

ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITA' DI BOLOGNA

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA

Sede di Forlì

CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA MECCANICA

Classe LM-33

TESI DI LAUREA

in

MACCHINE LM

**Sviluppo di un sistema RCP per il controllo della combustione Diesel basato
sull'analisi real-time del rumore di combustione**

CANDIDATO

Cristina Galamini

RELATORE

Prof. Fabrizio Ponti

CORRELATORI

Ing. Vittorio Ravaglioli

Ing. Domenico Fedele

Anno Accademico 2013/2014

Sessione II

*A chi c'è sempre stato
e sempre ci sarà...*

Dubitare di se stesso
è il primo segno dell'intelligenza
(U.Ojetti)

SOMMARIO

| | |
|---------------------|----------|
| INTRODUZIONE | 9 |
|---------------------|----------|

| | |
|--------------------------------------|-----------|
| CAPITOLO 1 – IL MOTORE DIESEL | 11 |
|--------------------------------------|-----------|

| | |
|--|-----------|
| 1.1. CARATTERISTICHE | 11 |
| 1.1.1. PARAMETRI CARATTERISTICI | 13 |
| 1.1.2. COPPIA E POTENZA EFFETTIVE | 16 |
| 1.1.3. CONSUMO SPECIFICO DI COMBUSTIBILE | 18 |
| 1.1.4. PRESTAZIONI DEI MOTORI | 19 |
| 1.2. LA SOVRALIMENTAZIONE | 21 |
| 1.3. INIEZIONE DI COMBUSTIBILE NEL MOTORE DIESEL | 25 |
| 1.4. COMBUSTIONE NEL MOTORE DIESEL | 27 |
| 1.5. FORMAZIONE E CONTROLLO DEGLI INQUINANTI | 30 |
| 1.5.1. INQUINANTI GASSOSI E LORO CONTROLLO | 31 |
| 1.5.2. PARTICOLATO E CONTROLLO DELLA FORMAZIONE DI PARTICOLATO | 34 |
| 1.5.3. POST-TRATTAMENTO DELLE EMISSIONI | 36 |
| 1.5.4. RICIRCOLO DEI GAS COMBUSTI (EGR) | 38 |
| 1.6. ENGINE CONTROL UNIT | 40 |

| | |
|-------------------------------|-----------|
| CAPITOLO 2 – IL RUMORE | 41 |
|-------------------------------|-----------|

| | |
|---|-----------|
| 2.1. IL MOTORE COME SORGENTE DI RUMORE | 41 |
| 2.2. RICHIAMI DI ACUSTICA | 42 |
| 2.3. IL RUMORE EMESSO DAL MOTORE | 45 |

| | |
|--|-----------|
| CAPITOLO 3 – RCP MARELLI, RAPID CONTROL PROTOTYPING | 49 |
|--|-----------|

| | |
|---------------------------------|-----------|
| 3.1. LAYOUT DEL PROGETTO | 49 |
| 3.2. HARDWARE | 50 |
| 3.3. SOFTWARE | 52 |
| 3.3.1. L'AMBIENTE LABVIEW | 53 |
| 3.3.2. LABVIEW REAL TIME | 54 |
| 3.3.3. IL MODULO FPGA | 55 |
| 3.3.4. L'AMBIENTE VERISTAND | 55 |

| | |
|---|-----------|
| CAPITOLO 4 – IL SOFTWARE DI CONTROLLO | 57 |
| 4.1. IL MODELLO SIMULINK..... | 62 |
| 4.2. DETERMINAZIONE DELLE MAPPE DI FUNZIONAMENTO | 64 |
| CAPITOLO 5 – ANALISI DEI RISULTATI | 67 |
| 5.1. STRATEGIA CON UN ELEVATO NUMERO DI CICLI CONTROLLATI..... | 67 |
| 5.2. STRATEGIA CON UN BASSO NUMERO DI CICLI CONTROLLATI..... | 77 |
| CAPITOLO 6 – CONCLUSIONI E SVILUPPI FUTURI | 85 |
| BIBLIOGRAFIA | 87 |

INDICE DELLE FIGURE

| | |
|---|----|
| Figura 1 - Le quattro fasi del ciclo di lavoro che si realizza in un motore Diesel a quattro tempi: 1) aspirazione della nuova carica fresca, 2) compressione dell'aria immessa nel cilindro, 3) combustione ed espansione, 4) scarico dei gas combusti. | 12 |
| Figura 2 - Rappresentazione schematica del gruppo: cilindro, pistone, biella e manovella, illustrante le principali grandezze geometriche di un motore alternativo, azionato da un manovellismo ordinario centrato. | 15 |
| Figura 3 - Esempio di diagramma indicato. | 16 |
| Figura 4 - Rappresentazione schematica del principio di funzionamento di un freno dinamometrico, utilizzato per il rilievo delle prestazioni effettive di un motore in sala prova. | 16 |
| Figura 5 - Potenza e coppia effettive in funzione del regime di rotazione e nelle condizioni di piena ammissione, sviluppate da un tipico motore Diesel turbocompresso. Caratteristiche: ciclo diesel 4tempi, 6cilindri a V (di 90°), $r=17$, $V_t=2967 \text{ cm}^3$, $D=83 \text{ mm}$, $C=91,4 \text{ mm}$, $P_{e_max}=171 \text{ kW}$, $n_p=4000 \text{ giri/min}$, $M_{e_max}=450 \text{ Nm}$, $n_M=1400 \text{ giri/min}$ | 20 |
| Figura 6 - Confronto tra il ciclo limite a quattro tempi sovralimentato e quello aspirato. a) Mantenendo inalterato il rapporto di compressione la pressione massima del ciclo aumenta in misura minore del lavoro utile. B) Riducendo opportunamente il rapporto di compressione è possibile conservare la pressione massima costante pur ottenendo un maggior lavoro utile. | 21 |
| Figura 7 - Configurazioni tipiche dei più comuni sistemi di sovralimentazione: a) motore sovralimentato mediante compressore trascinato meccanicamente; b) turbosovralimentazione con pressione a monte della turbina costante; c) turbosovralimentazione ad impulsi di pressione; d) motore turbo composito con collegamento meccanico tra l'albero del motore e quello del turbocompressore. | 24 |
| Figura 8 - Gruppo iniettore ad apertura automatica (controllata dalla pressione del combustibile), completo dei suoi elementi costituenti. | 26 |
| Figura 9 - Particolare di un polverizzatore con spillo a punta conica, nella cui tazza sono ricavati i fori calibrati d'iniezione del combustibile. | 26 |
| Figura 10 - Sviluppo tipico della pressione in funzione dell'angolo di manovella, in assenza di combustione (linea tratteggiata) e con regolare iniezione di combustibile (linea continua), nel cilindro di un motore Diesel sovralimentato. | 28 |
| Figura 11 - Schematizzazione di un getto di combustibile iniettato in aria in moto turbolento. Il nucleo centrale appare compatto, con concentrazione di combustibile decrescente a partire dall'asse verso l'esterno, mentre le gocce più piccole sono trascinate dalla corrente d'aria. Si forma così una carica premiscelata, in cui hanno origine i primi nuclei d'accensione. | 29 |
| Figura 12 - Variazione negli anni dei limiti per le emissioni di ossido di carbonio (CO) e della somma di idrocarburi incombusti e ossidi d'azoto (HC+NOX) imposti dalla normativa europea ai motori per autovettura. In ordinata l'unità di misura è riferita al chilometro di percorso di un ciclo di prova. | 31 |
| Figura 13 - Meccanismo di formazione degli inquinanti durante la combustione delle varie parti di un getto di combustibile: A) prodotti di ossidazione parziale; B) prodotti di completa | |

Indice delle Figure

| | |
|--|----|
| combustione; C) prodotti di completa ossidazione ed NOX, a carico parziale; D) prodotti di ossidazione incompleta e particolato. | 32 |
| Figura 14 - Riducendo il volume del pozzetto dell'iniettore, sotto stante la sede di tenuta dello spillo, si ottiene una sensibile diminuzione dell'emissione di idrocarburi incombusti, da parte di un Diesel di medio alesaggio per applicazioni marine, con un abbassamento molto modesto del consumo di combustibile. | 33 |
| Figura 15 - Rappresentazione schematica della struttura del particolato, all'uscita del condotto di scarico di un motore Diesel. | 35 |
| Figura 16 - Andamento tipico della distribuzione dei diametri medi equivalenti Dp delle particelle, pesate in base al numero (linea continua) e in base alla massa (linea punteggiata), per il particolato emesso da un motore Diesel. | 35 |
| Figura 17 - Filtro per particolato con struttura ceramica a nido d'ape. | 37 |
| Figura 18 - Filtro per particolato con elementi filtranti a forma di manica, composta da una magli ottenuta per sinterizzazione di polveri metalliche. | 37 |
| Figura 19 - Tre schemi di complessità crescente di convertitori per NOX, basati su di una loro selettiva catalitica riduzione (SCR) per mezzo dell'ammoniaca. Nell'elemento ID l'urea viene trasformata in ammoniaca per idrolisi, mentre gli elementi OS svolgono un'azione catalitica ossidante. | 38 |
| Figura 20 - Rappresentazione schematica di un impianto di ricircolo esterno dei gas combusti, ad alta pressione e di breve percorso (short route EGR). | 38 |
| Figura 21 - Rappresentazione schematica di un impianto di ricircolo esterno dei gas combusti, a bassa pressione e di lungo percorso (long route EGR). | 39 |
| Figura 22 - Rappresentazione schematica del ricircolo interno al cilindro dei gas combusti: a) attraverso la valvola d'aspirazione; b) attraverso la valvola di scarico. | 39 |
| Figura 23 - Tipiche leggi di apertura delle valvole adatte per controllare la massa di gas combusti ricircolata internamente al cilindro (EGR interno). | 39 |
| Figura 24 - Confronto tra due tipici spettri del segnale di pressione in camera di combustione di un motore Diesel e un motore a ciclo Otto. | 46 |
| Figura 25 - NI cRIO-9082. | 51 |
| Figura 26 - Moduli C Series. | 51 |
| Figura 27 - Project Explorer. | 57 |
| Figura 28 - Target NI cRIO-9082. | 58 |
| Figura 29 - Configurazione FPGA. | 58 |
| Figura 30 - Input FPGA. | 58 |
| Figura 31 - Output FPGA. | 59 |
| Figura 32 - Settings, Input e Output della ECU. | 59 |
| Figura 33 - Settings e Input da OBI. | 60 |
| Figura 34 - Modello Simulink in Veristand. | 60 |
| Figura 35 - Increased Mean Energy. | 61 |
| Figura 36 - Database. | 61 |
| Figura 37 - Modello Simulink. | 63 |
| Figura 38 - Pattern Activation Selection. | 63 |
| Figura 39 - Corrected Pattern Calculation. | 64 |
| Figura 40 - Mappa ETmainR. | 65 |
| Figura 41 - Mappa SOImainTB. | 66 |
| Figura 42 - Mappa NoiseMax. | 66 |

| | |
|---|----|
| Figura 43 - Confronto pressione e rilascio di calore in cicli con e senza strategia. In magenta la curva con strategia non attiva, in blu la curva con strategia attiva, relativamente al solo cilindro1. Prova a 2000rpm e 40Nm, strategia 20/80. | 68 |
| Figura 44 - Confronto pressione e rilascio di calore in cicli con e senza strategia. In magenta la curva con strategia non attiva, in blu la curva con strategia attiva, relativamente al solo cilindro1. Prova a 2000rpm e 40Nm, strategia 20/60. | 69 |
| Figura 45 - Confronto pressione e rilascio di calore in cicli con e senza strategia. In magenta la curva con strategia non attiva, in blu la curva con strategia attiva, relativamente al solo cilindro1. Prova a 2000rpm e 40Nm, strategia 30/60. | 69 |
| Figura 46 - Confronto pressione e rilascio di calore in cicli con e senza strategia. In magenta la curva con strategia non attiva, in blu la curva con strategia attiva, relativamente al solo cilindro1. Prova a 2000rpm e 40Nm, strategia 40/60. | 69 |
| Figura 47 - Confronto pressione e rilascio di calore in cicli con e senza strategia. In magenta la curva con strategia non attiva, in blu la curva con strategia attiva, relativamente al solo cilindro1. Prova a 2500rpm e 38Nm, strategia 20/60. | 70 |
| Figura 48 - Confronto pressione e rilascio di calore in cicli con e senza strategia. In magenta la curva con strategia non attiva, in blu la curva con strategia attiva, relativamente al solo cilindro1. Prova a 2500rpm e 38Nm, strategia 30/60. | 70 |
| Figura 49 - Confronto pressione e rilascio di calore in cicli con e senza strategia. In magenta la curva con strategia non attiva, in blu la curva con strategia attiva, relativamente al solo cilindro1. Prova a 2500rpm e 38Nm, strategia 40/60. | 70 |
| Figura 50 - Confronto pressione e rilascio di calore in cicli con e senza strategia. In magenta la curva con strategia non attiva, in blu la curva con strategia attiva, relativamente al solo cilindro1. Prova a 1750rpm e 55Nm, strategia 20/60. | 71 |
| Figura 51 - Confronto pressione e rilascio di calore in cicli con e senza strategia. In magenta la curva con strategia non attiva, in blu la curva con strategia attiva, relativamente al solo cilindro1. Prova a 1750rpm e 55Nm, strategia 30/60. | 71 |
| Figura 52 - Confronto pressione e rilascio di calore in cicli con e senza strategia. In magenta la curva con strategia non attiva, in blu la curva con strategia attiva, relativamente al solo cilindro1. Prova a 1750rpm e 55Nm, strategia 40/60. | 71 |
| Figura 53 - Pressione nei 4cilindri, prova a 1750 rpm, 55Nm, test con strategia 30/60. | 72 |
| Figura 54 - MFB50 nei 4cilindri, prova a 1750rpm, 55Nm, test con strategia 30/60. | 72 |
| Figura 55 - ROHR nei 4cilindri, prova a 1750rpm, 55Nm, test con strategia 30/60. | 73 |
| Figura 56 - Valori medi del Noise sulla prova, per le diverse strategie attuate. | 74 |
| Figura 57 - Valori medi di CO sulla prova, per le diverse strategie attuate. | 74 |
| Figura 58 - Valori medi di HC sulla prova, per le diverse strategie attuate. | 75 |
| Figura 59 - Valori medi di NOX sulla prova, per le diverse strategie attuate. | 75 |
| Figura 60 - Valori medi di Smoke sulla prova, per le diverse strategie attuate. | 76 |
| Figura 61 - Valori medi di Fuel Consumption sulla prova, per le diverse strategie attuate. | 76 |
| Figura 62 - Confronto pressione e rilascio di calore in cicli con e senza strategia. In magenta la curva con strategia non attiva, in blu la curva con strategia attiva, relativamente al solo cilindro1. Prova a 2500rpm e 38Nm. | 78 |
| Figura 63 - Confronto pressione e rilascio di calore in cicli con e senza strategia. In magenta la curva con strategia non attiva, in blu la curva con strategia attiva, relativamente al solo cilindro1. Prova a 2000rpm e 60Nm. | 78 |
| Figura 64 - Confronto pressione e rilascio di calore in cicli con e senza strategia. In magenta la curva con strategia non attiva, in blu la curva con strategia attiva, relativamente al solo cilindro1. Prova a 2000rpm e 40Nm. | 79 |

Indice delle Figure

| | |
|---|----|
| Figura 65 - Confronto pressione e rilascio di calore in cicli con e senza strategia. In magenta la curva con strategia non attiva, in blu la curva con strategia attiva, relativamente al solo cilindro1. Prova a 1750rpm e 55Nm..... | 79 |
| Figura 66 - Pressione nei 4cilindri, test a 1750rpm e 55Nm. | 80 |
| Figura 67 - MFB50 nei 4cilindri, test a 1750rpm e 55Nm. | 80 |
| Figura 68 - Rilascio di calore nei 4cilindri, test a 1750rpm e 55Nm. | 81 |
| Figura 69 - Valori medi di Noise sulla prova, per le diverse strategie attuate..... | 82 |
| Figura 70 - Valori medi di CO sulla prova, per le diverse strategie attuate. | 82 |
| Figura 71 - Valori medi di HC sulla prova, per le diverse strategie attuate. | 83 |
| Figura 72 - Valori medi di NOX sulla prova, per le diverse strategie attuate. | 83 |
| Figura 73 - Valori medi di Smoke sulla prova, per le diverse strategie attuate. | 84 |
| Figura 74 - Valori medi di Fuel Consumption sulla prova, per le diverse strategie attuate. | 84 |

INDICE DELLE TABELLE

| | |
|---|----|
| Tabella 1 – Condizioni operative Strategia 1..... | 68 |
| Tabella 2 – Condizioni operative Strategia 2..... | 77 |

INTRODUZIONE

Il motore alternativo a combustione interna è destinato, almeno nel medio periodo, a rimanere il mezzo predominante per l'autotrazione. Al contempo però l'esigenza di contenere sia i consumi di combustibile che le emissioni inquinanti risulterà sempre più stringente sia per la crescente sensibilità verso le diverse forme di inquinamento (acustico, termico e chimico), sia per il costante aumento del costo dei combustibili utilizzati dai veicoli stradali. In tale contesto è evidente il ruolo chiave che potrà assumere l'adozione di appropriate tecnologie e di sistemi avanzati di controllo in grado di ottimizzare il funzionamento del propulsore e di gestire le interazioni tra i componenti installati.

Negli ultimi anni il MCI Diesel per applicazione automobilistica ha vissuto una fase di impetuoso sviluppo, principalmente legata all'evoluzione dei sistemi di iniezione di combustibile. Tale evoluzione ha portato a sostanziali miglioramenti sia per quanto riguarda il consumo di combustibile che per quanto riguarda le emissioni allo scarico. Tuttavia NOX e particolato rappresentano ad oggi la maggior criticità per questo tipo di propulsore.

Il lavoro svolto in questo elaborato è mirato ad uno studio approfondito per lo sviluppo di un sistema di controllo degli

inquinanti mediante controllo delle emissioni acustiche dovute al rumore di combustione.

Il lavoro è stato sviluppato attraverso un'attività sperimentale svolta su un motore Diesel 1.3 Multijet, presente al banco nei laboratori hangar della Scuola di Ingegneria e Architettura, sede di Forlì.

L'attività è stata incentrata sullo sviluppo di un sistema RCP (Rapid Control Prototyping) per il controllo del pattern di iniezione del motore, basato sull'analisi in tempo reale di un opportuno indice di rumore. L'indice di rumore viene calcolato in real time attraverso il processamento del segnale proveniente da un microfono da laboratorio affacciato al blocco motore.

CAPITOLO 1

Il motore Diesel

1.1. Caratteristiche

I motori a combustione interna sono macchine motrici termiche, che si propongono di convertire in lavoro meccanico la parte più grande possibile dell'energia liberata bruciando combustibili entro la macchina stessa. Il fluido che scambia energia con gli organi mobili della macchina è costituito da aria e combustibile, prima della combustione, e dai prodotti dell'ossidazione del combustibile in aria dopo tale processo.

Per la loro semplicità, compattezza ed elevato rapporto potenza/peso questi motori si sono rapidamente imposti come sistemi di propulsione dei mezzi di trasporto e come generatori di potenza.

I criteri di classificazione dei motori a combustione interna sono basati su diversi parametri che ne caratterizzano il funzionamento. Consideriamo la classificazione in base alle modalità di avviamento del processo:

1. Motori ad accensione comandata, in cui una miscela di aria e di vapori di benzina viene accesa da una scintilla fatta scoccare tra gli elettrodi di una candela.
2. Motori ad accensione spontanea o motori Diesel, in cui il combustibile viene iniettato, finemente polverizzato, in seno all'aria calda e compressa, in modo da provocarne l'autoaccensione e dare origine a una combustione più lenta e graduale.

Considerando le modalità con cui avviene il processo di ricambio della carica, si possono distinguere:

1. Motori a quattro tempi, in cui più di metà del ciclo di lavoro è dedicata all'espulsione dei gas combusti e all'aspirazione della carica fresca.
2. Motori a due tempi, che destinano alla sostituzione della carica una porzione minore del ciclo di lavoro per non sacrificare troppo le fasi di espansione e compressione cui sono legate le prestazioni del motore, ne deriva un ricambio del fluido di lavoro meno soddisfacente.

Oggetto della trattazione sarà un motore a quattro tempi Diesel, *Fiat 1.3Multijet*.

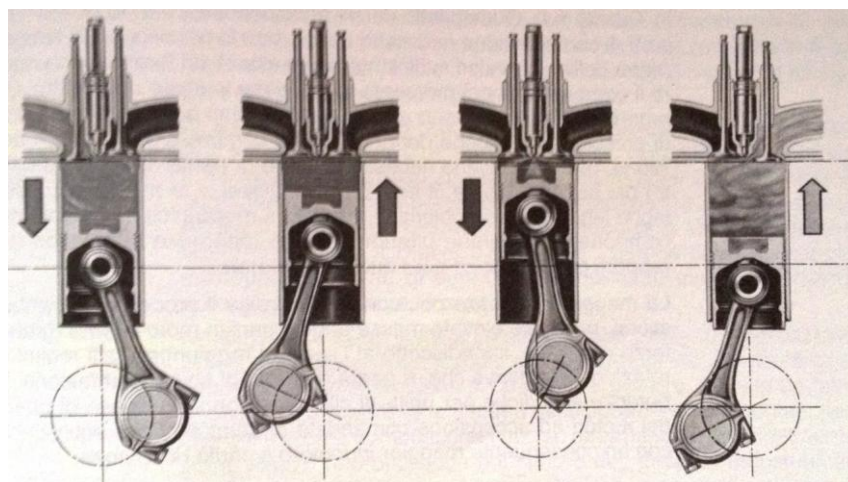


Figura 1 - Le quattro fasi del ciclo di lavoro che si realizza in un motore Diesel a quattro tempi: 1) aspirazione della nuova carica fresca, 2) compressione dell'aria immessa nel cilindro, 3) combustione ed espansione, 4) scarico dei gas combusti.

1.1.1. Parametri caratteristici

Le grandezze tipiche per la caratterizzazione di un motore alternativo, azionato da un manovellismo ordinario, centrato possono essere introdotte come segue:

- Alesaggio D : diametro interno del cilindro entro cui si muove il pistone;
- Corsa C , distanza percorsa dal pistone dalla posizione più vicina alla testa del cilindro (PMS: punto morto superiore) a quella più lontana (PMI: punto morto inferiore), pari al doppio del raggio della manovella R_m :

$$C = 2R_m \quad [1.1]$$

- Sezione trasversale del cilindro A_c , area della sezione del cilindro normale all'asse:

$$A_c = \frac{\pi D^2}{4} \quad [1.2]$$

- Cilindrata (unitaria) V , variazione del volume del cilindro, prodotta dal pistone durante la corsa:

$$A_c C = \frac{\pi D^2 C}{4} \quad [1.3]$$

- Rapporto volumetrico di compressione r , rapporto tra il massimo volume del cilindro e il minimo suo valore, compreso tra la testa e il pistone al PMS:

$$r = \frac{(V+V_c)}{V_c} \quad [1.4]$$

- Velocità di rotazione dell'albero motore: $\omega = 2\pi n$

- Frequenza di ciclo: $f_c = \frac{n}{\varepsilon}$ [1.5]

Con $\varepsilon = 1$ per motore a due tempi e $\varepsilon = 2$ per motore a quattro tempi.

- Angolo di manovella θ , angolo descritto dalla rotazione della manovella a partire dalla posizione di PMS:

$$\theta = \omega t = 2\pi n t \quad [1.6]$$

- Spostamento del pistone s_p , distanza percorsa a partire dalla posizione di PMS, può essere espressa in funzione del rapporto tra raggio di manovella e lunghezza della biella ($\Lambda = R_m/L_b$):

$$s_p = \frac{c}{2} \left[1 + \frac{1}{\Lambda} - \cos\theta - \frac{1}{\Lambda} \sqrt{(1 - \Lambda^2 \sin^2\theta)} \right] \quad [1.7]$$

- Velocità media del pistone \bar{u}_p relativa a un giro completo di albero motore, durante il quale percorre uno spazio pari a due volte la corsa:

$$\bar{u}_p = 2Cn \quad [1.8]$$

Limitazione per \bar{u}_p nell'intervallo 5÷20 m/s.

