



Politecnico di Torino

Tesi di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

**Allestimento in sala prova e attività
sperimentale su motore off-road alimentato
con miscele gasolio-biodiesel e strategie per
l'identificazione on-board della miscela**

Relatore:

Prof. Stefano D'Ambrosio

Candidato:

Antonio Turturiello

Correlatori:

Prof. Ezio Spessa

Prof. Roberto Finesso

Dott. Alessandro Mancarella

Dott. Omar Marelli

A.A. 2025/2026

Sommario

L'obiettivo centrale della ricerca è lo sviluppo e la validazione di una metodologia che consenta di identificare in tempo reale, direttamente a bordo veicolo, la percentuale di biodiesel presente nella miscela di combustibile utilizzata. Il progetto si focalizza sull'implementazione di questa strategia su un motore ad accensione per compressione per applicazioni off-road (FPT Industrial serie NEF) installato in cella di prova, sfruttando anche l'analisi del segnale di pressione in camera di combustione ottenuto strumentando il motore con un sensore di pressione ad alta frequenza. Tuttavia, l'utilizzo di tale sensore di pressione e degli altri sistemi di misura complessi rimane circoscritto alle attività in cella di prova: infatti, si vuole mantenere un linea cost-effective, che non richieda l'aggiunta, su veicolo, di sistemi complessi e costosi.

Per poter stabilire una strategia di individuazione, vengono eseguiti diversi test in cui il motore viene alimentato con diverse miscele di gasolio-biodiesel. Durante questi test, vengono misurati e registrati i principali parametri di funzionamento e le concentrazioni delle diverse specie emesse allo scarico. L'obiettivo consiste nell'identificare delle relazioni tra il diverso contenuto di biodiesel presente nelle miscele e la variazione dei parametri prima citati, in modo da poter essere convertite in relazioni empiriche affidabili e adatte all'implementazione su veicolo.

Per ogni miscela utilizzata, le sperimentazioni consistono nell'esecuzione di piani quotati e cicli guida dinamici (NRTC) e modali (RMC), specificamente progettati per rappresentare l'uso reale dei motori per applicazioni off-road.

Riguardo la necessità di un sistema di riconoscimento della miscela, la ricerca è spinta da diversi aspetti critici legati all'utilizzo del biodiesel:

- **Ottimizzazione della Calibrazione:** Il corretto funzionamento del motore dipende strettamente dalle caratteristiche del combustibile; poiché il biodiesel presenta proprietà differenti dal gasolio (minore potere calorifico, maggiore densità, viscosità, compressibilità), è indispensabile adattare la calibrazione della ECU per garantire, qualunque sia il contenuto di biodiesel, il corretto compromesso tra prestazioni ed emissioni e prevenire malfunzionamenti.
- **Imprevedibilità della Miscela:** Attualmente, i produttori di motori non possono conoscere a priori il contenuto di biodiesel della miscela con cui viene alimentato il motore, rendendo impossibile definire la corretta calibrazione in fase di progetto.
- **Obiettivi Ambientali:** L'incremento della frazione di biodiesel è una strategia chiave per ridurre le emissioni di gas serra (GHG) e raggiungere la carbon neutrality imposta dalle direttive europee, ma tale transizione richiede l'adattamento degli attuali sistemi di controllo motore.

Nella prima parte del presente lavoro, si trattano qualitativamente i più recenti approcci nell'utilizzo di combustibili alternativi (biodiesel, HVO, GPL) nei motori ad accensione per compressione. In seguito, entrando nel merito del progetto, vengono presentati cicli guida e piani quotati da implementare e gli strumenti necessari al post-processing dei dati acquisiti. Infine, si riporta un'analisi dei dati sperimentali ottenuti dai test su motore alimentato con tre diversi combustibili:

- gasolio convenzionale B7, con un contenuto di biodiesel pari al 7% in massa;
- miscela gasolio B50, con un contenuto di biodiesel pari al 50%;
- miscela gasolio B100, formata da biodiesel puro (contenuto pari al 100% in massa).

Tale analisi pone l'attenzione su come il crescente contenuto di biodiesel influenza il funzionamento del motore e sulle possibili strategie di identificazione on-board della miscela.

Indice

1	Introduzione	1
1.1	Contesto ambientale e obiettivi	1
1.2	Settore dei veicoli terrestri	1
1.3	Ragioni della ricerca	2
2	Stato dell'arte	5
2.1	Riconoscimento miscela	5
2.1.1	Software – Based sensing technique	5
2.1.2	Individuazione miscela mediante CLCC	9
2.1.3	Individuazione della miscela tramite sensoristica dedicata . .	11
2.1.3.1	Sensori Tuning Fork Resonator	12
2.1.3.2	Sensori NIR	12
2.2	Utilizzo HVO	14
2.2.1	Utilizzo come drop-in	15
2.2.2	Modifica della calibrazione	17
2.3	Utilizzo del GPL	20
2.3.1	Sistemi Dual - Fuel	21
2.3.2	Iniezione diretta di miscela di Gasolio - GPL	25
2.3.2.1	Miscele Gasolio - Butano	25
2.3.2.2	Miscele Gasolio - Propano	31
2.3.2.3	Miscele Gasolio - GPL	37
3	Metodologia e setup sperimentale	41
3.1	Definizione dei cicli guida	43
3.1.1	Non - Road Transient Cycle	43
3.1.1.1	De-normalizzazione della velocità di rotazione . .	44
3.1.1.2	De-normalizzazione della coppia	45
3.1.1.3	Implementazione, esecuzione e validazione del ciclo	46
3.1.2	Ramped Modal Cycle	48
3.1.2.1	Calcolo delle velocità	50

3.1.2.2	Calcolo della coppia	50
3.1.2.3	Implementazione, esecuzione e validazione del ciclo	51
3.2	Post-processing dei dati	53
3.2.1	Software di conversione emissioni	53
3.2.2	Analisi della combustione	58
3.2.2.1	Calcolo NHRR e MFB	59
4	Risultati	61
4.1	Confronto performance ed emissioni	62
4.1.1	Potenza e coppia erogate	62
4.1.2	Consumi ed efficienza	64
4.1.3	Combustione	67
4.1.4	Emissione Soot e NO _x	72
4.2	Possibili approcci in ambito riconoscimento miscela gasolio - bio- diesel	75
4.2.1	Temperatura allo scarico	76
4.2.2	Concentrazione di O ₂ residuo	78
4.2.3	Misura degli NO _x	80
4.3	Validità dei risultati: contropressione allo scarico	85
	Conclusioni	89
	Bibliografia	91

Elenco delle figure

2.1.1	Generico segnale di pressione in camera [5]	6
2.1.2	CB4D in funzione del Bx [7]	8
2.1.3	Andamento lambda in funzione del Bx [7]	8
2.1.4	BR determinato tramite controllo in closed-loop sulla IMEP [9] .	10
2.1.5	BR determinato tramite controllo sulla RAFR [10]	11
2.1.6	Tuning Fork Resonator [12] (a); Circuito equivalente [12] (b) . . .	12
2.1.7	Sensore NIR [13]	13
2.1.8	Schema sensore NIR [11]	13
2.1.9	Esempio di utilizzo on-board del sensore NIR [13]	14
2.2.1	Pressione in camera e HRR a carico basso (a) e alto (b) [15] . . .	16
2.2.2	Effetto su emissioni, consumi e rumore nei casi di carico basso (a) e alto (b) [15]	17
2.2.3	Effetto dell'EGR split su emissioni, consumi e rumore nei casi di carico basso (a) e alto (b) [15]	18
2.2.4	Dipendenza di bsfc e soot dalla SOI_e della iniezione main [15] . . .	19
2.2.5	Dipendenza di soot e rumore di combustione dalla pressione del combustibile nel rail (la p_{rail} aumenta da sinistra a destra) [15] . .	19
2.2.6	Effetto di DT_{pil} su CO e NO_x [15]	20
2.2.7	Effetto di q_{pil} su CO e NO_x (la q_{pil} aumenta da sinistra a destra) [15]	20
2.3.1	Riduzione soot in sistemi dual-fuel (grafico a destra a velocità costante) [18]	22
2.3.2	Riduzione NO_x in sistemi dual-fuel (solo propano) [18]	22
2.3.3	Riduzione NO_x in sistemi dual-fuel (miscele propano/butano) [18]	23
2.3.4	Effetto dei sistemi dual-fuel su CO [18]	24
2.3.5	Legame tra consumo specifico e carico [18]	24
2.3.6	Pressione in camera e HRR con iniezione diretta di miscele gasolio- butano [19]	26
2.3.7	Emissione HC per miscele gasolio-butano DI e butano PFI a ca- rici basso (a) e alto (b) [19]	27

2.3.8	Emissione CO per miscele gasolio-butano a carico basso (a) e alto (b) [19]	27
2.3.9	Emissione CO per miscele gasolio-butano DI e butano PFI a carico basso (a) e alto (b) [19]	28
2.3.10	Emissione PM per miscele gasolio-butano DI [19]	29
2.3.11	Consumi specifico in massa (a), efficienza (b) e consumo in volume (c) per miscele gasolio-butano DI [19]	30
2.3.12	Penetrazione dello spray (a) ed angolo del cono (b) dell'iniezione main per miscele gasolio-propano DI in condizioni ambiente [20]	32
2.3.13	Penetrazione dello spray (a) ed angolo del cono (b) dell'iniezione main per miscele gasolio-propano DI in camera di combustione [20]	33
2.3.14	Pressione in camera, HRR e profilo di iniezione per tutte le condizioni testate [21]	35
2.3.15	Pressione in camera, HRR e profilo di iniezione per diverse strategie di iniezione [21]	36
2.3.16	Emissioni registrate per le diverse strategie di iniezione [21]	36
2.3.17	Caso iniezione singola: pressione in camera, HRR e HR (a); principali caratteristiche di combustione (b) [22]	38
2.3.18	Emissioni di PM e NO _x normalizzate rispetto ai valori registrati con gasolio convenzionale [22]	38
2.3.19	Caso iniezione doppia: pressione in camera, HRR e HR [22]	40
2.3.20	Emissioni per le diverse miscele [22]	40
3.0.1	Allestimento motore	42
3.1.1	Profili di velocità e coppia per il ciclo NRTC [26]	44
3.1.2	RMC test cycle [24]	49
3.1.3	Profilo di velocità RMC	50
3.1.4	Profilo di coppia RMC	51
3.2.1	Scelta della tipologia di misurazione	55
3.2.2	Scelta dello strumento per il calcolo della concentrazione di soot	56
3.2.3	Indicazione posizione linea 1 (a) e linea 2 (b)	57
4.1.1	Effetto su coppia (a) e potenza (b) erogate	63
4.1.2	Scostamento BSFC per B50 (a) e B100 (b)	65
4.1.3	Scostamento efficienza motore per B50 (a) e B100 (b)	66
4.1.4	Scostamento NHRR per B50 (a) e B100 (b)	68
4.1.5	NHRR @ 1600 rpm e 42% pedale	68
4.1.6	Scostamento angolare MFB50 per B50 (a) e B100 (b)	69

4.1.7	Curva MFB @ 1200x43 (a), 1600x42 (b), 2000x52 (c)	70
4.1.8	NHRR @ 2000 rpm e 52% pedale	72
4.1.9	Soot vs NO _x per le diverse miscele	73
4.1.10	Scostamento BSNO _x per B50 (a) e B100 (b)	74
4.2.1	Scostamento assoluto della temperatura dei gas di scarico per B50 (a) e B100 (b)	77
4.2.2	Scostamento assoluto della concentrazione di O ₂ nei gas di scarico per B50 (a) e B100 (b)	79
4.2.3	Scostamento concentrazione (ppm) NO _x per B50 (a) e B100 (b) .	80
4.2.4	Scostamento percentuale della portata in massa dei gas esausti per B50 (a) e B100 (b)	81
4.2.5	Scostamento percentuale della portata in massa di NO _x per B50 (a) e B100 (b)	82
4.2.6	Scostamento percentuale della portata di aria aspirata per B50 (a) e B100 (b)	83
4.2.7	Scostamento percentuale della pressione monte turbina con uti- lizzo del B100	84
4.2.8	Scostamento percentuale della pressione di sovralimentazione con utilizzo del B100	84
4.3.1	Contropressione allo scarico del motore nel caso di riferimento . .	85
4.3.2	Contropressione allo scarico del motore in WOT	86
4.3.3	Contropressione allo scarico del motore in funzione della portata di gas esausti	87

Elenco delle tabelle

3.0.1	Caratteristiche motore NEF4	41
3.1.1	Valori da eliminare per la regressione [23]	47
3.1.2	Limiti per la validazione [23]	48
3.1.3	Limiti per la validazione [23]	52
3.1.4	Tolleranze su velocità e coppie misurate [23]	53
4.0.1	Proprietà delle miscele utilizzate	61

1 Introduzione

Il tema delle emissioni è, ad oggi, uno degli argomenti più discussi e comporta la rimessa in esame di tutte quelle tecnologie che per decenni hanno accompagnato l'umanità nella sua storia. Gli obiettivi imposti dalle istituzioni, in termini di emissioni, hanno richiesto il miglioramento di quelle tecnologie e, dove necessario, la ricerca di nuove soluzioni.

1.1 Contesto ambientale e obiettivi

Negli ultimi anni, l'impatto ambientale è diventato uno dei punti fondamentali in tutto ciò che riguarda le attività antropiche. In qualsiasi campo, l'obiettivo principale è minimizzare l'effetto negativo che le attività umane hanno sull'ambiente, cercando di raggiungere la carbon neutrality (emissione netta di CO₂ pari a zero).

In Europa, la commissione europea ha imposto obiettivi precisi con lo scopo di ridurre l'emissione di gas serra, anche detti GHG (Green House Gases), del 50% entro il 2030 e, in seguito, del 55% [1]. Queste direttive, ovviamente, influiscono anche sul settore dei trasporti, responsabile del 25% delle emissioni di GHG totali in Europa, per cui si punta alla riduzione del 90% delle emissioni di GHG ad esso legate entro il 2050 [2]. Questi obiettivi richiedono un forte impegno nel campo della ricerca, in modo da conciliare la necessità di tecnologie a basso impatto ambientale e applicabilità di esse, in termini di costo e complessità, al settore dei trasporti.

1.2 Settore dei veicoli terrestri

Restringendo l'analisi al settore terrestre, come è noto, quasi la totalità dei veicoli sfrutta un sistema di propulsione a combustione interna, anche detto motore a combustione interna o ICE (Internal Combustion Engine). Questi motori utilizzano combustibili fossili, principalmente gasolio o benzina, che comportano l'emissione di CO₂ e composti inquinanti di cui i principali sono NO_x, idrocarburi incombusti (HC), CO e particolato (PM). La riduzione di tali sostanze è ottenuta mediante

opportune scelte in termini di architettura e calibrazione del motore e con l'introduzione di sistemi di post – trattamento dei gas di scarico (ATS: After Treatment System). Ciò ha permesso di ridurre notevolmente l'impatto dei motori a combustione interna.

Tuttavia, l'obiettivo generale consiste nel minimizzare il più possibile le emissioni di CO₂ e di inquinanti e ciò diventa sempre più difficile da ottenere, sia in termini di tecnologie disponibili sia in termini di costo, mediante l'uso di motori a combustione interna e combustibili fossili. Per tal motivo, si cercano soluzioni alternative che permettano il raggiungimento degli obiettivi imposti. Semplificando, è possibile individuare due principali strade:

- utilizzare sistemi di propulsione differenti (elettrico o ibrido);
- continuare ad utilizzare i motori a combustione interna ma alimentanti con combustibili alternativi.

L'insieme dei combustibili alternativi è piuttosto ampio e comprende combustibili di origine fossile e rinnovabile:

- di origine fossile, si considerano GPL, metano, idrogeno grigio;
- di origine rinnovabile, si considerano biometano, idrogeno verde, biodiesel (FAME), HVO, bioetanolo, e-fuels, olio vegetale (PPO), syngas.

È importante sottolineare che i combustibili sintetici, per poter essere considerati rinnovabili, devono essere prodotti mediante fonti rinnovabili: ad esempio, per avere e-fuels rinnovabili è necessario che l'idrogeno utilizzato sia di tipo verde. Come detto in precedenza, questi combustibili sono alternativi al gasolio ed alla benzina e, per tal motivo, possono essere utilizzati soltanto per il motore con cui sono compatibili. In generale, il discriminante è la reattività del combustibile: se ha alta reattività è utilizzato nei motori SI (Spark Ignition); se ha bassa reattività è utilizzato nei motori CI (Compression Ignition).

Nel presente studio si analizza il funzionamento di motori CI alimentati con biodiesel (FAME).

1.3 Regioni della ricerca

Attualmente, il gasolio venduto sia per uso stradale sia per uso non stradale è, fondamentalmente, una miscela di gasolio fossile e biodiesel. In Europa, tale miscela è regolamentata dalla norma EN 590 che stabilisce un contenuto in massa di biodiesel massimo pari al 7% (si parla, infatti, di gasolio B7) che non richiede modifiche

ad architettura e calibrazione del motore. È necessario sottolineare che il gasolio non stradale non segue esattamente le regolamentazioni del gasolio stradale ma, per quanto riguarda il contenuto di biodiesel, non viene mai superato il 7%.

Come già accennato, l'introduzione di una maggiore frazione di biodiesel richiede l'intervento sulla calibrazione del motore. Ciò è dovuto alle diverse caratteristiche del biodiesel di prima generazione [3, 4]. Le principali differenze rispetto al gasolio convenzionale riguardano:

- numero di cetano variabile a seconda della fonte;
- minore potere calorifico;
- maggiore densità;
- maggiore viscosità;
- maggiore punto di infiammabilità;
- maggiore tendenza ad assorbire acqua;
- presenza di ossigeno nella composizione chimica.

Per avvicinarsi alla carbon neutrality prima citata e ridurre le emissioni di inquinanti, si sta cercando di promuovere l'utilizzo di biodiesel, aumentandone la quantità che viene miscelata al gasolio fossile o utilizzandolo puro (B100). Tuttavia, il corretto funzionamento del motore dipende fortemente dalle caratteristiche del combustibile e, di conseguenza, è necessario adattarne la calibrazione a seconda del contenuto di biodiesel nella miscela utilizzata. È proprio da questo contesto che derivano le ragioni alla base del qui presente studio: non è possibile conoscere a priori il contenuto di biodiesel e ciò renderebbe impossibile, da parte dei produttori di motori, individuare la corretta calibrazione.

La migliore soluzione a questo problema consiste nel determinare direttamente su veicolo la percentuale di biodiesel caratterizzante la miscela così da poter adattare la calibrazione di conseguenza. Bisogna sottolineare che, qualunque sia la strategia utilizzata, deve trattarsi di un metodo cost - effective, ovvero che non comporti un aumento dei costi troppo alto: devono essere sufficienti i sistemi già normalmente presenti su motore, senza la necessità di sviluppare e installare nuovi sensori ad un costo elevato.

È opportuno citare che, oltre l'utilizzo del biodiesel, nei motori CI la riduzione delle emissioni di GHG e di inquinanti è ottenibile anche mediante altri combustibili alternativi, come HVO e GPL. Nel prossimo capitolo si riporta brevemente lo stato

dell'arte delle metodologie in ambito di riconoscimento della miscela di gasolio – biodiesel ed una panoramica relativa all'utilizzo di HVO e GPL.

2 Stato dell'arte

In questo paragrafo, viene riportata una sintesi delle tecnologie/metodologie oggetto delle più recenti ricerche in campo di riconoscimento della miscela di gasolio – biodiesel. Si riporta, poi, una panoramica sulle altre alternative più promettenti che vedono la sostituzione totale o parziale del gasolio nel funzionamento dei motori CI, mostrando anche la versatilità di tali motori.

2.1 Riconoscimento miscela

Come detto in precedenza, la conoscenza delle caratteristiche del combustibile è fondamentale per garantire il corretto funzionamento del motore in termini di consumi ed emissioni. È, quindi, necessario essere in grado di determinare il contenuto di biodiesel nella miscela gasolio – biodiesel. È, però, opportuno ribadire che il metodo di riconoscimento deve essere cost – effective: non deve avere forte influenza sul costo di realizzazione.

In questa sezione si riportano due metodologie che potrebbero essere in grado di permettere quanto detto:

- riconoscimento Software - Based;
- Closed – Loop Combustion Control (CLCC).

2.1.1 Software – Based sensing technique

Tale metodo, applicato ai motori diesel, è anche detto *flex-fuel approach*, in quanto ha lo scopo di rendere il funzionamento del motore adattabile al variare della miscela di gasolio - biodiesel [5, 6, 7, 8]. Le diverse miscele vengono individuate dal termine Bx, in cui “x” indica la percentuale di biodiesel presente nella miscela.

Il metodo si basa sull'analisi di tre variabili legate al segnale di pressione in camera (**Figura 2.1.1**) e definite come *combustion key parameters*, quali:

- Comb1: somma di durata dell'iniezione e ritardo di accensione;
- Comb2: pendenza del tratto ascendente della curva di pressione in camera;
- Comb3: pressione massima raggiunta in camera.

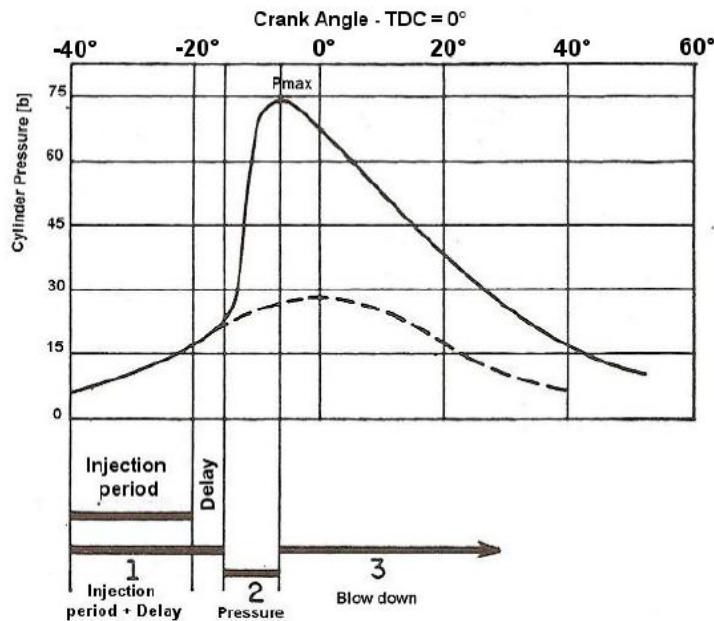


Figura 2.1.1: Generico segnale di pressione in camera [5]

Mantenendo fissata la calibrazione del motore, la variazione di uno o più *combustion key parameters* sarà dovuta ad una variazione della composizione del combustibile utilizzato (espresso in termini di numero di cetano). Il biodiesel è caratterizzato, in generale, da un numero di cetano molto variabile e, di conseguenza, l'aumento della frazione di biodiesel nella miscela determina, a seconda dei casi, un ritardo di accensione della miscela maggiore o minore rispetto al gasolio convenzionale. Una volta calcolati, i *key parameters* attuali vengono confrontati con i rispettivi valori ottenuti e memorizzati durante la prima calibrazione del motore.

Ovviamente, per poter determinare i *combustion key parameters* è necessario conoscere l'andamento della pressione in camera in funzione dell'angolo di manovella. Il metodo più veloce e preciso necessita dell'utilizzo di un sensore di pressione montato direttamente in camera di combustione ma, poiché si vuole ottenere un metodo cost-effective, è necessario utilizzare le sole informazioni derivanti dai sensori già installati sul motore.

La tecnica utilizzata sfrutta l'analisi del segnale inviato dal sensore che misura la velocità di rotazione del motore. È possibile, infatti, correlare le variazioni di velocità dell'albero motore alla coppia dovuta alle forze di pressione che si sviluppano in camera di combustione [5, 6]: la coppia istantanea fornisce una precisa immagine del processo di combustione e, quindi, permette di calcolare i combustion key parameters necessari.

Definito il modello, viene eseguita una fase di validazione mediante una serie di test sperimentali in un range di velocità angolare da 1500 rpm a 3000 rpm con salti di 250 rpm, variando lo SOI ed il carico. In particolare, per ogni valore di velocità, vengono eseguite:

- variazione dello SOI a carico costante;
- variazione dello SOI e del carico contemporaneamente.

Entrambe le tipologie di prove dimostrano una correlazione piuttosto marcata tra la coppia prodotta dal motore e la frazione Bx di biodiesel, secondo cui la coppia diminuisce all'aumentare della percentuale di biodiesel presente nella miscela.

Si è cercato, poi, di individuare nuovi parametri, detti *Upper Level (UL) key-parameters* [7, 8], in grado di prendere il posto di uno o più dei *primary Lower Level (LL) combustion key-parameters*. Uno di questi è la coppia calcolata sulla base del segnale di velocità e indicata come CB4D, la quale presenta la dipendenza dalla frazione Bx discussa poco sopra e ulteriormente verificata mediante la misurazione della coppia reale all'albero per mezzo di un dinamometro (**Figura 2.1.2**). L'utilizzo della CB4D permette di sostituire i 3 combustion key-parameters, alleggerendo il carico computazionale alla ECU, in quanto contiene tutte le informazioni relative al processo di combustione.

Vengono introdotti due ulteriori UL key-parameters, quali il valore di dosatura dei gas combusti ed il rumore di combustione:

- dall'analisi dei gas combusti in uscita dal motore, dotando il condotto di scarico di una sonda lambda, vengono misurati e memorizzati i valori di dosatura relativa. Dall'analisi di tali valori si conclude che, ad ogni velocità angolare, l'aumento della Bx si traduce in un aumento della dosatura relativa, come mostrato in **Figura 2.1.3**. Ciò è dovuto al fatto che, mantenendo costanti la quantità di aria aspirata e la massa di combustibile iniettata, una variazione della Bx determina la variazione della dosatura stechiometrica α_{st} e, essendo α costante, il rapporto di equivalenza $\Phi = \alpha_{st} / \alpha$ della miscela aria-combustibile varia;

- mediante un accelerometro montato sul blocco motore, viene misurato il rumore di combustione, analizzando le frequenze del segnale relative al processo di combustione stesso. Si dimostra che tra rumore di combustione e coppia e rumore di combustione e Bx esiste lo stesso tipo di relazione: da ciò deriva che il rumore di combustione è espressione dei tre LL key-parameters e che, quindi, può essere utilizzato come riferimento per determinare la variazione del numero di cetano dovuta ad una eventuale variazione della Bx.

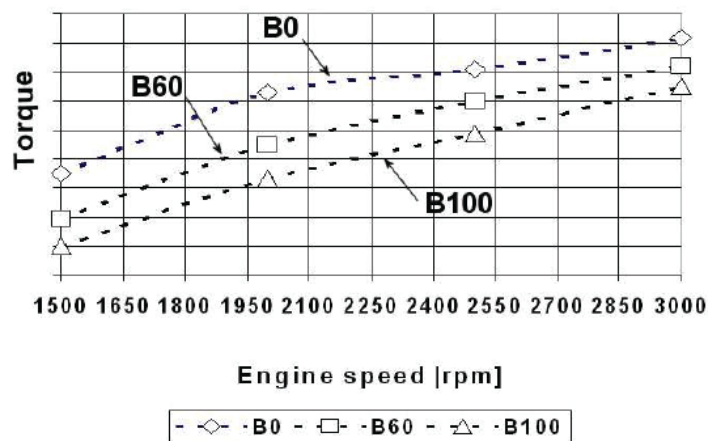


Figura 2.1.2: CB4D in funzione del Bx [7]

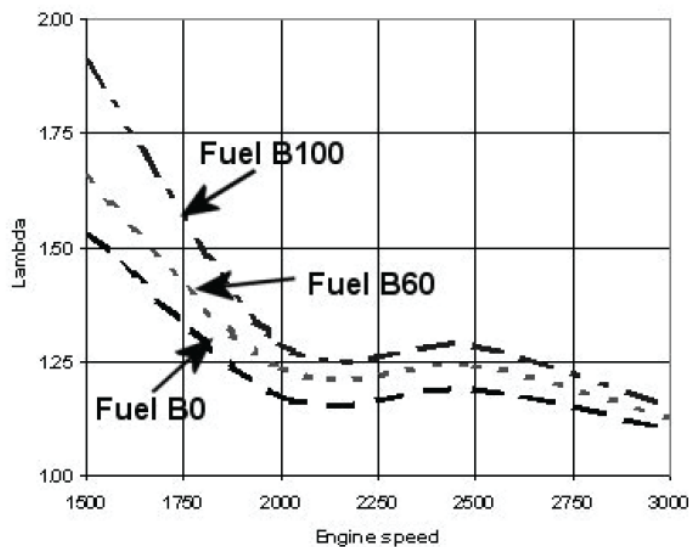


Figura 2.1.3: Andamento lambda in funzione del Bx [7]

Gli UL key-parameters, quindi, possono affiancare o completamente sostituire i tre

LL key-parameters in modo da ottenere un valido approccio volto all'individuazione della frazione Bx presente nella miscela di diesel/biodiesel, riducendo il carico computazionale alla ECU.

2.1.2 Individuazione miscela mediante CLCC

Anche in questo caso, l'obiettivo che si vuole raggiungere è quello di ottenere un motore in grado di adattare il funzionamento a seconda del combustibile utilizzato. Ovviamente, per poter ottenere tale risultato, è necessario definire un metodo affidabile e accurato capace di identificare, in tempo reale, la miscela di gasolio – biodiesel [9, 10]. Nel caso in esame, si vuole sfruttare una tipologia di controllo della combustione detta Closed – Loop Combustion Control (CLCC). Il CLCC è in grado di valutare contemporaneamente la MFB50 e la IMEP per il singolo cilindro e per ogni ciclo del motore sulla base del segnale di pressione in camera, misurato attraverso un sensore di pressione integrato nelle candele di ogni cilindro (componente di serie per il motore).

La strategia per individuare la miscela di gasolio – biodiesel consiste nel confrontare la media sul ciclo della IMEP, indicata con IMEP1 e calcolata a partire dal segnale di pressione misurato, con la IMEP che si otterrebbe durante il funzionamento con solo gasolio, stimata sulla base di quanto ottenuto registrando i valori di pressione media indicata in funzione di velocità e posizione del pedale quando il motore è alimentato con gasolio convenzionale. Sulla base di tali valori di pressione media indicata, è possibile ottenere una prima stima del Blending Ratio (BR) in quanto, in caso di presenza di una frazione di biodiesel, il potere calorifico inferiore della miscela risulterà differente rispetto al gasolio convenzionale.

Il BR così calcolato è solo una stima poiché ottenuto da un controllo in open-loop, che non è in grado di compensare la naturale oscillazione dei parametri di funzionamento del motore quando funzionante in un punto di lavoro caratterizzato da IMEP1 (sostanzialmente, non è più possibile considerare costante il rendimento utile). Per tal motivo, si introduce il controllo closed-loop sulla IMEP: in questo caso il parametro di confronto è la massa di combustibile iniettata per ciclo, la cui variazione è funzione della variazione del solo potere calorifico inferiore del combustibile stesso.

Il metodo viene, poi, validato mediante una serie di test eseguiti su banco per ogni diversa miscela di diesel/biodiesel con percentuale di biodiesel pari a 0% (utilizzata come riferimento), 20%, 50% e 100%. Per ogni miscela, si eseguono nove test in funzionamento stazionario, di cui:

- i primi sette scelti in modo da essere rappresentativi del funzionamento lungo un ciclo NEDC;
- gli ultimi due volte a determinare le prestazioni a carico elevato/massimo.

Nello studio si riportano soltanto i risultati relativi al controllo in closed-loop, poiché più preciso.

Dai risultati ottenuti, mostrati in **Figura 2.1.4**, si nota come l'accuratezza del metodo aumenta all'aumentare di velocità e condizione di carico (sulle piccole quantità di combustibile iniettato, eventuali imprecisioni assumono un peso maggiore). Infine, il metodo di identificazione della miscela di diesel/biodiesel basato sul controllo della IMEP risulta essere piuttosto valido, con un errore che non supera il 6%.

