

**UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI GENOVA**

**SCUOLA POLITECNICA**

**DIME**

**Dipartimento di Ingegneria Meccanica, Energetica,  
Gestionale e dei Trasporti**



**TESI DI LAUREA**

**IN**

**INGEGNERIA MECCANICA: ENERGIA ED AERONAUTICA**

**Analisi sperimentale di rendimento, emissioni e  
parametri di combustione di un motore diesel  
automobilistico alimentato con miscele ad alto  
contenuto di biocombustibile**

**Relatore:**

Chiar.<sup>mo</sup> Prof. Ing. Giorgio Zamboni

**Allievo:**

Carolina Marie Ricciardi

Ottobre 2020

**UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI GENOVA**

**SCUOLA POLITECNICA**

**DIME**

**Dipartimento di Ingegneria Meccanica, Energetica,  
Gestionale e dei Trasporti**



**TESI DI LAUREA MAGISTRALE**

**IN**

**INGEGNERIA MECCANICA: ENERGIA E AERONAUTICA**

**Analisi sperimentale di rendimento, emissioni e parametri di  
combustione di un motore diesel automobilistico alimentato  
con miscele ad alto contenuto di biocombustibile**

**Relatore:**

Chiar.<sup>mo</sup> Prof. Ing. Giorgio Zamboni

**Allievo:**

Carolina Marie Ricciardi

Ottobre 2020

# **Analisi sperimentale di rendimento, emissioni e parametri di combustione di un motore diesel automobilistico alimentato con miscele ad alto contenuto di biocombustibile**

## **Sommario**

La sperimentazione condotta all'interno dei laboratori del DIME (Dipartimento di Ingegneria Meccanica, Energetica, Gestionale e dei Trasporti), e qui riportata, è stata incentrata sullo studio e l'utilizzo di combustibili rinnovabili all'interno di un propulsore Diesel (FIAT M745 1248 JTD Multijet II, Euro 5). In particolare, si è cercato di comprendere quali siano le possibilità offerte da questa tipologia di combustibile sia in termini di prestazioni che di emissioni inquinanti.

Lo studio ha riguardato un'ampia campagna di prove condotte testando due diversi gasoli additivati con percentuali via via crescenti di FAME (20%, 40% e 55-60%) ottenuto dalla transesterificazione di oli alimentari esausti. Inoltre, per una visione a tutto tondo, le prove sono state condotte al variare di 3 condizioni operative caratterizzate da valori crescenti di carico e velocità di rotazione del motore, quindi correlate a differenti modalità di guida.

I risultati osservati hanno riguardato, come specificato nel titolo, il consumo di combustibile, il rendimento globale, le emissioni ed i principali parametri che interessano la combustione, evidenziando in particolare che il contenuto di biocombustibile del 40% consente di ottimizzare il rendimento e le emissioni di NO<sub>x</sub>.

# **Experimental analysis of efficiency, emissions and combustion parameters of an automotive diesel engine fueled with high biofuel content mixtures.**

## **Abstract**

The experimental activity made within the DIME (Department of Mechanical, Energy, Management and Transport Engineering) laboratory of internal combustion engines and presented in this report was focused on the study and use of renewable fuels in an automotive diesel engine (FIAT M745 1248 JTD Multijet II, Euro 5). In particular, we tried to understand the possibilities offered by this type of fuel both in terms of efficiency increase and pollutant emissions reduction.

The campaign was developed by testing two different diesel fuels with gradually increasing percentage of FAME (20%, 40% e 55-60%), obtained by the transesterification of used cooking oils.

For an all-round view, the tests were conducted under 3 different part load operating conditions characterized by increasing values of load and engine rotational speed in a way to simulate different driving conditions.

The observed results concerned brake specific fuel consumption, brake thermal efficiency and emissions and some combustion parameters, as specified in the title. Results highlighted the possibility to optimize efficiency and NO<sub>x</sub> emissions given by mixing diesel fuel with 40% of renewable fuel.

## Ringraziamenti (facoltativo)

“Non è abbastanza fare dei passi che un giorno ci condurranno alla meta, ogni passo deve essere lui stesso una meta, nello stesso momento in cui ci porta avanti” (Goethe).

Prima di scrivere questa parte ho riletto quanto avevo scritto la scorsa volta. Leggendo ho capito come mai prima quanto i cambiamenti ci travolgano durante il corso della nostra vita e quanto ogni volta ci troviamo impreparati.

Per primo vorrei ringraziare il Professor Giorgio Zamboni. L'aiuto, la presenza e soprattutto la pazienza sono stati per me fondamentali.

Poi vorrei ringraziare Mamma e Papà. Non sono abituati ad essere chiamati così perché per me sono Dodone, Bubu, sono i nonni Pupu... ma in realtà sono tutto. Tutto quello che sono e che vorrei diventare. Hanno reso possibile questo lungo percorso, hanno creduto in me quando io non lo facevo e mi hanno dato la forza in momenti in cui neanche loro la avevano. Vorrei dirvi che sono contenta di ogni momento passato con voi, perché siamo diventati quello che siamo. Vorrei dirvi che siete stati dei figli fantastici per i vostri genitori e dei genitori speciali con me. Ma vi dirò solo quello che non riesco mai a dire: Vi amo immensamente. Spero che siate orgogliosi di me.

Vorrei ringraziare Fabio. Fabio sei tutto. Quando ci siamo conosciuti era uno dei momenti più brutti della mia vita, sei rimasto e ti sei preso tutto il pacchetto. Sempre insieme abbiamo affrontato ogni situazione. Le situazioni belle che ci hanno fatto stare bene e quelle brutte che ci hanno fortificato e ci hanno fatto apprezzare di più le prime. Siamo cresciuti insieme e continuiamo a farlo. Vorrei girare il mondo con te, ma in realtà se ci sei mi basta andare a fare la spesa...perché da quando ci sei tu io la vita senza di te neanche me la ricordo.

Ad Agostino. Ci conosciamo da quasi tutta la vita. Quando penso a te mi vengono in mente centomila ricordi tra cui il momento in cui sei andato in America: quanto ho pianto. Credo che sia stato il momento in cui ho capito quanto profondamente ti volessi bene. Ora che sei tornato voglio solo dirti che non voglio più smettere i nostri discorsi pucciati nel caffelatte (soprattutto latte).

A Letizia. Sei l'esempio di come l'amicizia vera resiste, anche se c'è il buono ed il cattivo tempo. Probabilmente, indipendentemente dalle circostanze, saremo amiche fino a quando saremo talmente vecchie da non ricordarcelo più...e allora faremo di nuovo amicizia.

A Luca e Sebastian, i miei Pingu. Non c'è giorno che non ci mandiamo almeno un messaggio, per quanto ridicolo. Ogni situazione che ho vissuto, piccola o grande, bella o brutta, voi eravate con me. Spero che qualsiasi cosa accada, saremo sempre ad una finestra di distanza.

A Fabio e Davide. Ho condiviso ogni giorno della Magistrale con voi. Abbiamo condiviso le gioie, le attese, le ansie e le arrabbature. Abbiamo condiviso non solo lo studio ma un pezzo di vita che mi ricorderò per sempre. Senza che lo sapeste mi avete fatto sorridere in momenti in cui ne avevo bisogno. Siete stati più che due compagni meravigliosi: due Amici.

A D. N. F. e P. siete sempre nel mio cuore. So che avete sempre fatto il tifo per me, anche quando non siete più riusciti a dirmelo. Avrei voluto condividere questo momento con voi. Mi dispiace non essere riuscita a mostravi di avercela fatta... spero che ovunque voi siate possiate essere orgogliosi di me.

Se mi chiedessero qual è la cosa che desidero di più adesso direi che è il rumore della vostra voce che mi chiama.

A tutti Voi Grazie. Perché quello che sono e le scelte che ho fatto le devo a tutti voi.

# Indice

CAPITOLO 1 Introduzione .....	1
CAPITOLO 2 Impatto ambientale dei motori Diesel .....	3
2.1 Generalità dei motori a combustione interna ad accensione per compressione. ....	3
2.1.1 Lo stato dell'arte dei MCI Diesel .....	4
2.1.2 Le strategie di iniezione .....	5
2.2 Emissioni inquinanti MCI.....	6
2.2.1 Monossido di Carbonio CO .....	7
2.2.2 Idrocarburi Incombusti (HC) .....	7
2.2.3 Anidride Carbonica.....	8
2.2.4 Gli Ossidi di Azoto (NO <sub>x</sub> ).....	8
2.2.5 Il Particolato.....	9
2.3 Impatto Ambientale dei Motori a combustione interna Diesel.....	10
2.4 Soluzioni per ridurre le emissioni nei MCI Diesel .....	13
2.4.1 Sistemi per il contenimento delle emissioni di NO <sub>x</sub> .....	13
2.4.1.1 Il ricircolo dei gas di scarico EGR.....	13
2.4.1.2 I catalizzatori DeNO <sub>x</sub> .....	15
2.4.2 Sistemi per il contenimento delle emissioni di Particolato.....	15
2.4.2.1 La rigenerazione .....	17
2.4.3 I Biocombustibili .....	18
2.5 Normative sulle emissioni .....	18
2.5.1 Accordi sul clima e gli obiettivi per il 2030 .....	20
CAPITOLO 3 Biocombustibili.....	22
3.1 Cosa si intende per Biocombustibile .....	22
3.2 L'evoluzione dei biocombustibili. ....	23
3.2.1 Prima Generazione e Seconda Generazione .....	23
3.2.2 Terza Generazione .....	24
3.3 Il Biodiesel.....	24
3.3.1 Produrre il biodiesel.....	25
3.3.2 Caratteristiche chimico-fisiche e parametri di interesse dei Biodiesel .....	26
3.3.3 La transesterificazione .....	28
3.3.4 Vantaggi e Svantaggi legati all'utilizzo del Biodiesel.....	29
3.3.5 Lo scenario italiano.....	30
CAPITOLO 4 Apparecchiature di prova e sistema di misura .....	31
4.1 La cella di prova .....	31
4.2 La sala comandi .....	32
4.3 Strumentazione di misura .....	34
4.3.1 Misura di spostamento lineare .....	35
4.3.2 Misura del consumo di combustibile .....	36
4.3.3 Analisi dei gas di scarico .....	37
4.3.4 Misura della fumosità allo scarico: il fumosimetro. ....	37
4.4 Acquisizione dei dati .....	39
4.4.1 L'acquisitore Agilent 34980A.....	39
4.5 La centralina ed il software INCA .....	40

CAPITOLO 5.....	43
Caratteristiche delle prove ed analisi dei dati acquisiti.....	43
5.1 Il Propulsore.....	43
5.2 Condizioni operative di svolgimento delle prove.....	44
5.2.1 Il controllo dell'EGR.....	46
5.3 Combustibili utilizzati e loro preparazione.....	47
5.3.2 Caratteristiche dei Combustibili.....	51
5.4 Raccolta dei dati.....	52
5.5 I diagrammi indicati di pressione.....	55
5.4.1 Procedura di Acquisizione ed Elaborazione.....	55
5.6 Il Rilascio di Calore.....	58
5.6.1 Elaborazione dei Parametri di Combustione.....	59
CAPITOLO 6.....	64
Analisi dei risultati.....	64
6.1 Rendimento Globale e Consumo specifico di combustibile.....	64
6.2 Emissioni Specifiche.....	67
6.2.1 Rapporto aria-combustibile $\alpha$ .....	68
6.2.2 Frazione di EGR.....	69
6.2.3 Emissioni specifiche di NO <sub>x</sub> .....	70
6.2.4 Emissioni specifiche di Soot.....	72
6.3 Pressione massima all'interno del cilindro.....	73
6.3.1 Coefficiente di variazione della pressione massima.....	75
6.4 Diagrammi indicati di pressione.....	76
6.4.1 Diagrammi indicati della derivata della pressione.....	79
6.5 Rilascio di calore.....	81
6.6 Parametri di combustione.....	84
6.6.1 Durata della combustione.....	84
6.6.2 HR Premix.....	85
6.6.3 ROHR max.....	86
6.6.4 Rumorosità della combustione.....	87
CAPITOLO 7.....	90
Conclusioni.....	90
Bibliografia.....	91

# CAPITOLO 1

## Introduzione

L'inquinamento e la sostenibilità sono, al giorno d'oggi, due fattori che influenzano la ricerca e lo sviluppo in quasi tutti gli ambiti scientifici. Il mondo dei propulsori, ed in particolare quello dei veicoli terrestri, non è esente.

I trasporti stradali, in particolare, vedono delinarsi normative sempre più severe, al fine di limitare le emissioni inquinanti prodotte dai relativi impianti motori. Nel mondo delle automobili il compromesso tra elevate prestazioni, bassi consumi di combustibile e ridotte emissioni inquinanti rappresenta la chiave di volta degli studi in materia.

Negli ultimi anni, lo scenario riguardante l'esaurimento delle risorse petrolifere ed il dato riguardante l'elevato livello di inquinamento atmosferico hanno fatto sì che si sviluppasse da un lato studi sulla ricerca del minore consumo di combustibile e di metodi per abbattere le emissioni allo scarico, ed in secondo luogo sulla ricerca di combustibili alternativi, non più legati, cioè, alle risorse presenti nel sottosuolo.

Il settore dei motori Diesel, analizzato nel merito della presente trattazione, ha subito un'evoluzione nel corso degli anni di notevole interesse. Dalla sua introduzione questa tipologia di propulsore ha avuto, infatti, una rapida evoluzione: a partire dall'introduzione dell'iniezione diretta, passando attraverso i benefici dati dal controllo elettronico e dalla sovralimentazione, sino ad arrivare ai sistemi per l'abbattimento delle emissioni come i circuiti di ricircolo dei gas di scarico (EGR). Nonostante i consistenti progressi fin qui presentati, è ancora di forte interesse la ricerca su questo tipo di propulsore, a causa delle sempre più stringenti normative sulle emissioni e della progressiva perdita di popolarità di questo tipo di propulsore con riferimento al suo impatto ambientale.

Entrando nel merito del seguente elaborato, l'attenzione è stata posta principalmente sull'utilizzo di fonti alternative al petrolio testate in laboratorio utilizzando un motore a combustione interna Diesel in dotazione presso il Dipartimento di Ingegneria Meccanica, Energetica, Gestionale e dei Trasporti (DIME) dell'Università di Genova. Sono stati analizzati diversi aspetti legati alla combustione, al consumo e alle emissioni inquinanti in seguito all'utilizzo di biocombustibili.

Nel dettaglio sono stati effettuati dei test al banco prova su un motore FIAT M745 1248 JTD Multijet II ad iniezione diretta di combustibile, omologato secondo la normativa Euro 5 ed equipaggiato con un circuito EGR di alta pressione presente di serie sul propulsore.

I combustibili utilizzati sono stati due tipologie di gasolio disponibili in commercio (che successivamente verranno indicati come Gasolio 1 e Gasolio 2) e del biocombustibile ottenuto tramite la raccolta e trasformazione di oli alimentari esausti. L'utilizzo del biocombustibile così com'è all'interno di un motore non progettato per la combustione dello stesso non è possibile; pertanto, sono state utilizzate miscele dei gasoli commerciali con il combustibile rinnovabile, aggiunto in diverse percentuali, variabili tra il 20 ed il 60% in volume. Per la composizione delle stesse si rimanda al capitolo 5 in cui si tratta diffusamente della loro realizzazione.

Ciò che si vuole ottenere tramite il confronto tra queste tipologie di carburanti è la comprensione dell'influenza del contenuto di componente rinnovabile sulle emissioni inquinanti e sul rendimento globale del motore. A tale scopo, la disponibilità di un sistema

di controllo del motore di tipo aperto ha consentito da un lato di mantenere costanti alcuni parametri (in particolare quelli di iniezione ed il gradiente di pressione tra aspirazione e scarico del motore) che influenzano rendimento ed emissioni, dall'altro di svolgere le misure con sistema EGR attivato e disattivato. L'analisi sviluppata, non essendo stata condotta per tempi lunghi, come possono essere quelli dell'utilizzo effettivo del motore di un'auto, non ha ovviamente permesso di fare considerazioni riguardo il deterioramento dei componenti del propulsore come i cilindri e gli iniettori (per citare gli organi più direttamente coinvolti nel processo di combustione).

Un ulteriore passo nella trattazione è stato quello di voler realizzare i diagrammi indicati di pressione in forma aperta rappresentativi dei vari cicli di funzionamento nelle varie condizioni operative. Questa analisi si è in particolar modo concentrata sull'andamento della pressione interna al cilindro e della sua derivata nell'intervallo di angolo di manovella interessato dai processi di combustione.

Lo studio è poi ulteriormente integrato tramite l'analisi delle curve di rilascio di calore, ricavate dai diagrammi indicati, e dei parametri di combustione che possono essere calcolati a partire dalla conoscenza delle tre tipologie di curve (diagramma di pressione, sua derivata e rilascio di calore). L'esteso database sperimentale, così definito, consentirà di approfondire l'influenza dell'utilizzo di biocombustibile sul comportamento del motore e sullo sviluppo del processo di combustione.

## CAPITOLO 2

### Impatto ambientale dei motori Diesel

#### 2.1 Generalità dei motori a combustione interna ad accensione per compressione.

In un motore Diesel la combustione avviene tipicamente attraverso un processo di tipo diffusivo in cui la fase di miscelazione combustibile-comburente ha inizio nel momento in cui il combustibile viene iniettato nella camera di combustione. All'interno della camera di combustione si verificano gradienti spaziali del rapporto aria-combustibile  $\alpha^1$  molto forti, correlati principalmente alle caratteristiche dello spray di iniezione.

Il combustibile, infatti, è introdotto sotto forma di gocce e ciò influisce in maniera determinante sulla tipologia delle reazioni di pre-combustione che si verificano: sulla superficie della goccia si avranno reazioni di preossidazione mentre all'interno l'assenza di ossigeno favorirà le reazioni di pirolisi<sup>2</sup>. Ciò significa che il valore medio di  $\alpha$  ha il solo significato di rapporto fra la portata di aria e quella di combustibile entranti nel cilindro, ma non ha una diretta correlazione con i valori locali della qualità della miscela che si forma nella camera di combustione.

La combustione in un MCI Diesel si sviluppa per nuclei di fiamma, che si verificano laddove lo spray di combustibile iniettato determina condizioni di dosatura favorevoli allo sviluppo delle reazioni di ossidazione. Tale struttura della combustione determina forti gradienti di temperatura da punto a punto della camera di combustione che, in certe condizioni, possono essere particolarmente elevati. Tali gradienti di  $T$  presentano grande importanza, più che dal punto di vista termodinamico, ai fini delle emissioni inquinanti.

L'iniezione del combustibile, ad alta pressione e in forma polverizzata, avviene in prossimità del p.m.s., in presenza di elevati livelli di pressione e temperatura dell'aria nel cilindro. Teoricamente l'inizio del processo di combustione dovrebbe essere simultaneo all'inizio dell'iniezione, nella realtà però, si rileva un tempo di ritardo  $\tau$  tra l'immissione delle prime gocce di combustibile ed il momento in cui si ha l'accensione. Questo ritardo risulta essere legato al tempo necessario al combustibile per la sua vaporizzazione e lo sviluppo delle reazioni di pre-combustione. L'estensione dell'intervallo di ritardo  $\tau$  è legata a numerosi parametri, tra i quali i livelli di pressione e temperatura in camera di combustione, la composizione chimica del combustibile, la pressione d'iniezione, la dimensione media delle gocce, la loro distribuzione (spray) ed il livello di turbolenza in camera di combustione.

In generale nei motori Diesel, dal momento che il combustibile viene iniettato in camera di combustione per gocce successive ed il ritardo è funzione della pressione e della temperatura, le prime gocce trovano un ambiente non molto favorevole alla combustione, con temperatura e pressione ancora relativamente basse. Come conseguenza vi sono forti

---

<sup>1</sup> Rapporto aria-combustibile  $\alpha$ : quoziente tra la portata di aria e quella di combustibile o analogamente tra le rispettive masse.

<sup>2</sup> Reazioni di pirolisi: reazioni promosse dall'energia termica irradiata dalle zone di combustione che modificano la struttura molecolare del combustibile e che avvengono in assenza di ossigeno.

ritardi di accensione  $\tau$ . Le gocce che seguono sono accolte in un ambiente dove  $p$  e  $T$  sono già state innalzate dalla combustione delle gocce precedenti e perciò più favorevole alla combustione: ne risulta un ritardo più piccolo per questa seconda porzione di combustibile iniettato, tanto da poter considerare una combustione quasi immediata per il combustibile iniettato dopo l'intervallo di ritardo.

Il grosso problema dei motori Diesel riguarda quindi la prima parte della fase d'iniezione e consiste nel fatto che, durante il tempo  $\tau$ , si accumula nella camera di combustione una certa quantità di combustibile che poi brucia tutto contemporaneamente non appena inizia la combustione delle prime gocce iniettate, determinando forti gradienti di pressione, notevoli sollecitazioni sugli organi del manovellismo ed un rumore di combustione notevole.

Di fatto quindi il motore Diesel sfrutta la detonazione come meccanismo di combustione e ciò deve essere tenuto in debito conto in fase di dimensionamento strutturale del motore stesso. [1]

### **2.1.1 Lo stato dell'arte dei MCI Diesel**

Attualmente le soluzioni utilizzate si muovono parallelamente su due fronti: da una parte si punta a ridurre il ritardo  $\tau$  effettuando un'iniezione pilota, con il compito di preparare un ambiente abbastanza caldo per il combustibile iniettato successivamente, così da ridurre il tempo di incubazione della combustione; dall'altra si cerca invece di aumentare la pressione d'iniezione del combustibile al fine di ottenere delle particelle di minori dimensioni e, in ultima analisi, più velocemente vaporizzabili.

Allo stato attuale dell'arte, quasi tutti i MCI Diesel, indipendentemente dall'applicazione, adottano un sistema di alimentazione del tipo ad iniezione diretta del combustibile in camera di combustione (DI = Direct Injection). I sistemi di iniezione sono a controllo elettronico e viene adottata sovralimentazione a gas di scarico con turbina a geometria variabile ed interrefrigerazione.

In tempi più recenti, soprattutto grazie alle potenzialità offerte dai sistemi di controllo elettronico, sono stati sviluppati dispositivi innovativi di iniezione del combustibile atti a soddisfare le specifiche esigenze dei motori automobilistici. Le due soluzioni oggi più diffuse sono il sistema con iniettore-pompa (Unit Injector) e quello con accumulatore di distribuzione ad alta pressione (Common Rail).

Il sistema Unit Injector riunisce la pompa e l'iniettore in un unico elemento. In pratica, per ogni cilindro del motore viene realizzato un proprio sistema di iniezione, la cui pompa è azionata da un'ulteriore camma dell'albero di distribuzione. Con tale sistema vengono completamente eliminate le linee di connessione tra la pompa e l'iniettore ed è possibile raggiungere valori di pressione di iniezione molto elevati (1800 bar ed oltre).

Un secondo sistema di iniezione caratterizzato da un'estrema flessibilità di gestione è basato sulla tecnologia dell'accumulatore di distribuzione del combustibile ad alta pressione (Common Rail). Da un punto di vista concettuale, il sistema Common Rail presenta evidenti analogie con i sistemi di iniezione elettronica del combustibile di tipo multi-point utilizzati nei moderni MCI ad accensione comandata. Il sistema Common Rail è stato applicato per la prima volta nel 1997 (Alfa Romeo 156 JTD) e consente un controllo elettronico flessibile della pressione di iniezione, della fasatura e della durata dell'iniezione.

La quantità di combustibile iniettata e la fasatura dell'iniezione rispetto ai processi che si sviluppano all'interno del cilindro sono controllati elettronicamente agendo sull'impulso elettrico fornito a ciascun elettroiniettore (tempo di energizzazione dell'iniettore). In tal modo, nell'ambito dello stesso ciclo di funzionamento del motore è possibile attuare più iniezioni anche di quantità estremamente modeste di combustibile (fino a 1 mm<sup>3</sup>), con un limite prestazionale legato alle caratteristiche elettriche dell'iniettore e del relativo circuito di pilotaggio. Le potenzialità del sistema di iniezione Common Rail in termini di flessibilità del processo sono evidenti. Nei sistemi di iniezione comandati da un asse a camme (pompa in linea, pompa distributrice, Unit Injector) la pressione di iniezione viene creata appositamente per ciascuna fase di iniezione e determina una certa quantità di combustibile in pressione che viene inviato all'iniettore, eventualmente con dispositivi di by-pass a controllo elettronico che consentono di variare tale quantità e gli istanti di inizio e fine dell'iniezione. Al contrario, nel sistema Common Rail le funzioni della pressurizzazione e della dosatura del combustibile sono separate ed indipendenti. La pressione di iniezione può quindi essere scelta in funzione di diverse variabili motoristiche al fine di ottimizzare i parametri operativi del motore in ogni singola condizione operativa.

### 2.1.2 Le strategie di iniezione

Uno dei principali vantaggi della tecnologia Common Rail è dato dalla possibilità di realizzare iniezioni multiple.

È così possibile, ad esempio, attuare una o più iniezioni pilota di piccolissime quantità di combustibile allo scopo di ridurre il rumore di combustione, seguite da una o più successive iniezioni principali ed eventualmente da una post-iniezione con funzione di miglioramento della operatività del sistema di post-trattamento dei gas di scarico.

Nei sistemi più evoluti è possibile modulare la portata relativa all'iniezione principale e suddividere la post-iniezione in più impulsi, per ridurre i problemi di eccessiva penetrazione dello spray con deposito di combustibile sulle pareti del cilindro.<sup>3</sup>[7]

I moderni Common Rail operano 5/7 iniezioni di carburante divise in tre precisi tempi: la pre-iniezione, l'iniezione principale e la After. Per quanto riguarda la Pre-iniezione, questa è effettuata con anticipo rispetto all'iniezione main, sebbene i valori dello stesso siano brevissimi. Avere queste due fasi ravvicinate permette di migliorare sensibilmente il consumo specifico di combustibile. Inoltre, il compito dell'iniezione pre è quello di ridurre la rumorosità dovuta al processo di detonazione caratteristico di questa tipologia di propulsori. L'iniezione Main è, appunto, la principale, ed infine vi è la After. After sta ad indicare un'iniezione ritardata rispetto alla principale. Quest'ultima serve per protrarre la combustione in modo che si possa avere un'ulteriore combustione del soot formatosi.

Si parla di tecnologie definite UNIJET (anche noto con l'acronimo JTD) e MULTIJET (fig. 2.1). La sigla JTD (uniJet Turbo Diesel) proposta da Fiat indica il sistema di alimentazione Common-Rail.<sup>4</sup>

---

<sup>3</sup> Appunti del corso di MCI [1]

<sup>4</sup> Altre case automobilistiche usano differenti acronimi.

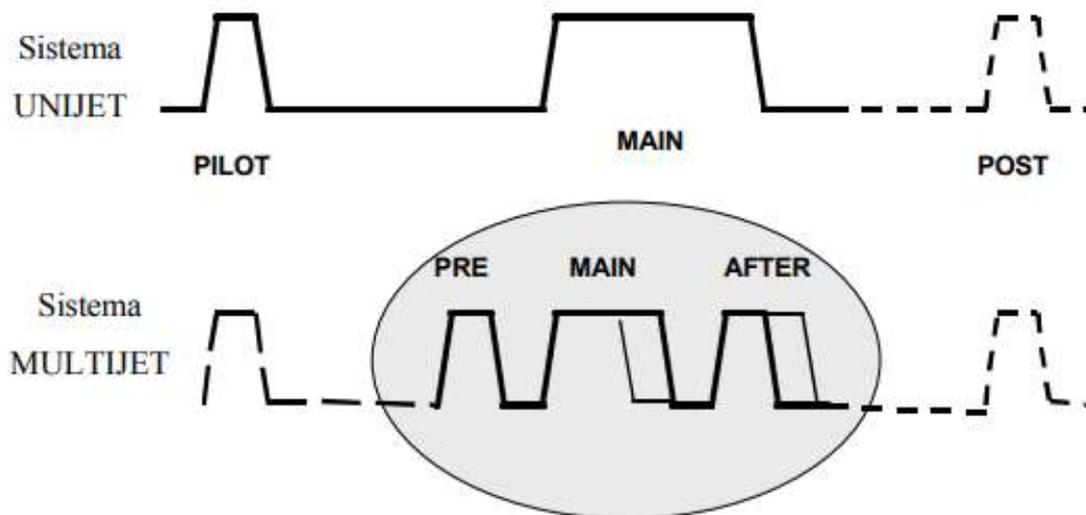


Fig. 2.1: schemi operativi sistemi Unijet e Multijet

Le differenze, oltre che costruttive, riguardano principalmente un diverso utilizzo del gasolio, le emissioni e la rumorosità.

Per quanto riguarda il JTD, esso è in grado di effettuare 2/3 iniezioni non troppo ravvicinate delle quali la principale è di durata molto maggiore rispetto alle altre. Il sistema Multijet è invece in grado di effettuare più iniezioni a distanza ravvicinata. Generalmente il loro numero spazia da 3 a 5 nella stessa serie.

Nonostante la differenza tra il jtd e il multijet per quanto riguarda il numero delle iniezioni possibili, il principio di funzionamento del motore è il medesimo. Nel motore jtd, la prima iniezione ha la funzione di alzare la pressione e la temperatura all'interno del cilindro. Tuttavia, il multijet suddivide l'iniezione principale in diverse iniezioni più piccole. In tal modo la quantità di gasolio consumata rimane la stessa, ma si riesce a ottenere una combustione maggiormente completa.[2]

Un'altra differenza tra il jtd e il multijet riguarda il cosiddetto controllo del rumore della combustione. Con più iniezioni di gasolio, il motore diventa maggiormente silenzioso e vengono controllate meglio anche le emissioni. Come conseguenza diretta si ha un graduale aumento delle prestazioni del motore anche a bassi regimi di rotazione.

Nella costruzione dei motori jtd e multijet la centralina è in grado di stabilire il numero delle iniezioni e la loro portata in relazione a innumerevoli fattori dato che è in grado di cambiare continuamente la logica di iniezione sulla base di numerosi fattori tra cui la velocità di rotazione del motore e la richiesta di coppia.

## 2.2 Emissioni inquinanti MCI

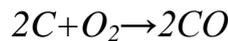
Ogni processo che comporti la presenza di reazioni di combustione prevede la formazione di prodotti che hanno un elevato impatto ambientale.[3]

Le sostanze emesse che danno un diretto contributo all'inquinamento termico o chimico, per gli autoveicoli sono: CO<sub>2</sub>, CO, NO<sub>x</sub>, HC e particolato.[7]

Si deve anche tenere conto della distinzione tra inquinamento primario (dovuto alle sostanze nocive direttamente rilasciate nell'atmosfera) e secondario (dovuto invece alla reazione delle sostanze primarie con altre presenti in atmosfera).

### 2.2.1 Monossido di Carbonio CO

Il monossido di carbonio è un gas incolore ed inodore, la cui formula chimica è CO. La reazione chimica di formazione è la seguente:



La formula sopraccitata è la prima delle due reazioni che portano alla formazione dell'anidride carbonica, per cui si rimanda al paragrafo (mettere numero corretto). Avviene che, in particolari condizioni, la seconda reazione non si verifica e dunque non si ha l'ossidazione del monossido di carbonio in CO<sub>2</sub>. Rilevante è che rispetto alla prima (quella riportata in alto), la seconda reazione ha una velocità relativamente minore. L'ossidazione di CO in CO<sub>2</sub> diventa sempre più lenta al diminuire della temperatura. Pertanto, si può avere presenza di monossido di carbonio nei prodotti della combustione principalmente per carenza di ossigeno necessario per l'ossidazione completa del carbonio a CO<sub>2</sub> (miscele ricche), ma anche, in misura inferiore, per fenomeni di congelamento delle concentrazioni.

Le concentrazioni di monossido di carbonio nell'atmosfera, nel corso degli ultimi 20 anni non ha subito sostanziali variazioni, il che fa supporre che vi siano processi a livello atmosferico che ne favoriscano lo smaltimento.

Il CO comporta un alto rischio per la salute umana, per via della sua affinità con l'emoglobina (Hb), più elevata di quella dell'ossigeno; esso provoca una scarsa ossigenazione delle cellule formando il composto denominato "carbossi-emoglobina" e si parla, in proposito, di "avvelenamento da monossido di carbonio".

### 2.2.2 Idrocarburi Incombusti (HC)

Si tratta di composti chimici derivanti da un'ossidazione incompleta di molecole contenenti idrogeno e carbonio. Sono maggiormente presenti nei processi che prevedono una combustione premiscelata, dove si verificano fenomeni di "quenching"<sup>5</sup>.

Partecipano a reazioni che avvengono nell'atmosfera ed il metano, tra essi, è uno dei principali gas che originano l'effetto serra. Gli altri idrocarburi partecipano alle reazioni che portano alla formazione dello smog fotochimico.

I gas di scarico contengono molti tipi di idrocarburi incombusti e la composizione del combustibile può influenzare molto la composizione e l'entità degli HC, tuttavia la maggior parte di essi non si forma in combustione, ma per pirolisi, ovvero per decomposizione dei composti organici ad opera della temperatura raggiunta nel cilindro.

---

<sup>5</sup> Quenching è la combustione incompleta degli idrocarburi. Particolarmente rilevante è il "wall quenching", ossia la mancata ossidazione del combustibile in prossimità delle pareti del cilindro, dove si vengono a creare bassi livelli di temperatura locale.

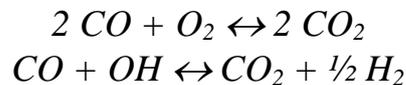
Generalmente, gli studi per ridurre la quantità di idrocarburi incombusti sono incentrati sul miglioramento del disegno e della progettazione della camera di combustione.

### 2.2.3 Anidride Carbonica

Si tratta di un prodotto della combustione completa del carbonio e di tutti i composti che lo contengono.



Questa prima reazione è quella, come già visto poco sopra, che porta alla formazione del monossido di carbonio. Quest'ultimo poi, si ossida in anidride carbonica tramite una delle due formule che seguono:



Le reazioni di formazione di  $CO_2$  hanno una velocità relativamente bassa rispetto alla prima reazione di formazione di  $CO$ .

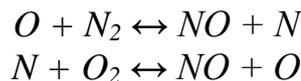
Innocuo per l'uomo, ma responsabile, anche se non unico, del cosiddetto "effetto serra", costituisce il prodotto finale di ogni ossidazione di sostanza organica. È anche un costituente naturale dell'aria che, per la sua capacità di assorbire i raggi infrarossi, gioca un ruolo importante per il bilancio termico dell'atmosfera terrestre.

### 2.2.4 Gli Ossidi di Azoto (NOx)

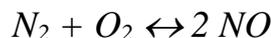
Gli ossidi di azoto sono tra i principali composti inquinanti prodotti nei processi di combustione. Sono indicati con  $NO_x$  e costituiscono un gruppo di sette composti diversi (i più importanti sono  $NO$  ed  $NO_2$ ).

Normalmente, azoto e ossigeno si trovano in alte percentuali, nell'aria che tutti respirano, senza tuttavia formare i composti qui menzionati. La differenza sta nell'affinità che i due elementi presentano reciprocamente alle alte temperature. Oltre 1600 K l'ossigeno tende a legarsi prima con l'azoto rispetto che agli altri elementi e pertanto, vengono a formarsi gli ossidi di azoto.

Dal punto di vista delle formule, molte sono le reazioni che sono coinvolte nella generazione di questi composti. Si fa solitamente riferimento ad un meccanismo che viene definito come "Modello cinetico di Zeldovich", il quale è esprimibile come segue:



In maniera sintetizzata è possibile esprimere la reazione a catena come:



La presenza di ossigeno ed idrogeno monoatomici è dovuto ad altre reazioni che avvengono contestualmente alle suddette e ne determinano la formazione.

È importante sottolineare che la velocità con cui si realizzano questi processi aumenta con il crescere della temperatura. La temperatura è proprio il parametro fondamentale nella formazione degli NO<sub>x</sub>. Essa è a sua volta influenzata da diversi fattori, fra i quali in particolare il rapporto aria-combustibile gioca un ruolo sostanziale in quanto condiziona sia la temperatura massima raggiunta nella combustione sia la quantità di ossigeno disponibile per l'ossidazione dell'azoto.

Gli NO<sub>x</sub> sono gas, per questa ragione la sola via significativa di esposizione è costituita dall'inalazione ed alle normali concentrazioni riscontrabili nell'ambiente non sono stati mai riportati fenomeni di irritazione o altri effetti sanitari. Gli effetti sulla salute umana generalmente vanno da bruciori dell'apparato respiratorio per brevi tempi di esposizione, fino a veri e propri problemi, come edemi polmonari, per lunghi tempi di inalazione.

Le emissioni di ossidi di azoto hanno un impatto considerevole sull'ambiente e sulla salute dell'uomo, in quanto questi possono reagire con l'acqua dando luogo ad acido nitrico (HNO<sub>3</sub>), responsabile del fenomeno delle piogge acide assieme all'acido solforico, ed inoltre sono i principali agenti responsabili dello smog fotochimico.

### 2.2.5 Il Particolato

Sono prodotti solidi della combustione che possono essere presenti sia nell'aria che nel combustibile. Principalmente di natura carboniosa, sono legati ai processi di pirolisi in camera di combustione, anche se i meccanismi di formazione non sono ancora del tutto noti. La formazione è dovuta al cattivo miscelamento aria/combustibile, all'esistenza di zone molto ricche di combustibile e ad alti valori della pressione di esercizio.

È costituito da particelle carboniose (in inglese soot), da ceneri (ad esempio di origine inorganica dovute a composti metallici presenti nei lubrificanti) e da particelle metalliche dovute ad usura dei componenti del motore.

Generalmente si effettua una prima classificazione di queste sostanze in base al diametro delle stesse. Troviamo:

- particelle di polvere  $d = 0.5 - 50 \mu\text{m}$ ;
- cristalli di sale  $d = 0.05 - 0.5 \mu\text{m}$ ;
- particolato da reazioni fotochimiche  $d < 0.4 \mu\text{m}$ ;
- particelle di fumo e di ceneri  $d = 0.05 - 200 \mu\text{m}$ .

È stato accertato che le particelle in sospensione hanno un differente livello di pericolosità per la salute umana in relazione alle loro dimensioni:

- $d > 10 \mu\text{m}$ : particelle filtrate dall'apparato respiratorio umano;
- $d < 10 \mu\text{m}$ : particelle caratterizzate da velocità di sedimentazione tali da favorire la loro deposizione sulle pareti degli alveoli polmonari, ove possono causare un danno notevole.

