

ALMA MATER STUDIORUM
UNIVERSITA' DI BOLOGNA

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA
- Sede di Forlì -

CORSO DI LAUREA
IN INGEGNERIA MECCANICA
Classe: L-9

ELABORATO FINALE DI LAUREA
In MACCHINE

L'IMPIEGO DEL SEGNALE DI PRESSIONE NEL CILINDRO
PER IL CONTROLLO DELLA COMBUSTIONE IN MOTORI
AD ACCENSIONE PER COMPRESSIONE

CANDIDATO
Andrea Benci

RELATORE
Ing. Enrico Corti

Anno Accademico 2012/2013
Sessione II

ALMA MATER STUDIORUM
UNIVERSITA' DI BOLOGNA

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA
- Sede di Forlì -

CORSO DI LAUREA
IN INGEGNERIA MECCANICA
Classe: L-9

ELABORATO FINALE DI LAUREA
In MACCHINE

L'IMPIEGO DEL SEGNALE DI PRESSIONE NEL CILINDRO
PER IL CONTROLLO DELLA COMBUSTIONE IN MOTORI
AD ACCENSIONE PER COMPRESSIONE

CANDIDATO
Andrea Benci

RELATORE
Ing. Enrico Corti

Anno Accademico 2012/2013
Sessione II

Indice

| | |
|---|-----------|
| Introduzione..... | 6 |
| 1. Controllo mediante ricircolo dei gas di scarico..... | 8 |
| 1.1 Stato transitorio..... | 8 |
| 1.1.1 Emissioni in motori Diesel in regime transitorio..... | 8 |
| 1.1.2 Il controllo..... | 9 |
| 1.1.3 Analisi della combustione..... | 10 |
| 1.1.4 Il controllo della combustione..... | 11 |
| 1.1.5 Fattore di correzione EGR..... | 12 |
| 1.1.6 Stima del tasso di EGR..... | 13 |
| 1.1.7 Analisi e confronto di modelli EGR..... | 17 |
| 1.2 Stato stazionario..... | 24 |
| 1.2.1 Caratteristiche del motore impiegato..... | 25 |
| 1.2.2 Controllo in retroazione..... | 26 |
| 1.2.3 Risultati ottenuti ritardando la combustione..... | 29 |
| 1.2.4 Vantaggi del ritardo di combustione..... | 32 |
| 1.2.5 Risultati ottenuti con il controllo..... | 36 |
| 2. Controllo tramite l'utilizzo di due combustibili..... | 40 |
| 2.2. Setup dell'esperimento..... | 42 |
| 2.3. Metodo di controllo..... | 43 |
| 2.4. Controllo della fasatura di combustione..... | 46 |
| 2.5. Controllo dell'IMEP..... | 50 |
| 3. Algoritmi di controllo mirati a gestire la combustione con una strategia d'iniezione..... | 52 |
| 3.1 Algoritmo per l'analisi di combustione..... | 53 |
| 3.2 Algoritmo per il controllo di combustione..... | 54 |
| 3.3 Setup degli esperimenti..... | 55 |
| 3.4 Coordinatore dell'algoritmo di controllo..... | 56 |
| 3.4.1 Controllo della plausibilità del segnale..... | 56 |
| 3.4.2 Controllo dello stato del motore..... | 58 |
| 3.4.3 Controllo delle condizioni ambientali..... | 58 |
| 3.4.4 Rilevamento overrun..... | 59 |

| | | |
|-----------|--|-----------|
| 3.4.5 | Rilevamento misfire..... | 59 |
| 3.4.6 | Correzione del PMS..... | 60 |
| 3.5 | Organizzazione dell'intero algoritmo per il controllo della combustione..... | 62 |
| 3.6 | Risultati..... | 62 |
| 4. | Sviluppi futuri: controllo mediante modelli predittivi.... | 66 |
| 4.1 | Vantaggi derivanti dall'uso di un modello predittivo..... | 67 |
| 4.2 | Prestazioni del modello..... | 68 |
| 4.3 | Applicazione per il controllo in motori HCCI..... | 70 |
| | Bibliografia..... | 74 |

Introduzione

Fin dall'inizio della seconda metà del secolo scorso, il segnale di pressione nel cilindro è stato utilizzato per indagare la combustione nei motori endotermici alternativi.

Inizialmente è stato un uso finalizzato alla ricerca e con forti limitazioni di impiego.

Grazie allo sviluppo di sensori sempre più sofisticati e anche al progredire della potenza di calcolo disponibile, negli anni novanta i ricercatori ne hanno intuito l'utilizzo come strumento per la diagnostica di bordo e per il controllo in tempo reale del motore.

Negli ultimi anni, lo sviluppo della ricerca ha portato all'installazione di sensori di pressione nel cilindro nelle produzioni di alcuni motori di serie e si prevede che gran parte dei motori futuri ne sarà provvisto.

Uno dei motivi principali che ne ha permesso l'utilizzo, oltre che la necessità di far fronte alle più stringenti normative antinquinamento, è il prezzo dei sensori; il calo di questi, fino a qualche anno fa proibitivi, ha fornito soluzioni a più basso costo adatte all'utilizzo in produzioni di massa.

Ricercatori e costruttori vedono nell'impiego del segnale di pressione cilindro l'opportunità di gestire il rilascio di energia per un efficace controllo del motore, volto a gestirne le situazioni più critiche.

I transitori in motori Diesel, piuttosto che gli alti carichi in motori HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition), sono stati del motore il cui difficile controllo è di fondamentale importanza per il loro impiego.

La variabilità delle condizioni che il motore incontrerà durante il suo funzionamento e l'evolversi delle sue prestazioni con l'invecchiamento vedono un limite nelle statiche metodologie di controllo.

Controlli dinamici, come quelli in retroazione, godono di un'adattabilità e di una gestione migliore del motore. Inoltre, l'uso del segnale di pressione nel cilindro, ha permesso di volgere l'attenzione a motori fino ad allora di limitate possibilità di impiego.

Difatti, motori come quelli ad HCCI, di estremo interesse per le basse emissioni di NOx e particolato, hanno nella difficoltà di controllo uno dei loro principali svantaggi.

In questa tesi, si vanno a presentare alcune delle principali metodologie di controllo per motori ad accensione per compressione, che utilizzano il

segnale di pressione cilindro come punto di partenza. Infatti, è dalla rilevazione di questo che è possibile gestire il rilascio di energia all'interno della camera di combustione.

Il ricircolo dei gas di scarico, l'iniezione di due differenti tipi di combustibili e opportune strategie d'iniezione sono presentate come valide tecniche atte a plasmare la curva del rilascio di calore in modo da poter controllare la combustione.

Le ottime possibilità di controllo che offre la retroazione presentano, però, uno svantaggio intrinseco nella modalità di controllo, ossia quello di essere rivolte “all'indietro”.

Nei veloci stati transitori a cui un motore è spesso sottoposto, il dover controllare la combustione con qualche ciclo di ritardo e in modo graduale con controllori PID, può portare a comportamenti non eccellenti del sistema di controllo. Per questo motivo si sta guardando con molto interesse al mondo dei modelli predittivi. Il poter controllare il motore “all'avanti”, ossia predire lo stato in cui il motore si troverà in un preciso istante, offre la possibilità di modificare i parametri in anticipo e controllare con migliore efficacia ed efficienza il motore.

1. Controllo mediante ricircolo dei gas di scarico

1.1 Stato transitorio

Con le sempre più restringenti norme sull'inquinamento e i test per il controllo degli inquinanti, che prevedono percorsi urbani con continue accelerazioni e decelerazioni, il controllo in stato di regime transitorio del motore è di fondamentale importanza, soprattutto se rivolto alle emissioni. Fondamentale è sempre il segnale di pressione nel cilindro che permette il calcolo della curva di pressione, dalla quale vengono poi ricavati i principali parametri utili per il controllo.

In questo capitolo si va ad indagare il controllo di un motore ad accensione per compressione, in cui si sfrutta un modello EGR per ridurre le emissioni inquinanti. [1]

In particolare si tratta di un motore Diesel il cui comportamento agli stati transitori è, come noto, critico per le emissioni inquinanti. Difatti, se per lo stato stazionario di questo tipo di motori il controllo è abbastanza agevole e comunque già abbondantemente trattato con successo in tutti i motori prodotti in serie, lo stato transitorio è ancora oggetto continuo di studio e le nuove soluzioni vanno di pari passo con il progredire delle normative antinquinamento.

1.1.1 Emissioni in motori Diesel in regime transitorio

La maggior parte delle emissioni vengono emesse quando un motore Diesel funziona in regime transitorio.

Questo è essenzialmente dovuto alla differenza dei tempi di risposta tra la pressione all'aspirazione e la pressione ai gas di scarico.

Quando il motore ha una rapida accelerazione, la pressione allo scarico aumenta in modo proporzionale alla quantità di combustibile iniettato, ma la pressione all'aspirazione sale più lentamente a causa del ritardo del turbocompressore.

Questa differenza porta ad un eccesso di ricircolo di gas di scarico causando delle più alte emissioni di particolato e maggiore consumo di

combustibile.

Al contrario, quando il motore è sottoposto ad una rapida decelerazione, la pressione allo scarico diminuisce immediatamente e la pressione all'aspirazione segue lentamente il target della pressione di sovralimentazione. Tale comportamento porta ad una carenza di EGR e la conseguente sovrabbondanza di ossigeno porta all'elevata formazione di NO_x.

1.1.2 Il controllo

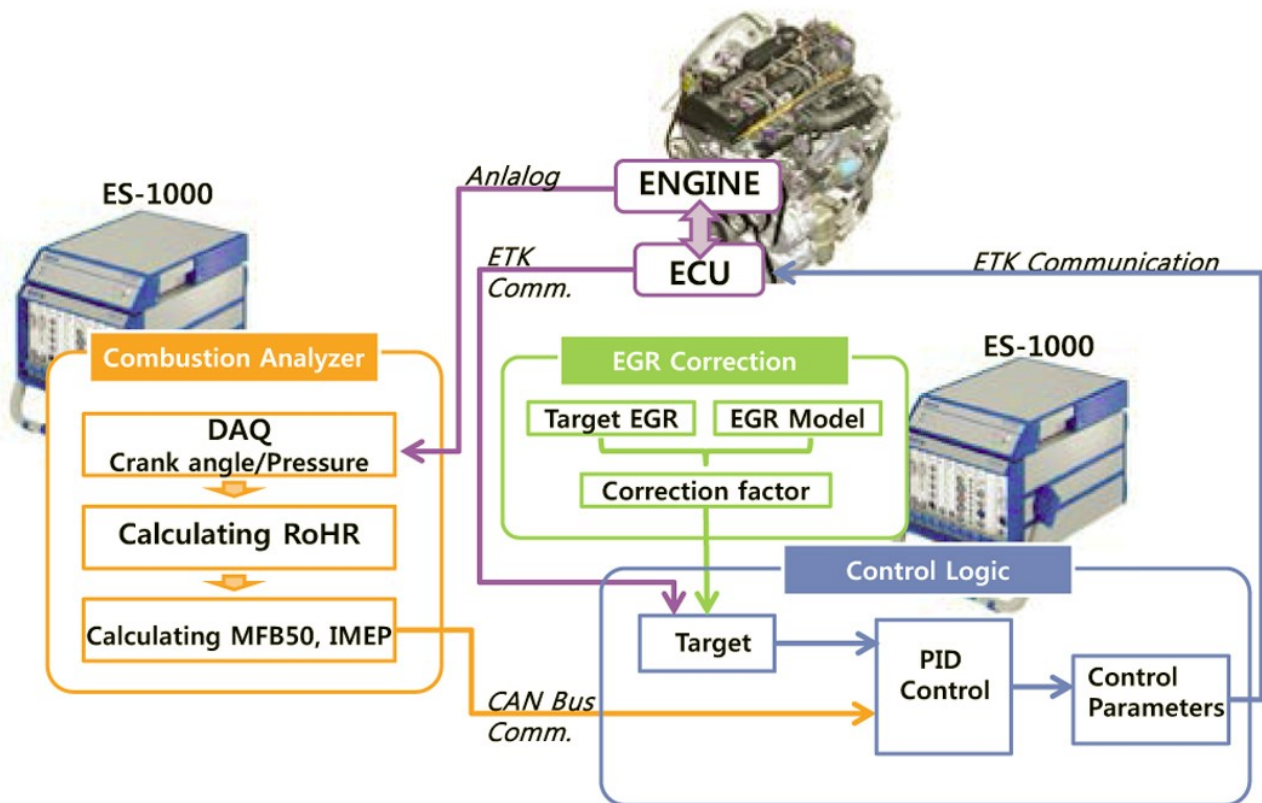


Figura 1: Diagramma schematico della logica di controllo

Come sintetizzato dalla Figura 1, il motore è controllato in retroazione ed ha come parametri di controllo riportati in feedback MFB50 (50 % of Mass Fraction Burned) e IMEP.

Sono state poi utilizzate due unità di RCP (Rapid Control Prototyping): una per gestire le informazioni della combustione e calcolare il RoHR (Rate of Heat Release) e l'altra dedicata al controllo motore.

Comunicano tra loro con un CAN Bus. L'RCP dedicata al controllo del motore ha al suo interno una logica di controllo e comunica con la

centralina tramite ETK. Raccoglie le informazioni da ECU (Engine Control Unit), come SOI (Start of Injection) e la pressione d'aspirazione, e controlla il motore sovrascrivendo le informazioni, come SOI e la quantità di carburante da iniettare, sulla centralina stessa. L'altra RCP ha il compito di analizzare la combustione e per farlo riceve i rispettivi dati dal sensore di posizione della manovella e dal sensore di pressione cilindro.

1.1.3 Analisi della combustione

Per analizzare la combustione nei cilindri le informazioni degli angoli di manovella sono state acquisite dal relativo sensore di posizione installato nel motore ed i dati di pressione sono stati acquisiti dalla scheda DAQ inclusa nell'RCP.

Il sensore di posizione della manovella è di tipo 60-2, cioè ogni dente comprende 6 gradi. Per migliorare la risoluzione, è stato prodotto un segnale immaginario dai dati del sensore, fino ad arrivar al grado di sensibilità.

La pressione nel cilindro è stata acquisita a 20 kHz ed è stata interpolata ad ogni angolo di manovella. Il RoHR è stato calcolato dai dati così ottenuti. La finestra per il calcolo del Rohr è compresa fra 40° prima del PMS e 90° dopo il PMS. L'MFB50 è stato ottenuto analizzando il RoHR. Per applicazioni in tempo reale, il calcolo deve essere completato prima che il ciclo successivo inizi ad utilizzare i dati di feedback MFB50 e IMEP. Inoltre, il tempo per calcolare i parametri di controllo e il tempo per sovrascrivere i dati della centralina deve essere sufficientemente basso.

Quindi, per avere una logica di controllo puntuale ed efficiente, la programmazione temporale è fondamentale.

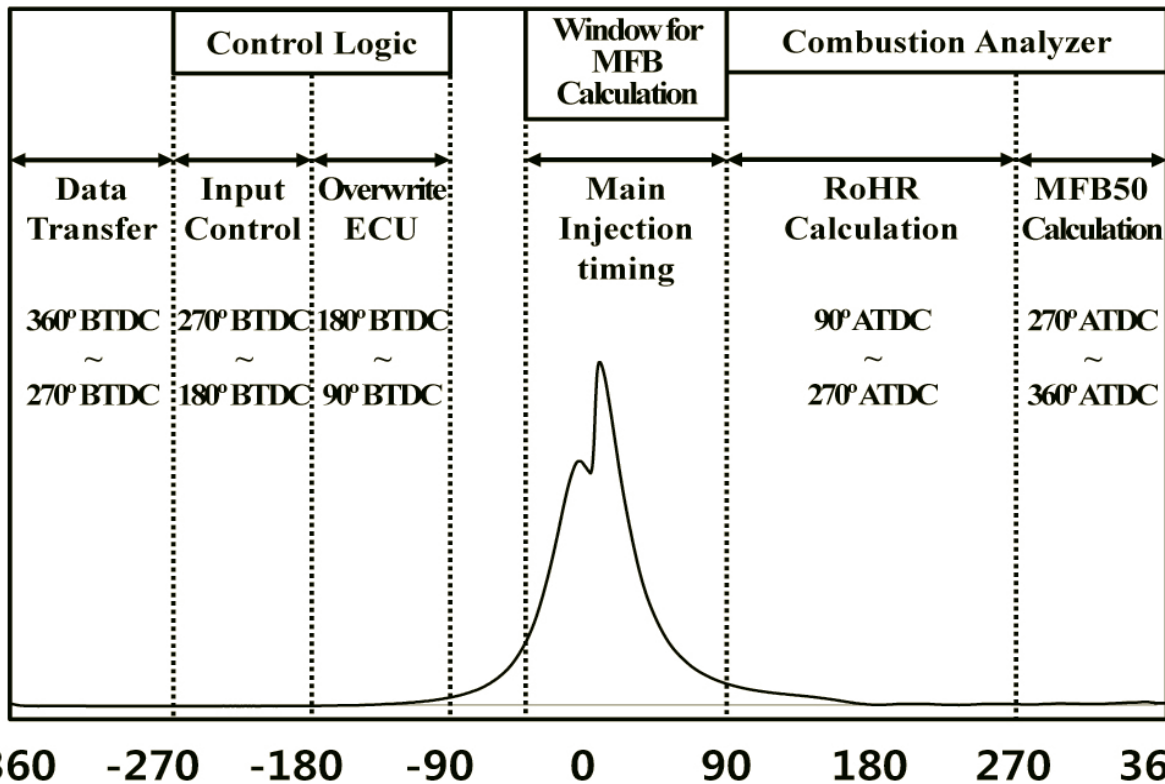


Figura 2: Programmazione temporale delle logiche di controllo

La Figura 2 mostra la programmazione temporale delle logiche. Il calcolo del Rohr inizia a 90° dopo il punto morto superiore e deve finire prima dei 270°. Il calcolo del MFB50 segue nei successivi 90°. I valori di ingresso dei parametri di controllo, come la SOI, sono calcolate tra 270° prima del PMS e 180° prima del PMS, i valori vengono memorizzati nell'ECU fino a 90° prima del PMS.

La programmazione temporale si basa su angoli di manovella, perché, ovviamente, il tempo richiesto varia a seconda della velocità del motore. Questo rende utilizzabile tale logica di analisi di combustione fino a 3800 rpm.

1.1.4 Il controllo della combustione

Il controllo della combustione viene effettuato in ciclo chiuso.

L'MFB50 è monitorato, e i parametri di input sono controllati per forzarlo a seguire il valore target.

L'MFB50 è influenzato da molti fattori tra i quali il tasso di EGR, la

fasatura dell'iniezione pilota, la fasatura dell'iniezione principale e la pressione del rail.

In questo caso, per controllare l'MFB50, si sfrutterà la proporzione lineare che esiste tra questo parametro e il ritardo con cui viene effettuata l'iniezione principale.

Il regolatore PID è progettato per avvicinare l'MFB50 al target.

Il guadagno PID è determinato in base al numero di giri e alla quantità di carburante iniettato. La variazione della fasatura dell'iniezione principale è limitata per assicurare la stabilità del sistema. I target dell'MFB50 sono determinati da prove eseguite in stato stazionario e mappati in una mappa 2D in funzione degli rpm e della quantità di carburante iniettato. Inoltre, è aggiunto un fattore di correzione che tiene conto della temperatura del refrigerante, in quanto questa influisce significativamente sulla combustione.

Il controllo adottato per l'IMEP è analogo a quello utilizzato per l'MFB50.

I valori di riferimento sono stati determinati da prove eseguite in stato stazionario ed i valori sono andati a comporre una mappa bidimensionale dipendente dalla velocità del motore e dalla quantità di carburante iniettato. Il controllore PID è stato progettato in modo da modificare il tempo di eccitazione degli iniettori, in modo da mantenere l'IMEP al valore target.

Fattori correttivi che tengono conto della temperatura del refrigerante sono stati inclusi in quanto i valori target devono essere modificati in caso di avvio a freddo.

1.1.5 Fattore di correzione EGR

Quando il motore si trova ad affrontare stati transitori che comportano una rapida accelerazione o decelerazione, la variazione inattesa del tasso di EGR porta a livelli di emissione più elevati.

In particolare, quando il motore subisce una rapida decelerazione, viene emessa una quantità maggiore di NO_x, in quanto l'inerzia del turbocompressore porta ad un eccessivo apporto di comburente.

Per ridurre le emissioni di NO_x, è quindi necessario che un fattore di correzione venga incluso nel controllo dell'MFB50 ed aggiusti la quantità di EGR da inserire nel cilindro.

Il fattore di correzione è determinato dalla differenza tra il tasso EGR di

riferimento e i valori di tasso EGR calcolati da modello.

Il target di EGR è predeterminato da risultati sperimentali allo stato stazionario.

Questi valori sono stati inseriti in una mappa 2D in funzione degli rpm e dei valori di BMEP (Break Mean Effective Pressure).

Il fattore di correzione potrebbe essere applicato, essendo efficace nella riduzione degli NO_x, anche quando vi è una piccola differenza nel tasso EGR, ma questa potrebbe anche essere dovuta solo ad una perdita di IMEP. Pertanto, il fattore di correzione viene applicato solo quando la differenza di EGR è superiore ad un valore di soglia per il quale il modello prevede un picco rilevante di NO_x.

Inoltre, la soglia è stata fissata per fare in modo che il fattore di correzione prevenga una grossa perdita di IMEP causata dal ritardo del target di MFB50 dovuto all'improvvisa e sostanziosa differenza di EGR.

1.1.6 Stima del tasso di EGR tramite misurazione di temperatura

Solitamente per misurare il tasso di EGR nei motori Diesel si misura la concentrazione di CO₂ nel collettore d'aspirazione e nel collettore di scarico. Il metodo standard per la misurazione della CO₂ è il NDIR (Non-Dispersive Infra-Red).

Il tempo di risposta degli analizzatori convenzionali è, però, di circa 3 ~ 5 secondi, troppo lenti per misurare la variazione del tasso di EGR al collettore di aspirazione durante il transitorio.

Alcuni studiosi hanno dimostrato che è possibile misurare il tasso di EGR misurando le temperature dell'aria, degli EGR e del gas nel collettore di aspirazione tramite un anemometro a filo caldo.

Il tempo di risposta si è rivelato sufficientemente veloce per misurare il tasso di EGR durante il transitorio. L'equazione utilizzata è la (1). La capacità termica specifica dell'aria e degli EGR previsti e il trasferimento di calore sono stati trascurati.

$$EGR = \frac{m_{EGR}}{m_{EGR} + m_{air}} = \frac{T_{mix} - T_{air}}{T_{EGR} - T_{air}} \quad (1)$$

L'esperimento è stato eseguito da 1000 rpm e 2 bar fino a 2000 rpm e 6 bar

modificando il tasso EGR ad ogni regime e carico.

La temperatura dell'aria è stata misurata a valle dello scambiatore. La temperatura del gas EGR è stata misurata a valle del raffreddatore EGR. La temperatura della miscela è stata misurata vicino a 1 ° cilindro, come mostrato in Figura 3.

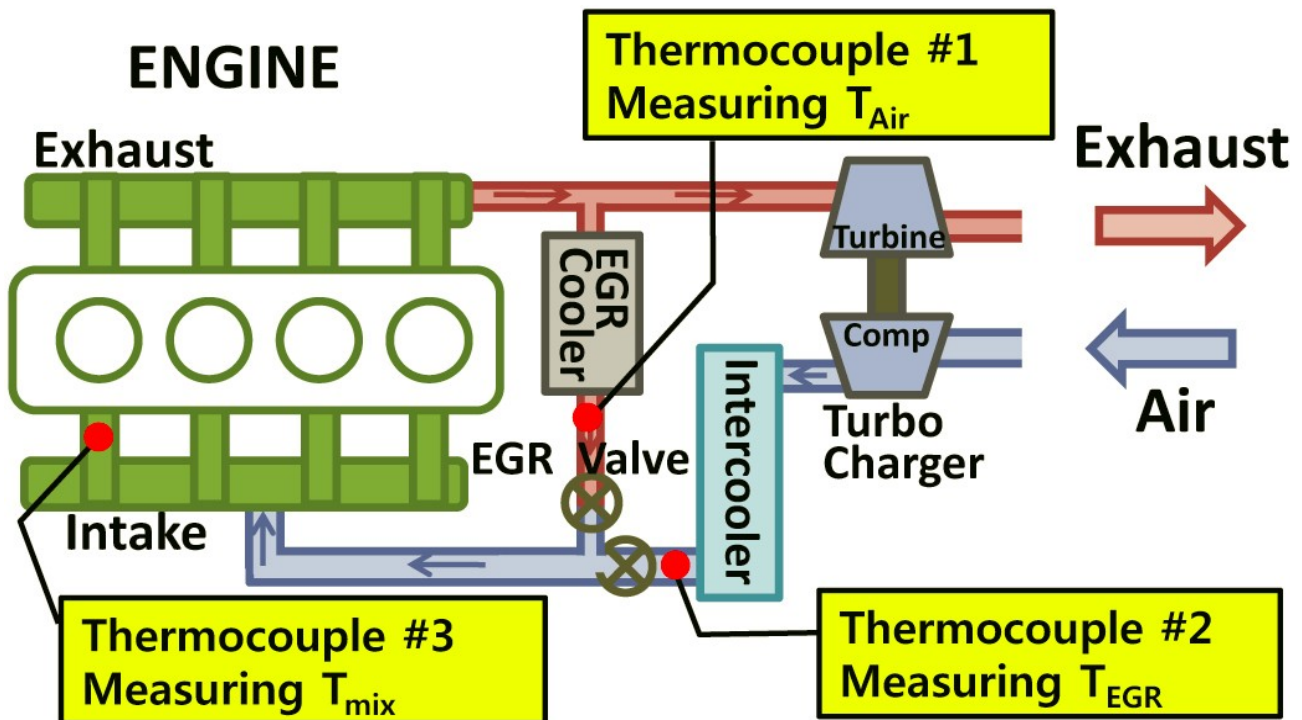


Figura 3: Diagramma schematico dei punti in cui viene misurata la temperatura

La Figura 4 mostra i risultati della verifica della stima degli EGR sia considerando i trasferimenti di calore che senza considerarli.