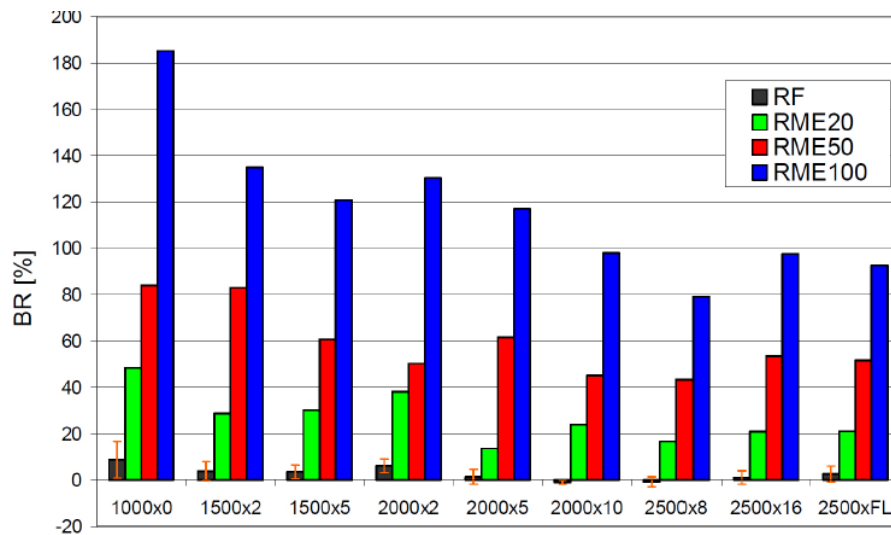


Figura 2.1.4: BR determinato tramite controllo in closed-loop sulla IMEP [9]

In [10] viene presentato un secondo metodo basato sulla misura della dosatura relativa (RAFR) dei gas combusti, rilevata mediante la sonda lambda montata allo scarico del motore. Tale metodo confronta la RAFR misurata, indicata come RA-FR2, con la dosatura relativa RAFR1, stimata a partire dai valori di portata di aria (misurata all'aspirazione del motore), portata di combustibile (ottenuta dall'interpolazione della look-up table presente in memoria in cui la portata di combustibile è funzione dell'energizing time e della pressione di iniezione) e dosatura stechiometrica del diesel puro. Questa seconda metodologia si basa sul monitoraggio della dosatura relativa, la quale assume valori differenti quando si introduce una frazione di biodiesel. Ciò accade poiché, a pari potenza, la massa di combustibile iniettato è maggiore rispetto al caso di utilizzo di diesel puro (a causa del minore LHV del

biodiesel). Anche in questo caso, viene eseguita la validazione del metodo presentato eseguendo una serie di test come descritto in precedenza, i cui risultati sono mostrati in **Figura 2.1.5**. Dai risultati ottenuti, si conclude che il metodo basato sul calcolo della RAFR non è soddisfacente a causa delle incertezze che interessano la misura/stima dei parametri necessari.

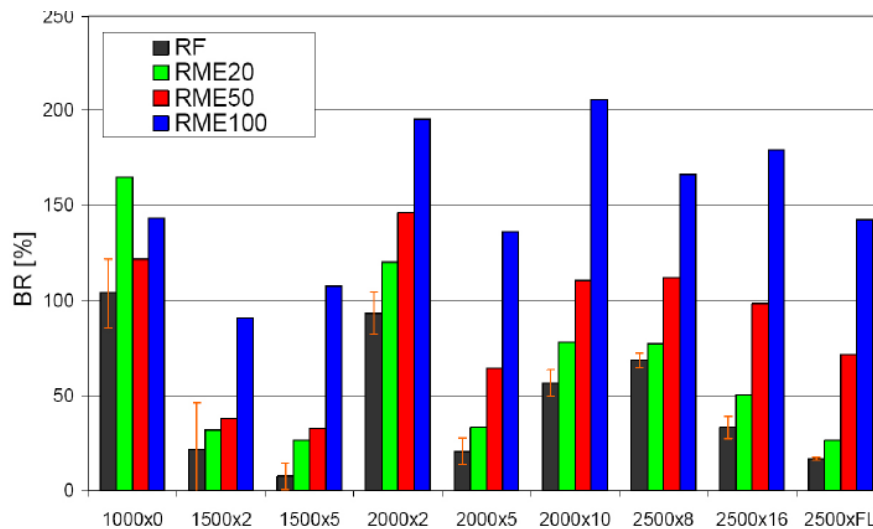


Figura 2.1.5: BR determinato tramite controllo sulla RAFR [10]

2.1.3 Individuazione della miscela tramite sensoristica dedicata

Un'ulteriore opzione che permetterebbe di tenere traccia del contenuto di biodiesel consiste nell'utilizzare sensori in grado di rilevare le caratteristiche del combustibile. Questo metodo, in teoria, contraddice quanto detto in precedenza riguardo la necessità di una soluzione cost-effective. Tuttavia, una volta raggiunta la giusta affidabilità e compatibilità con i veicoli, l'utilizzo di questi sensori su volumi elevati di veicoli, tipici della produzione in serie, renderebbe l'aumento dei costi decisamente marginale.

Si citano i sensori più studiati che sono, sostanzialmente, di tre tipi:

- sensori “fisici”, ovvero che misurano le proprietà fisiche del fluido;
- sensori Tuning Fork Resonator;
- sensori ottici basati su tecnologia NIR (Near Infra Red).

I primi, sebbene possano dare informazioni valide, necessitano del mantenimento di determinate condizioni del fluido. Infatti, sono molto sensibili a conta-

minazione data dalla presenza di acqua o particelle solide nel fluido e alla naturale variabilità del combustibile di base stesso [11].

Per tali motivi, ci si soffermerà soltanto sull'analisi dei sensori Tuning Fork Resonator e dei sensori NIR.

2.1.3.1 Sensori Tuning Fork Resonator

Come mostrato in **Figura 2.1.6a**, un Tuning fork resonator è formato da una singola struttura di materiale piezoelettrico fornita di due rebbi rivestiti da un sottile strato di elettrodo: quando energizzato, il sensore possiede una certa impedenza ed i rebbi oscillano intorno alla posizione di riposo ad una precisa frequenza di risonanza.

In **Figura 2.1.6b** si riporta il circuito equivalente del sensore. Variando le caratteristiche del fluido in cui è immerso, variano entrambe la frequenza di risonanza e l'impedenza relative al sensore: sulla base di tali variazioni, è possibile determinare la viscosità, densità e costante dielettrica del fluido. La misurazione di tali tre parametri permette di identificare in maniera univoca la percentuale di biodiesel presente nella miscela.

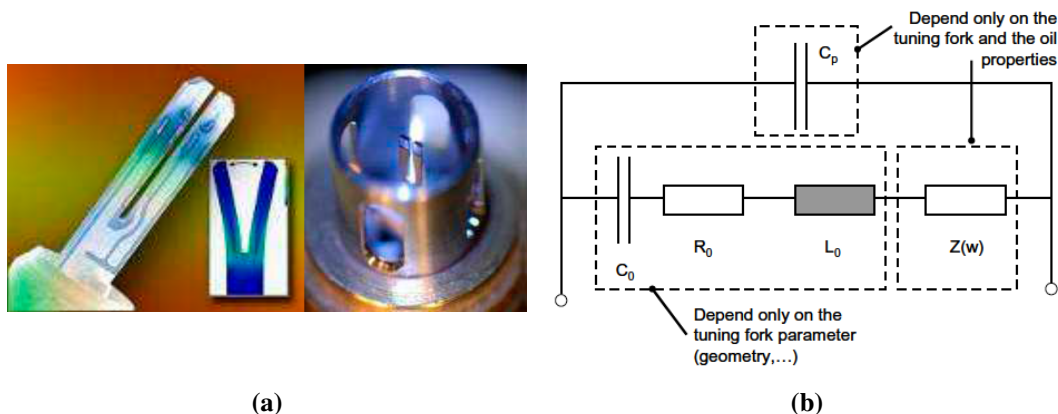


Figura 2.1.6: Tuning Fork Resonator [12] (a); Circuito equivalente [12] (b)

2.1.3.2 Sensori NIR

Il funzionamento dei sensori NIR (**Figura 2.1.7**) è basato sulla teoria della spettroscopia vibrazionale [11, 13], cioè l'assorbimento delle radiazioni elettromagnetiche contenute nella regione del vicino infrarosso (da 780 nm a 2500 nm).

In una molecola, gli atomi coinvolti nei legami si trovano ad un livello di energia preciso: gli atomi si muovono lungo il legame stesso ad una precisa frequenza determinata dalle caratteristiche del legame e degli atomi ad esso relativo. Quando

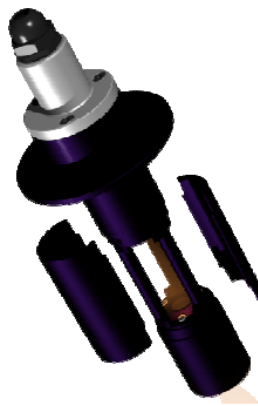


Figura 2.1.7: Sensore NIR [13]

la molecola viene colpita da una radiazione, l'energia trasportata può essere assorbita completamente o in parte (a seconda della differenza di energia che divide due stati vibrazionali), eccitando gli atomi della molecola ad un livello vibrazionale maggiore. È, quindi, possibile determinare uno spettro di frequenze relativo alla molecola analizzata. Tuttavia, poiché le strutture molecolari dei composti sono particolarmente complesse, gli spettri risultanti si presentano come la sovrapposizione di picchi e valli. Nella pratica, una sorgente luminosa emette radiazioni elettromagnetiche a diverse frequenze che impattano sul composto che si vuole analizzare e un ricevitore raccoglie lo spettro che ne risulta. Confrontando lo spettro emesso e lo spettro ricevuto, è possibile dedurre quali frequenze sono state assorbite e, di conseguenza, quali legami sono presenti. In **Figura 2.1.8** viene riportato uno schema del sensore.

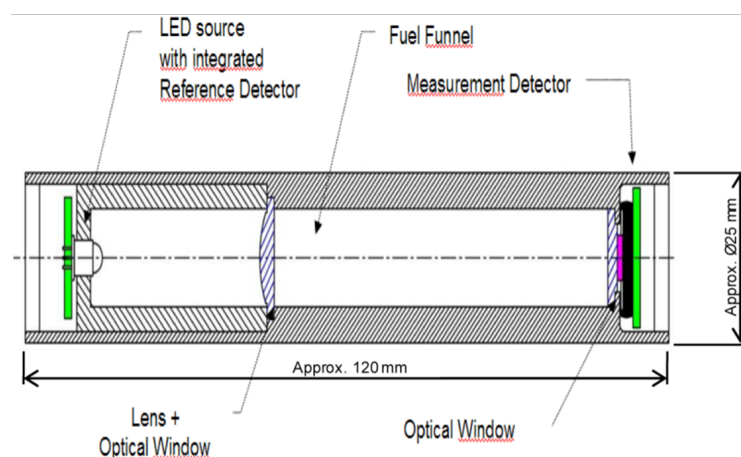


Figura 2.1.8: Schema sensore NIR [11]

A causa della complessità delle informazioni fornite dal sensore, è necessaria

una fase di analisi detta HydroCarbon Profiling (HCP) [14], dove un modello matematico/chimico (precedentemente calibrato a partire da un ampio database) identifica le strutture molecolari presenti. È necessario sottolineare che i risultati derivanti dall' HCP sono adimensionali e, perciò, non confrontabili in termini di frazione in peso o volume. Dal punto di vista tecnico, l'utilizzo on-board dei sensori NIR è reso possibile grazie allo sviluppo di dispositivi di dimensioni ridotte ed in grado di sopportare le sollecitazioni tipiche di un veicolo. Tuttavia, come anticipato in precedenza, il principale ostacolo risiede nell'analisi e traduzione dei dati forniti dal sensore mediante modelli sufficientemente rapidi e che non comportino un costo computazionale troppo oneroso per la ECU. Un esempio concettuale di utilizzo di quanto discusso finora è riportato in **Figura 2.1.9**.

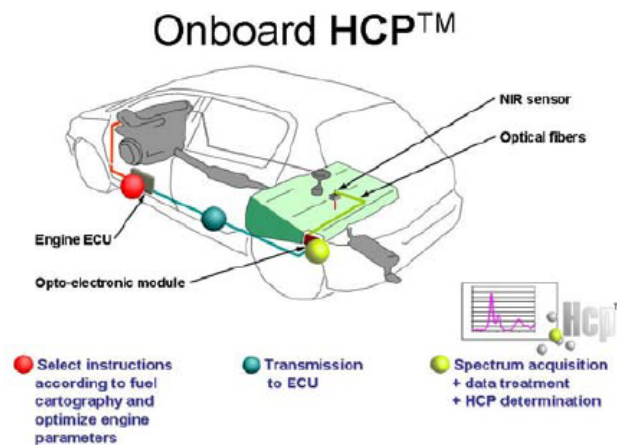


Figura 2.1.9: Esempio di utilizzo on-board del sensore NIR [13]

2.2 Utilizzo HVO

Come detto in precedenza, un'ulteriore soluzione per ridurre l'emissione di GHG e inquinanti riguarda l'utilizzo del HVO [15], il quale può essere utilizzato puro o miscelato al gasolio fossile in ogni proporzione, mantenendo quasi invariata la calibrazione motore.

Così come il biodiesel di prima generazione (FAME), l'HVO è ottenuto a partire da oli di origine animale o vegetale. Tuttavia, l'HVO è molto più simile al gasolio fossile e ciò, a differenza del biodiesel, rende meno complesso il suo utilizzo nei motori CI. A supporto di quanto detto, si riportano le principali proprietà dell'HVO [16]:

- densità e viscosità minori del gasolio fossile;

- potere calorifico inferiore circa uguale al gasolio fossile che, sommato alla minore densità, aumenta i consumi in volume;
- numero di cetano molto alto e maggiore del gasolio, determinando ritardi di accensione minori;
- comportamento a bassa temperatura modulabile durante il processo di produzione;
- modulo di compressibilità molto simile al gasolio fossile, permettendo una simile gestione della fase di iniezione;
- potere di lubrificazione molto simile al gasolio, rendendo l'HVO compatibile con gli odierni sistemi di alimentazione;
- compatibilità con i materiali utilizzati nei motori odierni;
- insolubilità dell'acqua nell'HVO più marcata rispetto al gasolio fossile, semplificando l'utilizzo a bassa temperatura.

Nonostante le molte similitudini con il gasolio fossile, l'utilizzo di HVO influenza, in positivo o in negativo, il funzionamento del motore sia in termini di prestazioni sia in termini di emissioni [16]. Ad esempio, il maggiore numero di cetano migliora l'accendibilità a freddo e il rumore ma la minore densità comporta un minor contenuto energetico che si riflette in maggiori consumi. Tuttavia, si è dimostrato come l'utilizzo dell'HVO, abbinato ad una minima modifica della calibrazione motore, porti numerosi vantaggi in termini di emissione di GHG e inquinanti, senza influenzare negativamente le prestazioni.

Nello studio [15] si confronta l'utilizzo di HVO sia come combustibile “drop-in” sia apportando modifiche alla calibrazione motore. Vengono eseguiti test a punto fisso, rappresentativi sia del ciclo WLTC (carichi medio-bassi) sia della marcia extraurbana (carico alto).

2.2.1 Utilizzo come drop-in

Nel caso di HVO come drop-in, il processo di combustione rimane molto simile a quello del gasolio convenzionale, soprattutto grazie all'utilizzo delle iniezioni pilota che compensano gli effetti che le diverse caratteristiche del combustibile avrebbero sulla combustione dell'iniezione main. Come mostrato in **Figura 2.2.1a**, si notano differenze sensibili soltanto ai bassi carichi e soltanto per la combustione delle iniezioni pilota, in cui il più alto numero di cetano dell'HVO comporta l'anticipo dello

SOC della prima pilota e un minore picco di HRR della seconda rispetto al gasolio. Questo effetto è dovuto al maggiore CN che caratterizza l'HVO, il quale permette una più completa combustione e riduce la quantità di combustibile iniettato con la prima pilota che, a causa del maggiore ritardo di accensione quando è utilizzato il gasolio, non riesce a bruciare a causa dell'overmixing e, di conseguenza, partecipa alla combustione della successiva pilota (che mostra un picco di HRR più alto). Ai carichi alti (**Figura 2.2.1b**), le differenze in termini di HRR e profilo di pressione diventano pressoché nulle: in questo caso, le alte temperature e pressioni di iniezione accelerano la combustione per entrambi i combustibili, rendendo quasi irrilevanti le differenze prima citate.

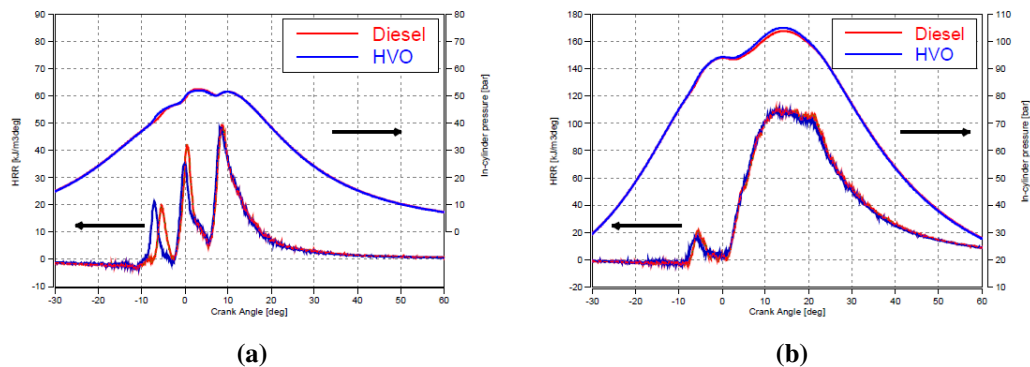


Figura 2.2.1: Pressione in camera e HRR a carico basso (a) e alto (b) [15]

Per quanto riguarda le emissioni di inquinanti, nella **Figura 2.2.2** vengono evidenziati gli effetti dell'utilizzo dell'HVO. Si può notare che, anche senza modifiche alla calibrazione, è possibile ridurre efficacemente le emissioni di soot. Infatti, ai bassi carichi (**Figura 2.2.2a**), gli effetti positivi dati dalle proprietà dell'HVO superano i potenziali svantaggi causati da un minore tempo disponibile alla miscelazione dovuto ad un minore ritardo di accensione. Tuttavia, è di maggiore interesse l'effetto che si ottiene ad alto carico (**Figura 2.2.2b**), dove la produzione di soot è decisamente maggiore: come detto in precedenza, ad alto carico, il peso del minor ritardo di accensione diventa quasi irrilevante e, di conseguenza, si può affermare che la riduzione dell'emissione di soot è imputabile alle sole caratteristiche dell'HVO. Infatti, l'assenza di composti aromatici (assenza di precursori), la minore densità e la minore viscosità (evaporazione e miscelazione più rapide) riducono notevolmente la tendenza alla formazione di soot durante il funzionamento con HVO. Il minor ritardo di accensione e la maggior volatilità dell'HVO sono responsabili anche della riduzione dell'emissione di CO e HC, in particolare ai carichi medio-bassi, in quanto permettono di ottenere il giusto equilibrio tra elevata velocità di

evaporazione e miscelamento (che riduce l'effetto dell'undermixing a freddo ed a fine iniezione) e tempo a disposizione limitato (che riduce l'effetto dell'overmixing). Al contrario, l'emissione di NO_x non subisce sensibili riduzioni e, a basso carico, aumenta leggermente. Infatti, un minor ritardo di accensione non implica la riduzione delle emissioni di NO_x , le quali possono variare a seconda delle condizioni di carico e velocità.

Facendo ancora riferimento alla **Figura 2.2.2**, oltre agli effetti sulle emissioni, dai tutti i test eseguiti si è rilevata anche la riduzione del consumo specifico di combustibile a tutti i punti di funzionamento testati. Tuttavia, essendo la densità dell'HVO minore rispetto al gasolio convenzionale e il potere calorifico inferiore simile, il consumo volumetrico di combustibile aumenta (è necessario iniettare un maggior volume di HVO per ottenere il medesimo rilascio energetico).

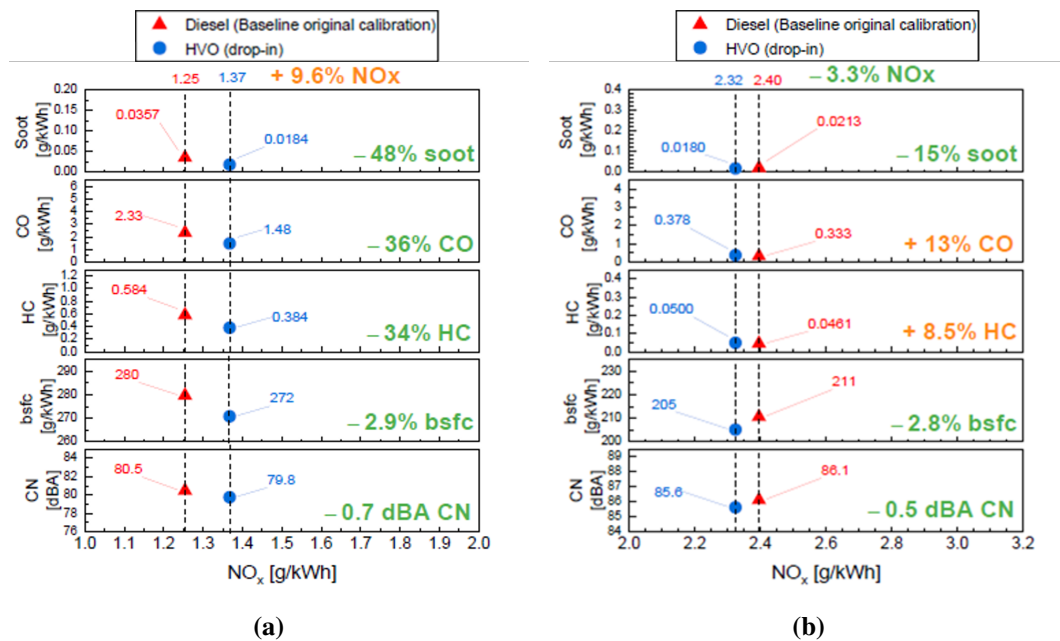


Figura 2.2.2: Effetto su emissioni, consumi e rumore nei casi di carico basso (a) e alto (b) [15]

2.2.2 Modifica della calibrazione

L'adattamento della calibrazione motore riguarda la modifica dei principali parametri di funzionamento quali: pressione nel rail, SOI_e della main, Dwell Time (DT) della pilota, quantità della pilota, EGR split (ovvero il rapporto tra EGR di alta pressione ed EGR di bassa pressione). Si interviene modificando un parametro al-

la volta, mantenendo fissi tutti gli altri. Inoltre, per ogni punto di funzionamento testato, il valore di velocità e carico viene mantenuto costante.

Modificando l'EGR split, è possibile ottenere la riduzione dell'emissione di NO_x : dalla **Figura 2.2.3a** si vede come, ai bassi carichi, la minore formazione di soot, CO, HC dovuta alle caratteristiche dell'HVO permette di aumentare la quantità di EGR, riducendo la formazione di NO_x , senza oltrepassare i limiti imposti per gli stessi soot, CO e HC; ai carichi più alti di **Figura 2.2.3b**, la riduzione di NO_x è ottenibile ritardando la combustione, peggiorando leggermente i consumi.

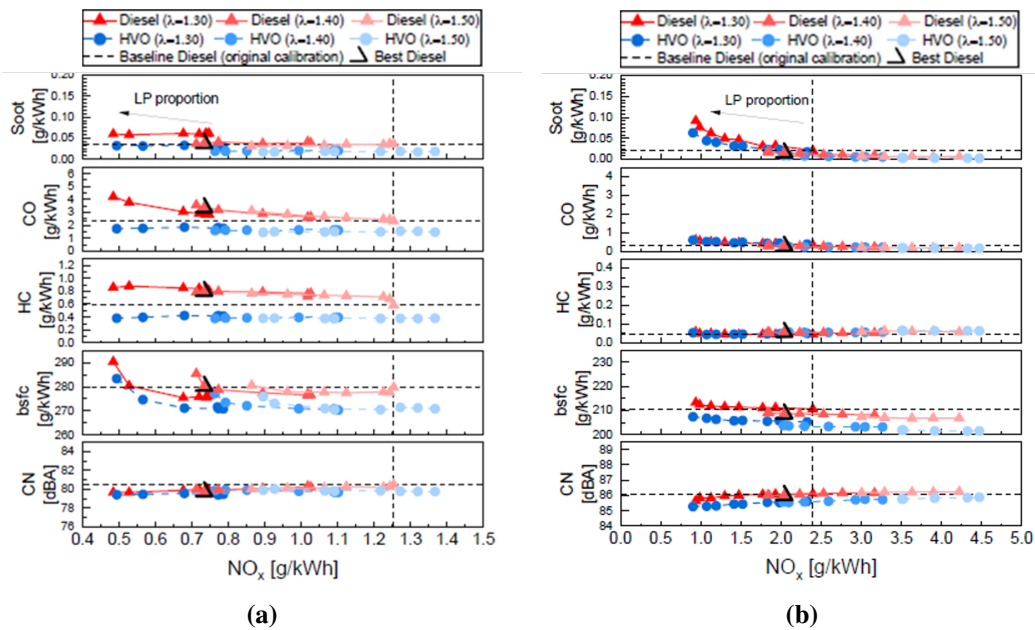


Figura 2.2.3: Effetto dell'EGR split su emissioni, consumi e rumore nei casi di carico basso (a) e alto (b) [15]

Per quanto riguarda lo SOI della main, la necessità di ottimizzare contemporaneamente i consumi, le emissioni e il rumore richiede l'individuazione di un adeguato compromesso per la fasatura di iniezione. Il vantaggio dell'utilizzo dell'HVO risiede proprio in tale compromesso: le minori emissioni di inquinanti garantite dall'HVO possono essere sfruttate per ridurre ulteriormente il consumo di carburante anticipando la fasatura della combustione (ottenendo un migliore miscelamento), senza il rischio di superare i livelli di particolato tipici del diesel convenzionale; al contrario, se l'obiettivo principale è la riduzione delle emissioni di NO_x , si può adottare una fasatura della combustione più ritardata (ottenendo minori temperature di combustione), senza incorrere in penalizzazioni eccessive in termini di consumi. In **Figura 2.2.4** si riporta l'andamento di bsfc e soot al variare della fasatura

di iniezione in condizione di carico alto (poiché, come detto precedentemente, le emissioni di soot sono più marcate a carichi medio-alti).

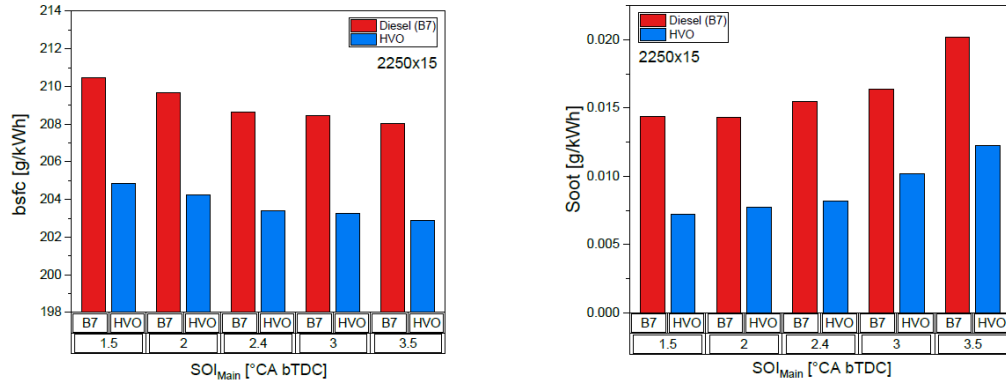


Figura 2.2.4: Dipendenza di bsfc e soot dalla SOI_e della iniezione main [15]

Le proprietà dell'HVO si riflettono anche sugli effetti legati alla modifica della pressione nel combustibile nel rail, dalla quale dipende direttamente la pressione di iniezione: le minori emissioni di particolato fornite dall'HVO permettono di migliorare il rumore di combustione ai carichi elevati mediante la riduzione della pressione nel rail, senza superare i livelli di soot tipici del diesel convenzionale; è stata riscontrata la possibilità di adottare una strategia analoga anche a basso carico (di minore importanza poiché, a questi carichi, le emissioni di particolato e i livelli di rumore di combustione rivestono un aspetto meno critico). In **Figura 2.2.5** si riportano la dipendenza di soot e rumore di combustione dalla pressione all'interno del rail.

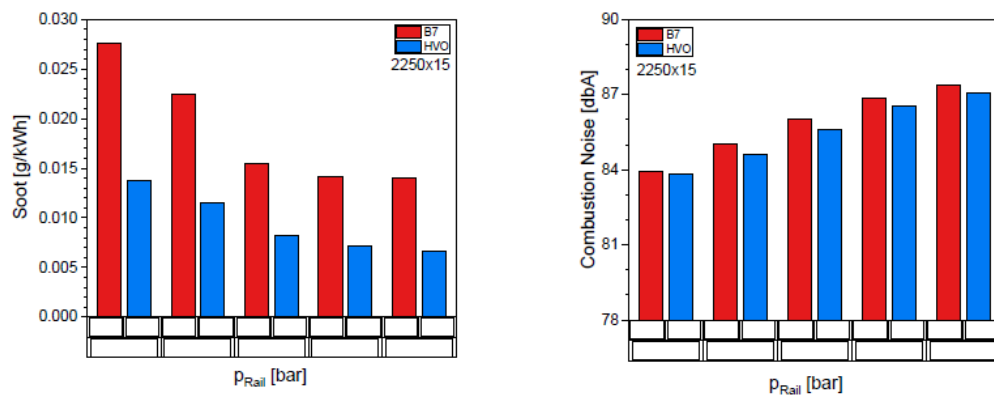


Figura 2.2.5: Dipendenza di soot e rumore di combustione dalla pressione del combustibile nel rail (la p_{rail} aumenta da sinistra a destra) [15]

Infine, agendo su DT (**Figura 2.2.6**) e quantità di combustibile per l'iniezione pilota (**Figura 2.2.7**), è possibile ridurre ulteriormente l'emissione delle specie lega-

te ad una combustione incompleta (CO, HC) o, in alternativa, gli NO_x per entrambi HVO e gasolio convenzionale.

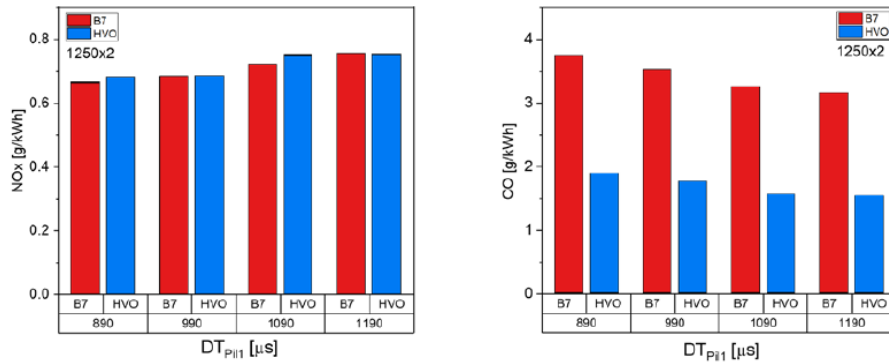


Figura 2.2.6: Effetto di DT_{Pil1} su CO e NO_x [15]

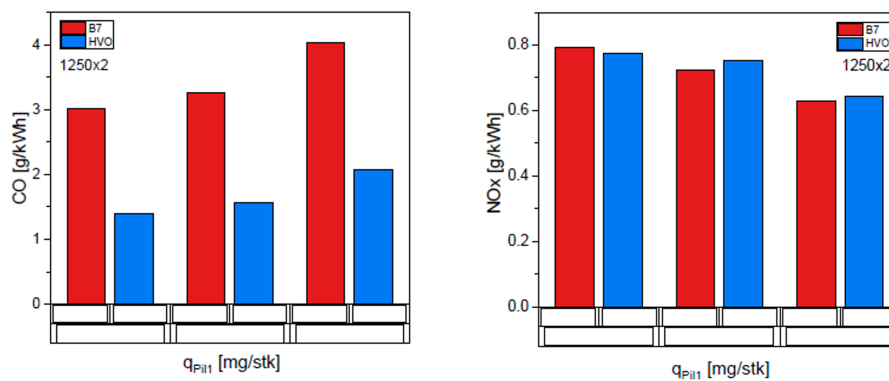


Figura 2.2.7: Effetto di q_{Pil1} su CO e NO_x (la q_{Pil1} aumenta da sinistra a destra) [15]

2.3 Utilizzo del GPL

Il GPL è un prodotto di scarto dei processi di raffinamento di altri combustibili fossili ed è composto da una miscela di propano e butano le cui concentrazioni possono essere molto variabili: si va da quasi propano puro (95%) a quasi butano puro (>80%). L'utilizzo di tale combustibile presenta ottime potenzialità nella riduzione dell'emissione di GHG ed inquinanti [17, 18, 19, 20, 21, 22].

Il GPL è un combustibile che, alle condizioni ambiente, è allo stato gassoso: quando sottoposto a pressioni superiori ai 5 – 7 bar, passa allo stato liquido e può essere utilizzato come combustibile per i veicoli poiché facilmente stoccabile. I

principali studi concentrano l'attenzione sulla ricerca di due soluzioni tecnologiche per l'utilizzo del GPL in motori Diesel, affiancandolo al normale gasolio:

- sistemi Dual – Fuel, in cui il GPL è iniettato nel condotto di aspirazione (PFI);
- utilizzo di miscele di gasolio – GPL preformate e iniettate direttamente in camera (DI).

In alcuni casi si utilizza il GPL puro ma, poiché caratterizzato da una bassa reattività, ad esso vengono aggiunti degli additivi che ne aumentano il numero di cetano.

La valutazione dell'efficacia dei sistemi precedentemente indicati viene eseguita sulla base dei risultati ottenuti in termini di analisi di combustione ed emissioni.

2.3.1 Sistemi Dual - Fuel

Nei sistemi dual – fuel, il GPL è utilizzato come combustibile principale, il quale viene iniettato nel condotto di aspirazione (PFI). Il gasolio, invece, viene iniettato in quantità ridotte (similmente ad una iniezione pilota) direttamente in camera a fine compressione e funge da sorgente di accensione per il combustibile principale [18]. Si adotta questa soluzione poiché il GPL ha un basso CN e, di conseguenza, una bassa tendenza all'autoaccensione. Di seguito si riportano i risultati ottenuti per emissioni e performance [18].

