

**POLITECNICO DI MILANO**

**FACOLTA' DI INGEGNERIA INDUSTRIALE**

**CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA MECCANICA**



**STUDIO DELLA DETONAZIONE E DELLA  
DERIVA TERMICA IN MOTORI OTTO  
MEDIANTE MODELLO QUASI-DIMENSIONALE  
CON CINETICA CHIMICA DETTAGLIATA**

RELATORE: Ing. Gianluca D'ERRICO

CO-RELATORE: Ing. Tarcisio CERRI

TESI DI LAUREA MAGISTRALE DI:

Giuliano VOLPE  
Matr. 679869

ANNO ACCADEMICO  
2009/2010



*Per la mia famiglia  
e i miei amici.  
Per Laura.  
E per i miei meravigliosi nonni.*



# INDICE

<b>Sommario</b> .....	3
<b>Abstract</b> .....	5
<b>Parole chiave</b> .....	6

## **PARTE I: Introduzione**

<b>Capitolo 1</b>	<b>I Motori a combustione interna e la detonazione</b>	9
	1.1 I motori a combustione interna .....	9
	1.2 La combustione .....	11
	1.3 La detonazione e la deriva termica .....	13
<b>Capitolo 2</b>	<b>Gli strumenti e i metodi di analisi utilizzati</b>	17
	2.1 Casi motoristici trattati .....	17
	2.2 I combustibili .....	27
	2.3 Il codice GASDYN e l'approccio Dsmoke ...	30
	2.4 L'analisi in frequenza .....	35

## **PARTE II : Fase operativa e risultati**

<b>Capitolo 3</b>	<b>Motore CNR ad accesso ottico</b>	45
	3.1 Studi precedenti e nuovo metodo d'analisi ...	45
	3.2 Prova con anticipo d'accensione 18 BTDC...	50
	3.3 Anticipo 10 BTDC.....	62
	3.4 Anticipo 8 BTDC .....	72
	3.5 Anticipo 4 BTDC .....	82
	3.6 Tavole sinottiche conclusive .....	91

<b>Capitolo 4 Motore Alfa Romeo</b>	
<b>4.1</b> Presentazione e analisi delle prove sperimentali .....	98
<b>4.2</b> Detonazione massima e successivo decadimento .....	102
<b>4.3</b> Tavole sinottiche conclusive.....	119
<b>Conclusioni generali e sviluppi futuri.....</b>	127
<i>Allegato 1: Elenco degli acronimi .....</i>	131
<i>Allegato 2: Elenco dei simboli .....</i>	133
<i>Allegato 3: Elenco delle figure .....</i>	137
<i>Allegato 4: Elenco delle tabelle .....</i>	147
<i>Bibliografia .....</i>	149
<i>Ringraziamenti .....</i>	151

## SOMMARIO

Il presente lavoro si propone di studiare il fenomeno della detonazione e la sua interazione con la deriva termica e alcuni parametri motoristici. Da tanti anni la detonazione è oggetto di studio per molti ricercatori a causa dei problemi strutturali, termodinamici ed ecologici che comporta nei motori a combustione interna. La casistica analizzabile è praticamente immensa, quindi lo scopo finale di questa tesi non sarà la stesura di un *vademecum* sulle possibili situazioni di insorgenza della detonazione, ma la descrizione di un metodo d'analisi, quanto più completo e flessibile, da applicare ad ogni caso in oggetto.

Dopo una descrizione semplificata del contesto applicativo, verrà delineata la procedura adottata e si entrerà infine nel dettaglio dei risultati.

Il metodo utilizzato [1] [2] [3] [9] prevede la simulazione della condizione di funzionamento in esame mediante il codice quasi-dimensionale *Gasdyn*, sviluppato dal Politecnico di Milano, e il successivo confronto dei risultati ottenuti con i dati sperimentali. Questi ultimi, forniti dall' Istituto Motori - CNR di Napoli e dal Dipartimento di Energia del Politecnico di Milano, vengono sottoposti in primo luogo ad alcune analisi preliminari poiché influenzati dalla dispersione ciclica, dalla deriva termica, da alcune aberrazioni nella misura ottica dei radicali e da disturbi ad alta frequenza.

Una volta estratti i rilievi sperimentali più significativi, si procede al suddetto confronto con i risultati simulati, al fine di validare il codice ed individuare i parametri motoristici che maggiormente influenzano la detonazione e la deriva termica. Il confronto avviene principalmente dai punti di vista delle curve di pressione, dell'andamento dei radicali e del rilascio del calore.

Tutta la procedura esposta è stata consolidata dall'applicazione, totale o parziale, su due motori, per numerose condizioni di funzionamento e diversi carburanti, la cui combustione è stata modellata attraverso il metodo DSmoke, quindi in modo cinematicamente dettagliato.

I risultati ottenuti hanno mediamente mostrato un discreto accordo tra gli andamenti sperimentali e simulativi, rappresentando così un buon esempio di studio e contrasto dei fenomeni detonanti.





## ABSTRACT

The aim of this work is to investigate about knock prediction and its interaction with the thermal drift and some engine parameters. Knock prediction has been investigated by lots of researches for years because of the structural, thermodynamic and ecological problems generated into internal combustion engines. Analyzable casuistry is practically immense, therefore the ultimate purpose of this thesis is not to write a *vademecum* about the possible situations of knock onset, but to describe a method of analysis, as much complete and flexible as possible, to apply to every case in object.

After a brief description about the main context, the adopted procedure will be explained and finally, the detailed results will be shown.

The used method [1] [2] [3] [9] involves simulation of the working condition by using the quasi-dimensional code *GASDYN*, developed at the Politecnico di Milano, and subsequently comparison between obtained results and experimental tests. These tests, executed at Istituto Motori - CNR in Naples and Department of Energy of the Politecnico di Milano, need preliminary analysis since influenced by cyclic variability, thermal evolution, some aberrations occurring during CCD measurements of radicals and high frequency noises.

Finally, by means of radicals, pressures and heat release comparisons, a code validation can be performed, as well as the most important engine parameters influencing knock intensity and thermal evolution are characterized.

The whole procedure has been consolidated by means of its application, total or partial, on two engines, in many different working conditions and different fuels, whose combustion has been modeled using the DSmoke method, hence in a kinetically detailed way.

The obtained results have generally shown a good agreement between the experimental data and the simulated ones, so they are a good example of knock study and prediction.

## PAROLE-CHIAVE

Al fine di rendere il presente documento facilmente rintracciabile, risulta utile indicarne le parole-chiave, le quali consentono anche una rapida idea preliminare degli argomenti trattati:

Motore ad accensione comandata  
Combustione  
DSmoke (cinetica chimica dettagliata)  
Detonazione  
Deriva termica  
GASDYN.

**Keywords:** *Spark ignition (S.I.) engine,*  
*Combustion,*  
*DSmoke (detailed chemical kinetics),*  
*Knock,*  
*Thermal evolution,*  
*GASDYN.*

# **PARTE I**

## **INTRODUZIONE**



# CAPITOLO I

## I motori a combustione interna e la detonazione

### 1.1 I motori a combustione interna

I motori a combustione interna, comunemente indicati con l'acronimo MCI, sono macchine motrici termiche capaci di convertire, attraverso un meccanismo cilindro-pistone-biella-manovella, l'energia termica liberata dalla combustione in lavoro meccanico [1] [5] [6]. In questa sede non si vuole assolutamente scendere nel dettaglio della descrizione di queste macchine e delle loro possibili configurazioni, ma solo fornire una presentazione delle loro caratteristiche principali e ricorrenti nei capitoli successivi.

Il numero di corse del pistone e la tipologia di accensione della miscela aria-combustibile costituiscono i due criteri principali di classificazione degli MCI.

I propulsori sui quali sono state condotte le prove sperimentali utilizzate nei Capp. 3 e 4 sono entrambi a quattro tempi: ovvero compiono un ciclo completo ogni 720° di manovella, durante i quali sono nettamente visualizzabili le quattro corse del pistone relative alle fasi di aspirazione, compressione, combustione/espansione e scarico. Le configurazioni a due tempi espletano un ciclo intero, ovvero le quattro fasi, in due sole corse, corrispondenti a 360° di manovella.

Per quanto riguarda il secondo criterio di distinzione nella famiglia degli MCI, è possibile individuare sistemi (motore *Otto*) ad accensione comandata (*S. I.*, *Spark ignition*) e meccanismi ad accensione spontanea (motori *Diesel*).

La prima tipologia, attinente ai motori trattati nei capitoli finali, è caratterizzata dallo scoccare di una scintilla tra due elettrodi immersi nella miscela idealmente omogenea o stratificata. Il meccanismo di accensione spontanea vede invece l'iniezione in aria calda di combustibile nebulizzato: il risultato è una combustione lenta, graduale ed idealmente isobara.

Quest'ultima modalità di ignizione [1] [5] [6] non verrà ulteriormente trattata, poiché non inerente ai motori utilizzati nel presente lavoro.

Si è invece accennato ad alcuni aspetti dell'alimentazione di combustibile: trascurando i sistemi di alimentazione a carburazione, l'iniezione di combustibile nei motori Otto può avvenire direttamente nella camera di combustione (*G.D.I.*, *Gasoline Direct Injection*) o in modo indiretto, ovvero nel collettore di aspirazione dell'aria comburente (*P.F.I.*, *Port Fuel Injection*). Nei propulsori costituiti da più cilindri è possibile una sottodistinzione tra 'iniezione *multipoint*', cioè un iniettore per ogni cilindro, e 'iniezione a punto singolo',

ovvero un'iniezione nel collettore di aspirazione a monte della sua diramazione verso i singoli cilindri. Ovviamente ogni sistema di iniezione comporterà dei vantaggi e degli svantaggi principalmente legati al grado di omogeneizzazione della carica, alla regolabilità del sistema e alla complessità/costo della configurazione scelta. In particolare, iniettando del carburante nel condotto di aspirazione dell'aria, aumenta il tempo disponibile per miscelare omogeneamente aria e combustibile prima dello scoccare della scintilla. Adottando invece la configurazione *G.D.I.*, nascerebbe l'opportunità di stratificare la carica (ovvero renderla meno ricca man mano che ci si allontana dalla candela, riducendo i consumi e gli inquinanti prodotti) ma, nel caso si desiderasse ancora la miscela omogenea, diventerebbe necessario intensificare i moti turbolenti nel cilindro perché si ridurrebbe il tempo disponibile per l'omogeneizzazione. Inoltre l'iniezione diretta comporta lo studio di un maggior numero di parametri critici: posizionamento dell'iniettore, pressione e fasatura dell'iniezione, ecc..

I tempi di iniezione devono quindi sincronizzarsi opportunamente con la fasatura delle valvole e con lo scoccare della scintilla.

Proprio l'istante in cui far scoccare la scintilla costituisce uno degli aspetti cruciali dei motori *S.I.* e del presente lavoro: idealmente l'ignizione dovrebbe avvenire a fine compressione, ovvero in corrispondenza del punto morto superiore (PMS o *TDC*, *Top Dead Centre*). Ma nella realtà l'accensione totale della miscela non è istantanea, quindi bisognerà prevedere un opportuno anticipo (*spark advance*) di ignizione rispetto al PMS, al fine di raccogliere tutta l'energia termica disponibile.

Il valore dell'anticipo di accensione non deve essere né troppo grande, né troppo piccolo: nel primo caso si tenderebbe ad avere un lavoro di compressione troppo elevato (il picco di pressione si avvicina troppo al PMS e il pistone incontra una maggiore difficoltà nel comprimere), nella seconda eventualità diminuirebbe il lavoro guadagnato in espansione perché il massimo della pressione si allontana troppo dal PMS. L'anticipo ottimale viene solitamente determinato al banco prova per numerose condizioni di funzionamento, cercando di volta in volta il miglior compromesso non solo dal punto di vista del lavoro, ma anche di altri parametri. Tra questi annovereremo sicuramente la velocità del processo di combustione e il rischio di insorgenza di combustioni anomale, quali l'autoaccensione e la detonazione.

## 1.2 La combustione

I processi di combustione [1] [5] [6] sono fenomeni chimico-fisici durante i quali il combustibile si ossida liberando calore.

Negli MCI, è possibile stimare la legge di rilascio del calore  $Q$ , in funzione dell'angolo di manovella  $\vartheta$ , attraverso l'integrazione della relazione:

$$\frac{dQ}{d\vartheta} = \frac{k}{k-1} p \frac{dV}{d\vartheta} + \frac{1}{k-1} V \frac{dp}{d\vartheta} + \frac{dQ_r}{d\vartheta} \quad (1.1)$$

Nella quale  $k$  è un coefficiente termodinamico dipendente principalmente dalla costante universale dei gas e dai calori specifici, mentre  $Q_r$  tiene conto delle perdite dovute alle pareti refrigerate.

La rapidità con la quale tale energia viene liberata, unitamente alla velocità di consumo dei reagenti e di formazione dei prodotti, consente la stima della velocità di combustione, parametro fondamentale per la descrizione della reazione stessa. Poiché l'ossidazione avviene allo stato gassoso, la velocità di combustione decresce per l'eventuale presenza di frazioni liquide nella miscela ed aumenta in accordo con la rapidità di evaporazione e di diffusione in aria del combustibile.

Cercando la relazione tra combustione, concentrazione dei reagenti, pressione e temperatura, si perviene al calcolo della velocità di reazione  $\omega_r$ , intesa come variazione di concentrazione del reagente nel tempo, legata al fattore esponenziale di Arrhenius:

$$\omega_r = \frac{dc}{dt} = C p^n \exp\left(-\frac{E_a}{RT}\right) \quad (1.2)$$

Dove  $C, n, E_a$  (energia di attivazione) sono costanti tipiche di ogni reazione.

Tale velocità è inversamente proporzionale al ritardo d'accensione, ovvero al tempo che intercorre tra il raggiungimento delle condizioni di combustione e l'apprezzabile avvio della reazione.

Supponendo un avvio non eccessivamente brusco, piuttosto omogeneo e relativo ad una miscela al più in moto laminare, è possibile individuare una zona di separazione tra prodotti di combustione e miscela fresca: il fronte di fiamma. Questo fronte avanza per autosostentimento della fiamma, ovvero a causa della trasmissione di calore e di particelle attive tra la zona combusta e la miscela fresca adiacente. In realtà, il fronte è sempre distorto da microvortici perché

verosimilmente cade l'ipotesi di moto laminare della miscela fresca: sarà quindi necessaria una modellizzazione turbolenta, non trattata in questa sede, del fenomeno di propagazione del fronte di fiamma. Nei motori ad accensione comandata, al crescere del regime di rotazione, la turbolenza in fase di aspirazione diventa più intensa per poi decadere in fase di compressione: questo comporta un discreto adeguamento dei tempi di reazione a quelli disponibili per la combustione. Come vedremo anche nel Cap. 4, tale adattamento è indice di un grande vantaggio dei motori Otto, ovvero la loro capacità di avere un buon funzionamento per un'ampia gamma di numeri di giri (regimi di rotazione dell'albero a manovelle). Purtroppo si vedrà che ciò non accade sempre perché il fenomeno combustivo viene influenzato anche da altri fattori (eventuale presenza di doppia candela, particolare geometria della camera, condizioni di massima coppia troppo vicine alla casistica detonante, ecc...).

Dal punto di vista dei parametri motoristici connessi alla combustione, nel presente lavoro si è prestata molta attenzione al rapporto volumetrico di compressione  $r$  (rapporto tra volume massimo e volume minimo definiti dalla posizione del pistone nel cilindro) e al carico (ammissione di miscela o riempimento) del motore: la velocità di propagazione del fronte è direttamente proporzionale ad entrambi.

Più complesso è invece il legame con il rapporto di equivalenza (rapporto di miscela stechiometrico diviso per il rapporto di miscela del caso in esame): partendo da una miscela relativamente ricca (circa 1.5) ed impoverendola gradualmente di combustibile, è possibile notare una diminuzione della durata della combustione. Poco prima del valore stechiometrico (1) però, inizia un'inversione di tendenza: ulteriori impoverimenti della miscela fino ad un valore 0.8 portano a bruschi aumenti della durata della combustione.

Infine, come è facile attendersi, il fenomeno di ossidazione del combustibile non avviene sempre in condizioni ideali e perfettamente prevedibili: osservando la combustione in particolari condizioni di funzionamento e per numerosi cicli consecutivi, è possibile notare alcune anomalie di cui si parlerà nel prossimo paragrafo.



### 1.3 La detonazione e la deriva termica

Se osservassimo l'andamento della pressione all'interno di un cilindro per alcuni cicli consecutivi, noteremmo che nessun ciclo somiglia perfettamente al precedente. Questo problema è imputabile a due cause: la dispersione ciclica e la deriva termica, due fenomeni sovrapposti ma da non confondere, perché legati a loro volta a fattori diversi.

La dispersione ciclica [1] è imputabile principalmente alle condizioni di moto della carica nel cilindro, le quali sono praticamente casuali e irripetibili. Secondariamente, la dispersione è legata al miscelamento gas residui-carica fresca e al rapporto aria/combustibile, entrambi di entità leggermente variante di ciclo in ciclo. Solitamente si tiene conto di tale dispersione mediando l'andamento della pressione su un numero di cicli variabile tra qualche decina e alcune centinaia, oppure scegliendo un ciclo rappresentativo dell'intero *set* di prove: nel Cap. 3, il ciclo di riferimento è stato ricercato tra quelli caratterizzati da una pressione massima e una pressione all'accensione localizzate circa al centro del *range* di variabilità di  $p_{\max}$  e  $p_{\text{accensione}}$ , unitamente alla sussistenza di altre condizioni secondarie.

La deriva termica [1] [9] [10] è un fenomeno connesso all'introduzione di calore e all'aumento delle irreversibilità termodinamiche di ciclo in ciclo. Una modellizzazione accurata dal punto di vista termodinamico risulta piuttosto complessa, ma dal punto di vista pratico si rivela sufficientemente intuitiva: il mancato smaltimento di un'aliquota del calore introdotto da un ciclo fa sì che questa si sommi all'energia termica prodotta nel ciclo successivo. Ciò implica un progressivo aumento della temperatura e delle pressioni media e massima, nonché una continua variazione di alcune grandezze termodinamiche: una delle innovazioni introdotte in questo lavoro (curata principalmente nel Cap. 3) sarà proprio l'identificazione dei fattori che meglio descrivono tale evoluzione termica. A tal fine si considereranno 9-10 cicli significativi, anziché uno solo come previsto per la dispersione ciclica.

Si tenga presente che anche qualora si riuscisse a limitare notevolmente la deriva termica, permarrrebbe comunque la dispersione ciclica, quest'ultima di fatto inevitabile.

Di grande interesse in questa sede è anche l'effetto che la deriva termica ha sulla detonazione: solitamente quest'ultima diventa sempre più evidente all'aumentare della temperatura media del ciclo.

La detonazione [1] è un fenomeno di combustione anomala caratterizzata da un brusco avvio locale della reazione di combustione, in un ambiente a temperatura *relativamente* bassa. Tale meccanismo di autoaccensione, in motori Otto, viene solitamente suddiviso in due stadi e genera 'fiamme fredde' (a cui segue lo

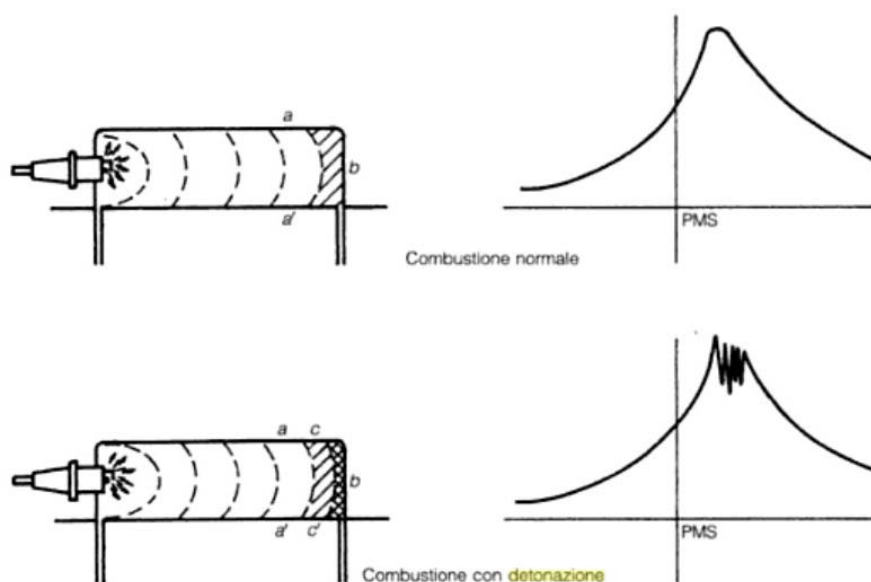
spegnimento della reazione) o, più frequentemente, ‘fiamme calde’ caratterizzate da un forte rilascio del calore.

E’ quindi ipotizzabile che la detonazione interessi porzioni di miscela, teoricamente destinate a bruciare per ultime, che si accendono prima di essere investite dal fronte di fiamma. Comunemente si avanza anche l’ipotesi, spesso scartata in favore della prima, di detonazioni insorgenti a causa di una brusca accelerazione del fronte, il quale raggiungerebbe così la velocità del suono generando un’onda d’urto dotata di una velocità di propagazione enormemente superiore a quella normalmente attesa.

L’eventuale autoaccensione di alcuni volumetti di miscela è sostanzialmente dovuta alla disomogeneità della carica, quindi alla loro inattesa composizione (e temperatura), tale per cui le reazioni di pre-fiamma potrebbero svilupparsi prima dell’arrivo del fronte.

La prima conseguenza di una detonazione è un picco di pressione in camera di combustione generante un caratteristico rumore metallico, di frequenza compresa tra 6 e 15 kHz [1] [4], e comportante perdite di potenza, vibrazioni, riscaldamenti accentuati, danneggiamento degli organi meccanici e una maggiore emissione di radicali (tipicamente OH e CO).

Come è possibile apprezzare dalla *Fig. 1.1*, un ciclo mediamente detonante è caratterizzato da una sequenza di picchi di pressione, i quali in casi limite potrebbero rimuovere strati di gas dalle pareti e quindi incrementare il flusso di calore verso l’esterno.



*Fig. 1.1:* Ciclo ‘pressione- $\vartheta$ ’ per casi normale e detonante.

Una tale eventualità sottoporrebbe alcuni organi meccanici ad un'eccessiva fatica termica, causandone il suddetto danneggiamento (*Fig. 1.2*).



*Fig. 1.2:* Danni provocati dalla detonazione.

I principali fattori che incrementano il rischio di detonazione (cioè che tendono a ridurre localmente il ritardo d'accensione) sono:

- la diminuzione del Numero di Ottano NO del combustibile (maggiore reattività chimica)
- l'introduzione in camera di una massa maggiore di miscela (la porzione che dovrebbe bruciare per ultima viene riscaldata maggiormente prima dell'arrivo del fronte di fiamma)
- l'immissione di una miscela a temperatura elevata (favorisce le reazioni di pre-ossidazione)
- una composizione prossima a  $\phi = 1.1$  (corrisponde al caso di massime temperature, pressioni e velocità di combustione)
- un aumento del rapporto di compressione (innalza pressione e temperatura della carica)
- un anticipo di accensione più elevato (più lontano dal PMS, quindi la pressione cresce più rapidamente e raggiunge massimi più elevati).

Questi punti chiave sono stati considerati in entrambi i capitoli finali, cercando di definire le condizioni termodinamiche e di alimentazione tali per cui la detonazione si è verificata nelle prove sperimentali.

Un corretto studio dei *range* a rischio di autoaccensioni può consentire di stabilire un anticipo di sicurezza per ogni condizione di funzionamento o il progetto di un sistema di controllo in grado di rilevare in tempo reale l'insorgenza della detonazione e regolare di conseguenza l'anticipo (e/o la ricchezza della miscela).

Affiancando infine un'analisi in frequenza del segnale di pressione, è possibile selezionare i casi con detonazione più intensa senza limitarsi ad individuarli nel dominio del tempo attraverso la sola osservazione dei picchi.

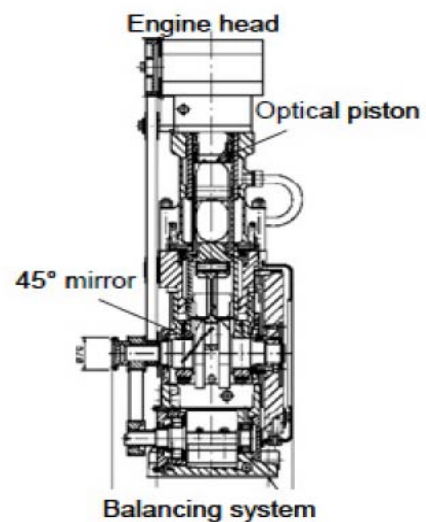
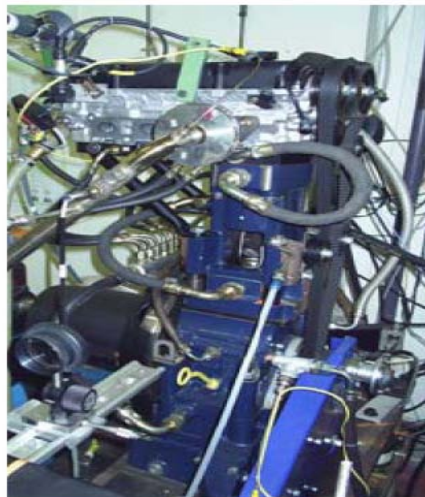
## CAPITOLO II

### Gli strumenti e i metodi di analisi utilizzati

#### 2.1 I casi motoristici trattati

Lo studio delle condizioni di funzionamento a rischio di detonazione è stato condotto su due motori principali: un propulsore ad accesso ottico [9] [10] ed un motore Alfa Romeo. Non sarà necessario addentrarsi eccessivamente sui loro dettagli costruttivi, sulle necessità progettuali e sulle loro finalità applicative, poiché essi hanno svolto il ruolo di semplici strumenti, utili alla descrizione di fenomeni più specifici.

- Il propulsore con accesso ottico e sistema *CCD* (*Charged-Coupled Devices*), o *ICCD* (*Intensified Charged-Coupled Devices*), o *CMOS* (*Complementary Metal Oxide Semiconductor*) [9], sul quale l'Istituto Motori di Napoli ha condotto numerose campagne sperimentali, utilizza la testa di un motore Fiat 16 valvole, cilindrata  $1600\text{ cm}^3$ , con alimentazione di tipo *multipoint*. Come è possibile osservare dalla *Fig. 2.1*, l'accesso ottico è garantito da una finestra di quarzo trasparente (di forma ellittica  $47 \times 66\text{ mm}$ ) posta sul pistone, la quale proietta l'immagine su uno specchio inclinato di  $45^\circ$ , a sua volta situato nella parte inferiore del motore.



*Fig. 2.1:* Un'immagine del motore ad accesso ottico e il suo disegno tecnico, nel quale si nota la posizione dello specchio a  $45^\circ$ .

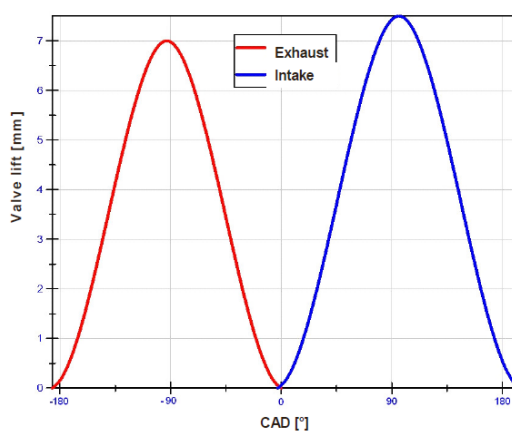
La conformazione della testa è a tetto con candela centrale: in questo modo la camera di combustione risulta piuttosto compatta e si massimizza il diametro delle valvole a parità di alesaggio, migliorando anche il riempimento della camera. Tali caratteristiche geometriche, inoltre, conferiscono una migliore resistenza alla detonazione grazie alla maggiore velocità di propagazione del fronte di fiamma: questa rapidità si traduce in una bassa richiesta ottanica a causa del più energico raffreddamento della carica che brucia per ultima.

Ulteriori informazioni sulla geometria del motore in esame sono visualizzate nella *Tabella 2.1*:

Numero di cilindri	1
Cilindrata	399 $cm^3$
Alesaggio	79.0 mm
Corsa	81.3 mm
Lunghezza biella	143 mm
Rapporto di compressione	10:1
Alimentazione	PFI
Volume testa	12.3 $cm^3$
Spazio morto nella flangia	15.2 $cm^3$
Volume guarnizione testa	2.5 $cm^3$
Volume guarnizione basamento	11.8 $cm^3$
Spazio morto intorno al pistone	2.7 $cm^3$
Spazio morto totale	44.5 $cm^3$

*Tabella 2.1*: Caratteristiche principali del motore ad accesso ottico.

I valori degli angoli di manovella relativi all'apertura e alla chiusura delle valvole di aspirazione e di scarico e l'andamento dell'alzata delle valvole sono mostrati graficamente in *Fig. 2.2*:



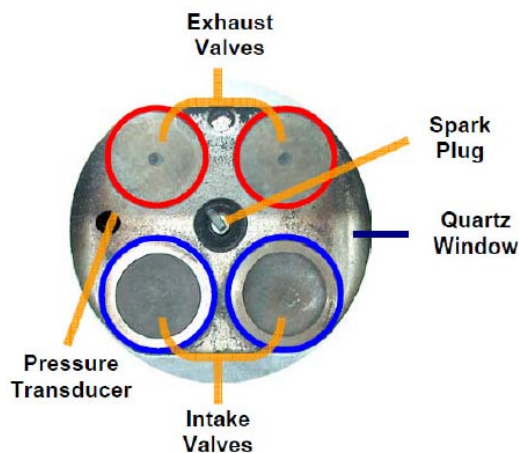
dove *C.A.D.* è l'acronimo di *Crank Angle Degrees* (angolo di manovella istantaneo, espresso in gradi).

Il sistema di alimentazione è stato realizzato con un iniettore collocato nel condotto di aspirazione, in prossimità delle valvole. L'iniettore BOSCH a 10 fori (*Fig. 2.3*) è comandato elettronicamente ed alimentato con una pompa per il combustibile a pressione variabile.



*Fig. 2.3:* Iniettore BOSCH; particolare sui 10 fori.

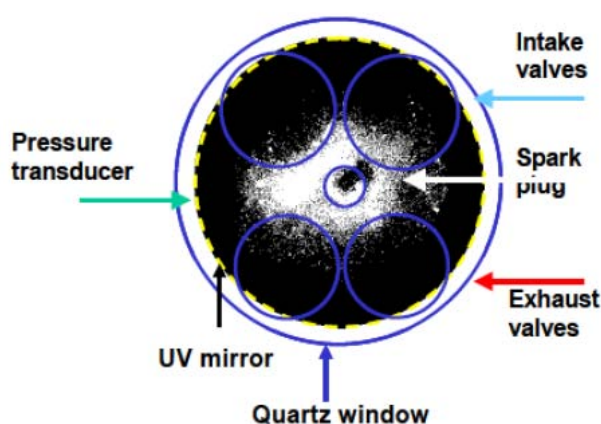
Per i rilievi sperimentali, viene adottato un trasduttore di pressione collocato nella testa del cilindro (*Fig. 2.4*):



*Fig. 2.4:* Particolare della testa del cilindro, riportante valvole, candela, finestra di quarzo e trasduttore di pressione.

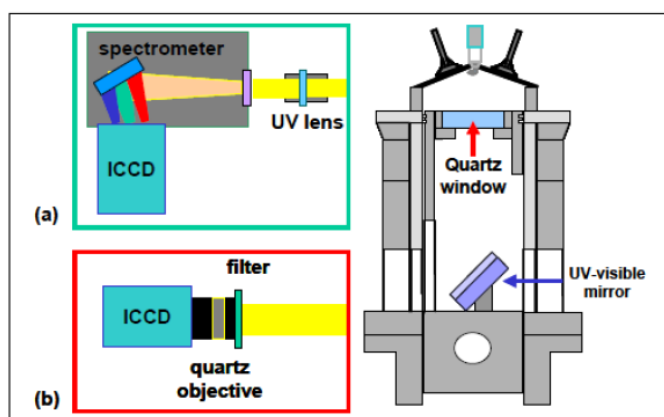
La presenza stessa del sistema ottico *CCD* comporta un'alterazione dei valori di pressione dovuta ad un diverso scambio termico con il pistone, quantificabile

con una loro variazione del 5-10% rispetto al caso di assenza di apparato *CCD*. La dispersione ciclica invece ha un'influenza del 10%. Il sistema *CCD* adottato permette di ottenere immagini 2-D del processo di combustione ed una misura della luminosità della fiamma. Durante il processo di combustione, la luce viene emessa attraverso la finestra di quarzo posizionata sul pistone e immediatamente riflessa verso il sistema di analisi ottica tramite lo specchio. Le dimensioni di quest'ultimo riducono il campo di osservazione e non permettono una totale osservazione della camera, come mostrato in *Fig. 2.5*.



*Fig. 2.5:* Campo visivo consentito dallo specchio del sistema ottico utilizzato.

La misura della luminosità (chemiluminescenza) viene infine effettuata tramite l'apparato ottico riportato in *Fig. 2.6*:



*Fig. 2.6:* Schema degli apparati ottici per misure spettroscopiche (a) e per rilievi di chemiluminescenza (b).

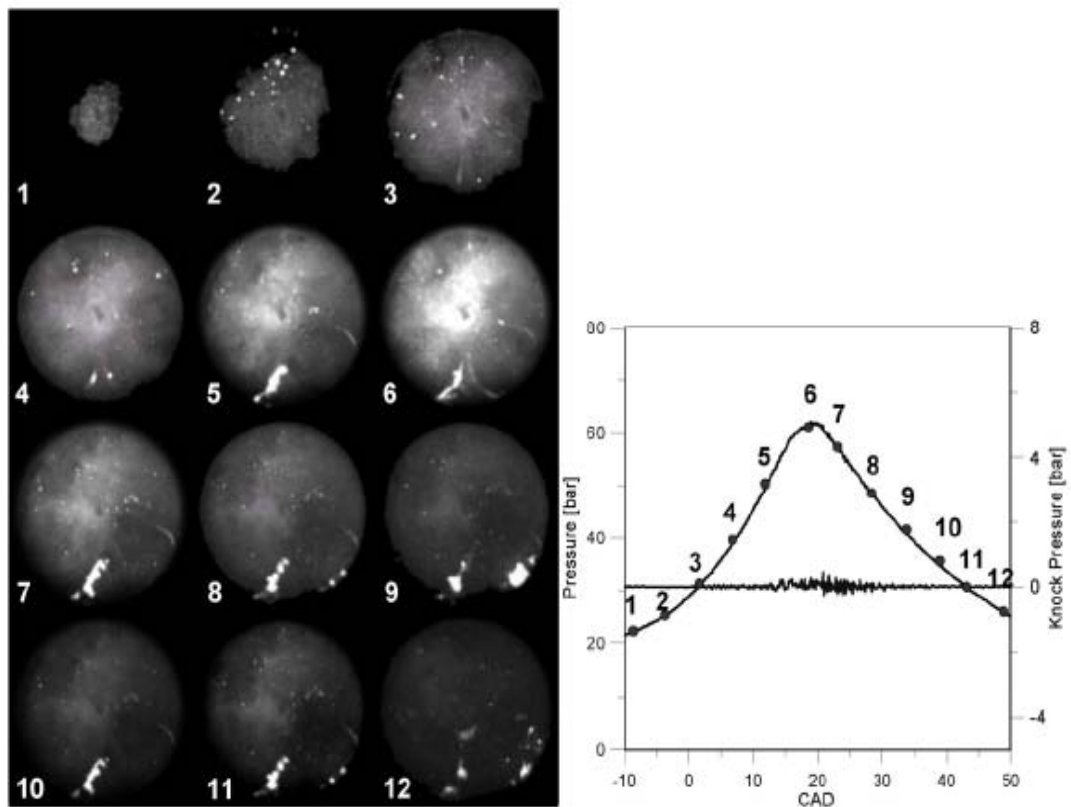


Mentre la tecnologia *CCD* è sensibile prevalentemente alla luce visibile, la *ICCD* rileva radiazioni nel campo dell'*UV*-visibile con immagini intensificate, ma questo a discapito della risoluzione temporale e della compattezza.

Questi due sistemi di analisi ottica sono caratterizzati da tempi di acquisizione/elaborazione pari a circa 6 cicli-motore e sono stati utilizzati per tutti i casi considerati nel Cap. 3, ad eccezione del *set* sperimentale con anticipo d'accensione pari a 18 BTDC (paragrafo 3.2). Per quest'ultimo caso, è stata utilizzata la tecnologia *CMOS*, caratterizzata da tempi di rilievo ed elaborazione immagini paragonabili alla durata di un ciclo-motore. Questo ha consentito misurazioni locali dei radicali in corrispondenza del picco massimo di tutti i cicli: tali dati hanno però un'utilità diversa da quelle considerate nel presente lavoro e verranno quindi trascurati.

Il grande vantaggio introdotto dall'utilizzo di un accesso ottico consente in ogni caso lo studio dei fenomeni detonanti da un ulteriore punto di vista.

Durante la combustione, la formazione di radicali (ad esempio OH e HCO) è accompagnata dall'emissione di radiazioni elettromagnetiche nel campo del visibile. L'opportuna ricezione di queste onde luminose avviene attraverso l'utilizzo di due filtri passa banda centrati sui valori di lunghezza d'onda emessi dalle specie radicali (310 nm per OH; 325 nm per HCO). In questo modo è quindi possibile rilevare la luminosità delle specie considerate, eliminando le componenti relative ai radicali non considerati in questa trattazione. La comprensione dell'entità dei fenomeni detonanti può quindi beneficiare di due ulteriori aspetti: un'associazione 'andamento della pressione - fotogramma' (esempi in *Figg. 2.7 e 2.8*) [9] e la suddetta analisi dell'evoluzione temporale dei radicali (ulteriore aspetto innovativo del presente lavoro).



