

ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITA' DI BOLOGNA
SECONDA FACOLTA' DI INGEGNERIA
CON SEDE A CESENA

CORSO DI LAUREA
IN INGEGNERIA MECCANICA

Sede di Forlì

ELABORATO FINALE DI LAUREA
In MACCHINE

UTILIZZO DEL SEGNALE DI PRESSIONE NEI CILINDRI PER IL
CONTROLLO IN FEEDBACK DELLA COMBUSTIONE

CANDIDATO
Enrico Olivucci

RELATORE
Ing. Enrico Corti

Anno Accademico 2011/2012

Sessione I

ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITA' DI BOLOGNA
SECONDA FACOLTA' DI INGEGNERIA
CON SEDE A CESENA

CORSO DI LAUREA
IN INGEGNERIA MECCANICA

Sede di Forlì

ELABORATO FINALE DI LAUREA
In MACCHINE

UTILIZZO DEL SEGNALE DI PRESSIONE NEI CILINDRI PER IL
CONTROLLO IN FEEDBACK DELLA COMBUSTIONE

CANDIDATO
Enrico Olivucci

RELATORE
Ing. Enrico Corti

Anno Accademico 2011/2012

Sessione I

Indice

Introduzione.	7
1 Controllo della coppia.21
Controllo IMEP.21
Risposta della coppia in base all'angolo di iniezione.	31
2 Controllo delle fasi di combustione.41
3 Controllo delle emissioni.57
Modello della stima di particolato.	57
Sensore per il controllo ad anello chiuso delle emissioni.67

INTRODUZIONE

La pressione del cilindro è la grandezza che consente di raccogliere informazioni sul processo di combustione. Il monitoraggio in tempo reale del segnale di pressione proveniente dal cilindro associato a tecniche di controllo basate sul suo impiego offrono il potenziale per una migliore affidabilità del motore, per un aumento delle prestazioni e per un calo della produzione di sostanze inquinanti.

Finora il maggiore sviluppo è stato effettuato principalmente per ridurre NOx e particolato.

Ad oggi, l'uso diffuso di sensori di pressione nel cilindro è stato ostacolato da un fattore prioritario: la mancanza di una soluzione conveniente, affidabile e durevole. Trasduttori di pressione

piezoelettrici che sono stati utilizzati nel corso dei decenni precedenti per lo sviluppo e la calibrazione dei motori non sono adatti per applicazioni in motori di serie a causa degli effetti delle interferenze elettromagnetiche (EMI), della durata limitata e del costo troppo elevato. Dispositivi piezoceramici hanno costi minori ma a loro volta non offrono alta precisione in tutte le condizioni del motore, sono soggetti a problemi di interferenza elettrici e la loro durata non è sufficiente per motori di serie (a causa di effetti di degradazione della lega e ossidazione selettiva dell'alluminio).

Ora sono disponibili sensori di pressione piezoresistivi Silicon costituiti da un elemento piezoresistivo a basso costo, che deve essere mantenuto sotto una temperatura di 125°C. Tuttavia, questi tipi di sensori richiedono un accesso separato sulla testa del motore nonché speciali posizioni di montaggio per il raffreddamento ad acqua senza disturbare il passaggio dell'olio e per questo nei moderni motori a quattro valvole non vi è posto. Inoltre anche questi sono soggetti alle EMI, sono di grandi dimensioni, hanno mostrato una breve durata e al momento sono troppo costosi.

A causa delle limitazioni di cui sopra, in generale i sensori piezoresistivi hanno trovato un uso molto limitato nei motori di serie. Sensori al Carburo di Silicio, come segnalato di recente dal gruppo di ricerca di Daimler Benz riescono a operare a temperature elevate, fino a 500°C. Tuttavia,

anche questi dispositivi soffrono le EMI e l'ossidazione del piombo, inoltre hanno problemi di durata e costi elevati. In contrasto con dispositivi elettronici, i sensori a fibre ottiche sono potenzialmente molto adatti per operazioni caratterizzate da alte temperature e alti livelli di EMI incontrate nei motori a combustione. Questi vantaggi combinati con eccezionale durata e costi molto bassi rendono i sensori a fibre ottiche i candidati principali per l'utilizzo nella produzione automobilistica.

Grazie alle loro dimensioni miniaturizzate, resistenza alla temperatura e immunità alle interferenze elettromagnetiche, questi sensori possono essere combinati con componenti del

motore, quali candele di accensione, iniettori di combustibile, o candelette: in questo modo non si richiede spazio aggiuntivo e sensore e dispositivo possono essere installati senza modifiche al motore.

- SENSORE IN FIBRA OTTICA

Il sensore in fibra ottica per applicazioni del motore a combustione è costituito da tre componenti di base: una testa di rilevamento direttamente esposta alla camera di combustione, un filo di fibra ottica e un modulo opto-elettronico contenente tutti i sensori ottici ed elettronici, come mostrato in Fig. 1.

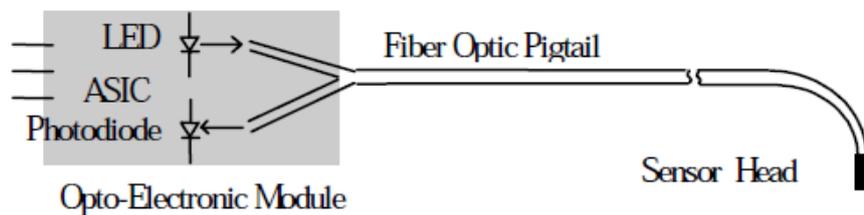


Fig. 1 schema del sensore

Il modulo opto-elettronico contiene un fotodiodo, un LED, e un apposito Application Specific Integrated Circuit (ASIC), che controlla l'intensità luminosa, amplifica e filtra il segnale del fotodiodo e fornisce la funzione di riferimento.

La testa del sensore è costituita da un involucro metallico a cui è saldato un diaframma di rilevamento, una ghiera di tenuta in fibra e da due fibre collegate all'interno della ghiera, come schematicamente mostrato in Fig. 2. Si prega di notare che le dimensioni di Fig. 2 non sono in scala.

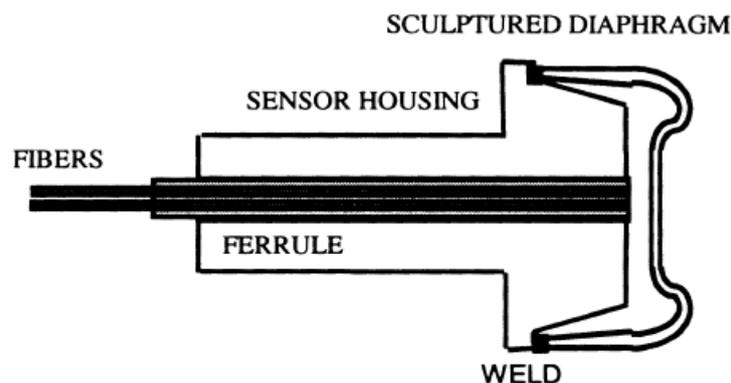


Fig. 2 costruzione della testa del sensore

Il diaframma di rilevamento è l'elemento più critico del sensore. Dev'essere il più piccolo possibile in modo che il sensore integrato occupi una quantità minima di spazio all'interno di un dispositivo, attualmente la minor dimensione che si è riusciti ad ottenere corrisponde ad un diametro del diaframma di 2,8mm. Nonostante il piccolo diametro il diaframma deve possedere grande deflessione (per un elevato rapporto segnale-rumore) e basse sollecitazioni, necessarie per una lunga durata. In una tipica applicazione per un motore diesel il sensore deve funzionare in modo affidabile per più di 500 milioni di cicli o un milione di miglia. Per garantire un funzionamento duraturo il presente sensore utilizza un cappello a forma di diaframma con spessore variabile con il diametro ed è realizzato in inconel (lega ad elevata resistenza). Questo design è stato studiato per poter soddisfare durata a fatica di un miliardo di cicli (forse più) e per resistere alle sovrappressioni. Altri benefici della presente costruzione comprendono eccellente linearità della risposta di pressione e ridotta sensibilità alla fiamma diretta e al caldo dovuto agli effetti della combustione. La risposta del sensore di pressione è data dallo spostamento del diaframma che riflette un segnale ottico alle fibre riceventi. In una progettazione a due fibre, l'intensità di luce raccolta dalla fibra di ricezione può sia diminuire che aumentare con un aumento della deflessione del diaframma.

Il sensore di pressione per il monitoraggio e il controllo di un motore Diesel può essere integrato con l'iniettore di carburante. Tale iniettore "intelligente", chiamato PSIjet può essere installato in aggiunta con un sensore di pressione del carburante, per ottenere prestazioni ottimali, affidabilità e bassi costi. Il dispositivo risultante non dev'essere individualmente bilanciato, come attualmente accade, quindi il suo prezzo può essere significativamente inferiore. Differenze causate dalla variabilità di produzione, invecchiamento, fluttuazioni della pressione, o qualità del combustibile possono essere compensate mediante un controllo a circuito chiuso di temporizzazione del carburante, durata e pressione. Fig. 3 mostra una foto di un prototipo con PSIjet con un solo sensore di pressione che è già stato costruito per essere utilizzato in un motore diesel marino.

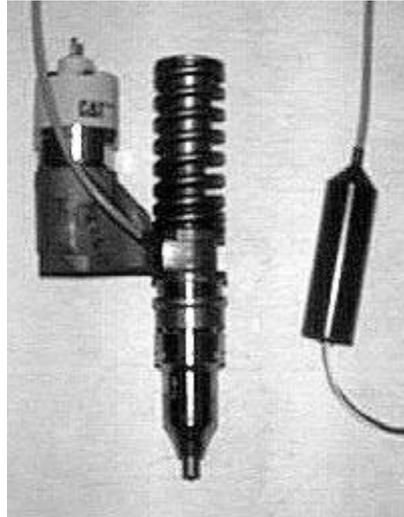


Fig.3 fotografia del PSijet

Il PSijet è costituito da cinque componenti di base: (1) due sensori di pressione in miniatura in fibra ottica, uno per la pressione nel cilindro e l'altro per la pressione del carburante in linea, (2) un iniettore modificato con due fori di montaggio per i sensori, e (3) due moduli di condizionamento del segnale, uno opto-elettronico e un apposito modulo Application Specific Integrated Circuit (ASIC).

Un approccio alternativo per una progettazione integrata per applicazioni in motori diesel è il prodotto chiamato PSiglow, che combina una candela a incandescenza con un sensore di pressione in fibre ottiche in miniatura resistente alle alte temperature, come mostrato in Fig. 4.

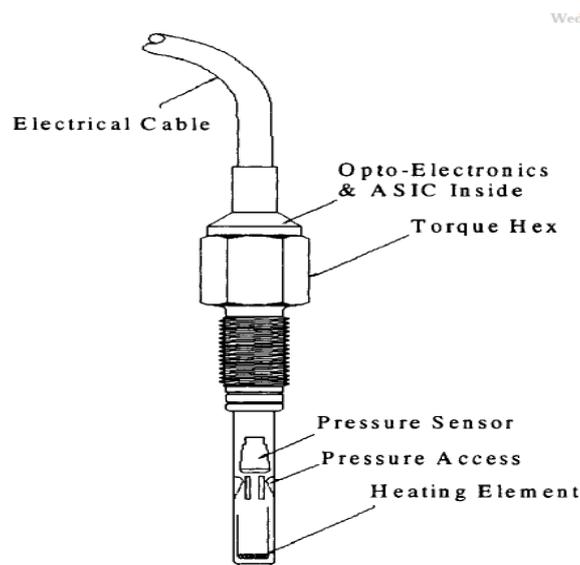


Fig. 4 sensore inserito in una candela

Il diaframma di rilevamento della pressione del PSiglow è incassato nella punta della candela in modo che la massima temperatura del sensore non superi i 350°C. Questo tipo di prodotto ha il condizionatore di segnale del sensore integrato nel corpo candela fuori dalla zona di alta temperatura ed è collegato elettricamente alla ECU (Electronic Control Unit). A differenza del PSijet il cui utilizzo è limitato alle applicazioni su motori a iniezione diretta, il PSiglow può essere utilizzato sia su motori a iniezione diretta che indiretta.

Differentemente dai test motoristici e applicazioni R&D, un sensore di pressione del cilindro destinato al monitoraggio e al controllo del motore non ha bisogno di essere estremamente preciso, le caratteristiche principali sono l'alta affidabilità, il basso costo e la lunga vita.

Tipicamente non viene effettuata nessuna calibrazione individuale dei sensori nell'interesse di abbassare i costi del sistema. Tuttavia, all'interno di un ciclo di combustione sono richiesti un elevato grado di linearità e bassa isteresi, così può essere applicata una tecnica di normalizzazione basta sul rapporto di compressione del cilindro durante le fasi di compressione ed espansione. Specifiche di base del sistema di sensori di pressione in fibre ottiche destinati ad applicazioni su motori di serie sono riassunte in Tab. 1.

RANGE DI PRESSIONE	Da 0 a 200 bar
RANGE DI SOVRAPPRESSIONE	1.5 x PRESSURE RANGE
LINEARITA', ISTERESI E SHOCK TERMICI	+/-1%
FREQUENZA DI RISPOSTA	Da 0.1 Hz a 30KHz
DIAMETRO MINIMO DEL SENSORE	1.7 mm
SENSORE DI TEMPERATURA DELLA CARCASSA	Da -40 a 350°C
CONTINUA	

I test di laboratorio qui riportati comprendono confronti di linearità e isteresi rispetto a sensori piezoelettrici disponibili commercialmente. Fig. 5 mostra un confronto della dinamica di risposta (fra 0 e 70 bar) fra un sensore a fibre ottiche e un trasduttore piezoelettrico raffreddato ad acqua (PZT).

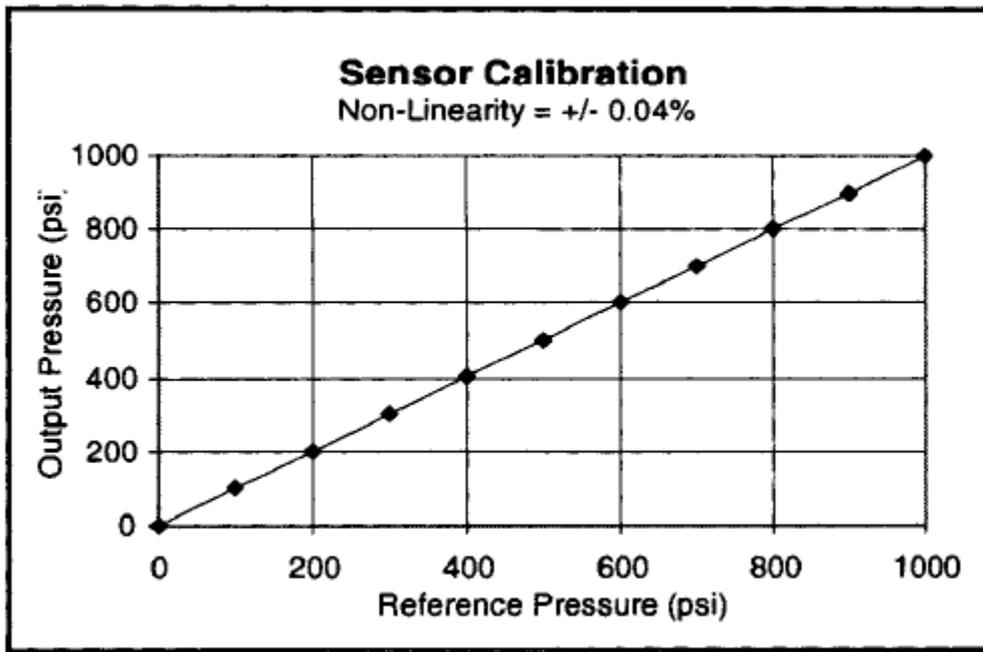


Fig. 5 comparazione fra un sensore a fibre ottiche e uno piezoelettrico a temperatura costante

Fig. 6 mostra i risultati ottenuti su un solo cilindro raffreddato ad aria del motore Yanmar. Il sensore a fibre ottiche è stato montato su una candela, e il sensore piezoelettrico è stato montato sulla stessa testa in prossimità del sensore ottico.

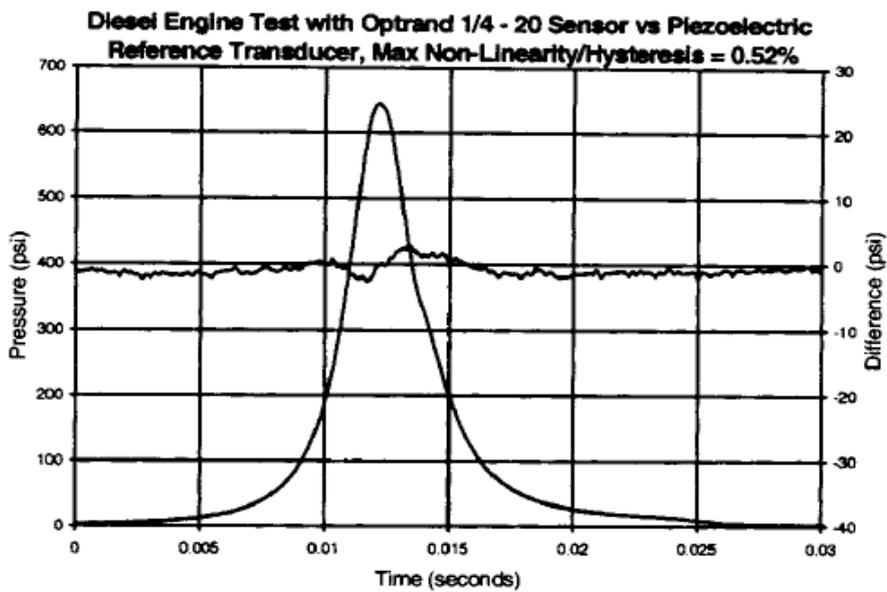


Fig. 6 risultati

Al momento non vi sono ancora dati disponibili per un sensore montato su un iniettore. Tuttavia, sono previste buone se non migliori prestazioni rispetto ad un sensore montato in testa al motore. Per un sensore integrato all'iniettore otterremo benefici soprattutto dall'effetto di raffreddamento che esercita il carburante che fluisce attraverso l'iniettore. Di conseguenza la temperatura del corpo del sensore e la temperatura media di membrana saranno essenzialmente più basse, ottenendo in tal modo prestazioni paragonabili a quelle dei sensori raffreddati ad acqua.

- **SENSORI PIEZOELETTRICI**

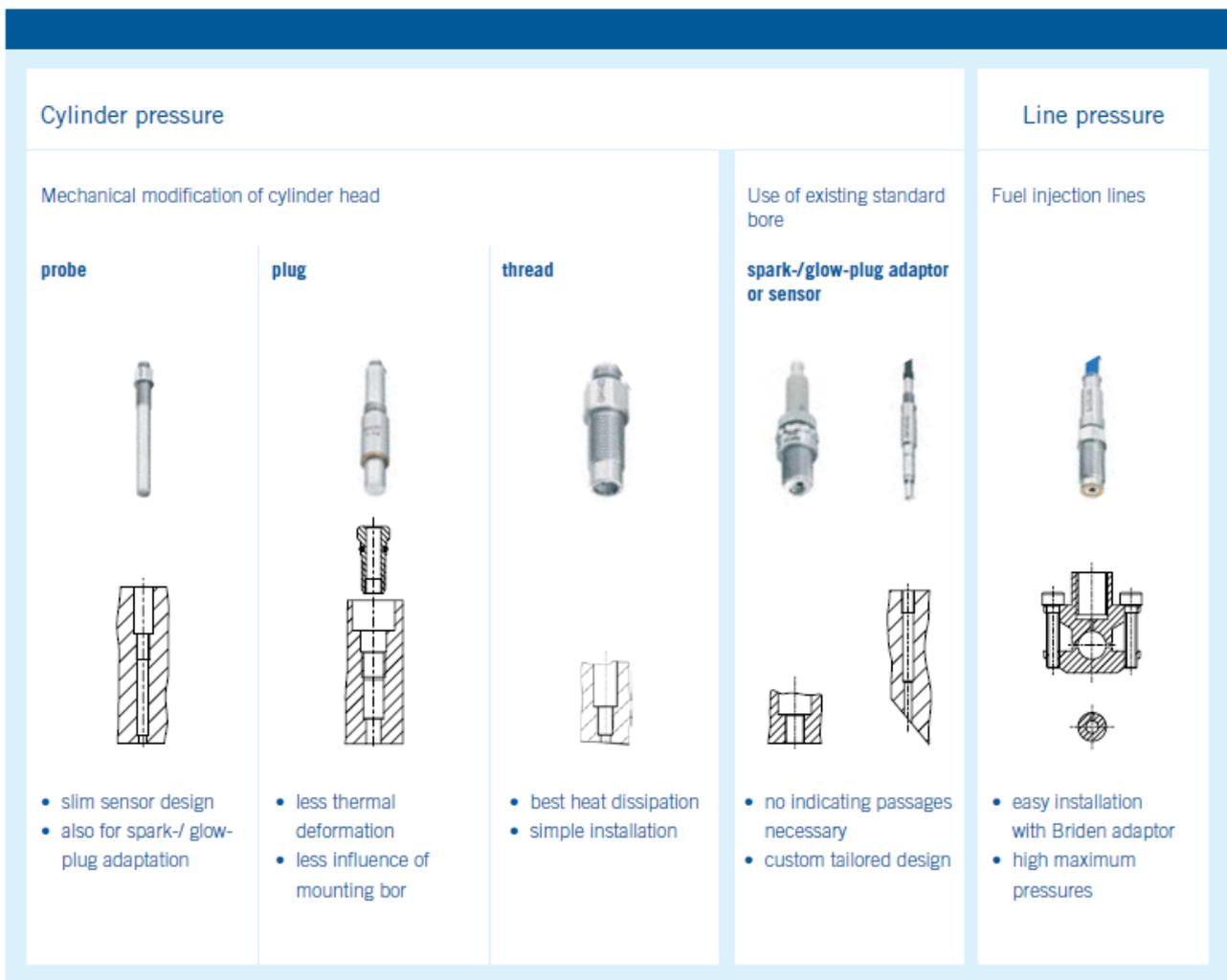
Come intuibile dal nome questi sensori sottoposti ad un carico meccanico forniscono in uscita segnali elettrici. I sensori piezoelettrici sono ottimi per l'utilizzo in applicazioni dinamiche. Possono essere impiegati per misurare pressioni che cambiano in maniera molto rapida, e sono molto resistenti in quanto possono resistere a temperature di 400°C.

Un sensore piezoelettrico può essere composto da oltre 10 parti e la parte principale, cioè il nucleo è costituito da un cristallo, può essere utilizzato il quarzo che garantisce elevata sensibilità e stabilità alla temperatura.



Esempio di sensore piezoelettrico

A seconda del tipo di motore dal quale si vogliono ricavare dati di pressione, possono essere usati diversi tipi di sensori piezoelettrici. In generale possiamo distinguere due casi, il primo in cui è possibile una modifica della testa motore (foratura e fresatura) e un secondo in cui non sono possibili modifiche. Se lo spazio disponibile è molto limitato non è possibile effettuare modifiche e si ricorre a sensori inseriti all'interno delle candele, come visto anche in precedenza. Se invece abbiamo a disposizione spazio per modifiche, si apre la scelta fra diversi tipi di sensori, filettati, spina o sonda.



Questi sensori possono avere problemi causati dalle forze inerziali dovute alle vibrazioni, le quali possono causare un'apparente modifica del segnale in uscita. Questo parametro dovrà essere il più ridotto possibile. La sensibilità all'accelerazione nei sensori raffreddati ad acqua è influenzata dalla massa d'acqua di raffreddamento contenuta nel sensore e nei tubi. Per misurare la pressione in zone con elevate accelerazioni del carico, come ad esempio nei pressi delle valvole di

aspirazione o di scarico sono necessari sensori che sono poco sensibili alle accelerazioni. In Fig. 7 è mostrata l'influenza dell'accelerazione sul segnale di pressione, in questo caso specifico le oscillazioni sono state provocate dall'apertura e dalla chiusura delle valvole di aspirazione e scarico.

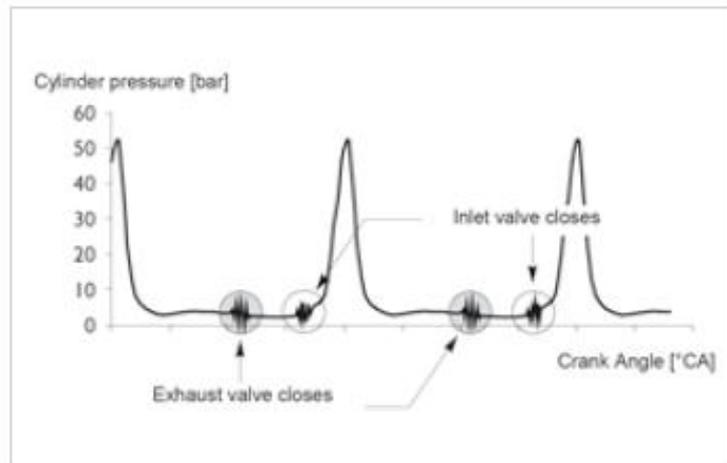


Fig. 7 disturbi nel segnale di pressione

La calibrazione è il processo di controllo e regolazione della precisione di un sensore. I sensori piezoelettrici sono molto stabili durante la loro esistenza se utilizzati in condizioni di combustione regolare. Presentano un errore di linearità massimo dello 0.3%. tutti i sensori piezoelettrici attraversano un ciclo di vita come mostrato in Fig. 8, composto dalle seguenti fasi:

- 1) Fase di assestamento in cui solitamente migliora la linearità;
- 2) Un ulteriore miglioramento si ha con il funzionamento sul campo, a questo punto il sensore funziona con le massime prestazioni;
- 3) Una calibrazione ad intervalli di tempo regolari è consigliata per garantire l'adeguata sensibilità di misurazione;
- 4) Quando il sensore scende al di sotto della precisione richiesta è essenziale la calibrazione.