PM. L'emissione di particolato (PM) è la conseguenza della formazione, a causa di una combustione incompleta, di particelle carboniose dette soot. Questo fenomeno è favorito in condizioni di miscela molto ricca ($\Phi \geq 2$), generalmente ritrovabili durante la combustione premiscelata. Altri fattori che influenzano la formazione di soot sono il rapporto C/H del combustibile e la presenza di composti aromatici.

Nei sistemi dual – fuel, la formazione di soot diminuisce all'aumentare del rapporto GPL/gasolio (con riduzioni fino al 70%), come mostrato in Figura 2.3.1. Si può affermare che questi risultati sono ottenibili grazie a:

- assenza di aromatici nel GPL;
- basso rapporto C/H del GPL;
- drastica riduzione della probabilità di formazione di sacche di ricco poiché il GPL è iniettato durante l'aspirazione, formando una miscela omogenea.

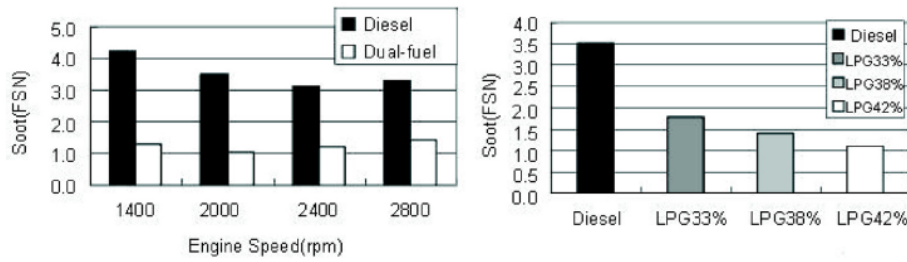


Figura 2.3.1: Riduzione soot in sistemi dual-fuel (grafico a destra a velocità costante) [18]

NO_x. In generale, la formazione di ossidi di azoto avviene in presenza di alte temperature ed alte concentrazioni di ossigeno, condizioni tipiche della combustione diffusiva del gasolio.

Si è riscontrato che l'introduzione del GPL nel condotto di aspirazione permette una notevole diminuzione della formazione di NO_x poiché, evaporando nel port, sottrae calore all'aria, abbassandone la temperatura: ciò determinerà temperature minori per tutto il ciclo. Un altro fattore che contribuisce alla riduzione delle temperature di combustione è il ritardo di accensione: la minore reattività del GPL comporta un maggiore ritardo di accensione, spostando la combustione verso temperature minori. Necessario precisare che questo effetto si verifica soltanto se si mantiene la fasatura di iniezione del gasolio pari a quella originale.

In **Figure 2.3.2** e **2.3.3** si riporta la diminuzione di NO_x in sistemi dual-fuel quando si utilizza, rispettivamente, solo propano e miscele di propano/butano.

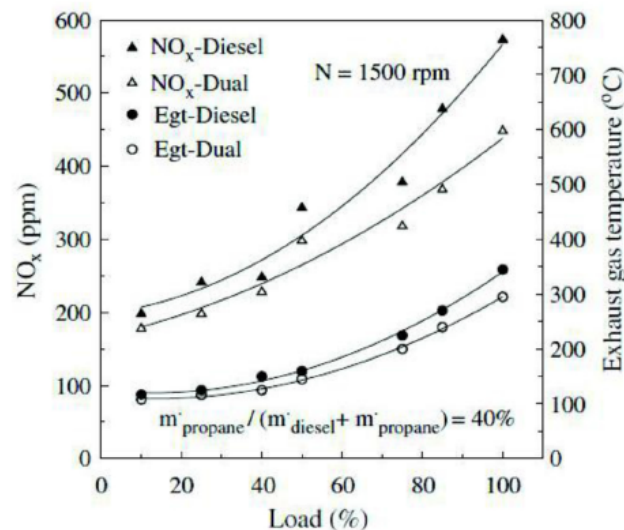


Figura 2.3.2: Riduzione NO_x in sistemi dual-fuel (solo propano) [18]

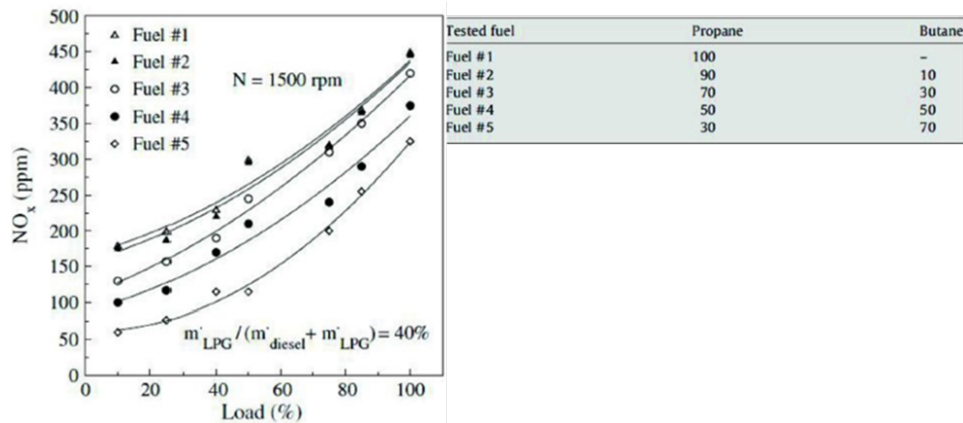


Figura 2.3.3: Riduzione NOx in sistemi dual-fuel (miscela propano/butano) [18]

CO. La formazione di CO dipende soprattutto dalla dosatura della miscela e dalle temperature di combustione: una dosatura ricca e temperature di combustione basse sono l'ambiente ideale per la formazione di CO. Nei motori diesel, l'emissione di CO è generalmente molto bassa, dal momento che operano principalmente in condizioni di miscela povera.

Come mostrato in **Figura 2.3.4**, nei sistemi dual – fuel, si ottengono maggiori concentrazioni di CO allo scarico del motore rispetto all'utilizzo di solo gasolio. Tale risultato è imputabile alle minori temperature della carica aspirata che si registrano con l'iniezione di GPL: una temperatura più bassa della carica determina temperature di combustione minori che aumentano le probabilità di combustione incompleta e formazione di CO. Aumentando la frazione di GPL nel rapporto GPL/gasolio, le emissioni di CO aumentano. Da notare che, con funzionamento dual – fuel ed aumentando il carico sul motore, le emissioni di CO diminuiscono grazie alle maggiori temperature derivanti da un carico maggiore.

HC. Come per il CO, anche l'emissione di idrocarburi incombusti è sintomo di una combustione incompleta. Nei motori diesel convenzionali, la formazione di HC dipende principalmente da due fattori: overmixing sul bordo dello spray o in eventuali sacche di miscela povera; undermixing del combustibile che, a fine iniezione, fuoriesce dal polverizzatore a bassa velocità, causando la formazione di zone in cui la miscela è troppo ricca. Nei motori SI, invece, la fonte principale di HC consiste nel fenomeno dell'occultamento di combustibile, negli interstizi e nell'olio lubrificante.

Con funzionamento in dual – fuel, con GPL come combustibile principale, l'emissione di HC aumenta all'aumentare della frazione di GPL. Questo risultato è dovuto alla combinazione del meccanismo di occultamento negli interstizi (presente poiché il GPL è iniettato in aspirazione) e basse temperature della carica. Infatti,

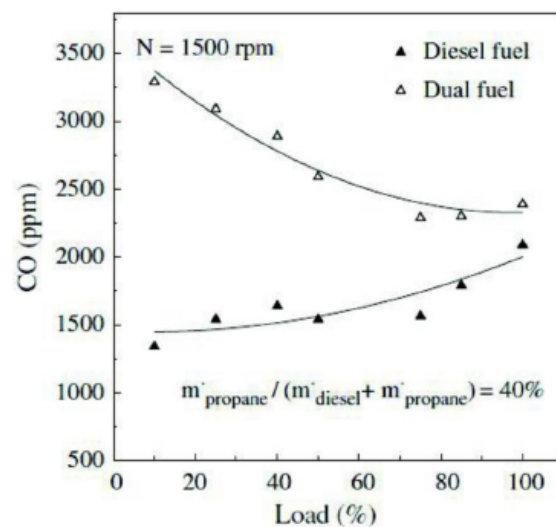


Figura 2.3.4: Effetto dei sistemi dual-fuel su CO [18]

le emissioni di HC maggiori si ottengono con elevate percentuali di GPL e carichi bassi (basse temperature).

Consumi ed Efficienza. Come anticipato in precedenza, è importante sottolineare che emissioni maggiori di CO e HC per i sistemi dual – fuel sono direttamente legate alla più bassa qualità di combustione e, di conseguenza, ad un aumento dei consumi. Ciò accade principalmente a bassi carichi, dove le minori temperatura non garantiscono una completa combustione; viceversa, a carichi più elevati, dove le maggiori temperature permettono una combustione più completa, i consumi sono circa uguali a quelli del funzionamento convenzionale. In **Figura 2.3.5** si riportano i risultati appena descritti.

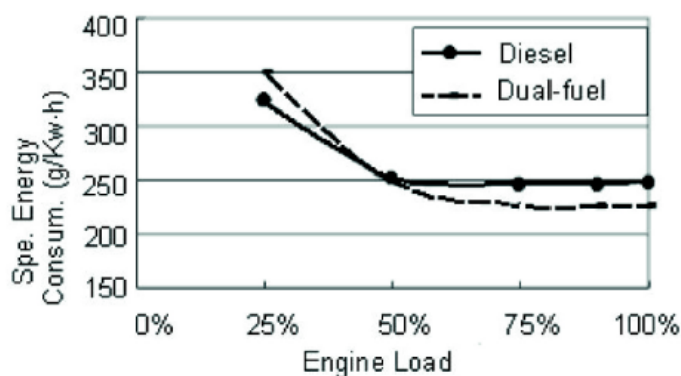


Figura 2.3.5: Legame tra consumo specifico e carico [18]

2.3.2 Iniezione diretta di miscela di Gasolio - GPL

In questo caso, il GPL è premiscelato con il gasolio e la miscela è iniettata direttamente in camera. In generale, ciò è possibile mantenendo la medesima architettura del sistema di iniezione utilizzata per il gasolio convenzionale ma, a causa delle proprietà del GPL, può essere necessario apportare alcune modifiche. La criticità principale risiede nella diversa e più alta pressione di vapore del GPL: è necessario garantire che, lungo tutta la fuel line, la pressione del combustibile sia sempre al di sopra della propria pressione di vapore.

Come detto all'inizio, il GPL stesso è una miscela, formata da butano e propano. Questi due idrocarburi hanno proprietà chimico – fisiche leggermente differenti e, per tal motivo, alcuni studi limitano l'analisi all'iniezione diretta di miscele di gasolio – butano o gasolio – propano.

2.3.2.1 Miscele Gasolio - Butano

Nello studio [19] si analizzano gli effetti su combustione ed emissioni dell'iniezione diretta di tre diverse miscele di gasolio – butano, dove la percentuale in massa di butano va dal 14% al 50% (But14, But33, But50). La scelta di utilizzare soltanto il butano è dovuta alla sua minore pressione di vapore rispetto al propano: utilizzare il propano richiederebbe pressioni lungo la fuel line più elevate, il che rende più complesso rispettare le condizioni di sicurezza. Da notare che si utilizza come riferimento il normale funzionamento con gasolio puro (gasolio EN 590).

Per ogni miscela, si sperimentano due condizioni di carico e, per ognuna, tre diversi SOA (Start Of Actuation) dell'iniezione definiti in relazione al funzionamento con gasolio puro. Di seguito si riportano i risultati ottenuti da tali test.

Combustione. Il butano ha reattività minore del gasolio, pertanto il numero di cetano delle miscele varia a seconda del contenuto di butano. È possibile calcolare sperimentalmente il numero di cetano di ogni miscela poiché esso scala linearmente con il rapporto dei due combustibili [19].

Dai test eseguiti si ritrova che, aumentando la frazione di butano a pari SOA, il CN diminuisce e il ritardo di accensione aumenta, spostando in avanti lo SOC (Start of Combustion). Tuttavia, nonostante il SOC ritardato, la combustione termina vicino al PMS: si ottiene una minore durata di combustione e, quindi, una maggiore efficienza.

Una durata di combustione minore indica anche che la MFB50 è più vicina al PMS, che si traduce in picchi di pressione e temperatura maggiori (**Figura 2.3.6**). Inoltre, aumenta anche il massimo della derivata della pressione sul tempo: man-

tenendo la fasatura di iniezione utilizzata per il gasolio convenzionale, è necessario limitare la frazione di butano per non incorrere in danneggiamenti e rumore eccessivo.

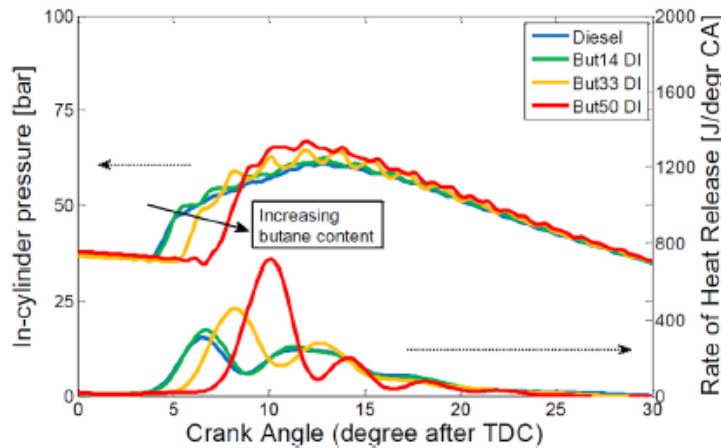


Figura 2.3.6: Pressione in camera e HRR con iniezione diretta di miscele gasolio-butano [19]

HC. In generale, l’emissione di idrocarburi incombusti è paragonabile al funzionamento con gasolio convenzionale. In **Figura 2.3.7a** si nota un leggero aumento soltanto aumentando la frazione di butano al 50%: probabilmente, il ritardo di accensione più lungo dovuto ad una maggiore quantità di butano fornisce più tempo per la miscelazione con aria e ciò aumenta il peso dell’overmixing. Tuttavia, aumentando il carico (**Figura 2.3.7b**), le maggiori temperature compensano l’effetto dell’overmixing prima citato anche con frazioni di butano elevate, portando le emissioni di HC in linea con il funzionamento con gasolio puro.

CO. Le emissioni di CO sono simili al caso di funzionamento con solo gasolio. Come mostrato in **Figura 2.3.8a**, aumentando la frazione di butano al 50%, si registra una leggera diminuzione di tali emissioni. Tale risultato è, plausibilmente, imputabile al tipico “flash boiling” che caratterizza la miscela gasolio – butano: per flash boiling si intende l’elevata velocità con cui la miscela vaporizza quasi appena immessa in camera che, unito ad un più lungo ritardo di accensione, permette un miglior miscelamento con aria. Questo effetto diventa via via più marcato man mano che aumenta la frazione di butano e risulta significativo, in termini di emissioni di CO, con la miscela But50. Tuttavia, aumentando il carico (**Figura 2.3.8b**), anche quest’ultimo effetto diventa trascurabile rispetto all’aumento di temperatura, riducendo drasticamente le differenze tra le diverse miscele.

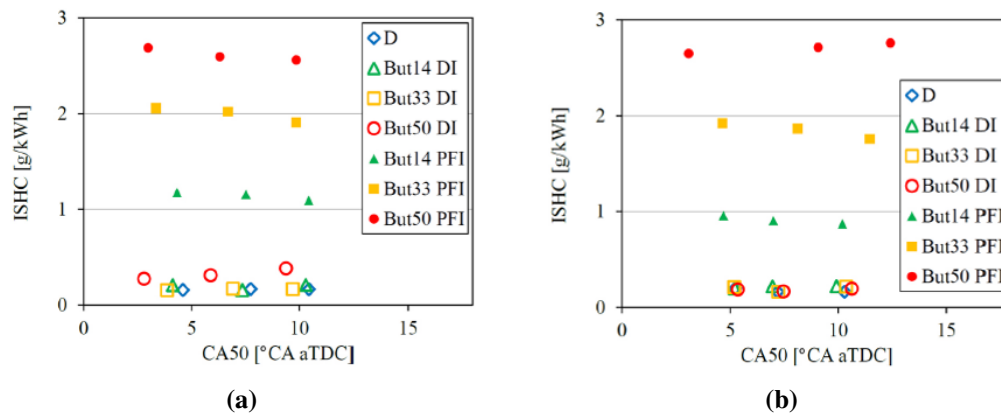


Figura 2.3.7: Emissione HC per miscele gasolio-butano DI e butano PFI a carico basso (a) e alto (b) [19]

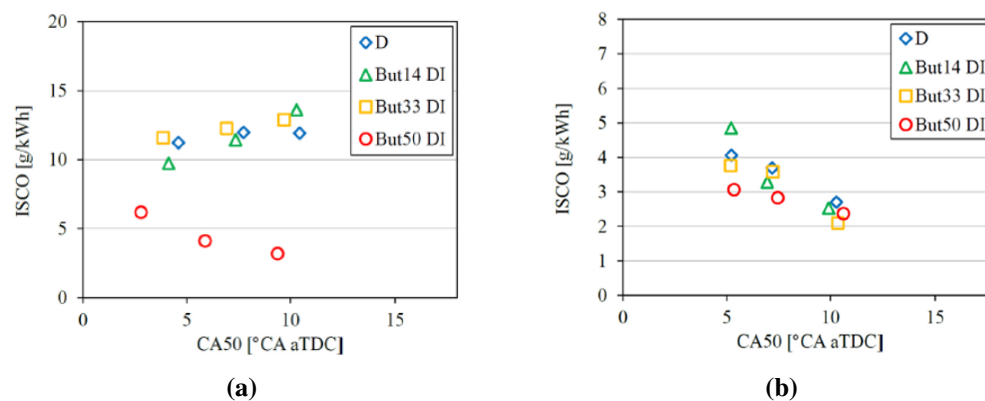


Figura 2.3.8: Emissione CO per miscele gasolio-butano a carico basso (a) e alto (b) [19]

NO_x. In generale, si è trovato che le emissioni di NO_x sono molto simili al funzionamento con puro gasolio. A carichi bassi (**Figura 2.3.9a**), non si notano differenze tra funzionamento con puro gasolio e con le miscele But14 e But33 in quanto si ipotizza che la combustione sia ancora assimilabile a quella tipica di un motore Diesel. Si nota un aumento delle emissioni di NO_x solo con la miscela But50: l'elevato contenuto di butano produrrebbe un effetto flash boiling talmente marcato da dare origine ad una combustione con propagazione del fronte di fiamma (tipica dei motori SI), portando ad un notevole aumento delle temperature. Come dimostra la **Figura 2.3.9b**, aumentando il carico del motore le differenze appena descritte rientrano e si ottengono emissioni simili al funzionamento con puro gasolio.

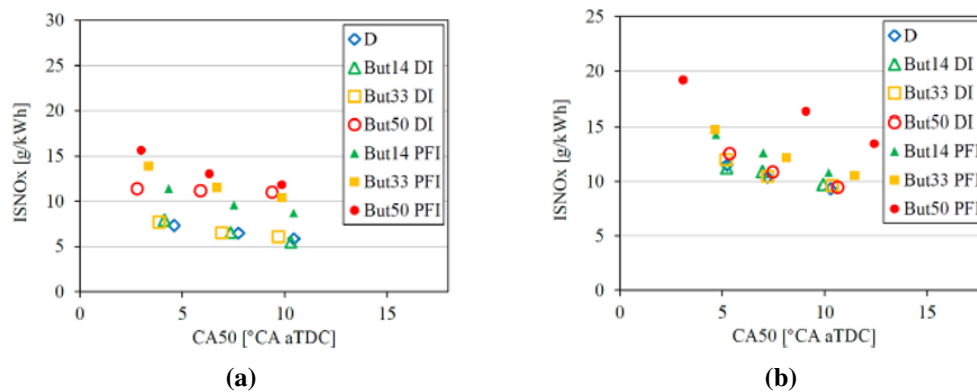


Figura 2.3.9: Emissione CO per miscele gasolio-butano DI e butano PFI a carico basso (a) e alto (b) [19]

PM. Dai risultati riportati in **Figura 2.3.10**, i livelli di fumosità, rispetto al gasolio puro, si riducono drasticamente con l'utilizzo di miscele gasolio – butano, arrivando a zero per But50. Ciò può essere giustificato dalle seguenti ragioni:

- effetto del flash vaporizing precedentemente discusso, che riduce la probabilità di formazione di sacche di ricco;
- minore CN delle miscele gasolio – butano che si traduce in un maggior ritardo di accensione e, di conseguenza, fornisce più tempo per il miscelamento con aria;
- la presenza di butano nella miscela favorisce l'atomizzazione dello stesso gasolio poiché introduce fluttuazioni di pressione nello spray, migliorando il miscelamento con aria;

- il butano è un composto alifatico e, come tale, presenta una bassa tendenza alla formazione di soot, a differenza dai composti aromatici presenti nel gasolio.

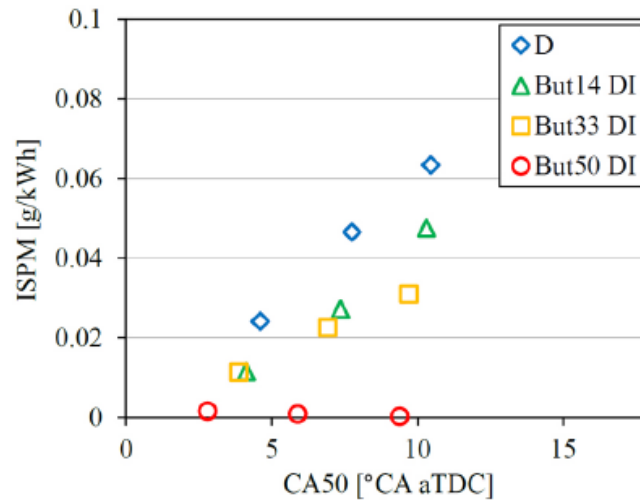


Figura 2.3.10: Emissione PM per miscele gasolio-butano DI [19]

Consumi ed Efficienza. In termini di efficienza e consumi in massa, si notano differenze trascurabili rispetto al funzionamento con gasolio puro per tutte le miscele (**Figure 2.3.11a e 2.3.11b**). Al contrario, il consumo in volume aumenta all'aumentare della frazione di butano nella miscela (**Figura 2.3.11c**): il butano possiede una densità di energia minore del gasolio e ciò riduce anche la densità di energia delle miscele.

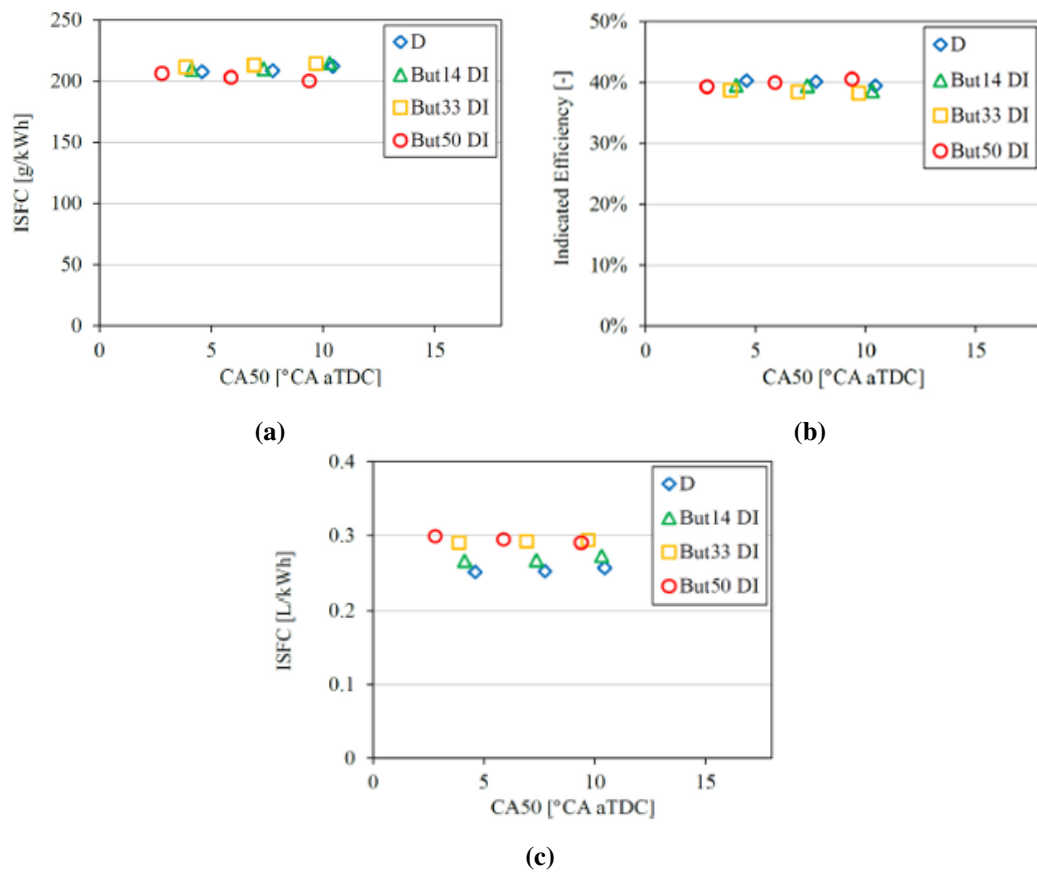


Figura 2.3.11: Consumi specifico in massa (a), efficienza (b) e consumo in volume (c) per miscele gasolio-butano DI [19]

2.3.2.2 Miscela Gasolio - Propano

In questo paragrafo si fa riferimento agli studi su iniezione diretta di miscele di gasolio e propano. Si tratterà, innanzitutto, di come adattare l'iniezione all'utilizzo di questa tipologia di miscela [20] e, in seguito, come ciò influenza combustione ed emissioni [21].

Analisi processo di iniezione di miscele Gasolio - Propano

Lo scopo di questa analisi è quello di valutare la possibilità di utilizzare un normale sistema di iniezione common-rail quando si lavora con miscele di gasolio – propano, valutando l'influenza su penetrazione (S) e angolo del cono dello spray (θ). Prima di procedere con le sperimentazioni, è stato necessario modificare leggermente il sistema di iniezione per garantire che la pressione del combustibile si mantenga sempre al di sopra della pressione di saturazione del propano lungo l'intera fuel line. Vengono eseguite due tipologie di test:

- iniezione in condizioni ambiente per valutare il corretto funzionamento del sistema;
- iniezione in camera di combustione su un motore dotato di accesso ottico per valutare le caratteristiche dello spray durante il normale funzionamento del motore.

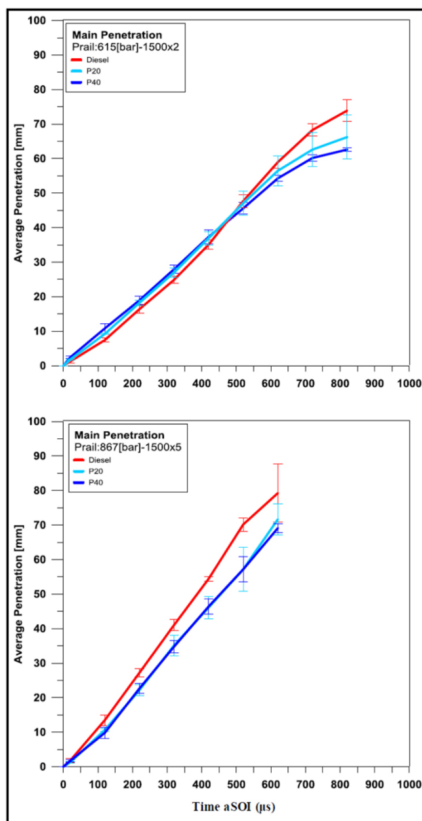
Di seguito si riportano i risultati delle prove relativi all'iniezione dell'impulso principale (main).

Iniezione in condizioni ambiente. L'utilizzo di miscele gasolio – propano non altera il normale funzionamento del sistema di iniezione. Si utilizzano miscele con 20% e 40% in massa di propano indicate con, rispettivamente, P20 e P40.

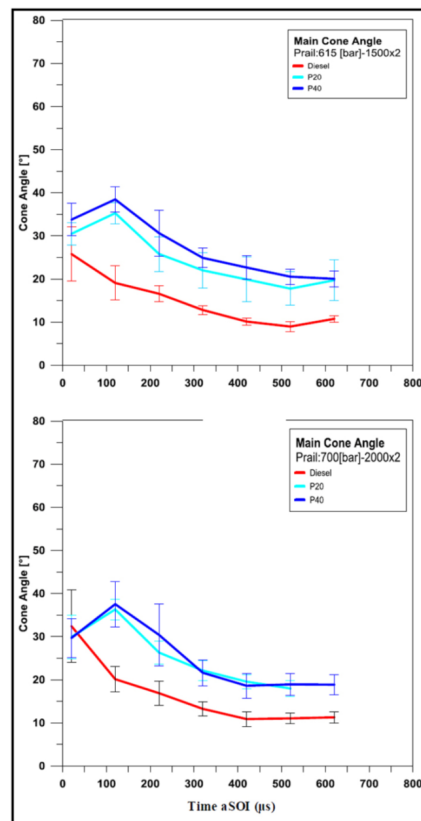
Per quanto riguarda le caratteristiche dello spray, la presenza del propano nella miscela comporta minori densità, viscosità e punto di ebollizione: come mostrato in **Figura 2.3.12**, ciò si traduce in minore penetrazione e angoli dello spray maggiori rispetto al gasolio puro e, quindi, migliore atomizzazione e miscelamento con aria.

Iniezione in camera di combustione. Come anticipato in precedenza, viene utilizzato un motore CI in cui un cilindro è stato dotato di accesso ottico e si registra l'evoluzione dello spray durante quattro punti di funzionamento (velocità x pme): 1500x2, 1500x5, 2000x2, 2000x5. In questo caso, viene sperimentata soltanto la miscela P20 e, come riferimento, il gasolio puro.

L'evoluzione dello spray per P20 e gasolio risulta molto simile. Tuttavia, si nota che, con P20, la massima penetrazione (alla fine dell'iniezione) è minore e che



(a)



(b)

Figura 2.3.12: Penetrazione dello spray (a) ed angolo del cono (b) dell'iniezione main per miscela gasolio-propano DI in condizioni ambiente [20]

l'angolo del cono dello spray è maggiore: entrambi questi risultati sono imputabili alle diverse caratteristiche fisiche della miscela. Infatti, la P20 è caratterizzata da minore densità e punto di ebollizione che portano il combustibile ad avanzare meno ed evaporare più velocemente; la P20 è anche caratterizzata da una minore viscosità che favorisce l'atomizzazione (break-up) del getto e, quindi, una più veloce apertura dell'angolo del cono. In **Figura 2.3.13** sono rappresentati i risultati appena descritti (per brevità, si riportano solo i casi di funzionamento a 1500x5 e 2000x2).

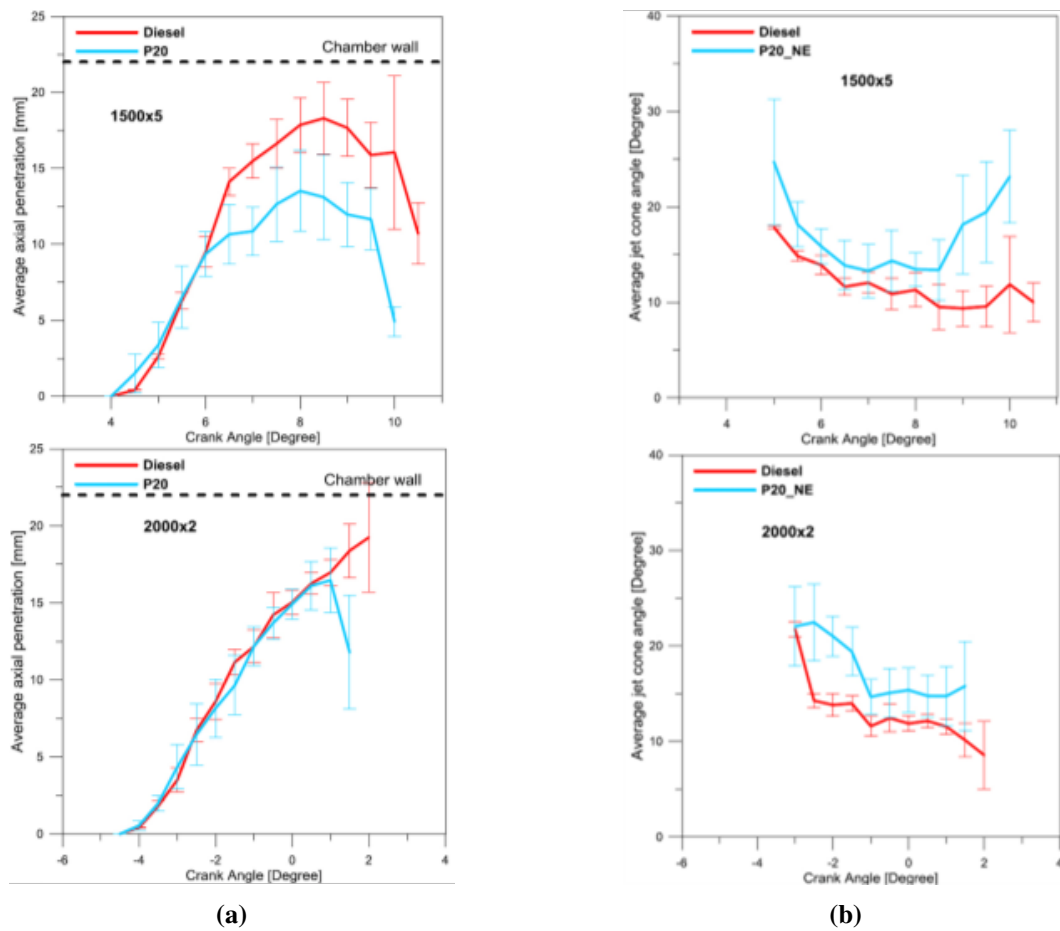


Figura 2.3.13: Penetrazione dello spray (a) ed angolo del cono (b) dell'iniezione main per miscele gasolio-propano DI in camera di combustione [20]

Considerazioni finali. I risultati ottenuti dalle sperimentazioni in condizioni ambiente e in camera di combustione dimostrano che il sistema di iniezione common-rail (iniettori compresi), leggermente modificato come indicato in precedenza, funziona correttamente anche con l'utilizzo di miscele di gasolio – propano. Inoltre, è possibile affermare che l'utilizzo di queste miscele permette una migliore atomiz-

zazione ed un migliore miscelamento con aria, risultato promettente dal punto di vista della formazione di soot.