Le particelle più pericolose per la salute umana sono pertanto quelle di dimensione inferiore a  $10 \mu\text{m}$  (frazione respirabile, PM10).

## 2.3 Impatto Ambientale dei Motori a combustione interna Diesel

Se si prendesse in considerazione il confronto tra un motore Diesel ed uno funzionante a Benzina e si osservasse la sola emissione di CO<sub>2</sub> si sarebbe senz'altro più propensi a scegliere la prima tipologia rispetto alla seconda. Ciò che in realtà fa la differenza è il fatto che il motore Diesel è noto per generare, rispetto agli altri propulsori, una maggiore quantità di altri composti inquinanti.

Nel presente paragrafo, avendo nel corso dello studio effettuato le misure su un propulsore Diesel, verranno esaminati in particolare i meccanismi di formazione delle sostanze inquinanti nei motori ad accensione per compressione. Le due specie inquinanti che si vengono a creare in maniera preponderante in questo tipo di motori sono gli ossidi di azoto ed il particolato carbonioso.

La principale differenza di un processo di combustione diffusivo rispetto a uno premiscelato consiste nel fatto che in una fiamma di diffusione le reazioni di pre-combustione avvengono prima del miscelamento fra combustibile e comburente e quindi esse interessano prevalentemente il combustibile. In tale fase, di conseguenza, si hanno importanti reazioni promosse dall'energia termica irradiata dalle zone di combustione, che coinvolgono il combustibile in assenza di ossigeno (reazioni di pirolisi).

Con riferimento al caso di un combustibile liquido iniettato in camera di combustione, le porzioni periferiche di ciascuna goccia di combustibile, essendo a diretto contatto con il comburente, saranno prevalentemente interessate da fenomeni di ossidazione, mentre nelle zone più interne della goccia, che si vengono a trovare ad elevata temperatura ma senza contatto diretto con l'ossigeno, si sviluppano principalmente reazioni di pirolisi. Queste possono dar luogo ad aggregati molecolari complessi, che costituiscono il particolato carbonioso. Tali processi, che hanno luogo in fase di pre-combustione, procedono fino al miscelamento con il comburente e di conseguenza, se il miscelamento non è adeguato, come ad esempio nella parte più interna di grosse gocce di combustibile, i prodotti di pirolisi non riescono ad essere rapidamente ossidati in fase di combustione e rimangono nel loro stato pre-ossidato; da qui deriva la maggiore tendenza delle fiamme di diffusione a dar luogo a rilevanti quantitativi di particolato carbonioso.

La combustione nei motori diesel ha, come accennato prima, una caratteristica fondamentale: è molto influenzata dalla disomogeneità della concentrazione del combustibile iniettato. La complessa distribuzione della carica all'interno della camera di combustione è il fattore di maggiore interesse nella formazione delle specie inquinanti nei Diesel.

Il rapporto aria-combustibile, difatti, gioca un ruolo sostanziale poiché condiziona sia la temperatura massima raggiunta nella combustione sia la quantità di ossigeno disponibile per l'ossidazione dell'azoto.

La formazione degli ossidi di azoto, NO<sub>x</sub>, secondo i processi descritti in precedenza, è legata alla disponibilità di ossigeno e azoto allo stato atomico e determinata dalle alte temperature di combustione; tali condizioni si possono verificare nelle regioni stechiometriche o magre attorno al getto che bruciano per prime.

La massima concentrazione degli NO<sub>x</sub> si ha, appunto, per miscele leggermente magre, ovvero quelle in cui si ha una maggiore disponibilità di ossigeno per l'ossidazione degli atomi di azoto. L'andamento di questa specie in funzione di  $\alpha$  è rappresentato in figura (Fig. 2.2):

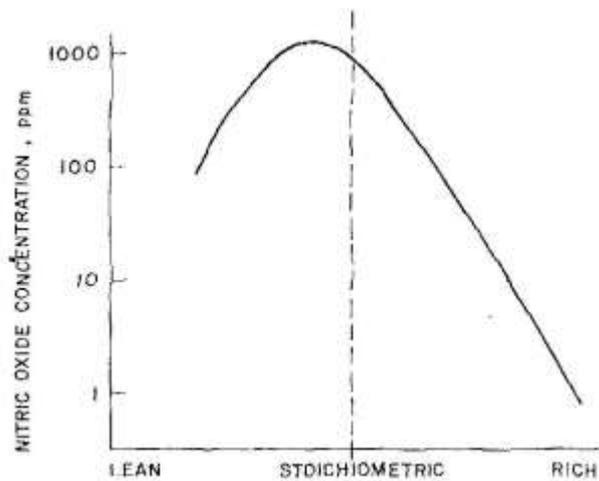


Fig. 2.2 : andamento di  $NO_x$  in funzione del rapporto aria-combustibile  $\alpha$

Al diminuire della temperatura, durante la fase di espansione, la concentrazione di  $NO_x$  viene congelata per il rapidissimo raffreddamento dei gas.

Si può facilmente comprendere, stando a quanto detto finora, che la produzione di ossidi di azoto e quella di particolato siano in controtendenza. Non si può ridurre troppo uno dei due elementi senza determinare un eccessivo aumento del secondo.

Per meglio comprendere quanto detto fin qui, la figura 2.3 rappresenta le zone in un getto di combustibile iniettato:

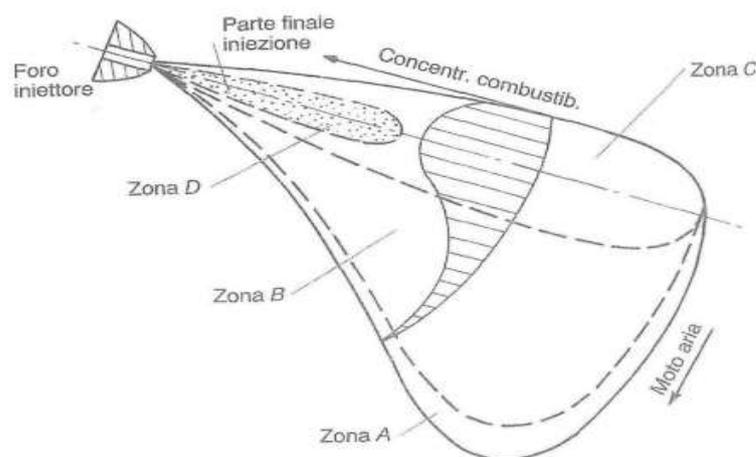


Fig. 2.3 Schema Getto di combustibile iniettato con distinzione delle zone di formazione degli inquinanti

Le varie porzioni vengono divise come segue:

- La zona esterna dello spray (zona A), dove la concentrazione di combustibile è troppo bassa per portare all'autoaccensione, può essere sede di reazioni di cracking termico<sup>6</sup> e parziale ossidazione del combustibile, e quindi può portare alla formazione di HC.
- La zona dove si raggiungono le maggiori temperature (zona B) e le regioni magre attorno al getto che bruciano per prime ("periferia" zona B)
- La zona centrale del getto (zona C) la quale contiene gocce di combustibile di dimensioni maggiori rispetto alla zona B di pre-miscelazione.
- L'ultima parte del combustibile iniettato (zona D), che viene introdotto sotto l'azione di pressioni di iniezione relativamente modeste, è sottoforma di gocce di grandi dimensioni che subiscono una rapida evaporazione e decomposizione termica, a causa dei gas ad alta temperatura che le circondano.

Le zone B, C e D sono quelle in cui si verifica la formazione di NO<sub>x</sub> e PM. Le zone A ed anche D sono quelle dove si può avere anche presenza di idrocarburi incombusti. [4]

Per quanto riguarda il monossido di carbonio, esso costituisce un prodotto intermedio dell'ossidazione degli idrocarburi. Se vi è sufficiente disponibilità di ossigeno, viene successivamente ossidato a CO<sub>2</sub>, ma la reazione può risultare incompleta a causa dei brevi tempi di residenza e/o delle basse temperature. Solitamente in un motore Diesel la disponibilità di ossigeno è elevata, perché sono di per sé caratterizzati da rapporti aria/combustibile superiori allo stechiometrico, e dunque questo garantisce una sufficiente ossidazione del CO, per cui la sua presenza allo scarico è quasi di un ordine di grandezza inferiore a quella dei motori Otto.

I principali parametri che influenzano la formazione di NO<sub>x</sub> e PM all'interno di un motore Diesel sono:

1. Il rapporto aria-combustibile  $\alpha$ : è il parametro fondamentale nella formazione delle specie inquinanti. Tuttavia, nel merito dei MCI Diesel, è possibile fare considerazioni solo locali per tale grandezza, in quanto non è prevedibile né controllabile la distribuzione della carica all'interno del cilindro.
2. La velocità di rotazione del motore: ha un effetto indiretto sulle emissioni. Da questo, infatti, dipendono altri parametri come il coefficiente di riempimento o la turbolenza in camera.
3. La temperatura operativa del motore: ha un effetto diretto sulle emissioni di ossidi di azoto che, come sappiamo, si formano tanto velocemente quanto più aumenta T.

---

<sup>6</sup> Cracking Termico: rottura di grandi molecole in molecole più piccole. Il metodo termico sfrutta un meccanismo basato su *scissioni omolitiche*, in cui i legami chimici si rompono in maniera simmetrica generando coppie di radicali.

4. Sovralimentazione: in generale l'adozione di questa tecnica consente di aumentare la temperatura massima del ciclo con la conseguenza di aumentare la produzione di NO<sub>x</sub>. Tuttavia, nel caso dei MCI Diesel, occorre osservare che la sovralimentazione consente di operare con più elevati eccessi d'aria, favorendo il contenimento delle emissioni di CO ed HC rispetto ai motori aspirati.

## **2.4 Soluzioni per ridurre le emissioni nei MCI Diesel**

I vincoli normativi imposti alle case automobilistiche, di cui si tratterà nel paragrafo 2.5, fanno sì che le stesse si vedano obbligate ad equipaggiare i propri veicoli con sistemi e tecnologie che permettano una riduzione delle emissioni, mantenendo i consumi ed il costo complessivo del veicolo entro limiti ragionevoli.

L'obiettivo principale è giungere ad un buon compromesso tra risparmio energetico e costi di produzione, senza penalizzare aspetti come la sicurezza e l'affidabilità.

I limiti sulle emissioni di PM e quelli sulle emissioni di NO<sub>x</sub> imposti dal passaggio dalla fase Euro 5 a quella Euro 6 sono piuttosto impegnativi. Le riduzioni delle due tipologie di emissioni citate richiedono spesso soluzioni in contrasto tra di loro, quindi è necessario adottare dispositivi complessi che lavorino in parallelo soddisfacendo opposte esigenze.

### **2.4.1 Sistemi per il contenimento delle emissioni di NO<sub>x</sub>**

#### **2.4.1.1 Il ricircolo dei gas di scarico EGR**

EGR, acronimo di Exhaust Gas Recirculation, è una tecnica largamente utilizzata nei moderni motori Diesel per il controllo delle emissioni di NO<sub>x</sub>.

Introdotta sui motori automobilistici a partire dalla fase Euro 1 (primi anni '90), è la tecnica attualmente più utilizzata. È un sistema basato sull'utilizzo di dispositivi esterni che mettono in comunicazione il circuito di aspirazione con quello di scarico. Il compito di questa tecnologia è, difatti, la diluizione della carica fresca con una frazione di gas combusti, prelevati, appunto, allo scarico.

Gli esausti si comportano come una miscela praticamente inerte e pertanto, utilizzarli per diluire la carica fresca comporta un abbassamento della temperatura locale. Limitare questo parametro, come già analizzato, comporta una riduzione diretta della formazione di ossidi di azoto. Questo meccanismo funziona anche se i gas riciclati si trovano ad una temperatura più elevata di quella dell'aria normalmente aspirata.

La quantità di gas riciclati viene definita dal sistema di controllo elettronico del motore in base al valore di alcuni parametri motoristici (velocità, carico, regime termico, ecc.). Nei moderni propulsori Diesel, la frazione di gas ricicolata può arrivare a percentuali pari al 40%.

I sistemi EGR possono essere suddivisi in: ad alta pressione (High Pressure EGR, HP-EGR, o Short Route EGR, SREGR, o substitution EGR) o a bassa pressione (Low Pressure EGR, LP-EGR, o Long Route EGR, LR-EGR, o supplemental EGR), a seconda che si faccia riferimento ai livelli di pressione sperimentati nel circuito.

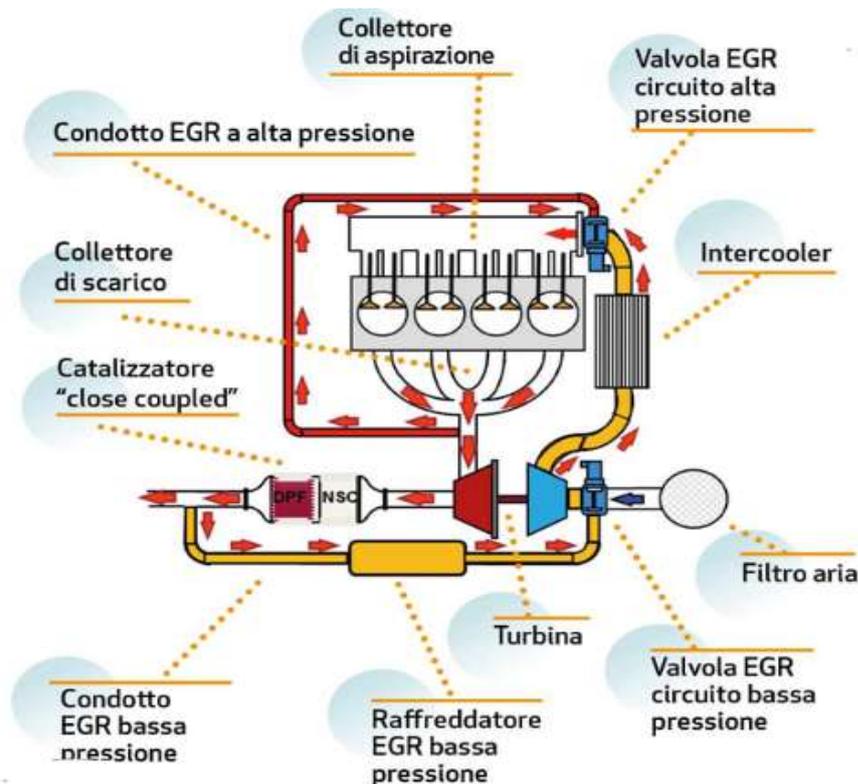


Fig. 2.4. schema semplificato sistemi EGR [5]

L'EGR a bassa pressione presenta un punto di prelievo dei gas di scarico a valle della turbina di sovralimentazione ed un punto di immissione a monte del compressore, mentre quello di alta pressione è fra l'ingresso della turbina e la mandata del compressore di sovralimentazione.

Negli ultimi anni sono stati sviluppati, ed in qualche caso già applicati, circuiti EGR avanzati comprendenti sia una linea di ricircolo di alta pressione convenzionale, sia una linea di bassa pressione, allo scopo di consentire un'ulteriore riduzione delle emissioni di  $\text{NO}_x$  attraverso una modulazione dei due contributi di ricircolo nelle differenti condizioni operative del motore.

Considerando i due circuiti funzionanti separatamente, a parità di  $f_{\text{EGR}}^7$ , il sistema HP permette una minor emissione di  $\text{NO}_x$  perché, nonostante la temperatura di aspirazione più alta, il motore aspira una quantità di carica inferiore, il che implica una minore pressione massima nel cilindro durante il ciclo: a pressioni massime più basse corrispondono temperature ed emissioni di ossido di azoto minori. Se si utilizzano i due sistemi insieme, si riescono ad ottenere frazioni di EGR più elevate con conseguente ulteriore riduzione degli  $\text{NO}_x$ .

Dal momento che l'effetto di diluizione comporta minori emissioni di  $\text{NO}_x$  ma anche un incremento delle emissioni di PM (nonché di CO e HC per frazioni di gas riciclati elevate), l'EGR viene utilizzata solo nelle condizioni operative del motore nelle quali risulta effettivamente necessaria.

<sup>7</sup>  $f_{\text{EGR}}$  sta ad indicare la "frazione di EGR", ossia la quantità di esausti ricicolata rispetto alla carica complessivamente evolvante nel motore.

### 2.4.1.2 I catalizzatori DeNO<sub>x</sub>.

Anche noti come “*catalizzatori riducenti*”, i deNO<sub>x</sub> consentono l’abbattimento delle emissioni di ossidi di azoto allo scarico del motore.

Ve ne sono di tre differenti tipologie:

1. Lean deNO<sub>x</sub>: è stata la prima categoria di questo tipo di catalizzatori, molto studiata nei primi anni '90. Attualmente, visti gli scarsi risultati in termini di massima conversione possibile (circa 15%) sono stati abbandonati.
2. NO<sub>x</sub> Adsorber Catalyst: sono costituiti da un supporto di allumina, da sostanze catalizzatrici e da una sostanza assorbente (calcio o bario) sotto forma di ossido. Si tratta di sistemi che hanno la particolarità di funzionare in due fasi: la prima avviene in ambiente magro e la seconda in ambiente ricco. Durante la prima si ha l’assorbimento degli ossidi di azoto, mentre durante la seconda si ha la rigenerazione del catalizzatore. Vi sono tuttavia, problematiche riguardanti le temperature di funzionamento poiché al di sotto dei 250 – 300 °C, l’ossidazione di NO in NO<sub>2</sub> è troppo lenta, mentre al di sopra dei 500 °C NO<sub>2</sub> è instabile. Inoltre, alla temperatura è legata anche la capacità di immagazzinamento degli NO<sub>x</sub>. La fase di rigenerazione presenta delle problematiche in quanto rappresenta una condizione di funzionamento anomalo, e pertanto deve durare il minor tempo possibile. Valori indicativi dell’efficienza di conversione di questi catalizzatori variano dal 70 all’80%, in relazione al ciclo di guida considerato.
3. Catalizzatori SCR: l’acronimo sta per “Selective Catalytic Reduction catalysts”. Operano grazie all’utilizzo di ammoniaca come agente riducente. Attraverso reazioni chimiche avviene la decomposizione dell’urea<sup>8</sup> in ammoniaca e acido isocianico. L’ammoniaca a sua volta reagisce con gli ossidi di azoto portando alla riduzione degli stessi. I catalizzatori SCR richiedono un sistema di iniezione della soluzione acqua/urea a bordo veicolo, con il relativo software di controllo da integrare in quello di gestione del motore. Il sistema risulta complesso, costoso ed ingombrante, poco adatto per applicazione su veicoli leggeri.

### 2.4.2 Sistemi per il contenimento delle emissioni di Particolato

Come sarà meglio spiegato nei paragrafi successivi, riguardanti le normative sulle emissioni, il particolato è fra le sostanze la cui diffusione in ambiente deve essere rigidamente controllata, specialmente per i propulsori ad accensione per compressione o più in generale ad iniezione diretta di combustibile (es.GDI<sup>9</sup>). Si è reso necessario, dunque, ricorrere all’utilizzo di filtri per il particolato (DPF, Diesel Particulate Filter), considerando in prospettiva anche l’entrata in vigore del limite sul numero massimo di particelle.

I filtri per il contenimento del particolato prendono il nome di “*trappole*”, e costituiscono una barriera meccanica per evitarne la diffusione. Caratteristica di questi sistemi è proprio “l’intrappolare” e quindi accumulare le particelle in sospensione. Questo processo

---

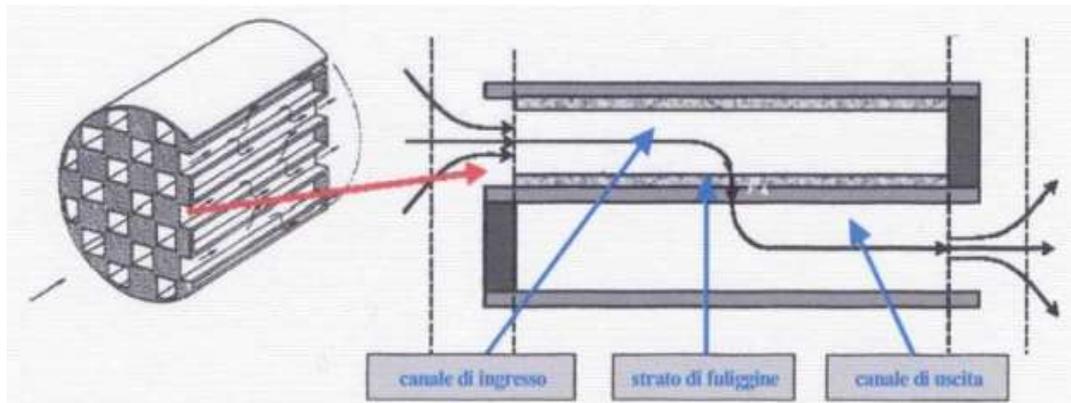
<sup>8</sup> L’urea è un composto chimico di formula CO(NH<sub>2</sub>)<sub>2</sub>

<sup>9</sup> GDI= Gasoline Direct Injection.

comporta, di conseguenza, la necessità di rigenerare il filtro per evitare problematiche ogni qualvolta vi sia troppo materiale ivi contenuto.

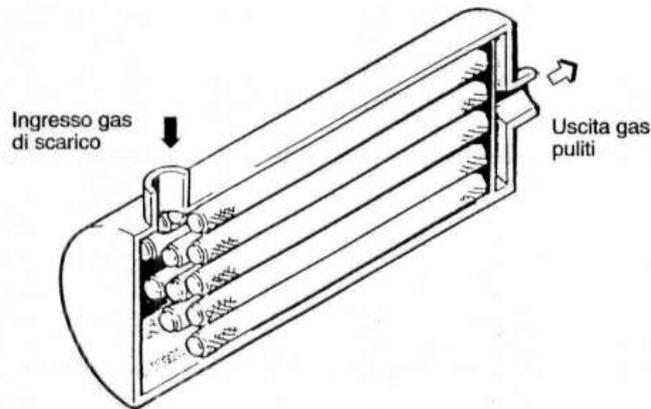
Esistono due principali tipologie di filtri per il particolato: filtri a flusso a parete (Wall-Flow Particulate Filter) e filtri a flusso parzialmente libero (Flow-Through Diesel Filter).

Della famiglia dei Wall-Flow fanno parte i *filtri a celle* ed i *filtri a candele* (figg. 2.5 e 2.6).



*Fig. 2.5 Schema filtri a celle.*

Per quanto riguarda i filtri a celle, sono costituiti da materiale ceramico poroso estruso. Ogni canale presenta un'estremità chiusa ed una aperta: in questo modo i gas sono costretti ad attraversare le pareti dalle quali vengono filtrati.



*Fig. 2.6 Schema filtri a candele*

I filtri a candele (o a cartucce), invece, sono costituiti da tubi forati ricoperti da fibre ceramiche. Permettono il passaggio del gas verso lo scarico mentre le particelle si depositano sul rivestimento ceramico.

Entrambe le tipologie descritte sopra tendono ad intrappolare materiale fino alla quasi completa ostruzione. Una soluzione a questa condizione è data di filtri Flow-Through (fig. 2.7).

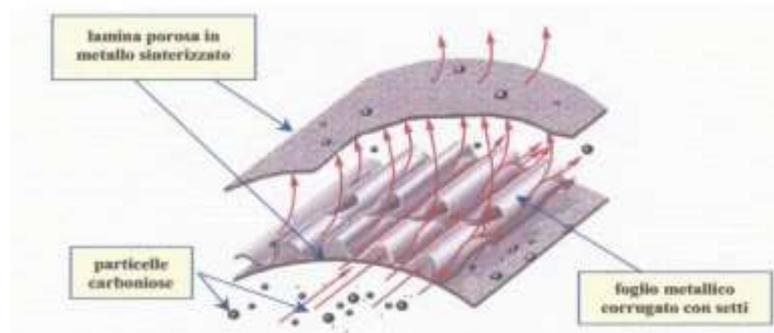


Fig. 2.7 Schema filtri a flusso parziale

Il substrato è ottenuto alternando lamine ricavate per sinterizzazione di polveri metalliche e fogli in acciaio corrugato che presentano setti deviatori del flusso che forzano i gas ad attraversare il materiale filtrante permettendo così l'intercettazione delle particelle. Presentano minore efficienza di filtrazione, ma non possono ostruirsi completamente ed i costi di produzione sono minori rispetto alla prima tipologia. [6]

#### 2.4.2.1 La rigenerazione

L'ostruzione, menzionata più volte nel corso del paragrafo, è un fattore determinante per il funzionamento di questi filtri. Il processo di rigenerazione fa sì che questa condizione non si verifichi e non si arrivi, dunque, ad eventuali criticità.

L'accumulo progressivo delle particelle solide all'interno del filtro comporta, più precisamente, un aumento della contropressione allo scarico del motore, influenzandone il comportamento e determinando un incremento del consumo di combustibile legato all'aumento del lavoro di pompaggio sottratto al lavoro utile. È necessario rigenerare il filtro prima di compromettere il normale comportamento del propulsore, innescando la combustione del carbonio accumulato.

I due parametri che vanno controllati sono:

- la caduta di pressione nel filtro
- la massa di particolato accumulato.

Per l'avvio della rigenerazione esistono due problemi principali:

1. individuazione dell'istante in cui il filtro richiede la rigenerazione;
2. incremento della temperatura dei gas di scarico all'ingresso del filtro in modo che il particolato accumulato cominci a bruciare; tale processo richiede 550–600 °C in presenza di ossigeno in concentrazione pari ad almeno il 5%.

Riguardo al primo aspetto, si possono applicare diverse procedure: la prima è basata sulla misura della caduta di pressione tra la sezione di ingresso e quella di uscita del filtro in una condizione operativa di riferimento del motore, il cui valore viene fornito alla centralina. Un metodo più evoluto prevede la stima della massa di particolato accumulata nel filtro, effettuata mediante modelli fisici o modelli statistici memorizzati nella centralina di controllo motore. Nelle normali condizioni di funzionamento, la temperatura dei gas di scarico è inferiore al valore richiesto per innescare la rigenerazione. E' quindi necessario utilizzare opportuni sistemi che consentano di diminuire la temperatura richiesta o di

raggiungere i 550-600 °C all'ingresso del filtro indipendentemente dalla condizione operativa del motore. [7]

### 2.4.3 I Biocombustibili

Oltre che un'innovazione dal punto di vista tecnologico e un'alternativa all'uso delle fonti non rinnovabili, i biocombustibili danno un notevole contributo alla riduzione delle emissioni inquinanti. Nel presente paragrafo è presente un cenno riguardo questa tipologia di combustibile che verrà diffusamente trattata nel merito del Capitolo 3.

Il Biodiesel presenta la possibilità di essere additivato al gasolio, permettendo di lavorare anche con miscele in diverse percentuali. È inoltre rilevante notare come per miscele con un contenuto di componente rinnovabile fino al 15% non sia necessario effettuare nessuna sostanziale modifica a livello di propulsore.

Il biodiesel, essendo un prodotto ossigenato, migliora il completamento della combustione, e la riduzione di emissioni inquinanti è proporzionale alla sua concentrazione nelle miscele.

Rimane ancora un problema riguardo lo studio della produzione delle emissioni su cui sono concentrati i più recenti studi in materia (per un'analisi sull'impatto ambientale si rimanda al Capitolo 5 in cui vengono presentati i risultati del presente lavoro di ricerca). [7]

Gli svantaggi risiedono, allo stato attuale, nei costi di produzione che risultano maggiori rispetto agli stessi per i combustibili tradizionali.

## 2.5 Normative sulle emissioni

La prima vera e propria normativa riguardante espressamente i prodotti allo scarico dei veicoli, è stata la Direttiva europea 70/200/CEE, emanata nel marzo 1970. È considerata la più importante delle direttive in materia, in quanto per prima ha fissato i limiti riguardanti le emissioni. Da quella data ad oggi le numerose direttive emanate in ambito europeo hanno avuto notevole importanza, sia sul livello delle emissioni dei veicoli motorizzati che sullo sviluppo tecnologico dei motori stessi.

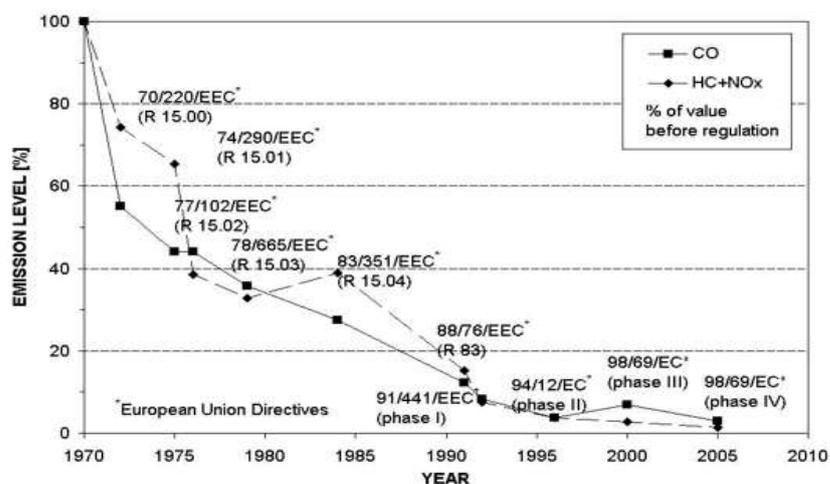


Fig. 2.8: Livelli di emissioni secondo le normative europee.

Con il passare degli anni e quindi con il perfezionarsi delle tecnologie, i limiti sono diventati sempre più restrittivi.

Con la direttiva 91/441/CEE, nota anche come “direttiva consolidata”, fu introdotta per la prima volta una procedura di prova più rigorosa (ciclo di guida standard urbano associato al ciclo di guida extraurbano) per l’omologazione degli autoveicoli leggeri sia a benzina che diesel.

La fase della normativa europea attualmente in vigore per le auto ed i veicoli commerciali leggeri è la Euro 6, valida dal settembre 2014 per le omologazioni e dall’anno successivo per le immatricolazioni.

Direttiva	Tipo Veicolo	Data Applicaz. (immatr.)	CO [g/km]	HC + NO <sub>x</sub> [g/km]	HC [g/km]	NO <sub>x</sub> [g/km]	PM [g/km]
91/441/EEC (Fase 1)	Benzina	31.12.92	2.72	0.97	-	-	0.14
	Diesel IDI	31.12.92	2.72	1.36	-	-	0.19
	Diesel DI	01.07.94	2.72	0.97	-	-	0.14
94/12/EC (Fase 2)	Benzina	01.01.96	2.2	0.5	-	-	-
	Diesel IDI	01.01.97	1.0	0.7	-	-	0.08
	Diesel DI	01.01.97	1.0	0.9	-	-	0.1
	Diesel DI	01.10.99	1.0	0.7	-	-	0.08
98/69/EC (Fase 3) (proc. mod.)	Benzina	01.01.01	2.30	-	0.20	0.15	-
	Diesel		0.64	0.56	-	0.50	0.05
98/69/EC (Fase 4)	Benzina	01.01.06	1.00	-	0.10	0.08	-
	Diesel		0.5	0.30	-	0.25	0.025
Reg. 715/07 (Fase 5)	Benzina	01.01.11	1.00	-	0.10	0.06	0.005
	Diesel		0.5	0.23	-	0.18	0.005
Reg. 715/07 (Fase 6)	Benzina	01.09.15	1.00	-	0.10	0.06	0.005
	Diesel		0.5	0.17	-	0.08	0.005

Tab. 2.1: normative e relativi valori limite<sup>10</sup>

In Tab. 2.1 sono visibili i limiti imposti dalle normative, fino alla recente Euro 6. Si può vedere come tali limiti si siano notevolmente inaspriti. Un dato interessante è quello che si può notare a partire dalla fase Euro 3, anno in cui gli idrocarburi incombusti e gli ossidi di azoto hanno smesso di essere considerati insieme, e sono diventate due categorie separate. Ciò perché le due sostanze hanno effetti rilevanti in atmosfera, anche se alcuni degli effetti (smog fotochimico e formazione di ozono) derivano da interazioni tra le due sostanze.

I valori riportati in Tab. 2.1 si riferiscono alle condizioni di omologazione del propulsore, le quali dovrebbero rappresentare anche le condizioni di reale utilizzo; tuttavia, dal momento che le omologazioni venivano effettuate (fino alle fasi in esame) sul banco a rulli, le condizioni di carico riprodotte non rappresentano completamente quelle realmente

<sup>10</sup> Tabella ricavata da appunti riguardanti il corso di “Sistemi propulsivi a ridotto impatto ambientale”. [6]

sperimentate su strada, oltre a riguardare solo una parte del campo di funzionamento del motore.

A questo proposito, dal 1° settembre 2017 è in vigore una nuova procedura di omologazione, denominata WLTP (“Worldwide-harmonized Light-duty Test Procedure”), che fornisce una guida rigorosa per quanto riguarda le condizioni dei test dinamometrici e del carico stradale, del cambio marcia, del peso totale della vettura, della qualità del carburante, della temperatura ambiente e della pressione degli pneumatici. L’innovazione più significativa riguarda tuttavia una serie di prove denominate RDE (*Real Driving Emissions*), svolte direttamente su strada e volte ad analizzare in modo accurato le quantità di inquinante che vengono prodotte.

Il test di omologazione WLTP costituisce un protocollo molto più severo rispetto al precedente NEDC, infatti prevede una durata di 30 minuti contro una durata di 20 minuti della precedente omologazione; inoltre le velocità medie che il veicolo dovrà mantenere sono superiori a quelle precedenti. Oltre all’aumento della velocità media è previsto un aumento anche per la velocità massima che il veicolo dovrà raggiungere: infatti si passerà dai 120 km/h del protocollo NEDC a circa 131 km/h; anche il chilometraggio della prova subirà un netto aumento con il passaggio dai precedenti 11 km di test agli attuali 23,25 km. Nella figura 2.1 è riportata la legge di velocità del ciclo di omologazione WLTP.[8]

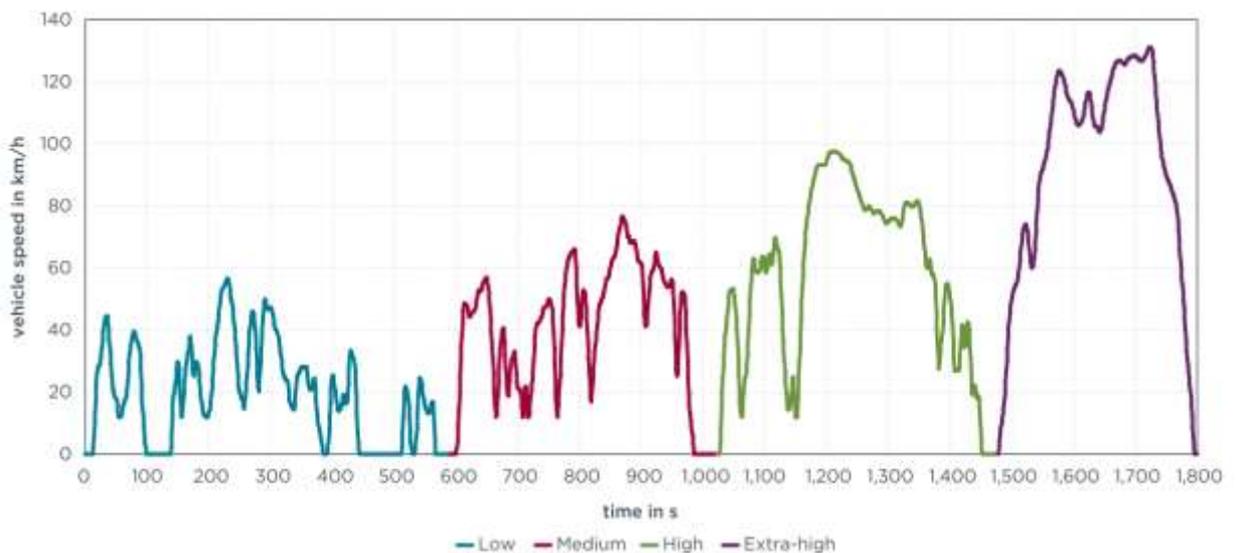


Fig. 2.9 – Ciclo di omologazione del protocollo WLTP

### 2.5.1 Accordi sul clima e gli obiettivi per il 2030

Il Protocollo di Kyoto siglato nel 1997 aveva già fissato i primi obiettivi per i tagli delle emissioni di gas responsabili del surriscaldamento del Pianeta. e si fondava sulla Convenzione quadro delle Nazioni Unite sui Cambiamenti Climatici (UNFCCC), firmata a Rio de Janeiro nel 1992 durante lo storico Summit sulla Terra. Il nucleo del Protocollo consisteva nel vincolo legale dei limiti d’emissione per i Paesi industrializzati, che si impegnarono a ridurre la loro emissione complessiva dei gas serra del 5,2% rispetto alle emissioni del 1990, per il primo periodo d’impegno stabilito nel quinquennio 2008-2012. [9]

A seguito della limitata partecipazione al protocollo di Kyoto e alla mancanza di un accordo a Copenaghen nel 2009, l'Unione europea ha lavorato alla costruzione di un'ampia coalizione di paesi sviluppati e in via di sviluppo a favore di obiettivi ambiziosi che ha determinato il risultato positivo della conferenza di Parigi. L'accordo definisce un piano d'azione globale, inteso a rimettere il mondo sulla buona strada per evitare cambiamenti climatici pericolosi limitando il riscaldamento globale ben al di sotto dei 2°C.

Nel marzo 2015 l'UE è stata la prima tra le maggiori economie a indicare il proprio contributo previsto al nuovo accordo. Inoltre, sta già adottando misure per attuare il suo obiettivo di ridurre le emissioni almeno del 40% entro il 2030. Nel dicembre 2015, alla conferenza sul clima tenutasi a Parigi, 195 paesi hanno sottoscritto un accordo universale sul clima mondiale. [10]

Nell'ottica di ridurre le emissioni CO<sub>2</sub>, il 27 marzo 2019 il Parlamento Europeo aveva approvato nuove regole sulle emissioni di CO<sub>2</sub> delle auto che si riducono a 95 g/km dal 2020.

Il Comitato per l'Ambiente del Parlamento Europeo aveva inoltre approvato un ulteriore taglio, dopo quello previsto per il 2020.[11]

Il Parlamento e il Consiglio Europeo hanno approvato un meccanismo per stimolare la vendita di veicoli a basse e a zero emissioni, come le auto completamente elettriche e i veicoli ibridi ricaricabili, sulla base dell'approccio suggerito dalla Commissione nella proposta iniziale. I costruttori che rispettano determinati livelli di riferimento saranno ricompensati con obiettivi per le emissioni di CO<sub>2</sub> meno severi. I livelli di riferimento per il 2025 saranno fissati al 15% per auto e furgoni e, per il 2030, al 35% per le auto e al 30% per i furgoni.

