

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI NAPOLI FEDERICO II



DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE
SCUOLA DI DOTTORATO IN INGEGNERIA INDUSTRIALE

TESI DI DOTTORATO IN INGEGNERIA DEI SISTEMI MECCANICI

**IMPIEGO DI ETANOLO QUALE BIOCOMBUSTIBILE SUPPLEMENTARE PER
MOTORI DIESEL LIGHT-DUTY A GESTIONE ELETTRONICA: POTENZIALITÀ,
PROBLEMATICHE E PRINCIPALI ASPETTI TECNOLOGICI.**

TUTOR

CH.MO PROF. MARIANO MIGLIACCIO

DR. ING. CARLO BEATRICE

DR. ING. CHIARA GUIDO

CANDIDATO

PIERPAOLO NAPOLITANO

Anno di sottomissione 2014

Sommario

La mia ricerca si focalizza sull'utilizzo del bio-etanolo come combustibile alternativo in motori ad accensione per compressione in applicazioni automobilistiche, miscelandolo al gasolio minerale. In questi anni è cresciuto molto l'interesse verso i combustibili bioderivati; in particolare verso il bio-etanolo sia perché è industrialmente facile produrlo, sia perché è un combustibile rinnovabile ed a basso impatto ambientale.

L'attività svolta è preminentemente di tipo sperimentale ed è stata articolata in tre fasi: analisi delle prestazioni, consumi ed emissioni di un motore Euro 5 alimentato con una miscela formulata con il 20%_{vol} di bio-etanolo; parametrizzazione con il metodo DoE della risposta del propulsore alla variazione dei principali parametri di iniezione; definizione di una calibrazione motore specifica per la miscela a base di bio-etanolo.

La miscela contenente bio-etanolo ha mostrato una significativa riduzione delle emissioni di particolato carbonioso e di ossidi di azoto, oltre che una minore rumorosità del motore. Tuttavia a basso carico si è osservato un incremento degli idrocarburi incombusti e del monossido di carbonio a valori incompatibili con l'omologazione Euro 5. La parametrizzazione DoE ha consentito di definire una calibrazione ottimizzata per ridurre tali emissioni.

Agendo anche solo su pochi parametri di calibrazione, è stato possibile migliorare di molto le prestazioni della miscela alternativa. E' dunque fattibile conservare l'omologazione Euro 5 fino anche avvicinare l'obiettivo di una omologazione Euro 6 senza l'impiego di costosa componentistica aggiuntiva.

Abstract

The present research activity is focused on bio-ethanol based blend, as alternative fuel in compression ignition engines for automotive applications.

The interest in bio fuels and particularly in bio-ethanol is nowadays increasing, thanks to its low production cost, renewability and low environmental impact.

The experimental activity has been organized in three phases: analysis of the impact of a 20%_{vol} bio-ethanol blend on the performance and emissions of an Euro 5 diesel engine; parameterization analysis by means of DoE method to evaluate the engine sensitivity to the most important injection parameters variation; identification of a proper injection settings calibration to optimize the bio-ethanol blend use.

The ethanol/diesel blend showed clear advantages on smoke, nitrogen oxide emissions and on reduced engine noise, with the drawbacks of high unburned gaseous emissions, well above the Euro 5 limits and mainly at low load engine conditions. The adoption of an optimized calibration, identified by DoE results, allowed to reduce significantly the gaseous emissions with respect to the reference calibration. It turned out that an effective recalibration permits to obtain a significant improvement in engine emissions, matching the unburned emissions Euro 5 limits and approaching Euro 6 emission limits without the use of dedicated after-treatment systems.

Pubblicazioni

Guido C, Beatrice C, Napolitano P – “Application of Bioethanol/RME/diesel blend in a Euro 5 automotive diesel engine: potentiality of Closed Loop Combustion Control technology” – Applied Energy 102 (2013) 13-23, doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.08.051>

Beatrice C, Napolitano P, Guido C – “Injection parameter optimization by DoE of a light-duty diesel engine fed by Bio-ethanol/RME/diesel blend” – Applied Energy 113 (2014) 373-384, doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.07.058>

Napolitano P, Guido C, Beatrice C, Di Blasio G – “Study of the Effect of the Engine Parameters Calibration to Optimize the Use of Bio-Ethanol/RME/Diesel Blend in a Euro5 Light Duty Diesel Engine” – SAE Int. J. Fuels Lubr. 6(1):263-275, 2013, doi:10.4271/2013-01-1695

Indice

Sommario	iii
Abstract	iv
Pubblicazioni.....	v
Indice.....	vi
Introduzione	8
Capitolo I: Svolgimento dell'attività di ricerca: premesse, modalità e obiettivi.....	11
I.1: Bio-etanolo per applicazioni automotive: caratteristiche, utilizzo, pregi e limiti.....	12
I.2: Preparazione allo svolgimento dell'attività di testing.....	19
I.3: Definizione della campagna di test: modalità ed obiettivi.....	34

I.4: Controllo in “closed-loop” del ciclo di pressione.	38
I.5: Metodo DoE e analisi di Pareto-ANOVA.....	45
Capitolo II: Analisi dei risultati.	56
II.1: Prestazioni, consumi ed emissioni con miscela E20B10 e calibrazione standard.....	58
II.2: Analisi DoE della risposta alla variazione dei principali parametri di iniezione.	77
II.3: Ottimizzazione della risposta del motore: una calibrazione specifica per la miscela E20B10.	88
Conclusioni	95
Ringraziamenti	98
Abbreviazioni.....	99
Bibliografia	101

Introduzione

L'attività di ricerca condotta durante i tre anni del dottorato ha come argomento di studio l'utilizzo del bio-etanolo come combustibile alternativo in motori ad accensione per compressione. Più nel dettaglio, l'attenzione è stata focalizzata sulla possibilità di alimentare un motore diesel per autotrazione, di ultima generazione, con una miscela di bio-etanolo e gasolio, valutando il potenziale di tale soluzione ed analizzandone le criticità e i possibili margini di sviluppo.

L'attività svolta è preminentemente di tipo sperimentale ed è stata condotta presso uno dei laboratori dell'Istituto Motori del CNR di Napoli. Lo studio si è mosso su due binari paralleli: da un lato è stato svolto il lavoro di preparazione all'attività sperimentale che ha previsto, tra l'altro, lo studio e la definizione di modalità nuove per la programmazione dei test, per la raccolta delle misure e per l'elaborazione ed analisi dei risultati; dall'altro lato il testing vero e proprio sul motore, svolto in sala prove.

La ricerca è stata articolata in tre fasi: caratterizzazione delle proprietà di una miscela formulata con il 20%_{vol} di bio-etanolo, misurando le prestazioni del motore, i consumi e le emissioni allo scarico; parametrizzazione con il metodo DoE della risposta del motore alla variazione dei principali parametri di iniezione, e successiva analisi Pareto-ANOVA dei trend misurati;

ottimizzazione dei principali parametri della calibrazione motore per svilupparne una specifica per la miscela a base di etanolo e verifica sperimentale della calibrazione alternativa.

In questi anni è cresciuto molto l'interesse verso i combustibili alternativi nel settore automotive; in particolare, di recente, sono molto studiati i combustibili bioderivati. Molto interessante è il bio-etanolo sia perché è industrialmente facile ed economicamente sostenibile produrlo, sia perché è un combustibile rinnovabile ed a basso impatto ambientale. Inoltre ha proprietà chimiche e fisiche che lo rendono adatto ad essere usato come combustibile nei motori a combustione interna.

Nella letteratura scientifica si possono reperire diversi lavori sperimentali relativi all'impiego di miscele etanolo-gasolio in motori ad accensione per compressione. Tuttavia non sempre l'impatto sulle emissioni inquinanti e sulle prestazioni risulta chiaro e univoco; i risultati in alcuni casi dipendono dal tipo e dal livello tecnologico del motore usato per i test, e/o dalle specifiche modalità con cui i test sono stati condotti e inoltre dalle condizioni motore esplorate. Pertanto l'attività di ricerca svolta si è proposta in prima battuta di caratterizzare l'impatto di un blend etanolo-gasolio in un motore attuale, omologato Euro 5 ed equipaggiato con una tecnologia per il controllo attivo della combustione (CLCC), esplorando il campo di condizioni operative più vasto possibile.

Inoltre si è condotta un'analisi sistematica della relazione tra le proprietà della miscela, la tecnologia di controllo motore e i principali parametri della calibrazione dell'iniezione, valutando come questa relazione impatta sulla combustione andando a determinare variazioni sulle emissioni allo scarico. Infine i benefici sulle emissioni inquinanti, conseguenti l'impiego di una miscela formulata con etanolo e gasolio, sono stati valutati utilizzando una calibrazione specificatamente ottimizzata. Gli ultimi due aspetti, al momento, costituiscono una rarità rispetto ai molteplici studi in cui è trattato l'impiego di miscele etanolo-gasolio in motori diesel.

La tesi è organizzata in due capitoli. Nel primo è descritto tutto ciò che è inerente e preliminare allo svolgimento dell'attività sperimentale: preparazione e proprietà della miscela; strumentazione del motore e descrizione degli apparati di misura della sala prova; modalità ed obiettivi con cui è stata svolta l'attività; breve descrizione delle tecniche usate per l'analisi e l'interpretazione dei risultati. Nel secondo capitolo sono presentati ed analizzati i risultati; ogni paragrafo è dedicato ad una delle tre fasi in cui è divisa l'attività di ricerca.

**Capitolo I: Svolgimento dell'attività di
ricerca: premesse, modalità e obiettivi.**

I.1: Bio-etanolo per applicazioni automotive: caratteristiche, utilizzo, pregi e limiti.

Negli ultimi anni vi è stato un progressivo incremento dell'interesse riguardo i combustibili alternativi, sia da parte della comunità scientifica che da parte del mondo politico ed industriale, soprattutto nel comparto dei trasporti pubblici e della mobilità privata [1, 2]. Tale interesse ha coinvolto trasversalmente la maggioranza dei paesi industrializzati: USA, Paesi della Comunità Europea e dell'Asia; concretizzandosi attraverso un continuo aumento degli investimenti nella ricerca scientifica e applicata, nell'aumento degli studi di fattibilità economica, e nella redazione di specifici programmi governativi volti a promuovere l'impiego soprattutto dei combustibili bioderivati.

Davvero molteplici sono le strade intraprese e le varie forme di combustibili studiati e proposti come alternativi alla benzina e al gasolio di derivazione minerale; un attore fondamentale di questa innovazione è il bio-etanolo.

Il forte interesse per tale combustibile è facilmente giustificabile:

- Il bio-etanolo è un combustibile rinnovabile e bioderivabile, può facilmente essere prodotto industrialmente a partire dalla fermentazione di svariate tipologie di biomasse. Il bio-etanolo di prima generazione è ottenuto dalla fermentazione degli zuccheri contenuti in

svariate culture; si ottiene comunemente dalla canna da zucchero o da cereali quali il mais o il grano. Tuttavia studi recenti [3] hanno mostrato che una seconda generazione di bio-etanolo può altrettanto efficientemente essere prodotto dalla cellulosa presente negli scarti di lavorazione dell'industria del legno o lavorando le parti non commestibili di varie coltivazioni. Tale aspetto costituisce uno sviluppo importante poiché la produzione di bio-etanolo con queste tecniche, non collide con gli interessi delle coltivazioni "tradizionali" ma anzi diventa parallela alle coltivazioni dedicate all'uso alimentare.

- Inoltre il bio-etanolo è un prodotto naturale e biodegradabile e pertanto non comporta pericoli ambientali nel caso di dispersione accidentale in ambiente, ad esempio durante il trasporto o la produzione. Ha un rapporto idrogeno-carbonio superiore rispetto alla comune benzina e al comune gasolio; di conseguenza la sua combustione produce minori emissioni di CO₂. Inoltre come tutti i combustibili bioderivati il suo impiego comporta, sul bilancio globale, una riduzione delle immissioni in atmosfera di anidride carbonica. Per le ultime due ragioni il suo utilizzo risulta di interesse nella lotta al fenomeno dell'effetto serra.
- Ha proprietà chimiche e fisiche interessanti dal punto di vista motoristico. Nei motori ad accensione comandata se ne sfrutta l'elevato potere antidetonante (numero di ottano circa 115) e la buona miscibilità con la benzina; pertanto è molto comune, soprattutto in

America Latina, l'utilizzo della miscela E85 (85% di bio-etanolo e 15% di benzina minerale) per alimentare i motori delle automobili. Nei motori ad accensione per compressione le applicazioni sono ancora limitate, ma gli studi a riguardo sono fortemente cresciuti negli ultimi tempi [4], con lo scopo di estendere il più possibile l'impiego dei combustibili bioderivati e svincolare anche i motori diesel dalla totale dipendenza dai combustibili fossili. Inoltre come per altri combustibili ossigenati, ad esempio i FAME (Fatty Acid Methyl Esters), l'impiego del bio-etanolo può contribuire ad una massiccia riduzione della fumosità allo scarico, come mostrato anche in [5, 6, 7]. Inoltre vantaggi si possono avere anche in termini di riduzione degli NO_x [3, 4, 8, 9].

- I principali aspetti tecnologici che al momento limitano un impiego diretto del bio-etanolo o di miscele etanolo-gasolio ad alte percentuali in motori ad accensione per compressione sono: la scarsa accendibilità, il basso potere lubrificante, la difficile miscibilità tra etanolo e gasolio [10].

L'etanolo può essere impiegato in motori ad accensione per compressione in due modalità: Dual Fuel e Mixed Fuel. Nel primo caso l'etanolo viene iniettato nel collettore di aspirazione e va a costituire con l'aria una miscela che viene immessa in camera di combustione; parallelamente il gasolio viene iniettato direttamente in camera di combustione e produce l'innescò della combustione. In questo modo l'apporto energetico deriva in parte dall'etanolo

ed in parte dal gasolio. Il motore necessita di modifiche ed è necessario uno stoccaggio separato dei due combustibili, è però possibile regolare la proporzione tra gasolio ed etanolo [11]. La soluzione Mixed Fuel invece non necessita di alcuna modifica e prevede semplicemente di alimentare il motore con un blend di etanolo e gasolio. Tale soluzione è quella che è stata adottata per lo studio in oggetto.

La percentuale di etanolo con cui può essere preparata la miscela è essenzialmente limitata dal basso numero di cetano dell'etanolo, che limita l'accendibilità del blend, e dalla bassa miscibilità tra etanolo e gasolio [4, 12, 13]. Non sono stati trovati lavori in letteratura in cui è stata studiata, come combustibile alternativo per motori diesel, una miscela contenente una percentuale di bio-etanolo superiore al 30%. Invece alcuni lavori [14] hanno mostrato la capacità del FAME di agire, anche in piccole quantità, da agente stabilizzante per le miscele di etanolo e gasolio. Questo perché il FAME risulta chimicamente affine, tramite il gruppo metilico, e completamente miscibile in ogni proporzione, sia con il gasolio minerale che con l'etanolo. Inoltre il FAME ha una elevata viscosità e può in parte compensare il ridotto potere lubrificante dell'etanolo [15]. In relazione a quanto detto in Figura I.1 sono riportati alcuni campioni ottenuti miscelando etanolo gasolio e FAME.

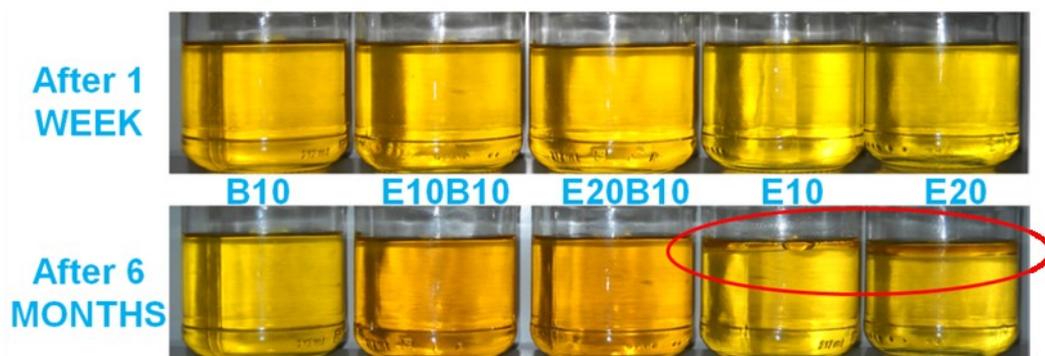


Figura I.1: Campioni di miscele preparate con gasolio, FAME ed etanolo.

Con B10 si intende una miscela costituita dal 10%_{vol} di FAME in gasolio; con E10 una composta dal 10%_{vol} di etanolo in gasolio e con E20 una contenente il 20%_{vol} di etanolo; con E10B10 ed E20B10 due miscele ternarie contenenti rispettivamente il 10%_{vol} di FAME e il 10%_{vol} di etanolo, ovvero il 10%_{vol} di FAME e il 20%_{vol} di etanolo. In Figura I.1 si può notare che nei blend composti da solo etanolo e gasolio si ha la separazione dei due componenti, già dopo pochi giorni; invece nei campioni preparati aggiungendo il biodiesel tale separazione non si osserva anche a distanza di diversi mesi. Le miscele sono state preparate e studiate preliminarmente all'avvio della fase di testing su motore, parallelamente all'attività di studio bibliografico. Inoltre si è pensato di aggiungere il FAME alla miscela a base di bio-etanolo anche per incrementare il contenuto complessivo di prodotti bioderivati nella formulazione della miscela alternativa che è stata studiata, portandolo così al 30%_{vol}.

Il gasolio utilizzato per la preparazione delle miscele è un gasolio commerciale privo di FAME a norma EN590, il FAME è un Rapeseed Methyl Ester (RME) prodotto da un'azienda italiana ed è compatibile con la norma EN14112, mentre il bio-etanolo è etanolo anidro (99.9%_{vol} di purezza) prodotto da un'azienda italiana a partire dagli scarti della potatura degli ulivi. Per lo studio condotto è stato usato come combustibile di riferimento la miscela B10, quale più rappresentativa della qualità del gasolio di tipo standard commercializzato in Europa (la regolamentazione impone un gasolio B7 con un contenuto di FAME pari al 7%) [16]. La miscela a base di bio-etanolo che viene proposta e che è stata testata è l'E20B10. Nella Tabella I.1 sono riportate le principali proprietà chimiche e fisiche dei combustibili utilizzati per formulare i blends testati, oltre che delle due miscele B10 ed E20B10.

Feature	Method	Diesel	RME	Ethanol	B10	E20B10
Density @ 15 °C [kg/m ³]	EN ISO 12185	833.1	883.1	792.8	838.0	829.8
Viscosity @ 40 °C [mm ² /s]	EN ISO 3104	3.14	4.43	1.16	3.23	1.95
Cetane number	EN ISO 5165	51.8	52.6	5-8	52.1	≈40*
Low heating value [MJ/kg]	ASTMD 4868	42.96	37.57	26.87	42.50	39.15
Heat of vaporization [kJ/kg]		265	309	840	271	382
Distillation[°C]	EN ISO 3405					
	IBP	159	318	78	166	78
	10 [%, vol.]	194	331	78	205	83
	50 [%, vol.]	268	335	78	275	255
	90 [%, vol.]	333	344	78	334	329
	95 [%, vol.]	350	353	78	351	348
Fuel composition [%, mm]	ASTMD 5291					
	Carbon	85.4	77.1	52.2	84.4	77.8
	Hydrogen	13.7	11.6	13.0	13.2	13.1
	Oxygen	0.9	11.3	34.8	2.4	9.1
Stoichiometric air/fuel ratio	From fuel composition	14.6	12.4	8.9	14.3	13.2

*Valore stimato

Tabella I.1: Proprietà delle miscele testate e dei rispettivi combustibili puri.

Nella Tabella I.1 sono evidenziate le principali differenze tra le due miscele. Esse riguardano: il potere calorifico ed il numero di cetano, entrambi inferiori per la miscela a base di bio-etanolo; il contenuto di ossigeno, che è particolarmente alto nella miscela E20B10; l'elevato calore di vaporizzazione e la marcata volatilità, a causa delle peculiari caratteristiche dell'etanolo.

I.2: Preparazione allo svolgimento dell'attività di testing.