Combustione ed Emissioni con miscele Gasolio - Propano

In questa analisi si vuole valutare come una miscela di gasolio – propano influenza il processo di combustione in un motore CI e, quando necessario, individuare la strategia di iniezione ottimale. Lo studio si limita alla sperimentazione della sola miscela P20 (20% in massa di propano) e, chiaramente, al funzionamento con gasolio puro, utilizzato come riferimento.

Le misurazioni si eseguono su quattro punti di funzionamento del motore (velocità x pme): 1500x2, 1500x5, 2000x2, 2000x5. Per ogni condizione, la strategia di iniezione consiste in un impulso pilota e un impulso principale (main). Si ricorda che P20 ha un basso CN che comporta un ritardo di accensione maggiore rispetto al gasolio puro, generando una più intensa fase premiscelata della combustione. Inoltre, il più basso punto di ebollizione permette alla miscela di evaporare più velocemente del puro gasolio, sottraendo più calore alla carica e diminuendone maggiormente la temperatura: ciò potrebbe determinare una condizione favorevole in termini di riduzione delle emissioni di NOx. Infine, il rapporto C/H della miscela P20 è minore rispetto al gasolio e ciò contribuisce alla riduzione nella formazione di soot.

Come primo passo, si registrano i principali parametri di funzionamento del motore utilizzando come combustibile dapprima il gasolio e in seguito la miscela, utilizzando in entrambi i casi la strategia di iniezione originale (calibrata sull'utilizzo di gasolio puro). Come è visibile dalla **Figura 2.3.14**, con tale strategia di iniezione, si riscontrano due criticità principali:

- la combustione dell'iniezione pilota risulta poco efficace o, addirittura, assente;
- notevole ritardo della combustione dell'iniezione main (MFB50 spostato in avanti).

La combustione poco efficace della pilota è dovuta alla minore reattività della P20, a cui si aggiunge l'effetto (negativo in questo caso) dell'abbassamento della temperatura della carica dato dalla maggiore volatilità della miscela. Si ottiene, quindi, una combustione premiscelata della successiva iniezione main troppo intensa, provocando un picco più alto di HRR (temperature raggiunte maggiori) e un aumento della derivata dp/dt (rischio danneggiamenti e aumento rumore di combustione). La scarsa efficacia della combustione della pilota comporta anche il ritardo della

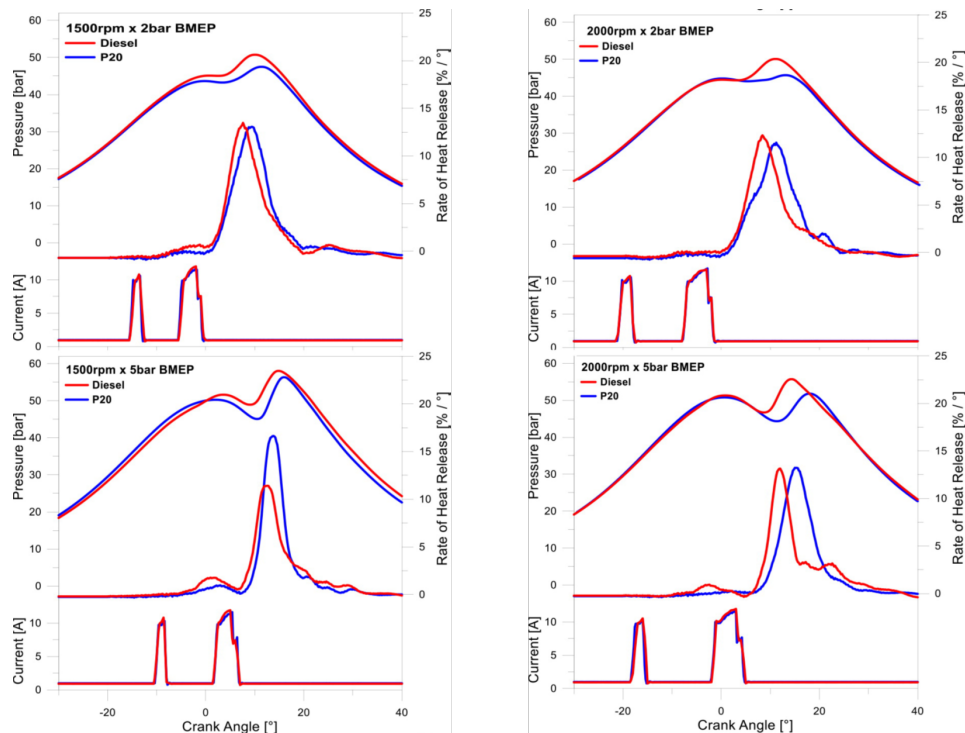


Figura 2.3.14: Pressione in camera, HRR e profilo di iniezione per tutte le condizioni testate [21]

combustione della main: con un HRR della pilota quasi assente, la main che viene iniettata poco dopo vede una temperatura della carica bassa e ciò porterà ad un maggior ritardo di accensione della main stessa. Questo effetto ha come conseguenza una minore pm_i e una minore efficienza di combustione.

Per risolvere quanto appena descritto, si è cercato strategie di iniezione dedicate, modificando SOI ed ET di pilota e main e DWELL TIME. Nelle **Figure 2.3.15** e **2.3.16** è mostrato come la modifica della strategia di iniezione può influenzare, in positivo o negativo, il processo di combustione e le emissioni: è, quindi, necessario identificare la strategia di iniezione ottimale per ogni punto di funzionamento, in cui l'obiettivo è ottenere un compromesso tra performance ed emissioni.

In conclusione, in questo studio si afferma che, modificando leggermente la strategia di iniezione per compensare le proprietà del combustibile, è possibile utilizzare in motori CI, dotati di sistema di iniezione common-rail, miscele di gasolio e propano iniettate direttamente in camera.

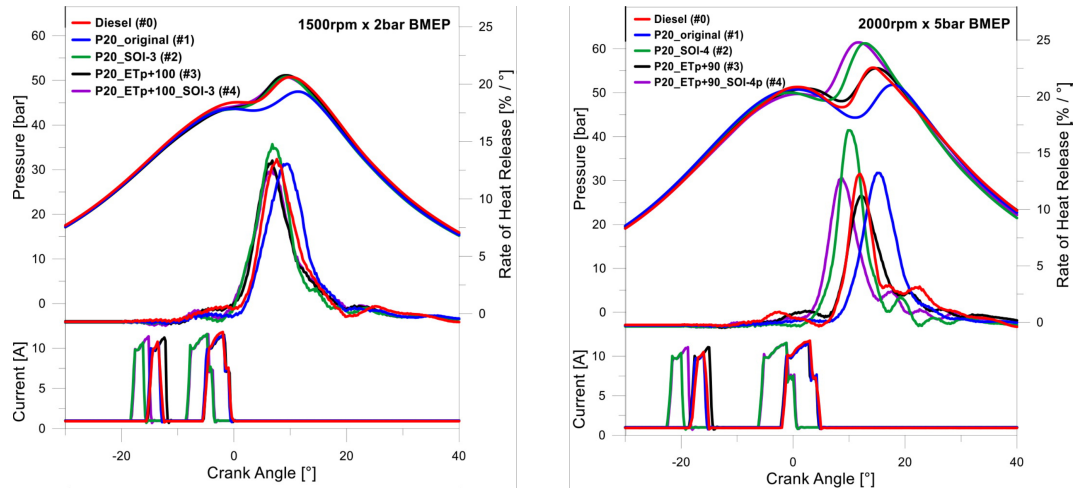


Figura 2.3.15: Pressione in camera, HRR e profilo di iniezione per diverse strategie di iniezione [21]

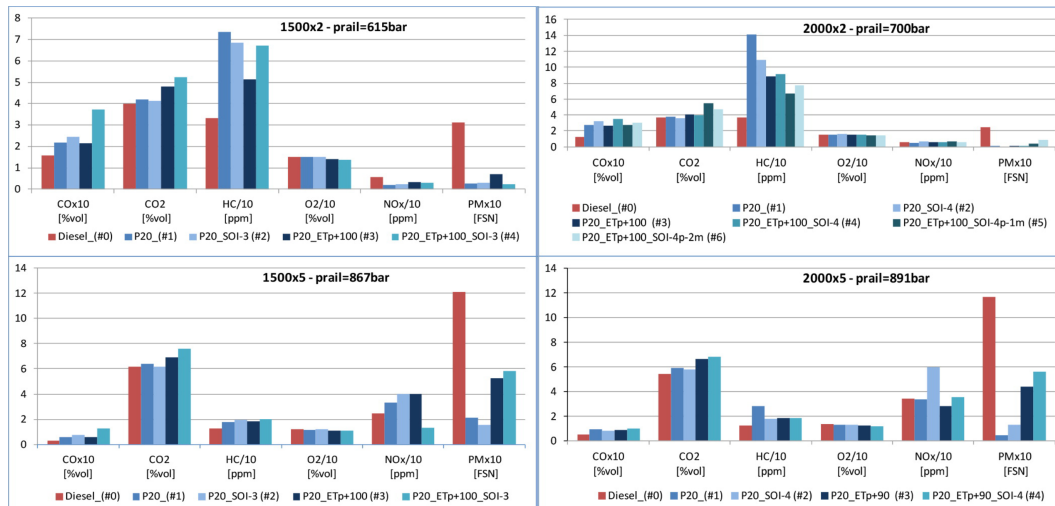


Figura 2.3.16: Emissioni registrate per le diverse strategie di iniezione [21]

2.3.2.3 Miscele Gasolio - GPL

Nello studio [22] si valutano performance ed emissioni per miscele di gasolio – GPL. Tuttavia, non viene specificata la composizione del GPL utilizzato. Le due miscele sperimentate presentano una frazione di GPL pari al 20% e 35% in massa e sono denominate, rispettivamente, DLPG20 e DLPG35.

Analogamente a quanto descritto nei paragrafi precedenti, il sistema di iniezione common-rail necessita di alcune piccole modifiche per essere adattato alle caratteristiche chimico – fisiche delle miscele. Nelle prove eseguite vengono sperimentate due strategie di iniezione:

- iniezione singola, in cui viene modificata la sola quantità di combustibile iniettato con l'impulso main in modo tale da ottenere lo stesso carico motore (pmi) che si ottiene con il gasolio;
- iniezione doppia (pilota + main), in cui lo SOI e il ET della main vengono regolati in modo da mantenere MFB50 e pmi pari a quelli del gasolio (si mantengono gli stessi DT, ET della pilota e pressione d'iniezione usati nella calibrazione per gasolio puro).

Vengono fatte queste scelte a causa delle conseguenze che la minore densità della miscela, mantenendo la strategia di iniezione originale, potrebbe portare: difetti nella massa iniettata a pari volume e differenze nella dosatura. Di seguito si riportano i risultati ottenuti dalle sperimentazioni con le due strategie di iniezione prima descritte.

Iniezione singola. In riferimento alla **Figura 2.3.17a**, si notano immediatamente gli effetti del minore CN della miscela: si registrano ritardi di accensione maggiore che, essendo il SOI costante, portano ad un ritardo del SOC. Nonostante ciò, la EOC (End of Combustion) risulta in anticipo: infatti, come riportato in **Figura 2.3.17b**, anche questo risultato è causato dal maggiore ritardo di accensione che, spostando il SOC in avanti, ritarda il MFB50 dove le condizioni di pressione e temperatura diventano ben presto sfavorevoli alla combustione, la quale termina in anticipo. Inoltre, per le miscele, si registrano picchi di pressione in camera minori e, contestualmente, minori temperature, il che riduce la formazione di NO_x . Si ottiene anche la riduzione del PM emesso grazie al miglior miscelamento del combustibile con aria, favorito sia dalla migliore atomizzazione fornita dalla presenza del GPL sia dal maggior ritardo di accensione che allunga il tempo a disposizione per il miscelamento stesso. La **Figura 2.3.18** mostra la riduzione dell'emissione di NO_x e PM rispetto al caso di funzionamento con gasolio convenzionale.

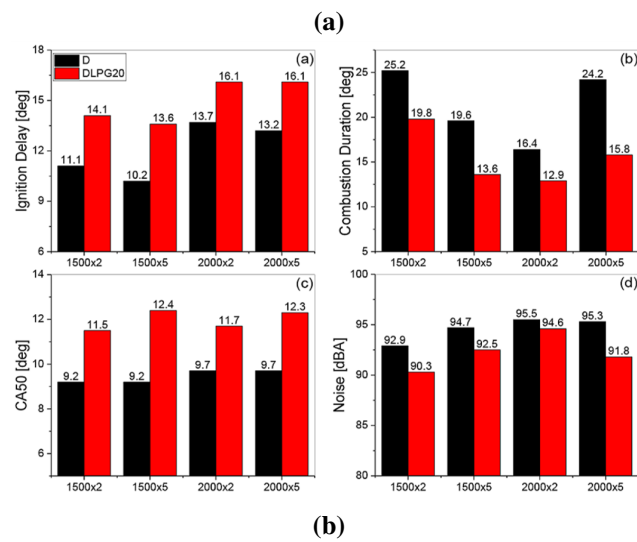
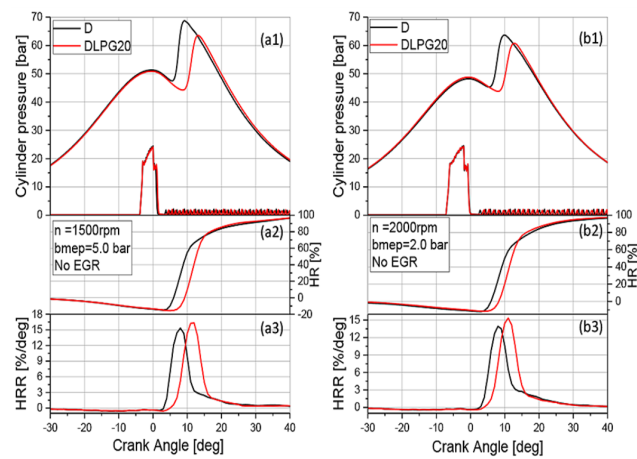


Figura 2.3.17: Caso iniezione singola: pressione in camera, HRR e HR (a); principali caratteristiche di combustione (b) [22]

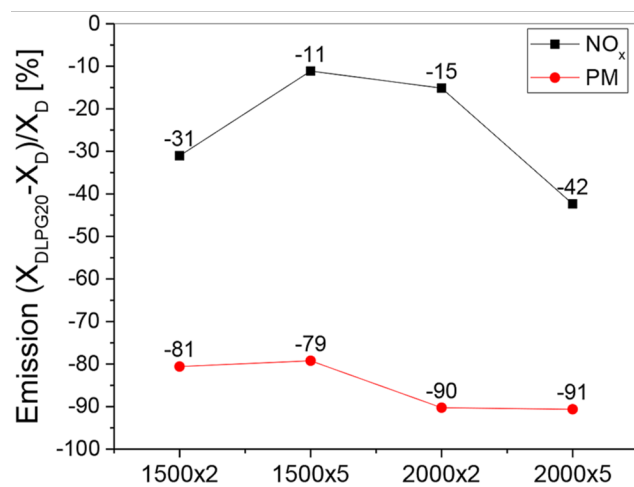


Figura 2.3.18: Emissioni di PM e NO_x normalizzate rispetto ai valori registrati con gasolio convenzionale [22]

Doppia iniezione. Poiché si fa in modo di mantenere pari pmi e MFB50, la combustione delle miscele gasolio – GPL mostra un comportamento molto differente rispetto al caso di iniezione singola.

Si registrano picchi di pressione e HRR crescenti con l'aumentare della frazione di GPL nella miscela. Questo effetto è dovuto al minore CN e punto di ebollizione della miscela: si combinano bassa reattività e basse temperature causate dalla veloce evaporazione della stessa miscela. Come si può notare dalla **Figura 2.3.19**, tutto ciò influenza negativamente la combustione della pilota, la quale diventa poco efficace e, di conseguenza, l'intensità della fase premiscelata della main aumenta: aumentano picco di pressione, HRR, e derivata dp/dt , rischiando danneggiamenti e rumore troppo alto.

Per quanto riguarda le emissioni, si ottengono i seguenti risultati (**Figura 2.3.20**):

- fumosità (soot) diminuisce all'aumentare della frazione di GPL nella miscela, grazie alla migliore atomizzazione data dalla presenza di GPL;
- emissione di HC aumenta all'aumentare della frazione di GPL (maggiormente visibile ai bassi carichi a causa delle minori temperature) a causa del ritardo di accensione maggiore che fornisce più tempo per la miscelazione, aumentando il peso dell'overmixing e dell'occultamento negli interstizi;
- emissione di CO aumenta all'aumentare della frazione di GPL (maggiormente visibile ai bassi carichi a causa delle minori temperature) a causa del minore punto di ebollizione della miscela dato dalla presenza di GPL, che comporta un maggior abbassamento della temperatura della carica durante l'evaporazione della stessa miscela;
- emissioni di NOx molto simili al funzionamento con gasolio puro poiché si mantiene, per tutti i casi, lo stesso MFB50 (temperature massime di combustione molto simili).

Considerazioni finali. Lo studio ha mostrato che l'utilizzo di miscele gasolio – GPL è possibile e che il sistema di iniezione modificato funziona correttamente ed è affidabile. Inoltre, i risultati ottenuti in termini di combustione ed emissione sono promettenti anche con una strategia di iniezione semplice come quella utilizzata. Si afferma che, calibrando con più precisione l'iniezione, si potrebbero compensare anche gli aspetti più critici (soprattutto dal punto di vista delle emissioni).

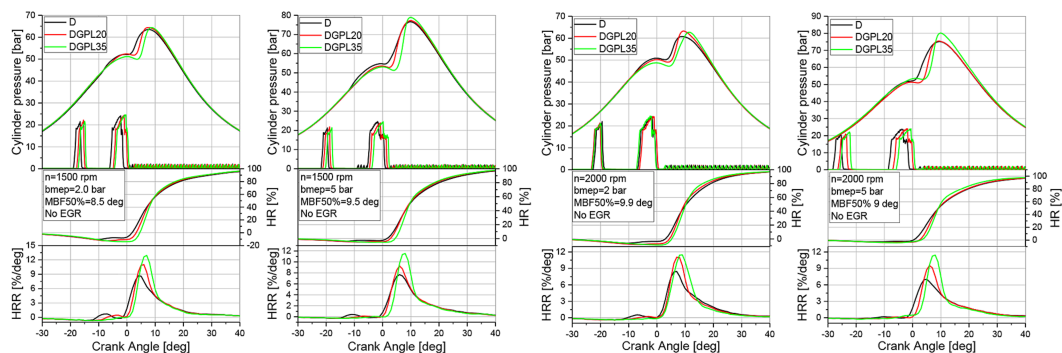


Figura 2.3.19: Caso iniezione doppia: pressione in camera, HRR e HR [22]

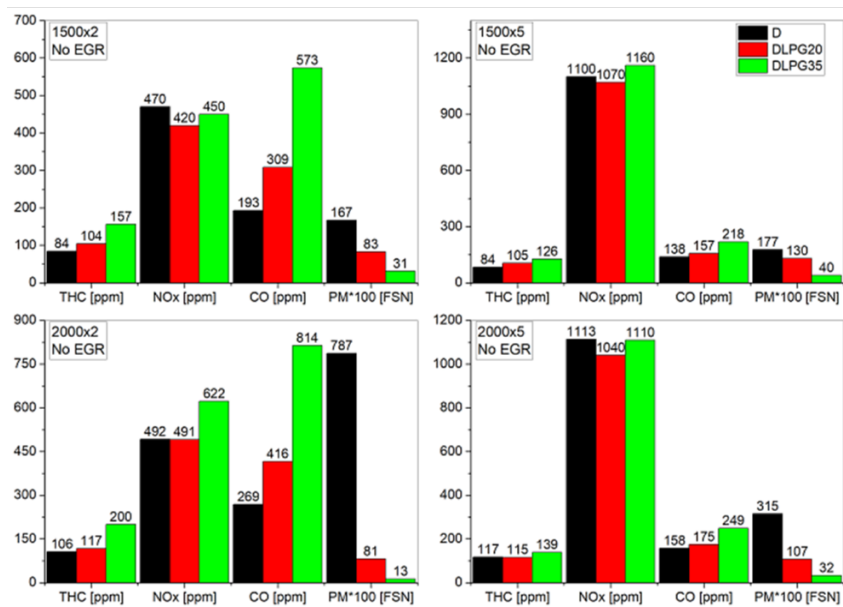


Figura 2.3.20: Emissioni per le diverse miscele [22]

3 Metodologia e setup sperimentale

In questo capitolo vengono descritti gli aspetti metodologici e sperimentali che caratterizzano il progetto, la cui fase sperimentale è eseguita su un motore ad accensione per compressione per applicazioni off-road. Il motore in questione fa parte della serie NEF dell'azienda torinese FPT Industrial, le cui caratteristiche principali sono riportate in **Tabella 3.0.1**. Il motore è stato strumentato mediante l'aggiunta

Tabella 3.0.1: Caratteristiche motore NEF4

Cilindrata	4,5 litri
Numero cilindri	4 in linea
Iniezione	Common Rail
Alimentazione aria	Turbocompressore
Controllo turbina	Waste Gate
Potenza max	112 kW @ 1800 rpm
Coppia Max	615 Nm @ 1400 rpm

di un sensore di pressione piezoelettrico nella testa del cilindro 1, necessario alla misura della pressione in camera durante il funzionamento.

I test (piani quotati e cicli guida) vengono eseguiti in cella di prova FEV Italia, dotata dei seguenti sistemi:

- banco prova dinamometrico per la misura di coppia e velocità del motore;
- banco analisi FEVER per la misura delle emissioni;
- AVL Smokemeter S415 per la misurazione della fumosità durante test in stazionario;
- AVL Opacimeter AVL per la misura del fumo durante test in transitorio;
- AVL Blow-By Meter per la misura del flusso di blow-by;
- Kistler KiBox per l'analisi della combustione;

- software TCM per la gestione della cella;
- software INCA per la gestione della ECU.

Una volta installato su banco, il motore è stato dotato di termocoppie e prese di pressione per la misura delle condizioni termodinamiche dei flussi di aria, gas esausti, olio lubrificante e liquido refrigerante di intercooler e motore stesso. In **Figura 3.0.1** si riporta l'allestimento fornito. Inoltre, per ovviare alla mancanza di filtro

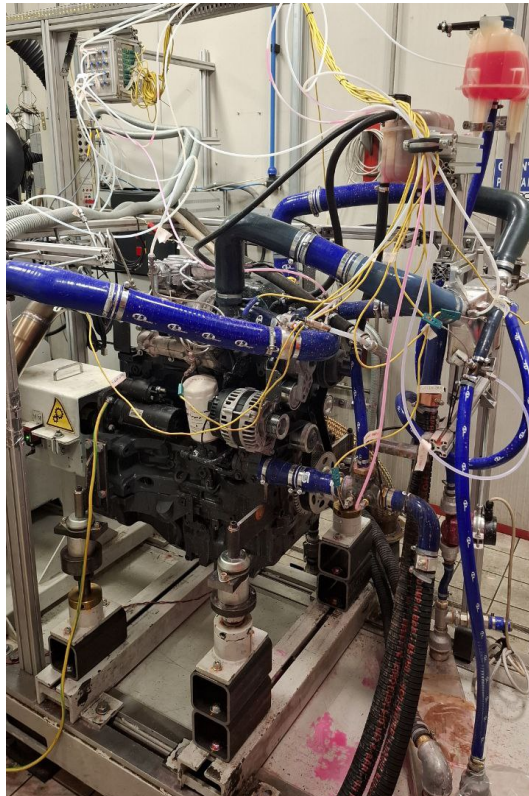


Figura 3.0.1: Allestimento motore

aria e sistema di post-trattamento dei gas di scarico, vengono aggiunte delle valvole di laminazione allo scopo di simulare le cadute di pressione in aspirazione e scarico.

Contemporaneamente all'avanzamento della preparazione del motore in cella, sono stati definiti i cicli guida da implementare e testare. Si è optato per cicli pensati appositamente per motori utilizzanti in campo off-road:

- ciclo NRTC (Non Road Transient Cycle);
- ciclo RMC (Ramped Modal Cycle).

Oltre i cicli guida appena citati, vengono eseguiti dei piani quotati in modo da mappare il comportamento di tutti i parametri acquisiti sull'intero range di funziona-

mento del motore. Generalmente, un piano quotato è caratterizzato da almeno 40 punti in stazionario. L'esecuzione è piuttosto semplice e consiste in:

- fase di warm-up per portare in temperatura i fluidi motore;
- raggiungimento del punto da testare, individuato dalla coppia velocità-carico (espresso in termini di pme o percentuale del pedale dell'acceleratore);
- fase di stabilizzazione per garantire il raggiungimento delle condizioni stazionarie;
- fase di acquisizione.

Oltre la fase di warm-up che viene eseguita prima dell'inizio della prova, la procedura appena descritta viene ripetuta per tutti i punti del piano.

Per la corretta analisi dei risultati dei diversi test eseguiti, è necessaria una fase di post-processing dei dati in output, basata sull'utilizzo di uno script Matlab sviluppato internamente al Politecnico di Torino. La funzione principale di tale codice consiste nel calcolo delle emissioni specifiche a partire dalla concentrazione delle diverse specie misurata allo scarico del motore.

3.1 Definizione dei cicli guida

La campagna di sperimentazione prevede l'implementazione di specifici cicli guida definiti e regolamentati allo scopo di essere rappresentativi dell'uso reale di motori per applicazioni off – road. Nel caso in esame, il motore viene testato lungo i cicli:

- NRTC (Non-Road Transient Cycle) [23];
- RMC (Ramped Modal Cycle).

In entrambi i casi, esistono più versioni di ogni ciclo in funzione del campo di applicazione del motore da testare (rimanendo in ambito off – road), come riportato dalla normativa [23]. Contemporaneamente alla simulazione del motore lungo i cicli, vengono acquisiti i valori di tutti i parametri necessari alla ricerca, sia in termini di performance sia in termini di emissioni. Di seguito si riporta una breve descrizione dei cicli precedentemente menzionati e come questi vengono implementati.

3.1.1 Non - Road Transient Cycle

Il ciclo NRTC simula il funzionamento del motore durante operazioni di transitorio, ovvero quando regime di rotazione e carico variano in modo continuo. Per

tal motivo, come mostrato in **Figura 3.1.1**, velocità e coppia variano da secondo a secondo, per una durata totale pari a 1238 secondi. È importante sottolineare

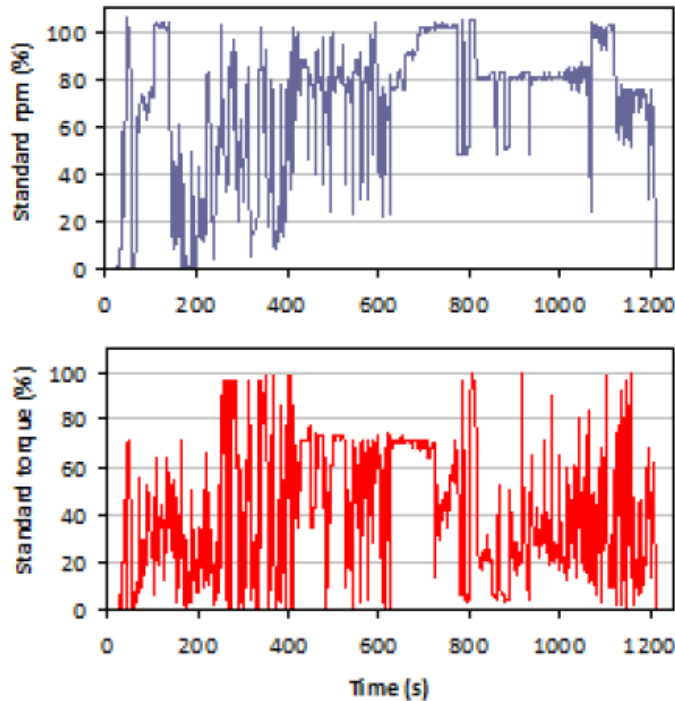


Figura 3.1.1: Profili di velocità e coppia per il ciclo NRTC [26]

che, da normativa, il ciclo viene fornito in termini di velocità e coppia normalizzate in modo da poter essere utilizzato per la sperimentazione e il confronto di motori differenti. Per tal motivo, prima dell'implementazione, è necessario eseguire la de-normalizzazione dei profili di coppia e velocità sul tempo in funzione delle caratteristiche del motore da testare.

3.1.1.1 De-normalizzazione della velocità di rotazione

L'indicazione della velocità è riportata in termini percentuali e, quindi, deve essere definita in relazione al motore. Prima di procedere, è necessario determinare la velocità di rotazione di riferimento, anche detta maximum test speed (n_{MTS}). Tale velocità è definita come segue:

$$n_{ref} = n_{lo} + 0,95 \cdot (n_{hi} - n_{lo}) \quad (3.1)$$

dove:

- n_{ref} è la velocità di riferimento, la quale rappresenta la velocità corrispondente al 100% sul ciclo NRTC normalizzato;

- n_{low} indica la minima velocità quando è erogato il 50% della potenza nominale;
- n_{hi} indica la massima velocità quando è erogato il 70% della potenza nominale.

Poiché la velocità di rotazione del motore è limitata a 2200 rpm, la curva di coppia in WOT non interseca, agli alti regimi, la isopotenza corrispondente al 70% della potenza nominale. Di conseguenza, si suppone che a 2200 rpm la curva di coppia scenda verticalmente, assegnando la n_{hi} pari alla massima velocità del motore.

Determinata la velocità di riferimento, la velocità reale in ogni punto del ciclo è calcolata come:

$$n_{cycle} = \frac{n_{norm} \cdot (n_{ref} - n_{idle})}{100} + n_{idle} \quad (3.2)$$

dove:

- n_{cycle} è la velocità del motore allo specifico punto del ciclo;
- n_{norm} è il valore di velocità normalizzato derivante dal NRTC;
- n_{idle} è il valore di velocità a regime minimo.

3.1.1.2 De-normalizzazione della coppia

Nel ciclo, la coppia è normalizzata rispetto al rispettivo valore massimo ad ogni velocità di rotazione del ciclo stesso. Per tal motivo, prima di procedere, è necessario interpolare sulla curva di coppia in WOT tutti i valori di velocità precedentemente calcolati, individuando la coppia massima erogabile ad ogni velocità. Ottenuti i valori delle coppie massime, la coppia reale in ogni punto del ciclo si ottiene come segue:

$$T_{cycle} = \frac{T_{norm} \cdot T_{max}}{100} \quad (3.3)$$

dove:

- T_{cycle} è la coppia corrispondente ad ogni punto del ciclo (a cui corrisponde il valore di velocità precedentemente calcolato);
- T_{norm} è il valore di coppia normalizzato derivante dal NRTC;
- T_{max} indica la coppia massima ottenibile alla velocità n_{cycle} .

La normativa prevede anche la messa in conto della presenza di eventuali accessori energivori non previsti durante l'esecuzione del ciclo: in tal caso, è necessario correggere i valori di T_{max} considerando la coppia assorbita dagli accessori.

3.1.1.3 Implementazione, esecuzione e validazione del ciclo

Come riportato in [23], il ciclo NRTC può essere eseguito sia con partenza a freddo sia con partenza a caldo. A seconda del caso, è prevista una fase di preconditionamento del motore. Nel caso di avviamento a freddo, è necessario eseguire almeno un ciclo con avviamento a caldo che fungerà da ciclo di preconditionamento e, se necessario, è possibile eseguire ulteriori cicli. Terminato l'ultimo ciclo, il motore deve essere spento e lasciato raffreddare (raffreddamento naturale o forzato). Nel caso di avviamento a caldo, anche in questo caso è necessario eseguire almeno un ciclo con avviamento a caldo che fungerà da ciclo di preconditionamento, con la possibilità di eseguire cicli ulteriori. Terminato l'ultimo ciclo di preconditionamento (che termina con lo spegnimento del motore), il test deve cominciare entro 60 secondi.

Una volta terminata la fase di preconditionamento, il test può cominciare, imponendo al motore i valori di coppia e velocità calcolati in precedenza. L'acquisizione dei dati inizia simultaneamente all'accensione del motore e, allo stesso tempo, dovrebbe cominciare anche il test stesso. I comandi di velocità e coppia devono essere emessi ad una frequenza di almeno 5 Hz: ciò significa che, essendo la frequenza del ciclo pari a 1 Hz, i valori di coppia e velocità compresi tra un secondo ed il successivo vengono ottenuti mediante interpolazione lineare della coppia corrispondente ai valori di velocità intermedi scelti a seconda della frequenza di emissione dei comandi. Per quanto riguarda la frequenza di acquisizione dei dati, questa dovrà essere pari ad almeno 10 Hz.