Nelle ascisse è posto il tasso di EGR misurato con il metodo NDIR dalla Horiba MEXA - 7100, e nelle ordinate il tasso di EGR calcolato dal modello utilizzando le temperature.

Gli errori maggiori si sono verificati per un contenuto apporto di EGR e con il modello che trascura il trasferimento di calore.

Mentre il tasso di EGR misurato dall'analizzatore dei gas di scarico era 0%, il tasso di EGR stimato era circa 8%. Questa discrepanza è dovuta al fatto che la T_{mix} non era la stessa di T_{air} , ma 2 ~ 3 °C superiore, a causa del trasferimento di calore al collettore di aspirazione.

Il collettore di aspirazione è più freddo degli EGR e più caldo dell'aria di aspirazione, che viene raffreddata nell'intercooler, l'EGR perderà calore al collettore di aspirazione e l'aria ne guadagnerà.

Se T_{mix} viene modificato di 3 °C a causa del trasferimento di calore, vi

sarà un errore fino al 5 % per quanto riguarda il tasso di EGR. Ecco perché il trasferimento di calore deve essere considerato. Per questo il modello EGR che è stato utilizzato tiene conto della temperatura dell'aria, dell'EGR e della miscela, ma anche del trasferimento di calore che avviene nel collettore di aspirazione. Il trasferimento di calore viene trattato come segue.

Supponendo che non vi sia alcun trasferimento di calore

$$H_{\text{mix}} = H_{\text{air}} + H_{\text{EGR}} \quad (2)$$

$$c_p \dot{m}_{\text{mix}}(T_{\text{mix,noHT}} - T_0) = c_p \dot{m}_{\text{air}}(T_{\text{air}} - T_0) + c_p \dot{m}_{\text{EGR}}(T_{\text{EGR}} - T_0) \quad (3)$$

$$T_{\text{mix,noHT}} = T_{\text{air}} - \text{EGR} \times T_{\text{air}} + \text{EGR} \times T_{\text{EGR}} \quad (4)$$

se si tiene conto del trasferimento di calore le equazioni diventano

$$H_{\text{mix}} = H_{\text{mix}} + Q_{\text{in}} + H_{\text{EGR}} + Q_{\text{out}} \quad (5)$$

$$c_p \dot{m}_{\text{mix}}(T_{\text{mix,HT}} - T_0) = c_p \dot{m}_{\text{air}}(T_{\text{air}} - T_0) + c_p \dot{m}_{\text{EGR}}(T_{\text{EGR}} - T_0) + hA_{\text{air}}(T_{\text{wall}} - T_{\text{air}}) - hA_{\text{EGR}}(T_{\text{EGR}} - T_{\text{wall}}) \quad (6)$$

$$T_{\text{mix,HT}} = T_{\text{air}} - \text{EGR} \times T_{\text{air}} + \text{EGR} \times T_{\text{EGR}} + h[A_{\text{air}}(T_{\text{wall}} - T_{\text{air}}) - A_{\text{EGR}}(T_{\text{EGR}} - T_{\text{wall}})] \quad (7)$$

$$T_{\text{mix,HT}} = T_{\text{mix,noHT}} + \Delta T \quad (8)$$

$$\Delta T = h \frac{h}{c_p \dot{m}_{\text{mix}}} [A_{\text{air}}(T_{\text{wall}} - T_{\text{air}}) - A_{\text{EGR}}(T_{\text{EGR}} - T_{\text{wall}})] \quad (9)$$

$$Nu = \frac{hD}{k} = 0.027 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{\frac{1}{3}} \quad (10)$$

$$\text{Re} = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (11)$$

Dove H_{air} , H_{EGR} , H_{mix} sono rispettivamente le entalpie dell'aria, dell'EGR e della miscela di gas. $c_{p\text{air}}$, $c_{p\text{EGR}}$, e $c_{p\text{mixed}}$ sono il calore specifico a

pressione costante dell'aria, dell'EGR e della miscela di gas. Q_{in} è il calore che acquista l'aria e Q_{out} il calore ceduto dagli EGR.

T_{air} , T_{egr} e T_{mix} sono i valori delle temperature misurati dalle termocoppie. La temperatura della miscela è rappresentata da due equazioni, mentre nella (3) non si è considerato il trasferimento di calore, nella (6) è stato considerato. L'aumento di temperatura dovuto al trasferimento di calore che è rappresentato nell'equazione (9) può essere ottenuto sottraendo l'equazione (3) dall'equazione (6).

Il coefficiente di trasmissione termica h può essere ottenuta dal Nu con l'approssimazione di considerare il collettore d'aspirazione un tubo.

Nu è ottenuto da Re che è una funzione della pressione, del numero di giri e della geometria del collettore di aspirazione. Inoltre, si presume che il trasferimento di calore dalla parete interessi solo il ΔT . Il trasferimento di calore per irraggiamento è stato ignorato.

Il tasso di EGR è quindi calcolato sfruttando l'equazione (1) da T_{air} , T_{egr} e T_{mix} . Le termocoppie utilizzate hanno un diametro di 100 micron e il tempo di risposta è stato di 0,05 secondi. I dati di temperatura sono stati acquisiti dalla ES650 con frequenza di campionamento pari a 10 Hz.

I tassi di EGR calcolati dal modello che tiene conto del trasferimento di calore sono mostrati in Figura 4 ed è risultato coerente con il tasso di EGR misurato attraverso il metodo NDIR.

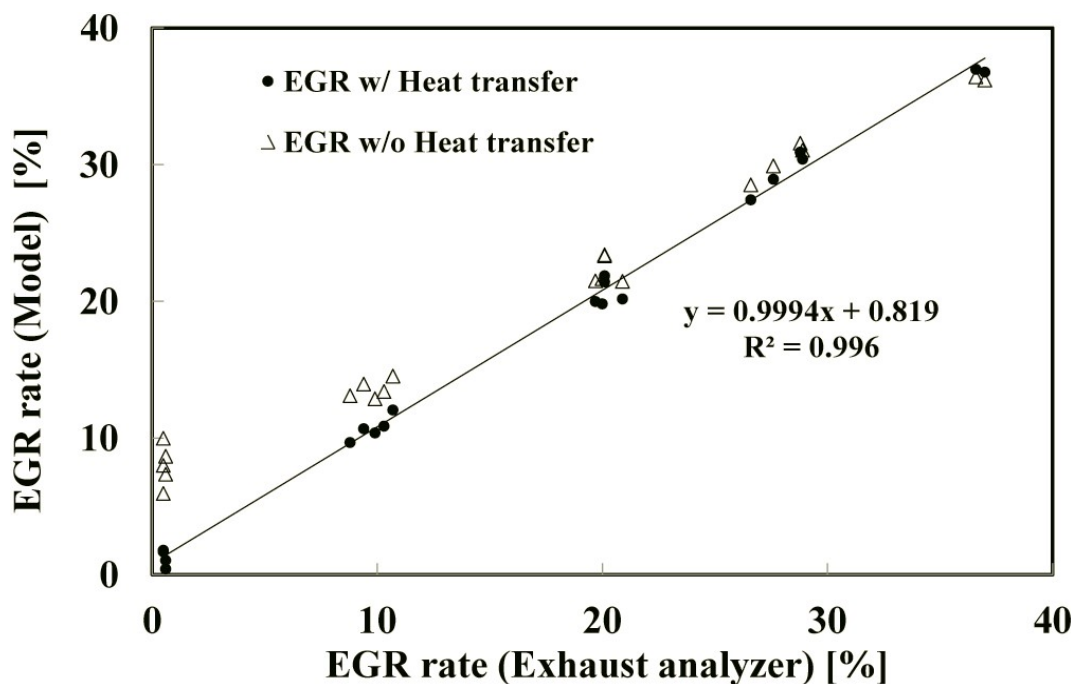


Figura 4: Grafico che confronta i tassi di EGR ottenuti dal modello, con o senza considerare il trasferimento di calore nel collettore d'aspirazione, con i tassi di EGR misurati da un analizzatore di tipo NDIR

1.1.7 Analisi e confronto di modelli EGR

È importante controllare in che modo il tasso di EGR influisce sulle emissioni di NOx e particolato e sul consumo di carburante.

Pertanto, un modello che stima il tasso di EGR è incluso nella centralina dei motori diesel convenzionali.

Con un buon modello EGR ben sintonizzato è possibile ottenere buoni risultati a regime, ma per il transitorio le centraline dei Diesel convenzionali non offrono ancora buone prestazioni.

Qui di seguito verranno presentati tre casi in cui si è gestita la stessa decelerazione in tre modi differenti. La decelerazione che si va a considerare prevede il passaggio da 1750 rpm e 8 bar fino a 1250 rpm e 2bar in 3 secondi.

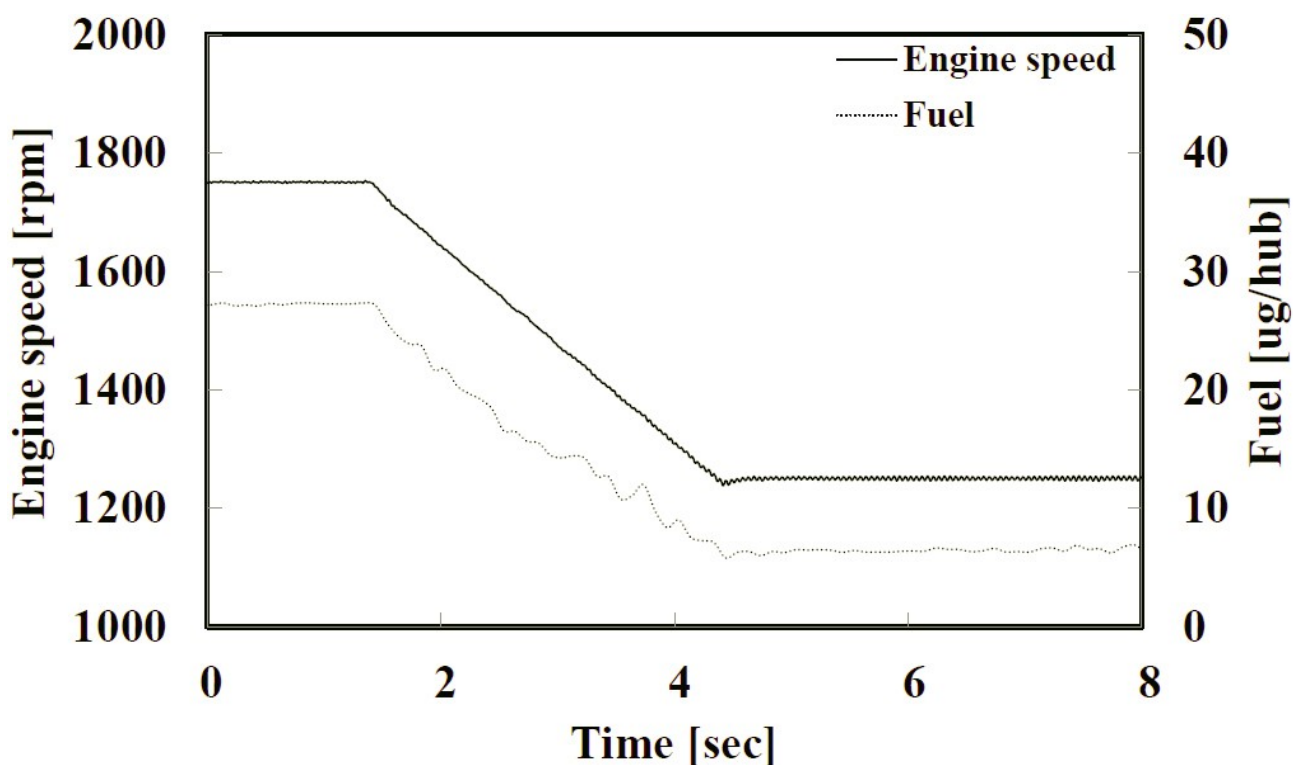


Figura 5: Velocità del motore e quantità di combustibile iniettato

Nel primo caso analizzato agisce un modello di una centralina di un Diesel convenzionale. Nel secondo si utilizza il modello che prevede il calcolo del tasso di EGR sfruttando le misurazioni di temperatura, non viene però utilizzato il fattore correttivo per gli EGR, che verrà implementato nel terzo caso preso in considerazione.

In Figura 6 sono raffrontati i tassi di EGR calcolati con il modello di una centralina per Diesel convenzionali con quelli ricavati sfruttando le misurazioni di temperatura.

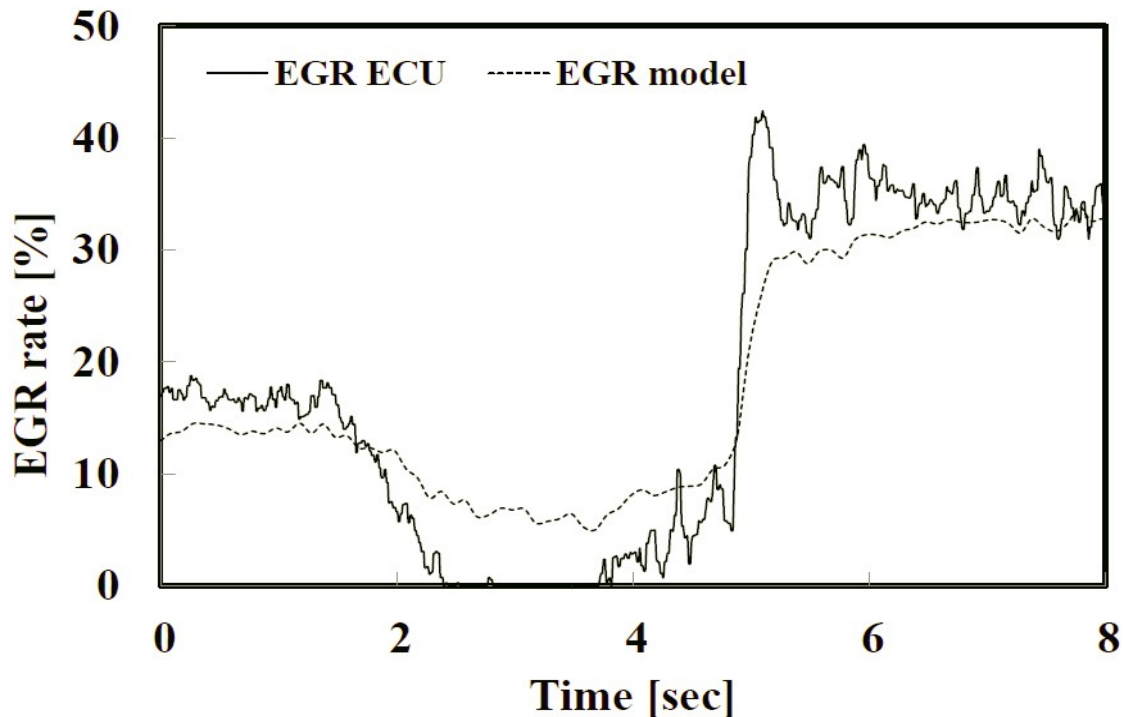


Figura 6: Confronto tra il tasso di EGR previsto dal modello su centralina convenzionale e quello previsto dal modello che lo calcola attraverso le misurazioni di temperatura

Il tasso di EGR calcolato dalla centralina diminuisce e si avvicina allo 0%. La stessa tendenza decrescente la mostra anche il modello che utilizza la misurazione della temperatura, ma il valore minimo è mantenuto al 5%. Questo errore è dovuto all'imprecisione della portata d'aria. In Figura 7 si può notare un improvviso aumento di portata d'aria registrato dalla centralina. In realtà la quantità totale di comburente presente nel cilindro calcolata dall'ECU è maggiore dell'effettiva rilevata dal misuratore di portata, perciò il valore del tasso di EGR diventa negativo. Tuttavia, non è fisicamente possibile che il tasso di EGR sia inferiore allo 0%, quindi, è rappresentato come 0%.

Come si può vedere in figura 7, la fluttuazione di massa d'aria registrata nel flussometro è molto ampia, migliorare la precisione del modello di stima EGR è molto difficile proprio a causa dell'imprecisione intrinseca nella stima del flusso d'aria aspirato. Sempre in Figura 7 si può osservare

come giunti ai 2 secondi, quando inizia la decelerazione, l'apertura della valvola EGR viene aumentata per sopperire alla mancanza degli EGR stessi.

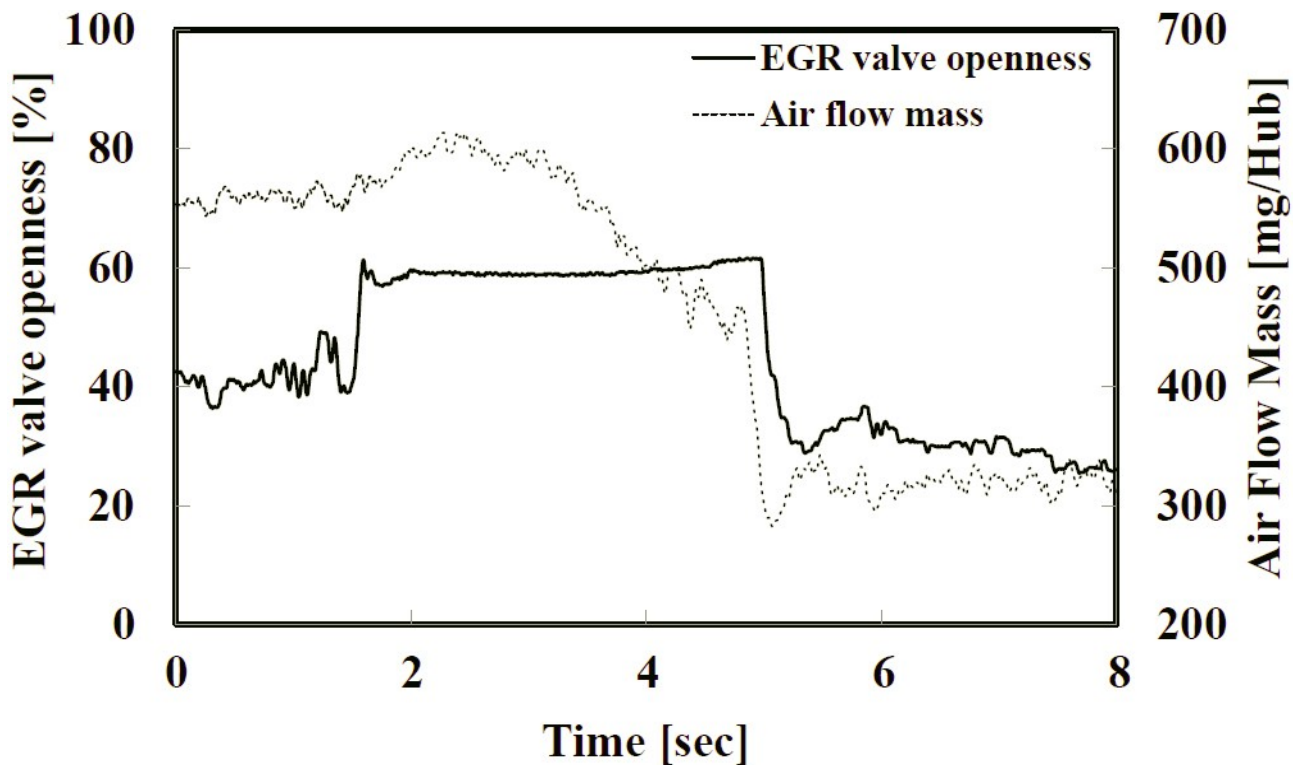


Figura 7: Apertura della valvola EGR e portata d'aria

Quando la velocità e il carico diminuiscono, il target del tasso di EGR aumenta. Tuttavia, il tasso di EGR diminuisce istantaneamente. Questo, come accennato nei paragrafi precedenti, è dovuto al fatto che, essendo in decelerazione, la velocità e la quantità di combustibile diminuiscono (vedi Figura 5) ed inevitabilmente anche la quantità dei gas di scarico prodotti. Il sistema, però, avrebbe bisogno di una quantità maggiore di EGR per contrastare l'eccesso di aria che entra nel cilindro.

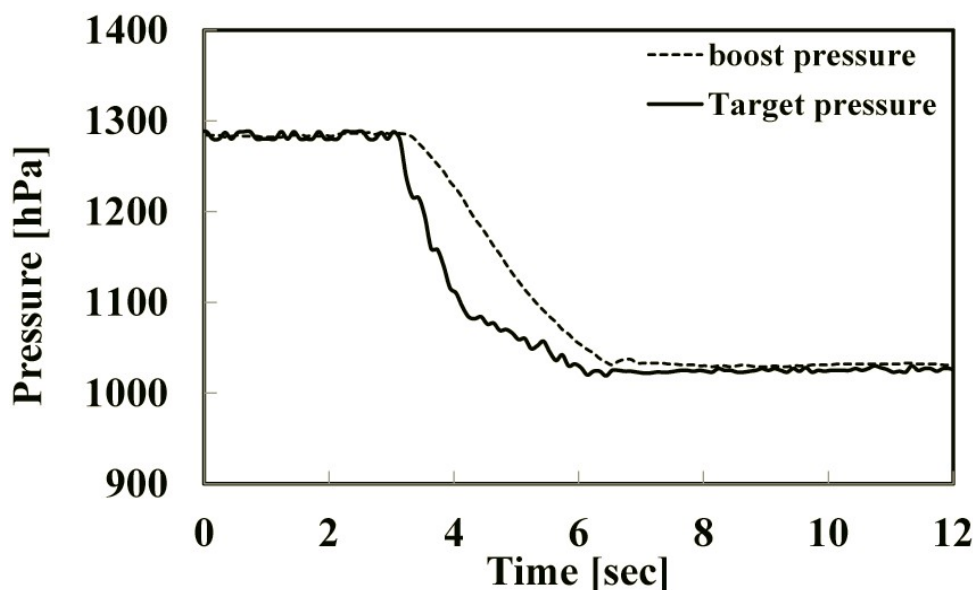


Figura 8: Raffronto tra i valori della pressione d'aspirazione e quelli richiesti dalla centralina

La pressione all'aspirazione, infatti, a causa dell'inerzia del turbocompressore, non riesce a raggiungere velocemente il target richiesto dalla centralina; come mostrato dalla Figura 8.

L'eccesso di ossigeno entrato nel cilindro e la mancanza di un adeguato tasso di EGR fanno sì che le emissioni di NO abbiano un picco sino ai 320 ppm, ossia, ben superiori ai valori ottenuti in regime stazionario.

Nonostante il livello di emissioni di NO sia cambiato da 200 ppm a 80 ppm in stato stazionario, le emissioni prodotte durante il transitorio sono del 160 % superiori.

Questo rende la misura dell'importanza di controllare efficacemente i regimi transitori del motore.

Le emissioni di PM sono leggermente diminuite rispetto allo stato stazionario, in quanto è arrivata più aria nel cilindro, ovviamente non sarebbe stato così se lo stato stazionario preso in esame avesse compreso un'accelerazione, critica per le emissioni di particolato.

Il picco di emissioni sopra citato si è raggiunto non utilizzando il fattore correttivo teorizzato nei paragrafi precedenti.