Alla luce dei recenti fatti legati all'emergenza del **Coronavirus Covid-19**, si è fermata la produzione delle automobili non solo in Italia ma in tutta Europa e America.

Tutte le aziende comprese i costruttori d'auto e produttori di componenti sono in una crisi profonda e questo richiede alla UE l'annullamento dei limiti della CO<sub>2</sub>.

Sarebbe di qualche giorno fa la richiesta che l'ACEA (l'associazione dei costruttori europei) ha inviato alla Presidente della Commissione Europea Ursula Von Der Leyen, attraverso la quale richiede il rinvio delle regole sulle emissioni, l'annullamento dei nuovi limiti imposti 2020 ma anche quelli futuri.

Come conseguenza di questa paralisi totale delle attività di sviluppo i produttori auto non sono più in grado di portare avanti i piani di sviluppo delle tecnologie indispensabili per rispettare le future leggi e regolamenti dell'UE entro i termini stabiliti dai regolamenti stessi.

## **CAPITOLO 3**

### **Biocombustibili**

Come già anticipato nel capitolo precedente, i problemi legati all'utilizzo delle fonti fossili sono molteplici. Quando si parla di petrolio, in primis, si deve sempre tener presente la non rinnovabilità e, pertanto, il conseguente diminuire delle riserve disponibili direttamente responsabile dell'aumento del costo per l'acquisto. È necessario inoltre comprendere che, sempre a seguito di questa diminuzione di riserve, in molte zone l'approvvigionamento è sempre più rischioso.

Per ovviare a queste problematiche si cerca di avere una diversificazione delle fonti cercando, pertanto, di trovare materia prima meno costosa, più sicura da ottenere ma, indubbiamente, meno pregiata. Dovendo mantenere le caratteristiche del combustibile qualitativamente sempre conformi con le specifiche correnti, dunque, si tende ad avere una sempre maggiore additivazione con componenti chimici i quali impattano fortemente sui costi finali del prodotto.

Altro aspetto chiave è poi, quello dell'impatto sia termico che chimico sull'ambiente, per cui si rimanda al capitolo precedente.

A questo proposito la Commissione Europea prevede di incrementare l'utilizzo di combustibili alternativi (ottenuti in particolare da fonti rinnovabili), puntando su biocombustibili, gas naturale e idrogeno. In questa trattazione si entrerà nel merito della descrizione dei biocombustibili e, in particolare, del biodiesel.

#### **3.1 Cosa si intende per Biocombustibile**

Si definisce "bio-massa" qualsiasi sostanza di natura organica, vegetale od animale, da cui si possono ottenere combustibili solidi, liquidi o gassosi. I prodotti attraverso i quali si possono ottenere queste sostanze sono molteplici:

- Prodotti a partire da coltivazioni agricole o dalla deforestazione, includendo anche scarti di lavorazioni o residui agro-alimentari.
- Scarti di lavorazione del legno o della carta.
- Prodotti organici derivanti dall'attività biologica umana ed animale, ad esempio le frazioni organiche dei residui urbani.

I combustibili solidi, liquidi o gassosi che siano, provenienti dalla biomassa vengono definiti "biocombustibili". In realtà un combustibile per essere definito come "bio" deve soddisfare un elenco di requisiti:

- essere rinnovabile, in quanto ottenuto dalla coltivazione di piante oleaginose di ampia diffusione;
- essere biodegradabile, cioè se disperso si deve dissolvere nell'arco di pochi giorni, mentre gli scarti dei combustibili tradizionali permangono molto a lungo. La degradabilità misurata in laboratorio viene normalmente espressa come % di riduzione della massa dopo un periodo di 28 giorni: per i biocombustibili questa

varia dal 76 al 90%, mentre per i combustibili fossili varia dall'11 (oli pesanti), al 18 (gasolio) al 28% (benzina);

- avere bassa tossicità;
- garantire limitate emissioni di CO<sub>2</sub> sull'intero ciclo di vita (obiettivo prioritario).

Secondo la normativa italiana si hanno quattro macrocategorie di biocombustibili ottenuti tramite lavorazioni della biomassa [6]:

1. Bioetanolo
2. Bioidrogeno
3. ETBE (etil-ter-butil-etero)
4. Biodiesel

### **3.2 L'evoluzione dei biocombustibili.**

Tra XIX e XX secolo i biocarburanti dominavano il mercato e quelli da fonti fossili erano solo una tecnologia in via di sviluppo. Henry Ford promosse l'uso di etanolo di origine vegetale per alimentare le automobili ed il primo motore diesel era alimentato con olio di arachidi. Alla fine degli anni Trenta, anche grazie a una legislazione favorevole la tecnologia del petrolio fece passi da gigante. La disponibilità di grandi quantità di greggio dopo la Seconda Guerra Mondiale, il basso costo del petrolio e le scelte politiche hanno fatto quasi scomparire i biocarburanti. [12]

In linea di massima Biocombustibili vengono suddivisi in tre gruppi a seconda del metodo e, soprattutto, della materia prima da cui vengono ricavati. Si parla di prima generazione, seconda generazione e terza generazione.

È in corso un dibattito su una possibile quarta categoria<sup>11</sup> che, secondo quanto scritto dalla redazione del portale Genitron riguarda "microrganismi geneticamente modificati in grado di catturare grandi quantità di CO<sub>2</sub>, microbi, in modo tale che questi come rifiuto producano combustibile".

#### **3.2.1 Prima Generazione e Seconda Generazione**

Quando si parla di bio combustibili di prima generazione si sta tratta di quei combustibili ricavati da materie prime generalmente usate per scopi alimentari e poi aggiunti ai combustibili tradizionali dopo un adeguato trattamento. In particolar modo come fonti primarie venivano utilizzati mais, soia, palma e canna da zucchero. Queste tipologie sono caratterizzate da resa ridotta e sono realizzate con processi produttivi che presentano scarsi margini di evoluzione. Inoltre, generano molti sottoprodotti dei quali diventa importante la vendita per rendere conveniente l'intera filiera produttiva.

---

<sup>11</sup> Fonte: sito "GENITRON" di cui si riporta il link dell'articolo citato. <http://www.genitronsviluppo.com/2008/03/11/biocarburanti-la-rapida-evoluzione-dei-biocarburanti-4-generazioni-che-si-susseguono-dal-mais-ai-batteri-geneticamente-modificati/> [13]

Fino ad oggi, insieme ad alcuni biocombustibili della seconda generazione sono stati quelli maggiormente utilizzati.

Ancora in fase di studio e sperimentazione sono invece i biocombustibili di seconda generazione. Nello sviluppo di questi ultimi si ricerca di ridurre la competizione tra utilizzo alimentare ed energetico, sia delle materie prime sia delle superfici coltivabili. Inoltre, si vuole aumentare la resa per ettaro, sia come quantità di materia prima sia come prodotto finale in modo da ridurre le superfici coltivabili necessarie.

Nella seconda generazione, infatti, sono compresi tutti i biocarburanti che derivano da coltivazioni non ad-hoc, come ad esempio gli scarti agricoli o forestali.

### **3.2.2 Terza Generazione**

In questa categoria vengono inclusi tutti quei carburanti dove gli atomi sono di origine atmosferica, come ad esempio la CO<sub>2</sub> che viene sprigionata nell'atmosfera e può essere fissata attraverso l'uso di particolari alghe.

In generale, questa categoria può essere considerata, allo stato dell'arte, come la panacea per la risoluzione di molte questioni legate all'inquinamento ambientale. In ogni caso, si tratta di un filone su cui ancora c'è molto da sperimentare, per esempio tenendo conto dei limitati quantitativi di prodotto finale che è possibile ottenere dalle alghe.

## **3.3 Il Biodiesel**

Il biodiesel si ottiene dalla transesterificazione di oli o grassi di origine animale o vegetale con alcol etilico o metilico; il prodotto di tale processo è un metil-estere di acidi grassi, il cui acronimo inglese è FAME (Fatty Acid Methyl Esters, esteri metilici di acidi grassi), che costituisce di per sé il biodiesel da additivare al gasolio commerciale o da utilizzare puro. Il colore è tipicamente ambrato e può essere più o meno scuro a seconda della materia prima di origine. Presenta inoltre una viscosità prossima a quella del gasolio.

L'utilizzo può essere consentito, se le case produttrici sia del motore che dei suoi componenti (in particolare il sistema di iniezione) lo ammettono, per i propulsori a gasolio. Il problema principale è la possibile formazione di depositi che ostruiscano i condotti del circuito di alimentazione del motore o modifichino il comportamento degli iniettori.

Nel caso in esame, il biodiesel utilizzato in laboratorio è un derivato di oli alimentari esausti e quindi facente parte dei biocarburanti di seconda generazione. L'olio è un rifiuto speciale non pericoloso che deve essere recuperato tramite la raccolta differenziata e conferito ad aziende raccoglitrice autorizzate iscritte al C.O.N.O.E. (Consorzio Obbligatorio Nazionale di raccolta e trattamento di Oli vegetali e grassi animali Esausti). La Fig.3.1 riporta l'andamento della raccolta di questo rifiuto, in tonnellate, nel periodo 2010-2017. [14]

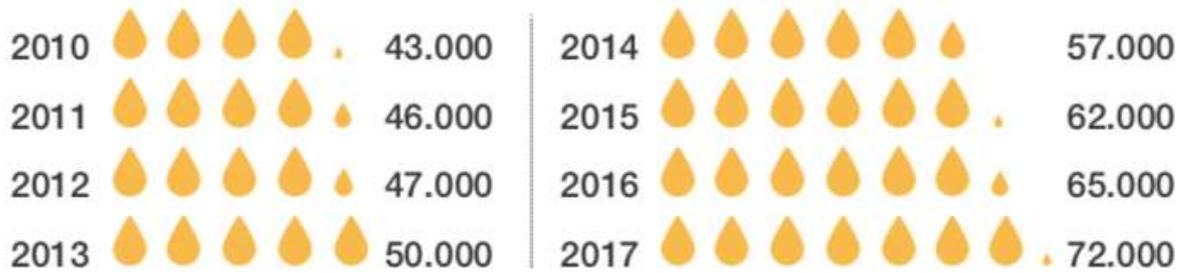


Fig. 3.1 - Andamento della raccolta CONOE di oli vegetali esausti

Ad oggi, comunque, è più comune l'utilizzo di miscele di Biodiesel con gasolio: ad esempio una miscela "B10" è costituita da un 10% di Biodiesel miscelato ad un 90% di gasolio minerale. Occorre evidenziare che la Direttiva europea sulla qualità dei combustibili attualmente in vigore (Direttiva 2009/30/CE) prescrive un tenore massimo di FAME pari al 7%.

### 3.3.1 Produrre il biodiesel

Il 70% del Biodiesel europeo è prodotto attraverso l'esterificazione dell'olio di colza, mentre il rimanente 30% è derivato da olio di girasole, oli esausti vegetali e grassi animali (dall'industria alimentare).

La lavorazione dei metil-esteri è relativamente semplice. Le materie prime oleose sono filtrate e pre-lavate per rimuovere l'acqua ed i contaminanti, e sono quindi mescolate con alcool (di solito metanolo) ed un catalizzatore (di solito sodio o idrossido di potassio). Il processo rompe le molecole oleose (trigliceridi) in acidi grassi, metil-esteri e glicerolo. La produzione industriale di Biodiesel conta due sottoprodotti di valore non trascurabile: la glicerina, utilizzata nell'industria farmaceutica e cosmetica, e i pannelli grassi costituiti da residui solidi vegetali dei semi utilizzabili dall'industria mangimistica. E' fondamentale considerare anche questi due sottoprodotti quando si valuta l'impatto ambientale e gli aspetti economici relativi alla produzione del Biodiesel [15]

Del totale raccolto, il 90% degli oli vegetali esausti viene avviato a produzione di biodiesel; nel 2018 quindi, prendendo il dato degli oli raccolti durante l'anno precedente, sono state prodotte circa 65 mila tonnellate di biodiesel di sola derivazione CONOE.

Se si prendono in esame le fasi di produzione e utilizzo degli stessi confrontandole con quelle dei carburanti fossili, come mostrato in Fig. 3.2.



Fig. 3.2 - Produzione di kgCO<sub>2</sub> per tonnellata di biocombustibile prodotto

La Fig. 3.2 evidenzia la differenza di produzione di anidride carbonica per tonnellata di biocombustibile e di carburante fossile prodotto. Il biodiesel CONOE prevede una produzione di CO<sub>2</sub> in fase di produzione inferiore di circa il 20% rispetto a quella per il diesel commerciale.

La principale differenza risiede nell'utilizzo dei due tipi di prodotti, ovvero al momento della combustione in cui si verifica una notevole differenza di emissione di CO<sub>2</sub> a favore del biodiesel, a tal punto che la differenza totale di anidride carbonica prodotta assume il valore di 3130 kgCO<sub>2</sub>eq.

Con quest'ultimo dato e con il valore di biodiesel CONOE prodotto nel 2018, possiamo stimare che in tale anno siano state evitate le emissioni di circa 203 mila tCO<sub>2</sub>eq grazie alla sostituzione del diesel fossile con quello derivato dagli oli esausti.[16]

### 3.3.2 Caratteristiche chimico-fisiche e parametri di interesse dei Biodiesel

Ogni tipologia di combustibile che può essere utilizzata all'interno di un propulsore (e non solo) è strettamente soggetta alle normative che ne definiscono i parametri e le condizioni di utilizzo.

In particolar modo, se si pensa alla possibilità di inserire un biocombustibile all'interno di propulsori già esistenti, come in questo caso, è necessario fare particolare attenzione ad alcuni aspetti. Per comprendere meglio, prima di passare ad un discorso prettamente teorico, se si vuole miscelare un combustibile con il gasolio, ad esempio, la densità e viscosità della componente rinnovabile non potranno essere sostanzialmente differenti da quelle del combustibile a cui sarà aggiunto, sia per motivi di miscibilità che di corretto funzionamento del propulsore.

Per quanto riguarda i Biodiesel, sostanze interessate da questa trattazione, essi sono normati secondo la direttiva EN 14214. Questa stabilisce un elenco di proprietà chimico fisiche da tenere in considerazione e ne fornisce intervalli di validità (Tabella 3.1).

Property	Test method(s)	Limits	Units
Ester content	EN 14103	96.5 min	% (mol/mol)
Density, 15°C	EN ISO 3675, EN ISO 12185	860–900	kg/m <sup>3</sup>
Kinematic viscosity, 40°C	EN ISO 3104, ISO 3105	3.5–5.0	mm <sup>2</sup> /s
Flash point	EN ISO 3679	120 min	°C
Sulfur content	EN ISO 20846, EN ISO 20884	10.0 max	mg/kg
Carbon residue (10% distillation residue)	EN ISO 10370	0.30 max	% (mol/mol)
Cetane number	EN ISO 5165	51 min	
Sulfated ash	ISO 3987	0.02 max	% (mol/mol)
Water content	EN ISO 12937	500 max	mg/kg
Total contamination	EN 12662	24 max	mg/kg
Copper strip corrosion (3 h, 50°C)	EN ISO 2160	1	Degree of corrosion
Oxidation stability, 110°C	EN 14112	6.0 min	h
Acid value	EN 14104	0.50 max	mg KOH/g
Iodine value	EN 14111	120 max	g I <sub>2</sub> /100 g
Linolenic acid content	EN 14103	12.0 max	% (mol/mol)
Polyunsaturated (≥4 double bonds) methyl esters	EN 14103	1 max	% (mol/mol)
Methanol content	EN 14110	0.20 max	% (mol/mol)
MAG content	EN 14105	0.80 max	% (mol/mol)
DAG content	EN 14105	0.20 max	% (mol/mol)
TAG content	EN 14105	0.20 max	% (mol/mol)
Free glycerol	EN 14105 EN 14106	0.020 max	% (mol/mol)
Total glycerol	EN 14105	0.25 max	% (mol/mol)
Group I metals (Na, K)	EN 14108 EN 14109	5.0 max	mg/kg
Group II metals (Ca, Mg)	EN 14538	5.0 max	mg/kg
Phosphorous content	EN 14107	10.0 max	mg/kg

*Tab.3.1 Proprietà biodiesel normate EN 14214*

Operando un confronto con il gasolio convenzionale si evince come il Biodiesel abbia una viscosità ed una densità maggiore. Tra gli altri, questi sono due parametri che sono coinvolti nei processi di atomizzazione del combustibile, quindi potrebbero dare luogo a gocce di maggiore diametro, ad esempio. Ancora: il numero di cetano in alcuni casi risulta maggiore (anche se con minime variazioni), con una conseguente riduzione del ritardo all'accensione.

Perciò, prima di avere un processo di combustione totalmente rivoluzionato e diverso da quello per cui il sistema è stato costruito, è bene valutare con attenzione tutte le grandezze di interesse.

Sono poi, introdotti, tre ulteriori parametri:

- **Flash Point:** è la temperatura di accensione nel caso di contatto con una fiamma. Per un Biodiesel è maggiore rispetto al caso del gasolio. Un comportamento di questo tipo rende difficile l'avviamento a freddo.
- **Cloud point:** tradotto “punto di intorbidimento”. È una temperatura che possiamo considerare come critica. Raffreddando una miscela, al raggiungimento della stessa, infatti, cominciano a comparire dei cristalli di cera che successivamente, possono liquefare. Conseguenze: ostruzione dei filtri e delle linee di alimentazione del combustibile.

- **Pour Point:** o punto di fusione. È un limite di pompaggio, per la precisione è la temperatura a partire dalla quale un fluido può essere movimentato. Essendo maggiore di quella del gasolio, anche questo dato, determina un peggioramento della fase di avviamento a freddo.

La normativa europea, attualmente, fissa un contenuto massimo di FAME pari al 7%. Nei casi in cui vengano inserite percentuali maggiori potrebbero nascere delle criticità.

L'utilizzo di miscele con elevato tenore di biodiesel richiede che la centralina sia in grado di modificare i parametri di iniezione, garantendo stabilità di combustione. Per contro, il biodiesel ha capacità lubrificanti superiori a quelle del gasolio, questo garantisce una minore usura del motore, se correttamente trattato ed additivato.

### 3.3.3 La transesterificazione

Nella parte sottostante sono presenti alcuni cenni sui passaggi del processo chimico effettuato per ottenere il Biodiesel: la transesterificazione.

Come già anticipato nel paragrafo precedente la transesterificazione è il processo tramite cui si produce biodiesel a partire da oli vegetali o grassi animali. Si trattano gli oli attraverso una reazione di trans-esterificazione: l'olio vegetale reagisce con alcool metilico (metanolo), i componenti alcolici contenuti in origine (glicerolo) vengono sostituiti, comportando la rottura delle molecole di trigliceridi in tre molecole (metilesteri) più piccole, con formazione di glicerina come sottoprodotto.

Nella figura sottostante (fig. 3.3) è schematizzato in breve il processo mediante il quale si ottiene il combustibile in esame, in cui "SVO" è l'acronimo dell'olio vegetale utilizzato come materia prima.

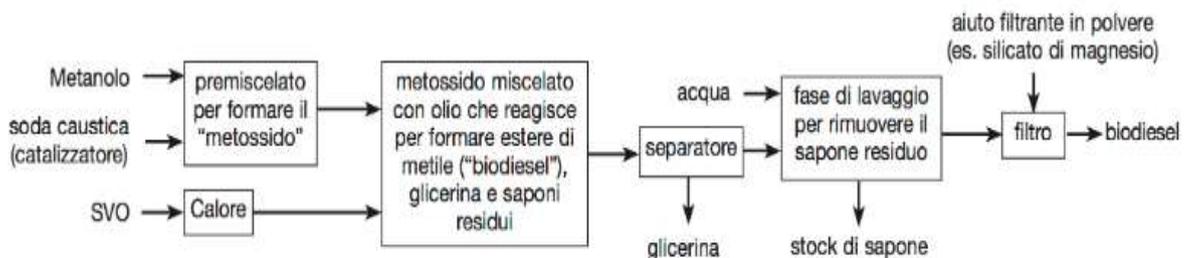


Figura 3.3: schema processo transesterificazione

Per accelerare il processo si utilizzano catalizzatori (generalmente alcalini, idrossido di potassio o di sodio, che richiedono oli con acidità < 1% per evitare la formazione di saponi). Si può anche aggiungere metanolo in eccesso ed eliminare via via la glicerina formatasi durante il processo. La presenza di acqua nella materia prima (o prodotta durante il processo) rallenta la reazione di transesterificazione. Il bilancio di massa semplificato della reazione prevede la produzione di 1 t di biodiesel (e 100 kg di glicerina) a partire da 1 t di olio + 100 kg di metanolo. Esistono tre diversi processi:

- a media temperatura (intorno a 70 °C), utilizzato per grandi impianti;
- a temperatura ambiente, utilizzato per piccoli impianti;
- continuo ad alta temperatura (200 °C) e pressione (50 bar), per gli impianti di maggiore capacità produttiva. [6]

### 3.3.4 Vantaggi e Svantaggi legati all'utilizzo del Biodiesel

Senza entrare nel merito della presente trattazione (si vedranno in seguito le conclusioni relative allo studio sperimentale effettuato) in linea generale lo studio riguardante l'utilizzo di Biocombustibili, ed in particolare di Biodiesel, ha portato ad alcune considerazioni di massima.

In prima istanza, come già detto, c'è il fatto che questo tipo di carburante sia ricavato da fonti rinnovabili. Ciò significa non ricadere nella casistica secondo la quale l'esauribilità delle riserve porti ad un aumento dei costi o dei rischi di approvvigionamento. Ci sono tuttavia, delle problematiche di cui non si può tenere conto. Restando nel campo dei biocombustibili derivati da olii non si può scordare il fatto che per quanto riguarda gli oli esauriti, la quantità richiesta per far funzionare un parco auto considerevole supera di gran lunga la quantità di materia "prima" raccolta tramite riciclo industriale e domestico.

Se invece ci si riferisce alla quota parte ottenuta da oli vegetali, ebbene, essa richiede la presenza di coltivazioni ad hoc di estensioni notevoli che, necessariamente, sarebbero tolte al settore alimentare. Questo fatto determina notevoli polemiche legate ad un discorso etico più che pratico: non si può pensare di dedicare intere aree alle coltivazioni di vegetazione che non viene poi destinata all'industria alimentare in un mondo dove ancora troppe persone soffrono la fame; si parla pertanto di competizione *food-fuel*.

Restando in ottica più prettamente scientifica un concetto da non sottovalutare è la diversa composizione rispetto al gasolio tradizionale. Si può avere pertanto un diverso comportamento rispetto alle emissioni allo scarico, a maggior ragione se si considera l'interno ciclo di vita di questa tipologia di carburante.

Come specificato al paragrafo 3.3.2, il biodiesel presenta una viscosità maggiore rispetto al gasolio. Questo dato comporta quindi che questa tipologia di combustibile sia meno volatile e quindi il processo di atomizzazione risulta modificato. Gocce più grosse comportano una penetrazione maggiore per via della loro inerzia; questo significa che le particelle di combustibile potrebbero andare ad intaccare il lubrificante che ricopre le pareti del cilindro. Le caratteristiche del velo lubrificante peggiorano e non svolgono più ottimamente il compito cui è demandato, quindi si ha una maggiore usura dei componenti meccanici. Le variazioni di composizione rispetto al gasolio tradizionale comportano il bisogno di rivedere le strategie di iniezione e le caratteristiche dello spray. Inoltre, da non sottovalutare, sono i depositi che possono andare a formarsi all'interno dei sistemi di iniezione e di aspirazione.

Dal punto di vista delle emissioni: secondo i dati riportati dal CTI-Comitato Termotecnico Italiano <sup>12</sup>, la nota dolente riguardo al Biodiesel è data dalle emissioni di ossidi di azoto. Mediamente, si è registrato un aumento di circa il 10-13% rispetto al gasolio tradizionale. Questo fatto è dato dalla più elevata concentrazione di ossigeno rispetto a quest'ultimo. Si registrano, al contrario, diminuzioni notevoli di idrocarburi incombusti (HC) di monossido di carbonio (CO).

---

<sup>12</sup>Si rimanda al portale del CTI per i risultati citati riguardo alle emissioni allo scarico.

<https://www.cti2000.it/biodiesel/index.php?contid=36&nm=4&sm=46>

Vedere Indice Bibliografico [15]

Discorso diverso è fatto per l'anidride carbonica. Si crede, infatti, che il biodiesel emetta anidride carbonica "rinnovabile", in quanto si pensa che in tempi brevi questa possa essere riassorbita da quelle coltivazioni dedicate alla produzione dello stesso.

Quanto riportato poc'anzi è ottenuto da studi riguardanti biodiesel studiati puri, il discorso è differente se si considerano miscele, come nel caso in esame i cui risultati verranno poi discussi nei capitoli successivi.

### **3.3.5 Lo scenario italiano**

In Italia esistono produzioni medie di biodiesel da colza e olio di girasole il quale viene utilizzato per lo più per il riscaldamento mentre nel campo dell'autotrazione è diffuso solo a livello di alcune aziende di trasporto.

Il quantitativo di biodiesel prodotto, come riportato dalla redazione del magazine "Automobile.it" risulta essere pari per il 2005 a 200.000 tonnellate. Ci sono stati aumenti nel corso degli anni successivi, dovuti agli incentivi statali che hanno reso più competitivo il mercato. Tuttavia, gli stessi nel 2013 sono stati eliminati e si è pertanto visto un ritorno ai numeri del 2005. Negli ultimi anni, a seguito delle svolte green che si stanno adottando c'è nuovamente un aumento della produzione.

Secondo quanto riportato dal GSE<sup>13</sup>, il 99% dei biocombustibili consumati in Italia nel 2017 era sostenibile. Poco meno del 97% di tali volumi è costituito da biodiesel.

Il biodiesel così com'è al momento non è commercializzato nel nostro Paese, tuttavia si può trovare miscelato al gasolio fino al 7% (ma è un dato destinato ad aumentare) per aumentarne il potere lubrificante. Miscele di questo tipo possono essere utilizzate su tutti le tipologie di propulsori diesel.

In generale, è possibile affermare che la produzione italiana di biodiesel (di tutte le derivazioni) è molto lontana dal poter pensare di sostituire in grande percentuale il combustibile fossile con quello "bio".

---

<sup>13</sup> GSE = gestore dei servizi energetici

## CAPITOLO 4

### Apparecchiature di prova e sistema di misura

La Sala Motori presente all'interno del Dipartimento di Ingegneria Meccanica, Energetica, Gestionale e dei Trasporti (DIME), è un laboratorio dedicato alla sperimentazione di propulsori di tipo automobilistico. La sala, per motivi acustici e di sicurezza, è suddivisa in due zone:

- la *cella di prova*, dove si trova, appunto, il motore su cui vengono eseguiti i test e la relativa strumentazione per il funzionamento dello stesso e per la misura dei parametri di interesse.
- la *sala di comando*, dove si trovano gli operatori e le strumentazioni che controllano il propulsore ed eseguono le acquisizioni dei relativi parametri.

#### 4.1 La cella di prova

La cella di prova (Fig. 4.1) è una camera acusticamente isolata mediante pannelli fonoassorbenti in lana di vetro, ricoperti da un laminato di alluminio ondulato e traforato.



*Figura 4.1- Cella di prova*

L'accesso a tale ambiente avviene grazie ad una porta antincendio, tenuta opportunamente chiusa durante lo svolgimento delle prove, mentre la presenza di una vetrata corazzata permette agli operatori, situati nella sala comandi, di effettuare un continuo monitoraggio del funzionamento dell'apparato di prova in tutta sicurezza.

Il banco prova vero e proprio è costituito da un freno dinamometrico e da telai per il supporto di tutta l'apparecchiatura. È presente, poi, della strumentazione ausiliaria per il

corretto funzionamento del propulsore (alimentazione del combustibile e sistema di refrigerazione ad esempio).

Il freno, modello *Schenck W260*, è lo strumento necessario per la determinazione del carico e per la dissipazione della potenza erogata. Esso è del tipo a correnti parassite raffreddato ad acqua. Le trasmissioni di collegamento tra il freno dinamometrico e il motore sono naturalmente schermate con opportune protezioni allo scopo di limitare le conseguenze di un'eventuale rottura delle stesse.

All'interno della cella di prova sono presenti alcuni servizi ausiliari senza i quali le prove non potrebbero avere luogo. Si tratta di sistemi per:

- Ricambio dell'aria  
utile per evitare il riscaldamento degli ambienti, per fornire il comburente necessario al funzionamento del motore e per raffreddare i componenti del turbogruppo.
- Raffreddamento ad acqua  
garantisce un opportuno smaltimento del calore prodotto dal motore e dal freno dinamometrico. L'acqua viene prelevata da una rete a circuito chiuso del Dipartimento ed inviata alle varie utenze da una pompa centrifuga esterna alla Sala Motori.
- Alimentazione elettrica  
La strumentazione presente nella Sala Motori richiede linee elettriche diversificate per soddisfare le esigenze dei diversi utilizzatori. Una linea principale a 220V 50 Hz C.A., un accumulatore a 12V C.C. di capacità pari a 100Ah per l'alimentazione dell'impianto elettrico del propulsore e due alimentatori a 24V C.C.
- Alimentazione del combustibile  
I serbatoi del gasolio e della benzina sono posizionati all'interno di un armadio collocato all'esterno dei laboratori.
- Evacuazione dei gas di scarico  
I gas generati dalla combustione percorrono il sistema di scarico del motore, dotato di sonde di prelievo per inviare i gas agli analizzatori e al fumosimetro, e successivamente vengono inviati al camino per mezzo di un ventilatore centrifugo.

Nella cella di prova sono inoltre presenti alcuni strumenti di misura, tra i quali una bilancia per la rilevazione del consumo del combustibile ed un fumosimetro per determinare i livelli di fumosità dei gas di scarico. Gli elementi sopraccitati verranno poi analizzati nei paragrafi successivi.

## **4.2 La sala comandi**

Come anticipato in precedenza, si tratta dell'ambiente dedicato al controllo e monitoraggio delle apparecchiature e dei sistemi di misura.



*Fig. 4.2 – Sala comandi*

Nella figura 4.2 si può vedere, partendo da sinistra, un rack contenente gli strumenti di analisi dei gas di scarico, quali il FID, gli analizzatori di CO<sub>2</sub> e di NO<sub>x</sub> e il quadro comandi con lo schema di impianto (in alto a sinistra). Subito adiacenti al rack sono presenti cinque manometri differenziali: due a mercurio e tre ad acqua.

In posizione centrale vediamo, invece, il pannello di controllo, sul quale sono situati i comandi per l'accensione e l'alimentazione dei due propulsori, nonché quelli per la gestione della frizione durante le fasi di innesto tra motore e freno. Vi sono anche alcuni display per la visualizzazione di segnali di temperatura inviati da termocoppie di tipo T, il manometro della pressione del lubrificante del motore, i pulsanti di alimentazione ed interruzione dell'elettrovalvola del combustibile ed infine l'interruttore generale per l'accensione del banco stesso.

Al di sopra del pannello e della vetrata corazzata trovano posto: gli indicatori del livello del combustibile nei serbatoi, i pulsanti di comando degli aspiratori e dei ventilatori adibiti al ricambio dell'aria sia nella cella che nella sala comandi, i pulsanti di comando della pompa dell'acqua di servizio ed il rispettivo manometro.

Alla destra del pannello appena descritto troviamo un secondo rack in cui è presente l'unità di controllo del freno dinamometrico insieme all'alimentatore per il misuratore ponderale della portata di combustibile (bilancia) e all'acquisitore dei dati *Agilent 34980A*.

Tutte le grandezze misurate dai diversi sensori vengono inviate all'acquisitore e la loro gestione e memorizzazione è resa possibile grazie all'utilizzo di un calcolatore, direttamente connesso all'acquisitore stesso. Un secondo calcolatore, dotato di collegamento *Ethernet* con l'unità di controllo del motore e di software di comunicazione *INCA* della *ETAS*, permette invece non soltanto di analizzare i segnali trasmessi dai sensori installati di serie sul propulsore, ma anche di dialogare con questo, intervenendo in modo specifico sulle mappe di controllo contenute nella ECU. [17]

### 4.3 Strumentazione di misura

Il motore Diesel utilizzato per effettuare la presente sperimentazione è stato equipaggiato con un numero elevato di sensori e trasduttori<sup>14</sup> per effettuare le misure dei più svariati parametri. Nella figura sottostante (Fig.4.3) si può vedere una rappresentazione di massima del motore e dei sensori e trasduttori.

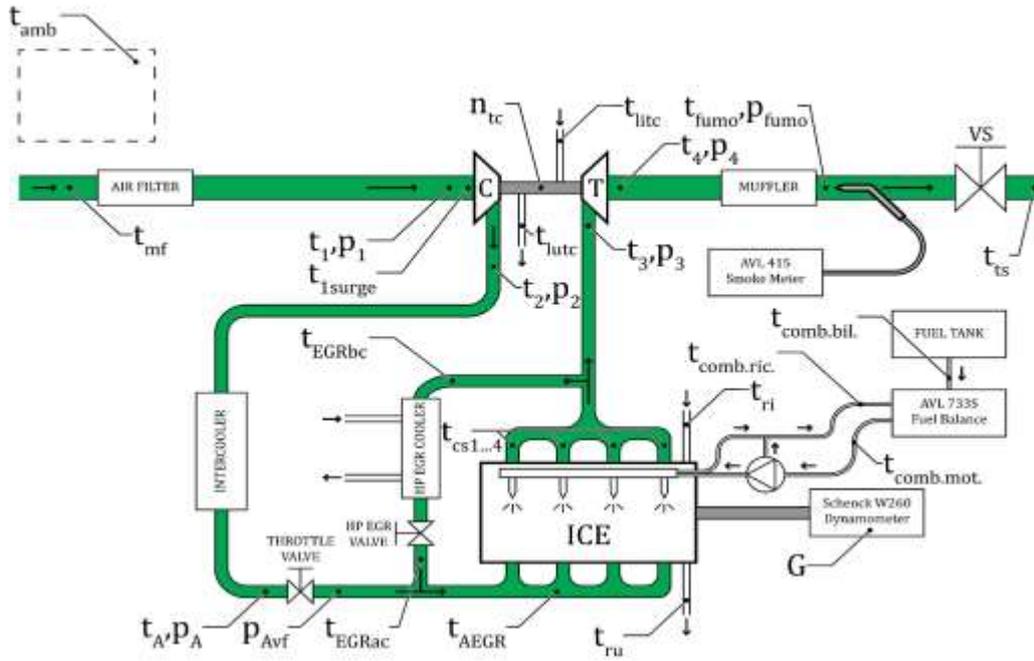
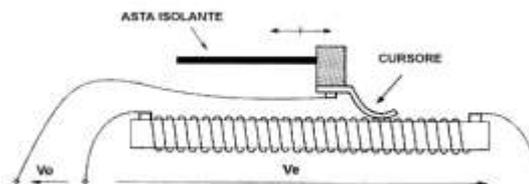


Fig. 4.3 – Diagramma del motore e posizione di sensori e trasduttori installati sullo stesso

I segnali inviati dai trasduttori, analogici o digitali che siano, vengono memorizzati in un calcolatore e successivamente convertiti nelle grandezze di effettivo interesse attraverso appositi programmi realizzati in ambiente *LabVIEW* o *Excel*. È pertanto necessario, al fine di ottenere un'elevata attendibilità dei risultati ottenuti, accertarsi della precisione degli strumenti, i quali devono essere sottoposti ad una procedura di taratura eseguita secondo metodologie standardizzate, ed utilizzare sistemi di acquisizione ed elaborazione dotati di elevata capacità ed accuratezza.

I trasduttori utilizzati sono sia di tipo attivo, che quindi non necessitano di una fonte di alimentazione per poter funzionare, sia di tipo passivo, per cui richiedono di essere alimentati da una opportuna sorgente. In entrambi i casi non è possibile confrontare direttamente il campione con il misurando, ma è indispensabile l'impiego di una curva di

<sup>14</sup> Il trasduttore è un dispositivo relativamente economico ed è costituito da un involucro cilindrico entro il quale è inserito un potenziometro di misura. Il principio di funzionamento è schematizzato



taratura che permetta di legare il segnale in tensione in uscita dal trasduttore al valore del misurando o della sua variazione.

#### 4.3.1 Misura di spostamento lineare

Per la determinazione del grado di apertura della turbina a geometria variabile installata sul motore in esame (Fig. 4.4), viene impiegato un trasduttore lineare di tipo potenziometrico.

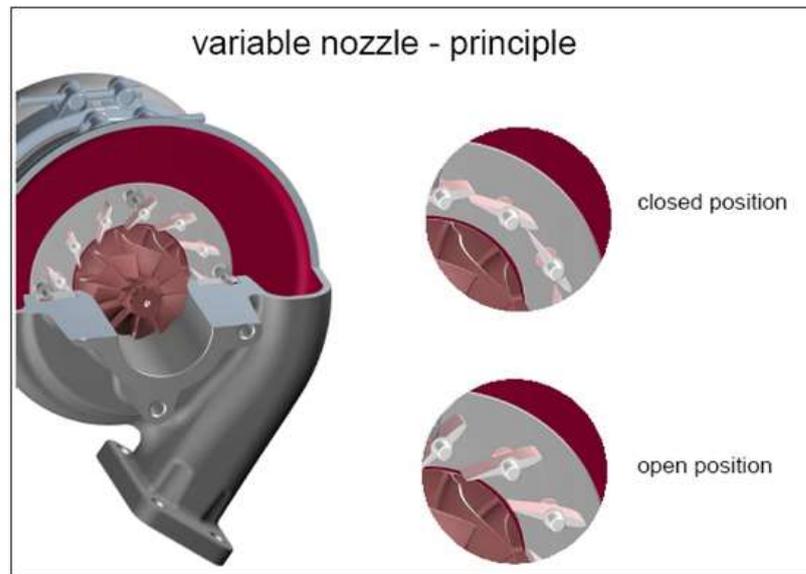


Figura 4.4 - Schema di un distributore a geometria variabile

Esso permette di misurare lo spostamento relativo tra due punti e quindi, nel caso specifico dell'applicazione considerata, il movimento dell'astina dell'attuatore pneumatico che comanda il sistema di regolazione del turbogruppo.

Il trasduttore utilizzato, che nel motore studiato è stato posizionato in prossimità del turbogruppo (fig. 4.6), è collegato meccanicamente all'astina di comando del distributore a geometria variabile (fig. 4.4), il cui spostamento varia da un valore massimo  $S_{max}$  ad un minimo  $S_{min}$  rilevati in fase di taratura. Per consentire di tenere conto delle variazioni nella sezione di passaggio, si definisce il grado di apertura  $A$  del distributore a geometria variabile, con la formula (4.1):

$$A = \frac{S_{max} - S}{S_{max} - S_{min}} \cdot 100 [\%] \quad (4.1)$$

Dove  $S$  è lo spostamento attuale dell'astina di comando.  $A$  è variabile quindi tra 0 e 100%, con il valore 0 corrispondente alla sezione di passaggio minima e 100% a quella massima.