Una volta terminato il test ed acquisiti i dati corrispondenti, è necessario validare la corretta esecuzione del ciclo. La validazione è eseguita in termini di velocità, coppia, potenza e lavoro.

Lavoro. Il calcolo del lavoro riguarda solo i valori di coppia e velocità appartenenti al ciclo effettivo (non sono da considerare i valori registrati dall'accensione del motore fino all'inizio del test). Nei punti in cui è stata registrata una coppia negativa, si considera lavoro nullo. Si calcola il lavoro reale (W_{act}) sulla base di coppia e velocità registrate dal banco ed il lavoro del ciclo di riferimento (W_{ref}), ottenuto a partire dai valori di coppia e velocità del ciclo denormalizzato. Il valore di W_{act} deve essere compreso tra l'85% ed il 105% di W_{ref} .

Velocità, coppia e potenza. In questo caso si calcola la regressione lineare tra i valori di riferimento ed i valori acquisiti di velocità, coppia e potenza. La relazione utilizzata è:

$$y = a_1 \cdot x + a_0 \quad (3.4)$$

dove:

- y è il valore della variabile acquisita;
- x è il valore della variabile di riferimento.

Per eseguire una corretta regressione lineare per ogni variabile, è necessario manipolare i dati come riportato in **Tabella 3.1.1** (nota: il pedice “act” indica il valore reale misurato).

Tabella 3.1.1: Valori da eliminare per la regressione [23]

Richiesta operatore	Condizioni	Da non considerare per la regressione
Funzionamento al minimo (idle)	$n_{cycle} = n_{idle}$ $T_{cycle} = 0\%$ $T_{act} > (T_{cycle} - 0,02 \cdot T_{MaxdaMappa})$ $T_{act} < (T_{cycle} + 0,02 \cdot T_{MaxdaMappa})$	Velocità e potenza
Funzionamento al minimo (coppia positiva)	$n_{act} \leq 1,02 \cdot n_{cycle} \ \& \ T_{act} > T_{cycle}$ $n_{act} > n_{cycle} \ \& \ T_{act} \leq T_{cycle}$ $n_{act} > 1,02 \cdot n_{cycle} \ \& \ T_{cycle} < T_{act} \leq (T_{cycle} + 0,02 \cdot T_{MaxdaMappa})$	Potenza e coppia/velocità
Funzionamento al massimo	$n_{act} < n_{cycle} \ \& \ T_{act} \geq T_{cycle}$ $n_{act} > 0,98 \cdot n_{cycle} \ \& \ T_{act} < T_{cycle}$ $n_{act} < 0,98 \cdot n_{cycle} \ \& \ T_{cycle} > T_{act} \geq (T_{cycle} - 0,02 \cdot T_{MaxdaMappa})$	Potenza e coppia/velocità

Una volta eseguita la rimozione dei punti precedentemente citati, è possibile effettuare la regressione lineare delle variabili di interesse. Tuttavia, per poter confermare la validità della prova, è necessario che i parametri legati ad ogni regressione lineare rientrino entro i limiti riportati in **Tabella 3.1.2**.

Tabella 3.1.2: Limiti per la validazione [23]

Parametro	Velocità	Coppia	Potenza
Errore standard di y rispetto ad x (S_{EE})	$S_{EE} \leq 5\%$ della n_{ref}	$S_{EE} \leq 10\%$ della massima coppia erogabile	$S_{EE} \leq 10\%$ della massima potenza erogabile
Pendenza della retta di regressione (a_1)	$0,95 \leq a_1 \leq 1,03$	$0,83 \leq a_1 \leq 1,03$	$0,89 \leq a_1 \leq 1,03$
Coefficiente di determinazione (r^2)	$r^2 \geq 0,970$	$r^2 \geq 0,850$	$r^2 \geq 0,910$
Termine noto della retta di regressione (a_0)	$a_0 = (\pm 10\%)$ di n_{idle}	$a_0 = (\pm 20 Nm)$ oppure $a_0 = (\pm 2\%)$ della massima coppia erogabile a seconda di quale dei due valori è maggiore	$a_0 = (\pm 4 kW)$ oppure $a_0 = (\pm 2\%)$ della massima potenza erogabile a seconda di quale dei due valori è maggiore

3.1.2 Ramped Modal Cycle

L'obiettivo dei cicli RMC è quello di fornire un metodo per implementare un test in stazionario in modo pseudo-transitorio. Il test è formato da una serie di punti stazionari, detti modi, in cui vengono imposti un valore di velocità e un valore di coppia che vengono mantenuti per un certo intervallo di tempo; i modi consecutivi sono intervallati da transizioni lineari, dette rampe, della durata di 20 secondi. Da [24], il ciclo è fornito esprimendo la velocità in livelli e la coppia in percentuale, come mostrato in **Figura 3.1.2**. Nel caso di studio, si fa riferimento alla colonna "2010 & later" e, per quanto riguarda i tempi di stazionamento di ogni modo, alla sottocolonna "2010 – 2026". Analogamente al caso del NRTC, è necessario manipolare il ciclo in modo da ottenere i valori reali di velocità e coppia da implementare.

RMC Mode		2007 - 2009			2010 & later			
		Time, s	Speed	Torque, %	Time, s		Speed	Torque, %
					2010 - 2026	2027 & later		
1a	Steady-state	170	Warm idle	0	170	124	Warm idle	0
1b	Transition	20	Linear transition	Linear transition	20	20	Linear transition	Linear transition
2a	Steady-state	170	A	100	173	196	A	100
2b	Transition	20	A	Linear transition	20	20	Linear transition	Linear transition
3a	Steady-state	102	A	25	219	220	B	50
3b	Transition	20	A	Linear transition	20	20	B	Linear transition
4a	Steady-state	100	A	75	217	220	B	75
4b	Transition	20	A	Linear transition	20	20	Linear transition	Linear transition
5a	Steady-state	103	A	50	103	268	A	50
5b	Transition	20	Linear transition	Linear transition	20	20	A	Linear transition
6a	Steady-state	194	B	100	100	268	A	75
6b	Transition	20	B	Linear transition	20	20	A	Linear transition
7a	Steady-state	219	B	25	103	268	A	25
7b	Transition	20	B	Linear transition	20	20	Linear transition	Linear transition
8a	Steady-state	220	B	75	194	196	B	100
8b	Transition	20	B	Linear transition	20	20	B	Linear transition
9a	Steady-state	219	B	50	218	196	B	25
9b	Transition	20	Linear transition	Linear transition	20	20	Linear transition	Linear transition
10a	Steady-state	171	C	100	171	28	C	100
10b	Transition	20	C	Linear transition	20	20	C	Linear transition
11a	Steady-state	102	C	25	102	4	C	25
11b	Transition	20	C	Linear transition	20	20	C	Linear transition
12a	Steady-state	100	C	75	100	4	C	75
12b	Transition	20	C	Linear transition	20	20	C	Linear transition
13a	Steady-state	102	C	50	102	4	C	50
13b	Transition	20	Linear transition	Linear transition	20	20	Linear transition	Linear transition
14	Steady-state	168	Warm idle	0	168	144	Warm idle	0

Figura 3.1.2: RMC test cycle [24]

3.1.2.1 Calcolo delle velocità

I tre livelli di velocità (A, B, C) sono definiti come segue [25]:

$$A = n_{lo} + 0,25 \cdot (n_{hi} - n_{lo}) \quad (3.5)$$

$$B = n_{lo} + 0,50 \cdot (n_{hi} - n_{lo}) \quad (3.6)$$

$$C = n_{lo} + 0,75 \cdot (n_{hi} - n_{lo}) \quad (3.7)$$

dove:

- n_{lo} indica la minima velocità quando è erogato il 50% della potenza nominale;
- n_{lo} indica la massima velocità quando è erogato il 70% della potenza nominale.

Come nel caso precedente, la velocità di rotazione del motore è limitata a 2200 rpm e, di conseguenza, la curva di coppia in WOT non interseca, agli alti regimi, la isopotenza corrispondente al 70% della potenza nominale. Per tal motivo, si suppone che a 2200 rpm la curva di coppia scenda verticalmente, assegnando la n_{hi} pari alla massima velocità del motore.

Si ottiene il profilo di velocità riportato in **Figura 3.1.3**.

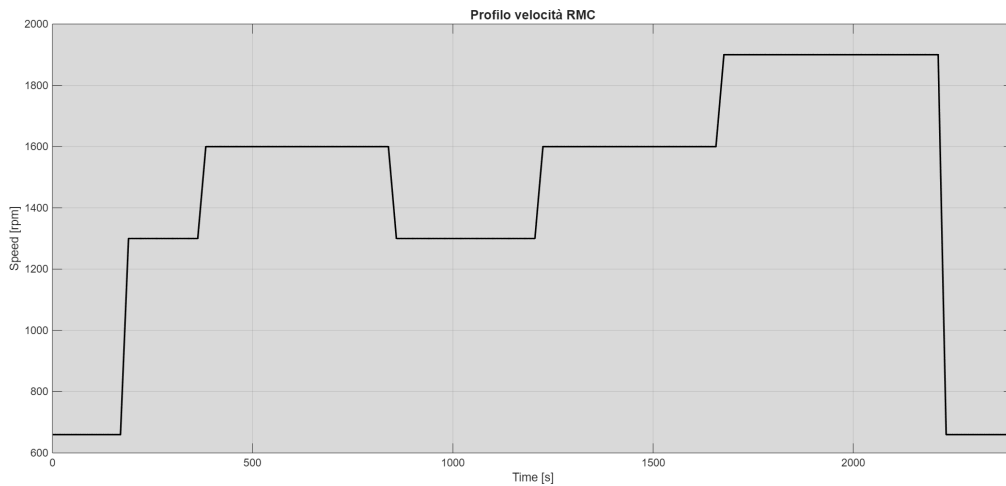


Figura 3.1.3: Profilo di velocità RMC

3.1.2.2 Calcolo della coppia

Per ogni modo, la coppia è riportata come frazione della massima coppia erogabile alla velocità di rotazione corrispondente al modo stesso [23]. È, quindi, necessario interpolare sulla curva di coppia in WOT i valori di velocità (A, B, C)

precedentemente calcolati. A questo punto, la coppia per ogni modo è calcolata come:

$$T_{cycle} = \frac{T_{norm} \cdot T_{max}}{100} \quad (3.8)$$

dove:

- T_{cycle} è la coppia corrispondente ad ogni modo;
- T_{norm} è il valore di coppia percentuale riportato nel ciclo;
- T_{max} indica la coppia massima ottenibile alla velocità corrispondente al modo considerato.

Si ottiene il profilo di coppia riportato in **Figura 3.1.4**.

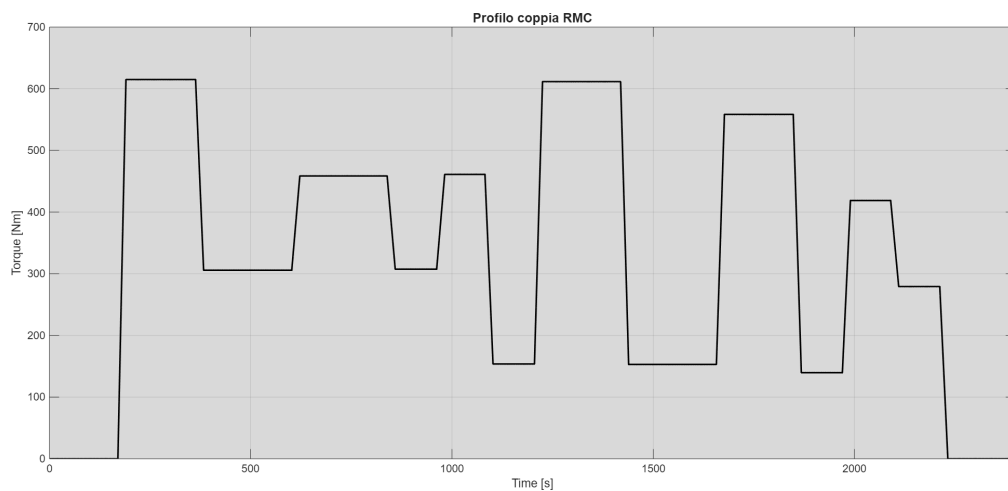


Figura 3.1.4: Profilo di coppia RMC

3.1.2.3 Implementazione, esecuzione e validazione del ciclo

Come si nota dalla **Figura 3.1.2**, al primo modo del ciclo è imposta la velocità "Warm Idle". Infatti, come riportato in [23], è necessario operare un preconditionamento del motore, il quale può essere eseguito secondo due procedure:

- marcia del motore per almeno la seconda metà del ciclo, con la possibilità di eseguire ulteriori cicli;
- fase di warm-up alla velocità B ed al 50% della coppia massima corrispondente a tale velocità, fino alla stabilizzazione delle temperature di olio e fluido refrigerante.

Terminata la fase di preconditionamento, coppia e velocità devono essere riportate ad i valori corrispondenti al primo modo, lungo una rampa della durata di 20 secondi; in seguito, entro 10 secondi dal termine del transitorio, deve cominciare l'acquisizione dei dati.

Per l'esecuzione del ciclo, i valori di velocità e coppia devono essere generati con una frequenza di almeno 1 Hz. Per quanto riguarda le rampe di transitorio, è importante generare la sequenza lineare di valori a partire dai valori di velocità e coppia già denormalizzati. Nel caso in cui, durante una rampa, il punto di funzionamento comandato oltrepassi la curva di full load, bisogna continuare a comandare i valori di riferimento e consentire il raggiungimento della coppia massima.

Come per il NRTC, è necessaria una fase di validazione del ciclo. La validazione è eseguita in termini di velocità, coppia e potenza. Anche in questo caso, si esegue una regressione lineare per tutte le variabili prima considerate e la prova è ritenuta valida se i parametri legati ad ogni regressione rientrano nei limiti riportati in **Tabella 3.1.3** (nota: il termine n_{max} indica la massima velocità del motore o rated speed). Poiché la potenza del motore studiato non supera i 560 kW, non è necessa-

Tabella 3.1.3: Limiti per la validazione [23]

Parametro	Velocità	Coppia	Potenza
Errore standard di y rispetto ad x (S_{EE})	$S_{EE} \leq 1\%$ della n_{max}	$S_{EE} \leq 2\%$ della massima coppia erogabile	$S_{EE} \leq 2\%$ della massima potenza erogabile
Pendenza della retta di regressione (a_1)	$0,99 \leq a_1 \leq 1,01$	$0,98 \leq a_1 \leq 1,02$	$0,98 \leq a_1 \leq 1,02$
Coefficiente di determinazione (r^2)	$r^2 \geq 0,990$	$r^2 \geq 0,950$	$r^2 \geq 0,950$
Termine noto della retta di regressione (a_0)	$a_0 = (\pm 1\%)$ di n_{max}	$a_0 = (\pm 20 Nm)$ oppure $a_0 = (\pm 2\%)$ della massima coppia erogabile a seconda di quale dei due valori è maggiore	$a_0 = (\pm 4 kW)$ oppure $a_0 = (\pm 2\%)$ della massima potenza erogabile a seconda di quale dei due valori è maggiore

rio, ai fini della validazione, eliminare quei punti aventi le caratteristiche riportate in **Tabella 3.1.1**.

Oltre a quanto detto finora, per confermar la validità della prova è necessario verificare che i valori di velocità e coppia rientrano in precise tolleranze, come riportato in **Tabella 3.1.4**. Da notare che, in condizioni di idle, non si applicano le tolleranze

Tabella 3.1.4: Tolleranze su velocità e coppie misurate [23]

Caso	Velocità	Coppia
Durante il singolo modo	$ n_{act} - n_{cycle} \leq 0.01 \cdot n_{max}$ oppure $n_{act} - n_{cycle} = \pm 3 \text{rpm}$ a seconda di quale dei due valori è maggiore	$ T_{act} - T_{cycle} \leq 0.02 \cdot T_{max@n_{cycle}}$
Durante la rampa di transizione	$ n_{act} - n_{cycle} \leq 0.02 \cdot n_{max}$	$ T_{act} - T_{cycle} \leq 0.05 \cdot T_{max@n_{cycle}}$

precedentemente riportate in quanto è sufficiente che la velocità di minimo rispetti la tolleranza imposta dal costruttore.

3.2 Post-processing dei dati

A valle dell'esecuzione dei test, è necessaria una fase di post-processing dei dati grezzi attraverso cui mettere in evidenza tutti gli aspetti di funzionamento del motore che si vogliono analizzare. A tale scopo, Matlab rappresenta uno strumento molto potente e versatile.

3.2.1 Software di conversione emissioni

Come anticipato in precedenza, è necessaria l'elaborazione dei dati acquisiti durante le prove in modo da ottenere dei risultati adatti alle analisi da eseguire successivamente. A tale scopo, si utilizza uno script Matlab, appositamente sviluppato internamente al Politecnico di Torino, per l'elaborazione dei dati acquisiti dal banco, in particolare per il calcolo delle emissioni specifiche a partire dalle concentrazioni in volume misurate dall'analizzatore.

Tale script è strutturato in modo da poter essere utilizzato per qualsiasi tipologia di banco prova. Infatti, esso utilizza delle variabili interne che, dal punto di vista della nomenclatura, sono indipendenti dal file di acquisizione originale. Questa scelta è basata sulla variabilità del layout dei file di acquisizione che si devono elaborare: in ogni cella si utilizza un layout delle variabili specifico. Tuttavia, prima

di poter procedere con l'utilizzo di questo strumento, è necessario apportare alcune modifiche in modo da renderlo compatibile al layout del file di acquisizione e al metodo di misura scelto. A valle dell'adattamento, il codice si presenta come segue:

- lettura del file di acquisizione;
- assegnazione delle variabili interne;
- scelta della tipologia di dispositivo utilizzato per la misura del fumo;
- indicazione della posizione delle sonde dell'analizzatore di emissioni;
- calcolo delle emissioni specifiche;
- calcolo di ulteriori parametri di funzionamento;
- scrittura e output di un file Excel contenente la nomenclatura aggiornata e i nuovi parametri calcolati.

Come anticipato in precedenza, il vantaggio di questo codice risiede nella possibilità di mantenere invariati tutti i blocchi relativi al calcolo di emissioni specifiche e parametri motore. Di seguito, si riportano brevemente le modifiche apportate.

Input del file di acquisizione. Generalmente, i file di acquisizione vengono prodotti nel formato "Comma Separated Variable" (CSV) ma ciò può variare a seconda del banco prova. In questo caso, si hanno a disposizione file CSV. Tuttavia, per l'elaborazione dei piani quotati, è necessario seguire una procedura specifica che permette di ottenere un unico file contenente tutti i punti del piano, in quanto il banco restituisce un file per ogni singolo punto. Poiché lo script è in grado di leggere solo un file per volta, è necessario, utilizzando un'apposita macro di Excel, unire i diversi file di acquisizione in un unico foglio di lavoro che verrà, quindi, utilizzato come input per il codice. In conclusione, per le misure in stazionario il codice legge un file Excel mentre, per le misure dinamiche, per cui il banco produce un unico file, il file in input è in formato CSV.

Dopo la lettura, lo script crea una copia del file sotto forma di tabella che verrà utilizzata per la fase successiva.

Assegnazione variabili interne. Per poter rendere il codice indipendente dal layout del file di acquisizione, lo script si appoggia ad un file Excel che contiene, per ogni parametro misurato:

- nome della variabile secondo la nomenclatura del banco;

- unità di misura della variabile esterna;
- nome della variabile secondo la nomenclatura utilizzata nel codice;
- unità di misura della variabile interna al codice;
- fattore di conversione (necessario quando l'unità di misura della variabile esterna è diversa da quella della variabile interna).

Il file Excel, quindi, funge da dizionario sulla base del quale lo script assegna ogni variabile interna alla corrispondente variabile esterna proveniente dal banco ed esegue, dove necessario, l'opportuna conversione della relativa unità di misura.

Tuttavia, a seconda della tipologia di test eseguito, il banco utilizza una nomenclatura leggermente differente. Per le misurazioni dinamiche (in continuo), ad ogni parametro viene assegnato il corrispondente nome "originale" normalmente utilizzato dal software di cella. Per le misurazioni in stazionario, invece, il banco calcola, per ogni parametro misurato, la media sul tempo di acquisizione, restituendo un unico valore e, per differenziare dal caso di misura dinamica, aggiunge in fondo al nome originale l'espressione ".UserAvg". Di conseguenza, prima di eseguire la procedura di modifica della nomenclatura, è necessario specificare la tipologia di misurazione da cui si è ottenuto il file fornito in input al codice. A tale scopo, viene mostrato a video il messaggio in **Figura 3.2.1**. A seconda dell'opzione indicata, il codice usa come riferimento l'opportuno dizionario per il cambio della nomenclatura.

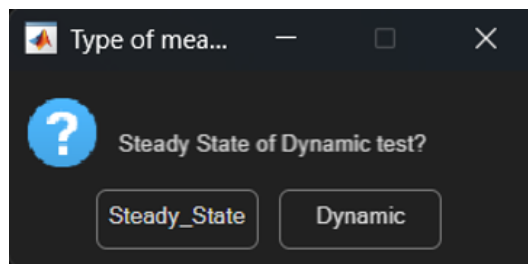


Figura 3.2.1: Scelta della tipologia di misurazione

Scelta del dispositivo per la misura del fumo. La misura del fumo è espressa sotto forma di Filter Smoke Number (FSN), parametro che si ottiene dall'analisi dei gas di scarico. Tale analisi viene eseguita da apparati specifici, a seconda che si tratti di una prova in stazionario o in transitorio. Nel primo caso si utilizza uno smokemeter, il quale forza il passaggio dei gas di scarico attraverso un filtro e misura la quantità

di particelle che si depositano su di esso. Per tal motivo, lo smokemeter è utilizzabile soltanto per le misure in stazionario poiché necessita di un intervallo di tempo specifico durante il quale il particolato ha la possibilità di depositarsi sul filtro. Per le misure in transitorio, al contrario, è necessario uno strumento che sia in grado di monitorare la presenza di particolato in modo continuo. A tale scopo, quindi, si utilizza un opacimetro che, attraverso la misura dell'opacità dei gas di scarico, permette di monitorare la fumosità ad ogni istante. Tuttavia, questi due strumenti restituiscono l'indice del fumo sotto forma di grandezze differenti:

- lo smokemeter comunica direttamente il FSN;
- l'opacimetro comunica la misura dell'opacità in termini percentuali.

Essendo il calcolo della concentrazione di soot emesso funzione della tipologia di strumento utilizzato, il codice comunica a video il messaggio riportato in **Figura 3.2.2**.

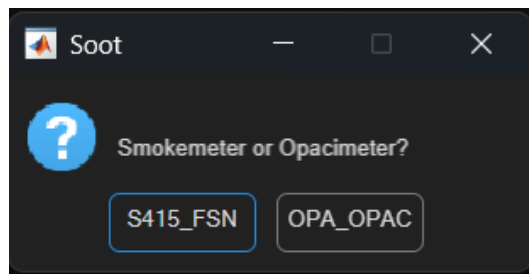
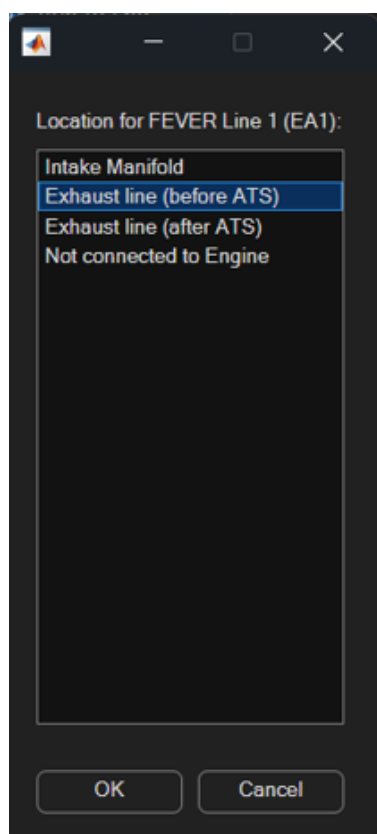


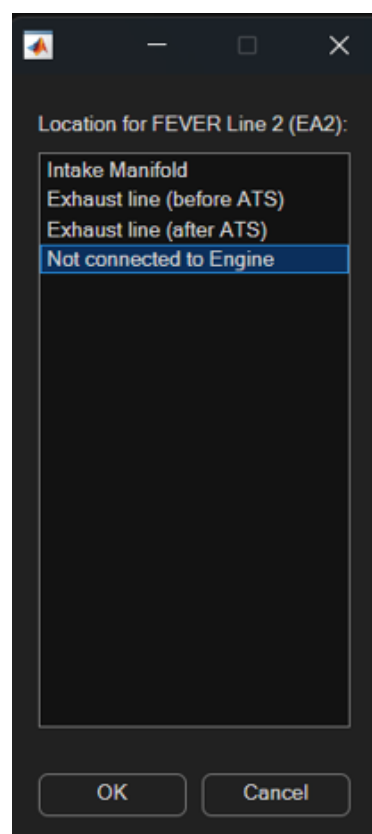
Figura 3.2.2: Scelta dello strumento per il calcolo della concentrazione di soot

Indicazione della posizione delle sonde dell'analizzatore emissioni. L'analizzatore delle emissioni è dotato di due sonde indipendenti, utilizzabili per la misura della concentrazione delle specie chimiche in punti differenti della linea di scarico o aspirazione. Quindi, ai fini del calcolo delle emissioni specifiche, è necessario indicare quale delle due sonde è posizionata lungo la linea di scarico. A tale scopo, vengono mostrate le finestre di **Figura 3.2.3**. Si può notare che sono presenti quattro scelte possibili:

1. Intake Manifold;
2. Exhaust line (before ATS);
3. Exhaust line (after ATS);
4. Not connected to the Engine.



(a)



(b)

Figura 3.2.3: Indicazione posizione linea 1 (a) e linea 2 (b)

La seconda e terza scelta sono equivalenti in quanto, ai fini del progetto, non è prevista la presenza del sistema di post-trattamento dei gas di scarico (ATS). Inoltre, in tutti i test eseguiti, viene utilizzata esclusivamente la sonda 1 per l'analisi delle emissioni, lasciando la sonda 2 disconnessa.

Calcolo emissioni specifiche. A valle della fase di input e delle indicazioni riguardo tipologia e metodi di misura, lo script procede con il calcolo delle emissioni specifiche. Infatti, il banco analisi restituisce la misura delle emissioni sotto forma di concentrazione in volume delle singole specie emesse. Tuttavia, al fine di ottenere un parametro confrontabile tra le diverse misurazioni, si calcola l'emissione specifica di ogni specie, espressa in g/kWh.

In questo caso, l'unica modifica riguarda la differenziazione tra CO_{low} e CO_{hi} , in cui la differenza risiede nella diversa risoluzione di misura. Infatti, il banco analisi restituisce due misure della concentrazione del monossido di carbonio:

- la CO_{low} è utilizzata per misurare le basse concentrazioni di monossido di carbonio e presenta, tipicamente, un fondo scala di 1000 ppm (pari a 0,1% in volume);
- la CO_{hi} è utilizzata per misurare le alte concentrazioni e presenta un fondo scala anche superiore al 15% in volume (pari a 15000 ppm).

Generalmente, un banco analisi restituisce entrambe le quantità e, per tal motivo, è necessario scegliere la misura opportuna in fase di post-processing. Il banco analisi utilizzato, invece, esegue tale scelta in autonomia e restituisce un unico valore della concentrazione del monossido di carbonio: l'unica modifica, quindi, riguarda semplicemente la rimozione del blocco di codice dedicato alla scelta della misura del CO.

3.2.2 Analisi della combustione

Il motore è dotato di un cilindro strumentato con un sensore di pressione ad alta frequenza che permette la misura della pressione in camera che, unito all'utilizzo del sistema di analisi combustione Kistler Kibox, permette di ottenere importanti informazioni riguardo il processo di combustione. Dall'analisi del segnale di pressione in camera si ottengono le curve di NHRR (Net Heat Release Rate) e MFB (Mass Fraction Burned), caratteristiche principali del processo di combustione.

La pressione è acquisita in funzione dell'angolo di manovella su un totale di 100 cicli motore: di conseguenza, si ottiene un segnale contenente le 100 curve di

pressione consecutive. Prima di passare al calcolo di NHRR e MFB è necessario procedere come segue:

- referenziare il segnale di pressione;
- calcolare il ciclo di pressione medio.

Referenziazione della pressione. I sensori piezoelettrici non sono in grado di misurare la pressione statica in quanto reagiscono soltanto alla presenza di una differenza di pressione. Per tal motivo, è necessario assegnare manualmente l'offset che, sommato al segnale misurato dal sensore, permette di ottenere la pressione assoluta durante il ciclo. Tuttavia, il valore della pressione relativa misurata dal sensore alla fine della fase di aspirazione oscilla intorno allo zero. Per compensare tale variabilità ed individuare un valore realistico, si calcola la media della pressione sull'arco angolare di $\pm 5^\circ\text{CA}$ intorno al punto morto inferiore (PMI). Di conseguenza, il calcolo dell'offset è ottenuto come segue:

$$p_{media@PMI} = \text{mean}\{p(\theta)\}_{\theta \in [175, 185]} \quad (3.9)$$

$$p_{offset} = p_{cyl} - p_{media@PMI} \quad (3.10)$$

Successivamente, la pressione reale è calcolata come

$$p_{cyl,abs} = p_{cyl} + p_{offset} \quad (3.11)$$

Calcolo del ciclo di pressione medio. Come accennato in precedenza, viene acquisito il segnale di pressione per 100 cicli motore consecutivi in modo da attenuare gli effetti della naturale variabilità ciclica che caratterizza il processo di combustione. Quindi, si calcola il valore di pressione medio sui 100 cicli in corrispondenza di ogni angolo di manovella.

3.2.2.1 Calcolo NHRR e MFB

La curva di NHRR è ottenuta come segue:

$$NHRR = \frac{k}{k-1} p(\theta) \frac{d(V(\theta))}{d\theta} + \frac{1}{k-1} V(\theta) \frac{d(p(\theta))}{d\theta} \quad (3.12)$$

dove:

- k è dato dal rapporto dei calori specifici a pressione e volume costanti, assunto pari a 1,35;

- θ rappresenta l'angolo di manovella;
- $p(\theta)$ è la pressione assoluta nel cilindro relativa al ciclo medio, calcolata in precedenza;
- $V(\theta)$ è il volume spaziato dal pistone durante il suo movimento.

In seguito, a partire dal NHRR appena calcolato, si determina la frazione di massa bruciata. Questa è data dal rapporto tra l'integrale del rilascio termico (NHR: Net Heat Release) e la massima quantità di energia rilasciata durante il processo di combustione:

$$NHR = \int_{\theta} NHRR(\theta) d\theta \quad (3.13)$$

$$MFB = \frac{NHR(\theta)}{\max\{NHR(\theta)\}} \quad (3.14)$$

4 Risultati

In questo capitolo vengono presentati i risultati dei test sperimentali eseguiti, con particolare attenzione agli effetti sul funzionamento del motore in termini di performance ed emissioni.

Le prove riguardano l'esecuzione di un piano quotato, in cui il motore è controllato imponendo il regime di rotazione e la posizione del pedale, per ogni miscela di gasolio-biodiesel. In particolare:

- gasolio B7 contenente una percentuale in volume di biodiesel fino al 7%, come stabilito dalla normativa EN 590;
- gasolio B50, con un contenuto di biodiesel pari al 50% in volume;
- gasolio B100, ovvero biodiesel puro.

In **Tabella 4.0.1** si riportano le principali caratteristiche dei combustibili utilizzati.

Tabella 4.0.1: Proprietà delle miscele utilizzate

Parametro	U. M.	B7 EN590	B50	B100
Densità a 15°C	kg/m ³	830,6	844	874,5
Viscosità	mm ² /s	2,969	2,821	4,12
Numero di cetano	-	54,6	52,7	> 51
Aromatici totali	%Vol	23,1	13,1	≈ 0
Potere calorifico inferiore	MJ/kg	42,65	40	37,5
FAME	%Vol	≤ 7	50	100
Formula approssimativa	-	C ₁₃ H ₂₄ O _{0,06}	C ₂₀ H _{38,5} O ₁	C ₁₉ H ₃₆ O ₂

Dal momento che, durante ogni prova, il motore presenta la medesima calibrazione, le differenti proprietà delle tre miscele comportano sensibili effetti su performance ed emissioni. Per tal motivo, si analizzano le principali differenze utilizzando come riferimento l'utilizzo della miscela B7: inizialmente, ci si sofferma sugli

effetti dell'utilizzo delle diverse miscele e, in seguito, si esegue un'analisi qualitativa riguardo i parametri che, potenzialmente, potrebbe essere opportuno considerare ai fini del riconoscimento della miscela. Da ora in poi, per semplicità, ci riferisce all'utilizzo delle diverse miscele come segue:

- **B7** per l'utilizzo del combustibile convenzionale EN 590;
- **B50** per l'utilizzo della miscela al 50% di biodiesel;
- **B100** per l'utilizzo del biodiesel puro.