(Vedi confronto Figure 9-10)

Confronto delle emissioni tra il caso in cui non si è utilizzato il fattore correttivo per l'EGR (Figura 9) e il caso in cui è stato considerato (Figura 10)

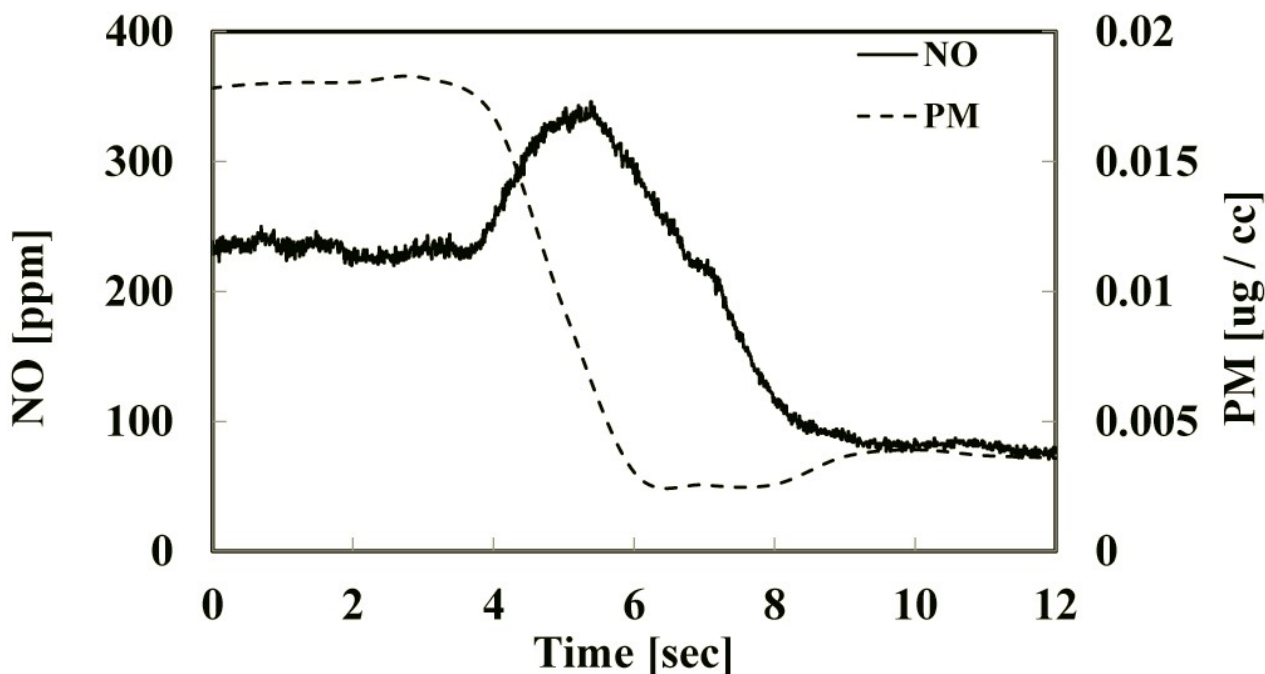


Figura 9: Emissioni senza fattore correttivo EGR

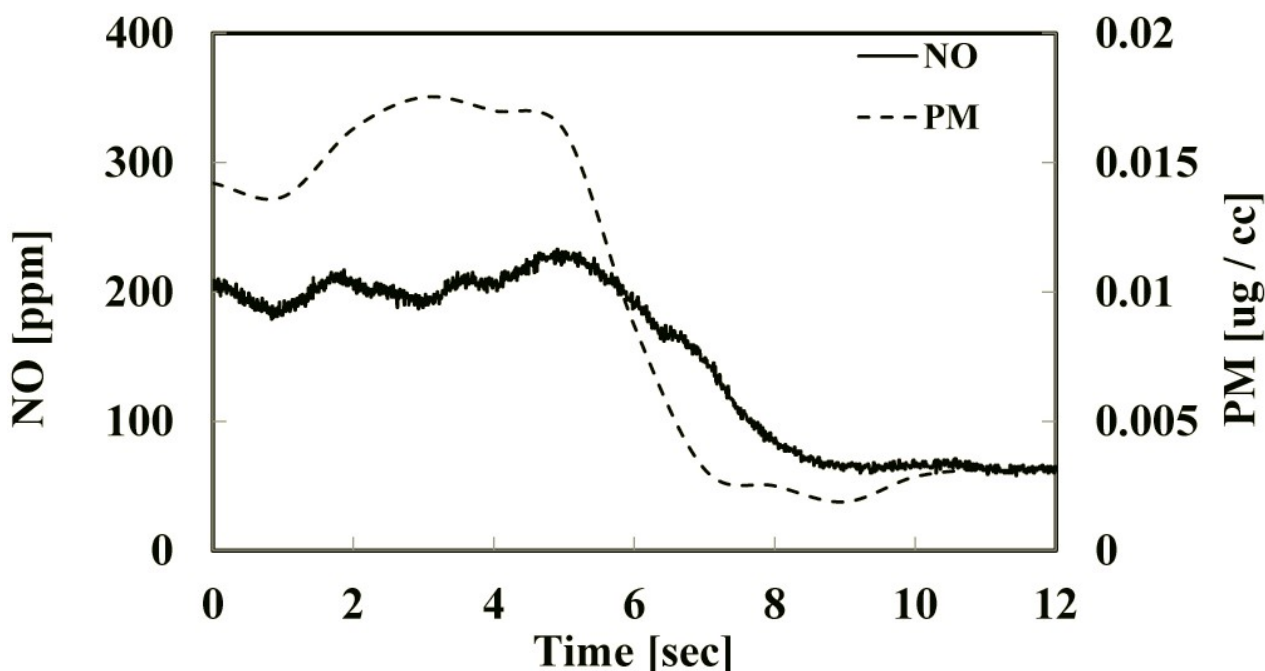


Figura 10: Emissioni con fattore correttivo EGR

Le emissioni di NO possono essere diminuite ritardando l'iniettata di combustibile così da spostare in avanti l'MFB50.

Questo studio utilizza uno schema di controllo in retroazione in cui si regola la temporizzazione del SOI per ridurre la differenza tra il target e l'MFB50 corrente. Inoltre, la logica include il fattore di correzione EGR, che sposta in avanti il target dell'MFB50 quando la differenza tra il target del tasso di EGR e il tasso di EGR, stimato utilizzando il modello, supera il valore di soglia.

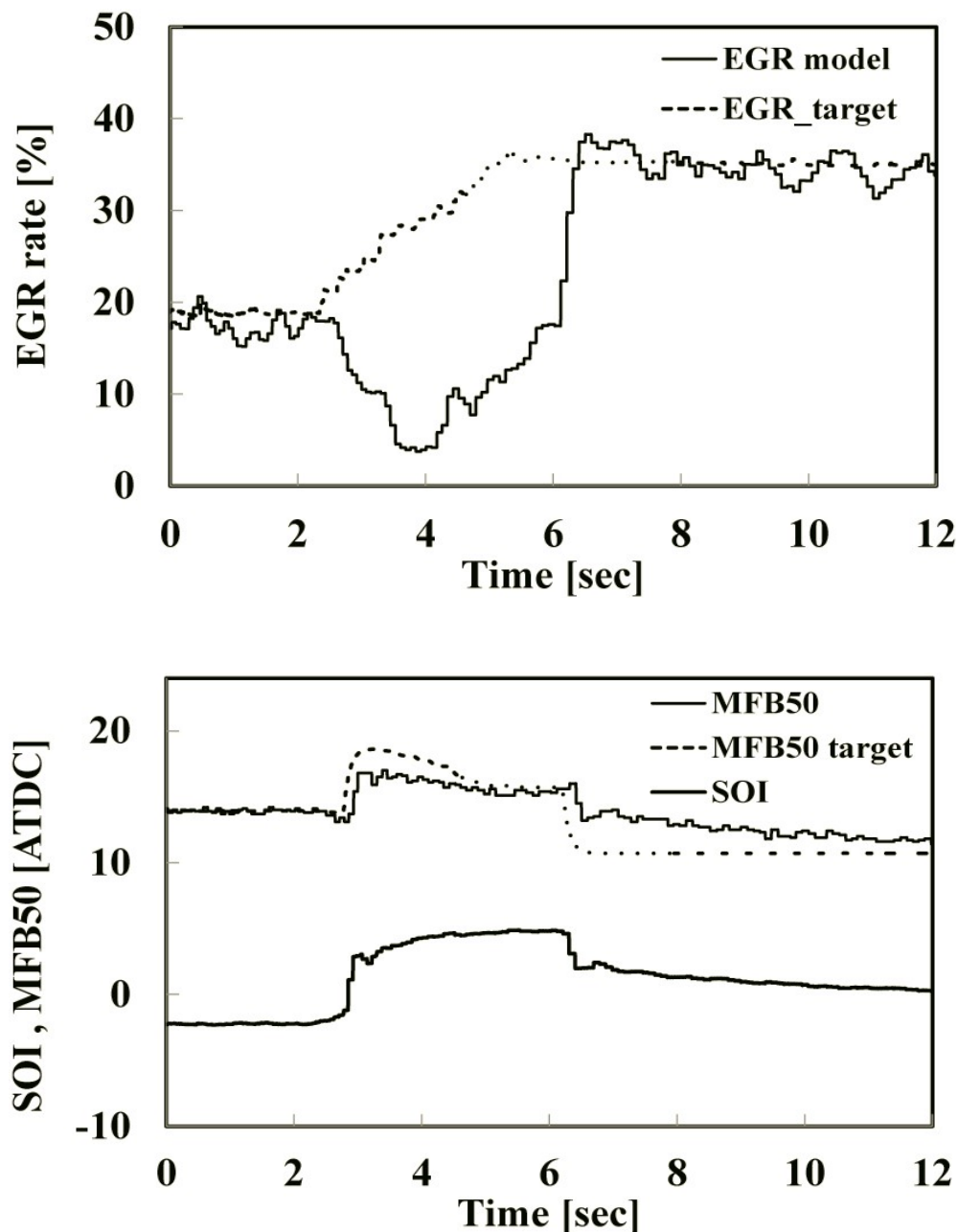


Figura 11: Tasso di EGR (continuo quello previsto dal modello, tratteggiato il target), MFB50 e SOI in funzione del tempo

Come risultato dell'impiego della logica di correzione EGR per il controllo dell'MFB50 il picco di NO è scomparso, e il livello si è mantenuto simile al livello di stato stazionario.

Quando si ritarda l'MFB50, IMEP e BSFC (Break Mean Effective Pressure) potrebbero peggiorare, ma siccome si è esaminata una decelerazione, non è importante avere carichi alti.

1.2 Stato stazionario

Lo stato stazionario non rappresenta un problema per il controllo in motori Diesel. La tecnologia e la tecnica presenti attualmente offrono ottime prestazioni, ma tali soluzioni non possono essere apportate senza modifiche in motori, sempre ad accensione per compressione, che, però, prevedono una diversa modalità di combustione come gli HCCI.

I motori HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition) sono considerati una valida alternativa ai motori ad accensione comandata e ai motori ad accensione per compressione, in quanto rappresentano un ottimo compromesso tra i due. [2]

Mantengono un'elevata efficienza, prerogativa dei motori Diesel, ed un basso valore di emissioni di NO_x e particolato, caratteristica tipica dei motori ad accensione comandata.

Purtroppo, però, la produzione in serie per questo tipo di motori non è ancora stata avviata. Tra i motivi principali si possono individuare l'elevato costo dei sensori per il rilevamento del segnale di pressione nel cilindro ed il difficile controllo agli alti carichi. Quest'ultimo aspetto è dovuto all'eccessiva variazione di pressione, causata dall'accensione pressoché contemporanea di tutta la carica omogenea introdotta nel cilindro che genera un troppo rapido rilascio di calore.

Per quanto riguarda il primo punto, il costo dei sensori è calato notevolmente rendendo plausibile un loro utilizzo in motori realizzati in serie, seppur rimanendo ancora uno scoglio notevole.

Per il difficile controllo agli alti carichi, vari studi hanno dimostrato l'efficacia del ritardo di combustione, infatti, facendo avvenire l'autoaccensione della miscela durante la corsa di espansione, la derivata angolare della pressione diminuisce. Vi sono, tuttavia, dei limiti, in quanto un eccessivo ritardo della combustione può portare a cicli in cui la miscela non viene completamente bruciata, se non addirittura ad una mancata accensione della miscela stessa (misfire). Tali cicli portano ad inaccettabili variazioni di IMEP (Indicated Mean Effective Pressure) ed è fondamentale riuscire a determinare il limite a cui ci si può spingere, mantenendo sullo stesso livello la pressione media indicata e non raggiungendo variazioni di pressione in camera troppo elevate.

Esempi di tecniche utilizzate per ritardare la combustione in motori HCCI sono la variazione del rapporto di compressione, la fasatura variabile delle

valvole (VVT) e il riscaldamento dell'aria aspirata, tutte tecniche che mirano a regolare la temperatura della miscela dei gas compressi per far avvenire l'autoaccensione all'angolo di manovella desiderato.

Un'altra promettente tecnica utilizzata per ritardare la combustione, seguendo lo stesso principio, è l'utilizzo di EGR (Exhaust Gas Recirculation) caldi e/o raffreddati, il cui successo è dovuto all'elevata capacità termica di CO_2 e di H_2O , contenuti nei gas di scarico e al fatto che riducono il contenuto di ossigeno nella miscela. La combinazione di questi due effetti porta ad un eccellente comportamento anche ai carichi elevati. Indispensabile rimane un controllo in retroazione della fasatura di combustione.

1.2.1 Caratteristiche del motore impiegato

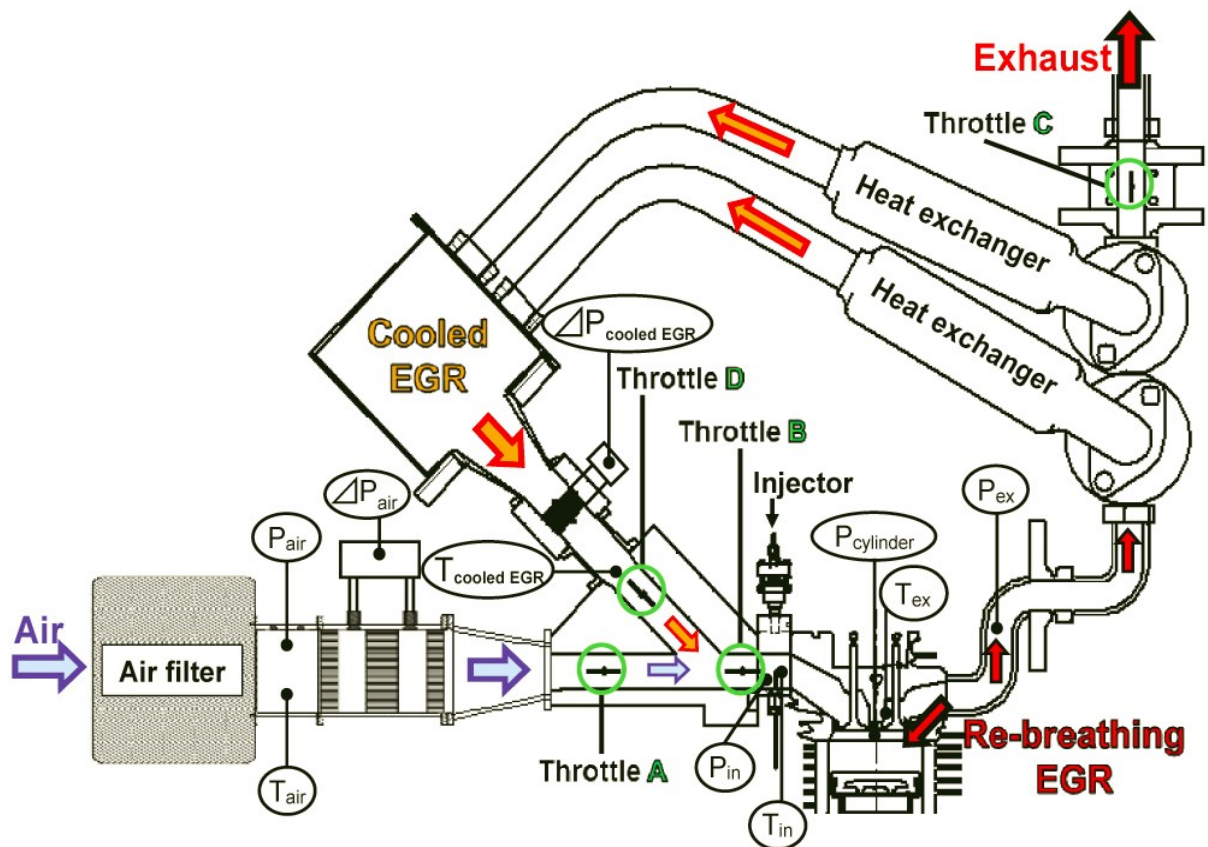


Figura 12: Schema di motore HCCI

Come si può notare dalla Figura 12, il motore preso in esame è dotato di 4 valvole a farfalla (A,B,C,D) la cui posizione determina il passaggio dell'aria (valvole A e B), degli EGR raffreddati (valvole B e D) e degli EGR caldi (valvola C). Naturalmente il flusso dei gas nel cilindro è

comandato dall'alzata delle valvole d'aspirazione e di scarico. In particolare, in Figura 13 si può notare come l'entrata in camera di combustione degli EGR caldi sia determinata, oltre che dalla posizione della valvola a farfalla C, dall'apertura della valvola di scarico durante la fase di aspirazione.

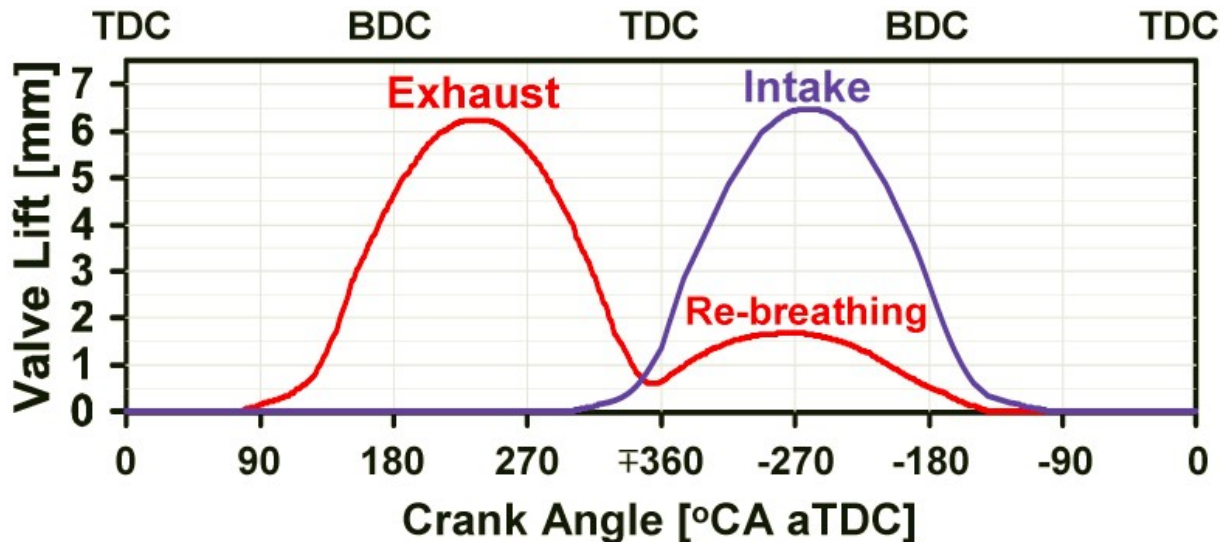


Figura 13: Profilo di alzata delle valvole di aspirazione e scarico

Grazie al controllo sull'apertura delle valvole e ad altri sensori, come le termocoppie per misurare la temperatura dei gas, è possibile determinare la temperatura della carica all'interno del cilindro nel momento in cui la valvola di aspirazione è chiusa.

1.2.2 Controllo in retroazione

Il fatto che non sia presente una scintilla accesa da una candela, come nei motori ad accensione comandata, oppure un'iniezione di combustibile direttamente nel cilindro, come nei classici motori ad accensione per compressione, rende indispensabile un controllo a ciclo chiuso per mantenere la fasatura di combustione precisa e nel punto desiderato.

È quindi indispensabile un efficace sistema di controllo.

La Figura 14 mostra lo schema di controllo utilizzato per il motore descritto nel paragrafo precedente.

Per il controllo indicato come “Control ①”, i parametri utilizzati sono il CA50 (Crank Angle of 50% heat release) e ϕ (rapporto d'equivalenza), per quello indicato come “Control ②” è stato aggiunto un ulteriore parametro

$\eta_{\text{combustion_efficiency}}$ (efficienza di combustione).

Il CA50 e il $\eta_{\text{combustion_efficiency}}$ sono calcolati a partire dal segnale di pressione cilindro mentre ϕ è ottenuto semplicemente rapportando la quantità di combustibile introdotto in camera con la quantità di aria aspirata.

I valori così ottenuti vengono quindi confrontati con i valori di riferimento.

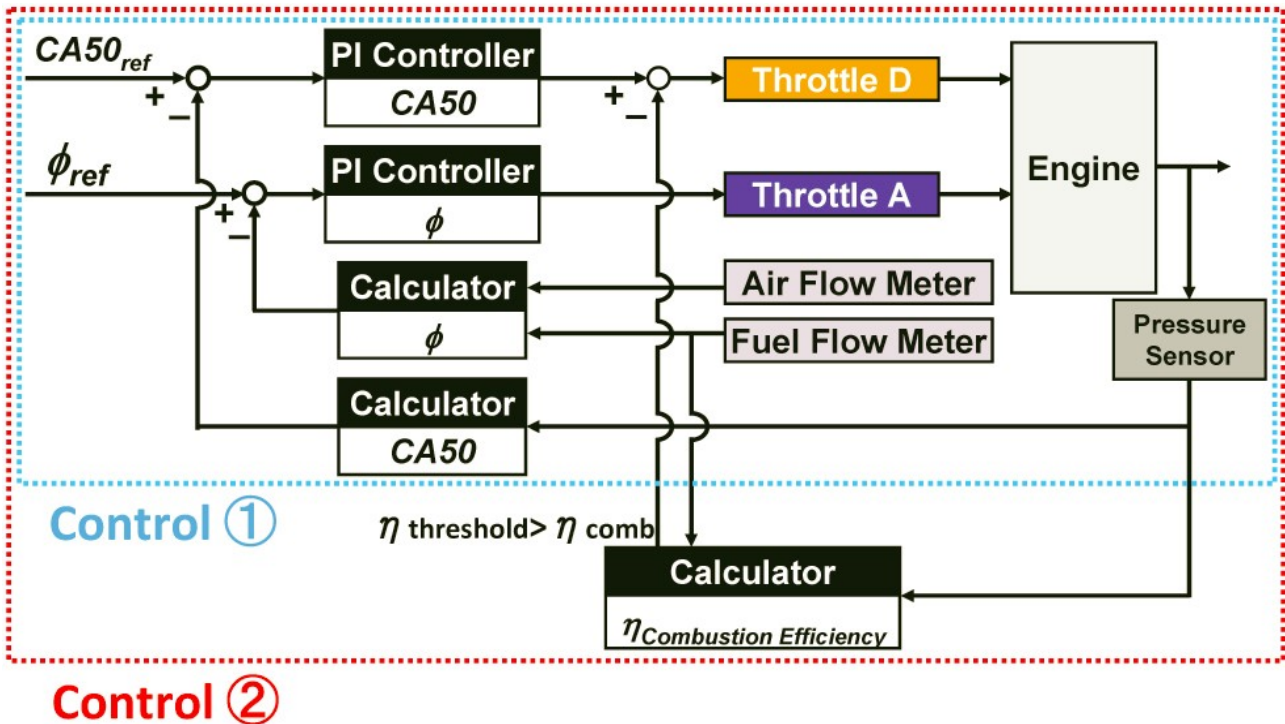


Figura 14: Schema del sistema di controllo a ciclo chiuso

Tutti i dati di questa indagine sono stati acquisiti a 1500rpm, quindi in stato stazionario. La quantità di combustibile iniettata è stata mantenuta costante a 346 ± 2 J/ciclo grazie ad un flussometro digitale.

Come descritto precedentemente il motore da ricerca è dotato di quattro valvole a farfalla (A, B, C e D) che possono essere utilizzate per controllare la fasatura di combustione modificando la composizione della miscela nel cilindro. La fasatura è ritardata in modo proporzionale all'uso degli EGR raffreddati ed inoltre l'utilizzo di EGR caldi amplifica i benefici del ritardo, aumentando il grado di stratificazione termica quando la valvola d'aspirazione è chiusa.

Su questo motore da ricerca, dal momento che solo l'impiego della valvola D apporta un aumento significativo degli EGR raffreddati, si è agito solo sull'angolo di tale valvola per regolare la combustione. Il range in cui lo si è fatto variare è da 0° (valvola completamente chiusa) a 38° . L'angolo

delle altre valvole a farfalla è stato mantenuto a 30° per A e a 90° (completamente aperta) per B e C , questo per capire meglio la funzione degli EGR raffreddati nel ritardo di combustione.

Come mostra la Figura 15, se la valvola d'aspirazione chiusa, la valvola A influisce direttamente sul tasso di massa d'aria presente nel cilindro, portando ad un cambiamento significativo del rapporto di equivalenza (ϕ), soprattutto nell'intervallo in cui si va a variare l'apertura della valvola D (0° ~ 38°).