Il distributore viene attuato mediante un segnale in depressione: la centralina controlla il duty-cycle ( $DC_{VNT}$ ) del segnale elettrico in PWM. Questo è ciò che governa la depressione generata dalla pompa del vuoto installata su motore. Il segnale pneumatico arriva alla capsula del dispositivo di comando e modifica la posizione dell'astina di regolazione.

Quando  $DC_{VNT}$  è massimo allora significa che è massimo lo spostamento dell'astina e ciò corrisponde alla posizione di chiusura del distributore. Nell'elaborazione dei dati, il grado

di apertura  $A$  è ricavato mediante una correlazione lineare, che lega questa grandezza a  $DC_{VNT}$ , ricavato dall'acquisizione dei dati di centralina.

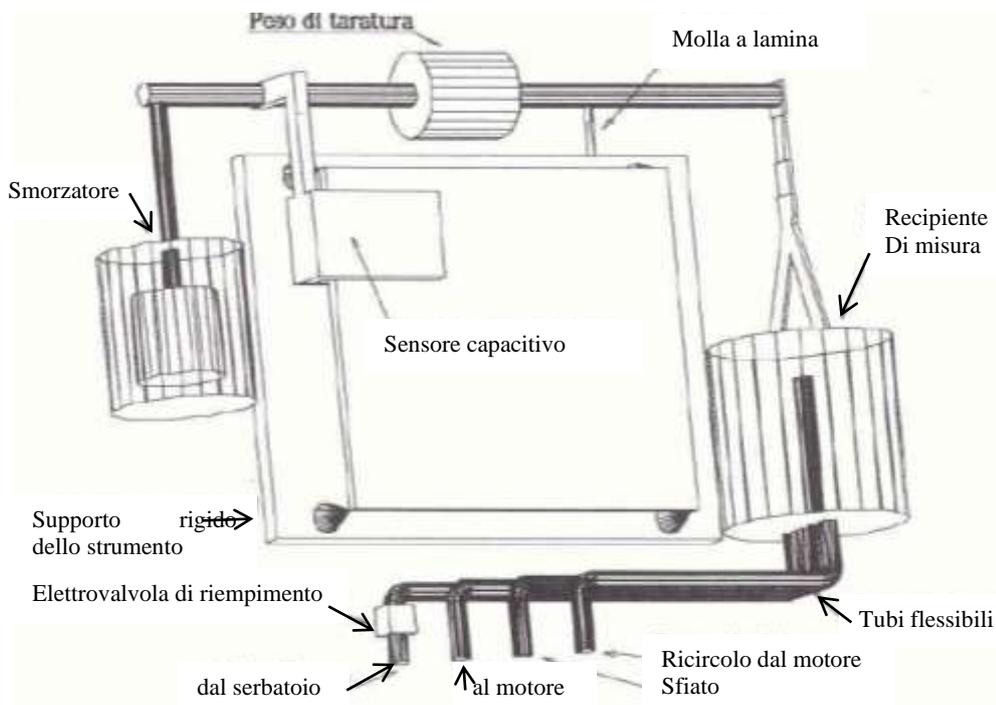
Nel caso in cui ci fosse un'interruzione dell'alimentazione del sistema, il distributore si aprirebbe completamente attuando una misura cautelativa volta a salvaguardare il turbogruppo.

### 4.3.2 Misura del consumo di combustibile

La determinazione della portata di combustibile  $M_c$  risulta di estrema importanza, in quanto essa permette di risalire ad alcune delle principali grandezze che definiscono le caratteristiche di funzionamento del motore, quali il rapporto aria/combustibile  $\alpha$ , il consumo specifico di combustibile  $m_{sc}$  e il rendimento globale del motore  $\eta_g$ .

La cella di prova è dotata di un misuratore di portata di combustibile *AVL 733S*, indicato anche come bilancia, di tipo gravimetrico, che ha la funzione di alimentare il motore per mezzo di un recipiente le cui variazioni di massa sono costantemente misurate tramite un sensore capacitivo che le trasforma in segnali di tensione, gestiti da un microprocessore. Quest'ultimo controlla le procedure di taratura, di misura e di calibrazione e gestisce, grazie ad un protocollo di comunicazione dedicato messo a punto dal costruttore, il trasferimento dei dati rilevati al personal computer a cui il misuratore è collegato tramite interfaccia seriale *RS-232*. Il tutto viene eseguito in maniera automatica, senza la necessità di valutare i valori di temperatura e densità del combustibile, indispensabili in processi di misura di tipo volumetrico.

Esistono due possibilità di misura: a tempo predeterminato (si fissa il periodo di misura e si valuta la massa di combustibile consumato in quel periodo) o a peso predeterminato (si fissa la massa di combustibile e si misura il tempo necessario a consumarlo) (Fig. 4.5). Durante le prove sperimentali che si eseguono in Sala Motori, sono effettuate tre letture con un tempo prestabilito di 10 secondi ciascuna.



*Figura 4.5 - Schema del misuratore ponderale di portata di combustibile*

Tra gli svantaggi legati all'adozione di questo strumento si ricordano il maggior costo rispetto ad un sistema volumetrico tradizionale a bolle tarate e le maggiori complicazioni a livello impiantistico, necessarie per garantire una corretta portata di riempimento del "vassoio di misura" e per garantire una omogeneità termica dei flussi di combustibile in ingresso ed in uscita. Inoltre, la bilancia dovrà essere dotata di una linea di ricircolo dal motore e di uno sfiato, per consentire una continua evacuazione di aria e bolle di vapore eventualmente presenti nel combustibile di alimentazione o in quello di ricircolo.

### **4.3.3 Analisi dei gas di scarico**

Per analizzare i gas combusti provenienti dal motore, come già accennato, nella sala comandi è presente un rack nel quale trovano alloggiamento tre analizzatori a flusso continuo che permettono di valutare la concentrazione di: anidride carbonica (CO<sub>2</sub>) allo scarico e all'aspirazione, ossidi di azoto (NO<sub>x</sub>) e idrocarburi incombusti (HC).

Essi si differenziano per il diverso principio di funzionamento:

- analizzatore di biossido di carbonio → NDIR (non dispersivi a raggi infrarossi);
- analizzatore di ossidi d'azoto → CLA (a chemiluminescenza);
- analizzatore di idrocarburi incombusti → FID (a ionizzazione di fiamma).

Attualmente, il primo ed il terzo sono in fase di sostituzione. Durante la raccolta dei dati è stato utilizzato solamente lo strumento a chemiluminescenza per gli ossidi di azoto.

Nel corso di una prova, il segnale d'uscita viene inviato sia al display con indicatore ad ago dello strumento stesso, in modo che sia possibile controllare rapidamente la misura, sia all'acquisitore, attraverso un segnale in tensione, così da poter memorizzare il valore misurato. I gas da analizzare sono prelevati allo scarico del propulsore a valle della turbina di sovralimentazione. Successivamente gli stessi vengono raffreddati a circa 0 °C per eliminare il vapore d'acqua ed evitare la condensa lungo le linee del circuito o nello strumento.

La taratura degli strumenti, la misura delle sostanze inquinanti e lo spurgo delle linee mediante aria compressa sono eseguibili direttamente dal rack, agendo sugli opportuni interruttori delle elettrovalvole ed indirizzando così i gas nel circuito desiderato

La taratura degli analizzatori viene eseguita dopo un periodo di inattività, dopo operazioni di manutenzione o, comunque, una volta trascorso un periodo di tempo consigliato dal costruttore. Per questa operazione si utilizzano bombole contenenti miscele di gas di composizione e concentrazione nota, poste in un'apposita gabbia metallica all'esterno della Sala Motori.

### **4.3.4 Misura della fumosità allo scarico: il fumosimetro.**

La determinazione della fumosità dei gas di scarico e della relativa concentrazione di particolato carbonioso è effettuata grazie ad un fumosimetro di tipo ottico a campionamento variabile *AVL 415*.

La misurazione viene eseguita in maniera indiretta, misurando la luce riflessa da un filtro di carta. In base allo stato di annerimento del filtro, determinato dal deposito carbonioso

dei gas di scarico che l'hanno attraversato, varia la quantità di luce rilevata dalla fotocellula dello strumento.

L'apparecchiatura fornisce il valore della fumosità espressa in *Filter Smoke Number* (FSN) e la concentrazione di particolato carbonioso (soot concentration), valutata in base alla fumosità rilevata, in  $\text{mg}/\text{m}^3$ .

Le prove possono essere effettuate stabilendo un volume di gas campionato o il tempo di campionamento. Come alternativa si può impostare lo strumento sulla modalità "Auto Range", secondo la quale viene prelevato un primo volume fissato di gas e valutato l'annerimento del filtro. Il risultato viene utilizzato al fine di determinare il volume di campionamento "ottimo" per effettuare una seconda misura, il tutto in maniera completamente automatica. Tale volume è quello che determina l'annerimento del filtro di carta per il quale si ha la massima sensibilità e risoluzione del dispositivo ottico di lettura e pertanto questa è la modalità tipicamente utilizzata durante la realizzazione delle prove, a meno che il volume campionato per la seconda misura non sia eccessivamente elevato: in tal caso infatti, l'umidità presente nel campione è tale da indebolire la carta del filtro fino a provocarne la rottura, impedendo la misura. In questo caso, frequente per gli attuali motori caratterizzati da bassa fumosità, si ricorre ad un volume campionato fisso pari a  $2 \text{ dm}^3$ , che rappresenta un compromesso tra buona precisione di misura e condizioni a salvaguardia del filtro di carta.

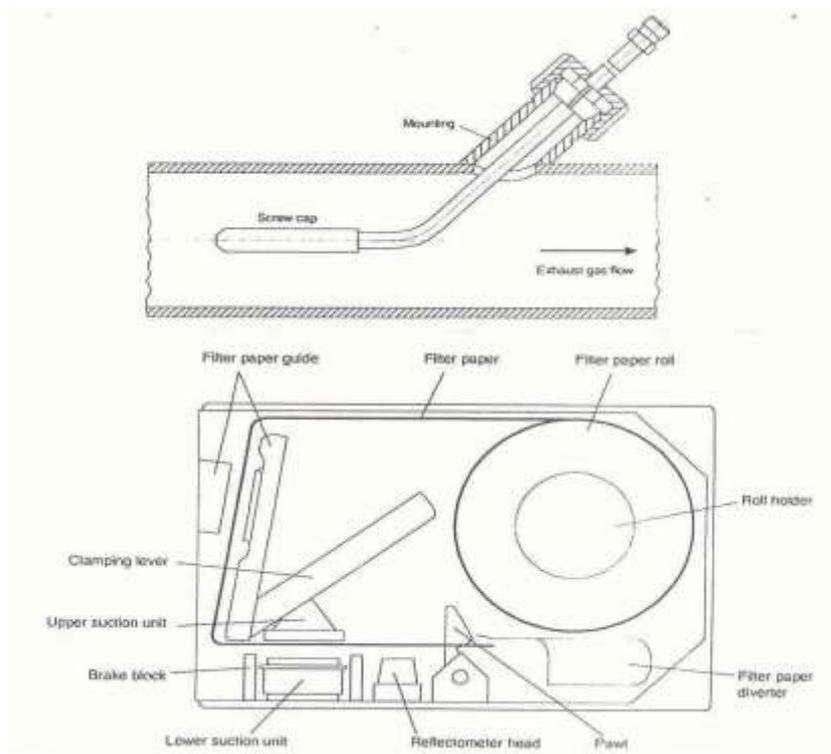


Fig. 4.6 – Schema del fumosimetro

Il processo di misura è controllato da un'unità di calcolo interna allo strumento, che dialoga direttamente con il personal computer preposto alla gestione dell'intera procedura di acquisizione dati attraverso interfaccia seriale. Il calcolatore permette di memorizzare le misurazioni grazie ad un programma in ambiente *LabVIEW*.

## 4.4 Acquisizione dei dati

L'acquisizione dei dati provenienti dai vari sensori e trasduttori viene gestita per mezzo di due unità logiche: la prima è dedicata alla comunicazione diretta con la centralina, di tipo "aperto" (nel caso specifico del motore Diesel installato al banco si tratta dell'unità Magneti Marelli 8F2), e la seconda per la memorizzazione e l'elaborazione dei segnali provenienti dai misuratori riguardanti:

- l'acquisitore dati *Agilent 34980A*;
- il misuratore ponderale di portata del combustibile *AVL 733S*;
- il fumosimetro a campionamento variabile *AVL 415*.

Per quanto concerne i punti due e tre si è già discusso nei precedenti paragrafi. Tali strumenti di misura, installati per motivi pratici all'interno della cella di prova, sono collegati direttamente al personal computer tramite un'interfaccia seriale *RS-232*.

Essi non producono semplici segnali proporzionali al valore della grandezza da misurare, ma veri e propri messaggi alfanumerici che forniscono, oltre ai valori rilevati, informazioni relative allo stato di funzionamento degli strumenti stessi.[17]

L'acquisizione di tali messaggi è effettuata tramite l'utilizzo degli strumenti virtuali "*AVL733S.vi*" e "*Fumosimetro.vi*", creati nel corso di precedenti lavori di tesi [18] n ambiente *LabVIEW* e rispettivamente adibiti al controllo della portata di combustibile e della fumosità allo scarico. È inoltre presente un programma, "*setup AVL415.vi*", analogo a quelli appena citati, che consente di controllare lo stato del fumosimetro e la presenza o meno di eventuali errori che potrebbero portare a difficoltà di misura in fase di prova.

Si vedrà di seguito una breve descrizione riguardante l'acquisitore dati.

### 4.4.1 L'acquisitore Agilent 34980A

L'acquisitore dati riceve tutti i segnali emessi dalla strumentazione installata nelle diverse stazioni di misura del motore, provenienti dal freno, dall'analizzatore di  $\text{NO}_x$ , ecc., ed è collegato al pc tramite interfaccia GPIB (cavo + scheda NI-PCI).

È un sistema multifunzionale di test ed acquisizione, sviluppato su una piattaforma di tipo *LXI*, che fornisce elevate prestazioni e flessibilità di misura.

Il sistema *34980A* è dotato di due morsettiere ad elevata capacità, sino a 40 canali ciascuna, collegate alle cartoline dell'acquisitore attraverso 4 cavi schermati. In questo modo le morsettiere, a cui vengono connessi i molteplici sensori presenti sul motore, possono essere situate nella cella di prova.

Durante il presente lavoro di tesi è stato utilizzato in ambiente *LabVIEW* un software di controllo dal nome "*Acquisizione da MOTORE.vi*" che gestisce l'acquisizione e la gestione dei dati inviati all'unità di calcolo tramite la scheda GPIB. In Fig. 4.7 viene riportata l'interfaccia utente del programma. Il file di testo contenente la configurazione di misura utilizzata durante le prove è chiamato "*CANALI\_MOTORE\_COMPLETO*", il quale comprende circa 40 canali, ciascuno associato ad una grandezza.

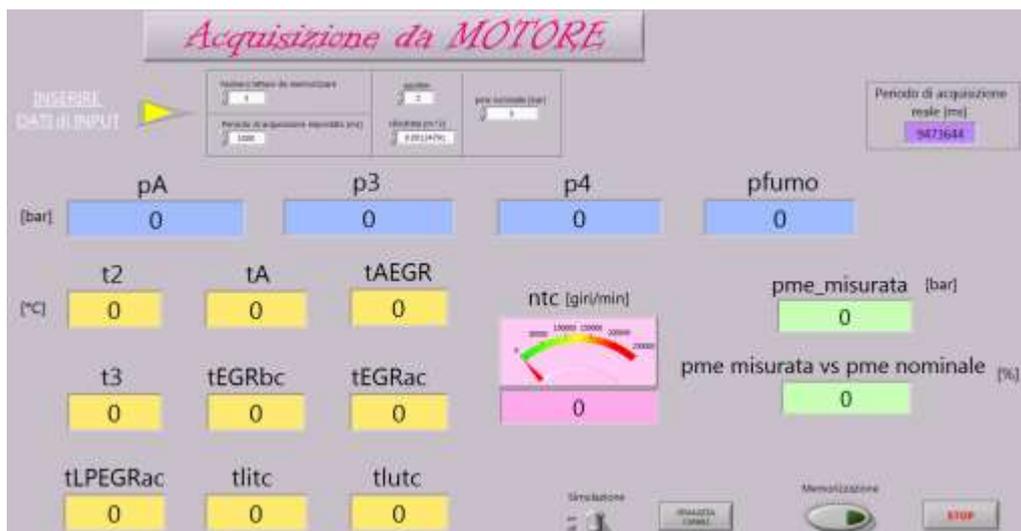


Fig. 4.7 – Interfaccia del programma di acquisizione

I valori acquisiti dallo strumento Agilent 34980A vengono salvati su un file in formato “.lvm” che è possibile aprire con il programma Microsoft Excel. In tal modo si procede, a prova ultimata, ad elaborare i dati ottenuti, utilizzandoli per ricavare ulteriori informazioni o per realizzare grafici, utili al fine di effettuare confronti tra le diverse condizioni di prova.

In particolare, è necessario convertire i segnali provenienti dal freno dinamometrico, dal segnale di comando del dispositivo a geometria variabile e dall’analizzatore di NO<sub>x</sub>, in quanto le rispettive caratteristiche di taratura hanno coefficienti differenti in base al fondo scala adottato.

A tal fine viene utilizzata una maschera di conversione in formato *Excel*, costituita da tre fogli di lavoro. Nel primo vengono inseriti il valore della pressione ambiente  $p_{amb}$  che ha caratterizzato lo svolgimento delle misure e utilizzato come valore di riferimento per i trasduttori relativi di pressione. Un secondo foglio di conversione è impiegato per calcolare i valori relativi alla concentrazione di NO<sub>x</sub>, a partire dal valore in tensione rilevato dall’acquisitore, e della fumosità, mediando le letture relative allo stesso punto di misura. È infine presente un terzo foglio, in cui vengono inseriti i valori relativi al regime di rotazione  $n$  e alla portata d’aria aspirata  $M_a$ , ottenuti dal software di gestione della centralina INCA. Vengono inoltre immessi i valori della quantità di combustibile iniettata  $M_c$  e della fumosità allo scarico. Sulla base di questi parametri vengono quindi calcolati i valori di potenza, coppia, pressione media effettiva, consumo specifico di combustibile nonché le emissioni specifiche dei differenti inquinanti.

Il sistema di misura per i diagrammi indicati verrà trattato nello specifico nel capitolo 5.

## 4.5 La centralina ed il software INCA

La centralina è sicuramente l’elemento fondamentale per svolgere sperimentazioni sui motori a combustione interna. Nei propulsori moderni per le applicazioni *automotive* si è instaurato un forte legame tra meccanica, termodinamica e elettronica con la conseguente complicazione del controllo dell’intero sistema. Nella fase di sperimentazione si adottano delle centraline di tipo “aperto”, dove la ECU è equipaggiata con un dispositivo di emulazione delle EPROM, che permette di duplicare il contenuto delle memorie rendendolo disponibile verso l’esterno, attraverso il collegamento ad un’interfaccia di

comunicazione, che è a sua volta collegata con un PC. Nel PC è presente il software in grado di comunicare direttamente con la centralina, in particolare è utilizzato *INCA* della *ETAS*, che permette, oltre che monitorare i valori medi misurati dagli strumenti installati dal costruttore, di controllare e modificare le mappe della centralina stessa.

Le variabili che si possono visualizzare durante la sperimentazione sono tutte quelle utilizzate dal costruttore e in particolare durante le misure vengono memorizzati i valori di:

- velocità di rotazione del motore (rpm);
- portata di aria in aspirazione (AirQ), misurata per mezzo di un debimetro, il quale è stato adeguatamente tarato e controllato in fase di installazione;
- portata di combustibile per ciclo (Qref);
- valore del duty-cycle dell'organo di regolazione in ingresso turbina (pPosRef);
- dosatura della miscela (eLmbdSS).

La procedura utilizzata per monitorare ed analizzare i dati viene di seguito descritta. Innanzitutto bisogna aprire il programma presente nel PC portatile della sala prove, dopodiché sostituire il cavo di rete con quello analogo proveniente dalla centralina. A questo punto si fa partire il monitoraggio dei dati selezionando "*Experiment-Run experiment*" dal menù a tendina, avendo precedentemente settato "*Diesel Euro 5 UNIGE*" come database da utilizzare. Il programma compie un controllo della EPROM e verifica che in centralina, nell'emulatore e nel calcolatore siano presenti le medesime mappe date dal costruttore.

In Fig. 4.8 è riportato un esempio di "*Experiment*" in modalità "*Working Page*" relativo al motore utilizzato, dove si possono vedere le varie finestre che raccolgono i dati provenienti dai diversi sensori e i valori obiettivo derivati dalle mappe.

A questo punto non resta altro che esportare i dati per una successiva elaborazione. Quindi, finite tutte le misure, e dopo aver spento il motore, si può interrompere la visualizzazione ed iniziare la fase di elaborazione, per mezzo dell'utility "*MDA – Measure Data Analyzer*". In primo luogo, si deve aprire il menù a tendina "*Edit*" e cliccare su "*Open Mesured Variables*" quindi su "*Source – Add measure file*" e selezionare il percorso corretto dei files contenenti i dati delle prove svolte ("*D:\ETASData\INCA7.0\ Measure*"). Selezionato il file desiderato, bisogna evidenziare le variabili da esportare (tutte tranne le prime 3); cliccare su "*New Basic Statistics*" e quindi confermare. A questo punto vi è una schermata già settata con le proprietà da visualizzare per ciascuna variabile: nel nostro caso vengono prese in considerazione: unità di misura, media, deviazione standard e numero di misure effettuate. Selezionando i valori, a questo punto si possono copiare in un file "*Excel*" nominando le cartelle e il file con un codice identificativo delle diverse condizioni operative di funzionamento considerate nel corso della prova.

I dati così elencati e memorizzati vengono utilizzati per completare l'elaborazione dei dati provenienti dall'acquisitore *Agilent 34980A*, come descritto nel par.4.4.1

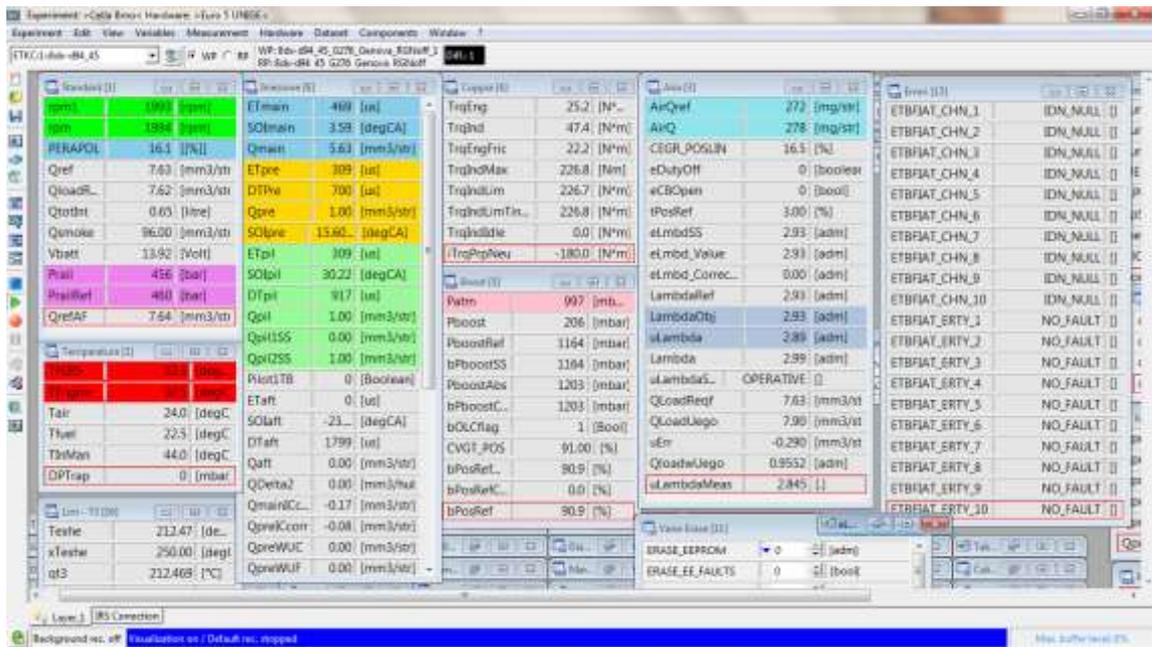


Fig. 4.8 – “Experiment” di INCA relativo al motore utilizzato

## CAPITOLO 5

### Caratteristiche delle prove ed analisi dei dati acquisiti.

#### 5.1 Il Propulsore

Per condurre il presente lavoro di analisi è stato utilizzato, come specificato in precedenza, il propulsore presente nei laboratori del Dipartimento di Ingegneria Meccanica, Energetica, Gestionale e dei Trasporti (DIME). Si tratta di un motore FIAT M-745 JTD Multijet II Diesel, quattro tempi ad iniezione diretta di combustibile, con sistema di iniezione di tipo common-rail di seconda generazione le cui caratteristiche sono riportate nella tabella che segue (Tab. 5.1):

<b>Caratteristiche del propulsore</b>	
Numero cilindri e disposizione	4 in linea
Interasse cilindri (mm)	77
Alesaggio (mm)	69.9
Corsa (mm)	82
Cilindrata unitaria (cm <sup>3</sup> )	311.977
Cilindrata totale (cm <sup>3</sup> )	1247.907
Potenza massima (kW CEE)	70
Regime potenza massima (giri/min)	4000
Coppia massima (Nm CEE)	200
Regime coppia massima (giri/min)	1500 ÷ 3000
Regime minimo (giri/min)	880 ± 20
Numero valvole per cilindro	4 (2 aspirazione/2 scarico)
Diametro valvole (mm)	21.5
Sistema comando distribuzione	Catena
Rapporto di compressione	16.8 ± (0.2÷0.4)
Volume camera di combustione (cm <sup>3</sup> )	19.9
Sistema di distribuzione:	Apertura / chiusura
Fasatura Aspirazione	12° pPMS / 12° dPMI
Fasatura Scarico	24° pPMI / 12° dPMS
Inclinazione motore	7.83°

Ordine di accensione	1-3-4-2
Alimentazione del combustibile	Iniezione diretta con sistema di controllo elettronico del combustibile tipo Common-Rail
Sovralimentazione	A gas di scarico con turbina a geometria variabile
Sistema EGR	Valvola a controllo elettronico, raffreddato
Controllo motore	Elettronico, centralina Magneti Marelli 8F2

*Tabella 5.1: Caratteristiche Propulsore FIAT M-745 JTD Multijet II*

Il Common-Rail di seconda generazione, detto Multijet, è in grado di effettuare più iniezioni a distanza ravvicinata il cui numero varia da 3 a 8 nello stesso ciclo a seconda del comando impartito dalla centralina (Per una più esauriente spiegazione si rimanda al Capitolo 2).

Questa evoluzione dell'iniezione diretta permette di ottenere miglioramenti dal punto di vista delle prestazioni, dei consumi, delle emissioni inquinanti e, non ultimo, del comfort per via di un aumento della silenziosità durante il funzionamento.

## **5.2 Condizioni operative di svolgimento delle prove**

Per condurre prove sperimentali su propulsori è buona norma adottare dei parametri di funzionamento che siano ripetibili e siano rappresentativi di condizioni di guida facilmente verificabili nella quotidianità. La ripetibilità è fondamentale poiché garantisce la possibilità di un confronto tra i risultati.

Più precisamente, ciò che si fa è scegliere quelle che vengono definite condizioni operative. Le condizioni operative sono dei punti di funzionamento scelti perché più significativi per analizzare il comportamento del propulsore con riferimento ai cicli di omologazione. Si è soliti indicare tali condizioni scrivendo " $n \times pme$ " in cui il termine  $n$  indica la velocità di rotazione del motore e  $pme$  la pressione media effettiva, cioè la coppia motrice adimensionalizzata con la cilindrata del motore.

Le prove effettuate per lo studio sono state condotte considerando 3 condizioni operative, rappresentative di cicli di guida urbani ed extraurbani e sono le seguenti:

- 1500 x 2
- 2000 x 5
- 2500 x 8

Le prime due condizioni operative, rappresentative rispettivamente di una marcia intorno a 30 km/h e di una tra 50-70 km/h, sono tipiche nei percorsi urbani mentre la terza, che prevede una velocità di 120 km/h, è caratteristica di una marcia extraurbana e/o autostradale. La correlazione tra le tre condizioni operative e le velocità della vettura è stata fornita dal costruttore ed è basata sulla massa del veicolo e sui rapporti di trasmissione al cambio e al differenziale.

Un ulteriore passo è stato condotto effettuando, per ogni condizione operativa, un confronto tra il funzionamento con e senza l'utilizzo dell'elettrovalvola EGR. In particolare: sono state effettuate tutte le prove, nelle varie condizioni operative, con l'EGR in funzione adoperando la calibrazione fornita dal costruttore; successivamente, sempre per tutte le condizioni operative, lo stesso è stato disattivato ed è stato inserito manualmente il valore di dosatura della miscela ( $\lambda$ ) posto uguale a 6.

Nelle condizioni 1500 x 2 e 2000 x 5, oltre a disattivare l'EGR, si è andati anche a modificare l'apertura del distributore della turbina a geometria variabile, al fine di avere una pressione all'aspirazione simile al caso in cui si ha EGR. La stessa operazione non è stata necessaria nella condizione 2500 x 8 perché svolta direttamente dalla centralina, in quanto in questo punto il controllo del distributore a geometria variabile avviene in loop chiuso, utilizzando come variabile di regolazione la pressione all'aspirazione del motore. Ognuno dei passaggi sopra elencato è stato effettuato per ciascuna tipologia di combustibile utilizzata.

Per una visione più schematica di quando detto fin qui la tabella 5.2 riporta i passaggi effettuati nello svolgimento delle prove in laboratorio.

<b>Condizione operativa</b>	<b>Sistema EGR</b>	<b>Combustibile</b>
1500x2	Attivato Disattivato (+ controllo VNT)	Gasolio 1 Gasolio 2 Gasolio 1 + UCOME20 <sup>15</sup> Gasolio 2 + UCOME20 Gasolio 1 + UCOME40 Gasolio 2+ UCOME40 Gasolio 1 + UCOME60 Gasolio 2 + UCOME55
2000x5	Attivato Disattivato (+ controllo VNT)	Gasolio 1 Gasolio 2 Gasolio 1 + UCOME20 Gasolio 2 + UCOME20 Gasolio 1 + UCOME40 Gasolio 2+ UCOME40 Gasolio 1 + UCOME60 Gasolio 2 + UCOME55
2500x8	Attivato Disattivato	Gasolio 1 Gasolio 2 Gasolio 1 + UCOME20 Gasolio 2 + UCOME20 Gasolio 1 + UCOME40

<sup>15</sup> L'acronimo anglosassone "UCOME" identifica il metil-estere derivante da oli alimentari esausti (Letteralmente: Used Cooking Oil Methyl-Ester). Si rimanda al Cap.3

		Gasolio 2+ UCOME40 Gasolio 1 + UCOME60 Gasolio 2 + UCOME55
--	--	--

Tabella 5.2 Schema campagna di prove

Per ciascuna condizione operativa riportata in Tab. 5.2, cioè per ogni velocità di rotazione, valore di pme, stato del sistema EGR e miscela, sono state eseguite tre misure differenti, per un totale di 144.

### 5.2.1 Il controllo dell'EGR

Per il controllo da software dell'elettrovalvola EGR si parte dal programma "INCA", di cui al capitolo precedente. Dalla sezione "experiment" presente in INCA si può accedere a matrici di dati corrispondenti a numerosi parametri di funzionamento del motore.

In questo contesto, si è andati ad agire su tali mappe ogni qualvolta si sia voluto escludere l'utilizzo dell'EGR. In particolare, per questo tipo di controllo, la matrice dati è quella della dosatura della miscela, di cui si riporta la formula:

$$\lambda = \frac{\alpha}{\alpha_{stac}}$$

Il motivo di questa scelta è legato al fatto che l'esclusione fisica dell'EGR dalla linea non è possibile, ed allora si fa in modo che operi in una condizione equivalente a tale stato. Essendo l'EGR un organo volto a ricircolare parte dei gas di scarico e quindi a far lavorare il motore in eccesso d'aria, se si sceglie un valore di  $\lambda$  elevato con il quale operare, la risposta dell'elemento a tale richiesta può essere solo quella di andare ad agire in una condizione simile al non funzionamento. Si esegue una scelta di questo tipo poiché si vuole studiare il funzionamento del motore al netto di dispositivi che riducano le emissioni.

A livello pratico succede quanto segue:

y \ x	800	1000	1250	1500	1750	2000	2250	2500	2749	3000
0.9991	14.373698	15.361979	16.522135	16.622396	16.947917	18.795573	20.000000	20.000000	20.000000	20.000000
3.0001	5.557292	5.720052	5.799479	6.000000	6.278646	6.936198	7.567708	7.841146	7.929688	8.019531
3.9991	4.363281	4.401042	4.500000	4.669271	4.929688	5.347656	5.675781	5.923177	6.026042	6.029948
6.0002	2.981771	3.070313	3.119792	3.290365	3.440104	3.649740	3.783854	3.947917	4.042969	4.110677
8.0012	2.303385	2.320313	2.401042	2.550781	2.660156	2.779948	2.838542	2.960938	3.011719	3.070313
9.9993	1.923177	2.005208	2.070313	2.151042	2.199219	2.269531	2.269531	2.368490	2.410156	2.500000
12.0004	1.684896	1.752604	1.800781	1.899740	1.959635	2.000000	2.000000	2.039063	2.055990	2.149740
14.0014	1.557292	1.600260	1.639323	1.733073	1.799479	1.800781	1.800781	1.799479	1.888021	1.950521
15.9995	1.493490	1.523438	1.539063	1.648438	1.699219	1.700521	1.670573	1.679688	1.800781	1.799479
18.0005	1.457031	1.488281	1.489583	1.579427	1.619792	1.630208	1.570313	1.600260	1.730469	1.700521
19.9987	1.436198	1.453125	1.449219	1.540365	1.549479	1.580729	1.519531	1.540365	1.670573	1.619792
21.9997	1.427083	1.430990	1.419271	1.498698	1.520833	1.549479	1.510417	1.509115	1.634115	1.580729
25.9988	1.360677	1.360677	1.380208	1.420573	1.440104	1.500000	1.449219	1.455729	1.537760	1.553385
30.0009	1.375000	1.375000	1.368490	1.399740	1.359375	1.500000	1.415365	1.410156	1.475260	1.533854
34.0001	1.403646	1.403646	1.403646	1.412760	1.485677	1.513021	1.515625	1.518229	1.520833	1.595052
37.9992	1.467448	1.467448	1.467448	1.480469	1.510417	1.540365	1.570313	1.585938	1.610677	1.679688

Fig. 5.1 - Mappa di controllo dei valori della dosatura  $\lambda$

La Fig. 5.1 mostra la mappa relativa ai valori della dosatura della miscela. Di particolare interesse sono la prima riga e la prima colonna. Esse rispettivamente contengono i valori della velocità di rotazione del motore e la quantità di combustibile iniettata.

Per poter variare il valore di lambda è necessario andare ad individuare una sottomatrice all'interno della mappa, identificabile da specifici valori di velocità di rotazione e combustibile iniettato, ove andare ad inserire il valore scelto. Questi ultimi sono di facile individuazione attraverso la schermata principale del software INCA. Se si riprende la figura relativa, appunto, a tale schermata presente nel capitolo 4, si possono ricavare i valori necessari. Questi sono rispettivamente  $Q_{REF}$ , ed  $n$ . In particolar modo  $Q_{REF}$  è un parametro direttamente dipendente dalla richiesta di carico, anch'essa individuabile a mezzo INCA sotto il nome "PERAPDL". La richiesta di carico è correlata alla posizione dell'acceleratore, la quale viene impostata dall'operatore in base al valore di pressione media effettiva che si vuole ottenere.

Riassumendo: qualora si voglia escludere l'EGR, si deve impostare un valore della dosatura elevato, relativamente ai valori tipici di tale valore. Questa operazione corrisponde ad avere una maggiore portata di aria aspirata. Sulla portata di combustibile non è possibile intervenire in quando è un parametro regolato in funzione della richiesta di carico.

Come ultimo passo, si modifica il grado di apertura del distributore operando un ulteriore controllo della turbina a geometria variabile.

Il motivo di ciò è dovuto alle variazioni di alcuni valori in seguito all'esclusione dell'EGR. Si determina, infatti:

- \* un aumento della pressione ingresso turbina ( $p_3$ )
- \* un aumento della velocità di rotazione del turbogruppo ( $n_{TC}$ )
- \* un aumento della pressione a valle dell'intercooler ( $p_A$ )

Con l'aumento del grado di apertura del distributore il valore di  $p_A$  viene riportato al livello corrispondente al ricircolo dei gas di scarico attivato. Da notare è la differenza tra il valore di  $p_A$  e quello di  $p_2^{16}$ , che risiede nelle perdite di carico compressore-intercooler.

Questo è necessario solo per due delle tre condizioni operative che si sono analizzate: nel caso 1500x2 e 2000x5 il distributore della turbina è controllato in loop aperto e quindi deve essere regolato per gestire la pressione di sovralimentazione. Nella condizione 2500x8 è la centralina a controllare in loop chiuso il distributore mantenendo costante la pressione di aspirazione.

### **5.3 Combustibili utilizzati e loro preparazione.**

Per lo studio in oggetto si è operato un confronto tra molteplici combustibili adoperati all'interno del motore Diesel di cui al paragrafo 5.1 sono riportate le caratteristiche.

Si è voluto operare un confronto tra prestazioni, consumi ed emissioni variando, appunto, le tipologie di miscele utilizzate.

---

<sup>16</sup>  $P_2$  è il valore della pressione alla mandata del compressore.

In generale, partendo da Gasoli disponibili in commercio, pertanto di facile reperimento, si è andato ad aumentare via via il contenuto di biocombustibile fino al raggiungimento di percentuali considerevoli dello stesso. Il biocombustibile utilizzato risponde all'acronimo di UCOME, il quale identifica il metil-estere derivante da oli alimentari esausti.