L'attività sperimentale connessa alla ricerca oggetto del presente lavoro di tesi è stata condotta presso una delle sale prova dell'Istituto Motori del CNR di Napoli. Il laboratorio in cui la sperimentazione ha avuto luogo è predisposto per l'esecuzione di test al banco per motori a combustione interna. In questo paragrafo si riporta una breve descrizione delle apparecchiature di test e degli apparati di misura e analisi che sono stati utilizzati durante l'attività, nonché delle caratteristiche del propulsore impiegato.

Per l'attività è stato utilizzato un motore diesel per applicazioni automobilistiche le cui principali caratteristiche sono riportate in Tabella I.2.

Numero di cilindri	4
Cilindrata totale	1956 cm ³
Alesaggio	83 mm
Corsa	90,4 mm
Rapporto di compressione	16.5
Potenza massima/giri motore kW/rpm	117.3 / 4000
Coppia massima/giri motore Nm/rpm	350 / 1750
Massima pressione di iniezione	1600 bar
Sistema di sovralimentazione	Turbocompressore a singolo stadio a geometria variabile (VGT)
Normativa antinquinamento	Euro V
Sistema di post trattamento	Closed-couple Catalyzed Diesel Particulate Filter (CC-CDPF)
ECU e tecnologia di controllo motore	Bosch EDC17 & CLCC

Tabella I.2: Caratteristiche principali del motore impiegato per i test.

Il motore impiegato è di una taglia di cilindrata e potenza intermedia e relativamente all'intero mercato europeo rappresenta una delle tipologie più diffuse per applicazioni automotive. In più è allo stato dell'arte sia per quanto riguarda la componentistica del sistema di sovralimentazione e di iniezione sia per l'omologazione anti inquinamento Euro5 e per il sistema post-trattamento dei gas di scarico. Inoltre è dotato della tecnologia di controllo in ciclo chiuso della combustione (indicata anche con l'acronimo CLCC da Closed Loop Combustion Control), di cui verrà illustrato il funzionamento nel paragrafo I.4. Per tutte queste ragioni è stato considerato come candidato ideale su cui svolgere l'attività di studio dell'interazione tra motore e miscela a base di bio-etanolo.

Strumentazione del propulsore in prova.

Per poter svolgere l'attività di ricerca è stato necessario attuare alcune minori modifiche ai sistemi ausiliari del motore al fine di integrarli con gli impianti di monitoraggio e controllo della sala prova. Di seguito è riportato un sintetico elenco delle modifiche effettuate, per ulteriori dettagli fare riferimento a [17]:

- circuito di raffreddamento dell'acqua motore, adattato per collegarsi agli scambiatori di calore termostatati della sala prova;
- circuito di adduzione del combustibile, collegato al sistema di condizionamento della temperatura e ai misuratori di consumo;

- circuito di aspirazione del motore, sostituzione dell'intercooler di serie con uno scambiatore di calore ad acqua integrato con gli impianti di sala prova.

Con le modifiche apportate è stato possibile monitorare e controllare le portate del fluido refrigerante e dunque garantire il controllo delle temperature, al fine di assicurare la ripetibilità dei test. Inoltre la sala prova è equipaggiata con un impianto per il trattamento dell'aria comburente inviata al motore in modo da controllarne la temperatura e l'umidità indipendentemente dalle condizioni climatiche esterne; i valori impostati sono 25°C per la temperatura e umidità relativa del 50%.

Il motore in prova è stato equipaggiato con svariati sensori per il monitoraggio delle condizioni termodinamiche nei collettori di aspirazione e scarico; un'idea della disposizione di alcuni dei trasduttori di pressione e termocoppie utilizzate la si può evincere dallo schema di Figura I.2.

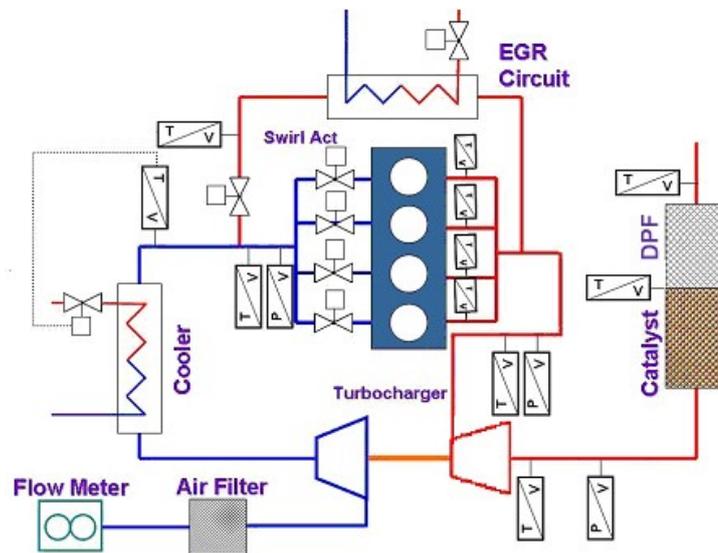


Figura I.2: Schema dei circuiti di aspirazione e scarico del motore montato al banco prova.

Si può notare che vengono misurate: la temperatura e la pressione nel collettore di aspirazione (la temperatura è misurata nei condotti di ammissione del cilindro 1 e 4), la temperatura dei gas combusti in ciascuno dei condotti di scarico, la temperatura dell'aria all'uscita dall'intercooler, la pressione nel collettore di scarico a monte della turbina del gruppo di sovralimentazione, la temperatura e la pressione dei gas combusti a valle della turbina stessa, la temperatura e la pressione tra catalizzatore ossidante e filtro di particolato (DPF acronimo di Diesel Particulate Filter), la temperatura a valle del DPF.

Alcune lavorazioni dei componenti del motore si sono rese necessarie per l'installazione della sensoristica. In particolare nel collettore di aspirazione, sono state realizzate le sedi per il montaggio di due termoresistenze PT100,

per la misura della temperatura dei gas all'ingresso del cilindro 1 e 4, e di un trasduttore di pressione (GEMS – 220AGA25013UA con range di misura 0-2.5 bar) per la misura della pressione relativa nel collettore di aspirazione.

All'imboccatura tra il circuito di EGR e il collettore di aspirazione è stata posizionata una termoresistenza PT100 per rilevare la temperatura dei gas di ricircolo che vengono immessi nel collettore di aspirazione.

Nel collettore di scarico, in corrispondenza di ognuno dei quattro cilindri, è stata installata una termocoppia di tipo K per misurare la temperatura dei gas combusti appena all'uscita del corrispondente cilindro. Immediatamente a monte della turbina, poi, è disposto un trasduttore di pressione relativa (GEMS – 220AGA60013UA con range di misura 0-6 bar) che permette la misura della contropressione allo scarico.

Subito a valle della turbina è montata una termocoppia di tipo K, predisposta per il rilievo della temperatura dei gas di scarico in ingresso al gruppo di post-trattamento. A valle turbina è anche presente un sensore di pressione relativa (GEMS – 220AGA25013UA con range di misura 0-2.5 bar).

Nel tratto tra la turbina e il sistema di post-trattamento, vedi Figura I.3, sono state posizionate due sonde di prelievo dei gas combusti per l'analisi delle specie inquinanti e della fumosità del motore a monte del sistema di post-trattamento; le concentrazioni così misurate verranno nel seguito evidenziate secondo la terminologia inglese “engine-out”.

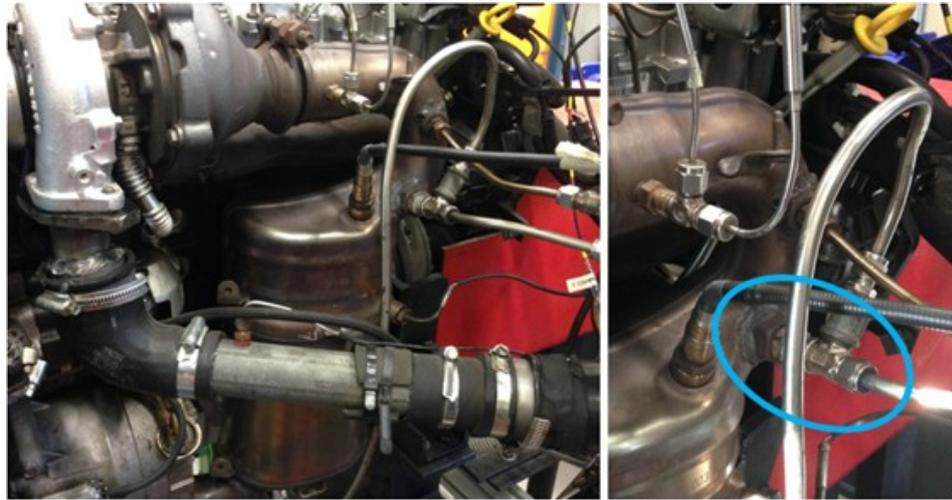


Figura I.3: Vista del sistema di post-trattamento dei gas di scarico. A destra in evidenza le sonde per il prelievo delle emissioni “engine-out”

Il sistema di post trattamento è costituito da due parti integrate in un'unica struttura: rispetto alla direzione di flusso dei gas, la prima racchiude il catalizzatore ossidante (indicato secondo la terminologia inglese Diesel Oxydation Catalyst - DOC), la seconda ospita il filtro anti particolato (DPF). Il catalizzatore ossidante ha lo scopo di abbattere le emissioni di monossido di carbonio e di idrocarburi incombusti. Il filtro anti particolato invece trattiene i residui carboniosi dovuti all'incompleta combustione del gasolio in condizioni locali di miscela gasolio/aria molto ricche in camera di combustione. La sua azione filtrante è molto efficiente, tuttavia ha una durata limitata e pertanto ciclicamente è necessaria una fase di rigenerazione.

In ultimo anche a valle del sistema di post trattamento è stata montata una sonda di prelievo per valutare le concentrazioni delle specie inquinanti e quindi caratterizzare l'efficienza dell'abbattimento delle emissioni di monossido di carbonio e di idrocarburi incombusti; alle concentrazioni così rilevate ci si riferirà con l'espressione derivante dalla terminologia inglese "tailpipe". Si precisa che il motore non è equipaggiato con sistemi per l'abbattimento degli ossidi di azoto.

Oltre a quanto descritto è stato fatto un monitoraggio funzionale di grandezze quali: temperatura acqua motore, temperatura e pressione olio, temperatura e pressione di mandata del combustibile, temperatura aria all'imbocco del motore, temperatura della cella di prova, etc.

Apparati di analisi e sistemi della cella di prova.

La sala prova è equipaggiata con una dinamo – freno attiva asincrona AVL DynoDur; la massima potenza e coppia torcente frenabile sono rispettivamente di 290kW e 890 Nm. La dinamo attiva può funzionare sia da freno che da generatore, inoltre può essere programmata per eseguire un profilo nel tempo di giri/coppia motore. La dinamo è equipaggiata con un encoder ottico per la misura del regime di rotazione, e con un torsionmetro HBM T40 per la misura accurata della coppia torcente prodotta dal motore termico. Tale sistema, così predisposto, consente di simulare tutte le possibili

condizioni motoristiche. In Figura I.4 è riportata un'immagine della cella di prova.

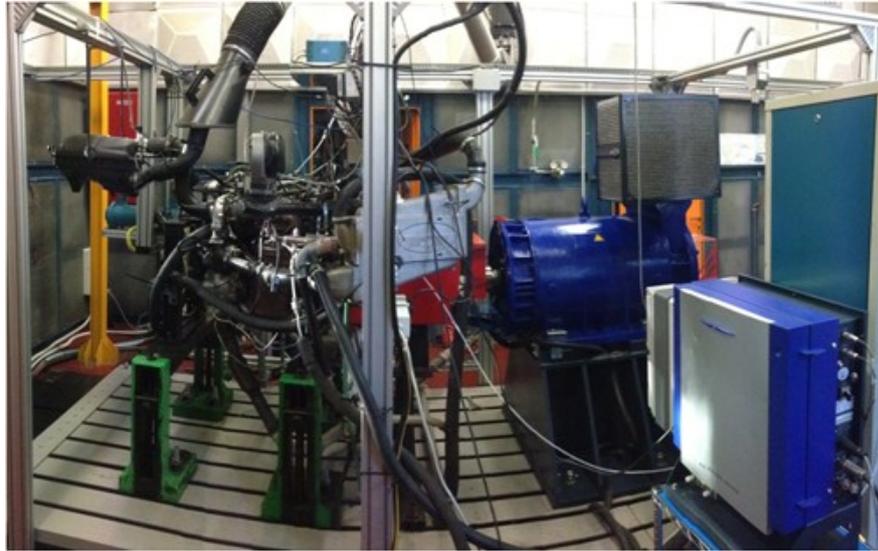


Figura I.4: Panoramica della cella di prova.

Altro aspetto importante è la misura di precisione del consumo di combustibile. Questa è realizzata grazie a due sistemi indipendenti che operano in serie: una bilancia gravimetrica AVL 733 e un mass flow meter ad effetto Coriolis della MicroMotion.

Per il rilievo del ciclo indicato, il cilindro n°1 è stato strumentato con un trasduttore di pressione piezoelettrico AVL GU13P. Come sarà poi più ampiamente descritto nel paragrafo I.4, il motore usato per la campagna è equipaggiato, di serie, con quattro trasduttori piezo-resistivi per il rilievo della pressione indicata in camera di combustione da parte della centralina

elettronica di controllo. Pertanto quello nel cilindro n°1 è stato sostituito con il trasduttore piezoelettrico AVL allo scopo di avere almeno per uno dei cilindri un sensore per la misura del ciclo di pressione con risoluzione e sensibilità superiori a quella dei trasduttori piezo-resistivi di serie. Ad ogni modo i segnali elettrici del trasduttore piezoelettrico (cilindro 1) e dei trasduttori piezo-resistivi di serie (cilindro 2, 3, 4) sono stati inviati al sistema di acquisizione dei segnali ad alta frequenza AVL IndiSmart. La sincronizzazione angolare dei segnali è affidata all'encoder ottico AVL 365C, e la frequenza di campionamento è pari a 0.2 gradi di angolo di manovella. I cicli di pressione sono stati registrati ed elaborati con il software AVL Indicom che ha consentito di calcolare gli andamenti delle varie grandezze termodinamiche di interesse: pressione media indicata (IMEP), baricentro di combustione (MBF50%), picco e gradiente massimo di pressione, rumore di combustione, velocità di rilascio del calore (R.o.H.R) e legge di rilascio di calore (HR).

Inoltre è stata impiegata una pinza amperometrica per acquisire il profilo della corrente di energizzazione dell'elettroiniettore montato nel cilindro 1. In Figura I.5 è riportato un'immagine del motore con in evidenza l'encoder e la pinza amperometrica ad effetto Hall.

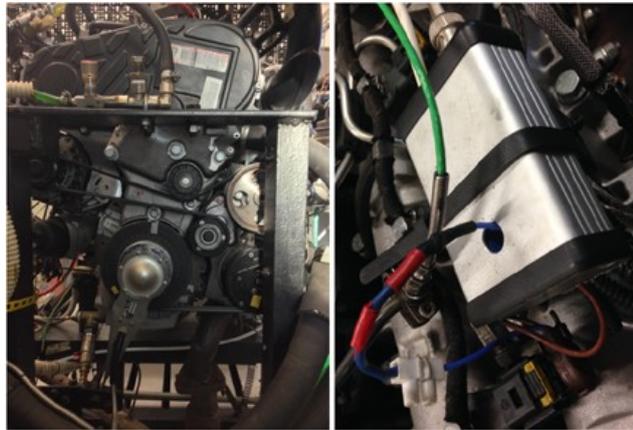


Figura I.5: A sinistra vista anteriore del motore, in primo piano l'encoder AVL - 365C. A destra la pinza amperometrica per la misura della corrente di energizzazione dell'iniettore.

Tutti gli altri segnali provenienti dai sensori per il monitoraggio del motore, descritti in precedenza, sono stati acquisiti con sistemi modulari National Instruments, vedi Figura I.6: NI CompactDAQ 9172 equipaggiato con i moduli NI9205, NI9203, NI9217 ed NI9213. Lo chassis è dotato di bus USB per il trasferimento delle misure digitalizzate ad un PC.



Figura I.6: Sistema di acquisizione NI CompactDAQ.

Inoltre per la sperimentazione è stata impiegata una centralina motore (denominata secondo la terminologia inglese Electronic Control Unit, ECU) programmabile in tempo reale tramite PC, grazie all'interfaccia ETAS ES590 con protocollo ETK e software di controllo INCA. Questa soluzione ha consentito: di monitorare e registrare le variabili motoristiche gestite dalla ECU; attivare/disattivare il sistema CLCC e modificarne i parametri di funzionamento; modificare le mappe di calibrazione dei principali parametri del motore.

Analizzatori per la misura delle concentrazioni delle specie inquinanti gassose e del soot allo scarico.

La rilevazione delle concentrazioni di inquinanti gassosi allo scarico del motore in esame è stata effettuata impiegando un banco di analisi dei gas esausti modello AVL CEBII. Con tale apparato di analisi si misurano le concentrazioni volumetriche nei gas di scarico provenienti dal motore (esprese in percentuale o in ppm): degli idrocarburi incombusti totali THC, del monossido di carbonio CO, degli ossidi di azoto NO_x, dell'ossigeno molecolare O₂, dell'anidride carbonica CO₂, nonché la concentrazione di anidride carbonica nel collettore di aspirazione, utilizzata per il calcolo del tasso di ricircolo dei gas di scarico (Exhaust Gas Recirculation, EGR). Tali misure vengono effettuate per mezzo di quattro distinti tipi di analizzatori incorporati nel banco emissioni, con la possibilità di campionare i gas di

scarico attraverso due linee di prelievo, una collegata a monte e l'altra a valle del sistema di post trattamento.

Lo strumento per la misura delle concentrazioni di CO e CO₂ è un analizzatore di tipo NDIR – Non Dispersive InfraRed [18].

La concentrazione di ossigeno contenuto nei gas di scarico è misurata con un analizzatore di tipo paramagnetico [18].

L'analizzatore impiegato per il rilievo degli ossidi di azoto è un detector riscaldato di tipo CLD a chemiluminescenza a doppia cella di misura, che consente l'analisi in contemporanea degli ossidi di azoto totali NO_x e del monossido di azoto NO [18].

Lo strumento per la misura della concentrazione di idrocarburi incombusti è un detector a ionizzazione di fiamma riscaldato (HFID – Heated Flame Ionization Detector) [18]. E' necessario precisare che il principio di misura su cui si basa tale strumento è quello attualmente più affidabile e robusto, inoltre è quello al momento previsto dalla normativa europea sulla regolamentazione delle emissioni inquinanti degli autoveicoli. Ciò nonostante diversi lavori scientifici [19]. evidenziano come tale tecnologia possa condurre a misure sottostimate nel caso di impiego di etanolo o altri combustibili a base alcolica. Tuttavia al momento le maggiori criticità sembrano riguardare i casi di utilizzo di alte concentrazioni di etanolo, come l'85% in miscele benzina-etanolo in motori ad accensione comandata. Considerando le motivazioni esposte, pur consapevoli della possibile parziale inaccuratezza delle misure

fatte, si è scelto di utilizzare la tecnologia FID, al momento la più diffusa e usata come riferimento.

La misura della concentrazione di fuliggine nei gas di scarico del motore è realizzata impiegando un fumimetro a filtrazione AVL 415S ad elevata risoluzione di misura. Il valore della fumosità è fornito secondo la scala di misura FSN (Filter Smoke Number). Mediante una ben consolidata correlazione tra fumosità e massa di particolato, lo strumento fornisce in automatico anche la concentrazione massica di particolato espressa in mg/m³ [20, 21].

Sistema di comando delle apparecchiature di sala prova e di gestione dell'acquisizione.

Parallelamente a quanto descritto, nel corso del periodo di dottorato si è lavorato alla progettazione e sviluppo in ambiente LabVIEW di una applicazione per l'integrazione dei diversi sistemi di misura presenti nella sala prova. Il risultato finale è stata la realizzazione di un'interfaccia utente multi scopo che consente di integrare in un'unica postazione di comando, tutte le funzionalità di monitoraggio, di acquisizione dati, di controllo e attivazione dei sistemi di misura e di data logging.