- Velocità istantanea del pistone u_p , si annulla all'inizio e alla fine della corsa, e si esprime in funzione di θ :

$$u_p = \frac{\bar{u}_p \pi}{2} \left\{ \sin\theta + \frac{\Lambda \sin 2\theta}{2\sqrt{1-\Lambda^2}} \right\} \quad [1.9]$$

Valori tipici di Λ sono 0,24÷0,30, per cui si può approssimare la relazione trascurando i termini Λ^2 :

$$u_p \approx \frac{\bar{u}_p \pi}{2} \left\{ \sin\theta + \frac{\Lambda}{2} \sin 2\theta \right\} \quad [1.10]$$

- Accelerazione del pistone a_p , si può ottenere una relazione approssimata:

$$a_p \approx \frac{\omega^2 c}{2} [\cos\theta + \Lambda \cos 2\theta] \quad [1.11]$$

- Volume istantaneo nel cilindro V , volume disponibile per il fluido di lavoro per ciascuna posizione dell'albero motore calcolabile con:

$$V = V \left\{ \frac{1}{r-1} + \frac{1}{2} \left[1 + \frac{1}{\Lambda} - \cos\theta - \frac{1}{\Lambda} \sqrt{1 - \Lambda^2 \sin^2\theta} \right] \right\} [1.12]$$

La variazione rispetto all'angolo di rotazione della manovella sarà:

$$\frac{dV}{d\theta} = \frac{V}{2} \left[\sin\theta + \frac{\Lambda \sin 2\theta}{2\sqrt{1 - \Lambda^2 \sin^2\theta}} \right] \quad [1.13]$$

La variazione rispetto al tempo sarà:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{dV}{d\theta} \frac{d\theta}{dt} = \frac{V}{2} \left[\sin\theta + \frac{\Lambda \sin 2\theta}{2\sqrt{1 - \Lambda^2 \sin^2\theta}} \right] \omega \quad [1.14]$$

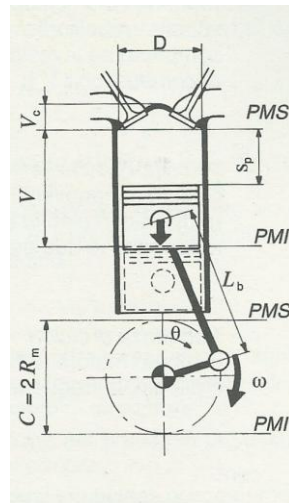


Figura 2 - Rappresentazione schematica del gruppo: cilindro, pistone, biella e manovella, illustrante le principali grandezze geometriche di un motore alternativo, azionato da un manovellismo ordinario centrato.

1.1.2. Coppia e potenza effettive

Coppia e potenza effettive sono i parametri principali per la definizione delle prestazioni di un motore. Si idealizza sia il comportamento del fluido che quello della macchina, considerando un funzionamento completamente ideale (*ciclo ideale o teorico*). In seguito si considera il comportamento reale del fluido di lavoro ottenendo un *ciclo limite*, che è il limite superiore delle prestazioni ottenibili dal motore perfezionando sempre più la macchina. Infine considerando la macchina non ideale si ottiene un *ciclo indicato*, descritto cioè da un fluido reale che evolve in un cilindro reale, caratterizzato dalle sue tipiche perdite energetiche.

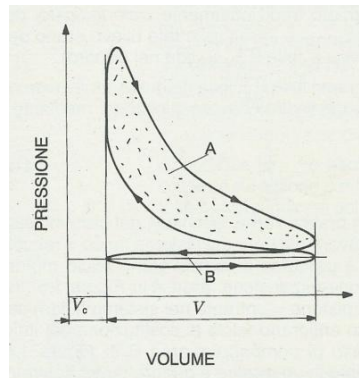


Figura 3 - Esempio di diagramma indicato.

Supponiamo di utilizzare un dispositivo (freno dinamometrico) in grado di assorbire e dissipare l'energia meccanica prodotta dal motore, simulando il comportamento dell'utilizzatore.

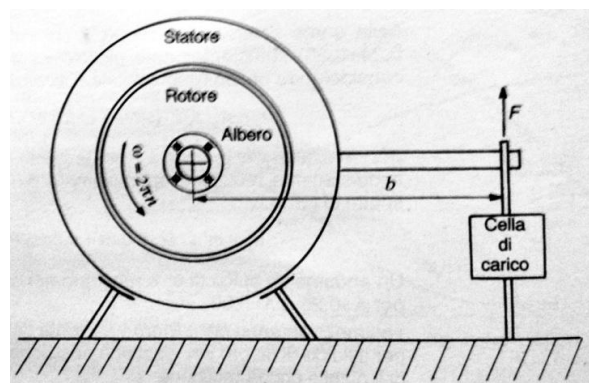


Figura 4 - Rappresentazione schematica del principio di funzionamento di un freno dinamometrico, utilizzato per il rilievo delle prestazioni effettive di un motore in sala prova.

In condizioni di equilibrio dinamico del gruppo motore-freno la *coppia* sviluppata dal motore sarà data da:

$$M_e = Fb \quad [1.15]$$

Essa misura il momento torcente utile reso disponibile all'albero di uscita del motore.

La *potenza effettiva utile* sviluppata dal motore sarà data da:

$$P_e = \omega M_e = 2\pi n M_e \quad [1.16]$$

Per confrontare le prestazioni di diversi motori conviene poi fare riferimento ai seguenti rapporti caratteristici:

- Potenza per unità di cilindrata $\left(\frac{P_e}{V}\right)$;
- Peso per unità di potenza $\left(\frac{\text{peso motore}}{P_e}\right)$.

Oltre alle misure di coppia e potenza effettive su di un motore al banco prova si possono effettuare anche altre misure, è possibile rilevare un diagramma che fornisce le pressioni all'interno del cilindro in funzione del volume disponibile, il cosiddetto ciclo indicato. Partendo da questo diagramma è possibile determinare il *lavoro indicato per ciclo*:

$$L_i = \oint_{\text{ciclo}} p dV \quad [1.17]$$

Se il lavoro indicato si mantiene costante tra un ciclo e il successivo, la *potenza indicata* ceduta dal fluido di lavoro al pistone è data da:

$$P_i = L_i f_c = L_i \frac{n}{\varepsilon} \quad [1.18]$$

Per ottenere un parametro che consenta un confronto tra diversi motori si considera il lavoro indicato per ciclo e per unità di cilindrata, chiamato *pressione media indicata*:

$$p_{mi} = \frac{L_i}{V} = \frac{1}{V} \oint_{\text{ciclo}} p dV \quad [1.19]$$

Si può ottenere quindi:

$$P_i = p_{mi} V \frac{n}{\varepsilon} \quad [1.20]$$

Il rendimento indicato del motore è dato dal rapporto tra la potenza indicata e la potenza termica messa a disposizione dal combustibile (dove \dot{m}_c è la portata in massa e H_i il potere calorifico inferiore del combustibile):

$$\eta_i = \frac{P_i}{\dot{m}_c H_i} \quad [1.21]$$

Il rendimento organico è un coefficiente che permette di passare da grandezze indicate a grandezze effettive:

$$\eta_0 = \frac{P_e}{P_i} \quad [1.22]$$

Introducendo la pressione media effettiva come lavoro effettivo per ciclo e unità di cilindrata:

$$p_{me} = \eta_0 p_{mi} \quad [1.23]$$

Una stima della p_{me} permette di prevedere la potenza effettiva ottenibile da un motore:

$$P_e = p_{me} V \frac{n}{\varepsilon} \quad [1.24]$$

1.1.3. *Consumo specifico di combustibile*

Siano \dot{m}_a e \dot{m}_c rispettivamente le portate in massa di aria aspirata e di combustibile utilizzate per produrre la potenza effettiva P_e . Il rapporto in massa aria/combustibile o dosatura è:

$$\alpha = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_c} \quad [1.25]$$

In cui $\alpha = 12 \div 18$ per motori ad accensione comandata e $\alpha = 18 \div 70$ per i motori ad accensione per compressione. Il consumo specifico di combustibile, riferito all'unità di lavoro effettivo prodotto, è:

$$c_{sc} = \frac{\dot{m}_c}{P_e} \text{ espresso in } \left[\frac{g}{kWh} \right] \quad [1.26]$$

Il consumo specifico di energia per produrre l'unità di lavoro utile sarà:

$$c_{se} = \frac{\dot{m}_c H_i}{P_e} \quad [1.27]$$

Il reciproco rappresenterà il rendimento globale del motore η_g . Valori tipici di η_g sono:

- Motori automobilistici ad accensione comandata: 0,30÷0,40
- Motori Diesel per trazione pesante: 0,40÷0,50
- Motori Diesel per impianti fissi: 0,45÷0,55

Il coefficiente di riempimento o di carica del cilindro motore è dato da:

$$\lambda_v = \frac{m_a}{m_t} = \frac{m_a}{V \rho_a} \quad [1.28]$$

Dove $m_a = \dot{m}_a \frac{\varepsilon}{n}$.

1.1.4. Prestazioni dei motori

Per realizzare un corretto accoppiamento tra motore e utilizzatore è indispensabile conoscere come variano le prestazioni del motore in funzione delle esigenze dell'utilizzatore.

Le curve che caratterizzano il comportamento di un motore sono quelle che esprimono la coppia motrice e la potenza effettiva in funzione del regime di rotazione e sono chiamate *curve caratteristiche*.

L'andamento delle curve caratteristiche di un motore risulta particolarmente importante per lo studio del suo accoppiamento all'utilizzatore. Si possono considerare tre situazioni tipiche:

- La macchina trascinata richiede una velocità di rotazione costante con una coppia variabile dal minimo al massimo valore in funzione del carico applicato;
- Il motore deve fornire una coppia crescente con il quadrato del regime di rotazione;
- Vengono richiesti valori molto variabili di velocità di rotazione e di coppia motrice.

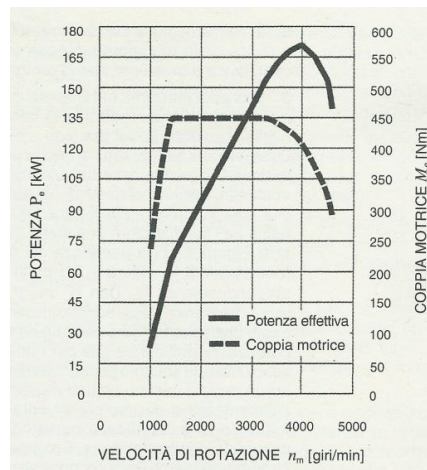


Figura 5 - Potenza e coppia effettive in funzione del regime di rotazione e nelle condizioni di piena ammissione, sviluppate da un tipico motore Diesel turbocompresso. Caratteristiche: ciclo diesel 4tempi, 6cilindri a V (di 90°), $r=17$, $V_t=2967 \text{ cm}^3$, $D=83 \text{ mm}$, $C=91,4 \text{ mm}$, $P_{e_max}=171 \text{ kW}$, $n_p=4000 \text{ giri/min}$, $M_{e_max}=450 \text{ Nm}$, $n_M=1400 \text{ giri/min}$.

Per definire le condizioni di funzionamento di un motore occorrono due parametri: il regime di rotazione e il carico (solitamente espresso in termini di p_{me}). In un diagramma bidimensionale, che riporta sugli assi coordinati queste due grandezze, tutti i possibili punti di lavoro del motore cadono in un'area delimitata dalla curva della p_{me} a pieno carico, dall'asse delle ascisse e da due rette verticali passanti per il numero di giri minimo e massimo, tale diagramma viene chiamato comunemente mappa di funzionamento. Le mappe sono spesso usate per riportare i valori di diversi parametri caratteristici del motore in funzione dello specifico punto di lavoro.

1.2. La sovralimentazione

Si definisce sovralimentazione l'operazione mediante la quale si precomprime l'intera (o una parte della) carica fresca al di fuori del cilindro di lavoro, con lo scopo di aumentare la massa di aria o miscela che un motore riesce ad aspirare per ogni ciclo.

Un motore a quattro tempi rinnova la propria carica attraverso la corsa del pistone di espulsione dei gas combusti e la sua successiva ridiscesa, per richiamare nel cilindro il fluido presente nel condotto d'aspirazione. Esso si dice quindi sovralimentato quando si fa aumentare la densità della carica fresca nel collettore di aspirazione ad un valore più elevato di quello che corrisponde alle condizioni dell'ambiente circostante, mediante un compressore.

Dalla relazione:

$$P_e = \frac{V p_m \epsilon^n}{\epsilon} \quad [1.29]$$

si può notare che la potenza effettiva può essere aumentata incrementando il regime di rotazione o la pressione media effettiva. Nel primo caso le forze d'inerzia aumentano con il quadrato della velocità del pistone, costringendo ad alleggerire le parti in moto, mentre nel secondo caso le forze dovute ai gas crescono linearmente e possono essere meglio contenute attraverso un irrobustimento degli organi.

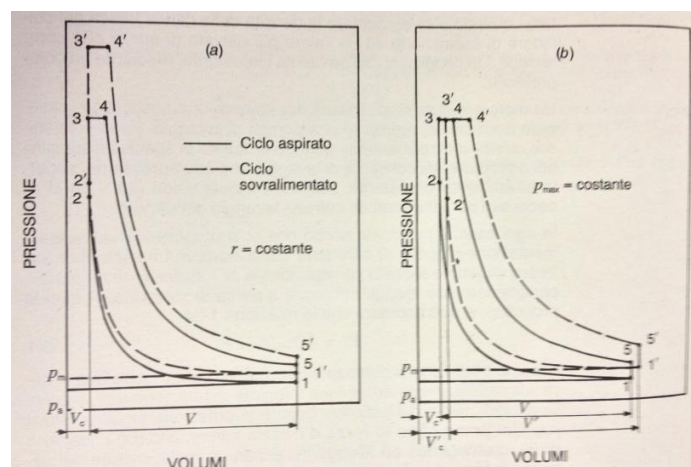


Figura 6 - Confronto tra il ciclo limite a quattro tempi sovralimentato e quello aspirato. a) Mantenendo inalterato il rapporto di compressione la pressione massima del ciclo aumenta in misura minore del lavoro utile. B) Riducendo opportunamente il rapporto di compressione è possibile conservare la pressione massima costante pur ottenendo un maggior lavoro utile.

Si può affermare che la sovralimentazione comporta i seguenti vantaggi:

- a) Riduce l'ingombro, il peso e quindi anche il costo per unità di potenza sviluppata dal motore;
- b) Permette di ridurre la cilindrata (downsizing) a parità di potenza sviluppata dal motore;
- c) Può migliorare il rendimento;
- d) Migliora il processo di combustione nel Diesel, riducendo il ritardo all'accensione e permettendo di bruciare combustibili più scadenti di quelli utilizzati nei motori aspirati;
- e) Rende il motore meno rumoroso, perché assicura una combustione più graduale, mentre la turbina posta allo scarico regolarizza le onde di pressione nei collettori;
- f) Contribuisce a rendere gli scarichi meno inquinanti, perché permette di recuperare le inevitabili perdite di potenza che comunemente si accompagnano ai provvedimenti che riducono le emissioni;
- g) Si ha una modesta diminuzione di potenza al diminuire della densità dell'aria ambiente, dovuta ad un aumento di quota o ad un cambiamento di condizioni atmosferiche.

Per contro si hanno anche i seguenti svantaggi:

- a) Aumento dei carichi meccanici e termici sui principali organi del motore;
- b) Curva di coppia poco favorevole alla trazione perché decrescente con il regime di rotazione;
- c) Più lunghi tempi di risposta nei transitori.

I principali metodi di sovralimentazione sperimentati si possono classificare partendo dal punto di vista:

- Del tipo di motore cui la sovralimentazione viene applicata;
- Del principio di funzionamento del compressore;
- Della fonte d'energia utilizzata per trascinare il compressore.

Il compressore può essere mosso:

- Da un motore esterno (sovralimentazione esterna);
- Dallo stesso motore attraverso un accoppiamento meccanico all'albero motore (sovralimentazione meccanica);

- Da una turbina azionata dai gas di scarico (turbosovralimentazione a gas di scarico).

La turbosovralimentazione a gas di scarico è la più interessante dal punto di vista energetico ed è quella che ha più possibilità di applicazioni pratiche.

Tenuto presente che i motori a combustione interna hanno un funzionamento tipicamente in stazionario, mentre le turbomacchine possono essere progettate per accettare flussi variabili nel tempo, ma operano con una maggiore efficienza in condizioni stazionarie, l'ultima soluzione può portare alle seguenti configurazioni:

1. Turbosovralimentazione a pressione costante: il motore presenta condotti di scarico sufficientemente ampi da smorzare le oscillazioni di portata e di pressione. In tal modo però non si sfrutta appieno l'energia posseduta dai gas di scarico, ma viene dissipata nell'ampio volume del collettore e degradata con produzione di entropia.
2. Turbosovralimentazione ad impulsi: piccoli condotti collegano ciascun cilindro con la turbina. In questo modo gli impulsi di pressione sono trasmessi direttamente alla girante della turbina. E' poi possibile ridurre l'instazionarietà del flusso che investe la turbina raggruppando in un unico condotto gli scarichi di più cilindri aventi una minima sovrapposizione di fase nel tempo.
3. Motore turbocomposito: l'albero del turbocompressore è collegato meccanicamente a quello del motore, permettendo trasmissione di potenza tra i due. L'energia estraibile dai gas è generalmente più elevata rispetto a quella necessaria per comprimere l'aria di alimentazione e quindi l'eccesso di potenza può essere riversato sull'albero motore. Lo svantaggio di questa soluzione sta nella complessità meccanica del collegamento tra due alberi di potenza ruotanti a regimi ottimali nettamente diversi (quello della turbina è circa 30 volte superiore a quello del motore).

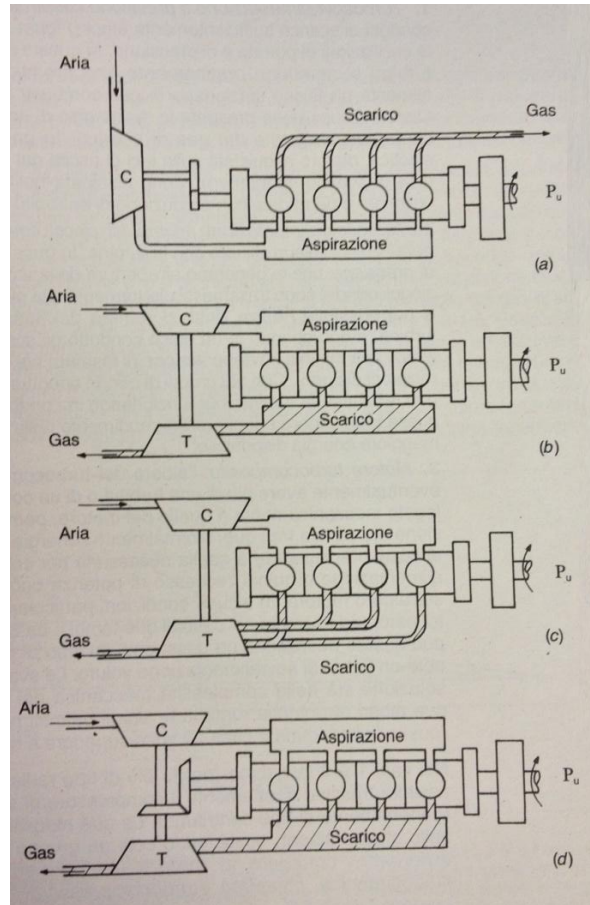


Figura 7 - Configurazioni tipiche dei più comuni sistemi di sovralimentazione: a) motore sovralimentato mediante compressore trascinato meccanicamente; b) turbosovralimentazione con pressione a monte della turbina costante; c) turbosovralimentazione ad impulsi di pressione; d) motore turbo composto con collegamento meccanico tra l'albero del motore e quello del turbocompressore.

In un motore sovralimentato si realizza l'accoppiamento di due macchine (il motore e il sovralimentatore) le cui caratteristiche di funzionamento sono spesso nettamente diverse. Un corretto adattamento (matching) del turbo sovralimentatore al motore dovrà quindi permettere al gruppo di funzionare in modo soddisfacente su tutto il campo d'impiego. Si tratta di un lavoro di ottimizzazione a partire dalle curve caratteristiche delle due macchine, per giungere a un compromesso che permetta al gruppo di rispondere alle specifiche richieste.

1.3. Iniezione di combustibile nel motore Diesel

I combustibili liquidi usati nei motori ad accensione per compressione sono a bassa volatilità, perciò devono essere iniettati direttamente nel cilindro sotto forma di un fine spray, che grazie a un energico mescolamento con l'aria e a un'eventuale interazione con le pareti possono parzialmente vaporizzare ed essere portate in contatto con l'ossigeno presente nel cilindro. Il tipo di combustione che si realizza richiede un opportuno rapporto aria-combustibile locale, ma non vincola il rapporto di miscela globale. In questo tipo di motore quindi è possibile regolare il carico variando la quantità di combustibile iniettato in una massa d'aria, che non dipende dal carico ma dal regime di rotazione. Al crescere della quantità di combustibile iniettata la p_{me} aumenta quasi proporzionalmente, mentre il consumo specifico varia con una legge più complessa.

Le prestazioni del Diesel sono limitate superiormente dalla tendenza del motore ad emettere inquinanti allo scarico, dai carichi meccanici e termici sugli organi del motore.

L'apparato d'iniezione deve assicurare:

- La dosatura della quantità di combustibile richiesta;
- L'uniformità della distribuzione a tutti i cilindri;
- Una fasatura del periodo dell'iniezione ottima per ogni condizione di carico e regime;
- Una modulazione nel tempo della portata iniettata;
- Caratteristiche dello spray atte a conseguire un soddisfacente mescolamento con l'aria.

Le funzioni citate possono essere ripartite fra i due organi principali dell'apparato d'iniezione:

- Una pompa volumetrica, che mette il combustibile in pressione e fornisce la portata necessaria;
- Un iniettore ad apertura automatica o comandata, che introduce il combustibile polverizzato nel cilindro.

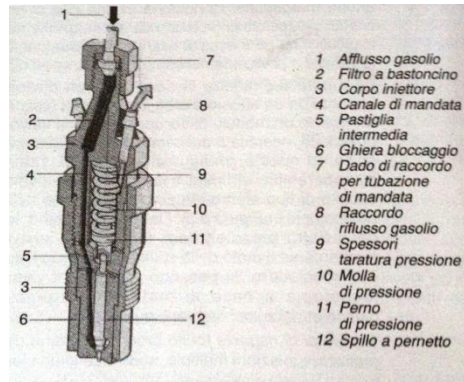


Figura 8 - Gruppo iniettore ad apertura automatica (controllata dalla pressione del combustibile), completo dei suoi elementi costituenti.

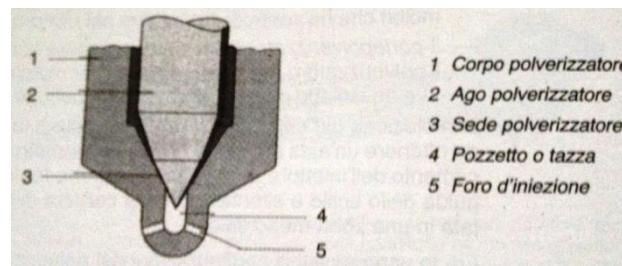


Figura 9 - Particolare di un polverizzatore con spillo a punta conica, nella cui tazza sono ricavati i fori calibrati d'iniezione del combustibile.

La condizione che caratterizza i motori Diesel, quando il combustibile entra in camera di combustione, è già la condizione per andare in combustione. C'è un certo tempo di ritardo all'innescio, il tempo di ritardo delle particelle iniettate successivamente decresce poiché la pressione e la temperatura aumentano.

L'evoluzione del Common-Rail è il sistema ad iniezioni multiple, esso consiste semplicemente in un normale *common rail* il cui funzionamento è frazionato in tante piccole iniezioni, che possono variare nel numero a seconda delle condizioni di necessità (da 2 a 9 iniezioni per ciclo).

Le pluri-iniezioni sono rese necessarie dal fatto che il gasolio ha un alto potere calorifico, iniettando in più tempi si cerca di rendere la combustione il meno ruvida possibile. Le iniezioni si suddividono in pilot injection e pre injection, che fanno da fiamma pilota per l'iniezione principale, main injection, cioè l'iniezione

principale, post injection e after injection, ossia iniezioni che avvengono a combustione avvenuta, in piena fase di espansione.

1.4. Combustione nel motore Diesel

Un motore ad accensione per compressione presenta un rapporto volumetrico di compressione sufficientemente elevato ($16 \div 20$) da provocare un aumento di $500 \div 600^\circ\text{C}$ nella temperatura della carica d'aria, immessa nel cilindro durante l'aspirazione.

Il combustibile viene iniettato in quest'aria a elevata temperatura e pressione sotto forma di un fine spray poco prima che lo stantuffo raggiunga il punto morto superiore. Il combustibile vaporizza e si mescola con l'aria e trovandosi a temperatura e pressione superiori a quelle di autoaccensione, dove il rapporto di miscela è prossimo allo stechiometrico, si accende spontaneamente dopo un ritardo dell'ordine del millisecondo.

Il conseguente aumento di pressione nel cilindro accelera le reazioni di preossidazione di quella parte di miscela già formata che si accende e brucia rapidamente portando la temperatura dei gas a valori superiori ai 2000°C e la pressione a $15 \div 20 \text{ MPa}$. La vaporizzazione e diffusione dei vapori del restante combustibile viene accelerata notevolmente e durante l'espansione il mescolamento dell'aria rimasta nel cilindro con i gas combusti o parzialmente ossidati porta al completamento della combustione.

E' possibile distinguere nel processo di iniezione-combustione quattro fasi:

- 1) La prima (AB = ritardo) inizia quando il combustibile inizia a penetrare in camera di combustione e termina quando si avvia la fase di combustione;
- 2) La seconda (BC = combustione rapida) è caratterizzata da una veloce propagazione della combustione a tutta la carica

- premiscelata combustibile-aria formatasi, provocando un forte incremento di pressione e rilascio di calore;
- 3) Nella terza fase (CD = combustione controllata) si ha la combustione, regolata dal processo di diffusione, del nucleo centrale del getto e del combustibile successivamente iniettato, man mano che entra in camera di combustione;
 - 4) Nell'ultima fase (DE = completamento combustione) l'iniezione è terminata ma viene portata a termine la combustione del gasolio iniettato in precedenza.