*Fig. 2.7:* Esempio di associazione ‘andamento della pressione - fotogrammi’ per un caso non detonante.

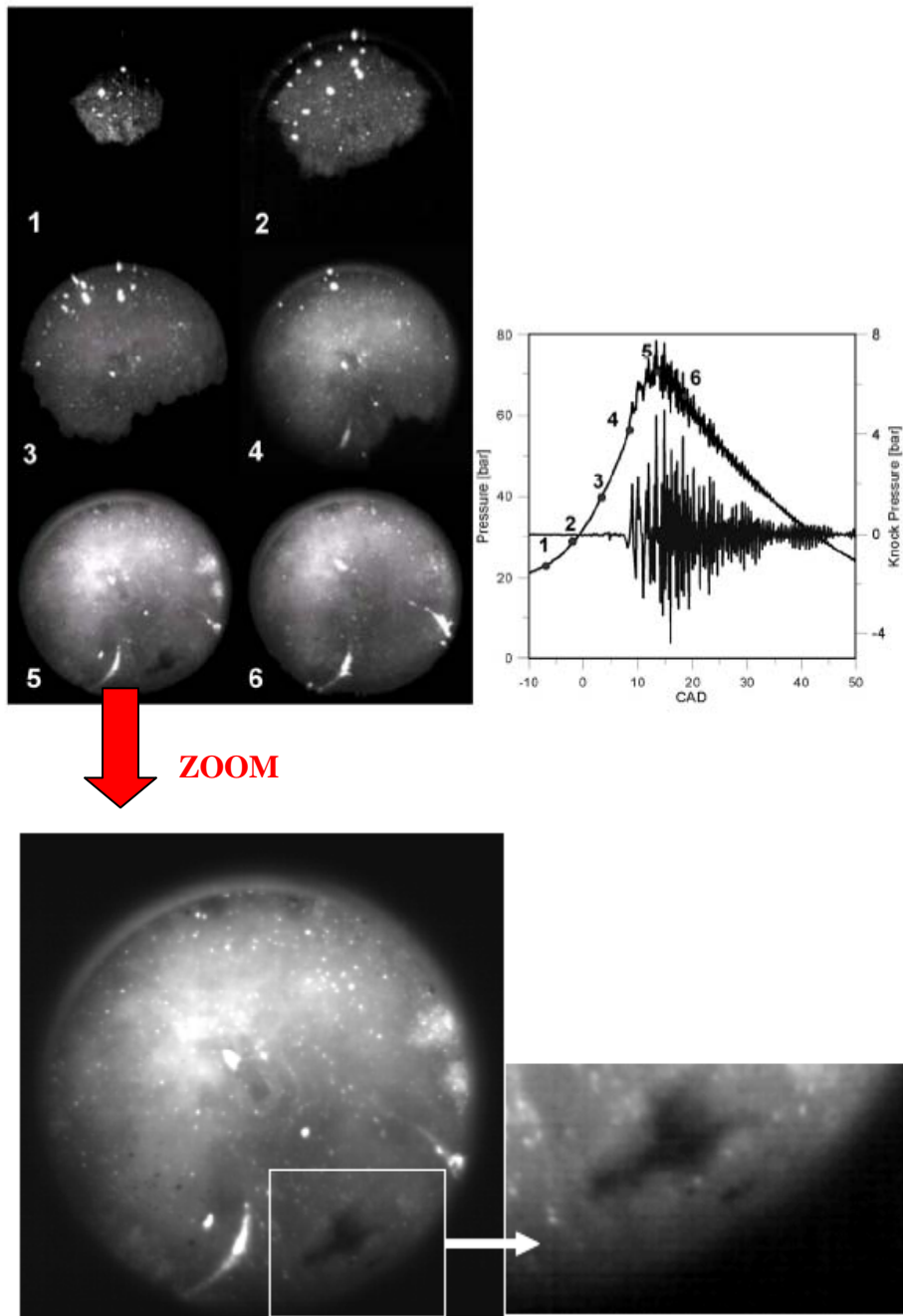


Fig. 2.8: Esempio di associazione ‘andamento della pressione – fotogrammi’ per un caso fortemente detonante: nel particolare del *frame 5* si nota la zona scura in cui avviene la combustione anomala.

- Il secondo motore utilizzato è stato prodotto dall'azienda automobilistica Alfa Romeo ed in seguito installato su uno dei banchi prova del Dipartimento di Energia del Politecnico di Milano.

Unitamente ai dati forniti dall'ENI e dal Dipartimento di Chimica ed Ingegneria Chimica del Politecnico di Milano riguardo le mappature chimiche dei combustibili, sono state condotte numerosissime prove, coprendo così una vasta gamma di condizioni di alimentazione e funzionamento. Il motore è un 2000  $cm^3$ , 16 valvole (4 per ogni cilindro), *twin spark*, destinato all'autotrazione:

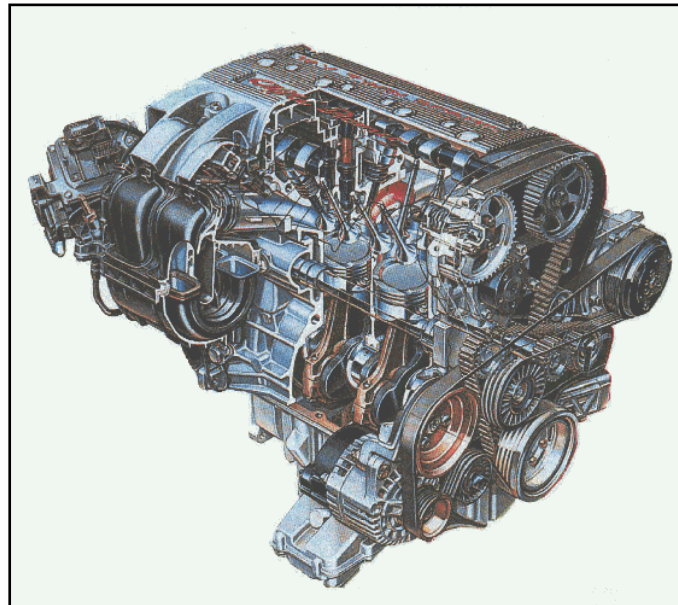


Fig. 2.9: Rappresentazione prospettica del motore Alfa Romeo 2000 – 16V.

Le specifiche tecniche sono mostrate in *Tabella 2.2*, dalla quale si evince la presenza di un sistema di aspirazione a fasatura variabile, descritto nella successiva *Fig. 2.10*:

<b>Numero cilindri</b>	4
<b>Cilindrata</b>	1970 cm <sup>3</sup>
<b>Corsa</b>	91 [mm]
<b>Alesaggio</b>	83 [mm]
<b>Rapporto di compressione</b>	10
<b>Potenza massima</b>	110 [kW] a 6300 giri/min
<b>Coppia massima</b>	181 [Nm] a 3800 giri/min
<b>Rapporto manovella / biella</b>	0.3103
<b>Chiusura scarico</b>	8° dopo PMS
<b>Chiusura aspirazione</b>	71° dopo PMI
<b>Apertura scarico</b>	49° prima PMI
<b>Apertura aspirazione:</b>	
<ul style="list-style-type: none"> <li>• fase aperta 1800 – 4000 giri/min</li> <li>• fase chiusa 0 – 1800 e &gt; 4000 giri/min</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• 25° prima PMS</li> <li>• 0° prima PMS</li> </ul>

Tabella 2.2: Specifiche tecniche del propulsore Alfa Romeo 2000 – 16V.

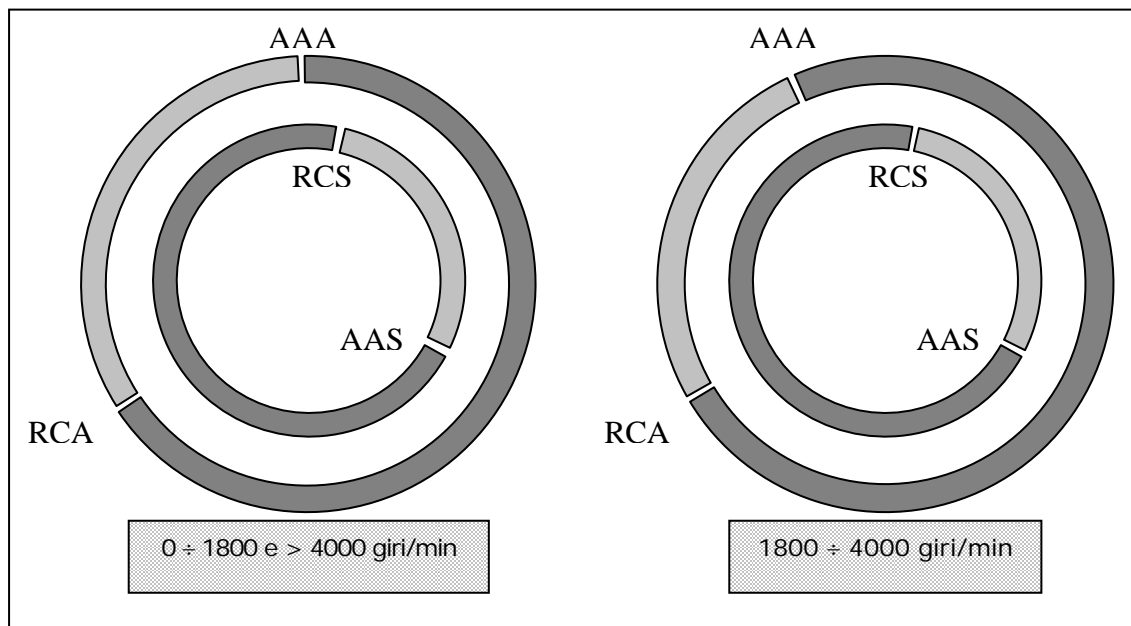


Fig. 2.10: Descrizione del sistema di aspirazione a fasatura variabile.

Accanto alla fasatura variabile, il motore è provvisto di un sistema capace di modificare la geometria dei condotti di aspirazione al variare del regime di rotazione. Nei motori tradizionali, il riempimento dipende proprio dalla geometria di tali condotti, a causa degli effetti dinamici legati all'instazionarietà del flusso in aspirazione.

Il propulsore in oggetto non è caratterizzato dalla presenza di un sistema di acquisizione ottica, quindi su di esso non verranno condotte analisi sull'emissione di radicali.

## 2.2 I combustibili

In questo paragrafo verranno riassunte le principali caratteristiche dei combustibili utilizzati nei Capp. 3 e 4.

Le seguenti descrizioni sono state estratte da alcuni lavori [7] [10] realizzati presso il Dipartimento di Chimica ed Ingegneria Chimica del Politecnico di Milano, dal quale sono state fornite anche le relative mappature chimiche da inserire nel codice di calcolo.

Un combustibile di composizione piuttosto semplice è il *PRF* (*Primary Reference Fuel*), sigla solitamente seguita da un numero indicante la percentuale contenuta di iso-ottano (o 2,2,4 – trimetilpentano nella nomenclatura IUPAC).

Nel Cap. 3 verranno inizialmente presentati dei *set* sperimentali afferenti a studi pregressi utilizzando PRF 90 e 95, ovvero combustibili di riferimento primario composti da n-eptano e da 90% e 95% di iso-ottano. Nel Cap. 4 essi sono stati volutamente trascurati, sia perché non erano disponibili dati sperimentali di confronto ottenuti utilizzando PRF 90 e 95, sia perché tali combustibili non si adattano bene a larghe variazioni (inerenti proprio all'ultimo capitolo) del numero di giri.

Le quantità di iso-ottano e n-eptano determinano il *NO* (*Octane Number*) del PRF, ovvero la percentuale in volume di iso-ottano tale per cui il comportamento del solo iso-ottano corrisponde a quello dell'intera miscela.

Senza entrare eccessivamente nel dettaglio, è utile almeno accennare al fatto che il *NO* viene determinato secondo normative *ASTM* (*American Section of the International Association for Testing Materials*), indicanti i criteri da seguire nel calcolo del *RON* (*Research Octane Number*) e del *MON* (*Motor Octane Number*) su motori da ricerca *CFR* (*Cooperative Fuels Research*) monocilindrici.

E'infine utile precisare che il *CFR* non simula alla perfezione le effettive condizioni in cui il combustibile e il motore si troveranno a lavorare, ma ne fornisce almeno un'idea preliminare, corredata da accettabili misure del *NO*.

Poiché il PRF non è adatto a caratterizzare il comportamento di un motore al variare del numero di giri, non simulando quindi correttamente le proprietà antidetonanti di surrogati e benzine, verrà considerato un altro tipo di combustibile di riferimento: il *TRF* (*Toluene Reference Fuel*).

Prima di passare a surrogati più complessi e a benzine, è stato interessante condurre delle simulazioni preliminari con questo combustibile: per il motore Alfa Romeo, esso ha dimostrato un buon adattamento al variare del numero di giri.

Tale capacità deriva proprio dall'aggiunta di toluene (PRF + toluene, è un composto ternario) in proporzioni indicate dal numero posto di fianco alla sua sigla: per esempio, un TRF 84 (privo di iso-ottano) è composto da un 35% in

volume liquido di n-eptano e un 65% di toluene, tale per cui il suo *RON* è pari a 84.

Dopo aver testato questi combustibili di riferimento/base, si è passati all'utilizzo di alcuni surrogati di composizione più complessa e quindi più vicina alla struttura chimica reale dei carburanti commerciali.

La realizzazione di tali surrogati, comunemente annoverati tra i combustibili commerciali europei, si deve all'ENI (Ente Nazionale Idrocarburi, fino alla privatizzazione del 1995), azienda *leader* nel settore dell'energia.

La loro composizione consta principalmente di toluene, iso-ottano, n-eptano, iso-butilene, etanolo ed eteri (MTBE e ETBE) con proprietà antidetonanti.

In *Tabella 2.3* vediamo la nomenclatura e il dettaglio delle composizioni molari dei tre surrogati utilizzati nei Capp. 3 e 4:

	IC8	NC7	Toluene	Etanolo	ETBE	Di-isobutilene
Surrogato B	0.445	0.145	-	0.41	-	-
Surrogato C	0.1973	0.1755	0.5454	-	-	0.0818
Surr. 95 ENI	0.3536	0.1498	0.3879	-	0.0389	0.0698

*Tab. 2.3:* Nomenclatura e composizione molare dei tre principali surrogati ENI.

Tutti i surrogati in *Tabella 2.3* sono caratterizzati da 95 ottani e il loro utilizzo è finalizzato alla simulazione del comportamento delle benzine commerciali, pur presentando una struttura relativamente semplice.

I tre composti sono solitamente disponibili nelle versioni 'con' o 'senza olefina': in entrambi i casi viene variata di conseguenza anche la percentuale degli altri composti, in modo che le due configurazioni abbiano gli stessi *RON* / *MON* e conservino inalterate le loro proprietà antidetonanti. Per esempio, l'aggiunta di olefina può comportare un aumento del 6-7% di toluene, una contemporanea diminuzione del 6-7% di n-eptano e una decurtazione *ad hoc* della quantità di iso-ottano.

Nel Cap. 4 verranno utilizzati, in fase sperimentale, due surrogati (denominati A1 e D2) e una benzina commerciale a 95 ottani, denominata '95 RON', i quali hanno fornito notevoli risultati dal punto di vista della detonazione per vari regimi di rotazione. Le loro caratteristiche sono riassunte in *Tabella 2.4*:



	IC8	NC7	Toluene	MTBE	ETBE	Di-isobutilene
Surrogato A1	0.4202	0.1302	0.3188	0.1308	-	-
Surrogato D2	0.4495	0.1035	0.3171	-	0.1299	-
95 RON	0.4495	0.121	0.4296	-	-	-

*Tab. 2.4: Nomenclatura e composizione molare dei tre combustibili utilizzati in fase sperimentale per il motore Alfa Romeo.*

## 2.3 Il codice GASDYN e l'approccio DSmoke

Il calcolo simulativo dei cicli di pressione e dell'andamento dell'emissione di radicali è stato condotto grazie al *software* quasi-dimensionale GASDYN [2] [3], ideato e sviluppato presso il Dipartimento di Energia del Politecnico di Milano.

Il confronto tra dati sperimentali e cicli calcolati ha consentito un'ulteriore validazione del codice stesso, nonché l'estrapolazione delle condizioni effettive di funzionamento del motore sia all'avanzare dei cicli, sia al variare dei parametri globali del test in esame.

Il *software* GASDYN, realizzato nel linguaggio di programmazione FORTRAN 90, fa parte della famiglia dei 'codici da ricerca', i quali si affiancano ai cosiddetti 'codici commerciali' [8], più maturi ma basati su concetti di modellazione meno avanzata. L'utilizzo del GASDYN consente una simulazione completa della gasdinamica monodimensionale e dell'intero ciclo termodinamico di un motore a combustione interna. I risultati in campo 1-D forniscono quindi al progettista una serie accurata di indicazioni di massima, limitando i tempi e i costi computazionali rispetto ai codici 3-D [8] (più realistici, ma enormemente più lenti).

Il codice in esame è costituito da molteplici *routines* numeriche risolventi le classiche equazioni di conservazione attraverso metodi impliciti (come nel caso della combustione modellizzata secondo una cinetica complessa) o espliciti (combustione a cinetica ridotta). La risoluzione delle suddette equazioni necessita la loro contestualizzazione spaziale in ambiti semplificati o dettagliati, in particolare si può fare riferimento a:

- *modelli zero-dimensionali*; che non considerano la geometria del sistema, quindi soltanto tempo-varianti.
- *modelli quasi-dimensionali*; caratterizzati dalla suddivisione dello spazio in più zone (due nel nostro caso), ognuna delle quali trattata come zero-dimensionale [2] [3].
- *modelli multi-dimensionali*; capaci di descrivere il moto reale di un gas poiché impostano una dipendenza di ogni variabile dalla posizione [8].

Sicuramente il miglior compromesso tra precisione dei risultati e contenimento dei tempi di calcolo sta nei modelli monodimensionali bi-zona: nel nostro caso la camera di combustione è suddivisa in *zona dei gas freschi* e *zona dei gas bruciati* (Fig. 2.11).

Ogni zona è uniforme al suo interno ed è separata dall'altra dal fronte di fiamma (attraverso il quale c'è ipoteticamente solo scambio di massa), supposto sferico, di spessore trascurabile e centrato nel punto di accensione appartenente all'asse del cilindro. In termini di scambio termico, le zone interagiscono anche con le pareti del cilindro: in questa sede verranno considerate solo le aliquote convettive, trascurando l'irraggiamento.

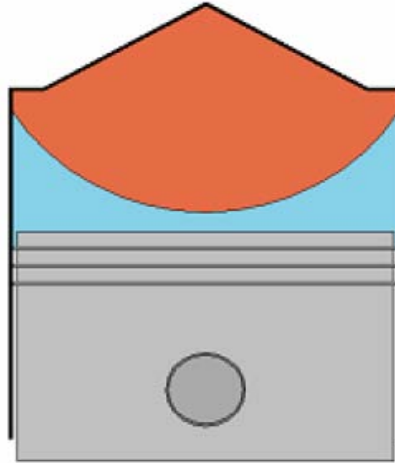


Fig. 2.11: Modello di combustione bi-zona.

In ipotesi di carica omogenea (plausibile per motori *S.I.*), pressione uniforme in camera, composizione locale e calori specifici costanti, prodotti di reazione in equilibrio chimico e velocità del fronte di fiamma legata esclusivamente a turbolenza, tipologia di miscela e geometria della camera; è possibile determinare gli andamenti della temperatura (al variare di  $\mathcal{G}$ ) nelle due zone:

$$\frac{dT_u}{d\mathcal{G}} = \frac{1}{m_{tot}(1-x) \cdot c_{p,u}} \cdot \frac{dQ_u}{d\mathcal{G}} + \frac{v_u}{c_{p,u}} \cdot \frac{dp}{d\mathcal{G}} \quad (2.1)$$

$$\frac{dT_b}{d\mathcal{G}} = \frac{(h_u - h_b)}{(m_{tot} \cdot x \cdot c_{p,b})} \cdot \left( \frac{dm_b}{d\mathcal{G}} - \frac{dm_{b,bb}}{d\mathcal{G}} \right) + \frac{1}{m_{tot} \cdot x \cdot c_{p,b}} \frac{dQ_b}{d\mathcal{G}} + \frac{v_b}{c_{p,b}} \frac{dp}{d\mathcal{G}} \quad (2.2)$$

ricavati considerando la camera come sistema termodinamicamente aperto. I pedici 'u' e 'b' stanno rispettivamente per *unburnt* e *burnt*, cioè per zona dei gas freschi e zona dei gas bruciati;  $c_p$  è il calore specifico a pressione costante,  $m_{tot}$  è la massa intrappolata all'interno del cilindro nell'istante di chiusura delle valvole di aspirazione e  $x$  è la frazione di massa bruciata. Si noti l'introduzione di una  $m_{b,bb}$  atta a tener conto delle perdite di massa bruciata per *blow-by*.

Per poter chiudere il sistema costituito dalle (2.1) e (2.2), occorre considerare la legge di variazione della pressione rispetto al  $\mathcal{G}$ , dipendente dalle temperature valutate sulle valvole sinistre (*left valves, lv*) e destre (*right valves, rv*), nonché dalle temperature ‘burnt’ e ‘unburnt’:

$$\frac{dp}{d\mathcal{G}} = \frac{T_{1,lv} + T_{2,lv} - T_{1,rv} (T_{1,b} + T_{2,b}) - T_{2,rv} \cdot T_{1,u} - T_{4,rv}}{T_{1,rv} \cdot T_{3,b} + T_{2,rv} \cdot T_{2,u} + T_{3,rv}} \quad (2.3)$$

E’importante sottolineare che il sistema appena ricavato è valido sia in assenza che in presenza di cinetica chimica.

La selezione del modello di combustione (bi-zona, in questo caso) può essere effettuata dal *file* di *input* del codice o dall’interfaccia grafica (*GasdynPre*) del *software*:

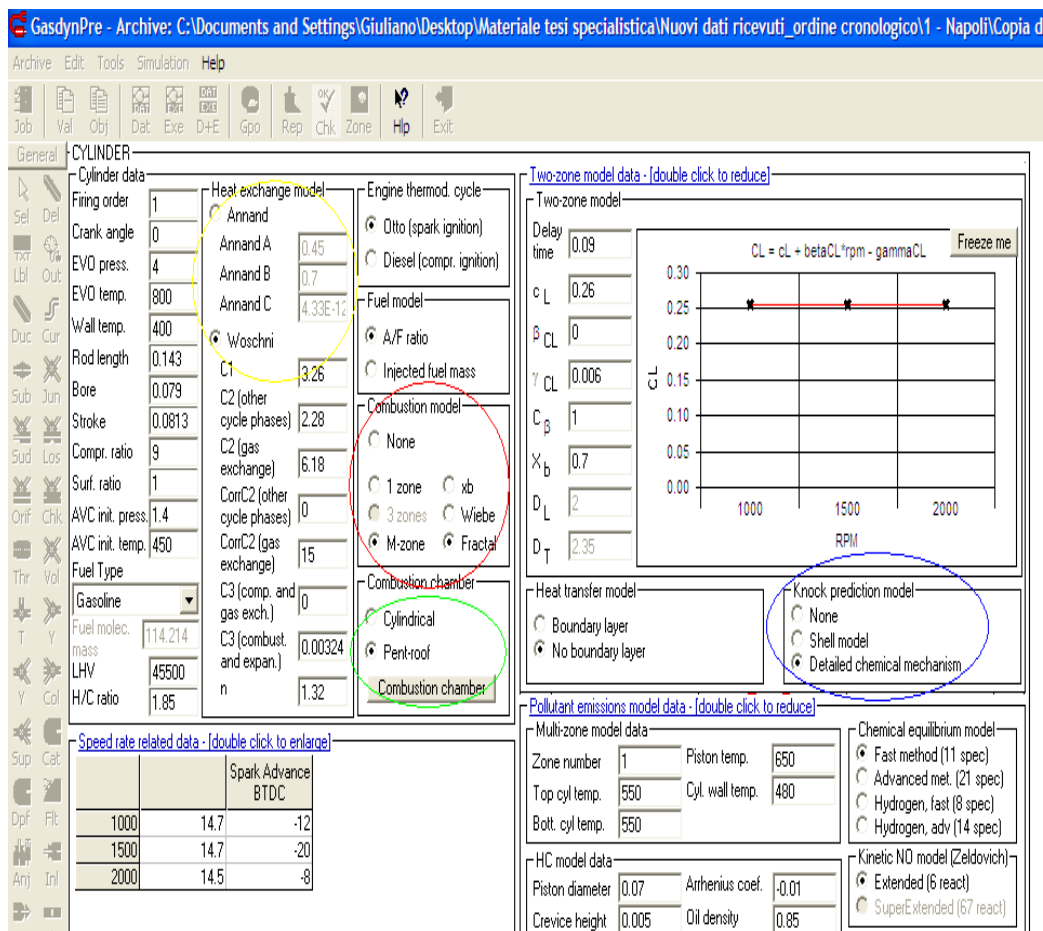


Fig. 2.12: Parametri del cilindro inseriti dall’interfaccia grafica GasdynPre; l’ovale rosso indica le possibili scelte per la camera di combustione.

Dalla Fig. 2.12 si notano anche: una zona cerchiata in giallo, dove viene offerta la possibilità di scegliere il modello di scambio termico (correlazioni di Annand e Woschni necessarie a descrivere il flusso di calore istantaneo mediato in termini spaziali), una zona in blu in cui selezionare la tipologia di cinetica chimica e una zona verde relativa alla geometria della camera.

Nell' interfaccia in Fig. 2.12, per quanto riguarda lo scambio termico, è stata selezionata la correlazione di Woschni, mentre per la geometria è stata scelta la 'camera a tetto'. Quest'ultima viene approssimata con una calotta sferica e consente una determinazione analitica delle grandezze di interesse. La calotta ha lo stesso volume e la stessa area di *squish* (uno dei tipici moti della carica) della camera reale.

Una geometria ottimale consente di controllare le onde di pressione in camera (le quali si riflettono sulle pareti causando vibrazioni e danneggiamenti) e l'entità dello scambio termico, quindi la temperatura della miscela e la velocità di propagazione della fiamma turbolenta.

Un discorso più approfondito va condotto sugli schemi cinetici [2] [3] della combustione: sempre dalla Fig. 2.12 sono chiare le tre opzioni possibili in ambiente GASYN: nessuna cinetica, modello ridotto e cinetica chimica dettagliata.

Tralasciando la prima via, sicuramente inadatta in un contesto finalizzato allo studio della detonazione (specifico fenomeno di combustione anomala), si osserva la possibilità di ricorrere al metodo *Shell* (cinetica ridotta) o all'approccio DSmoke:

- cinetica ridotta, ovvero considerare solo macrospecie molecolari e quindi un numero ridotto di reazioni globali. In pratica si considerano solo reagenti e prodotti, trascurando le fasi intermedie e abbreviando i tempi di calcolo. Da questo schema semplificato parte il modello termo-cinetico di Shell, studiato per analizzare la combustione di paraffine. Le sei macrospecie considerate (ognuna descritta da parametri medi) sono: combustibile, ossigeno, radicali formati durante la combustione, gli agenti ramificatori, alcune specie intermedie e i prodotti. Le macrospecie verranno coinvolte in otto reazioni globali, suddivise a loro volta in quattro gruppi: iniziazione, propagazione (comprende quattro reazioni), ramificazione e terminazione (coinvolge due reazioni) lineare o quadratica.

- in questa sede si è accettato un aumento dei tempi di calcolo conseguente alla scelta di una cinetica dettagliata e ripagato da risultati notevolmente più precisi, soprattutto dal punto di vista della detonazione. In questo ambito vengono considerate tutte le specie realmente coinvolte e tutti i passaggi elementari in cui è possibile suddividere la combustione. Tale analisi viene espletata dal codice DSmoke [2] [3] (sviluppato dal Dipartimento di Chimica ed Ingegneria Chimica

del Politecnico di Milano), ovvero da una libreria di calcolo implementata all'interno del codice GASDYN. Questa 'libreria' è in grado di leggere lo schema cinetico delle reazioni per poi accoppiarlo con le proprietà termodinamiche delle specie, restituendo in *output* le velocità di combustione (variazione temporale della concentrazione delle specie) e andamenti più precisi delle coordinate termodinamiche al variare dell'angolo di manovella.

Questo si spiega riferendo la suddetta stima della velocità di combustione al  $dm$  del sistema (2.1) (2.2) (2.3): per *inputs* diversi, verranno generati con precisione  $dm$  diversi: il sistema di equazioni ne verrà influenzato, restituendo con altrettanta precisione i conseguenti valori di  $T(\mathcal{G})$  e  $p(\mathcal{G})$ .

## 2.4 L'analisi in frequenza

Un segnale di pressione nel dominio del tempo risulta notevolmente disturbato e restituisce in genere un ampio spettro nel dominio delle frequenze.

L'entità del rumore è ancora più evidente se dal ciclo di pressione viene estratto un andamento del rilascio del calore.

Il primo obiettivo sarà quindi l'applicazione, nel dominio delle frequenze, di un filtro passa-alto, allo scopo di 'pulire' i segnali dalle componenti ad alta frequenza.

Inoltre, in tutti i cicli medi considerati nei Capp. 3 e 4, è stato necessario stimare l'intensità della detonazione. Questa può essere valutata con metodi di complessità e precisione parallelamente crescenti. Sicuramente un primo approccio qualitativo sta nell'analisi grafica: l'eventuale presenza di fenomeni detonanti viene individuata dalla nascita di alcuni picchi di pressione (e di emissioni di radicali) a partire dalla zona temporale di combustione, come era stato mostrato in *Fig. 2.8*. Dal punto di vista quantitativo si potrebbe stimare l'intensità di detonazione (*knock intensity*) come differenza tra la pressione raggiunta alla sommità del picco e la pressione che sarebbe stata rilevata in assenza di detonazione. A parte l'imprecisione legata all'impossibilità di conoscere con esattezza quest'ultimo termine della sottrazione, tale calcolo risulta comunque troppo grossolano. Inoltre, confrontando vari cicli detonanti, si noterebbe un numero di picchi diversi variabile di ciclo in ciclo e bisognerebbe chiedersi, per ogni singolo caso, a quale picco riferirsi o se effettuare una media tra le loro altezze. Può anche accadere che un ciclo caratterizzato da un unico grande picco sia 'più detonante' di un ciclo provvisto di tante piccole oscillazioni, e viceversa.

Un approccio sicuramente più valido al problema della stima della *knock intensity* consisterà nella definizione di un filtro passa-banda [4] [9], localizzato sulle frequenze tipiche di detonazione, attraverso il quale verranno definiti degli accettabili indici dell'intensità del fenomeno.

Operativamente, l'analisi in frequenza prevede la trasformazione del segnale di pressione dal dominio del tempo al dominio delle frequenze mediante la Trasformata di Fourier, qui espressa in forma discreta (perché verrà applicata a segnali campionati):

$$H_k = \sum_{n=0}^{N-1} h_n \cdot e^{-j\frac{2\pi}{N}nk} \quad \text{con:} \quad k = 0, \dots, N-1 \quad (2.4)$$

dove gli  $H_k$  sono i coefficienti prodotti dalla trasformata a partire dagli  $h_n$  calcolati da una preliminare Serie di Fourier applicata al segnale:

$$h(t) = a_0 + \sum_{k=1}^{\infty} (a_k \cos(2\pi f_k t) + b_k \sin(2\pi f_k t)) \quad (2.5)$$

Dalle formule (2.4) e (2.5), appare chiaro che un segnale può essere scomposto in tante sottocomponenti, ciascuna trasportabile nel dominio delle frequenze con propri modulo, fase e  $f$  (Fig. 2.13):

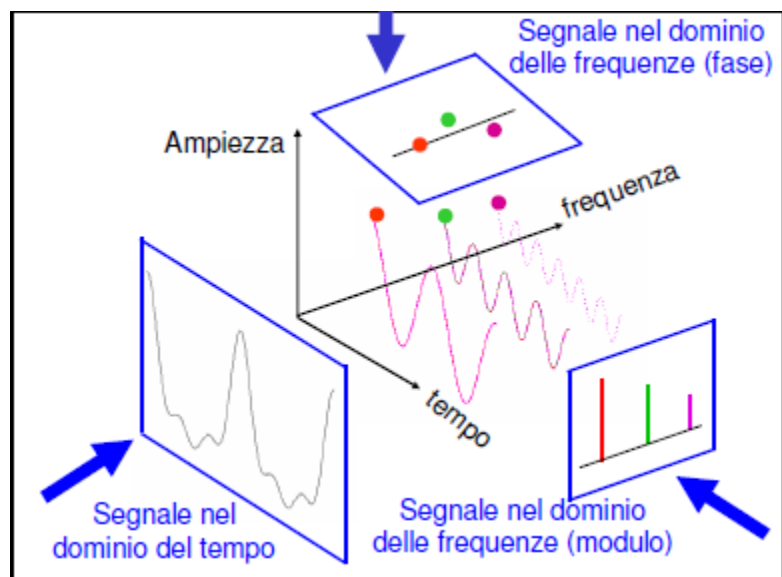


Fig. 2.13: Significato della serie e della trasformata di Fourier.

Tale algoritmo *DFT* (*Discrete Fourier Transform*) consta circa di  $N^2$  operazioni, mentre in ambiente *Matlab* è stato implementato l'algoritmo *FFT* (*Fast Fourier Transform*), comportante un numero di operazioni dell'ordine del  $N \log(N)$ .

Per cogliere le frequenze più elevate, è necessario che il passo temporale di acquisizione dei segnali di pressione sia sufficientemente piccolo, almeno per i casi di bassi regimi di rotazione (cioè basse velocità angolari, quindi ridotti spettri in frequenza analizzabili). Inoltre nell'implementazione dell'algoritmo è stato necessario prestare attenzione alla struttura del risultato nel dominio delle frequenze: per  $N$  punti di storia temporale, si ottengono solo  $\frac{N}{2}$  punti validi in frequenza (l'altra metà è ridondante) più un eventuale valore, unico e centrato in posizione  $\frac{N}{2} + 1$ , relativo alla frequenza di Nyquist.



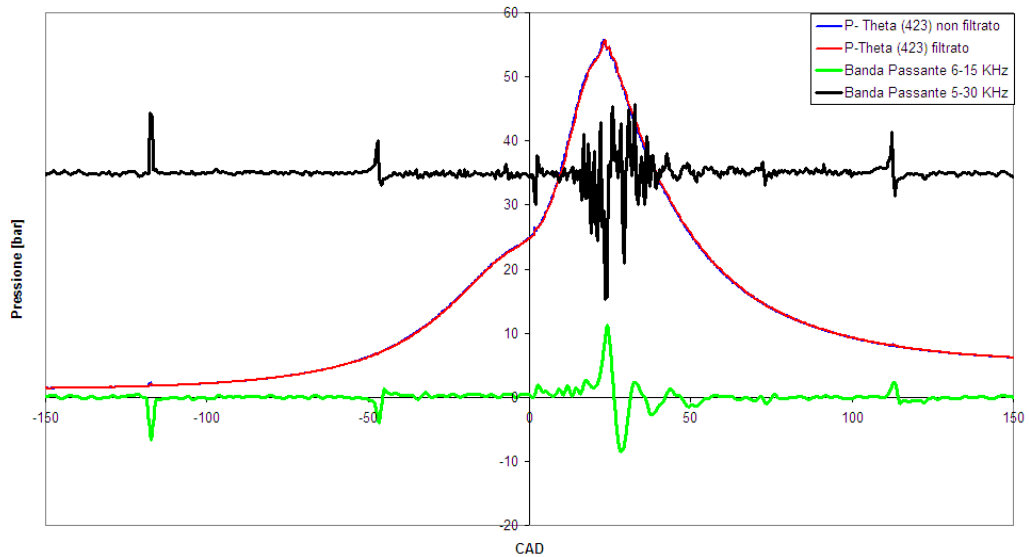


Fig. 2.14: Esempio di componenti detonanti della pressione (arbitrariamente amplificate) ottenute antitrasformando due tipi di bande passanti in frequenza.

Queste considerazioni consentono il corretto calcolo dello spettro complesso a partire dai risultati della FFT, quindi la successiva stima di modulo e fase.

Una volta disponibili i valori di questi ultimi, è possibile procedere all'applicazione dei filtri: un passa-banda tra i 6 e i 15 kHz [4] (frequenze tipiche della detonazione) e un passa-alto utile all'eliminazione delle frequenze maggiori di 20 kHz ( Fig. 2.14 ).

Una banda passante alternativa è stata proposta in vari lavori [9] redatti presso l'Istituto Motori di Napoli – CNR: 5-30 kHz.

Antitrasformando la banda passante, si ottiene quindi la componente detonante della pressione (strutturata su  $n$  punti  $p_{f_i}$ , Fig. 2.14), da cui l'indice di *knock intensity* [4]:

$$(K.I.)_p = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |p_f(i)| \quad (2.6)$$

O, alternativamente [9]:

$$(K.I.)_{\%} = \left( \frac{\left( \begin{array}{c} P_{\text{apicedel}} - P_{\text{basedel}} \\ \text{max picco} \quad \text{max picco} \\ \text{det onante} \quad \text{det onante} \end{array} \right) 100}{P_{\text{max ciclo}}} \right)_{5-30\text{kHz}} \% \quad (2.7)$$

A volte questi indici restituiscono valori maggiori per cicli apparentemente meno detonanti di altri, confermando la necessità di non fermarsi ad una semplice analisi grafica.

Solo l'indice (2.6) è stato applicato ad entrambe le bande passanti, mentre il (2.7) è stato valutato soltanto sulla banda per il quale è stato definito (5-30 kHz). Purtroppo non è stato possibile applicare il metodo della banda-passante ai segnali acquisiti mediante sistema ottico: il *post-processing* delle specie radicali ha reso irregolare il passo di acquisizione degli stessi, non permettendone la successiva analisi in frequenza. Nel paragrafo 3.6 verrà infine presentato un interessante confronto tra i valori dei tre indici ottenuti per vari anticipi.