Quanto realizzato, ha richiesto una prima fase di studio dei protocolli di comunicazione digitale con i singoli strumenti di misura: sistema di acquisizione, banco di analisi emissioni, smoke meter etc.; nonché lo sviluppo

di driver specifici di accesso in tempo reale ai software per l'analisi delle misure quali Indicom e INCA. Durante questa fase si è reso necessario l'approfondimento di nozioni di informatica ed elettronica per comprendere le modalità con cui sviluppare le comunicazioni con i vari sistemi: ad esempio comunicazione RS232 o TCP/IP.

Successivamente è stata progettata e realizzata l'interfaccia utente costituita da indicatori, diagrammi, tabelle, led, allarmi e pulsanti di controllo. Oltre a ciò è stata definita ed implementata una procedura per la raccolta e il salvataggio automatizzato dell'intero set di misure di interesse.

A titolo di esempio in Figura I.7 è riprodotta la videata principale dell'interfaccia utente della postazione di sala comando



Figura I.7: Schermata (su doppio monitor) dell'interfaccia di comando dei sistemi di acquisizione della sala prove.

La fase di sviluppo si è intrecciata ad un continuo lavoro di verifica e debug delle varie implementazioni inserite volta per volta nel progetto della nuova

interfaccia di comando. Infine, la terza e ultima parte dell'attività sperimentale, prevista dalla ricerca oggetto della tesi, è stata condotta utilizzando una prima versione, validata, della nuova interfaccia di comando. E' stato quindi possibile direttamente testare "sul campo" la corretta funzionalità di tutte le routine di comunicazione e controllo degli apparati di misura, valutando nel contempo la comodità e la facilità di utilizzo della nuova postazione di comando.

Il sistema così sviluppato ha consentito di ottenere una generale razionalizzazione e semplificazione dell'attività di testing, che ha apportato sia una riduzione della durata della singola prova, sia un incremento dell'accuratezza e affidabilità con cui sono acquisite le grandezze motoristiche.

I.3: Definizione della campagna di test: modalità ed obiettivi.

L'attività sperimentale condotta durante i tre anni di dottorato risulta articolata in tre fasi:

- caratterizzazione dell'impatto in termini di prestazioni, consumi ed emissioni della miscela E20B10 rispetto alla miscela di riferimento;
- analisi parametrica della risposta motoristica alla variazione dei principali parametri di calibrazione dell'iniezione, eseguita per la sola miscela E20B10;
- identificazione di una calibrazione ottimizzata, specifica da usare con la miscela E20B10 allo scopo di sfruttare appieno il potenziale del bio-etanolo.

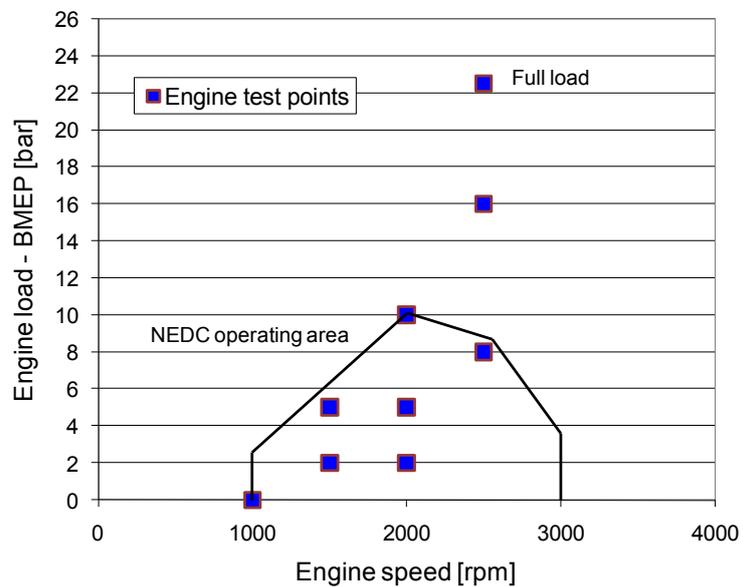
In questo paragrafo sono riportati gli obiettivi e le modalità con cui sono stati programmati e svolti i test per ognuna delle tre fasi.

In tutte e tre i casi i test con motore a banco sono stati eseguiti in condizioni stazionarie: definendo opportuni livelli per il regime di rotazione e il carico motore, e controllando che le condizioni al contorno (fare riferimento a quanto detto nella sezione iniziale del paragrafo I.2) fossero mantenute il più possibile costanti, in particolare durante la prima campagna di test di confronto tra le due miscele impiegate.

D'ora in avanti si indicheranno i vari punti motore e conseguentemente le diverse condizioni di funzionamento, in base al seguente criterio: ad esempio, per un regime di rotazione pari a 1500rpm e una pressione media effettiva (Brake Mean Effective Pressure, BMEP) pari a 2bar si userà espressione "1500x2".

Di seguito si riporta un elenco dei 9 punti motore esplorati:

- 1000x0
- 1500x2
- 1500x5
- 2000x2
- 2000x5
- 2000x10
- 2500x8
- 2500x16
- 2500xFL



Il primo punto motore è assimilabile alle condizioni di funzionamento "a minimo" e più in generale a frizione disinserita in fase di frenata, mentre l'ultima al funzionamento "a pieno carico" ossia alla massima posizione del pedale dell'acceleratore, a metà del campo di impiego del motore in termini di regime di rotazione. Inoltre i punti motore 1500x2 e 2000x2 sono ben rappresentativi delle condizioni di funzionamento a carico motore basso; così come il 1500x5, 2000x5 e 2000x10 lo sono di quelle a carico intermedio; e il

2500x8 e il 2500x16 di quelle a carico medio/alto. Tale ultima “classificazione” verrà spesso richiamata e consentirà di inquadrare alcune delle ragioni dei trend che saranno mostrati nel capitolo dei risultati.

La scelta di tali punti motore è giustificata dal fatto che rappresentano il funzionamento medio di un motore diesel per autotrazione impiegato in un contesto urbano ed extraurbano; inoltre coprono molto bene l'aria di impiego del motore nel momento in cui si trova ad eseguire il ciclo di omologazione europea (ciclo NEDC).

La prima campagna di test è stata condotta su tutti i nove punti motore impiegando la calibrazione di serie Euro5; inizialmente lasciando attivo il sistema per il controllo in closed-loop della combustione e ripetendo poi i test disattivandolo. In questo modo è stato possibile caratterizzare non solo l'impatto della miscela a base di bio-etanolo sul comportamento del motore, ma indagare l'interazione tra combustibile, motore e controllo CLCC.

La seconda campagna di test, per le ragioni che saranno ampiamente descritte nel capitolo dei risultati, si è focalizzata sui punti a basso carico: 1000x0, 1500x2 e 2000x2. In queste condizioni di funzionamento è stato condotto uno studio parametrico che ha coinvolto i quattro principali parametri di iniezione: quantità dell'iniezione pilota (Q_{pilot}), pressione di iniezione (P_{rail}), cinquanta per cento della frazione di massa bruciata (MBF50%) e intervallo temporale tra iniezione pilota e iniezione principale (DwellTime). L'attività è stata strutturata tramite l'approccio DoE e ha previsto l'esecuzione di un piano di

16 test per ognuno dei tre punti motore; per i dettagli si rimanda ai paragrafi I.5 e II.2. Questa fase dello studio è stata dedicata ad estendere la comprensione dell'interazione tra le caratteristiche della miscela formulata con etanolo e la calibrazione del motore, al fine di caratterizzare al meglio i possibili vantaggi del suo impiego.

L'ultima fase di test è stata svolta a conclusione dell'intera ricerca, ossia dopo aver individuato una possibile calibrazione alternativa dedicata alla miscela E20B10. Si è pertanto verificata la nuova calibrazione avendo modo di evidenziarne i vantaggi rispetto alla calibrazione di serie.

I.4: Controllo in “closed-loop” del ciclo di pressione.

In questo paragrafo si descrive brevemente il principio di funzionamento della tecnologia CLCC e se ne inquadrano le potenzialità; per una più dettagliata trattazione si rimanda a [17, 22-26].

Il motore su cui è stata condotta l'attività di ricerca è equipaggiato, di serie, con un innovativo sistema di trasduttori per il rilievo della pressione in camera di combustione. Tali sensori, realizzati da BERU AG, forniscono alla centralina la possibilità di monitorare, cilindro per cilindro e in tempo reale, le principali grandezze indicate. In questo modo la centralina ha la possibilità, agendo sull'iniezione, di controllare in maniera attiva l'evoluzione della combustione. La strategia di controllo agisce in maniera duale sul baricentro di combustione (MBF50) e sulla pressione media indicata (IMEP), modulando rispettivamente la fasatura e la durata dell'iniezione principale (Main Injection). Come per qualsiasi sistema di controllo in retroazione è necessario che vengano definiti:

- il valore di set-point per la grandezza da controllare X_{Set} ,
- il valore misurato (attuale) di tale grandezza X_{Act} ,
- il valore di una variabile di controllo in grado di influire sulla grandezza da controllare $\bar{X}_{Cr} : X = f(\bar{X}_{Cr}, \dots)$.

I valori di set-point sono funzione del regime di rotazione e della posizione del pedale dell'acceleratore, ossia delle condizioni di funzionamento del motore.

Il cuore di questa tecnologia è costituito da innovative candele di preriscaldamento che integrano un sensore piezoresistivo per il monitoraggio del ciclo di pressione; si ottiene così una duplice funzione con un unico componente, il sistema è denominato "Pressure Sensor Glow Plug" (PSG). In Figura I.8, Figura I.9 e Tabella I.3, sono riportate alcune immagini e le principali caratteristiche tecniche del sensore reperibili tramite il sito internet del produttore [27].



Figura I.8: Candele di preriscaldamento & sensore della pressione BERU AG - Pressure Sensor Glow Plug (PSG) [27].

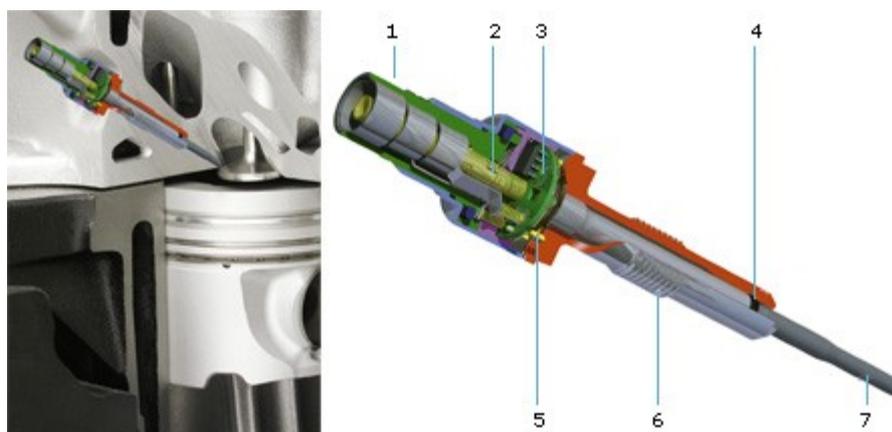


Figura I.9: Schema dei componenti interni principali della PSG e posizionamento nella testata del motore. 1. Connettore; 2. Collegamento corrente di punta; 3. Scheda di circuito stampato con elettronica; 4. Guarnizione; 5. Membrana di misura; 6. Corpo della candela di preriscaldamento; 7. Riscaldatore della candela di preriscaldamento [27].

Caratteristiche tecniche	Dati tecnici
Principio del sensore: piezoresistivo	Temperatura d'esercizio: -40 – 140°C (max. 150°C)
Riscaldatore mobile per la trasmissione della pressione	Intervallo di pressione: 0 – 200 bar (max. 210 bar)
Elemento di tenuta robusto tra corpo e riscaldatore	Sensore
Elettronica miniaturizzata integrata nella parte superiore della candela di preriscaldamento	Tensione di alimentazione (Vdd): 5,0 V oppure 3,3 V
Calibrazione e programmazione specifica del cliente	Segnale di uscita: raziometrico
Connettore ad uso automobilistico concentrico integrato	Larghezza di banda: da 0 a 5 kHz
	Precisione: $\pm 2\%$
	Funzione preriscaldamento
	Corrente 60sec: <10 A
	Temperatura dopo 60sec: > 980°C
	Temperatura max: 1100°C

Tabella I.3: Caratteristiche tecniche principali del sensore di pressione BERU [27].

Per ognuno dei quattro cilindri, la centralina motore campiona la pressione in camera di combustione con una risoluzione temporale di un grado di manovella. Sulla base dei dati acquisiti è elaborata la legge di rilascio del calore e sono calcolati i valori ciclo per ciclo per il baricentro di combustione (identificato come l'angolo di manovella in cui è bruciata la metà della carica di combustibile introdotta, e definito con l'acronimo MBF50) e la pressione media indicata (Indicated Mean Effective Pressure, IMEP).

Una volta che per uno specifico ciclo motore di un dato cilindro sono stati misurati i valori "attuali" dell'MBF50 e della coppia indicata, questi vengono confrontati con i rispettivi valori di set-point; in funzione delle differenze rilevate si vanno a correggere, per quel cilindro, i parametri dell'iniezione (fasatura e durata) del ciclo successivo. In particolare, per compensare gli scostamenti relativi al baricentro di combustione viene modificata la SOI_{main} (Start Of Injection of main injection); mentre per agire sulla coppia indicata si va a modificare l' ET_{main} (Energizing Time of main injection).

In Figura I.10 è riportato lo schema a blocchi concettuale della logica di controllo sulla coppia indicata.

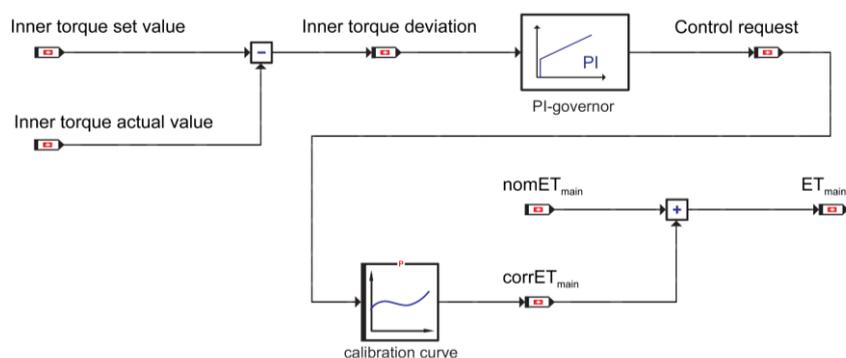


Figura I.10: Schema a blocchi semplificato della logica di controllo della IMEP.

La differenza nella coppia indicata (Inner torque deviation) è calcolata sottraendo alla coppia indicata di riferimento (Inner torque set value) il valore della coppia indicata misurata tramite le candele strumentate (Inner torque actual value); successivamente tale scarto è convertito da un controllore PI (proporzionale + integrativo) in un fattore di richiesta di controllo (positivo se la coppia indicata misurata è minore di quella di set-point e viceversa). In ultimo la richiesta di controllo è convertita in un termine correttivo ($corrET_{main}$) dell' ET_{main} che si va a sommare al valore nominale ($nomET_{main}$) previsto per il tempo di energizzazione.

Per quanto detto si evince che il risultato dell'attivazione di questi controlli è distinguibile in due effetti:

- miglioramento dell'uniformità del ciclo di pressione tra i vari cilindri;

- maggiore robustezza dell'evoluzione del processo di combustione rispetto a specifici target di set-point, indipendentemente dalle proprietà del combustibile impiegato.

Come è facile immaginarsi la tecnologia CLCC è un valido strumento per minimizzare gli effetti delle forti differenze in termini di potere calorifico e numero di cetano dei combustibili alternativi, in particolare di quelli ossigenati, rendendo pienamente possibile il loro impiego nel rispetto delle normative Euro5 sulle emissioni inquinanti. Nel capitolo dei risultati verrà dato particolare risalto a tale ultimo aspetto; invece, qui di seguito, si anticipano alcuni rilievi sperimentali per mostrare come lavora il sistema CLCC nel momento in cui il motore viene alimentato con la miscela E20B10.

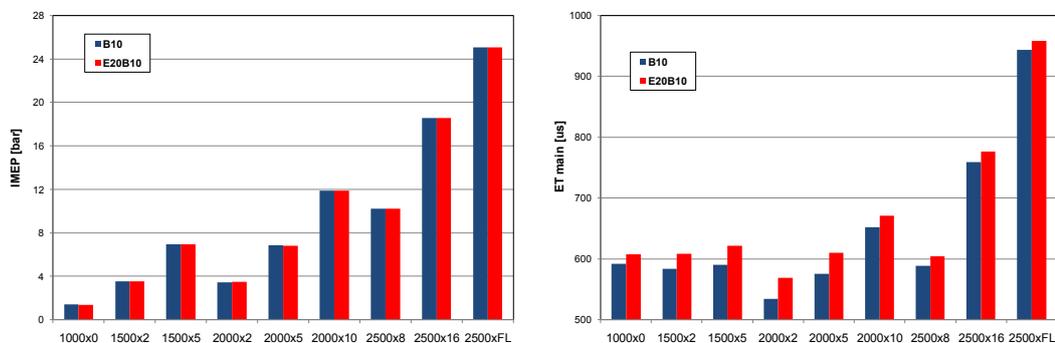


Figura I.11: Pressione media indicata (a sinistra) e durata di energizzazione dell'iniezione principale (a destra), per tutti i punti prova e per B10 e E20B10.

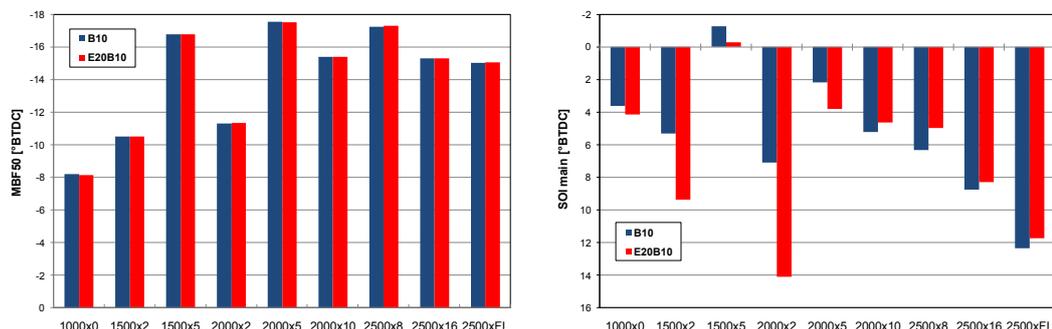


Figura I.12: Baricentro di combustione (a sinistra) e fasatura dell'iniezione principale (a destra), per tutti i punti prova e per B10 e E20B10.

Sia in Figura I.11 che in Figura I.12 si può notare, dai diagrammi di sinistra, l'effetto del sistema di controllo in closed-loop sulla combustione; tanto la IMEP quanto l'MBF50% risultano identici per i due combustibili testati, nonostante le forti differenze nei loro poteri calorifici e numeri di cetano, vedi Tabella I.1. Al contempo nei grafici di destra si può vedere come il sistema CLCC moduli opportunamente la fasatura e la durata dell'iniezione principale nel caso della miscela E20B10 rispetto a quella di riferimento, al fine di compensare le diverse proprietà chimico/fisiche dei due combustibili. In particolare la durata dell'iniezione risulta sistematicamente incrementata con l'E20B10 (ridotto LHV); mentre l'iniezione risulta anticipata, in particolare ai bassi carichi (ridotto CN).

I.5: Metodo DoE e analisi di Pareto-ANOVA

In questo paragrafo sono date alcune indicazioni e chiarimenti circa le metodologie di test e di analisi dei risultati sperimentali, che sono state utilizzate nel corso delle attività svolte nella seconda e terza fase dello studio.

Quanto qui brevemente riportato esula dal voler essere una trattazione analiticamente rigorosa dei fondamenti matematici e statistici che sono alla base della teoria del Design of Experiment o dell'analisi di Pareto; per questi dettagli si rimanda agli approfondimenti riportati in [28, 29] nonché all'amplessima letteratura scientifica che tratta queste tematiche anche non specificatamente per le applicazioni di cui se ne è fatto uso in questo lavoro. Viceversa l'intento è dare indicazioni sulle modalità con cui questi strumenti di analisi sono stati adattati al caso studio oggetto della tesi, e sulla terminologia e convenzioni lessicali che saranno utilizzate nel capitolo dei risultati.