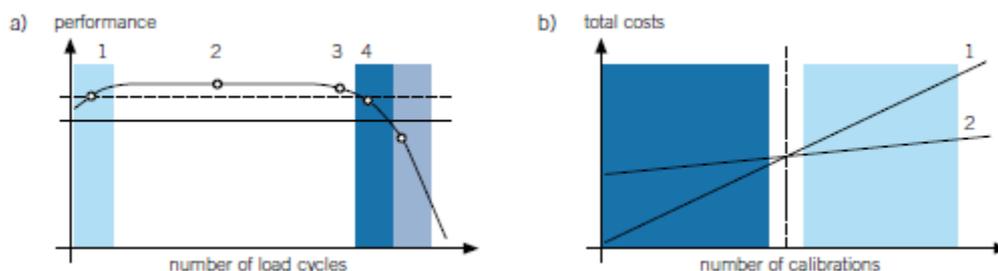


Fig. 8

- SENSORI PIEZORESISTIVI

Questi sensori sono composti da una complessa struttura formata da tre parti (vedi Fig. 9).

Il primo strato compone il diaframma ed è formato da un monocristallo di silicio drogato N, e lo spessore di questo può variare a seconda del range di pressioni a cui è sottoposto.

Il secondo strato composto da biossido di silicio si trova proprio sopra al diaframma e funge da isolante tra il silicio drogato N ed il silicio drogato P. in questo modo elimina eventuali giunzioni PN e nello stesso tempo aumenta la capacità di resistere alle alte temperature.

Il terzo strato è collegato mediante una fusione a livello intermolecolare allo strato di biossido di silicio. Questo strato presenta quattro estensimetri di silicio di tipo P modellati in un circuito a ponte di Wheatstone.

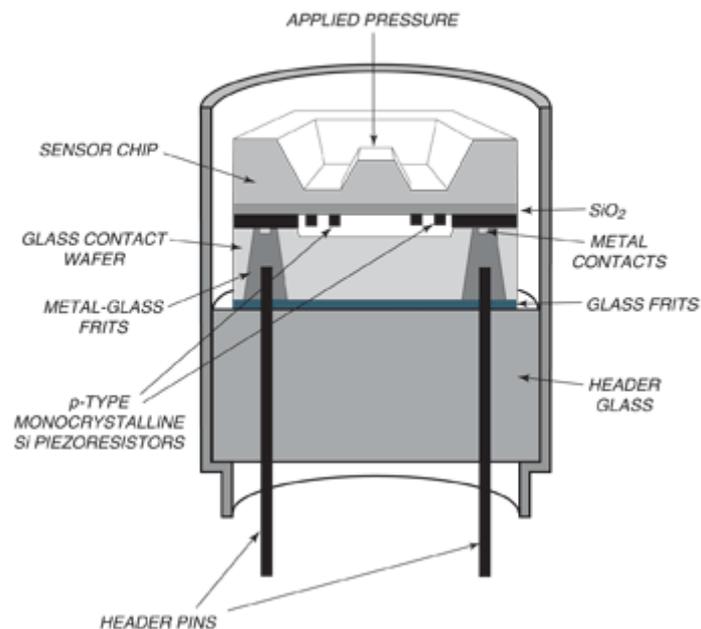


Fig. 9 complessivo di un sensore piezoresistivo

Quando viene applicata pressione, la deformazione del diaframma fa sì che due estensimetri vadano in trazione (aumento di resistenza) e due in compressione (diminuzione di resistenza). Gli estensimetri in trazione e compressione sono opposti l'uno all'altro, ciò causa uno squilibrio della resistenza dei materiali che massimizza l'output del ponte. L'entità di questo squilibrio è direttamente proporzionale alla grandezza della sollecitazione applicata. Questo è il principio di funzionamento fondamentale che sta dietro a tutti gli 'estensimetri' trasduttori di pressione.

Di seguito sono indicate le caratteristiche di questi sensori:

- 1) Sono robusti e possono resistere dalle 5 alle 200 volte a pressioni di sovraccarico senza essere influenzati sul piano della sensibilità.
- 2) Il range di pressioni varia da 0.1 a 400bar.
- 3) Elevata resistenza alla temperatura, per operazioni continue possono resistere fino a circa 500°C.
- 4) Lo stesso sensore ha un'ottima precisione nella misurazione della pressione sia in stato stazionario che in caso di applicazioni dinamiche in cui si hanno rapide variazioni di pressione.

Dopo una panoramica sui sensori maggiormente utilizzati per il rilevamento della pressione all'interno dei cilindri, vediamo un paio di metodi alternativi che hanno lo stesso scopo:

- MOVIMENTO DELLA VALVOLA

La pressione all'interno del cilindro può essere misurata basandosi sul movimento della valvola. In termini di durata questo concetto dovrebbe essere migliore in quanto utilizza una robusta valvola come elemento diaframma ed inoltre il sensore è posizionato esternamente al cilindro in un'area in cui gli effetti dannosi del motore sono minori. Questa nuova tecnologia potrebbe essere montata su motori di serie con minori modifiche della struttura. I tipici trasduttori di pressione usati per la ricerca hanno precisioni elevate con errori <0.5%, a condizione che siano montati correttamente nel motore, ma una precisione del 2-4% sembra essere sufficiente per il controllo in anello chiuso del motore.

Ora vediamo il funzionamento del sensore:

la pressione di combustione provoca un piegamento della testa della valvola e sposta lo stelo di questa assialmente rispetto alla testa come mostrato in Fig. 10. Se questo movimento valvola può essere misurato con precisione, dovrà essere correlato alla pressione di combustione. Inoltre il sensore per misurare il movimento della valvola potrà essere situato in una zona del motore dove si sperimentano effetti minimi di temperatura e pressione.

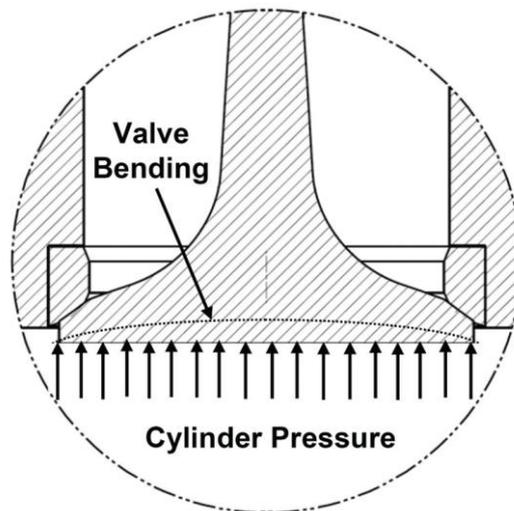


Fig. 10 valvola di aspirazione

Si è deciso di usare un sensore che non entri in contatto con la valvola per non interferire con il movimento di questa. Il concetto è illustrato in Fig. 11, il sensore misura lo spostamento relativo dello stelo e in questo modo riesce a fornirci la pressione. Questo spostamento può essere la combinazione dello spostamento di testa della valvola e della curvatura della testa del cilindro causata dalla pressione. Pertanto, posizioni diverse della valvola nella testa del cilindro probabilmente mostreranno risultati diversi.

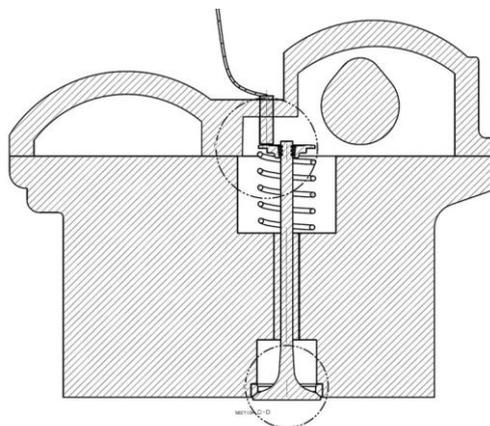


Fig. 11 localizzazione del sensore

Alcuni esperimenti effettuati hanno dimostrato che questo sistema di misurazione della pressione nei cilindri dà buoni risultati per pressioni superiori a 25 bar. Utilizzando un sensore di correnti parassite, è possibile rilevare anche piccoli movimenti della testa della valvola e con un maggiore sviluppo si potranno raggiungere errori di misurazione non superiori al 5%. Poiché le valvole e il

sensores di correnti parassite hanno una risposta lineare alla pressione del cilindro, dovrebbero agevolare una semplice misurazione a basso costo di produzione e con una durata eccellente.

- CORRENTE DI IONIZZAZIONE

Durante il processo di combustione vengono prodotti degli ioni sia termicamente che chimicamente, in modo che una corrente ionica dipendente dal processo di combustione sia misurabile con l'applicazione di tensione ad un sensore. Per misurare questa corrente ionica è utilizzata una candela ad incandescenza, la parte che raggiunge la camera di combustione deve essere isolata elettricamente dal corpo e dalla testa del cilindro, questo è realizzato all'interno da un manicotto plastico in pressione, e all'esterno da un rivestimento vetro-ceramico. Per realizzare il circuito di misurazione della corrente viene utilizzato un diodo posizionato nella parte superiore della candela.

CAPITOLO 1

CONTROLLO DELLA COPPIA

Il segnale di pressione proveniente dai cilindri può essere utilizzato per il controllo della combustione all'interno del motore, ma questo è un argomento che tratteremo successivamente. In questo primo capitolo vogliamo mostrare come poter controllare la coppia in uscita, oppure verificare le variazioni di questa in relazione all'angolo di accensione. Entrambe le situazioni precedentemente indicate si baseranno comunque su dati provenienti da sensori di pressione all'interno dei cilindri.

Per prima cosa vediamo come calcolare la IMEP in tempo reale per avere un controllo preciso della coppia:

innanzitutto è richiesto un sistema computazionale veloce in modo da poter stimare la IMEP in tempo reale. La IMEP viene definita come il lavoro trasferito dal gas al pistone per unità di volume durante un ciclo motore, e viene utilizzata per la determinazione della coppia perché direttamente collegata a questa.

Un sistema di controllo del motore convenzionale per controllare la coppia erogata acquisisce dati in retroazione come massa del flusso di aria, posizione dell'albero a gomiti, temperatura dell'aria e rapporto A/F. Tuttavia sfruttando questi dati che sono indirettamente connessi alla coppia motore, è difficile ottenere un preciso controllo di questa, per cui si sono ricercati altri metodi. Questi metodi sono indirizzati alla misurazione diretta della coppia mediante sensori oppure modelli di stima di questa. La misurazione della IMEP mediante sensori risulta molto accurata, ma non permette la rilevazione dei dati ogni singolo ciclo, quindi in questo caso questo metodo non viene utilizzato. Per questo motivo è necessario un algoritmo in grado di stimare la coppia istantaneamente, questo può essere ottenuto basandosi su pochi dati acquisiti dai cilindri e implementati su un veloce sistema computazionale.

Vogliamo analizzare i parametri del motore che influiscono sulla IMEP e la loro correlazione con questa. In seguito basandoci su questi risultati, proporre un metodo di stima della IMEP in tempo reale. Questo nuovo metodo di stima utilizza dati di pressione nel cilindro, velocità del motore e SOE, parametro che è definito come l'inizio di applicazione di corrente agli iniettori. Infine vogliamo proporre un algoritmo validato attraverso simulazioni ed esperimenti sul motore. La IMEP viene determinata mediante la pressione del cilindro durante un ciclo motore.

Per stimarla precisamente sono stati condotti esperimenti in modo da analizzare gli effetti che i parametri del motore come la massa di carburante iniettata, l'incremento di aria, SOE, e la velocità di questo hanno sulla combustione, e una variazione della IMEP dovuta al cambiamento della pressione nel cilindro è stata osservata durante la variazione dei parametri del motore. I risultati sono descritti di seguito.

- EFFETTI DELLA MASSA DI CARBURANTE INIETTATA E DELL'INCREMENTO DELLA MASSA DI ARIA

In Fig. 1.1 si può notare che con un incremento della durata dell'iniezione, una maggior massa di carburante viene bruciata e la pressione nel cilindro cresce. Questo incremento di pressione fa sì che aumenti l'area all'interno del diagramma, e ciò sta a significare che il lavoro ceduto al cilindro aumenta di conseguenza. In Fig. 1.2 si può vedere la variazione della IMEP e della pressione rilevata sempre per variazione della durata di iniezione. Quando la durata aumenta da 0,5 a 0,9 millisecondi, la IMEP varia di 5bar se non vi sono incrementi di aria, e di 7 bar nel caso in cui vi siano incrementi di aria. Per condizioni della durata di iniezione identica si può notare che la IMEP avrebbe un incremento di 2 bar al massimo facendo variare l'incremento dell'apporto di aria. Questo mostra che la massa di fluido iniettata ha un maggiore effetto sulla variazione della IMEP.

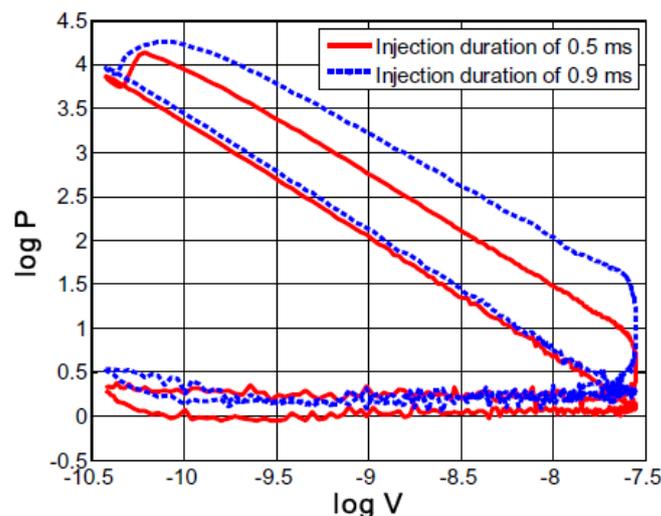


Fig. 1.1 diagramma pressione-volume per variazione della durata di iniezione (2500rpm, SOE 4°CA BTDC)

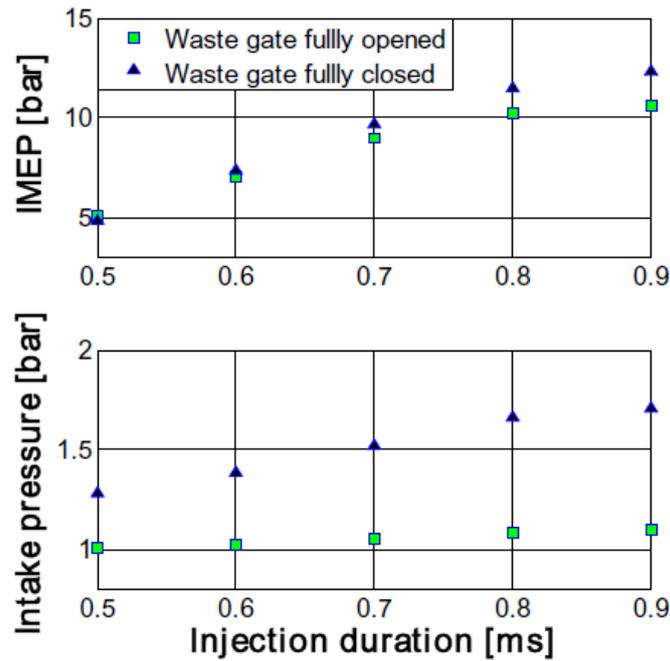


Fig. 1.2 IMEP rispetto alla durata di iniezione (2000rpm, SOE 4°CA)

- EFFETTI DEL SOE

Fig. 1.3 mostra i risultati di un esperimento, possiamo vedere che il picco di pressione aumenta e si muove verso il punto morto superiore se il SOE arretra. Inoltre, la pressione del cilindro a fine combustione diminuisce perché l'aumento della temperatura di combustione ha causato una maggiore dispersione di calore alle pareti. Come mostrato in Fig. 1.4 la IMEP cambia al massimo di 0,7 bar con le variazioni del SOE.

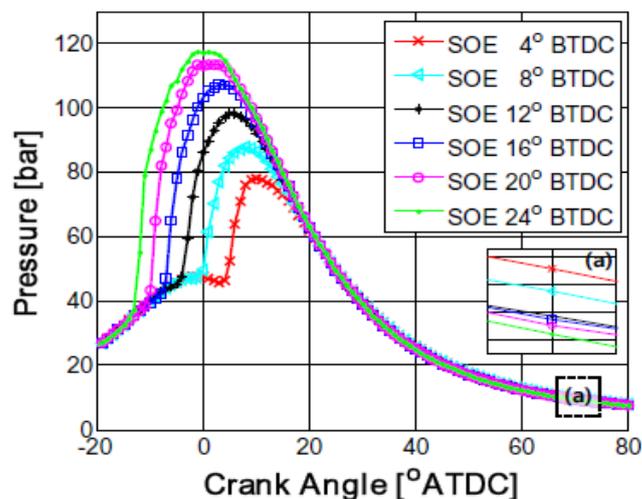


Fig. 1.3 pressione nel cilindro per variazioni del SOE (1500rpm, durata dell'iniezione di 0,7 s)

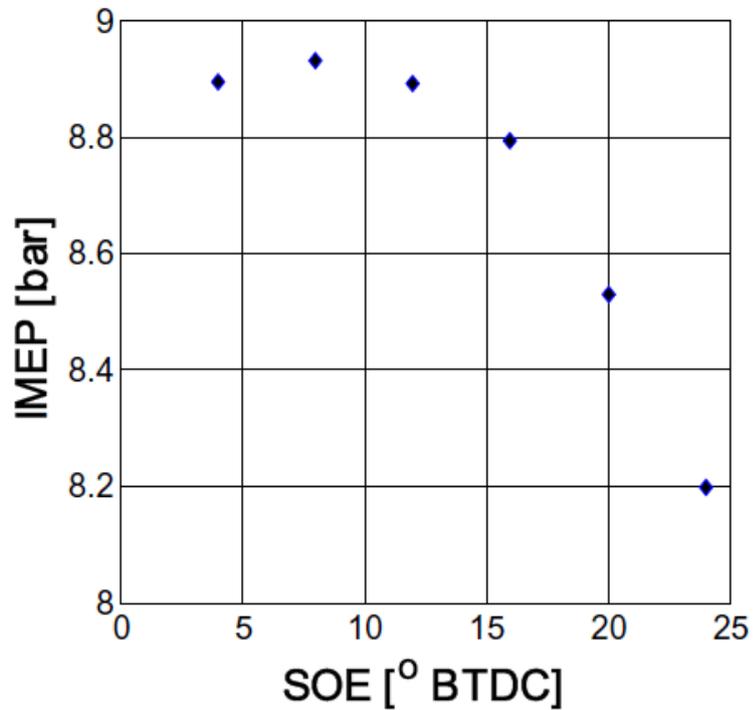


Fig. 1.4 andamento IMEP per variazioni del SOE (1500rpm, tempo di iniezione di 0,7 s)

- EFFETTI DELLA VELOCITA' DEL MOTORE

Per un aumento della velocità del motore avremo un aumento del ritardo tra il comando di iniezione e l'inizio della combustione (SOC). Inoltre questo cambiamento di velocità causa una variazione della massa d'aria aspirata e del calore trasferito. Possiamo vedere in Fig. 1.5 che la IMEP subisce una variazione di circa 0,3 bar durante la variazione di velocità.

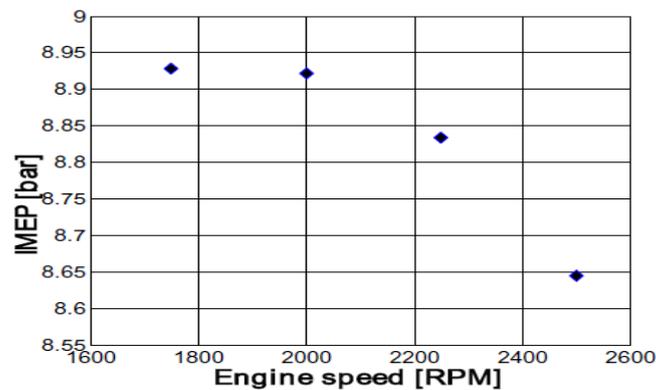


Fig. 1.5 variazione IMEP per variazioni della velocità del motore

Dalle osservazioni precedenti si può notare che i fattori maggiormente influenti sulla IMEP risultano essere la massa di combustibile iniettata e l'incremento di massa d'aria, d'altro canto, SOE e velocità del motore hanno effetti minori. Nonostante gli ultimi due fattori indicati influiscano in maniera minore sulla IMEP verranno utilizzati per la sua stima in quanto gli effetti della massa di combustibile iniettato sono già contenuti all'interno dei dati di pressione.

Picco di pressione (PP), localizzazione del picco di pressione (LPP), modifica del rapporto di pressione (MPR), gestione del rapporto di pressione a 10°CA ATDC (PRM10) e differenza integrale di pressione (DPI), sono utilizzati come metodo di controllo per il tempo di innesco, per la diluizione della miscela e per il rilevamento di mancate combustioni.

Questi parametri vengono utilizzati per un motore ad accensione comandata. Tuttavia, poiché le variabili sono direttamente collegate al tipo di combustione di un motore ad accensione spontanea, sono state scelte come candidate per la stima della IMEP.

Un coefficiente di correlazione per poter determinare le variabili di pressione, utilizzate per stimare la IMEP, è stato calcolato attraverso una semplice equazione. Questo coefficiente indica una relazione lineare fra due variabili, e può essere espresso attraverso l'equazione seguente:

$$\gamma = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}}$$

Nella tabella seguente possiamo vedere i coefficienti di correlazione calcolati.

Pressure variable	PP	LPP	MPR	PRM10	DPI
Correlation coefficient	0.0313	0.0422	0.2019	0.2526	0.7327

Il coefficiente di correlazione della DPI indica la più forte correlazione (0,7327) con la IMEP rispetto alle altre variabili, per questo motivo la DPI è stata scelta come variabile per la stima della IMEP, e può essere espressa attraverso la seguente equazione:

$$DPI = \sum_{k=0}^{180^{\circ} ATDC} \left[P_{firing}(k) - P_{motoring}(k) \right]$$

Fig. 1.6 mostra la relazione lineare fra la DPI e la IMEP.

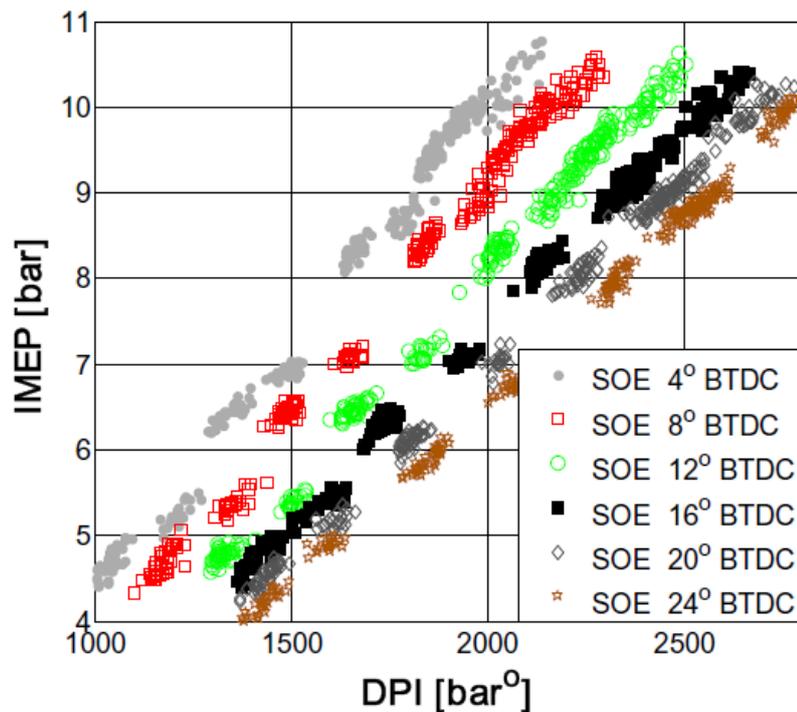


Fig. 1.6 relazione lineare fra DPI e IMEP

Da questa relazione lineare del primo ordine, si ottengono le seguenti equazioni:

$$IMEP = a \times DPI + b$$

$$a = f_a(SOE, RPM)$$

$$b = f_b(SOE, RPM)$$

Dove a e b sono funzioni di SOE e rpm, rispettivamente.

Come risultato vedremo che f_a deriva da un'equazione del secondo ordine ed f_b viene espressa come equazione del primo ordine:

$$f_a(SOE, RPM) = a_1 SOE^2 + a_2 SOE + a_3 RPM + a_4$$

$$f_b(SOE, RPM) = b_1 SOE + b_2 RPM + b_3$$

I coefficienti delle funzioni f_a ed f_b sono stati ottenuti attraverso l'utilizzo di dati provenienti da simulazioni ed esperimenti, nonché attraverso il modello di regressione. A loro volta i coefficienti di ciascun modello di regressione sono stati determinati per minimizzare l'errore quadratico medio (RMS), il quale può essere calcolato utilizzando l'equazione seguente:

$$RMS = \sqrt{\sum_{k=1}^n \frac{(IMEP_{estimated} - IMEP_{measured})^2}{n}}$$

- SIMULAZIONE

La simulazione è stata effettuata per verificare la fattibilità della stima della IMEP utilizzando la DPI. È stato possibile eseguire la simulazione facendo una co-simulazione tra GT-power e MATLAB/simulink. GT-power è stato utilizzato per ricreare il modello del motore, mentre MATLAB/simulink sono stati utilizzati per calcolare la DPI e la IMEP e per regolare le condizioni del motore come mostrato in Fig. 1.7.

