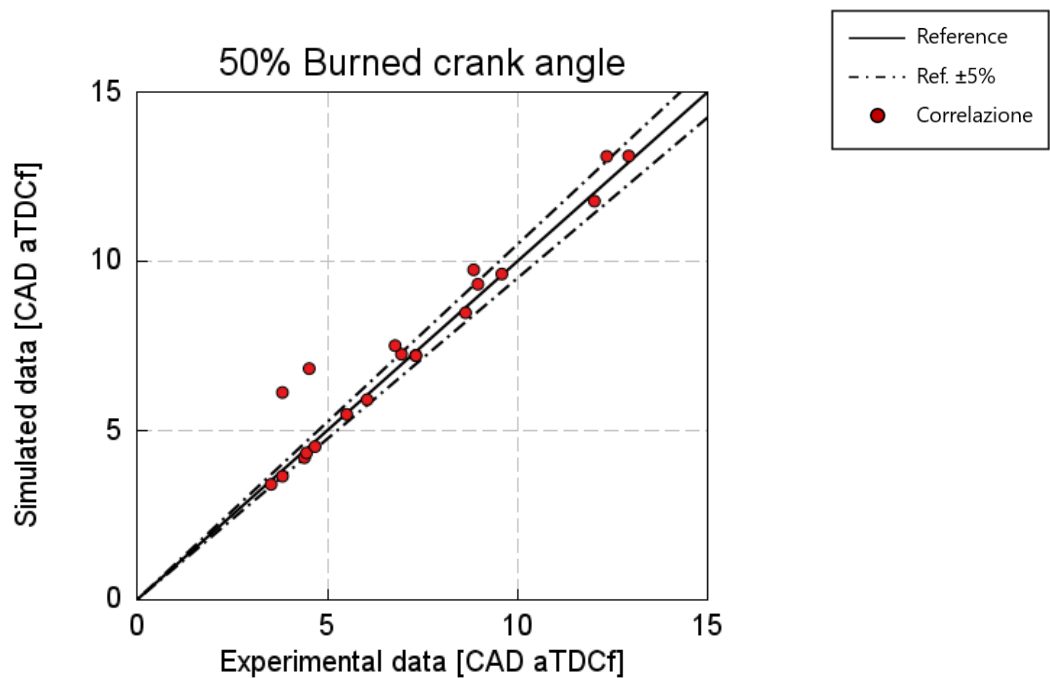


Figura 70: Posizione del baricentro di combustione.

La *Figura 70* mostra il confronto relativo alla posizione del 50% della massa bruciata (MFB50). Anche in questo caso si osserva una buona concordanza tra simulazioni e dati sperimentali, con la maggior parte dei punti prossimi alla bisettrice del correlation plot. Questo risultato conferma che il modello è in grado di riprodurre correttamente il phasing della combustione, parametro fondamentale sia per la previsione delle prestazioni del motore sia per la valutazione della sua propensione alla detonazione.