L'approccio classico di una analisi sperimentale volta ad ottimizzare un risultato o a comprendere l'andamento di un fenomeno presuppone i seguenti passaggi: sviluppo di un'ipotesi teorica, esecuzione di un test volto a verificare l'ipotesi, analisi dei risultati, individuazione di correzioni da apportare per migliorare il risultato, effettuazione di ulteriori prove di verifica; il processo così descritto viene ripetuto finché non viene raggiunto

un risultato ritenuto soddisfacente. In generale questo approccio ha successo quando la relazione causa-effetto su cui si fonda il fenomeno che si sta studiando è sufficientemente semplice. Se invece l'oggetto dello studio è complesso ed è plausibile ritenere che molteplici fattori concorrano, in modo tra l'altro non sempre chiaro a priori, a determinare il risultato, allora l'approccio in cui l'esperimento ha il solo scopo a posteriori di verificare un'ipotesi teorica può risultare spesso inefficiente o addirittura inconcludente. Con il termine Design of Experiments si intende l'insieme di teorie e metodi statistici che consentono di "progettare" nel modo più opportuno possibile un'attività sperimentale, quando la teoria non è stata ancora formulata ma anzi si intende costruirla proprio sulla base delle informazioni fornite dagli esperimenti. Il DoE facilita l'individuazione del numero minimo di esperimenti necessari ad ottenere il numero maggiore possibile di informazioni sul fenomeno che si intende studiare. Il metodo si struttura in due passaggi: fase di screening o parametrizzazione, fase di ottimizzazione. Si può notare che tali passaggi coincidono con le due fasi finali in cui è stata strutturata l'attività svolta nel caso in esame, e che sono state presentate nel paragrafo I.3.

La fase di parametrizzazione procede nel seguente modo:

1. si identifica la risposta che si intende studiare (gli effetti possono anche essere più di uno);
2. si individuano i fattori (cause o variabili indipendenti del problema) che ragionevolmente potrebbero influire sulla risposta;
3. per ogni fattore si stima il campo di variabilità ragionevole (per individuare un valore alto e un valore basso per ogni fattore);
4. si predispongono i piani di prove;
5. si eseguono i test e si misura la risposta (o le risposte);
6. si analizzano i risultati per valutare quali siano i fattori che influenzano maggiormente la risposta.

Dai punti 1 e 2 emerge che spesso il processo che si intende studiare/ottimizzare prevede un approccio multi-obiettivo, poiché più risposte devono essere studiate parallelamente, e multi variabile, poiché più parametri possono contribuire a determinare una singola risposta. In questo tipo di problemi il grado di complessità può rapidamente crescere al crescere degli attori in gioco.

Lo scopo del punto 3 è minimizzare la variazione dei parametri a solo due valori all'estremo dell'intervallo plausibile di variabilità; l'intento è di focalizzare l'attenzione dell'analisi sui diversi contributi, in termini relativi, che i parametri hanno sulla risposta, piuttosto che soffermarsi sulla formulazione del legame tra ogni singola variabile indipendente e la risposta.

Solitamente si parla di “livello basso” e di “livello alto” o in modo equivalente si può usare la notazione “-1” e “+1”. In casi particolarmente complessi si possono prevedere più di due livelli per omogeneamente suddividere il campo di variabilità di uno o più parametri, nel caso si preveda una forte non linearità tra la risposta e lo specifico parametro; per semplicità, questi casi sono esclusi dalla presente trattazione.

Il punto 4 è il cardine del metodo DoE; è qui che avviene l'effettiva progettazione degli esperimenti e la scelta dell'ottimale combinazione dei parametri in ogni esperimento. Il modo più semplice e affidabile è considerare ogni possibile combinazione dei fattori e dei livelli definiti in precedenza; posto di avere n fattori e m livelli si ha a che fare con m^n test. In questo caso si parla di piano fattoriale completo. In Figura I.13 è riprodotta la matrice di test dei piani fattoriali completi 2^2 e 2^3 , utilizzabili nel caso si abbiano rispettivamente: 2 variabili su 2 livelli, oppure 3 variabili su 2 livelli.

Test	A	B
1	-1	-1
2	-1	+1
3	+1	-1
4	+1	+1

Test	A	B	C
1	-1	-1	-1
2	-1	-1	+1
3	-1	+1	-1
4	-1	+1	+1
5	+1	-1	-1
6	+1	-1	+1
7	+1	+1	-1
8	+1	+1	+1

Figura I.13: Piani fattoriali completi 2^2 (sinistra) e 2^3 (destra).

In Figura I.14 è riportata una rappresentazione planare e spaziale dei piani fattoriali rispettivamente a due e tre parametri su due livelli.

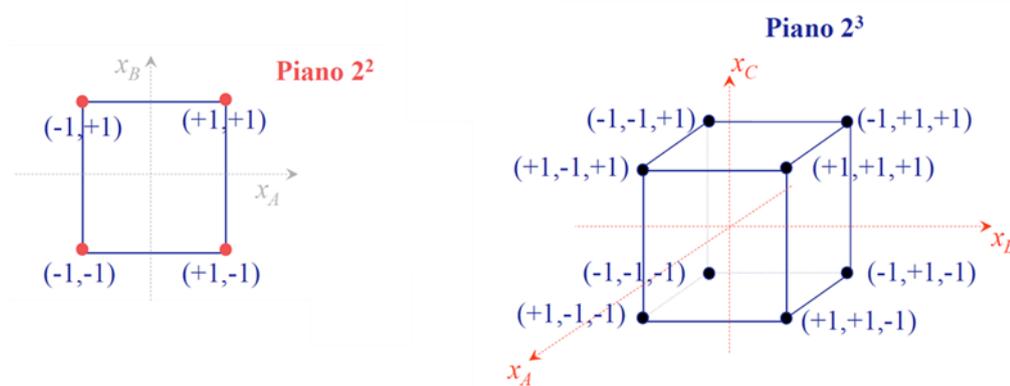


Figura I.14: Rappresentazione planare e spaziale dei piani fattoriali completi 2^2 (sinistra) e 2^3 (destra).

I domini racchiusi rispettivamente all'interno del quadrato e del cubo in Figura I.14 rappresentano i margini in cui si ritiene plausibile la variazione dei due o tre parametri. I vertici delle figure geometriche rappresentano le combinazioni dei parametri che andranno testate. In corrispondenza di tali vertici è a volte consuetudine indicare i valori della risposta che viene misurata nel test relativo.

Valutando opportunamente i valori della risposta misurati nei vari test, relativamente a come risultano combinarsi i livelli per i vari parametri, è possibile individuare gli effetti diretti dei singoli parametri e quelli combinati.

Ciò fa riferimento al punto 6 e nel seguito si mostrerà un sintetico esempio di calcolo.

In alcuni casi l'impiego dei piani fattoriali completi può risultare di difficile attuazione poiché il numero di tutte le combinazioni possibili risulta eccessivo. In tal caso il metodo DoE suggerisce dei test plan "parziali" definiti piani fattoriali frazionati. Esistono piani frazionati specifici per ogni applicazione in base al numero di parametri e di livelli. In Figura I.15 sono riportate come esempio le matrici di test per il piano fattoriale frazionato L_4 da usarsi in sostituzione del 2^3 e per il piano frazionato L_8 in sostituzione del 2^7 .

$L_4(2^3) = 4 \text{ test su } 8$				$L_8(2^7) = 8 \text{ test su } 128$							
Test	A	B	C	Test	A	B	C	D	E	F	G
1	-1	-1	-1	1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1
2	-1	+1	+1	2	-1	-1	-1	+1	+1	+1	+1
3	+1	-1	+1	3	-1	+1	+1	-1	-1	+1	+1
4	+1	+1	-1	4	-1	+1	+1	+1	+1	-1	-1
				5	+1	-1	+1	-1	+1	-1	+1
				6	+1	-1	+1	+1	-1	+1	-1
				7	+1	+1	-1	-1	+1	+1	-1
				8	+1	+1	-1	+1	-1	-1	+1

Figura I.15: Piani fattoriali frazionati L_4 (sinistra) e L_8 (destra).

Ogni qual volta si utilizza un piano fattoriale frazionato invece di uno completo naturalmente si riducono il numero di informazioni che l'attività sperimentale consente di ottenere. Il metodo DoE stabilisce dei criteri sulla

base dei quali i test devono essere eliminati dal piano completo per arrivare a definire quello frazionato; rispettando questi criteri è garantito di poter ottenere il massimo delle informazioni possibili con un numero limitato di esperimenti, attribuendo ad ogni fattore la stessa importanza nelle sue combinazioni di livelli rispetto a quelle degli altri parametri.

Il punto 5 prevede l'esecuzione del piano di prove che è stato definito e la misurazione del valore della risposta per ogni test.

Il punto 6 è dedicato all'analisi dei risultati ed ha come obiettivo la quantificazione degli effetti diretti dei singoli parametri e di tutti i possibili effetti combinati di due o più parametri. Ad esempio l'effetto diretto del parametro A, ma si parla anche di effetto del primo ordine, è dato dalla differenza tra il valor medio della risposta misurata nei test in cui il parametro A è al livello "alto" e di quello misurato per i test in cui il parametro è al livello "basso". In formule risulta:

$$Effetto(A) = \frac{\sum_{z_{A^+}} Y_{A^+}}{z_{A^+}} - \frac{\sum_{z_{A^-}} Y_{A^-}}{z_{A^-}} = \bar{Y}_{A^+} - \bar{Y}_{A^-}$$

Y_{A^+} risposta nei test con A al livello "alto";

Y_{A^-} risposta nei test con A al livello "basso";

z_{A^+} numero di test con A al livello "alto";

z_{A^-} numero di test con A al livello "basso".

Per gli effetti combinati che coinvolgono due, tre o più parametri, per i quali si parla anche rispettivamente di effetti del 2° o 3° ordine e così via, esistono

formulazioni analoghe. Di seguito si riporta l'espressione per calcolare l'effetto combinato AB del 2° ordine, in analogia con la notazione usata in precedenza:

$$Effetto(AB) = \frac{\sum Y_{AB^+}}{z_{AB^+}} - \frac{\sum Y_{AB^-}}{z_{AB^-}} = \bar{Y}_{AB^+} - \bar{Y}_{AB^-} \quad \text{con}$$

$$Y_{AB^+} = Y_{(A^+;B^+)} \cup Y_{(A^-;B^-)} \quad \& \quad Y_{AB^-} = Y_{(A^+;B^-)} \cup Y_{(A^-;B^+)}$$

L'effetto combinato AB rappresenta la differenza tra il valor medio della risposta misurata nei test in cui i parametri A e B sono allo stesso livello ("alto" o "basso" che sia) e di quello misurato nei test in cui i due parametri sono a differenti livelli. L'entità di tale effetto è legata ad una relazione tra A e B; se l'effetto è positivo vuol dire che il passaggio di entrambi i parametri al livello alto comporta mediamente una variazione della risposta (effetto combinato sinergico) superiore al caso in cui solo uno dei due parametri viene modificato, indipendentemente da quale esso sia.

In genere l'analisi statistica dei risultati ottenuti seguendo il percorso descritto, prevede di esprimere gli effetti dei singoli parametri in modo relativo usando delle percentuali; vengono così definiti i fattori di contribuzione CR% (Contribution Ratio). Ad esempio volendo considerare solo gli effetti del primo e secondo ordine per il piano fattoriale completo 2^3 , si avrà:

$$CR_A [\%] = \frac{(\text{Effetto}(A))^2}{(\text{Eff.}(A))^2 + (\text{Eff.}(B))^2 + \dots + (\text{Eff.}(AC))^2} \cdot 100$$

$$CR_B [\%] = \frac{(\text{Effetto}(B))^2}{(\text{Eff.}(A))^2 + (\text{Eff.}(B))^2 + \dots + (\text{Eff.}(AC))^2} \cdot 100$$

·
·
·

$$CR_{AC} [\%] = \frac{(\text{Effetto}(AC))^2}{(\text{Eff.}(A))^2 + (\text{Eff.}(B))^2 + \dots + (\text{Eff.}(AC))^2} \cdot 100$$

Ad esempio, il fattore di contribuzione del parametro A, o per essere più precisi il fattore di contribuzione dell'effetto diretto del parametro A, rappresenta il peso relativo che ha la variazione del parametro A rispetto a quella degli altri parametri, sia in termini di effetti diretti che combinati. Solitamente si utilizza una rappresentazione ad istogramma con barre orizzontali, detta diagramma di Pareto, per rappresentare i fattori di contribuzione dal più grande al meno significativo. Tale potente rappresentazione è stata impiegata nel paragrafo II.2.

Una volta che sono state raccolte tutte le informazioni la fase di parametrizzazione può ritenersi completata.

Nella fase di ottimizzazione il primo passo è utilizzare le informazioni ottenute nella fase di screening per costruire un modello matematico che lega la risposta Y ai parametri x . Questo modello è chiamato *response surface* ed è rappresentato da una funzione vettoriale del tipo:

$$Y(\mathbf{x}) = \sum_{j=0}^N a_j \cdot \varphi_j(\mathbf{x}) \quad \text{con } (\mathbf{x} \in \mathbb{R}^n).$$

Solitamente le funzioni base $\varphi(\mathbf{x})$ che vanno a costituire il modello sono funzioni polinomiali, spesso di primo e secondo ordine. La formulazione pertanto diventa:

$$Y(\mathbf{x}) = a_0 + \sum_{j=1}^n a_j \cdot x_j + \sum_{j=1}^n a_{j,j} \cdot x_j^2 + \sum_{j=1}^n \sum_{i < j} a_{i,j} \cdot x_i \cdot x_j.$$

Esistono molteplici e diversi metodi matematici, molti dei quali sono integrati in software specifici per l'analisi statistica, che consentono di valutare i coefficienti a del modello con cui si è scelto di rappresentare la *response surface*. Si lascia al lettore la possibilità di approfondire l'argomento in base alle specifiche esigenze.

Nel caso affrontato in questa tesi è stato possibile sviluppare una formulazione estremamente più semplice, cioè di tipo lineare, per legare le risposte di interesse, nella fattispecie le emissioni inquinanti e le prestazioni del motore, ai quattro parametri motoristici che sono stati individuati durante la parametrizzazione. Le ragioni su cui si fonda tale semplificazione sono riportate nella sezione conclusiva del paragrafo II.2.

Con a disposizione il modello di risposta per le singole grandezze studiate è stato possibile, con l'ausilio di un algoritmo scritto in ambiente Mathcad, calcolare i valori delle risposte per migliaia di combinazioni costruite con piccole variazioni dei quattro parametri di calibrazione dell'iniezione.

Si è passati quindi a risolvere un problema di ottimizzazione multi-obiettivo individuando il miglior set di valori per i parametri studiati.

Capitolo II: Analisi dei risultati.

Premessa

In questo secondo capitolo sono presentati ed analizzati i risultati sperimentali più significativi dell'attività di ricerca svolta.

Il capitolo è strutturato in tre paragrafi, ognuno dedicato ad una delle fasi in cui è idealmente diviso il percorso seguito, così come è descritto nel paragrafo I.3. Contestualmente all'illustrazione dei risultati, viene data una giustificazione fisica dei trend osservati, evidenziando alla fine di ogni paragrafo gli aspetti cardinali emersi in ogni fase dell'attività sperimentale.

Saranno presentate alcune grandezze motoristiche di particolare interesse legate principalmente alle prestazioni del propulsore e ai consumi di combustibile. Tuttavia, come è oggi necessario che sia, il peso principale sarà dato alle emissioni inquinanti. A tale proposito si sottolinea che, se non esplicitamente indicato, tutte le concentrazioni degli inquinanti che saranno mostrate sono da intendersi engine-out, ossia misurate prima del sistema di post-trattamento.

II.1: Prestazioni, consumi ed emissioni con miscela E20B10 e calibrazione standard.

In questo paragrafo sono riportati i risultati del confronto tra la miscela di riferimento B10 e la miscela alternativa E20B10; negli istogrammi che seguiranno, le barre blu sono relative alla miscela di riferimento, quelle rosse alla miscela formulata con etanolo. Verranno mostrati solo i risultati più importanti, focalizzando l'attenzione sui casi in cui sono emerse le maggiori differenze.

In Figura II.1 sono riportati i valori misurati allo scarico motore della fumosità e degli ossidi di azoto. Come atteso, per ognuno dei punti motore testati, l'E20B10 mostra un forte abbattimento delle emissioni di particolato carbonioso, in alcuni casi anche di circa un ordine di grandezza rispetto alla miscela di riferimento. L'effetto positivo sulla riduzione della fumosità allo scarico è principalmente una conseguenza dell'elevato contenuto di ossigeno della miscela alternativa a base di etanolo; tale risultato è tipico dell'utilizzo di combustibili ossigenati in motori ad accensione per compressione, come ampiamente riportato in letteratura [6, 7, 15 30-32], oltre che direttamente sperimentato in altre attività di ricerca svolte dal gruppo di lavoro [22, 33-35]. Un altro notevole risultato è rappresentato dal fatto che la riduzione di emissioni di soot si abbia anche per i punti motore 1500x5 e 2000x5 laddove,

con la miscela di riferimento, i valori misurati sono in assoluto i più alti. Tipicamente, nei motore diesel di ultima generazione (Euro4 e Euro5) per applicazioni automotive, nelle condizioni di funzionamento a velocità e carico intermedio (ben rappresentate dai punti prova a 1500 e 2000 rpm per 5 bar di BMEP) la calibrazione motore è ottimizzata realizzando il miglior compromesso tra i due trend contrastanti che coinvolgono la riduzione del rumore di combustione e le emissioni di particolato. Solitamente si adotta una strategia di iniezione particolarmente ritardata realizzando combustioni definite *Late Combustion*; lo scopo è quello di limitare la fase premiscelata della combustione e contenere le sollecitazioni termo meccaniche (riduzione dei gradienti massimi di pressione in camera di combustione) e il rumore di combustione, ciò solitamente avviene a scapito di un incremento della fumosità. In questo senso, la forte riduzione del particolato emesso, ottenuta grazie all'impiego della miscela E20B10, senza impattare negativamente sul rumore di combustione anzi ottenendone una riduzione, come verrà mostrato in seguito, rappresenta un risultato davvero notevole.

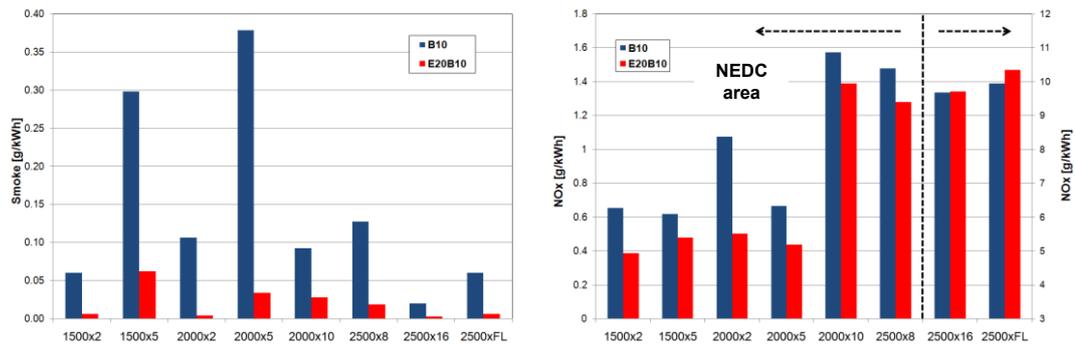


Figura II.1: Emissioni di particolato carbonioso (a sinistra) e NOx (a destra), per tutti i punti prova e per B10 e E20B10.