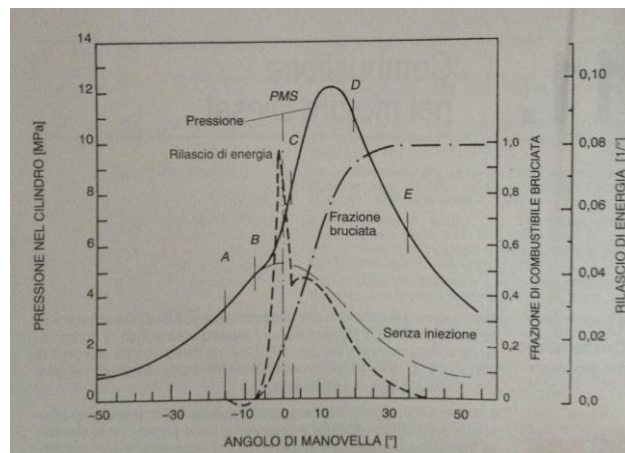


Figura 10 - Sviluppo tipico della pressione in funzione dell'angolo di manovella, in assenza di combustione (linea tratteggiata) e con regolare iniezione di combustibile (linea continua), nel cilindro di un motore Diesel sovralimentato.

Il principale problema per questo motore è quello di riuscire a realizzare un miscelamento corretto fra il combustibile iniettato e l'aria presente nel cilindro. E' quindi necessario migliorare le caratteristiche degli spray di combustibile per gli alesaggi molto piccoli e ad incrementare il livello e il ruolo della turbolenza dell'aria al decrescere del diametro del cilindro. L'importanza e le caratteristiche delle varie fasi della combustione risulteranno quindi diverse al variare della geometria della camera di combustione.

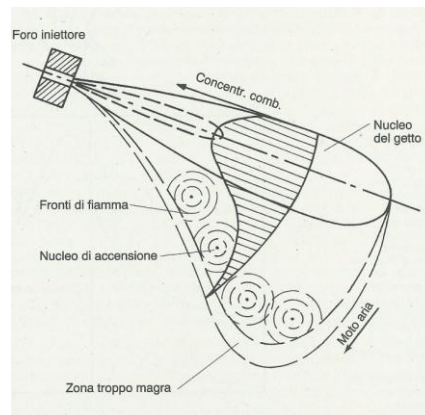


Figura 11 - Schematizzazione di un getto di combustibile iniettato in aria in moto turbolento. Il nucleo centrale appare compatto, con concentrazione di combustibile decrescente a partire dall'asse verso l'esterno, mentre le gocce più piccole sono trascinate dalla corrente d'aria. Si forma così una carica premiscelata, in cui hanno origine i primi nuclei d'accensione.

A tal proposito, tradizionalmente i motori Diesel si sono sempre distinti in due categorie principali:

- Motori ad iniezione diretta, con una camera di combustione unica in cui viene iniettato il combustibile;
- Motori a precamera, con camera di combustione divisa in due volumi distinti, collegati da appositi condotti.

Nella maggior parte dei motori Diesel si utilizza il primo tipo di camera di combustione, la cui forma varia in base alle dimensioni dell'alesaggio, mentre il secondo tipo viene per lo più utilizzato per piccoli Diesel veloci di tipo automobilistico e per applicazioni richiedenti elevata potenza specifica.

I sistemi indicating consentono di effettuare la misura del segnale di pressione nel cilindro e la valutazione delle grandezze legate al diagramma di indicatore. Il calcolo può essere effettuato off-line o in tempo reale: l'imminente diffusione di sensori di pressione low-cost rende interessante la possibilità di controllare la combustione in tempo reale, ciclo per ciclo.

I parametri di uso più comune sono:

$$IMEP = \frac{\int_{0^{\circ}}^{720^{\circ}} p dV}{V_c} \quad [1.30]$$

$$IMEP_H = \frac{\int_{180^\circ}^{540^\circ} p dV}{V_c} \quad [1.31]$$

$$IMEP_L = \frac{\int_{-180^\circ}^{180^\circ} p dV}{V_c} \quad [1.32]$$

$$5 - 50 - 90\% MFB \quad [1.33]$$

MFB50 è la posizione angolare in corrispondenza della quale si raggiunge il 50% della combustione, è il parametro generalmente più utilizzato, condensando le informazioni relative all'accensione e alla velocità di propagazione turbolenta del fronte di fiamma.

Sono diffuse le rappresentazioni dei cicli rispetto all'angolo di manovella (anche sovrapposizione di molti cicli), della pressione in funzione del volume, eventualmente rappresentata in coordinate logaritmiche. Alcuni parametri elementari (entità del picco di pressione, posizione del picco, derivata massima della pressione in camera e sua posizione) sono determinabili in maniera pressoché immediata dopo il campionamento. Sono utili per considerazioni su affidabilità, fase della combustione (approssimativa), rumorosità di combustione.

1.5. Formazione e controllo degli inquinanti

I motori aspirano aria dall'atmosfera e vi scaricano i prodotti della combustione alterandone quindi la composizione naturale, realizzando il cosiddetto inquinamento atmosferico.

Gli inquinanti immessi nell'atmosfera si possono dividere in:

- 1) Prodotti dell'incompleta combustione, tossici e nocivi per ogni forma vivente;
- 2) Prodotti di ossidazione completa di sostanze presenti nel combustibile o nell'aria, nocivi per ogni forma vivente;
- 3) Prodotti di ossidazione completa già presenti nell'atmosfera, ma che alterano il ciclo naturale, contribuendo all'effetto serra.

Nei gas scaricati sono contenuti quindi: ossido di carbonio (CO), ossidi di azoto (NO_x), idrocarburi derivanti dalla combustione o decomposizione parziale del combustibile (HC), particelle solide portate in sospensione dai gas, derivate dall'ossidazione incompleta del combustibile o da composti metallici e additivi in esso presenti (particolato), anidride carbonica.

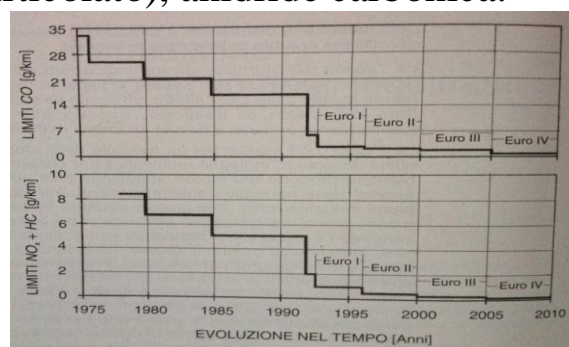


Figura 12 - Variazione negli anni dei limiti per le emissioni di ossido di carbonio (CO) e della somma di idrocarburi incombusti e ossidi d'azoto (HC+NO_x) imposti dalla normativa europea ai motori per autovettura. In ordinata l'unità di misura è riferita al chilometro di percorso di un ciclo di prova.

1.5.1. *Inquinanti gassosi e loro controllo*

La formazione degli inquinanti durante la combustione in un Diesel è fortemente influenzata dalla disomogeneità della carica, dovuta alla distribuzione del combustibile, conseguente all'aria continuamente variabile nel tempo.

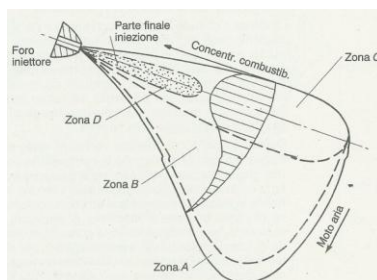


Figura 13 - Meccanismo di formazione degli inquinanti durante la combustione delle varie parti di un getto di combustibile: A) prodotti di ossidazione parziale; B) prodotti di completa combustione; C) prodotti di completa ossidazione ed NO_x, a carico parziale; D) prodotti di ossidazione incompleta e particolato.

Gli idrocarburi incombusti presenti allo scarico possono avere diverse origini. Innanzi tutto la zona periferica dello spray, dove la concentrazione di combustibile è troppo bassa, in secondo luogo vi può essere incompleta combustione nel nucleo centrale del getto, e gli ultimi vapori che si formano possono non trovare aria a sufficienza. Infine un contributo importante è dato dal combustibile che viene aspirato dalla cavità inferiore dell'iniettore dopo che lo spillo si è chiuso.

L'ossido di carbonio è un prodotto intermedio dell'ossidazione degli idrocarburi. Se vi è sufficiente disponibilità di ossigeno, il CO può essere ossidato a CO₂, ma la reazione può risultare incompleta a causa dei tempi brevi o delle basse temperature. Tranne rare eccezioni in un motore Diesel la disponibilità di ossigeno garantisce una sufficiente ossidazione, per cui il livello di CO allo scarico è di un ordine di grandezza inferiore a quella del motore Otto.

La produzione di ossidi di azoto è attivata dalla presenza di ossigeno e azoto allo stato atomico, dovuti alla dissociazione prodotta dalle elevate temperature raggiunte nel gas dopo il passaggio della fiamma. Queste condizioni possono verificarsi nelle regioni debolmente magre che circondano il getto. Al diminuire della temperatura la concentrazione di NO_x non scende, ma si ha un loro virtuale congelamento per il troppo rapido raffreddamento dei gas.

Gli HC tendono a crescere con la pressione media effettiva, pur non essendo elevati, vanno però controllati, perché contengono alte concentrazioni di aldeidi e prodotti di parziale ossidazione.

La produzione di NO_x risulta abbastanza elevata. Essi, infatti, costituiscono la principale emissione gassosa presente nei gas di scarico di un Diesel, la loro concentrazione cresce con il carico perché l'aumento di temperatura bilancia la diminuzione di concentrazione di ossigeno.

Il CO non costituisce un problema per il Diesel giacché si ha sempre una buona disponibilità di ossigeno anche a pieno carico.

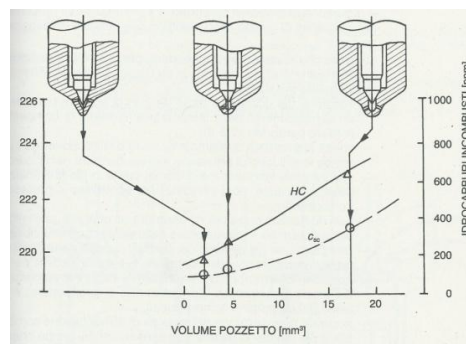


Figura 14 - Riducendo il volume del pozzetto dell'iniettore, sotto stante la sede di tenuta dello spillo, si ottiene una sensibile diminuzione dell'emissione di idrocarburi incombusti, da parte di un Diesel di medio alesaggio per applicazioni marine, con un abbassamento molto modesto del consumo di combustibile.

Per ridurre la formazione di questi inquinanti gassosi si può:

- Adottare un ricircolo di parte dei gas di scarico per abbassare la temperatura massima di combustione;
- Scegliere un appropriato istante di inizio dell'iniezione, da cui dipende lo sviluppo di pressione e temperatura nel cilindro;
- Suddividere l'iniezione in più fasi;
- Usare elevate pressioni di iniezione per una migliore polverizzazione e penetrazione dello spray di combustibile;
- Ottimizzare il disegno dei condotti d'aspirazione e della camera di combustione per controllare la turbolenza della carica;
- Adottare la turbo sovralimentazione con interrefrigerazione della carica compressa e ridurre il rapporto di compressione;

- Accurata manutenzione del sistema di alimentazione combustibile e del motore in genere;
- Utilizzo di un gasolio di caratteristiche migliori.

1.5.2. *Particolato e controllo della formazione di particolato*

Il particolato (PM = Particulate Matter) emesso dal motore Diesel è costituito principalmente da particelle di carbone (fuliggine = soot) derivanti da incompleta combustione e portate in sospensione dai gas di scarico. E' l'emissione più caratteristica di questo tipo di motore e la più pericolosa in termini di impatto ambientale. Esso inizia a formarsi durante la combustione e prosegue il suo sviluppo fino allo scarico dei gas nell'atmosfera, cambiando continuamente composizione chimica e aspetto morfologico. Oltre a produrre annerimento delle superfici, riduzione della visibilità e irritazione alle mucose degli occhi e del naso, è cancerogeno e genotossico specialmente su bronchi e polmoni. Al diminuire delle dimensioni delle particelle cresce la loro pericolosità, per cui le normative antinquinamento diventano sempre più attente non solo alla massa totale emessa ma anche alla dimensione delle singole particelle. Sono comunemente utilizzati i seguenti termini:

- 1) PM 10: $D_p < 10\mu m$;
- 2) PM 2,5: $D_p < 2,5\mu m$;
- 3) Particelle ultrafini: $D_p < 100nm$;
- 4) Nano particelle: $D_p < 50nm$.

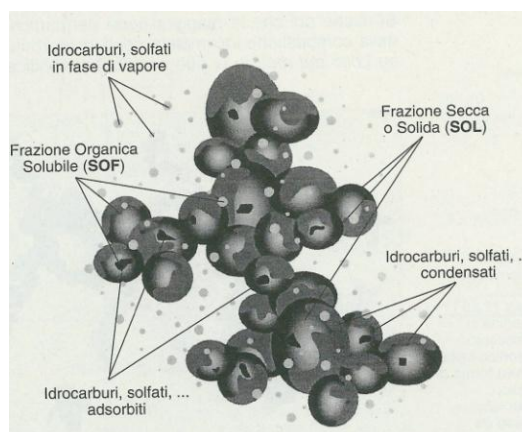


Figura 15 - Rappresentazione schematica della struttura del particolato, all'uscita del condotto di scarico di un motore Diesel.

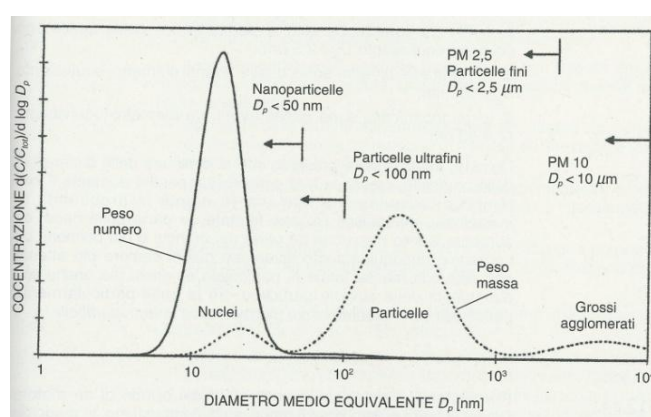


Figura 16 - Andamento tipico della distribuzione dei diametri medi equivalenti D_p delle particelle, pesate in base al numero (linea continua) e in base alla massa (linea punteggiata), per il particolato emesso da un motore Diesel.

Per limitare le emissioni di particolato occorre controllarne il processo di combustione, per impedire la formazione delle particelle di carbone e favorire l'ossidazione di quelle che si sono comunque formate. E' possibile contenere le emissioni di particolato attraverso:

- L'utilizzo di un combustibile di caratteristiche migliori, cioè con una drastica riduzione dei valori di zolfo;
- Un'ottimizzazione della geometria dei condotti d'aspirazione e della camera di combustione per controllare i moti turbolenti dell'aria nel cilindro e favorirne un rapido rimescolamento con il combustibile;
- Un'accurata messa a punto e manutenzione dei sistemi di iniezione;

- Il controllo dello stato termico del motore che influenza la rapidità con la quale i getti di combustibile vaporizzano e quindi le modalità di combustione.

1.5.3. *Post - trattamento delle emissioni*

Il post-trattamento delle emissioni mira prima di tutto ad abbattere il particolato che è l'inquinante più critico emesso da un motore diesel, e in secondo luogo a ridurre gli NOx.

L'azione più efficace per depurare i gas combusti dal particolato è costituita dal filtro per il particolato (detto DPF: Diesel Particulate Filter o FAP: Filtre à Particules) che trattiene le particelle di dimensioni superiori a quelle dei pori, mentre i composti gassosi attraversano la parete filtrante. I filtri sono generalmente realizzati in materiale ceramico con una struttura monolitica a nido d'ape. Essi devono essere periodicamente puliti mediante ossidazione delle particelle depositate, tale processo prende il nome di *rigenerazione* del filtro, e può essere realizzato secondo diverse modalità dipendenti principalmente da:

- 1) Agente ossidante usato;
- 2) Periodicità dell'operazione;
- 3) Fonte di energia utilizzata per avviare la rigenerazione: passiva se il filtro si auto rigenera (con canali rivestiti da strati porosi impregnati di catalizzatori ossidanti, oppure con additivi nel combustibile, oppure iniettando sostanze nella corrente di gas combusti), attiva se è necessario ricorrere a fonti di energia esterne per aumentare la temperatura dei gas (ritardando l'iniezione o facendo post-iniezioni, utilizzando fonti separate di energia per riscaldare i gas, strozzando con una valvola a farfalla il condotto di aspirazione).

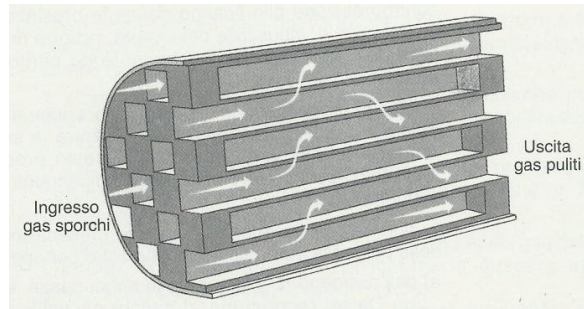


Figura 17 - Filtro per particolato con struttura ceramica a nido d'ape.

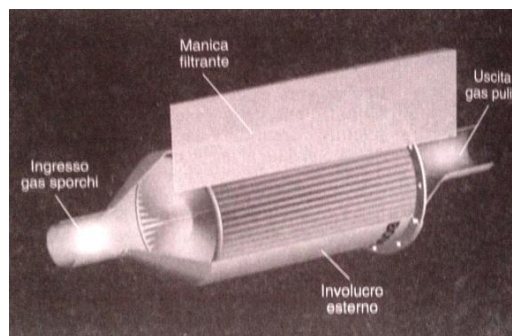


Figura 18 - Filtro per particolato con elementi filtranti a forma di manica, composta da una maglia ottenuta per sinterizzazione di polveri metalliche.

Oltre al particolato è necessario agire anche sugli ossidi di azoto utilizzando un dispositivo chiamato SCR (Selective Catalytic Reduction) attraverso l'ammoniaca. Poiché l'ammoniaca è tossica, si trova più conveniente utilizzare l'urea, che si trasforma in ammoniaca e CO₂ per idrolisi (ID), e termolisi, poi nel componente SCR l'ammoniaca si combina per catalisi con l'ossigeno degli NOX riducendoli a N₂. A valle del sistema conviene disporre un elemento ossidante (OS) per l'ossidazione dell'ammoniaca in eccesso a N₂ e H₂O. Premettendo un elemento ossidante si innalza la temperatura dei gas migliorando l'efficienza del sistema SCR.

Nonostante il problema di dover trasportare l'urea, questa risulta essere la soluzione migliore per l'abbattimento degli NOX.

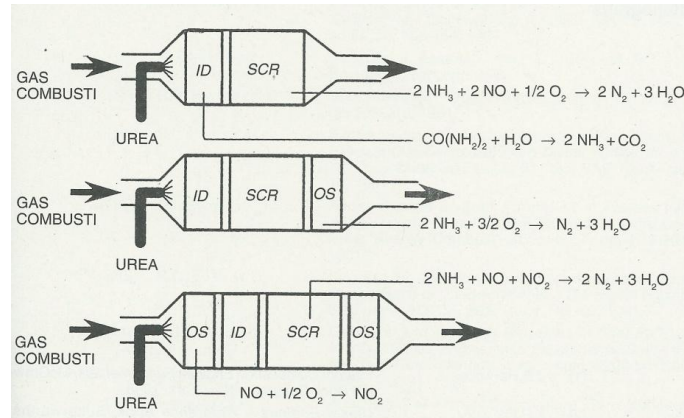


Figura 19 - Tre schemi di complessità crescente di convertitori per NO_x, basati su di una loro selettiva catalitica riduzione (SCR) per mezzo dell'ammoniaca. Nell'elemento ID l'urea viene trasformata in ammoniaca per idrolisi, mentre gli elementi OS svolgono un'azione catalitica ossidante.

1.5.4. Ricircolo dei gas combusti (EGR)

Il ricircolo dei gas combusti, sia interno al cilindro che esterno, risulta molto efficace nel limitare la formazione degli NO_x.

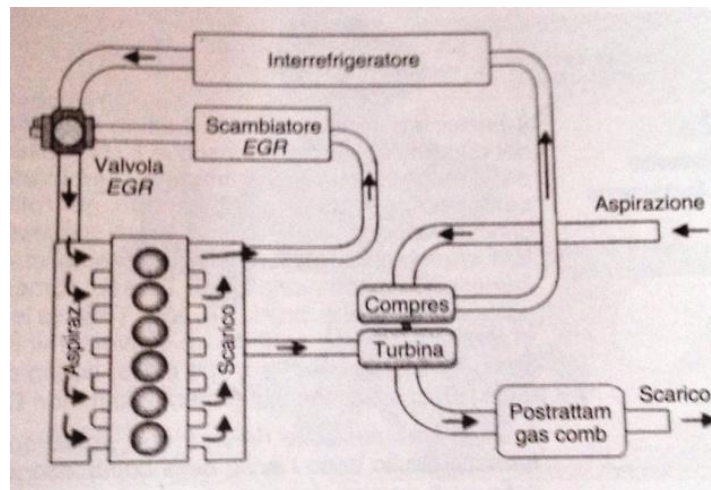


Figura 20 - Rappresentazione schematica di un impianto di ricircolo esterno dei gas combusti, ad alta pressione e di breve percorso (short route EGR).

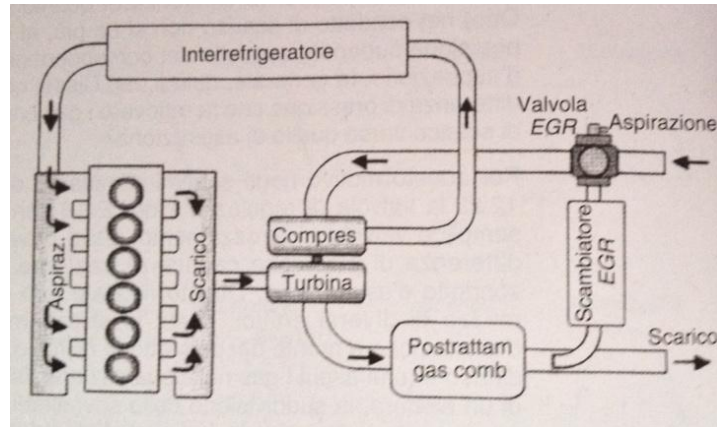


Figura 21 - Rappresentazione schematica di un impianto di ricircolo esterno dei gas combusti, a bassa pressione e di lungo percorso (long route EGR).

In particolare l'EGR interno ha assunto un'importanza sempre maggiore; il ricircolo può avvenire sia attraverso la valvola d'aspirazione, sia attraverso la valvola di scarico, sia infine evitando di far uscire tutti i gas combusti dal cilindro. In ogni caso la massa di gas combusti ricircolata può essere controllata con precisione, grazie alle potenzialità offerte dai gruppi di attuazione delle valvole completamente variabili, che consentono di realizzare idonee leggi di apertura.

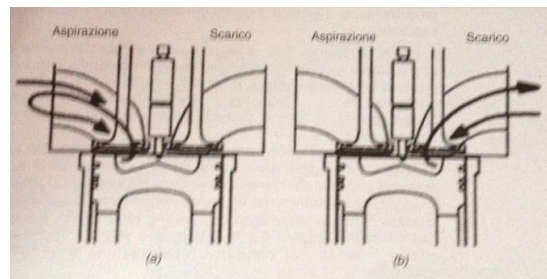


Figura 22 - Rappresentazione schematica del ricircolo interno al cilindro dei gas combusti: a) attraverso la valvola d'aspirazione; b) attraverso la valvola di scarico.

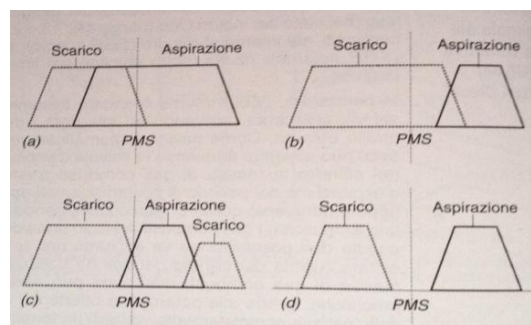


Figura 23 - Tipiche leggi di apertura delle valvole adatte per controllare la massa di gas combusti ricircolata internamente al cilindro (EGR interno).

1.6. Engine Control Unit

Nell'era moderna il controllo di un motore Diesel avviene grazie a un'unità di comando elettronica denominata ECU (Engine Control Unit). A seguito di una richiesta di coppia da parte dell'utente, tenuto conto delle limitazioni di coppia e fumosità, si perviene alla formazione della coppia interna: la coppia da produrre viene convertita in massa di combustibile da iniettare.