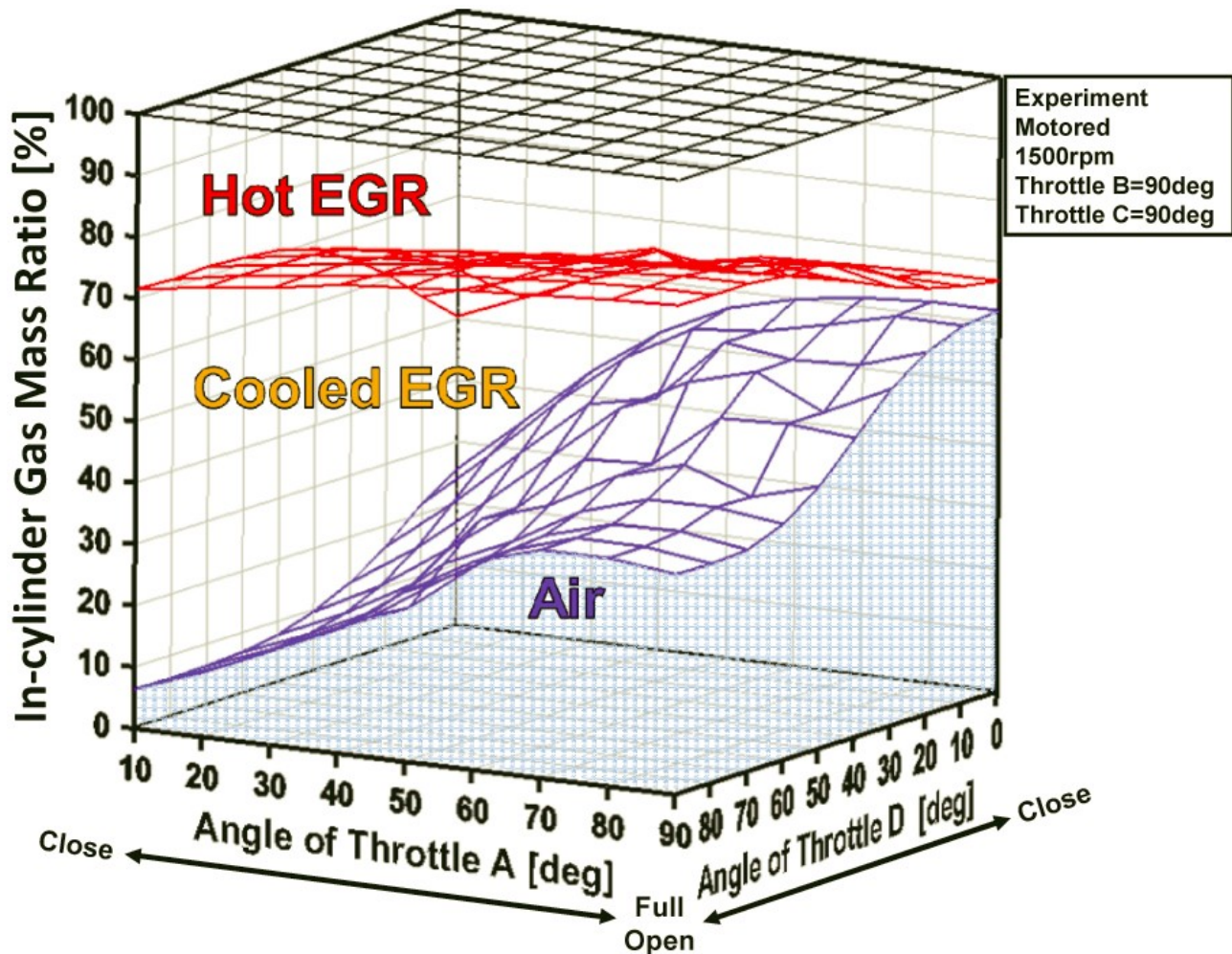


Figura 15: Effetto della posizione delle valvole A e D sul tasso di gas presenti nel cilindro quando le valvole di aspirazione e scarico sono chiuse.

La fasatura della combustione è stata determinata dal punto in cui viene bruciato il 50 % (CA50) del AHRR (Apparent Heat Release Rate).

AHRR è stato calcolato dal segnale di pressione utilizzando la prima legge della termodinamica e la legge dei gas perfetti; le proprietà dei gas sono state assunte costanti per ciascuna condizione operativa ed il trasferimento di calore è stato trascurato.

1.2.3 Risultati ottenuti ritardando la combustione

Come scritto in precedenza, la fasatura di combustione può essere controllata regolando l'angolo della valvola a farfalla D.

La Figura 16 mostra come il CA50 e la durata, espressa in termini di angoli di manovella, in cui avviene dal 10 al 90 % della combustione, siano fortemente influenzati dall'angolo di apertura della valvola D.

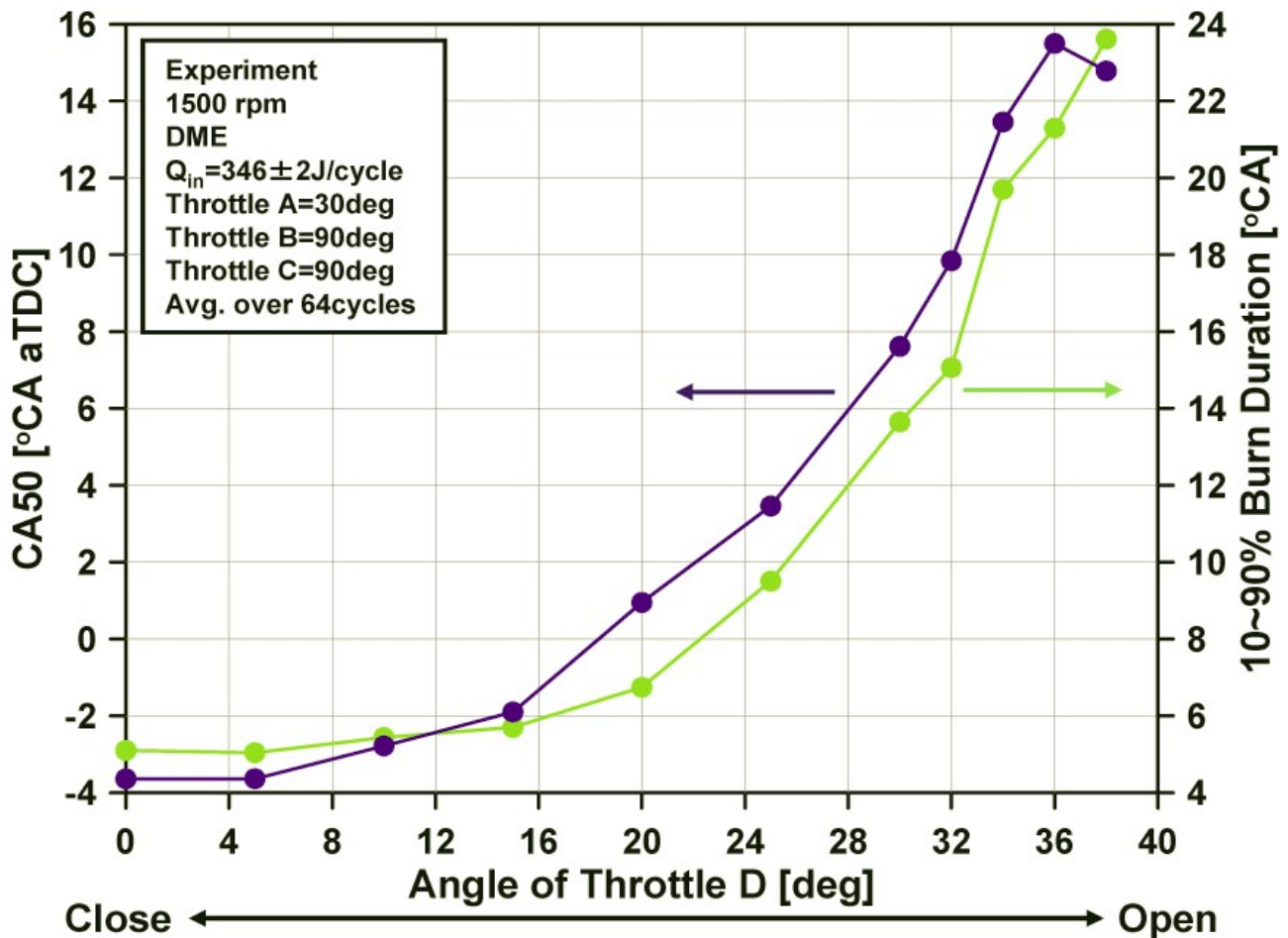


Figura 16: CA50 e 10-90 % della durata di combustione in funzione dell'apertura della valvola D

Il CA50 viene ritardato con l'apertura della valvola D e diventa sempre più sensibile (aumento della pendenza della curva) man a mano che l'angolo di apertura della valvola D aumenta.

Anche la durata dal 10 al 90% della combustione ha andamento analogo al CA50.

Il grafico in Figura 17 mostra come varia la quantità delle masse intrappolate nel cilindro con l'apertura della valvola D. Si può notare un

significativo aumento lineare della massa intrappolata degli EGR raffreddati, mentre la massa di aria intrappolata nel cilindro diminuisce linearmente. Per osservare gli effetti dell'EGR (EGR + Hot EGR) sulla temperatura media della carica nel cilindro, è stata utilizzata la definizione del tasso di EGR visto come la somma delle masse intrappolate nel cilindro degli EGR raffreddati (m_{Cooled_EGR}) e degli EGR caldi (m_{Hot_EGR}) normalizzata dividendo per la massa di carica totale intrappolata nel cilindro ($m_{In-cylinder\ total\ charge}$).

$$EGR\ rate\ [\%] = 100 \times \left[\frac{m_{CooledEGR} + m_{HotEGR}}{m_{In-cylinder\ total\ charge}} \right]$$

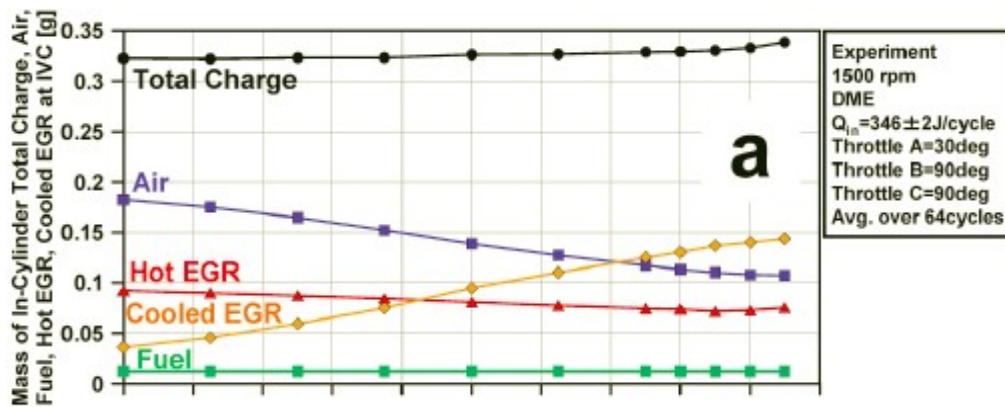


Figura 17: Grafico delle quantità di masse presenti nel cilindro al variare della posizione della valvola a farfalla D

Come evidente in Figura 18, il tasso di EGR aumenta significativamente con l'apertura della valvola a farfalla D dal 39,8 % al 64,7 %. Il notevole apporto di EGR raffreddati, grazie alla loro minore temperatura, comporta un abbassamento della temperatura media della carica.

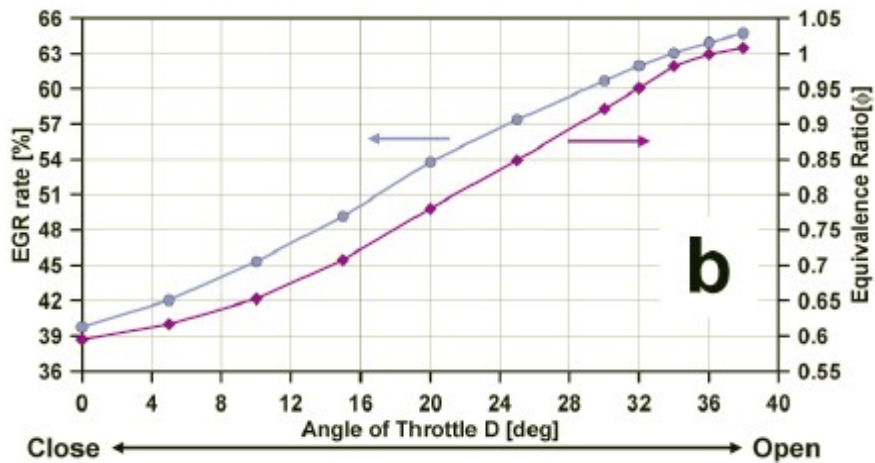


Figura 18: Tasso di EGR e rapporto ϕ in funzione dell'apertura della valvola a farfalla D con la valvola di aspirazione chiusa

La temperatura media della carica nel cilindro a valvola d'aspirazione chiusa è calcolata tramite la seguente equazione.

$$T_{IVC}[K] = \frac{m_{Air} \cdot c_{p,Air} \cdot T_{Air} + m_{Fuel} \cdot c_{p,Fuel} \cdot T_{Intake} + m_{CooledEGR} \cdot c_{p,CooledEGR} \cdot T_{CooledEGR} + m_{HotEGR} \cdot c_{p,HotEGR} \cdot T_{HotEGR}}{m_{Air} \cdot c_{p,Air} + m_{Fuel} \cdot c_{p,Fuel} + m_{CooledEGR} \cdot c_{p,CooledEGR} + m_{HotEGR} \cdot c_{p,HotEGR}}$$

La riduzione della temperatura media della carica nel cilindro e la maggiore durata del 10 ~ 90 % della combustione, accompagnate dalla crescente sensibilità della fasatura di combustione ai cambiamenti dell'angolo della valvola a farfalla D, portano a ritardare la combustione.

Inoltre, la Figura 18 mostra che il rapporto ϕ aumenta con l'apertura della valvola a farfalla D, raggiungendo un rapporto di equivalenza di circa $\phi=1$ nell'intervallo di $34^\circ \sim 38^\circ$ della valvola D. Questo accade perché l'aria nel cilindro viene progressivamente sostituita dalla presenza di EGR raffreddati, mantenendo l'apporto di combustibile costante.

Infine, è da notare come la massa della carica totale intrappolata nel cilindro aumenti con l'apertura della valvola a farfalla D, nonostante la pressione di aspirazione quasi costante.

La riduzione della temperatura media della carica, che si verifica con il forte aumento della massa di EGR raffreddati, aumenta la densità della carica stessa, che porta ad un aumento della massa intrappolata nel cilindro pur mantenendo una pressione di aspirazione costante.

1.2.4 Vantaggi del ritardo di combustione

In questo paragrafo vengono esaminati i vantaggi del ritardare la combustione.

La Figura 19 mostra come la velocità con cui aumenta la pressione nel cilindro diminuisca in modo monotono con l'aumentare del CA50. Il quale, come evidenziato dalla Figura 16, è funzione dell'angolo di apertura della valvola a farfalla D. Questo è senz'altro un vantaggio per il funzionamento agli alti carichi dei motori HCCI.

Quando la fasatura della combustione è ritardata, ossia quando la miscela si accende nel momento in cui la velocità del pistone sta aumentando nella sua corsa di espansione, l'aumento della pressione è contrastato con più forza.

La combinazione di una più veloce espansione del pistone e di una combustione più lunga e ritardata apporta il vantaggio di avere una derivata angolare della pressione contenuta anche agli alti carichi.

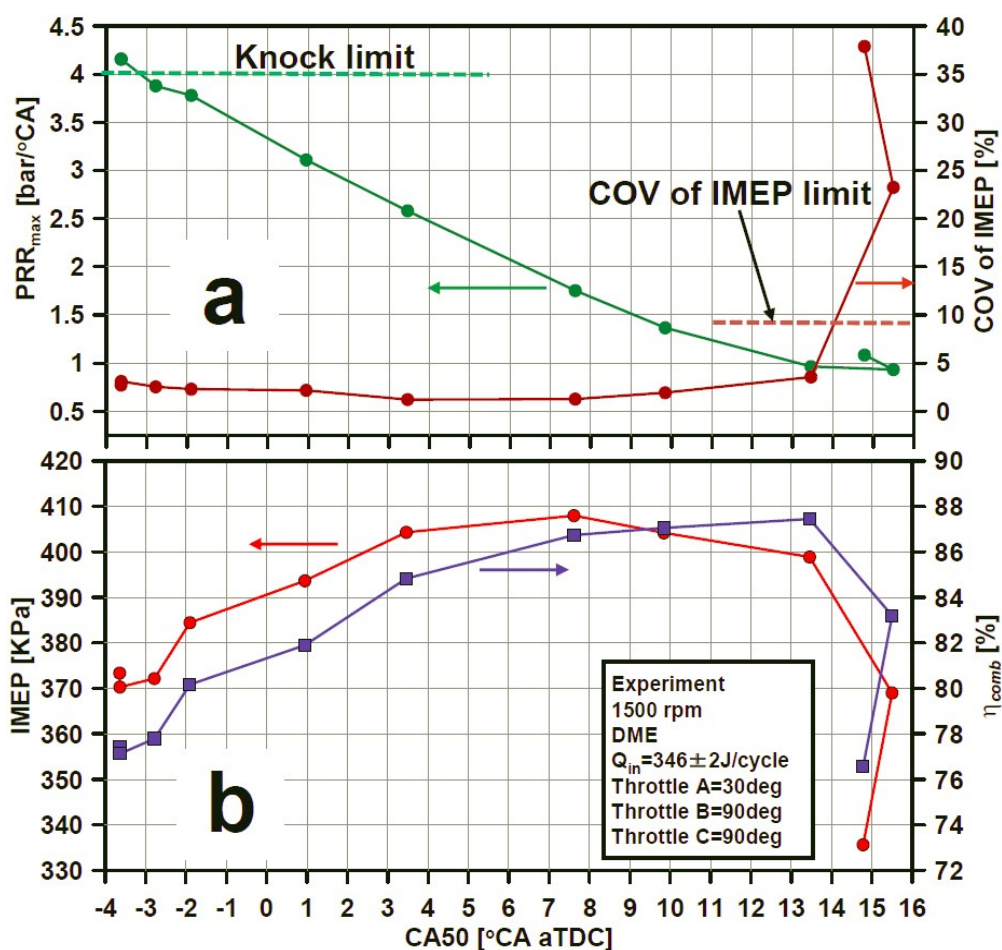


Figura 19: Variazione della derivata angolare della pressione, COV of IMEP, IMEP e efficienza di combustione in funzione del CA50

Per questo motivo il ritardo della fase di combustione sembra essere un metodo molto interessante per il funzionamento ai carichi più elevati in motori HCCI.

Tuttavia, vi è un limite oltre al quale è bene che il ritardo di combustione non si spinga, almeno in casi stazionari. Per individuarlo e poterlo controllare è stato introdotto il coefficiente di variazione di IMEP (COV of IMEP)

$$COV \text{ of IMEP } [\%] = 100 \times \left[\frac{Std.Dev.IMEP}{(IMEP_{fixed} - IMEP_{moved})} \right]$$

Per questa trattazione il limite oltre il quale si è scelto di considerare inaccettabile il COV of IMEP è 9%, al quale corrispondono la comparsa di misfire e accensioni irregolari.

Il secondo grafico in Figura 19 mostra come l'IMEP e l'efficienza di combustione cambino se si ritarda la combustione.

Un modo comune per calcolare l'efficienza di combustione è basato sull'analisi dei gas di scarico utilizzando apparecchi specifici, ma il laboratorio in cui è stata svolta questa ricerca non ne era provvisto, tanto meno ne può essere provvisto un veicolo.

Il rendimento di combustione è stato quindi calcolato utilizzando il rilascio totale di calore nel periodo compreso tra l'inizio del LTHR (Low Temperature Heat Release) e la fine del HTHR (High Temperature Heat Release), con la seguente equazione:

$$\eta_c = \Sigma Q_{LTHR_{onset} \sim HTHR_{end}} / (m_f \times QLHV)$$

Sempre facendo riferimento al secondo grafico di Figura 19 si nota che per un CA50 superiore a -3.64° CA, l'IMEP e l'efficienza di combustione aumentano quando si ritarda la combustione. Fino a $7^\circ \sim 8^\circ$ CA per l'IMEP e fino a $13^\circ \sim 14^\circ$ CA per l'efficienza di combustione.

Ci sono almeno due motivi che spiegano questo:

- 1) La presenza di LTHR per il dimetiletere (il combustibile utilizzato in questa indagine, la cui sigla è DME)
- 2) L'incremento del rapporto di equivalenza ϕ con il ritardo di combustione

1) Come si può notare dalla Figura 20 il rilascio di calore a bassa temperatura (LTHR) non risente molto del ritardo della fasatura di combustione. Questo perché l'abbassamento della temperatura media della carica entrante nel cilindro sposta il rilascio di calore in avanti di qualche grado di manovella, ma, avvenendo prima del PMS, il rilascio di calore andrà verso una situazione con pressione più alta, con il risultato che la quantità di calore rilasciato è praticamente invariata. Questo è dovuto anche al fatto che il DME presenta una reattività alle basse temperature crescente con l'aumentare della pressione. Inoltre la presenza di LTHR porta ad un innalzamento del tasso di variazione di temperatura appena prima dell'inizio del HTHR (vedi Figura 21), questo diminuisce la sensibilità alle variazioni di temperatura dei gas compressi. Quindi la quantità pressoché costante di LTHR al variare della fasatura di combustione unita al più alto tasso d'innalzamento della temperatura appena prima del HTHR, può spiegare l'aumento di IMEP e di efficienza di combustione riscontrato sperimentalmente.

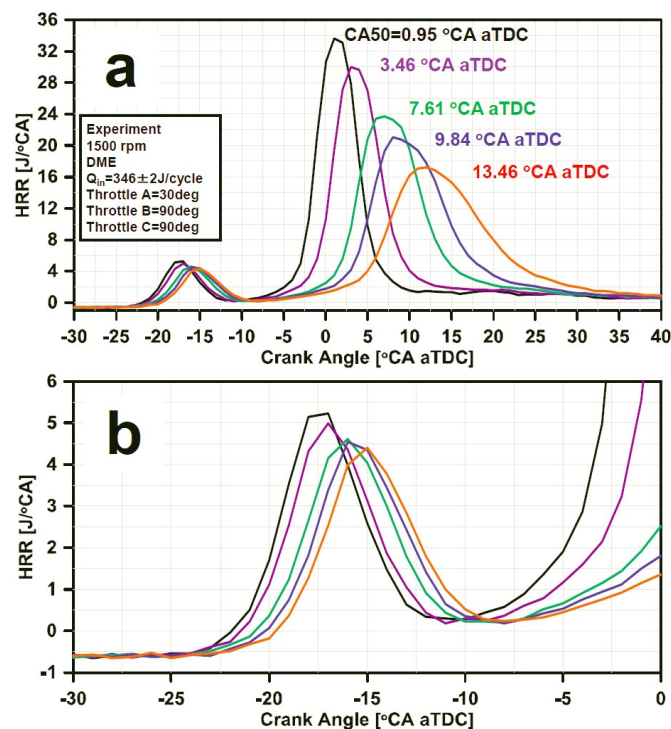


Figura 20: Tassi di rilascio di calore per 5 diversi punti di fasatura di combustione

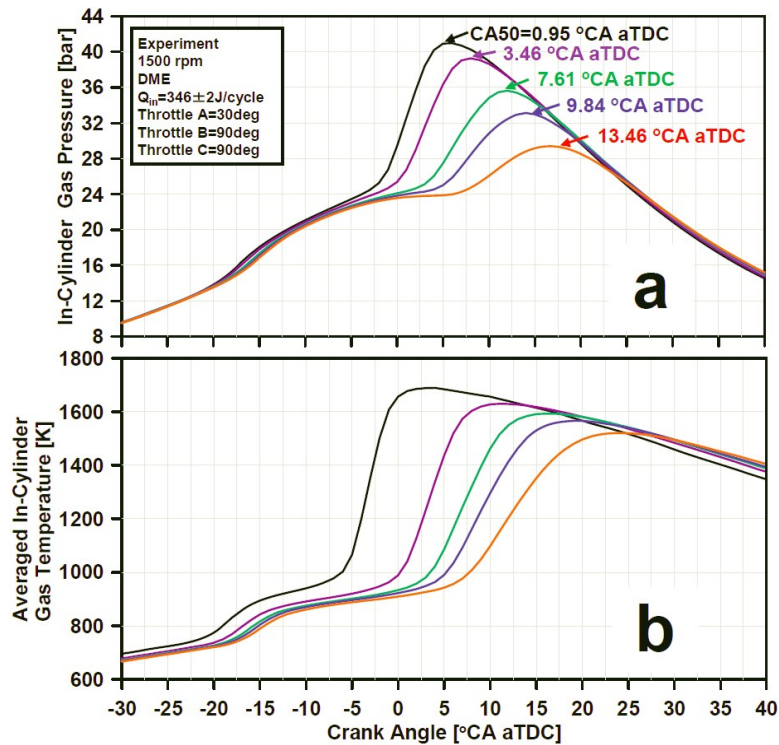


Figura 21: Pressione e temperatura nel cilindro per cinque punti di fasatura di combustione in funzione dell'angolo di manovella

2) Come si evince dalla Figura 22 ritardando la fasatura di combustione il rapporto d'equivalenza aumenta. Si deve ricordare, infatti, che il ritardo di combustione viene raggiunto introducendo una maggiore quantità di EGR raffreddati, che andandosi a sostituire alla carica di aria fresca provocano l'aumento del rapporto di equivalenza. Per il limite di ritardo di combustione trovato precedentemente (14,02 CAD) viene raggiunto un rapporto di equivalenza pari a $\phi = 1$. Alcuni studi hanno dimostrato che l'IMEP mostra un picco per combustioni di miscele stechiometriche, da qui si spiega l'andamento inizialmente crescente dell'IMEP con il ritardo di combustione.