Nel diagramma di destra della Figura II.1, l'andamento delle emissioni degli NO_x, mostra una loro riduzione con l'E20B10 rispetto alla miscela di riferimento, per tutti i test points all'interno dell'area NEDC; viceversa, a più elevato carico, i valori misurati per i due combustibili sono paragonabili. Una delle ragioni di tale riduzione degli NO_x è la più bassa temperatura dei gas all'interno della camera di combustione [30, 31, 36], dovuta al maggiore calore latente di vaporizzazione della miscela alternativa vedi tabella I.1. Inoltre, risulta avere un ruolo importante per la riduzione degli NO_x anche il diverso modo in cui evolve il processo di combustione che appare in generale svilupparsi con picchi di rilascio del calore meno pronunciati, riconducibili ad una più bassa velocità di combustione e con conseguente minore temperatura di fiamma.

Come considerazione generale, vale la pena sottolineare che con l'E20B10 si ha una contemporanea riduzione di fumosità e di NO_x. Solitamente tale risultato è difficile da ottenere poiché le due grandezze hanno tipicamente tendenze opposte, infatti si è soliti parlare nei motori ad accensione per compressione di “trade-off” NO_x-Soot. In genere solo un profondo aggiornamento dell'architettura del motore, o un'evoluzione della componentistica del sistema di iniezione o, come in questo caso, l'uso di combustibili innovativi riesce a produrre uno spostamento del trade-off NO_x-Soot.

In Figura II.2 sono confrontati per le due miscele testate i valori del consumo specifico di combustibile (Brake Specific Fuel Consumption, BSFC) e del rendimento globale (Fuel Conversion Efficiency, FCE) per le diverse condizioni operative testate. Tali grandezze sono definite in accordo alle formule di seguito riportate:

$$BSFC = \frac{\dot{m}_{fuel}}{P_{engine}} \quad \text{con } \dot{m}_{fuel} : \text{portata di combustibile}; P_{engine} : \text{potenza del motore}$$

$$FCE = \frac{1}{BSFC \cdot LHV} \quad \text{con } LHV : \text{Lower Heating Value.}$$

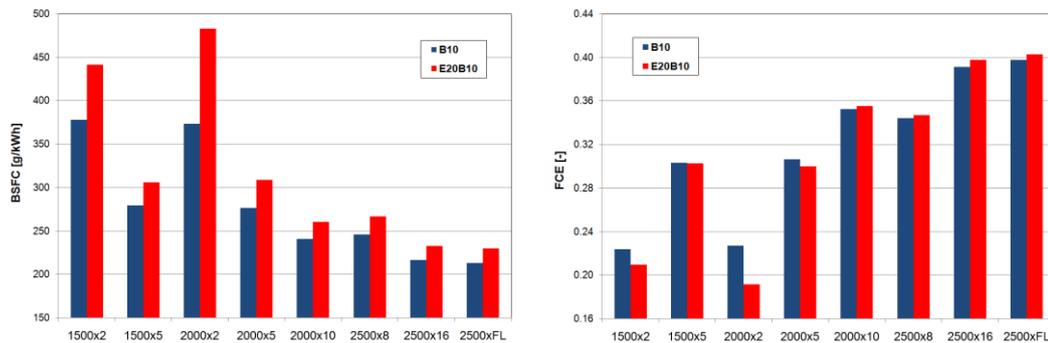


Figura II.2: BSFC (a sinistra) e rendimento globale (a destra), per tutti i punti prova e per B10 e E20B10.

Si può osservare un incremento generale del consumo specifico di combustibile per la miscela E20B10, dovuto principalmente al suo basso potere calorifico (ridotto a causa della presenza dell'etanolo). Le maggiori differenze rispetto alla miscela di riferimento (B10) sono state, tuttavia, riscontrate nelle condizioni di funzionamento a basso carico motore (soprattutto a 1500 e 2000 rpm per 2 bar di BMEP); ciò suggerisce un ulteriore effetto sull'efficienza del processo di conversione energetica che si aggiunge alla penalizzazione dovuta alla riduzione dell'LHV. Di fatto, nella parte destra della Figura II.2 si può notare una sensibile riduzione del rendimento globale a 1500x2 e 2000x2. Questo risultato è coerente con l'incremento di BSFC e, come sarà meglio dettagliato nel seguito, è conseguenza del basso valore del numero di cetano della miscela a base di bio-etanolo e di come questo parametro impatta sull'evoluzione della

combustione nei punti operativi a basso carico. Viceversa nelle altre condizioni operative testate, in particolare ai carichi motore più elevati, è stato riscontrato un leggero incremento del rendimento globale; tale risultato, è tipico dell'impiego di combustibili ossigenati ed è in linea con quanto rilevato in altre attività di ricerca [26].

Un altro aspetto da tenere in considerazione nella valutazione della reale applicabilità della soluzione mixed fuel etanolo/diesel è l'analisi delle emissioni di incombusti, i cui risultati sono riportati in Figura II.3. Prima di tutto, le misurazioni eseguite evidenziano una tendenza simile per le emissioni di HC e CO. In particolare, un incremento elevato degli incombusti gassosi, utilizzando l'E20B10, si osserva in condizioni di basso carico motore (1500x2 e 2000x2). Questo incremento è il risultato di diversi fattori: innanzitutto è coerente con la riduzione del rendimento globale, che prevedibilmente coinvolge anche quello di combustione. Inoltre la riduzione del numero di cetano abbassa principalmente l'efficienza dell'iniezione pilota, in modo da contribuire all'incremento delle emissioni di incombusti. Inoltre come anche riportato in alcuni articoli studiati [6, 30], in condizioni di modeste temperature di combustione ai bassi carichi, l'elevato calore di vaporizzazione dell'etanolo produce un raffreddamento locale della carica che incrementa il fenomeno di smagrimento della fiamma generata dall'iniezione pilota, riducendo il suo noto effetto benefico sulle emissioni di incombusti, e di conseguenza sul rendimento del motore. Quanto descritto non è più valido

agli alti carichi, in quanto la temperatura dei gas nel cilindro è elevata; infatti nessuna differenza significativa in termini di idrocarburi incombusti e monossido di carbonio emessi è stata osservata tra le due miscele nei test a 2000x10, 2500x8, 2500x16 e 2500xFL.

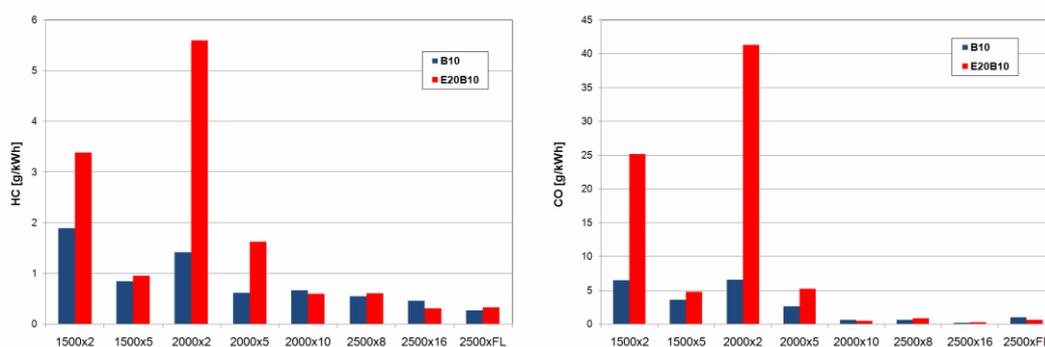


Figura II.3: HC (a sinistra) e CO (sulla destra), per tutti i punti prova e per B10 e E20B10.

Per meglio comprendere i meccanismi alla base dei risultati sino ad ora mostrati è utile un'analisi termodinamica della fase di combustione; a tal scopo i successivi diagrammi in Figura II.4 e Figura II.5 riportano l'analisi delle grandezze indicate per i punti motore 1500x2 e 2000x2, evidenziando gli andamenti in funzione dell'angolo di manovella: della pressione in camera di combustione, della corrente di energizzazione dell'elettroiniettore (EC), della velocità di rilascio del calore (R.o.H.R.) e del calore rilasciato dalla combustione (H.R.).

Si è scelto di riportare solo queste condizioni poiché: da un lato sono quelle in cui si sono evinte le maggiori differenze tra i due combustibili testati e da qui

la necessità di un approfondimento, e dall'altro è proprio in queste condizioni che è possibile estrapolare delle conclusioni riguardo l'evoluzione della combustione sulla base delle chiare differenze nei profili della pressione in camera di combustione e della legge di rilascio del calore.

Le curve in Figura II.4 e Figura II.5 ben mostrano l'effetto sull'evoluzione della combustione del sistema di controllo in closed loop: si nota come il timing dell'iniezione sia automaticamente anticipato nel caso della miscela etanolo/diesel per compensare l'incremento del ritardo di accensione dovuto al più basso valore del numero di cetano, in questo modo la combustione è correttamente fasata anche nel caso della miscela alternativa (stesso MBF50). Inoltre si può osservare che i valori di picco della pressione in camera di combustione sono molto simili per entrambe le miscele testate, e che l'intero profilo di pressione in fase di espansione (combustione della main injection) coincide per la miscela E20B10 con quello della miscela di riferimento. Anche quest'ultimo risultato è un effetto diretto del sistema CLCC che aumenta automaticamente la portata di combustibile iniettato con l'iniezione principale per ottenere lo stesso lavoro indicato (stessa IMEP) a prescindere dal potere calorifico del combustibile impiegato.

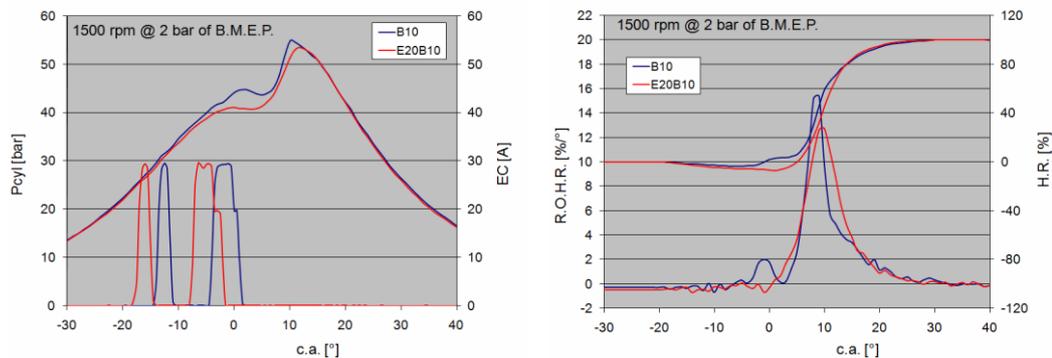


Figura II.4: Pressione cilindro e corrente di energizzazione degli iniettori (a sinistra), rilascio di calore (a destra), per B10 ed E20B10, a 1500 rpm e 2 bar di BMEP.

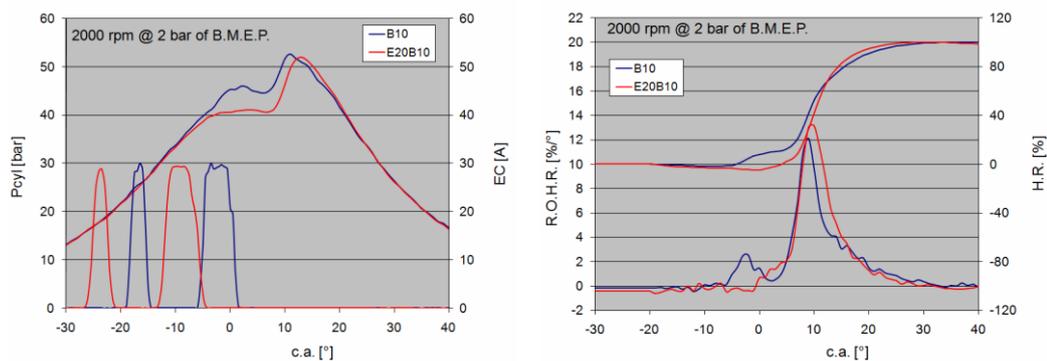


Figura II.5: Pressione cilindro e corrente di energizzazione degli iniettori (a sinistra), rilascio di calore (a destra), per B10 ed E20B10, a 2000 rpm e 2 bar di BMEP.

Nei diagrammi a destra della Figura II.4 e Figura II.5 è mostrato l'andamento del rilascio di calore. In entrambi i casi è evidente un ridotto effetto della combustione dell'iniezione pilota per l'E20B10. Questo comportamento ha principalmente due motivi: il sistema CLCC è progettato per correggere solo la quantità di combustibile dell'iniezione principale, la quantità di

combustibile immessa durante l'iniezione pilota non viene quindi incrementata; inoltre, il CLCC non varia l'intervallo di separazione ("dwell-time") tra iniezione pilota ed iniezione principale, così, a causa del forte anticipo dell'intero treno di iniezione, la pilota è iniettata in una fase della corsa di compressione a temperatura e pressione troppo bassa perché si abbia una combustione efficiente, soprattutto nel punto 2000x2.

Al fine di ampliare quanto detto, in Figura II.6 sono riportati gli andamenti del rendimento di combustione e del ritardo all'accensione.

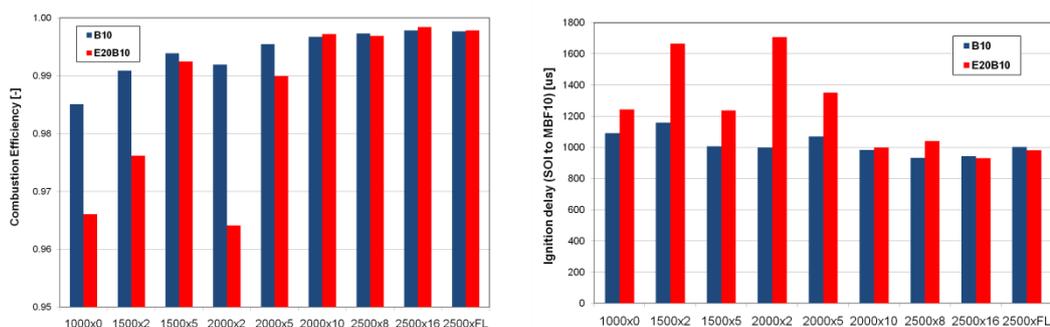


Figura II.6: Rendimento di combustione (a sinistra), ritardo all'accensione (a destra), per tutti i punti prova e per B10 e E20B10.

Si può chiaramente osservare la riduzione del rendimento di combustione nei punti motore a basso carico, in media di due o tre punti percentuale; nelle condizioni di funzionamento in cui le temperature in camera sono più elevate invece, la combustione evolve con efficienze comparabili per la miscela a base di etanolo rispetto a quella di riferimento. Un comportamento simile lo si

osserva per il ritardo all'accensione, esso risulta maggiore a causa della bassa accendibilità dell'etanolo nelle condizioni operative in cui la temperatura in camera di combustione è più bassa.

In ultimo si riportano in Figura II.7 gli andamenti del rumore di combustione.

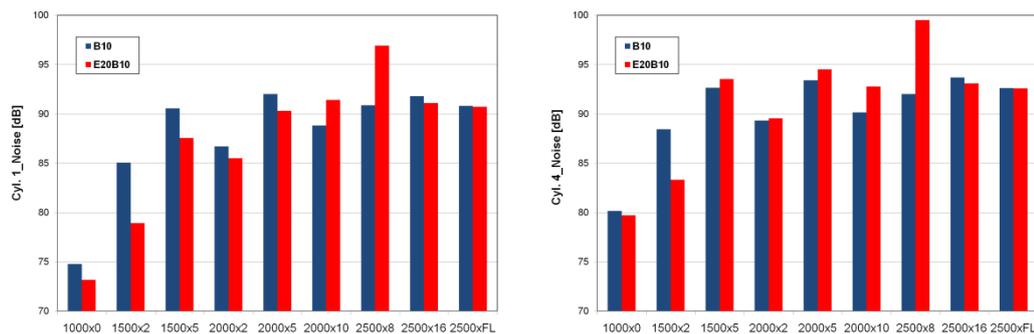


Figura II.7: Rumore di combustione calcolato dal ciclo di pressione del cilindro 1 (sinistra) e del cilindro 4 (destra), per tutti i punti prova e per B10 e E20B10.

Con la miscela E20B10 si ha in generale una riduzione del rumore di combustione e dei gradienti di pressione dovuti ad una maggiore gradualità della combustione. Quest'ultima procede più lentamente e con marcate caratteristiche di diffusività a causa della più bassa accendibilità della miscela a base di etanolo oltre che del suo ridotto potere calorifico. Queste caratteristiche favoriscono un più omogeneo e ampio miscelamento del getto di combustibile all'interno dell'aria di combustione, riducendo gradienti di temperatura e pressione, vedi anche Figure II.4 e Figure II.5.

Oltre a caratterizzare la miscela a base di bio-etanolo (E20B10) rispetto a quella di riferimento (B10) nei termini mostrati nei precedenti risultati, si è approfondito l'effetto sul trade-off NO_x -Soot di una variazione del tasso di EGR; in particolare, nei punti motore 1500x5, 2000x5, 2000x10 e 2500x8 sono state eseguite variazioni dell'EGR, e in Figura II.8 e Figura II.9 ne sono sintetizzati i risultati più salienti. Lo scopo di questi ulteriori test è stato di verificare la possibilità di sfruttare la bassa tendenza alle emissioni di particolato carbonioso, mostrate dalla miscela etanolo/diesel, al fine di valutare la possibilità di aumentare il tasso di EGR oltre i valori previsti dalla calibrazione Euro5 per ridurre le emissioni di NO_x . Come prevedibile, si è riscontrata una riduzione degli NO_x e un contemporaneo incremento della fumosità, aumentando il tasso di EGR. In particolare, il calo delle emissioni di ossidi di azoto in corrispondenza del massimo tasso di EGR (di circa il 50% a 1500x5 e 35% a 2500x8) indica che la miscela E20B10 potrebbe essere un combustibile promettente per il rispetto delle future normative sulle emissioni di NO_x (Euro 6).

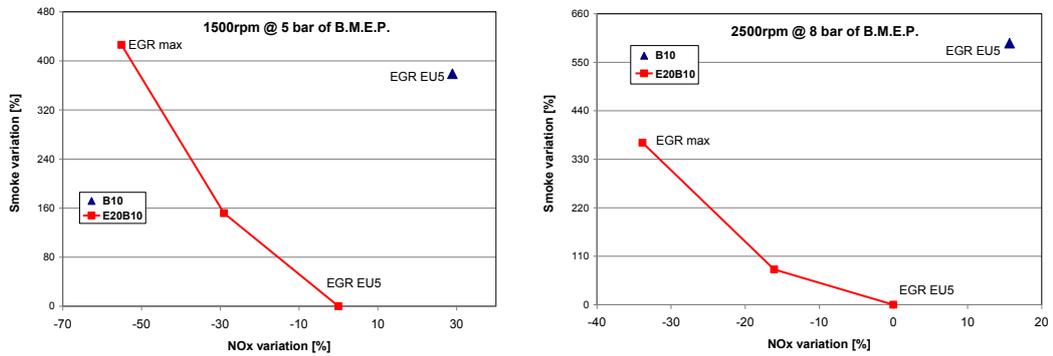


Figura II.8: Trade-off NO_x-fumo per miscele B10 e E20B10 a 1500 rpm e 5 bar di BMEP (a sinistra) ed a 2500 rpm e 8 bar di BMEP (a destra).

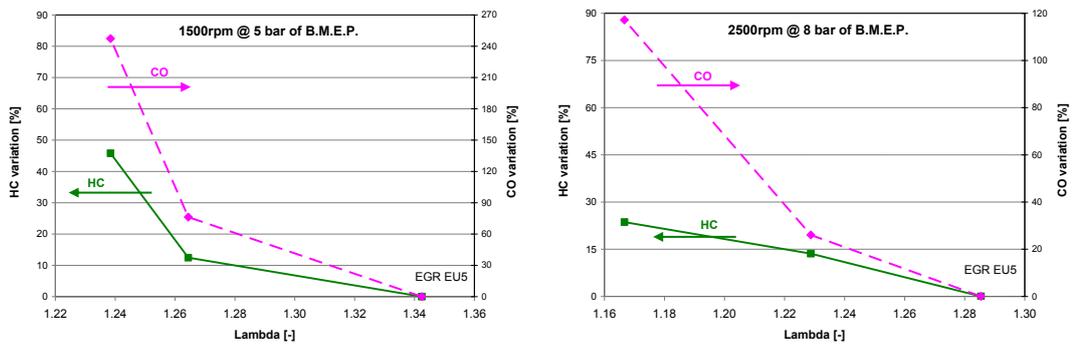


Figura II.9: Trade-off HC- λ e CO- λ per miscele B10 e E20B10 a 1500 rpm e 5 bar di BMEP (a sinistra) ed a 2500 rpm e 8 bar di BMEP (a destra).