A questo triplice confronto è stato aggiunto un quarto possibile indice di *knock intensity* proposto da Nilsson, Frisk e Nielsen [11]. Per completezza espositiva, verranno qui mostrate le linee principali del loro metodo, solo parzialmente applicato a causa dell'inconoscibilità di alcune grandezze di tipo stocastico.

Considerato un *set* di  $N$  segnali di pressione riferiti all'impostazione di un certo anticipo, fissati la pressione di aspirazione, il regime di rotazione e il combustibile, viene innanzitutto applicato un filtro passa-alto selezionante tutte le frequenze a partire da 6 kHz (considerando e comprendendo, plausibilmente, la frequenza fondamentale a 8 kHz). La componente della pressione derivante dall'antitrasformazione di tale spettro rappresenta il segnale di detonazione  $y = p(\mathcal{G})$  o  $y = p(t)$  sul quale verranno condotte numerose considerazioni.

L'applicazione del filtro ad ogni ciclo del *set* genera un insieme di segnali antitrasformati:

$$y_i = p_i(t) \quad \text{con } i = 1, \dots, N$$

grazie ai quali, attraverso approcci di tipo statistico, è possibile stimare i seguenti parametri:

$\sigma_{noise}$  : livello del rumore

$\sigma_0$  : variabilità del livello del rumore

$h$  : soglia di detonazione, da impostare nel sistema di controllo

$t_{knock}$  : istante di probabile insorgenza della detonazione

$L$ : parametro riferito all'ampiezza dell'oscillazione detonante

$r$  : coefficiente di smorzamento del segnale detonante

$A$  : ampiezza attesa del segnale detonante

$\Omega$  : frequenza propria del segnale detonante

$P_{knock}(Y)$  e  $P_{no-knock}(Y)$  : funzioni normali di densità di probabilità di insorgenza ( *knock* ) o meno ( *no-knock* ) della detonazione su una popolazione  $Y$ .

Grazie a queste stime, è possibile descrivere una possibile logica di controllo della detonazione, definendo un andamento della detonazione standard:

$$\xi = A \cdot r^{(t-t_{knock})} \text{sen}[\Omega \cdot (t-t_{knock})] \cdot h \cdot (t-t_{knock}) \quad (2.8)$$

ed un parametro:

$$g = \max \left( \ln \frac{P_{knock}(Y)}{P_{no-knock}(Y)} \right) \quad (2.9)$$

tale che, se:

$$g \cdot \sigma_{noise}^2 > h \quad (2.10)$$

il sistema di controllo segnala la presenza di detonazione.

Il primo termine della (2.10) è costituito da due fattori valutati statisticamente, mentre  $h$  è un valore fissato in base all'obiettivo del controllore: in base

all'esperienza  $h$  può essere tale da identificare detonazioni deboli ( *weak knock*) o forti ( *standard knock* e *strong knock*).

Una volta rilevata la presenza della detonazione – informazione utile per lo più ai fini del controllo – è possibile stimarne l'intensità.

L'indice qui definito presenta l'interessante novità dell'approccio energetico:

$$E_{knock,i} = \int_{t_0}^{t_0+T} |y_i(t)|^2 dt \quad (2.11)$$

dove  $T$  è il periodo ritenuto interessato dal fenomeno detonante.

L'indice di 'knock energy' (2.11), espresso in [ $bar^2$ ], viene quindi calcolato mediante integrazione della componente detonante della pressione estratta da un singolo  $i$ -esimo ciclo. Il calcolo può essere poi esteso all'intero *set* sperimentale:

$$E_{knock} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N E_{knock,i} \quad (2.12)$$

Infine, allo scopo di correlare meglio l'indice  $E_{knock,i}$  con altri parametri motoristici (come  $x_{knock,unburned}$ , frazione massica ancora non bruciata all'istante di innesco della detonazione), è possibile riscrivere la (2.11) in forma logaritmica:

$$G_{knock,i} = \ln \left[ \frac{E_{knock,i} - \sigma_{noise}^2 (T - L)}{\sigma_0^2 L} \right] \quad (2.13)$$

Nei Capp. 3 e 4, trascurando l'identificazione dell'istante di innesco della detonazione secondo la (2.10), la componente  $y_i(t)$  della (2.11) è stata estratta dalla banda passante 6-15 kHz e successivamente integrata utilizzando il metodo di Cavalieri-Simpson. Questo metodo è caratterizzato da un errore dell'ordine di  $10^{-6}$ , trascurabile per risultati ottenuti agli alti regimi, più significativo per energie ( $10^{-4} \div 10^{-5}$ ) relative a bassi numeri di giri. La sostituzione del filtro passa-alto di Nilsson con la banda passante 6-15 kHz è stata effettuata al fine di uniformare i risultati ottenuti riferendoli allo stesso *range* di frequenze (altrimenti regimi di rotazione differenti avrebbero implicato *range* di frequenze differenti).





## **PARTE II**

### **FASE OPERATIVA E RISULTATI**





# CAPITOLO III

## Motore CNR ad accesso ottico

### 3.1 Studi precedenti e nuovo metodo d'analisi

Le prove sperimentali condotte sul motore ad accesso ottico descritto nel paragrafo 2.1 possono essere suddivise in due gruppi principali: prove effettuate utilizzando combustibili primari (PRF) e test condotti con benzine commerciali. Gli studi afferenti al primo gruppo [10] sono antecedenti al presente lavoro e ne costituiscono il punto di partenza, da integrare ed ampliare con nuove considerazioni e ulteriori analisi.

In particolare, i test effettuati con combustibili primari (presentati nel paragrafo 2.2) sono strutturati come mostrato in *Tabella 3.1*:

	Combustibile	Anticipo d'accensione [CAD BTDC]	Numero di giri [rpm]	Temperatura dell'aria aspirata [K]	Specie radicale acquisita
1	PRF 90	14	2000	323	Nessuna
2	PRF 90	22	2000	323	Nessuna
3	PRF 95	14	2000	323	Nessuna

*Tab. 3.1:* Caratteristiche principali delle prove sperimentali antecedenti al presente lavoro.

Ogni *set* sperimentale della *Tabella 3.1* è costituito da decine di cicli di pressione, tra i quali, in fase di *post-processing* finalizzato ad ovviare al fenomeno della dispersione ciclica (paragrafo 1.3), è stato selezionato un ciclo 'medio' rappresentativo dell'intera prova.

Per esempio, la prima prova (anticipo 14 BTDC, combustibile PRF 90, condizioni stechiometriche) è costituita da cicli acquisiti in un tempo  $T$  e con pressione massima variabile tra 35 e 45 bar: viene dunque considerato un ciclo di riferimento acquisito circa a  $\frac{T}{2}$  e con pressione massima nell'intorno dei 40 bar. Su di esso è stato possibile validare il modello GASDYN (*Fig. 3.1*) mediante confronto 'sperimentale VS simulato' sul piano della pressione (*Fig. 3.2*) e del rilascio del calore (*Fig. 3.3*), in funzione dell'angolo di manovella.

Il modello combustivo e i parametri motoristici considerati in tali simulazioni, fatta ovviamente eccezione per l'anticipo d'accensione, sono molto simili a quelli presentati in Fig. 2.12, quindi lo schema cinetico è dettagliato (DSmoke).

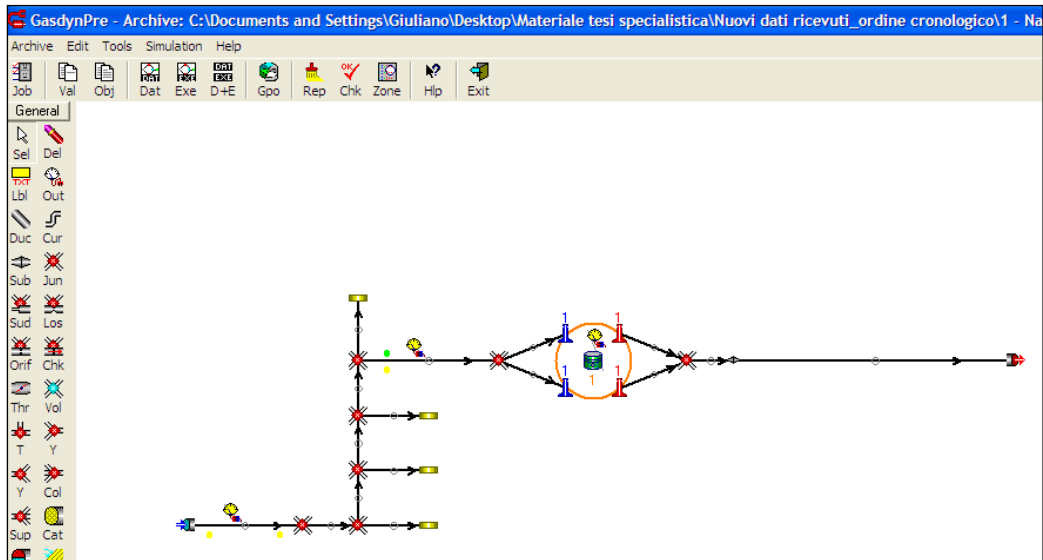


Fig. 3.1: Motore ad accesso ottico schematizzato nel GasdynPre.

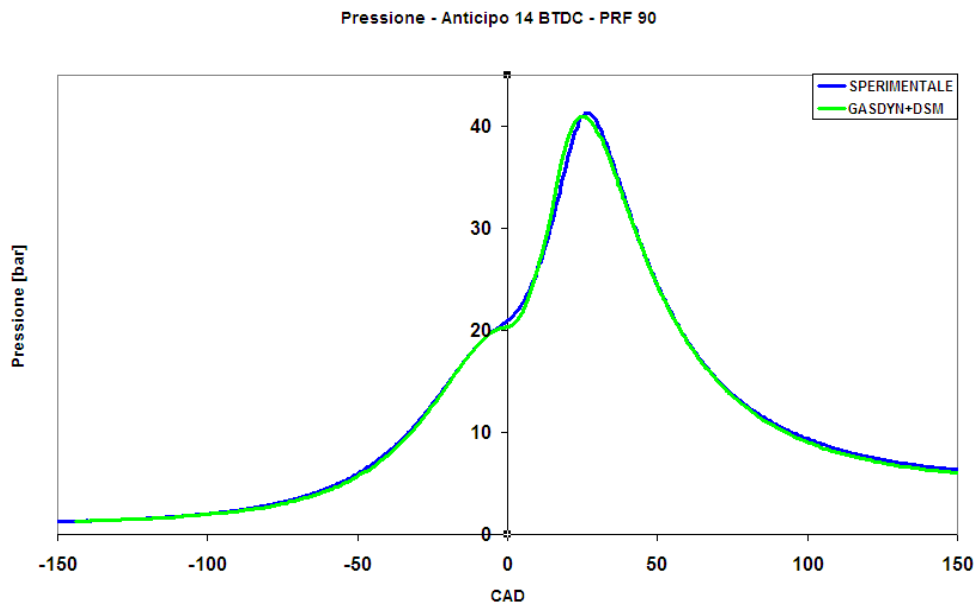


Fig. 3.2: Ciclo di pressione; 14 BTDC; PRF 90. Sperimentale VS calcolato.

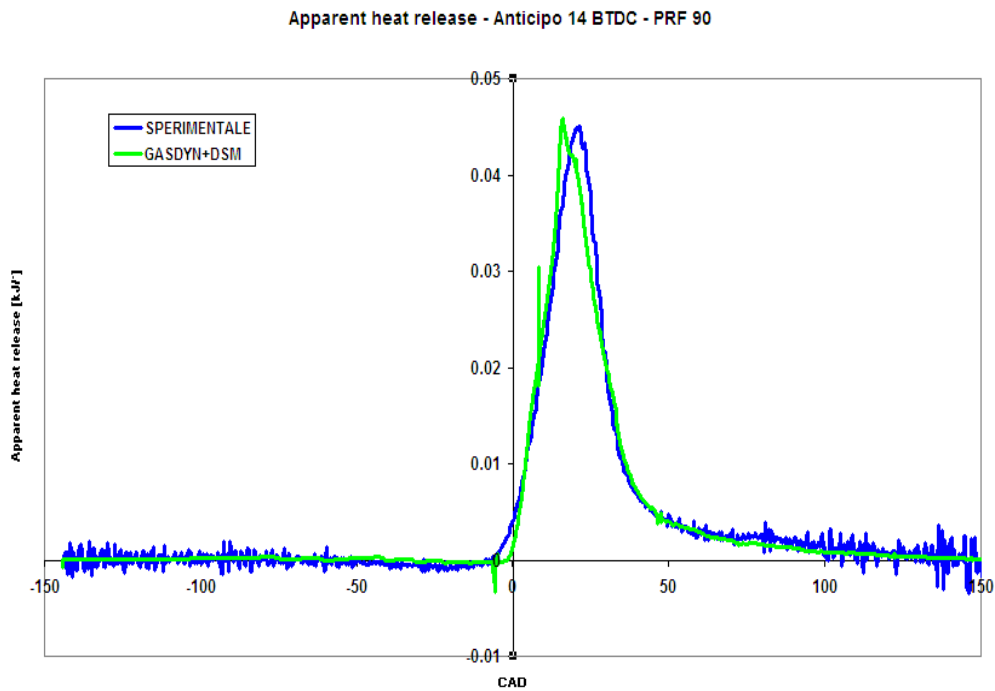


Fig. 3.3: Apparent Heat Release; 14 BTDC; PRF 90. Sperimentale VS calcolato.

Le curve mostrano un ottimo accordo ed hanno necessitato soltanto della taratura del rapporto di compressione e della pressione dell'aria aspirata. Quest'ultima si discosta dal valore nominale (1400 mbar) perché imposta da un compressore a monte (simulante una leggera sovralimentazione atta in genere a ridurre le dimensioni del propulsore, i consumi e le emissioni) soggetto ad instabilità. Il rapporto di compressione si assesta invece lievemente al di sotto del valore impostato a causa di problemi di tenuta delle fasce elastiche (si ricorda, dal paragrafo 2.1, che il motore ad accesso ottico monta una testa non propria).

La seconda prova è caratterizzata dall'utilizzo del medesimo combustibile (PRF 90, condizioni stechiometriche) ma da un aumento del valore dell'anticipo, quindi l'accensione avviene 22 gradi prima del punto morto superiore (22 BTDC). Selezionato nuovamente un ciclo rappresentativo dell'intero *set*, si procede anche in questo caso alla taratura del rapporto di compressione e della  $p_{air}$  in ambiente GASDYN, con i seguenti risultati:

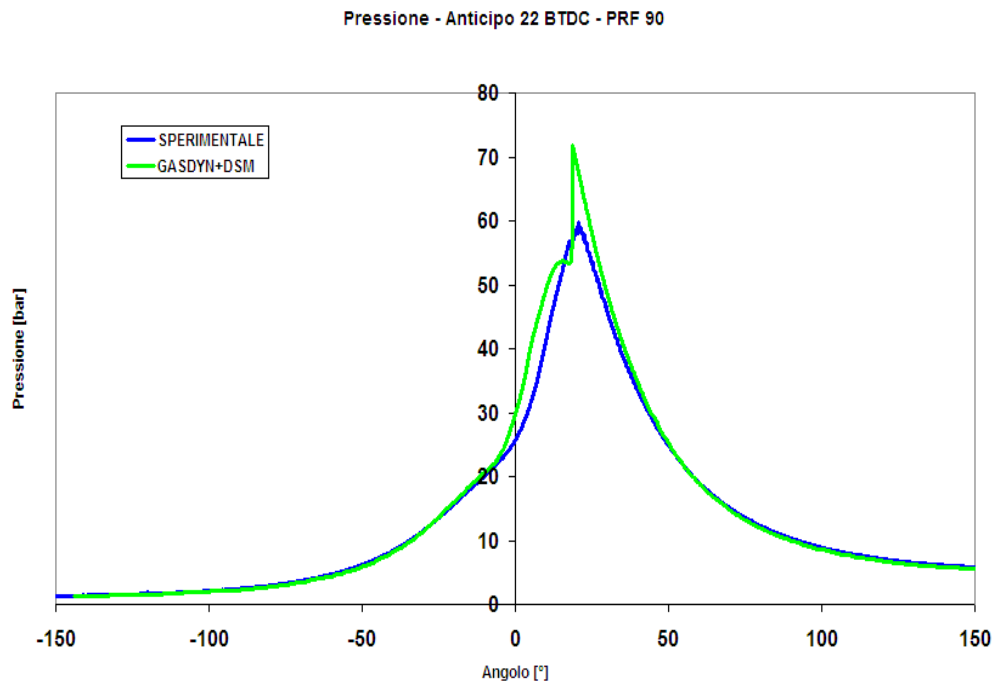


Fig. 3.4: Ciclo di pressione; 22 BTDC; PRF 90. Sperimentale VS calcolato.

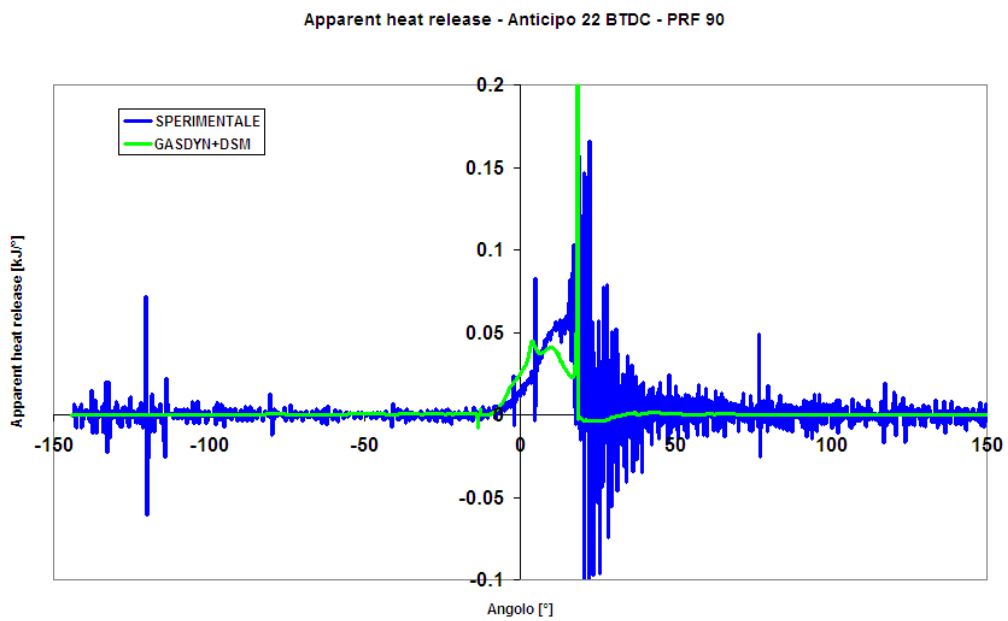


Fig. 3.5: Apparent Heat Release; 22 BTDC; PRF 90. Sperimentale VS calcolato.

Con riferimento alle *Figg. 3.4 e 3.5*, è possibile notare ancora un buon accordo tra curve sperimentali ed andamenti calcolati; l'unico scostamento è sull'elevato picco detonante generato dal DSmoke: questo è dovuto al fatto che la massa combusta è stata modellizzata in un'unica zona, quindi brucia tutta nello stesso istante sovrastimando il picco.

Omettendo per brevità i risultati della terza prova, peraltro simili al primo test, è possibile trarre alcune conclusioni:

- l'analisi delle curve di pressione può essere considerata come un valido primo passo nello studio dei fenomeni detonanti, a patto di tarare correttamente la  $p_{air}$  e il rapporto di compressione;
- il *post-processing* può essere ulteriormente affinato selezionando, per ogni *set*, più cicli significativi soddisfacenti più criteri contemporaneamente:
  - $P_{max}$ ,  $P_{accens}$  e  $P_{IVC}$  intorno alle rispettive medie;
  - un ciclo 'medio', scelto tra i significativi, localizzato attorno al massimo di emissione di radicali;
- utilizzare i suddetti cicli significativi al fine di studiare i fenomeni di deriva termica e detonazione, peraltro accentuati dalla presenza di una leggera sovralimentazione;
- è necessario sfruttare le potenzialità del motore ad accesso ottico aggiungendo un'analisi dell'andamento dei radicali;
- le curve di pressione e i derivanti andamenti del rilascio del calore affetti da intensi disturbi (*Fig. 3.5*) devono necessariamente essere 'puliti' attraverso un filtro passa-alto;
- i fenomeni detonanti, già visibili qualitativamente, vanno certamente quantificati mediante alcuni indici opportunamente definiti nel paragrafo 2.4.

Queste osservazioni costituiscono la base del metodo che verrà applicato a partire dal paragrafo successivo, primo di una serie di studi sperimentali condotti recentemente utilizzando benzine commerciali ed impostando anticipi d'accensione gradualmente decrescenti.

### 3.2 Prova con anticipo d'accensione 18 BTDC

Attraverso l'analisi del *set* con anticipo pari a 18 BTDC, si entra nel vivo dei nuovi risultati ottenuti nel corso del presente lavoro. Questo test si inserisce in un gruppo di sei prove schematizzate in *Tabella 3.2*:

	Combustibile	Anticipo d'accensione [CAD BTDC]	Numero di giri [rpm]	Temperatura dell'aria aspirata [K]	Specie radicale acquisita
1	Benzina commerciale	18	2000	323	Nessuna
2	Benzina commerciale	10	2000	323	OH e CO
3	Benzina commerciale	8	2000	323	OH
4	Benzina commerciale	8	2000	323	CO
5	Benzina commerciale	4	2000	323	OH
5	Benzina commerciale	4	2000	323	CO

*Tab. 3.2:* Caratteristiche delle prove sperimentali analizzate nel presente lavoro.

Tutte le prove sono inoltre caratterizzate da condizioni stechiometriche, pressione dell'aria aspirata pari a 1400 mbar e un rapporto di compressione di valore nominale 10.

La prova in oggetto al presente paragrafo è costituita da 400 cicli di pressione, tra i quali gli ultimi 164 sono in 'trascinato' (o *motored*), ovvero privi di ignizione. Il *post-processing* dei dati (*Figg. 3.6 e 3.7*) è stato dunque applicato soltanto ai primi 236 cicli e, in accordo alle conclusioni tratte nel paragrafo 3.1, è ora caratterizzato dal triplice confronto tra le  $p_{\max}$ ,  $p_{\text{accens}}$  e  $p_{IVC}$  di tutti i cicli '*fired*', ovvero non inficiati da fenomeni di *misfire* o post-combustioni.

I cicli significativi prescelti si trovano contemporaneamente nell'intorno delle tre rette di regressione lineare calcolate per le rispettive pressioni. Il ciclo 'medio', rappresentante principale della prova, dovrebbe inoltre trovarsi anche in corrispondenza del massimo della curva dei radicali. Purtroppo in questo *set* sperimentale non si dispone di dati ottici utilizzabili (come già accennato nel

paragrafo 2.1), quindi ci si limita a localizzare il ciclo principale nella fascia medio-alta (*Main Zone*) della Fig. 3.6:

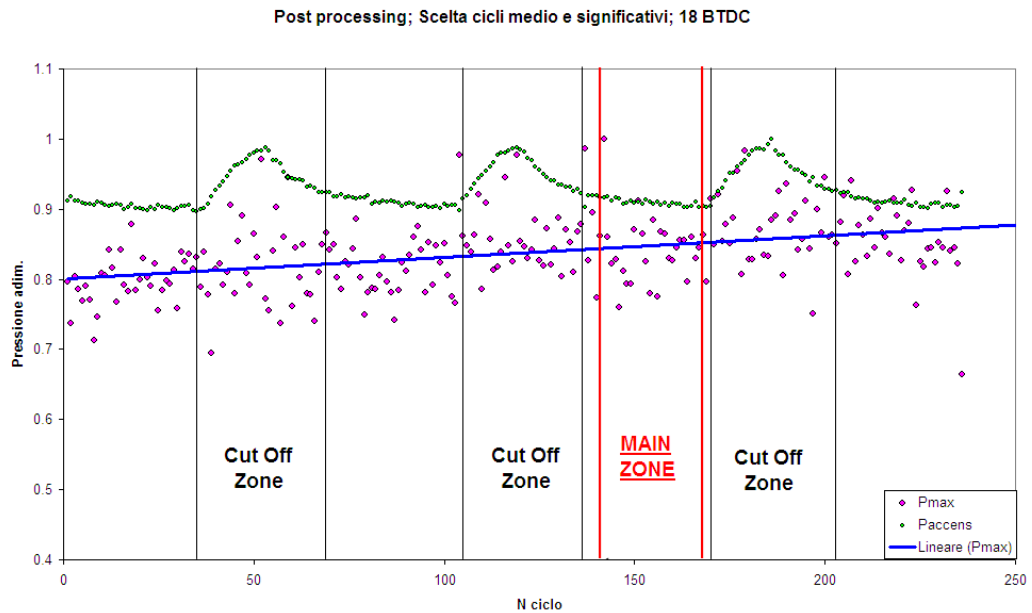


Fig. 3.6: 18 BTDC; *post-processing*; confronto tra le pressioni adimensionalizzate massime e d'accensione di tutti i cicli.

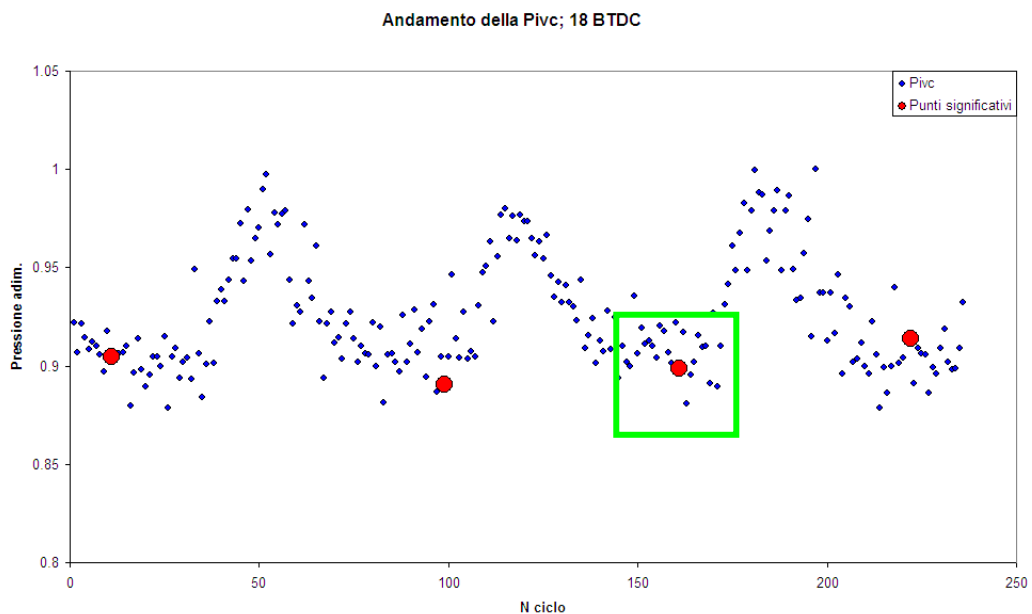
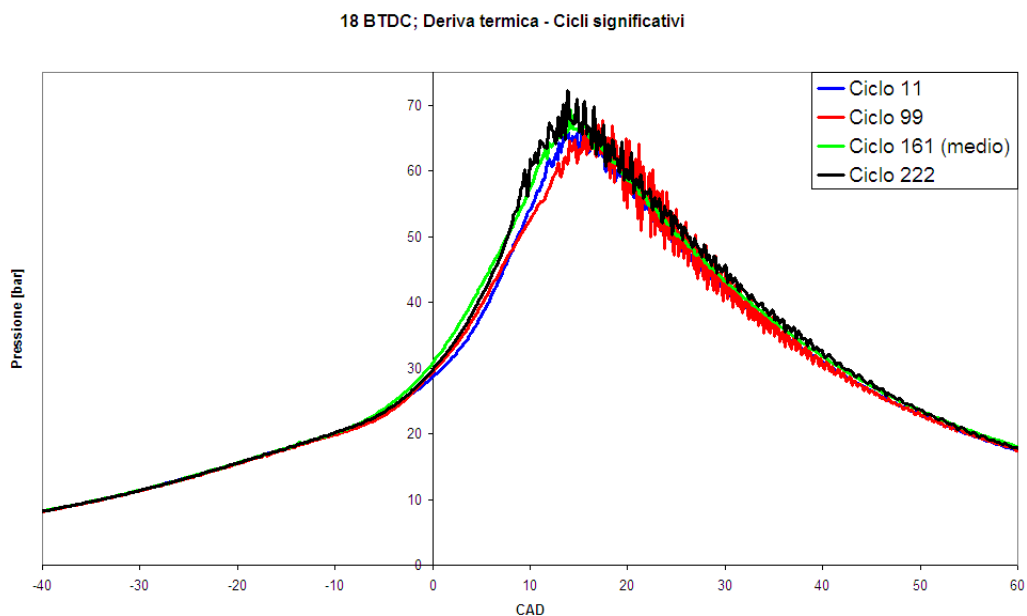


Fig. 3.7: 18 BTDC; *post-processing*; confronto tra le  $p_{IVC}$  di tutti i cicli.

Da entrambe le *Figg. 3.6 e 3.7*, si notano delle zone ‘*cut off*’ da escludere perché costituite da punti notevolmente distanti dalla retta di regressione. I punti rossi in *Fig. 3.7* rappresentano infine i cicli significativi selezionati, tra i quali nel riquadro verde si evidenzia il ciclo ‘medio’.

D’ora in poi, riferirsi ai soli cicli significativi (*Fig. 3.8*) ridurrà in parte l’effetto della dispersione ciclica e ci consentirà di studiare i parametri maggiormente influenzanti la deriva termica.

Quest’ultima, unitamente alla presenza di fenomeni detonanti, è evidente dalla *Fig. 3.8*, ma la sua caratterizzazione può avvenire soltanto attraverso il confronto tra dati sperimentali e risultati simulativi.



*Fig. 3.8*: 18 BTDC; Deriva termica e detonazione crescente evidenziate dai cicli significativi selezionati in fase di *post-processing*.

Le simulazioni GASDYN, oltre ad utilizzare il consueto modello in *Figg. 2.12 e 3.1*, hanno necessitato delle seguenti impostazioni:

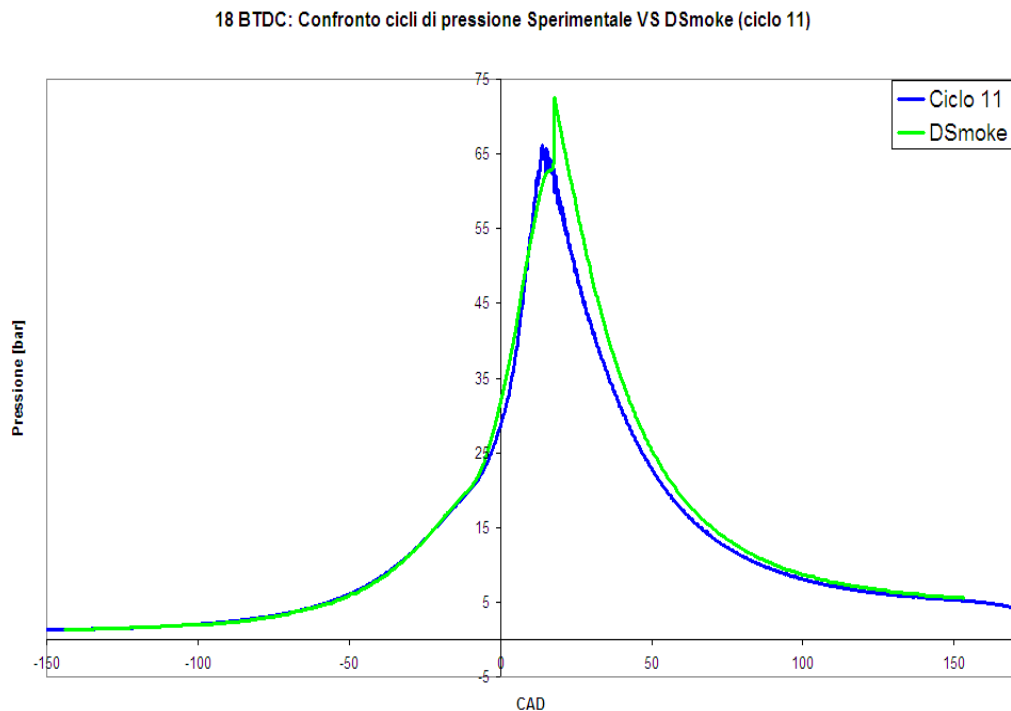
- la selezione di un combustibile adatto a descrivere il comportamento della benzina commerciale, quindi il ‘95 ENI’ (descritto nel paragrafo 2.2)
- l’assegnazione dell’anticipo in oggetto



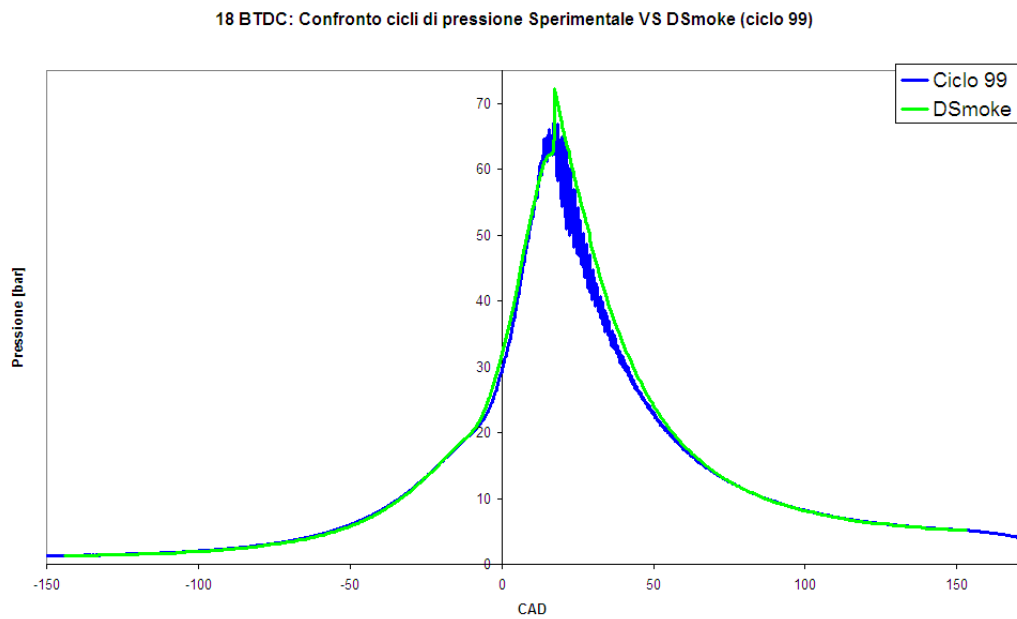
- la taratura, da ripetere per ogni ciclo significativo, della pressione dell'aria aspirata e del rapporto di compressione, come indicato nel paragrafo 3.1
- l'individuazione, per ogni ciclo significativo, di:
  - *delay times* (ADEL), ovvero i tempi di incubazione della fiamma, espressi in millisecondi
  - temperature delle pareti del cilindro e del pistone.

Proprio l'analisi di queste quattro grandezze ( $p_{air}$ ,  $r$ , ADEL e temperature di vari punti delle pareti del sistema cilindro-pistone) costituirà il fulcro dello studio della deriva termica e verrà ripetuta per ogni anticipo considerato nel presente capitolo.

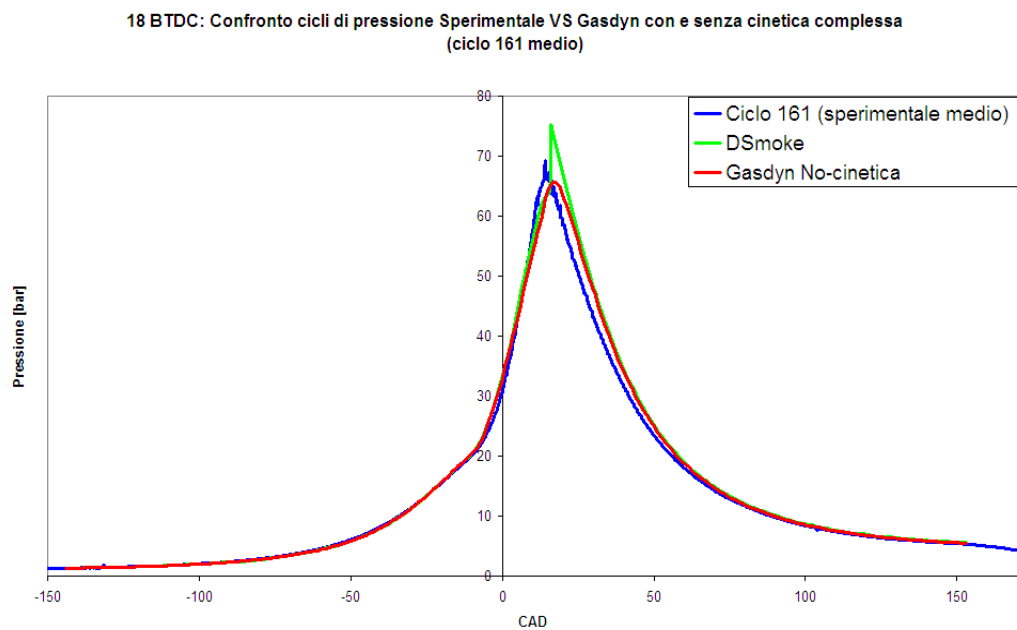
Le simulazioni, confrontate con i rispettivi cicli significativi, hanno restituito gli esiti apprezzabili nelle *Figg. 3.9, 3.10, 3.11 e 3.12*:



*Fig. 3.9*: 18 BTDC; Confronto 'Sperimentale VS Calcolato con DSmoke' per il primo ciclo significativo (ciclo 11).