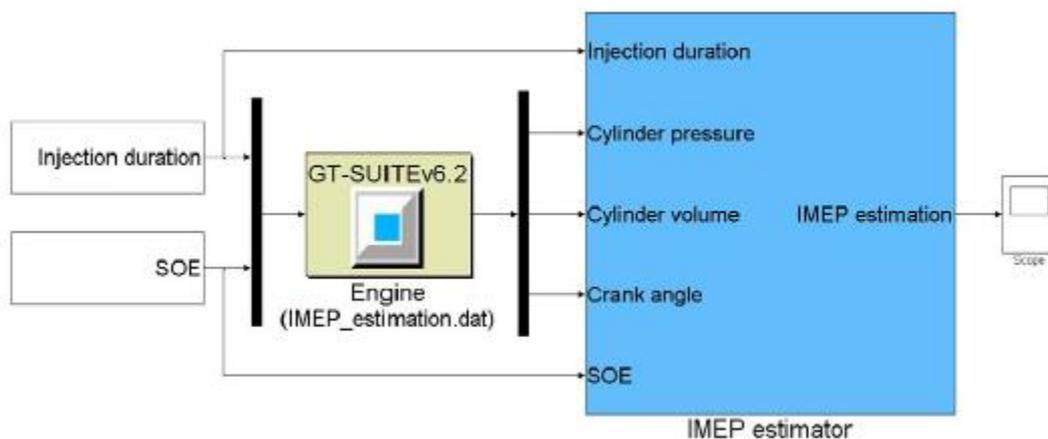


Fig. 1.7 co-simulazione tra GT-power e MATLAB/simulink

I dati di pressione nel cilindro per la simulazione sono stati misurati variando la velocità del motore da 1500 a 2750rpm, SOE da 4 a 24°CA BTDC e la massa di combustibile iniettata da 10 a 40 milligrammi. In Fig. 1.8 possiamo vedere i risultati della stima per tutte le condizioni di SOE e di durata di iniezione, a 1500rpm. L'errore nella stima è piccolo, minore di 0,3 bar.

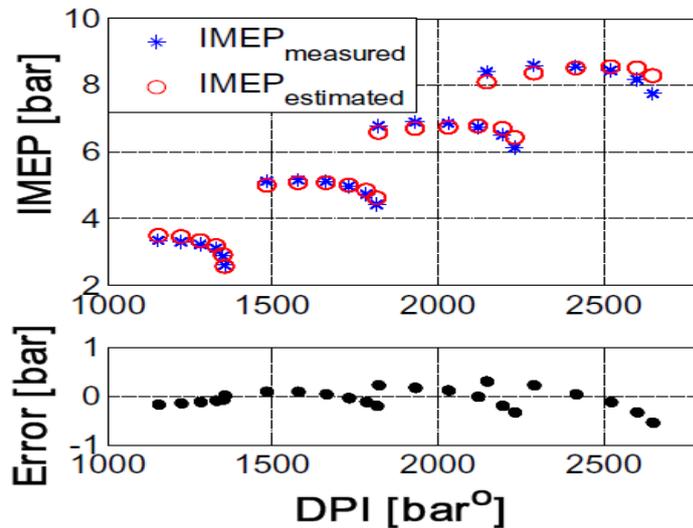


Fig. 1.8 stima della IMEP attraverso simulazione

- ESPERIMENTO

Per poter convalidare l'algoritmo di stima della IMEP, è stato svolto un esperimento su un motore montato al banco, in cui sono stati installati sensori di pressioni inseriti negli iniettori, e per la rilevazione dei dati è stato utilizzato un sistema PXI. La descrizione dell'equipaggiamento per il test è descritta nella tabella seguente:

Description		Specification
Engine	Engine type	In-line SOCH turbocharged CRDI
	Number of cylinders	4
	Displacement volume	1991 cc
	Compression ratio	17.3
Cylinder pressure sensor		Glow plug type piezoelectric pressure transducer (Kistler)
Engine controller		MicroAutoBOX (dSPACE)

I dati di pressione sono stati rilevati per ogni °CA al variare della velocità del motore e della durata dell'iniezione. Questi dati, raccolti in ogni condizione operativa sono poi stati utilizzati per stimare la IMEP attraverso la DPI. Nella stessa maniera della simulazione precedente, abbiamo effettuato una stima in linea con i dati sperimentali, come mostrato in Fig. 1.9.

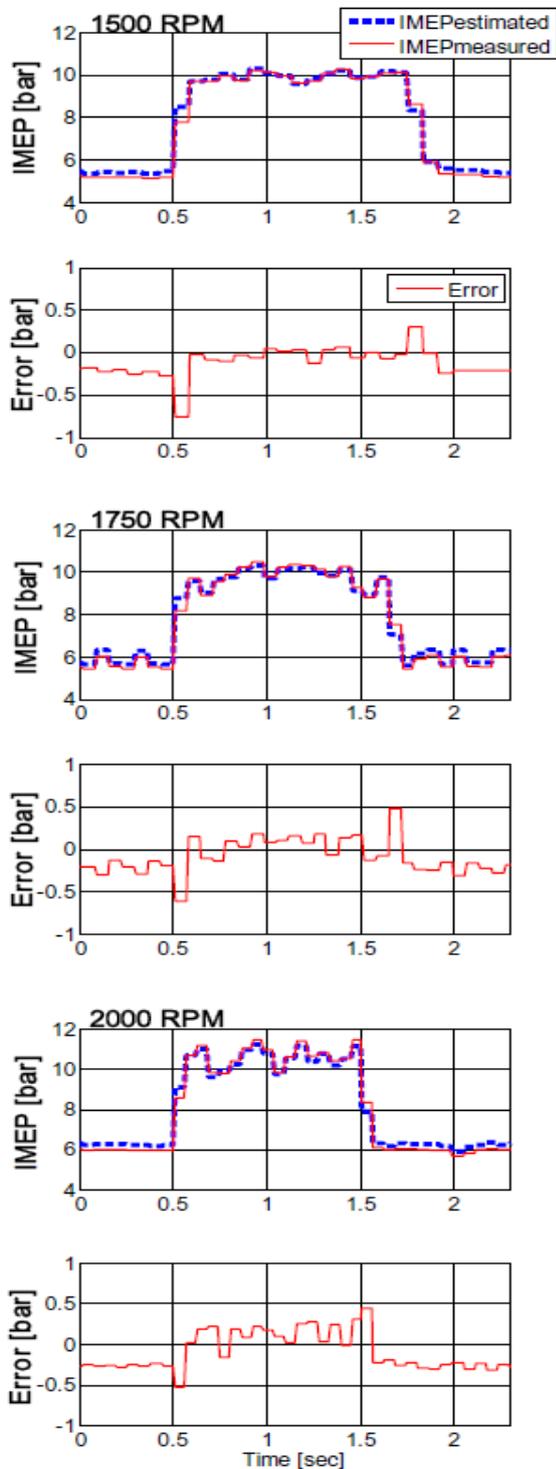


Fig. 1.10 stima IMEP online

durata dell'iniezione a 1500, 1750, 2000rpm, e come si può vedere, la IMEP è stata calcolata con successo, con un errore di 0,3 bar per ogni condizione di transizione, eccetto un ciclo motore.

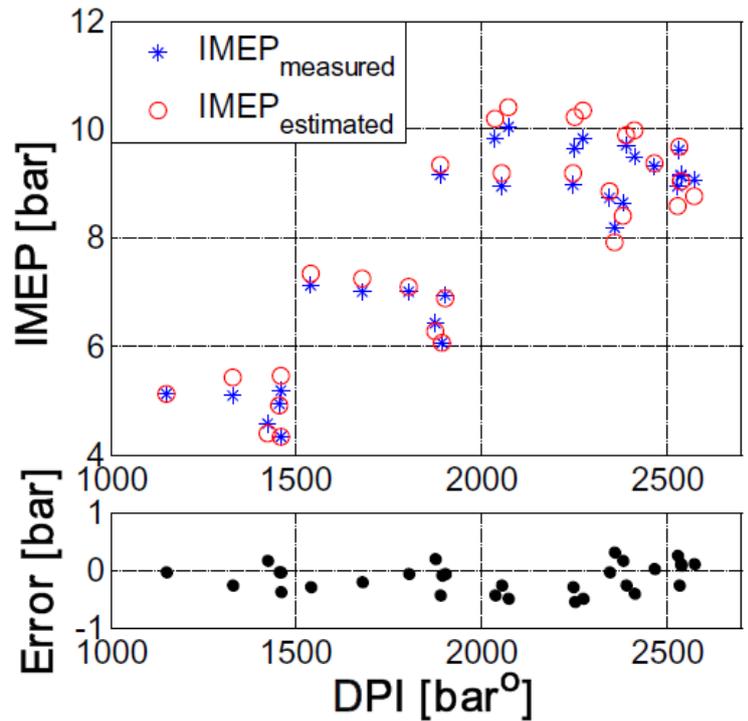


Fig. 1.9 stima della IMEP con dati sperimentali

Lo stimatore di IMEP deve essere robusto per resistere alla domanda del conducente e ai disturbi esterni, e allo scopo di verificarne la robustezza della stima è stata cambiata la durata dell'iniezione da 0.5 a 0.8 millisecondi per 20 cicli motore durante la stima online.

Fig. 1.10 mostra i risultati della stima online della IMEP con il disturbo di 0,3 millisecondi nella

L'algoritmo proposto per la stima della IMEP riduce notevolmente la quantità di dati da acquisire e il carico di elaborazione richiesto.

Il metodo per il calcolo della IMEP attraverso l'equazione seguente richiede 2880 acquisizioni dati per quattro cilindri e in aggiunta, sono richiesti quattro convertitori analogico-digitali (ADC) per poter catturare i dati di pressione del cilindro.

$$IMEP = \sum_{\theta=1}^{720} \frac{p(\theta)dV}{V_d}$$

Tuttavia, l'algoritmo per la stima della IMEP proposto, richiede solamente 180 acquisizioni dati per cilindro. In questo modo, in un motore a quattro cilindri un solo ADC è in grado di catturare i dati di pressione provenienti da tutti i cilindri, in quanto il tempo di campionamento è differente per ogni cilindro, per cui il carico computazionale è evidentemente ridotto.

Per calcolare la IMEP mediante l'equazione precedente sono richieste 5760 addizioni e 2884 moltiplicazioni; d'altra parte, l'algoritmo proposto per la stima della IMEP richiede 1464 addizioni e 28 moltiplicazioni. Questa riduzione del carico computazionale riduce il tempo di calcolo.

Per l'esperimento sono stati utilizzati un micro-ctrllore per la misura del tempo di calcolo, e un clock a 32 MHz.

Per ottenere la IMEP attraverso il metodo di calcolo ci sono voluti 11,860 millisecondi, mentre con l'algoritmo proposto ne sono bastati 1,996, circa 1/6 del tempo. Nel caso di un motore a quattro cilindri, il metodo di calcolo della IMEP richiede 47,44 millisecondi, quindi non può essere utilizzato per velocità del motore superiori a 3000rpm. L'algoritmo proposto necessita di 7,984 millisecondi per ottenere la IMEP e può quindi essere utilizzato per la stima in tempo reale. Nella tabella seguente sono mostrati i dati acquisiti, le addizioni, e le moltiplicazioni, nonché il tempo di calcolo per un motore a quattro cilindri.

	IMEP Calculation	IMEP Estimation
# of pressure data captures [per cycle]	2880	720
# of minimum ADC channel(s)	4	1
# of additions [per cycle]	5760	1464
# of multiplications [per cycle]	2884	28
Computation time [ms]	47.440	7.984

In conclusione possiamo affermare che:

- 1) La massa di combustibile iniettata è il fattore dominante nella determinazione della IMEP.
- 2) Il coefficiente di correlazione della DPI con la IMEP è 0.7327, e si può vedere una forte relazione lineare.
- 3) Per stimare la IMEP si è utilizzata la DPI e il modello di regressione, e i risultati ottenuti sono stati convalidati attraverso simulazioni ed esperimenti.
- 4) L'algoritmo proposto ha un tempo di calcolo di 7.984 millisecondi, e può essere implementato in tempo reale.

L'algoritmo proposto può essere implementato in un tradizionale sistema di gestione del motore (EMS) per il basso carico computazionale e l'accurata stima della IMEP, e attraverso il suo utilizzo ci aspettiamo una riduzione nelle emissioni e un miglioramento delle prestazioni.

Ora vediamo come si modifica la coppia agendo sull'angolo di iniezione:

In motori ad accensione comandata, per poter variare la potenza e la composizione dei gas di scarico si può agire sull'angolo di accensione e sulla quantità di carburante iniettato, facendo si

che vari il picco di pressione all'interno del cilindro. In Fig. 1.11 vediamo come varia la pressione nel cilindro in funzione dell'angolo di manovella.

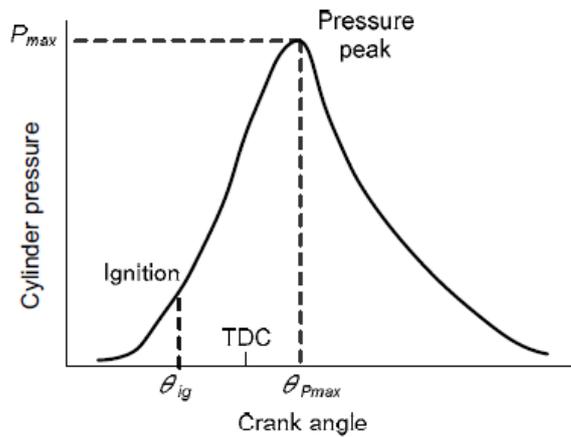


Fig. 1.11 diagramma della pressione per un motore ad accensione comandata

La pressione nei cilindri è un parametro molto importante per il controllo dell'angolo di accensione.

Fig. 1.12 mostra il sistema di controllo dell'angolo di accensione. La pressione nella camera di combustione è misurata attraverso un sensore di pressione piezoelettrico, installato nella testa dei cilindri.

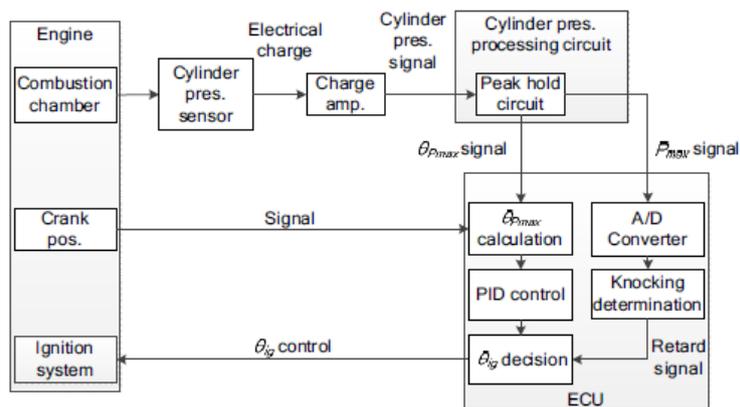


Fig. 1.12 sistema di controllo

La pressione nel cilindro per un motore ad accensione comandata è il risultato di una combustione, e per questo è instabile, quindi per diminuire gli effetti della dispersione viene utilizzata una media mobile di Θ_{Pmax} .

Θ_{ig} viene calcolato con la seguente equazione tramite un controllore PID quando la differenza (e) tra Θ_{pmax} e l'angolo di pressione di picco target diviene nulla.

$$\theta_{ig} = \theta_{ave} + \left(K_p e + K_i \frac{de}{dt} + K_d \int edt \right)$$

Dove Θ_{ave} è lo spostamento medio dell'angolo di accensione e K_p , k_i e k_d sono guadagni del PID che vengono determinati sperimentalmente.

Il controllo di Θ_{ig} è necessario per evitare sovrappressioni che portino al danneggiamento del motore; nel caso in cui P_{max} superi un certo valore limite P_{lim} , l'angolo di accensione viene ritardato.

Fig. 1.13 mostra l'apparato sperimentale. Per l'esperimento è stato utilizzato un motore Suzuki monocilindrico LTR450 raffreddato ad acqua, in cui l'albero di potenza del motore è accoppiato ad un dinamometro per la misura della coppia in uscita.

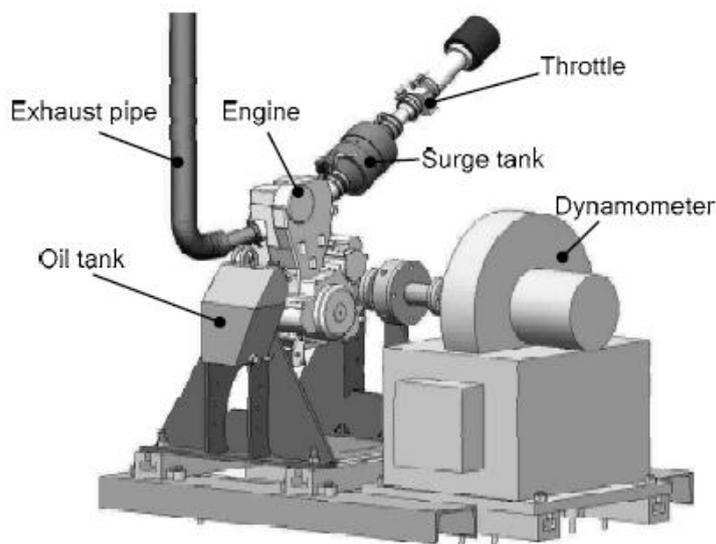


Fig. 1.13 apparato sperimentale

La relazione tra Θ_{pmax} e Θ_{ig} viene calcolata in condizioni di velocità del motore stazionaria e $A/F = 12.6$. Il risultato di Θ_{pmax} come funzione di Θ_{ig} è mostrato in Fig. 1.14.

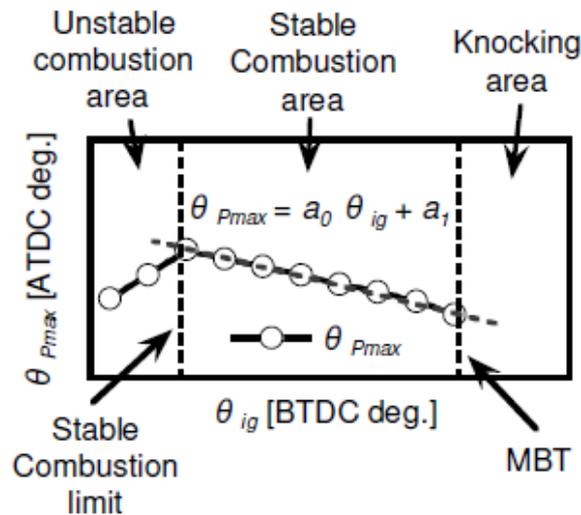


Fig. 1.14 definizione di area dell'angolo di accensione

L'area in cui Θ_{Pmax} varia linearmente con Θ_{ig} viene definita come l'area in cui la combustione è stabile e possiamo definire approssimativamente Θ_{Pmax} attraverso la seguente espressione:

$$\theta_{Pmax} \sim a_0 \theta_{ig} + a_1$$

Al di sotto di un certo valore di Θ_{ig} , Θ_{Pmax} non è più lineare con questo e la deviazione standard di Θ_{Pmax} aumenta. Questo settore è definito come area di combustione instabile e Θ_{ig} di soglia è definito limite di combustione stabile. Il valore di Θ_{ig} per cui si verifica la detonazione è detto MBT (Minimum advance for Best Torque) e l'area in cui Θ_{ig} è maggiore di questo valore è definita area di detonazione.

Fig. 1.15 mostra la deviazione standard di Θ_{Pmax} e la relazione fra questo e la coppia con Θ_{ig} alla velocità di 5000rpm. Il risultato indica che la coppia raggiunge il 95% del valore massimo in corrispondenza di $\Theta_{ig} = 30$ BTDC-deg e successivamente varia gradualmente. La coppia diviene massima e costante per $\Theta_{ig} = 38$ BTDC-deg. L'area di combustione stabile a 5000rpm va da 28 a 42deg di Θ_{ig} , in quest'area Θ_{Pmax} varia linearmente e la deviazione standard è di 3deg. Deviazione standard che aumenta fino a 8.4deg per $\Theta_{ig} = 20$ BTDC-deg. Questo risultato mostra che dovrebbero essere impostati tempi di ritardo per ottenere combustione stabile e andrebbero imposti dei limiti superiori per evitare detonazioni.

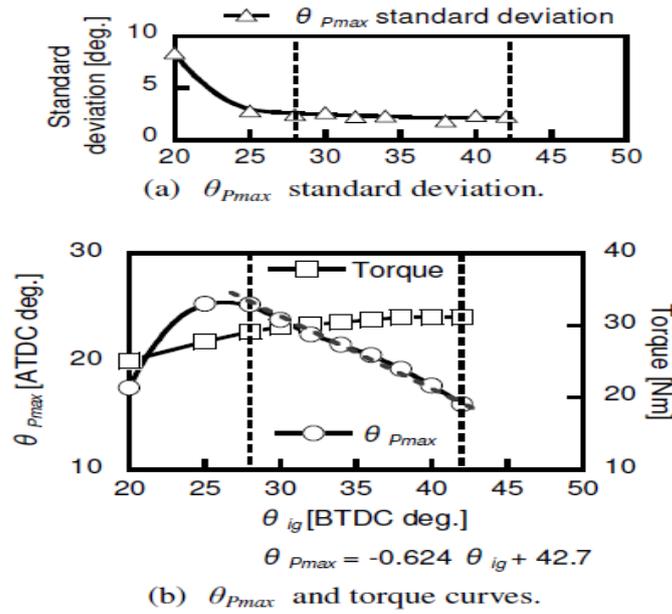


Fig. 1.15 effetti di di θ_{Pmax} , θ_{ig} , e coppia

MBT, limite di combustione stabile e larghezza dell'area di combustione stabile cambiano per un range di velocità del motore che va da 3500rpm a 9000rpm come mostrato in Fig. 1.16.

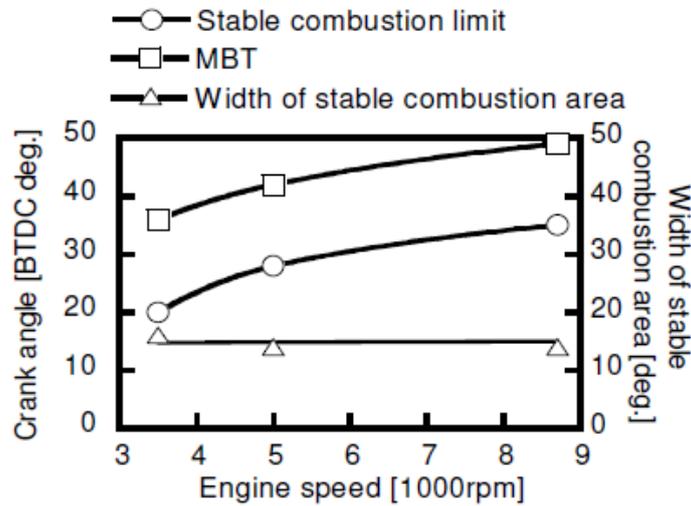


Fig. 1.16

La combustione può essere divisa in tre zone: periodo di ritardo all'accensione, combustione principale e combustione secondaria come mostrato in Fig. 1.17.

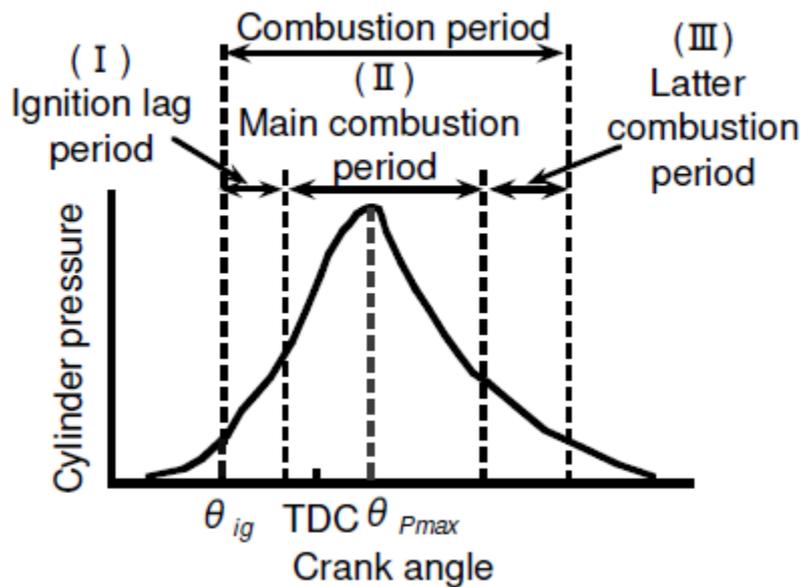


Fig. 1.17 periodi di combustione in un motore
Ad accensione comandata

In Fig. 19 vi è la definizione del tempo e dell'ampiezza della risposta. Per valutare il tempo di risposta del PID, velocità del motore ed A/F sono fissati. In queste condizioni θ_{ig} da raggiungere è noto e viene fissato come obiettivo. Inizialmente θ_{ig} viene impostato in ritardo. Dopo il controllo iniziale, il controllore avanza θ_{ig} fino a che $\theta_{Pmax} = \theta_{target}$. La durata di questa operazione è definita 'tempo di risposta'. Dopo il raggiungimento di $\theta_{Pmax} = \theta_{target}$, θ_{ig} e θ_{Pmax} subiscono delle vibrazioni come visibile in Fig. 1.18. L'ampiezza delle oscillazioni è definita come la differenza che vi è tra massimo e minimo in condizioni di regime.