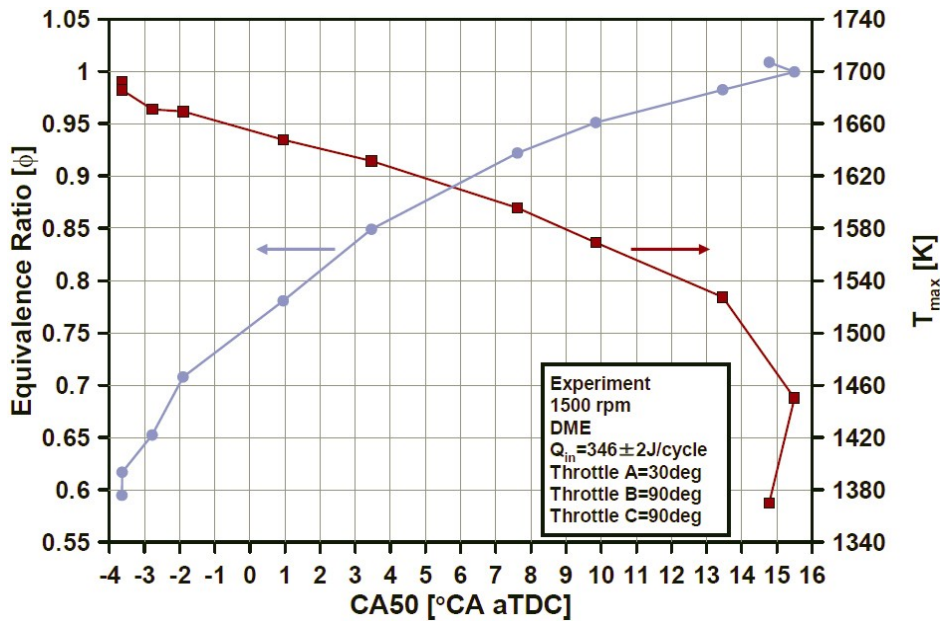


Figura 22: Variazione del rapporto d'equivalenza e della temperatura al variare della fasatura di combustione

1.2.5 Risultati ottenuti con il controllo

Lo scopo principale dell'indagine fin qui descritta è quello di controllare la fasatura di combustione per garantire un funzionamento stabile di un motore HCCI.

Per controllare il rapporto di equivalenza e il CA50, questo studio ha progettato un sistema di controllo in retroazione mediante un regolatore PI (vedere Figura 14).

Per gestire il CA50 si è fatto variare il tasso degli EGR raffreddati utilizzando prevalentemente la valvola a farfalla D, per il rapporto di equivalenza ϕ , invece, viene regolato il flusso d'aria agendo sulla valvola a farfalla A.

Il valore del segnale di feedback utilizzato è la media degli ultimi tre cicli di CA50 e del rapporto di equivalenza ϕ (controllo ①).

In aggiunta al controllo ①, viene applicato al sistema anche il controllo, sempre in retroazione, dell'efficienza di combustione.

Il valore di soglia dell'efficienza di combustione ($\eta_{\text{threshold}}$) viene confrontato con il valore calcolato con il metodo descritto precedentemente, se è maggiore ($\eta_{\text{threshold}} > \eta_{\text{comb}}$), ossia se la combustione

non è abbastanza efficiente, il controllo ② viene utilizzato per sopperire alle eccessive variazioni che intercorrono tra cicli successivi, chiudendo leggermente la valvola a farfalla D.

Infatti, come scritto precedentemente, la fasatura di combustione può essere regolata chiudendo tale valvola, in modo da ridurre la quantità di EGR raffreddati ed evitare accensioni irregolari.

Il valore di riferimento del rapporto di equivalenza è impostato come $\phi=1.0$, poiché la combustione con EGR è superiormente limitata per la combustione HCCI presa in considerazione. $\phi = 1$ è, infatti, il limite che si è registrato per il massimo ritardo di fasatura raggiungibile. Spingersi oltre con ulteriore uso di EGR porterebbe a misfire (il rapporto di equivalenza aumenta non per un uso maggiore di combustibile, ma per il diminuire di comburente sostituito dall'EGR).

Il valore di riferimento del CA50 è impostato come 14° CA dopo PMS, poiché il limite di ritardo di combustione si è arrivato a definirlo in 14.02° CA dopo PMS. In questo modo si ha la possibilità di osservare il comportamento del controllo vicino al limite, con un valore di ritardo di combustione tra i massimi ammissibili per limitare eccessive variazioni di pressione nel cilindro.

Il valore soglia per l'efficienza di combustione viene impostato al 65 %, al di sotto del quale si ha combustione instabile. Il controllo ① viene applicato dal ciclo 1 al 499, e il controllo ② a partire dal ciclo 500.

Visto che un'alta IMEP non riesce ad essere raggiunta mantenendo un basso COV di IMEP con il solo controllo ①, viene applicato il controllo ②. Il risultato dell'applicazione del controllo ② è la possibilità di raggiungere un'elevata IMEP mantenendone un basso coefficiente di variazione, anche ritardando il CA50 fino a 14° dell'angolo di manovella dopo il punto morto superiore.

Nella Figura 23 si possono osservare i miglioramenti che il controllo ② apporta rispetto al controllo ①.

In particolare si può notare come il CA50 e il rapporto d'equivalenza ϕ si siano mantenuti più vicino al target, inoltre la derivata angolare della pressione si è mantenuta ben al di sotto del "Knocking Limit", limite che era stato invece superato più volte con il solo controllo ①.

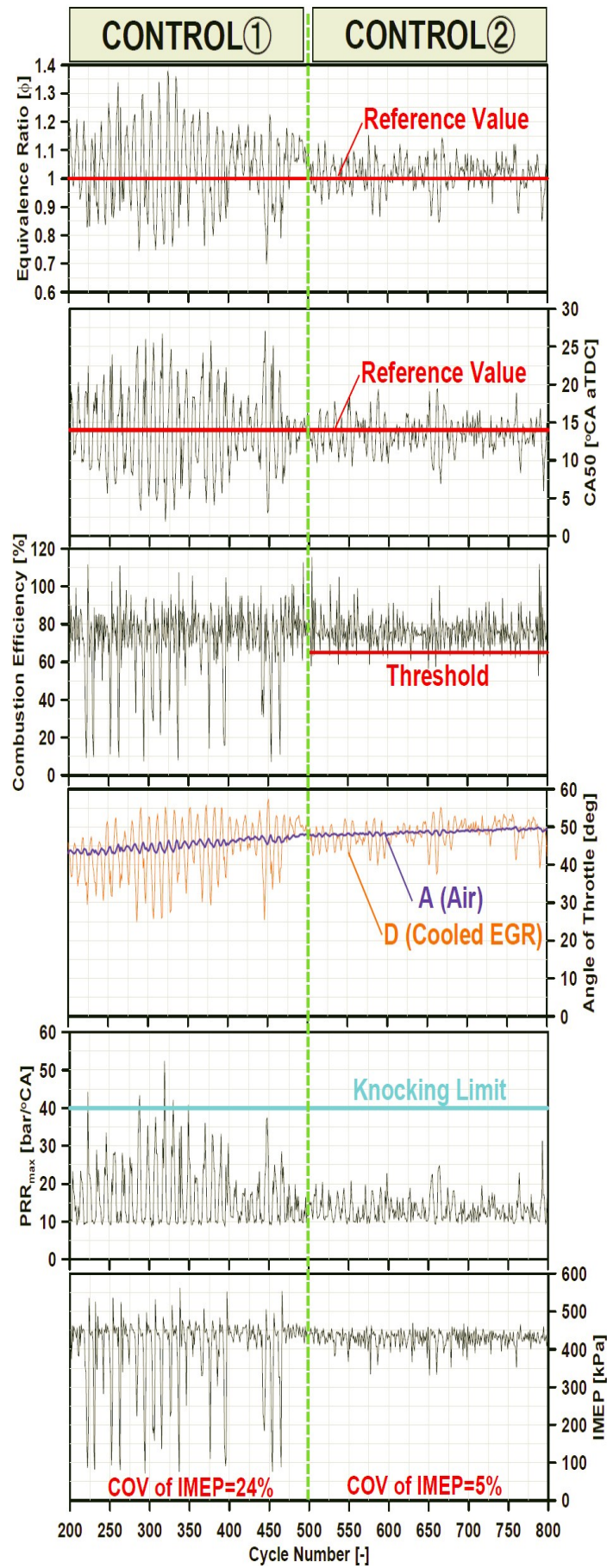


Figura 23: Confronto tra controllo ① e controllo ②

Altra miglioria molto importante è l'abbassamento del COV of IMEP che il controllo ② abbassa fino al 5%, dal 24% che si è registrato quando era disattivato. Lo si può notare anche in Figura 24 dove in ordinata sono riportati i valori di IMEP del ciclo successivo rispetto ai valori inseriti in ascissa.

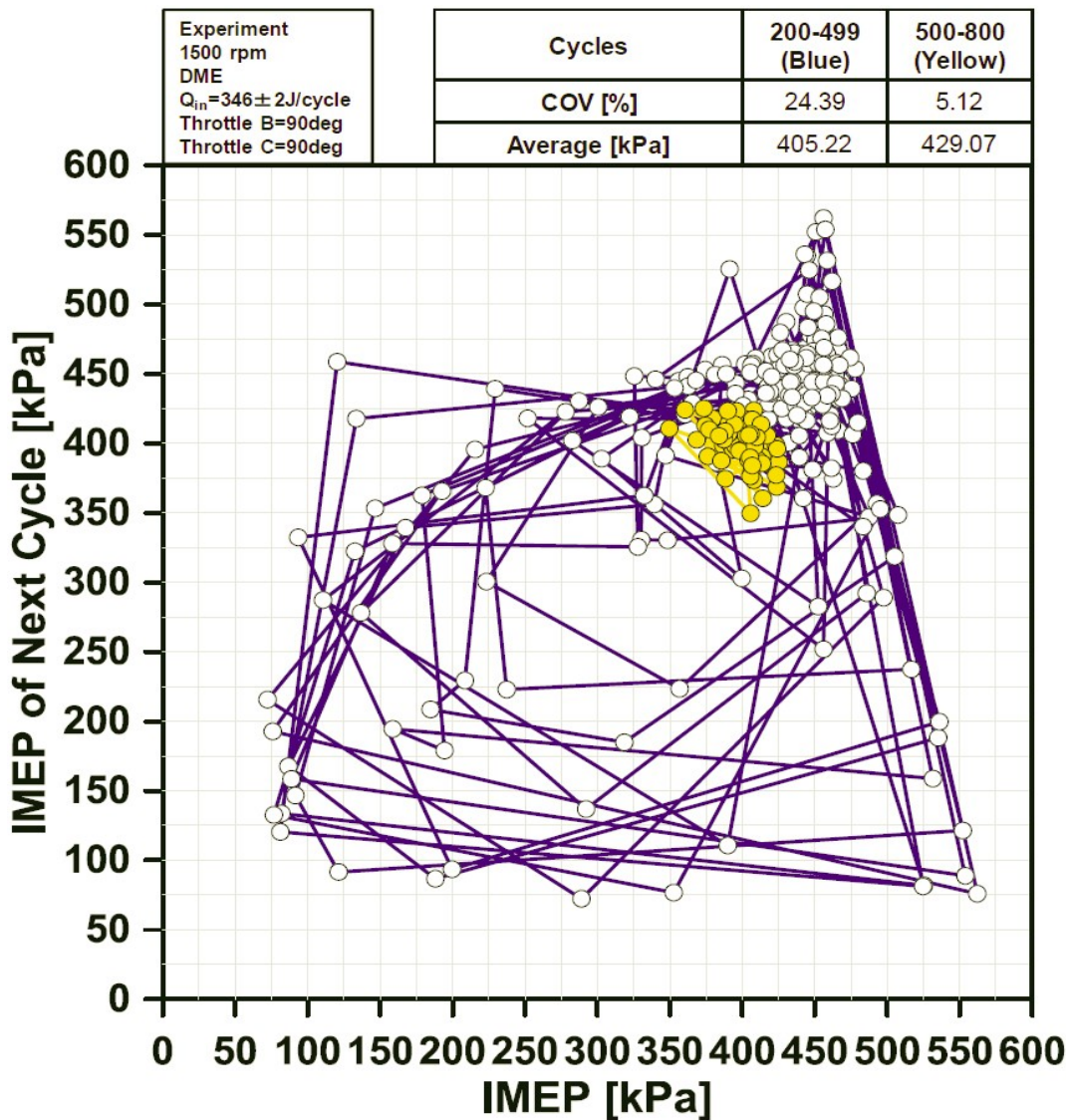


Figura 24: Confronto tra valori di IMEP con solo controllo ① (blu, 200-499 cicli) e con controllo ② attivato (giallo, 500-800 cicli)

Come si può osservare, con il controllo ② attivato (punti gialli) il valore dell'IMEP si mantiene sui 429 kPa. Molto più stabile, con una media più alta (429.07 kPa contro i 405.22 kPa) e con valori massimi minori dei cicli in cui era attivo solo il controllo ①. Quest'ultimo punto molto importante in quanto ai più alti valori di IMEP corrispondono anche alti valori di pressione che, come scritto anche precedentemente, a volte superano il "Knocking Limit".

2. Controllo tramite l'utilizzo di due combustibili

Uno dei metodi che studiosi e ricercatori hanno adottato per gestire il rilascio di energia è l'utilizzo di due diversi combustibili.

Ogni combustibile ha sue proprie caratteristiche che lo rendono più o meno adatto ad un certo tipo di combustione.

Per esempio, per i motori a benzina si utilizzano combustibili con forti proprietà antidetonanti, quindi con elevato numero di ottano, mentre per i motori Diesel si usa il numero di cetano per identificare la tendenza di un combustibile a rilasciare, più o meno rapidamente, la sua energia in una combustione di tipo diffusivo. Questo per dire, che le caratteristiche del combustibile sono di una significativa importanza per il corretto avvenire della combustione. Tanto che, l'utilizzo di combustibili differenti, anche se leggermente diversi, fa venir meno la condizione di ripetibilità, essenziale soprattutto per il controllo ed in particolare, per i tipi di controllo che prevedono l'utilizzo di mappature. Tali mappe vengono, infatti, redatte al banco prova con uno specifico combustibile che sarà sicuramente dello stesso tipo, ma, altrettanto sicuramente, differente da quello che utilizzerà l'utente finale.

Per questo motivo i sistemi di controllo più avanzati, specialmente quelli in retroazione, prevedono anche un algoritmo dedito alla gestione delle condizioni ambientali, tra le quali può essere annoverata anche la variazione di combustibile.

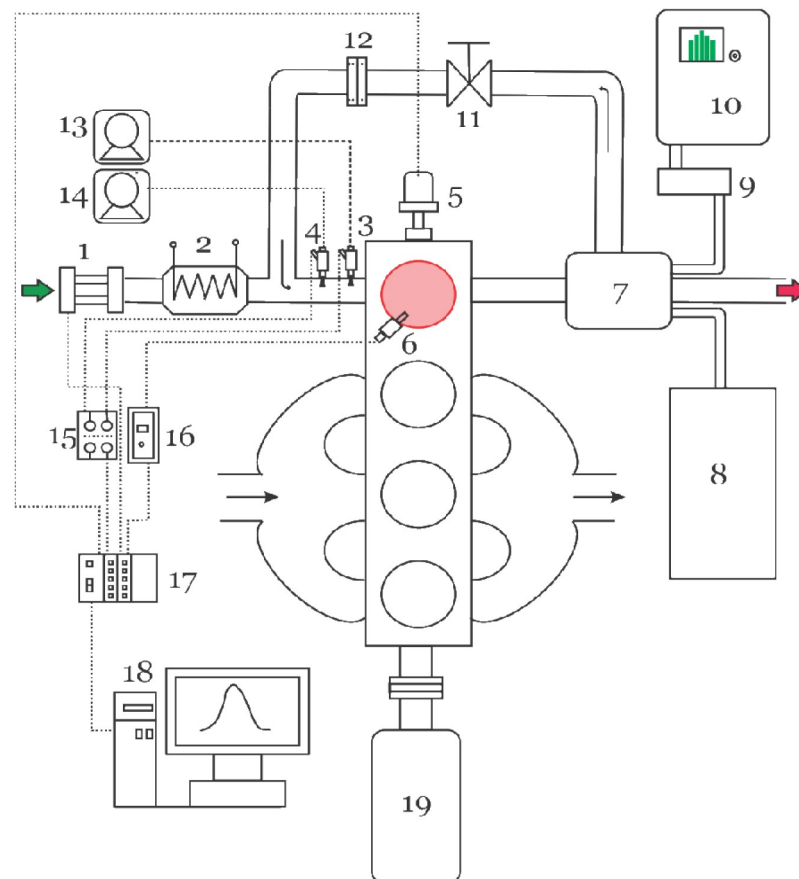
Tutto questo parrebbe deporre a sfavore di un utilizzo di combustibili diversi, le cui proprietà differenti sembrerebbero incidere negativamente sulla possibilità di un controllo efficace. Ma se si utilizzano appositamente due combustibili dalle proprietà note e tendenzialmente opposte, si può creare una miscela variabile in base alle condizioni richieste dal motore in specifiche circostanze. Rimane la necessità di un controllo efficiente ed efficace ed è per questo che l'approccio dual-fuel ha trovato impiego in motori HCCI che prevedono una carica omogenea e la presenza imprescindibile di un sistema di controllo.

Lo studio, argomento di questo capitolo, prevede l'utilizzo di due diversi tipi di combustibile: metanolo e n-eptano. [3]

Due iniettori separati vengono usati per i due carburanti, lo scopo è formare una miscela di metanolo, n-eptano e aria che sia omogenea prima dell'entrata nel cilindro. L'obiettivo ultimo è regolare il rilascio di calore regolando la reattività del combustibile.

Il motore è controllato in ciclo chiuso controllando i parametri CA50 (Crank Angle of 50 % Heat Release) e IMEP (Indicated Mean Effective Pressure).

Per cambiare la fasatura di combustione si agisce spostando il CA50 e per farlo viene variato il rapporto tra le quantità delle due tipologie di combustibile introdotte, mantenendo la stessa quantità complessiva di combustibile iniettato. L'energia complessivamente introdotta dal combustibile viene, invece, variata per controllare l'IMEP.



1. Hot-film Air Mass Meter
2. Air Preheater
3. Solenoid Fuel Injector 1
4. Solenoid Fuel Injector 2
5. Precision Shaft Encoder
6. Peizoelectric Pressure Transducer
7. Exhaust Plenum
8. Raw Exhaust Emission Analyzer
9. Thermo-diluter
10. EEPS
11. EGR Valve
12. Orifice Plate
13. Fuel Tank 1 with Fuel Pump
14. Fuel Tank 2 with Fuel Pump
15. Injector Driver Circuit
16. Charge Amplifier
17. Compact RIO
18. Data Logging Computer
19. Eddy Current Dynamometer

Figura 25: Schema del setup dell'esperimento

2.1 Setup dell'esperimento

Questo studio ha utilizzato un motore diesel quattro cilindri in cui il primo di questi è stato reso indipendente dagli altri e modificato per essere sottoposto ad una combustione HCCI.

In questo modo la prova è stata svolta sul singolo cilindro i cui collettori di aspirazione e scarico sono stati separati dai collettori principali.

Lo schema del setup dell'esperimento è visibile in Figura 25.

I combustibili sono premiscelati con l'aria iniettandoli direttamente nel collettore di aspirazione.

La quantità di aria aspirata è misurata da un anemometro a filo caldo.

Per raggiungere la fasatura di combustione desiderata è necessario riscaldare la miscela di aria e combustibile prima che questa entri nel cilindro.

L'aria fresca in entrata è preriscaldata tramite un preriscaldatore elettrico posto prima del collettore d'aspirazione. Il riscaldamento dell'aria è controllato in retroazione garantendo il mantenimento della temperatura al valore desiderato.

Una termocoppia ed un indicatore di temperatura digitale sono utilizzati per misurare la temperatura in aspirazione e scarico dei gas.

Il ricircolo dei gas di scarico (EGR) è stato utilizzato e comandato da un'apposita valvola per controllare la fasatura di combustione.

La pressione nel cilindro è rilevata mediante un sensore piezoelettrico montato nella testata del cilindro.

Per misurare l'angolo di manovella si è usato un encoder ottico di precisione accoppiato con l'albero motore.

2.2 Metodo di controllo

La grande sfida per i motori HCCI sta nel controllare la fasatura di combustione, mantenendo un'alta efficienza ed evitando variazioni di pressione troppo elevate.

Controllare il CA50 nella corsa di espansione porta ad avere alta efficienza termica e aiuta anche ad avere picchi di pressione più bassi.

È quindi opportuno controllare questo parametro per far avvenire la combustione nell'angolo di manovella desiderato.

Per controllare la fasatura di combustione e l'IMEP del motore si utilizza l'iniezione di due combustibili differenti .

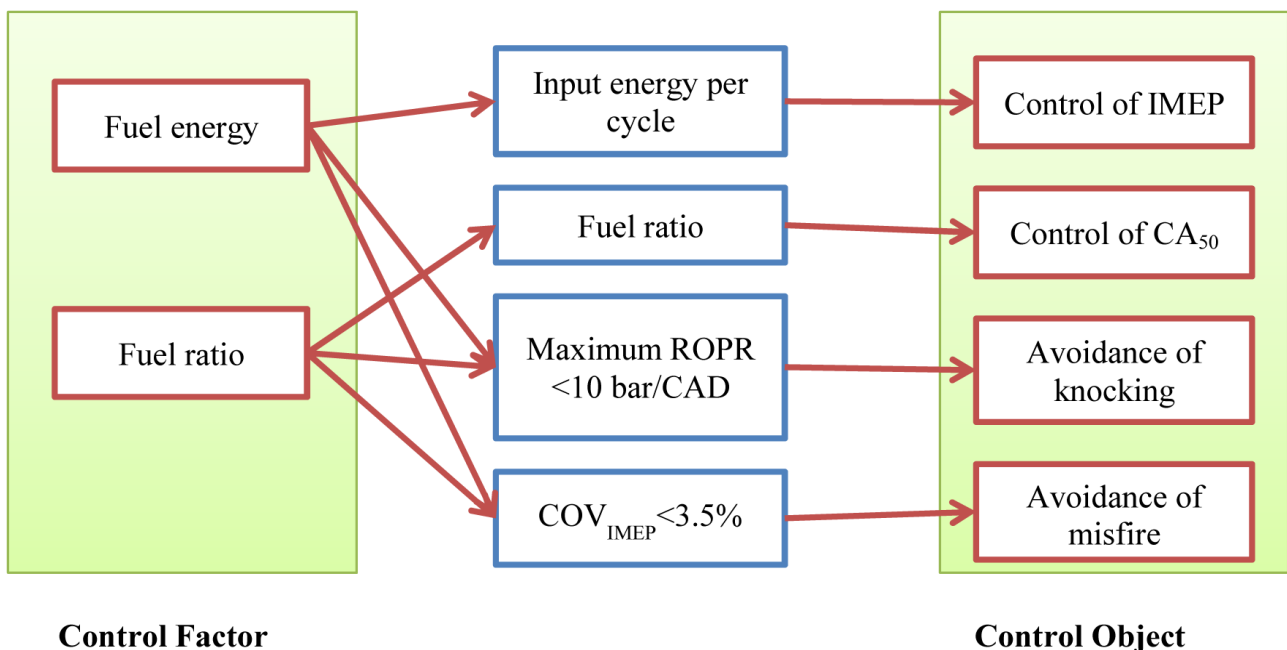


Figura 26: Concezione del controllo del motore HCCI utilizzata in questo studio

L'IMEP è fortemente influenzata dall'energia in ingresso, quindi è controllata dalla quantità di energia fornita dal carburante.

Il controllore della fasatura di combustione utilizza il rapporto tra i due combustibili, metanolo e n-eptano, come input di processo.

Il CA50 è il parametro che regola la fasatura di combustione, è controllato dal rapporto di combustibili ed è un output di processo.

Misfire e picchi di pressione vengono evitati, per mantenere la combustione stabile, controllando sia la quantità di energia immessa con il combustibile sia il rapporto tra i due combustibili.

Questi concetti sono riassunti nello schema di Figura 26.

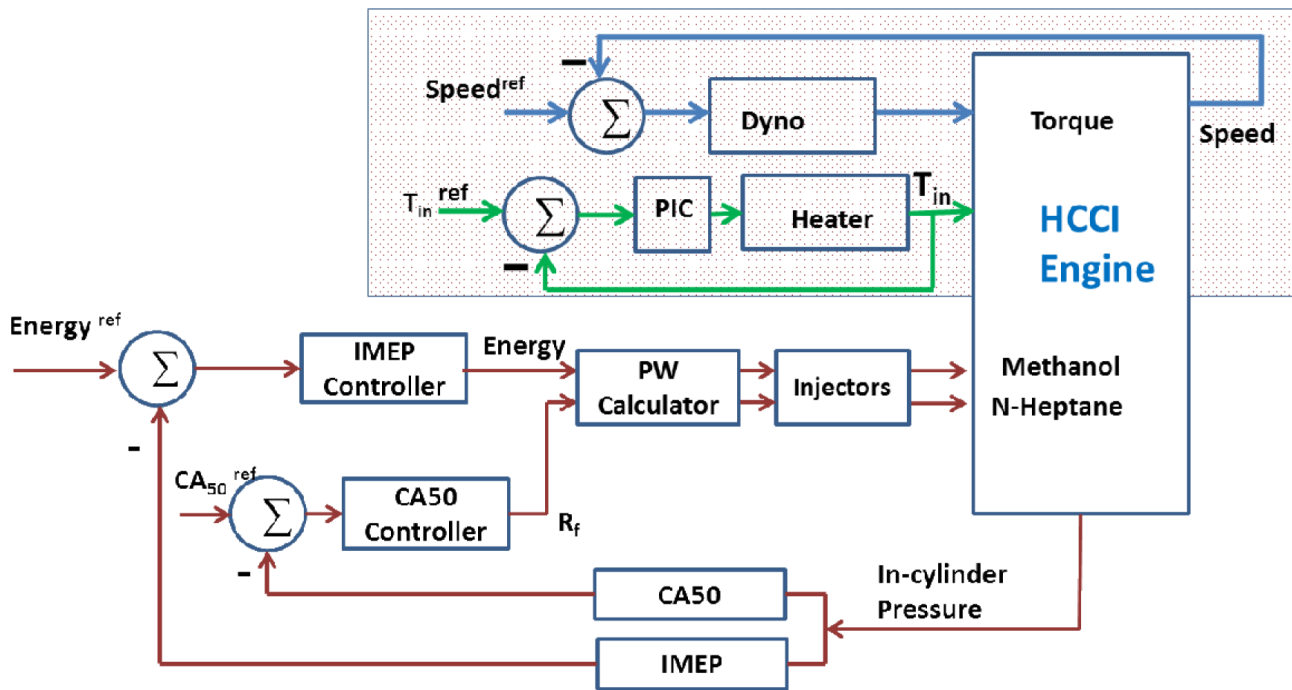


Figura 27: Schema della struttura di controllo

In Figura 27 è riportato lo schema della struttura di controllo.