La ECU invia dunque comandi agli attuatori presenti sul motore dopo aver considerato tutta una serie di informazioni provenienti dai sistemi e dai sensori. A seconda delle informazioni ricevute la ECU invia determinati comandi piuttosto che altri, contenuti nella parte di Software denominata in gergo "mappatura". Col termine "mappatura" si intende il processo che identifica la locazione delle tabelle all'interno di un database.

CAPITOLO 2

Il rumore

2.1. Il motore come sorgente di rumore

La crescente preoccupazione per la salvaguardia dell'ambiente ha portato a riconoscere nel rumore un'importante causa di inquinamento, capace di produrre sull'uomo danni fisici (all'udito), psicologici (stordimento e stanchezza), nonché sociali (riduzione dell'efficienza e dell'attenzione). Vengono quindi adottate misure legislative sempre più stringenti per le varie fonti di rumore, tra cui vanno considerati i motori. Il rumore derivante dal motore può essere suddiviso in diverse componenti:

- 1) Rumore di combustione, dovuto al rapido incremento di pressione nel cilindro che agisce sul pistone, sulla testa e sulle pareti del cilindro, e viene trasmessa attraverso la biella e la manovella alla struttura del motore, che vibra e irradia rumore;
- 2) Rumore meccanico, generato dagli urti di natura meccanica che si producono nei principali accoppiamenti cinematici del motore;
- 3) Rumore gasdinamico, causato dal ciclico processo di sostituzione del fluido di lavoro nel cilindro. L'instazionarietà del moto del fluido che ne deriva produce oscillazioni di pressione di ampiezza non trascurabile.

2.2. Richiami di acustica

Il rumore può essere definito come un suono indesiderato, generalmente sgradevole e talvolta anche dannoso. Esso è costituito dalle vibrazioni di un corpo (sorgente sonora) che si trasmettono al mezzo elastico circostante. Se il mezzo elastico è l'aria le vibrazioni si propagano in essa provocandovi piccole variazioni di pressione rispetto alle condizioni di riposo (pressione sonora). Le vibrazioni si propagano nel mezzo con una certa velocità (velocità del suono) dipendente dalle caratteristiche del mezzo e giungono all'orecchio umano facendo vibrare la membrana del timpano.

Due forme tipiche di onda sonora sono:

- 1) L'onda piana, unidirezionale, con ampiezza del disturbo uguale in tutti i punti di ogni piano perpendicolare alla direzione di propagazione.
- 2) L'onda sferica, che si propaga in tutte le direzioni a partire da una sorgente puntiforme, le cui dimensioni possono essere considerate molto piccole rispetto alla distanza del ricevitore. Si genera quindi una serie di fronti d'onda di forma sferica che derivano dai disturbi provocati dalla sorgente. Tale può essere considerata l'onda sonora irradiata dalla sezione terminale del condotto di scarico.

Un campo sonoro è la regione dello spazio in cui si propagano le onde sonore e viene descritto dalle seguenti proprietà:

- 1) Livello di pressione sonora. L'ampiezza dell'oscillazione può essere caratterizzata dal valore della pressione efficace:

$$p_e = \sqrt{\bar{p}^2} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T p^2(t) dt} \quad [2.1]$$

L'orecchio umano è però sensibile al suono nella gamma di frequenze compresa tra 20Hz e 20kHz con un massimo di

sensibilità per le frequenze intermedie (1÷5 kHz). Il suono più basso udibile a 1Hz presenta una pressione di $2 \cdot 10^{-5} Pa$, che viene assunta come soglia minima di ascolto; all'altro estremo, la soglia del dolore, si presenta a circa $100 Pa$, circa 10^6 volte più grande. Inoltre la sensazione uditiva non è lineare, ma cresce logaritmicamente con lo stimolo. Perciò si è trovato più comodo indicare i parametri acustici come logaritmo del rapporto tra il valore considerato e uno di riferimento. E' stato introdotta un'unità di misura apposita chiamata Bel, che però risulta essere molto grande, e per non lavorare su numeri troppo piccoli si utilizza comunemente il decimo di Bel, chiamato decibel (abbreviato dB).

Il livello di pressione sonora è quindi espresso da:

$$L_p = 10 \log_{10} \left(\frac{p_e^2}{p_0^2} \right) = 20 \log_{10} \left(\frac{p_e}{p_0} \right) \quad [dB] \quad [2.2]$$

Dove $p_0 = 2 \cdot 10^{-5} Pa$ è la pressione sonora di riferimento.

In questo modo il livello di pressione sonora è compreso tra 0 dB (soglia minima di ascolto) e 120 dB (soglia del dolore).

- 2) Livello di potenza sonora. Ogni sorgente può essere caratterizzata tramite la potenza sonora, data dall'energia irradiata nell'unità di tempo. Anche questa grandezza varia in un intervallo molto ampio, dunque si può indicare analogamente a quanto già visto come:

$$L_P = 10 \log_{10} \left(\frac{P}{P_0} \right) \quad [dB] \quad [2.3]$$

Dove $P_0 = 10^{-12} W$ è la potenza di riferimento.

- 3) Livello di intensità sonora. Si definisce intensità sonora l'energia che attraversa, nell'unità di tempo, l'area unitaria disposta perpendicolarmente alla direzione di propagazione dell'onda:

$$I = \frac{p_e^2}{\rho a} \quad [2.4]$$

Dove ρ è la densità del mezzo e a la velocità del suono, mentre il rapporto ρa è chiamato Impedenza caratteristica del mezzo ($\rho a = 414 \text{ Kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ per aria a 20°C). Il livello di intensità sonora sarà dato da:

$$L_I = 10 \log_{10} \left(\frac{I}{I_0} \right) \text{ [dB]} \quad [2.5]$$

Dove l'intensità di riferimento è generalmente:

$$I_0 = 10^{-12} \text{ W m}^{-2} \quad [2.6]$$

- 4) Spettri di frequenza. L'orecchio umano risulta sensibile non solo alla pressione sonora ma anche al contenuto in frequenza di un suono. L'unità di misura utilizzata è il phon, che definisce il livello di pressione sonora che un suono puro di una determinata frequenza deve avere al fine di provocare la medesima sensazione uditiva (in termini di intensità del livello acustico) del suono di riferimento alla frequenza di 1 kHz. Per avere la stessa sensazione sonora a frequenze lontane da quelle di riferimento occorrono livelli di pressione sonora sempre più elevati. Per tenere conto di ciò i sistemi di misura sono dotati di reti di ponderazione che modificano, in corrispondenza delle bande di frequenza tra 20 Hz e 20 kHz, i livelli di pressione sonora del segnale raccolto dal microfono in modo da renderli simili a quelli percepiti dall'orecchio umano.

Per caratterizzare un suono occorre descrivere quindi anche le frequenze che lo compongono, che si ottengono dallo spettro del livello di pressione sonora. Nel caso di un tono puro la pressione acustica varia con andamento sinusoidale nel dominio del tempo. Nel caso di un segnale comunque complesso, questo si può considerare come una combinazione di un numero opportunamente elevato di onde sinusoidali. Molti rumori casuali, tuttavia, non sono periodici e quindi contengono un gran numero di frequenze che non

sono legate armonicamente tra loro, formando uno spettro continuo. In tal caso ci si riferisce al livello relativo ad opportuni intervalli, detti bande di frequenza. La larghezza massima di banda adottata in pratica è l'ottava, caratterizzata dal fatto che il limite superiore di ciascuna ottava è il doppio di quello della precedente. Quando servono informazioni più dettagliate è possibile usare bande più strette, come ad esempio terzi d'ottava.

2.3. Il rumore emesso dal motore

Il rumore prodotto da un motore, considerando il rumore di combustione e meccanico, deriva dalla combinazione delle caratteristiche delle forze di eccitazione dei diversi elementi della struttura esterna. Queste possono essere distinte in:

- 1) Forze dirette, dovute alla pressione dei gas e all'inerzia delle masse in moto;
- 2) Forze indirette, legati alle forze dirette da una dipendenza non lineare, come negli impatti del pistone contro la camera;
- 3) Forze secondarie, derivanti dagli urti di natura meccanica negli organi ausiliari del motore.

Il modo di vibrare della struttura esterna del motore dipende dalle sue caratteristiche elastiche e da quelle delle forze di eccitazione, in particolare dall'andamento dello spettro di pressione in camera di combustione.

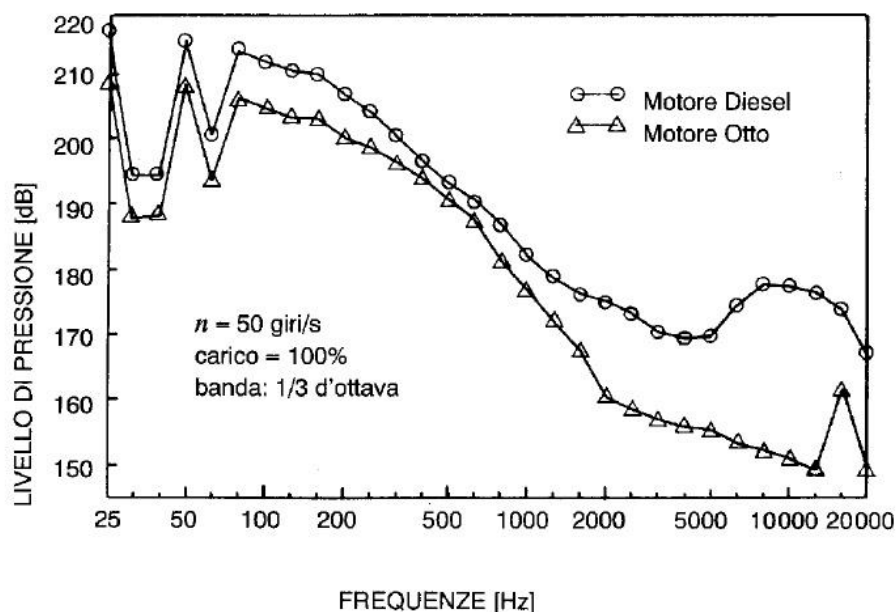


Figura 24 - Confronto tra due tipici spettri del segnale di pressione in camera di combustione di un motore Diesel e un motore a ciclo Otto.

Si può notare che nel Diesel si hanno livelli più alti nelle componenti a medio-alta frequenza, con una pendenza nello spettro inferiore mediamente di 35dB/decade, mentre sono 45dB/decade per il motore Otto.

Per quanto concerne il rumore gasdinamico, si è visto che il susseguirsi delle aperture e delle chiusure delle luci di aspirazione e scarico genera nei rispettivi condotti un sistema di onde di pressione. Queste onde si propagano con la velocità del suono rispetto al moto del fluido, lungo l'impianto che collega dal punto di vista fluidodinamico il motore all'ambiente. Poiché le pareti della struttura non sono mai perfettamente rigide, queste oscillazioni di pressione ne provocano delle vibrazioni e di conseguenza emissione di rumore verso l'ambiente. La sezione terminale del sistema diventa quindi una sorgente di rumore di natura gasdinamica.

Il sistema di onde di pressione genera delle onde di velocità, nei condotti di aspirazione e scarico si avrà dunque un flusso pulsante. Ad una portata media se ne somma quindi una alternata dovuta al susseguirsi delle aperture e delle chiusure delle valvole. Ciò

provoca delle perturbazioni di pressione nell'atmosfera, che vengono percepite dall'orecchio come rumore.

Il flusso medio genera un rumore aerodinamico ad alta frequenza, detto rumore autogenerato, che si sovrappone al precedente e deriva dal distacco dei vortici agli ostacoli incontrati dal flusso. Esso diventa predominante a partire dalla frequenza di alcuni kHz e aumenta in modo significativo al crescere del regime del motore.

CAPITOLO 3

RCP Marelli – Rapid Control Prototyping

3.1. Layout del progetto

Attraverso letteratura ed analisi precedenti (off-line od in open-loop) si è prospettata l'idea che fosse possibile ottenere un'ottimizzazione delle performance ed una minimizzazione degli inquinanti con un controllo in closed-loop sul rumore di combustione (noise). Il progetto è nato con lo scopo di sviluppare un sistema di controllo in tempo reale di un motore a combustione interna, in cui possono essere lette le variabili di controllo e attivate strategie di gestione dei parametri di iniezione alternative a quelle presenti nel controllo di serie.

Il sistema di controllo comprende:

- un microfono, affacciato al blocco motore, che invia un segnale che deve essere processato online per calcolare l'indice di rumore;
- la ECU che, oltre a gestire il sistema di controllo di base, può fornire al sistema RCP i valori dei principali parametri di iniezione, quali: la portata di combustibile dell'iniettata principale, della pilot, della pre (Q_{ref} , $Q_{pilReqTB}$, $Q_{preReqTB}$), i giri motore ($rpm1$), l'Energizing Time (ET_{main}), l'inizio dell'iniezione ($SOI_{mainCalc}$), la

posizione della VGT (bPosRefBL), la pressione del rail (PrailRefBD) e la portata d'aria (AirQref_Tmp);

- OBI (On Board Indicating system) che fornisce per ogni cilindro: pressione media indicata (IMEP), pressione massima nel cilindro e corrispondente angolo (Pmax, APmax), la frazione di massa bruciata (MFB50), la massima ampiezza dell'oscillazione della pressione (MAPO); inoltre anche i parametri: counter dei cicli (Cycles), giri motore (Rpm), lo stato del sistema (CPU), la temperatura del sistema (Chassis_Temp), la sincronizzazione (SyncLost).

Tutti questi dispositivi forniscono i dati in ingresso al NI CompactRIO (cRIO-9082), che è un sistema embedded riconfigurabile per il controllo e l'acquisizione dati.

Una volta elaborati i segnali in ingresso, il software elabora i dati e comunica nuovamente con il cRIO inviando il pattern della strategia scelta, che può essere quella di serie oppure quella alternativa, chiudendo così il loop.

3.2. Hardware

Il sistema CompactRIO include moduli I/O, uno chassis FPGA (field-programmable gate array) riconfigurabile e un controller embedded. Si tratta, sostanzialmente, di un sistema dotato di un processore dedicato, che consente lo svolgimento in tempo reale dei calcoli necessari a eseguire il loop di controllo, e di schede di Input/Output, che consentono l'elaborazione e lo scambio di dati con l'esterno, in forma analogica e digitale. La prestazione maggiormente interessante è senz'altro la capacità di eseguire loop di calcolo a frequenza molto elevata, che consente di controllare fenomeni rapidamente variabili nel tempo. Per questo i sistemi di controllo in tempo reale sono dotati di processori dedicati, basati su sistemi operativi real time. Da non sottovalutare è inoltre l'importanza del software di gestione del sistema che deve rendere semplice la programmazione degli algoritmi di controllo.

Infine la possibilità di comunicazione con unità esterne, quali centraline elettroniche, calcolatori, strumenti di misura, secondo protocolli standard (CAN, seriale, ecc.), può svolgere un ruolo di fondamentale importanza.



Figura 25 - NI cRIO-9082

I moduli C Series forniscono misure ad accuratezza elevata per applicazioni di acquisizione dati avanzate. Ogni modulo include condizionamento del segnale specifico per le misure per connettere una vasta gamma di sensori e segnali. In particolare sono stati utilizzati i moduli NI9862, NI9474, NI9215.



Figura 26 - Moduli C Series

3.3. Software

L'ambiente di sviluppo software scelto per il sistema RCP è Veristand, che con LabVIEW for Windows e i due moduli aggiuntivi LabVIEW FPGA module e LabVIEW Real Time, uniti all'hardware realizzato dalla National Instruments, ha fornito gli strumenti ideali per progettare e realizzare un programma performante: infatti, non tutta la logica della centralina è gestita da un processore di un normale PC, poiché molte parti del programma vanno eseguite ciclicamente ad una frequenza che solo un hardware dedicato può raggiungere e garantire.

Per soddisfare i requisiti temporali imposti dalla necessità di far funzionare correttamente il motore e di generare attuazioni molto complesse, si è scelto di adottare un sistema di I/O basato su un chip di silicio con porte non collegate, che permette all'utente di definire e ridefinire funzionalità, esso viene chiamato FPGA (Field programmable Gate Array, letteralmente “matrice di porte logiche programmabile sul campo”). Presenta alte prestazioni e le operazioni sono controllabili ad alto livello con il software LabVIEW for FPGA. L'onere di effettuare i calcoli dei parametri di funzionamento e dei comandi di attuazione è invece affidato a un sistema Real Time che gira su un computer esterno su cui è possibile comunicare tramite l'ambiente LabVIEW Real Time, così da poter eventualmente dedicare molte delle risorse dell' FPGA all'implementazione delle parti di gestione del motore più raffinate e che richiedono la massima precisione, quali la fasatura e le attuazioni di iniezione e accensione del combustibile. La scheda FPGA e il controller Real Time si trovano in un unico chassis (letteralmente “contenitore”) fornito dalla National Instruments che cura anche la comunicazione tra le due parti.

Complessivamente il sistema di controllo è quindi strutturato in due blocchi indipendenti: da un lato l'elaboratore Real Time (chassis, controller e scheda di I/O) dall'altro una Human Machine Interface, che comunicano tra loro attraverso una connessione ethernet a 100 MBps, e in cui il funzionamento del primo prescinde dalla presenza del secondo (pertanto un eventuale malfunzionamento del dispositivo di interfaccia non ha

conseguenze sul controllore). L'utente ha a disposizione una Graphical User Interface che fornisce l'accesso ai controlli necessari alla gestione del motore e permette di memorizzare su HD tutti i dati di funzionamento, per effettuare eventualmente un'elaborazione off-line.

3.3.1. *L'ambiente LabVIEW*

LabVIEW si basa su una programmazione grafica ad icone in cui non ci sono righe di codice ma un flusso di dati che scorre e permette di realizzare elaborati programmi di analisi o di controllo. I programmi scritti con LabVIEW sono chiamati *Virtual Instrument (VI)* in quanto nell'aspetto fisico e nel modo di interagire riproducono strumenti reali come oscilloscopi e multimetri mentre si tratta di oggetti virtuali. L'applicazione è costituita da icone collegate tra loro da cavi virtuali che trasportano le informazioni assumendo una forma ed un colore differente a seconda del tipo di dato trasportato (numero, stringa di testo, matrice, booleano, etc.). Grazie alla sua natura, la programmazione grafica di LabVIEW semplifica enormemente l'apprendimento e la scrittura dei programmi da parte dell'utente, inoltre è il flusso dei dati a determinare l'ordine di esecuzione dei vari blocchi nel programma, e non una sequenza di istruzioni.

Un blocco di elaborazione non è altro che la rappresentazione di una serie di operazioni che vengono eseguite sui dati in ingresso a seconda della funzione del blocco stesso: può ad esempio essere una semplice operazione o un intero programma, poiché, come nei linguaggi di programmazione tradizionali, è possibile richiamare una *sub-routine*. L'interfaccia con l'utente di ogni VI è il *Front Panel* in cui sono posizionati controlli e indicatori che rappresentano rispettivamente gli input e gli output interattivi del VI. I controlli sono manopole, potenziometri, quadranti, pulsanti, interruttori, caselle numeriche o di testo, mentre gli indicatori sono grafici, LED, tabelle e altri componenti che consentano di visualizzare gli output acquisiti o generati dal *Block Diagram* (lo schema a blocchi che è il cuore del programma).

Nella realizzazione del codice si possono utilizzare, oltre alle ben note funzioni della programmazione classica come i cicli *While*, *For* e la struttura *Case*, gli elementi messi a disposizione dalle librerie di LabVIEW come le strutture a tempo (*Timed Structures*) che permettono di stabilire una priorità tra le varie parti del programma, le cosiddette *Built-in functions*, per l'acquisizione, l'analisi e l'esposizione di dati.

Una volta terminato il diagramma a blocchi e il pannello frontale è possibile personalizzare l'icona del VI in alto a destra, attribuendo al file stesso il numero di connettori desiderato, per poi poterlo utilizzare in seguito come subVI. L'enorme flessibilità di LabVIEW risiede anche nella possibilità di stabilire una scala gerarchica e una priorità dei VI, consentendo questo modo di realizzare strutture anche molto complicate senza mai perdere di vista il quadro di insieme.

3.3.2. *LabVIEW Real Time*

L'applicazione realizzata con LabVIEW Real Time differisce da una realizzata per Windows per il fatto che l'elaboratore RT comunica con il mondo esterno tramite un'interfaccia di rete alle schede di input e output. Sfruttando questo canale di trasmissione dati è possibile modificare tutti i parametri del sistema RT, con la necessità però di utilizzare un computer esterno, denominato Host, che visualizza l'interfaccia con l'utente, quindi aggiorna i dati in tempo reale e invia al modulo RT le modifiche effettuate. Ciò permette di alleggerire il processore dal compito di visualizzare e aggiornare l'interfaccia, consentendo di aver a disposizione più risorse di calcolo. In campo RT è possibile inoltre attribuire diverse priorità a ciascun VI a seconda della criticità temporale, cioè dell'intervallo di tempo entro i quali le applicazioni devono essere eseguite. In questo modo il processore, nel caso in cui siano richieste risorse maggiori rispetto a quelle disponibili, dà precedenza ai VI definiti ad alta priorità, e quindi più critici.

Con l'utilizzo di LabVIEW Real-Time è possibile sfruttare l'esecuzione deterministica e la flessibilità in ambienti che richiedono operatività continua.

3.3.3. *Il modulo FPGA*

Il modulo FPGA utilizza un approccio diverso rispetto al RT. Esso mantiene la stessa facilità d'uso e intuitività dell'ambiente LabVIEW, ma è dotato di un nuovo set di palette che consentono di realizzare applicazioni funzionanti sulla scheda utilizzata. Questo dispositivo è limitato però al calcolo intero a 64 bit, tale limite è dovuto al fatto che, per rendere il più veloce possibile l'esecuzione delle applicazioni, è necessario ridurre notevolmente la complessità dei calcoli che vengono effettuati. Inoltre altre limitazioni nascono dalla limitata disponibilità di RAM e di porte. La realizzazione del VI per FPGA non è molto differente rispetto a un VI di LabVIEW in ambiente Windows, l'unica eccezione consiste nel dover compilare tale VI nel linguaggio FPGA (binario) e poi caricarlo nella sua memoria. Questo processo può però richiedere anche alcune ore e deve essere eseguito ogni volta che si modifica il flusso di dati all'interno del VI. Il software del sistema di controllo gestisce la comunicazione tra i vari VI. Una parte di questa viene eseguita sull'elaboratore RT, l'altra sulla scheda del FPGA. Inoltre è necessario un ulteriore VI, che gira su di un altro elaboratore dotato di sistema operativo (ad esempio Windows) e di scheda di rete, che fornisce l'interfaccia utente per la gestione del sistema RT.

3.3.4. *L'ambiente Veristand*

NI VeriStand è un ambiente software per lo sviluppo di applicazioni avanzate di test Real Time. Permette inoltre di importare modelli di simulazione e algoritmi di controllo in NI VeriStand da NI LabVIEW e da altri ambienti di modellazione di terze parti. È possibile monitorare e interagire con questi task utilizzando un'interfaccia utente modificabile che include molti strumenti utili come monitoraggio allarmi, calibrazione I/O e modifica di profili di stimolo. Sebbene non sia richiesta nessuna conoscenza di programmazione per utilizzare NI VeriStand, il

software è stato progettato per essere personalizzato e ampliato con NI LabVIEW oppure altri ambienti di programmazione.

In questo caso, per compatibilità con l'ambiente in cui viene sviluppato il controllo motore si è scelto di sviluppare la strategia di controllo di bypass in Simulink.

CAPITOLO 4

Il software di controllo

Andando ad analizzare il progetto si nota subito come Veristand, si adatti a ogni tipo di applicazione, essendo molto versatile e personalizzabile.

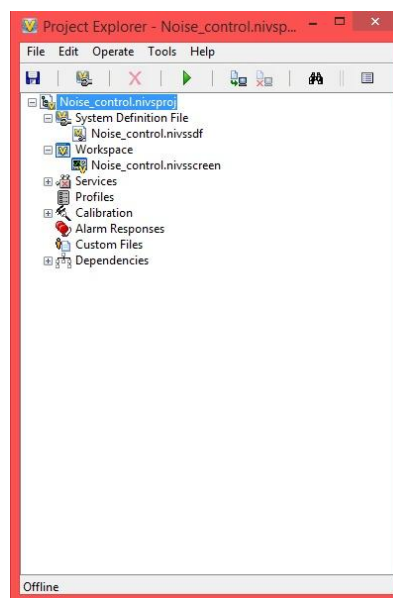


Figura 27 - Project Explorer

Nella schermata iniziale è possibile esplorare il progetto. In particolare, per andare nello specifico, si apre il System Definition File. Esplorando il System Definition File vediamo che è necessario aggiungere un Target, il Controller nel nostro caso è costituito dal Compact RIO descritto in precedenza.

Da qui si ricevono i dati analogici in input, e vengono forniti dati digitali in output.