Per quanto concerne il gasolio "commerciale", esso deve fare riferimento alla normativa europea EN 590, secondo cui i gasoli disponibili in commercio debbono contenere un massimo di 7% di biodiesel, e che la sigla con cui essi vengono indicati sia una lettera B seguita dalla percentuale di metil-estere contenuto. Con i termini GASOLIO 1 e GASOLIO 2 sono indicati combustibili che contengono già una percentuale di biocombustibile rispettivamente del 7% e del 15%.

Le successive combinazioni sono indicate con nomenclatura indicata come:

*"Gasolio utilizzato + percentuale UCOME presente"*

Si tratta di un modo per indicare il rapporto percentuale in volume tra gasolio commerciale e FAME miscelato con lo stesso. Da sottolineare è che la percentuale indicata nella nomenclatura non è la quantità effettiva di rinnovabile contenuta nel combustibile. La percentuale effettiva, infatti, dovrebbe tenere conto anche della quantità di componente rinnovabile già presente all'interno dei gasoli commerciali.

Volendo operare un calcolo di tale quantità, indicata come "Re%", si dovrebbe utilizzare la formula che segue:

$$Re\% = \sum_n (r_n \cdot x) \cdot 100$$

Dove, appunto, x indica la percentuale di rinnovabile puro in ciascun componente della miscela mentre  $r_n$  è la percentuale di rinnovabile contenuta all'origine nell' n-esimo componente della miscela.

### **5.3.1 Preparazione delle Miscele**

Per quanto concerne i Gasoli 1 e 2, questi non sono stati sottoposti a nessun tipo di lavorazione in quanto già presenti presso i laboratori del dipartimento. Per quanto concerne il biodiesel è stato fornito dall'azienda Alpha Trading – Divisione Biocarburanti, con sede a Solbiate Olona (VA).

I gasoli e il biodiesel sono stati miscelati nelle quantità necessarie, e successivamente si è proceduto alla loro caratterizzazione. La densità dei gasoli, del biodiesel e delle miscele è stata misurata in laboratorio mediante un densimetro, opportunamente scelto a seconda del range, considerando come temperatura di riferimento quella fornita dal termometro della sala motori. Per ciascuna miscela si sono effettuate due letture e successivamente se ne è calcolata la media.

Riguardo la rilevazione delle altre caratteristiche è stato svolto un lavoro approfondito di ricerca bibliografica, sfruttando svariati articoli e pubblicazioni specifiche del settore

concentrandosi su articoli pubblicati dall'editore Elsevier. In particolare, si è focalizzata la ricerca sui dati più rilevanti, quali:

- viscosità cinematica (e relativa temperatura);
- numero di cetano;
- valore stechiometrico del rapporto aria/combustibile ( $\alpha_{st}$ );
- percentuale di ossigeno, idrogeno e carbonio;
- potere calorifico inferiore (PCI);

Alcuni di essi si sarebbero potuti identificare mediante analisi approfondite di tipo chimico; tuttavia, a causa della loro complessità, si è optato per una più semplice ricerca bibliografica, per evitare di complicare la trattazione. [19]

Si riportano di seguito alcune immagini rappresentative dei due diesel commerciali, del metil-estere puro e delle miscele testate (Figg. 5.2 – 5.10).



*Fig. 5.2 e 5.3 - Gasolio 1 (sinistra) e Gasolio 2 (destra)*



*Fig. 5.4 - FAME da oli alimentari esausti (UCO)*



*Fig. 5.5 e 5.6 - Miscela G1-20% UCOME (sinistra) e G2-20% UCOME (destra)*



*Fig. 5.7 e 5.8 - Miscela G1-40% UCOME (sinistra) e G2-40% UCOME (destra)*



*Fig. 5.9 e 5.10 - Miscela G1-60% UCOME (sinistra) e G2-55% UCOME (destra)*

## 5.3.2 Caratteristiche dei Combustibili

### 5.3.2.1 I Gasoli

Nella prima campagna di prove sono stati studiati i gasoli commerciali indentificati, come più volte detto, dai nomi Gasolio 1 e Gasolio 2. Dei due il secondo è un combustibile che si trova già additivato dal produttore con una contenuta percentuale di rinnovabile.

Nella tabella seguente (tab. 5.3) sono indicate, per i gasoli sopraccitati, tre grandezze chiave per avere un quadro completo sulla tipologia di combustibile che si sta utilizzando. All'interno della tabella, al fine di fornire tutte le informazioni utili, vengono indicate le medesime grandezze relativamente al biocombustibile additivato al gasolio 2.

	<b>Gasolio 1</b>	<b>Biocombustibile additivato al Gasolio 2 dal produttore</b>	<b>Gasolio 2</b>
<b>Densità [g/dm<sup>3</sup>] e temperatura</b>	832 (a 17,0 °C)	780	828 (a 17,5 °C)
<b>Potere calorifico inferiore [MJ/kg]</b>	43	44	43,15
<b>Numero di cetano</b>	51	75	55

*Tab.5.3 Caratteristiche Gasoli 1 e 2*

Come si può notare, il Gasolio 2 presenta una densità minore rispetto al Gasolio 1 legata al fatto di avere un contenuto di biocombustibile maggiore.

Il potere calorifico inferiore<sup>17</sup> non presenta sostanziali differenze tra i tre. Infine, per quanto riguarda il numero di cetano, si nota come l'aggiunta di componente rinnovabile, che presenta numero di cetano elevato, porti il gasolio 2 ad avere a sua volta un numero di cetano<sup>18</sup> maggiore rispetto al Gasolio 1. Quest'ultimo presenta pertanto, sulla carta, una maggiore difficoltà di accensione in quanto al diminuire del numero di cetano aumenta il tempo di ritardo all'accensione della miscela aria-combustibile.

Tuttavia, sebbene sulla carta questo sia vero, all'atto pratico una differenza 51 a 55 non implica variazioni significative di comportamento del combustibile.

<sup>17</sup> Si tratta della quantità di calore sviluppata dalla combustione completa dell'unità di massa di combustibile.

<sup>18</sup> Il numero di cetano è un parametro che identifica la facilità di accensione di una miscela.

### 5.3.2.2 FAME e miscele

	Densità [g/dm <sup>3</sup> ]	PCI <sup>19</sup> [MJ/kg]	%O <sub>2</sub>	%H <sub>2</sub>	%C	$\alpha_{st}$ [-]
<b>FAME da UCO</b>	880 (a 17,5 °C)	37,1	10,9	12,1	77	12,55
<b>G1-UCOME20</b>	842 (a 17 °C)	41,75 (-2,92)	2,79	13,61	83,60	14,18
<b>G2-UCOME20</b>	838 (a 17,5 °C)	41,90 (-2,90)	2,18	13,69	84,13	14,30
<b>G1-UCOME40</b>	853 (a 17,5 °C)	40,47 (-5,87)	4,82	13,33	81,86	13,8
<b>G2-UCOME40</b>	851 (a 17,5 °C)	40,54 (-6,06)	4,36	13,39	82,25	13,88
<b>G1-UCOME60</b>	860 (a 17 °C)	39,42 (-8,33)	6,85	13,04	80,11	13,41
<b>G2-UCOME55</b>	857 (a 17 °C)	39,70 (-8,00)	6,04	13,15	80,81	13,56

Tab. 5.4 parametri caratteristici FAME e miscele.

Nella tabella 5.4 sono riportate alcune grandezze relativamente al FAME utilizzato ed alle miscele tra esso ed i due Gasoli di cui si è trattato nel paragrafo precedente.

Nelle varie campagne di prova oltre ai confronti tra i gasoli commerciali sono anche state studiate miscele degli stessi con percentuali via via crescenti di componente bio.

Per quanto riguarda densità e potere calorifico inferiore si può notare che tra le miscele con la stessa percentuale di biocombustibile additivato le differenze sono praticamente irrilevanti. Per quanto concerne la densità, questo è l'unico parametro ad essere stato misurato. Il potere calorifico inferiore, invece, è stato ricavato come media pesata tra il relativo valore dei gasoli (tabella 5.3) e quello del FAME, nella tabella 5.4.

## 5.4 Raccolta dei dati

Una volta ultimata la prova nelle varie condizioni operative si ottengono tre diversi file che devono essere elaborati per poter ricavare i parametri di interesse.

Il primo è un file Excel ottenuto dall'acquisitore Agilent, denominato con "prova.giorno" per evitare confusione visto l'elevato numero di prove, nel quale sono presenti in un'unica pagina tutti i valori misurati nelle diverse condizioni operative analizzate per quella prova.

---

<sup>19</sup> Tra parentesi sono riportate le differenze percentuali tra i PCI delle miscele e quelli dei rispettivi gasoli puri

Il secondo è un file di testo, “prova.giorno” è il nome anche di questo foglio, che contiene le misure di fumosità e concentrazioni di particolato; il terzo è un file elaborato da INCA e presente sul corrispondente PC.

I tre file sono successivamente riorganizzati in un univo file Excel che viene chiamato “Elaborazione dati giorno”. Il nuovo documento viene a sua volta diviso in tre fogli di lavoro denominati rispettivamente “Dati”, “Emissioni” e “Dati elaborati”.

Nel primo foglio (“Dati” (Fig.5.11)), vengono riordinate tutte le varie condizioni operative analizzate, facendo anche una spartizione tra prove con e senza EGR. per ciascuna condizione vengono riportati i parametri misurati durante le prove e per ognuno di questi viene calcolata la media, la deviazione standard e il coefficiente di variazione.

Data della prova		12/12/2018		p atmosferica		1,0175 [bar]		[giri/min]		valori mediati		Coefficiente di variazione [%]	
<b>Prova 1 - 2000rpm con EGR</b>													
1001 <cp1>	1002 <cp1>	1003 <cp2>	1004 <cpA>	1005 <cp3>	1009 <G>	1010 <TETA reg>	1014 <Xmas>	1018 <pfumo>	1019 <cpAub>	1021 <tes1> (C)	1022 <tes2> (C)		
3.674068	3.138329	0.792315	0.725135	1.879068	2.776572	2.567824	2.997694	3.521798	0.66783	360.217	373.266		
3.562591	3.141076	0.77791	0.707631	1.834926	2.778572	2.567832	2.996146	3.525037	0.652548	359.838	373.118		
3.572366	3.140079	0.785142	0.71591	1.847536	2.788079	2.567824	2.9978	3.522395	0.64791	359.384	372.543		
3.568839	3.136295	0.768788	0.706833	1.846085	2.775349	2.567824	3.002866	3.531877	0.662331	360.249	373.269		
3.573158	3.136724	0.779616	0.716677	1.859343	2.788419	2.56784	3.013464	3.530895	0.670052	359.788	373.151		
3.574943	3.137802	0.775578	0.707423	1.872589	2.788411	2.56784	3.001406	3.536026	0.683134	359.91	373.128		
3.578847	3.139407	0.791415	0.722099	1.884627	2.797825	2.567816	2.991519	3.526172	0.679611	359.5	373.004		
3.573742	3.139917	0.801809	0.7504	1.900381	2.76004	2.567808	2.996676	3.523603	0.659436	359.751	372.631		
3.566546	3.139236	0.778325	0.70268	1.847722	2.798146	2.567808	2.987345	3.529827	0.684248	359.496	372.4		
3.57332	3.13888	0.775562	0.70609	1.871013	2.788484	2.567824	2.996235	3.529097	0.672421	359.573	372.723		
3.578742	3.137123	0.783314	0.716073	1.897585	2.789967	2.567832	2.991687	3.536164	0.686221	360.432	374.545		
3.572649273	3.138624909	0.782633091	0.714213727	1.865532273	2.77	2.568	2.997	3.528	0.668	359.8	373.1		
0.000000787	0.007612622	0.004477203	0.009803605	0.019071196	0.006094900	1.00000E-06	0.007676113	0.006871723	0.002165187	0.064282617	0.074997641		
0.140788114	0.048289182	1.210938213	1.257824488	1.964484876	0.320733281	0.000428841	0.252798136	0.143739978	1.802183266	0.096483167	0.154123282		
<b>Prova 2 - 2000rpm con EGR</b>													
1001 <cp1>	1002 <cp1>	1003 <cp2>	1004 <cpA>	1005 <cp3>	1009 <G>	1010 <TETA reg>	1014 <Xmas>	1018 <pfumo>	1019 <cpAub>	1021 <tes1> (C)	1022 <tes2> (C)		
3.705511	3.121173	0.803818	0.73443	1.765792	2.800265	2.530733	1.886548	3.653665	0.686295	333.758	344.407		
3.789654	3.120573	0.808931	0.741609	1.767883	2.801137	2.530733	1.887707	3.653962	0.693265	334.031	344.614		
3.705462	3.115965	0.808248	0.738613	1.767178	2.792861	2.530749	1.892302	3.653735	0.68747	333.448	344.361		

Fig. 5.11 – Esempio primo foglio di elaborazione dati

Nel foglio “Emissioni” (Fig.5.12), sono riportati i valori della concentrazione di NO<sub>x</sub> di ogni condizione operativa analizzata in funzione del tipo di fondo scala utilizzato nel rilevamento dei dati; sono presenti anche i coefficienti delle rette di taratura utilizzate dallo strumento.

Nello stesso foglio vengono analizzati, inoltre, i dati relativi alla fumosità, espressa in FSN, per le condizioni operative. I valori vengono individuati nel file di testo corrispondente e messi in tabella per poter calcolare, come per il resto dei parametri, media, deviazione standard e covarianza.

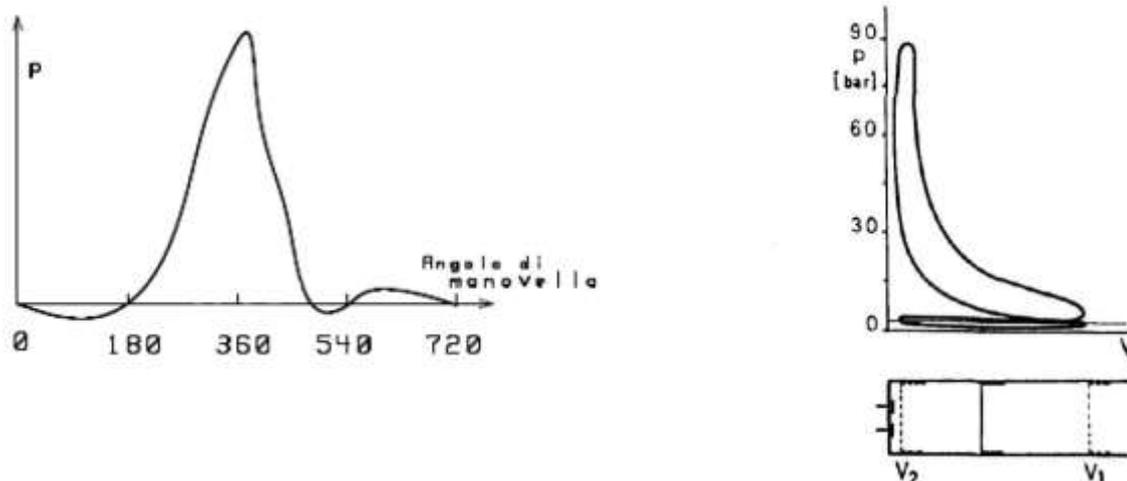


## 5.5 I diagrammi indicati di pressione

Un ulteriore passo nell'analisi del funzionamento di un propulsore è dato dalla valutazione dei diagrammi indicati della pressione all'interno del cilindro.

I diagrammi indicati sono dei diagrammi di origine sperimentale, ricavati, cioè, tramite misure durante il funzionamento del propulsore, in cui viene usualmente rappresentato un parametro operativo del motore, in funzione o dell'angolo di manovella ( $\theta$ ) o del volume istantaneo del cilindro. Solitamente, la grandezza posta in ordinate è la pressione all'interno del cilindro, o meglio, la pressione dei gas ivi contenuti. Anche la relativa temperatura è un parametro di interesse, ma spesso la determinazione non è agevole e/o affidabile. Si fa riferimento alla pressione perché la misura della stessa presenta una buona accuratezza.

I diagrammi indicati possono essere rappresentati in duplice forma: aperta  $p=p(\theta)$  o chiusa  $p=p(V)$  (figg. 5.14-5.15).



Figg. 5.14-5.15 diagramma indicato di pressione in forma aperta (sx) e chiusa (dx)

I principali parametri che si possono rilevare attraverso il sistema di misura dei diagrammi indicati sono:

- la pressione interna del cilindro, che viene misurata attraverso un trasduttore piezoelettrico;
- la pressione di iniezione del gasolio, misurata attraverso un trasduttore piezoresistivo;
- l'angolo di manovella, misurato attraverso un encoder fotoelettrico;
- la corrente di comando dell'elettro-iniettore misurata da un sensore di corrente.

### 5.4.1 Procedura di Acquisizione ed Elaborazione

Alcuni degli aspetti di cui è necessario tenere conto per predisporre le misure, acquisire i

dati ed elaborarli sono i seguenti:

- Frequenza di acquisizione: il parametro fondamentale è l'intervallo angolare tra due misure successive; tipicamente si pone questo intervallo pari ad un decimo di grado, principalmente per ottenere una buona definizione della legge di rilascio di calore, soprattutto nei motori Diesel. Con questa scelta, il numero di punti da acquisire per ciclo è pari a 7200 e la frequenza di campionamento si calcola in base alla velocità di rotazione: se  $n = 2000$  giri/min la frequenza di campionamento è pari a 120 kHz.
- Numero di cicli: per quantificare la variabilità da ciclo a ciclo, è necessario acquisire in successione un certo numero di diagrammi indicati a parità di condizione operativa, considerando ad esempio da 30 a 100 cicli (nel nostro caso vengono acquisiti 61 cicli).
- Elaborazione dati: nel caso si disponga di un sistema di acquisizione dedicato, questa fase è automatizzata. In linea di massima le operazioni da effettuare sono comunque le seguenti: trasferimento dei dati dall'acquisitore ad un calcolatore e loro archiviazione, conversione dei segnali di tensione utilizzando le caratteristiche dei sensori fornite dai costruttori, impostazione del valore di pressione assoluta per il segnale (nel caso di utilizzo di trasduttori piezoelettrici, che sono strumenti relativi), calcolo dei valori medi relativi ai diversi cicli acquisiti.
- Filtro del diagramma indicato medio: la misura effettuata dai trasduttori di pressione installati nel cilindro è affetta da un errore introdotto dalla risonanza del condotto di misura. In corrispondenza della combustione, il segnale di pressione presenta oscillazioni legate alle pulsazioni del fluido presente in questo condotto, con variazioni ad alta frequenza (alcuni kHz, valore funzione delle dimensioni del condotto e della temperatura del fluido evolvente) della traccia misurata. Queste oscillazioni devono essere eliminate, soprattutto nel caso il diagramma debba essere utilizzato per la valutazione delle leggi di rilascio del calore: la media dei diversi cicli acquisiti consente di ottenere una prima riduzione delle oscillazioni, ma è generalmente necessario filtrare i dati con opportune procedure. Queste oscillazioni non devono essere confuse con quelle provocate dalla detonazione, che però hanno frequenza più elevata (decine di kHz).

Le acquisizioni dei diagrammi indicati di pressione relative ad un ciclo completo vengono effettuate attraverso il VI "*prova\_ripetuta\_completo.vi*", il cui pannello frontale è riportato in Fig. 5.16. [20]

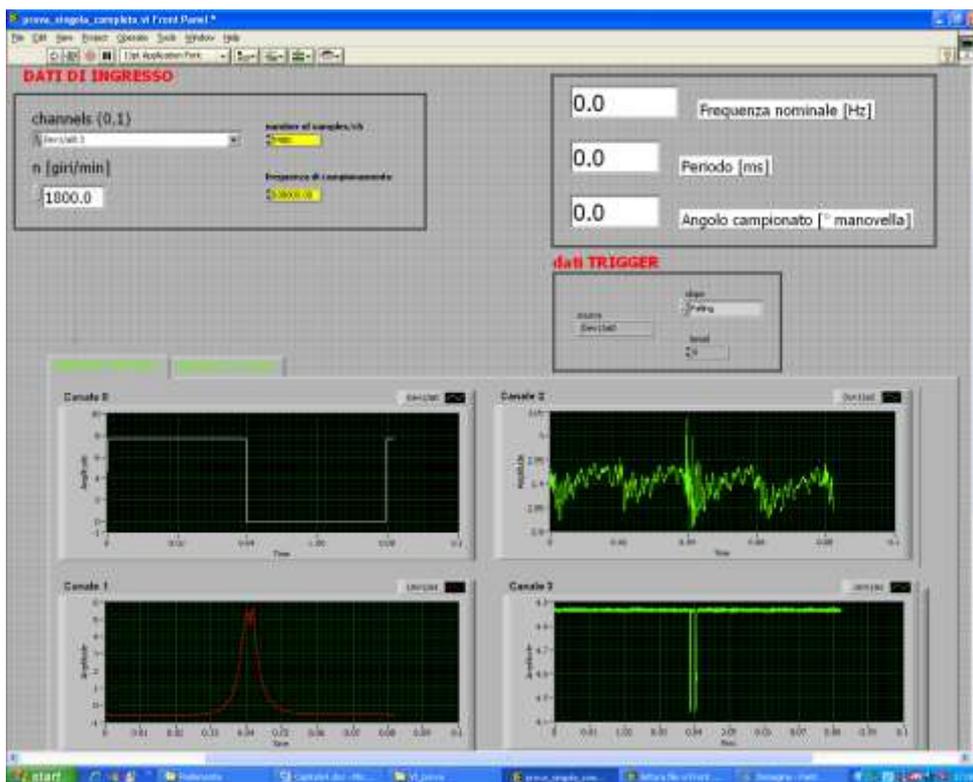


Fig.5.16 Front Panel del VI “prova ripetuta completo.vi”

Per ogni ciclo acquisito, viene generato dal VI un file di output, denominato “prova\_ciclo\_completo.lvm”, che sarà successivamente convertito ed elaborato.

A livello pratico la costruzione dei diagrammi indicati viene svolta tramite l’ausilio di un calcolatore in cui sono installati appositi strumenti di elaborazione. In particolare, si utilizza il medesimo PC portatile sul quale è presente il software INCA. In esso è presente una cartella nominata “diaIndPROGRAMMA” al cui interno un *Labview project* contiene due strumenti virtuali, “conversione\_files.vi” e “media diagrammi.vi”, utili allo scopo.

Il primo dei due strumenti virtuali ha il compito di convertire i diagrammi indicati, in maniera automatica per tutti i cicli consecutivi acquisiti per ciascuna condizione operativa.

La schermata richiede l’inserimento di tre dati:

- la pressione d’aspirazione  $p_{AVf}$
- il guadagno utilizzato per amplificare il segnale di tensione relativo al trasduttore di pressione nel cilindro, riportati entrambi nella tabella di prova
- l’angolo di sfasamento tra il segnale dell’encoder e la posizione del PMS, ottenuto in seguito a prove effettuate con motore trascinato e stimato pari a 70,5 gradi di angolo di manovella.

Per la natura dei fenomeni studiati, le misure che si effettuano sono soggette a fluttuazioni ed è necessario effettuare un’operazione di filtro in modo da identificare i diagrammi maggiormente significativi. Questo passaggio viene compiuto mediando le grandezze acquisite per tutti i cicli.

Mediare i set di dati è un compito che viene svolto proprio dal secondo dei due strumenti virtuali sopraccitati. L'avvio del programma richiede l'inserimento di alcuni dati:

- il nome da assegnare al file in cui il software riporterà i valori mediati
- il numero dei cicli da mediare
- il percorso della cartella in cui i file contenenti i dati elaborati sono raccolti.

## 5.6 Il Rilascio di Calore

Dopo aver ricavato i diagrammi indicati di pressione relativi al propulsore in esame, si può pervenire alla curva di rilascio di calore, espressa in funzione dell'angolo di manovella.

L'importanza della legge di rilascio del calore risiede nel fatto che tramite questa si ricavano informazioni fondamentali per la descrizione del processo di combustione e dei relativi parametri. È necessario, pertanto, a partire dai diagrammi indicati, effettuare uno studio più complesso delle misure di pressione all'interno del cilindro.

Va introdotto, infatti, il calcolo del primo principio della termodinamica in relazione al fluido evolvente nel motore e alcuni modelli necessari, per esempio, per il calcolo delle interazioni tra il fluido e le pareti.

Il flusso di calore può essere infatti calcolato con l'espressione (5.1):

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{k}{k-1} \cdot p \cdot \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{k-1} \cdot \frac{dp}{d\theta} + \frac{dQ_w}{d\theta} \quad (5.1)$$

ottenuta dal 1° principio della Termodinamica applicato al volume di controllo (= cilindro) in una generica posizione dell'albero motore  $\theta$  durante la combustione, con le ipotesi di assenza di flussi di massa e di fluido assimilabile a gas perfetto (ipotesi che consente di calcolare in maniera relativamente semplice le derivate di temperatura ed energia interna rispetto all'angolo di manovella). [21] Tale flusso è quindi costituito dalla somma dei tre termini relativi alla variazione del volume istantaneo del cilindro, alla variazione della pressione nel cilindro ed al flusso di calore ceduto al refrigerante.

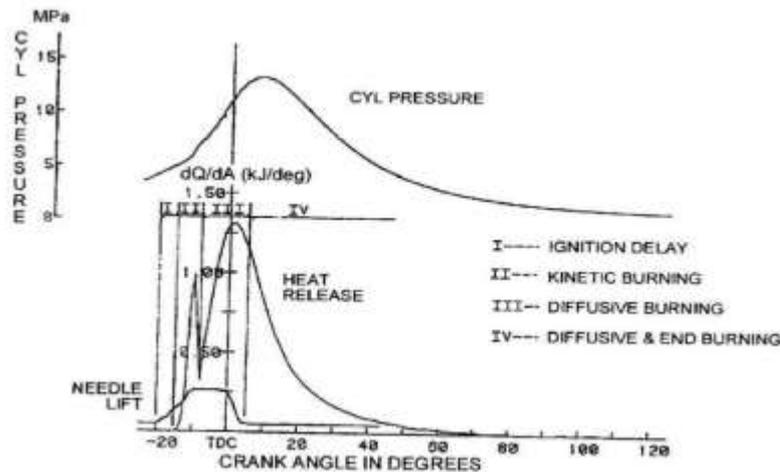


Fig. 5.17 Relazione tra diagramma indicatore e rilascio di calore [25]

- I. Il primo tratto della curva rispecchia i processi chimici e fisici che subiscono le gocce di combustibile dopo essere state iniettate all'interno della camera. Si tratta di tutti quei fattori, come l'atomizzazione in gocce più piccole, che influenzano in maniera diretta il ritardo all'accensione. La durata di questo periodo dipende essenzialmente da fattori quali il tipo di combustibile (numero di cetano), la dimensione delle gocce e la loro distribuzione, la pressione e la temperatura in camera di combustione, il livello di turbolenza in camera di combustione. Le conseguenze principali del ritardo di accensione sono le sollecitazioni meccaniche legate al gradiente di pressione ed il rumore di combustione caratteristico dei motori diesel.
- II. Il secondo tratto della curva, definito periodo di combustione premiscelata, è caratterizzato da una rapidissima combustione di quella parte di miscela che ha avuto origine durante il periodo di ritardo. In questa fase viene prodotta una grandissima quantità di energia sotto forma di calore che ha come conseguenza un aumento della pressione all'interno del cilindro. Il picco di pressione e il calore rilasciato dipendono in maniera diretta dall'estensione del tempo di ritardo: più questo è lungo e maggiore sarà la quantità di combustibile che si miscela. Quantità che brucia tutta insieme all'inizio della combustione portando ad un maggiore rilascio e ad una maggiore pressione all'interno del cilindro.
- III. Successivamente alla combustione premiscelata si sviluppa una fase detta di combustione diffusiva. In questa fase la temperatura e la pressione raggiungono livelli molto elevati perciò non tutte le gocce di combustibile subiscono i fenomeni di tipo fisico di pre-ossidazione sviluppando rapidi fenomeni chimici di pirolisi ad alta temperatura dovuti alla carenza di ossigeno in contatto con il combustibile. Si generano quindi particelle carboniose solide il cui tempo di combustione risulta significativamente maggiore, le quali quindi non bruceranno completamente.
- IV. Una volta superato il punto morto superiore, la fase di iniezione è terminata. La all'interno della camera. Il calore rilasciato in questa fase non è sufficiente a fare innalzare  $p$  e  $T$  all'interno del cilindro, che viceversa, diminuiscono contestualmente alla fase di espansione. Questa diminuzione di temperatura, principalmente, porta conseguenze dal punto di vista delle emissioni. In primo luogo, il particolato non riesce più ad essere ossidato ed inoltre, si verifica un congelamento delle reazioni e quindi si rileva la presenza di  $\text{NO}_x$  (come  $\text{CO}$  e  $\text{HC}$ ) che si erano generati ad alta temperatura, che vengono poi, rilasciati in ambiente.

### 5.6.1 Elaborazione dei Parametri di Combustione

Per il calcolo del rilascio di calore viene utilizzato il programma "*Rilascio.for*", realizzato in linguaggio *Fortran*.

Il codice richiede parametri in input:

- la velocità di rotazione  $n$
- la portata di combustibile  $M_c$
- la portata d'aria  $M_a$
- la frazione di EGR  $f_{EGR}$
- la pressione di aspirazione  $p_A$
- la temperatura di aspirazione  $t_{AEGR}$
- la quantità di combustibile rilasciato nelle due iniezioni secondarie, espressa come percentuale della quantità complessiva.

È necessario, inoltre, richiamare il file .txt formato da due colonne che riportano rispettivamente l'angolo di manovella e il valore di pressione indicata associato, unitamente al numero di punti riportati nel file. Bisogna inoltre compilare di volta in volta il programma "*Rilascio.for*" con i dati relativi alla strategia di iniezione e alla fasatura angolare adottata.

In uscita il codice restituisce quattro files denominati (considerando ad esempio che il file di input abbia nome "*Punto 01.txt*") "*Punto 01 filtrato.txt*", "*Punto 01 rilascio.txt*", "*Punto 01 combustibile.txt*", "*Punto 01 trascinato.txt*".

Nel merito della presente trattazione si utilizzano i primi due file. Il primo è costituito da quattro colonne contenenti nell'ordine:

- angolo di manovella
- pressione nel cilindro filtrata
- derivata prima della pressione nel cilindro
- derivata seconda della pressione nel cilindro

Per quanto riguarda il secondo file, esso contiene sei colonne di dati indicanti:

- angolo di manovella
- integrale del rilascio di calore specifico istantaneo
- rilascio di calore specifico istantaneo
- coefficiente di scambio termico istantaneo
- temperatura del gas
- rilascio di calore istantaneo

Avendo a disposizione i due file di cui sopra, è possibile effettuare, tramite Excel (fig.5.18), un'analisi utile per la realizzazione delle curve di rilascio.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I
1	Condizione operativa	B7 con EGR		B7 no EGR		B15 con EGR		B15 no EGR	
2	n [giri/min]	2006,8		2003,3		1993,0		2005,3	
3	portata combustibile [kg/h]	2,67		2,63		2,68		2,63	
4	portata aria [kg/h]	72,4		100,1		72,1		100,0	
5	fEGR [%]	20,5		0,0		20,2		0,0	
6	pA [bar]	1,333		1,350		1,334		1,378	
7	tAEGR [°C]	42,1		20,4		38,5		20,5	
8									
9	q pilota [mm3/ciclo]	1		1		1		1	
10	q pre [mm3/ciclo]	1		1		1		1	
11	q main [mm3/ciclo]	10,9	15,50%	10,55	#####	11,21	15,14%	10,46	16,05%
12			7,75%		7,97%		7,57%		8,03%
13									
14	inizio effettivo pilota [grad]	334,3		334,3		334,3		334,3	
15	durata effettiva pilota [grad]	5,5		5,5		5,5		5,5	
16	inizio effettivo pre [grad]	348,8		348,8		348,8		348,8	
17	durata effettiva pre [grad]	5,5		5,5		5,5		5,5	
18	inizio effettivo main [grad]	360,8		360,8		360,8		360,8	
19	durata effettiva main [grad]	8,6		8,6		8,6		8,6	
20									
21	ritardo inizio [micros]	200		200		200		200	
22	ritardo fine [micros]	350		350		350		350	
23	ritardo inizio [grad]	2,4		2,4		2,4		2,4	
24	ritardo fine [grad]	4,2		4,2		4,2		4,2	
25									

Fig.5.18 Esempio Foglio Excel per calcolo rilascio

Dall'analisi ottenuta si possono ottenere importanti informazioni riguardo alcuni parametri di combustione.

Tra i principali consideriamo:

- $\theta_{90} - \theta_{10}$ : per la difficoltà di definire in modo corretto l'inizio e la fine della combustione vengono univocamente utilizzati gli angoli per i quali si ha rispettivamente il 10% e il 90% del calore rilasciato, facendo riferimento all'integrale del rilascio di calore specifico istantaneo (Fig. 5.19). La differenza tra i due valori fornisce quindi la durata angolare della combustione;
- $\theta_{50}$ : rappresenta l'angolo per il quale si ha la metà (50%) del calore rilasciato durante la combustione, sempre con riferimento all'integrale del rilascio di calore specifico istantaneo (Fig. 5.19). E' un parametro molto importante poiché definisce l'andamento generale della combustione, permettendo di farla in modo opportuno. [20]

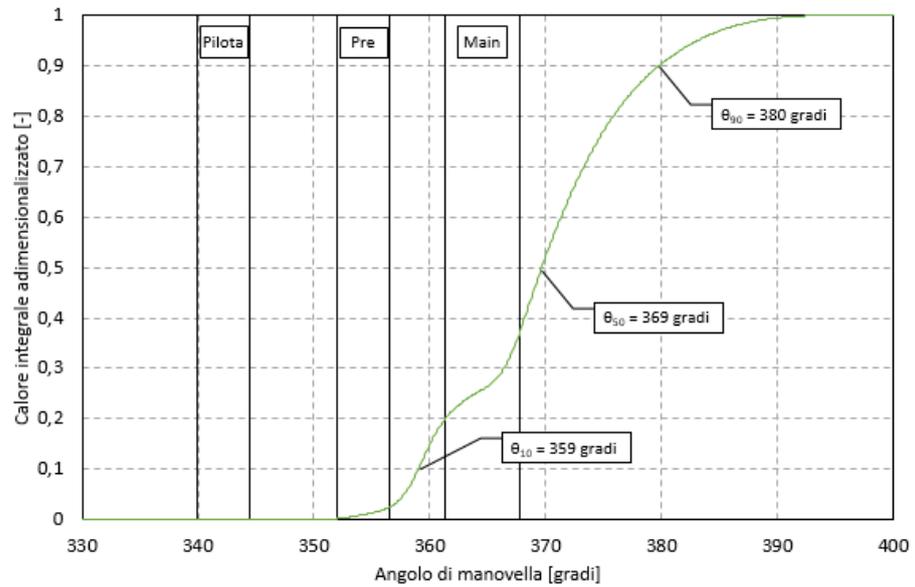


Fig.5.19 Curva di rilascio integrale di calore

- HR premix: rappresenta la quantità di calore rilasciato durante la combustione di tipo premiscelato (heat release premix) della carica dell'iniezione principale (Fig. 5.20).
- Rohr MAX: rappresenta il valore massimo della curva di rilascio di calore.
- Indice I<sub>1</sub>: viene calcolato secondo la relazione 5.2:

$$I_1 = \frac{n}{n_{idle}} \cdot \left[ \frac{\left( \frac{dp_{max1}}{dt} \right)_{comb} - \left( \frac{dp_{max2}}{dt} \right)_{comb}}{\left( \frac{dp_{max}}{dt} \right)_{comp}} \right] \quad (5.2)$$

con n velocità di rotazione e  $n_{idle}$  velocità di rotazione al minimo. I termini al numeratore sono i valori massimi della derivata prima della pressione con motore in regime di funzionamento, che si verificano in corrispondenza della combustione delle iniezioni pilota e principale, rispettivamente (Fig. 5.21).

Il termine al denominatore è il valore massimo della derivata prima della pressione con motore trascinato (ricavabile dal file "Punto 01 trascinato.txt"). Questo parametro caratterizza la rapida crescita di pressione nel cilindro e fornisce un'indicazione sulla rumorosità di combustione.

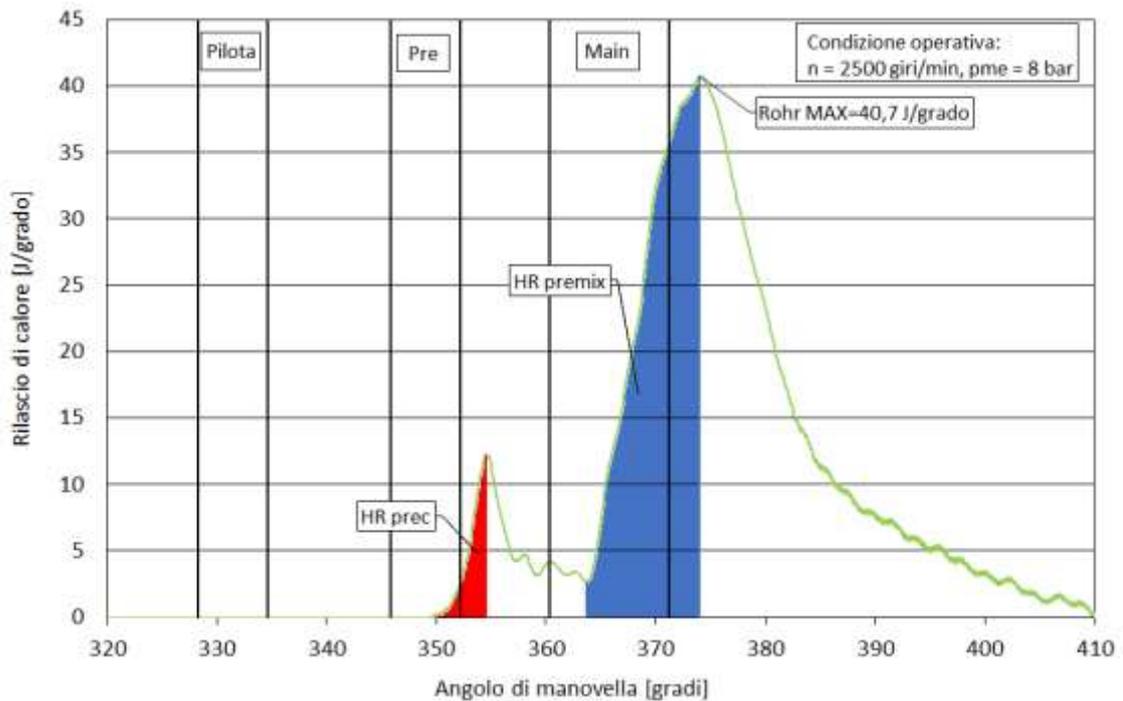


Fig. 5.20 - curva di rilascio del calore

- dermax1: rappresenta il primo valore di massimo della derivata prima di pressione, corrispondente alla combustione dell'iniezione pilota. Anche questo parametro è legato al rumore di combustione. (fig. 5.21)
- dermax2: rappresenta il secondo valore di massimo della derivata prima di pressione, corrispondente alla combustione dell'iniezione principale. Come i due indicatori precedenti anche questo parametro è legato al rumore di combustione (fig. 5.21)

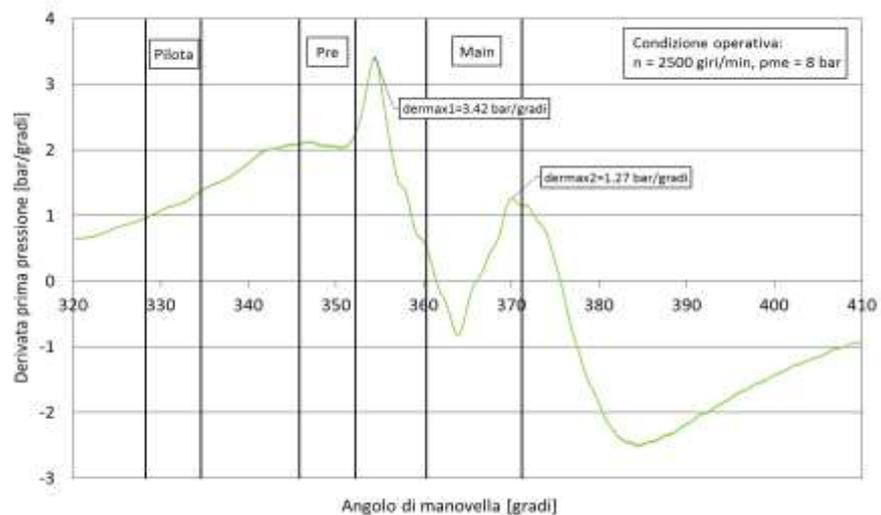


Fig. 5.21- Curva della derivata prima di pressione

## CAPITOLO 6

### Analisi dei risultati

La sperimentazione e la raccolta dei dati, spiegate in precedenza, trovano conclusione in questo capitolo in cui vengono mostrati e confrontati i risultati ottenuti.