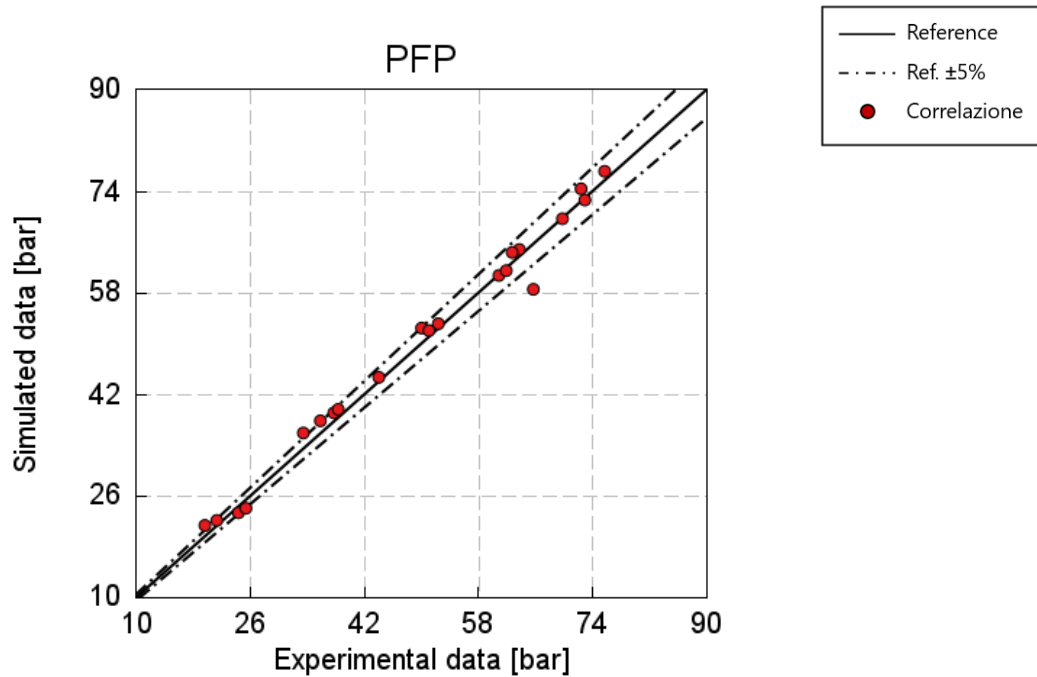


Figura 71: Massima pressione raggiunta in camera durante la combustione.

La *Figura 71* riporta il confronto tra i valori simulati e sperimentali del picco di pressione nel cilindro (PFP). I risultati mostrano una buona capacità del modello di riprodurre il livello massimo di pressione raggiunto durante la combustione. La distribuzione dei punti lungo la bisettrice indica che la dinamica globale del processo di combustione viene descritta in modo realistico dal modello.

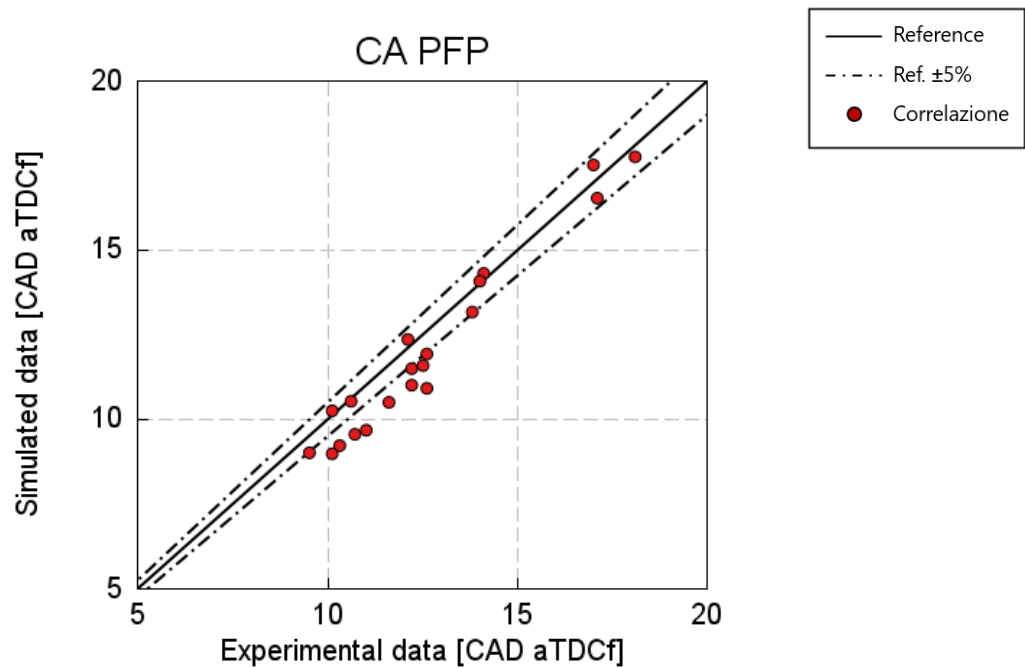


Figura 72: Posizione della massima pressione raggiunta in camera durante la combustione.