Nella regione ombreggiata vi sono i sistemi di controllo che lavorano indipendentemente, sono il controllo della temperatura di aspirazione e della velocità del motore. Lavorano indipendentemente perché in questo esperimento ci si è posti in condizioni ideali, per cui il motore è fatto girare ad una velocità costante di 1200 rpm e con una temperatura dell'aria aspirata costante.

La velocità del motore è mantenuta costante utilizzando un controllore dinamometrico, mentre la temperatura dell'aria è modificata tramite un preriscaldatore elettrico comandato da un controllore PI.

La fasatura di combustione e il controllo dell'IMEP hanno come parametri di ingresso CA50 e IMEP, i quali sono stati calcolati a partire dal segnale di pressione cilindro.

Basandosi sul valore di riferimento di CA50 il controllore della fasatura di combustione determina il rapporto di combustibile (R_f) da adottare e viene inviato al calcolatore PW. Questo calcola le quantità dei due combustibili che devono essere iniettate, basandosi sul rapporto R_f inviatogli dal controllore di CA50 e sulla quantità di energia da introdurre nel cilindro, informazione che gli arriva dal controllore dell'IMEP.

Il calcolatore PW invia opportuni segnali agli iniettori i quali provvedono

all'iniezione delle quantità richieste di metanolo e n-eptano.

Per verificare il funzionamento di entrambi i controlli, gli esperimenti sono stati svolti separatamente, ossia mentre si testava il controllore di CA50 si è mantenuta costante l'energia introdotta, mentre, invece, si è mantenuto lo stesso rapporto R_f quando si testava il controllore dell'IMEP.

L'energia totale del combustibile iniettato per ciclo è legata al volume di iniezione del carburante e al potere calorifico dei carburanti

$$W = V1Y1 + V2Y2$$

Il rapporto tra i combustibili che viene utilizzato come parametro per il controllo è così calcolato

$$R_f = \frac{V1}{V1 + V2}$$

Dove:

- W è l'energia totale iniettata per ciclo [J];
- R_f è il rapporto di combustibile [adimensionale];
- $Y1$ e $Y2$ sono i poteri calorifici rispettivamente del n-eptano e del metanolo [J/ml];
- $V1$ e $V2$ sono i volumi di combustibile iniettati per ciclo rispettivamente di n-eptano e di metanolo [ml].

Il volume di entrambi i combustibili può essere calcolato in termini di energia e rapporto di combustibile

$$V1 = \frac{W \times R_f}{[Y2(1 - R_f) + Y1R_f]}$$

$$V2 = \frac{W \times (1 - R_f)}{[Y2(1 - R_f) + Y1R_f]}$$

2.3 Controllo della fasatura di combustione

La fasatura di una combustione HCCI non dipende solo dalla temperatura e dalla pressione che si hanno nel cilindro durante la corsa di compressione, ma anche dalla chimica della combustione dei combustibili utilizzati.

Differenti combustibili avranno differenti autoaccensioni, pertanto miscelando due combustibili con diverse caratteristiche di autoaccensione la fasatura di combustione cambierà.

Per trovare i valori di fasatura di combustione corrispondenti ai valori di rapporto di combustibile, si è fatto variare il rapporto R_f , con quantità di energia in input costante, fino a che il motore non ha registrato valori della derivata angolare della pressione troppo elevati. Si è fatto funzionare il motore in stato stazionario e i risultati sono mostrati in Figura 28 e in Figura 29.

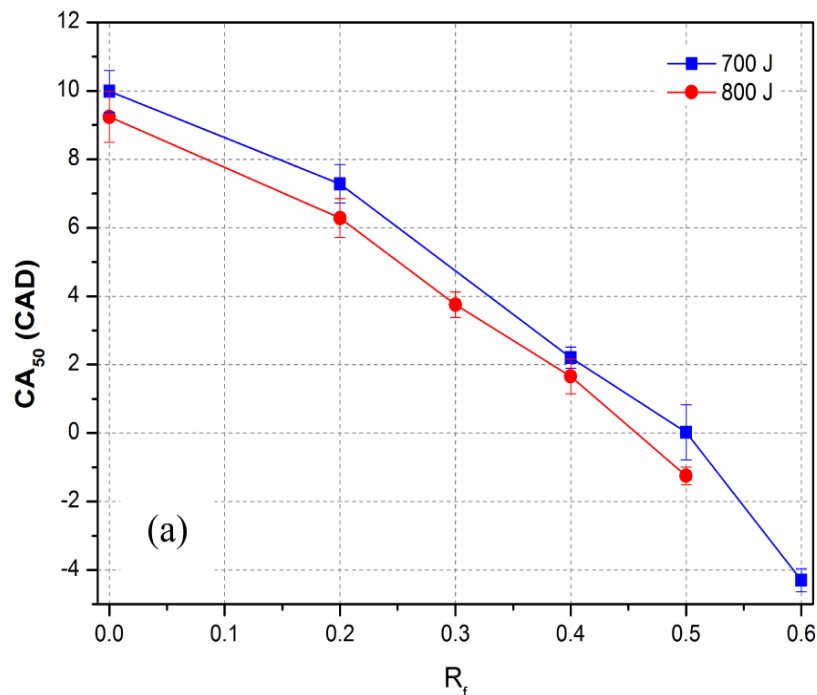


Figura 28: Variazione di CA50 in funzione del rapporto R_f a 1200 rpm

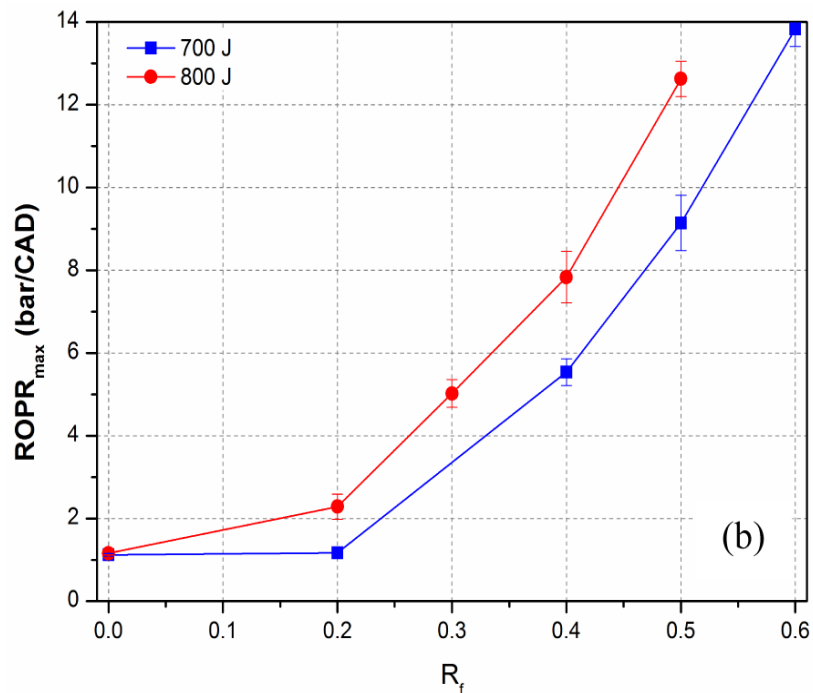


Figura 29: Sensibilità della derivata angolare della pressione ROPR in funzione di R_f a 1200 rpm

Come si può notare dalla Figura 28 la fasatura di combustione anticipa quando il rapporto R_f aumenta, cioè quando aumenta la quantità di n-eptano rispetto al metanolo, questo è dovuto al fatto che n-eptano ha una temperatura di autoaccensione minore. Come diretta conseguenza dell'anticipo di accensione si registrano picchi di pressione maggiori (Figura 29).

Sempre dalla Figura 28 si osserva come facendo variare il rapporto tra i combustibili da 0 a 0.5 la fasatura di combustione anticipa di 10 CAD (Crank Angle Degree).

Questo è un intervallo accettabile per poter operare il controllo variando il rapporto tra i due combustibili.

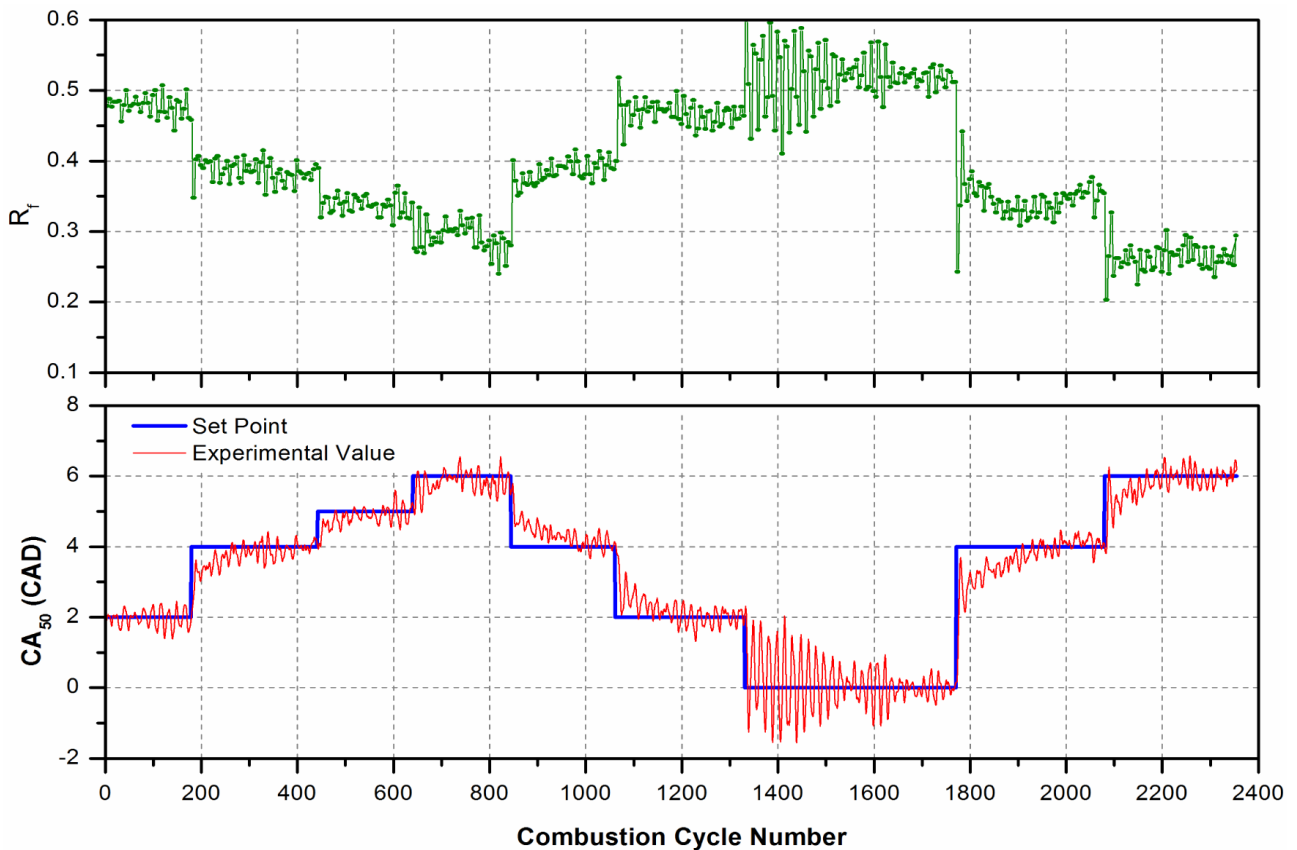


Figura 30: Controllo PID della fasatura di combustione a 700 J di energia iniettata per ciclo ($K_p=17$; $T_i = 0.08$)

In Figura 30 è graficato l'andamento del CA50 al variare dei cicli, si può notare come segua in modo soddisfacente l'andamento dei valori target ottenuti regolando il rapporto di combustibile R_f .

Quando, però il CA50 si sposta al PMS, ossia a 0 CAD, l'oscillazione aumenta, questo è dovuto all'elevata velocità di aumento della pressione. Per diminuire le oscillazioni a PMS si è aumentato il tempo di integrazione da 0,08 min a 0,11 min. (Figura 31)

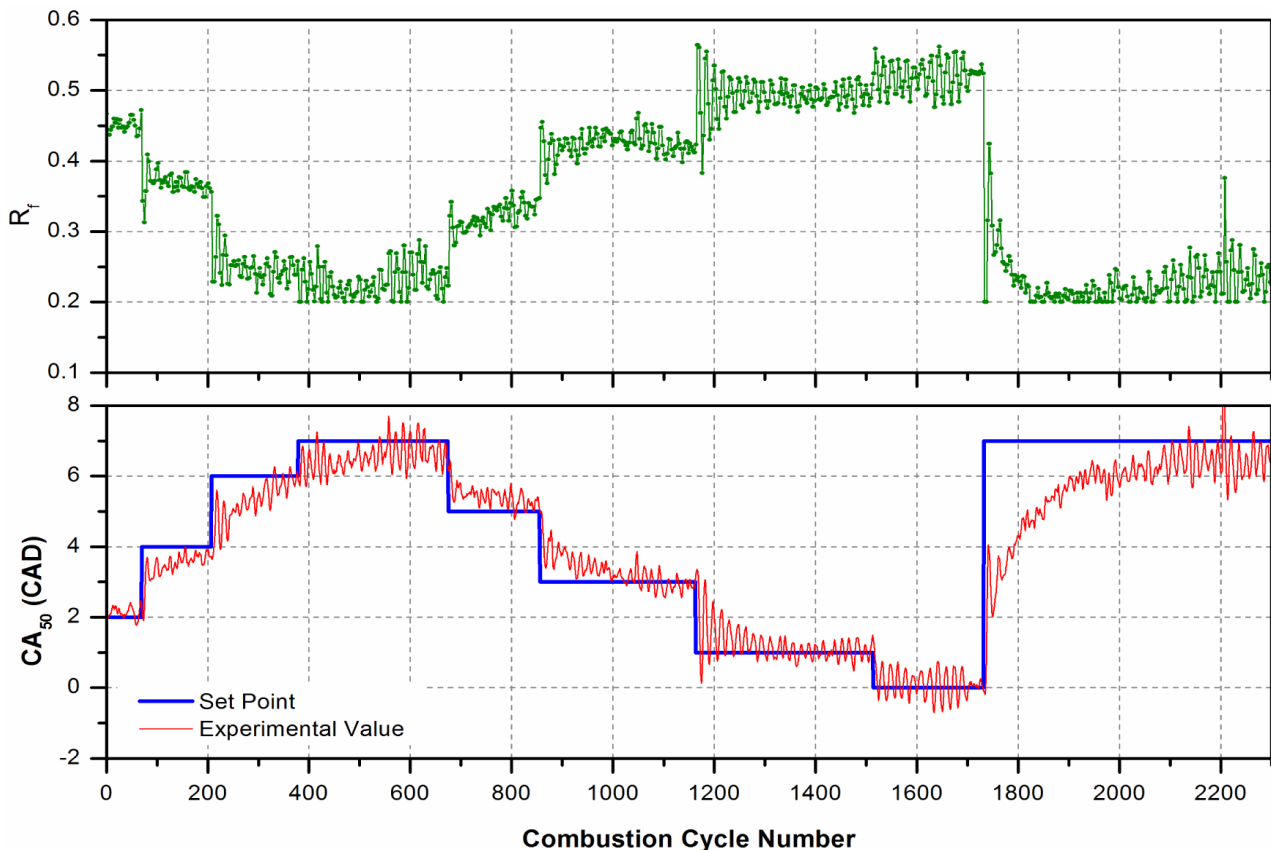


Figura 31: Controllo PID della fasatura di combustione a 700 J di energia iniettata per ciclo ($K_p=17$; $T_i=0.11$)

L'aumento del tempo di integrazione ha portato ad un migliore andamento del segnale per i cicli in cui il CA50 è a 0 CAD, ma ne ha determinato un complessivo peggioramento.

Si è visto quindi un generale beneficio nell'avere un $T_i = 0,08$ min e lo si è riproposto anche per livelli di energia introdotta maggiori.

In Figura 32 è proposto il caso di energia iniettata per ciclo pari a 800 J, si può notare come a PMS l'elevata energia introdotta e il più alto livello di n-eptano (alto R_f) comportino velocità di aumento di pressione più alte, quindi un'importante oscillazione del segnale. Però, se si osserva l'intervallo di 600 cicli in cui il target di CA50 rimane a 0 CAD, il controllore ha il tempo di aggiustare il rapporto R_f riducendo sensibilmente l'oscillazione del segnale.

Questo porta alla conclusione che il regolatore richiede diverse impostazioni di guadagno per diversi intervalli di fasatura di combustione e di energia iniettata per ciclo.

La risposta è però troppo lenta per un motore HCCI (circa 150 cicli), pertanto un controllore avanzato basato su un modello predittivo è più

adatto nel controllare il motore in un'ampia gamma di condizioni operative rispetto a un controllore PID.

Tale modalità di controllo verrà presa in esame nell'ultimo capitolo di questa tesi.

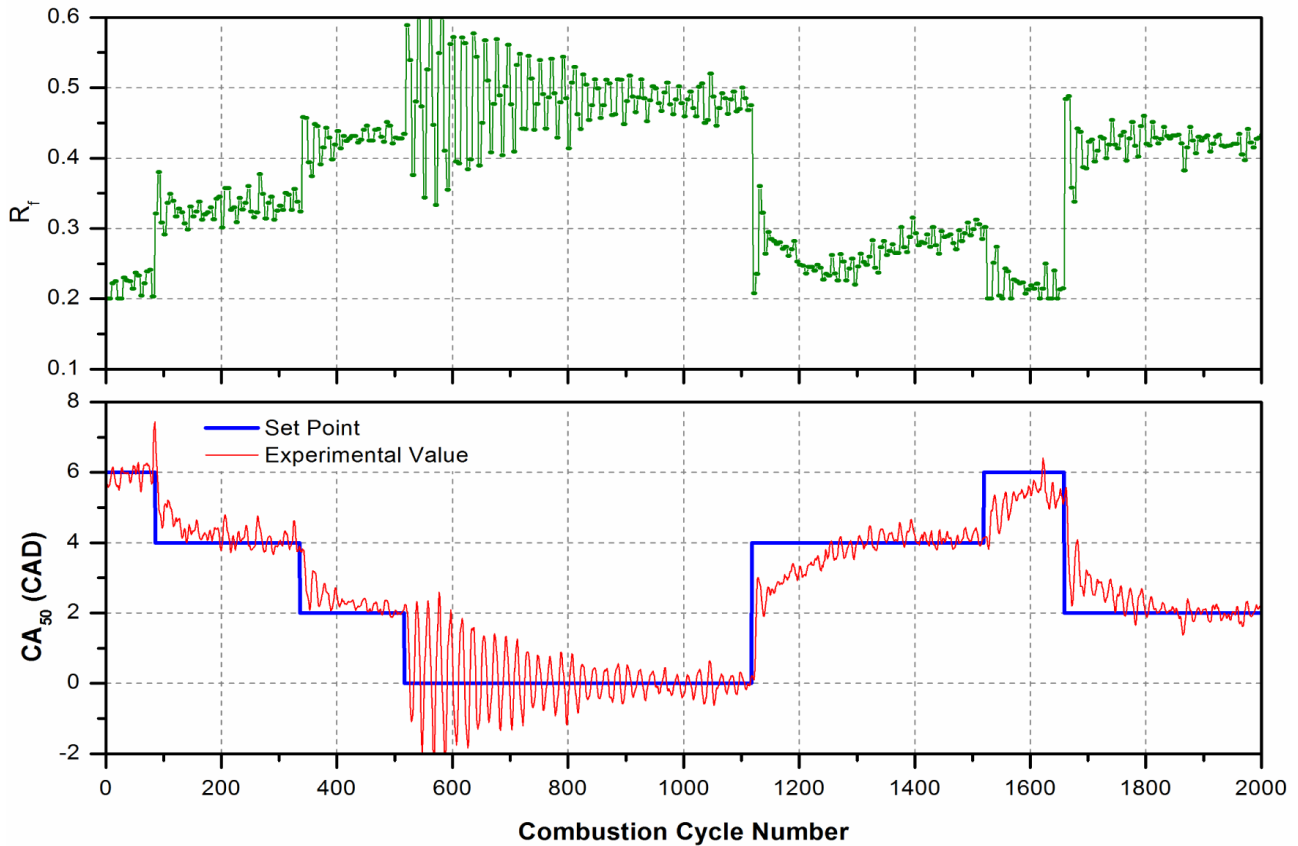


Figura 32: Controllo PID della fasatura di combustione a 800 J iniettati per ciclo ($K_p=17$; $T_i=0,08$)

2.4 Controllo dell'IMEP

L'IMEP è fortemente correlata con l'energia del combustibile che viene iniettata ad ogni ciclo, per questo è stata scelta come fattore di controllo.

Qui di seguito vengono riportati i grafici (Figura 33 e Figura34) in cui si varia l'energia introdotta con l'iniezione per controllare l'IMEP, pur mantenendo lo stesso valore di R_f .

Il comportamento del controllore PID è stato soddisfacente per tutti i casi, dimostrando che può regolare con successo l'IMEP di un motore HCCI.