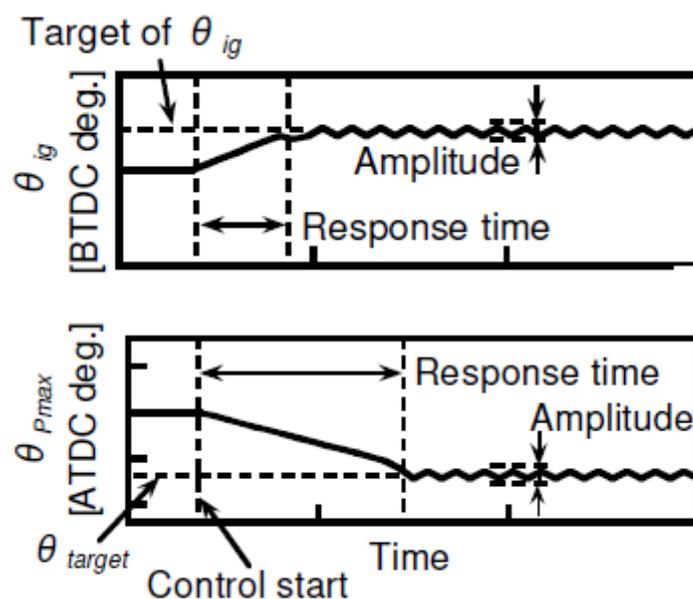


Fig. 1.18 definizione di tempo di risposta e ampiezza

Il valore target di Θ_{Pmax} (Θ_{target}) è stato deciso basandosi sulla relazione che si ha con Θ_{ig} . Per eseguire il controllo dell'angolo di accensione, si opera sull'MBT desiderato. Tuttavia il motore potrebbe risentire della detonazione se Θ_{target} fosse stato settato troppo avanti (questo sta a significare Θ_{ig} set troppo avanzato). Inoltre, l'avanzamento dell'angolo di accensione riduce la temperatura dei gas di scarico. Una relazione fra la temperatura dei gas di scarico e Θ_{ig} a 5000rpm si può vedere in Fig. 1.19. Gli HC che si formano a causa di una combustione incompleta e sono molto influenzati dall'abbassamento della temperatura di scarico perché in questo modo non gli si dà la possibilità di ossidarsi dopo la combustione. In normali autovetture, per il funzionamento del catalizzatore sono richieste temperature dei gas di scarico elevate. Per queste ragioni solitamente Θ_{ig} è impostato a 18 ATDC-deg, per cui si ha un valore di coppia in uscita corrispondente al 90% della coppia massima.

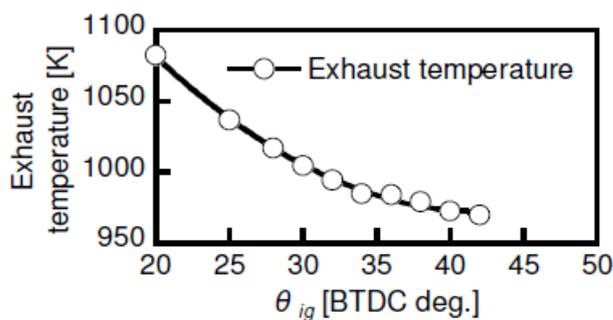


Fig. 1.19 curva della temperatura dei gas di scarico con Θ_{ig}

La media mobile di Θ_{Pmax} è stata decisa come di seguito. Θ_{Pmax} è stato misurato 20 volte ad una velocità del motore di 5000rpm e con un angolo di accensione di 30 BTDC-deg. Il valore medio e la deviazione standard sono risultati rispettivamente 24.007deg e 1.9962deg.

Le medie mobili sono state calcolate con i 20 campioni e il numero di media mobile è 10, 8, 6, 4 e 2. Fig. 1.20 mostra l'ampiezza di Θ_{Pmax} per queste medie mobili. L'ampiezza per la media mobile corrispondente a 2 è più del doppio della deviazione standard e non può essere applicata. Pertanto il numero di media mobile che è stato scelto è 4.

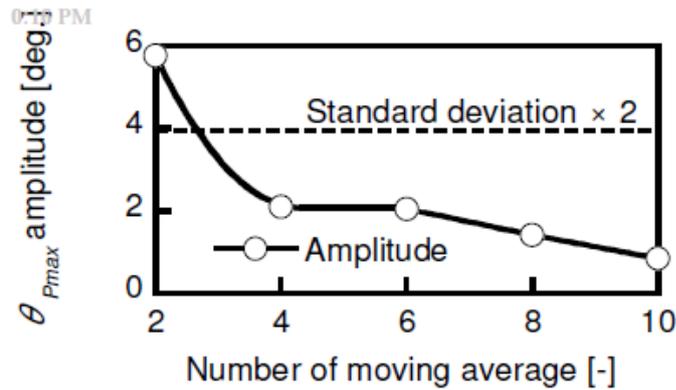


Fig. 1.20 numero di media mobile

Il guadagno del PID, specialmente il guadagno percentuale K_p è stato deciso come segue. Per una velocità del motore di 5000rpm e con acceleratore completamente aperto, sono stati settati i seguenti valori: numero di media mobile per $\theta_{Pmax} = 4$, numero di media mobile per $\theta_{ave} = 4$, $K_i = 0.5$, e $K_d = 4$. Il tempo di risposta di θ_{ig} è stato misurato per $K_p = 0.01, 0.1, 0.5, 1$ (vedi Fig. 1.21). Il tempo di risposta decresce col crescere di K_p .

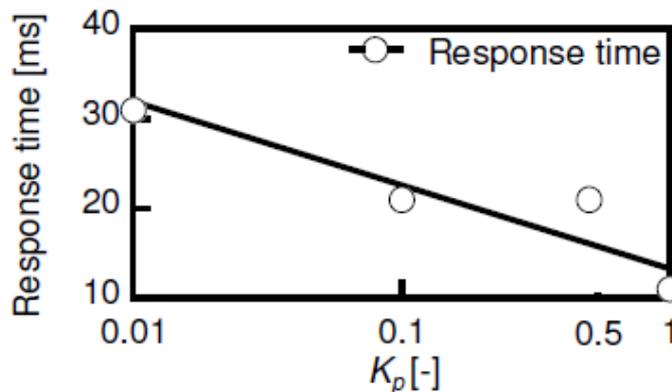


Fig. 1.21 tempo di risposta per K_p (5000 rpm)

Tuttavia, al crescere di K_p , l'intervallo di reazione di θ_{Pmax} al variare di θ_{ig} cresce a sua volta. In Fig. 1.20 si può notare che θ_{Pmax} è instabile anche a regime. Bisogna considerare che θ_{ig} non vibra per l'instabilità di θ_{Pmax} . L'ampiezza di θ_{ig} e θ_{Pmax} per ogni K_p per il periodo da 2 a 3 secondi è mostrata in Fig. 1.22. L'ampiezza di θ_{ig} per $K_p = 0.5$ e 1 è maggiore di 10 deg, perciò è troppo elevata. Pertanto K_p viene scelto pari a 0.001, valore per cui si ha un'ampiezza molto piccola rispetto ai lunghi tempi di risposta.

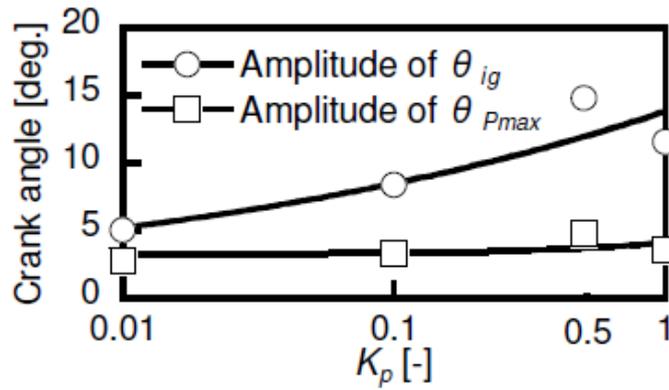


Fig. 1.22 ampiezza di θ_{Pmax} e θ_{ig} al variare di K_p

In Fig. 1.23 si può vedere l'andamento temporale di θ_{Pmax} per una velocità del motore di 5000 rpm con acceleratore completamente aperto. I tempi di risposta di θ_{ig} e θ_{Pmax} sono rispettivamente di 21 e 97 millisecondi. Il tempo di risposta θ_{ig} è circa lo stesso di due rotazioni dell'albero a camme, ciò significa che è possibile controllare i due cicli successivi.

L'ampiezza di θ_{Pmax} a regime è di circa 4deg. La deviazione standard durante lo stato stazionario è di 2deg e l'ampiezza è accettabile.

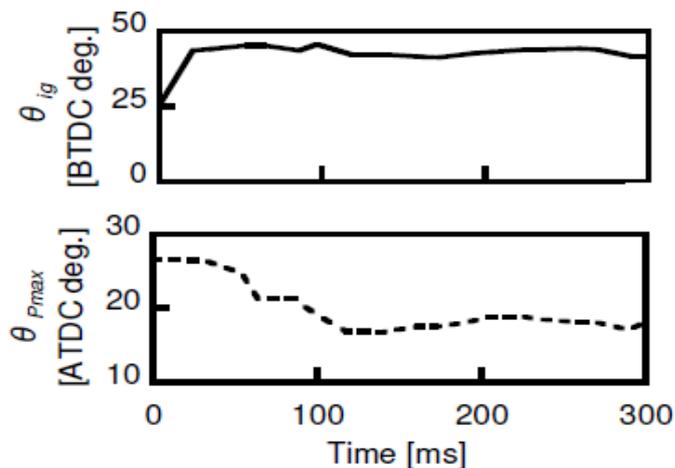


Fig. 1.23 andamento di θ_{Pmax} e θ_{ig}

Fig. 1.24 mostra l'andamento di θ_{ig} e della coppia. Alla partenza, i valori della coppia e dell'angolo di accensione valgono rispettivamente 27.5N e 25.0BTDC-deg. Dopo 2 secondi, la coppia raggiunge 31.5N e θ_{ig} 40.0BTDC-deg. Questa relazione fra la coppia e θ_{ig} è circa la stessa proposta in Fig. 16, e il sistema di controllo lavora bene. Risultati simili sono stati ottenuti per altri valori di apertura della valvola a farfalla e per velocità del motore pari a 3500rpm.

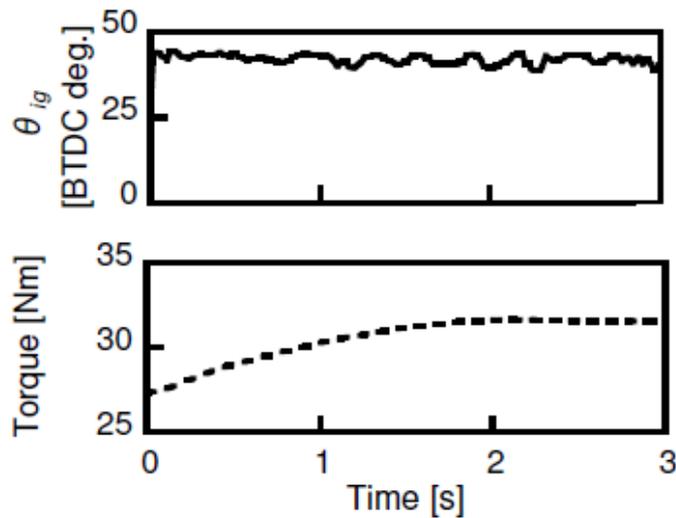


Fig. 1.24 andamento di Θ_{ig} e coppia

In condizioni di stato stazionario questo sistema lavora bene. Le prestazioni in caso di variazioni dei parametri sono state verificate, prendendo come esempio la marcia in salita con mantenimento della velocità costante e variazione dell'apertura della valvola a farfalla dal 50% al 100% in un secondo. L'andamento di Θ_{Pmax} , Θ_{ig} , e della coppia sono rappresentati in Fig. 1.25. L'ampiezza di Θ_{Pmax} rimane di 4deg e il sistema lavora bene anche in condizioni di instabilità. In altre condizioni in cui l'apertura della valvola a farfalla varia in 0.5s e 1.5s sono state ottenute le stesse ampiezze per Θ_{Pmax} .

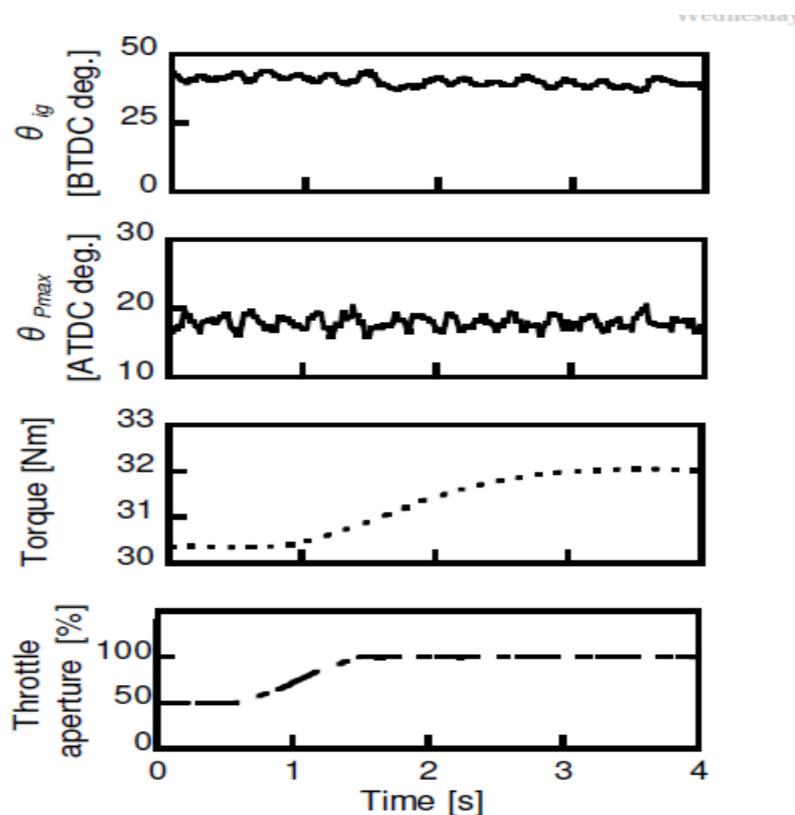


Fig. 1.25 andamento di Θ_{ig} , Θ_{Pmax} e coppia

CAPITOLO 2

CONTROLLO DELLA FASE DI COMBUSTIONE

In questo capitolo ci occuperemo del controllo di inizio combustione (SOC), per un motore diesel CRDI, sempre mediante l'utilizzo del segnale di pressione proveniente da sensori inseriti nei cilindri.

Allo scopo di soddisfare le rigorose norme sul consumo di combustibile e sulle emissioni inquinanti, l'uso di una precisa e flessibile tecnica di controllo elettronica è molto importante. Un sistema di controllo ad anello aperto non permette di compensare variazioni di massa di combustibile, di proprietà del combustibile, e variazioni ambientali, quali umidità e temperatura, quindi bisognerà adottare un sistema ad anello chiuso che si adatti a queste variazioni e porti vantaggi per la diagnostica di bordo.

Un sistema di controllo basato sulla pressione nei cilindri, fornisce tutti i mezzi per soddisfare i requisiti di prestazioni del motore e di inquinamento. Una cosa molto importante è che il controllo del motore basato sul segnale di pressione, ha il potenziale per fornire numerose funzioni, quali l'ottimizzazione dell'iniezione pilot e il bilanciamento della IMEP.

Il contenuto del capitolo può essere suddiviso in sezioni. Nella prima si possono vedere i fondamenti del controllo del SOC, nella seconda è introdotto un metodo di rilevamento del SOC, nella terza parte sono proposti la struttura di controllo del SOC e sono presentati i risultati di questo controllo. Lo schema di controllo è poi stato esteso al controllo dei singoli cilindri nella quarta sezione, e infine sono state presentate le conclusioni nell'ultima parte.

- FONDAMENTI DEL CONTROLLO DEL SOC

Fig. 2.1 mostra un tipico diagramma del comando di iniezione, della velocità di iniezione e del tasso di calore rilasciato. L'inizio di energizzazione (SOE) è definito come quel valore dell'angolo dell'albero a gomiti per il quale le bobine degli iniettori vengono energizzate dalla centralina. L'inizio di iniezione (SOI) è definito come quel valore dell'angolo dell'albero a gomiti per cui l'ugello dell'iniettore viene aperto e il combustibile entra nella camera di combustione. Il SOC è definito come il valore dell'angolo dell'albero a gomiti per cui l'1% della massa di combustibile viene bruciato. Il periodo tra il SOE e il SOI è definito come ritardo all'iniezione. Similmente, il periodo tra SOI e SOC è definito come ritardo all'accensione. In base alla definizione di SOC, questo viene determinato tramite SOE, ritardo all'iniezione, e ritardo all'accensione.

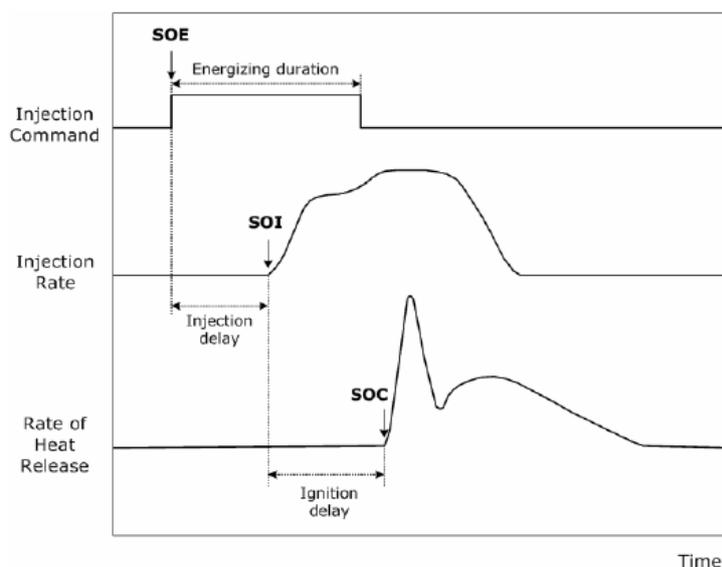


Fig. 2.1 tipica fase di combustione per un motore diesel a iniezione diretta

Nel caso di un'unità di controllo della produzione elettronico (ECU), il SOC è generalmente incentrato attorno al punto morto superiore in condizioni di pieno carico. La maggior parte dei sistemi di controllo del SOC presenti sul mercato hanno circuiti ad anello aperto. Il SOC è difficilmente misurabile, problemi derivano dal fatto che non può essere direttamente regolato ad un certo valore target, questo perché è regolato indirettamente dal SOE, quindi con un sistema di controllo ad anello aperto il SOC non può essere regolato. Inoltre questo sistema non considera i due maggiori fattori che contribuiscono alle variazioni per ogni cilindro e per ogni ciclo dei ritardi all'iniezione e all'accensione. Il tempo di ritardo all'accensione varia in base alle caratteristiche del combustibile utilizzato, alla temperatura dell'aria all'interno dei singoli cilindri e al rapporto di compressione di ogni cilindro. Il ritardo all'iniezione varia in base alle caratteristiche dell'iniettore, alla pressione al collettore ed alla viscosità del combustibile. Questi fattori devono essere compensati, quindi un sistema di controllo ad anello chiuso del SOC deve essere incorporato all'interno di un accurato sistema di iniezione di combustibile.

- **INDIVIDUAZIONE DEL SOC**

Per ottenere il controllo ad anello chiuso del SOC, il rilevamento deve precedere il design del controller. Il SOI può essere determinato tramite misurazioni del sollevamento dell'ago dell'iniettore, gli svantaggi di questo tipo di rilevamento stanno nel costo elevato e nel complicato sistema di controllo. Inoltre questo metodo può rilevare il SOI, ma non il SOC che dovrebbe essere rilevato per le prestazioni del motore e per le emissioni inquinanti.

D'altra parte il SOC può essere rilevato direttamente dalle informazioni di pressione del cilindro, ad esempio, tramite l'analisi del calore rilasciato. Tuttavia, l'analisi del calore rilasciato necessita della media dei dati di pressione per decine di cicli precedenti e in regime transitorio fornisce una risposta lenta per la misurazione del SOC. Per questo per motivi pratici viene proposto un altro metodo di rilevamento del SOC. Ci sono stati diversi studi in particolare sul metodo di rilevazione del SOC in motori diesel. Questi includono studi su un sensore ottico di temporizzazione dell'iniezione in modo da poter controllare la combustione ed un sensore SOC che utilizza la tecnologia di ionizzazione. Tuttavia, a causa della presenza di particolato, nei motori diesel, né il metodo ottico, né il metodo della ionizzazione garantiscono sufficiente robustezza, ed inoltre non forniscono nemmeno informazioni attendibili.

Jennische ha proposto una nuova definizione di SOC, definendolo come l'angolo di manovella per cui viene bruciata il 50% della massa di combustibile, tuttavia dando questa definizione viene commesso un errore poiché non vi è una relazione coerente tra l'angolo di manovella per cui si brucia il 50% della massa e il SOC.

Leonhard suggerisce un metodo di stima per il SOC che utilizza la posizione del centro di gravità (COG) fra la differenza di pressione. Differenza di pressione che viene definita come $P_{firing} - P_{motoring}$. Questo metodo, tuttavia, viene utilizzato per la supervisione piuttosto che per il controllo a causa delle forti variazioni del SOC.

Come mostrato in Fig. 2.2, l'angolo motore in cui DP ha il valore di 10bar, cioè, CA_{DP10} , è stato selezionato come variabile per il rilevamento del SOC.

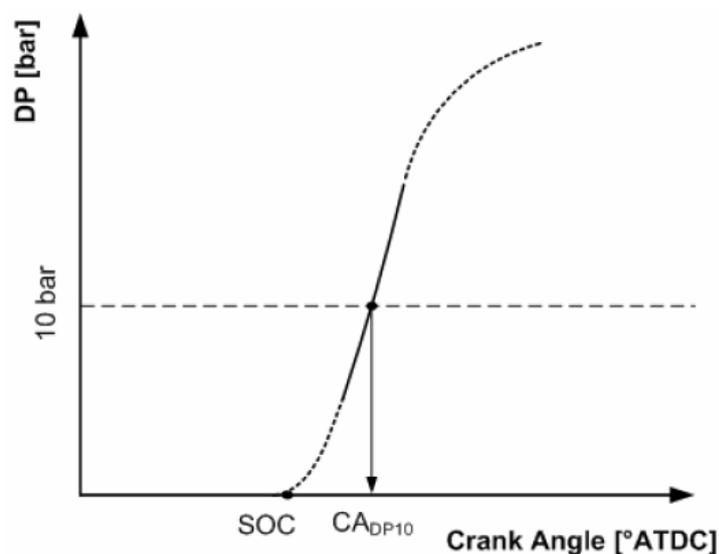


Fig. 2.2 rilevazione SOC utilizzando DP

In Fig. 2.3 è mostrato un confronto fra il SOC_m e il CADP10 per una velocità del motore di 1500rpm, dove SOC_m sta per SOC reale, cioè, derivato dall'analisi di rilascio del calore.

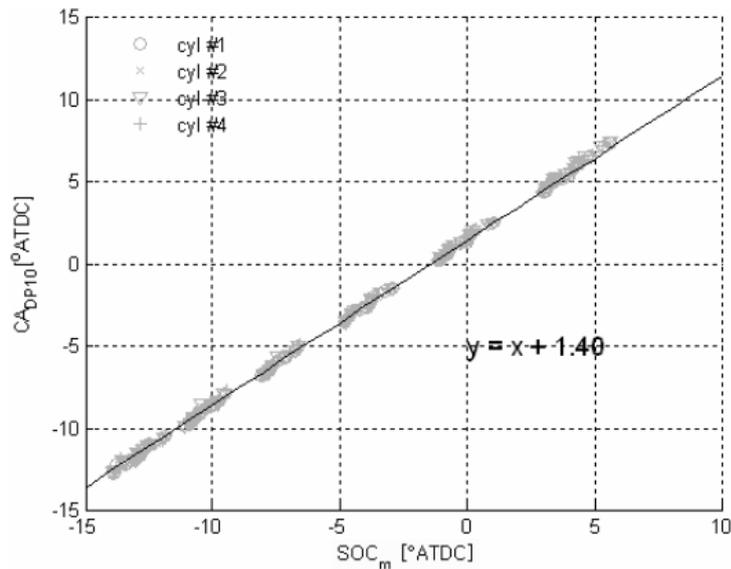


Fig. 2.3 CADP10 vs. SOC_m a 1500rpm

Il rapporto tra CADP10 e SOC_m è praticamente lineare per una certa velocità del motore fissata, ed è indipendente a variazioni di pressione al collettore e alla quantità di combustibile iniettato. Sebbene il rapporto fra SOC_m e CADP10 sia praticamente lineare, e CADP10 indipendente da altri parametri escluso SOC_m, è evidente che l'angolo di ritardo del rilevamento, cioè, la differenza fra il SOC_m e CADP10 è dipendente dalla velocità del motore. In altre parole, l'angolo di ritardo del rilevamento è costante per una determinata velocità del motore, per cui il SOC_e può essere determinato mediante l'equazione seguente:

$$SOC_e = CADP10(SOC) - \Delta CA_{DD}(N) \quad (1)$$

Dove ΔCA_{DD} ed N sono rispettivamente l'angolo di ritardo del rilevamento e il numero di giri del motore.