La Figura 72 mostra invece il confronto relativo alla posizione angolare del picco di pressione (CA PFP). Anche per questo parametro si osserva una buona correlazione tra risultati simulati e dati sperimentali, con la maggior parte dei punti contenuta all'interno della banda di errore considerata. Ciò conferma che il modello è in grado di riprodurre correttamente l'evoluzione temporale del processo di combustione e la posizione del massimo di pressione all'interno del ciclo motore.

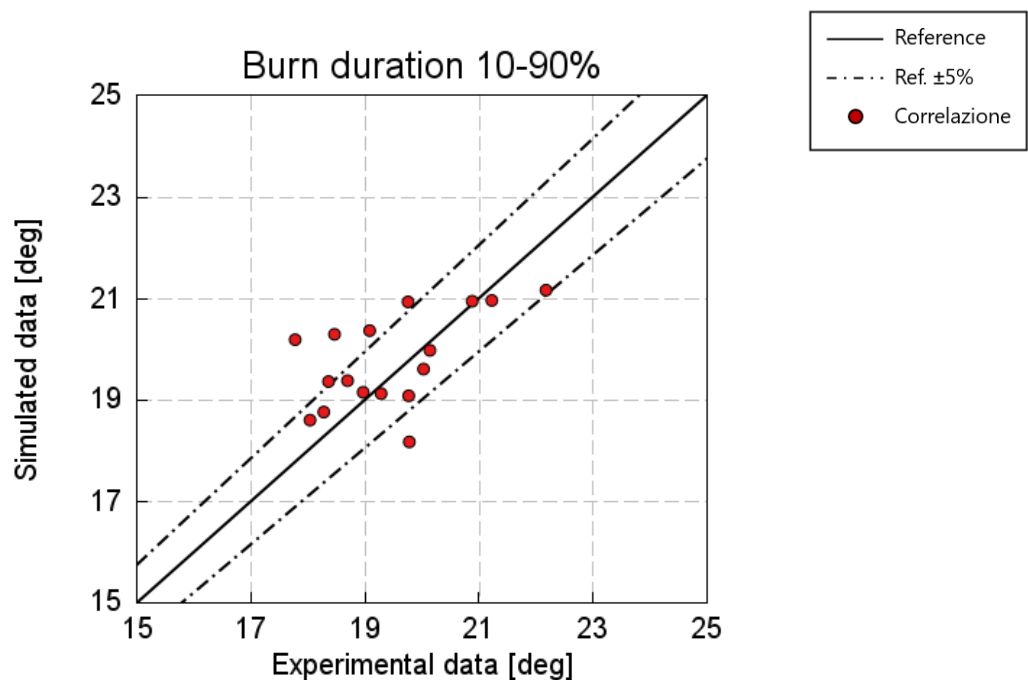


Figura 73: Velocità di combustione (BD10-90).

Infine, la *Figura 73* riporta il confronto relativo alla durata complessiva della combustione, definita come intervallo tra il 10% e il 90% della massa bruciata. In questo caso si osserva una dispersione leggermente maggiore rispetto agli altri parametri analizzati. Questo comportamento è atteso, poiché la durata della combustione risulta particolarmente sensibile alla modellazione della turbolenza e alla descrizione della velocità di propagazione del fronte di fiamma, grandezze che dipendono da fenomeni complessi e difficili da rappresentare con modelli semplificati.

Nel complesso, l'analisi dei correlation plots mostra che il modello completo è in grado di riprodurre con buona accuratezza i principali parametri caratteristici del processo di combustione. La buona correlazione tra simulazioni e dati sperimentali rappresenta un prerequisito fondamentale per l'utilizzo del modello nella previsione delle condizioni di insorgenza della detonazione e nello sviluppo delle strategie di controllo dell'anticipo di accensione.