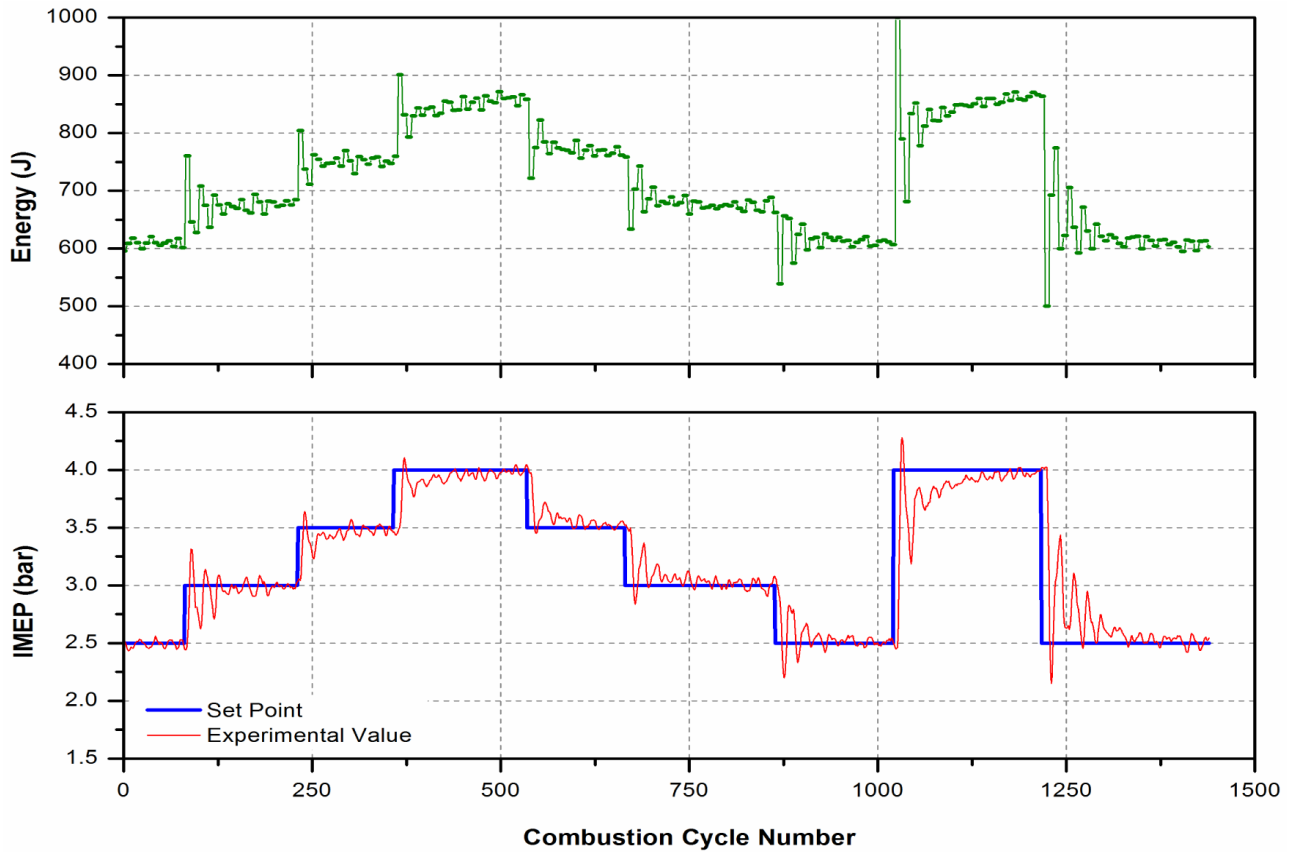


Figura 33: Controllo PID dell'IMEP a $R_f = 0,3$ ($K_p=50$; $T_i=0,05$)

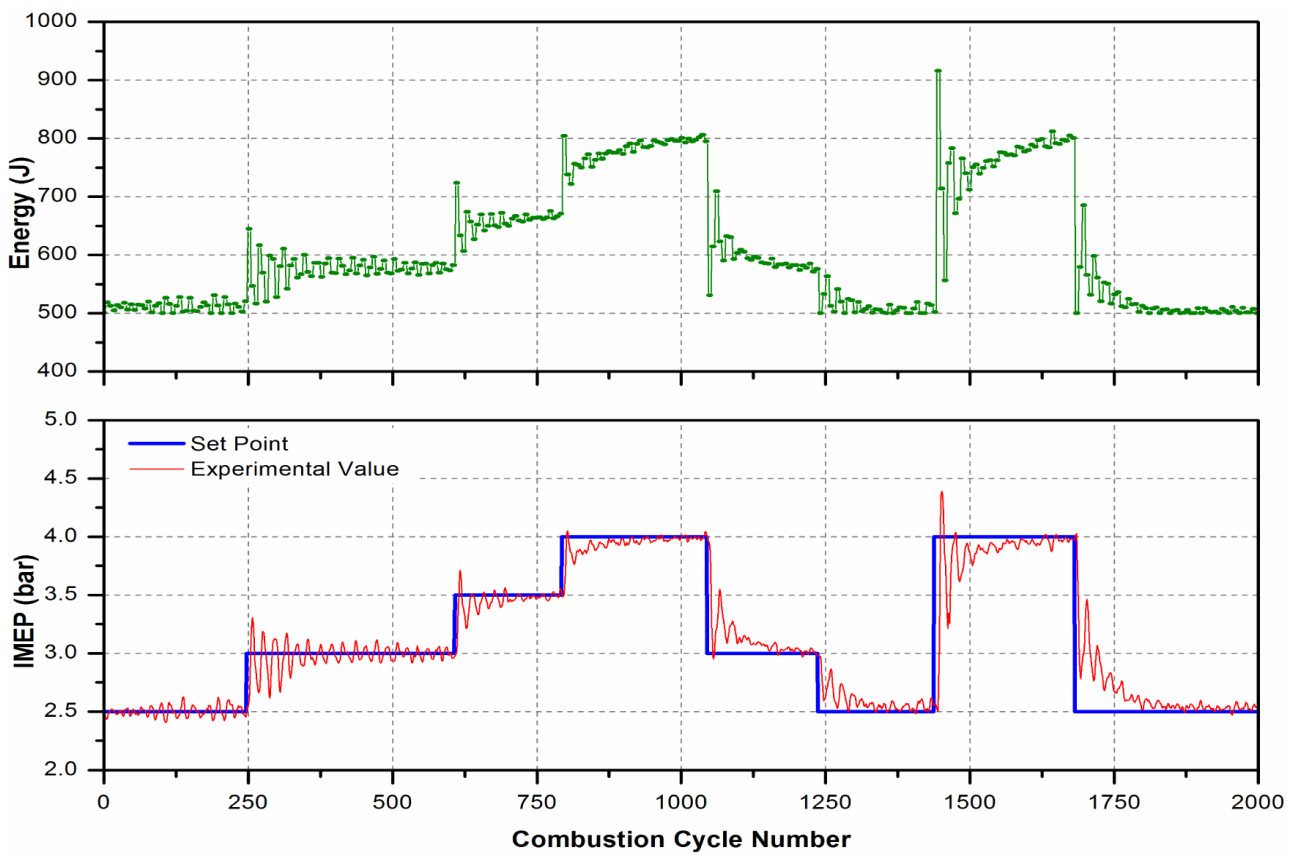


Figura 34: Controllo PID dell'IMEP a $R_f = 0,5$ ($K_p=50$; $T_i=0,05$)

3. Algoritmo di controllo mirato a gestire la combustione tramite strategia d'iniezione

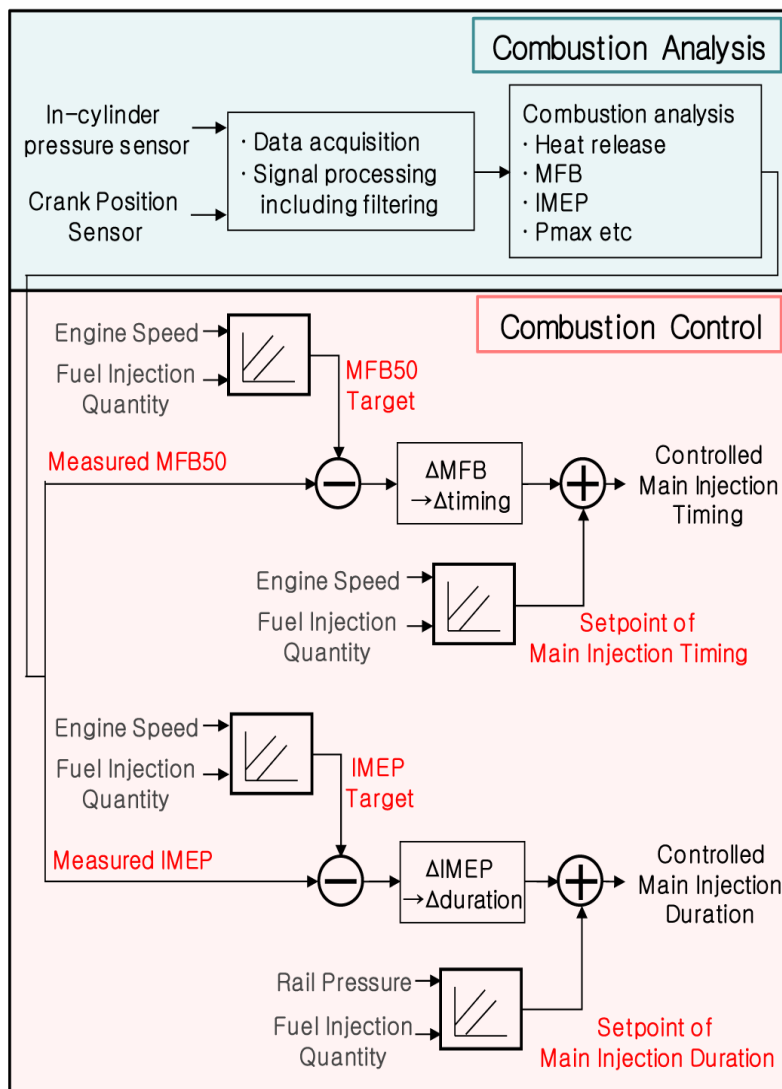


Figura 35: Diagramma concettuale dell'algoritmo di controllo

Per gestire il controllo della combustione, è indispensabile un apposito algoritmo.

Questo richiede un preciso e veloce controllo del motore per far fronte al rapido cambiamento delle condizioni operative. I metodi meglio conosciuti per il controllo in tempo reale prevedono l'impiego del segnale di pressione cilindro.

Come visto negli altri capitoli, i parametri che meglio rappresentano lo stato di combustione sono l'IMEP e l'MFB50 e vengono utilizzati per un

controllo in retroazione.

Per applicare l'algoritmo di controllo combustione è necessario, però, considerare condizioni supplementari.

Se si modifica lo stato del motore senza considerare le condizioni operative del veicolo c'è la possibilità di causare problemi di guidabilità e sicurezza.

Per esempio, il controllo di combustione deve considerare e agire in modo differente se il motore è già caldo, o in stato di avviamento.

In questo capitolo si tratta la gestione degli algoritmi di controllo descrivendone le principali funzioni. [4]

3.1 Algoritmo per l'analisi della combustione

La Figura 35 mostra il diagramma di flusso per l'algoritmo di controllo, il quale controlla i parametri di iniezione mediante i sensori di pressione nei cilindri e i segnali dei sensori di posizione delle manovelle.

I risultati dell'analisi di combustione sono stati applicati al controllo della combustione del ciclo successivo, e sono state introdotte tecniche di ottimizzazione per l'analisi della pressione del cilindro.

Il tasso di calore rilasciato in ciascun cilindro è stato calcolato senza considerare il trasferimento di calore attraverso le pareti.

La finestra di calcolo per i tassi di rilascio di calore è tra i 40° prima del PMS e 90° dopo PMS.

I rilasci di calore di tutti i cilindri sono stati sommati per trovare il calore totale estratto dal combustibile, l'MFB50 è stato trovato considerando la metà del rilascio totale di calore.

Il calcolo dell'IMEP inizia ogni ciclo al punto morto inferiore dopo la corsa di espansione e si conclude alla fine del ciclo. Tuttavia, il segnale di pressione per l'intero ciclo non è stato misurato, poiché i dati di pressione per la corsa di scarico non sono stati acquisiti. Pertanto, il calcolo dell'IMEP è stato avviato a 180° dopo PMS, e dati di pressione assenti per l'intero ciclo sono stati presi dai dati di pressione del ciclo precedente alla fase di scarico.

3.2 Algoritmo per il controllo della combustione

La sezione dedicata all'algoritmo per il controllo della combustione riceve i risultati delle analisi di combustione, MFB50, IMEP e picco di pressione nel cilindro. Al suo interno l'algoritmo ha il valore target di MFB50 e IMEP per tutta la gamma di funzionamento del motore.

I valori di riferimento sono stati determinati al banco in modo da stabilire i valori ottimali per emissioni, potenza ed efficienza.

I divari, tra i valori di riferimento ed i risultati delle analisi di combustione, sono stati diminuiti attraverso il controllo ad anello chiuso utilizzando controllori PID.

Per regolare la combustione nel cilindro, si sono controllati la fase di combustione e la coppia in uscita. MFB50 è un ottimo parametro per rappresentare la fase di combustione, in quanto è robusto alle interferenze del segnale, perché indica il momento in cui la combustione è più intensa.

Ci sono diversi parametri operativi che influenzano MFB50, come la strategia di utilizzare un'iniezione pilota o come visto nei capitoli precedenti utilizzando un opportuno tasso di EGR.

In questo caso, per la sua precisione e rapidità, è stato scelto di utilizzare la fasatura dell'iniezione principale. Questo è possibile in quanto il motore su cui si agisce è un Diesel, ovviamente in motori HCCI, come quello nel capitolo precedente ciò non è possibile. Infatti, in questo tipo di motori non si ha un'iniezione direttamente nel cilindro, essa viene effettuata nel collettore di aspirazione e necessita di tempo per formare una carica omogenea; vengono, quindi, meno le caratteristiche di rapidità e precisione, che fanno della strategia d'iniezione un ottimo metodo per il controllo in motori Diesel.

Per controllare la coppia in uscita, rappresentata dall'IMEP, è stato utilizzato il tempo di eccitazione per l'iniezione principale. Anche se è nota la correlazione tra la quantità di iniezione e l'IMEP, modificando la quantità di iniezione si rischia di interferire con la logica ECU.

Ad esempio, il controllo della quantità di iniezione totale influenza la pressione di sovralimentazione e il tasso di EGR. Pertanto, per il controllo dell'IMEP vengono considerate sia l'affidabilità dell'ECU che dell'algoritmo di controllo della combustione.

3.3 Setup degli esperimenti

Per verificare il corretto funzionamento dell' algoritmo di controllo di combustione e dell' algoritmo coordinatore sono stati effettuati esperimenti di verifica.

L'apparato sperimentale utilizzato è schematizzato in Figura 36.

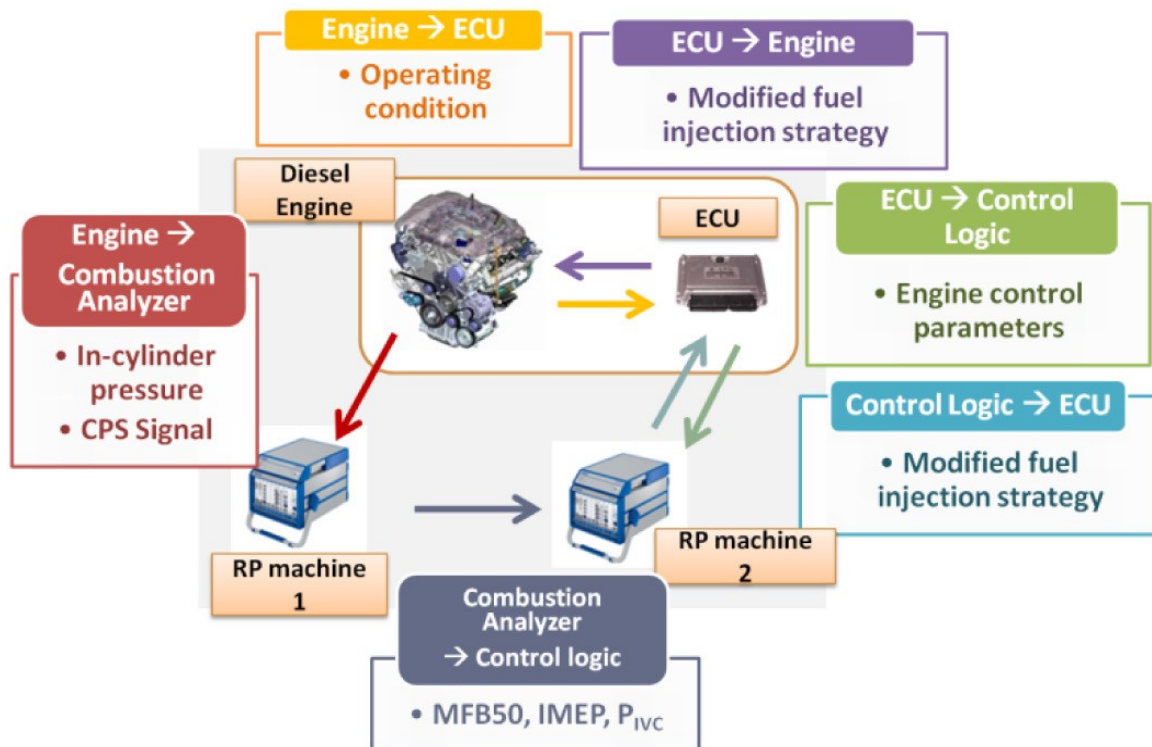


Figura 36: Schematizzazione dell'apparato sperimentale utilizzato

Il motore su cui è stato svolto questo studio è un diesel convenzionale 2.2L con quattro cilindri.

Due macchine di prototipazione rapida (RP) sono state impiegate.

Una è stata utilizzata per analizzare il segnale di pressione nel cilindro, l'altra per gestire l'algoritmo di controllo sviluppato e quindi modificare i valori per il controllo del motore nell'ECU.

La prima macchina RP riceve dal motore i segnali di pressione nel cilindro e di posizione della manovella in tempo reale. I valori delle grandezze, come MFB50 e IMEP, sono stati calcolati da questa macchina RP utilizzando i segnali di pressione del cilindro.

La seconda macchina RP è stata utilizzata per l'algoritmo di controllo.

Le grandezze analizzate e calcolate dalla prima macchina RP sono quindi trasmesse alla seconda, nella quale verranno implementate nell'algoritmo di controllo sviluppato.

Dopo i calcoli svolti dalla seconda macchina RP, tutti i risultati dell'algoritmo di controllo, quali i tempi di iniezione del combustibile e la quantità da iniettare, sono stati applicati nell'ECU.

L'ECU e la seconda macchina RP sono state collegate in modo da poter facilmente scambiarsi tutte le informazioni sul funzionamento del motore. Le prove al banco motore sono state effettuate per verificare l'algoritmo di controllo della combustione.

3.4 Coordinatore dell'algoritmo di controllo

Il coordinatore è composto da controllo di plausibilità del sensore, verifica dello stato del motore, controllo delle condizioni ambientali, correzione del PMS, controllo di “overrun”, monitoraggio “misfire” e controllo di attivazione dell'algoritmo.

Tutti questi elementi sono indispensabili per il funzionamento stabile di un algoritmo di controllo della combustione.

3.4.1 Controllo della plausibilità del segnale

È essenziale per il controllo del motore basato sul segnale di pressione nel cilindro verificare l'affidabilità del segnale stesso.

La decisione di funzionamento del controllo della combustione deve essere decisa in base allo stato del sensore di pressione nel cilindro.

Quando questo viene rilevato come anormale, l'algoritmo di controllo deve decidere se controllare riconoscendo lo stato oppure no.

In questo studio si sono applicati i seguenti controlli:

- controllo di tensione sul segnale grezzo;
- controllo di affidabilità del segnale di pressione;
- controllo dei dati di pressione utilizzando altri dati provenienti da altri sensori

I punti di controllo sopra elencati sono essenziali e indispensabili.

Controllo del segnale grezzo

Il modo più semplice e chiaro per rilevare il funzionamento del sensore di pressione è verificare la tensione del segnale grezzo se il valore di uscita della tensione degli alimentatori è in prossimità degli 0 V.

Inoltre, il differenziale del segnale grezzo per angolo di manovella è

necessario che si mantenga entro un certo intervallo.

Se il differenziale del segnale grezzo è fuori da un certo intervallo, si può ritenere che il segnale sia in una condizione anormale oppure che vi sia un'interferenza. Al contrario, il segnale viene considerato bloccato quando il differenziale del segnale grezzo per angolo di manovella non esce da un certo range.

Affidabilità dei dati di pressione

Il segnale grezzo viene convertito in dati di pressione moltiplicandolo per un fattore di guadagno, e il processo di fasatura applica la conversione da dati di pressione relativi a dati di pressione assoluta.

In questa fase avviene il controllo sulla affidabilità dei dati di pressione.

Quando vi è assenza di iniezione nel motore, la pressione massima nel cilindro dovrebbe ricadere nell'intervallo previsto. Il segnale di pressione è considerato anormale se la pressione massima nel cilindro non è in quell'intervallo. Inoltre, il sensore di pressione viene considerato in errore di fase quando l'angolo in cui si verifica la pressione massima, non è nell'intervallo previsto. In questo caso, l'affidabilità dei dati di pressione è considerata inaccettabile.

Controllo dell'affidabilità dei dati di pressione sfruttando altri sensori

La verifica dell'affidabilità del sensore, deve essere eseguita non solo attraverso il segnale del sensore stesso, ma riferendolo ai valori ottenuti tramite altri sensori. Nel caso del sensore di pressione nel cilindro, il segnale del sensore di portata massica dell'aria è corretto per poter stimare la pressione massima quando non vi è iniezione nel cilindro.

È possibile farlo sfruttando l'equazione dei gas, considerando però le limitate condizioni operative in cui si deve trovare il motore:

- la temperatura del refrigerante deve essere a regime
- la valvola degli EGR deve essere chiusa
- l'iniezione deve essere disattivata

$$P_{stimata} = \frac{m_{afs} * R_{gas} * T_{pms, stimata}}{V_{pms}}$$

La pressione così calcolata viene confrontata con la pressione massima

misurata. Se le due non discostano molto, ma rimangono all'interno di un intervallo di accettabilità, il sensore di pressione nel cilindro viene considerato in condizioni normali.

3.4.2 Controllo dello stato del motore

Condizioni del motore

È necessario conoscere le condizioni del motore per decidere se attivare l'algoritmo di controllo. Se l'algoritmo di controllo della combustione opera senza considerare lo stato attuale del motore, può non funzionare correttamente.

In un primo momento, il motore deve essere nello stato di “funzionamento”. In altre parole, l'algoritmo di controllo della combustione deve essere inattivo durante l'avviamento e se il motore è in stato di arresto. L'attivazione del controllo della combustione a questi stati provoca il funzionamento instabile del motore. Indispensabile è anche il monitoraggio dello stato del sistema di controllo dell'aria.

Lo stato della valvola a farfalla, della valvola EGR ed il regolatore della pressione di sovralimentazione sono monitorati; il coordinatore rileva se la portata della massa d'aria e la pressione di sovralimentazione sono controllati ad un valore di target corretto.

Condizione di funzionamento del motore

Se l'algoritmo di controllo di combustione viene attivato mentre il motore si trova in uno stato di forte accelerazione o decelerazione può causare il deterioramento delle prestazioni del motore e della stabilità.

Il coordinatore monitora la velocità del motore, la massa di combustibile iniettata per ciclo e la posizione del pedale dell'acceleratore. Quando la frequenza di cambiamento supera il valore di riferimento, il coordinatore ordina agli algoritmi di controllo di fermarsi durante lo stato transitorio.

3.4.3 Controllo delle condizioni ambientali

Gli stati di combustione nel cilindro cambiano quando cambiano le condizioni ambientali, in particolare la temperatura e la pressione dell'ambiente esterno e la temperatura del liquido di raffreddamento.

La centralina deve quindi tenere conto delle condizioni ambientali e

cambiare i valori target. Questo può provocare valori target indesiderati per l'MFB50 e l'IMEP.

Il coordinatore controlla la pressione dell'aria di aspirazione, la sua temperatura e la temperatura del liquido di raffreddamento, e attiva l'algoritmo di controllo quando questi tre parametri sono impostati entro gli intervalli previsti. Anche quando le condizioni ambientali soddisfano i requisiti stabiliti viene applicato un fattore di correzione per i target di MFB50 ed IMEP con lo scopo di controllare il motore con precisione.

3.4.4 Rilevamento overrun

L'iniezione del carburante è disattivata quando il veicolo è in stato di "overrun". In questo stato, l'algoritmo di controllo della combustione non deve essere attivato.

Inoltre, l'analisi di combustione mostrerebbe risultati anomali.

Se la sezione di controllo della combustione venisse attivata in questo stato, i guadagni dei controllori PID accumulerebbero valori anomali.

Nel momento in cui il veicolo uscisse dallo stato di overrun, il motore raggiungerebbe istantaneamente condizioni di funzionamento instabili.

Pertanto, l'algoritmo di controllo della combustione deve essere inattivo quando il motore si trova in overrun.

Lo stato di overrun viene rilevato monitorando la quantità di combustibile iniettato e i parametri di funzionamento del motore nell'algoritmo dell'ECU.

3.4.5 Rilevamento misfire

L'algoritmo per il rilevamento di misfire è significativo per due motivi.

Il primo di questi è per la stabilità dell'algoritmo di controllo della combustione. Se l'algoritmo di controllo della combustione è attivo mentre si verifica misfire, provoca un disturbo che rende più difficile l'uscita dalla condizione di misfire stesso, si tratta di una condizione simile all'overrun.

L'altro motivo consiste nel far fronte alle normative, attualmente ci sono discussioni sul II Atto di regolazione OBD. Pare che tutti i motori che hanno un sensore di pressione a bordo debbano eseguire la rilevazione di misfire.

3.4.6 Correzione PMS

È noto che la corretta determinazione della posizione della manovella quando il pistone si trova a PMS è molto importante, in quanto un errore di 1 CAD (grado di angolo di manovella) può portare fino ad un errore del 10% sul valore dell'IMEP ed errori del 25 % sul calcolo del calore rilasciato dalla combustione. È quindi necessario che la posizione del PMS sia nota con una precisione di 0,1 CAD. In questo studio, le misurazioni dei valori di pressione e il segnale di posizione del pistone sono sincronizzati utilizzando il segnale del sensore di posizione della manovella. Tuttavia, si deve far fronte ad errori di tolleranza di produzione, questi provocano errori nell'analisi di combustione, soprattutto per motori di produzione di massa.

Le prestazioni dell'algoritmo di controllo della combustione possono essere ridotte, in alcuni casi peggiori che se fosse assente. Pertanto, la correzione del PMS deve essere eseguita per ciascun motore di produzione di massa prima di attivare l'algoritmo di controllo della combustione.

Il coordinatore esegue l'algoritmo di correzione PMS quando rileva le condizioni specifiche. Soprattutto, quando il veicolo entra nello stato di overrun.

Correlare la posizione di massima pressione allo stato di overrun e il PMS è cosa ben nota e ampiamente utilizzata dagli analizzatori di combustione commerciali. L'angolo di manovella considerato per monitorare il picco di pressione, varia a seconda della velocità del motore, questo è dovuto al fenomeno del "blow-by" e alla maggiore perdita di calore quando si è vicino a PMS.

Quindi, l'algoritmo per la correzione di PMS considera la velocità del motore e anche l'intervallo di marce per cui si opera la correzione di PMS deve essere ben preciso.

L'algoritmo per la correzione di PMS preferisce le marce superiori, questo perché la diminuzione di velocità è minore alle alte marce rispetto alle basse. Inoltre, non si deve verificare un cambio di marcia quando è in corso la misurazione dell'angolo di manovella di pressione massima.

Quando l'algoritmo che corregge il PMS soddisfa tali condizioni comincia a calcolare l'angolo di manovella medio in cui si registra la pressione

massima per 50 cicli consecutivi. Se il motore si discosta dalle circostanze esposte sopra, il calcolo viene interrotto, e l'algoritmo di correzione PMS controlla nuovamente lo stato del veicolo. Il valore corretto viene salvato e applicato per eseguire l'analisi di combustione. La Figura 37 mostra un esempio di correzione PMS. L'angolo di manovella per cui si verifica la pressione massima si sposta dopo che si sono ottenuti i valori di correzione.