*Fig. 3.10:* 18 BTDC; Confronto ‘Sperimentale VS Calcolato con DSmoke’ per il secondo ciclo significativo (ciclo 99).



*Fig. 3.11:* 18 BTDC; Confronto ‘Sperimentale VS Calcolato con e senza DSmoke’ per il terzo ciclo significativo (ciclo 161; medio).

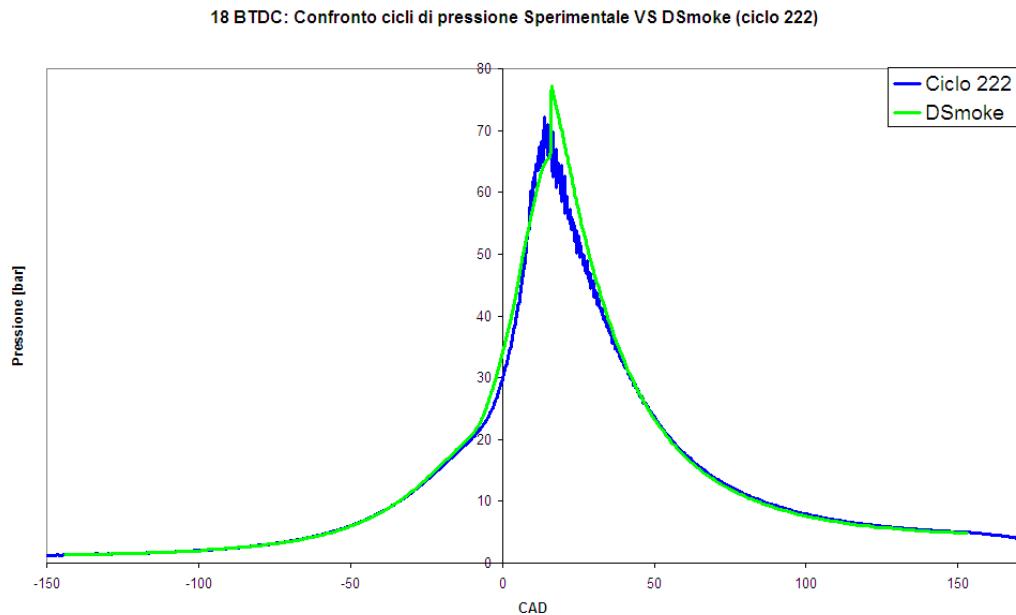


Fig. 3.12: 18 BTDC; Confronto ‘Sperimentale VS Calcolato con DSmoke’ per il quarto ciclo significativo (ciclo 222).

Dalle Fig. 3.9, 3.10, 3.11 e 3.12 si evince ancora un ottimo accordo tra dato sperimentale e ciclo calcolato, nonché la conferma della presenza di una notevole detonazione fin dai primi cicli significativi.

Per il ciclo ‘medio’ è stata mostrata anche la simulazione senza cinetica chimica dettagliata, in modo da evidenziare come essa sia chiaramente insufficiente nella descrizione dei fenomeni detonanti e per questo non verrà riproposta nei prossimi paragrafi.

Il rapporto di compressione è sempre rimasto costante sul valore 9.3, mentre la pressione dell’aria aspirata oscilla lievemente attorno ai 1050 mbar.

Le Figg. 3.13 e 3.14 mostrano invece gli esiti della taratura del *delay time* e delle temperature del pistone e delle pareti del cilindro. Risulta chiaro come il progressivo riscaldamento (deriva termica) dell’interno della camera di combustione causi, di ciclo in ciclo, la continua riduzione del tempo di incubazione della fiamma. Inoltre le temperature delle pareti del cilindro, opportunamente raffreddate, si assestano attorno ai 400 K; la temperatura del pistone (mal raffreddato e comunque più esposto alla combustione) subisce invece un incremento di temperatura di ben 80 K passando dal ciclo 11 al ciclo 222.

L’idea che la deriva termica sia associabile al *delay time* e alle temperature dovrà essere comunque vagliata nelle successive prove.

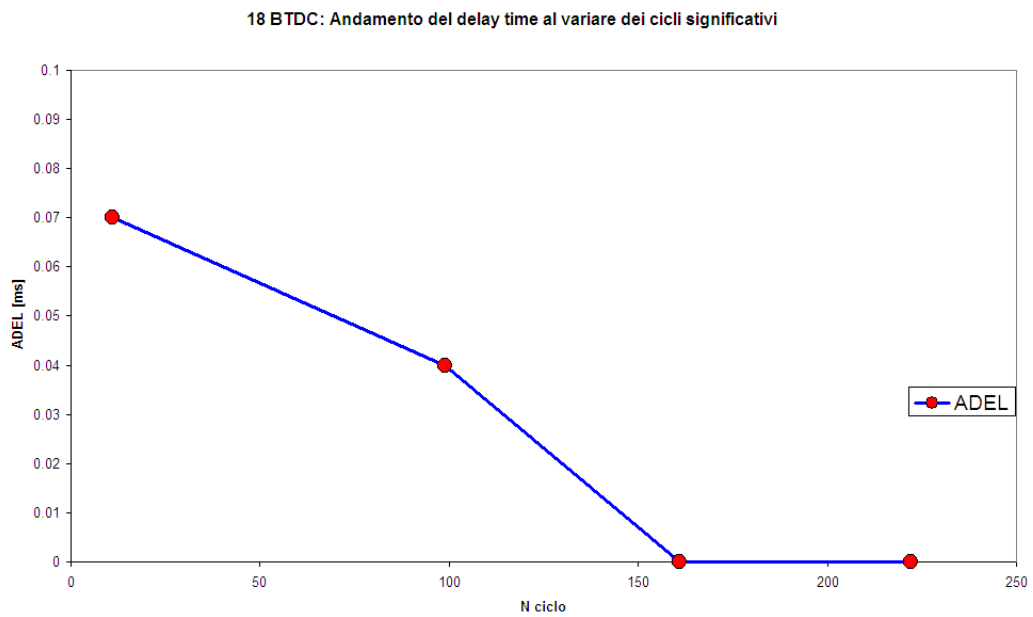


Fig. 3.13: 18 BTDC; Andamento del tempo di incubazione della fiamma (*delay time*) al variare del ciclo significativo considerato.

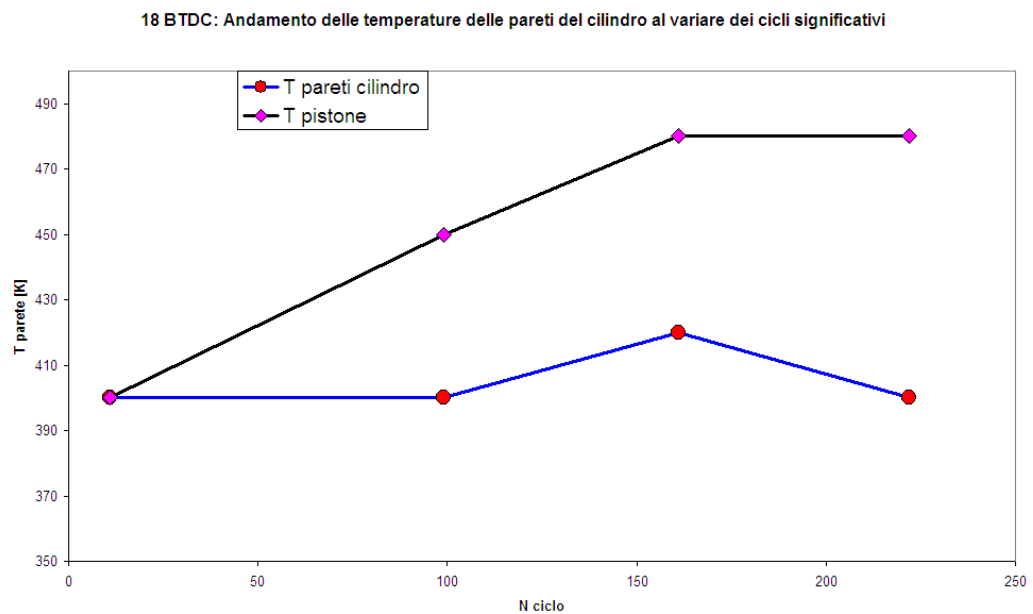
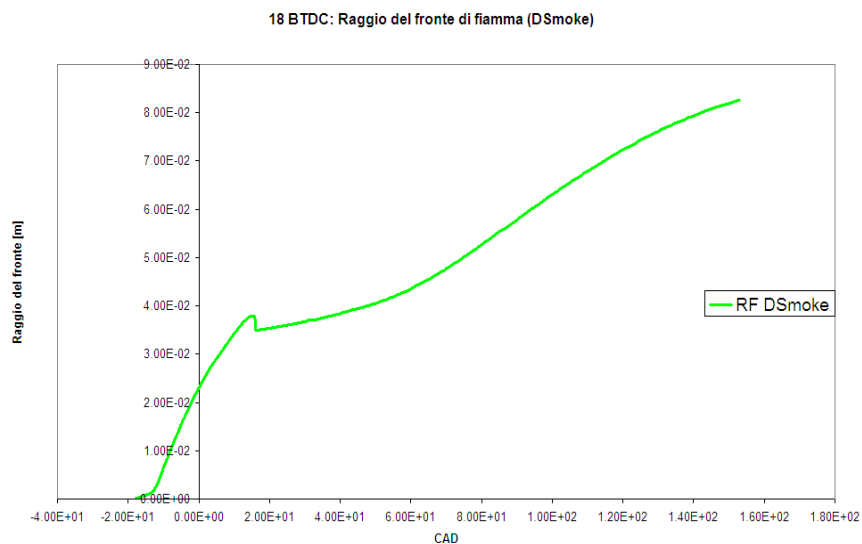
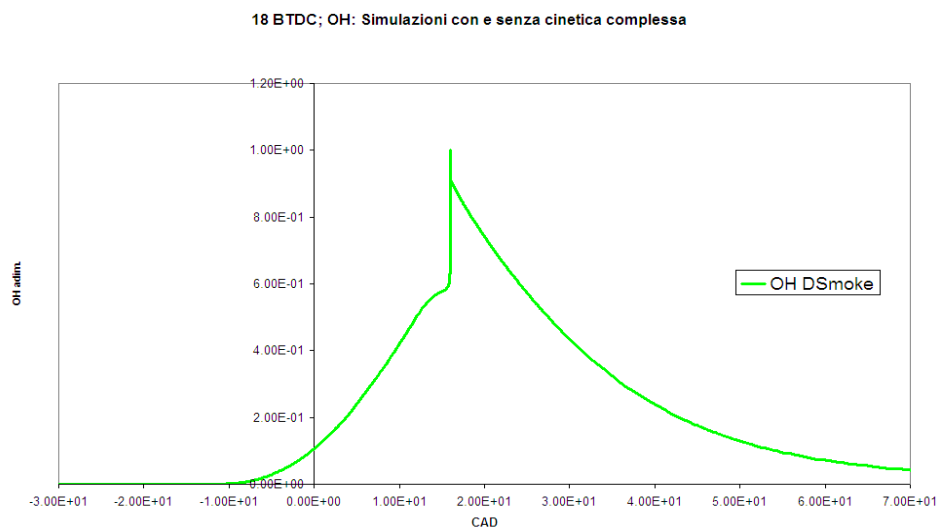


Fig. 3.14: 18 BTDC; Andamento delle temperature del pistone e delle pareti del cilindro al variare del ciclo significativo considerato.

A completamento delle possibili analisi eseguibili a partire dalle simulazioni in DSmoke, si considerino in *Figg. 3.15 e 3.16* gli andamenti calcolati del raggio del fronte di fiamma e degli OH, entrambi caratterizzati da un brusco picco detonante attorno ai 15° e riferiti al ciclo ‘medio’:



*Fig. 3.15:* 18 BTDC; Ciclo medio (161): Andamento calcolato in DSmoke del raggio del fronte di fiamma.



*Fig. 3.16:* 18 BTDC; Ciclo medio (161): Andamento dei radicali (OH) calcolato con DSmoke.

L'ultima parte dello studio di questa prova consiste nel calcolare, partendo dai cicli di pressione:

- il volume istantaneo della camera di combustione mediante la relazione:

$$V(\vartheta) = V \cdot \left[ \frac{1}{r-1} + \frac{1}{2} \cdot \left( 1 + \frac{1}{\Lambda} - \cos(\vartheta) - \frac{1}{\Lambda} \cdot \sqrt{1 - \Lambda^2 \cdot \sin^2(\vartheta)} \right) \right] \quad (3.1)$$

dove  $V$  è la cilindrata e  $\Lambda$  il rapporto tra le lunghezze di manovella e biella

- la legge di rilascio del calore (*Apparent Heat Release*) utilizzando la (1.1)

- il ciclo di pressione 'pulito' dalle componenti caratterizzate da frequenze superiori ai 20 kHz

- le componenti di pressione relative alle bande passanti descritte nel par. 2.4

- gli indici di detonazione definiti nel paragrafo 2.4.

Il calcolo di  $V(\vartheta)$  e del rilascio del calore consente ulteriori raffronti tra andamento sperimentale e legge calcolata:

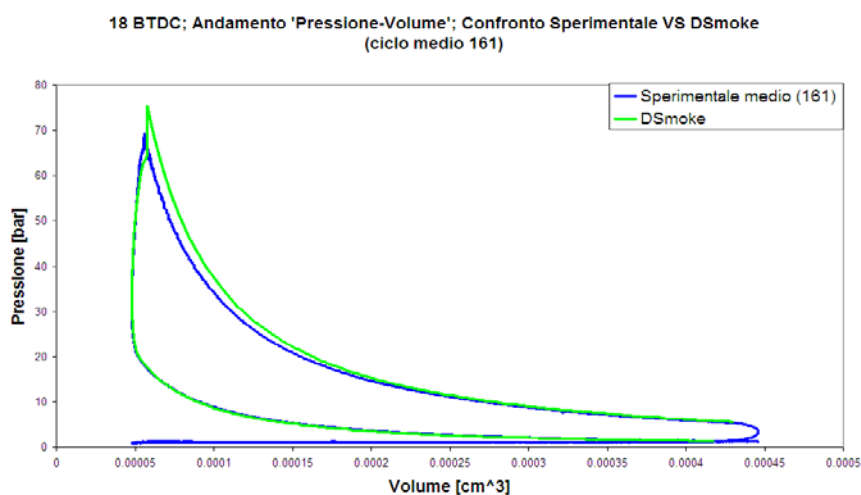
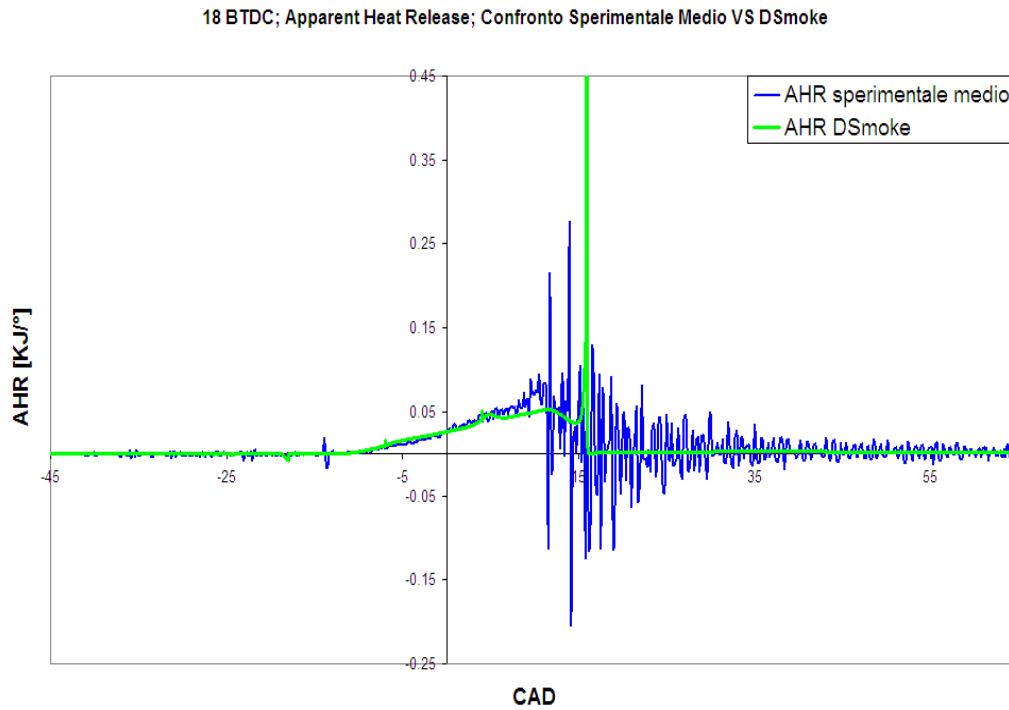


Fig. 3.17: 18 BTDC; Confronto 'Sperimentale VS DSmoke' nel piano P-V



*Fig. 3.18:* 18 BTDC; Confronto 'Sperimentale VS DSmoke' dal punto di vista delle leggi di rilascio del calore.

L'esito dei confronti in *Figg. 3.17* e *3.18* risulta ancora ottimo, ma la legge sperimentale del rilascio del calore risulta notevolmente disturbata da rumore ad alta frequenza.

Al fine di migliorare anche questo aspetto, il segnale di pressione nel dominio del tempo viene trasformato nel dominio delle frequenze.

A questo punto è possibile applicare un filtro passa-alto, capace di escludere tutti i disturbi caratterizzati da frequenze maggiori di 20 kHz, e infine antitrasformare il segnale riportandolo nel dominio del tempo (*Fig. 3.18*).

Il segnale filtrato (curva in rosso) appare chiaramente più regolare rispetto alla curva sperimentale di partenza (blu). Di conseguenza, anche la corrispondente legge di rilascio del calore migliora sensibilmente (*Fig. 3.19*).

In *Fig. 3.18* sono state inoltre sovrapposte le componenti detonanti della pressione valutate mediante due diverse bande passanti (verde 6-15 kHz; nera 5-30 kHz) e in seguito amplificate e traslate per facilitarne la visualizzazione.

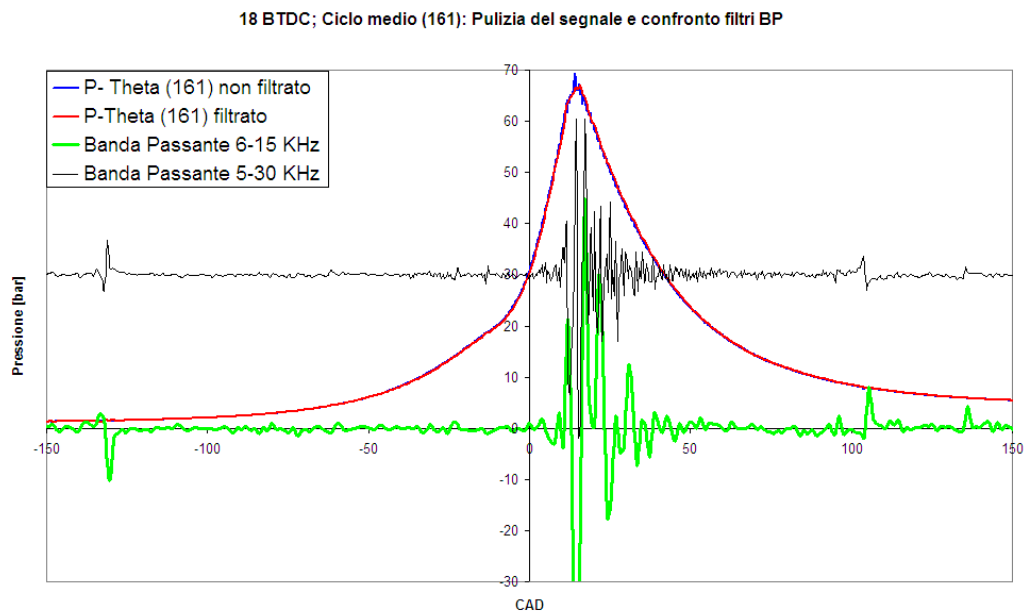


Fig. 3.19: 18 BTDC; Confronto ‘Sperimentale non filtrato VS Sperimentale filtrato’. Sovrapposizione delle componenti detonanti della pressione valutate mediante due diverse bande passanti.

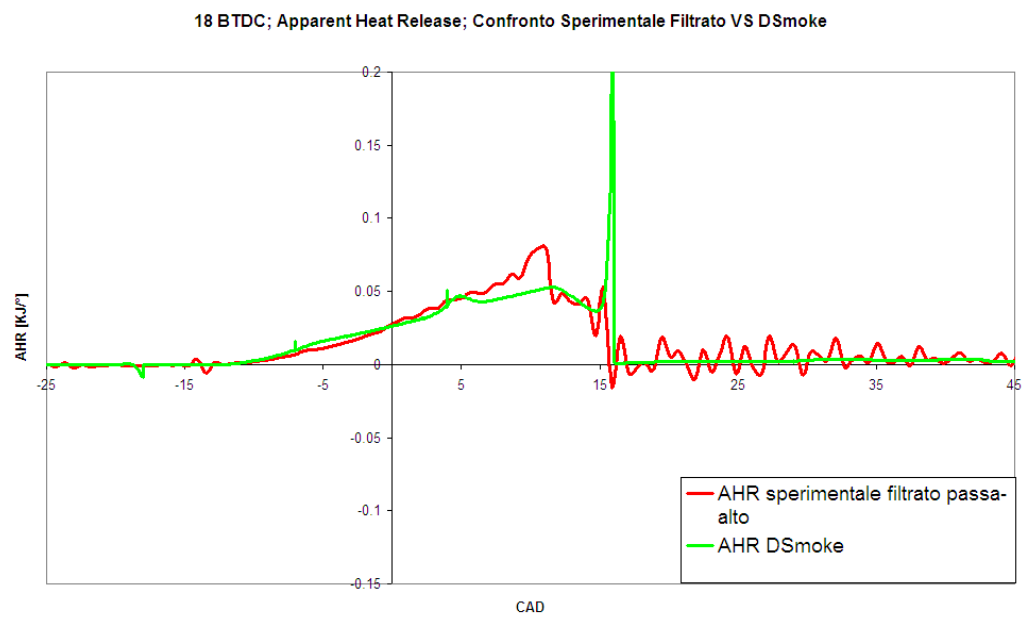


Fig. 3.20: 18 BTDC; AHR; Confronto ‘Sperimentale filtrato VS DSmoke’.



Entrambe le componenti detonanti della pressione segnalano, seppur in misura diversa, la presenza di una notevole *knock intensity*. La differenziazione tra le due avviene mediante il rispettivo calcolo della *K.I.* secondo la (2.6).

La (2.7) viene invece impiegata soltanto per la componente riferita alla banda passante 5-30 kHz (per la quale era stata definita), ovviamente non amplificata.

I valori dei tre indici sono riportati in *Tabella 3.3*:

	<b>Anticipo 18 BTDC</b>
<b>KI (6-15kHz) [bar]</b>	0.204
<b>KI (5-30 kHz) [bar]</b>	0.088
<b>KI (IMN) %</b>	2.161
<b>KE (6-15 kHz) [bar<sup>2</sup>]</b>	0.00007807

*Tab. 3.3:* Indici di detonazione valutati sul ciclo medio della prova '18 BTDC'.

Paragonando i risultati in *Tabella 3.3* con i valori soglia:

	<b>Debole detonazione se:</b>	<b>Detonazione media se:</b>	<b>Intensa detonazione se:</b>
<b>KI (6-15kHz) [bar]</b>	>0.05	>0.45	>1
<b>KI (5-30 kHz) [bar]</b>	>0.05	>0.45	>1
<b>KI (IMN) %</b>	>0.5	>5	>10
<b>KE (6-15 kHz)[bar<sup>2</sup>]</b>	>0.00002	>0.000035	>0.001

*Tab. 3.4:* Valori soglia degli indici di detonazione.

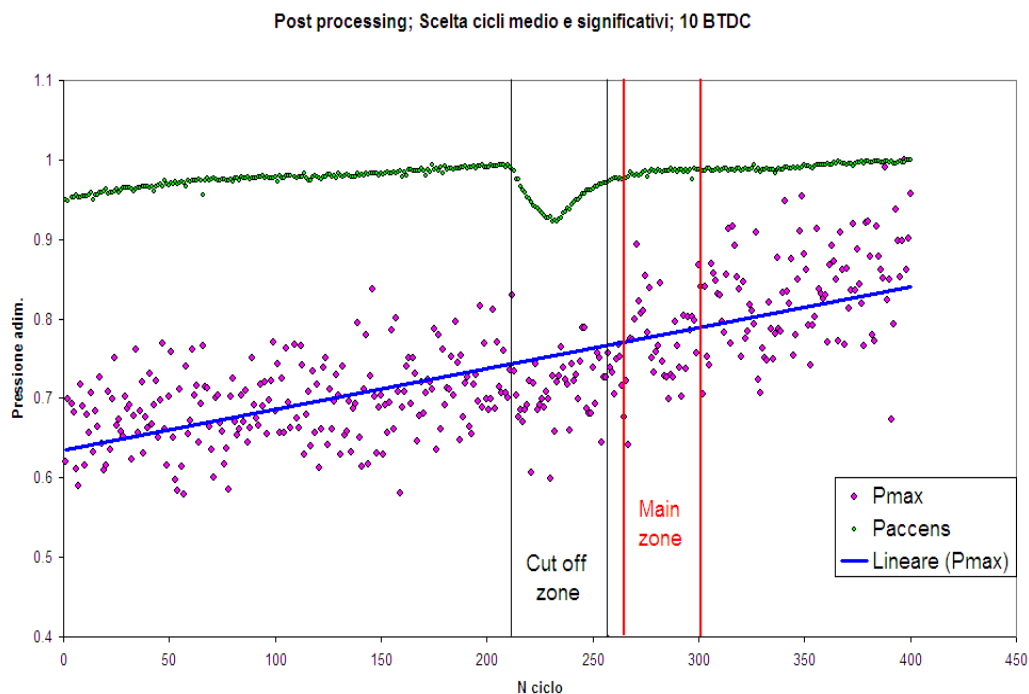
si può notare che gli indici di detonazione per la presente prova si collocano molto al di sopra della soglia minima per una debole detonazione.

Si tenga infine presente che i limiti proposti in *Tabella 3.4* sono stati in parte elaborati al termine di questo lavoro, in parte suggeriti dall'Istituto Motori di Napoli (IMN) [9].

### 3.3 Anticipo 10 BTDC

I risultati relativi alla prova condotta impostando l'anticipo 10 BTDC sono certamente i più completi ed interessanti. In questo test, infatti, sono stati acquisiti gli andamenti sia degli OH che dei CO; inoltre per la prima volta sarà possibile osservare l'influenza diretta della deriva termica sulla detonazione.

Il *set* fornito dall'Istituto Motori di Napoli consta di 400 cicli, senza casi 'motored'. Una volta eliminati pochi cicli inficiati da *misfire* o post-combustione, è possibile procedere alla scelta dei cicli significativi come mostrato nel paragrafo 3.2.



*Fig. 3.21: 10 BTDC; post-processing; plot delle pressioni massime e d'accensione per tutti i cicli 'fired'.*

In *Fig. 3.21* si notano una sola zona di 'cut off' e una 'main zone', nella quale verrà scelto il ciclo 'medio', definita dall'osservazione del massimo raggiunto dall'andamento dei radicali (*Fig. 3.22*).

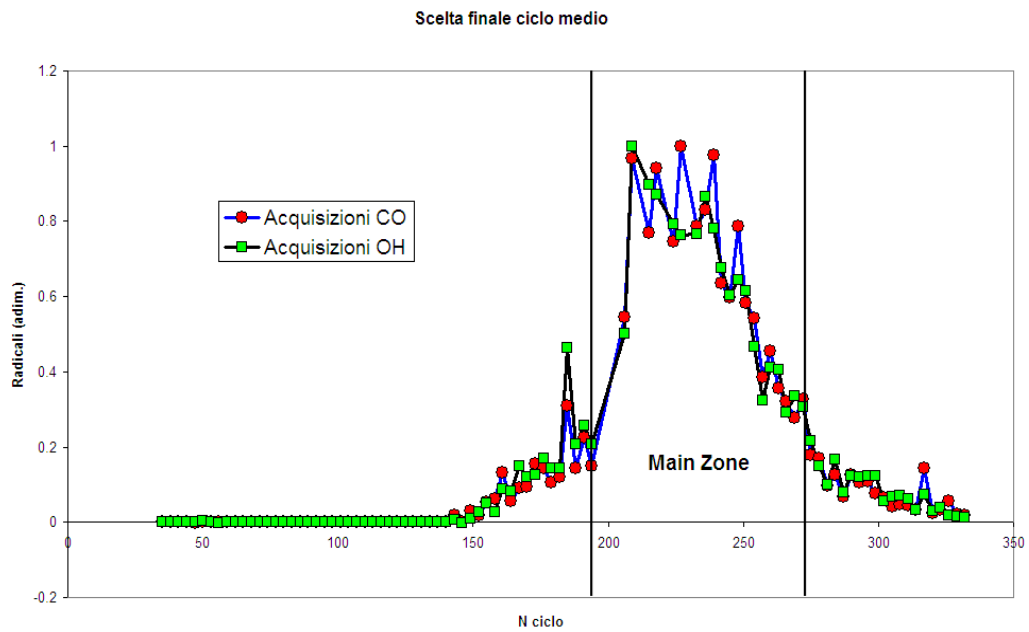


Fig. 3.22: 10 BTDC; scelta del ciclo medio; *plot* dell'andamento dei radicali in funzione dei cicli di acquisizione.

Tra i cicli significativi rispettosi delle condizioni su  $p_{max}$ ,  $p_{accens}$  e  $p_{IVC}$  (paragrafo 3.1), dovrà dunque essere selezionato un ciclo 'medio' compreso tra il 195 e il 270: le scelte finali sono osservabili in Fig. 3.23:

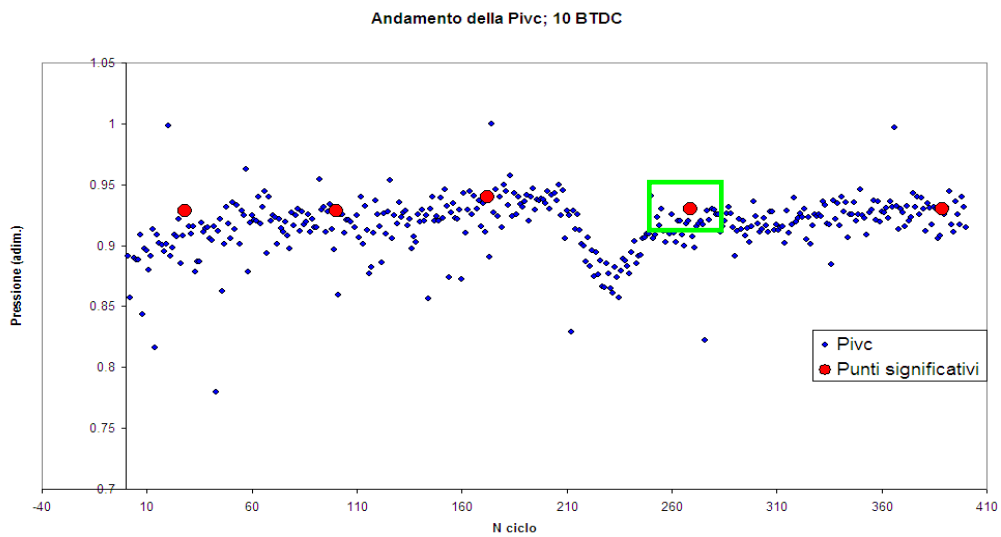


Fig. 3.23: 10 BTDC;  $p_{IVC}$ ; scelta dei cicli significativi e del ciclo medio(verde).

Il passo successivo, quando sono disponibili acquisizioni ottiche dei radicali, consiste nella loro ‘pulizia’ (Fig. 3.24) mediante l’eliminazione dei dati troppo distanti dal loro andamento medio.

La procedura completa di *post-processing* dei radicali consiste nel:

- individuare il passo di acquisizione (in questo caso le misure sono effettuate ogni 1 CAD):

CAD	Radicale
-40	7
-39	1
-38	4
-37	0
...	

- determinare i cicli per i quali sono stati effettuati i rilievi. Per quanto detto nel paragrafo 2.1, i sistemi CCD/ICCD hanno tempi di acquisizione/elaborazione relativamente lunghi. Per la prova in esame, si ottiene una misura ogni 3 cicli:

CAD	CO originali	Ciclo associato
-40	7	35
-39	1	38
-38	4	41
-37	0	44
...		

- affiancare, disponendo ora dell’associazione ‘CAD-ciclo-misura’, un valore di pressione ad ogni rilievo:

CAD	CO originali	Ciclo associato	P associata
-40	7	35	8.473
-39	1	38	8.798
-38	4	41	9.087
-37	0	44	9.414
...			

Infine, come mostrato in Fig. 3.24:

- graficare l’insieme di queste pressioni ‘associate’ in funzione dell’angolo di manovella
- sovrapporre la curva di pressione del ciclo medio a tale grafico
- eliminare le pressioni ‘associate’ troppo distanti dal ciclo medio

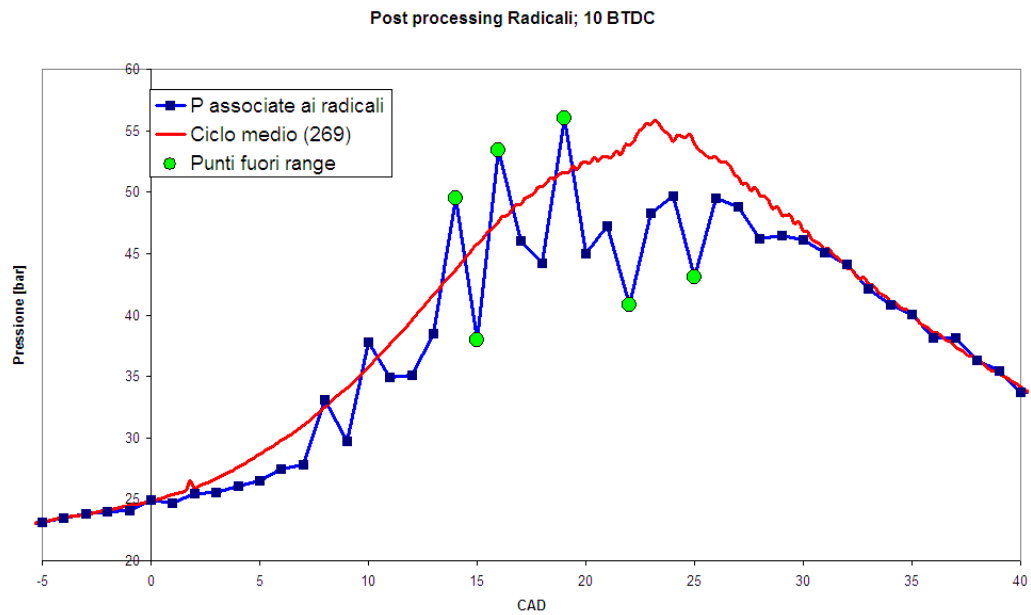


Fig. 3.24: 10 BTDC; *post-processing* delle acquisizioni ottiche.

I cicli esclusi in Fig. 3.24 vengono ovviamente eliminati anche dai cicli ‘*-fired*’, in modo che non possano essere considerati significativi. Viceversa, dal segnale azzurro in Fig. 3.24 erano già stati asportati i cicli con *misfire* e post-combustione.

E’ possibile ora condurre le simulazioni GASDYN dei cicli significativi (visualizzabili in Fig. 3.25), calibrate secondo lo stesso approccio descritto nel paragrafo 2.2 (taratura di  $p_{air}$ ,  $r$ , *delay times* e temperature delle pareti).