La *Tabella 27* riporta infine il confronto tra anticipo di accensione iniziale, valore simulato e valore sperimentale per tutti i punti di funzionamento analizzati, insieme alla frazione di massa incombusta al momento dell'insorgenza del knock.

Engine speed [rpm]	BMEP [bar]	SA iniziale [CAD]	SA simulato [CAD]	SA sperimentale [CAD]	Unburned mass fraction
1500	2	-47.9	-26.3	-27.9	0.000
1500	4	-42.5	-20.0	-22.5	0.000
1500	6	-37.0	-14.4	-17.0	0.020
2000	2	-45.5	-26.6	-25.5	0.000
2000	4	-46.7	-25.3	-26.7	0.000
2000	6	-43.3	-22.0	-23.3	0.000
2000	8	-39.0	-18.0	-19.0	0.017
2000	10	-32.0	-11.1	-12.0	0.019
2000	12	-26.6	-5.5	-6.6	0.020
2500	2	-45.5	-27.7	-25.5	0.000
2500	4	-46.5	-26.5	-26.5	0.000
2500	6	-44.0	-24.4	-24.0	0.000
2500	8	-39.8	-20.3	-19.8	0.000
2500	10	-36.0	-15.7	-16.0	0.012
2500	12	-31.0	-10.8	-11.0	0.017
3000	2	-43.0	-27.5	-23.0	0.000
3000	4	-43.0	-24.1	-23.0	0.000
3000	6	-42.5	-22.7	-22.5	0.000

3000	8	-41.5	-20.4	-21.5	0.000
3000	10	-38.3	-17.2	-18.3	0.000
3000	12	-32.9	-12.3	-12.9	0.010

Tabella 27: Risultati del Sistema di controllo della detonazione.

Dall'analisi dei risultati emerge come il controllore intervenga correttamente ritardando l'anticipo di accensione rispetto alla condizione iniziale e convergendo verso valori molto prossimi a quelli osservati sperimentalmente. Nei punti non soggetti a knock, il controllore opera principalmente per raggiungere il valore target di MFB50, ottimizzando quindi il phasing della combustione. Nei punti caratterizzati da incipiente detonazione, invece, l'anticipo di accensione viene limitato dal vincolo di knock, e la simulazione converge verso condizioni in cui la frazione di massa incombusta al knock onset risulta prossima al valore di riferimento di circa 0.02, coerente con il criterio di calibrazione adottato nel modello TPA.

Si osserva inoltre che, in alcuni punti non classificati sperimentalmente come knock-limited, il modello restituisce una frazione di massa incombusta non nulla al termine dello spark sweep. Tale comportamento è attribuibile al fatto che il controllore, partendo da una condizione iniziale fortemente anticipata, attraversa condizioni operative prossime al limite di knock prima di convergere verso la soluzione finale stabile.

Nel complesso, i risultati ottenuti dimostrano che il modello completo è in grado di riprodurre con buona accuratezza il comportamento del motore reale per i principali parametri caratteristici della combustione e di integrare in modo coerente il modello di detonazione calibrato in precedenza. La buona correlazione tra simulazioni e dati sperimentali conferma quindi l'affidabilità del Digital Twin come strumento per la previsione delle condizioni di insorgenza del knock e per lo sviluppo di strategie di controllo dell'anticipo di accensione.

5.4 Conclusioni

In questo capitolo sono stati presentati i risultati relativi all'identificazione sperimentale, alla calibrazione e alla validazione del modello di detonazione sviluppato per il motore PHOENICE. L'analisi dei segnali di pressione nel cilindro ha permesso di individuare, all'interno del dataset sperimentale fornito dal Politecnico di Torino, sette punti di funzionamento caratterizzati da incipiente detonazione. Tali condizioni operative sono state identificate attraverso l'analisi delle oscillazioni ad alta frequenza del segnale di pressione filtrato, dello spettro di pressione, dell'andamento del rapporto segnale-rumore e della distribuzione statistica del parametro MAPO.