Mentre CADP10 stabilisce la relazione con SOC_m, ΔCA_{DD} quantifica la discrepanza fra CADP10 e SOC_m. Il SOC derivato dal CADP10 ha una deviazione standard minore rispetto a quello derivato dall'analisi di rilascio del calore in condizioni stazionarie.

Tab. 2.1 mostra le statistiche dei valori di ΔCA_{DD} calcolati dai dati raccolti per diverse velocità del motore.

		rpm			
		1500	2000	2500	3000
Cyl #1	Mean	1.39	1.48	1.70	1.92
	Std	0.12	0.16	0.28	0.42
Cyl #2	Mean	1.37	1.47	1.68	1.99
	Std	0.11	0.12	0.28	0.40
Cyl #3	Mean	1.43	1.51	1.70	2.07
	Std	0.12	0.13	0.27	0.43
Cyl #4	Mean	1.40	1.51	1.76	2.10
	Std	0.13	0.20	0.29	0.48
Total	Mean	1.40	1.49	1.71	2.02

Tab. 2.1 deviazione media e standard di ΔCA_{DD} per i quattro cilindri

Pertanto ΔCA_{DD} può essere trattato come una funzione della velocità del motore, e il rapporto fra queste due variabili è riportato in Fig. 2.4. Il polinomio rappresentativo dei quattro cilindri può essere espresso come:

$$\Delta CA_{DD}(N) = 0.0536 \cdot N_{nom}^2 - 0.0597 \cdot N_{nom} + 1.4031 \quad (2)$$

Dove:

$$N_{nom} = \frac{N - 1000}{500}$$

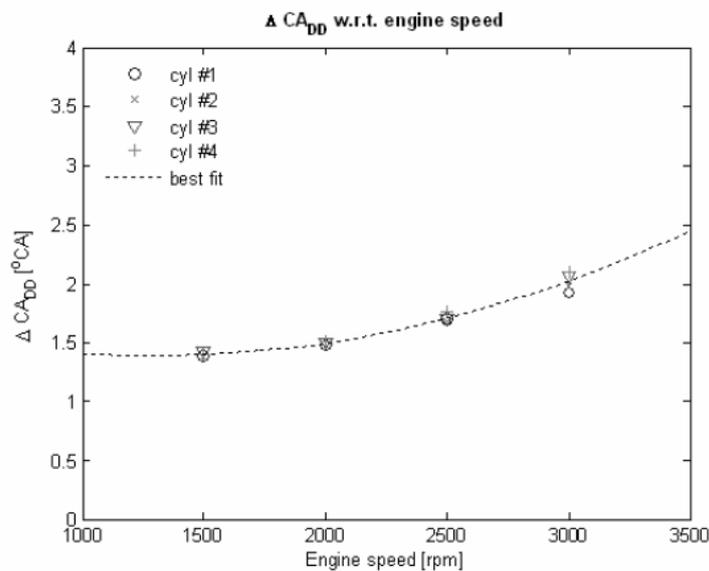


Fig. 2.4 angolo di ritardo del rilevamento per differenti velocità del motore

Ciò significa che la semplice gestione della DP è sufficiente per calcolare il SOC, e non è necessario un complicato e lento studio dell'analisi di rilascio del calore.

- CONTROLLO DEL SOC CON ERRORE IN RETROAZIONE

Le caratteristiche del segnale di retroazione, cioè, CADP10, devono essere esaminate al fine di progettare un adeguato controllo ad anello chiuso per il controllo del SOC. L'osservazione del segnale di pressione nei cilindri mostra una sostanziale variazione del processo di combustione. I guadagni del controllore di retroazione devono essere limitati per evitare un aumento della variazione ciclica, per questo è stato adottato un controllore adattivo feedforward che ha garantito un miglioramento del controllo in retroazione.

Il SOC in un motore diesel CRDI può essere determinato come:

$$\text{SOC}_e = f(\text{SOE}, N, p_{\text{rail}}, T_{\text{inj}}) \quad (3)$$

Dove Prail e Tinj sono rispettivamente la pressione di rail e la durata di eccitazione.

Dalle osservazioni precedenti, i parametri maggiormente influenti sul SOC sono il SOE e la velocità del motore. Quindi lo spazio in ingresso al controllore feedforward è stato progettato nel modo seguente:

$$\text{SOE}_{\text{FF}} = f(\text{SOC}_t, N) \quad (4)$$

Con questo controllo feedforward, un adeguato controllo in retroazione può alleviare con successo le rimanenti piccole variazioni del SOC causate dalle variazioni della pressione al collettore e dalla variazione della durata di eccitazione.

Il controllore è composto da un controllo in retroazione fisso che assicura la stabilità del sistema e da un controllore adattivo feedforward che migliora le prestazioni di controllo. È stato applicato il metodo dell'apprendimento dell'errore in retroazione, per l'azione di controllo rapido del SOC in condizioni di transizione. Fig. 2.5 mostra lo schema a blocchi del controllo del SOC in circuito chiuso. Il SOC viene stimato utilizzando l'algoritmo di rilevamento descritto in precedenza, e il controllore lineare calcola il SOE come l'errore tra il SOC target (SOCt) e il SOC stimato (SOCe). La

Radial Basis Function Network (RBFN) nel circuito feedforward è stata progettata per ridurre l'uscita del controllore lineare a zero. Successivamente, i pesi della RBFN sono stati ottimizzati in accordo con la velocità del motore e il SOCT.

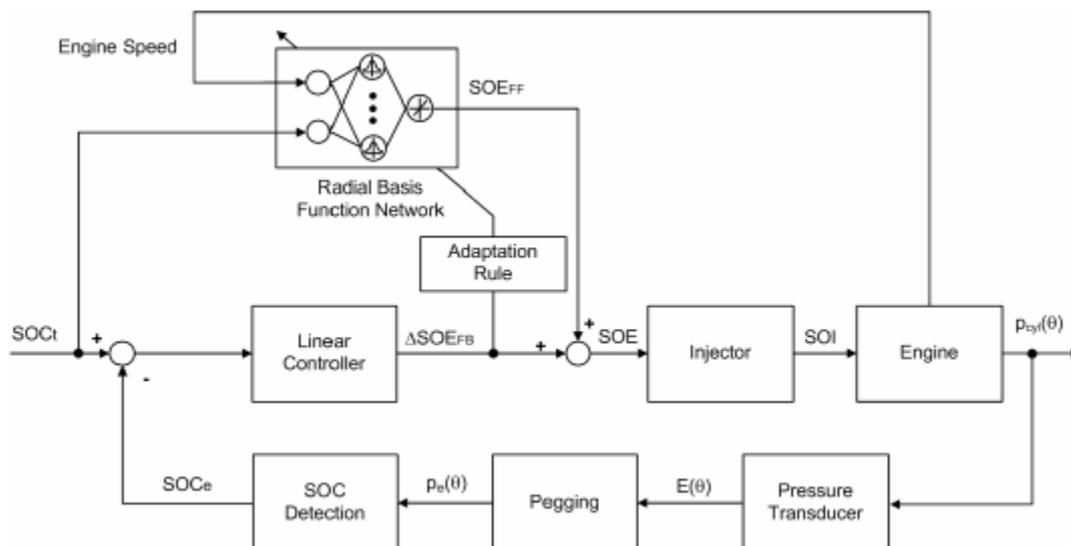


Fig. 2.5 schema di controllo del SOC in circuito chiuso

La struttura gaussiana della RBFN usata per il controllo feedforward è visualizzata in Fig. 2.6. La RBFN ha due segnali in ingresso, velocità motore e SOCT e uno in uscita, SOE_{ff}.

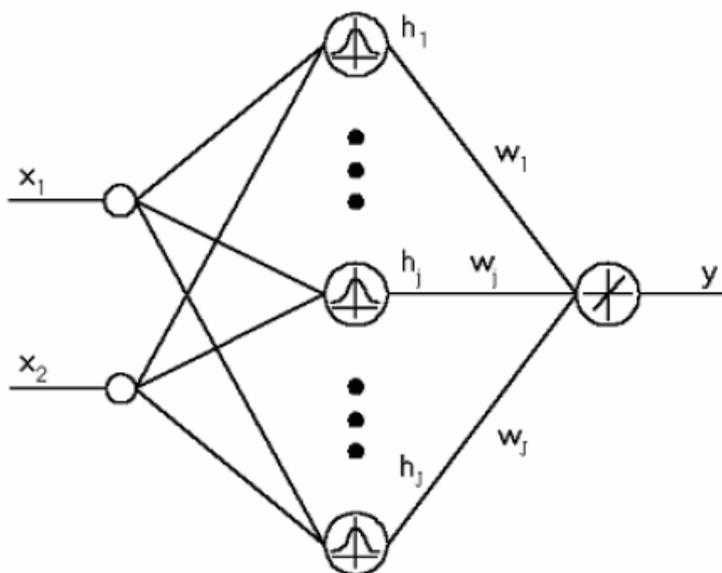


Fig. 2.6 schema della RBFN

Al fine di valutare i parametri di ingresso nella stessa maniera, la separazione dei centri è normalizzata sullo stesso ordine di grandezza. La distanza metrica usata nel calcolo della j-esima uscita RBF è data nella Eq. 5:

$$D_j(\mathbf{x}) = \left\| \frac{\mathbf{x} - \mathbf{c}_j}{\mathbf{c}_{sp}} \right\|^2 = \left(\frac{x_1 - c_{1j}}{c_{sp1}} \right)^2 + \left(\frac{x_2 - c_{2j}}{c_{sp2}} \right)^2, \quad j = 1, \dots, J \quad (5)$$

L'uscita della j-esima RBF è calcolata come:

$$h_j(\mathbf{x}; \mathbf{c}_j, \sigma_j) = \exp\left(-\frac{D_j(x_1, x_2)}{2\sigma_j^2}\right) \quad (6)$$

La risposta della rete in uscita è rappresentata di seguito:

$$y(\mathbf{x}) = \sum_{j=1}^J w_j h_j(\mathbf{x}; \mathbf{c}_j, \sigma_j) \cdot \quad (7)$$

L'errore in retroazione, può essere espresso dall'equazione seguente:

$$\frac{dw_j}{dt} = \eta \left(\frac{\partial y}{\partial w_j} \right) u_{fb} = \eta h_j u_{fb} \quad (8)$$

Gli ingressi x , l'uscita y , e il segnale di errore per l'apprendimento sono stati definiti come di seguito:

$$\mathbf{x} = \begin{bmatrix} N \\ \text{SOC}_t \end{bmatrix} \quad y = \text{SOE}_{\text{FF}} \quad u_{fb} = \Delta \text{SOE}_{\text{FB}} \cdot \quad (9)$$

Il SOE risultante al k-esimo istante è stato determinato dall'Eq. 10:

$$\begin{aligned} \text{SOE}(k) &= \text{SOE}_{\text{FF}}(k) + \Delta \text{SOE}_{\text{FB}}(k) \\ &= \text{SOE}_{\text{FF}}(k) + K_p \left[e(k) + \frac{1}{T_i} \sum_{k=0}^{k-1} e(k) \right] \end{aligned} \quad (10)$$

Dove K_p è il guadagno del controllore PI, T_i è il tempo di integrazione, ed $e(k) = \text{SOC}_t(k) - \text{SOE}(k)$.

Dopo che sono stati definiti gli algoritmi di controllo, vediamo i risultati che sono stati ottenuti nelle prove sperimentali.

Gli esperimenti sono stati effettuati su un motore diesel CRDI da 2.0L, con quattro cilindri in linea, dotato di turbocompressore ed intercooler. Gli algoritmi di controllo introdotti nelle sezioni precedenti sono stati implementati attraverso l'utilizzo di una piattaforma di prototipazione rapida (RCP). In ingresso alla RBFN, il range delle velocità del motore varia da 1300 a 2800rpm con una discretizzazione di 250rpm, mentre il range del SOct va da -5 a 15°CA ATDC con una discretizzazione di 4°CA. Fig. 2.7 confronta le prestazioni del controllo del SOC attraverso il controllore feedforward (FBEL NN, errore di retroazione di apprendimento della rete neurale) con il controllo in retroazione lineare (PI), al variare di velocità del motore, pressione al collettore,

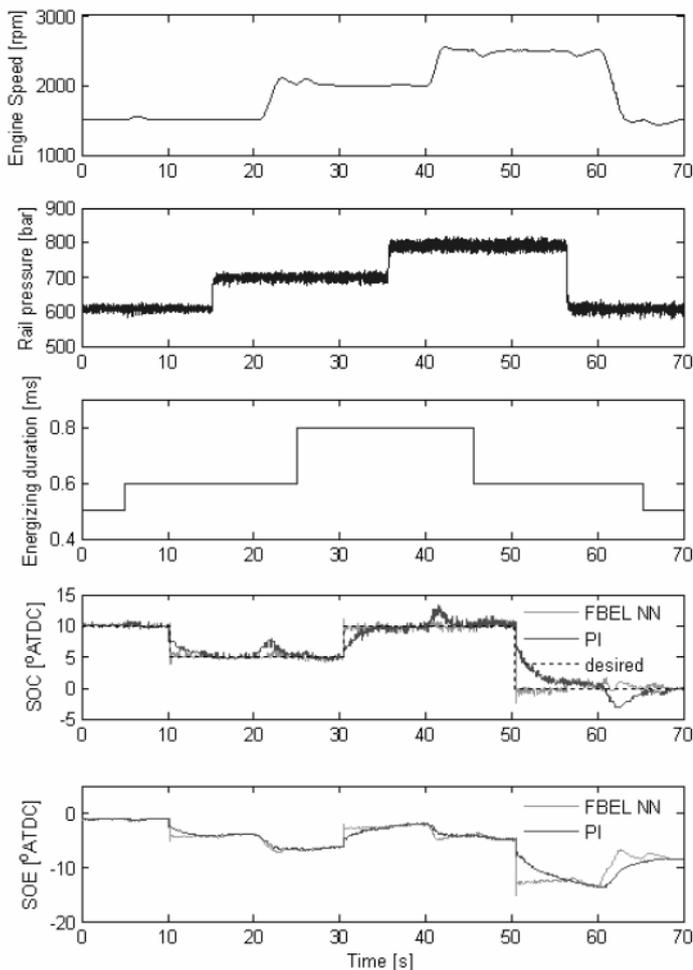


Fig. 2.7 controllo del SOC

durata dell'eccitazione e SOct. I quattro fattori esercitano influenze diverse sul SOC, e i maggiori effetti sono dati dalla variazione della velocità del motore e del SOct, come si può notare dal quarto grafico in Fig.11.

Nel caso del controllo in retroazione lineare, il SOC si discosta significativamente dal valore desiderato a causa delle brusche variazioni di velocità del motore e del SOct, mentre il controllore feedforward proposto regola efficacemente il SOC. Il controllore PI è stato sufficiente a sopprimere variazioni del SOC dovute a cambiamenti della pressione al collettore e della durata di eccitazione.

In un motore a combustione interna, variazioni all'interno dei singoli cilindri possono causare problemi quali perdita di potenza, aumento delle vibrazioni, e squilibri della coppia. Differenze nel flusso di massa d'aria in aspirazione, rapporto di compressione, temperatura del refrigerante,

velocità di propagazione della fiamma, ritardo all'accensione, possono causare SOC diversi per ogni cilindro. Fig. 2.8 mostra il SOC per ogni cilindro durante una prova in condizioni di funzionamento costanti. Il SOC del cilindro uno è il più avanzato dei quattro cilindri, mentre il SOC del cilindro tre è il più ritardato. Sensori di pressione provvedono alla fasatura della combustione per ogni cilindro, e queste informazioni abilitano il controllore del motore per il controllo del SOC dei singoli cilindri.

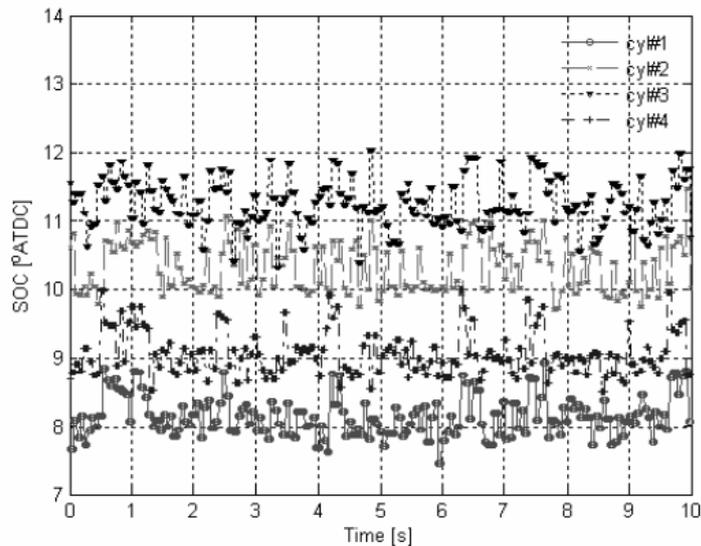


Fig. 2.8 variazioni del SOC cilindro per cilindro e ciclo per ciclo

Se le variazioni del SOC cilindro per cilindro potessero essere associate al sistema di gestione del motore, sarebbe possibile applicare una strategia di controllo ad anello chiuso per minimizzare queste variazioni. Di seguito viene presentato un controllore del SOC per un singolo cilindro costituito da quattro controlli lineari in retroazione e un controllore adattativo feedforward. La struttura di controllo mostrata precedentemente è stata opportunamente modificata per permettere il controllo di un singolo cilindro. In linea di principio un controllore RBFN feedforward è necessario per ciascun cilindro, per cui nel caso di un motore a quattro cilindri ne sono necessari quattro. Tuttavia ciò fa sì che la struttura sia molto ingombrante, per questo viene proposta una struttura che utilizza un solo controllore RBFN feedforward. Fig. 2.9 mostra lo schema a blocchi per il controllo del SOC per ogni singolo cilindro.

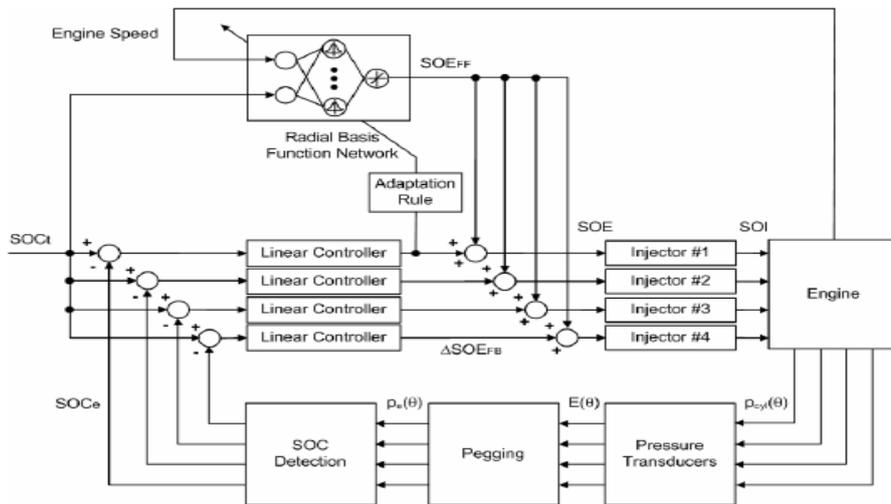


Fig. 2.9 schema a blocchi per il controllo del SOC per il singolo cilindro

Particolare attenzione deve essere rivolta alla procedura di controllo per ridurre i requisiti della velocità di elaborazione e delle risorse del controllore. Il controllo basato sulla rilevazione della pressione nel cilindro, richiede il segnale di pressione di ogni cilindro, in questo caso i dati sono stati campionati ogni 1°CA per ogni ciclo del motore. Tuttavia, nel caso di controllo dei singoli cilindri, l'onere computazionale aumenta significativamente a causa del campionamento dei dati dei quattro cilindri e del controllo che viene effettuato contemporaneamente.

L'utilizzo dello spostamento di fase cilindro per cilindro, e le caratteristiche del metodo dei minimi quadrati e la gestione della DP, ottimizzano la procedura di controllo, riducendo di oltre il 75% l'onere computazionale.

La stima del SOC cilindro per cilindro è stata effettuata utilizzando l'Eq. 1, e il SOE è stato calcolato per ogni cilindro dal controllore lineare basandosi sull'errore del SOC. L'RBFN nel circuito feedforward è stata addestrata per ridurre l'uscita del controllore lineare del primo cilindro a zero. I pesi dell'RBFN sono stati ottimizzati secondo velocità del motore e SOCI. L'uscita dell'RBFN ha fornito il SOE base per ogni cilindro in funzione delle condizioni operative dopo un numero di cicli di apprendimento sufficienti. Il controllore lineare in retroazione compensa la variazione del SOC cilindro per cilindro utilizzando la stima del SOC per ciascun cilindro.

Di seguito è riportato il comportamento di questo sistema di controllo in caso di stato stazionario: un sensore di pressione è stato installato in ogni cilindro per il controllo individuale del SOC, in Fig. 2.10 sono mostrati i risultati di tale controllo. I SOEs sono stati settati ad un valore costante durante i primi otto secondi di funzionamento. Il controllo in retroazione del SOC per ogni cilindro

mediante CADP10 ha inizio dopo i primi otto secondi. Prima dell'inizio del controllo vi è una grande variazione del SOC cilindro per cilindro, tuttavia dopo l'avvio del controllo tutti i valori del SOC per i singoli cilindri sono stati portati al valore target, cioè 10°C ATDC. I SOC controllati dei cilindri due e tre vengono avanzati, mentre quelli dei cilindri uno e quattro vengono ritardati, questo era il risultato atteso per la misurazione dei SOC per i singoli cilindri come mostrato in Fig. 2.8. La deviazione standard del SOC cilindro per cilindro è diminuita dell'80%, dato significativo per il bilanciamento dei cilindri e per la riduzione delle vibrazioni.

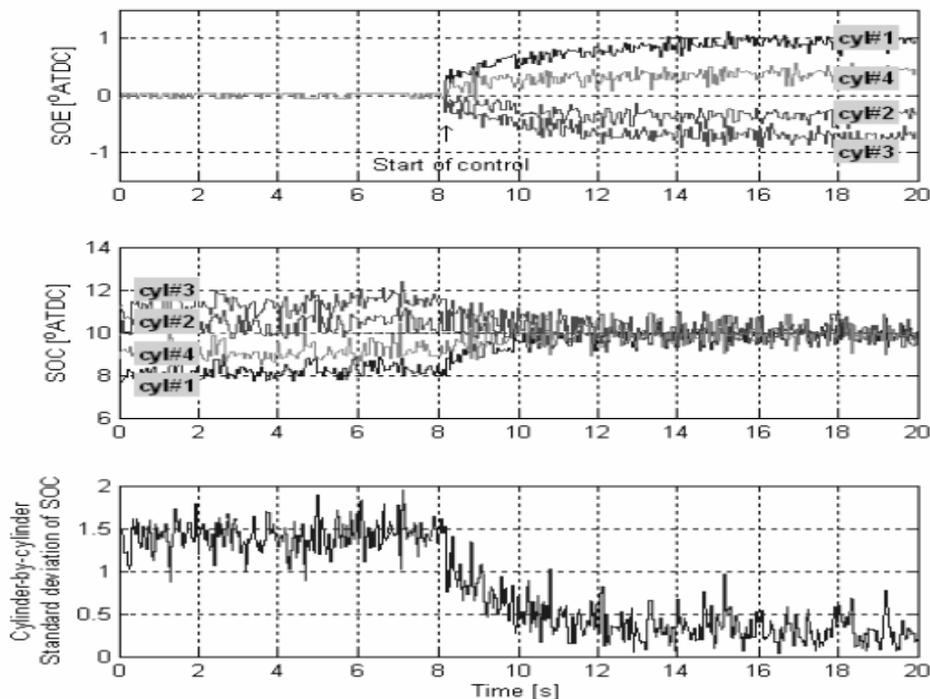


Fig. 2.10 controllo del SOC per un singolo cilindro in condizioni di transitorio

Dopo aver visto i risultati del controllo in caso di stato stazionario, vediamo come si comporta il sistema in caso di regime transitorio:

Fig. 2.11 mostra i risultati del controllo del SOC per i singoli cilindri in caso di condizioni di variazione della velocità, utilizzando solo il controllore lineare in retroazione. I SOE per tutti i singoli cilindri sono stati settati a 5.5°C BTDF durante i primi 31 secondi, e si nota una grande differenza del SOC cilindro per cilindro, nonostante fossero tutti settati con lo stesso SOE. Tuttavia ci sono grandi escursioni nel SOC in regime transitorio anche dopo l'avvio del controllo per i singoli cilindri. Questa lenta regolazione del SOC durante la condizione transitoria è dovuta ad un piccolo guadagno di retroazione, tuttavia un aumento del guadagno di retroazione può causare

oscillazioni del SOC in regime stazionario. Le prestazioni migliorano con il controllore feedforward, facendo sì che vi sia una diminuzione dell'errore del SOC.