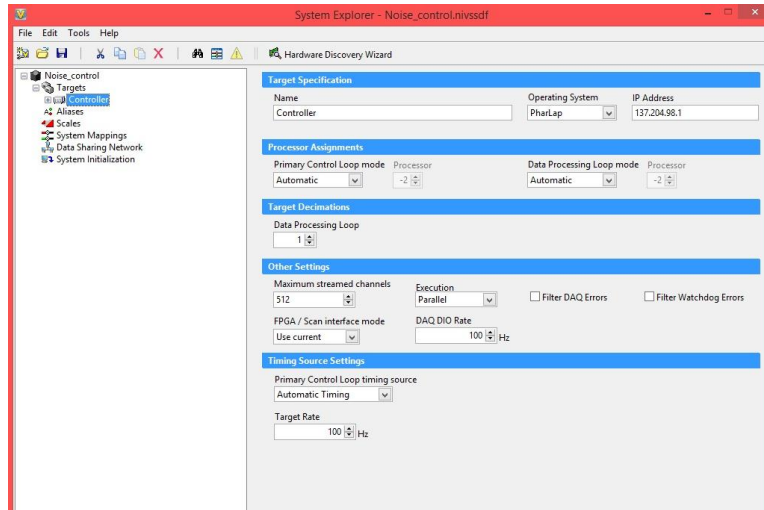


Figura 28 - Target NI cRIO-9082

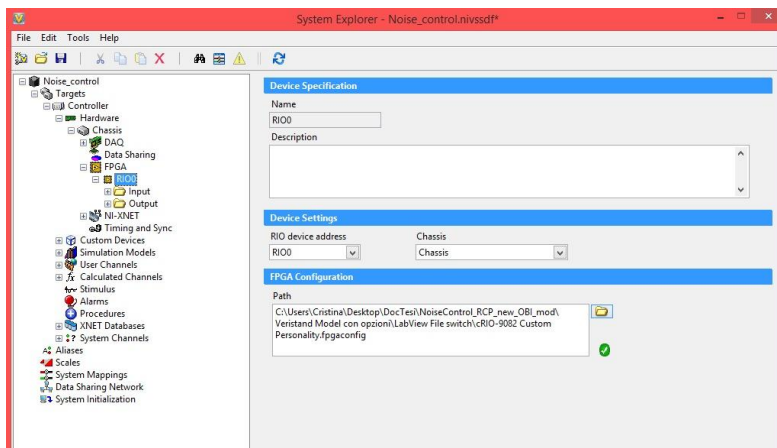


Figura 29 - Configurazione FPGA

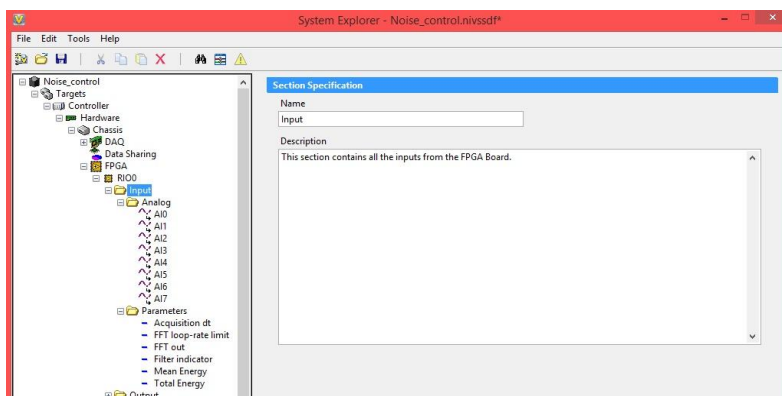


Figura 30 - Input FPGA

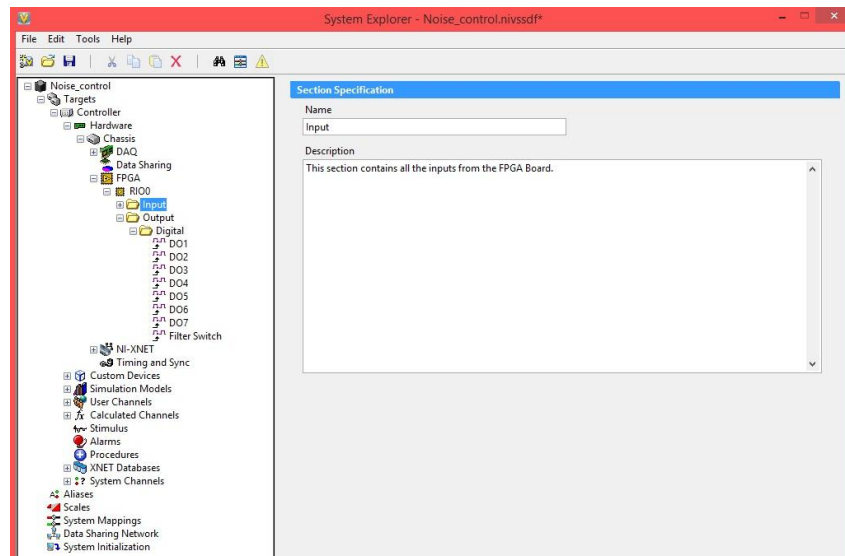


Figura 31 - Output FPGA

Vi sono poi porte di comunicazione con la ECU e con OBI, attraverso cui vengono ricevuti i parametri di funzionamento del motore e possono essere indicate le variabili di input e output. In particolare le variabili che vengono inviate alla ECU, chiudendo il loop di controllo, sono: Energizing Time (ETmainR), inizio dell'iniezione (SOImainTB), la portata di combustibile dell'iniettata pilot e della pre (QpilReq, QpreReq), la posizione della VGT (bPosRef), la pressione del rail (PrailRef) e la portata d'aria (AirQref).

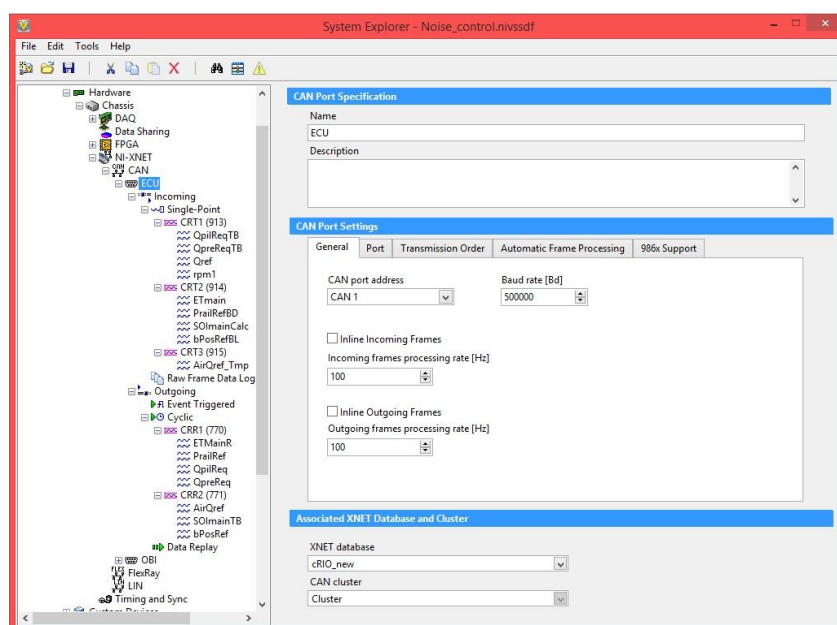


Figura 32 - Settings, Input e Output della ECU

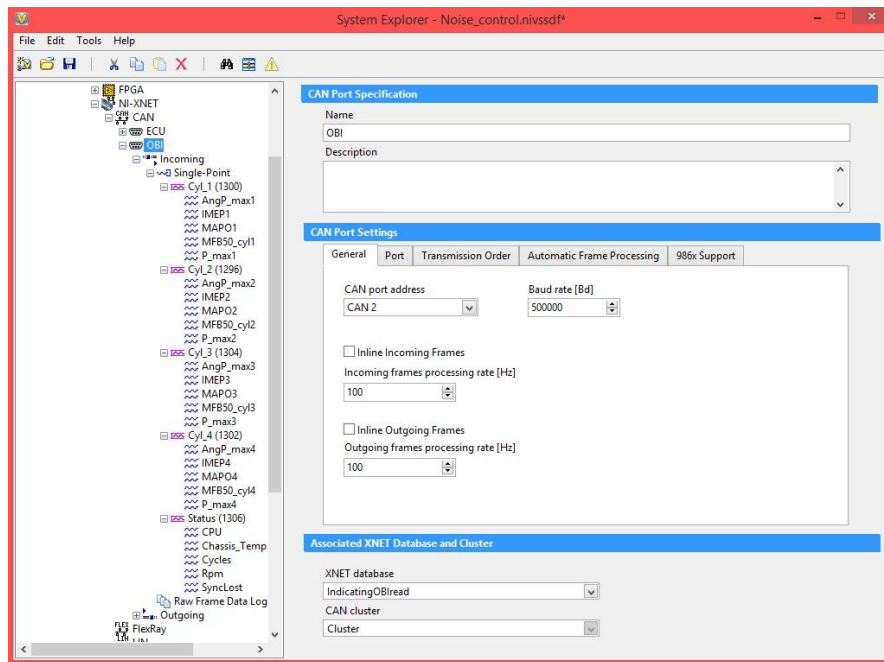


Figura 33 - Settings e Input da OBI

E' possibile aggiungere modelli, nel nostro caso il modello delle strategie di bypass è stato realizzato in Simulink.

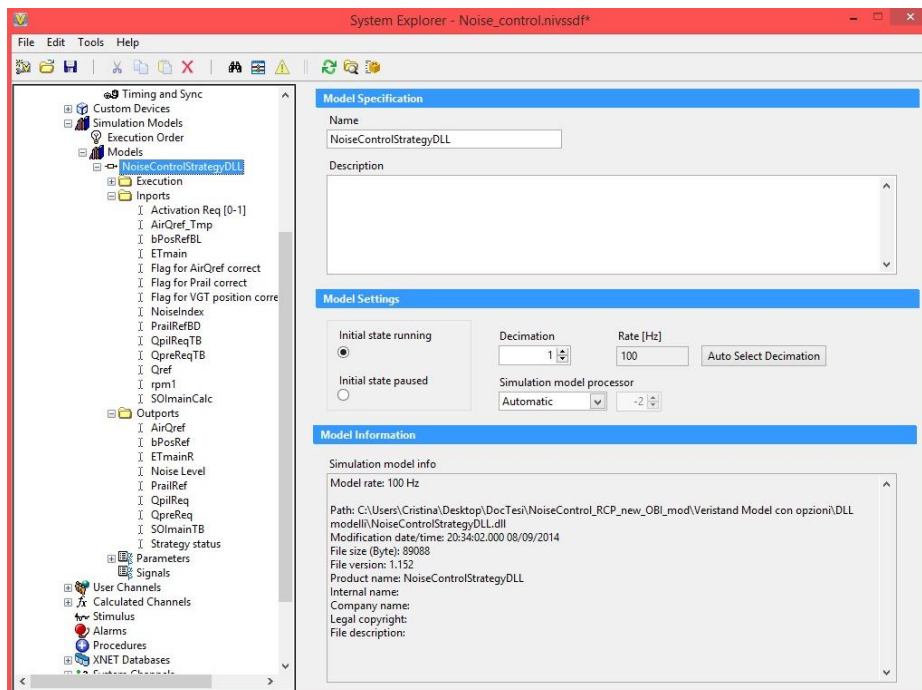


Figura 34 - Modello Simulink in Veristand

Si possono introdurre calcoli, in questo caso è stata aggiunta una costante al valore di rumore misurato per evitare singolarità nell'esecuzione del software che ne esegue il logaritmo.

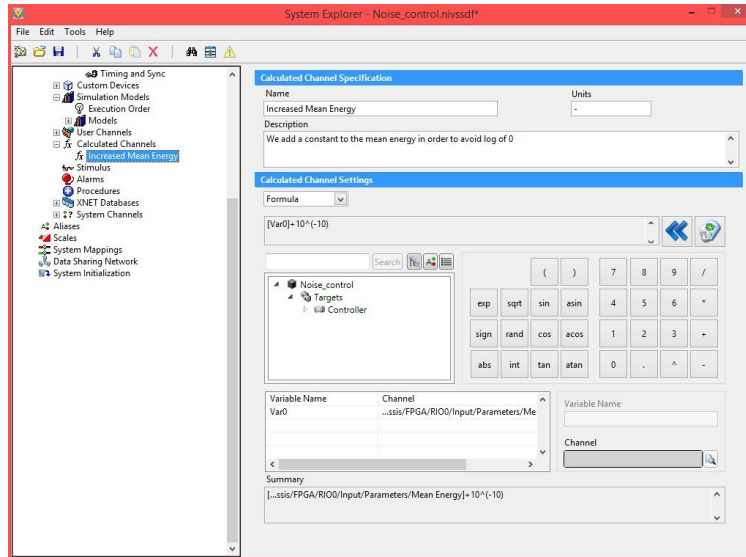


Figura 35 - Increased Mean Energy

Infine è necessario caricare i database necessari al funzionamento dei dispositivi.

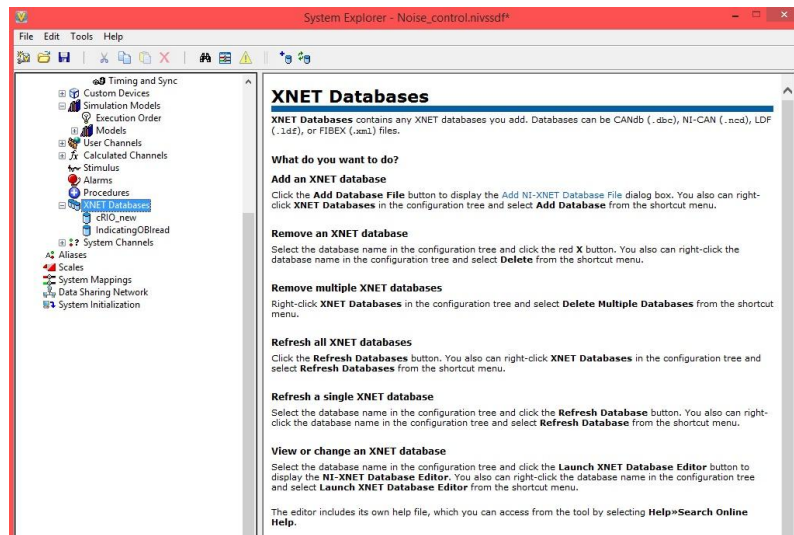


Figura 36 - Database

4.1. Il modello Simulink

Il modello realizzato in Simulink ha in ingresso i dati disponibili su Veristand provenienti dalla ECU e da OBI e li elabora per attuare le strategie imposte.

Le variabili in ingresso risultano essere:

- QpilReqTB, (Pilot Injection);
- QpreReqTB, (Pre Injection);
- SOImainCalc, (Start of Injection);
- ETmain, (Energizing Time);
- bPosRefBL, (Posizione VGT);
- AirQref_Tmp, (Portata d'aria);
- PrailRefBD, (Pressione rail);
- Qref, (Portata di combustibile);
- Rpm1, (Velocità di rotazione del motore);
- NoiseIndex, (Indice di rumore);
- Cycles, (Cicli);
- Activation Request, (Richiesta di attivazione pattern);
- Flag for AirQref correct, (Richiesta attivazione correzione AirQref);
- Flag for VGT position correct, (Richiesta attivazione correzione VGT);
- Flag for Prail correct, (Richiesta attivazione correzione della Prail)

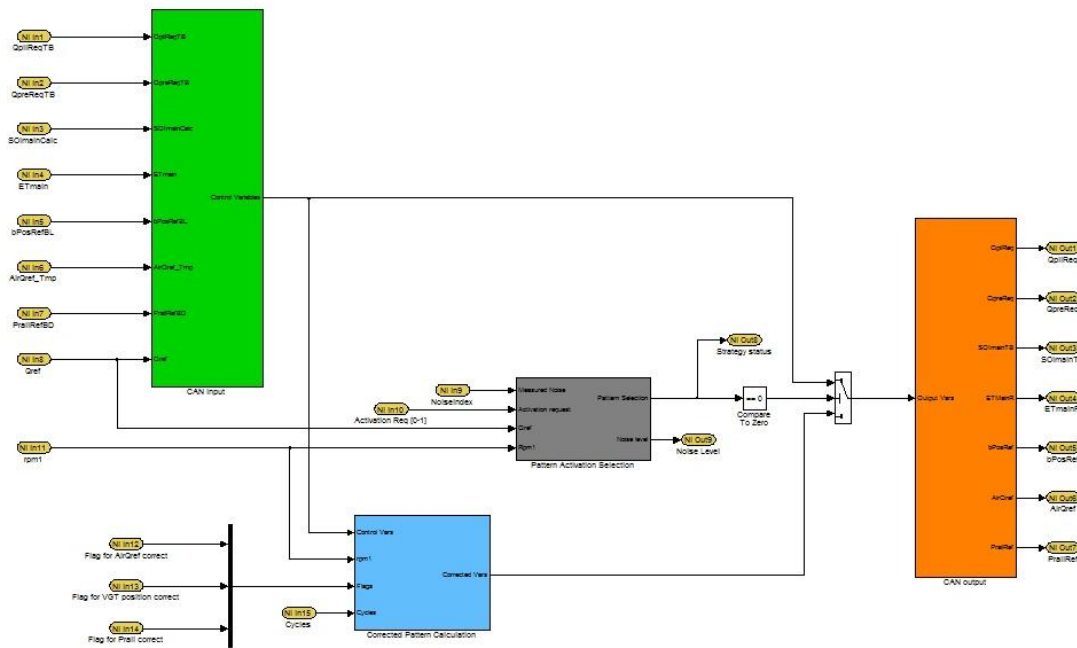


Figura 37 - Modello Simulink

Come si può notare il modello generale è composto da più sottosistemi che a loro volta compiono specifiche azioni. In particolare, il blocco “Pattern Activation Selection” determina l’attivazione o meno delle strategie di bypass delle calibrazioni di base in funzione del punto motore in cui ci si trova. Vengono infatti acquisiti i dati di Noise, RPM, Qref e confrontati coi limiti di funzionamento. Se i limiti imposti vengono superati viene trasmesso il pattern standard, diversamente il blocco fa sì che il sistema trasmetta il pattern di bypass.

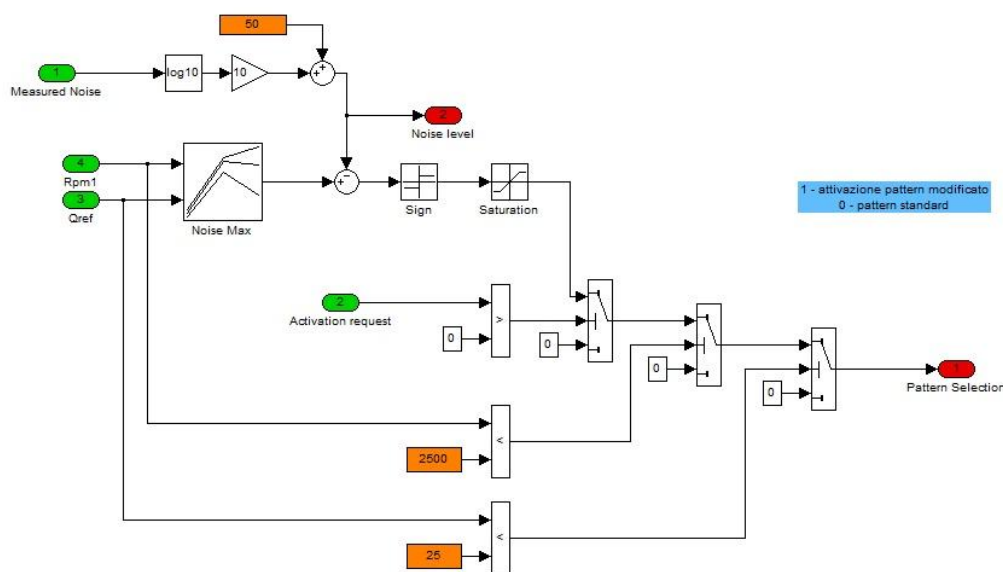


Figura 38 - Pattern Activation Selection

All'interno del sottosistema "Corrected Pattern Calculation" vengono effettuati i calcoli che attribuiscono, secondo mappe di funzionamento determinate a priori, il pattern di iniezione corretto in funzione di giri del motore e portata di combustibile iniettato.

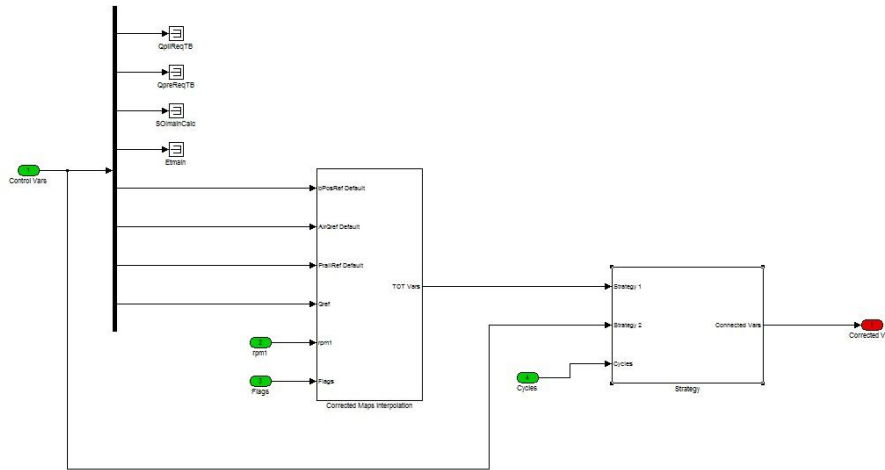


Figura 39 - Corrected Pattern Calculation

Le variabili in uscita sono quindi:

- Noise Level, (Livello di Rumore acquisito);
- Strategy Status (Stato di attivazione della strategia);
- QpilReq, (Pilot Injection);
- QpreReq, (Pre Injection);
- SOImainTB (Start Of Injection);
- ETmainR, (Energizing Time);
- bPosRef, (Posizione VGT);
- AirQref, (Portata d'aria);
- PrailRef, (Pressione rail).

4.2. Determinazione delle mappe di funzionamento

Al fine di ottenere, passando dalla calibrazione di base a quella di bypass, un funzionamento "continuo" del motore, si è resa necessaria, per la condizione di bypass, l'identificazione delle mappe di calibrazione dei principali parametri di iniezione, per

trasmettere alla ECU il pattern alternativo a seconda del punto motore in cui si opera. Nel pattern alternativo vengono spente la pilot e la pre injection, così facendo le calibrazioni di base di SOImain ed ETmain non sono più utilizzabili, è pertanto necessario variare le mappature di questi due parametri per ottenere un funzionamento isocoppia ed isoconsumo.

I valori ricavati sono poi stati interpolati per ottenere anche valori intermedi e coprire il campo di variazione dei parametri.