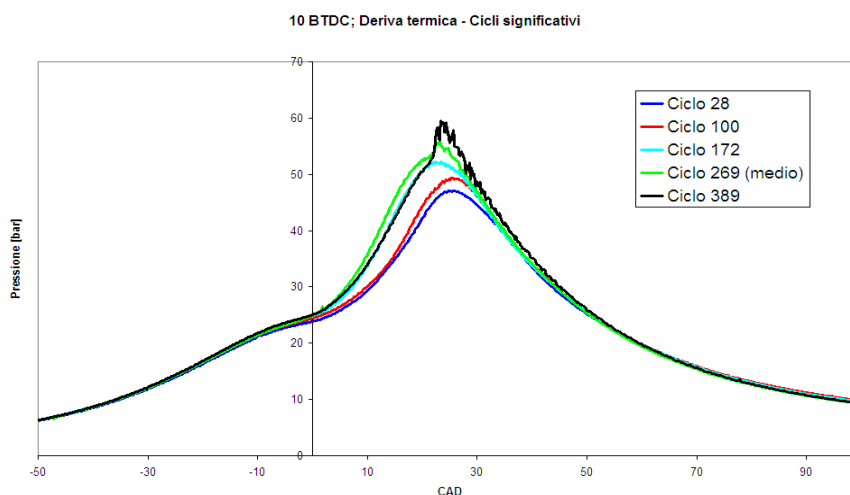
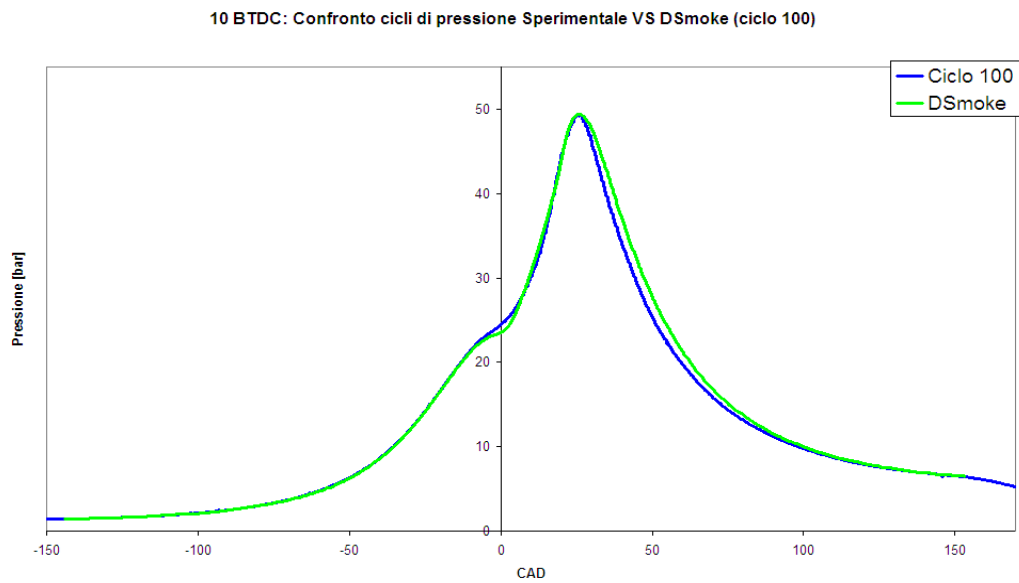
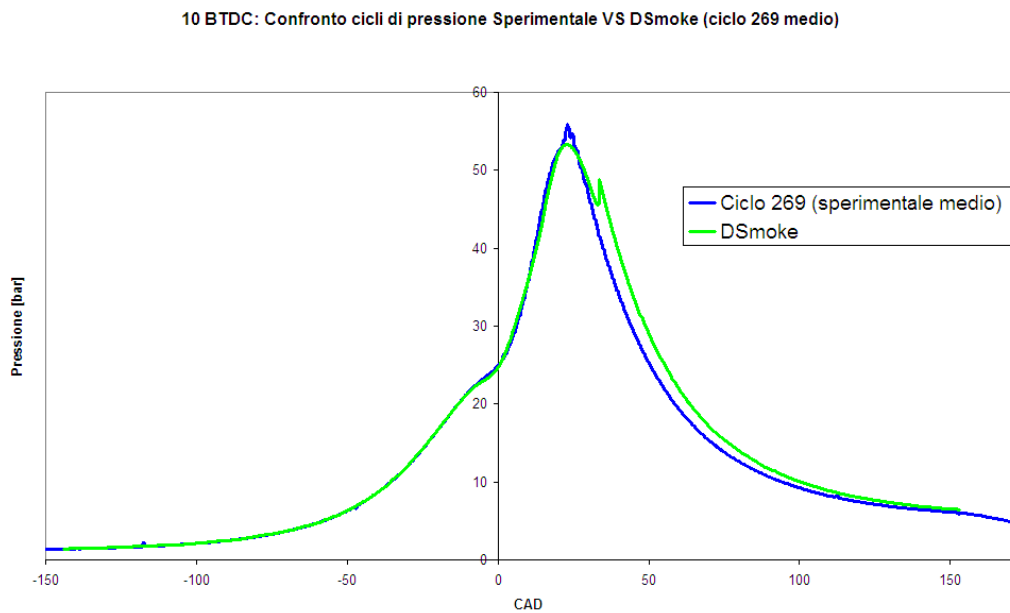


Fig. 3.25: 10 BTDC; cicli significativi.



*Fig. 3.26:* 10 BTDC; Confronto cicli di pressione ‘Sperimentale VS DSmoke’; secondo ciclo significativo (ciclo 100).



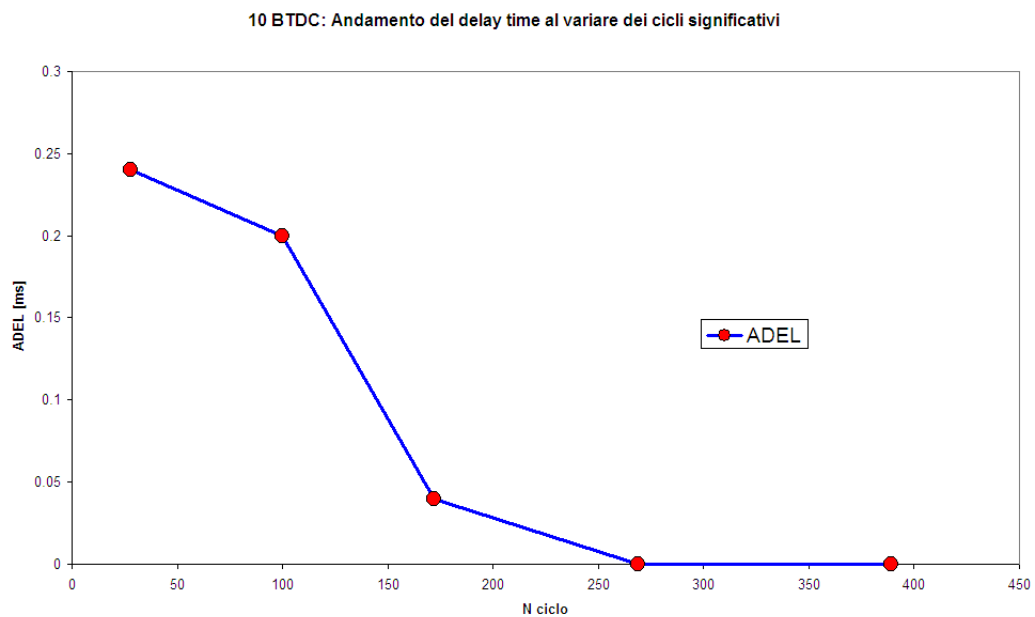
*Fig. 3.27:* 10 BTDC; Confronto cicli di pressione ‘Sperimentale VS DSmoke’; quarto ciclo significativo (ciclo 269; medio).

Le *Figg. 3.26* e *3.27* riportano il secondo e il quarto ciclo significativo, sufficienti a descrivere la tendenza generale della prova. Il secondo ciclo (numero 100), così come il primo, sono i più 'freddi' tra i significativi e non vedono insorgenza di fenomeni detonanti. A partire dal terzo ciclo, si nota la nascita di un lieve picco detonante, il quale si accentua sempre di più se ci si sposta verso cicli più 'caldi' (*Fig. 3.27*).

Ecco quindi un possibile legame tra detonazione e deriva termica.

Quest'ultima va però ancora investigata rispetto ai parametri motoristici (*Figg. 3.28* e *3.29*), al fine di confermare o smentire le osservazioni relative al caso 18 BTDC.

Il rapporto di compressione oscilla lievemente attorno ai valori 9 e 9.1, mentre la  $p_{air}$  resta costante attorno al valore 1125 mbar.



*Fig. 3.28*: 10 BTDC; Andamento del tempo di incubazione della fiamma al variare dei cicli significativi.

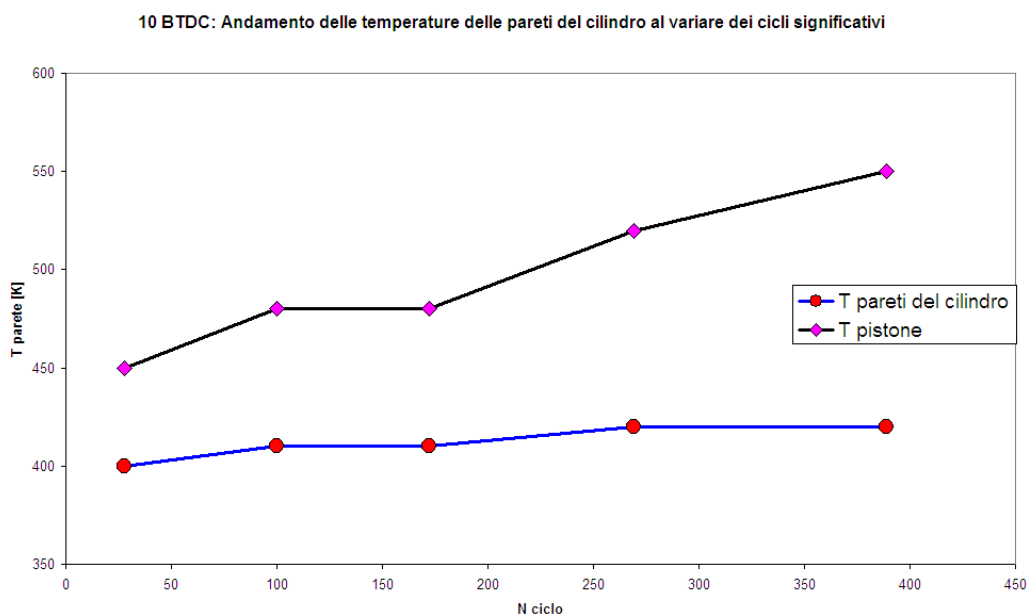


Fig. 3.29: 10 BTDC; Andamento della temperatura del pistone e delle pareti del cilindro al variare dei cicli significativi.

Ancora una volta si osserva un abbattimento del valore del *delay time* al procedere della deriva termica, affiancato da un deciso aumento (100 K) della temperatura del pistone. Le temperature delle pareti del cilindro sono ancora ben controllate e variano di soli 20 K.

Le successive analisi sono incentrate sul ciclo ‘medio’ e consistono in:

- un confronto ‘Sperimentale VS Calcolato’ per l’andamento dei radicali (Figg. 3.30 e 3.31)
- *match* ‘Sperimentale filtrato passa-alto VS DSmoke’ per la legge di rilascio del calore (Fig. 3.32)
- una sovrapposizione del ciclo di pressione con il suo omologo filtrato passa-alto e con le componenti detonanti della pressione valutate per due bande passanti (Fig. 3.33).



10 BTDC; OH: Confronto tra acquisizioni sperimentali CCD e simulazioni con cinetica complessa

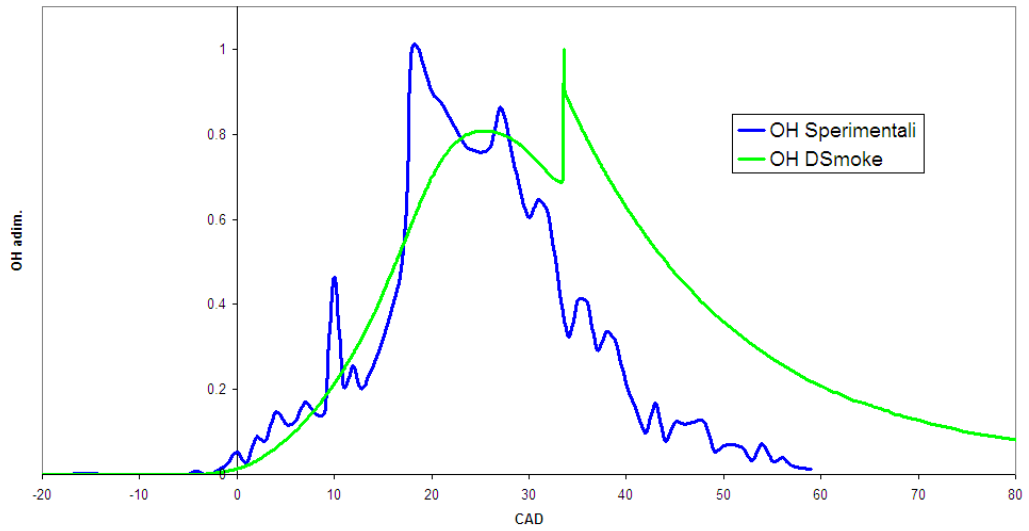


Fig. 3.30: 10 BTDC; OH: Confronto tra acquisizioni ottiche e 'andamento calcolato con DSmoke sul ciclo medio'.

10 BTDC; CO: Confronto tra acquisizioni sperimentali CCD e simulazioni con cinetica complessa

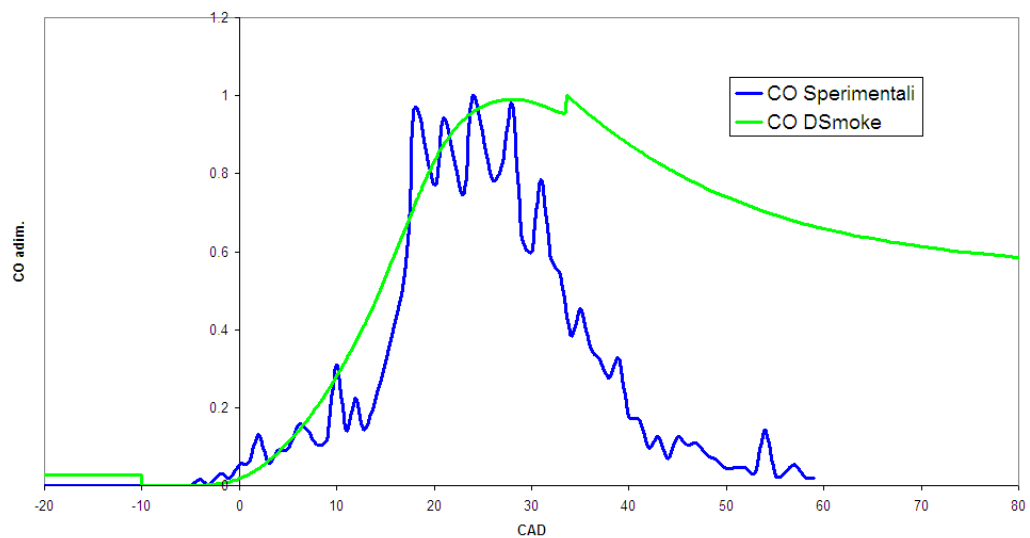


Fig. 3.31: 10 BTDC; CO: Confronto tra acquisizioni ottiche e 'andamento calcolato con DSmoke sul ciclo medio'.

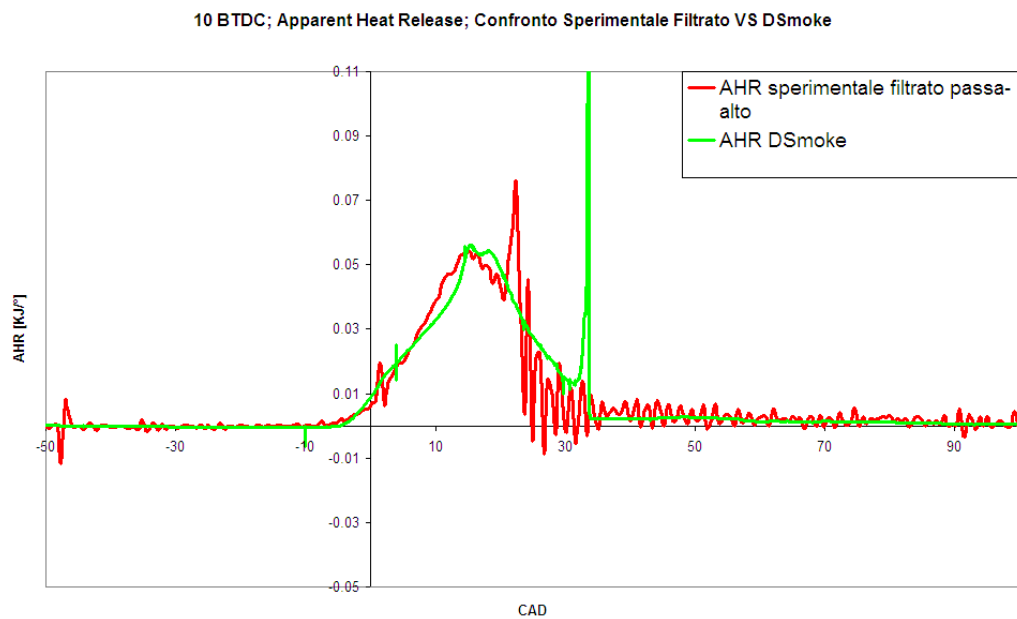


Fig. 3.32: 10 BTDC; AHR: Confronto tra ‘sperimentale filtrato passa-alto’ e ‘andamento calcolato con DSmoke sul ciclo medio’.

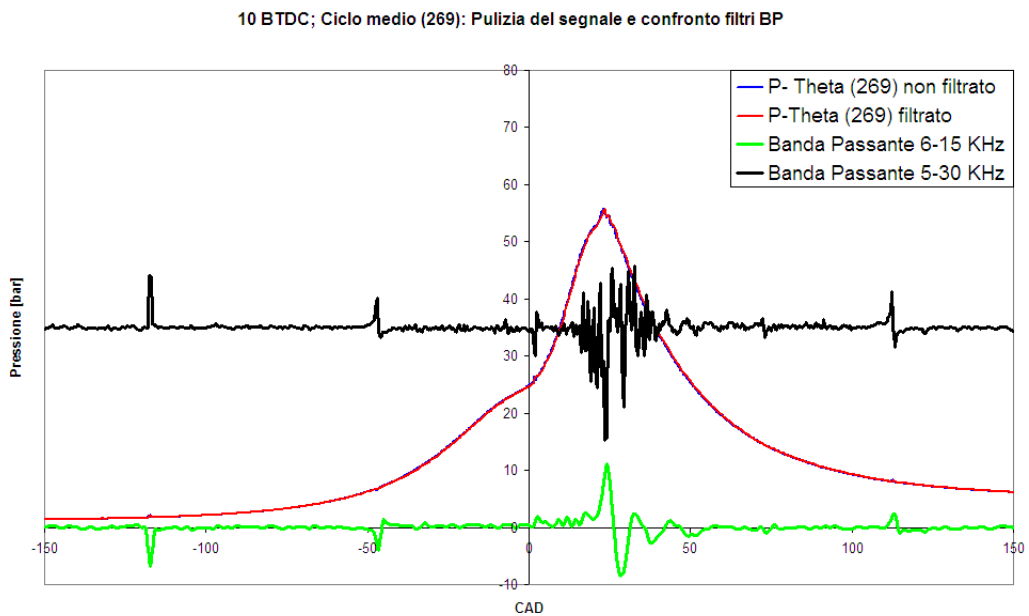


Fig. 3.33: 10 BTDC; Cicli di pressione: Confronto tra ‘sperimentale non filtrato e sperimentale filtrato passa-alto’. Sovrapposizione di componenti detonanti della pressione ottenute con due diverse bande passanti.

Gli andamenti calcolati dei radicali (*Figg. 3.30 e 3.31*) mostrano un discreto accordo con le acquisizioni sperimentali, soprattutto in corrispondenza del primo massimo relativo della curva. Per quanto riguarda il massimo assoluto (sommità del picco detonante) si notano ancora i limiti del modello bi-zona, già evidenziati nell'ambito dei cicli di pressione: il picco è unico e leggermente in ritardo rispetto allo sperimentale (comportando quindi anche uno *shift* della zona di espansione).

Per quanto riguarda le *Figg. 3.32 e 3.33*, si sottolinea un'ottima corrispondenza nell'ambito della legge del rilascio del calore e una diminuzione dell'entità delle componenti detonanti della pressione (a parità di amplificazione).

Gli indici stimati per la prova in esame valgono:

	<b>Anticipo 10 BTDC</b>
<b>KI (6-15kHz) [bar]</b>	0.129
<b>KI (5-30 kHz) [bar]</b>	0.0539
<b>KI (IMN) %</b>	1.03
<b>KE (6-15 kHz) [bar<sup>2</sup>]</b>	0.0000672

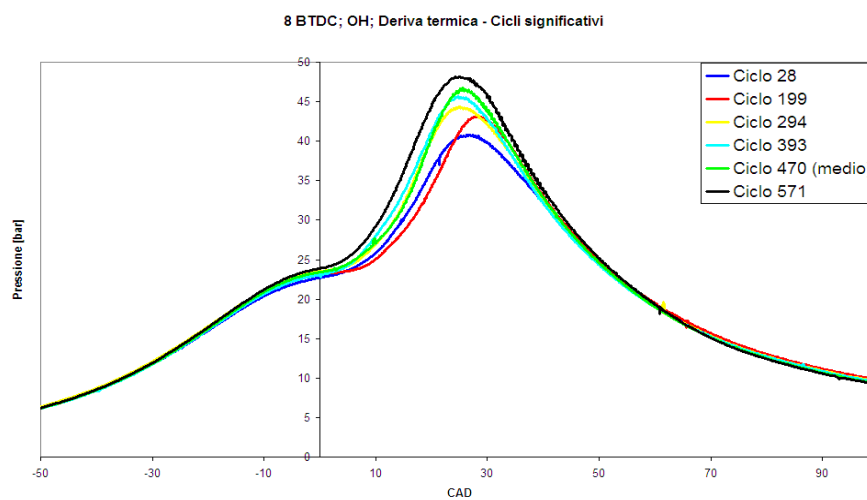
*Tab. 3.5:* Indici di detonazione valutati sul ciclo medio della prova '10 BTDC'.

Gli indici '6-15 kHz' e '(IMN)%' si dimezzano, pur rimanendo ampiamente in ambito detonante. La *knock energy* si assesta ancora su valori decisamente detonanti, mentre l'indice '5-30 kHz', come nel caso '18 BTDC', risulta molto vicino alla soglia di assenza di detonazione. La controtendenza di quest'ultimo è probabilmente dovuta all'eccessiva estensione della banda passante, la quale comporta una media (in accordo alla (2.6)) su un campione troppo variegato rispetto a bande passanti più selettive.

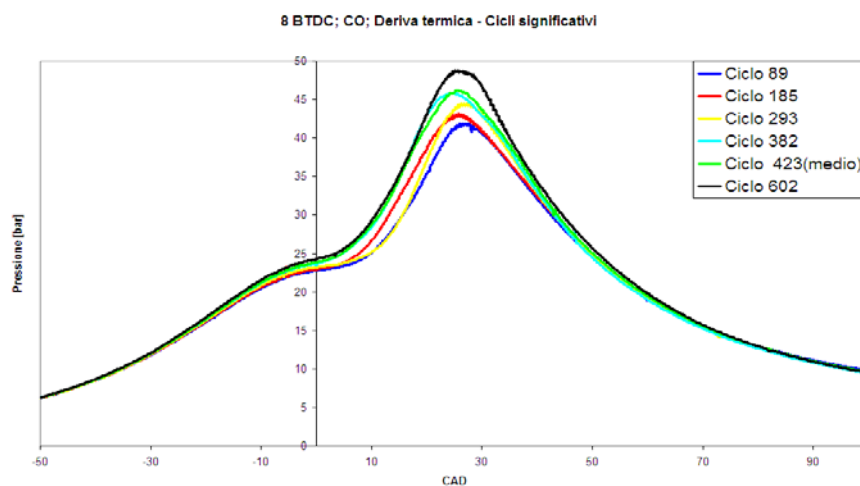
### 3.4 Anticipo 8 BTDC

L'impostazione dell'anticipo d'accensione ad 8 CAD prima del PMS è avvenuta per due *set* distinti, uno caratterizzato dall'acquisizione di OH, l'altro dal rilievo dei CO. Entrambi constano di 650 cicli, opportunamente 'puliti' da casi di *misfire* e post-combustione.

Le fasi di *post-processing* sono state svolte in modo del tutto analogo ai casi precedenti ed hanno portato alla scelta dei cicli significativi in *Fig. 3.34* e *3.35*.

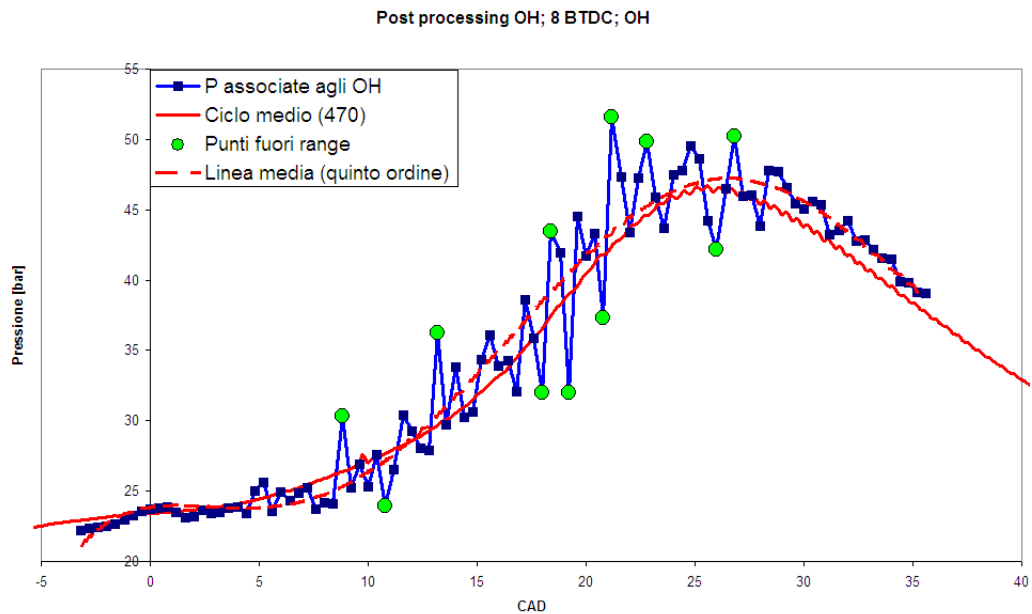


*Fig. 3.34:* 8 BTDC\_OH; Cicli significativi selezionati.

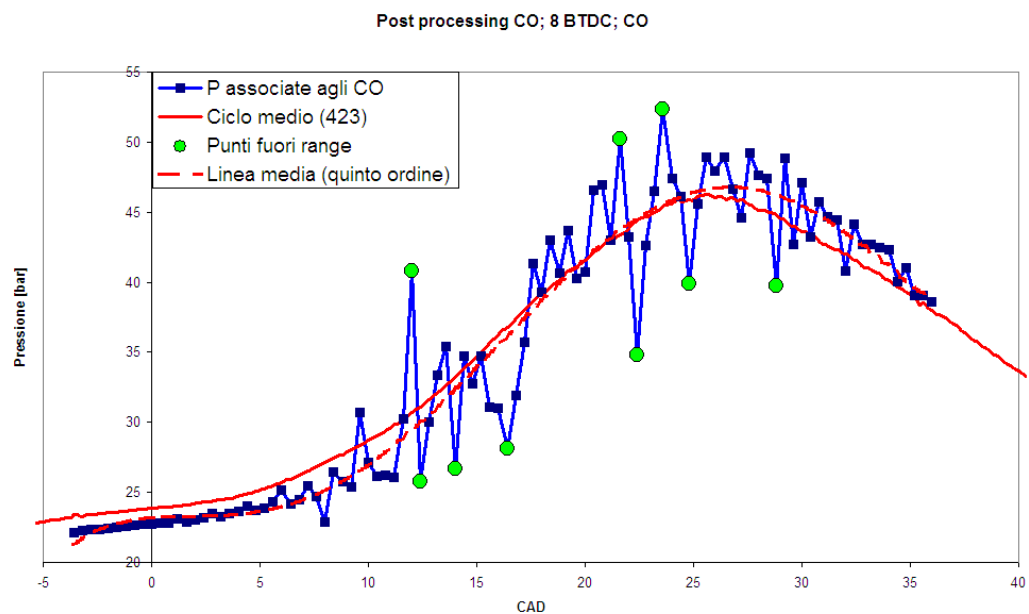


*Fig. 3.35:* 8 BTDC\_CO; Cicli significativi selezionati.

L'eliminazione delle aberrazioni nel rilievo dei radicali (acquisiti con passo 0.4 CAD ogni 6 cicli) è stato condotto come illustrato nel paragrafo precedente e ha portato all'elaborazione dei grafici in *Fig. 3.36* e *3.37*:



*Fig. 3.36: 8 BTDC\_OH; post-processing delle acquisizioni di OH.*



*Fig. 3.37: 8 BTDC\_CO; post-processing delle acquisizioni di CO.*

Per ognuno dei due *set* sperimentali sono stati dunque selezionati sei cicli significativi: a valle delle consuete simulazioni in GASDYN/DSmoke, il test per il quale sono stati acquisiti gli OH presenta detonazione negli ultimi tre cicli (comprensivi del ciclo medio) e un abbattimento più deciso del *delay time* (Fig. 3.38).

Il *set* relativo ai CO presenta detonazione solo nell'ultimo ciclo (il più 'caldo') e una riduzione più graduale del *delay time* (che non raggiunge lo zero, come si può notare dalla Fig. 3.39).

Questa discordanza tra le due prove, eseguite nelle medesime condizioni di anticipo, non è da imputare al sistema di raffreddamento perché i rispettivi andamenti delle temperature di parete sono praticamente simili (Figg. 3.40 e 3.41). Trattandosi di un caso al limite tra le condizioni di assenza e sussistenza di detonazione, è più probabile che la discordanza sia dovuta semplicemente alla naturale variabilità dei cicli del motore e/o alla scelta particolare dei cicli significativi.

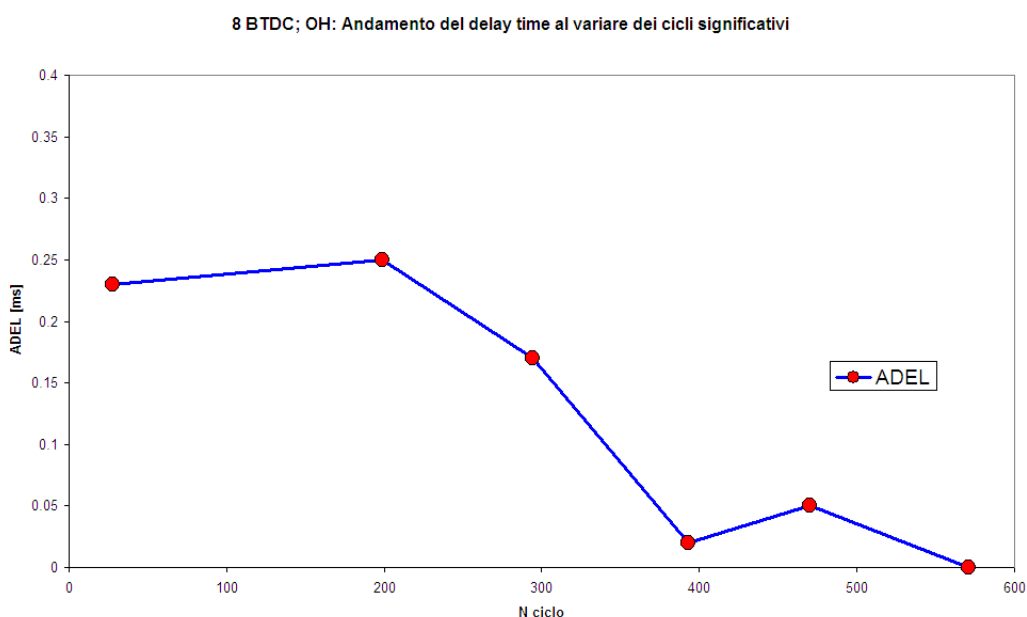


Fig. 3.38: 8 BTDC\_OH; Andamento del *delay time* al variare dei cicli significativi.

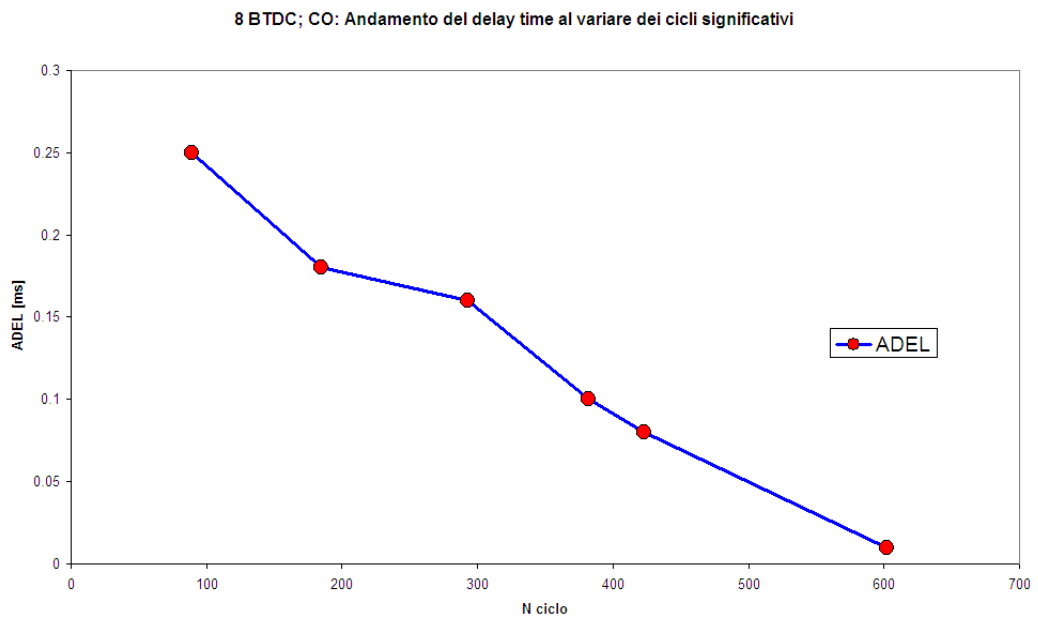


Fig. 3.39: 8 BTDC\_CO; Andamento del *delay time* al variare dei cicli significativi.

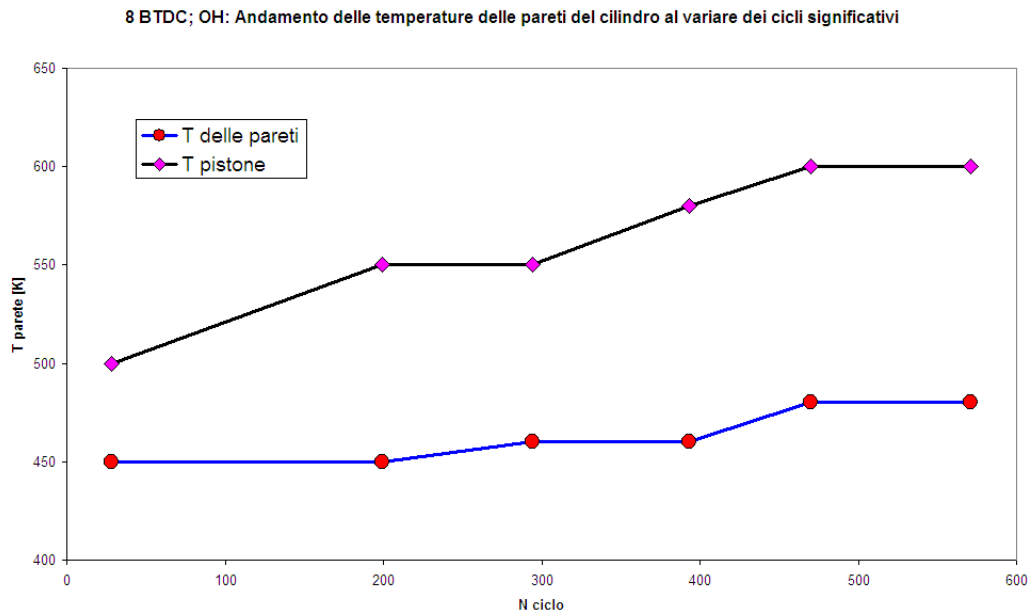


Fig. 3.40: 8 BTDC\_OH; Andamento delle temperature del pistone e delle pareti del cilindro al variare dei cicli significativi.

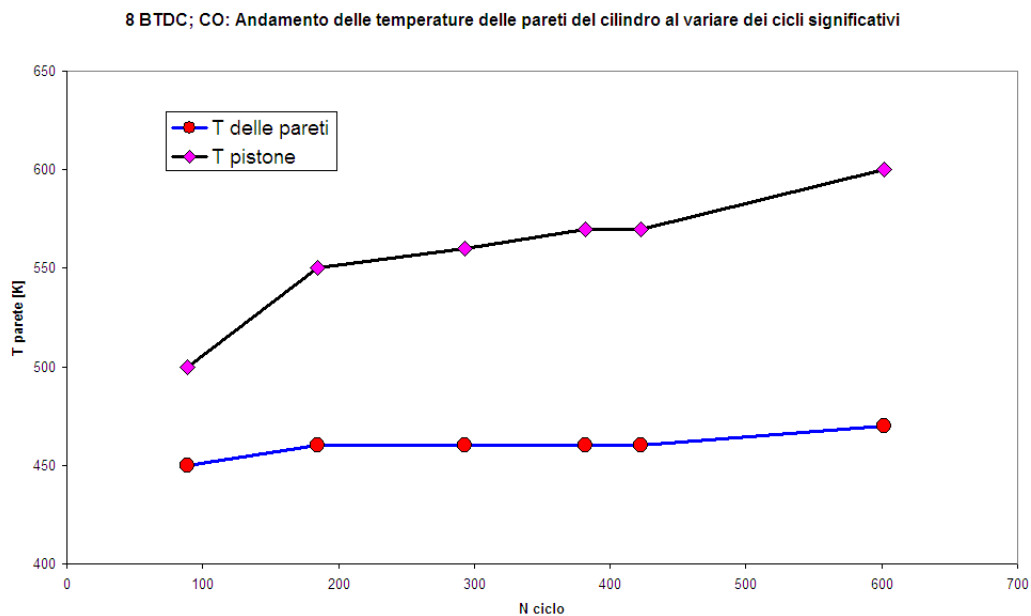


Fig. 3.41: 8 BTDC\_CO; Andamento delle temperature del pistone e delle pareti del cilindro al variare dei cicli significativi.

Come già accennato, entrambi i *set* sperimentali sono concordi tra loro e con le osservazioni operate sui casi '18 BTDC' e '10 BTDC': un deciso aumento della temperatura del pistone nel corso del test; un livello pressoché costante per le temperature delle pareti raffreddate.

Le due prove sono infine caratterizzate da una  $p_{air}$  circa costante attorno ai 1100 mbar e da un rapporto di compressione lievemente variabile nell'intorno dei valori 9 (prova OH) e 9.15 (prova CO).

Le consuete analisi finali partono dalla simulazione dei due cicli medi (Figg. 3.42 e 3.43, in ottimo accordo con i rispettivi cicli sperimentali) per poi giungere alle analisi su radicali (Fig. 3.44 e 3.45), leggi di rilascio del calore (Figg. 3.46 e 3.47) e filtri nel dominio delle frequenze (Figg. 3.48 e 3.49).