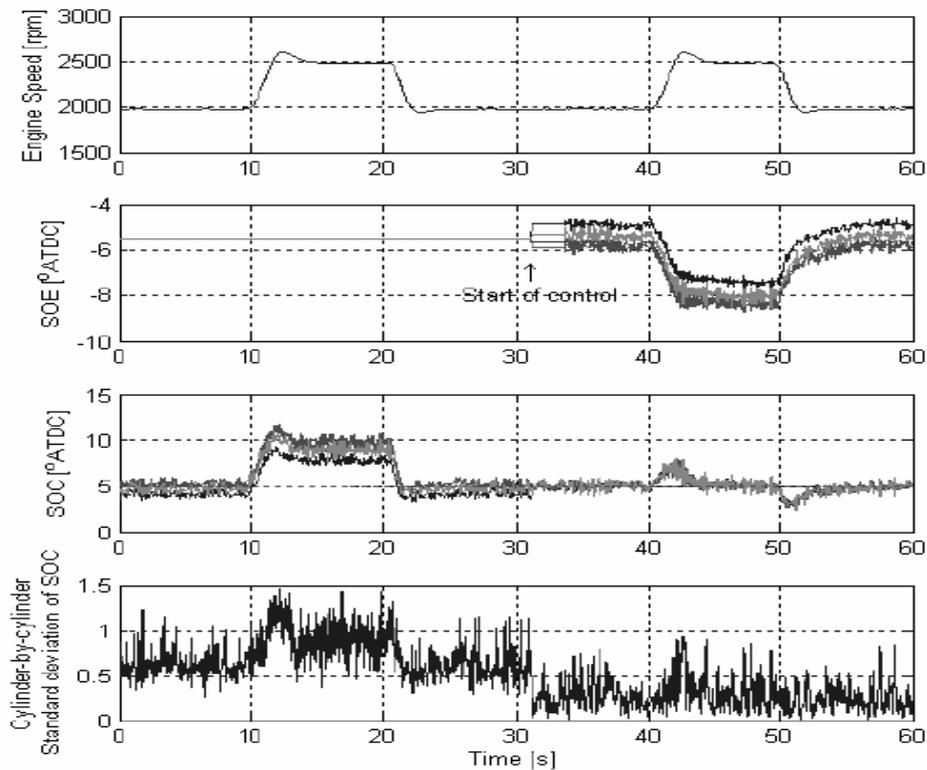


Fig. 2.11 controllo del SOC per un singolo cilindro in condizioni di transitorio, utilizzando un controllore lineare in retroazione

Fig. 2.12 mostra il controllo del SOC sul singolo cilindro, in condizioni di variazione della velocità, con controllore feedforward. La procedura di prova è stata la stessa di Fig. 15, la deviazione standard del SOC in questo caso è scesa a 0.2, senza alcun evidente picco nel SOC controllato. I risultati mostrano che le prestazioni della regolazione di ogni cilindro sono migliorate utilizzando il controllore feedforward proposto che riesce a compensare variazioni delle condizioni operative.

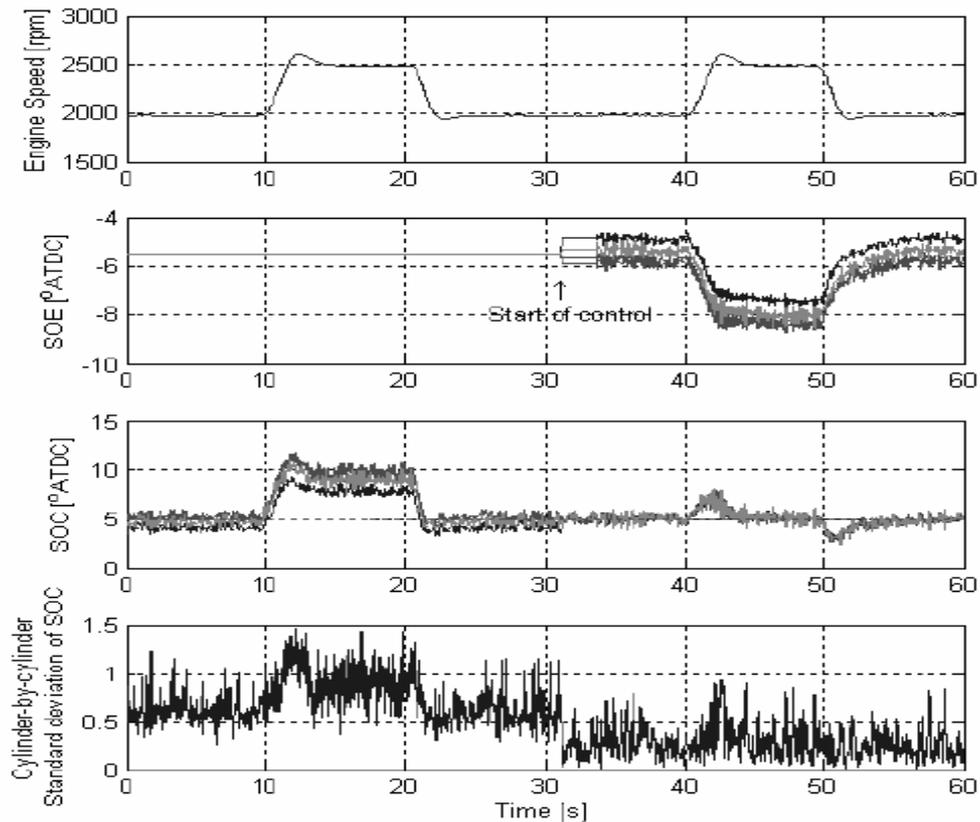


Fig. 2.12 controllo del SOC per un singolo cilindro in condizioni di transitorio, utilizzando un controllore feedforward

Le maggiori conclusioni possono essere sintetizzate qui di seguito:

- 1) In questo capitolo è descritta la tecnologia per rilevare il SOC attraverso la gestione della DP in un motore diesel CRDI. Dalla misurazione di pressione nel cilindro, il SOC potrebbe essere rilevato tramite CADP10. Con l'uso della gestione della DP sono necessarie lunghe e complesse analisi del rilascio del calore per determinare il SOC.
- 2) È stato proposto un algoritmo di controllo del SOC che utilizza un controllo adattativo feedforward. Il controllore feedforward consiste nella RBFN e nel metodo di apprendimento dell'errore in retroazione. Questa strategia di controllo del SOC ha mostrato una migliore regolazione delle prestazioni rispetto al controllore lineare in retroazione e una più efficiente compensazione degli errori introdotti da variazioni di produzione ed invecchiamento.
- 3) La proposta dello schema di controllo del SOC è stata estesa al controllo del SOC per ogni singolo cilindro con la riduzione delle variazioni del SOC cilindro per cilindro sia in condizioni stazionarie che in regime transitorio. La strategia di controllo del SOC basata sul

segnale di pressione del cilindro in retroazione può effettivamente compensare errori introdotti da differenze del ritardo all'iniezione e all'accensione in ogni cilindro.

CAPITOLO 3

CONTROLLO DELLE EMISSIONI

Nei motori diesel le emissioni che sono da tenere maggiormente in considerazione riguardano principalmente la formazione di particolato e NOx. La maggior parte del particolato è composto da carbonio elementare, cioè fuliggine, in un motore diesel convenzionale la miscela è eterogenea e la formazione di questa è inevitabile. La rottura di queste particelle può avvenire solo mediante ossidazione, fenomeno che si sviluppa nel filtro anti-particolato in cui gran parte di questa fuliggine formatasi viene ossidata.

La riduzione della quantità di particolato prodotto è un tema fondamentale affrontato dalle industrie automobilistiche, e sta diventando sempre più difficile tenere il passo con i sempre più ridotti limiti di emissione senza sacrificare l'efficienza complessiva del motore, pertanto vi è la necessità di introdurre nuove tecnologie per ridurre le tolleranze operative e permettere una migliore flessibilità operativa. Tuttavia la possibilità di avere un misuratore di particolato a bordo è molto complicata, al giorno d'oggi non esiste una soluzione fattibile per motori di serie.

La modellazione delle emissioni di particolato è una grande sfida dovuta principalmente al fatto che una grande porzione di questo formatasi durante la combustione viene ossidato simultaneamente, e solo una piccola porzione viene emessa dal motore.

Ora vedremo un modello per la stima del particolato:

l'obiettivo è quello di sviluppare un sistema in grado di stimare le emissioni di particolato in tempo reale basandosi sul segnale di pressione proveniente dai cilindri. Per svolgere questo progetto sono stati utilizzati due motori dotati, appunto, di sensori di pressione, e quindi di particolari testate per permetterne l'alloggiamento. I test sono stati eseguiti su un banco prova standard con freno dinamometrico.

Il motore A è stato utilizzato per l'iniziale sviluppo del modello e la raccolta dei dati, mentre il motore B è stato utilizzato per la verifica del modello in condizioni di transitorio.

Parte dei dati misurati nel motore A provengono dalla centralina, alcuni verranno utilizzati direttamente nel modello mentre gli altri saranno utilizzati per calcolare altri parametri che hanno effetto sulle emissioni. Oltre a questi sono stati acquisiti anche i valori provenienti dai sensori di pressione e la curva di pressione è stata usata per calcolare il tasso di rilascio del calore al fine di definire nuovi parametri relativi alle emissioni di particolato. Inoltre sono state misurate le

emissioni di particolato allo scarico in quanto non è possibile misurare ciò che avviene all'interno del cilindro. Da un lato ciò è un fattore limitante per il modello, ma d'altro canto ha permesso di effettuare le misurazioni con strumenti standard.

La stima del particolato può essere effettuata con vari tipi di modelli che possono variare in complessità. In questo caso l'esigenza primaria era che il modello non avesse bisogno di troppo sforzo di calcolo che avrebbe impedito la capacità di stima in tempo reale, pertanto lo stimatore di particolato è stato sviluppato nella forma di un modello di prodotti di esponenziali.

$$Y = A \cdot X_1^{n_1} \cdot X_2^{n_2} \cdot X_3^{n_3} \dots X_k^{n_k}$$

Una panoramica dello stimatore di particolato è rappresentata in Fig. 3.1, e i parametri selezionati sono presentati nella sezione seguente.

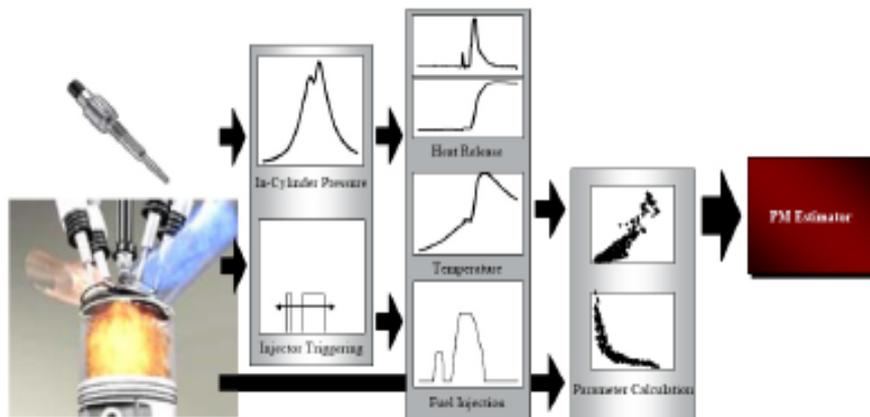


Fig. 3.1 sviluppo del modello di emissione

I parametri utilizzati nello stimatore di particolato sono stati scelti in modo tale che abbiano preferibilmente una relazione fisica diretta con la combustione e con i meccanismi di emissione di fuligine, e possiamo vederli qui di seguito:

$$m_{PM} = A \cdot N^{n1} \cdot p_{rail}^{n2} \cdot c_{air,in}^{n3} \cdot c_{air,out}^{n4} \cdot \Delta\phi_{comb}^{n5} \cdot \Delta\phi_{diff}^{n6} \cdot \tau_{char}^{n7} \quad (2)$$

Table 5. PM Estimator Inputs

Parameter	Unit	Description
p_{rail}	bar	Rail pressure
x_{uIVC}	-	Unburned air mass concentration at IVC
x_{uEVO}	-	Unburned air mass concentration at EVO
$\Delta\phi_{comb}$	°CA	Main combustion duration
$\Delta\phi_{diff}$	°CA	Diffusive combustion duration
τ_{char}	°CA	Characteristic time
N	rpm	Engine speed

Il primo e l'ultimo dei parametri N e Prail vengono acquisiti come segnali dalla centralina, concentrazioni di massa d'aria di aspirazione e di scarico, X_{uIVC} e X_{uEVO} sono derivate da altre variabili ECU, mentre gli ultimi tre parametri $\Delta\phi_{diff}$, $\Delta\phi_{comb}$ e τ_{char} si ottengono utilizzando le velocità di rilascio di calore e le curve di iniezione.

Spieghiamo singolarmente i vari parametri:

- 1) La Prail ha effetto sulla nebulizzazione del combustibile, un aumento provoca un aumento dell'energia cinetica della miscela favorendone una migliore ossidazione;
- 2) La concentrazione di gas residui IVC ed EVO non riguarda direttamente le condizioni locali della regione di combustione, tuttavia ha un effetto indiretto sulla formazione di fuliggine nel cilindro e quindi è influente sul modello empirico, introduce gli effetti dei parametri del motore, del flusso di massa d'aria, degli EGR e facendo uso di lambda dei gas di scarico. Gli EGR e il lambda dei gas di scarico non sono stati utilizzati come parametri diretti in ingresso nel modello perché sono meno rilevanti per le condizioni fisiche all'interno del cilindro.
- 3) La durata della combustione main è definita come la durata in °CA in cui viene rilasciata una quantità di calore dal 5% al 95% del calore totale (vedi Fig.3.2). L'inizio della combustione diffusiva invece si trova tracciando una retta passante per i punti di rilascio del 70% e dell'80% del calore, e dal punto in cui questa incontra l'asse delle ascisse si ha l'inizio della combustione diffusiva (vedi Fig. 3.2 in basso).

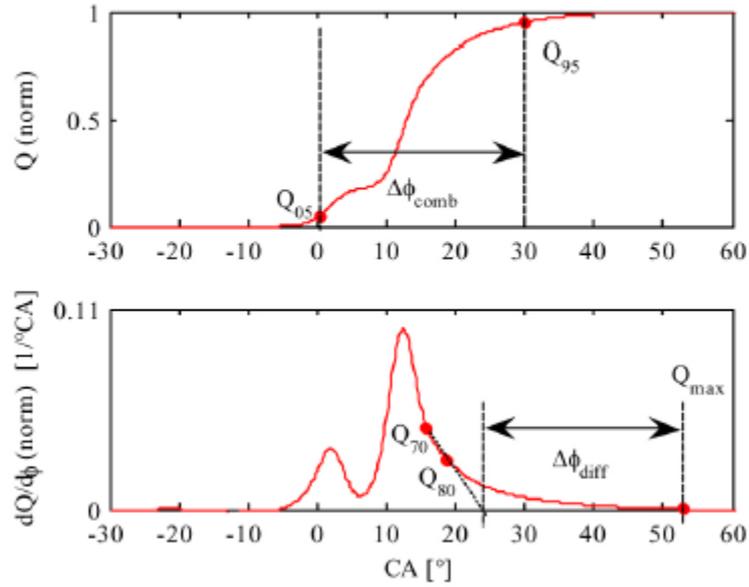


Fig. 3.2 determinazione della durata di combustione principale (in alto) e diffusiva (in basso)

- 4) La curva del tempo caratteristico è derivata dall'equazione seguente, e i parametri da utilizzare nel modello sono stati scelti nell'istante di massimo grado di rilascio di calore (vedi Fig. 3.3), che ha dimostrato una buona correlazione con l'emissione di particolato.

$$\frac{dQ(\phi)}{d\phi} = \frac{1}{\tau_{char}(\phi)} \cdot Q_{avail}(\phi)$$

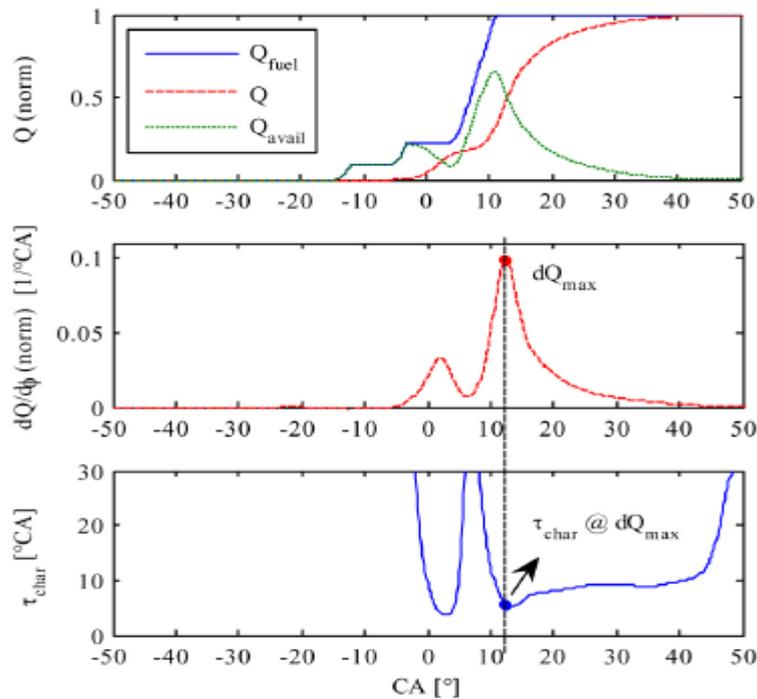


Fig. 3.3 determinazione del tempo caratteristico:

energia del fluido disponibile (alto), curva di rilascio del calore (mezzo), curva del tempo caratteristico (basso)

- 5) La velocità del motore ha effetto diretto sulla dinamica della combustione, poiché è direttamente proporzionale alla velocità media del pistone e quindi influisce sull'energia cinetica della carica del cilindro.

Non è stato possibile sviluppare un modello che coprisse l'intera mappa motore, pertanto è stata divisa in quattro regioni come mostrato nella tabella sottostante.

	EGR ≤ 5	EGR > 5%
N ≤ 2000 rpm	Region 1	Region 3
N > 2000 rpm	Region 2	Region 4

Il fattore di correzione A e gli esponenti n_1, n_2, \dots, n_7 sono stati determinati separatamente per tutte e quattro le regioni basandosi sulla minimizzazione del termine f (vedi eq. sottostante), dipendente dalla media dell'errore assoluto e dal fattore di correlazione.

$$f = MAE \cdot (1 - R^2)$$

Per ciascun motore è stata fatta una misura di calibrazione di un set di dati per determinare i coefficienti costanti, e di un secondo set di dati per la convalida. Vale la pena ricordare che per entrambi i motori i set di dati di calibrazione e convalida provengono da due motori differenti dello stesso tipo.

Nel caso del motore A sia la calibrazione che la convalida sono state effettuate al banco prova in stato stazionario, mentre nel caso del motore B la convalida è stata effettuata in stato di transitorio. I valori selezionati per le costanti del modello per i due diversi motori sono rappresentati nelle tabelle di seguito riportate. L'effetto degli input sulle emissioni di particolato può essere dedotto dalla grandezza delle costanti (le costanti parametrizzate con zero non hanno mostrato alcun effetto sui risultati).

	Const.	Reg. 1	Reg. 2	Reg. 3	Reg. 4
MOTORE A	<i>A</i>	0.0105	0.0032	0.0067	0.0003
	n_1	-0.738	-1.693	0	0
	n_2	1.081	1.713	-0.241	3.880
	n_3	-5.000	-4.772	-1.192	-5.000
	n_4	-2.850	-1.205	-2.047	-1.581
	n_5	-0.048	0.706	-1.545	-4.943
	n_6	0.239	0.607	3.537	2.447
	n_7	3.269	0.308	2.173	0

MOTORE B

Const.	Reg. 1	Reg. 2	Reg. 3	Reg. 4
<i>A</i>	0.0012	0.0021	0.0019	0.0084
<i>n</i> ₁	-0.096	0	0	0
<i>n</i> ₂	-4.610	-3.910	-1.887	-1.884
<i>n</i> ₃	-5.793	-6.388	-3.087	-3.868
<i>n</i> ₄	-1.009	-0.964	-1.612	0
<i>n</i> ₅	1.167	2.679	-0.005	1.323
<i>n</i> ₆	1.162	0	1.236	0.315
<i>n</i> ₇	5.424	0.535	2.244	1.786

La precisione della stima del particolato nelle diverse regioni è fortemente dipendente dalla disponibilità di dati di calibrazione, e le massime precisioni relative si ottengono in genere nella regione 2.

Per i due motori sono stati ottenuti i seguenti risultati:

- MOTORE A

L' idoneità della taratura può essere vista in Fig. 3.4, mentre in Fig. 3.5 possiamo notare i valori elevati delle emissioni in caso di funzionamento inusuale, con variazioni di EGR fino al 40%.

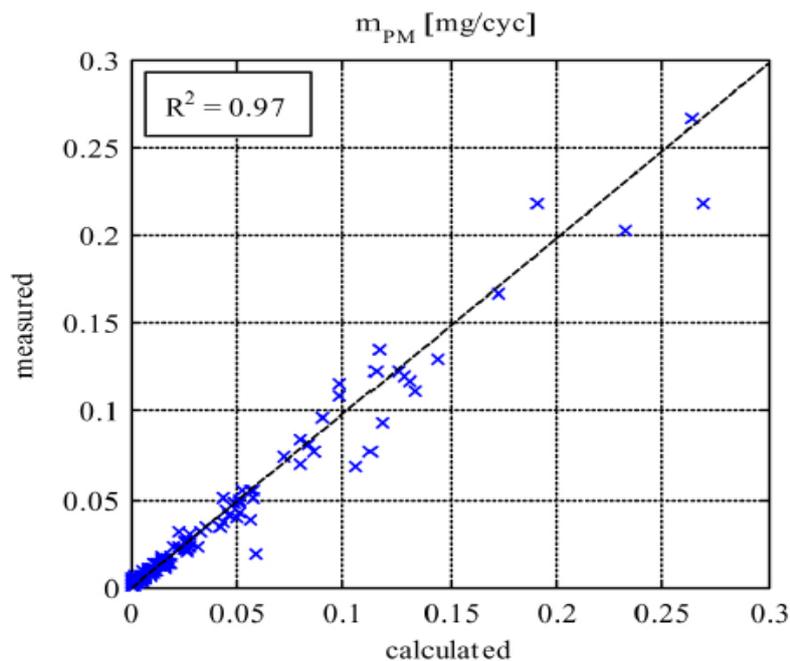


Fig. 3.4 massa di particolato misurata e calcolata in stato stazionario per ciclo

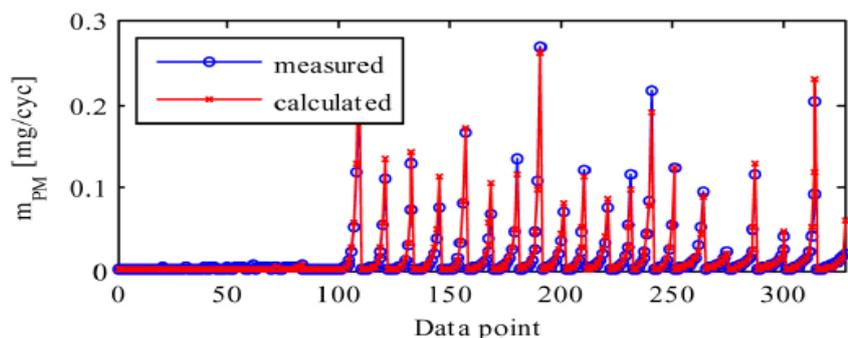


Fig. 3.5 massa di particolato misurata e calcolata in stato stazionario per ciclo

I risultati ottenuti con i dati di convalida hanno mostrato una costante tendenza ad un incremento delle emissioni (vedi Fig. 3.6). Questo può essere correlato ai diversi test di configurazione al banco.

Tuttavia il fattore di correlazione è rimasto lo stesso e può essere visto da Fig. 3.7 che la tendenza delle emissioni con un tasso variabile di EGR, con diversi valori di inizio iniezione e di carico (vedi Fig. 3.8) è stata correttamente rappresentata del modello, quindi l'accuratezza del modello è accettabile, ma vi è ancora potenziale miglioramento attraverso una miglior distribuzione dei punti dati misurati sulla mappa motore.