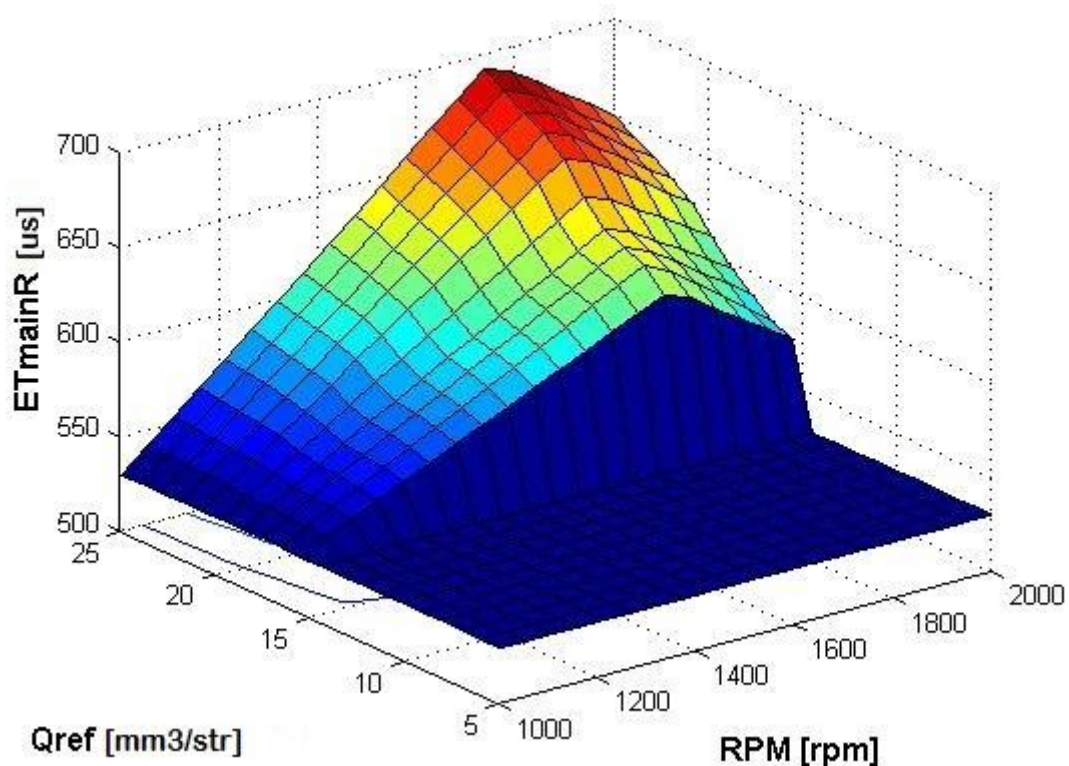


Figura 40 - Mappa ETmainR

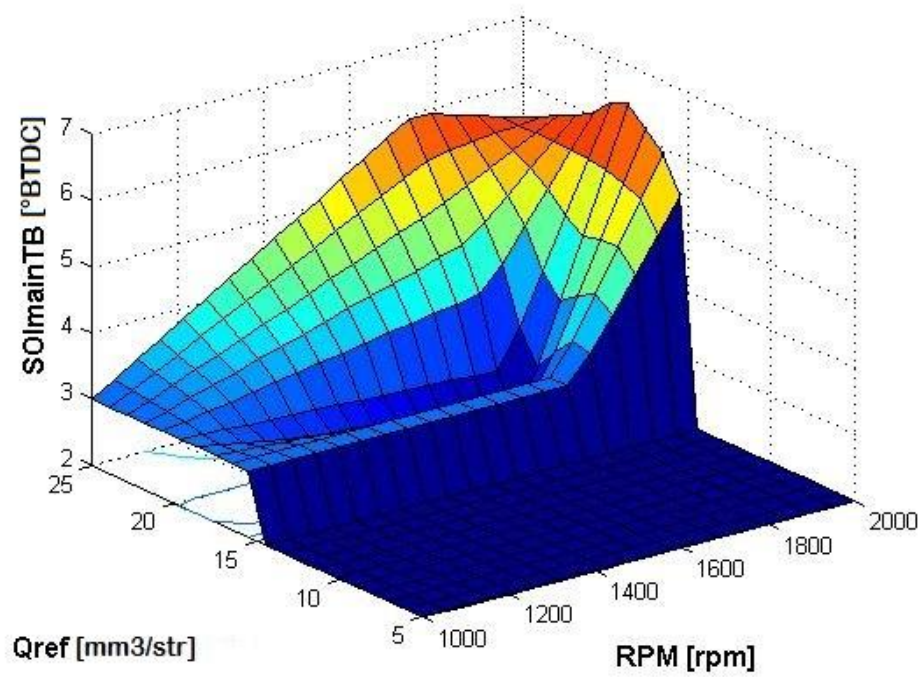


Figura 41 - Mappa SOImainTB

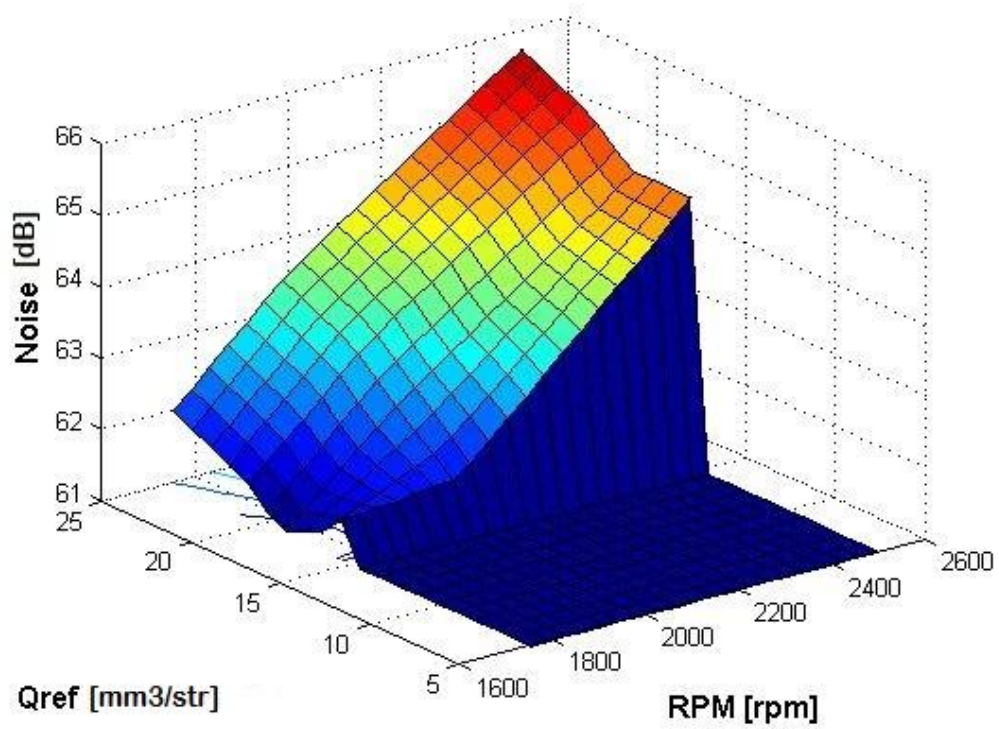


Figura 42 - Mappa NoiseMax

CAPITOLO 5

Analisi dei risultati

Una volta sviluppato l'ambiente software che consente di effettuare il bypass dei parametri di iniezione, sono state testate diverse strategie di controllo. In particolare, sono state effettuate due serie di test, in cui sono state applicate due diverse strategie alternative. Per entrambe le strategie chi controlla può impostare il numero di cicli con pattern modificato e il numero con pattern standard, per cui è possibile scegliere quanti cicli attuare. Nella prima serie di test abbiamo controllato un numero elevato di cicli, mentre nella seconda solo due, ciò comporta dunque l'attivazione e disattivazione della strategia ad ogni ciclo.

In questa fase sono state esaminate condizioni operative caratteristiche del ciclo di omologazione.

5.1. Strategia con un elevato numero di cicli controllati

Prendiamo in considerazione la prima serie di test, effettuati controllando un elevato numero di cicli. Abbiamo variato per ogni condizione operativa i cicli attuati come esplicitato in Tab1.

| | RPM [rpm] | PMI [bar] | Coppia [Nm] | Cicli con strategia | Cicli totali |
|-----------|---------------------|---------------------|-----------------------|----------------------------|---------------------|
| 1 | 1750 | 9.5 | 55 | 20 | 60 |
| 2 | 1750 | 9.5 | 55 | 30 | 60 |
| 3 | 1750 | 9.5 | 55 | 40 | 60 |
| 4 | 2000 | 8 | 40 | 20 | 80 |
| 5 | 2000 | 8 | 40 | 20 | 60 |
| 6 | 2000 | 8 | 40 | 30 | 60 |
| 7 | 2000 | 8 | 40 | 40 | 60 |
| 8 | 2500 | 7 | 38 | 20 | 60 |
| 9 | 2500 | 7 | 38 | 30 | 60 |
| 10 | 2500 | 7 | 38 | 40 | 60 |

Tabella 1 - Condizioni operative Strategia 1

E' interessante evidenziare la differenza che si ha in un ciclo con strategia attiva e in uno con strategia non attiva. Estraendo dai dati un solo ciclo con strategia attiva è possibile confrontarlo con un ciclo con pattern standard, si può vedere come sia molto diversa sia la curva di pressione che il rilascio di calore, in quanto non essendoci la Pilot e la Pre tutta l'energia viene rilasciata nella Main, per cui il picco risulta molto più elevato.

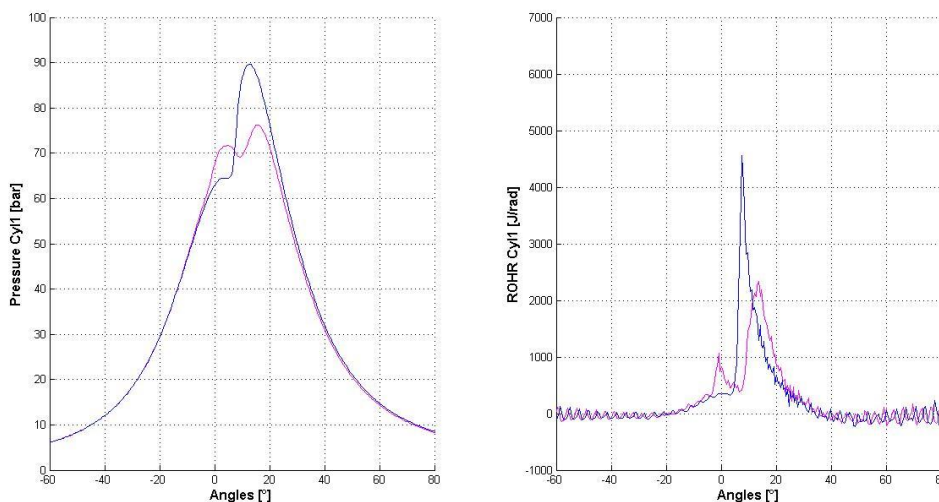


Figura 43 - Confronto pressione e rilascio di calore in cicli con e senza strategia. In magenta la curva con strategia non attiva, in blu la curva con strategia attiva, relativamente al solo cilindro1. Prova a 2000rpm e 40Nm, strategia 20/80.

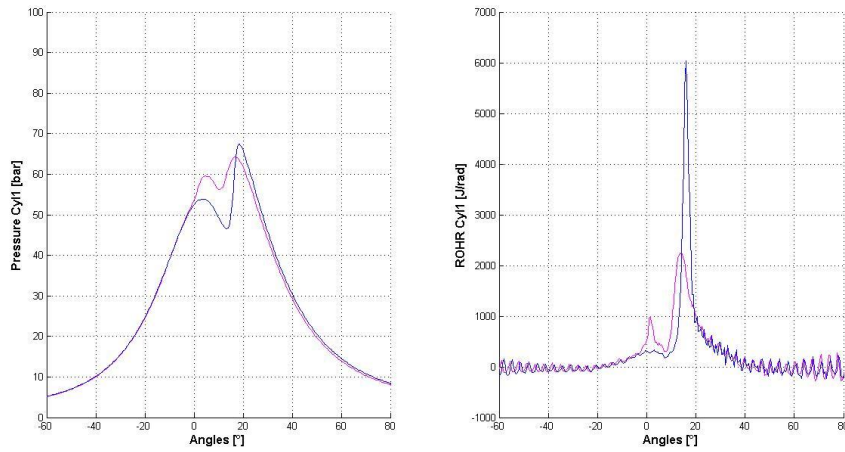


Figura 44 - Confronto pressione e rilascio di calore in cicli con e senza strategia. In magenta la curva con strategia non attiva, in blu la curva con strategia attiva, relativamente al solo cilindro1. Prova a 2000rpm e 40Nm, strategia 20/60.

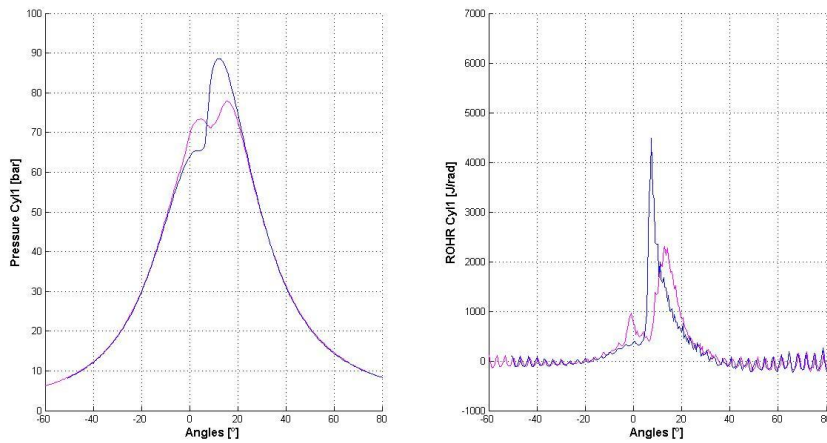


Figura 45 - Confronto pressione e rilascio di calore in cicli con e senza strategia. In magenta la curva con strategia non attiva, in blu la curva con strategia attiva, relativamente al solo cilindro1. Prova a 2000rpm e 40Nm, strategia 30/60.

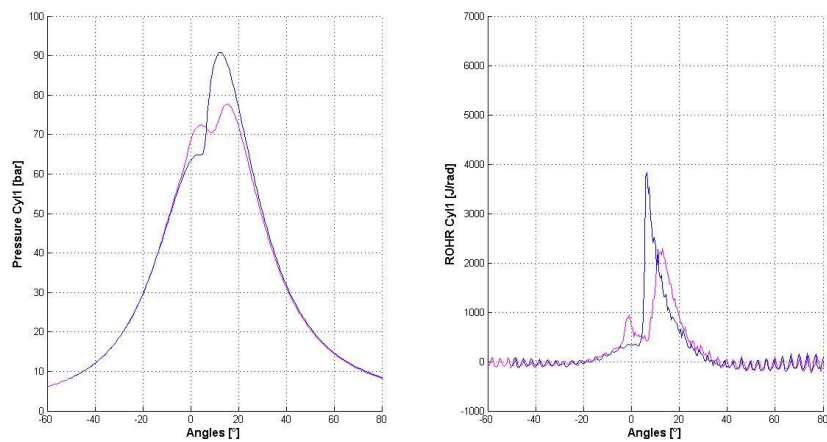


Figura 46 - Confronto pressione e rilascio di calore in cicli con e senza strategia. In magenta la curva con strategia non attiva, in blu la curva con strategia attiva, relativamente al solo cilindro1. Prova a 2000rpm e 40Nm, strategia 40/60.

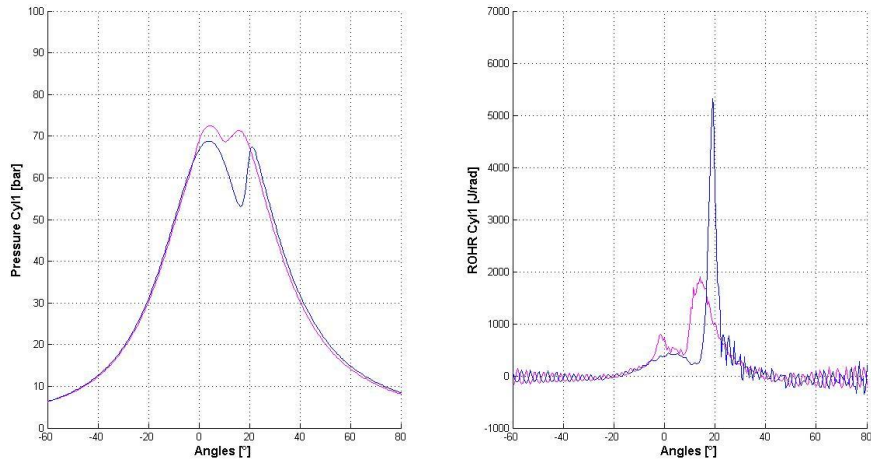


Figura 47 - Confronto pressione e rilascio di calore in cicli con e senza strategia. In magenta la curva con strategia non attiva, in blu la curva con strategia attiva, relativamente al solo cilindro1. Prova a 2500rpm e 38Nm, strategia 20/60.

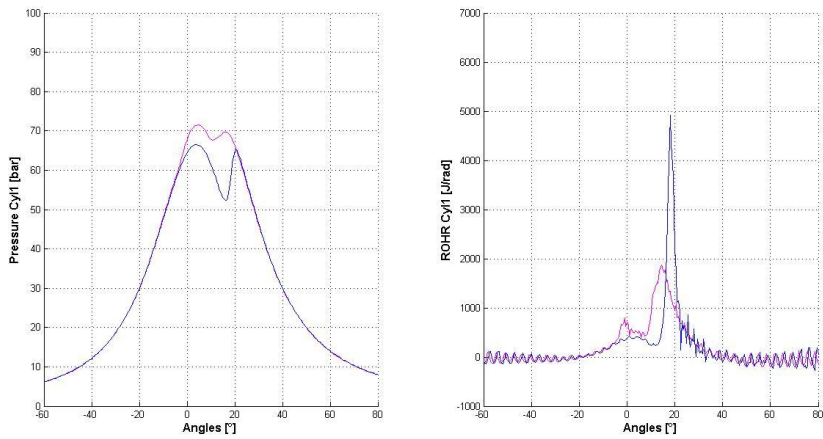


Figura 48 - Confronto pressione e rilascio di calore in cicli con e senza strategia. In magenta la curva con strategia non attiva, in blu la curva con strategia attiva, relativamente al solo cilindro1. Prova a 2500rpm e 38Nm, strategia 30/60.

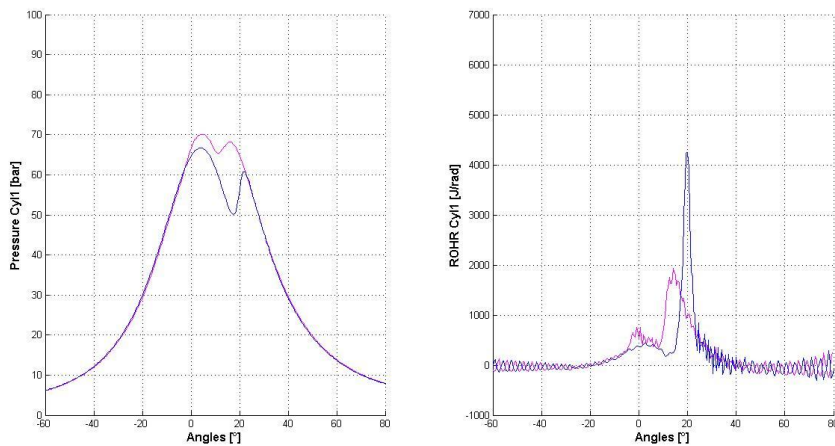


Figura 49 - Confronto pressione e rilascio di calore in cicli con e senza strategia. In magenta la curva con strategia non attiva, in blu la curva con strategia attiva, relativamente al solo cilindro1. Prova a 2500rpm e 38Nm, strategia 40/60.

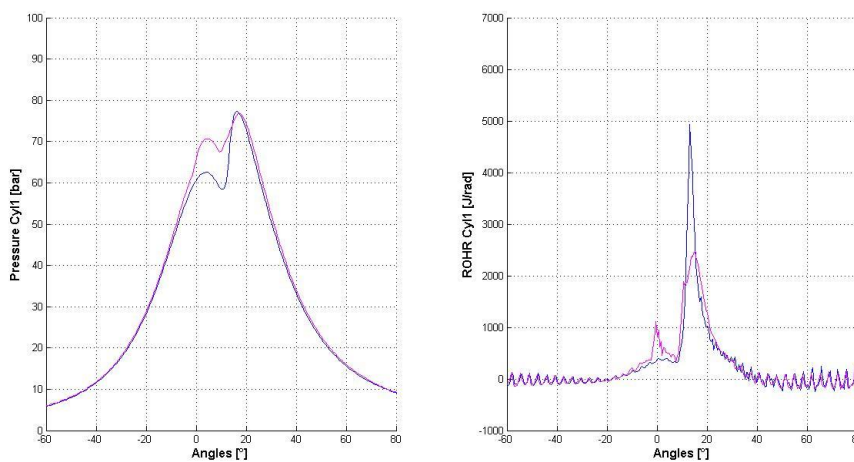


Figura 50 - Confronto pressione e rilascio di calore in cicli con e senza strategia. In magenta la curva con strategia non attiva, in blu la curva con strategia attiva, relativamente al solo cilindro1. Prova a 1750rpm e 55Nm, strategia 20/60.

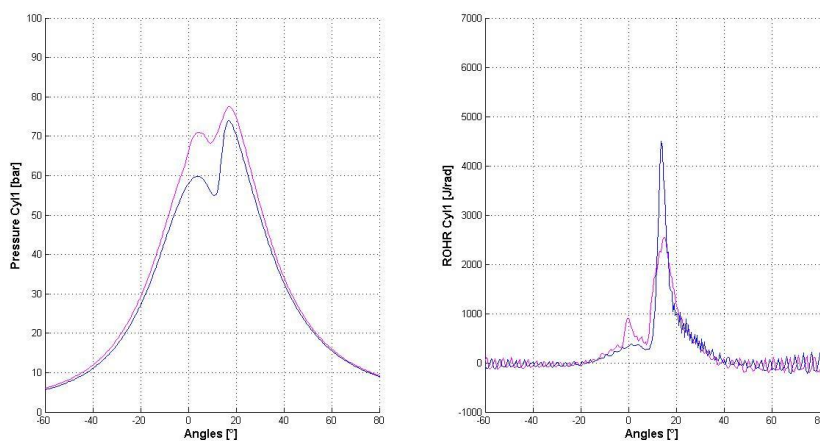


Figura 51 - Confronto pressione e rilascio di calore in cicli con e senza strategia. In magenta la curva con strategia non attiva, in blu la curva con strategia attiva, relativamente al solo cilindro1. Prova a 1750rpm e 55Nm, strategia 30/60.

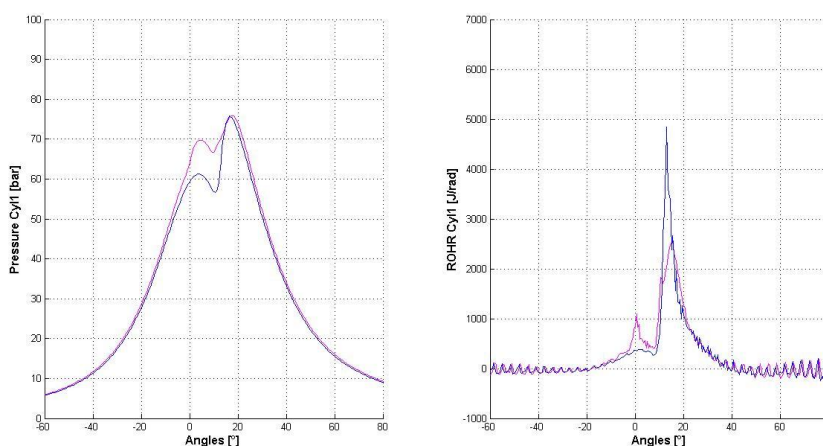


Figura 52 - Confronto pressione e rilascio di calore in cicli con e senza strategia. In magenta la curva con strategia non attiva, in blu la curva con strategia attiva, relativamente al solo cilindro1. Prova a 1750rpm e 55Nm, strategia 40/60.

Analizzando i dati sulla prova possiamo visualizzare l'andamento della pressione, MFB50, e il rilascio di calore in ogni cilindro.

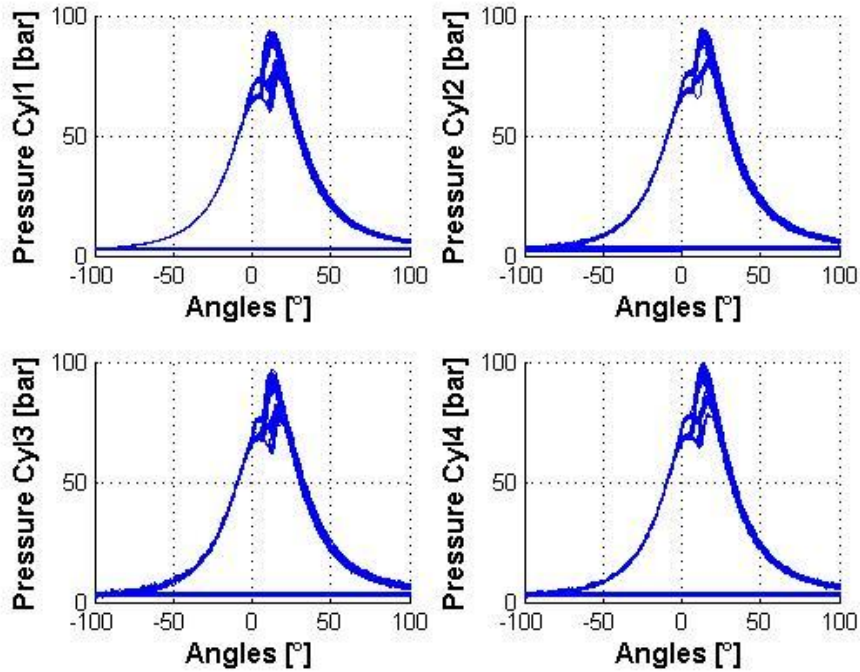


Figura 53 - Pressione nei 4cilindri, prova a 1750 rpm, 55Nm, test con strategia 30/60.

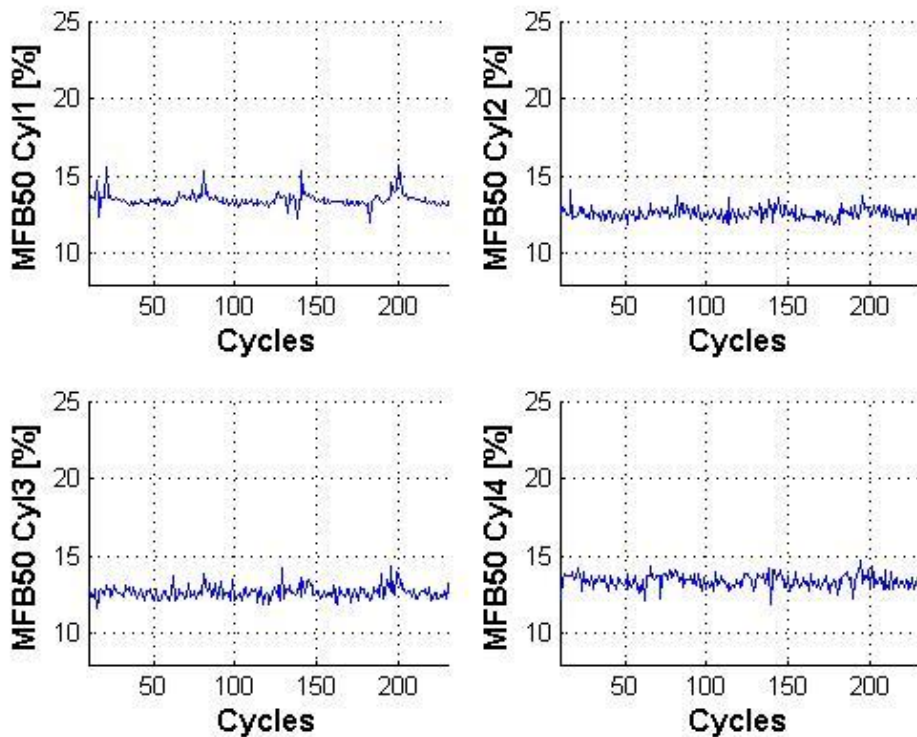


Figura 54 - MFB50 nei 4cilindri, prova a 1750rpm, 55Nm, test con strategia 30/60.