4.1 Confronto performance ed emissioni

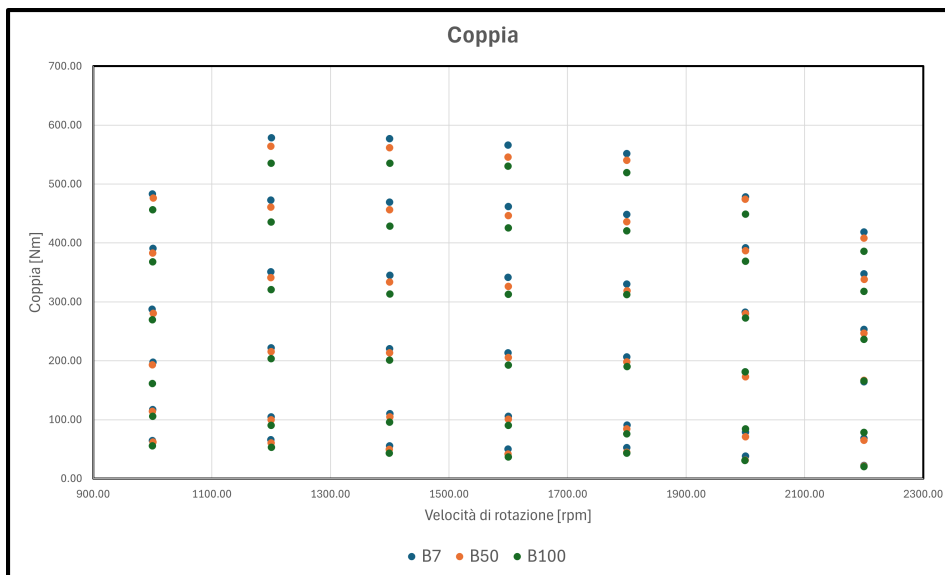
I risultati che vengono riportati derivano dall'analisi delle acquisizioni dei piani quotati: per ogni miscela, il piano quotato è eseguito a pari velocità di rotazione e pari posizione del pedale dell'acceleratore in modo da mettere in evidenza le differenze conseguenti all'utilizzo di combustibili differenti. Inoltre, dal momento che viene mantenuta la calibrazione originale per tutte le prove, tali differenze sono interamente imputabili alle diverse proprietà delle miscele che alimentano il motore. Come anticipato in precedenza, si analizzano gli scostamenti di performance ed emissioni rispetto all'utilizzo della miscela originale (EN 590) che viene considerato come riferimento.

È opportuno sottolineare che, in questa fase, si pone particolare attenzione agli effetti sul funzionamento del motore a seguito dell'utilizzo delle diverse miscele e che, per tal motivo, i diversi confronti riportati fanno riferimento a pari condizione di carico, espresso in termini di **coppia** o **pressione media effettiva** (pme).

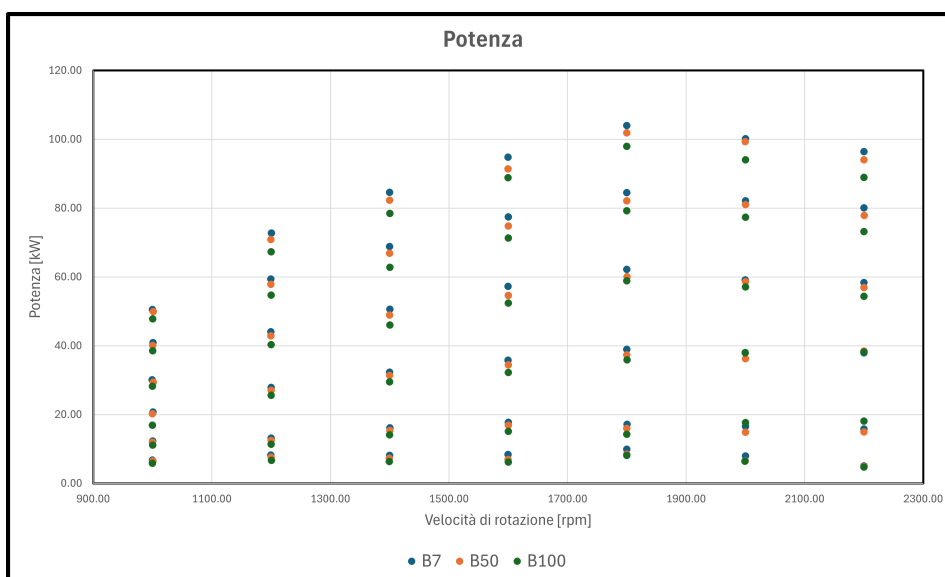
4.1.1 Potenza e coppia erogate

Dalle **Figure 4.1.1a** e **4.1.1b** si nota immediatamente che, aumentando la frazione di biodiesel nella miscela, i valori di coppia e potenza erogate diminuiscono. Tale risultato è una diretta conseguenza del minore potere calorifico inferiore del biocombustibile che comporta un minore rilascio di energia durante il processo di combustione. Infatti, le minori prestazioni si registrano con l'utilizzo del B100, il quale possiede la minore densità di energia, portando ad una riduzione di coppia e potenza pari a, rispettivamente, il 7,4% e 5,8%.

Di conseguenza, per ottenere pari performance utilizzando tali miscele, sarà necessario, in prima battuta, aumentare la massa di combustibile iniettato per compensare la minore densità di energia, aumentando i consumi. Tuttavia, questa pratica



(a)



(b)

Figura 4.1.1: Effetto su coppia (a) e potenza (b) erogate

è utilizzabile esclusivamente ai carichi parziali in quanto, in condizioni di pieno carico (WOT: Wide Open Throttle), si raggiungerebbero le condizioni di saturazione degli iniettori (i quali presentano un limite sulla portata massima iniettabile). Quindi, nonostante la ricalibrazione della centralina, il motore non è in grado di raggiungere la medesima curva di full load quando alimentato con miscele contenenti una maggiore frazione di biodiesel. In questo caso, l'unica soluzione che permette di ottenere le stesse performance ottenute con il B7 comporterebbe anche la modifica dell'hardware: ad esempio, rapporto di compressione maggiore, iniettori con fori più ampi, sovralimentazione più intensa.

4.1.2 Consumi ed efficienza

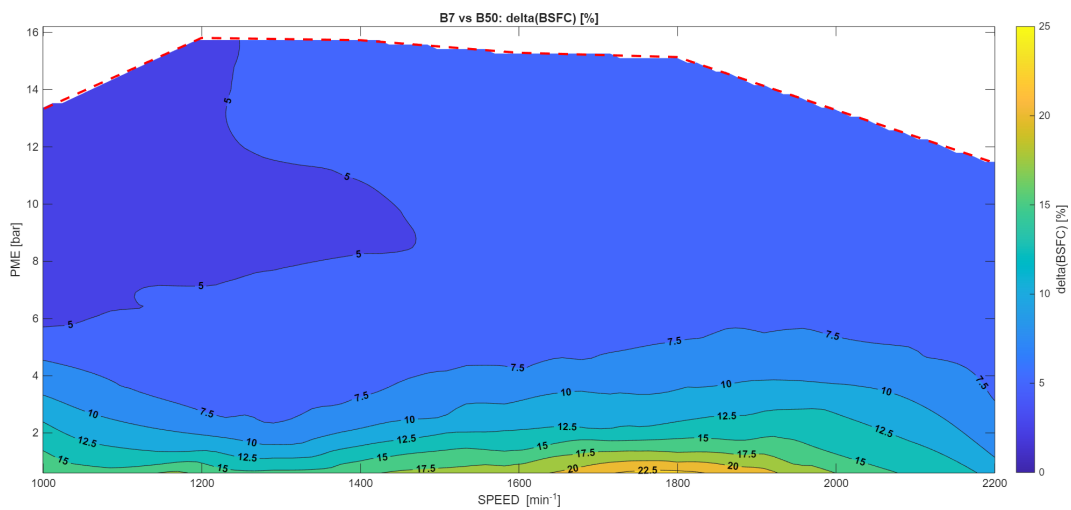
Nelle **Figure 4.1.2a** e **4.1.2b** sono rappresentate le mappe degli scostamenti percentuali del BSFC (Brake Specific Fuel Consumption, espresso in g/kWh) per B50 e B100 rispetto al B7. Si nota immediatamente che, in qualsiasi condizione di funzionamento, i consumi aumentano sensibilmente. In particolare, aumentando il contenuto di biodiesel nella miscela, si ha un incremento del consumo specifico. Questo risultato è diretta conseguenza del minore potere calorifico che caratterizza B50 e B100. Infatti:

$$BSFC = \frac{1}{\eta_u \cdot Hi} \quad (4.1)$$

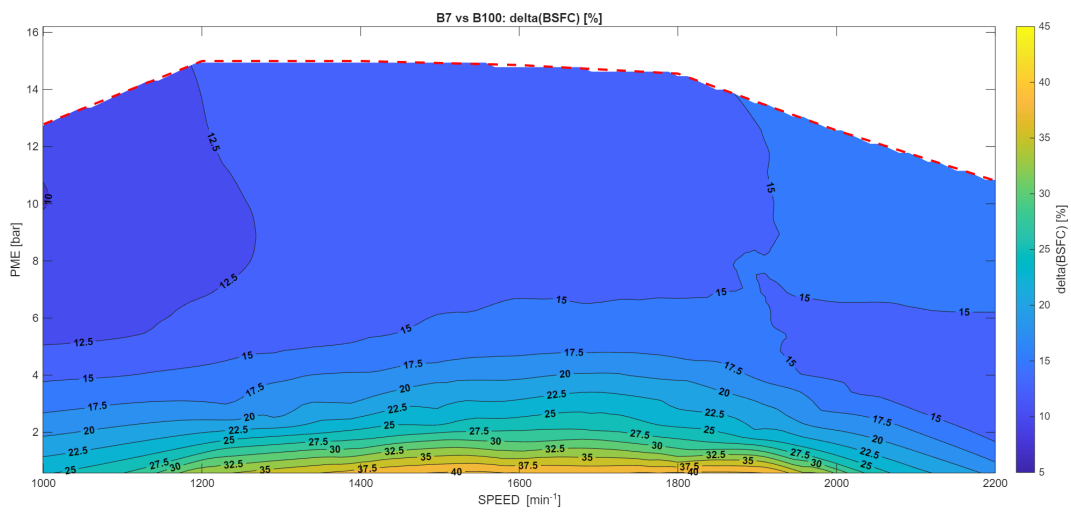
Tuttavia, come mostrato nella **Eq. (4.1)**, è necessario considerare anche il peso della variazione dell'efficienza del motore. Nelle **Figure 4.1.3a** e **4.1.3b** è riportata la differenza, in termini assoluti, del rendimento del motore per B50 e B100. Considerando, contemporaneamente, gli andamenti delle variazioni di BSFC e η_u si notano maggiori consumi specifici anche in quelle condizioni di funzionamento caratterizzate da una maggiore efficienza rispetto al B7. Si conclude, quindi, che il minor potere calorifico di B50 e B100 ha un peso sensibilmente maggiore rispetto all'efficienza. Infine, è opportuno evidenziare che, sia per il B50 sia per il B100, i maggiori scostamenti del BSFC si ottengono ai carichi bassi. Ciò accade poiché, in tali condizioni di funzionamento, il rendimento del motore è decisamente inferiore rispetto al gasolio convenzionale.

È opportuno tenere in conto anche l'effetto sul consumo in volume di combustibile in quanto, dal punto di vista economico, un aumento del volume consumato si traduce immediatamente nell'aumento dei costi di esercizio. Il BSFC è dato da:

$$BSFC = \frac{\dot{m}}{P_u} = \frac{1}{\eta_u \cdot Hi} \quad (4.2)$$

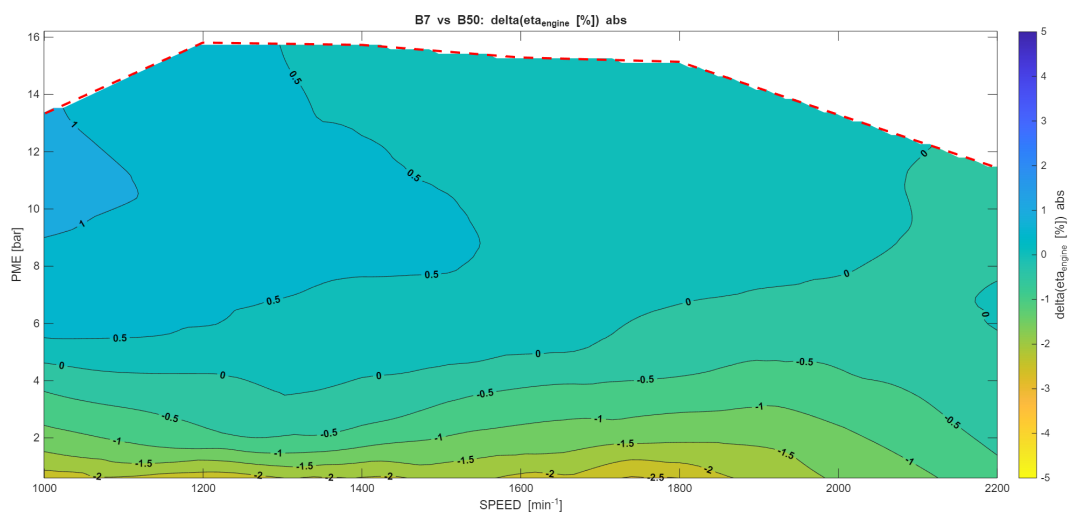


(a)

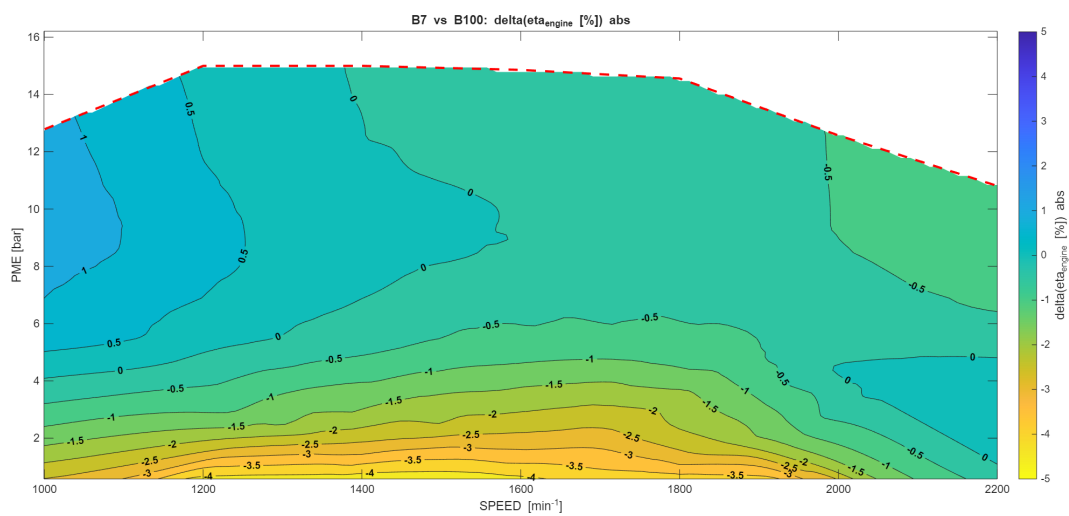


(b)

Figura 4.1.2: Scostamento BSFC per B50 (a) e B100 (b)



(a)



(b)

Figura 4.1.3: Scostamento efficienza motore per B50 (a) e B100 (b)

Evidenziando la portata di combustibile a pari consumo specifico, si ottiene:

$$\frac{\dot{V} \cdot \rho_f}{P_u} = \frac{1}{\eta_u \cdot Hi} \quad (4.3)$$

Esplicitando la portata volumica e ipotizzando di avere efficienza e potenza costanti, si ha che:

$$\dot{V} \propto \frac{1}{Hi} \cdot \frac{1}{\rho_f} \quad (4.4)$$

Passando da B7 a B100, la densità aumenta di circa il 5% e il potere calorifico diminuisce di circa il 12%. Queste differenze si traducono in un aumento della portata volumica come segue:

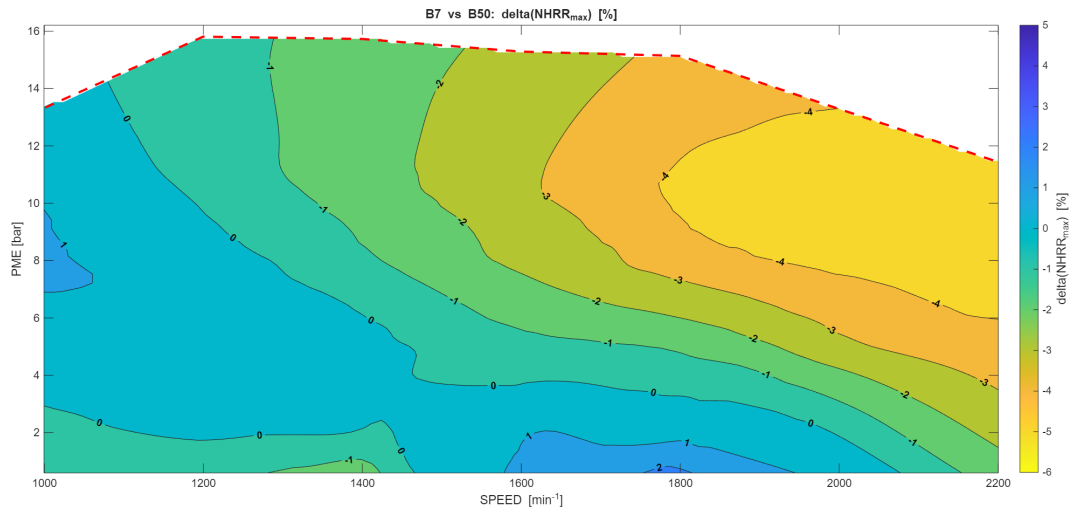
$$\frac{\dot{V}_{B100}}{\dot{V}_{B7}} = \frac{Hi_{B7}}{Hi_{B100}} \cdot \frac{\rho_{f,B7}}{\rho_{f,B100}} = 1,14 \cdot 0,95 = 1,08 \quad (4.5)$$

Da quanto ottenuto in **Eq. (4.5)** si conclude che, sebbene il biodiesel possa presentare lievi variazioni nel rendimento dovute all'ossigeno intrinseco, la maggiore densità del biodiesel compensa solo in parte l'effetto del minore potere calorifico: a pari potenza, l'incremento della massa di combustibile è tale da rendere la maggiore densità (che, a pari volume, comprende una maggiore massa) non sufficiente a mantenere pari il volume di combustibile iniettato.

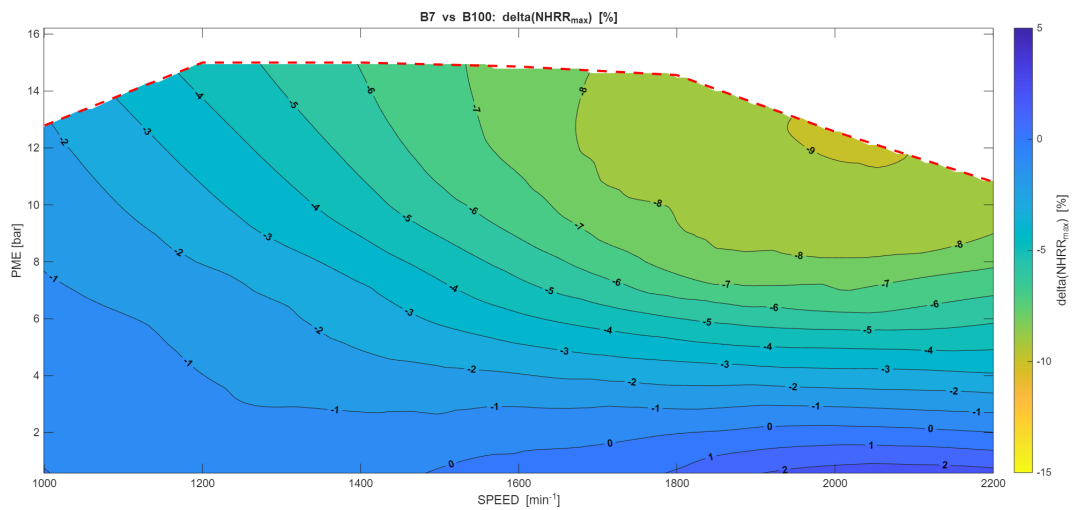
4.1.3 Combustione

Come anticipato in § 4.1.1, il minor potere calorifico di B50 e B100 determina una minore coppia erogata. Questo risultato è diretta conseguenza del minor rilascio di energia durante il processo di combustione. Dalle **Figure 4.1.4a** e **4.1.4b**, che riportano gli scostamenti percentuali riguardanti il NHRR (Net Heat Release Rate), si nota immediatamente il minore rilascio termico che caratterizza le miscele B50 e B100. In particolare, con B100 si registra un minore NHRR in tutte le condizioni di funzionamento. A supporto di tali risultati, si riportano in **Figura 4.1.5** le curve di NHRR ottenute a partire dall'analisi del ciclo di pressione nel punto a 1600 rpm e 42% pedale (pme $\approx$ 6 bar). Si ottengono andamenti analoghi anche nelle restanti condizioni di funzionamento, non riportate per semplicità di trattazione. Si noti, inoltre, come il minor potere calorifico sia tale da compensare interamente l'incremento di massa iniettata derivante dalla maggiore densità delle miscele.

Oltre al minor picco di energia rilasciata, il maggior contenuto di biodiesel ha effetti anche sullo sviluppo angolare della combustione. Le **Figure 4.1.6a** e **4.1.6b** mostrano lo scostamento del baricentro della combustione (MFB50) rispetto al B7:



(a)



(b)

Figura 4.1.4: Scostamento NHRR per B50 (a) e B100 (b)

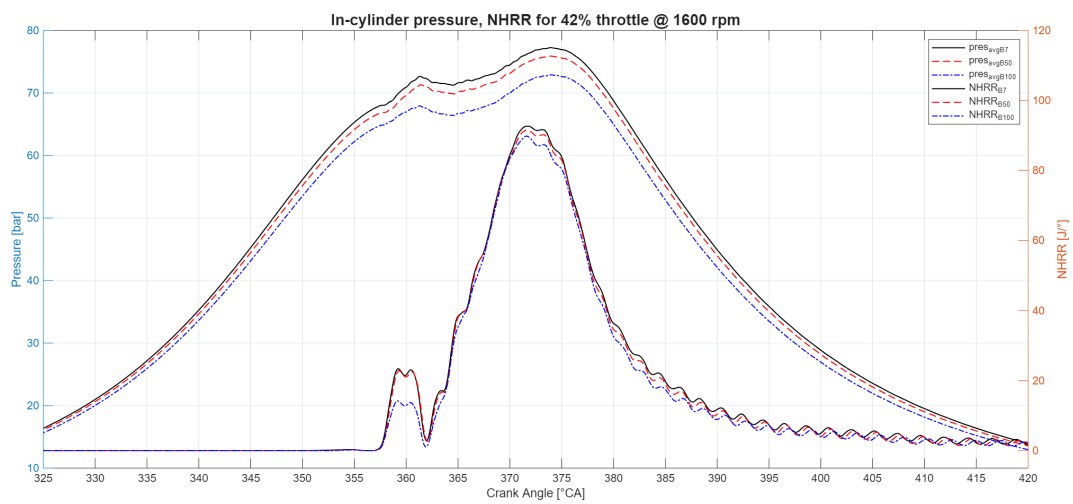


Figura 4.1.5: NHRR @ 1600 rpm e 42% pedale

si registra una combustione anticipata in ogni condizione di funzionamento, in particolare per il B100. Questo risultato è ulteriormente evidenziato dalle **Figura**

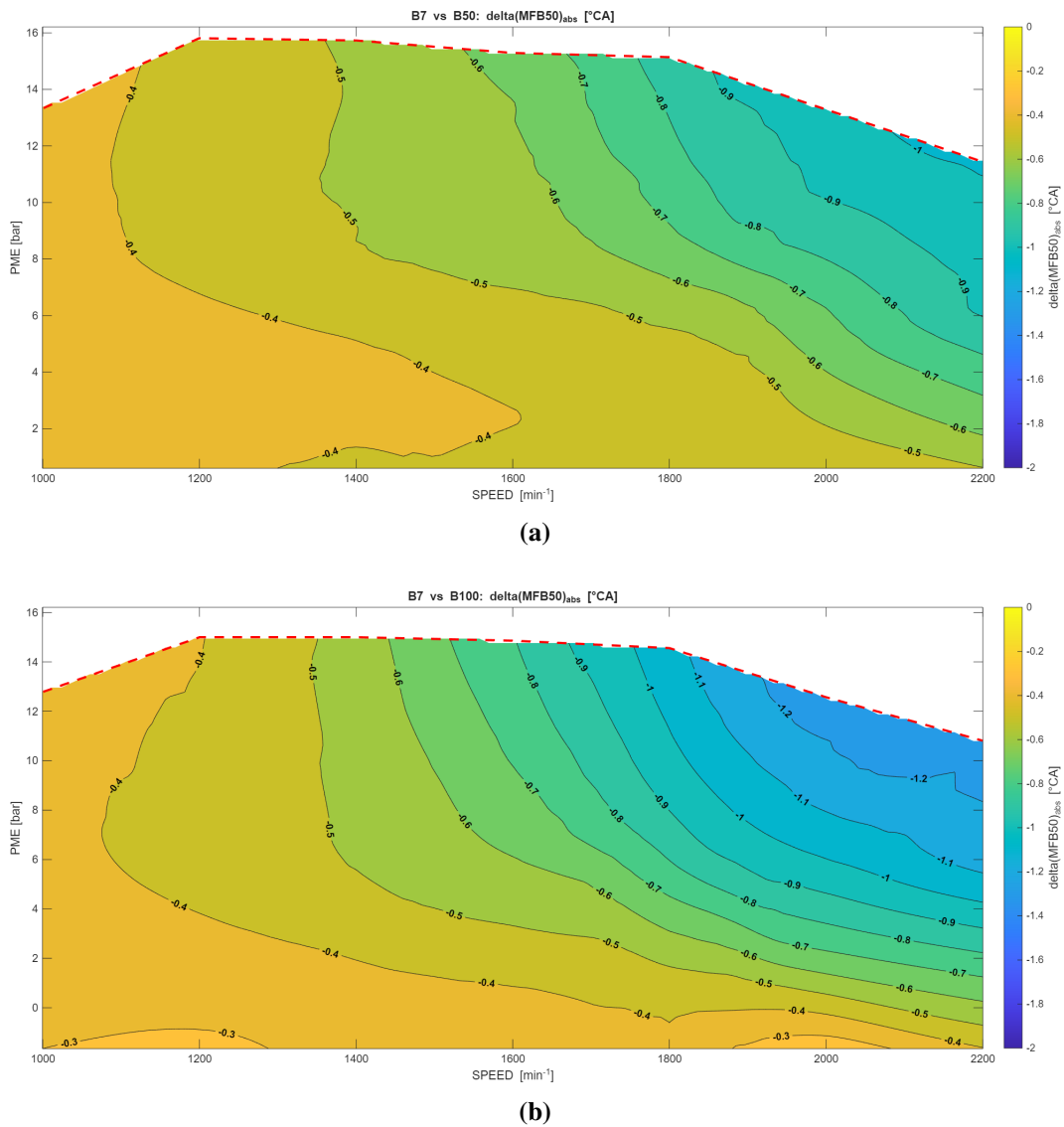


Figura 4.1.6: Scostamento angolare MFB50 per B50 (a) e B100 (b)

re da **4.1.7a** a **4.1.7c**, dove si riportano le curve della MFB (Mass Fraction Burned) a carico medio-basso e velocità crescente (ogni punto è individuato dalla coppia di valori di velocità e percentuale del pedale). Si nota che, in corrispondenza di $MFB = 50\%$, le curve di B50 e B100 risultano spostate a sinistra rispetto al B7 e, quindi, più vicine al PMS. In particolare, nelle **Figure 4.1.7a** e **4.1.7b** le curve relative a B50 e B100 mostrano un andamento simile:

- ad inizio combustione, si registra un ritardo rispetto al B7;

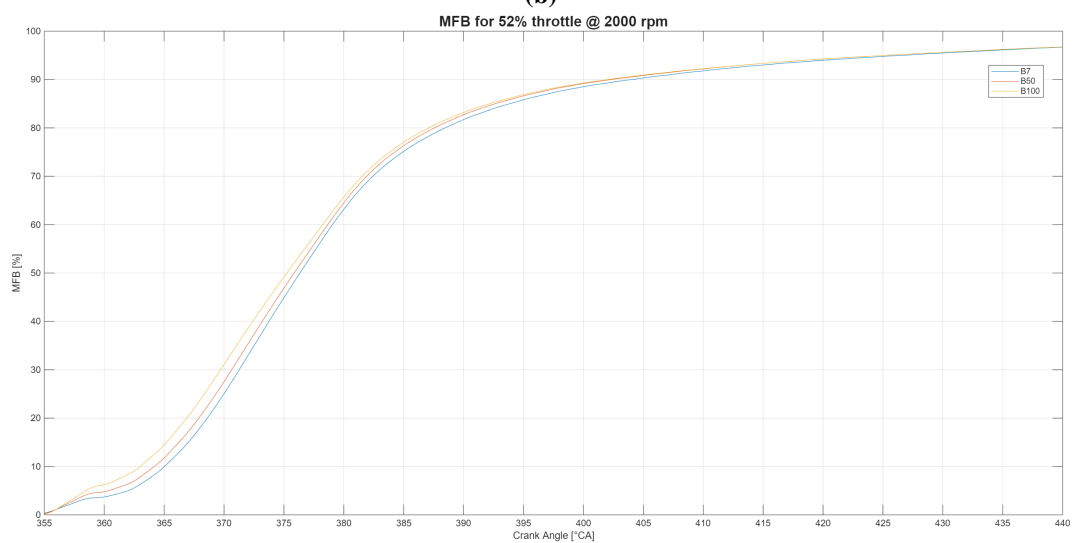
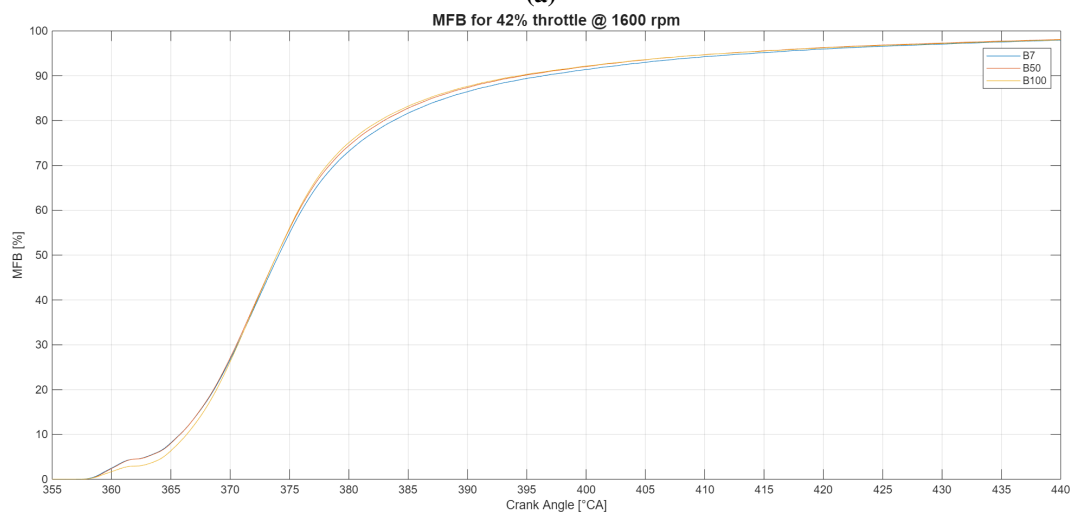
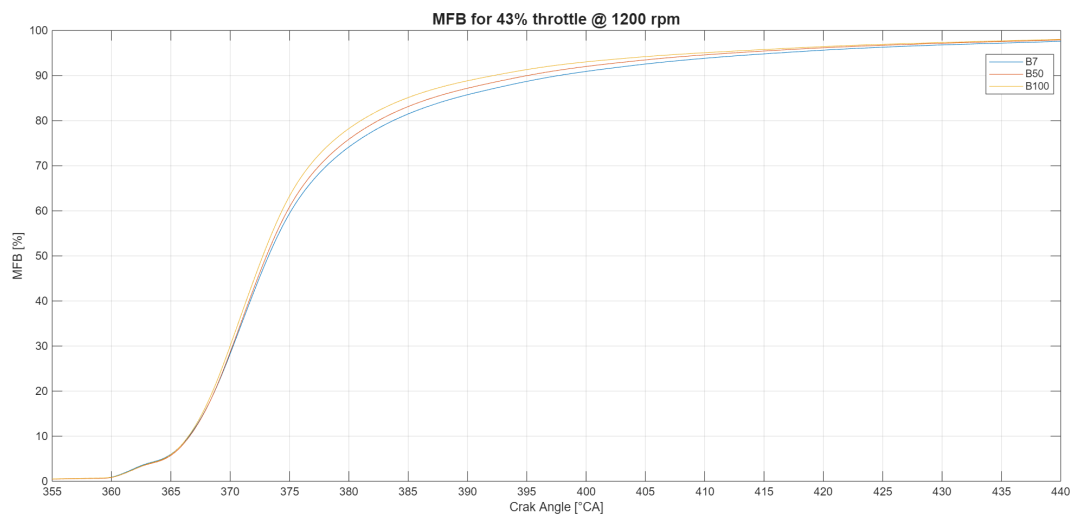


Figura 4.1.7: Curva MFB @ 1200x43 (a), 1600x42 (b), 2000x52 (c)

- successivamente, la pendenza delle curve aumenta tanto da recuperare il ritardo iniziale e, addirittura, spostare l'evoluzione del processo più vicino al PMS.