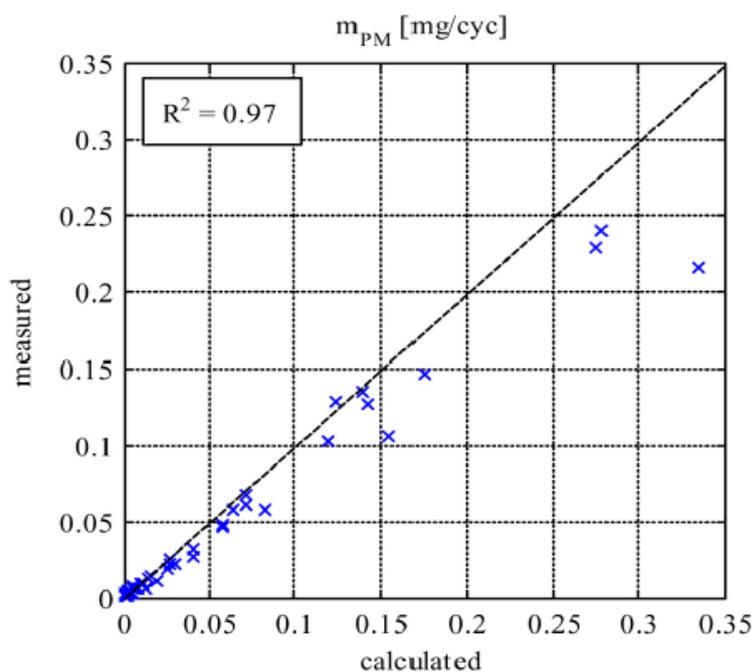


Fig. 3.6 massa di particolato misurata e calcolata in stato stazionario per ciclo

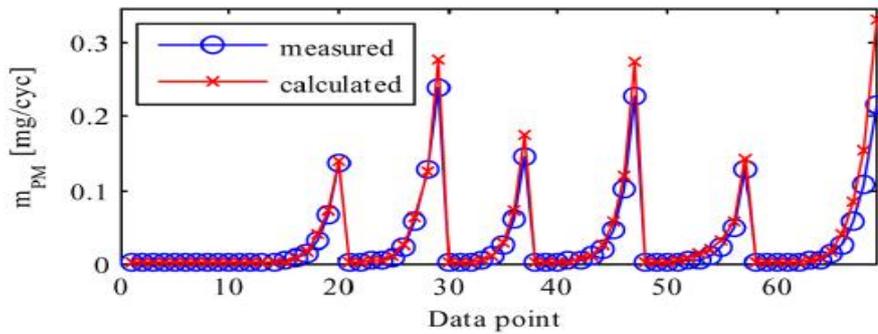


Fig. 3.7 massa di particolato misurata e calcolata in stato stazionario per ciclo

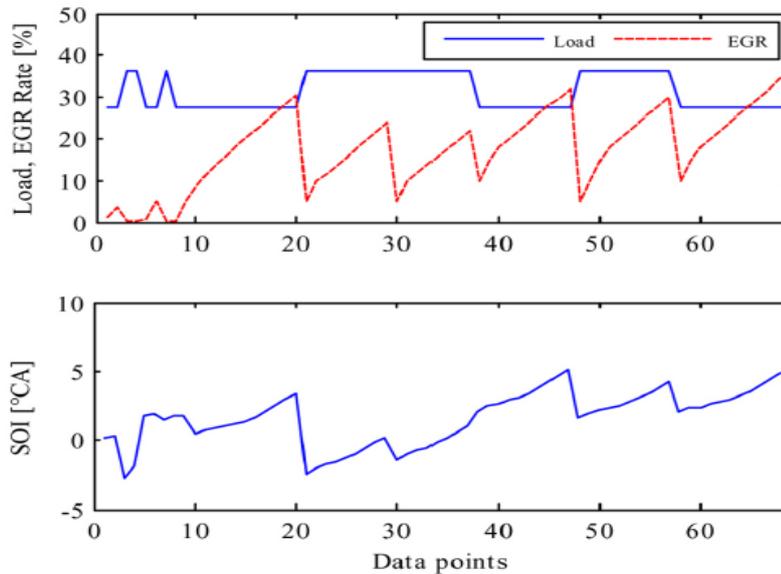


Fig. 3.8 valori di carica ed EGR (sopra) e di inizio iniezione (sotto) in stato stazionario

In Fig. 3.9 l'effetto della variazione di EGR può essere visto chiaramente sui parametri di ingresso del modello. Il tempo caratteristico aumenta con l'aumento del tasso di EGR, questo è il segno che in questo modo la combustione sarà sempre più lenta.

Se confrontiamo gli intervalli tra i punti dati 20-30 e 30-40, si può notare che l'inizio di iniezione è stato ritardato di circa 1°CA nell'intervallo 30-40 (vedi Fig. 8). Guardando Fig. 3.9 si può notare che la durata della combustione diffusiva, nonché della combustione complessiva si accorcia con il ritardo dell'inizio di iniezione. Tuttavia il rapporto di combustione diffusiva nella durata della combustione complessiva aumenta, perché con il ritardo dell'iniezione, una grande porzione del combustibile iniettato viene bruciato in una combustione non premiscelata. Questo plausibile cambiamento nei parametri del modello rispetto alle variazioni dei parametri del motore, supporta l'affidabilità dei parametri derivanti da input del modello.

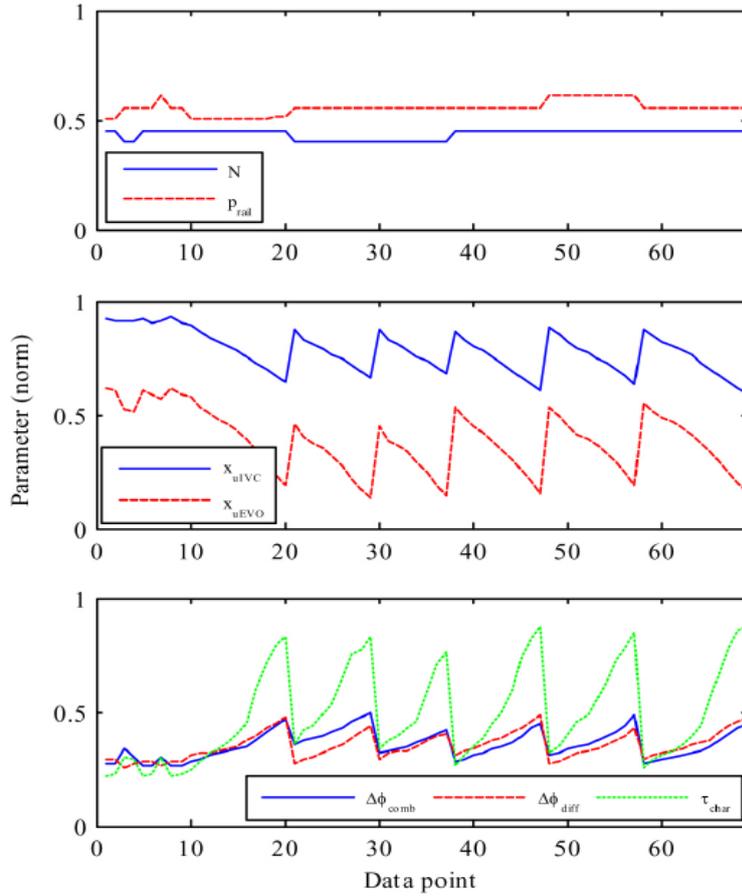


Fig. 3.9 stima di particolato, valori in input per lo stato stazionario

- MOTORE B

Per il motore B con il set di dati di calibrazione sono stati ottenuti risultati simili (vedi Fig. 3.10 e 3.11). Si noti che il numero di punti dati utilizzati per il motore B è inferiore alla metà di quelli utilizzati per il motore A.

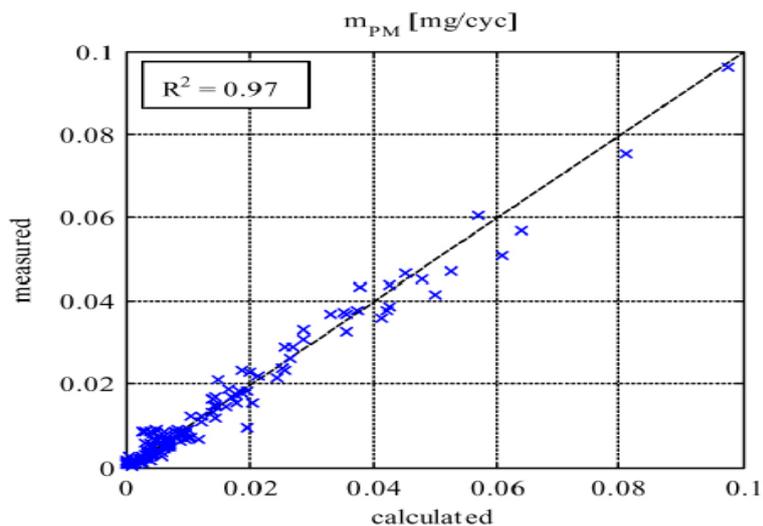


Fig. 3.10 massa di particolato misurata e calcolata in stato stazionario per ciclo

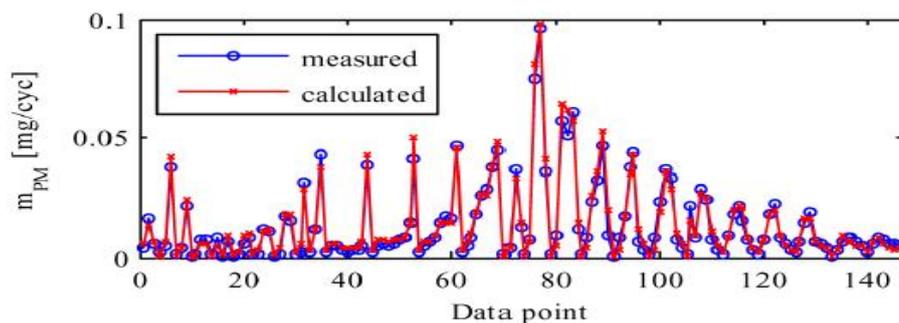


Fig. 3.11 massa di particolato misurata e calcolata in stato stazionario per ciclo

Per la convalida del modello sulla base di misure transitorie, la parametrizzazione rimane invariata, se non per il fatto che il fattore di correzione A è stato moltiplicato per una costante in tutte e quattro le regioni menzionate in precedenza.

Le emissioni misurate e calcolate in regime transitorio sulla base del NEDC (nuovo ciclo di omologazione europeo), mostrano buona correlazione e lo si vede da Fig. 3.12 perché le curve in alcune regioni risultano sovrapposte.

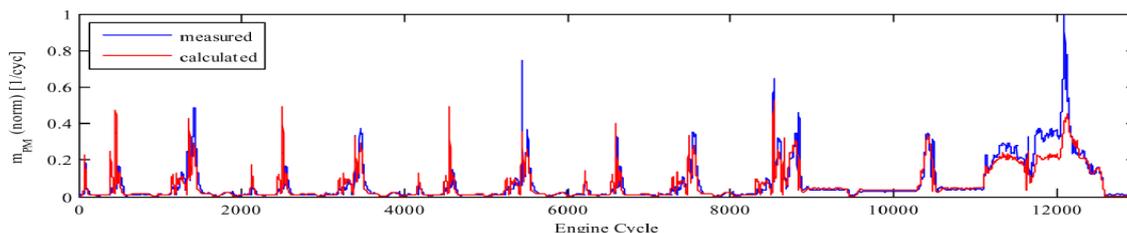


Fig. 3.12 emissioni di particolato durante il NEDC

Il calcolo della curva cumulativa mostra buon accordo con le emissioni misurate (vedi Fig. 3.13).

Si presume che lo spostamento verso la fine del ciclo di misurazione porti ad un errore cumulativo di circa il 10%, ciò è dovuto ad un difetto di misurazione con elevati flussi di massa d'aria.

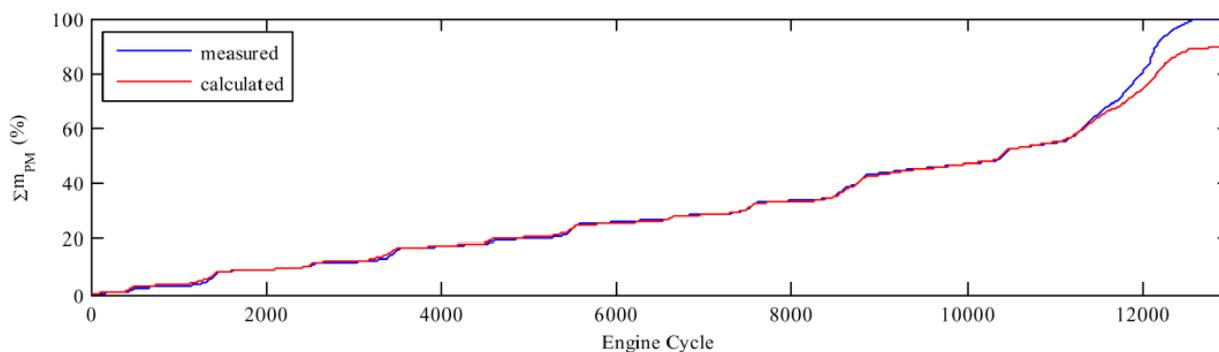


Fig. 3.13 emissione cumulata di particolato

Si può concludere dicendo che lo stimatore di particolato ha dimostrato di essere uno strumento efficace per il calcolo delle emissioni in tempo reale. I risultati sono non solo qualitativamente ma anche quantitativamente soddisfacenti. La capacità del modello di stimare le emissioni di particolato nel NEDC con una precisione relativamente elevata è un risultato importante. La forza principale dello stimatore di particolato sta nella sua semplicità. In primo luogo la semplice configurazione porta ad uno sforzo di calcolo trascurabile, in secondo luogo rende l'applicazione relativamente facile, considerando che per le misurazioni di calibrazione basta un banco prova standard. Tuttavia bisognerebbe continuare a lavorare sul modello per determinare un metodo standard di parametrizzazione, in modo da ridurre al minimo lo sforzo di calcolo ed aumentarne l'affidabilità.

Ora vedremo un sensore per il controllo ad anello chiuso delle emissioni:

il sistema è sempre basato sul controllo della pressione nel cilindro, il tutto eseguito su motori con alti tassi di EGR. Al sistema sono stati applicati un comune sensore per la stima del calore rilasciato e un nuovo sensore virtuale per la stima di particolato ed NOx.

In Fig. 3.14 possiamo vedere una classificazione frequentemente applicata di diversi concetti di combustione. Le combustioni HCCI e PCCI sono caratterizzate da bassi livelli di emissione di NOx e particolato. Entrambi i concetti sono basati su un'auto accensione della miscela, che è tipicamente creata da un'iniezione di carburante che viene quasi completamente terminata prima dell'inizio della combustione. Questi concetti avanzati sono sensibili alle condizioni di funzionamento, poiché il ritardo all'accensione è determinato dalla cinetica della reazione chimica. Inoltre la velocità di combustione dev'essere controllata, in particolare a carichi elevati, per evitare rumorosità e danni al motore.

Oltre all'affidabilità per variazioni del carburante questi sistemi ad anello chiuso presentano la capacità di auto-calibrazione, e questo permette di ridurre drasticamente il tempo di calibrazione per gli odierni motori.

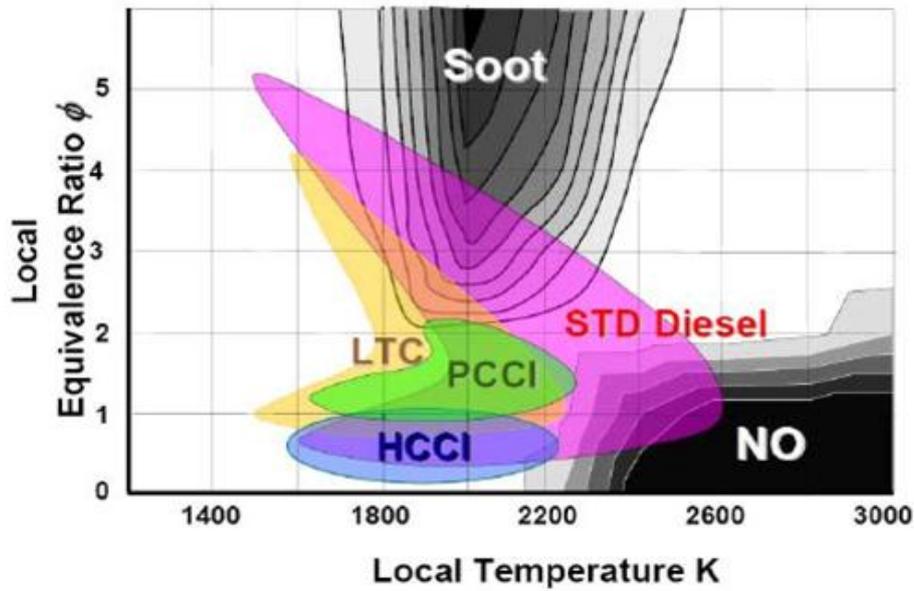


Fig. 3.14 possibili classificazioni di differenti concetti di combustione

Per avanzate ricerche sulla combustione è necessaria una piattaforma di prova flessibile per motori pesanti (vedi Fig. 3.15). Questa piattaforma si basa su un pesante motore diesel da 12l e 390kW, dotato di un turbo a doppio stadio e di un sistema EGR ad bassa e ad alta pressione. La valvola di alta pressione dell'EGR e la turbina a geometria variabile del turbocompressore, controllano il flusso di EGR ad alta pressione, mentre una valvola di bassa pressione dell'EGR e una valvola di contropressione controllano il flusso di EGR a bassa pressione.

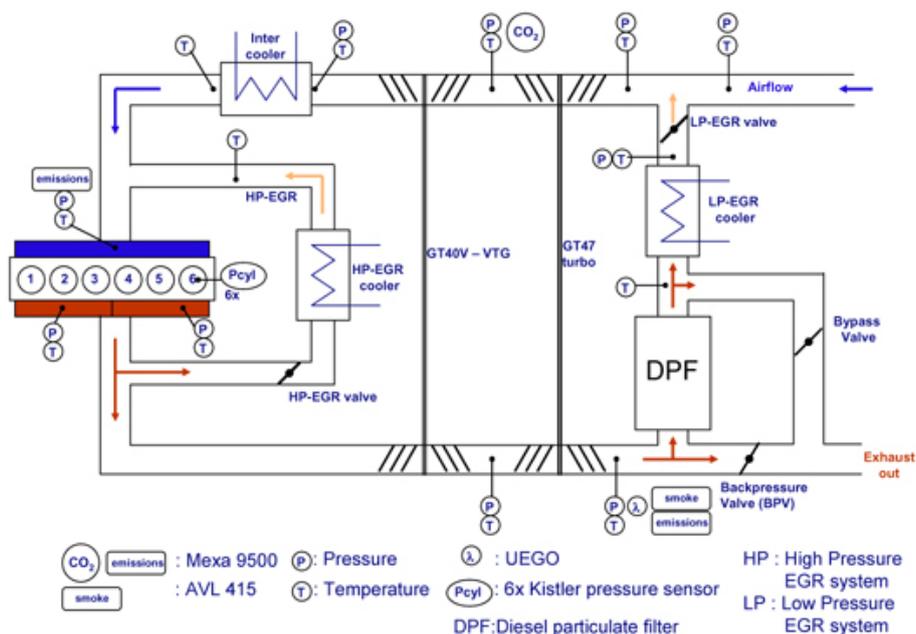


Fig. 3.15 vista schematica del setup sperimentale

In Fig. 3.16 possiamo vedere il sistema di controllo a circuito chiuso installato sul motore per il controllo della combustione, il quale utilizza le informazioni rese disponibili dai sensori di pressione.

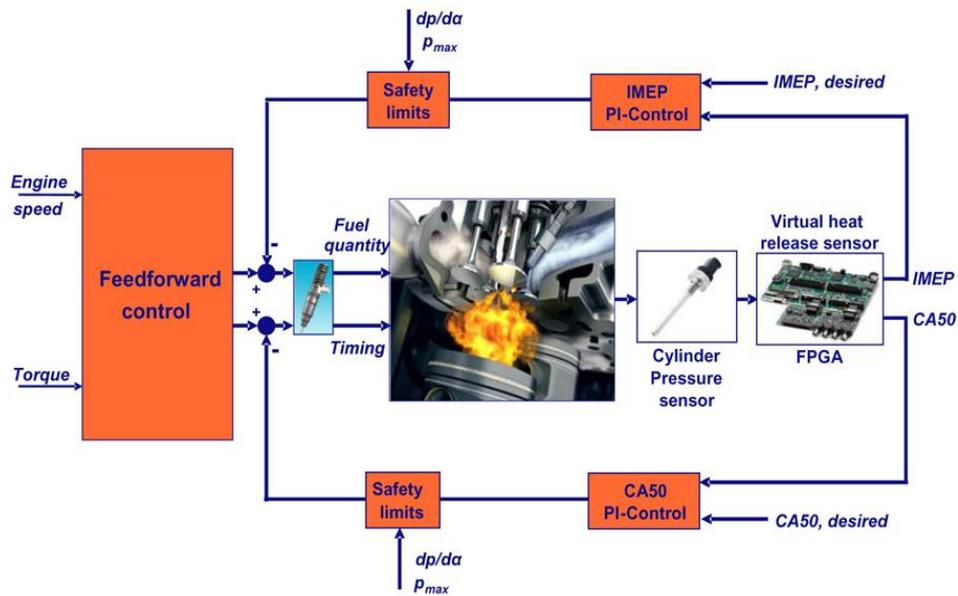


Fig. 3.16 schema del sistema del circuito di controllo della combustione

L'acquisizione dei dati viene automaticamente innescata da impulsi dell'encoder situato sull'albero a gomiti, e la pressione del cilindro viene campionata con una risoluzione di 1°CA. Un Field Programmable Gate Array da 2Mgate (FPGA) e 40MHz è stato utilizzato per l'analisi del segnale di pressione e il calcolo di rilascio del calore in tempo reale. Sulla base dell'errore rilevato, i controllori PI (proporzionali-integrali) regolano la durata dell'iniezione e la quantità di carburante nel ciclo successivo per ottenere i valori desiderati di CA50 e IMEP rispettivamente.

Per dimostrare le qualità dell'applicazione della strategia di controllo della combustione a circuito chiuso, sono state esaminate la robustezza e le prestazioni dei transitori. Pertanto sono stati studiati tre casi:

- 1) L'auto-calibrazione degli iniettori di combustibile;
- 2) La variazione della composizione di carburante;
- 3) Variazione della quantità di carburante iniettata.

Per questi tre casi di seguito viene esaminato l'effetto del sistema di controllo su CA50, IMEP ed emissioni.

1)AUTO-CALIBRAZIONE DEGLI INETTORI DI COMBUSTIBILE

In primo luogo i test sono stati effettuati con iniettori non calibrati. Come mostrato in Fig. 3.17 questo porta a differenze di IMEP significative fra i singoli cilindri (fino ad 1bar), mentre con il bilanciamento dei cilindri mediante controllo ad anello chiuso si è riusciti ad ottenere il valore di IMEP desiderato (4.7bar) per tutti i cilindri. Fig.4 mostra i risultati di un esperimento in cui il controllo di IMEP ad anello chiuso è attivato sequenzialmente per i singoli cilindri. Con questo sistema di controllo, lo sforzo di taratura degli iniettori può essere drasticamente ridotto, e applicandolo sui veicoli, variazioni delle prestazioni degli iniettori possono essere compensate dalla pulizia di questi, ed eventuali ostruzioni possono essere rilevate. Un sistema di controllo della IMEP ad anello chiuso, può ridurre al minimo le variazioni della quantità di combustibile iniettato, specialmente in strategie di iniezioni multiple.

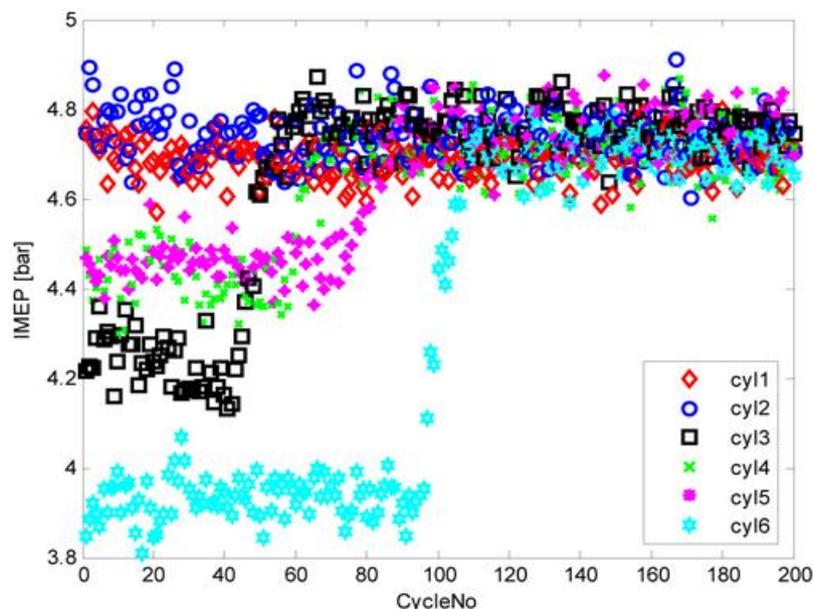


Fig. 3.17 effetti del controllo della IMEP

2)VARIAZIONE DELLA COMPOSIZIONE DEL COMBUSTIBILE

Nel secondo caso la robustezza del sistema di controllo è stata esaminata al variare della composizione del carburante. I combustibili studiati sono elencati nella tabella seguente:

Case	Fuel type
A (ref)	Standard diesel (EN590)
B	Biodiesel (EN14214)
C	US diesel

Fig. 3.18 mostra l'effetto sul CA50 quando lo standard diesel viene sostituito con biodiesel o US diesel.

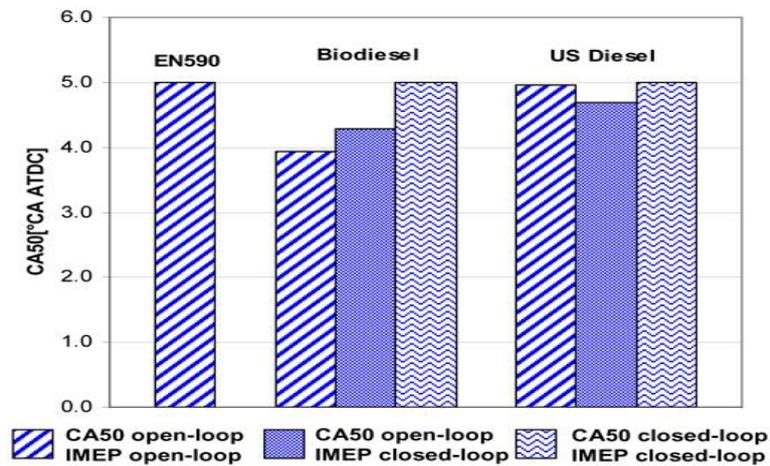


Fig. 3.18 effetti del controllo in circuito chiuso di CA50 e IMEP, CA50 desiderato = 5°CA

Fig. 3.19 mostra l'effetto dei diversi tipi di combustibile e controlli sulla IMEP.

Il potere calorifico dei combustibili testati è diverso da quello dello standard diesel, per questo la IMEP cambia nonostante non vi siano variazioni della durata di iniezione.