I risultati sperimentali hanno evidenziato come l'insorgenza della detonazione non dipenda da un solo parametro operativo, ma dalla combinazione di carico, regime di rotazione, anticipo di accensione e livello di diluizione della carica. In particolare, il fenomeno è risultato strettamente legato alle condizioni termodinamiche dell'end-gas e quindi al compromesso tra incremento della velocità di

combustione, dovuto all'aumento della turbolenza, e aumento delle sollecitazioni termofluidodinamiche associate a pressioni di sovralimentazione e carichi più elevati.

I sette punti identificati sperimentalmente sono stati successivamente utilizzati per la calibrazione del modello di detonazione mediante approccio Three Pressure Analysis. L'utilizzo del ciclo medio di pressione ha consentito di ricostruire in modo stabile l'evoluzione delle condizioni termodinamiche della miscela incombusta e di calibrare i parametri del modello cinetico in modo coerente con una condizione di knock incipiente, assunta corrispondente a una frazione di massa incombusta al knock onset pari a circa 0.02. I valori ottenuti per i parametri M_1 e M_2 hanno permesso di riprodurre in modo soddisfacente le condizioni di autoaccensione osservate sperimentalmente, confermando la validità del criterio di calibrazione adottato.

I parametri calibrati mediante TPA sono stati quindi implementati nel modello completo del motore. I risultati ottenuti hanno mostrato che il Digital Twin è in grado di integrare correttamente il modello di detonazione all'interno della simulazione completa del processo di combustione. Il controllore di knock implementato nel modello ha dimostrato di intervenire correttamente sull'anticipo di accensione: nei punti non soggetti a detonazione esso opera per ottimizzare il phasing della combustione attraverso il raggiungimento del target di MFB50, mentre nei punti knock-limited limita l'anticipo di accensione in modo da mantenere la frazione di massa incombusta al knock onset prossima al valore di riferimento adottato in calibrazione.

L'analisi dei correlation plots relativi ai principali parametri di combustione ha inoltre evidenziato una buona capacità del modello completo di riprodurre il comportamento sperimentale del motore in termini di anticipo di accensione, MFB50, picco di pressione, posizione angolare del picco di pressione e durata complessiva della combustione. Tale risultato rappresenta un prerequisito fondamentale per considerare affidabile la previsione delle condizioni di insorgenza del knock.

Nel complesso, il lavoro svolto conferma che l'approccio modellistico adottato consente di descrivere in modo coerente il legame tra sviluppo della combustione, condizioni termodinamiche dell'end-gas e insorgenza della detonazione. Il modello sviluppato costituisce quindi uno strumento utile sia per l'analisi del margine al knock sia per il supporto alla definizione di strategie di controllo dell'anticipo di accensione finalizzate al raggiungimento del miglior compromesso tra efficienza, prestazioni e affidabilità del motore.

6 Conclusioni

La presente tesi ha affrontato lo sviluppo e la calibrazione di un modello numerico predittivo per la simulazione della combustione e della detonazione in un motore ad accensione comandata ad alta efficienza operante in condizioni di doppia diluizione della carica, nell'ambito del progetto europeo PHOENICE.

L'attività si è articolata in un processo metodologico strutturato, che ha previsto inizialmente la correlazione di un modello CPOA, successivamente esteso alla calibrazione di un modello completo del propulsore in ambiente GT-SUITE e, infine, all'implementazione di un modello di combustione predittivo e di un modello fenomenologico per la previsione del knock.

I risultati ottenuti dimostrano che il modello è in grado di riprodurre con elevata accuratezza il processo di combustione su un ampio range di condizioni operative, includendo scenari caratterizzati da miscele fortemente diluite e da elevati livelli di EGR. In particolare, gli errori contenuti nella stima dei principali indicatori di combustione (MFB50 e BD10–90) confermano la robustezza dell'approccio adottato e la sua capacità di generalizzare anche su dataset indipendenti rispetto a quelli utilizzati in fase di calibrazione.