Questo comportamento, più evidente per il B100, è conseguenza dell'utilizzo di un combustibile ossigenato. Infatti, il minore numero di cetano di B50 e B100 causa un maggior ritardo di accensione, determinando il ritardo della curva del MFB; tuttavia, la presenza di ossigeno nel combustibile favorisce lo sviluppo della successiva fase diffusiva della combustione, in cui svolge un ruolo fondamentale la diffusione dell'ossigeno all'interno del fronte di fiamma. Questa fase è anche detta "mixing-controlled phase" in quanto fortemente dipendente dal miscelamento del combustibile con l'ossigeno presente nell'aria circostante: la presenza di O_2 nel combustibile rende la velocità di diffusione e miscelamento meno vincolante, accelerando la velocità di reazione.

Per quanto riguarda l'andamento riportato nella **Figura 4.1.7c**, si riscontra un comportamento anomalo rispetto a quanto appena descritto: sin dai primi angoli di manovella la combustione di B50 e B100 sembra svilupparsi in anticipo. Tale risultato è dovuto allo sviluppo della curva di NHRR riportate in **Figura 4.1.8**. Sia per B50 sia per B100, si registra un rilascio termico della pilota che parte con un leggero ritardo (a causa del minor numero di cetano) ma che raggiunge valori decisamente più alti rispetto al B7 (quasi il doppio nel caso del B100). Essendo la curva del MFB ottenuta a partire dal NHR (**Eq. (3.13)**: integrale del NHRR sulla finestra angolare di combustione), ciò giustifica il marcato anticipo delle curve di MFB per B50 e B100.

Tuttavia, il NHRR della pilota di B50 e B100 mostrato in **Figura 4.1.8** non risulta compatibile con la scelta iniziale di mantenere la strategia di iniezione originale, a cui si unisce il minor potere calorifico delle miscele. Purtroppo, la mancanza di dati impedisce un'analisi più approfondita del problema e, per tal motivo, si rimanda l'indagine agli studi futuri.

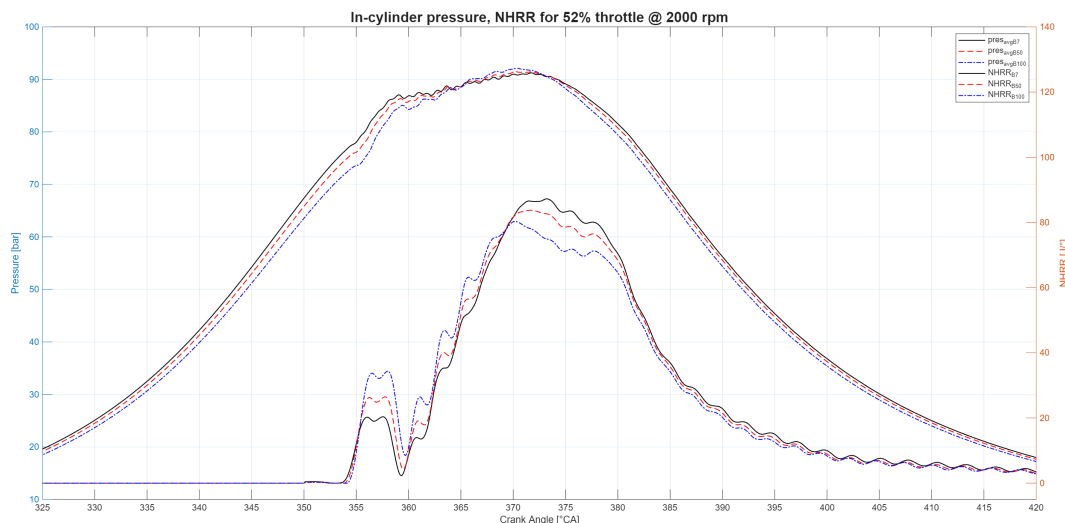


Figura 4.1.8: NHRR @ 2000 rpm e 52% pedale

4.1.4 Emissione Soot e NO_x

Per i motori Diesel, a causa delle particolarità legate al processo di combustione, le principali specie di inquinanti emesse allo scarico sono ossidi di azoto e particolato (nello specifico, soot).

L'utilizzo di combustibili con un più alto contenuto di biodiesel modifica sensibilmente le quantità emesse di tali sostanze. Dalla **Figura 4.1.9** si nota come, passando da B7 a B100, l'emissione specifica di soot e NO_x si sposta verso il basso (minore emissione di soot) e verso destra (maggiore emissione di NO_x).

L'effetto positivo sull'emissione di soot è dovuto a due fattori principali legati alle proprietà delle miscele caratterizzate da un maggior contenuto di biodiesel:

- minore contenuto di PAH (Polycyclic Aromatic Hydrocarbons), assenti nel B100;
- presenza di ossigeno nel combustibile.

I PAH, abbondanti nel gasolio convenzionale, sono i principali precursori del soot; la loro riduzione ostacola la formazione delle particelle carboniose, soprattutto durante la fase premiscelata della combustione. Per quanto riguarda l'ossigeno contenuto nel combustibile, esso permette sia di avere una combustione premiscelata con una dosatura locale meno ricca (favorendo l'ossidazione dei PAH) sia di migliorare l'efficienza della combustione diffusiva, promuovendo l'ossidazione dei frammenti idrocarburici formati per cracking termico che, altrimenti, reagirebbero per formare precursori del soot.

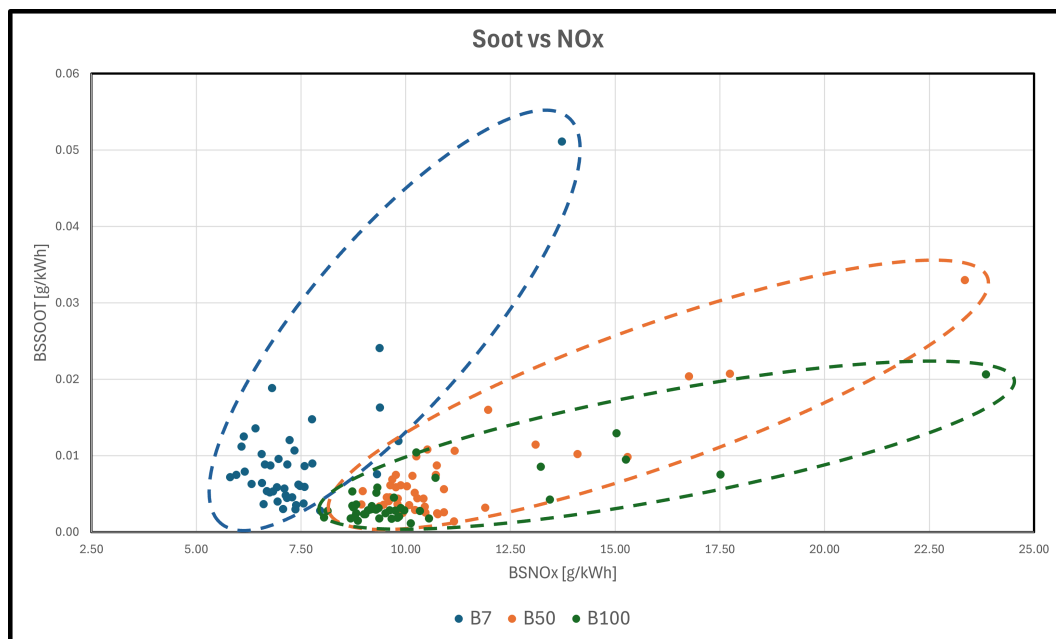
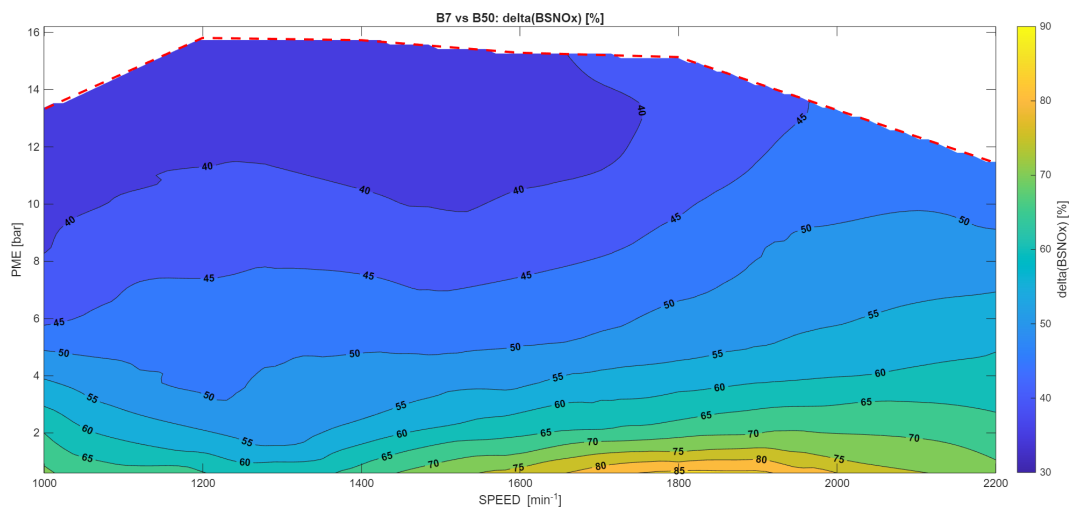


Figura 4.1.9: Soot vs NOx per le diverse miscele

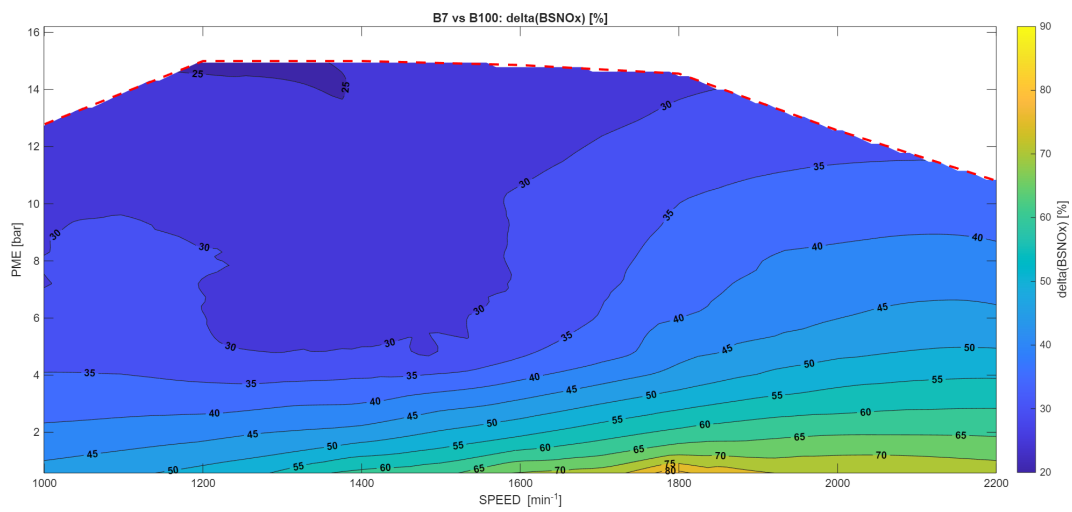
Nel presente si tratterà più nel dettaglio dell'emissione di NO_x in quanto, al contrario del soot, aumentano all'aumentare del contenuto di biodiesel nella miscela. Nelle **Figure 4.1.10a** e **4.1.10b** è riportato l'aumento percentuale dell'emissione specifica di NO_x : per entrambe le miscele, si registra un aumento in tutte le condizioni di funzionamento. Tuttavia, con l'utilizzo del B50, a pari punto di funzionamento, si registrano incrementi del 10 – 15% superiori rispetto quanto ottenuto con il B100. La formazione di NO_x dipende fortemente da due fattori principali:

- temperature raggiunte durante la combustione, in particolare quando si hanno $T > 1850 \text{ K}$;
- ambiente di natura ossidante, determinato dalla quantità di ossigeno presente.

Quando si utilizza il B50, si generano le condizioni ideali alla formazione di ossidi di azoto, grazie alla presenza di ossigeno nel combustibile e temperature molto simili a quelle raggiunte durante la combustione del B7. Infatti, a differenza di quanto accade con il B100, i picchi di rilascio termico raggiunti con il B50 sono molto più simili al caso di utilizzo del B7, determinando temperature di combustione molto simili. Sommando a questo risultato la maggiore quantità di ossigeno dovuta alle proprietà della miscela, la formazione di NO_x risulta sensibilmente agevolata. Si conclude, quindi, che la presenza di ossigeno intrinseco al combustibile prevale sull'effetto del minore potere calorifico. Viceversa accade quando si utilizza il



(a)



(b)

Figura 4.1.10: Scostamento BSNOx per B50 (a) e B100 (b)

B100: il minore potere calorifico è tale da abbassare notevolmente le temperature di combustione, rendendo meno efficace l'effetto dell'ossigeno intrinseco.

Gioca un ruolo secondario anche il leggero anticipo del MFB50: una combustione che evolve più vicino al PMS comporta un maggior tempo di stazionamento dei gas combusti ad alta temperatura, in quanto la fase di espansione è appena cominciata.

In conclusione, l'utilizzo di biodiesel come drop-in permette una notevole riduzione dell'emissione di soot, peggiorando gli NO_x . Tuttavia, questo risultato, apparentemente sfavorevole, fornisce ampio spazio di manovra in ambito di calibrazione in quanto permette di:

- aumentare i livelli di EGR, ridimensionando le quantità di NO_x emesse e mantenendo l'emissione di soot nei limiti imposti;
- migliorando l'efficienza dell'ATS (ad esempio, mediante l'utilizzo di un catalizzatore SCR più performante), ridurre entrambe le emissioni di soot e NO_x , a cui si unisce anche la riduzione dei consumi grazie a fasi di rigenerazione del DPF meno frequenti.

Tale ridefinizione del trade-off Soot - NO_x concede la possibilità di ridurre la produzione netta di GHG senza peggiorare l'emissione delle principali specie inquinanti che caratterizzano i motori Diesel.

4.2 Possibili approcci in ambito riconoscimento miscela gasolio - biodiesel

In questa sezione si riporta un'analisi qualitativa di alcuni approcci potenzialmente adatti a gettare le basi per la definizione di possibili strategie volte al riconoscimento in-vehicle della miscela di gasolio - biodiesel che alimenta il motore. L'obiettivo di tali analisi consiste nell'individuare delle variazioni, legate al differente contenuto di biodiesel, dei parametri motore misurabili mediante la sensoristica di bordo e tali da poter essere tradotti in correlazioni empiriche robuste e idonee all'implementazione in centralina. A tale scopo, diversamente da quanto fatto in § 4.1, si pone l'attenzione sulle differenze ottenute punto per punto, esprimendo tutti i confronti necessari a parità di posizione del **pedale** dell'acceleratore.

Come già accennato, un aspetto cruciale per la fattibilità di un sistema di riconoscimento miscela è l'adozione di una soluzione **cost-effective**. Per questa ragione, l'approccio deve basarsi sul monitoraggio di parametri che non solo forniscano le informazioni necessarie ma siano anche rilevabili tramite la sensoristica che

comunemente si trova installata a bordo veicolo. Dalle analisi dei dati acquisiti, i parametri motoristici che mostrano il maggior potenziale come indicatori per il riconoscimento della miscela sono:

- concentrazione di NO_x allo scarico, misurabile mediante l'apposito sensore normalmente presente su veicolo;
- temperatura dei gas esausti, rilevabile mediante una comune termocoppia;
- concentrazione di ossigeno residuo, determinabile dotando il motore di una sonda lambda posizionata lungo la linea di scarico.

Si prosegue la trattazione entrando nel merito di ognuna delle possibilità appena citate.

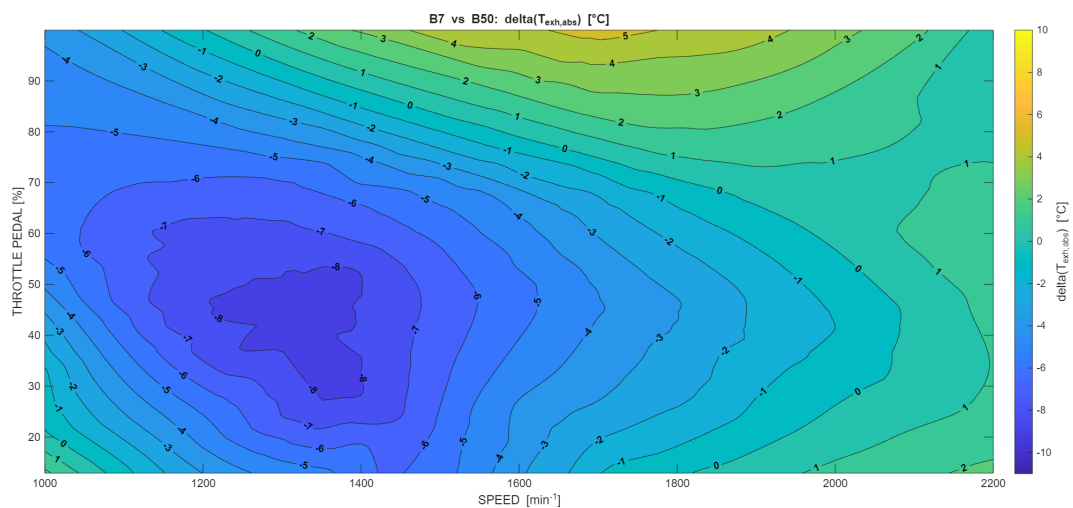
4.2.1 Temperatura allo scarico

Mediante l'aggiunta di una termocoppia allo scarico è possibile monitorare la variazione delle temperature dovute ad una maggiore frazione di biodiesel nella miscela. Nelle **Figure 4.2.1a e 4.2.1b** è riportata la differenza assoluta delle temperature all'interno del collettore di scarico. Si nota che, per la gran parte delle condizioni di funzionamento, l'utilizzo di B50 e B100 determina temperature inferiori (fino a **8°C in meno** per il B50 e **25°C** per il B100). Ciò è dovuto a due fattori:

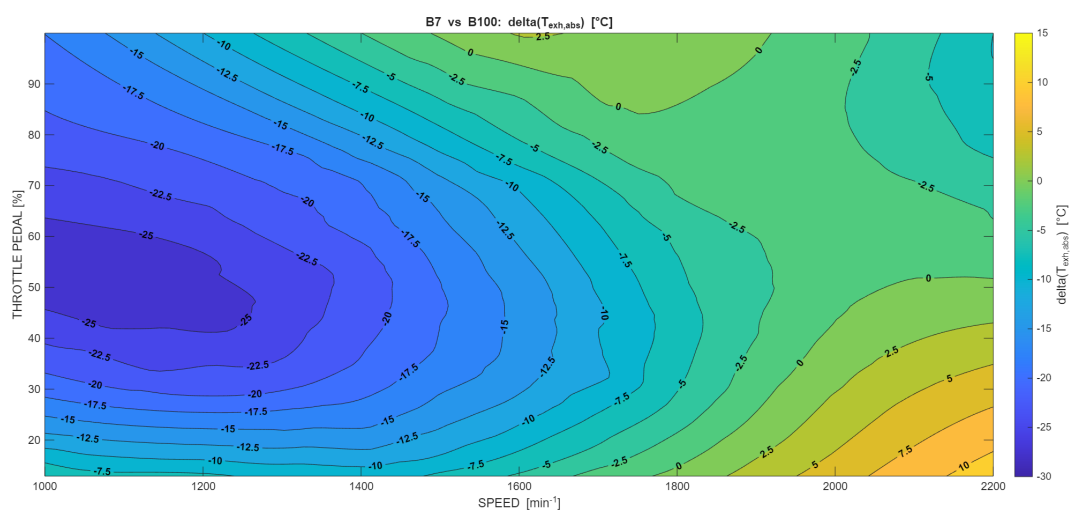
- minori temperature di combustione a causa del minore potere calorifico del biodiesel;
- corsa di espansione più efficace grazie all'anticipo del baricentro della combustione.

Inoltre, è ben visibile la dipendenza delle temperature dalle caratteristiche della miscela: aumentando il contenuto di biodiesel le temperature diminuiscono.

Questo risultato risulta piuttosto promettente poiché presenta un collegamento diretto tra la frazione volumetrica di biodiesel presente nella miscela e le temperature dei gas esausti, parametro di facile misura ed implementazione in centralina.



(a)



(b)

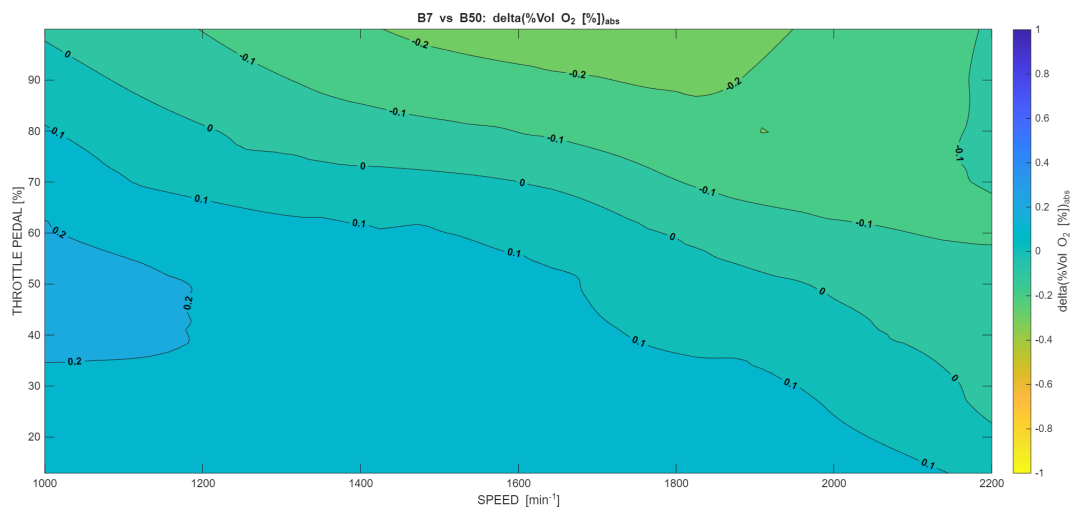
Figura 4.2.1: Scostamento assoluto della temperatura dei gas di scarico per B50 (a) e B100 (b)

4.2.2 Concentrazione di O₂ residuo

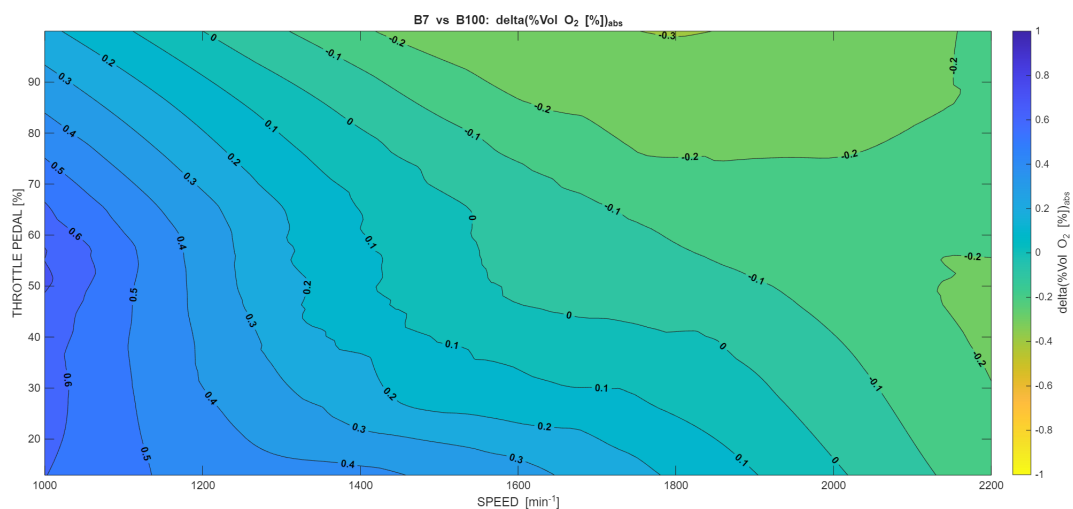
Sebbene, globalmente, la combustione in un motore Diesel avvenga con eccesso di aria, in prossimità della fiamma diffusiva si riscontra una dosatura prossima al valore stechiometrico. Inoltre, la combustione diffusiva rappresenta la fase principale in termini di massa di combustibile bruciato. L'utilizzo di un combustibile ossigenato comporta un rapporto stechiometrico inferiore: durante la fase diffusiva, la reazione "consuma" una minore quantità di ossigeno contenuto nell'aria circostante, determinandone una maggiore concentrazione nei gas combusti.

La dosatura stechiometrica, pari a **14,6** per il gasolio convenzionale, si riduce a **13,7** per il B50 e **12,6** per il B100: ciò determina una maggiore concentrazione di ossigeno allo scarico del motore. Tale risultato è confermato dalle **Figure 4.2.2a** e **4.2.2b**, in cui si registra uno scostamento assoluto positivo per gran parte delle condizioni di funzionamento.

Tuttavia, è bene sottolineare che, per una efficace e corretta misura della concentrazione di ossigeno, è necessario prevedere l'utilizzo di una sonda UEGO (Universal Exhaust Gas Oxygen). Infatti, una classica sonda lambda (*narrow-band*) è in grado di operare soltanto nell'intorno dello stechiometrico, condizione del tutto assente in un motore Diesel che, come detto in precedenza, lavora con eccesso di aria (dosatura globale molto magra).



(a)



(b)

Figura 4.2.2: Scostamento assoluto della concentrazione di O₂ nei gas di scarico per B50 (a) e B100 (b)

4.2.3 Misura degli NO_x

Un sensore NO_x è in grado di misurare la concentrazione in volume dell'inquinante, per cui si fa riferimento alle **Figure 4.2.3a** e **4.2.3b** in cui è riportato lo scostamento percentuale della concentrazione (in parti per milione) degli ossidi di azoto emessi con l'utilizzo di B50 e B100 rispetto al B7. Come già discusso in § 4.1.4, l'emissione di NO_x aumenta sensibilmente con l'aumento del contenuto di biodiesel nella miscela: ciò permette di affermare che, in termini qualitativi, è possibile correlare tale effetto alle caratteristiche del combustibile utilizzato.

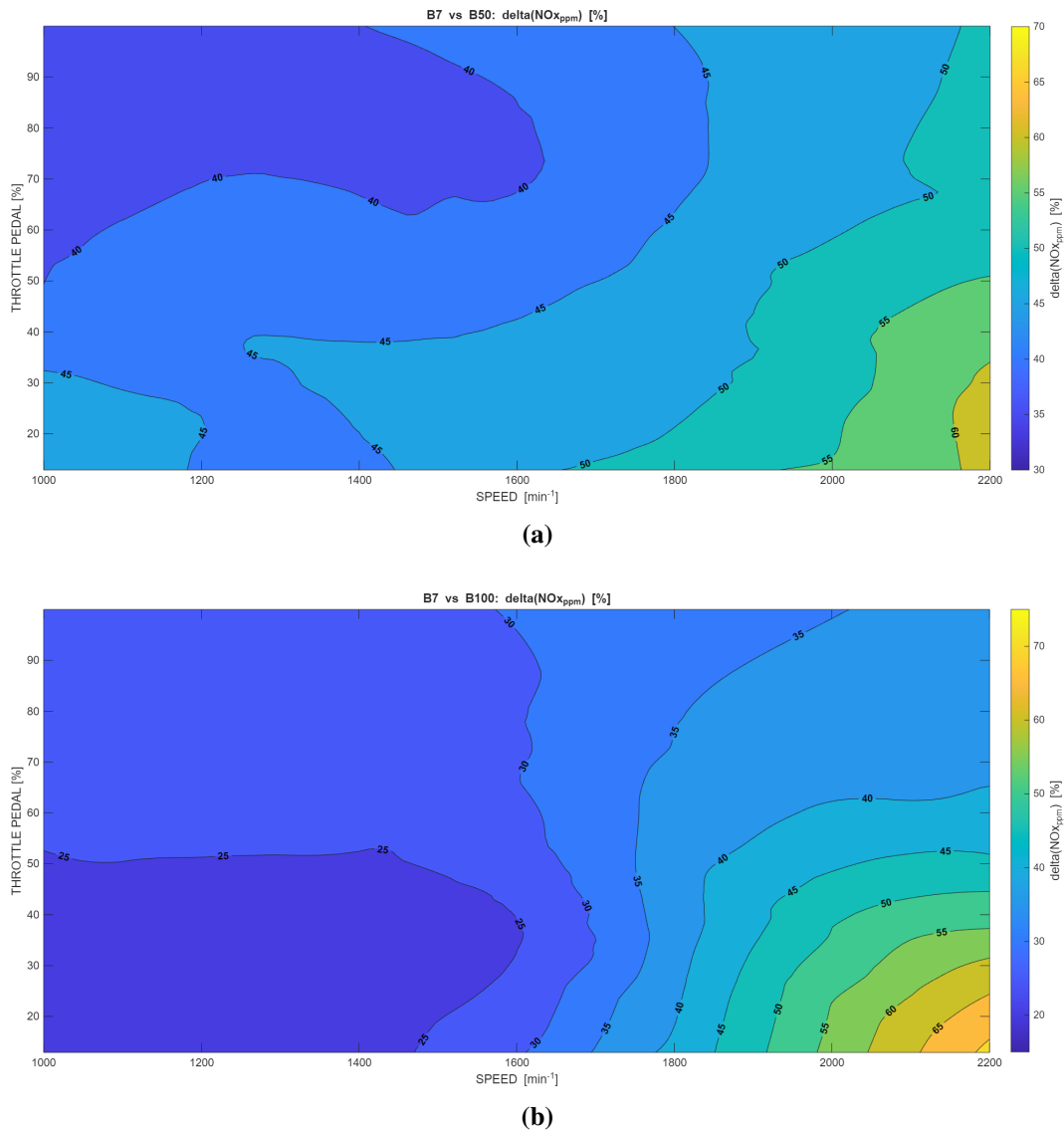


Figura 4.2.3: Scostamento concentrazione (ppm) NO_x per B50 (a) e B100 (b)

Tuttavia, in quanto si tratta di una concentrazione in volume, è necessario va-

lutare anche come varia il fattore di diluizione: a pari massa di NO_x presenti, una maggiore diluizione determina una minore concentrazione misurata dal sensore e viceversa. A tal proposito, sono da tenere in considerazione anche la portata in massa e la temperatura dei gas esausti in quanto elementi che influenzano il volume dei gas emessi e, di conseguenza, il fattore di diluizione.

Nonostante si registrino, in buona parte delle condizioni di funzionamento, minori temperature **Figura 4.2.1** e portata dei gas esausti **Figure 4.2.4a e 4.2.4b**, per entrambi B50 e B100 la portata in massa di NO_x mostra scostamenti positivi in tutti i punti della mappa (**Figure 4.2.5a e 4.2.5b**). Si riconferma, quindi, la maggiore emissione di ossidi di azoto causata dal maggiore contenuto di biodiesel.