Contestualmente allo studio dell'effetto sul trade-off NO_x-Fumo è stata analizzata la risposta in termini di emissioni engine-out di HC e CO. Come mostra la Figura II.9 è stato riscontrato un prevedibile incremento delle emissioni di incombusti all'aumentare del tasso di ricircolo dei gas di scarico. Tale circostanza ha escluso la possibilità di valutare l'effetto di un incremento

dell'EGR nei punti motore a basso carico, di per sé affetti, come visto in precedenza, già da un marcato aumento delle emissioni di incombusti; pertanto questa attività si è focalizzata sui soli quattro punti motore elencati in precedenza. Inoltre è bene ricordare che un incremento degli incombusti gassosi nei punti a carico medio/alto rilevati all'uscita del motore, di norma non comporta un significativo aumento delle relative emissioni tailpipe date le elevate temperature dei gas di scarico e di conseguenza l'elevata efficienza di funzionamento del sistema di post-trattamento.

Al fine di sintetizzare ulteriormente la risposta del motore alle due miscele testate e nel contempo evidenziare le potenzialità del sistema CLCC nel migliorare in generale le condizioni di funzionamento del motore, sono state elaborate le prestazioni del motore in termini di emissioni considerando i valori stimabili di quest'ultime sul ciclo di omologazione NEDC. Si è seguita la ben consolidata procedura che prevede la correlazione, tramite media pesata, tra le emissioni misurate in condizioni steady-state e le emissioni del veicolo misurate su banco a rulli [37]. I risultati sono stati ottenuti sia lasciando attivo il sistema di controllo della combustione (modalità closed-loop) sia disabilitandolo (modalità open-loop) allo scopo di evidenziare i vantaggi offerti dal sistema CLCC quando si utilizzano combustibili alternativi.

In Figura II.10 e Figura II.11 sono riassunti nell'ordine i valori di HC, CO, NO_x e PM; si riportano anche i valori relativi a prove con un gasolio

commerciale (completamente privo di prodotti bioderivati) rilevati durante altre attività svolte dal gruppo di ricerca sullo stesso motore e in condizioni operative equivalenti [24]. Lo scopo è quello di indicare la risposta standard del motore e, tramite barre di errore, la variabilità ed incertezza tipica delle misure ottenute per il propulsore oggetto dell'attività svolta e per l'intera catena di misura utilizzata. Completano i diagrammi in Figura II.10 e Figura II.11, i valori limite per le emissioni regolamentate secondo le normative Euro5 ed Euro6 per l'omologazione di autovetture (categoria M1) [38].

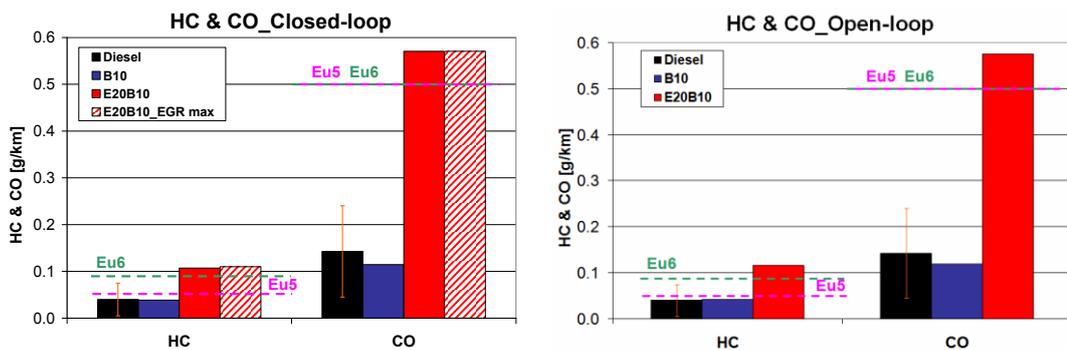


Figura II.10: Valori stimati per HC e CO su NEDC a valle del sistema di trattamento dei gas di scarico (valori tailpipe), per diesel convenzionale, B10, E20B10, nelle due modalità operative.

L'incremento complessivo di incombusti con la miscela E20B10 è di circa tre volte rispetto alla miscela di riferimento ed è indipendente dalla modalità operativa. Ciò conferma che i valori elevati di HC e CO sono direttamente collegati alle proprietà chimico/fisiche della miscela e solo in minima parte

dipendono dalla strategia di controllo motore. Su tali differenze il contributo principale è dato, in effetti, dal funzionamento a basso carico, come mostrato in precedenza. E' bene notare che l'incremento attuato del tasso di EGR in condizioni di carico medio/alto non aggrava ulteriormente le emissioni di incombusti allo scarico del veicolo (vedi barre a strisce in Figura II.10), dato che tale aumento è stato effettuato solo nei punti a più alto carico, laddove le temperature dei gas di scarico sono ampiamente maggiori di quelle di light-off del catalizzatore ossidante (DOC).

I più importanti vantaggi offerti dalla interazione tra il sistema di controllo della combustione e le caratteristiche della miscela alternativa, riguardano gli NO_x e il particolato. In Figura II.11 si può osservare che la riduzione di PM bruciando l'E20B10 è davvero notevole e risulta essere nel complesso di circa cinque volte rispetto all'impiego della miscela di riferimento. Considerando che le misure di fumosità sono rilevate a monte del filtro antiparticolato (DPF), il fatto che i valori ottenuti siano al di sotto dei limiti Euro 5 ed Euro 6 risulta essere uno dei risultati più interessanti; per alcune applicazioni non automobilistiche si potrebbe addirittura pensare all'eliminazione del DPF, e nel caso dei motori stradali, ripensare la strategia di rigenerazione limitandone notevolmente la frequenza, con evidenti vantaggi in termini di consumi ed usura dei componenti. Con l'aumento del tasso di EGR, naturalmente, i valori a monte DPF sfiorano i limiti previsti dalle normative, ma le emissioni sono comunque inferiori a quelle misurate con il combustibile di riferimento.

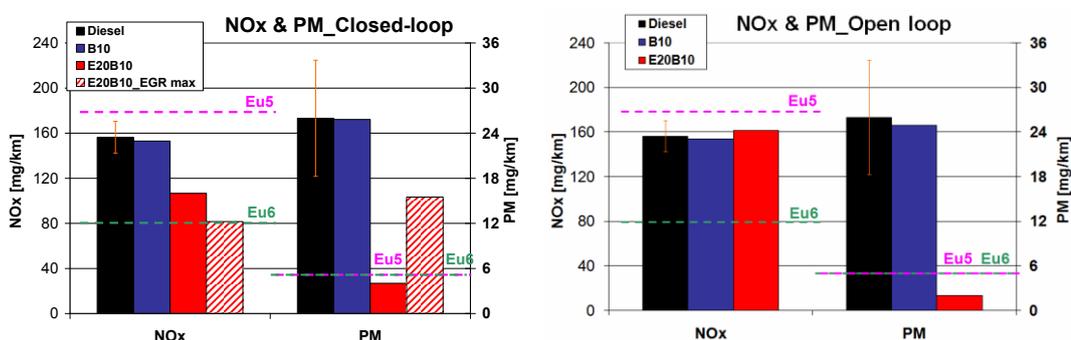


Figura II.11: Valori stimati per NO_x e particolato carbonioso su NEDC a monte del sistema di trattamento dei gas di scarico (valori engine-out), per diesel convenzionale, B10, E20B10, nelle due modalità operative.

Per quanto riguarda le emissioni di NO_x , nel diagramma di destra della Figura II.11 si nota che senza il CLCC non sono state individuate differenze tra le due miscele. Viceversa, grazie all'adozione del sistema CLCC (diagramma di sinistra in Figura II.11), può essere ottenuta una notevole riduzione delle emissioni di NO_x . Inoltre, nel caso di adeguamento del tasso di EGR, le emissioni di NO_x sono all'interno dei limiti Euro6: in questo modo sono sfruttate a pieno tutte le potenzialità della miscela a base di etanolo.

In questa ultima sezione è posta grande attenzione ad uno dei benefici più significativi offerti dalla tecnologia CLCC in termini di coppia erogata dal motore. Per l'utente finale uno dei principali aspetti negativi legati all'utilizzo di miscele a base di bio-etanolo è la riduzione della potenza erogata dal propulsore, conseguenza del ridotto potere calorifico del combustibile.

In particolare, per un motore in cui la quantità di combustibile introdotto nel cilindro è calcolato sulla base del punto operativo riconosciuto dalla ECU e della posizione del pedale acceleratore, in condizioni di carico parziale, l'adeguamento di coppia motrice richiesta bruciando E20B10 è soddisfatta da un incremento della posizione del pedale dell'acceleratore (APP); invece, a pieno carico, quando la posizione dell'acceleratore è già al 100%, la riduzione della coppia è inevitabile. Entrambe le situazioni descritte non sono generalmente ben accettate dall'utente in quanto hanno un impatto negativo sul cosiddetto *fun to drive*.

Sul lato sinistro della Figura II.12, relativamente alla miscela E20B10 sono riportati gli incrementi della posizione del pedale dell'acceleratore senza l'attivazione del CLCC. Le variazioni percentuali sono relative ai valori di set point misurati nei test con il B10. L'incremento medio è di circa il 6%, ma il valore massimo è anche superiore al 10% (a 2000x2), ciò impatta negativamente sulle sensazioni di guida dato che l'impressione è quella di guidare un motore depotenziato. Al contrario, con il controllo in closed-loop sulla combustione attivo, le differenze sono nulle perché il sistema è in grado di compensare automaticamente la riduzione di LHV aumentando la portata di combustibile iniettato.

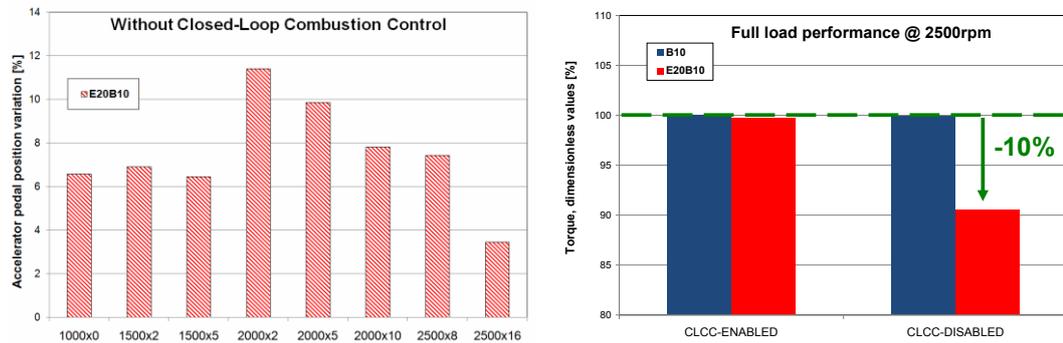


Figura II.12: A sinistra: variazione della posizione del pedale dell'acceleratore in OLC mode con E20B10 rispetto a B10. A destra: valori di coppia massima, con e senza sistema di controllo della combustione, per la miscela etanolo/diesel e quella di riferimento.

In Figura II.12, a destra, sono riportati i valori di coppia massima. Si nota che grazie al CLCC, non si hanno differenze di coppia massima tra le due miscele testate; invece, senza il CLCC, con l'E20B10 è stato misurato un decremento di coppia di circa il 10%. A mio avviso questo risultato rappresenta uno degli aspetti chiave relativamente al contributo che la tecnologia CLCC può dare nel rendere davvero sostenibile l'uso di miscele a base di combustibili ossigenati, quali quella a base di etanolo, come combustibili alternativi per motori diesel automobilistici.

II.2: Analisi DoE della risposta alla variazione dei principali parametri di iniezione.

L'attività svolta nel corso della prima fase dello studio ha evidenziato, oltre a diversi vantaggi, anche come principale inconveniente dell'utilizzo della miscela formulata con bio-etanolo, un deciso incremento delle emissioni di idrocarburi incombusti e di monossido di carbonio in condizioni di minimo motore e di bassi regimi di rotazione e carichi, vedi Figura II.3 e Figura II.10. Pertanto l'attività sperimentale che viene descritta in questo paragrafo si è focalizzata sulla comprensione della risposta del motore, soprattutto relativamente alle emissioni di incombusti, alle variazioni dei principali target della calibrazione motore.

L'attività di studio è stata condotta in condizioni di basso regime di rotazione e carico, laddove le emissioni di incombusti gassosi sono particolarmente critiche per il rispetto dei limiti della normativa; pertanto, tre punti motore sono stati considerati: 1000x0, 1500x2, 2000x2. Lo scopo principale dello studio condotto con il metodo DoE è stato quello di individuare i parametri motoristici che in modo più significativo determinano variazioni nella formazione degli incombusti, e che pertanto andrebbero coinvolti al fine di ottimizzare le emissioni di HC e CO. Ecco che preliminarmente quattro parametri motoristici sono stati individuati come quelli che potevano avere il

maggiore effetto sulle emissioni di incombusti: quantità di combustibile per l'iniezione pilota (Q_{pilot} o anche indicata come parametro "A"), pressione di iniezione (P_{rail} parametro "B"), cinquanta per cento della frazione di massa bruciata (MBF50% o "C") e intervallo temporale tra iniezione pilota e iniezione principale (DwellTime o "D"). Per ognuno dei parametri sono stati fissati due livelli: il livello basso fa sempre riferimento alla calibrazione base del motore; di conseguenza un piano fattoriale completo di $2^4=16$ test è stato definito e realizzato per i tre punti motore testati. Tuttavia per brevità e data la forte analogia qualitativa dei risultati ottenuti, si riportano i risultati del solo punto motore 1500x2. Nella Tabella II.1 sono riportate le 16 combinazioni dei parametri di calibrazione che sono state testate per il punto motore 1500x2.

Case	A	B	C	D	Case	A	B	C	D
	Qpilot [mm ³ /stroke]	Prail [bar]	MBF50% [c.a.° BTDC]	DwellTime [μs]		Qpilot [mm ³ /stroke]	Prail [bar]	MBF50% [c.a.° BTDC]	DwellTime [μs]
1	-1	-1	-1	-1	2	620	-10.5	1100	
2	-1	-1	-1	1	2	620	-10.5	800	
3	-1	-1	1	-1	2	620	-7	1100	
4	-1	-1	1	1	2	620	-7	800	
5	-1	1	-1	-1	2	450	-10.5	1100	
6	-1	1	-1	1	2	450	-10.5	800	
7	-1	1	1	-1	2	450	-7	1100	
8	-1	1	1	1	2	450	-7	800	
9	1	-1	-1	-1	4	620	-10.5	1100	
10	1	-1	-1	1	4	620	-10.5	800	
11	1	-1	1	-1	4	620	-7	1100	
12	1	-1	1	1	4	620	-7	800	
13	1	1	-1	-1	4	450	-10.5	1100	
14	1	1	-1	1	4	450	-10.5	800	
15	1	1	1	-1	4	450	-7	1100	
16	1	1	1	1	4	450	-7	800	

Tabella II.1: DoE 2^4 piano fattoriale completo e condizioni di prova per il punto motore 1500x2 (in evidenza i valori ai livelli alti).

Per ogni test sono state monitorate molteplici grandezze motoristiche per caratterizzare completamente il comportamento del motore, in particolare: HC, CO, NO_x, fumo e rumore di combustione.

I risultati ottenuti sono stati analizzati tramite l'approccio Pareto-ANOVA alla ricerca dei fattori di contribuzione del primo e del secondo ordine allo scopo di individuare i parametri di calibrazione che avessero il più forte effetto sulle prestazioni del motore. Poiché l'analisi dei soli fattori di contribuzione da sola non chiarisce se la modifica di un parametro sia positiva o negativa, è stata posta attenzione anche nel mostrare i trend associati alle variazioni dei singoli parametri separatamente.

Nelle figure seguenti, dalla Figura II.13 alla Figura II.18, sono riportati i fattori di contribuzione relativi agli effetti "diretti" o del primo ordine (A, B, C, D) e a quelli "combinati" o del secondo ordine (AB, AC, AD, BC, BD, CD) rispettivamente per le emissioni di HC, CO, NO_x, fumo, per il rumore di combustione (noise) e per il consumo di combustibile (Q_{fuel}). Nella metà di destra delle stesse figure sono inoltre riportati i trend associati alle variazioni di singolo parametro passando dal livello basso al livello alto.

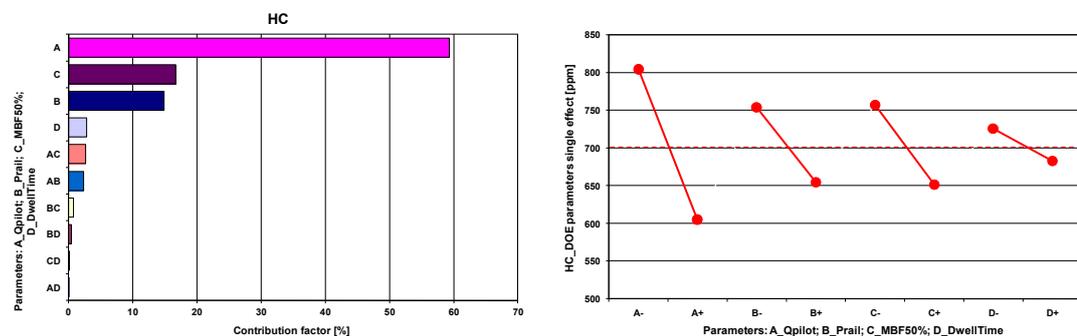


Figura II.13: Punto motore 1500x2, emissioni di HC. Fattori di contribuzione per effetti singoli e combinati (sinistra), trend misurati per gli effetti diretti (destra).

La prima figura mostra come il parametro che incide maggiormente sugli HC è la quantità di combustibile iniettato durante l'iniezione pilota (Q_{pilot}) seguito dal baricentro di combustione MBF50%, si può anche notare la generale preminenza degli effetti diretti su quelli combinati. Inoltre si evince che per tutti e quattro i parametri, una loro variazione (spostamento al livello alto) comporta sempre una riduzione delle emissioni inquinanti e dunque un beneficio. Tale ultimo risultato è in effetti semplicemente dovuto al modo con cui sono stati scelti i livelli alti per i quattro parametri di calibrazione; esso è coerente con il fatto che la riduzione delle emissioni di incombusti rappresenta il topic principale dell'attività svolta. Per ragione di coerenza e semplicità: lo spostamento di un parametro dal livello basso al livello alto produce un beneficio in termini di riduzione di incombusti gassosi.

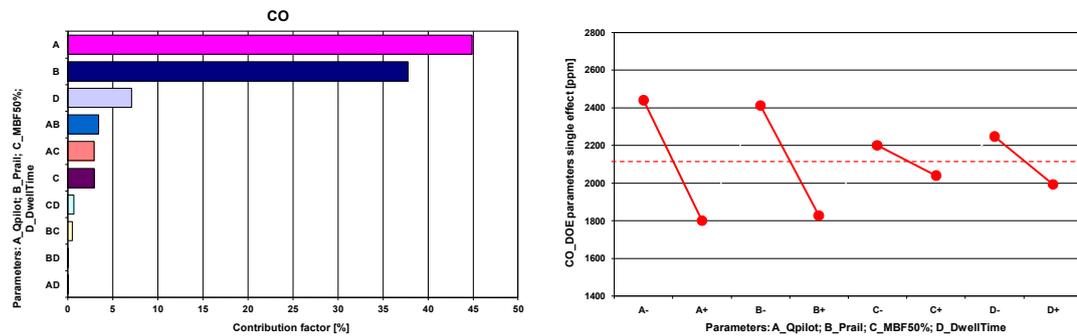


Figura II.14: Punto motore 1500x2, emissioni di CO. Fattori di contribuzione per effetti singoli e combinati (sinistra), trend misurati per gli effetti diretti (destra).