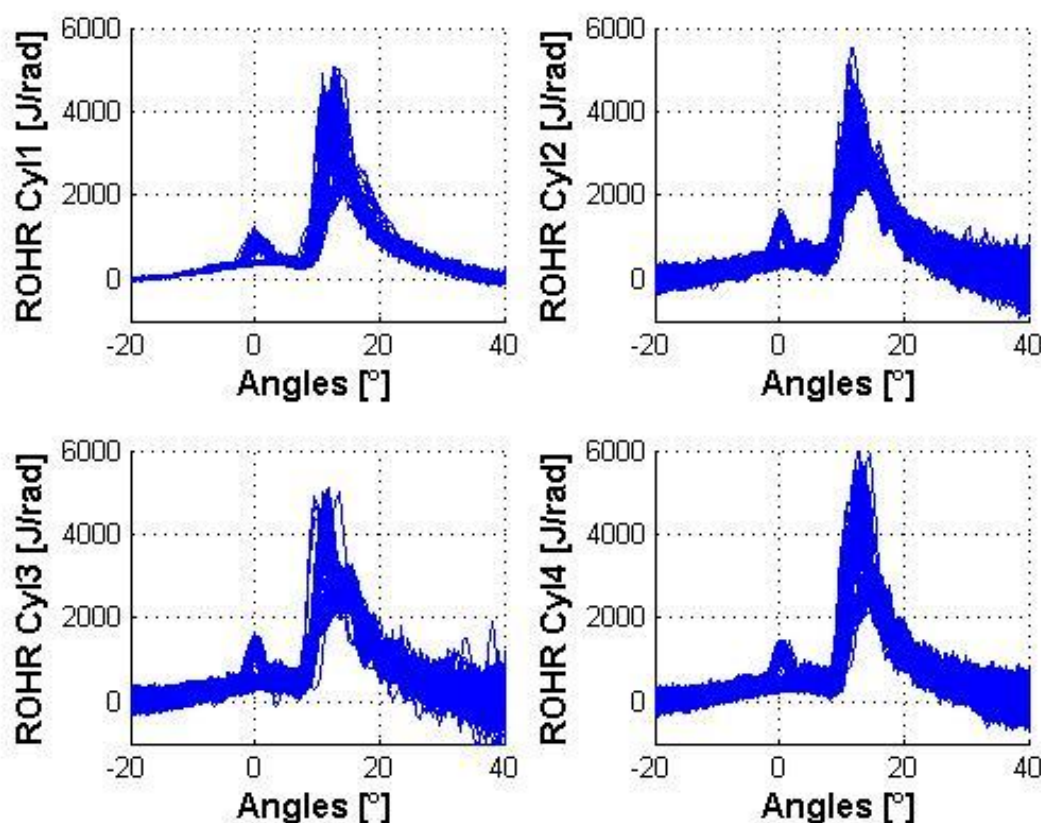


Figura 55 - ROHR nei 4cilindri, prova a 1750rpm, 55Nm, test con strategia 30/60.

Nell'andamento del rilascio di calore, si può notare come si differenzino i cicli in cui sono attivate pilot e pre injection e i cicli in cui vi è solo la main injection, in cui il calore viene rilasciato più velocemente.

Possiamo vedere dunque come variano gli inquinanti in funzione della strategia adottata. Il rumore conserva valori medi vicini a quelli di mappa, ma l'attivazione della strategia fa sì che gli inquinanti calino. In particolare possiamo notare che HC e CO restano uguali o aumentano leggermente rispetto ai valori di mappa, ma vi è una diminuzione di particolato per tutte le prove e una diminuzione anche di NOX per alcuni test.

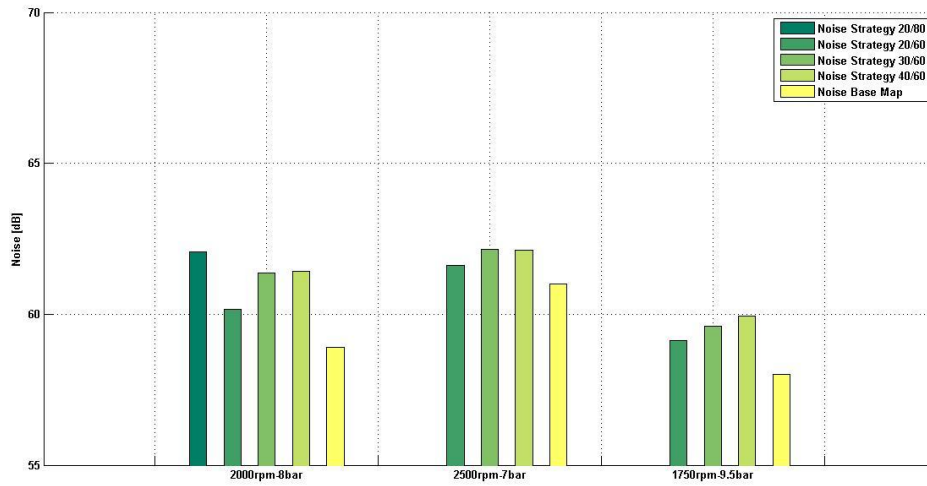


Figura 56 - Valori medi del Noise sulla prova, per le diverse strategie attuate.

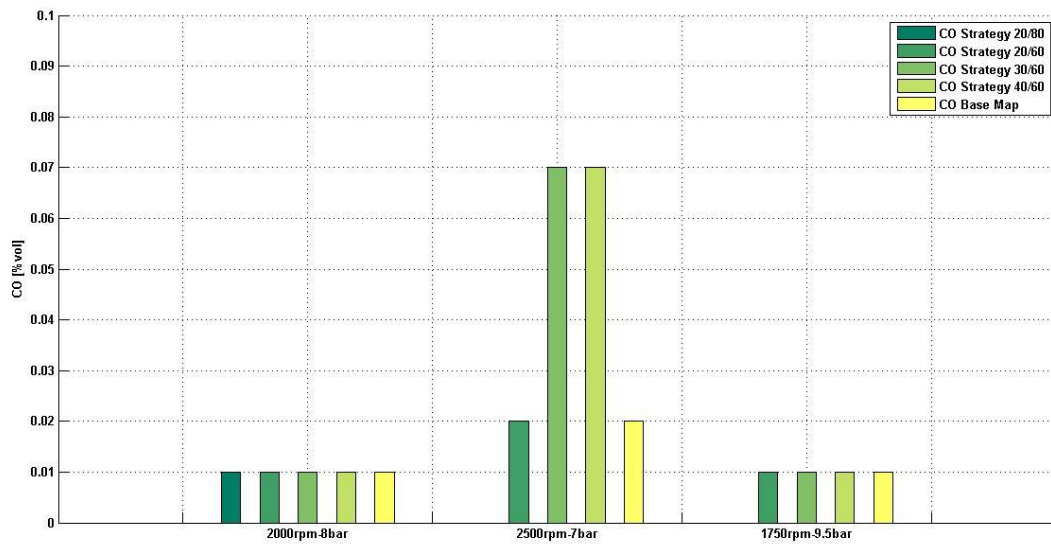


Figura 57 - Valori medi di CO sulla prova, per le diverse strategie attuate.

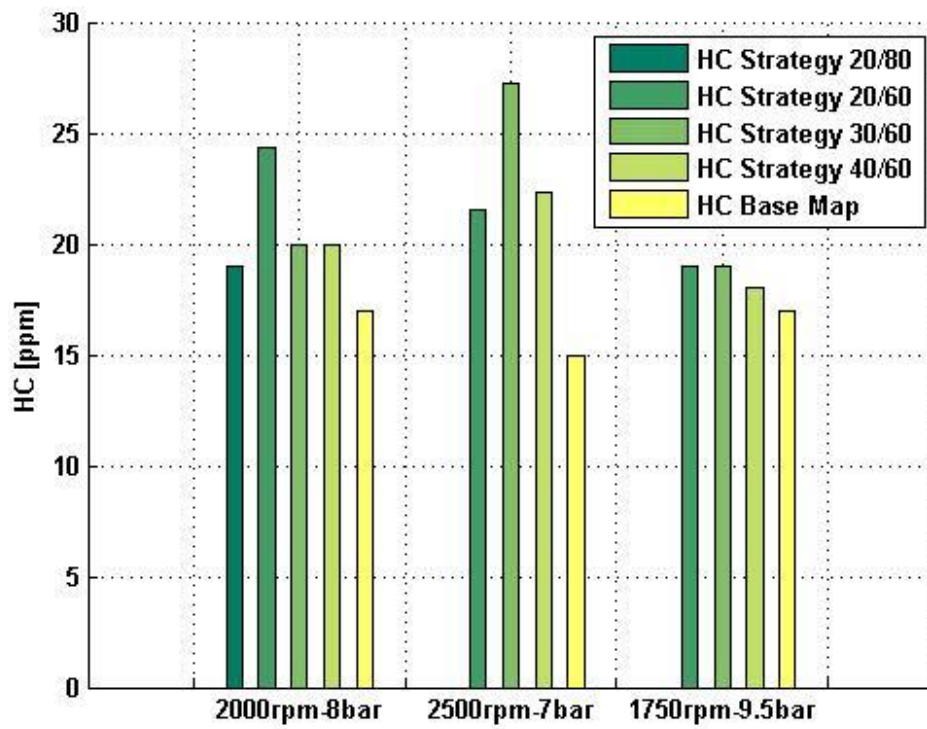


Figura 58 - Valori medi di HC sulla prova, per le diverse strategie attuate.

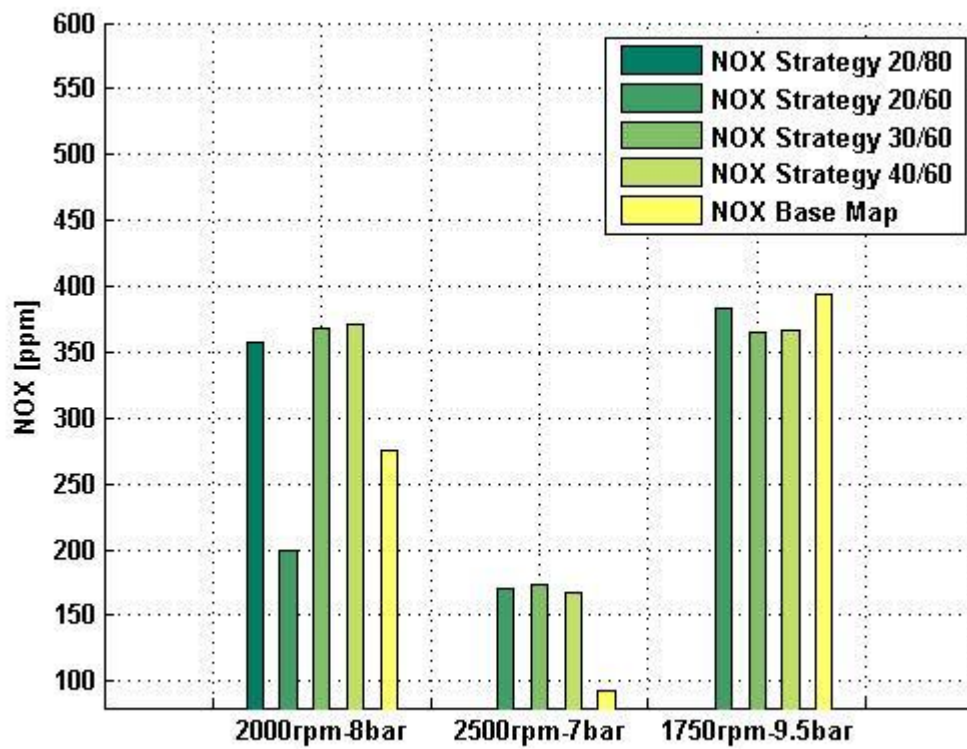


Figura 59 - Valori medi di NOX sulla prova, per le diverse strategie attuate.

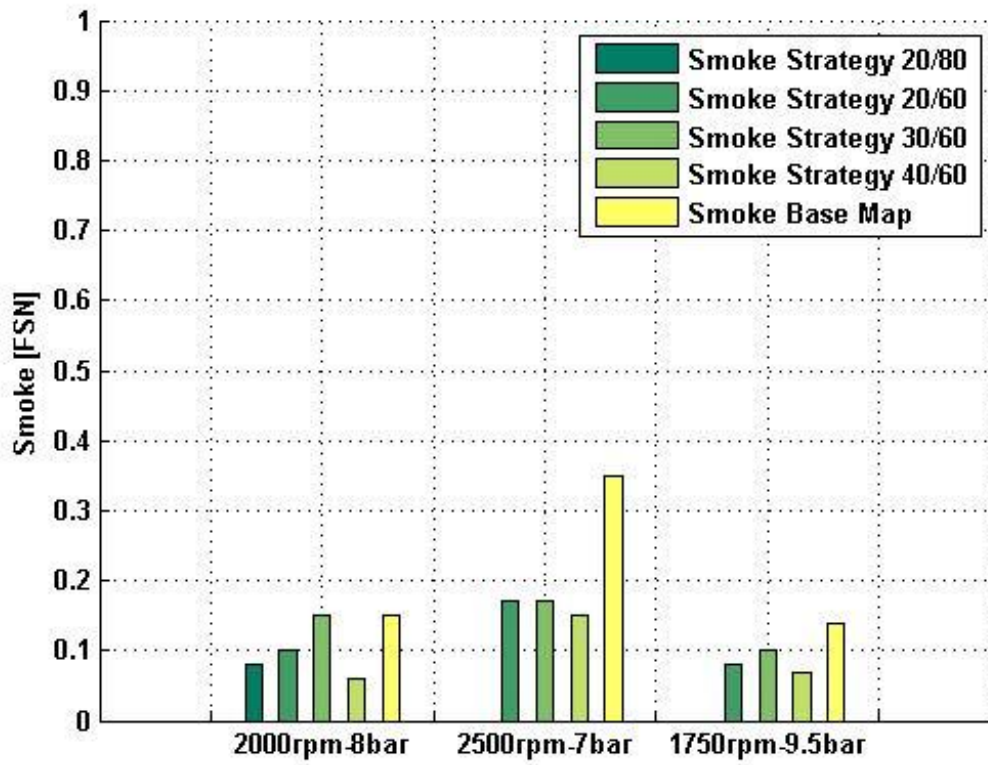


Figura 60 - Valori medi di Smoke sulla prova, per le diverse strategie attuate.

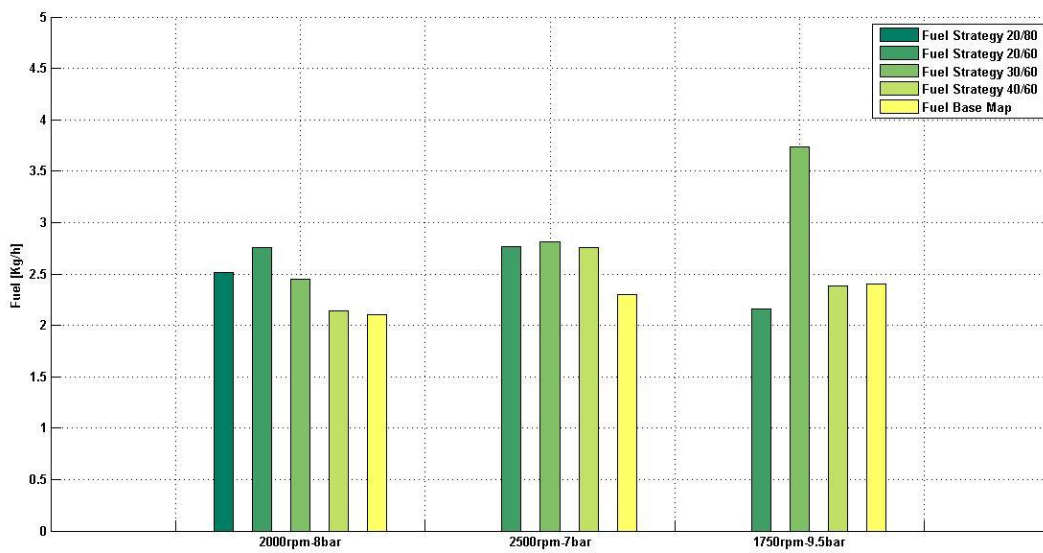


Figura 61 - Valori medi di Fuel Consumption sulla prova, per le diverse strategie attuate.

Le diverse strategie danno risultati che sono funzione dell'influenza della strategia nella prova stessa. Si nota infatti che nelle prove in cui è maggiormente attiva la strategia i livelli di particolato vengono notevolmente ridotti a fronte di un aumento degli altri valori. In particolare aumentano gli NOX, a causa del rilascio di calore accelerato che avviene per via della strategia imposta.

5.2. Strategia con un basso numero di cicli controllati

Nella seconda serie di test abbiamo impostato un numero di cicli totale da controllare pari a due, cosicché la strategia si attiva e disattiva ad ogni ciclo. Ecco che il risultato da un andamento molto più uniforme, alternando un ciclo con strategia attiva e uno senza strategia.

Le prove sono state svolte alle seguenti condizioni operative:

| | RPM [rpm] | PMI [bar] | Coppia [Nm] |
|----------|----------------------------|----------------------------|------------------------------|
| 1 | 2500 | 7 | 38 |
| 2 | 2000 | 11 | 60 |
| 3 | 2000 | 8 | 40 |
| 4 | 1750 | 9.5 | 55 |

Tabella 2 - Condizioni operative Strategia 2

Confrontando i cicli con strategia attiva e senza strategia possiamo notare come si differenzino le curve di pressione e di rilascio di calore.

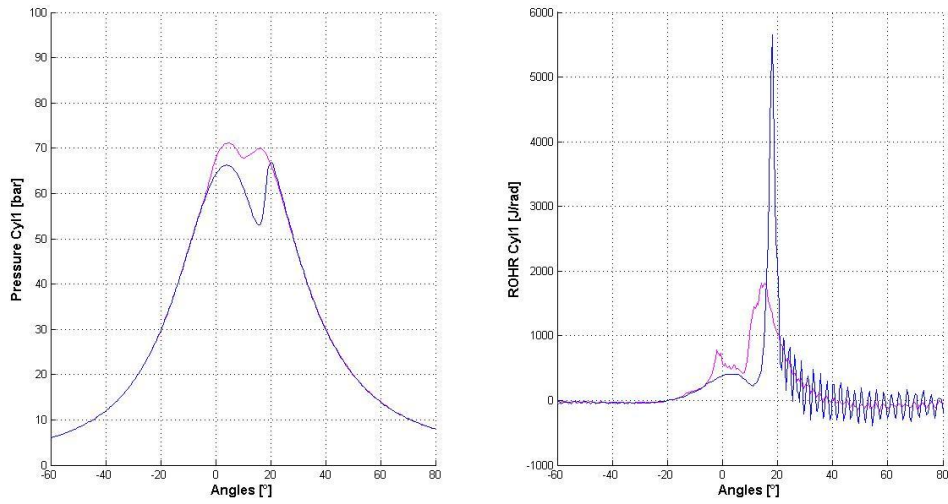


Figura 62 - Confronto pressione e rilascio di calore in cicli con e senza strategia. In magenta la curva con strategia non attiva, in blu la curva con strategia attiva, relativamente al solo cilindro1. Prova a 2500rpm e 38Nm.

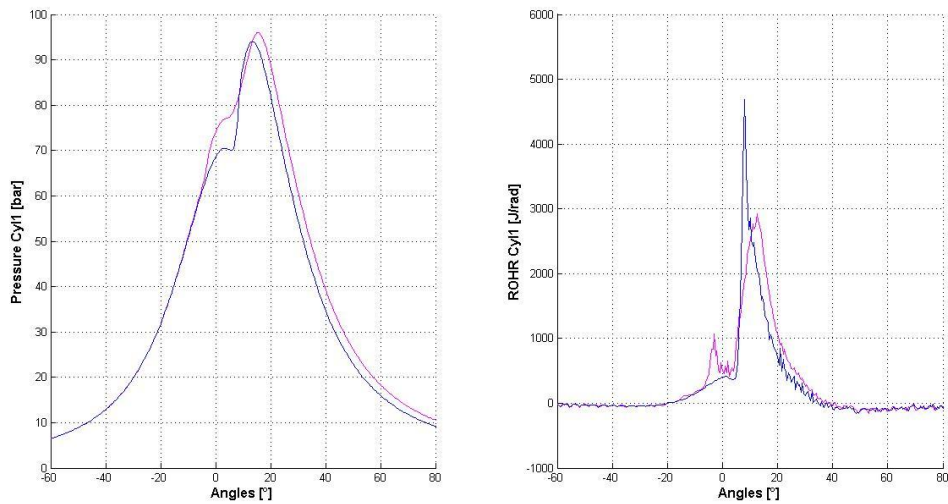


Figura 63 - Confronto pressione e rilascio di calore in cicli con e senza strategia. In magenta la curva con strategia non attiva, in blu la curva con strategia attiva, relativamente al solo cilindro1. Prova a 2000rpm e 60Nm.

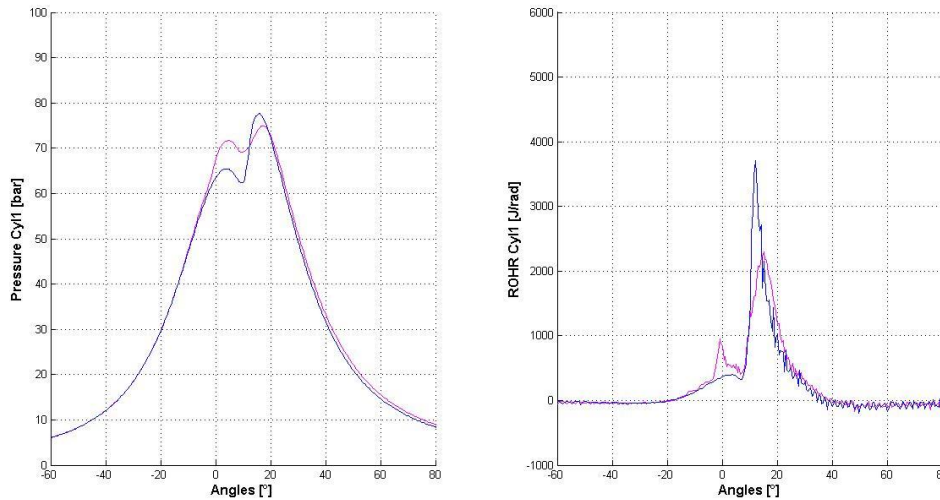


Figura 64 - Confronto pressione e rilascio di calore in cicli con e senza strategia. In magenta la curva con strategia non attiva, in blu la curva con strategia attiva, relativamente al solo cilindro1. Prova a 2000rpm e 40Nm.

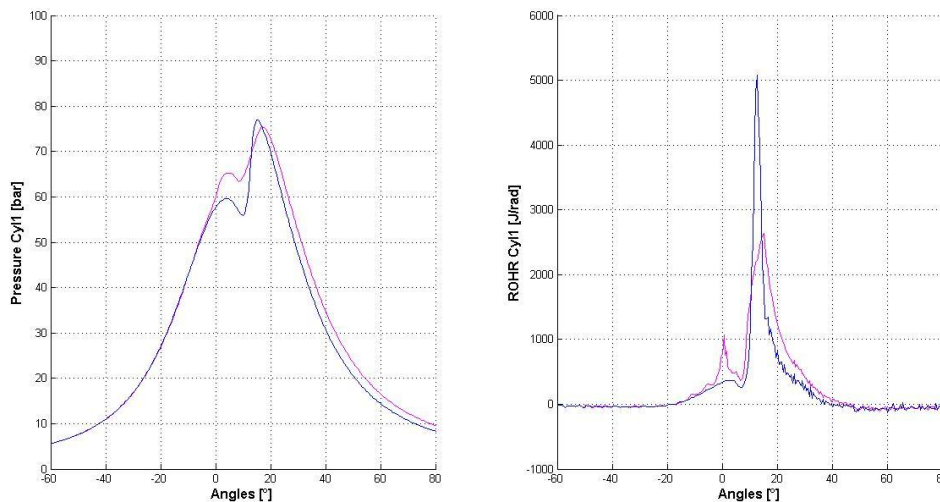


Figura 65 - Confronto pressione e rilascio di calore in cicli con e senza strategia. In magenta la curva con strategia non attiva, in blu la curva con strategia attiva, relativamente al solo cilindro1. Prova a 1750rpm e 55Nm.