Per poter avere dei grafici leggibili e, soprattutto, confrontabili si è provveduto a raccogliere i dati elaborati su fogli di calcolo Excel, suddividendoli in base alla condizione operativa ed alla miscela elaborata distinguendo, inoltre, se si sia utilizzato o meno l'EGR.

Tra tutti i parametri studiati sono stati scelti quelli più significativi e per questi sono state calcolate: la media, la deviazione standard e la covarianza<sup>20</sup>.

Per ogni grandezza, ad eccezione dei diagrammi indicati e delle curve di rilascio, in ordinata sono riportati i valori corrispondenti alla stessa mentre, in ascissa, è espressa la percentuale via via crescente di UCOME utilizzata. All'interno dei grafici sono poi rappresentate tutte le curve relative alle varie miscele nelle diverse condizioni operative sia relative al Gasolio 1 che al Gasolio 2. La soluzione adottata permette di avere una visione il più globale possibile. Sono, infatti, confrontabili non solo le variazioni di comportamento relative alle diverse percentuali di rinnovabile all'interno di una condizione operativa, ma anche in relazione alle diverse condizioni operative.

Per una più agevole interpretazione, ogni condizione operativa viene rappresentata dello stesso colore sia per il Gasolio 1 che per il Gasolio 2; la differenza risiede nel fatto che le curve rappresentanti il primo siano continue mentre per il secondo siano tratteggiate.

Per ogni parametro sono riportati due grafici costruiti come appena descritto, che hanno come discriminante la presenza o meno dell'EGR.

#### 6.1 Rendimento Globale e Consumo specifico di combustibile

Il rendimento globale di un motore (definito in inglese come “bte”, acronimo di “brake thermal efficiency”) è dato dal rapporto tra il lavoro utile e l'energia fornita. Quest'ultima è a sua volta il prodotto tra il potere calorifico inferiore “PCI” (anche noto come LHV dall'inglese “lower heating value”) e la massa di combustibile. Valutando quanto detto in relazione all'unità di tempo si avrebbe il rapporto tra la potenza a numeratore, ed il prodotto tra portata di combustibile e PCI a denominatore. Riassumendo nella formula (6.1) si ottiene:

$$\eta_g = \frac{L_u}{m_c \cdot PCI} = \frac{P_g}{M_c \cdot PCI} \quad [-] \quad (6.1)$$

Analizzare l'andamento del rendimento globale non è uno studio semplicemente fine a se stesso, cioè volto a sapere semplicemente se un motore funzioni più o meno bene di un altro. Questo parametro è utile, soprattutto in un lavoro di questo tipo, ossia di confronto tra combustibili diversi all'interno dello stesso propulsore. Combustibili diversi presentano infatti, poteri calorifici inferiori diversi.

---

<sup>20</sup> Covarianza: rapporta tra media e deviazione standard.

Nel capitolo 5 ai paragrafi 5.3.1-5.3.2, quando viene descritta la preparazione dei combustibili e ne vengono riportate le relative caratteristiche, viene spiegato che i biocombustibili utilizzati presentano, inevitabilmente, un PCI diverso rispetto a quello dei gasoli tradizionali. Essendo il potere calorifico inferiore della miscela dato da una media pesata tra quello del gasolio e quello dell'UCOME aggiuntovi, ed essendo la percentuale di quest'ultimo via via crescente nelle varie miscele, si può comprendere come questa grandezza possa influenzare le variazioni di rendimento globale.

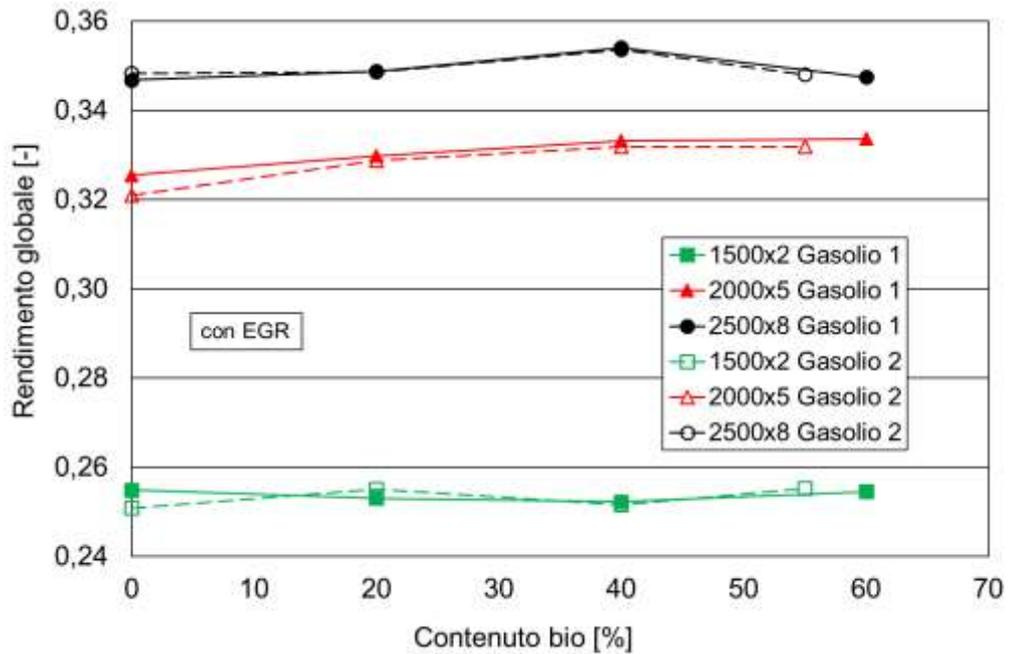


Fig. 6.1: Rendimento globale (EGR attivato)

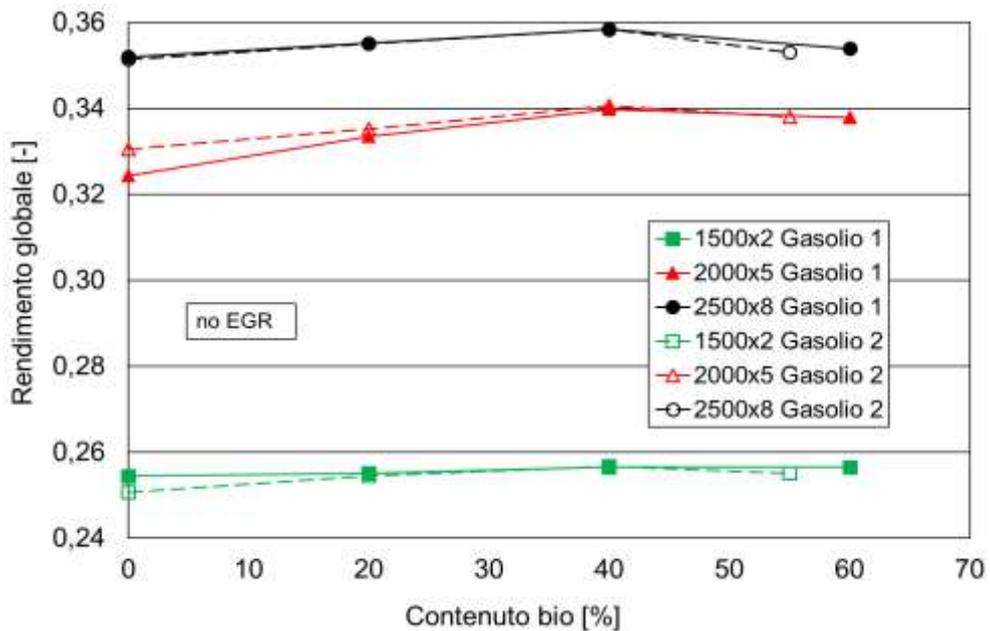


Fig. 6.2: Rendimento Globale (no EGR)

Per entrambi i grafici si vede un andamento crescente delle curve fino a alle miscele contenenti il 40% di parte rinnovabile. Eccezion fatta per quelle che rappresentano la condizione operativa 1500x2. Le curve verdi, in ambo i grafici, oscillano intorno a valori di 0.25 sia per miscele con percentuali di UCOME minore del 40% che maggiori.

La percentuale di biocombustibile che da un aumento del rendimento più consistente è, appunto, quella del 40% per le condizioni di carico medio-alto. Questi range di velocità di rotazione fanno sì che le perdite meccaniche e per scambio termico siano ridotte. C'è anche un aspetto relativo alla durata della combustione che verrà analizzato nel seguito.

Oltrepassando la soglia del 40% si può notare come le curve nere, ossia della condizione operativa 2500x8, decrescano, a causa di alcuni aspetti che diventano prevalenti all'aumentare del contenuto di biocombustibile (incremento della viscosità e densità).

Il consumo specifico di combustibile e la durata della combustione vengono discussi nel seguito del capitolo.

È proprio il consumo di combustibile ( $m_{sc}$ ) il secondo parametro analizzato in questo paragrafo.

Come per il rendimento globale, per comprendere come l'andamento vari bisogna indagare quali sono le grandezze da cui dipende.

Il consumo specifico di combustibile è il rapporto tra la portata di combustibile e la potenza effettiva. Questa, a sua volta, è il prodotto tra coppia effettiva e velocità di rotazione.

Ovviamente, anche questo parametro risente delle diverse percentuali di componente rinnovabile presenti nelle miscele, come si può notare dai grafici sottostanti (Figg.6.3 e 6.4).

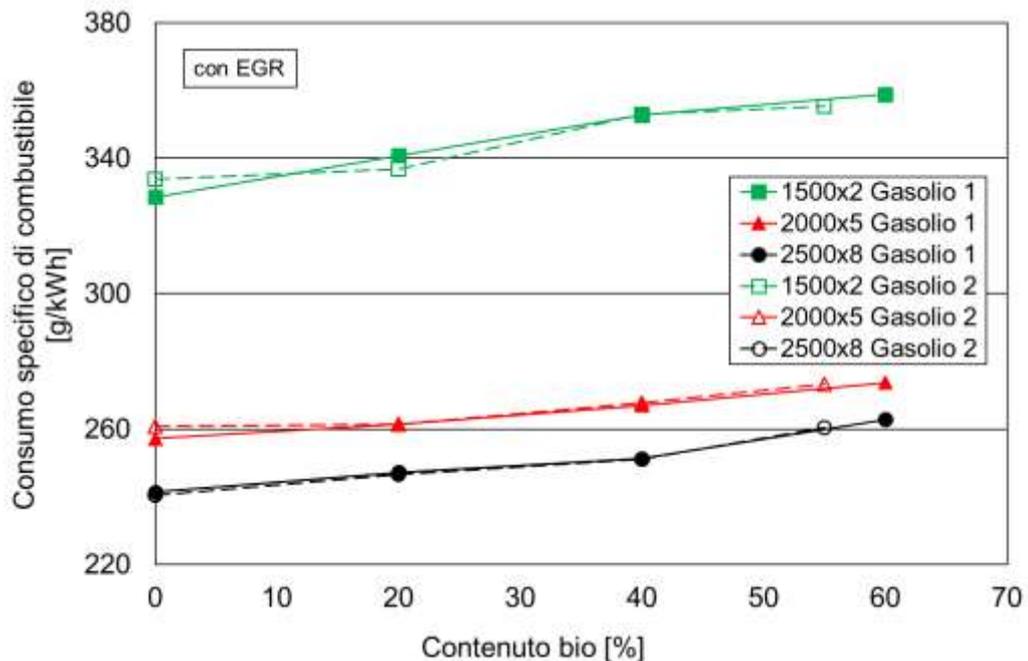


Fig. 6.3: consumo specifico di combustibile (EGR attivato)

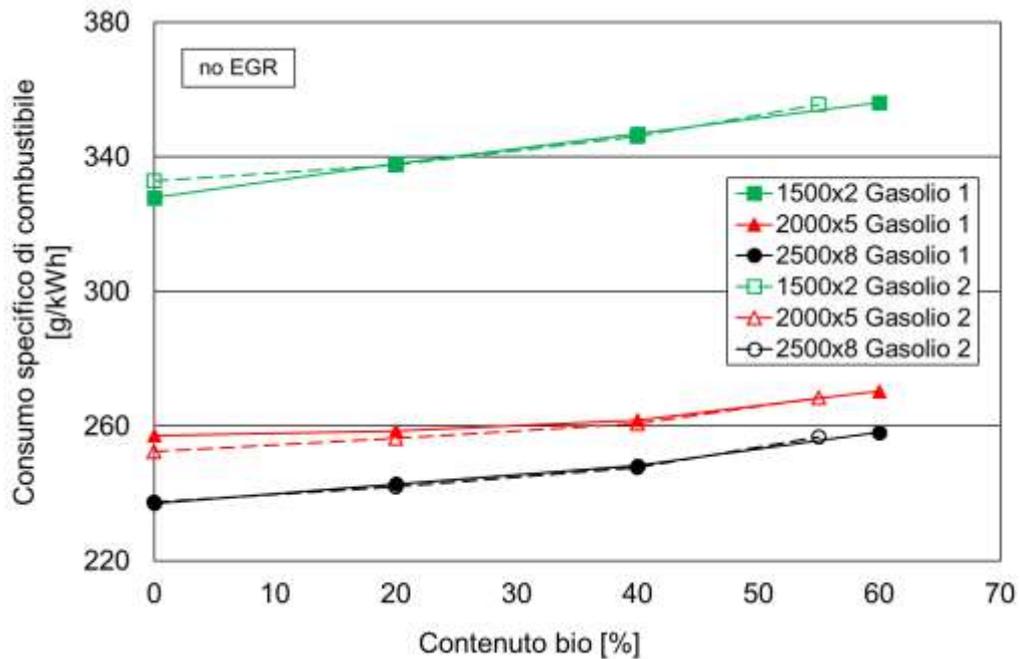


Fig. 6.4: consumo specifico di combustibile (no EGR)

Dalle figure 6.3 e 6.4 si può notare un aumento di  $m_{sc}$  all'aumentare della percentuale di bio, soprattutto per quanto riguarda le condizioni di basso carico. Andando, eventualmente, a calcolare la variazione percentuale di consumo, in relazione alla stessa riferita al potere calorifico si può comprendere quando aumenti  $m_{sc}$ .

Il sistema di ricircolo dei gas di scarico, ideato per l'abbattimento delle emissioni di  $NO_x$ , ha un'incidenza sull'efficienza energetica del propulsore. La principale spiegazione di questo aumento risiede nel minor potere calorifico del biodiesel additivato rispetto a quello dei gasoli convenzionali che fa sì che, affinché vi sia una compensazione dal punto di vista del calore fornito, venga iniettato più combustibile.

Disattivando l'EGR, si nota, una riduzione del consumo con un conseguente aumento del rendimento.

Il sistema di ricircolo, sebbene non incida pesantemente sul processo di combustione, ne determina, un lieve peggioramento perché in camera di combustione si viene a trovare meno ossigeno disponibile per il processo stesso.

Si può altresì notare che non vi siano differenze sostanziali, a parità di miscela considerata, tra i due gasoli tradizionali presi in considerazione.

## 6.2 Emissioni Specifiche

Nel capitolo 2 sono descritti i meccanismi di formazione dei principali inquinanti emessi dai propulsori automobilistici. Quando si affronta lo studio di un motore Diesel, in particolare, le due sostanze "osservate speciali" sono gli ossidi di azoto ed il particolato carbonioso. Prima di andare ad analizzarne nel dettaglio i grafici relativi si introduce, nel seguito, anche lo studio fatto riguardo al rapporto aria-combustibile  $\alpha$  ed alla frazione di EGR.

### 6.2.1 Rapporto aria-combustibile $\alpha$ .

Il rapporto aria-combustibile, come in precedenza specificato, è appunto il rapporto tra la massa di aria e la massa di combustibile o, alternativamente, tra la portata di aria e quella di combustibile.

$$\alpha = \frac{m_a}{m_f} = \frac{M_a}{M_f}$$

Un propulsore Diesel è caratterizzato da valori di questo rapporto che variano molto spazialmente, essendo il combustibile iniettato sottoforma di gocce contestualmente all'inizio della fase di combustione, e non premiscelato precedentemente come nel caso dei motori alimentati a benzina. I valori che alfa può assumere variano da 20 a 100 a seconda anche della condizione operativa in cui si sta lavorando.

La regolazione di un propulsore diesel viene definita “*per qualità*”, ossia si va modificare la potenza andando a modulare la portata di combustibile per ciclo, a parità di portata di aria aspirata.

Per le dipendenze riguardo la formazione delle sostanze inquinanti dal rapporto aria-combustibile si rimanda ai paragrafi 2.2 e 2.3

Avendo, nel corso dello studio, utilizzato miscele differenti, è interessante vedere come alfa vari al variare dei combustibili introdotti.

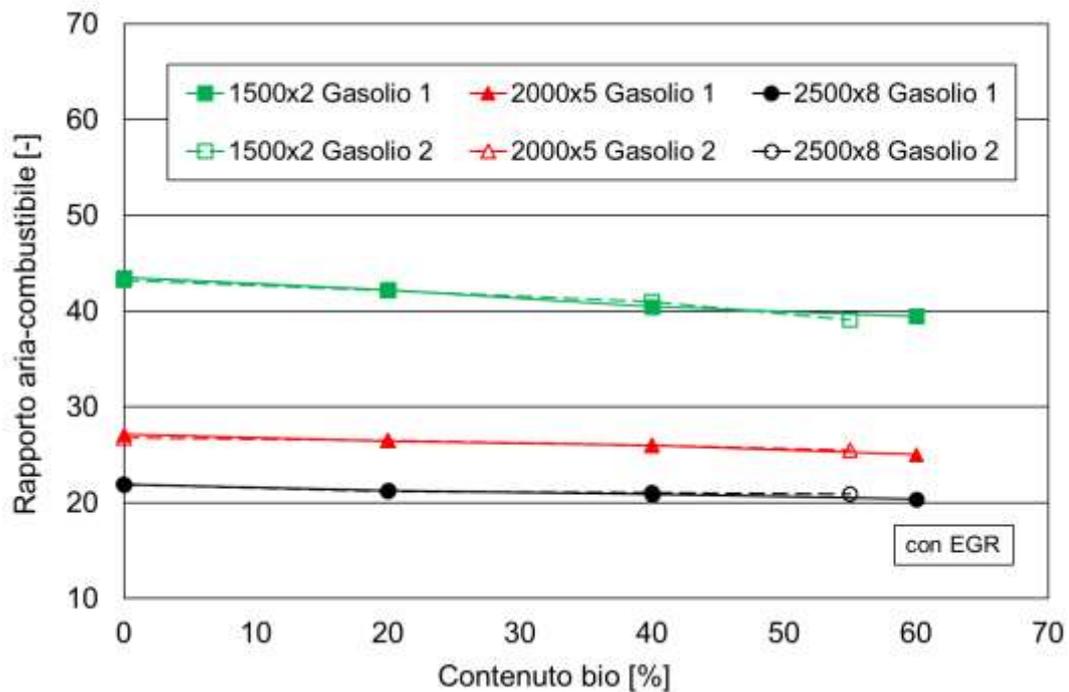


Fig. 6.5 Rapporto aria-combustibile (EGR attivato)

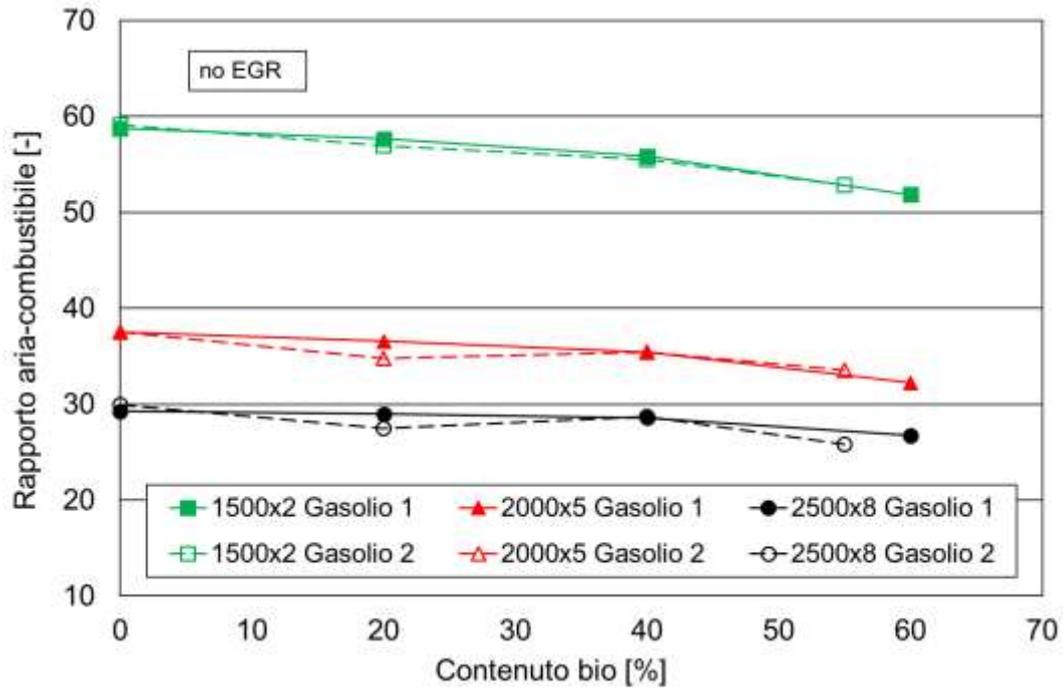


Fig. 6.6 Rapporto aria-combustibile (no EGR)

Come si può notare dai grafici, non si evincono particolari variazioni del valore di  $\alpha$  con l'aumentare della percentuale di contenuto di bio, se non per le condizioni di basso carico in cui la variazione, comunque piccola, è più marcata.

Si nota inoltre, un aumento dei valori del rapporto aria combustibile nel caso senza EGR, rispetto agli stessi con EGR attivato, con un andamento conforme a quello che è lo scopo, appunto, di questo sistema. Infatti, il ricircolo dei gas di scarico viene utilizzato per ridurre la quantità di ossigeno disponibile attraverso la diluizione della carica aspirata con parte dei fumi, al fine di ridurre la formazione di ossidi di azoto ed abbassare la temperatura in camera.

L'andamento di  $\alpha$ , in relazione a quello del consumo specifico di combustibile (Figg. 6.3 e 6.4), fa comprendere il discorso fatto in precedenza riguardo il PCI. All'aumentare della percentuale di rinnovabile all'interno del combustibile, si ha una diminuzione del potere calorifico inferiore dello stesso, che determina una maggiore quantità di combustibile iniettato. Più combustibile iniettato significa un maggiore aumento del consumo specifico da un lato, ed a parità di aria, una diminuzione di  $\alpha$ .

### 6.2.2 Frazione di EGR

A differenza di tutti gli altri parametri, questo grafico è unico in quanto riporta la frazione di EGR ( $f_{EGR}$ ). La frazione di EGR è la quota parte di gas combusti che viene ricircolata. È un dato che, allo stato dell'arte, raggiunge percentuali notevoli: si arriva tranquillamente al 40%. Ovviamente viene riportato un solo grafico poiché viene rappresentato il risultato della sperimentazione per la parte in cui il sistema viene tenuto in funzione.

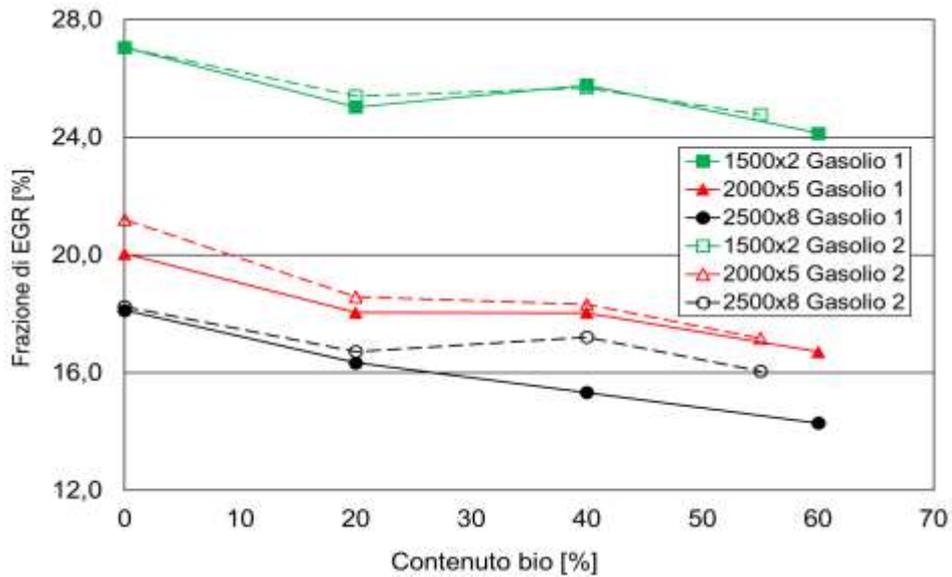


Fig.6.7: Frazione di EGR

Il grafico evidenzia come la frazione diminuisca all'aumentare del carico e, nel merito di una singola curva, all'aumentare del contenuto di biodiesel.

Come più volte sottolineato nel capitolo, muovendosi verso destra sull'asse delle ascisse, si ha un potere calorifico inferiore che decresce e che quindi comporta un aumento del combustibile iniettato per ciclo dovendo, però, mantenere la dosatura, ossia il quoziente tra il rapporto  $\alpha$  e  $\alpha$  stechiometrico, costante. Quindi, dovendo inserire più combustibile, è richiesto un maggiore quantitativo di aria aspirato, e conseguentemente il sistema di ricircolo è in parte inibito riducendo dunque  $f_{EGR}$ .

### 6.2.3 Emissioni specifiche di NO<sub>x</sub>

Come si vedrà nelle figure sottostanti (Figg. 6.8 e 6.9), questi sono tra tutti i grafici quelli in cui è più marcata la distinzione tra l'andamento con/senza EGR. In fondo, uno dei compiti per cui l'EGR è studiato ed utilizzato è proprio l'abbattimento degli NO<sub>x</sub>.

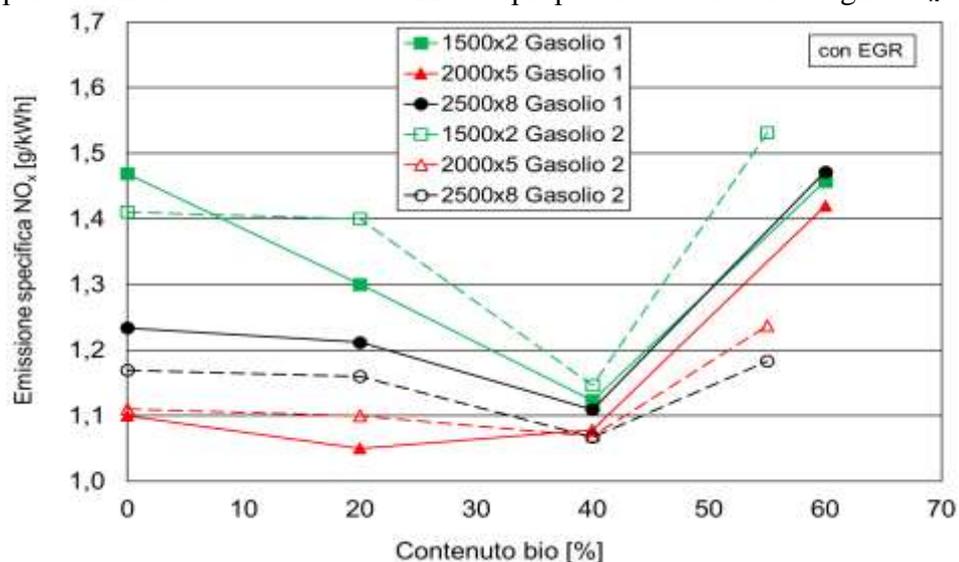


Fig. 6.8 Emissioni NO<sub>x</sub> (EGR attivato)

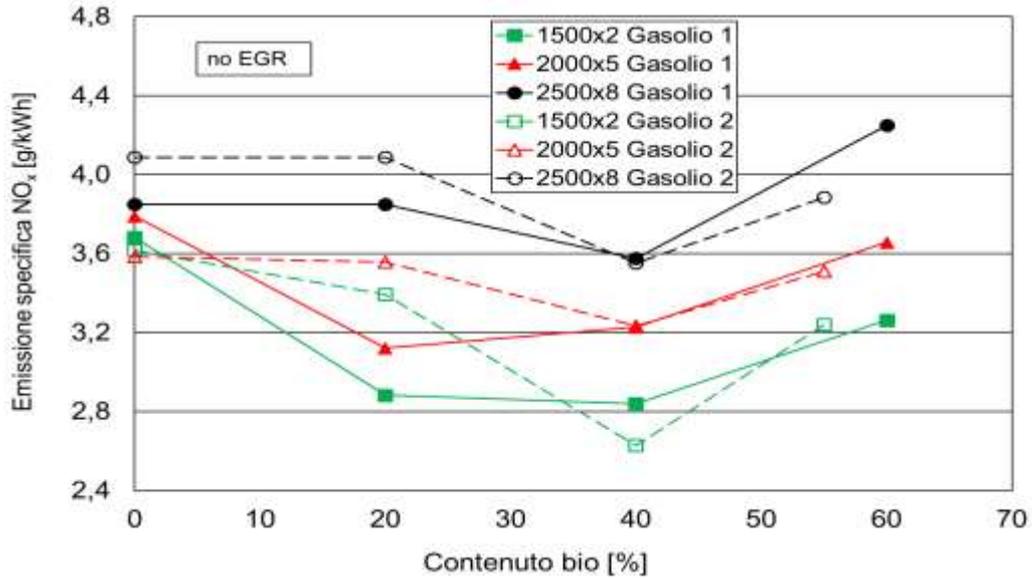


Fig. 6.9 Emissioni NO<sub>x</sub> (no EGR)

La differenza di valori tra il primo ed il secondo grafico è evidente. Nonostante ciò, il miglioramento più marcato in generale, con una percentuale di riduzione pari al 27.34%, si attesta per la condizione operativa 1500x2, in condizioni di assenza di EGR e con una miscela costituita da Gasolio 1 + 40% UCOME.

Questo non significa che i valori siano minori rispetto a quelli con l'utilizzo del sistema di ricircolo, ma è comunque un dato meritevole di attenzione.

Per quanto concerne il grafico in cui si considera l'EGR attivato, la riduzione maggiore di emissioni, in percentuale, si ha per la condizione operativa 1500x2, con un valore di 23.53%. Tuttavia, anche se questa diminuzione è considerevole, si hanno valori minori di emissioni nelle altre due condizioni, in particolar modo nella 2000x5.

In ogni caso, qualsiasi dei due grafici si consideri, si evidenzia che la miscela che porta ad una riduzione delle emissioni di NO<sub>x</sub>, a prescindere dal gasolio di base e dalla condizione operativa, è quella con una percentuale di contenuto rinnovabile del 40%. Ovviamente, questo tipo di miscela, unito all'utilizzo dell'EGR porta a una riduzione di queste sostanze degna di nota.

Un aspetto interessante è quello che invece riguarda le miscele con contributi di bio superiori al 40%. Come, infatti, si può notare, dopo il 40%, i grafici, indistintamente, vedono un aumento delle emissioni di ossidi di azoto. In letteratura questo aspetto è controverso. Alcuni studi riportano situazioni simili a quella presentata in questo contesto, altri riportano situazioni opposte. L'argomento, essendo "recente", se in relazione ad altri, ha bisogno ancora di molto approfondimento.

Ciò che si può affermare, per comprendere queste discrepanze, è che l'andamento delle emissioni di NO<sub>x</sub> è influenzato da un numero davvero considerevole di parametri; oltre quelli fondamentali citati nello studio è importante sottolineare anche la dipendenza da:

anticipo e pressione di iniezione, andamento e temperatura della combustione, rilascio di calore e la radiazione termica dal particolato carbonioso.

Oltre a ciò, quando si operano dei confronti tra miscele che contengono combustibili rinnovabili è imprescindibile tener conto della composizione chimica degli stessi.

In generale, sempre in riferimento alla porzione di grafico “controversa”, le maggiori discordanze riguardano:

- quando si osserva una riduzione, questa viene attribuita al minor potere calorifico a seguito del miscelamento con il bio. Rilasciando una minore energia termica ci si aspetta una minore temperatura massima locale.
- Viceversa, un eventuale aumento viene legato alla presenza all’interno dell’UCOME di maggiore ossigeno disponibile per l’ossidazione dell’azoto.

Quale delle due risulti preponderante rispetto all’altra determina in parte l’andamento delle curve.

#### 6.2.4 Emissioni specifiche di Soot.

Il soot, ossia le particelle carboniose prodotte durante la combustione, hanno un andamento che si lega a quello degli ossidi di azoto. In particolar modo, questi due inquinanti sono sempre legati quando si parla di motori Diesel poiché il loro andamento risulta in controtendenza.

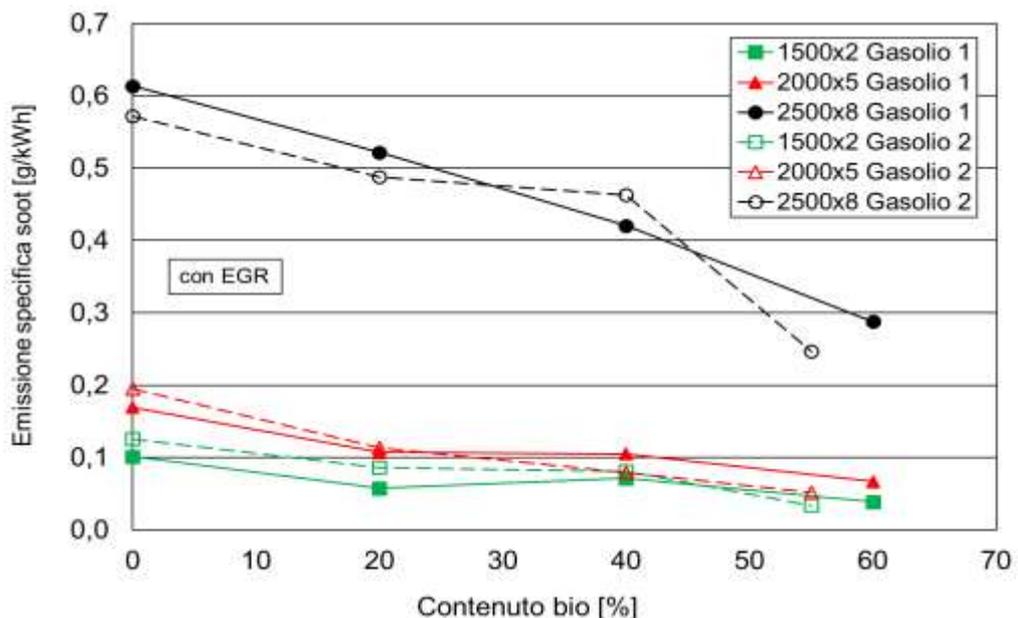


Fig. 6.10: Emissioni di Soot (EGR attivato)

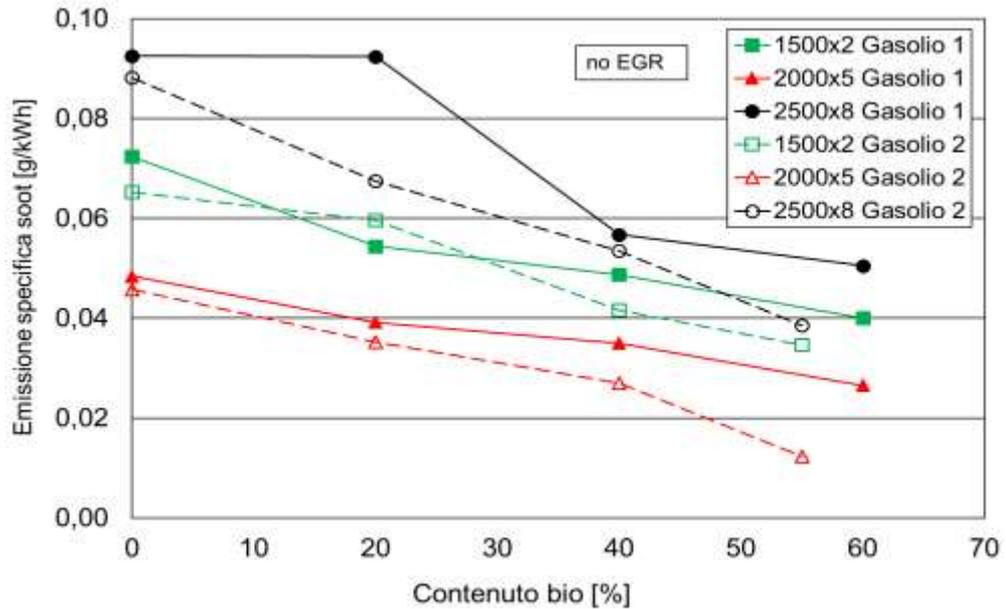


Fig. 6.11: Emissioni di Soot (no EGR)

Da entrambi i grafici si rileva una diminuzione delle emissioni di particolato all'aumentare della percentuale di UCOME miscelata all'interno del combustibile.