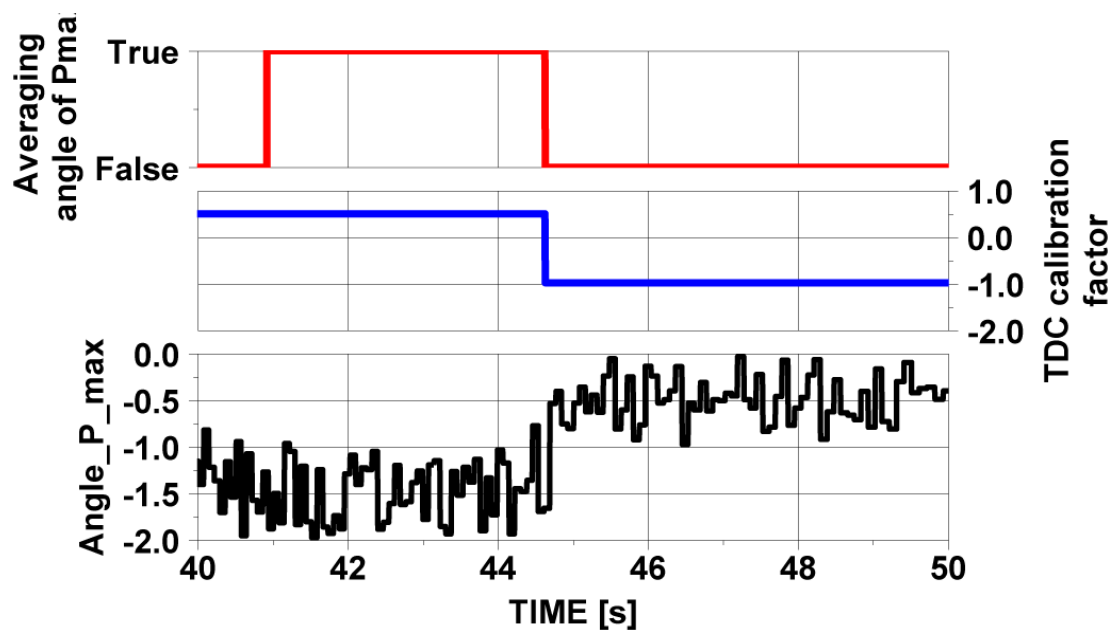


Figura 37: Esempio di un caso di correzione PMS in stato di overrun

3.5 Organizzatore dell'intero algoritmo per il controllo di combustione

Utilizzando il monitoraggio e le correzioni descritte nei paragrafi precedenti, è determinato il funzionamento dell'algoritmo di controllo della combustione.

Quindi le operazioni di monitoraggio e di correzione adottate sono:

1. Sensore di controllo di plausibilità
2. Controllo dello stato del motore
3. Controllo dello stato di funzionamento del motore
4. controllo sullo stato dell'ambiente
5. rilevamento overrun
6. rilevamento misfire

La condizione 1 è necessaria per l'algoritmo di analisi di combustione.

L'algoritmo che controlla MFB50 e IMEP richiede le condizioni dalla 1 alla 4.

Per entrambi gli algoritmi di controllo è essenziale la presenza delle condizioni 5 e 6, infatti in caso di rilevamento di misfire o di overrun gli algoritmi devono essere disinseriti.

Le condizioni dalla 1 alla 5 sono poi richieste per la correzione del PMS.

3.6 Risultati

Verifica dell'algoritmo attraverso un esperimento su veicolo

L'algoritmo di controllo della combustione e il coordinatore dell'algoritmo di controllo sono integrati, e vengono verificati al banco di prova prima di essere applicati al veicolo.

Al banco di prova, l'algoritmo di controllo viene verificato attraverso una rampa di prova, mentre i valori correnti di MFB50 e IMEP seguono i valori target per l'algoritmo di controllo. La rampa è una tipica accelerazione contemplata nei test NEDC (New European Driving Cycle).

Esperimento

Algoritmo di controllo della combustione viene applicato al veicolo.

La prova secondo la NEDC è controllata misurando le emissioni dei veicoli.

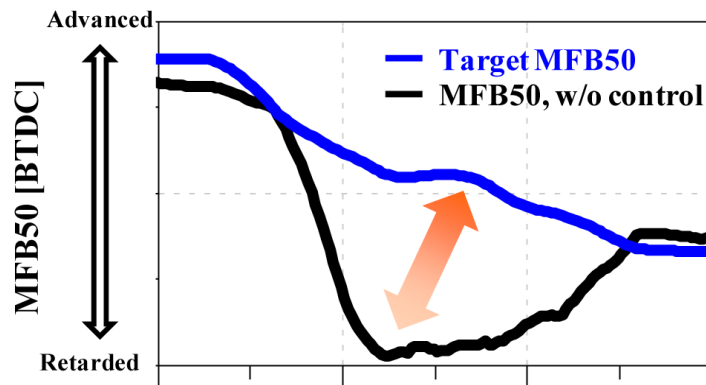
L'esperimento è stato eseguito due volte. La prima volta con l'algoritmo di controllo disattivato, mentre per la seconda prova è stato attivato.

La tabella mostra la differenza di emissioni ottenute con l'algoritmo di controllo attivato rispetto al primo esperimento.

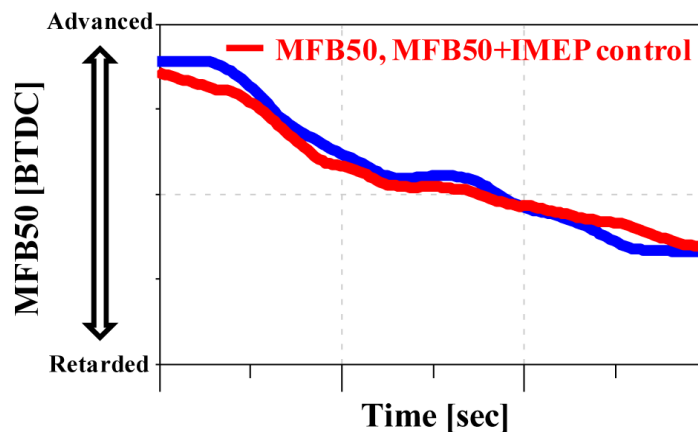
| | MFB50+IMEP Control |
|------------------------|-----------------------|
| NO _x (g/km) | 0 % |
| PM (g/km) | ▽ 14% |
| CO ₂ (g/km) | ▽ 1% |
| CO (g/km) | ▽ 13% |

La riduzione delle emissioni di PM e di CO è evidente, diminuite rispettivamente del 14% e del 13%, e la diminuzione delle emissioni di CO₂ è circa del 1%. Il risultato tra due diversi esperimenti è dovuto al comportamento del MFB50 agli stati di accelerazione.

In Figura 38 si può notare come applicando l'algoritmo di controllo si possa ridurre il divario tra i valori target del MFB50 ed i valori attuali dello stesso parametro.



(a)



(b)

Figura 38: Il primo grafico mostra il ritardo che i valori attuali di MFB50 hanno rispetto ai valori target nella prova di accelerazione. Il divario è colmato applicando l'algoritmo di controllo (secondo grafico)

Conclusioni

L'algoritmo di analisi di combustione è implementato per rilevare lo stato di combustione in tempo reale. Esso ha come output MFB50, IMEP e pressione massima.

L'algoritmo di controllo della combustione controlla che MFB50 e IMEP si dirigano verso i valori target e controlla che la pressione massima non superi il valore limite.

Il coordinatore per l'algoritmo di controllo della combustione viene introdotto per poter applicare l'algoritmo al veicolo. Per prima cosa il coordinatore controlla il corretto funzionamento del sensore di pressione cilindro, verificando la plausibilità del segnale. Prima di attivare l'algoritmo di controllo è poi necessario monitorare lo stato del motore e le condizioni ambientali. Se i valori controllati non rientrano in un intervallo di corretto funzionamento, il coordinatore blocca l'algoritmo per poter

mantenere la stabilità del motore.

Per mantenere la stabilità, l'algoritmo di controllo viene interrotto quando il veicolo è in stato di overrun. A questo punto, controllato lo stato del motore, può essere applicato l'algoritmo di correzione PMS.

Dopo aver monitorato le condizioni esposte sopra, l'algoritmo di controllo organizzatore determina se l'algoritmo di controllo può operare.

L'algoritmo di controllo della combustione e il coordinatore sono uniti.

L'algoritmo di controllo viene verificato attraverso l'esperimento di un veicolo in un ciclo di guida NEDC. I risultati indicano che l'algoritmo di controllo della combustione può ridurre le emissioni del veicolo: CO₂, CO e PM sono diminuite rispettivamente del 1%, del 13% e del 14%.

4. Sviluppi futuri: controllo mediante modelli predittivi

Come già scritto nel primo capitolo di questa tesi, il controllore PID, di gran lunga il più utilizzato nei sistemi di controllo attuali, ha dei limiti nel gestire il motore in un'ampia gamma di condizioni operative.

Questo è essenzialmente dovuto al fatto che diverse condizioni operative necessitano di diverse impostazioni di guadagno e la velocità con cui il controllore PID riesce a stabilizzare il segnale non è sufficiente, soprattutto in motori come quelli ad HCCI che vedono nel controllo agli stati transitori il loro maggiore punto debole.

I motori HCCI sono però di estremo interesse per le loro alte efficienze e per le basse emissioni di NO_x e particolato.

Le sempre più stringenti norme sull'inquinamento hanno quindi portato a concentrarsi su questo tipo di combustione e con essa sui principali problemi che l'accompagnano.

Per superare questi ostacoli si sono seguiti diversi approcci, ma con successi limitati o spesso con risultati irripetibili per le condizioni ideali in cui sono stati sperimentati.

Un metodo su cui si stanno concentrando studiosi e ricercatori è l'utilizzo di modelli predittivi.

4.1 Vantaggi derivanti dall'uso di un modello predittivo

Questo tipo di modelli permette di superare alcuni dei limiti che si riscontrano nelle altre metodologie di controllo:

- Solitamente la portata d'aria all'aspirazione del singolo cilindro viene calcolata come media del flusso d'aria che si registra al collettore d'aspirazione. Questo è però impreciso, in quanto miscelandosi con il combustibile, il comburente forma una miscela solo idealmente omogenea. Vi saranno quindi cilindri in cui sarà maggiore la presenza di comburente e altri in cui sarà maggiore quella di combustibile. Questo discorso assume ancora più importanza per quanto concerne la presenza di EGR esterno. Infatti, una volta aggiunto nel collettore d'aspirazione, viene assunto come completamente miscelato con combustibile e aria, una media fornisce quindi il tasso di EGR all'ingresso di ogni cilindro. Questo porta ad imprecisioni nel controllo che possono essere evitate con un modello predittivo. Con esso è possibile prevedere l'esatta composizione (nei limiti del modello) all'ingresso di ogni cilindro, analizzato singolarmente.
- Le mappature che vengono utilizzate per il controllo dei motori sono stilate per stati stazionari e non per i transitori, che sono gli stati particolarmente critici per le emissioni ed in particolare per il controllo di motori HCCI. Il modello predittivo può essere aggiornato in intervalli molto brevi di tempo (lo studio di cui dopo verranno esposti alcuni risultati prende un intervallo di 100 ms) oppure in un certo angolo di manovella, come un intero giro. In questo modo gli stati transitori vengono trattati come gli stati stazionari, di fatti, non vi sono reali stati stazionari nel cilindro, in quanto il flusso che vi entra non lo è. Questo permette una migliore stima dei parametri e di conseguenza un migliore controllo.
- Altro importante fattore di differenza è dovuto al fatto che il modello predittivo, come si evince dal nome, è rivolto “all'avanti”, ossia dà informazioni su come sarà la situazione nell'istante successivo. Non è rivolto “all'indietro” come i più comuni sistemi di controllo in feedback, più lenti e più imprecisi, soprattutto nei transitori.

4.2 Prestazioni del modello

Il modello di cui adesso si stanno per descrivere le prestazioni è stato applicato ad un motore ad accensione comandata, ma gli stessi ricercatori che lo hanno sviluppato si sono resi conto dell'enorme potenziale estendibile anche ad altri tipi di combustione, soprattutto per motori HCCI. Il modello è stato circa 2 volte più veloce rispetto al processo vero e proprio. Come controllore è stato utilizzato un DS1005 dSPACE con un Power PC 750 funzionante a 480 MHz. Ad oggi, la produzione di controllori automobilistici si sta avvicinando a questa velocità di elaborazione.

Le Figure 39 e 40 mostrano un confronto tra le pressioni misurate sul motore e le pressioni che sono state stimate dal modello.

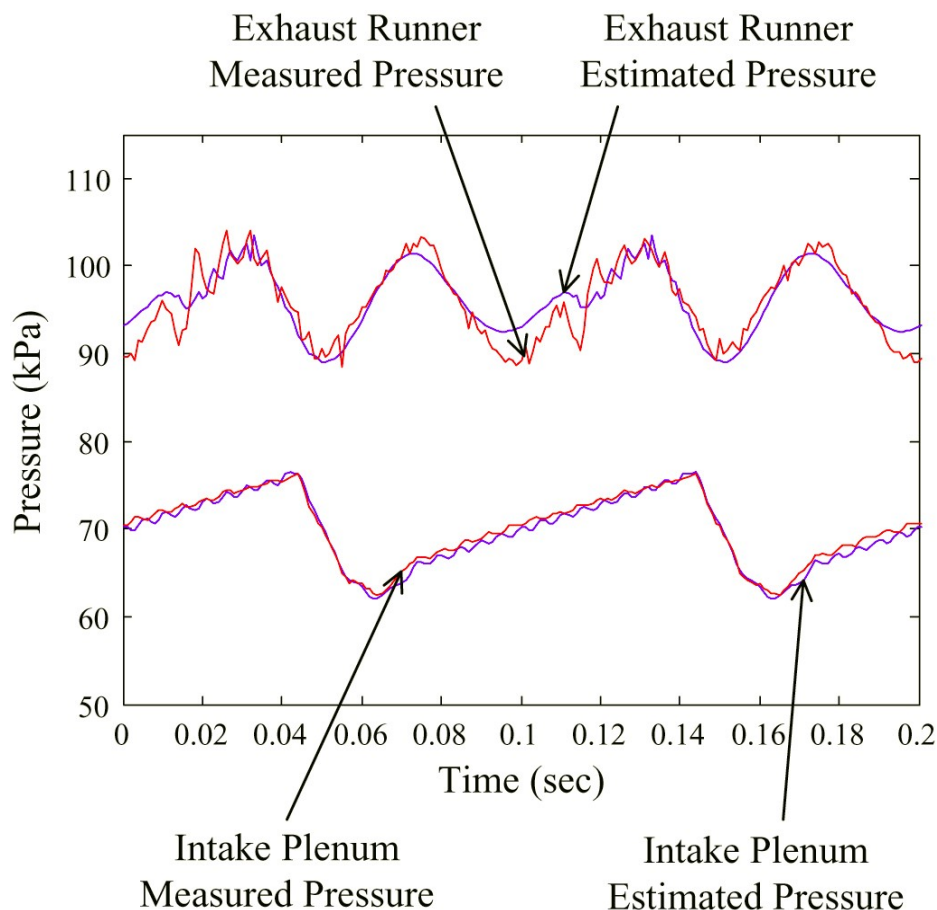


Figura 39: Andamento della pressione all'aspirazione e allo scarico: prevista dal modello (blu) ed effettivamente misurata (rossa)

In Figura 39 si può vedere l'andamento della pressione all'aspirazione e allo scarico, mentre in Figura 40 si vede l'andamento della pressione nel cilindro.

In entrambi i casi le pressioni stimate e misurate sono ragionevolmente vicine.

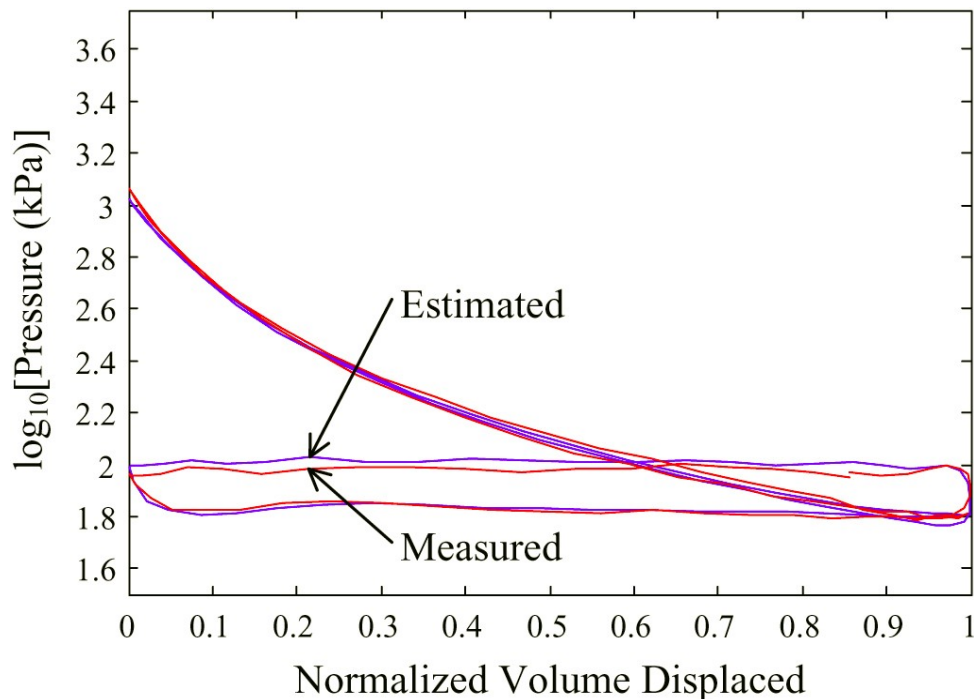


Figura 40: Pressione all'interno del cilindro: prevista dal modello (blu) ed effettivamente misurata (rossa)

Questa accuratezza di stima permette un uso del segnale di pressione nel cilindro rapido ed efficace.

Utilizzando il modello per il sistema di aspirazione, per il cilindro e per il sistema di scarico è possibile predire molti stati del motore, prima che questi si verificano effettivamente.

In certi casi è possibile invertire il modello in modo da risalire dallo stato del motore previsto ai comandi da inviare agli attuatori per ottenerlo.

4.3 Applicazione per il controllo in motori HCCI

Come già scritto nei precedenti capitoli, l'ostacolo da superare per poter vedere il motore HCCI in produzione è il controllo degli stati transitori.

La composizione della miscela nel cilindro, la pressione del cilindro, e la temperatura devono essere controllati con attenzione per ottenere i tempi di combustione ottimale.

Metodi di controllo motore tradizionali non sono in grado di prevedere o controllare questi parametri in condizioni transitorie con precisione.

Il modello di cui sono state esposte precedentemente le prestazioni è stato sviluppato per un motore ad accensione comandata, ma contiene molte delle caratteristiche necessarie per il controllo di un motore HCCI.

L'aggiunta di EGR esterni e del turbocompressore al modello potrebbe essere fatta abbastanza facilmente. Potrebbe essere anche aggiunta una parte per la previsione dell'inizio della combustione HCCI.

La temperatura nel cilindro, la pressione e la stima della composizione della miscela hanno anche la possibilità di essere usati in un modello empirico per prevedere l'inizio della combustione.

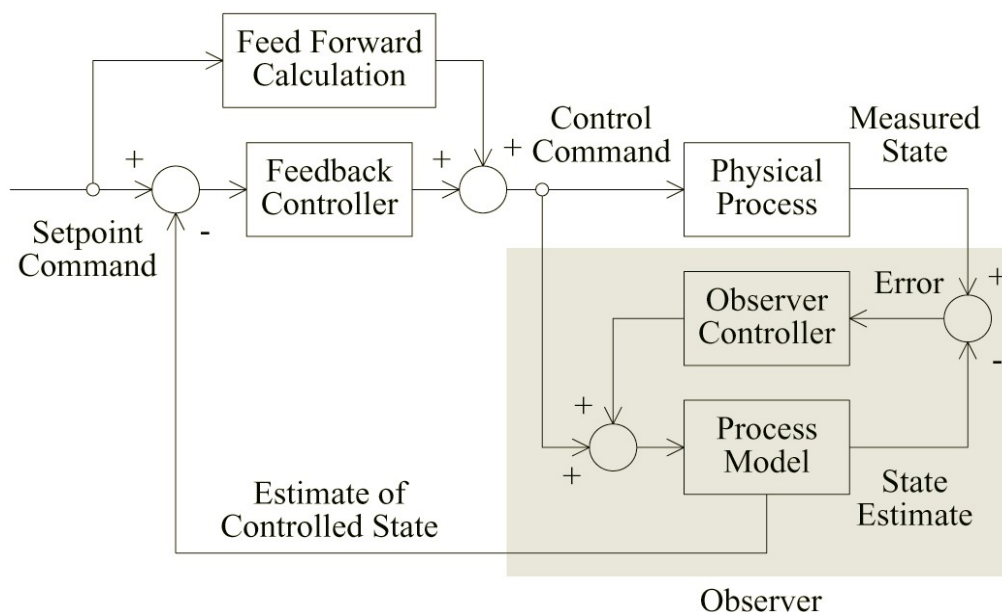


Figura 41: Tipica struttura di controllo in cui il modello è implementato come osservatore

Uno dei principali vantaggi di utilizzare un tale modello è la possibilità di confrontare gli stati stimati, come la pressione nel cilindro, con valori effettivamente misurati e di verificare l'affidabilità del modello o di

individuare le aree in cui è richiesta un ulteriore sviluppo.

Avere un modello accurato del motore è importante, ma non deve essere perfetto.

Come si vede in Figura 41, il modello è implementato come osservatore nel software di controllo. I valori misurati vengono utilizzati per apportare correzioni al modello in modo che in condizioni stazionarie i parametri stimati e misurati siano gli stessi. Le equazioni dinamiche incluse nel modello consentono di rispondere dinamicamente proprio come il motore reale. Se gli errori del modello in anello aperto sono uniformi su tutta la gamma di funzionamento del motore, il controllore osservatore applicherà la correzione richiesta e l'errore scarso effetto sui valori stimati anche in condizioni transitorie.

Se gli errori non sono uniformi su tutta la gamma operativa, essi influenzeranno la precisione della stima in condizioni transitorie, ma le equazioni dinamiche possono fornire una valida risposta. A seconda della velocità del transitorio, il controllore può essere in grado di eliminare gran parte dell'errore durante la transizione al nuovo punto di lavoro.

I metodi presentati in questo documento definiscono una strategia di controllo che ha il potenziale di stimare con precisione le variabili di stato richieste per il controllo della combustione HCCI sul singolo cilindro. Poiché ogni cilindro dovrebbe essere controllato separatamente, gli effetti di funzionamento transitorio sarebbero quasi eliminati.

Ulteriori sviluppi del modello possono essere necessari per la sua applicazione, ma le stesse tecniche di modellazione e gran parte dei controlli potrebbero essere applicati direttamente all'applicazione HCCI.

Bibliografia

- [1] Seunghyun Lee, Jeongwoo Lee, Seungha Lee, Dongsu Kim, Yoonwoo Lee, Seongeun Yu, Hoimyung Choi, "Study on Reduction of Diesel Engine Out Emission through Closed Loop Control based on the In-Cylinder Pressure with EGR Model", SAE Technical Paper 2013-01-0322
- [2] Yusuke Nakamura, Dong-Won Jung, and Norimasa Iida Keio Univ, "Closed-Loop Combustion Control of a HCCI Engine with Re-Breathing EGR System", SAE Technical Paper 2013-32-9069
- [3] Rakesh Kumar Maurya, Avinash Kumar Agarwal, "Experimental Investigation of Close-Loop Control of HCCI Engine Using Dual Fuel Approach", SAE Technical Paper 2013-01-1675
- [4] Seungeun Yu, Kyoungchan Han, Kihoon Nam, Dae Choi, and Jun Yu, "Development of Real-Time Engine Control Using the In-Cylinder Pressure Signal in a Diesel Engine for Passenger Vehicle", SAE Technical Paper 2013-01-2513
- [5] John Lahti, John Moskwa, "Dynamic Engine Control for HCCI Combustion", SAE Technical Paper 2012-01-1133
- [6] Bengt Johansson, Jan-Ola Olsson, Per Tunestål, "Closed-Loop Control of an HCCI Engine", SAE Technical Paper 2001-01-1031
- [7] Petter Strandh, Johan Bengtsson, Rolf Johansson, Per Tunestål and Bengt Johansson, "Cycle-to-Cycle Control of a Dual-Fuel HCCI Engine", SAE Technical Paper 2004-01-0941
- [8] Matthew Beasley, Richard Cornwell, Peter Fussey, Richard King, Andrew Noble, Tomasz Salamon, Anthony Truscott, Gerhard Landsmann, "Reducing Diesel Emissions Dispersion by Coordinated Combustion Feedback Control", SAE Technical Paper 2006-01-0186

- [9] H. Husted, D. Kruger, G. Fatic, G. Ripley and E. Kelly, "Cylinder Pressure-Based Control of Pre-Mixed Diesel Combustion", SAE Technical Paper 2007-01-0773
- [10] Steffen Leonhardt, Norbert Müller, Rolf Isermann, "Methods for Engine Supervision and Control Based on Cylinder Pressure Information", IEEE/ASME Transactions on mechatronics, vol. 4, n° 3, september 1999
- [11] Kenan Muric, Ola Stenlaas, Per Tunestal and Bengt Johansson, "A Study on In-Cycle Control of NOx Using Injection Strategy with a Fast Cylinder Pressure Based Emission Model as Feedback", SAE Technical Paper 2013-01-2603