Parallelamente, lo sviluppo del modello di detonazione ha consentito di identificare in modo affidabile le condizioni di insorgenza del knock e di ottimizzare l'anticipo di accensione in prossimità del limite di detonazione (KLSA). Il modello ha dimostrato di essere uno strumento efficace per la definizione del miglior compromesso tra prestazioni ed affidabilità del motore, consentendo di massimizzare l'efficienza senza incorrere in fenomeni di autoaccensione indesiderata.

Dal punto di vista applicativo, il modello sviluppato rappresenta un valido supporto per le attività di calibrazione virtuale in regime stazionario, permettendo di ridurre la dipendenza da test sperimentali al banco e di accelerare le fasi di sviluppo del motore. In particolare, la possibilità di estendere l'analisi a punti di funzionamento non direttamente testati evidenzia il potenziale del modello come strumento predittivo nell'ambito della progettazione e ottimizzazione dei moderni powertrain ibridi.

Tuttavia, il lavoro presenta alcune limitazioni. In primo luogo, il modello si basa su una rappresentazione monodimensionale del sistema, che non consente di catturare in modo esplicito fenomeni fluidodinamici tridimensionali complessi, quali la formazione dettagliata delle strutture turbolente in camera di combustione. Inoltre, la calibrazione di alcuni parametri chiave è stata effettuata mediante approccio manuale, introducendo un grado di soggettività che potrebbe essere ridotto tramite tecniche di ottimizzazione automatica.

Alla luce di tali considerazioni, possibili sviluppi futuri includono l'integrazione del modello con simulazioni CFD tridimensionali per una caratterizzazione più accurata dei fenomeni in-camera, l'adozione di metodologie di calibrazione automatica basate su algoritmi di ottimizzazione e l'estensione del modello a condizioni di funzionamento transitorio, più rappresentative dell'utilizzo reale del veicolo. Un ulteriore ambito di interesse riguarda l'implementazione del modello in strategie di controllo real-time, finalizzate alla gestione attiva del knock in applicazioni su veicolo.

In conclusione, il lavoro svolto dimostra come un approccio modellistico opportunamente calibrato possa costituire uno strumento affidabile e versatile per l'analisi e l'ottimizzazione dei motori ad accensione comandata di nuova generazione, contribuendo allo sviluppo di soluzioni ad alta efficienza e basse emissioni in linea con le future normative europee.