Quanto visto per gli HC vale in generale anche per il monossido di carbonio CO, anche in questo caso il parametro più significativo è la Q_{pilot} , e altrettanto importante è la pressione di iniezione, gli effetti combinati giocano ancora un ruolo secondario. In entrambi i casi le variazioni dei parametri di calibrazione vanno nel verso del produrre un incremento della temperatura in camera di combustione, un minor ritardo all'accensione ed un minor smagrimento della miscela periferica dello spray (overmixing), tutto ciò si traduce in un miglioramento dell'efficienza di combustione e in una riduzione della durata della stessa.

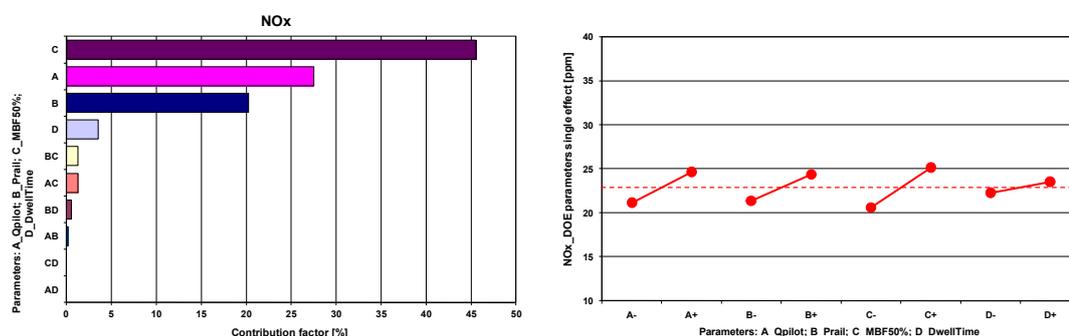


Figura II.15: Punto motore 1500x2, emissioni di NO_x . Fattori di contribuzione per effetti singoli e combinati (sinistra), trend misurati per gli effetti diretti (destra).

Dalla Figura II.15 emerge come le emissioni di NO_x siano per lo più determinate dalla fasatura dell'iniezione (MBF50%) e dall'incremento della Q_{pilot} , tra i parametri considerati questi sono quelli che maggiormente, se portati al livello alto, concorrono a determinare un aumento della temperatura in camera di combustione con effetti sulle emissioni di NO_x . E' interessante notare che, sebbene la variazione dei parametri considerati giochi a sfavore delle emissioni di ossidi di azoto, tale aumento risulta meno significativo rispetto ai vantaggi osservati per gli HC e il CO.

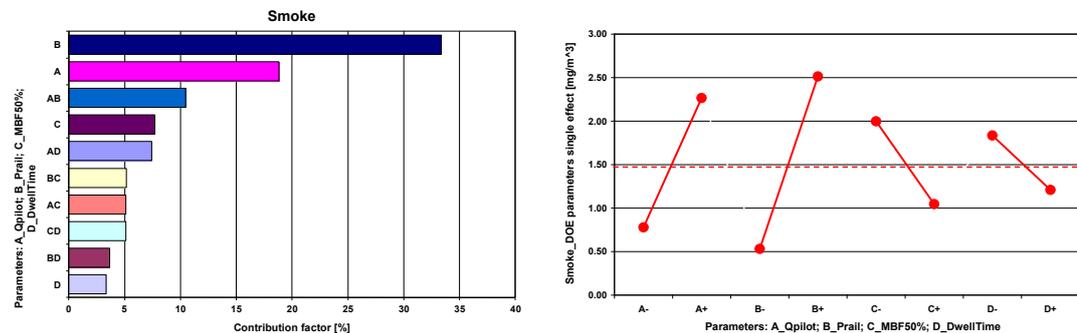


Figura II.16: Punto motore 1500x2, fumosità. Fattori di contribuzione per effetti singoli e combinati (sinistra), trend misurati per gli effetti diretti (destra).

Nel caso della fumosità allo scarico, Figura II.16, è interessante notare come gli effetti combinati non possono più essere considerate trascurabili, infatti i fattori di contribuzione ad essi associati sono spesso dello stesso ordine di grandezza di quelli associati agli effetti diretti. Questo risultato conferma quanto siano sensibili le emissioni di particolato carbonioso al mutare dei parametri motoristici e quanto sia spesso complessa la dipendenza incrociata tra i vari parametri di calibrazione nel determinare le emissioni di soot. Ad ogni modo risulta che i parametri più significativi sono la P_{rail} e la Q_{pilot} . Per entrambi un loro spostamento al livello alto produce un incremento della fumosità.

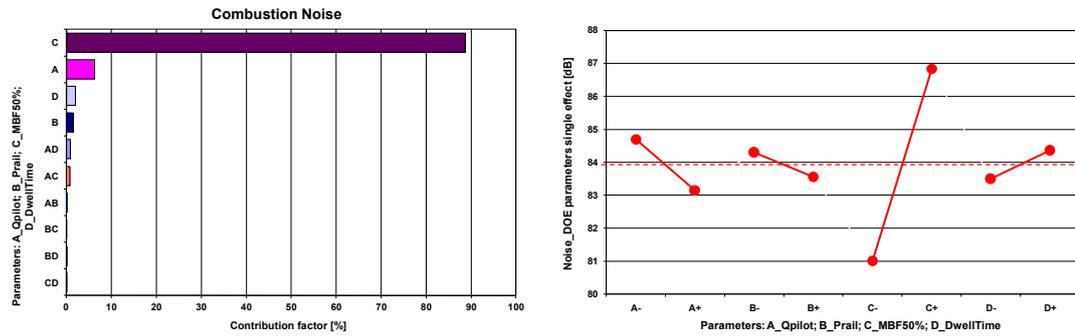


Figura II.17: Punto motore 1500x2, rumorosità del motore (noise). Fattori di contribuzione per effetti singoli e combinati (sinistra), trend misurati per gli effetti diretti (destra).

In Figura II.17 sono riportati i risultati ottenuti per il rumore di combustione. Appare chiaro che su quest'ultimo ha un effetto molto consistente la fasatura della combustione; infatti, come si evince anche dal diagramma di destra, il passaggio del parametro C al livello alto (combustione più anticipata) produce un significativo incremento del picco di pressione e conseguentemente del rumore.

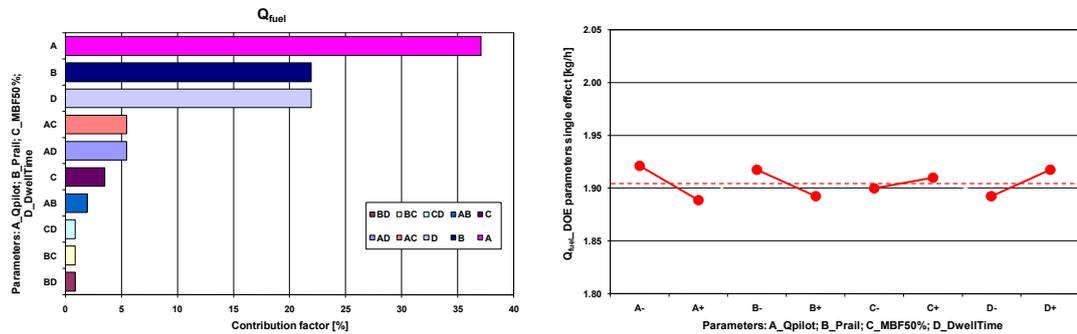


Figura II.18: Punto motore 1500x2, consumo di combustibile ($\text{kg}_{\text{fuel}}/\text{h}$). Fattori di contribuzione per effetti singoli e combinati (sinistra), trend misurati per gli effetti diretti (destra).

In Figura II.18 sono riportati i risultati relativi al consumo specifico di combustibile, misurato come portata massica oraria ($\text{kg}_{\text{fuel}}/\text{h}$). Si evince che i parametri che giocano un ruolo più importante sono, in ordine, la Q_{pilot} e la P_{rail} . Inoltre guardando al grafico di destra in Figura II.18 si osserva che un passaggio al livello alto dei due parametri di calibrazione comporta una riduzione dei consumi. Tale risultato è concorde con quanto visto per gli HC e per il CO (confronta Figura II.13 e Figura II.14) e si giustifica considerando l'effetto sull'efficienza di combustione che questi parametri motoristici hanno; a tal proposito fare riferimento a quanto detto nel paragrafo II.1 a commento della Figura II.3 e Figura II.6.

Riassumendo si è visto: che sulla riduzione degli HC e del CO hanno complessivamente il peso più importante i parametri Q_{pilot} e P_{rail} ; che gli

stessi, sebbene in piccola misura, comportano un aumento degli NO_x ; che la ricalibrazione dell'MBF50% comporta piccoli vantaggi sulle emissioni di HC e CO a fronte di un peggioramento significativo degli NO_x e un intenso incremento della rumorosità del motore.

Inoltre si può osservare che, salvo per la fumosità allo scarico, gli effetti diretti sono globalmente di gran lunga predominanti rispetto a quelli combinati.

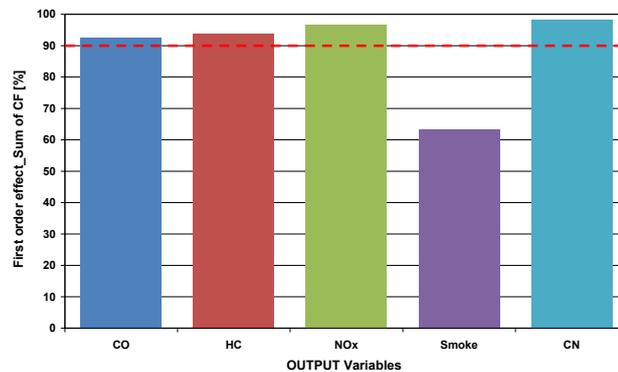


Figura II.19: Punto motore 1500x2. Somma dei fattori di contribuzione per gli effetti singoli.

Nella Figura II.19 si evidenzia che la somma dei fattori di contribuzione calcolati per gli effetti diretti costituisce più del 90% degli effetti analizzati, fatta eccezione per il solo caso della fumosità allo scarico. In Figura II.19 i valori sono espressi in percentuale e si rammenta che nell'analisi descritta sono stati considerati gli effetti diretti (4 effetti diretti) e solo gli effetti

combinati del secondo ordine (6 effetti combinati). Il risultato mostrato, sintetizza bene la netta predominanza degli effetti diretti su quelli combinati.

Ciò consente di affermare che almeno in prima approssimazione i quattro parametri testati agiscono indipendentemente nel determinare variazioni nelle prestazioni del motore; tale risultato ha rappresentato un punto di partenza molto importante nel semplificare la fase di ottimizzazione della calibrazione motore.

II.3: Ottimizzazione della risposta del motore: una calibrazione specifica per la miscela E20B10.

Le informazioni ottenute grazie all'analisi DoE hanno permesso di individuare su quali dei quattro parametri di calibrazione intervenire e in che misura con l'obiettivo di massimizzare la riduzione delle emissioni di idrocarburi incombusti e CO, compatibilmente con i limiti Euro5 su NO_x e PM e con accettabili livelli per consumi e NVH. In effetti si è trattato di risolvere un problema di ottimizzazione vettoriale (più di un parametro in gioco come variabile indipendente) multi-obiettivo e vincolata.

Di seguito nella Tabella II.2 sono riportati i valori individuati per la calibrazione ottimizzata dei quattro parametri studiati; i dettagli della procedura usata sono riportati nel paragrafo I.5.

Test point	Q _{pilot} [mm ³ /stroke]	P _{rail} [bar]	MBF50% [c.a. °BTDC]	DwellTime [μs]
1000x0	2.4 (1.7)	300 (320)	-8.2 (-8.2)	1600 (1600)
1500x2	3.8 (2)	480 (620)	-10 (-10.5)	950 (1100)
2000x2	3.8 (2)	540 (700)	-10.8 (-11.3)	950 (1100)

Tabella II.2: Valori della calibrazione ottimizzata per i tre test point; tra parentesi i valori della calibrazione base.

Nelle figure dalla Figura II.20 alla Figura II.22 sono riportati i confronti tra calibrazione base e ottimizzata per le emissioni di HC, CO, Smoke, NO_x, oltre che per il consumo di combustibile e per il rumore di combustione.

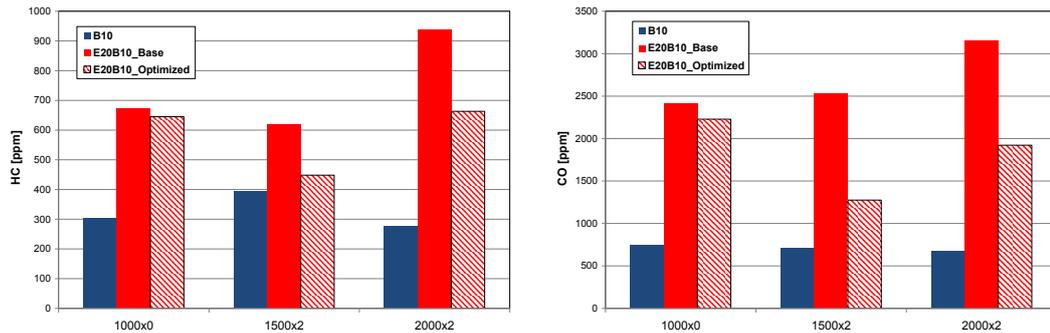


Figura II.20: HC e CO per tre punti motore. Confronto tra B10, E20B10 con calibrazione base e ottimizzata.

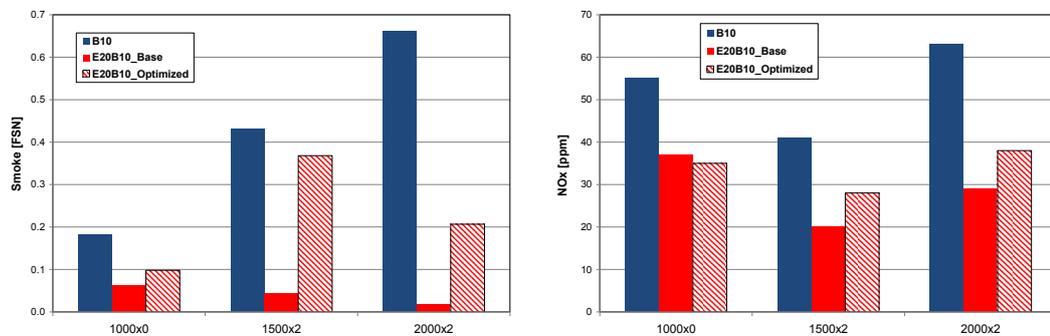


Figura II.21: Fumo e NO_x per tre punti motore. Confronto tra B10, E20B10 con calibrazione base e ottimizzata.

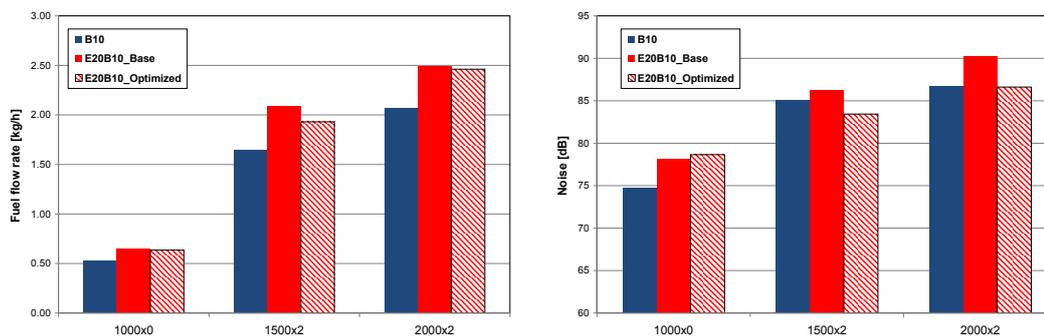


Figura II.22: Consumo di combustibile e rumore di combustione per tre punti motore. Confronto tra B10, E20B10 con calibrazione base e ottimizzata.

I risultati ottenuti evidenziano che con la calibrazione ottimizzata è possibile ottenere l'obiettivo della riduzione degli incombusti. In particolare nei punti 1500x2 e 2000x2 la riduzione è di circa il 30% per gli HC e del 40% per il CO. Anche se le emissioni restano più alte rispetto al caso con il combustibile di riferimento, l'effetto della ottimizzazione della calibrazione è comunque marcato. Pertanto è possibile affermare che l'obiettivo primario della terza fase dell'attività svolta è stato raggiunto.

Riguardo gli NO_x ed il PM, entrambi aumentano a valle della ricalibrazione, vedi Figura II.21; tuttavia nonostante l'incremento, i valori misurati si mantengono inferiori a quelli relativi al combustibile di riferimento, pertanto i vantaggi derivanti dall'impiego della miscela a base di bio-etanolo si conservano.

In ultimo con la nuova calibrazione si è anche ottenuto un lieve miglioramento dei consumi ed una apprezzabile riduzione della rumorosità; ciò è dovuto ad un generale miglioramento dell'efficienza e della regolarità del processo di combustione. Questo risultato, sebbene non costituisca a priori uno degli obiettivi della definizione di una calibrazione dedicata per la miscela E20B10, rappresenta certamente un positivo effetto collaterale del processo di ottimizzazione dei parametri di iniezione.

Analogamente a quanto fatto nel paragrafo II.1 anche qui si riporta un'analisi complessiva relativa alla valutazione delle emissioni stimate sul ciclo NEDC. Lo scopo è di mostrare nel complesso i benefici offerti dalla calibrazione ottimizzata che è stata definita per la miscela E20B10. Pertanto, nei diagrammi di Figura II.23 e Figura II.24 sono rispettivamente riportati: i valori di HC e CO; e di NO_x e PM.

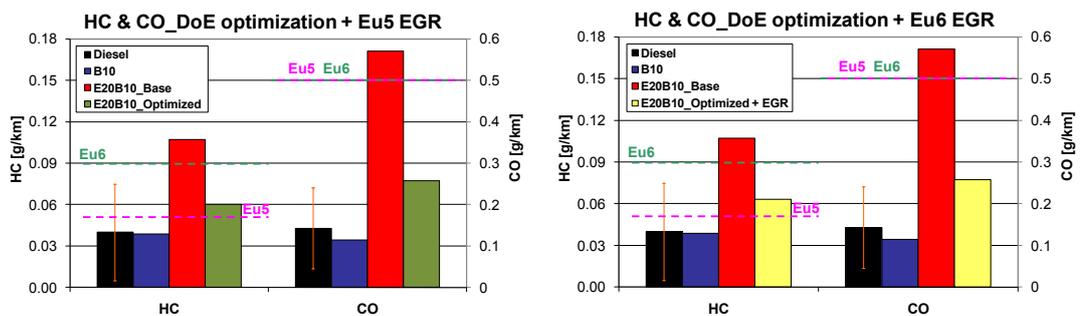


Figura II.23: Valori stimati per HC e CO su NEDC a valle del sistema di post-trattamento (valori tailpipe). Per diesel convenzionale, B10, E20B10 ed E20B10 ottimizzando solo la strategia di iniezione (sinistra) ed ottimizzando strategia di iniezione ed EGR (destra).

Nel diagramma di sinistra di Figura II.23, sono riportati in rosso i valori ottenuti per la miscela a base di bio-etanolo prima dell'ottimizzazione dei parametri dell'iniezione, mentre in verde quelli misurati con la calibrazione ottimizzata. Si può subito notare il radicale miglioramento delle emissioni di incombusti; in particolare i valori, che originariamente erano oltre i limiti previsti per l'omologazione Eu5 del motore sia in termini di HC che di CO, ora vi rientrano largamente per quanto riguarda l'anidride carbonica e risultano prossimi al limite per gli HC.

Al contempo nella metà di destra di Figura II.23 sono riportati in giallo i valori ottenuti combinando i risultati dall'attività DoE per i punti a basso carico e quelli discussi in precedenza, paragrafo II.1, sullo sweep di EGR per i punti a carico medio/alto. Come si può notare i risultati sono praticamente equivalenti e ciò è dovuto al fatto che l'incremento del tasso di EGR produce una crescita solo delle emissioni engine-out di incombusti, che sono efficientemente ossidati dal DOC date le elevate temperature dei gas di scarico.