8 BTDC; OH; Confronto cicli di pressione Sperimentale VS Gasdyn con cinetica complessa (ciclo 470 medio)

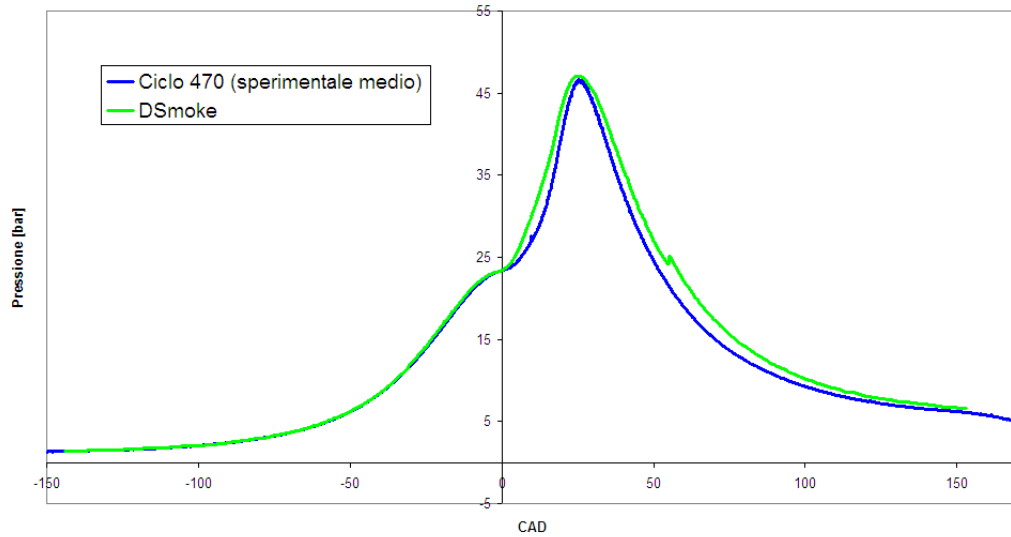


Fig. 3.42: 8 BTDC OH; Ciclo medio: Sperimentale VS DSmoke.

8 BTDC; CO; Confronto cicli di pressione Sperimentale VS Gasdyn con cinetica complessa (ciclo 423 medio)

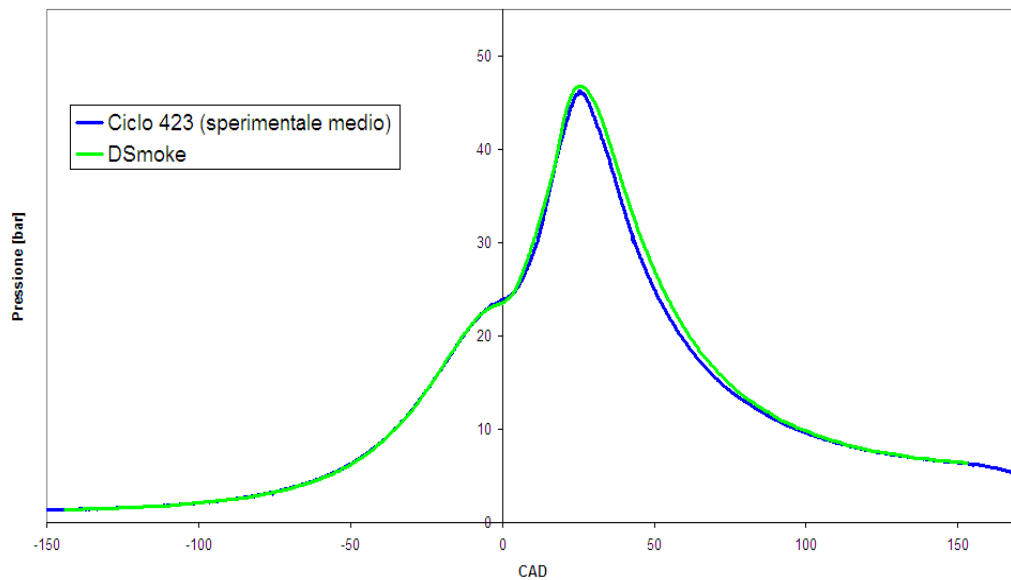


Fig. 3.43: 8 BTDC CO; Ciclo medio: Sperimentale VS DSmoke.

8 BTDC; OH: Confronto tra acquisizioni sperimentali CCD e simulazioni con cinetica complessa

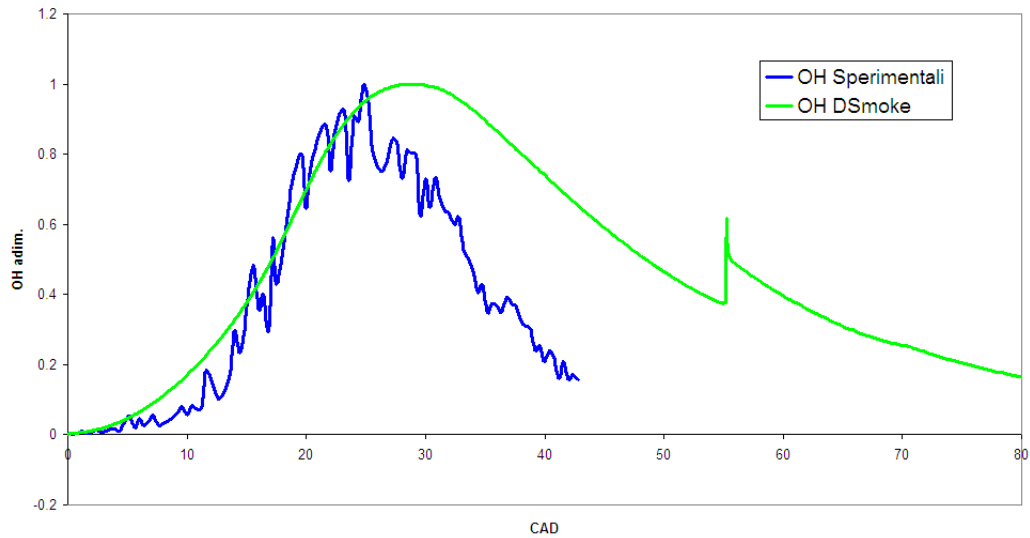


Fig. 3.44: 8 BTDC OH; Acquisizioni OH sperimentali VS 'OH DSmoke (ciclo medio)'

8 BTDC; CO: Confronto tra acquisizioni sperimentali CCD e simulazioni con cinetica complessa

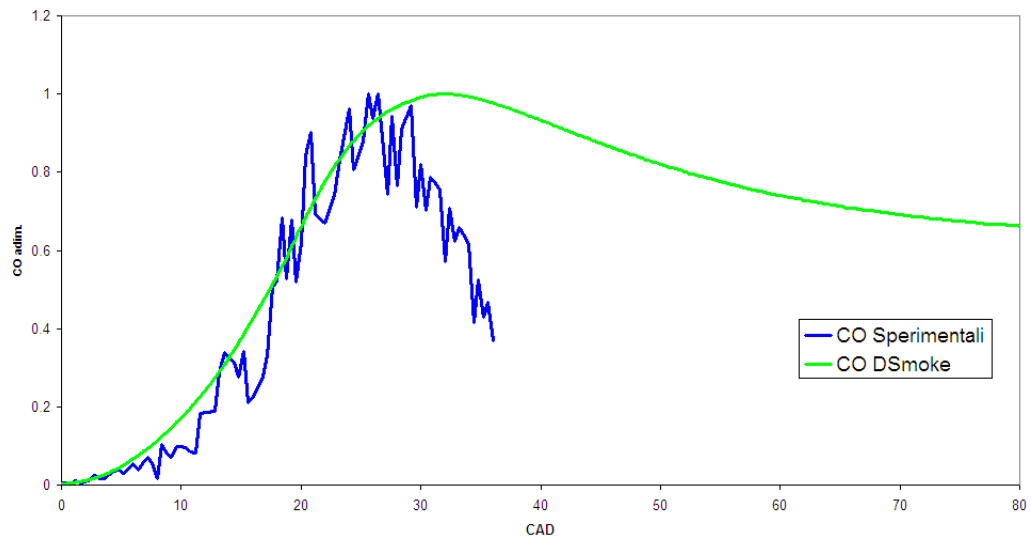


Fig. 3.45: 8 BTDC CO; Acquisizioni CO sperimentali VS 'OH DSmoke (ciclo medio)'

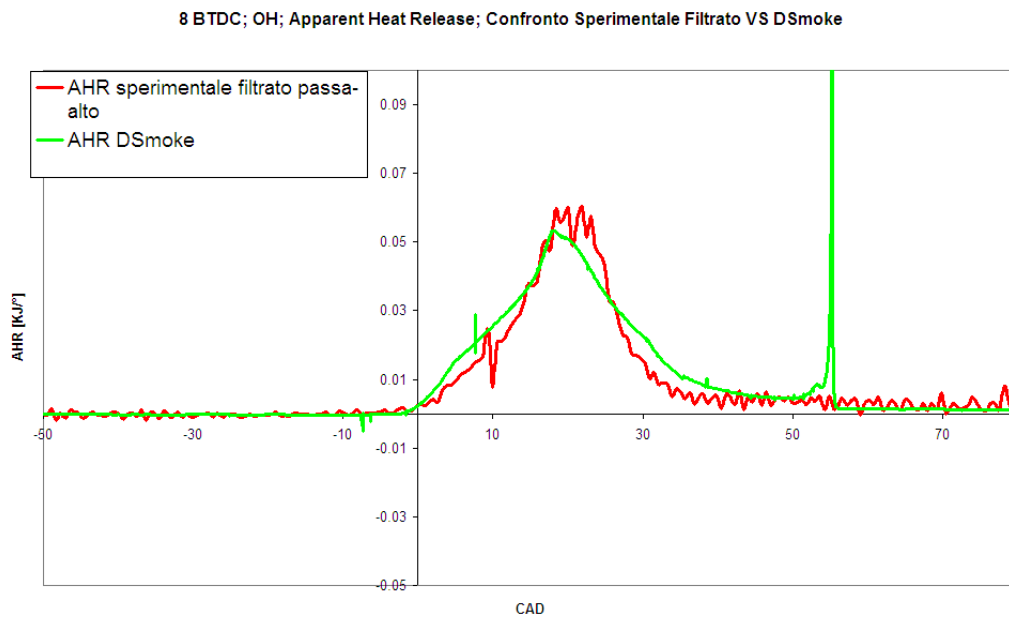


Fig. 3.46: 8 BTDC OH; AHR; Ciclo medio: Sperimentale VS DSmoke

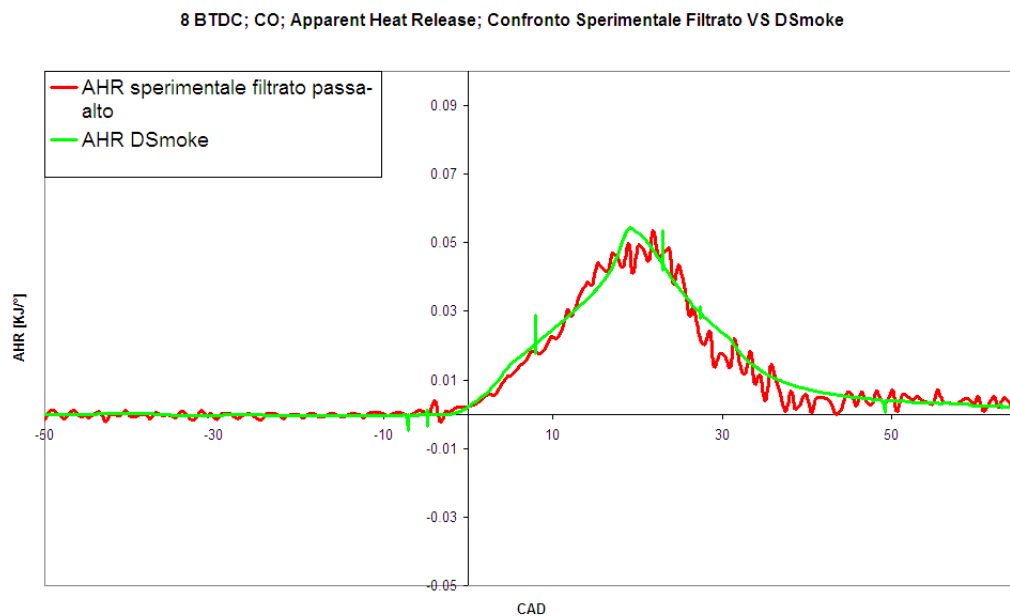
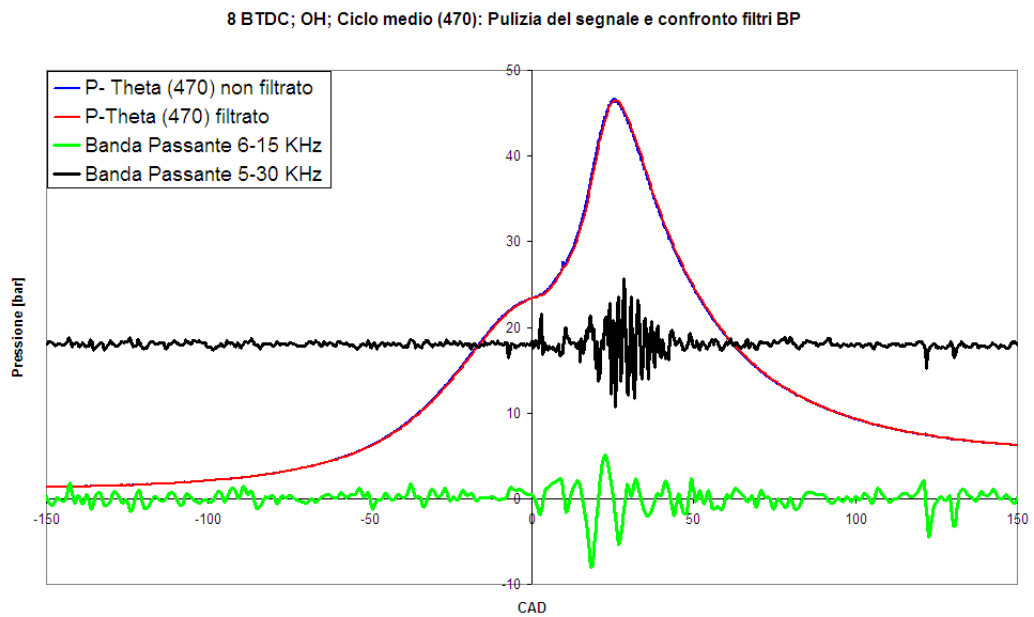
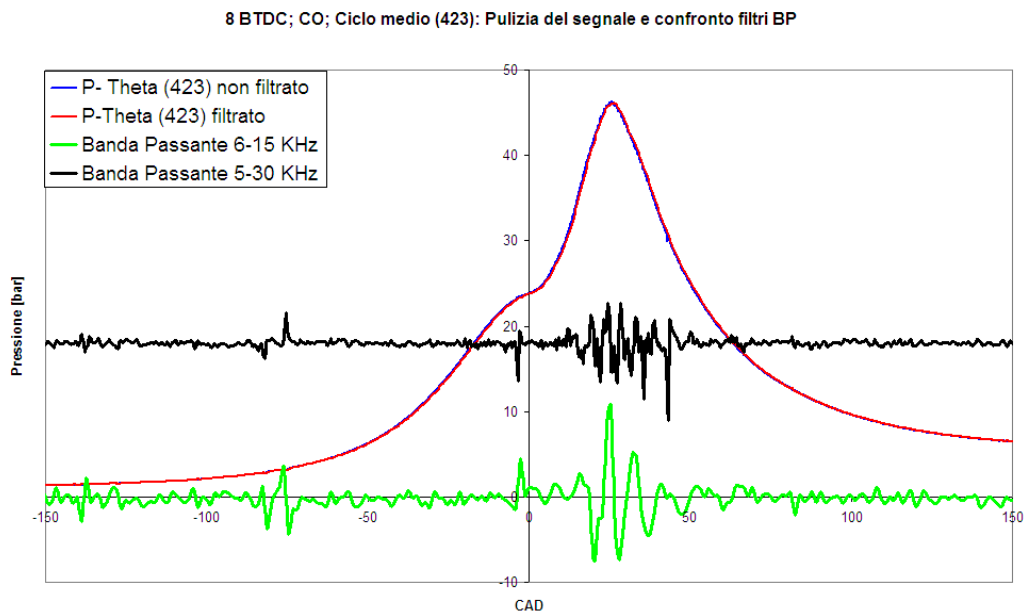


Fig. 3.47: 8 BTDC CO; AHR; Ciclo medio: Sperimentale VS DSmoke



*Fig. 3.48:* 8 BTDC OH; Ciclo medio: Sperimentale VS ‘Sperimentale filtrato passa- alto’. Sovrapposizione delle componenti detonanti della pressione valutate mediante due diverse bande passanti.



*Fig. 3.49:* 8 BTDC CO; Ciclo medio: Sperimentale VS ‘Sperimentale filtrato passa- alto’. Sovrapposizione delle componenti detonanti della pressione valutate mediante due diverse bande passanti.

I radicali calcolati presentano una buona corrispondenza generale con le acquisizioni ottiche e si osserva, inoltre:

- il picco simulato di OH è molto in ritardo rispetto alla fase di combustione
- come ci si attendeva, la curva calcolata dei CO non rileva la detonazione, confermando il minor potere detonante del secondo *set*

L'accordo tra le leggi di rilascio del calore è molto buono, previo filtraggio HP.

Infine, è necessario sottolineare una leggera discrepanza riguardo i filtri BP: il '6-15 kHz' rileva, almeno qualitativamente, una riduzione globale della componente detonante rispetto al caso '10 BTDC' e un segnale giustamente più intenso in *Fig. 3.48* in confronto alla *Fig. 3.49*. Dalla *Tabella 3.6*, però, i relativi indici segnalano erroneamente una situazione opposta.

Nonostante quest'inversione sia presente anche in termini di *knock energy*, quest'ultima porta ad un esito 'non detonante' in entrambi i casi.

Di contro, il filtro '5-30 kHz' restituisce qualitativamente una componente maggiore in *Fig. 3.49* rispetto alla *Fig. 3.48*, ma gli indici si accordano correttamente con le conclusioni tratte in precedenza dai cicli di pressione (test con OH più detonante del *set* con CO).

Anche in questo caso si può ipotizzare che l'incertezza potrebbe essere dovuta al trovarsi nella condizione limite tra assenza e sussistenza della detonazione: in questa situazione, piccole componenti di pressione possono comportare cruciali variazioni degli indici.

	<b>Anticipo 8 BTDC_OH</b>	<b>Anticipo 8 BTDC_CO</b>
<b>KI (6-15kHz) [bar]</b>	0.0446	0.0861
<b>KI (5-30 kHz) [bar]</b>	0.05	0.0388
<b>KI (IMN) %</b>	0.687	0.48
<b>KE (6-15 kHz) [bar^2]</b>	0.00000555	0.0000141

*Tab. 3.6:* Indici di detonazione valutati sui cicli medi della prova '8 BTDC'

### 3.5 Anticipo 4 BTDC

Questa prova è caratterizzata dal minimo anticipo considerato in questo capitolo, quindi ci si aspetta un'assenza di fenomeni detonanti. A sostenere quest'ipotesi vi è anche l'osservazione della progressiva riduzione del fenomeno verificatasi passando da un anticipo 18 BTDC a un 8 BTDC.

Come nel paragrafo precedente, anche questa prova è stata ripetuta due volte al fine di acquisire separatamente gli OH e i CO.

Il test relativo agli OH consta di 550 cicli, mentre ve ne sono 650 in quello riferito ai CO.

Il *post-processing* dei cicli di pressione ha segnalato l'assenza di cicli *motored* e la presenza di pochi cicli affetti da *misfire* o post-combustione.

La verifica delle condizioni di selezione dei cicli significativi ha in entrambi i casi portato alla consueta scelta di sei cicli significativi (quindi dodici in tutto, con due cicli medi di riferimento).

Le simulazioni in GASDYN hanno in seguito evidenziato, come apprezzabile a titolo d'esempio dai cicli medi nelle *Figg. 3.50* e *3.51*, la prevista assenza di detonazione in tutti i cicli significativi.

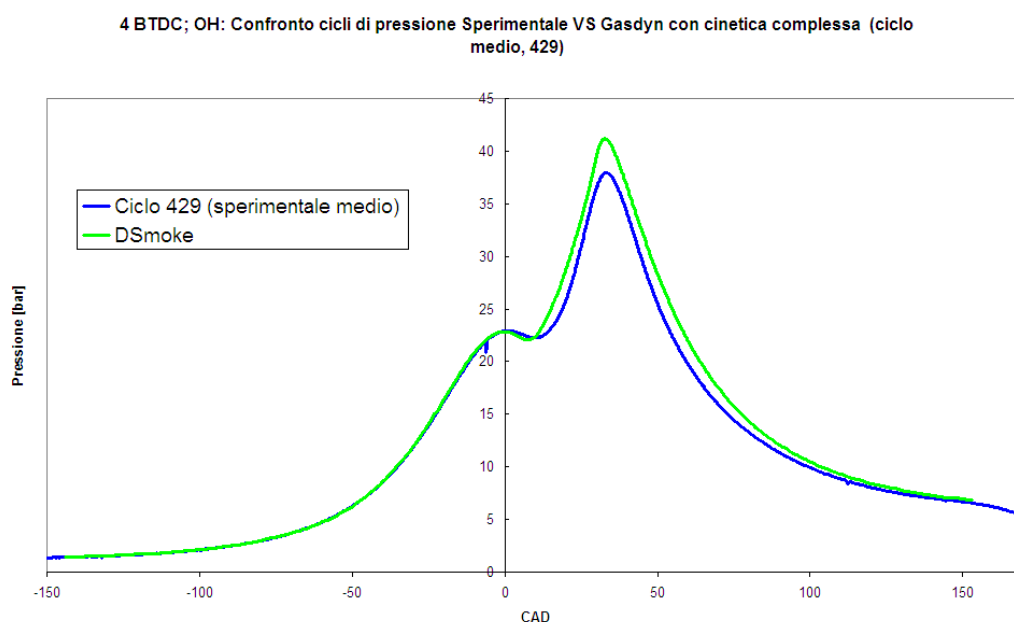


Fig. 3.50: 4 BTDC OH; Ciclo medio: Sperimentale VS DSmoke.

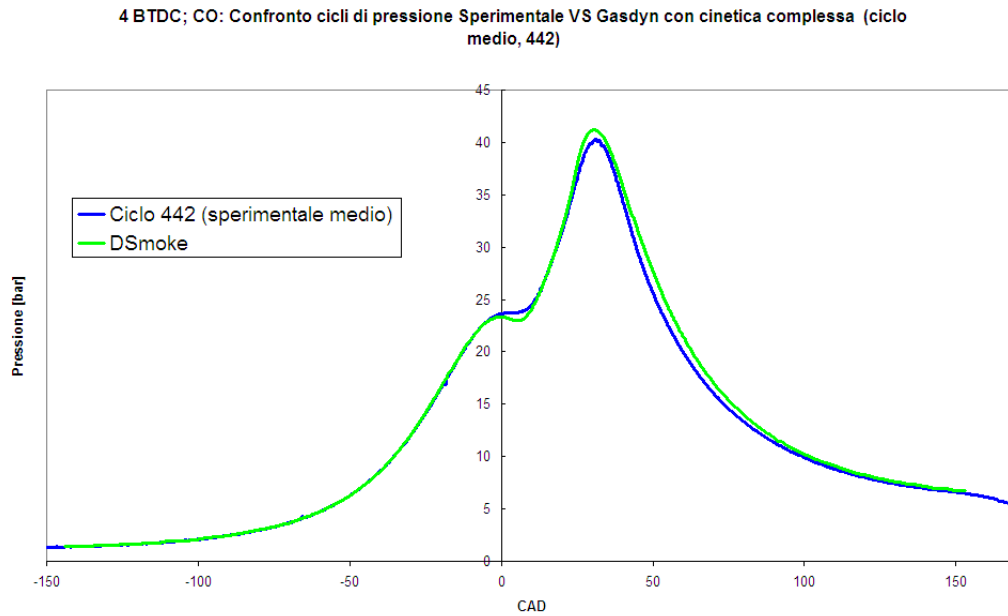


Fig. 3.51: 4 BTDC CO; Ciclo medio: Sperimentale VS DSmoke.

L'ottimo accordo tra il dato sperimentale e la curva calcolata ci permette di condurre con sicurezza l'analisi dei parametri calibrati per ogni simulazione, la quale ha portato ad individuare:

- un rapporto di compressione variabile tra 8.9 e 9.2
- una pressione dell'aria aspirata localizzata attorno ai 1115 mbar
- una deriva termica legata ancora all'abbattimento del *delay time* (Figg. 3.52 e 3.53) e all'incremento della temperatura del pistone (Figg. 3.54 e 3.55).

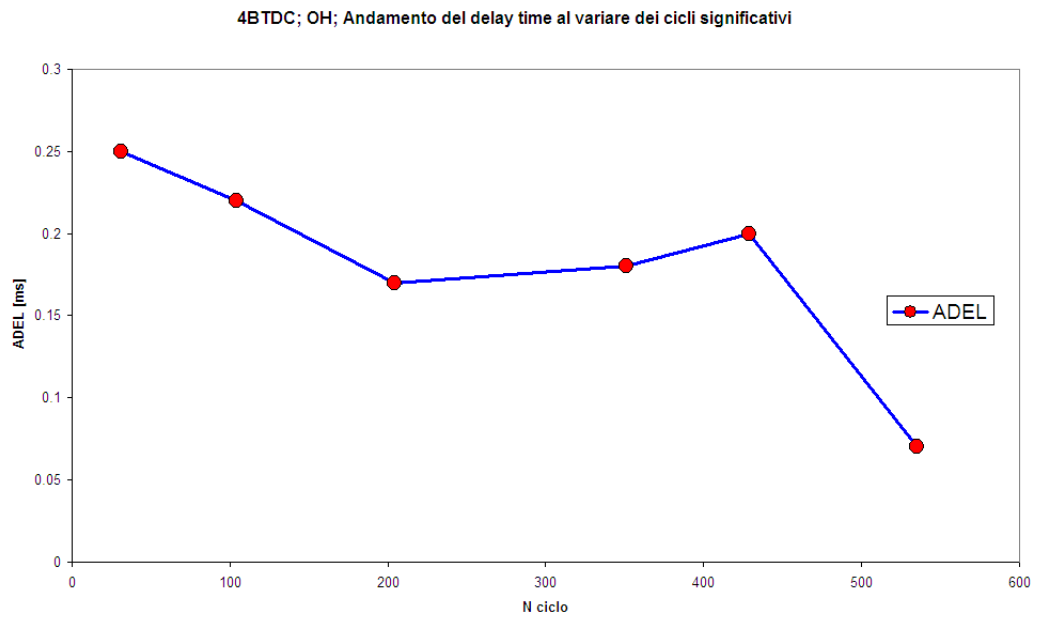


Fig. 3.52: 4 BTDC OH; Andamento del *delay time* al variare dei cicli significativi.

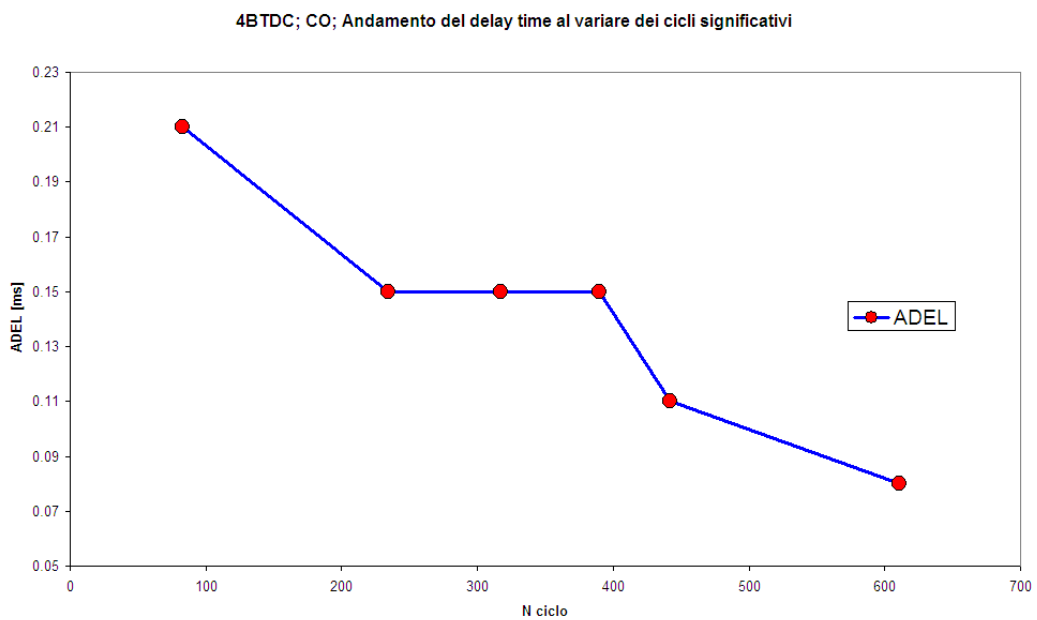


Fig. 3.53: 4 BTDC CO; Andamento del *delay time* al variare dei cicli significativi.



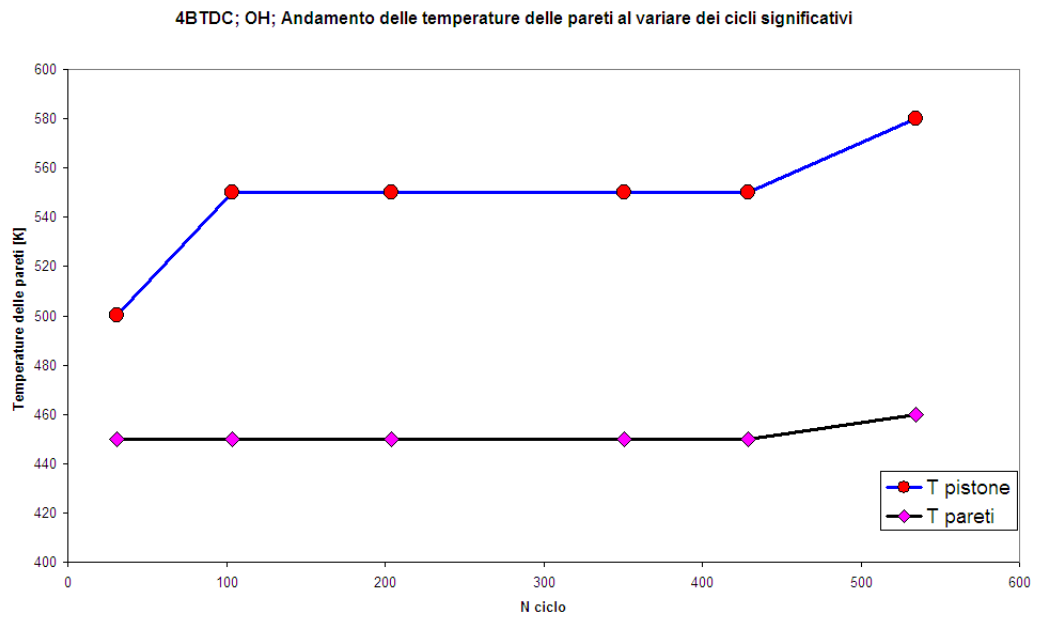


Fig. 3.54: 4 BTDC OH; Andamento delle temperature del pistone e delle pareti del cilindro.

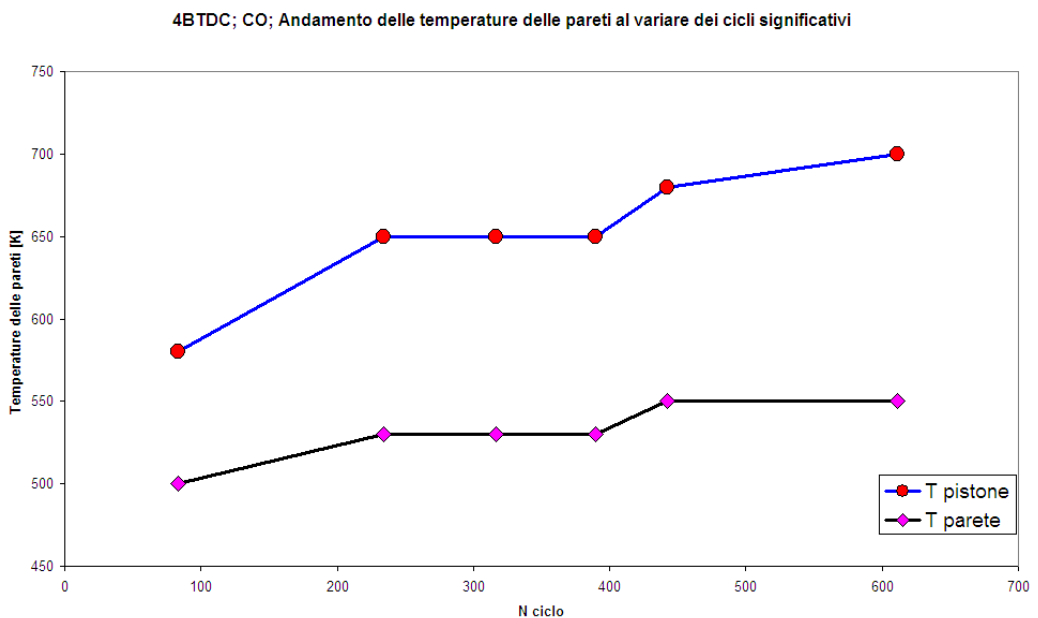


Fig. 3.55: 4 BTDC CO; Andamento delle temperature del pistone e delle pareti del cilindro.

Per quanto riguarda i radicali, essi sono stati acquisiti con passo 0.4 CAD ogni 6 cicli. Grazie a questa informazione, è stato possibile anche in questo caso associare le corrispondenti pressioni ed operare il *post-processing* (Figg. 3.56 e 3.57).

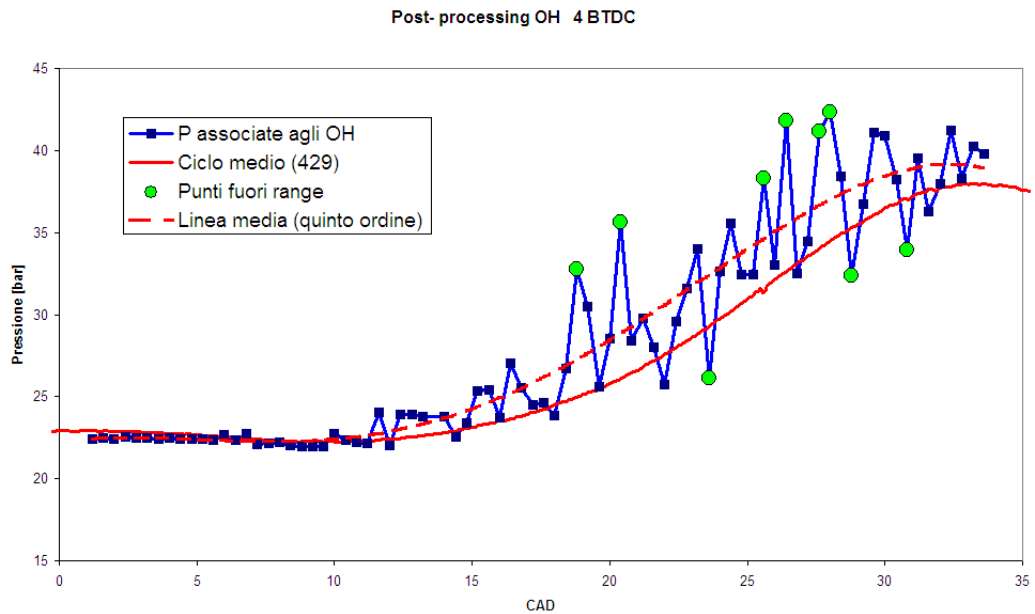


Fig. 3.56: 4 BTDC OH; *post-processing* delle acquisizioni di OH.

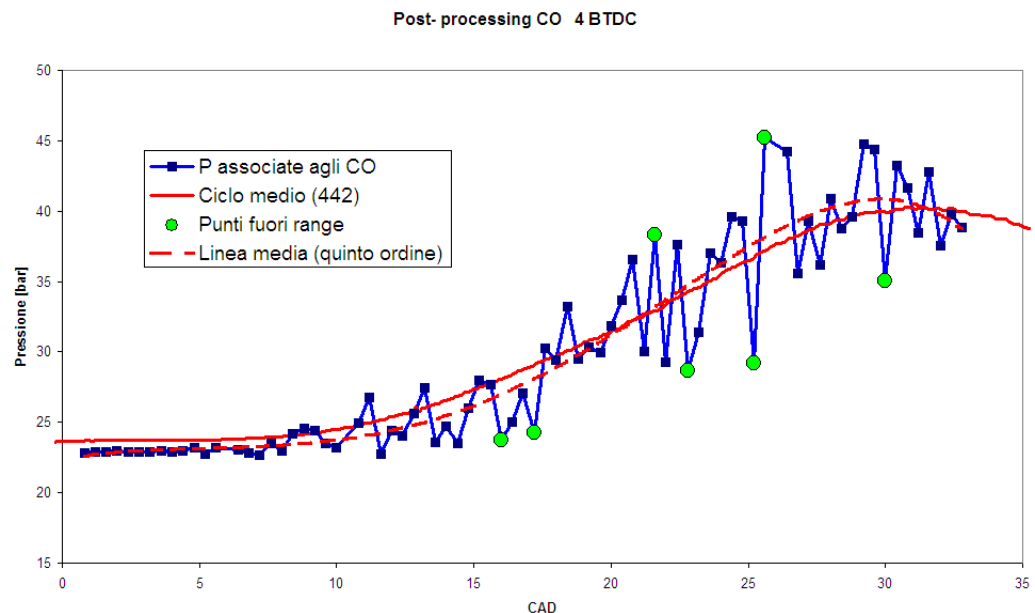


Fig. 3.57: 4 BTDC CO; *post-processing* delle acquisizioni di CO.