Bibliografia

- [1] European Commission, “Proposal for a Regulation of the European Parliament and of the Council on type-approval of motor vehicles and engines and of systems, components and separate technical units intended for such vehicles, with respect to their emissions and battery durability (Euro 7) and repealing Regulations (EC) No 715/2007 and (EC) No 595/2009,” COM(2022) 586 final, 10 Nov. 2022.
- [2] European Parliament and Council of the European Union, “Regulation (EU) 2024/1257 of 24 April 2024 on type-approval of motor vehicles and engines and of systems, components and separate technical units intended for such vehicles, with respect to their emissions and battery durability,” Official Journal of the European Union, 8 May 2024.
- [3] Z. C. Samaras et al., “A European Regulatory Perspective towards a Euro 7 Proposal,” SAE Int. J. Adv. & Curr. Prac. in Mobility, vol. 5, no. 3, pp. 998–1011, 2023, doi: 10.4271/2022-37-0032.
- [4] J. Dornoff and F. Rodríguez, “Euro 7: The new emission standard for light- and heavy-duty vehicles in the European Union,” ICCT, Policy Update, Mar. 2024.
- [5] European Parliament and Council of the European Union, “Regulation (EU) 2023/851 of 19 April 2023 amending Regulation (EU) 2019/631 as regards strengthening the CO₂ emission performance standards for new passenger cars and new light commercial vehicles...,” Official Journal of the European Union, OJ L 110, 25 Apr. 2023, pp. 5–20.
- [6] European Commission, “‘Fit for 55’: delivering the EU’s 2030 Climate Target on the way to climate neutrality,” COM(2021) 550 final, 14 Jul. 2021.
- [7] G. Trentadue et al., “On-road emissions and energy efficiency assessment of a plug-in hybrid electric vehicle,” European Commission, Joint Research Centre (JRC), Report JRC105088, 2017.
- [8] A. Tansini, J. Pavlovic, and G. Fontaras, “Quantifying the real-world CO₂ emissions and energy consumption of modern plug-in hybrid vehicles,” Journal of Cleaner Production, vol. 362, art. 132191, 2022, doi: 10.1016/j.jclepro.2022.132191.
- [9] S. Onori, L. Serrao, and G. Rizzoni, Hybrid Electric Vehicles: Energy Management Strategies, Springer, 2016.
- [10] J. B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, 2nd ed., McGraw-Hill Education, 2018.
- [11] T. Lake et al., “Turbocharging Concepts for Downsized DI Gasoline Engines,” SAE Technical Paper 2004-01-0036, 2004.
- [12] L. Teodosio, V. De Bellis, and F. Bozza, “Fuel Economy Improvement and Knock Tendency Reduction of a Downsized Turbocharged Engine at Full Load Operations through a Low-Pressure EGR System,” SAE Technical Paper 2015-01-1244, 2015, doi: 10.4271/2015-01-1244.
- [13] M. F. M. Said et al., “Investigation of Cylinder Deactivation (CDA) Strategies on Part Load Conditions,” SAE Technical Paper 2014-01-2549, 2014.

- [14] J. Zhao et al., “Improving the partial-load fuel economy of 4-cylinder SI engines by combining variable valve timing and cylinder-deactivation through double intake manifolds,” *Applied Thermal Engineering*, 2018, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.05.087.
- [15] S. Rinderknecht et al., “Synergies Between Cylinder Deactivation and Hybrid Powertrains,” *SAE Technical Paper* 2018-01-1140, 2018.
- [16] R. H. Stanglmaier and C. E. Roberts, “Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI): Benefits, Compromises, and Future Engine Applications,” *SAE Technical Paper* 1999-01-3682, 1999.
- [17] E. Nakai et al., “Mazda SkyActiv-X 2.0L Gasoline Engine,” in *Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology*, 2019.
- [18] T. Tahtouh, F. Millo, L. Rolando, G. Castellano *et al.*, “A Synergic Use of Innovative Technologies for the Next Generation of High Efficiency Internal Combustion Engines for PHEVs: The PHOENICE Project,” *SAE Technical Paper* 2023-01-0224, 2023. doi:10.4271/2023-01-0224.
- [19] T. Tahtouh *et al.*, “A Methodology to Develop a Sustainable, High Efficiency Hybrid Propulsion System: The PHOENICE Project,” *FISITA World Congress*, Barcelona, Spain, 2023.
- [20] T. Tahtouh, M. André, F. Millo, L. Rolando *et al.*, “Development of a Digital Twin to Support the Calibration of a Highly Efficient Spark Ignition Engine,” *SAE Technical Paper* 2023-01-1215, 2023. doi:10.4271/2023-01-1215.
- [21] M. André and T. Tahtouh, “Performance of the Optimised Diluted Engine Concept,” *PHOENICE Project Deliverable D4.4*, Horizon 2020, 2023.
- [22] S. Yates, M. Viljoen, and A. Aleiferis, “End-Gas Autoignition and Knock in Spark-Ignition Engines: A Review,” *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 67, pp. 190–216, 2018.
- [23] G. Kalghatgi, “Auto-Ignition Quality of Practical Fuels and Implications for Knock in SI Engines,” *SAE International Journal of Engines*, vol. 4, no. 1, pp. 232–245, 2011.