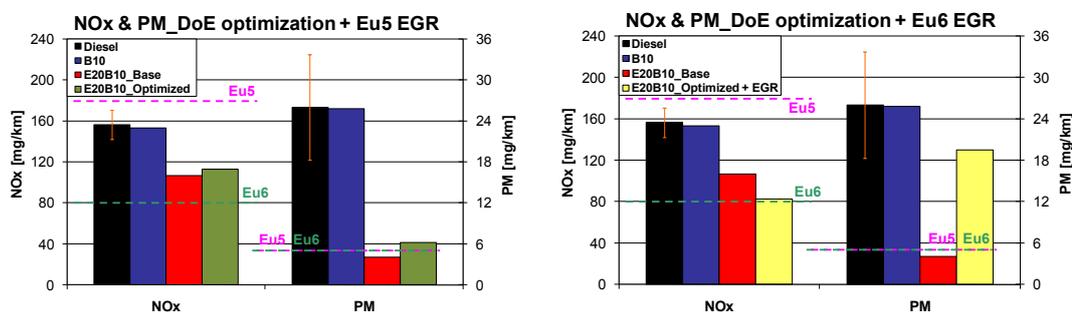


Figura II.24: Valori stimati per NO_x e particolato carbonioso su NEDC a monte del sistema di post-trattamento dei gas di scarico (engine-out). Per diesel convenzionale, B10, E20B10 ed E20B10 ottimizzando solo la strategia di iniezione (sinistra) ed ottimizzando strategia di iniezione ed EGR (destra).

La Figura II.24 mostra gli effetti della ricalibrazione sulle emissioni di NO_x e fumo: dal diagramma di sinistra si può sostanzialmente osservare come anche con i nuovi parametri di iniezione il miglioramento del trade-off NO_x -Soot si mantenga. Come accennato precedentemente, per applicazioni alternative a quelle automobilistiche (ad esempio le normative per motori off-road EU Stage III/IV regulation, US EPA Tier 4 rule e Japanese 2011/13 regulation) è pensabile rispettare i relativi limiti sulla fumosità allo scarico senza l'impiego di DPF. Tale risultato è importante poiché mostra come l'ottimizzazione della strategia di iniezione conduca al risultato sugli HC e CO senza sacrificare i peculiari vantaggi su NO_x e PM associati all'impiego del bio-etanolo.

Il diagramma di destra di Figura II.24 mostra come sia sempre possibile “sacrificare” parte dei vantaggi sul fumo per migliorare ulteriormente le

emissioni di NO_x , andando ad incrementare l'EGR oltre i valori previsti per la mappatura Euro 5. Le barre gialle mostrano in che modo è possibile impiegare con successo la miscela E20B10 in un motore sviluppato per rispettare l'omologazione Euro 5 e persino approssicare l'obiettivo di una omologazione Euro 6 senza l'impiego di costosa componentistica aggiuntiva. Quanto mostrato in questo paragrafo dà prova degli ampi margini di miglioramento delle prestazioni ed emissioni di un motore ad accensione per compressione nel caso sia alimentato con una miscela di bio-etanolo e gasolio, agendo sulla calibrazione motore. Come visto, tali benefici vanno al di là di quelli ottenibili immediatamente grazie alle proprietà chimico/fisiche del bio-etanolo e possono essere conseguiti grazie ad una limitata ricalibrazione della centralina anche coinvolgendo solo pochi parametri. Inoltre i positivi risultati che si sono ottenuti, uniti alla relativa semplicità dei passaggi seguiti, dimostrano come la metodologia utilizzata prendendo spunto dalle tecniche del DoE e dall'analisi di Pareto-ANOVA costituiscono un valido strumento di supporto all'attività di ricerca; infatti questa è la ragione del perché sempre più spesso strumenti analoghi a quelli utilizzati siano impiegati nel campo della ricerca avanzata sui motori a combustione interna, anche dalle stesse case automobilistiche.

Conclusioni

In questa tesi sono riportati i risultati di un'attività di ricerca condotta presso l'Istituto Motori del CNR di Napoli, volta a studiare la possibilità di alimentare motori ad accensione per compressione per applicazioni automobilistiche con una miscela di gasolio e bio-etanolo.

Di seguito sono sintetizzate le principali attività svolte ed i risultati ottenuti:

- La miscela formulata al 20%_{vol} con bio-etanolo è stata testata in condizioni stazionarie su un motore Euro 5 in diverse condizioni di regime di rotazione e carico utilizzando la calibrazione di serie;
- Grazie all'impiego del bio-etanolo si è osservata una significativa riduzione delle emissioni di particolato carbonioso ed NO_x, oltre che una riduzione della rumorosità del motore;
- La tecnologia CLCC per il controllo attivo della combustione si è confermata un valido strumento nel manifestare a pieno le potenzialità di combustibili con diverse proprietà chimico/fisiche limitandone l'impatto sulle prestazioni del motore;
- Solo grazie al CLCC è possibile la riduzione di NO_x nell'area di lavoro del motore di interesse per il ciclo NEDC, inoltre la corretta erogazione di coppia e il valore massimo a pieno carico sono mantenuti nonostante il ridotto potere calorifico della miscela;

- A basso carico e al minimo, l'incremento delle emissioni di HC e CO può costituire un problema per il mantenimento dell'omologazione Euro 5, nelle stesse condizioni il peggioramento dell'efficienza di combustione penalizza i consumi;
- E' stata analizzata l'interazione tra i principali parametri dell'iniezione e le prestazioni del motore, con lo scopo di migliorare la combustione a basso carico e ridurre gli incombusti;
- E' emerso che l'incremento della Q_{pilot} e la riduzione della P_{rail} costituiscono i fattori più consistenti per ottenere il miglioramento dell'efficienza della combustione a basso carico;
- E' stato proposto un percorso per arrivare a definire una calibrazione alternativa specifica per la miscela formulata con etanolo;
- La calibrazione ottimizzata è stata testata sperimentalmente e l'obiettivo della riduzione delle emissioni di incombusti è stato effettivamente rilevato.

La ricerca svolta ha in primo luogo consolidato i principali vantaggi e punti di criticità emersi dalla consultazione di diversi lavori presenti nella letteratura scientifica, relativamente all'impatto dell'utilizzo di miscele costituite da bio-etanolo e gasolio come combustibili alternativi per motori diesel per autotrazione. In più, i risultati sono stati ottenuti considerando un vasto campo di condizioni operative ed utilizzando un motore tecnologicamente allo stato dell'arte.

Lo studio ha mostrato come l'elevato livello tecnologico raggiunto dai moderni motori diesel sia tale da non poter più considerare l'interazione combustibile-motore avulsa da quella tra combustione e sistema di controllo motore; soprattutto quando il motore è alimentato con combustibili dalle proprietà molto diverse rispetto al gasolio minerale.

Inoltre è stato fatto vedere come è possibile utilizzare le tecniche del DoE e dell'analisi di Pareto-ANOVA per definire un metodo rigoroso ed efficiente per individuare una calibrazione specifica per la miscela alternativa che è stata testata. Si è visto che agendo anche solo su pochi parametri di calibrazione, è possibile migliorare di molto le prestazioni della miscela formulata con bio-etanolo; è fattibile conservare l'omologazione Euro 5 fino anche approssciare l'obiettivo di una omologazione Euro 6 senza l'impiego di costosa componentistica aggiuntiva.

In definitiva la ricerca svolta rappresenta un ulteriore passo in avanti circa l'utilizzo del bio-etanolo in motori ad accensione per compressione; e più in generale un contributo per lo sviluppo del cosiddetto flex-fuel-engine, ovvero di un motore innovativo capace di funzionare con combustibili e biocombustibili di natura diversa e di sfruttarne al meglio le loro proprietà.

Ringraziamenti

Un sentito ringraziamento va al professore Mariano Migliaccio, per la sua sempre puntuale disponibilità per chiarimenti, suggerimenti, nuove idee e approfondimenti di temi ingegneristici; oltre che per la sua stima dimostratami negli anni.

Ringrazio l'ingegnere Carlo Beatrice per i suoi preziosi insegnamenti, per la sua propositiva guida e per la possibilità di aver lavorato con lui; ringrazio poi tutti i componenti del suo gruppo di ricerca con i quali ho avuto il piacere di collaborare. Tra i tanti: una particolare gratitudine a Roberto Maniscalco, oltre che per le sue qualità umane, per le lezioni di tecnica meccanica e per le ore trascorse in officina; e un ringraziamento all'ingegnere Chiara Guido per il suo aiuto e il suo punto di vista nelle tante ore di lavoro condivise.

Un grazie agli amici e colleghi Alessio e Mauro; e un grazie particolare all'amico ingegnere Salvatore.

Ringrazio inoltre Carlo e Gabriele di Blasio per le nostre istruttive ed illuminanti chiacchierate di ingegneria, spesso tenute all'imbrunire.

Infine ringrazio tutta la mia famiglia e i miei amici; ma un grazie speciale va al mio fratello "scenziato", e certamente alla mia cara mamma per tutto il bene che sempre mi dimostra.

Abbreviazioni

A/F _{st}	Stoichiometric Air to fuel ratio
APP	Accelerator Pedal Position
B10	Miscela: 90% _{vol} di diesel e 10% _{vol} di FAME
BMEP	Brake Mean Effective Pressure
BSFC	Brake Specific Fuel Consumption
BTDC	Before Top Dead Center
CC-CDPF	Closed-couple Catalyzed Diesel Particulate Filter
CLCC	Closed Loop Combustion Control
CLD	Chemiluminescence Detector
CO	Carbon monoxide
CR	Contribution Ratio
DOC	Diesel Oxidation Catalyst
DoE	Design of Experiment
DPF	Diesel Particulate Filter
E20B10	Miscela: 70% _{vol} di diesel 20% _{vol} di bio-etanolo, 10% _{vol} di FAME
EC	injector's Energizing Current
ECU	Electronic Control Unit
EGR	Exhaust Gas Recirculation
FAME	Fatty Acid Methyl Esters
FCE	Fuel Conversion Efficiency
FID	Flame Ionization Detector
FSN	Filter Smoke Number

HC	Total unburned hydrocarbon
H.R.	Heat release
IMEP	Indicated Mean Effective Pressure
λ	Lambda – Relative Air to fuel ratio
LHV	Lower Heating Value
MBF50	fifty percent of Mass Burned Fraction
NEDC	New European Driving Cycle
NO _x	Nitrogen oxides emissions
PM	Particulate Matter
RME	Rapeseed Methyl Ester
R.o.H.R	Rate of Heat Release
rpm	revolution per minute
TDC	Top Dead Center
VGT	Variable Geometry Turbine

Bibliografia

- [1] JRC technical report, EU renewable energy targets in 2020: Analysis of scenarios for transport. Report EUR24770 EN – 2011. http://ies.jrc.ec.europa.eu/uploads/jec/JECBiofuels%20Report_2011_PRINT.pdf.
- [2] Directive 2009/28/EC of the European Parliament and of the Council. www.energy.eu/directives/pro-re.pdf [23.04.09].
- [3] Rakopoulos DC, Rakopoulos CD, Papagiannakis RG, Kyritsis DC. Combustion heat release analysis of ethanol or n-butanol diesel fuel blends in heavy-duty DI diesel engine. *Fuel* 2011;90:1855-1867.
- [4] Hansen A. C., Zhang Q., Lyne P.W.L. Ethanol-diesel fuel blends – a review. *Bioresource Technology* 96 (2005) 277–285.
- [5] Komninos NP, Rakopoulos CD. Numerical investigation into the formation of CO and oxygenated and non oxygenated hydrocarbon emissions from isooctane- and ethanol-fueled HCCI engines. *Energy Fuels* 2010;24:1655-67.
- [6] Lapuerta M, Armas O, Herreros JM. Emissions from a diesel-bioethanol blend in an automotive diesel engine. *Fuel* 2008;87:25-31.
- [7] Ahmed I. Oxygenated diesel: emissions and performance characteristics of ethanol-diesel blends in CI engines. SAE 2001-01-2475.
- [8] He B, Shuai S, Wang J, He H. The effect of ethanol blended diesel fuels on emissions from a diesel engine. *Atmospheric Environment* 2003;37:4965-4971
- [9] Li D, Zhen H, Xingcai L, Wu-gao Z, Jian-guang Y. Physico-chemical properties of ethanol-diesel blend fuel and its effect on performance and emissions of diesel engines. *Renewable Energy* 2005;30:967-976.
- [10] McCormick R. L., Parish R. Technical Barriers to the Use of Ethanol in Diesel Fuel. Milestone report of Advanced Petroleum Based Fuels Program and Renewable Diesel Program, (2001) Report NREL/MP-540-32674.
- [11] Noguchi N, Terao H, Sakata C. Performance improvement by control of flow rates and diesel injection timing on dual-fuel engine with ethanol. *Bioresource Technology* 1996; 56: 35-39.

- [12] Kwanchareon P, Luengnaruemitchai A, Jai-In S. Solubility of a diesel-biodiesel-ethanol blend, its fuel properties, and its emission characteristics from diesel engine. *Fuel* 2007;86:1053-1061.
- [13] Lapuerta M, Armas O, Garcia-Contreras R. Stability of diesel-bioethanol blends for use in diesel engines. *Fuel* 2007;86:1351-135.
- [14] Fernando S, Hanna M. Development of a Novel Biofuel Blend Using Ethanol-Biodiesel-Diesel Microemulsions: EB-Diesel. *Energy & Fuels* 2004;18:1695-1703.
- [15] Chen H, Shuai S, Wang J. Study on combustion characteristics and PM emission of diesel engines using ester-ethanol-diesel blended fuels. *Proceedings of the Combustion Institute* 2007;31:2981-2989.
- [16] European Union DIRECTIVE 2009/30/EC - amendment to Directive 98/70/EC on environmental quality standards for fuel (Fuel Quality Directive).
- [17] Napolitano P. Analisi dell'interazione tra qualità del combustibile e motori diesel avanzati con controllo in "closed-loop" del ciclo di pressione. Tesi di Laurea in Ingegneria Meccanica, a.a. 2008/2009.
- [18] Bertoli C, Migliaccio M; *Il motore diesel veloce per la trazione stradale*; Rocco Curto Editore, 1989.
- [19] Waller T. Correlation Between Speciated Hydrocarbon Emissions and Flame Ionization Detector Response for Gasoline/Alcohol Blends. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol.133/082801-1 (2011). doi: 10.1115/1.4002893.
- [20] AVL application note AT1007E, Rev. 02, 2005. <https://www.avl.com/>
- [21] <https://www.avl.com/smoke-meter>
- [22] Beatrice C, Di Iorio S, Guido C, Napolitano P, "The Key Role of the Electronic Control Technology in the Exploitation of the Alternative Renewable Fuels for Future Green, Efficient and Clean Diesel Engines", *Biodiesel- Quality, Emissions and By-Products*; ISBN:978-953-307-784-0; In *Tech*. Available from: <http://www.intechopen.com/articles/show/title/the-key-role-of-the-electronic-control-technology-in-the-exploitation-of-the-alternative-renewable-f>. pp 235-254.
- [23] Mueller C, Ras Robotti B; Wesslau M, Drangel H, Agricola U, Catanese A & Manta E; (2009). Opel's new 2.0L BiTurbo Diesel engine with highly innovative CleanTech combustion concept; *MTZ Worldwide*, Vol. 12.
- [24] Guido, C., Beatrice, C., Di Iorio, S., Napolitano, P., Di Blasio, G., Vassallo, A., Ciaravino, C., "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.
- [25] Guido C, Beatrice C, Napolitano P, Di Iorio S, Del Giacomo N. Assessment of biodiesel blending detection capability of the on-board diagnostic of the last generation automotive diesel engines. *Fuel* 90(2011) 2039-2044.
- [26] Beatrice C, Guido C, Napolitano P. Implementation of the Closed-Loop Combustion Control Methodology in Modern Automotive Diesel Engines for Low-End Torque Increment Burning Biodiesel. *Energy & Fuels* Manuscript 2012; doi:10.1021/ef201325u.
- [27] <http://www.beru.com/bw/products/diesel-cold-start-technology/pressure-sensor-glow-plug-psg>.
- [28] Park S. H., “Robust Design and Analysis for Quality Engineering”, Chapman & Hall, London, 1996.
- [29] Unal R., Dean E.B., “Taguchi approach to design optimization for quality and cost: an overview”, Proceedings of the International Society of Parametric Analyst 13th Annual, May 21–24, 1991.
- [30] Senthil Kumar M, Kerihuel A, Bellettre J, Tazerout M. Ethanol animal fat emulsions as a diesel engine fuel – Part 2: Engine test analysis. *Fuel* 2006;85:2646-2652.
- [31] Zhu L, Cheung CS, Zhang WG, Huang Z. Combustion, performance and emission characteristics of a DI diesel engine fueled with ethanol-biodiesel blends. *Fuel* 2011;90:1743–1750.
- [32] Lei J, Bi Y, Shen L. Performance and emission characteristics of Diesel Engine fueled with Ethanol-Diesel Blends in different altitude regions. *Journal of Biomedicine and Biotechnology* 2011;417421.
- [33] Beatrice C, Bertoli C, Del Giacomo N, Guido C, Migliaccio M.na. In cylinder soot evolution analysis in a transparent research DI Diesel engine fed by oxygenated fuels. SAE 2002-01-2851.
- [34] Beatrice C, Di Iorio S, Guido C, Mancaruso E, Vaglieco B M & Vassallo A. (2009). Alternative Diesel Fuels Effects on Combustion and Emissions of an Euro4 Automotive Diesel Engine, SAE Tech. paper 2009-24-0088.
- [35] Beatrice C, Guido C, Di Iorio S, Napolitano P, Del Giacomo N. Impact of RME and GTL Fuel on Combustion and Emissions of a “Torque-Controlled” Diesel Automotive Engines. *SAE Int. J. Fuels Lubr.* 3(2):118-134, 2010, doi:10.4271/2010-01-1477.

- [36] Park SH, Youn IM, Lee CS. Influence of ethanol blends on the combustion performance and exhaust emission characteristics of a four-cylinder diesel engine at various engine loads and injection timings. *Fuel* 2011;90:748-755.
- [37] Arrigoni S, Avolio G, Loudjertli L, Renella A, Vassallo A. Development of an integrated methodology for the design and optimization of charging and EGR circuits in modern diesel engines based on 1D-CFD engine modelling. *Engine Process Simulation and Turbocharging, 3rd Conference; (Berlin) May 2011*. Expert-Verlag GmbH Editor. ISBN-10:3816930735.
- [38] <http://www.dieselnet.com/standards/eu/ld.php>

Heywood J.B., *Internal Combustion Engine Fundamentals*, Publisher: McGraw-Hill Higher Education (1 July 1989), ISBN-10: 0071004998

Satgé de Caroa P, Mouloungia Z, Vaitilingomb G, Bergec JCh. Interest of combining an additive with diesel-ethanol blends for use in diesel engines. *Fuel* 2001;80:565-574.

Rakopoulos DC, Rakopoulos CD, Kakaras EC, Giakoumis EG. Effects of ethanol-diesel fuel blends on the performance and exhaust emissions of heavy duty DI diesel engine. *Energy Conversion and Management* 2008;49:3155-3162.

Huang J, Wanga Y, Li S, Roskilly AP, Yu H, Li H. Experimental investigation on the performance and emissions of a diesel engine fuelled with ethanol-diesel blends. *Applied Thermal Engineering* 2009; 29:2484-2490.

Naik S.N., Goud V. V., Rout P. K., Dalai A. K. Production of first and second generation biofuels: A comprehensive review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 14 2010 578–597.

Cheenkachorn K., Fungtammasan B. An Investigation of Diesel-Ethanol-Biodiesel Blends for Diesel Engine: Part1. Emulsion Stability and Fuel Properties. *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, 2010 32:7, 637-644.

Torres-Jimenez E, Svoljšak Jerman M, Gregorc A, Lisec I, Dorado MP, Kegl B. Physical and chemical properties of ethanol-diesel fuel blends. *Fuel* 2011;90:795-802.

Magand S., Pidol L., Chaudoye F., Sinoquet D., Wahl F., Castagne M., Lecointe B. Use of Ethanol/Diesel Blend and Advanced Calibration Methods to Satisfy Euro 5 Emission Standards without DPF. *Oil & Gas Science and Technology – Rev. IFP Energies nouvelles*, Vol. 66 2011, No. 5, pp. 855-875.