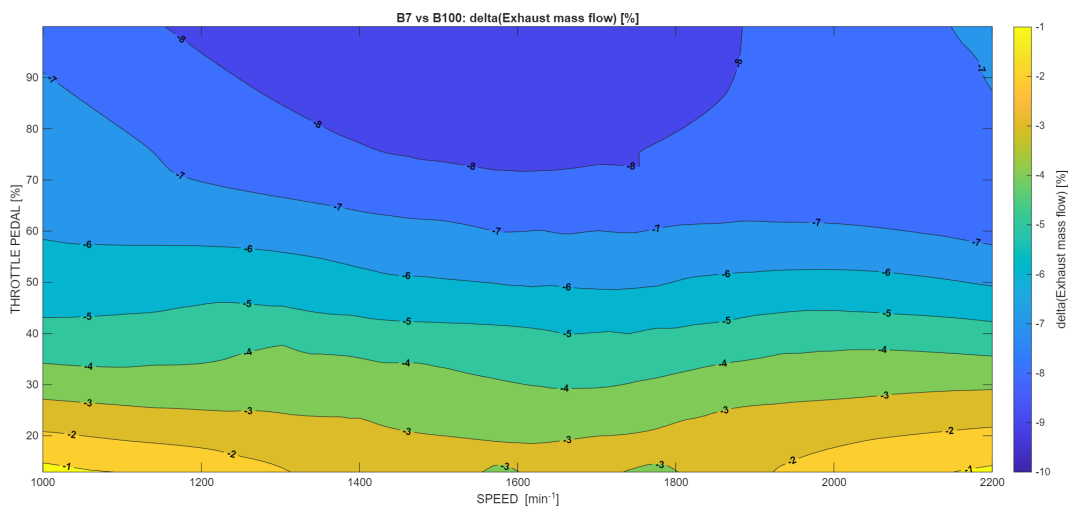
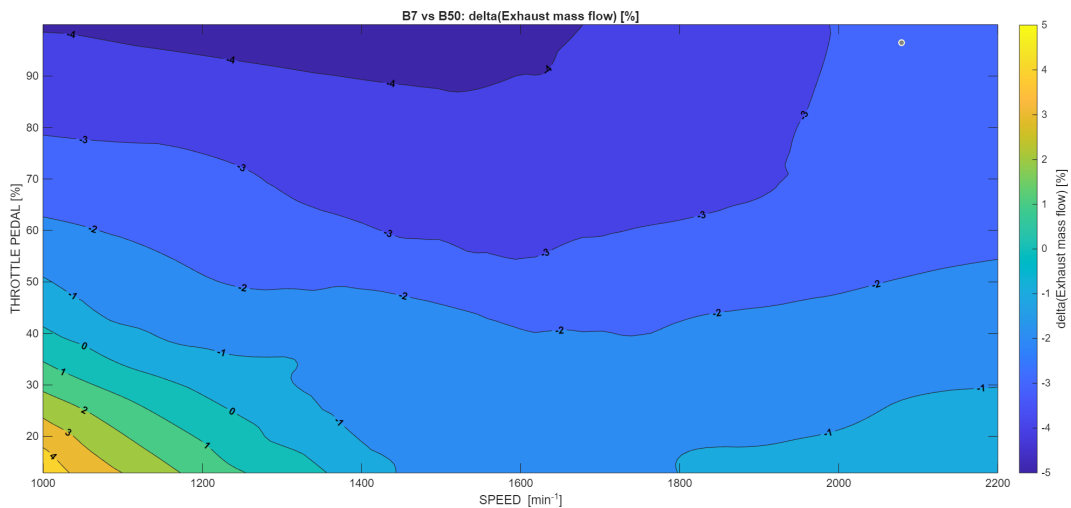
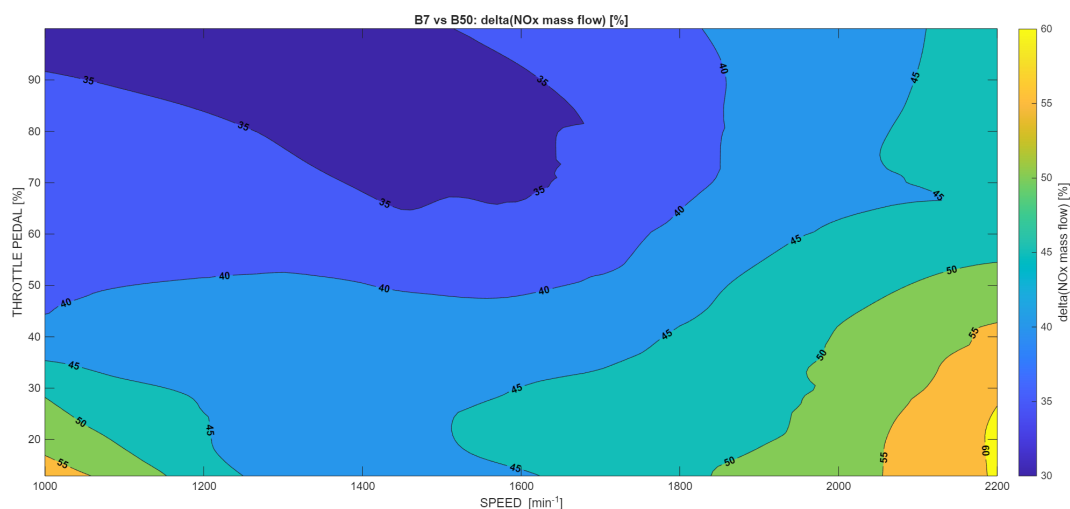
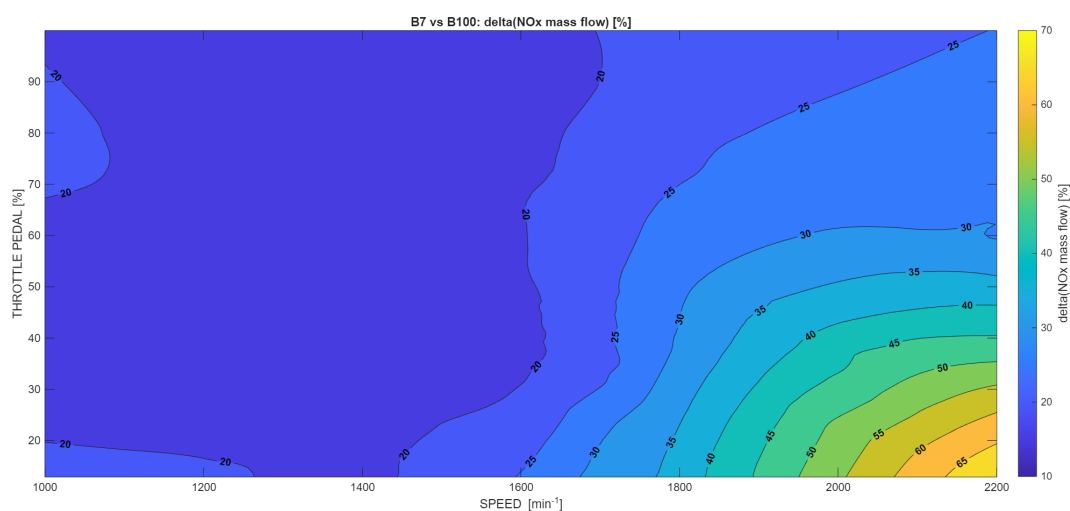


Figura 4.2.4: Scostamento percentuale della portata in massa dei gas esausti per B50 (a) e B100 (b)



(a)

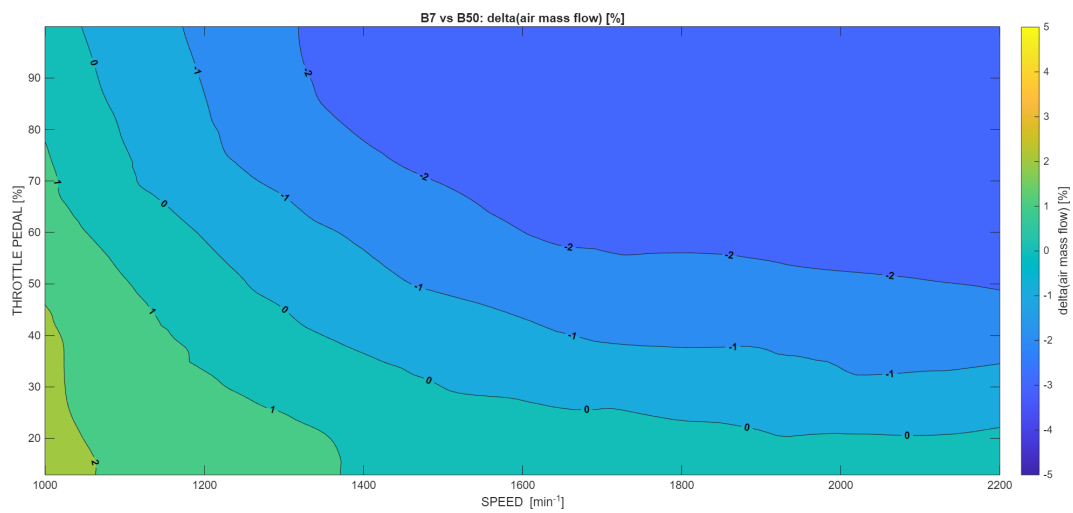


(b)

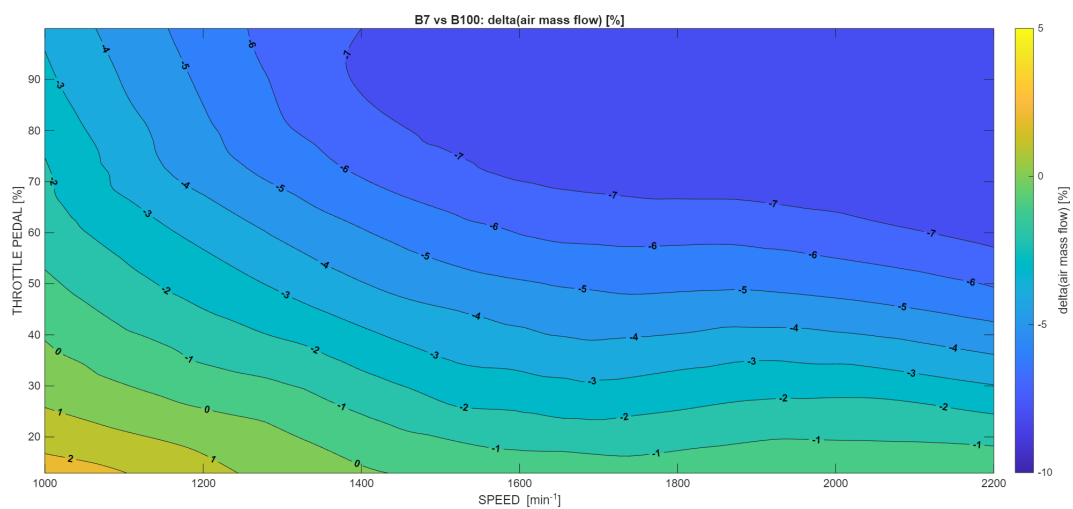
Figura 4.2.5: Scostamento percentuale della portata in massa di NO_x per B50 (a) e B100 (b)

Quanto ottenuto fin'ora permette di affermare che l'utilizzo di un sensore NO_x rappresenta un approccio promettente poiché permetterebbe di correlare la concentrazione misurata alla composizione della miscela che alimenta il motore.

È opportuno approfondire le cause alla base delle minori portate di gas esausti mostrate in **Figura 4.2.4**. Il flusso di gas in uscita dal motore è dato dalla somma di portata di aria aspirata e di combustibile iniettato. Tra i due termini, ha un peso maggiore la portata di aria in quanto ha un ordine di grandezza dominante (soprattutto considerando che il motore opera costantemente con eccesso di aria). Si conclude, quindi, che le minori portate di gas esausti sono conseguenza delle minori portate di aria aspirata, come confermato dalla **Figura 4.2.6**.



(a)



(b)

Figura 4.2.6: Scostamento percentuale della portata di aria aspirata per B50 (a) e B100 (b)

Dalle analisi eseguite è emersa una riduzione della pressione di sovralimentazione con l'impiego di B50 e B100 dovuta alle minori temperature e pressioni dei gas di scarico, soprattutto con l'utilizzo del B100 (**Figure 4.2.1b e 4.2.7**). Infatti, minori temperature dei gas indicano un minore contenuto energetico estraibile in turbina e, di conseguenza, una minore disponibilità di lavoro per la compressione dell'aria aspirata. In **Figura 4.2.8** è mostrato l'effetto di quanto descritto sulla

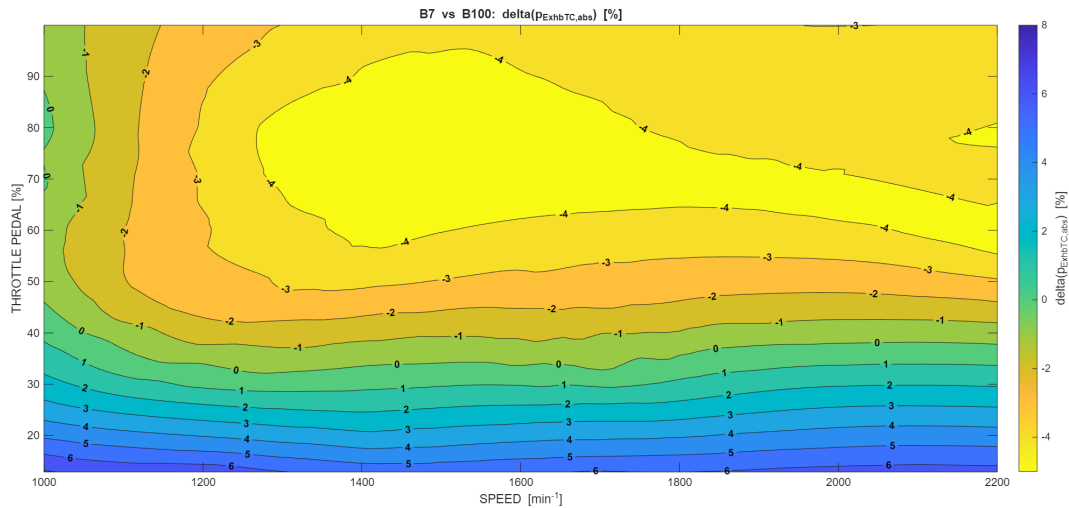


Figura 4.2.7: Scostamento percentuale della pressione monte turbina con utilizzo del B100

pressione sovralimentazione (risultati simili si ottengono con il B50).

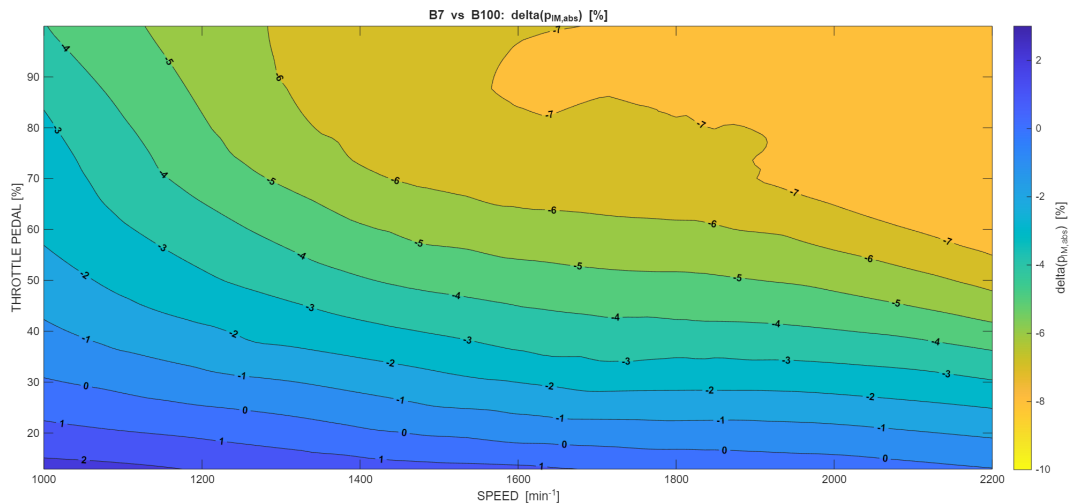


Figura 4.2.8: Scostamento percentuale della pressione di sovralimentazione con utilizzo del B100

4.3 Validità dei risultati: contropressione allo scarico

La validità dei risultati fino ad ora discussi dipende dalla **ripetibilità** delle prove eseguite, requisito fondamentale in ambito sperimentale. In mancanza di tale attributo, ogni test rischia di rimanere un evento isolato, rendendo complesso il confronto con le successive sperimentazioni. A tal proposito, l'analisi dei dati evidenzia come le prove presentino delle criticità in termini di ripetibilità, a causa di un malfunzionamento, verificatosi in sordina, della valvola di laminazione utilizzata per simulare la contropressione imposta dal sistema di post-trattamento. Dopo l'esecuzione del primo piano quotato, dove si utilizza il gasolio convenzionale, la posizione della valvola si è progressivamente spostata verso una condizione di maggiore laminazione, provocando un incremento anomalo della contropressione allo scarico.

Normalmente, a valle della turbina, la pressione presenta un andamento simile alla **Figura 4.3.1**, dove ognuna delle tre curve è ottenuta a pari posizione del pedale dell'acceleratore:

- lungo ogni curva, la pressione aumenta all'aumentare del regime di rotazione;
- a regime costante, la pressione aumenta passando dalla curva A alla curva C per effetto del maggiore carico.

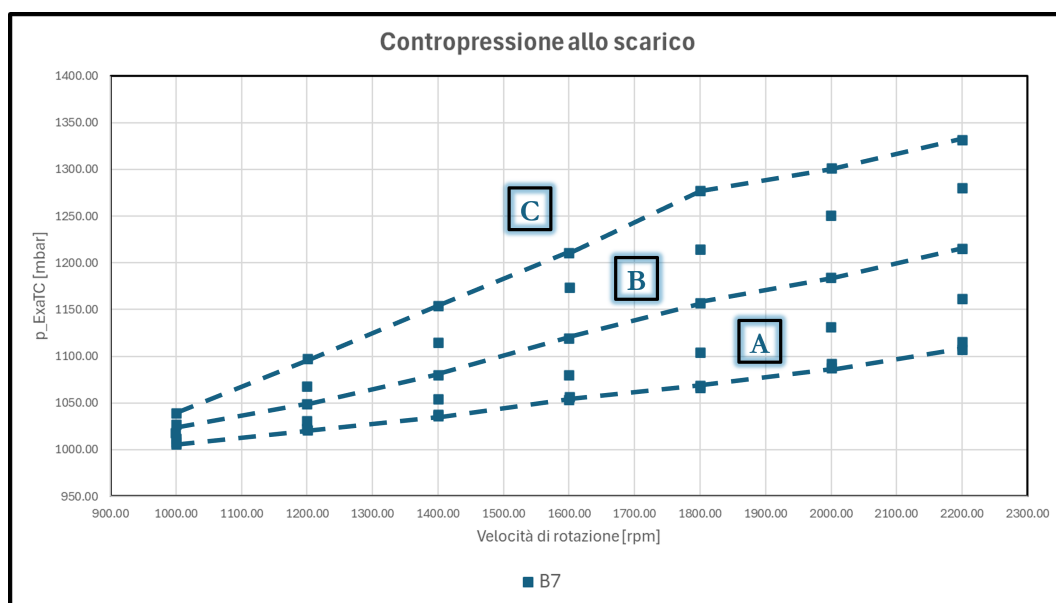


Figura 4.3.1: Contropressione allo scarico del motore nel caso di riferimento

Tuttavia, viene riscontrato un comportamento anomalo dove è evidente la presenza di un terzo fattore inizialmente ignoto. In **Figura 4.3.2** si nota infatti che,

passando da B7 a B100, la pressione aumenta sensibilmente. Tale andamento risulta in controtendenza rispetto a quanto ci si aspetterebbe in condizioni normali, in cui la contropressione dovrebbe essere, al più, pari al caso di utilizzo del B7. Infatti, analizzando la contropressione in funzione della portata dei gas di scari-

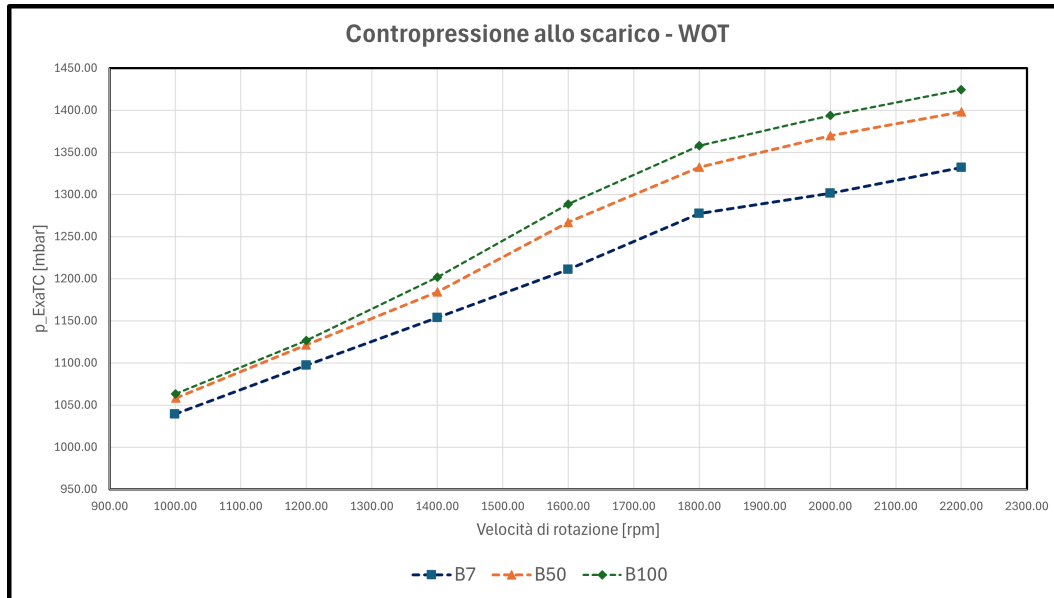


Figura 4.3.2: Contropressione allo scarico del motore in WOT

co (**Figura 4.3.3**), emerge chiaramente come, a parità di portata, la pressione a valle della turbina aumenti tra una prova e la successiva. In condizioni di stabilità del sistema, tale valore dovrebbe rimanere costante o, considerando le minori temperature dei gas (§ 4.2.1), addirittura ridursi.

Quanto riscontrato compromette la confrontabilità diretta tra le tre miscele utilizzate. Si rende pertanto necessario procedere a una nuova campagna sperimentale che garantisca la costanza delle condizioni al contorno, al fine di isolare esclusivamente l'effetto delle proprietà del combustibile e validare definitivamente le tendenze finora osservate.

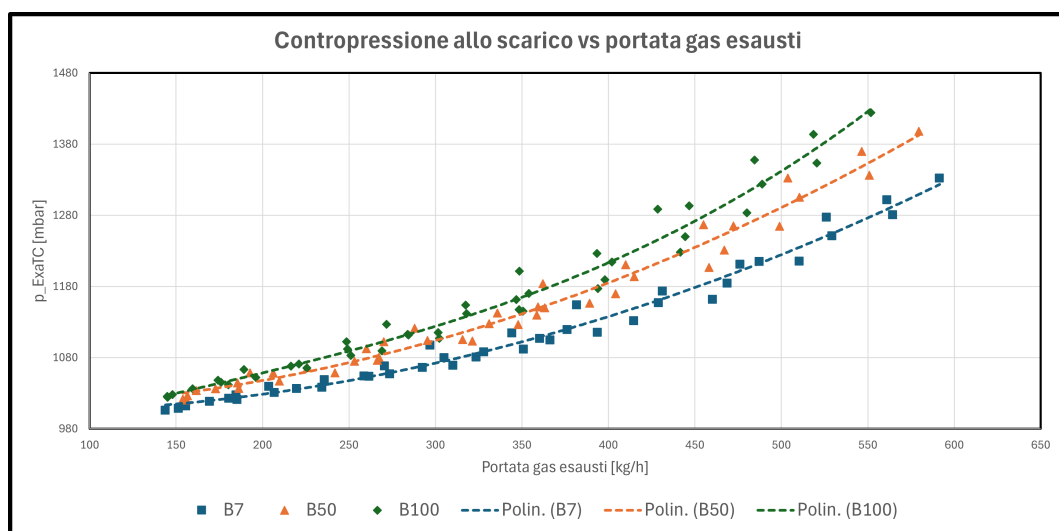


Figura 4.3.3: Contropressione allo scarico del motore in funzione della portata di gas esausti

Conclusioni

Il presente lavoro di tesi ha permesso di analizzare dettagliatamente gli effetti legati all'utilizzo di miscele gasolio-biodiesel su un motore per applicazioni off-road, con l'obiettivo di analizzarne gli effetti sul funzionamento e individuare parametri idonei a una strategia di riconoscimento on-board della miscela.

Dalle attività sperimentali eseguite in cella di prova, è emerso che l'aumento della frazione di biodiesel comporta una sensibile riduzione delle prestazioni in termini di coppia e potenza erogate. Tale risultato è una diretta conseguenza del minore potere calorifico del biocombustibile, che determina un minore rilascio energetico durante la combustione. Per quanto riguarda i consumi, si è registrato un incremento del BSFC in tutte le condizioni di funzionamento, particolarmente marcato ai carichi bassi. Si è concluso che la maggiore densità del biodiesel non è sufficiente a compensare il minor potere calorifico, portando inevitabilmente a un aumento della portata volumica iniettata a pari potenza.

L'analisi del processo di combustione ha evidenziato come il biodiesel ne influenzi lo sviluppo angolare. Nonostante un ritardo di accensione iniziale dovuto al minor numero di cetano, la presenza di ossigeno intrinseco nella molecola del combustibile accelera la successiva fase diffusiva, spostando il baricentro della combustione (MFB50) più vicino al PMS.

Sul fronte delle emissioni, le proprietà del biocombustibile permettono un maggiore possibilità di intervento sul trade-off tra particolato e ossidi di azoto:

- l'emissione specifica di soot diminuisce drasticamente grazie alla riduzione dei precursori aromatici e alla migliore ossidazione garantita dall'ossigeno nel combustibile;
- al contrario, le emissioni di NO_x aumentano sensibilmente. In particolare, con la miscela B50 dove si registrano incrementi superiori rispetto al B100, poiché le temperature di combustione rimangono elevate e l'effetto dell'ossigeno intrinseco risulta dominante.

La minore formazione di particelle carboniose offre la possibilità di estendere notevolmente l'impiego dell'EGR, consentendo di ridurre l'emissione di NO_x senza superare i limiti di particolato imposti dalle normative.

In ottica di riconoscimento della miscela direttamente a bordo veicolo, sono stati individuati alcuni parametri motoristici di particolare interesse in quanto rappresentativi delle proprietà della miscela in uso e misurabili mediante sensoristica di serie:

- la temperatura allo scarico, che diminuendo all'aumentare del contenuto di biodiesel rappresenta un indicatore affidabile e di facile misura;
- la concentrazione di O_2 residuo poiché l'utilizzo di un combustibile già ossigenato comporta un rapporto stechiometrico inferiore. Di conseguenza, la concentrazione di ossigeno nei gas combusti aumenta sensibilmente, anche a fronte di una diminuzione della portata di aria aspirata causata dalla minore pressione di sovralimentazione;
- la misura degli NO_x , in quanto lo scostamento positivo della concentrazione di ossidi di azoto permette di correlare qualitativamente l'emissione misurata alle caratteristiche della miscela utilizzata.

Infine, l'analisi dei dati ha messo in luce alcune criticità in termini di ripetibilità delle prove, causate da un malfunzionamento della valvola di laminazione durante i test. Tale fenomeno ha provocato un incremento anomalo della contropressione allo scarico passando dal B7 al B100, risultato che appare in controtendenza rispetto a quanto atteso in condizioni normali. Si rimanda alle analisi future l'onere di confermare i risultati ottenuti.

In conclusione, nonostante le problematiche legate alla strumentazione, il presente studio conferma che una strategia di identificazione basata su relazioni empiriche e sensori standard è tecnicamente fattibile e rappresenta una soluzione cost-effective per l'ottimizzazione on-line della calibrazione ECU in presenza di biodiesel.

Bibliografia

- [1] "Il Green Deal europeo", https://commission.europa.eu/strategy-and-policy/priorities-2019-2024/european-green-deal_it.
- [2] "I trasporti e il Green Deal", https://commission.europa.eu/strategy-and-policy/priorities-2019-2024/european-green-deal/transport-and-green-deal_it.
- [3] "Biodiesel: EN Biodiesel Standards", https://dieselnet.com/standards/eu/fuel_biodiesel.php.
- [4] "Automotive Diesel Fuel", https://dieselnet.com/standards/eu/fuel_automotive.php.
- [5] M. Pontoppidan, G. Montanari, *Development of a new innovative software-based sensing technique to instantaneously measure the mixture fraction of biodiesel present in a crude oil based classic diesel fuel*, SAE paper 2012-36-0210, <https://doi-org.ezproxy.biblio.polito.it/10.4271/2012-36-0210>.
- [6] M. Pontoppidan, G. Montanari, *Development of a New In-vehicle Sensing Method to Instantaneously Measure the Mixture Fraction of Bio-diesel Present in a Crude Oil based Classic Diesel Fuel*, SAE paper 2013-01-1745, <https://doi-org.ezproxy.biblio.polito.it/10.4271/2013-01-1745>.
- [7] M. Pontoppidan, G. Montanari, *Presentation of a Software-Based Sensing Approach, which Enables a Full Diesel-Bio-Diesel Flex Fuel Capability by use of an Integral Key-Parameter Technique*, SAE paper 2013-36-0182, <https://doi-org.ezproxy.biblio.polito.it/10.4271/2013-36-0182>.
- [8] M. Pontoppidan, G. Montanari, *Enhancement of a Software-Based Sensing Approach, which Instantaneously Determines the Mixture Fraction of Bio-Diesel Present in a Crude Oil Based Classic Diesel Fuel by Use of an Al-*

ternative Set of Integral Key-Parameters, SAE paper 2014-01-1348, <https://doi-org.ezproxy.biblio.polito.it/10.4271/2014-01-1348>.

- [9] Ciaravino, C., Guido, C., Vassallo, A., and Beatrice, C., *The Key Role of the Closed-loop Combustion Control for Exploiting the Potential of Biodiesel in a Modern Diesel Engine for Passenger Car Applications*, SAE Int. J. Engines 4(2):2576-2589, 2011, <https://doi-org.ezproxy.biblio.polito.it/10.4271/2011-37-0005>.
- [10] Guido, C., Beatrice, C., Di Iorio, S., Napolitano, P. et al., *Assessment of Closed-Loop Combustion Control Capability for Biodiesel Blending Detection and Combustion Impact Mitigation for an Euro5 Automotive Diesel Engine*, SAE Technical Paper 2011-01-1193, 2011, <https://doi-org.ezproxy.biblio.polito.it/10.4271/2011-01-1193>.
- [11] Hermitte, E., Lunati, A., and Delebinski, T., *Onboard Optimisation of Engine Emissions and Consumption According to Diesel Fuel Quality*, SAE Int. J. Engines 5(4):1661-1683, 2012, <https://doi-org.ezproxy.biblio.polito.it/10.4271/2012-01-1694>.
- [12] Milpied, J., Uhrich, M., Patissier, B., and Bernasconi, L., *Applications of Tuning Fork Resonators for Engine Oil, Fuel, Biodiesel Fuel and Urea Quality Monitoring*, SAE Int. J. Fuels Lubr. 2(2):45-53, 2010, <https://doi-org.ezproxy.biblio.polito.it/10.4271/2009-01-2639>.
- [13] Fournel, J., Lunati, A., and Dementhon, J., *Optimization of internal combustion processes using an on-board fuel micro analyzer*, SAE Technical Paper 2007-01-1830, 2007, <https://doi-org.ezproxy.biblio.polito.it/10.4271/2007-01-1830>.
- [14] Lunati, A., and Fournel, J., *Innovative on Board Optical Sensor Dedicated to Measure Water, Alcohols and Ethers Content in Biofuels for Flexfuel Engine Optimization*, SAE Technical Paper 2008-01-2451, 2008, <https://doi-org.ezproxy.biblio.polito.it/10.4271/2008-01-2451>.
- [15] d'Ambrosio, S.; Mancarella, A.; Manelli, A. *Utilization of Hydrotreated Vegetable Oil (HVO) in a Euro 6 Dual-Loop EGR Diesel Engine: Behavior as a Drop-In Fuel and Potentialities along Calibration Parameter Sweeps*. Energies 2022, 15, 7202. <https://doi.org/10.3390/en15197202>.

- [16] Hartikka, T., Kuronen, M., and Kiiski, U., *Technical Performance of HVO (Hydrotreated Vegetable Oil) in Diesel Engines*, SAE Technical Paper 2012-01-1585, 2012, <https://doi-org.ezproxy.biblio.polito.it/10.4271/2012-01-1585>.
- [17] Fontaras, G., Manfredi, U., Martini, G., Dilara, P. et al., *Experimental Assessment of a Diesel-LPG Dual Fuel Supply System for Retrofit Application in City Busses*, SAE Technical Paper 2012-01-1944, 2012, <https://doi-org.ezproxy.biblio.polito.it/10.4271/2012-01-1944>.
- [18] Wagemakers, A., and Leermakers, C., *Review on the Effects of Dual-Fuel Operation, Using Diesel and Gaseous Fuels, on Emissions and Performance*, SAE Technical Paper 2012-01-0869, 2012, <https://doi-org.ezproxy.biblio.polito.it/10.4271/2012-01-0869>.
- [19] Leermakers, C., Van den Berge, B., Luijten, C., de Goey, L. et al., *Direct Injection of Diesel-Butane Blends in a Heavy Duty Engine*, SAE Int. J. Fuels Lubr. 4(2):179-187, 2011, <https://doi-org.ezproxy.biblio.polito.it/10.4271/2011-01-2400>.
- [20] Mancaruso, E., Marialto, R., Sequino, L., Vaglieco, B. et al., *Investigation of the Injection Process in a Research CR Diesel Engine using Different Blends of Propane-Diesel Fuel*, SAE Technical Paper 2015-24-2477, 2015, <https://doi-org.ezproxy.biblio.polito.it/10.4271/2015-24-2477>.
- [21] Cardone, M., Mancaruso, E., Marialto, R., Sequino, L. et al., *Characterization of Combustion and Emissions of a Propane-Diesel Blend in a Research Diesel Engine*, SAE Technical Paper 2016-01-0810, 2016, <https://doi-org.ezproxy.biblio.polito.it/10.4271/2016-01-0810>.
- [22] Marialto, R., Sequino, L., Di Blasio, G., Cardone, M. et al., *Combustion and Emission Characteristics of a Diesel Engine Fuelled with Diesel-LPG Blends*, SAE Technical Paper 2019-24-0038, 2019, <https://doi-org.ezproxy.biblio.polito.it/10.4271/2019-24-0038>.
- [23] ISO 8178-4:2020, *Reciprocating internal combustion engines – Exhaust emission measurement – Part 4: Steady-state and transient test cycles for different engine applications*.
- [24] "Emission Test Cycles – Heavy-Duty Supplemental Emissions Test (SET)", <https://dieselnet.com/standards/cycles/set.php>.

- [25] "Emission Test Cycles – European Stationary Cycle (ESC)", <https://dieselnet.com/standards/cycles/esc.php>.
- [26] Martin Kotus, Martin Pexa, Karel Kubín, *Modelling of Non-Road Transient Cycle*, <https://doi.org/10.5513/JCEA01/14.4.1344>.