Le aberrazioni nell'acquisizione ottica sono state individuate mediante confronto con una 'banda' centrale individuata dal ciclo medio e da una polinomiale del quinto ordine.

Una volta eliminati i dati fuori *range*, i rilievi ottici sono stati confrontati con i radicali calcolati in corrispondenza del ciclo medio (Figg. 3.58 e 3.59):

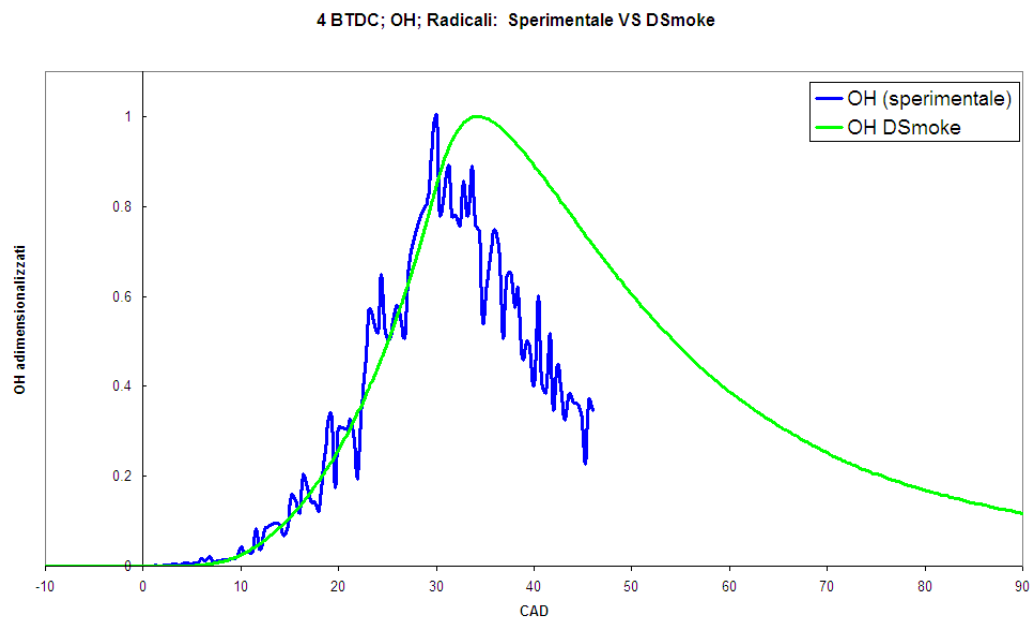


Fig. 3.58: 4 BTDC OH; Ciclo medio: Confronto tra acquisizioni ottiche di OH e corrispondente andamento calcolato.

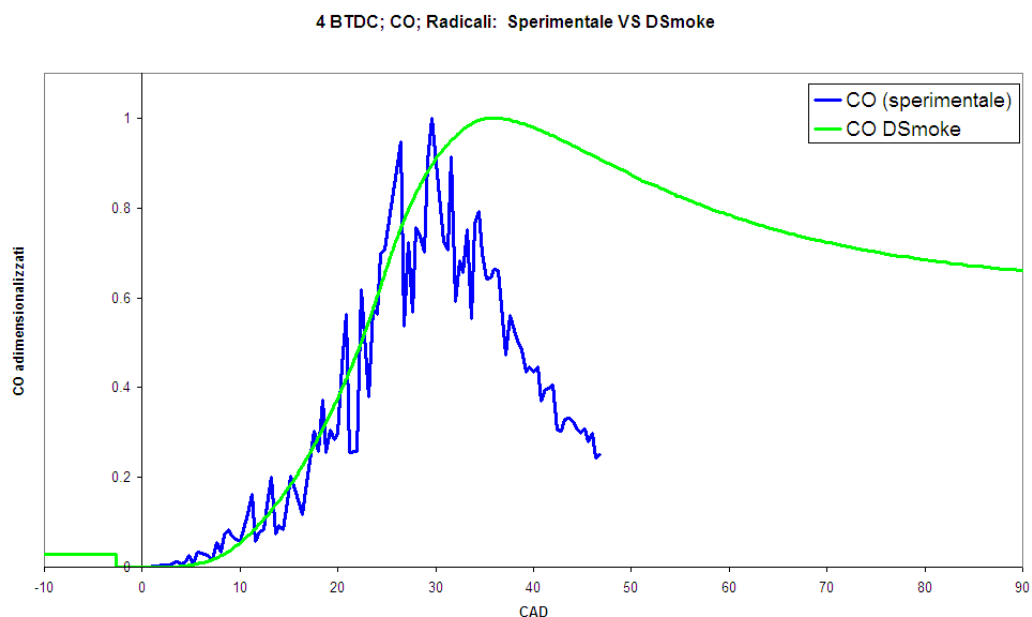


Fig. 3.59: 4 BTDC CO; Ciclo medio: Confronto tra acquisizioni ottiche di CO e corrispondente andamento calcolato.

Nell'andamento calcolato delle specie radicali si trova un'ulteriore conferma dell'assenza di detonazione e un discreto accordo con i dati sperimentali. Dalla simulazione del ciclo medio è possibile consolidare la conclusione di assenza di fenomeni detonanti anche attraverso l'andamento del raggio del fronte di fiamma (Fig. 3.60 da confrontare con la Fig. 3.15) e della legge di rilascio del calore (Fig. 3.61).

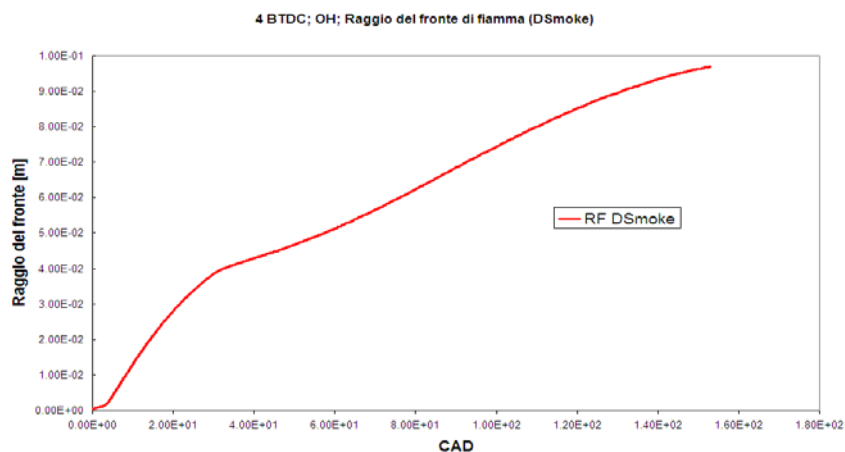


Fig. 3.60: 4 BTDC OH; Ciclo medio: Raggio del fronte di fiamma.

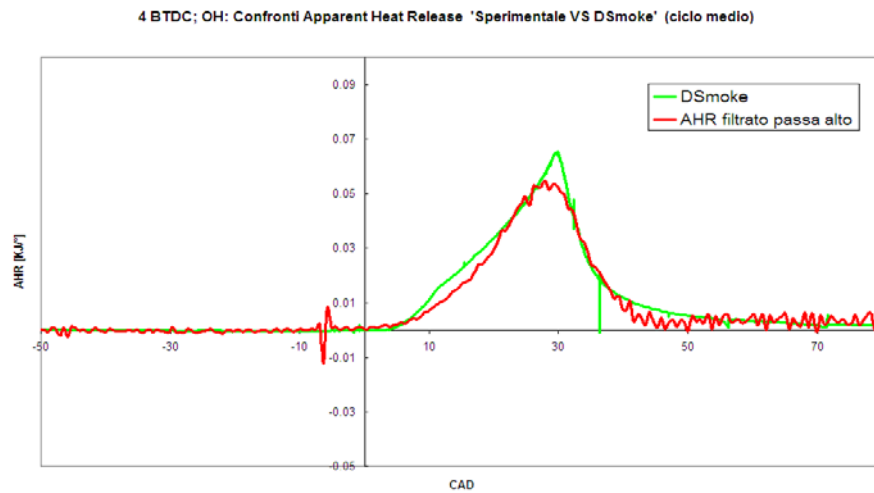


Fig. 3.61: 4 BTDC OH; AHR; Ciclo medio: 'Sperimentale filtrato passa-alto' VS DSmoke.

L'andamento del raggio del fronte di fiamma non presenta picchi nella zona combustione, così come la legge di rilascio del calore risulta molto meno 'frastagliata' rispetto ai casi precedenti.

Infine, l'ultima analisi è incentrata ancora sulla valutazione degli indici di detonazione e della qualità dei filtri (Fig. 3.62; Tabella 3.7):

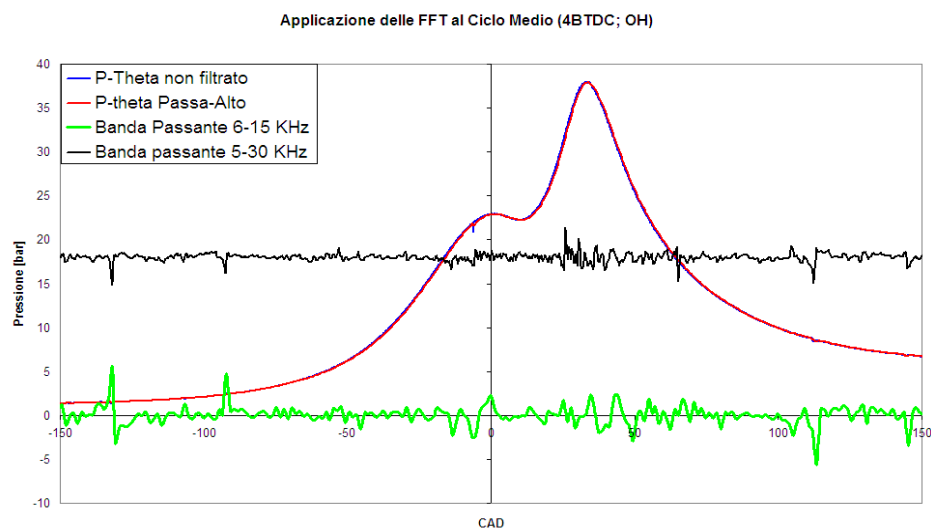


Fig. 3.62: 4 BTDC OH; Filtri HP e BP applicati al ciclo medio.

La Fig. 3.62 mette chiaramente in evidenza la netta diminuzione della componente detonante, per entrambi i filtri BP (*band pass*). La stessa conclusione si potrebbe trarre osservando le componenti detonanti relative al secondo test (CO) a 4 BTDC.

	<b>Anticipo 4 BTDC_OH</b>	<b>Anticipo 4 BTDC_CO</b>
<b>KI (6-15kHz) [bar]</b>	0.0223	0.04
<b>KI (5-30 kHz) [bar]</b>	0.0101	0.0148
<b>KI (IMN) %</b>	0.006	0.312
<b>KE (6-15 kHz) [bar^2]</b>	0.00001567	0.00001832

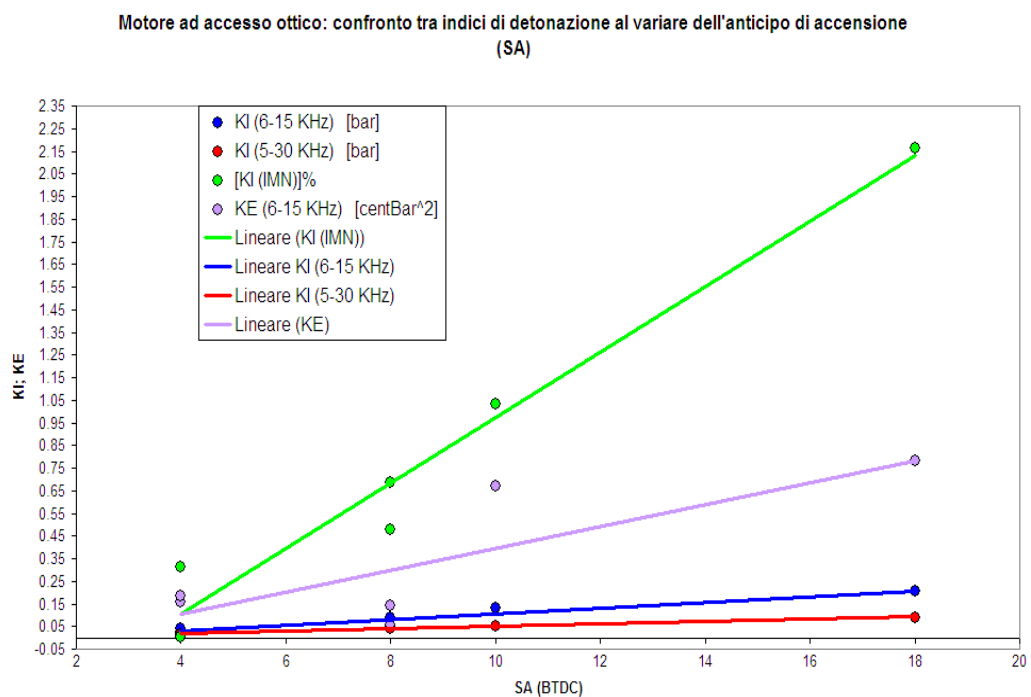
*Tabella 3.7:* Indici di detonazione valutati sui cicli medi della prova '4 BTDC'.

Gli indici di detonazione concordano pienamente, seppure in misura diversa, sulla completa estinzione del fenomeno detonante.

### 3.6 Tavole sinottiche conclusive

Al fine di ottenere una visualizzazione globale degli studi condotti nel presente capitolo, verranno qui proposte delle tavole riassuntive riferite ai principali parametri motoristici e indiciali analizzati.

Una delle tavole sinottiche più interessanti riguarda certamente gli indici di detonazione (*Fig. 3.63*):



*Fig. 3.63*: Tavola sinottica degli indici di detonazione.

Dalla *Fig. 3.63* si evince la validità dei quattro indici: tracciando le linee soglia orizzontali alle quote 0.5, 0.2 e 0.05, tutti concordano su:

- presenza di detonazione per anticipi 18 e 10 BTDC
- assenza di detonazione per un anticipo 4 BTDC
- incertezza/ debole detonazione per l'anticipo 8 BTDC
- globale tendenza all'aumento dell'intensità del fenomeno al crescere

dell'anticipo.

Come accennato nel paragrafo 2.4, il metodo di Nilsson per il calcolo della *knock energy* ha anche la finalità di individuare delle correlazioni tra detonazione e parametri di combustione quali la  $x_{unburned\ knock}$  (frazione di massa non

ancora bruciata all'innesco della detonazione). Il coefficiente di correlazione tra  $KE$  e  $x_{unburned\ knock}$  è massimo qualora si utilizzi la (2.13), in scala logaritmica, in

luogo della (2.11). In questa sede, a causa della mancata conoscenza di molte grandezze statistiche implicate dalla (2.13), è stata utilizzata la (2.11): per il ciclo più significativo di ogni anticipo, la *knock energy* è stata associata alla frazione  $x_{unburned\ knock}$  calcolata senza cinetica dettagliata (Tabella 3.8).

	CAD inizio detonazione	X unburnt [%]	KE [bar^2]
<b>4 BTDC OH</b>	-	-	0.00001567
<b>4 BTDC CO</b>	-	-	0.00001832
<b>8 BTDC OH (ciclo medio)</b>	55	0.009	0.00000555
<b>8 BTDC CO (ciclo massimo)</b>	41	0.010	0.00001702
<b>10 BTDC (ciclo medio)</b>	33	0.014	0.00006719
<b>18 BTDC (ciclo medio)</b>	15.6	0.034	0.00007807

Tab. 3.8: Correlazione tra *knock energy* e  $x_{unburned\ knock}$ .

Per quanto riguarda i parametri motoristici, si considerino le tavole sinottiche in Fig. 3.64, 3.65, 3.66, 3.67, 3.68 e 3.69:

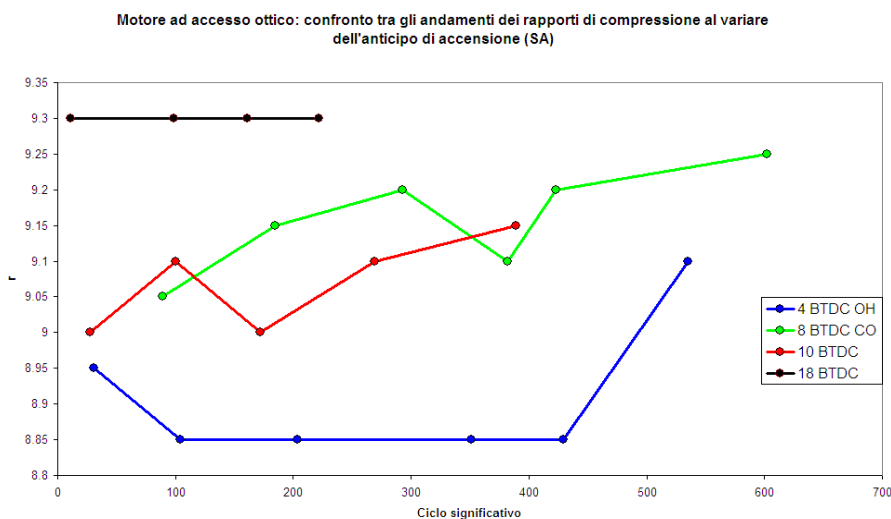


Fig. 3.64: Tavola sinottica del rapporto di compressione.



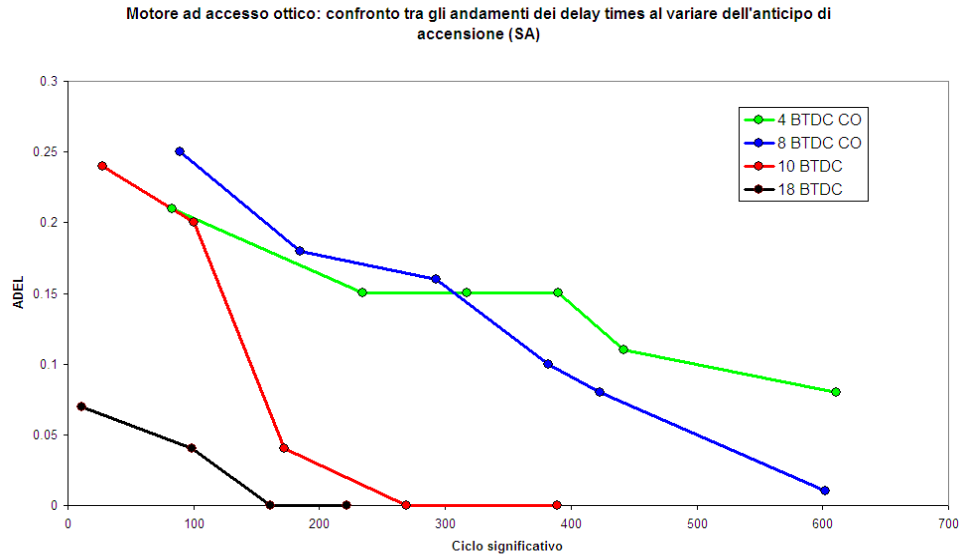


Fig. 3.65: Tavola sinottica del *delay time*.

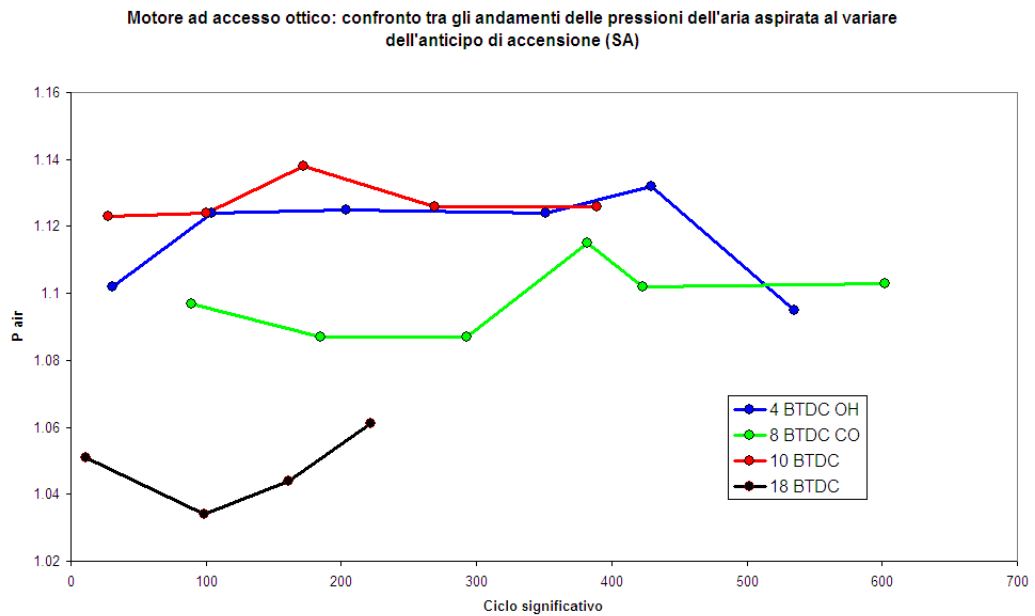


Fig. 3.66: Tavola sinottica della pressione dell'aria aspirata.

Motore ad accesso ottico: confronto tra gli andamenti della temperatura del pistone al variare dell'anticipo di accensione (SA)

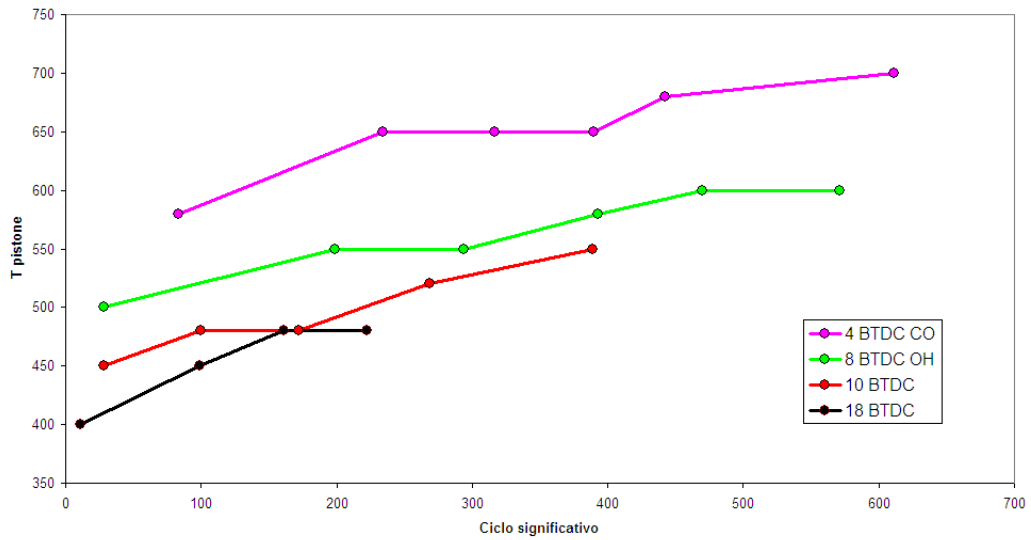


Fig. 3.67: Tavola sinottica della temperatura del pistone.

Motore ad accesso ottico: confronto tra gli andamenti delle temperature delle pareti del cilindro al variare dell'anticipo di accensione (SA)

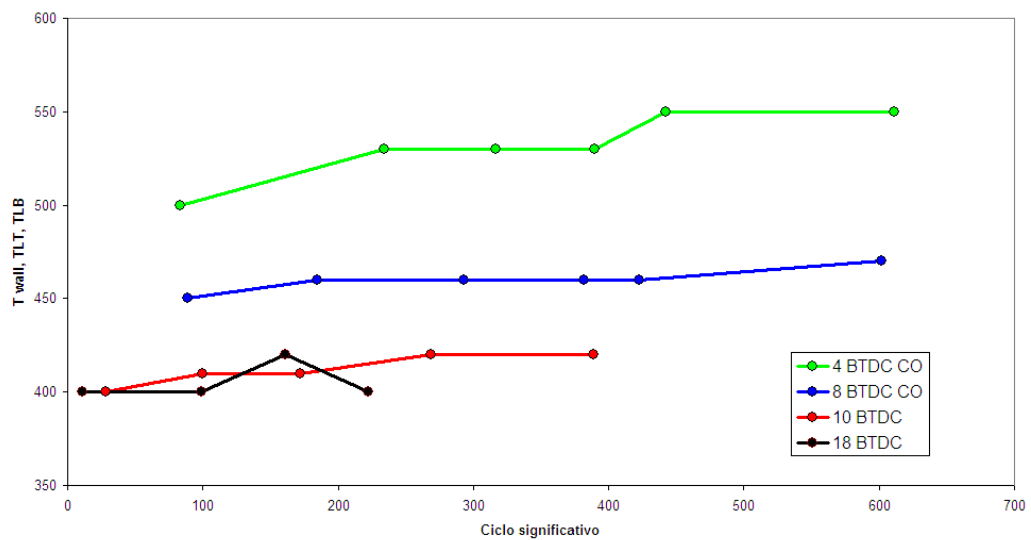


Fig. 3.68: Tavola sinottica delle temperature delle pareti.

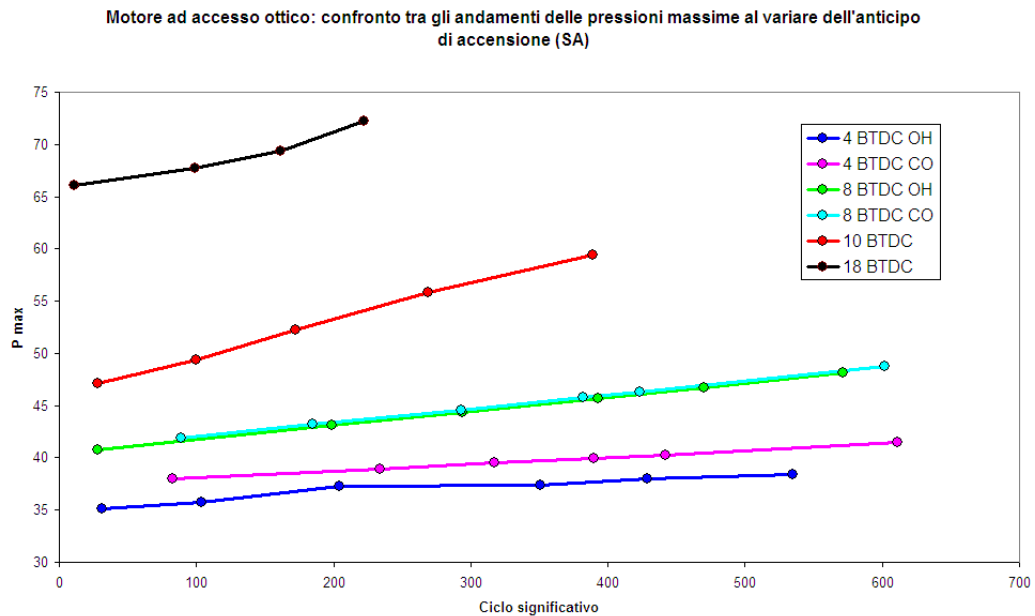


Fig. 3.69: Tavola sinottica dei picchi di pressione.

Per uno stesso anticipo, il rapporto di compressione, la pressione dell'aria aspirata e la temperatura delle pareti del cilindro hanno una chiara tendenza a rimanere circa costanti; mentre la temperatura dei pistoni e i picchi di pressione tendono gradualmente a crescere (deriva termica). Il *delay time* tende generalmente a decrescere verso il valore nullo.

Al crescere dell'anticipo, invece, crescono il rapporto di compressione e i picchi di pressione; mentre decrescono le temperature e i *delay times*.

La pressione dell'aria aspirata non è direttamente legata alla variazione dell'anticipo: essa infatti dipende esclusivamente dal comportamento del compressore a monte.

Le Figg. 3.65 e 3.67 mostrano l'effettiva validità dell'ipotesi di una deriva termica fortemente legata alla temperatura dei pistoni e ai tempi di incubazione della fiamma.



# CAPITOLO IV

## Motore Alfa Romeo

### 4.1 Presentazione e analisi delle prove sperimentali

La vasta attività sperimentale condotta al banco prova del Dipartimento di Energia del Politecnico di Milano, con riferimento al propulsore Alfa Romeo descritto nel paragrafo 2.1, ha prodotto una notevole gamma di risultati, i quali costituiranno l'*input* del presente capitolo. Le prove effettuate hanno una struttura completamente diversa rispetto a quelle condotte sul motore ad accesso ottico studiato nel Cap. 3, quindi verrà evidenziata anche la flessibilità del metodo di analisi, improntandolo in modo nettamente diverso.

In primo luogo, tra i dati disponibili sono stati presi in considerazione solo quelli dedicati allo studio della detonazione, a pieno carico e con rapporto di equivalenza pari a 0.9. L'insieme di queste prove può essere suddiviso in quattro grandi famiglie, ognuna afferente ad uno specifico combustibile utilizzato: una per il surrogato A1 (v. paragrafo 2.2), una per il surrogato D2 e due per la benzina commerciale '95 RON', denominate '95 RON' e '95 RON bis'.

Ogni famiglia è stata testata per tre regimi di rotazione: 1500 *rpm*, 3000 *rpm* e 4500 *rpm*. Inoltre, per ciascun regime, sono state condotte numerose prove variando l'anticipo d'accensione.

Ogni prova è costituita da 50 cicli e lo *step* di variazione dell'anticipo è, a meno di piccoli scostamenti, pari ad 1.5 CAD ogni due prove.

Per chiarire meglio il discorso, consideriamo la prima condizione che verrà analizzata: 1500 *rpm*, famiglia relativa al surrogato A1. Essa consta di 65 prove, per le quali l'anticipo è stato prima variato da 3.6° ATDC a 17.6° BTDC, ed infine riportato da 17.6° a -3.6° BTDC. Se si estende questa descrizione ad ogni caso considerato, si ottiene la seguente tabella riassuntiva:

<b>Famiglia di combustibile</b>	<b>Regime di rotazione</b>	<b>Numero di cicli per ogni prova</b>	<b>Prove condotte per ogni regime</b>	<b>Range di variazione dell'anticipo 'min_max_min' [CAD BTDC]</b>
<b>Surrogato A1</b>	1500 <i>rpm</i>	50	65	-3.6_17.6_-3.6
	3000 <i>rpm</i>	50	81	-2.5_23_-2.5
	4500 <i>rpm</i>	50	72	3.5_23_3.5
<b>Surrogato D2</b>	1500 <i>rpm</i>	50	103	-3.7_20.3_3.3
	3000 <i>rpm</i>	50	132	-3.5_23.5_-3.5
	4500 <i>rpm</i>	50	104	2.5_24_2.2
<b>95 RON</b>	1500 <i>rpm</i>	50	50	-3.5_13.2_-4.9
	3000 <i>rpm</i>	50	74	-2.5_20_1.9
	4500 <i>rpm</i>	50	57	2.5_22_2.5
<b>95 RON bis</b>	1500 <i>rpm</i>	50	76	-4.5_17.7_4.1
	3000 <i>rpm</i>	50	105	-3_22.5_15.1
	4500 <i>rpm</i>	50	95	2.5_20.1_12.6

*Tabella 4.1:* Struttura dei dati sperimentali disponibili per il motore Alfa-Romeo

Si noti che a volte gli anticipi hanno segno negativo, indicando un valore localizzato dopo il PMS: ad esempio, il valore '-3.6 CAD BTDC' indica 3.6 CAD dopo il PMS, ovvero 3.6 ATDC.

Ogni regime di rotazione è inoltre caratterizzato da un tipico anticipo di funzionamento, detto *anticipo standard*. Quest'ultimo vale 6.5 BTDC per il regime di 1500 rpm, mentre si assesta su un valore pari a 17 BTDC per i regimi 3000 rpm e 4500 rpm.

Chiarita la struttura delle prove da studiare, si può dunque procedere alla descrizione dei passi seguiti al fine di compierne un'analisi completa:

- considerata la vasta casistica da analizzare in tempi ragionevoli, si è scelto di non selezionare dei cicli significativi utili allo studio della deriva termica. Il *post-processing* volto a superare problemi di dispersione ciclica e deriva termica è stato semplicemente condotto calcolando, per ogni prova, un ciclo medio aritmetico e rilevando l'andamento degli anticipi effettivi ( *Tabella 4.1* ).

- con riferimento ad un regime di rotazione in esame all'interno di una famiglia di combustibile, sono stati analizzati tutti i cicli rilevati, al fine di individuare graficamente quello con detonazione più intensa. La procedura è stata ripetuta per ogni regime di ogni famiglia.

- una volta selezionato il ciclo con massima intensità di detonazione (solitamente in corrispondenza delle prove con anticipo massimo), sono state condotte numerose simulazioni in GASDYN, utilizzando lo schema grafico in *Fig. 4.1*. I parametri descrittivi il cilindro sono stati inseriti nella sotto-finestra riportata in *Fig. 4.2*.

La prima parte delle simulazioni è stata incentrata sul calcolo, con e senza cinetica dettagliata, del ciclo con anticipo corrispondente alla massima detonazione, selezionato nella fase precedente.

In seguito, sempre per il ciclo con massima detonazione di ogni regime di ciascuna famiglia, è stato analizzato il decadimento della detonazione: in pratica, per ogni condizione studiata a partire circa dal massimo anticipo, sono stati simulati cicli con cinetica dettagliata e anticipo man mano decrescente. In questo modo si è notata la progressiva riduzione del picco detonante calcolato, nonché la sua contemporanea posticipazione.

E' necessario sottolineare che, per ogni condizione simulata su questo propulsore, sono stati immessi di volta in volta solo l'anticipo e il regime in esame, senza alcuna calibratura *ad hoc* degli altri parametri motoristici (*Fig. 4.2*).

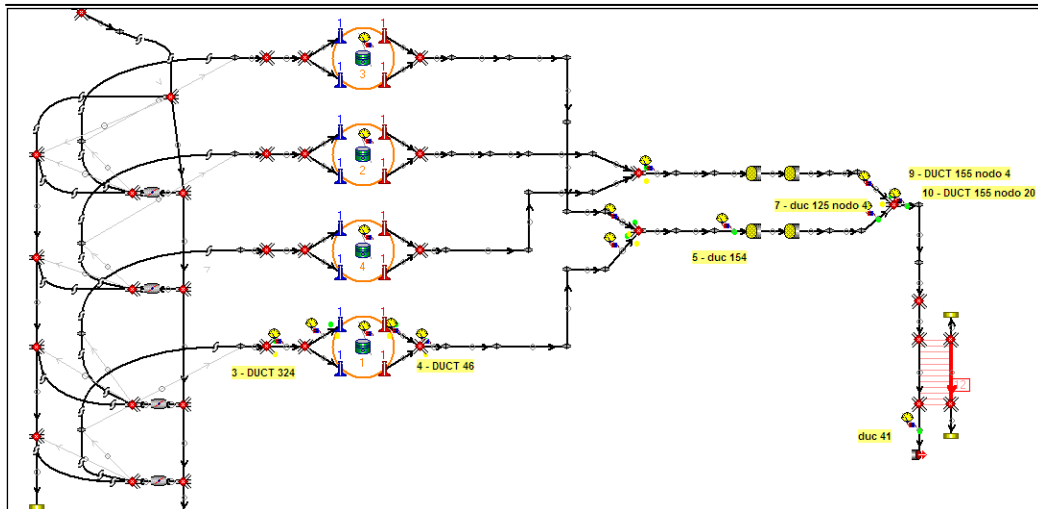


Fig. 4.1: Propulsore Alfa Romeo 2000 – 16V schematizzato nel GasdynPre.

**Cylinder data**

Firing order: 4  
 Crank angle: 540  
 EVO press.: 4  
 EVO temp.: 800  
 Wall temp.: 470  
 Rod length: 0.145  
 Bore: 0.083  
 Stroke: 0.091  
 Compr. ratio: 10.15  
 Surf. ratio: 1.12  
 AVC init. press.: 1.3  
 AVC init. temp.: 300  
 Fuel Type: Gasoline  
 Fuel molec. mass: 114.214  
 LHV: 43000  
 H/C ratio: 1.92

**Heat exchange model**

Annand  
 Annand A: 0.45  
 Annand B: 0.7  
 Annand C: 4.33E-12  
 Woschni  
 C1: 3.26  
 C2 (other cycle phases): 2.28  
 C2 (gas exchange): 6.18  
 Conc2 (other cycle phases): 2.308  
 Conc2 (gas exchange): 2.417  
 C3 (comp. and gas exch.): 0  
 C3 (combust. and expan.): 0.00324  
 n: 1.32

**Engine thermodynamic cycle**

Diato (spark ignition)  
 Diesel (comp. ignition)  
 Fuel model  
 A/F ratio  
 Injected fuel mass  
 Combustion model  
 None  
 1 zone  
 3 zones  
 M-zone  
 Fractal  
 Combustion chamber  
 Cylindrical  
 Pent-roof

**Two-zone model data**

Delay time: 0.1  
 $CL = cL + \beta CL \cdot rpm - \gamma CL$   
 cL: 0.3  
 $\beta CL$ : 0.000015  
 $\gamma CL$ : 0.05  
 $C_{\beta}$ : 1  
 $X_{\beta}$ : 0.7  
 $D_L$ : 2  
 $D_T$ : 2.35

**Speed rate related data**

RPM	Spark Advance	BTDC
1000	12	-5
1500	12	-7.5
2000	12.3	-10.5
2500	12.3	-15.5
3000	12.3	-18
3500	12.3	-18
4000	12.3	-18
4500	12.3	-18
5000	12.3	-19
5500	12.2	-21

**HC model data**

Piston diameter: 0.0825  
 Crevice height: 0.0055  
 Them. layer: 1000  
 HC fraction: 0.7  
 Vapour volume: 165.12  
 Arhenius coef.: -0.2  
 Oil density: 0.85  
 Oil thickness: 0.000001  
 Oil molec. mass: 422  
 cp Oil: 2.2

**Chemical equilibrium model**

Fast method (11 spec)  
 Advanced met. (21 spec)  
 Hydrogen, fast (8 spec)  
 Hydrogen, adv (14 spec)

**Kinetic NO model (Zeldovich)**

Extended (6 react)  
 SuperExtended (67 react)

**Kinetic CO model**

Kinetic (11 spec)  
 Kinetic adv (12 spec)  
 Semi-empirical CO model  
 CO cal. coef.: 0.5

Fig. 4.2: Inserimento dei parametri motoristici e geometrici del cilindro, in ambiente GasdynPre, per il propulsore Alfa Romeo 2000 – 16V.