Analogamente a quanto già visto possiamo vedere i valori di pressione, MFB50 e rilascio di calore per ogni cilindro.

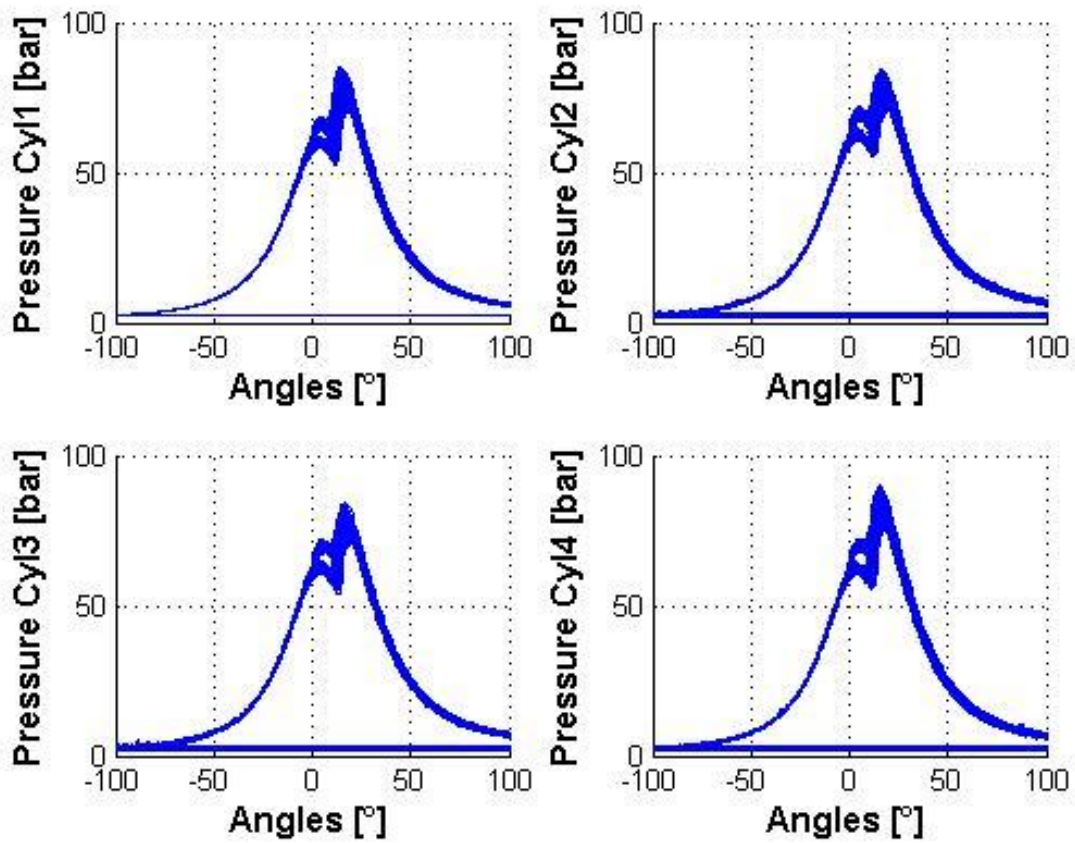


Figura 66 - Pressione nei 4cilindri, test a 1750rpm e 55Nm.

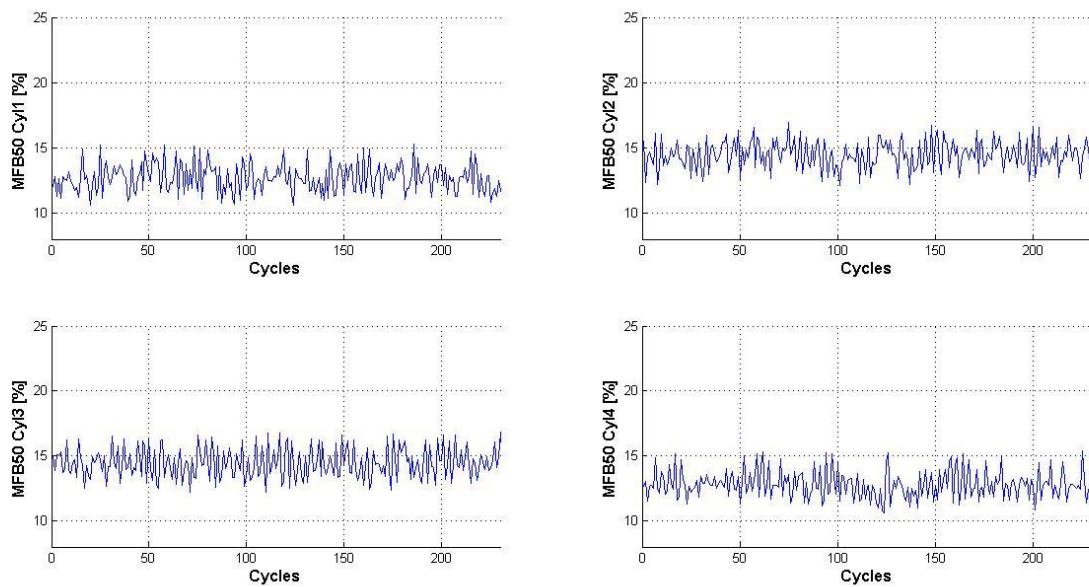


Figura 67 - MFB50 nei 4cilindri, test a 1750rpm e 55Nm.

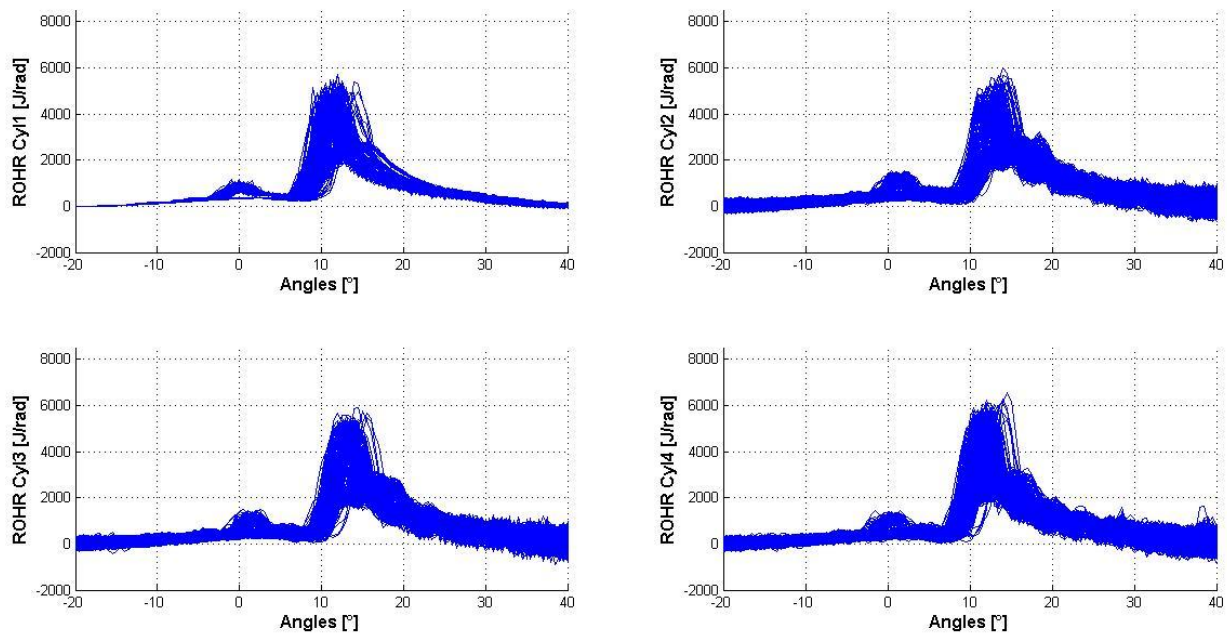


Figura 68 - Rilascio di calore nei 4cilindri, test a 1750rpm e 55Nm.

Dalle misure sulle emissioni di inquinanti possiamo notare che CO e HC sono pressoché invariati, gli NOX sono inferiori ai valori di mappa, in un solo test sono risultati di poco superiori, mentre vediamo un calo notevole di particolato per tutte le prove. Il rumore si mantiene a livelli medi di poco superiori a quelli di mappa.

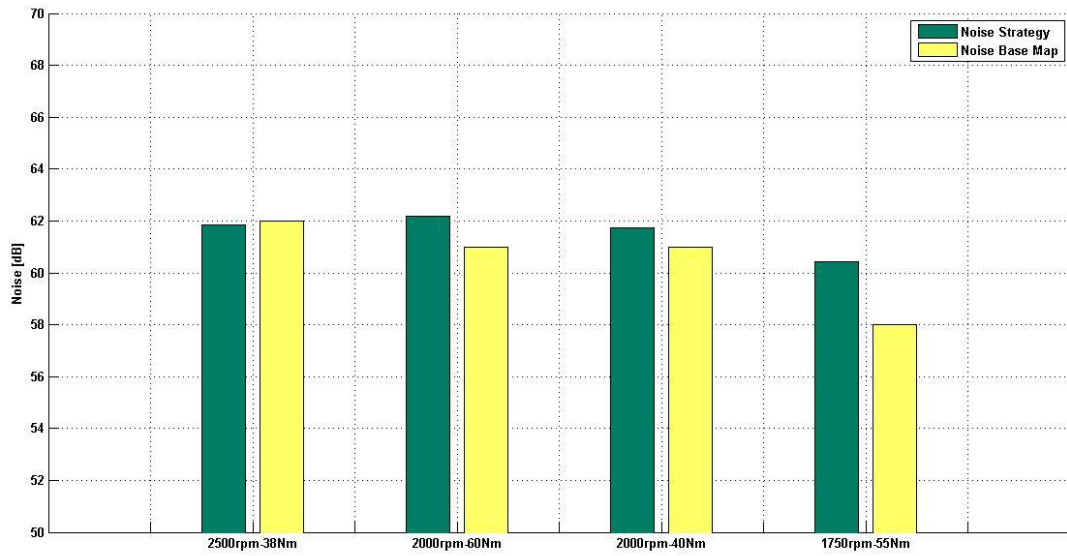


Figura 69 - Valori medi di Noise sulla prova, per le diverse strategie attuate.

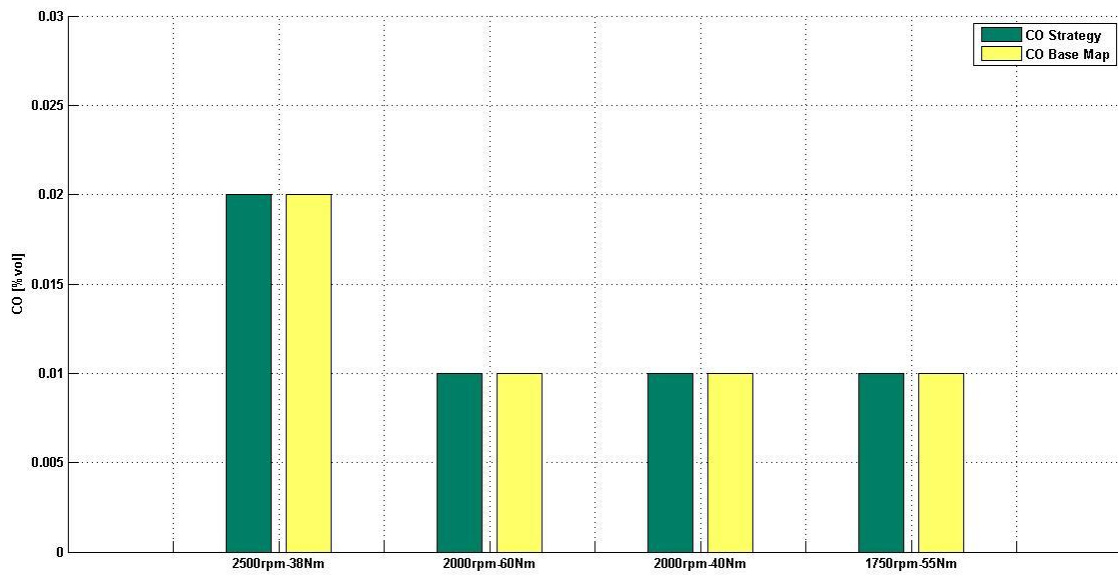


Figura 70 - Valori medi di CO sulla prova, per le diverse strategie attuate.

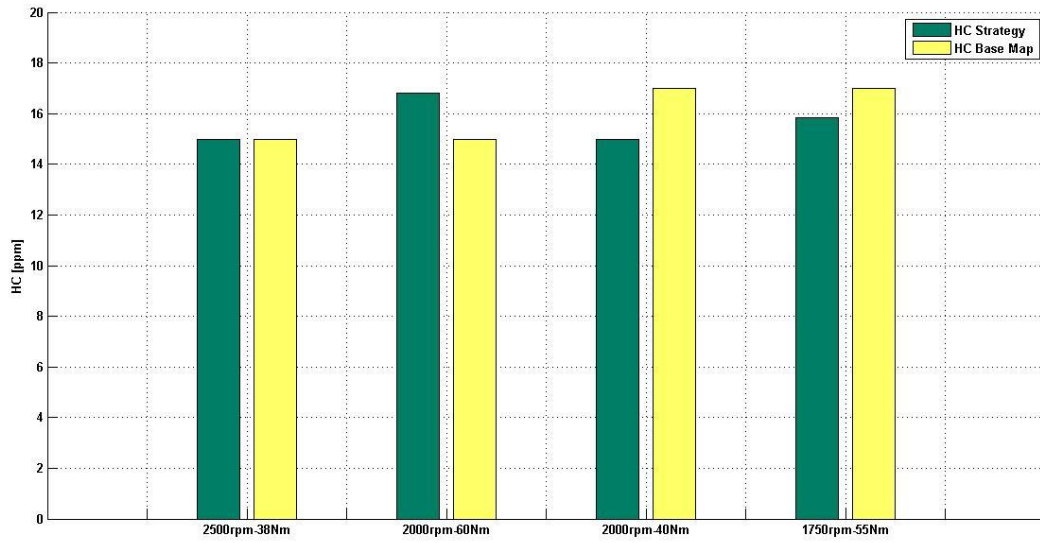


Figura 71 - Valori medi di HC sulla prova, per le diverse strategie attuate.

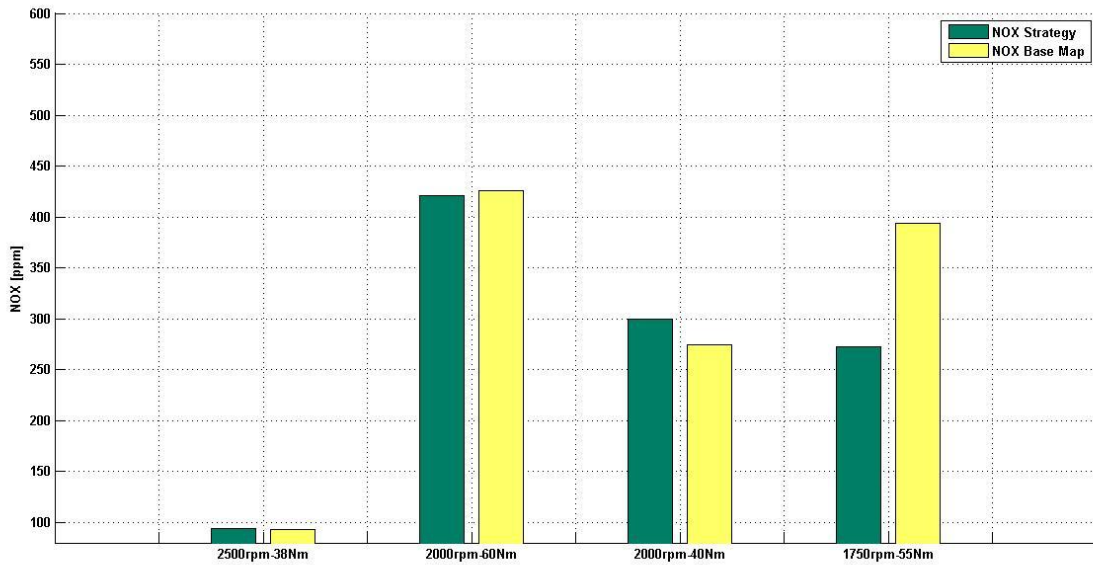


Figura 72 - Valori medi di NOX sulla prova, per le diverse strategie attuate.

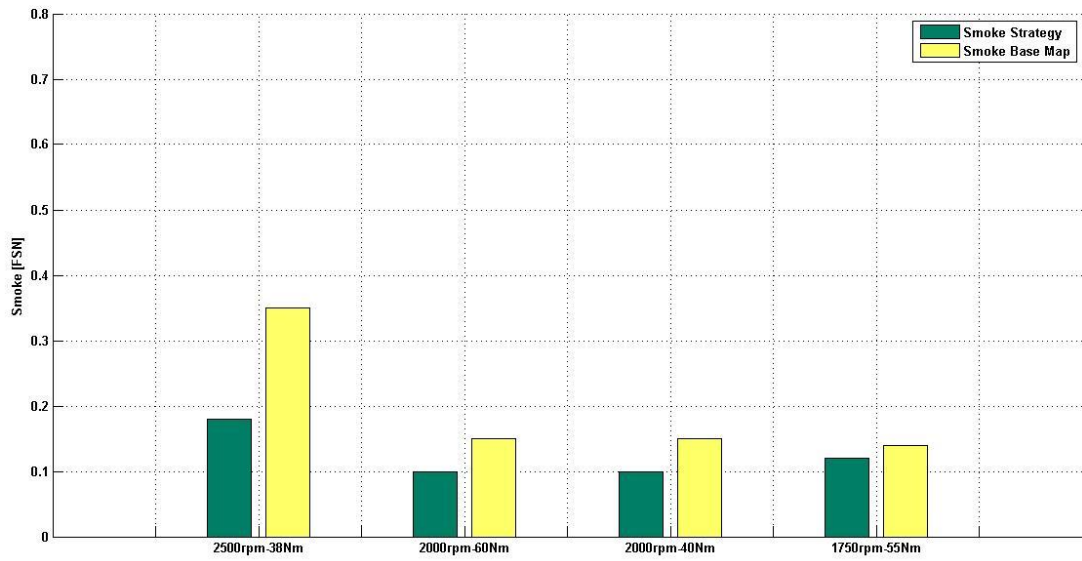


Figura 73 - Valori medi di Smoke sulla prova, per le diverse strategie attuate.

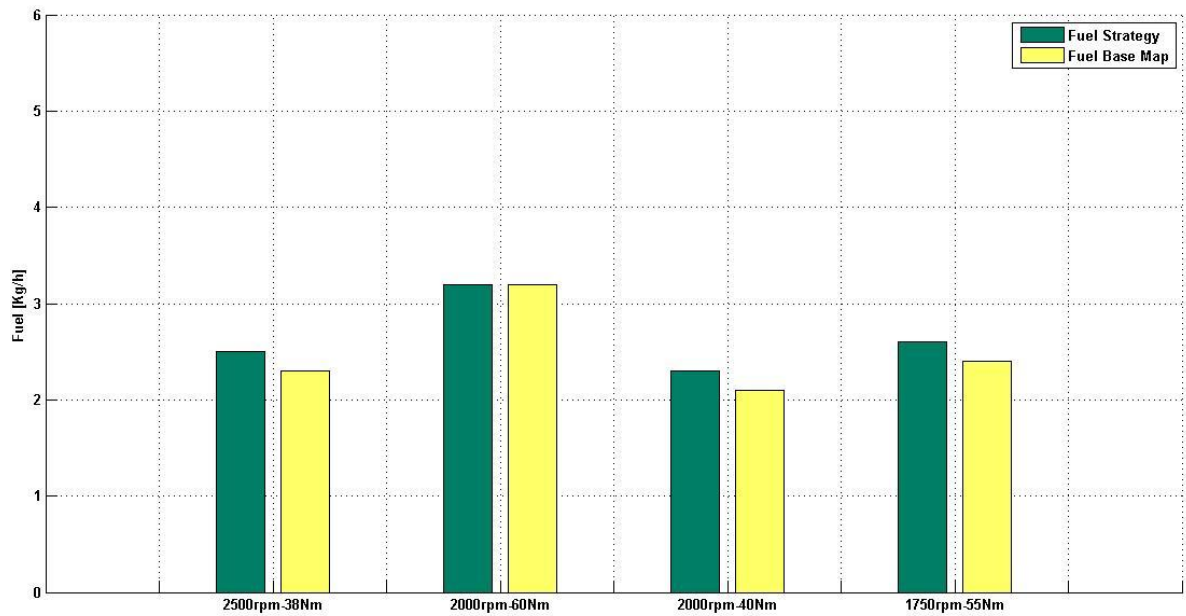


Figura 74 - Valori medi di Fuel Consumption sulla prova, per le diverse strategie attuate.

CAPITOLO 6

Conclusioni e sviluppi futuri

Il lavoro svolto è consistito nello sviluppo di un RCP per il controllo del pattern di iniezione di un motore Diesel basato sull'analisi in real time di un indice di rumore. I test svolti hanno permesso di verificare che esiste un margine di riduzione del particolato, mediante attivazione di strategie alternative con un closed-loop sul valore di rumore. Tale riduzione è però limitata dall'aumento di NOX e del rumore stesso, pertanto è necessario determinare un punto di ottimo in cui il rumore e gli NOX non superino di troppo i valori di mappa ma allo stesso tempo permetta una notevole diminuzione di particolato. In particolare, controllando un basso numero di cicli si perviene ad un buon compromesso, e un funzionamento meno discontinuo del motore, per cui potrebbe essere interessante considerare per gli stessi punti motore anche valori intermedi, controllando pacchetti di 4, 6, 10 cicli.

E' possibile migliorare tali prove introducendo un controllo combustione/combustione anziché ciclo/ciclo come in questo caso.

Si può pensare di modificare il software di controllo introducendo un regolatore proporzionale integrale che permetta di portare il sistema a un target di rumore dato, oppure di definire per ogni condizione di funzionamento, una mappa di target e fare in modo

che in base al punto motore in cui si trova, i target siano fissati e il sistema segua i livelli di rumore imposti.

Un ulteriore avanzamento potrebbe essere l'introduzione di un sistema adattativo che possa modificare i valori di noise sulla base di un certo numero di cicli considerati, al fine di adattarsi alle condizioni in cui il motore si trova ad operare.

BIBLIOGRAFIA

- [1] G. Ferrari – Motori a combustione interna, Il Capitello, 2005
- [2] P. M. Azzoni – Strumenti e misure per l'ingegneria meccanica, Hoepli, 2006
- [3] R. Bosch – Diesel Engine Management, Wiley, 2006
- [4] D. Moro – Dispense ed appunti del corso di Motori a combustion interna LM
- [5] E. Corti – Diapositive ed appunti del corso di Controllo dei motori a combustione interna LM
- [6] National Instruments, sito ufficiale: www.ni.com
- [7] Mathworks, sito ufficiale: www.mathworks.it
- [8] Manuale di utilizzo di OBI Clienti
- [9] Manuale di utilizzo ETAS INCA V7
- [10] Manuale di utilizzo AVL DITEST CDS
- [11] Mohamed Y. E. Selim (UAE University) - Combustion Noise Measurements and Control from Small Diesel and Dual Fuel Engines, SAE 2004-32-0072
- [12] WANG Ping, SONG Xi-geng, XUE Dong-xin, ZHOU Hai-tao, MA Xiao-wen (Dalian University of Technology), GE Yu-lin (CNPC Jinzhou Petrochemical Corporation) - Effect of Combustion Process on DI Diesel Engine Combustion Noise, SAE 2007-01-2076
- [13] Gen Shibata, Hirooki Ushijima, and Hideyuki Ogawa (Hokkaido Univ.), Yushi Shibaïke (Toyota Motor Corp.) - Combustion Noise Analysis of Premixed Diesel Engine by Engine Tests and Simulations, SAE 2014-01-1293
- [14] A.J. Torregrosa, A. Broatch, A. García, L.F. Mónico (Universitat Politècnica de València) - Sensitivity of combustion noise and NOx and soot emissions to pilot injection in PCCI Diesel engines, Applied Energy 104 (2013) 149–157
- [15] Robert Kiplimo, Eiji Tomita, Nobuyuki Kawahara (Okayama University), Sumito Yokobe (Mitsui Engineering & Shipbuilding) - Effects of spray impingement, injection parameters, and EGR on the combustion and emission characteristics of a PCCI diesel engine, Applied Thermal Engineering 37 (2012) 165e175

Bibliografia

RINGRAZIAMENTI

Vorrei ringraziare i ragazzi con cui ho lavorato in questi mesi, e in particolare Vittorio e Domenico per avermi sopportato, grazie per avermi arricchito di nuove conoscenze.

Le amiche più care che son sempre state presenti nelle gioie e nei dolori, e so che sempre ci saranno.

I nuovi amici che mi hanno accompagnato negli ultimi anni di corso, in particolare Fabri, che c'è sempre per me.

Corrado che è stato paziente e mi ha aiutato a non perdere mai di vista l'obiettivo.

E infine il ringraziamento più grande va alla mia famiglia che mi ha sostenuto sempre, in ogni momento, e che mi ha insegnato ad essere ciò che sono.