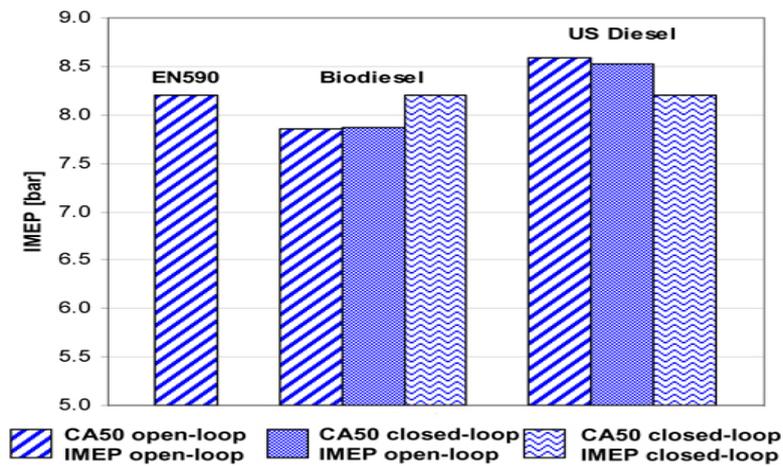


Fig. 3.19 effetti del controllo in circuito chiuso di CA50 ed IMEP sulla IMEP, IMEP desiderata = 8.2bar

In Fig. 3.20 sono mostrati i risultati della variazione di carburante e di controlli sulle emissioni di NOx. Per il biodiesel con controllo di IMEP ad anello chiuso, la durata di iniezione è stata aumentata e il CA50 ritardato, ciò ha comportato una diminuzione delle emissioni di NOx.

Nel caso di US diesel, la durata dell'iniezione è stata diminuita e di conseguenza il CA50 avanzato, questo si traduce in un aumento delle emissioni. Il caso a destra mostra l'effetto del controllo combinato di CA50 ed IMEP, che riporta le fasi di combustione e l'IMEP ai livelli corrispondenti allo standard diesel. Questo comporta una diminuzione del 26% nelle emissioni di NOx per il biodiesel e del 5% per US diesel, rispetto ad un sistema di controllo a ciclo aperto.

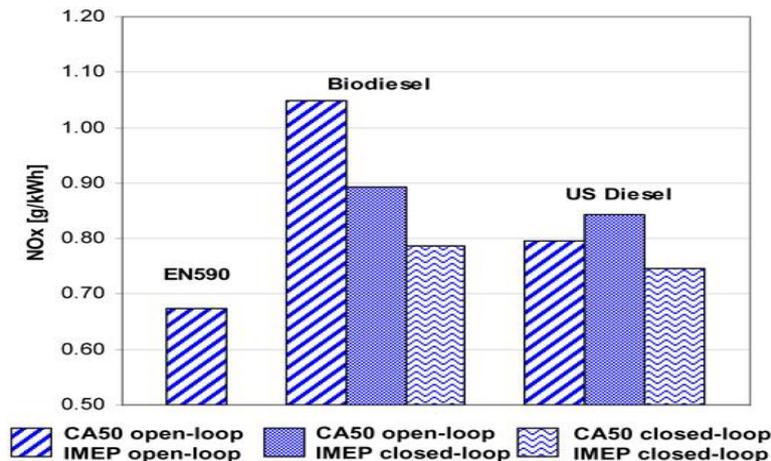


Fig. 3.20 effetto del controllo in circuito chiuso di CA50 ed IMEP
Sulle emissioni di NOx per biodiesel e US diesel

In Fig. 3.21 sono riportati gli indici di fumosità al variare del combustibile e dei controlli che corrispondono alle emissioni di particolato. Grazie al suo elevato contenuto di ossigeno il biodiesel ha un indice piu' basso, mentre US diesel ha lo stesse prestazioni dello standard diesel. Per il biodiesel con controllo della IMEP con circuito chiuso, l'indice è in lieve aumento, a causa della fasatura di combustione ritardata. In questo caso il numero di fumo diminuisce sensibilmente per US diesel, dal momento che la fasatura di combustione viene avanzata. Applicando sia il controllo di CA50 che di IMEP, il numero di fumo torna ad un valore simile alla situazione di controllo a ciclo aperto per entrambi i combustibili.

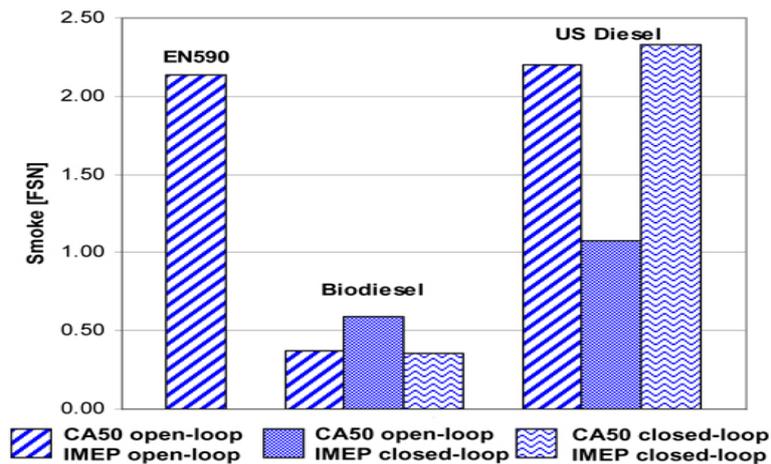


Fig. 3.21 effetti del controllo di CA50 ed IMEP sul numero di fumo per biodiesel ed US diesel

In sintesi, il sistema CPBC garantisce un aumento delle prestazioni del motore ed una diminuzione dello sforzo di calibrazione per effetto della capacità di auto-calibrazione del sistema di controllo a circuito chiuso. Tuttavia, è stato rilevato che il sistema di controllo a circuito chiuso non può garantire conformità alla normativa riguardante le emissioni. Tipicamente informazioni sul livello di NOx sono necessarie per controllare la fasatura di combustione e generare un nuovo target del valore di CA50; queste informazioni possono essere fornite da un sensore di NOx. Una soluzione alternativa è l'utilizzo di un sensore virtuale che prevede le emissioni di NOx in base alla pressione misurata nel cilindro (presentato in seguito).

3) VARIAZIONE QUANTITÀ DI CARBURANTE INIETTATA

Vediamo le prestazioni del sistema di controllo a circuito chiuso in condizioni di transizione, per variazioni significative della quantità di carburante iniettato da 50 a 90 mg/ciclo.

Fig. 3.22 mostra i risultati per un controllo a circuito aperto, dove i tempi di iniezione sono mantenuti costanti: l'iniezione ha inizio a -10°C. Aumentando la durata dell'iniezione per raggiungere la quantità di combustibile desiderata, CA50 si sposta da 1°C verso 5°C.

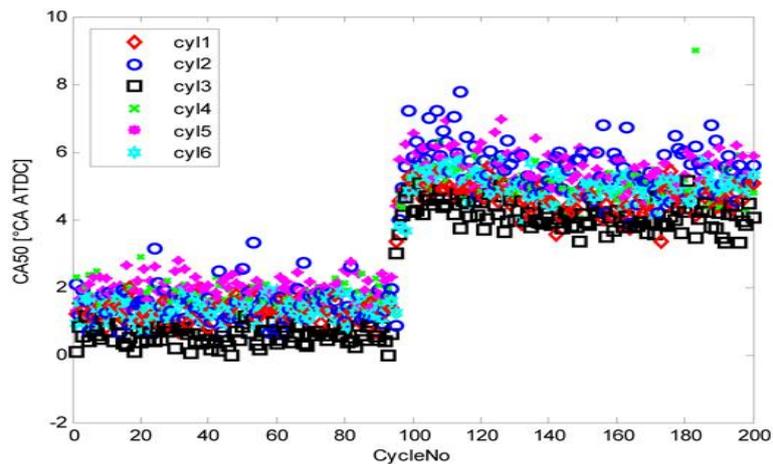


Fig. 3.22 risposta del CA50 per una variazione della quantità di combustibile, con controllo in circuito aperto

In Fig. 3.23 sono mostrati i risultati per il controllo di CA50 ad anello chiuso. Il punto di settaggio del CA50 è di 5°CA. Durante la fase di cambiamento della quantità di fluido iniettato, il CA50 viene ritardato per pochi cicli per poi tornare al valore desiderato. Questo dimostra la veloce risposta del controllore, elemento essenziale per un accurato controllo della fase di transizione.

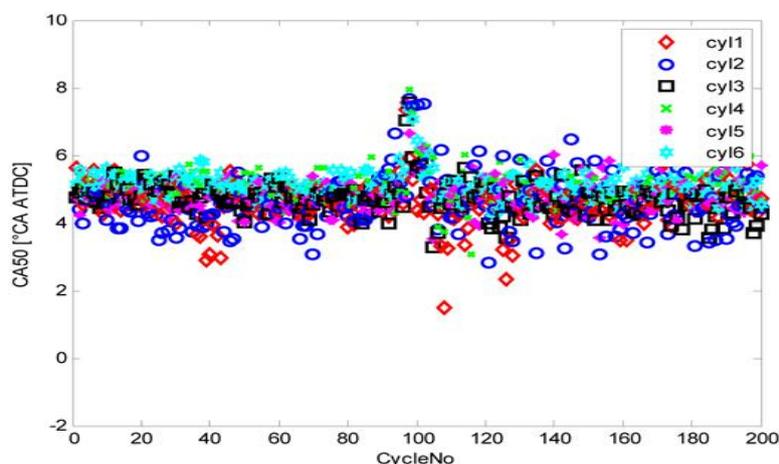


Fig. 3.23 risposta del CA50 per una variazione della quantità di combustibile, con controllo in circuito chiuso

Attualmente i sensori di pressione all'interno dei cilindri vengono utilizzati per controllare CA50, IMEP e pressione massima, tuttavia, possono essere ottenute ulteriori informazioni dal segnale di pressione come ad esempio la formazione di particolato e NOx all'interno dei cilindri.

Per permettere la previsione delle emissioni di NOx e particolato possono essere utilizzati sensori di emissioni virtuali che si basano sul segnale di pressione e sulle condizioni al collettore (umidità,

EGR). I sensori virtuali conservano soltanto l'aspetto funzionale di un dispositivo tradizionale, ovvero la capacità di proporre un valore per il parametro indagato, ma risalgono a questo utilizzando misure di altre grandezze che vengono implementate all'interno di algoritmi scritti appositamente.

In Fig. 3.24 si può vedere l'accoppiamento fra un sensore di emissione ed un sensore virtuale di rilascio del calore, in questo modo è possibile prevedere le emissioni di NOx e particolato.

Il modello di emissione utilizza il profilo della stima di calore rilasciata come principale input.

Attualmente, il sensore di emissione virtuale viene implementato con successo per il controllo in tempo reale su un PC.

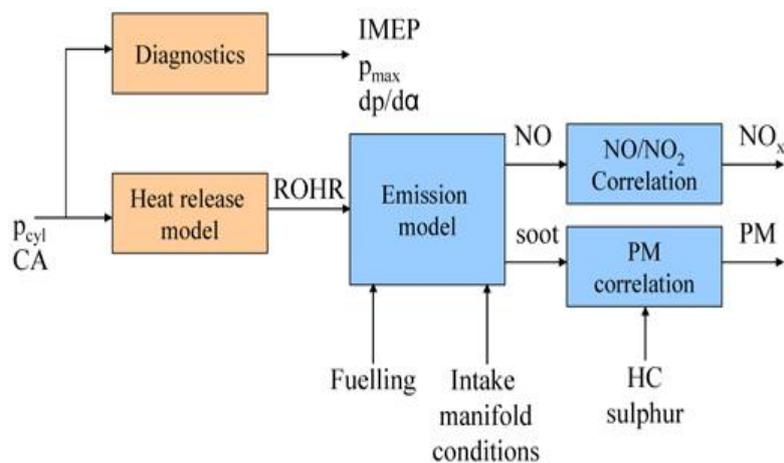


Fig. 3.24 schema del sistema

Per raggiungere i target di emissione per il futuro diventa sempre più importante ottimizzare la sinergia tra motore e post-trattamenti: Integrated Emission Management (IEM).

L'obiettivo è quello di realizzare, in qualsiasi istante, il minimo consumo di carburante all'interno dei termini stabiliti dalla normativa sulle emissioni. Per questo motivo, la disponibilità immediata di informazioni su NOx e particolato è fondamentale.

IEM può essere utilizzato per la gestione della rigenerazione del filtro anti-particolato, e per il controllo integrato degli NOx mediante il bilanciamento degli EGR. Inoltre il sensore virtuale consente un più diretto controllo delle emissioni.

Ciò permetterà di migliorare le prestazioni del sistema OBD e garantirà la conformità alla normativa sulle emissioni.

In Fig. 3.25 possiamo vedere le emissioni di NOx e particolato misurate e previste per due punti di funzionamento, con valvole VGT ed EGR in posizione fissa.

Generalmente i valori di NOx stimati, rientrano in un errore del 12% rispetto ai valori misurati, vicino alla precisione dei misuratori disponibili in commercio. Questa precisione è sufficiente per consentire l'applicazione del sensore di emissione virtuale in un modello motore basato su algoritmi di controllo post-trattamento, per esempio per controllare il catalizzatore SCR.

Le previsioni delle emissioni di particolato mostrano buono, ma non ottimo accordo con le misurazioni. Abbiamo deviazioni che variano dal 2% fino ad un fattore 2, per cui un controllo preciso della produzione di particolato non è ancora possibile.

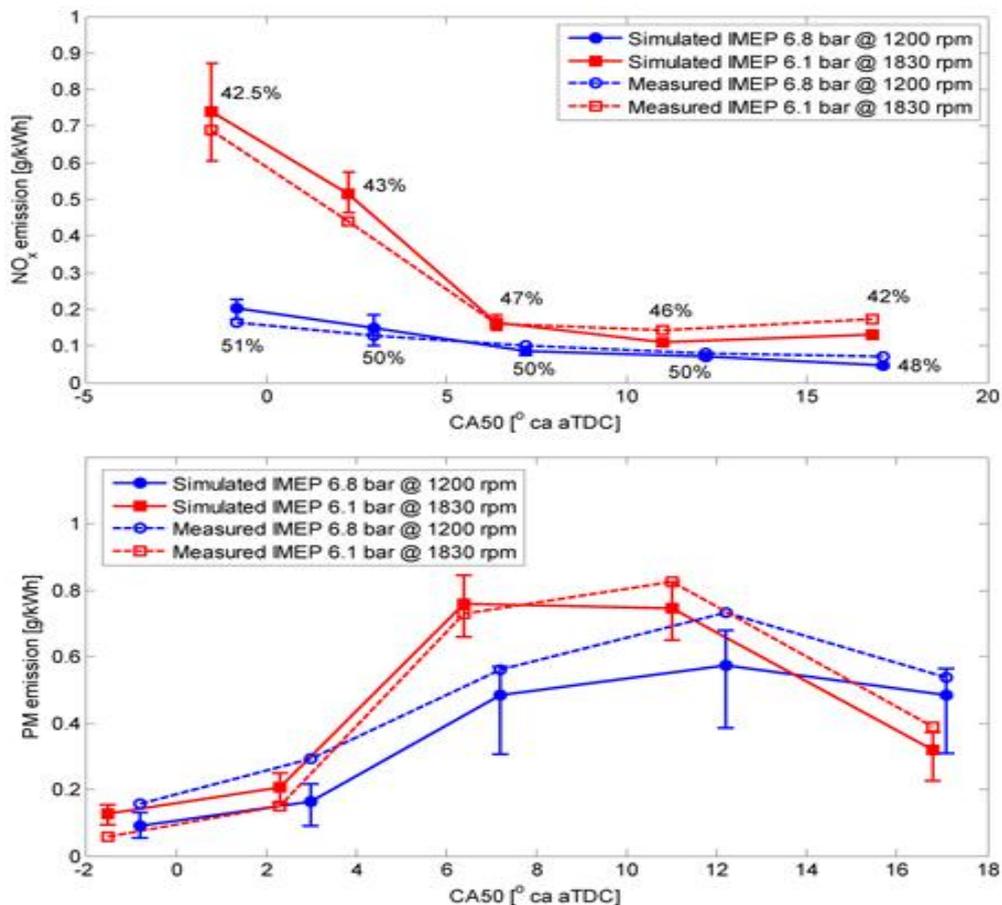


Fig. 3.25 emissioni di NOx e particolato misurate e previste

Per osservare le limitazioni della futura legislazione sulle emissioni, diventa sempre più importante una riduzione delle emissioni in tutte le condizioni di esercizio. Di conseguenza, una crescente attenzione è rivolta all'ottimizzazione delle prestazioni e all'aumento dell'affidabilità.

A questo scopo è stato sviluppato un modello di combustione in grado di prevedere sia le emissioni del motore che la pressione nei cilindri. Questo modello richiede i seguenti dati in input: parametri di rifornimento del carburante (quantità, tempi, pressione di iniezione) e condizioni al collettore (tasso di EGR, pressione e temperatura), queste ultime sono utilizzate per determinare le condizioni iniziali di pressione e temperatura all'interno dei cilindri.

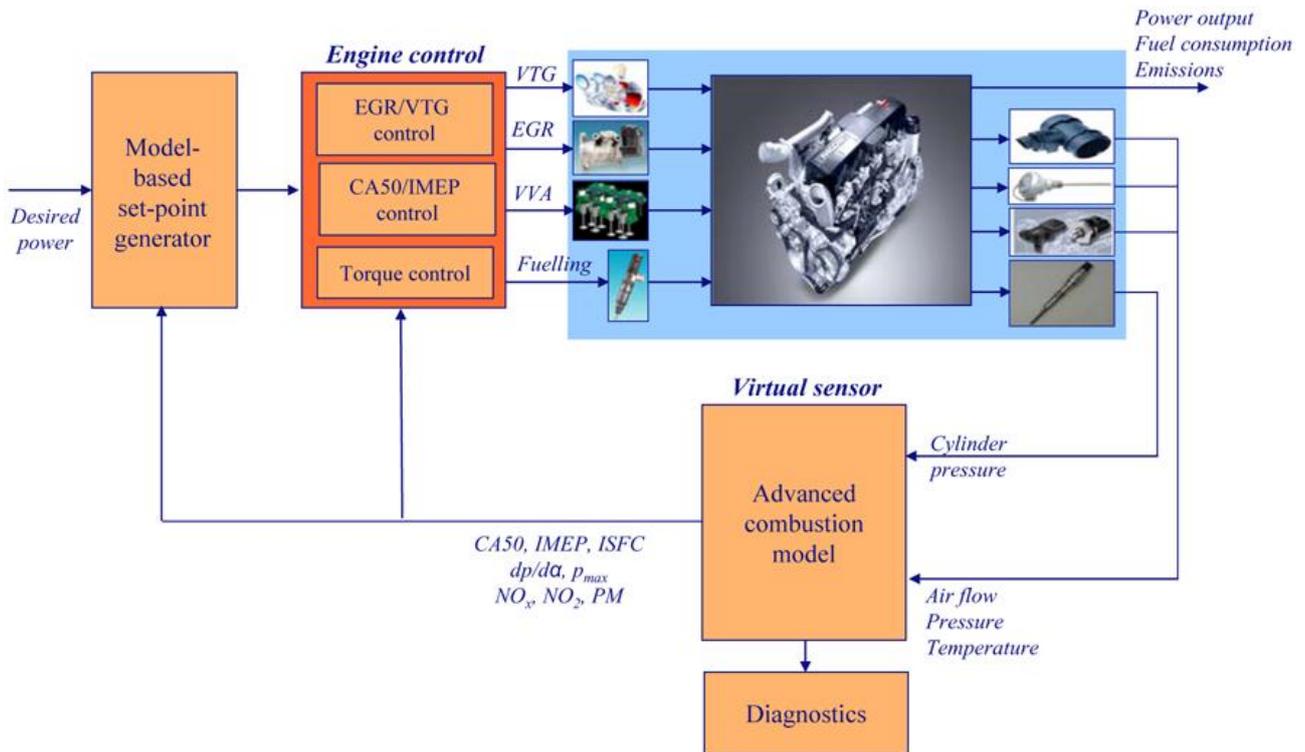


Fig. 3.26 sistema di controllo del motore

I futuri sistemi di controllo del motore possono trarre grandi vantaggi da un approccio basato su modelli di controllo, questo è mostrato in Fig. 3.26. Eseguendo l'avanzato modello di combustione nel sensore virtuale, informazioni più dettagliate sull'effettivo stato del motore possono essere determinate istantaneamente, così come la pressione nei cilindri.

Si noti che il circuito chiuso di controllo della combustione non può pienamente essere basato sui sensori virtuali. Ad esempio l'influenza della qualità del carburante può essere determinata solo quando sono disponibili i dati riferiti alla pressione nel cilindro e alle emissioni, solo a questo punto possono essere ricalibrati i parametri del modello.

La disponibilità di un sensore virtuale di pressione dei cilindri ha significativi vantaggi dal punto di vista dei costi, perché non sarà più necessario dotare tutti i singoli cilindri con sensori di pressione.

Studi preliminari hanno dimostrato che il sensore di pressione virtuale (con calcolo di rilascio del calore e sensore di emissione virtuale), è in grado di predire il CA50 con una precisione assoluta di 0,5°C. Questa precisione è dello stesso ordine di quella derivata dalla misurazione diretta della pressione nei cilindri, e quindi, sufficientemente preciso per il controllo della fasatura della combustione.

Utilizzando questo sensore, importanti variabili di controllo del motore e post-trattamento, come ad esempio la temperatura dei gas di scarico, la massima pressione nel cilindro e il consumo specifico di carburante, dovrebbero essere previsti con una precisione relativa $\leq 4\%$.

Questo livello di accuratezza convalida l'utilizzo di tale sensore, che è in grado di migliorare le prestazioni del sistema OBD.

Da questo studio si sono tratte le seguenti conclusioni:

- 1) Il sistema di controllo della combustione a ciclo chiuso è stato implementato con successo su un motore diesel heavy-duty. Questo tipo di controllo in tempo reale è in grado di controllare simultaneamente CA50 ed IMEP per i singoli cilindri, e per tutti i cilindri in parallelo (bilanciamento cilindri);
- 2) Le risposte a gradino del carburante indicano che la risposta del sistema di controllo è abbastanza veloce da poter seguire le condizioni che si presentano in regime transitorio;
- 3) L'auto-calibrazione delle caratteristiche del sistema CPBC sono state dimostrate per variazione delle performance dell'iniettore e della composizione del carburante. Ciò riduce notevolmente i tempi di taratura e i costi del sistema di controllo del motore. Inoltre il sistema di controllo a circuito chiuso può gestire condizioni ambientali variabili, l'invecchiamento e l'usura dei componenti nel tempo, e quindi può garantire la conformità dei veicoli;
- 4) Il sistema di controllo della combustione applicato è in grado di realizzare la combustione desiderata e la potenza in uscita richiesta. Tuttavia non può pienamente compensare le variazioni delle emissioni (NOx e PM). Per fare ciò, i dati riguardanti le emissioni dovrebbero essere disponibili istantaneamente;
- 5) Un nuovo sensore virtuale di NOx e particolato per il controllo in tempo reale delle emissioni è stato implementato con successo. Per due scansioni temporali a tasso elevato di EGR è stato dimostrato che la stima di NOx è compatibile con i sistemi di misurazione in commercio. Per le emissioni di particolato, solo l'accuratezza qualitativa è accettabile.

TERMINOLOGIA PIU' UTILIZZATA

IMEP = pressione media effettiva

SOC = valore dell'angolo dell'albero a gomiti per cui l'1% della massa di combustibile viene bruciata

SOE = valore dell'angolo dell'albero a gomiti per il quale le bobine degli iniettori vengono eccitate

SOI = valore dell'angolo dell'albero a gomiti per cui l'ugello dell'iniettore viene aperto

Bibliografia

- 1 Seungsuk Oh, Daekyung Kim, Junsoo Kim, Byounggul Oh, Kangyoon Lee, Myoungho Sunwoo. Real-time IMEP estimation for torque-based engine control using an in-cylinder pressure sensor.
- 2 Thu Huong Thi Tran, Hiroshi Enomoto, Kosuke Nishioka, Kenichi Shimizu. Feed-back control of ignition timing using peak cylinder pressure angle with rough timing table.
- 3 Kangyoon Lee, Myoungho Sunwoo, Byounggul Oh. Cylinder pressure based combustion phasing control of a CRDI diesel engine.
- 4 Emrah Cihan Cebi, Gregor Rottenkolber, Erol Uyar. In-cylinder pressure based real-time estimation of engine-out particulate matter emissions of a diesel engine.
- 5 Frank Willems, Erik Doosje, Frank Engels, Xander Seykens. Cylinder pressure-based control in heavy-duty EGR diesel engine using a virtual heat release and emission sensor.

Ringraziamenti

Prima di tutto ringrazio il professore Enrico Corti e tutti i professori, perché se oggi sono qui è anche merito loro.

Un ringraziamento speciale va a tutta la mia famiglia che mi ha sempre sostenuto in qualsiasi mia scelta, anche nelle mille indecisioni che ho avuto.

Ovviamente non posso non ringraziare di cuore tutti gli amici che mi hanno accompagnato in questi anni, non scrivo i nomi perché sarebbero troppi, comunque sapete che sto parlando di voi.

Infine volevo ringraziare una persona speciale, forse l'unica che quando tutti dicevano che sarebbe stato impossibile laurearsi a luglio ha sempre creduto in me e mi ha sempre spronato, nonostante i momenti difficili che sono passati volevo dire, grazie Pi.