Confrontando le percentuali di variazione si vede che per le miscele con il 55-60% di componente rinnovabile c'è una diminuzione dell'emissione di soot dal 44% al 61% circa.

In letteratura questo fenomeno viene ricondotto al maggiore contenuto di ossigeno del biodiesel il quale favorisce l'efficienza della combustione.

Di particolare interesse è il confronto tra i valori dei due grafici: nell'utilizzo senza EGR i valori sono di un ordine di grandezza più piccolo rispetto a quelli nell'utilizzo del sistema di ricircolo dei gas di scarico. La giustificazione è la minore disponibilità di ossigeno in questa condizione

### 6.3 Pressione massima all'interno del cilindro

Conoscere i valori massimi di pressione che si raggiungono all'interno del cilindro è fondamentale per capire i meccanismi di combustione e, non secondario, per studiare anche le sollecitazioni sui vari componenti.

È un dato che è possibile ricavare dai diagrammi indicati di cui si tratterà nei prossimi paragrafi. Si ha il valore massimo della pressione all'interno del cilindro quando la combustione coinvolge tutta la carica ivi introdotta. Ciò avviene indicativamente dopo il punto morto superiore (p.m.s), corrispondente ad un intervallo compreso tra i 370 e i 380 gradi dell'angolo di manovella.

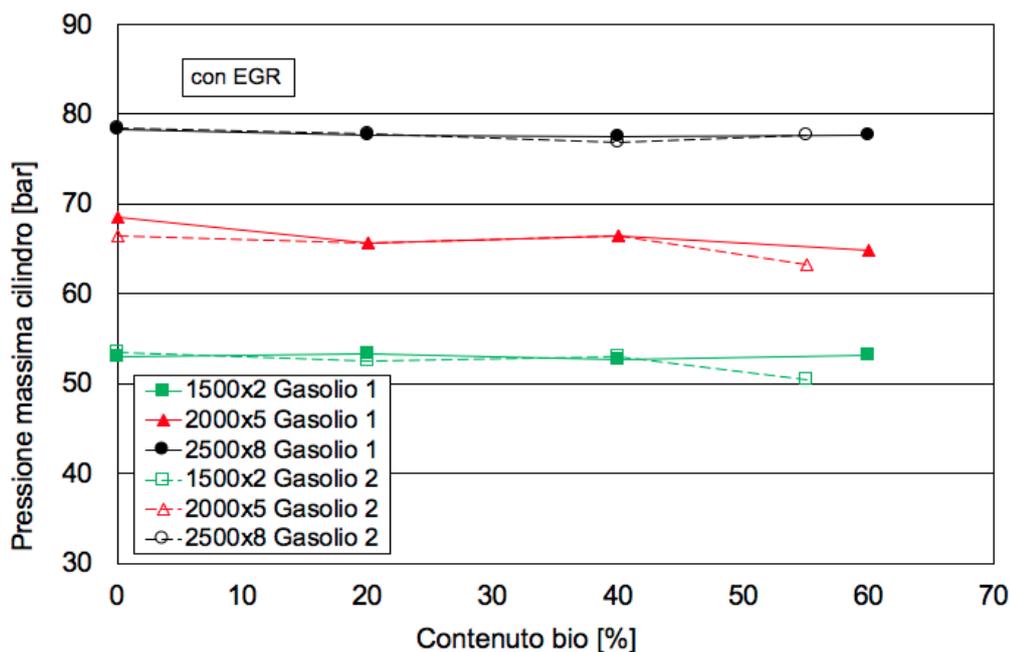


Fig.6.12: Pmax cilindro (con EGR)

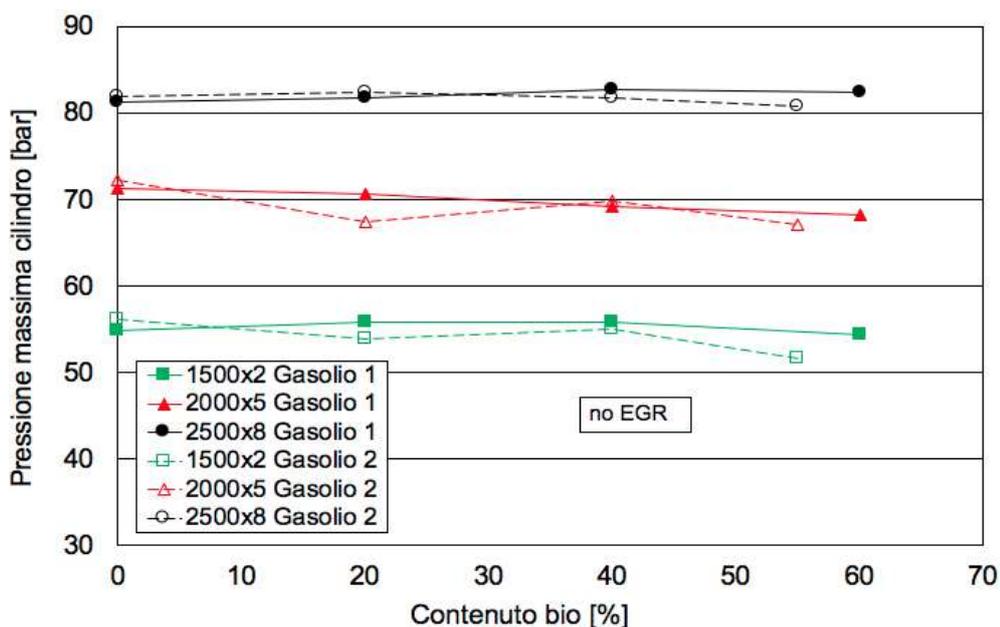


Fig.6.13: Pmax cilindro (no EGR)

L'andamento di tutte le curve delle due figure (Figg. 6.12 e 6.13) si mantiene omogeneo, senza variazioni significative.

È visibile, a colpo d'occhio, una differenza tra le miscele costituite con il Gasolio 1 e quelle con il Gasolio 2, imputabile ad un diverso sviluppo della combustione.

C'è una divergenza tra i due grafici legata ai valori più altri che la Pmax assume nella condizione in cui l'EGR risulta disattivato, in quanto c'è una maggiore quantità di fluido intrappolato quando il sistema non è in azione.

Le varie curve, indipendentemente da quale grafico si guardi, mostrano un aumento della pressione massima per valori crescenti del carico. Valori crescenti del carico, quindi potenze più elevate, comportano pressioni più elevate.

### 6.3.1 Coefficiente di variazione della pressione massima

Il coefficiente di variazione<sup>21</sup> della pressione massima, indicato come  $CoV_{p_{max}}$ , è il rapporto tra la deviazione standard e la media della pressione massima di cui sopra. Questo coefficiente viene utilizzato come indice per valutare la stabilità della combustione.

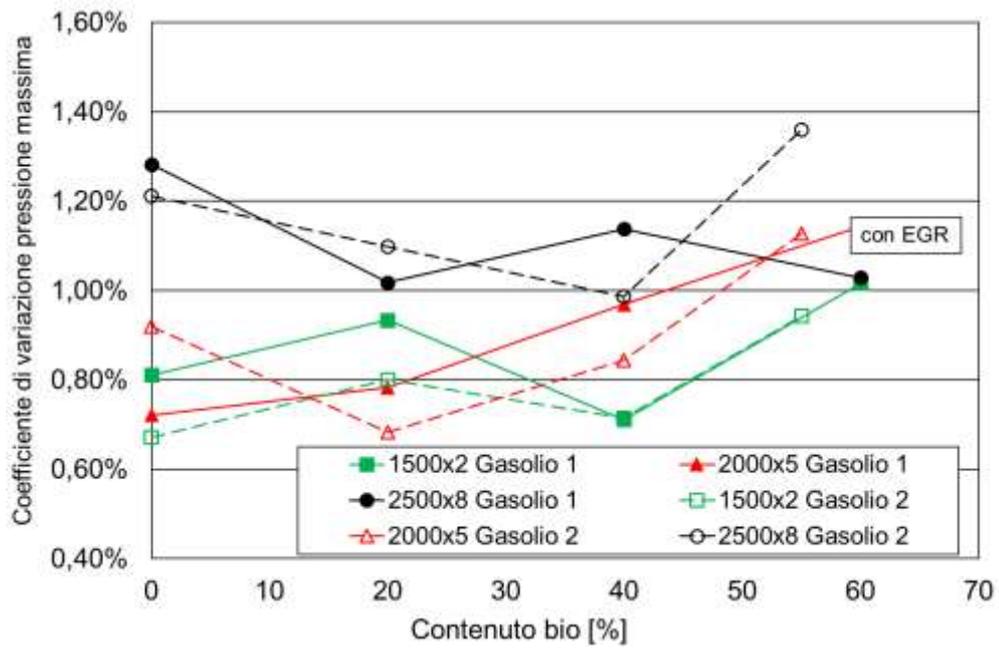


Fig. 6.14:  $CoV_{P_{max}}$  (EGR attivato)

<sup>21</sup> Per qualsiasi grandezza studiata il coefficiente di variazione è il rapporto tra la deviazione standard e la media della grandezza in esame.

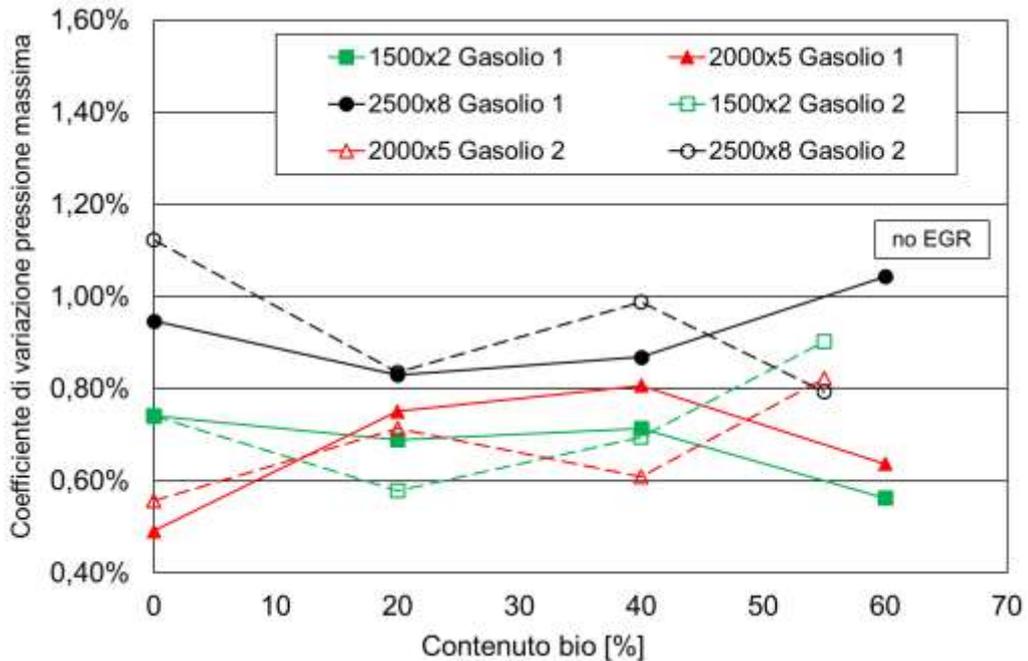


Fig. 6.15: CoV Pmax (no EGR)

Prima di entrare nel dettaglio degli andamenti dei grafici è importante evidenziare che il coefficiente di variazione rimane, in tutti i casi, al di sotto dell'2%. Un valore di questo tipo indica che la combustione rimane stabile anche utilizzando miscele con alto contenuto di biodiesel.

Dai grafici, in particolare, si può notare un andamento variabile dei valori del coefficiente di variazione, l'unica analogia tra tutti è che, ad eccezione del punto 2500x8 con Gasolio 1 dove il massimo si trova nell'utilizzo del gasolio puro, gli altri presentano un massimo in corrispondenza di un elevato contenuto di biodiesel.

## 6.4 Diagrammi indicati di pressione

All'interno del paragrafo 5.5 è possibile trovare una spiegazione teorica su cosa sia un diagramma indicato e tutta la relativa procedura di acquisizione dei dati per operarne la relativa costruzione.

All'interno dei diagrammi indicati viene usualmente rappresentato un parametro operativo del motore in funzione dell'angolo di manovella ( $\theta$ ). In questo caso il parametro di interesse, scelto anche in funzione dell'accuratezza con cui ne vengono effettuate le misure, è la pressione all'interno del cilindro.

Nel presente paragrafo vengono riportati i diagrammi in forma aperta. Inoltre, è stato condotto anche uno studio, di cui si riportano i diagrammi risultanti, riguardo la determinazione della derivata della pressione.

A differenza dei grafici visti fino ad ora, questi sono stati pensati in maniera differente. Viene rappresentato il diagramma relativo ad una condizione operativa al variare delle miscele ottenute o con il Gasolio 1 o con il Gasolio 2. Non avrebbe senso confrontare nello stesso grafico le diverse condizioni operative che avrebbero inevitabilmente valori diversi di pressione, come spiegato al paragrafo 6.3. Viene, inoltre, sempre mantenuta la differenza tra il funzionamento con EGR attivo e senza EGR.

Nel seguito vengono riportati i diagrammi relativi alla condizione operativa 2500x8, per tutte le miscele considerate. La scelta è dovuta al voler evitare un sovraccarico di grafici, visto e considerato che, all'interno di quelli non riportati, non sono state rilevate variazioni incongruenti a quelle che saranno esaminate nel seguito. La condizione 2500x8 è quella che fornisce il valore più alto di pressione interno cilindro (come visto nei grafici 6.12 e 6.13).

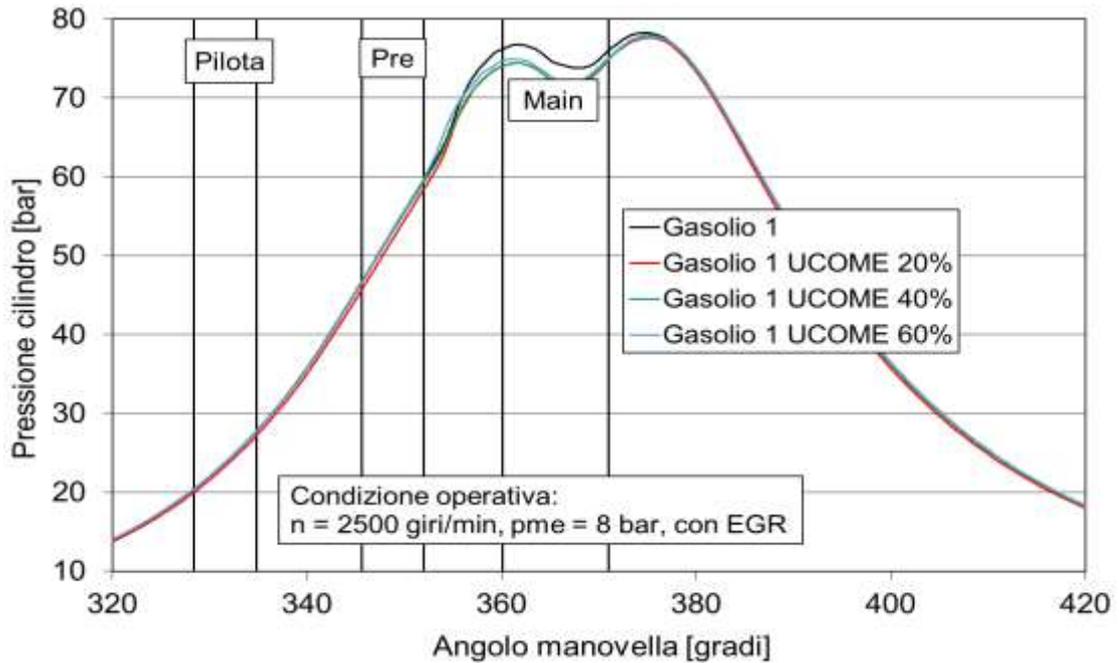


Fig. 6.16: Diagramma indicato di pressione miscela con Gasolio 1 (EGR attivato)

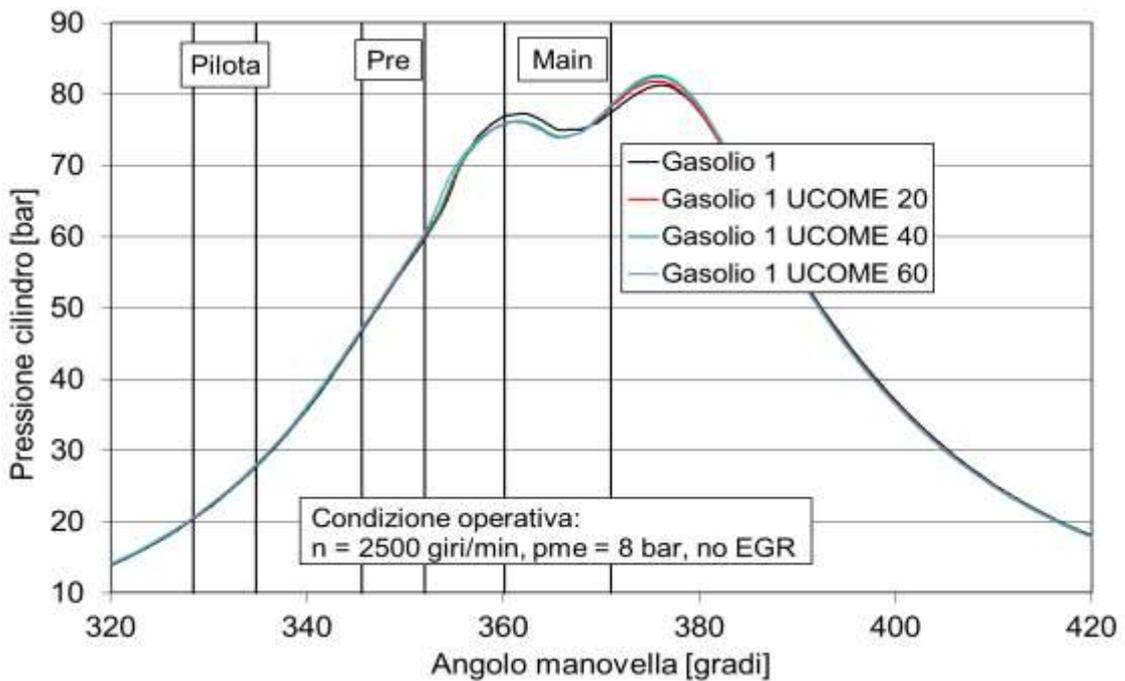


Fig. 6.17: Diagramma indicato di pressione miscela con Gasolio 1 (no EGR)

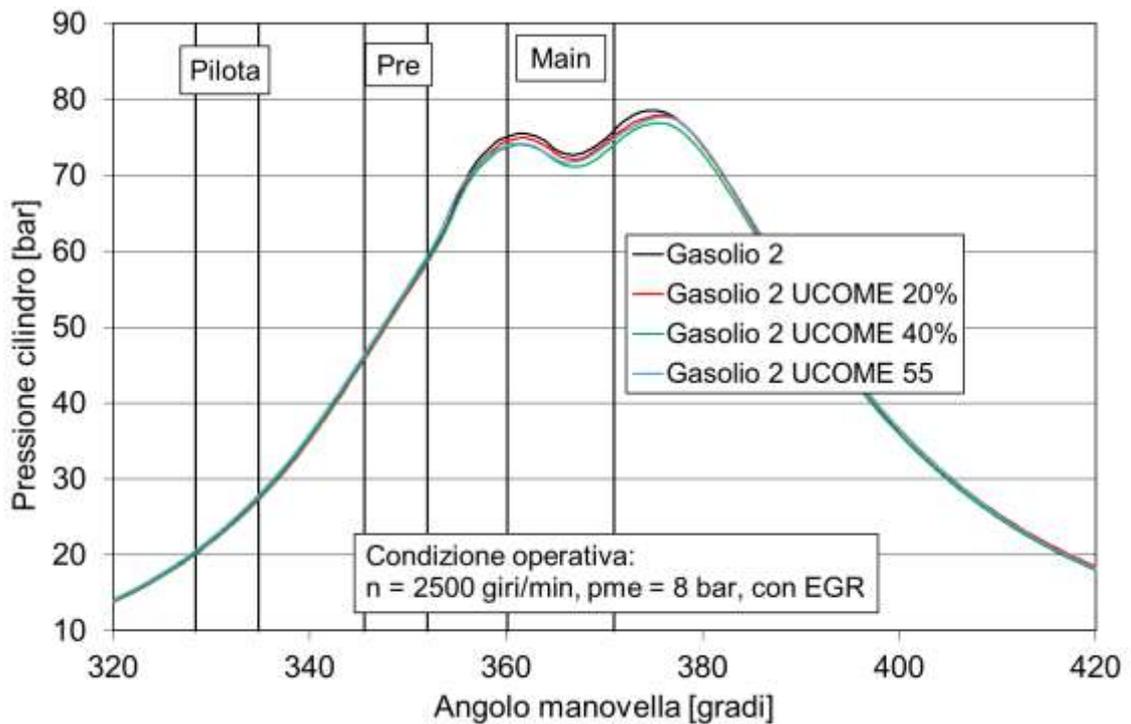


Fig. 6.18: Diagramma indicato di pressione miscela con Gasolio 2 (EGR attivato)

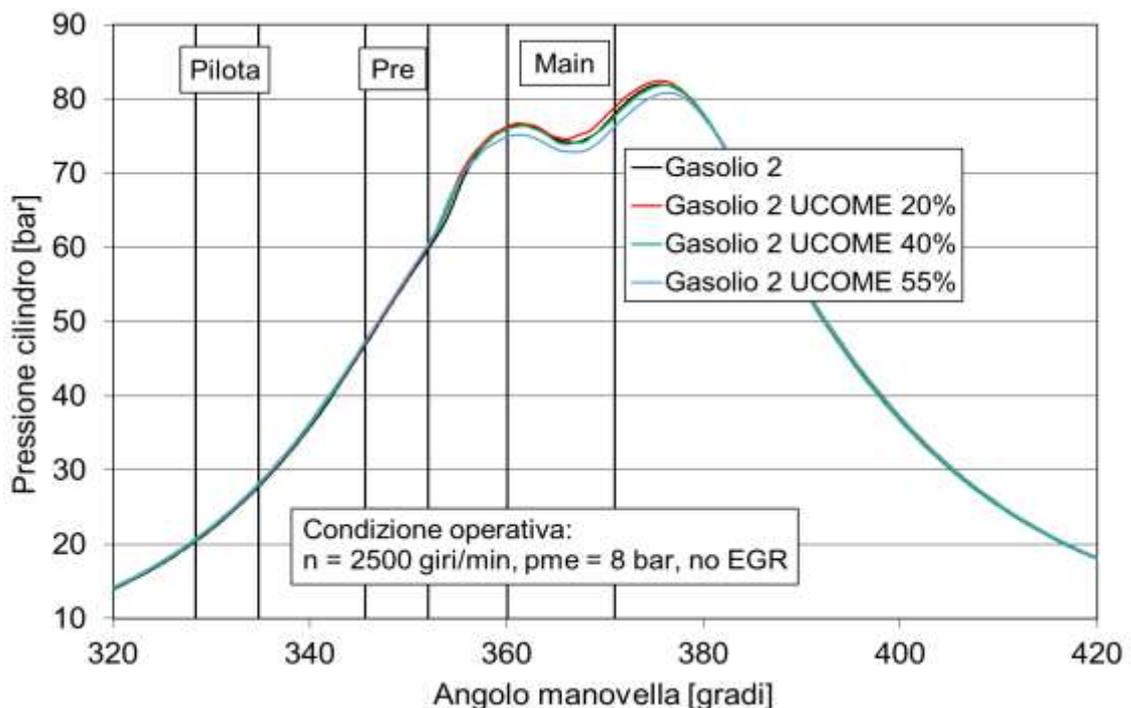


Fig. 6.19: Diagramma indicato di pressione miscela con Gasolio 2 (no EGR)

Tutti i grafici mostrano un range di valori dell'angolo di manovella compreso tra 320 e 420. Ciò è motivo del fatto che si vuole andare ad avere un focus sul processo di combustione. Sono poi identificate, riquadrate nella parte alta del grafico, le varie fasature delle iniezioni operate dal motore. La "main", come si può dedurre dal nome, è l'iniezione principale, ovvero quella che determina la combustione della maggior parte della carica,

mente “pilota” e “pre” sono iniezioni volte a preparare l’ambiente interno al cilindro aumentandone la pressione e la temperatura. Il primo massimo della pressione corrisponde appunto a quanto avviene durante le iniezioni pre e pilota, mentre il secondo massimo, più significativo rispetto al primo, corrisponde al valore che la pressione assume quando brucia la carica principale.

All’interno di ogni grafico non si notano particolari differenze nel merito di uno stesso gasolio miscelato con percentuali diverse di UCOME. Le quattro curve rappresentate non sono sovrapposte ma con differenze minime.

Si nota un valore massimo del secondo picco maggiore nel caso in cui l’EGR risulti disattivato; ciò è conseguenza diretta del principio di funzionamento del sistema stesso.

Vi sono solo due andamenti da notare:

- Il primo si osserva in figura 6.16, dove si vede come l’andamento del gasolio puro sia quello che raggiunge i valori massimi più elevati
- Il secondo in figura 6.19, dove l’andamento del gasolio puro e delle miscele di Gasolio due con 20% e 40% di UCOME risultino circa uguali, mentre per le miscele al 55%, la curva è più spostata verso il basso.

#### 6.4.1 Diagrammi indicati della derivata della pressione

Per uniformità con quanto detto all’inizio del paragrafo precedente, anche in questa situazione, si riportano i grafici (costruiti in maniera del tutto analoga a quanto detto finora) riferiti alla condizione operativa 2500x8.

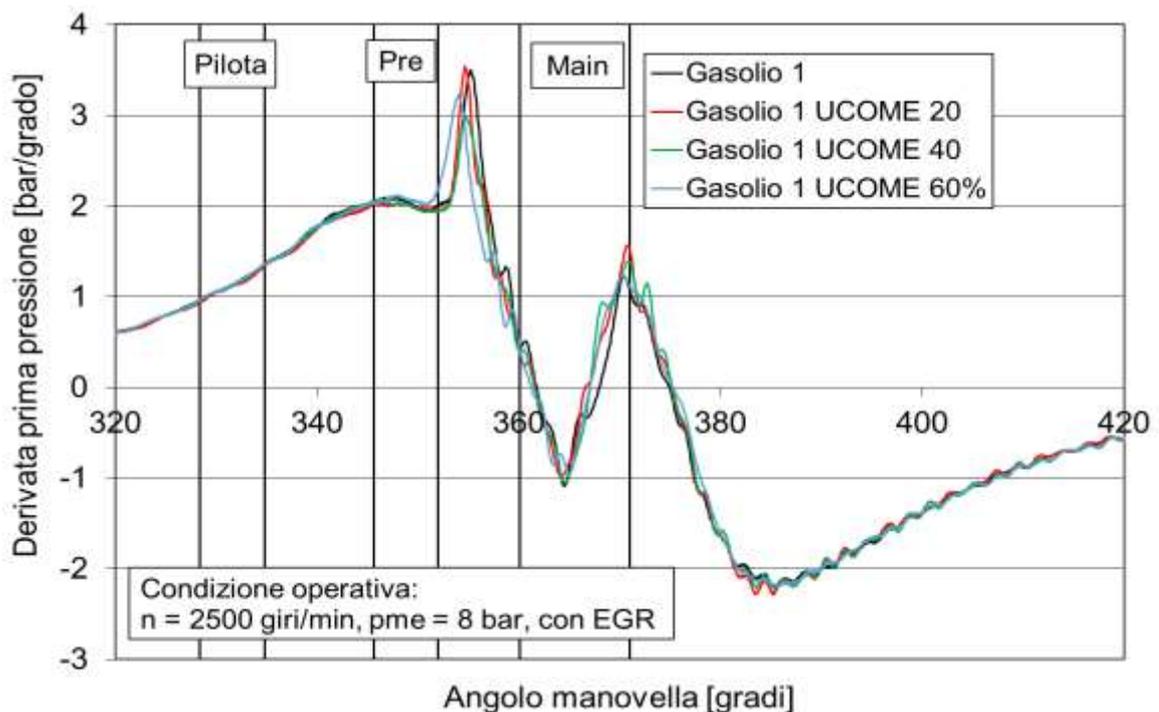


Fig. 6.20: Derivata della pressione per Gasolio 1 (EGR attivato)

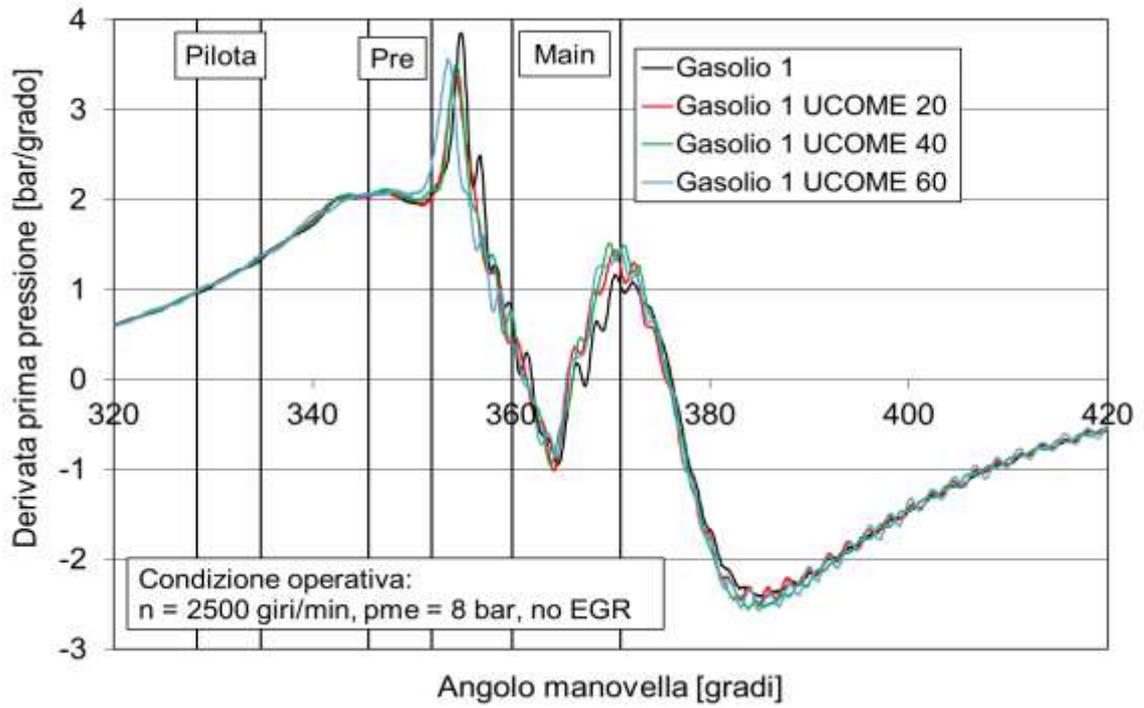


Fig. 6.21: Derivata della pressione per Gasolio 1 (no EGR)

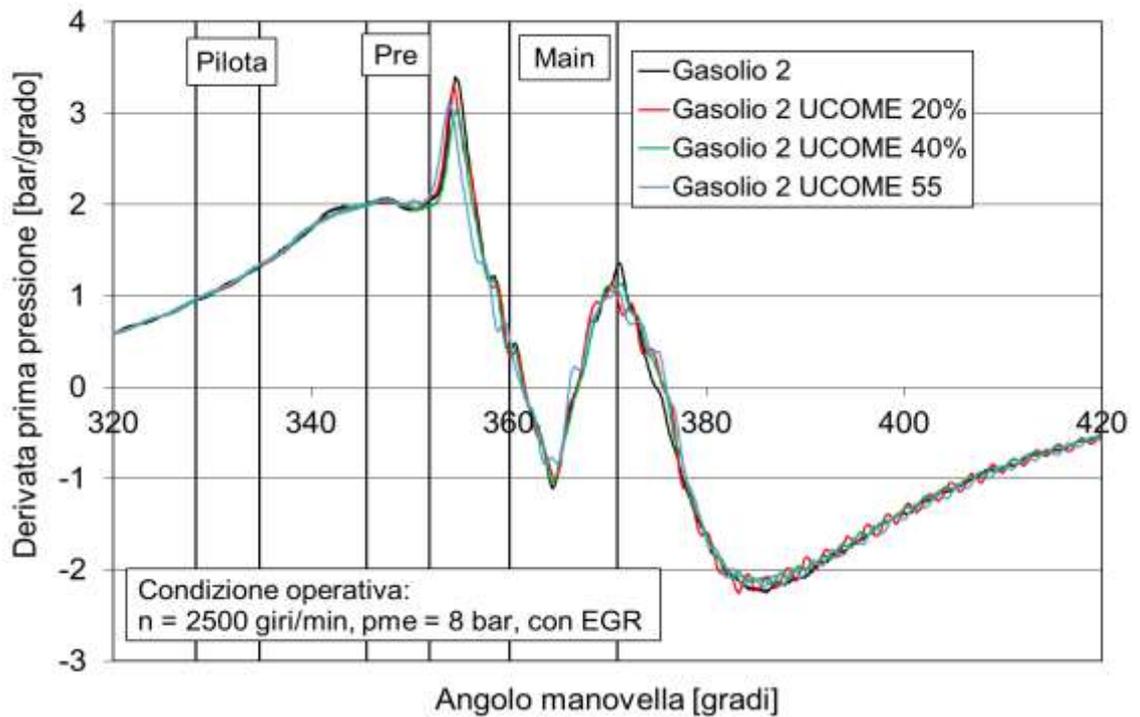


Fig. 6.22: Derivata della pressione per Gasolio 2 (EGR attivato)

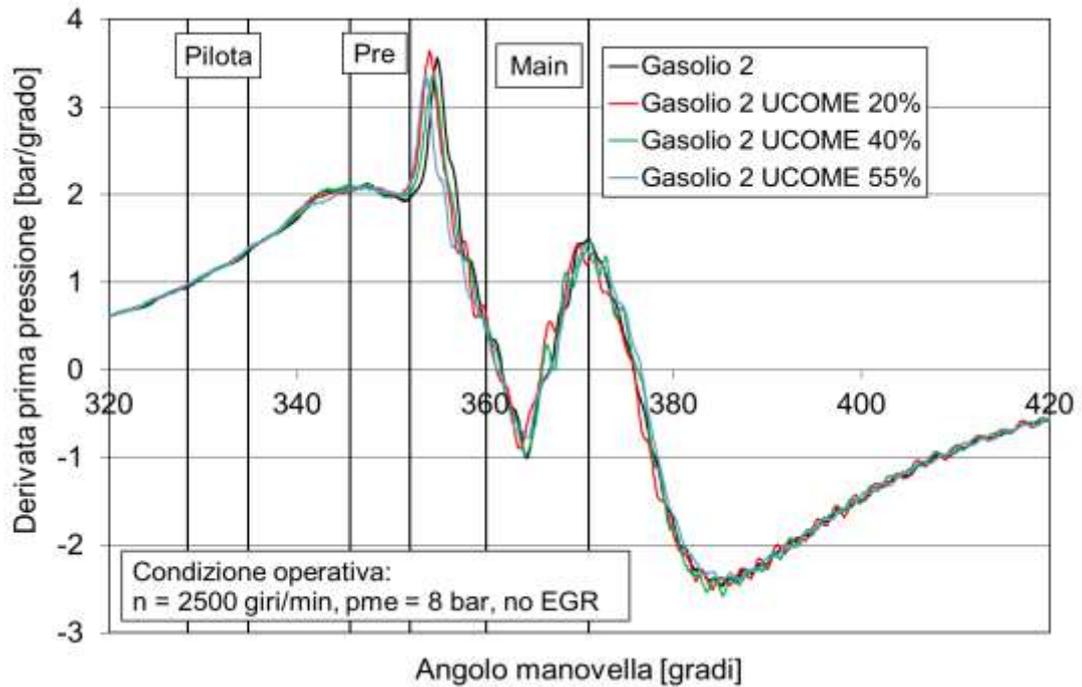


Fig. 6.23: Derivata della pressione per Gasolio 2 (no EGR)

Da una prima osservazione si osserva una lieve riduzione del primo picco, ovvero quello relativo alla combustione della seconda iniezione, e un leggero aumento del secondo, ovvero quello dell'iniezione principale, all'aumentare del contenuto di UCOME.

## 6.5 Rilascio di calore

La parte teorica riguardante il rilascio di calore è riportata nel paragrafo 5.6

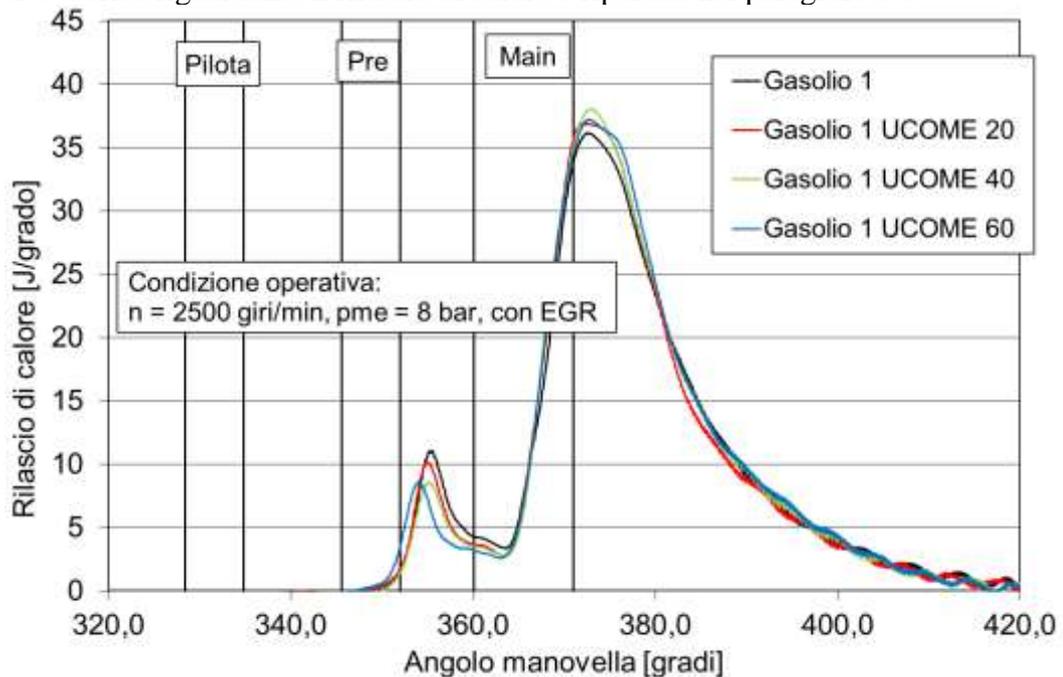


Fig. 6.24: Rilascio di calore per Gasolio 1 (EGR attivato)

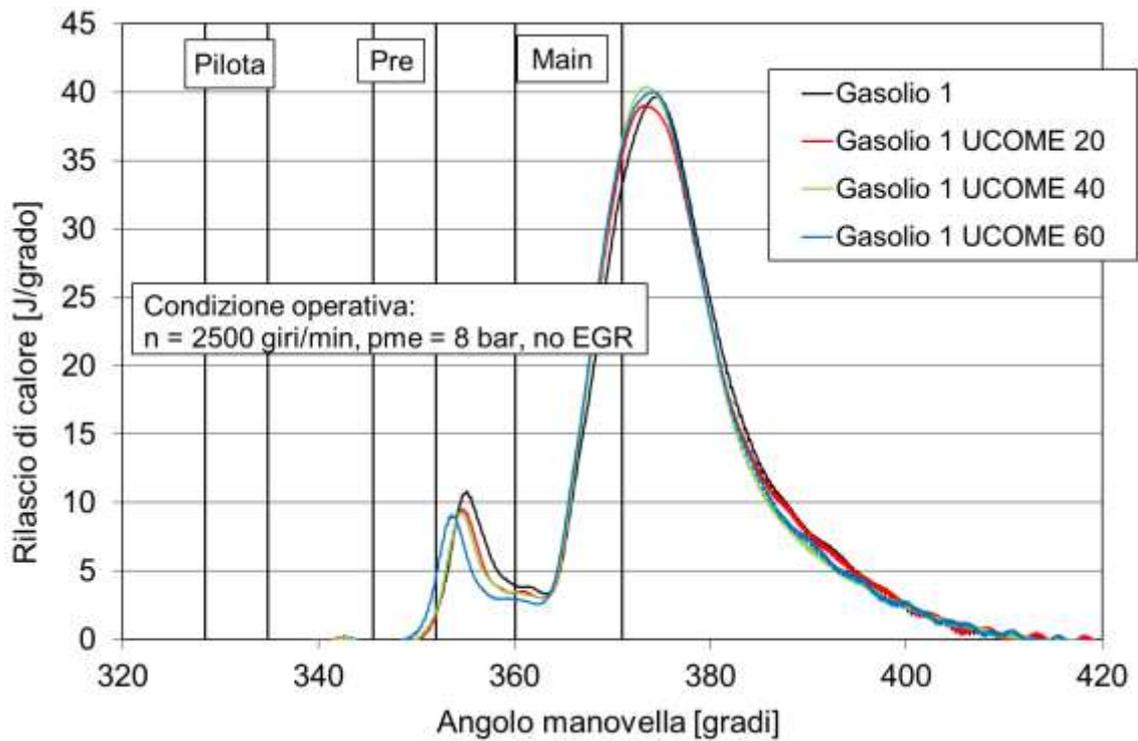


Fig. 6.25: Rilascio di calore per Gasolio 1 (no EGR)

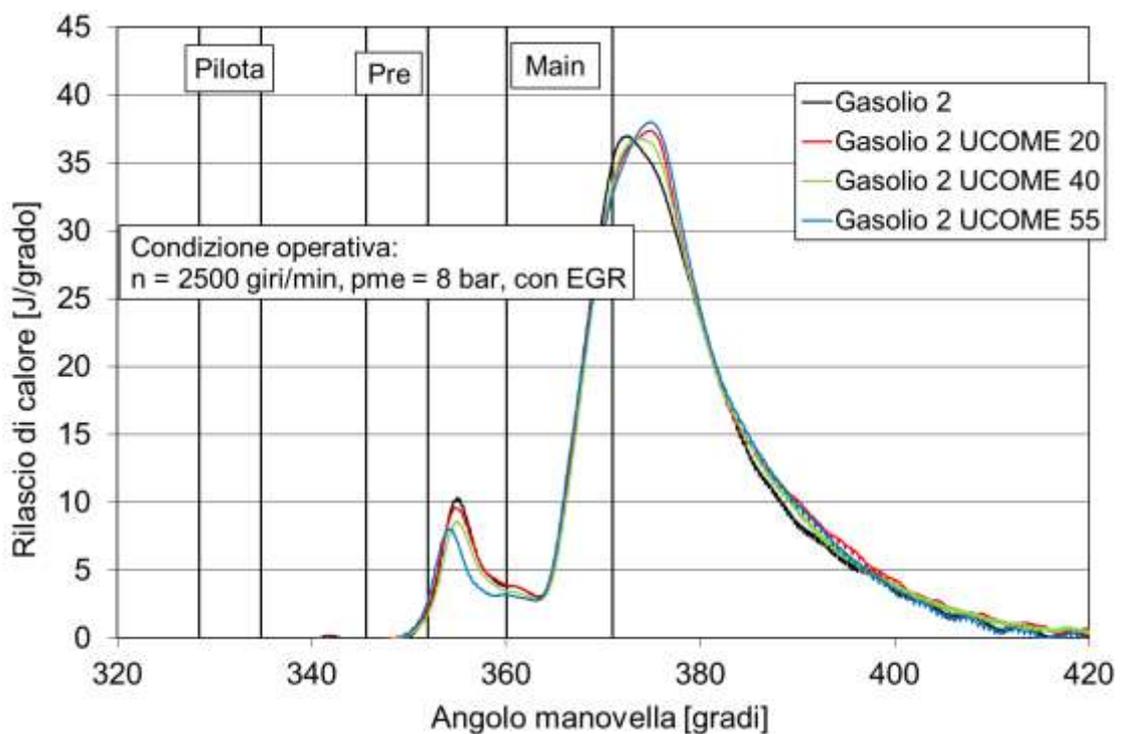


Fig. 6.26: Rilascio di calore per Gasolio 2 (EGR attivato)

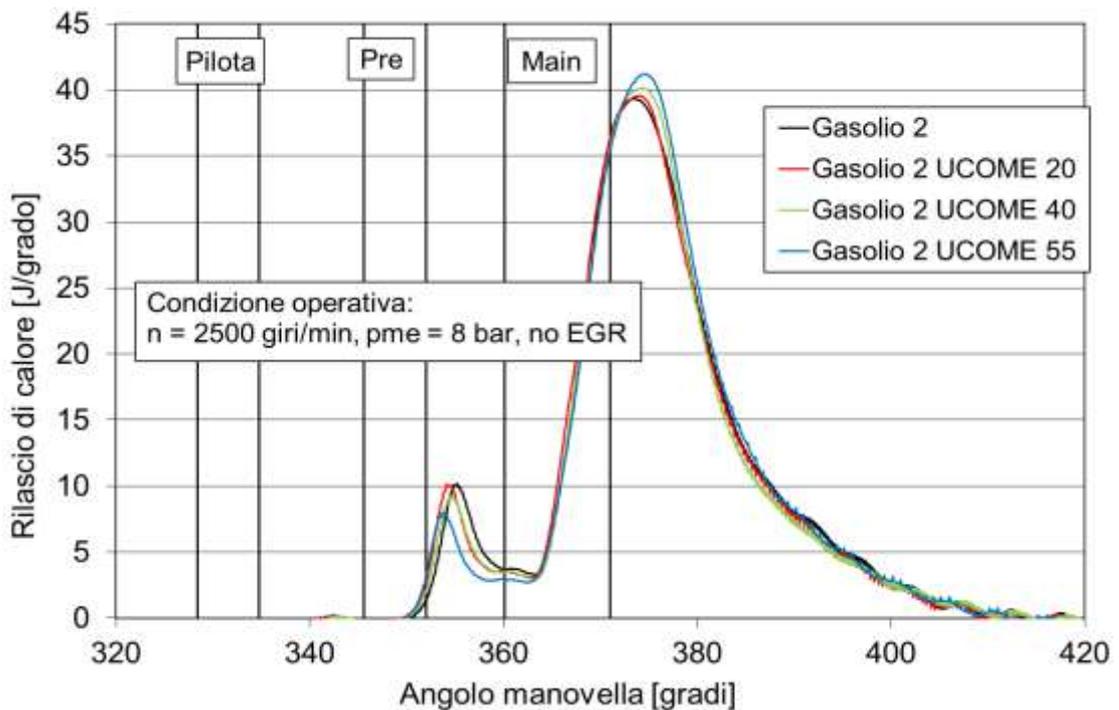


Fig. 6.27: Rilascio di calore per Gasolio 2 (no EGR)

I diagrammi vengono rappresentati in maniera analoga a quelli dei diagrammi indicati di pressione. E sempre in maniera analoga vengono riportati quelli relativi alla condizione operativa 2500x8.

I grafici sono caratterizzati dalla presenza di due fasi della combustione, la prima relativa al combustibile iniettato nelle iniezioni pilota e pre, il secondo corrispondente alla combustione dell'iniezione principale. L'inizio della seconda combustione può essere posizionato in corrispondenza del minimo valore di rilascio dopo la prima fase. A sua volta, la combustione principale presenta un "periodo di combustione premiscelata" ed un periodo detto "di combustione diffusiva". Il primo è caratterizzato da una rapidissima combustione di quella parte di miscela che ha avuto origine durante il tempo di ritardo. Viene, quindi, prodotta una grandissima quantità di energia sotto forma di calore che ha come conseguenza un aumento della pressione all'interno del cilindro. Convenzionalmente, questa fase si esaurisce al raggiungimento del valore massimo di rilascio della combustione principale. La seconda fase di combustione diffusiva è caratterizzata da una progressiva riduzione del rilascio di calore, dovuto ad un rallentamento dei processi di ossidazione. In questa fase i valori medi di temperatura e pressione si riducono.

Tutte le curve hanno andamenti più o meno simili. La differenza che si evidenzia è strettamente legata a quanto detto analizzando i diagrammi indicati, ed in particolar modo alle differenze legate alla presenza o meno dell'EGR. Si nota, infatti, che proprio per il principio di funzionamento dell'EGR, i grafici che considerano il sistema di ricircolo disattivato presentano un picco più alto.

## 6.6 Parametri di combustione

Tramite il procedimento attraverso il quale si perviene al rilascio, si ricavano alcuni parametri che possono aiutare a descrivere in modo più approfondito il processo.

### 6.6.1 Durata della combustione

Per la difficoltà di definire in modo corretto l'inizio e la fine della combustione vengono univocamente utilizzati gli angoli per i quali si ha rispettivamente il 10% e il 90% del calore rilasciato. La differenza tra i due valori fornisce quindi la durata angolare della combustione. La indichiamo con  $\theta_{90} - \theta_{10}$ .

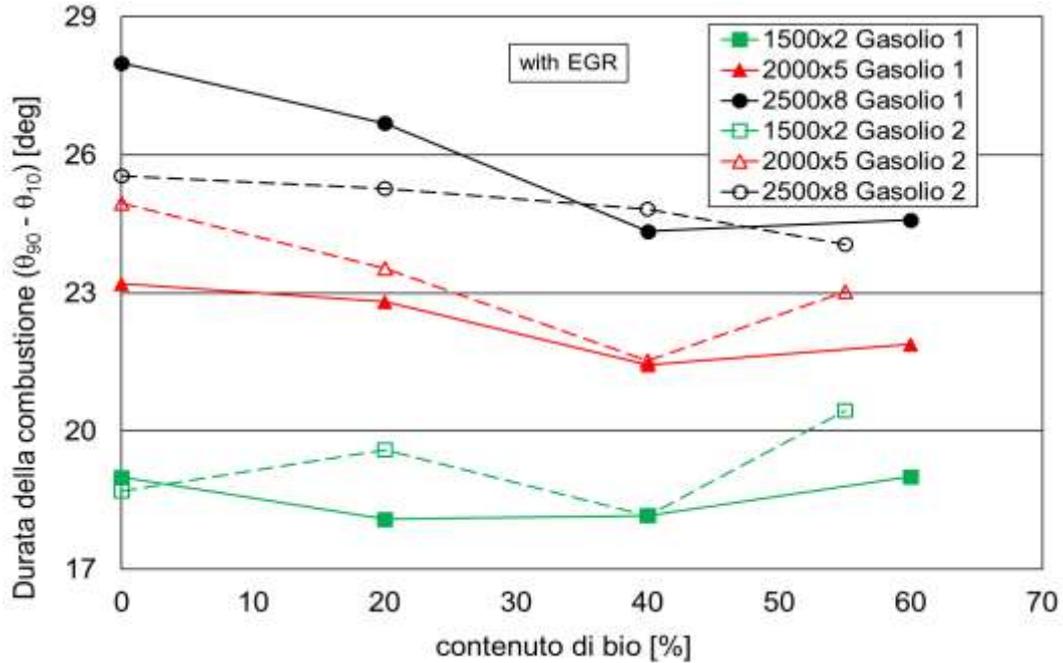


Fig.6.28: Durata della combustione (EGR attivato)

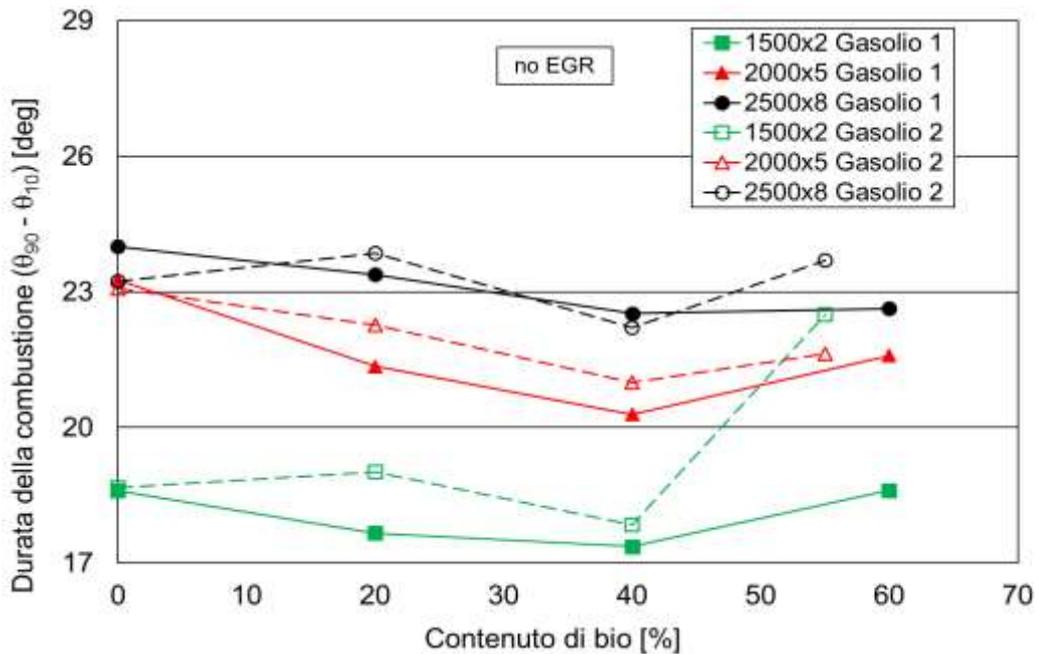


Fig.6.29: Durata della combustione (no EGR)

L'andamento di questo parametro permette di comprendere, unitamente a quanto già detto nel relativo paragrafo, l'andamento del rendimento globale, che ad una prima occhiata risulta esattamente opposto.

Le curve subiscono un decremento fino a percentuali di rinnovabile del 40% per poi ricrescere dopo tali valori. Inoltre, è visibile un aumento della durata della combustione all'aumentare del carico.

La disattivazione dell'EGR, inoltre, porta a dei vantaggi. L'utilizzo dello stesso comporta tempi di combustione più lunghi che, uniti alla diluizione della carica, portano ad una riduzione della quantità di ossigeno disponibile. Ovviamente questo aspetta influenza in maniera diretta anche la formazione di  $\text{NO}_x$  e Soot.

### 6.6.2 HR Premix

Rappresenta la quantità di calore rilasciato durante la combustione di tipo premiscelato ("heat release premix") della carica dell'iniezione principale.

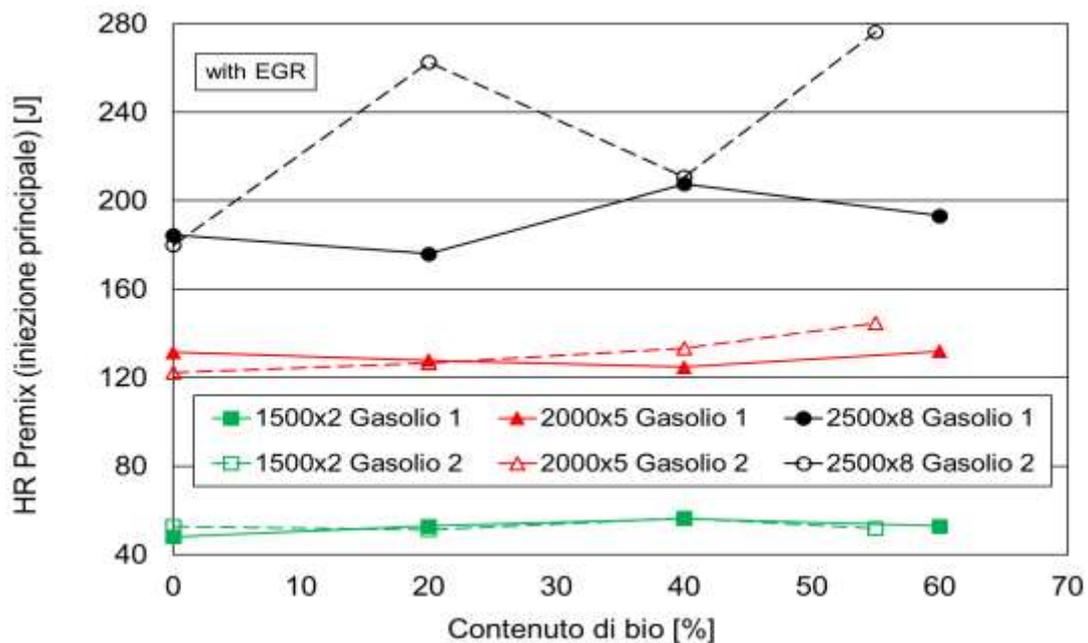


Fig.6.30: HR premix- iniezione principale (EGR attivato)

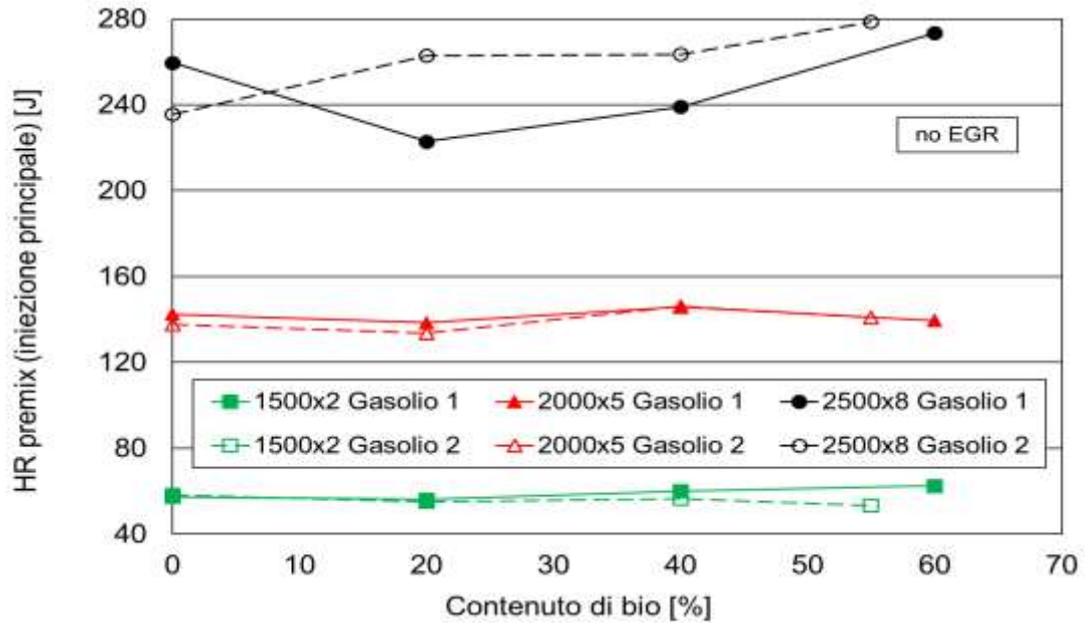


Fig.6.31: HR premix- iniezione principale (no EGR)

Come ci si poteva aspettare, si hanno valori crescenti con l'aumento del carico; andamento mostrato anche nei grafici discussi in precedenza. Si riscontrano inoltre, valori più alti quando si utilizza il motore escludendo l'EGR.

### 6.6.3 ROHR max

ROHR max indica il valore massimo della curva di rilascio. Si vedono sotto gli andamenti di questa grandezza in relazione alle varie condizioni operative e alle differenti miscele utilizzate.

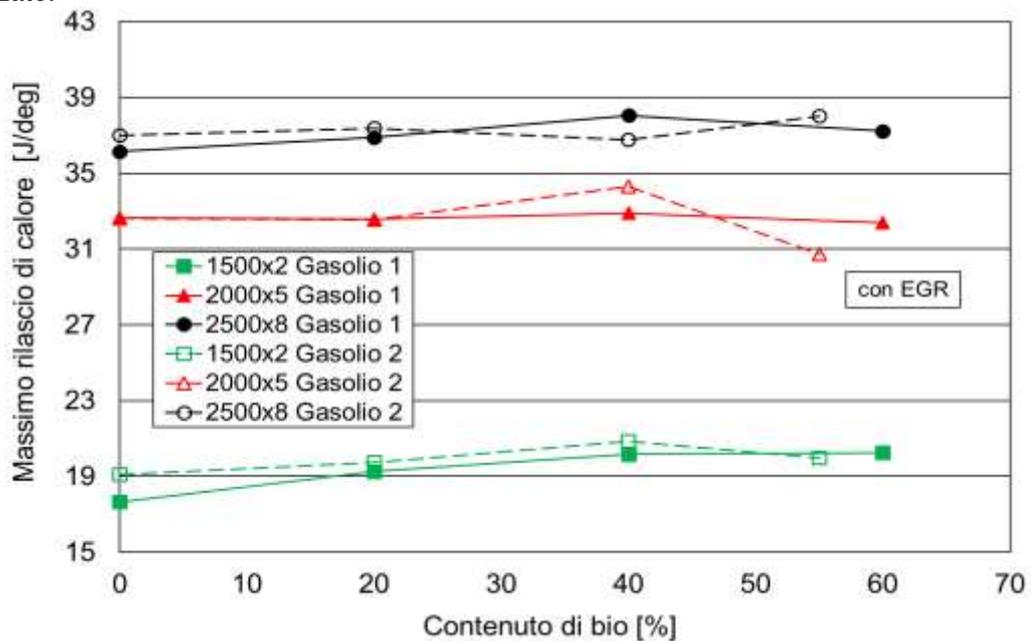


Fig.6.32: ROHR max (EGR attivato)

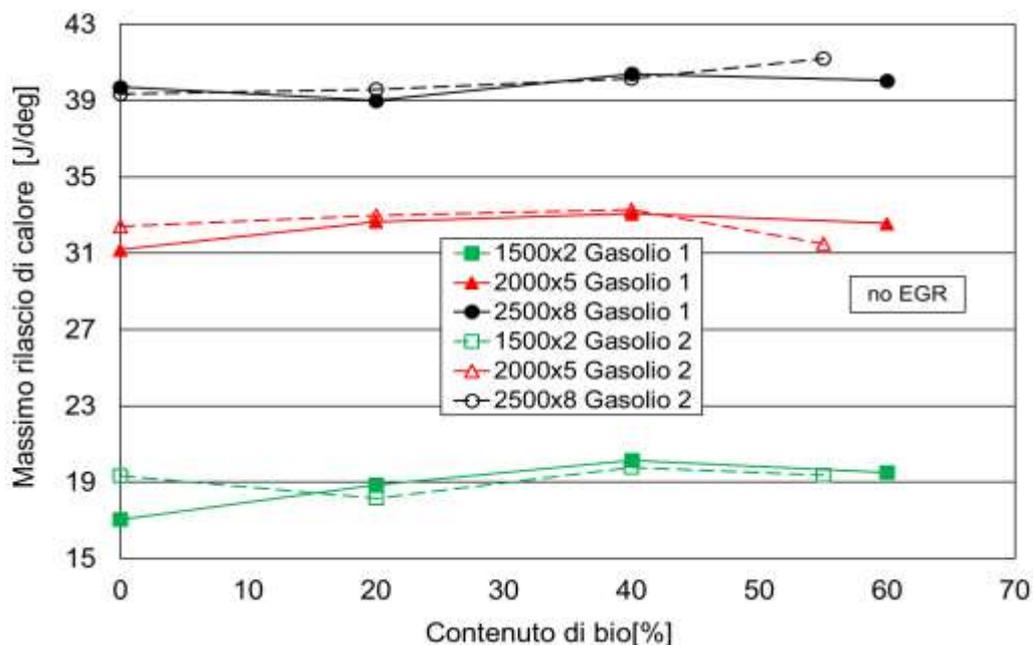


Fig.6.33: ROHR max (no EGR)

Anche in questo caso, come in quello del precedente paragrafo, ci si aspettava un andamento crescente con il carico: e così si è verificato. L'andamento nel merito della stessa condizione operativa risulta all'incirca lo stesso per le miscele costituite dai Gasoli 1 e 2. Inoltre, l'attivazione del sistema di ricircolo dei gas di scarico fa sì che i valori del massimo picco della curva di rilascio siano minori, in linea con quanto visto fin qui. Infine, si osserva generalmente un valore massimo di questo parametro per un contenuto di biocombustibile pari al 40%, che evidenzia una fase premiscelata della combustione più consistente. Questo, unitamente alla riduzione della durata della combustione precedentemente discussa (Figg.6.28 e 6.29) giustifica l'andamento del rendimento globale.

#### 6.6.4 Rumorosità della combustione

La rumorosità di combustione è un parametro che, sebbene possa non essere considerato a prima vista tra i principali per la progettazione di un motore, deve essere tenuto in considerazione, soprattutto se si progettano motori per automobili di uso quotidiano e non da competizione. La rumorosità della combustione è infatti, un parametro che, oltre a poter evidenziare comportamenti anomali, fa parte di quella categoria di grandezze con cui viene definito il "comfort" proprio di un veicolo.

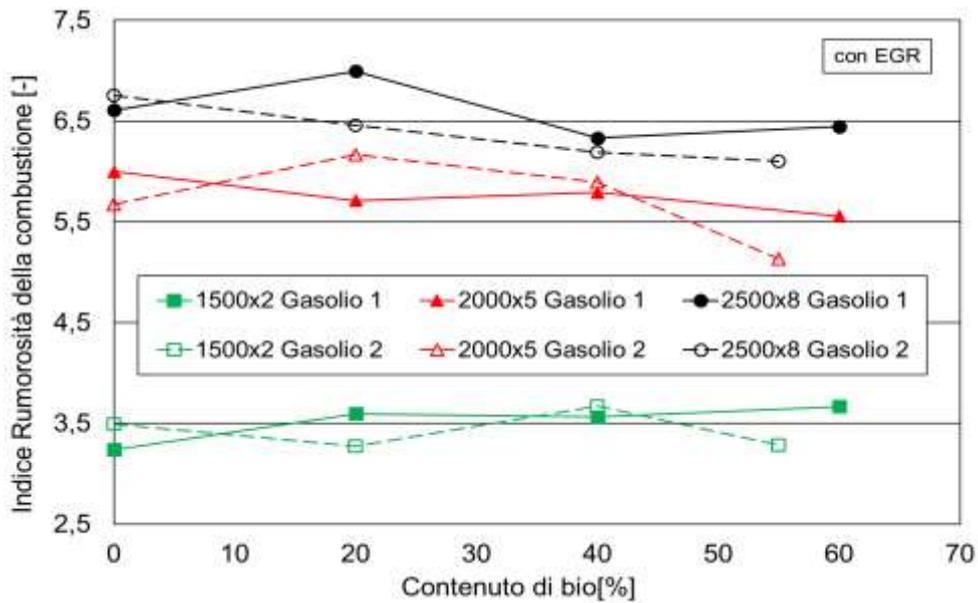


Fig.6.34: *Indice di rumorosità della combustione (EGR attivato)*

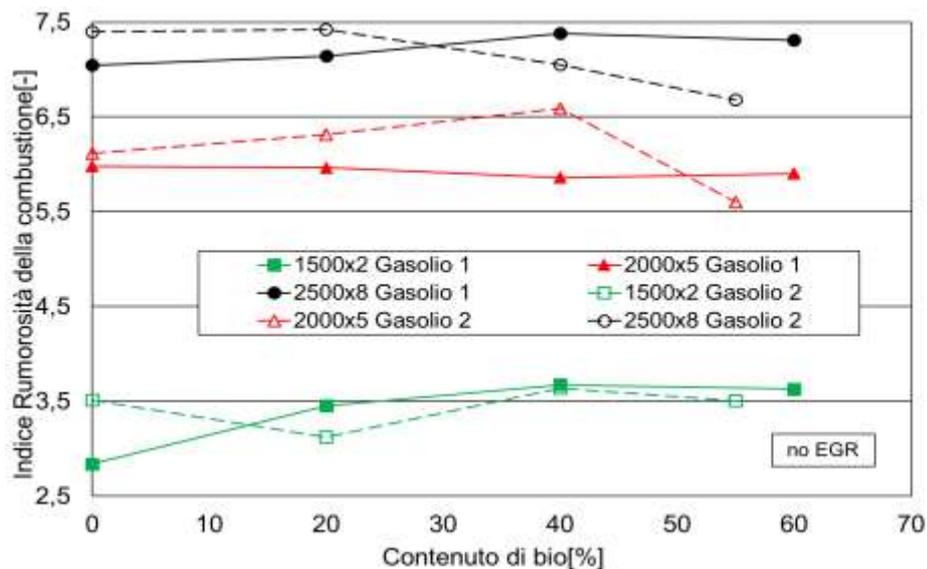


Fig.6.35: *Indice di rumorosità della combustione (no EGR)*

Dalla Formula riportata nel paragrafo 5.6.1, si evince che l'indice di rumorosità della combustione è direttamente proporzionale ad  $n$ , cioè il numero di giri, e alla differenza tra la derivata rispetto al tempo del primo massimo e quella del secondo massimo della pressione.

Andando ad osservare i grafici da 6.20 a 6.23, che rappresentano la derivata della pressione interno cilindro, e conoscendo la velocità di rotazione, la lettura dei due diagrammi riportati sopra non è complessa.

L'andamento, sempre osservando una condizione operativa alla volta, tra le miscele con Gasolio 1 e quelle con Gasolio 2 si discosta, anche se non in maniera notevole, in alcuni punti. Come ci si può aspettare vista la dipendenza diretta dal numero di giri le curve che

rappresentano la condizione 2500x8 sono maggiori di quelle 2000x5, a loro volta maggiori delle 1500x2.

Inoltre, confrontando il funzionamento con o senza EGR, si osservano indici di rumorosità più elevati disattivando il ricircolo. Il motivo può essere individuato nel fatto che i gas ricircolati si comportano come inerti nel processo di combustione, rallentando il processo e comportando quindi anche una minore emissione acustica.

## CAPITOLO 7

### Conclusioni

Una delle direzioni verso il cambiamento intrapresa dall'Unione Europea in merito alla sostenibilità ambientale riguarda la riduzione dei gas serra. Molte sono le soluzioni alle quali si pensa, e una sulla quale si sta spendendo molto la ricerca a livello globale riguarda lo sviluppo di nuove fonti energetiche che possano, di fatto, sostituire in maniera sostanziale le fonti di origine fossile.

Per quanto concerne il mondo dell'automotive, molto si è fatto e molto c'è da fare. Sono già numerose le innovazioni introdotte all'interno dei propulsori, ma, il continuo aggiornamento delle normative impone restrizioni sempre più stringenti, soprattutto per quanto riguarda le emissioni allo scarico. Una delle strade che possono contribuire al raggiungimento degli obiettivi è quella che vede lo sviluppo e l'utilizzo di nuovi combustibili.

Nel merito del presente studio si è voluta incentrare l'attenzione sulle problematiche che interessano i propulsori Diesel. Questa tipologia di motori, rinomata per avere emissioni inquinanti consistenti, bene si presta all'utilizzo di miscele che possono essere composte anche in alte percentuali da combustibili rinnovabili.

Proprio questo progetto di ricerca è stato incentrato sul comprendere gli effetti che una percentuale via via crescente di Biodiesel, ottenuto da oli alimentari esausti, può avere sia sulle caratteristiche della combustione che sulle emissioni inquinanti di un motore diesel automobilistico.

I risultati ottenuti hanno mostrato che questa tipologia di miscele, e quindi, in particolare questo biocombustibile presenta elevate potenzialità. L'utilizzo di questo tipo di sostanza non ha dato problematiche per quanto concerne la stabilità di combustione, fattore da non sottovalutare. Non è stato possibile effettuare valutazioni riguardanti, ad esempio, lo sporco dei componenti del sistema di iniezione, non avendo effettuato un utilizzo prolungato.

Tuttavia, dal punto di vista delle emissioni e del rendimento globale, invece, i vantaggi si sono visti. Per quanto riguarda il rendimento si è evidenziato un aumento, non notevole, ma degno di considerazione. Ciò che invece va attenzionato sono le emissioni di  $\text{NO}_x$  e di soot che sicuramente, subiscono diminuzioni considerevoli.

Se, invece, si vuole menzionare uno svantaggio, esso risiede nel maggiore consumo specifico di combustibile derivante da un minore potere calorifico inferiore proprio del tipo di biocombustibile utilizzato. Conseguentemente si ha una riduzione delle prestazioni.

Durante l'elaborazione dei diagrammi indicati di pressione, e delle curve di rilascio, si è evinto che l'andamento delle miscele sia del tutto in linea con quello osservato studiando i comuni gasoli.

Entrando nel merito, le miscele costituite dal 40% di fonte rinnovabile sono quelle che hanno riportato i migliori risultati sotto praticamente ogni aspetto.

I lavori futuri saranno volti all'allargamento del database sperimentale, in modo tale da avere una maggiore conoscenza riguardo ad altre miscele e ad altre condizioni operative.

## Bibliografia

- [1] Appunti del corso di Motori a combustione interna. Anno scolastico 2017/2018, Università degli studi di Genova.
- [2] Portale web “ Motori Virgilio” disponibile al link seguente (<https://motori.virgilio.it/info-utili/che-differenza-ce-tra-jtd-e-multijet/85745/>)
- [3] Portale Web “chimica online” (<https://www.chimica-online.it/composti/> )
- [4] Cosma Davide. Anno 2015/2016, Università degli Studi di Padova. Dipartimento di Tecnica e Gestione dei Sistemi Industriali. (disponibile online al link [http://tesi.cab.unipd.it/51454/1/TESI\\_DI\\_LAUREA - Cosma Davide.pdf](http://tesi.cab.unipd.it/51454/1/TESI_DI_LAUREA_-_Cosma_Davide.pdf))
- [5] Portale Web: <https://magazine.camperonline.it/2017/04/18/dossier-euro6-tutto-cio-che-ce-da-sapere-sui-nuovi-motori/>
- [6] Appunti del corso di Sistemi propulsivi a ridotto impatto ambientale. Anno scolastico 2018/2019, Università degli studi di Genova.
- [7] Portale “Eni scuola” (<http://www.eniscuola.net/>)
- [8] Ricciardi. Anno 2017/2018, Università degli studi di Genova, Dipartimento di Ingegneria Meccanica, Energetica, Gestionale e dei Trasporti.
- [9] Portale Web (<http://www.parchiperkyoto.it/index.php/il-progetto/protocollo-di-kyoto/>)
- [10] Portale Web Commissione Europea ([https://ec.europa.eu/clima/policies/international/negotiations/paris\\_it](https://ec.europa.eu/clima/policies/international/negotiations/paris_it) )
- [11] Portale Web (<https://www.newsauto.it/notizie/riduzione-dei-limiti-emissioni-auto-co2-europa-2021-2025-2030-america-2020-193506/>)
- [12] Portale Internet AirInforma (<https://informa.airicerca.org/it/2017/10/23/i-biocarburanti-il-futuro-che-viene-dal-passato/>)

- [13] Sito Web “Genitron” di cui si riporta il link <http://www.genitronsviluppo.com/2008/03/11/biocarburanti-la-rapida-evoluzione-dei-biocarburanti-4-generazioni-che-si-susseguono-dal-mais-ai-batteri-geneticamente-modificati/>
- [14] AA. VV, 2018, Report annuale Conoe
- [15] Dati Reperiti presso il Portale del Comitato Termotecnico Italiano al link ([https://www.cti2000.it/Bionett/SCHEDEBiodiesel\\_ITA.pdf](https://www.cti2000.it/Bionett/SCHEDEBiodiesel_ITA.pdf))
- [16] Boicelli-Ganzini, 2018/2019, Università degli Studi di Genova, Dipartimento di Ingegneria Meccanica, Energetica, Gestionale e dei Trasporti
- [17] Bosco, Università degli Studi di Genova, Dipartimento di Ingegneria Meccanica, Energetica, Gestionale e dei Trasporti
- [18] De Bernardinis M., 2006, “Installazione al banco di prova ed indagine sperimentale sul controllo di un MCI Diesel Multijet”, Tesi di Laurea, DIMSET, Genova.
- [19] Bini, 2018/2019, Università degli Studi di Genova, Dipartimento di Ingegneria Meccanica, Energetica, Gestionale e dei Trasporti.
- [20] Ferretti, 2016, “Valutazione di parametri di combustione in un motore diesel automobilistico equipaggiato con circuiti EGR di alta e bassa pressione”. Università degli Studi di Genova, Dipartimento di Ingegneria Meccanica, Energetica, Gestionale e dei Trasporti.
- [21] Ferrari G., 2008, “Motori a combustione interna”, Il Capitello, Torino