Analizzate le condizioni di decadimento della detonazione, la conseguente costruzione di alcune tavole sinottiche permetterà di visualizzarne i risultati in modo chiaro e riassuntivo. Al fine di ampliare i risultati e i possibili confronti critici, in queste tavole sinottiche saranno riportate anche delle simulazioni condotte utilizzando combustibili TRF e surrogati ENI (B, C e 95 ENI, paragonabili alle benzine commerciali, paragrafo 2.2) sugli stessi anticipi toccati dai surrogati e dal 95 RON.

A valle delle analisi in pressione, sono state calcolate le leggi di rilascio del calore per i cicli sperimentali (con massima detonazione, mediati localmente o filtrati passa-alto, come indicato nel paragrafo 2.4) e calcolati (con o senza cinetica chimica dettagliata), per ogni condizione indicata in *Tabella 4.1*.

Infine, verranno mostrati alcuni risultati interessanti ottenuti dal calcolo della *knock intensity* e della *knock energy* per i cicli con massima detonazione.

## 4.2 Detonazione massima e successivo decadimento

L'analisi delle due tipologie di surrogati ha prodotto dei risultati simili dal punto di vista della detonazione massima e successivo decadimento al decrescere dell'anticipo. Per brevità, tra i due si riportano solo gli esiti relativi al surrogato A1.

Le Figg. 4.3, 4.4 e 4.5 ne riportano i cicli con massima detonazione, ciascuna rispettivamente riferita ai regimi 1500, 3000 e 4500 rpm. Poiché ogni regime del surrogato A1 è stato testato attraverso circa 73 prove, ciascuna delle quali costituita mediamente da 50 cicli ( Tabella 4.1 ), si può assumere che ognuna delle tre figure seguenti è stata selezionata tra 3500 - 4000 cicli, caratterizzati da circa 30 anticipi diversi.

Nella Fig. 4.6 è possibile visualizzare un chiarimento grafico dell'andamento degli anticipi, mettendo in evidenza il *range* di principale interesse, ovvero dall'anticipo standard all'anticipo massimo con successivo ritorno al punto di partenza.

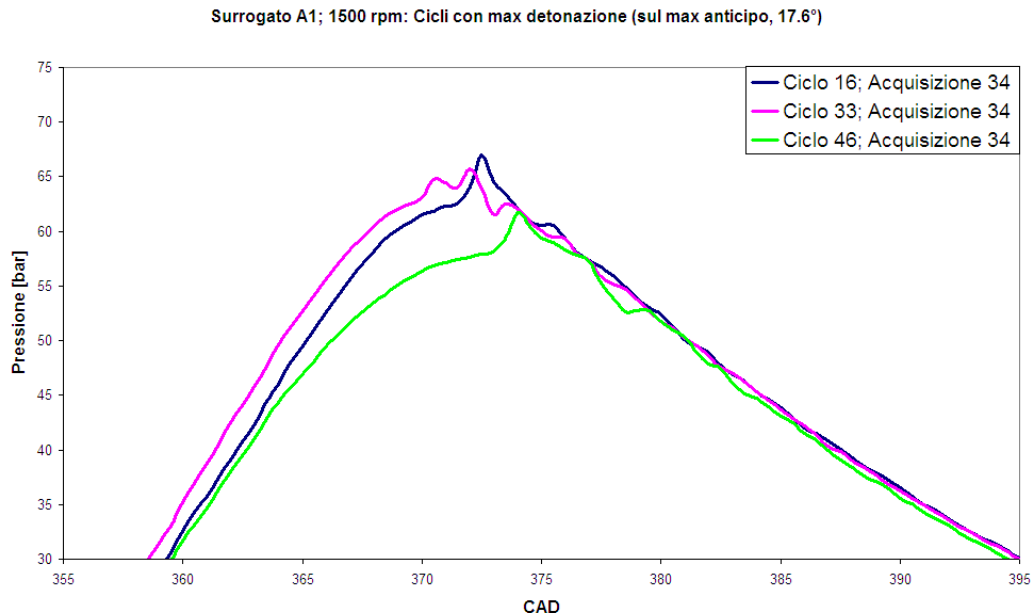


Fig. 4.3: Cicli con massima detonazione selezionati tra le prove condotte con il surrogato A1 a 1500 rpm.

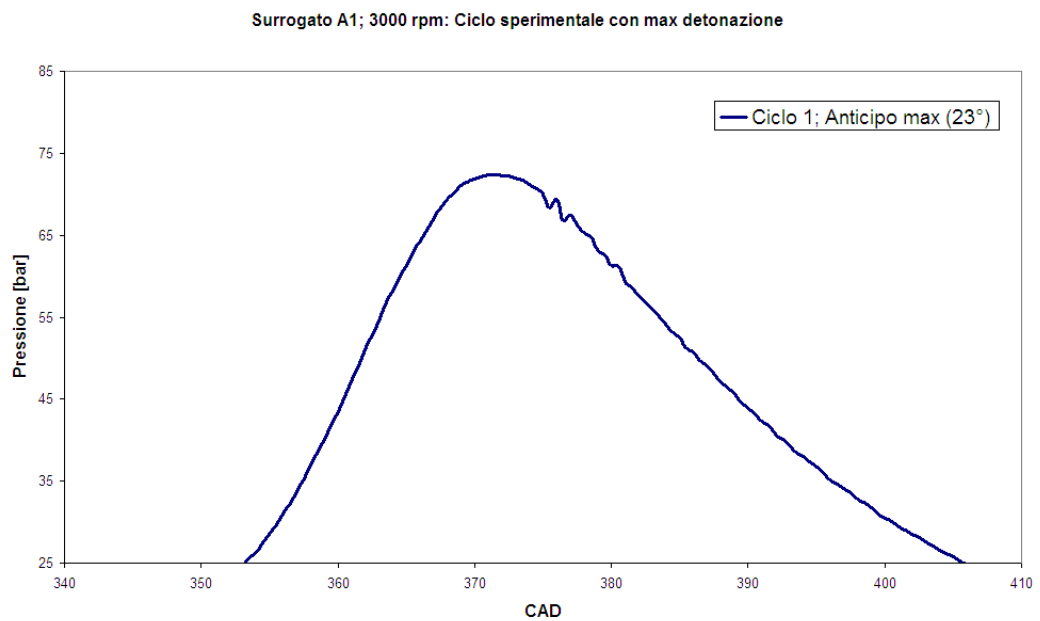


Fig. 4.4: Acquisizione con massima detonazione selezionata tra le prove condotte con il surrogato A1 a 3000 rpm.

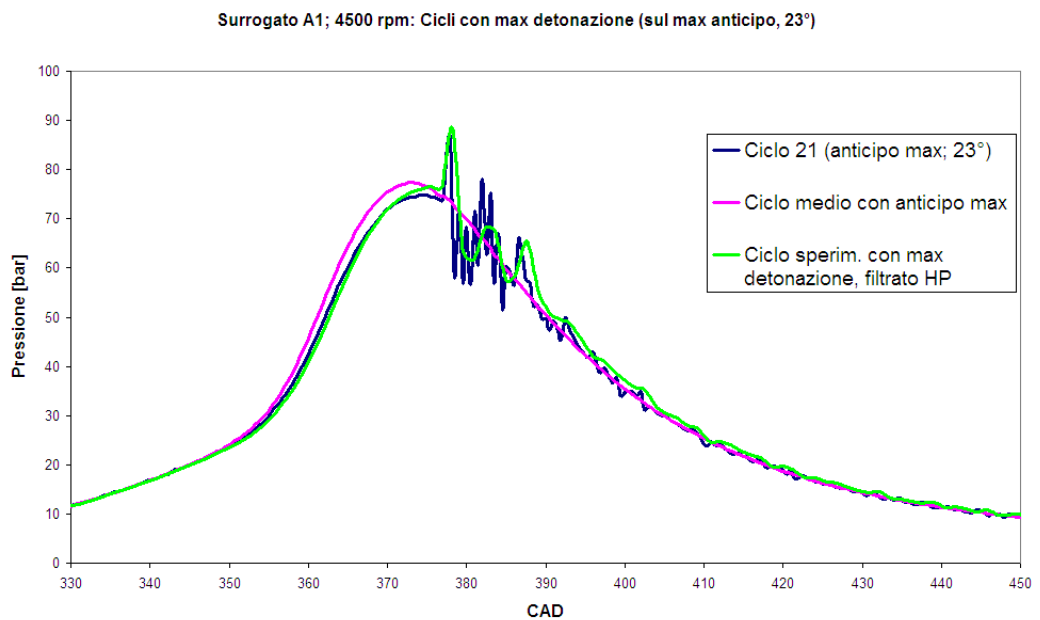


Fig. 4.5: Acquisizione con massima detonazione, con e senza filtro passa-alto, selezionata tra le prove condotte con il surrogato A1 a 4500 rpm. Parallelo confronto con il ciclo medio.

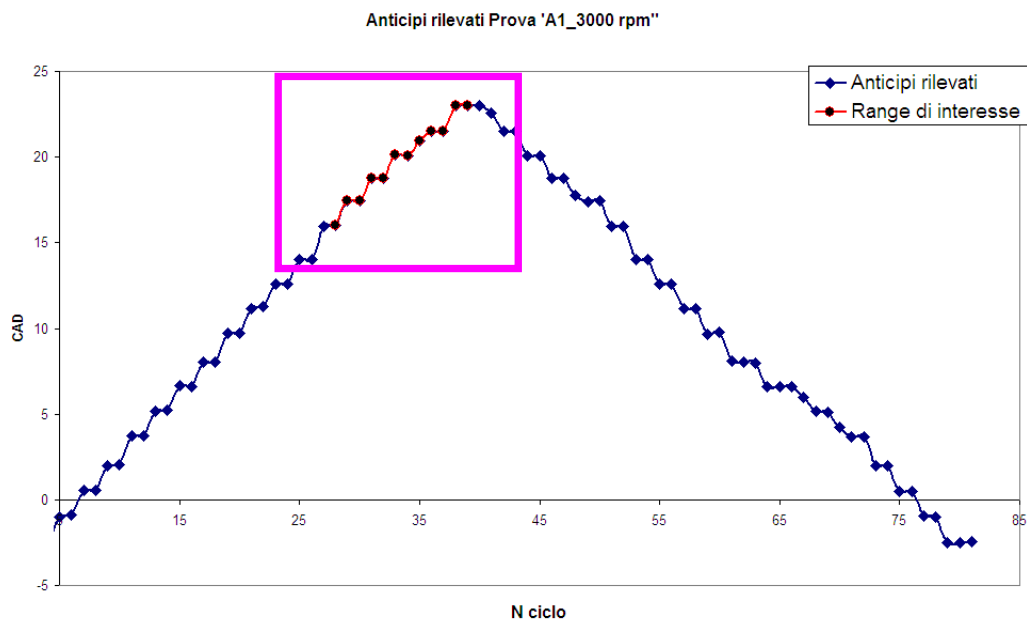


Fig. 4.6: Andamento degli anticipi nel corso delle prove condotte per il regime 3000 rpm della famiglia 'Surrogato A1'. In evidenza il range di interesse.

Dalle Figg. 4.3 e 4.4, si nota una detonazione massima localizzata in corrispondenza del massimo anticipo, ma comunque piuttosto lieve per bassi regimi. La Fig. 4.5 mostra invece una detonazione notevole a 4500 rpm e il ciclo medio sufficientemente in accordo con l'acquisizione ad anticipo massimo. L'elevato regime di rotazione ha consentito il rilievo di frequenze molto grandi e quindi una significativa applicazione del filtro passa-alto: si può notare come la media aritmetica su 50 cicli ha sufficientemente approssimato il ciclo reale, mentre il filtro ha permesso una visualizzazione più precisa dell'effetto dell'esclusione delle sole componenti ad alta frequenza dal ciclo reale. Fin qui l'analisi ha confermato ciò che in generale ci si attendeva, ma più avanti le Figg. 4.8, 4.9 e 4.10 mostreranno, nonostante un globale buon accordo, qualche risultato inaspettato.

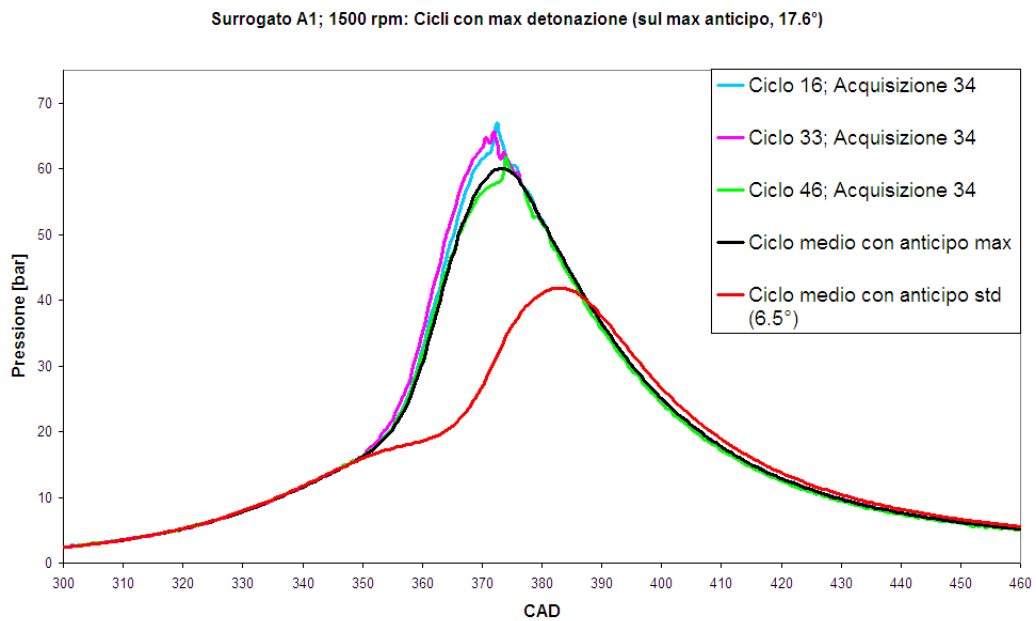


Fig. 4.7: Surrogato A1, 1500 rpm: confronto tra cicli sperimentali con massima detonazione e 'cicli medi con anticipo massimo e standard'.

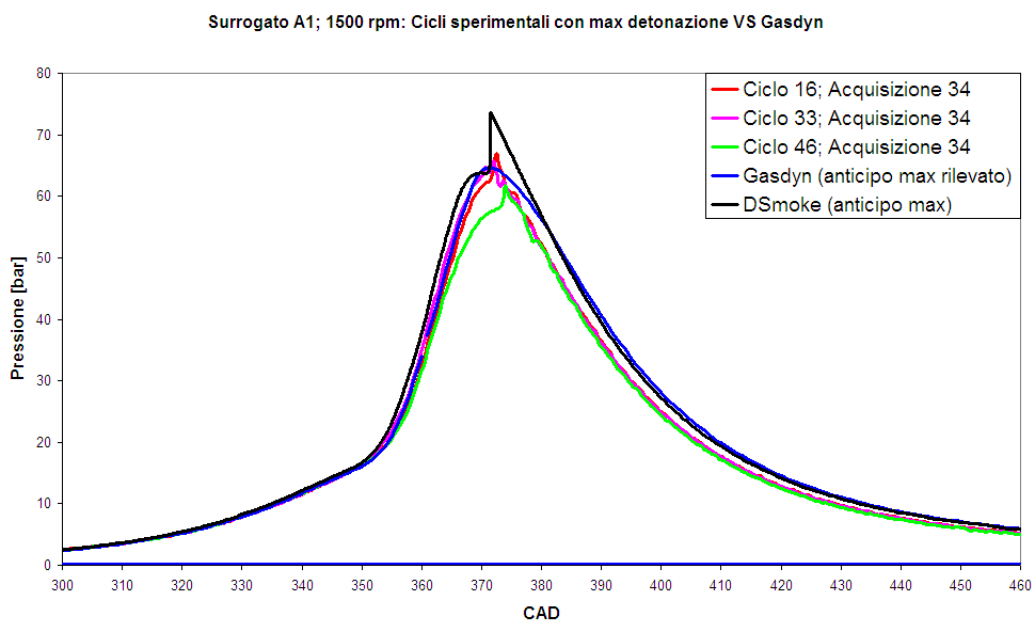


Fig. 4.8: Surrogato A1, 1500 rpm: confronto tra ciclo sperimentale con massima detonazione e simulazioni Gasdyn, con e senza cinetica chimica dettagliata.

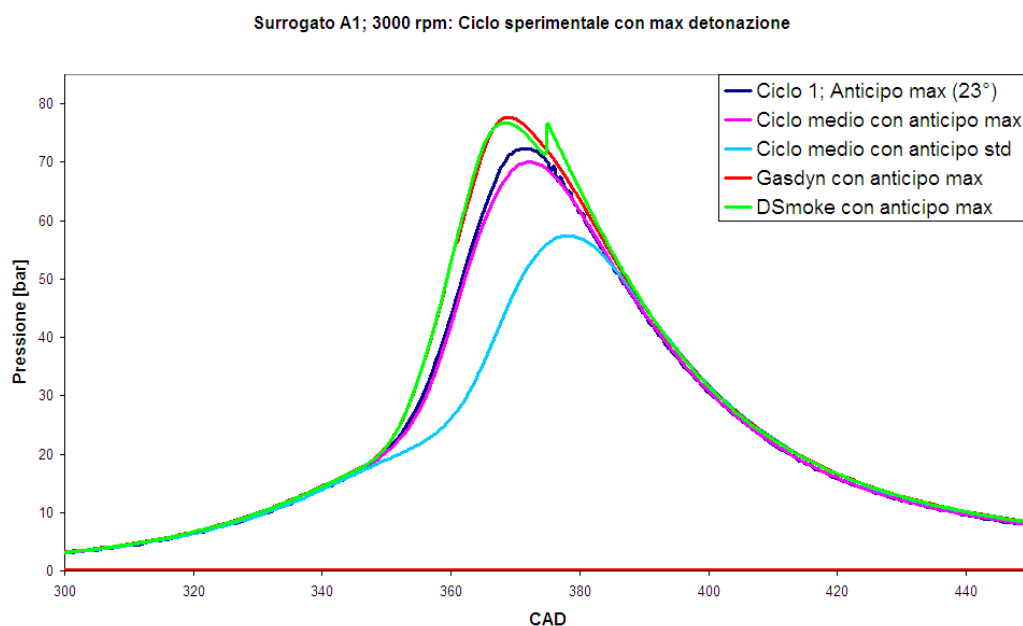


Fig. 4.9: Surrogato A1, 3000 rpm: confronto tra ciclo sperimentale con massima detonazione, simulazioni Gasdyn e cicli medi.

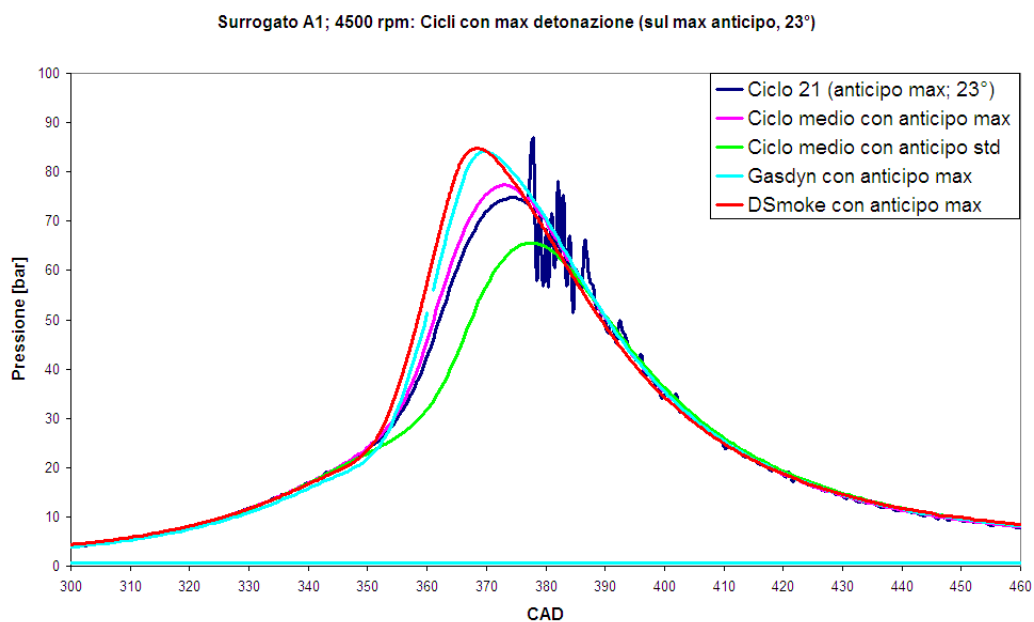


Fig. 4.10: Surrogato A1, 4500 rpm: confronto tra ciclo sperimentale con massima detonazione, simulazioni Gasdyn e ciclo medio con anticipo standard.

L'anomalia a cui si accennava in precedenza è riferita all'intensità dei picchi detonanti: ai bassi regimi, caratterizzati da una detonazione reale molto lieve, si nota che il picco simulato è ben visibile; a 4500 *rpm*, invece, la detonazione simulata è praticamente assente, nonostante dai dati sperimentali si veda nettamente il contrario.

A ciò si aggiunge un mancato accordo sulle fasi di compressione/combustione per i regimi 3000 e 4500 *rpm*: ciò può essere dovuto alla progressiva riduzione dei tempi di combustione, quindi alla tendenza verso l'ideale combustione a volume costante al crescere del numero di giri.

Queste inattese situazioni, esaltate ancor di più nelle *Figg. 4.11, 4.12 e 4.13*, potrebbero essere motivate ricordando la scarsa adattabilità del comportamento dei surrogati al variare del numero di giri del motore. Un'altra possibile causa, che comunque non escluderebbe la prima, potrebbe essere individuata nell'eventuale variazione di alcuni parametri fisici agli alti regimi.

Infine, una terza spiegazione potrebbe incentrarsi sulla riduzione, agli alti regimi, dei tempi disponibili per la combustione: probabilmente nel calcolo simulato, per tempi di combustione molto brevi, si considera più raro l'innesco di fenomeni detonanti. Questo motiverebbe gli esiti delle simulazioni, mentre il comportamento dei dati sperimentali può essere imputato alle seguenti cause:

- la descrizione della camera di combustione (e quindi il processo stesso di combustione) è molto semplificata, quindi non si tiene conto di molti aspetti importanti, quale ad esempio la presenza della doppia candela (*twin spark*)

- la presenza di una doppia accensione comporta la presenza di due fronti di fiamma e la loro interazione: questo potrebbe migliorare la combustione a bassi regimi (inibendo la detonazione)

- ad alti regimi, la velocità del processo di combustione può causare il mancato smaltimento di un'aliquota di calore e quindi la nascita zone calde, nelle quali successivamente viene inserita carica fresca: quest'ultima viene dunque a trovarsi in una condizione a rischio di detonazione

- per il regime 4500 *rpm*, l'innesco di una forte detonazione potrebbe essere anche dovuto al fatto che, per tale numero di giri, l'anticipo standard è molto vicino alla zona a rischio detonazione. La scelta di tale anticipo 'limite' è dovuta al parallelo obiettivo di massimizzazione della coppia.

Ovviamente, potrebbero sussistere anche due o più cause contemporaneamente, o le motivazioni di tali comportamenti vanno ricercate in altri aspetti qui non ipotizzati. Di sicuro, questa situazione suggerisce la necessità di ulteriori studi futuri.

Come già anticipato, nelle seguenti figure si osserverà un ulteriore aspetto della suddetta anomalia, infatti al decrescere dell'anticipo si noterà una detonazione molto persistente per i bassi regimi e di rapida estinzione a 4500 rpm.

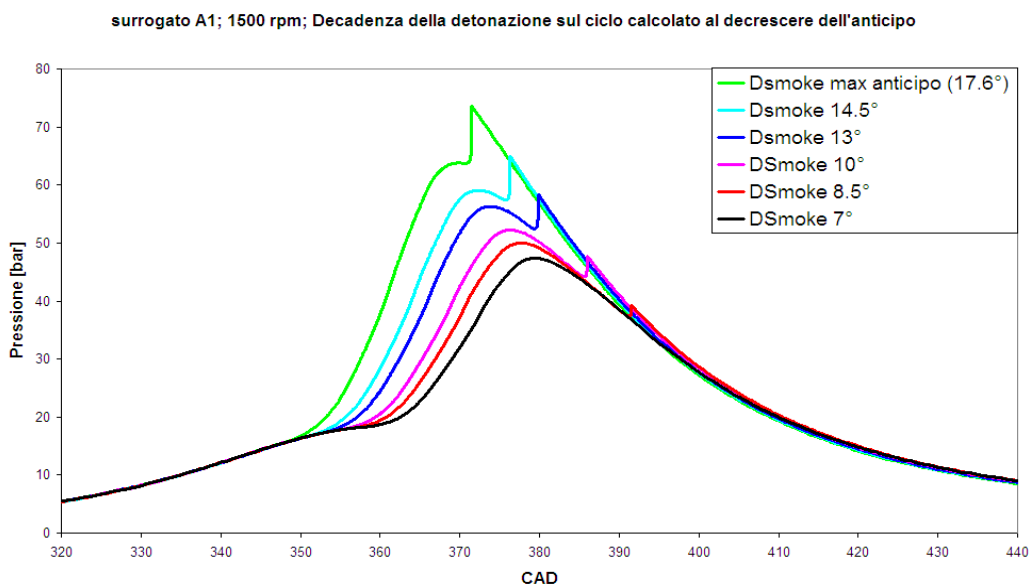


Fig. 4.11: Surrogato A1, 1500 rpm: decadimento e posticipazione del picco detonante per simulazioni DSmoke ad anticipo gradualmente diminuito.

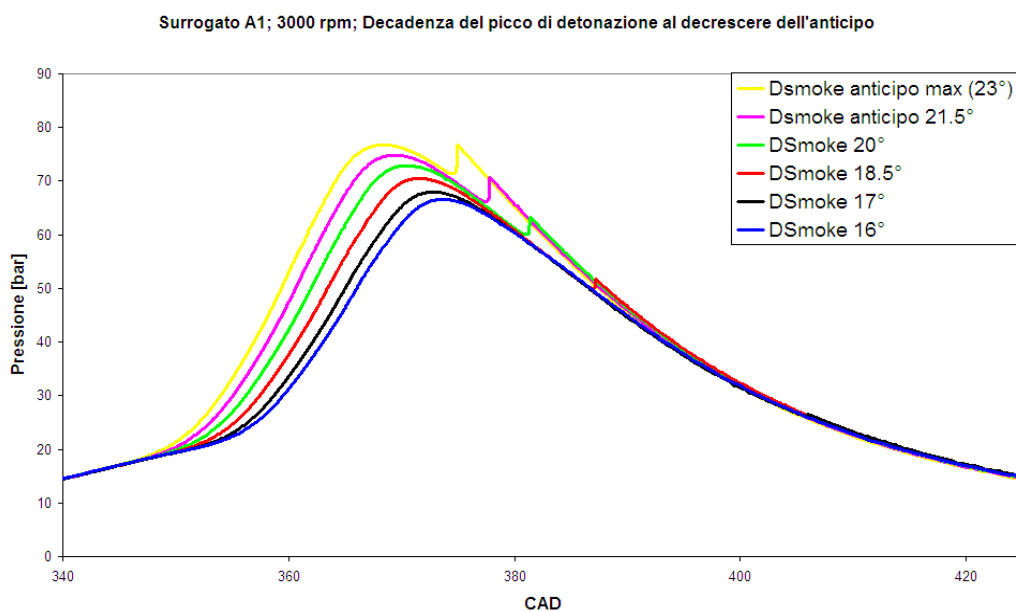


Fig. 4.12: Surrogato A1, 3000 rpm: decadimento e posticipazione del picco detonante per simulazioni DSmoke ad anticipo gradualmente diminuito.



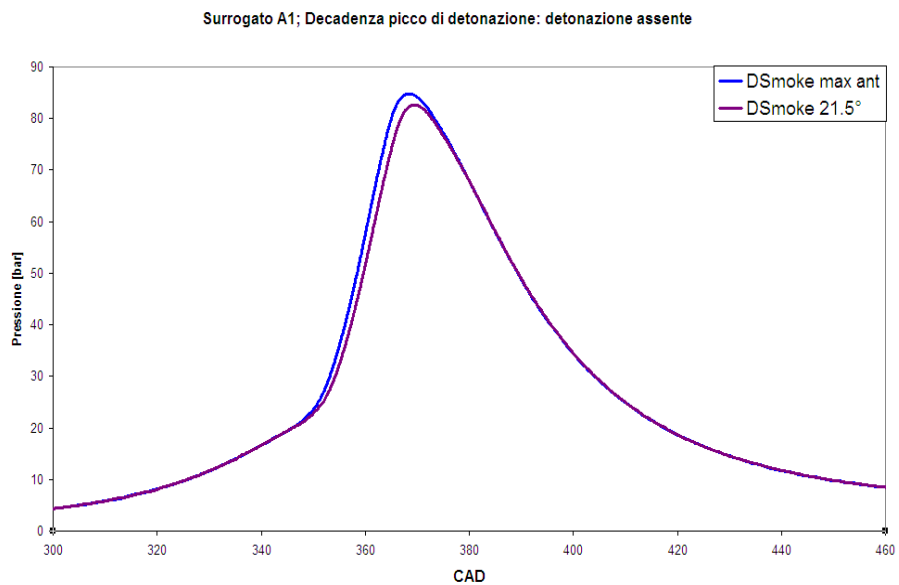


Fig. 4.13: Surrogato A1, 4500 rpm: assenza di detonazione.

Si cercheranno ora ulteriori indicazioni dall'analisi delle leggi di rilascio del calore, stimate ancora una volta mediante la (1.1).

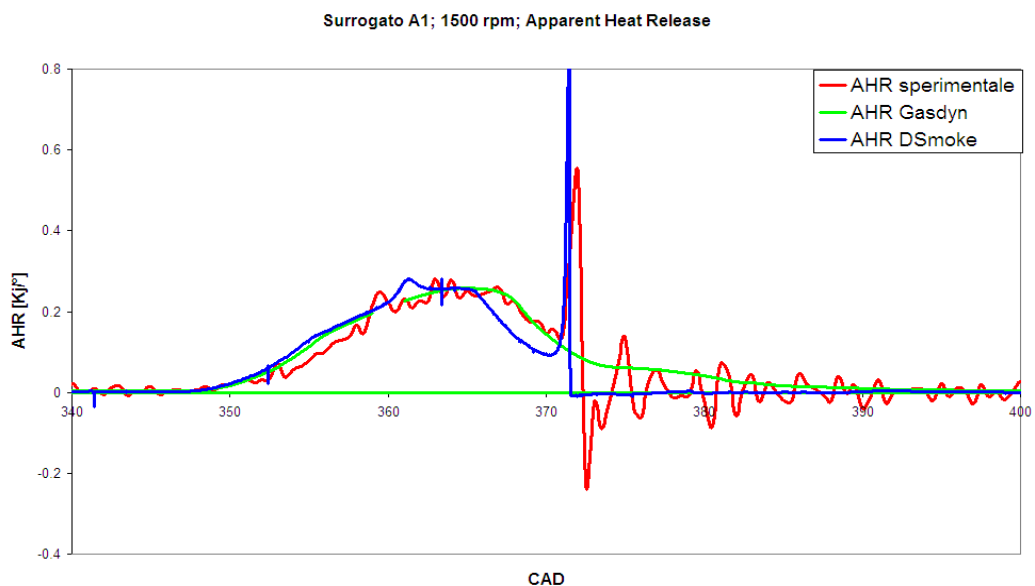


Fig. 4.14: Surrogato A1, 1500 rpm; AHR per il ciclo sperimentale con massima detonazione VS andamenti simulati con e senza cinetica chimica dettagliata.

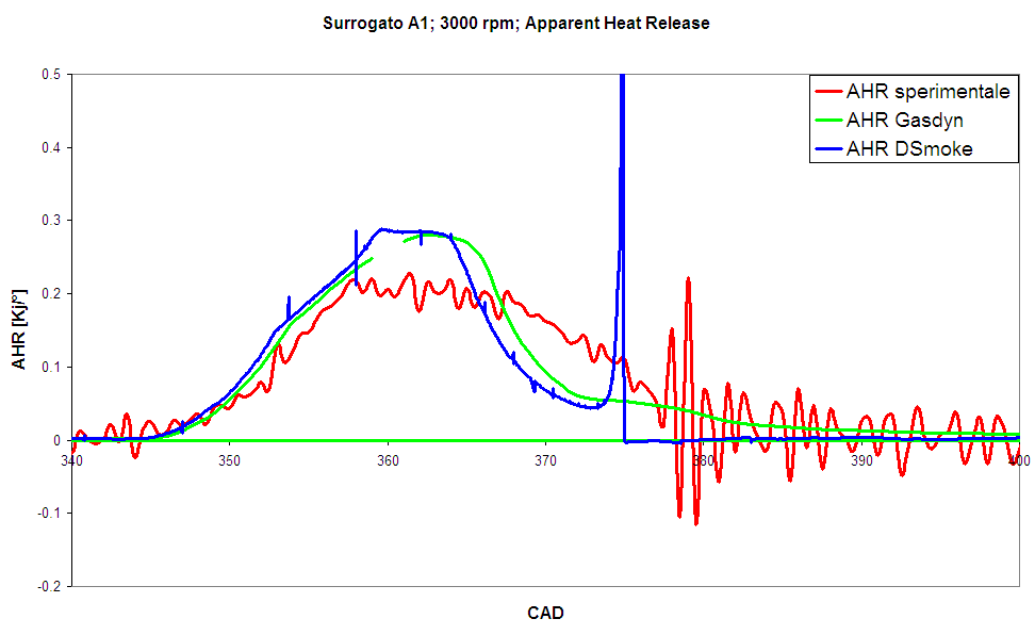


Fig. 4.15: Surrogato A1, 3000 rpm; AHR per il ciclo sperimentale con massima detonazione VS andamenti simulati con e senza cinetica chimica dettagliata.

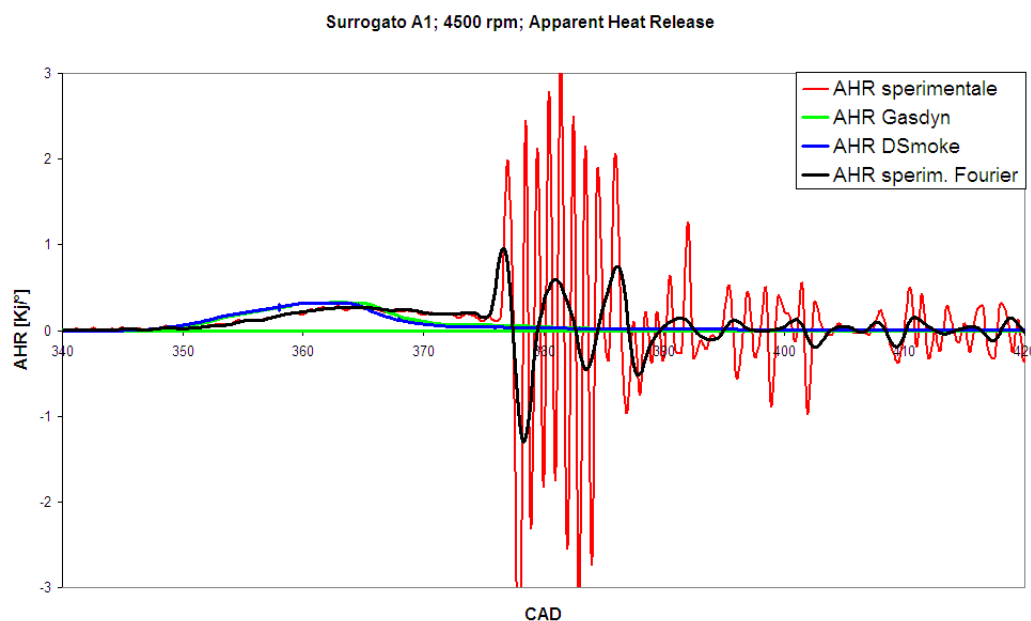


Fig. 4.16: Surrogato A1, 4500 rpm; AHR per il ciclo sperimentale con massima detonazione VS andamenti simulati con e senza cinetica chimica dettagliata.

Gli accordi tra leggi sperimentali e andamenti calcolati sono globalmente buoni, tuttavia è possibile qualche considerazione più specifica. Come per gli andamenti delle pressioni, anche le conseguenti leggi del rilascio del calore calcolate senza cinetica chimica dettagliata non riescono a cogliere fenomeni detonanti. A 1500 *rpm* si ha la migliore coincidenza tra picco detonante sperimentale e picco calcolato con DSmoke. A 3000 *rpm* il picco simulato con DSmoke (linea azzurra) è solo lievemente in anticipo rispetto al caso sperimentale. Per il regime di rotazione più alto, in Fig. 4.16, si ha la conferma dell'assenza di fenomeni detonanti calcolati e si nota l'ottima efficienza del filtro passa-alto.

Le due famiglie di prove ottenute attraverso l'utilizzo della benzina commerciale '95 RON' hanno portato ad esiti delle analisi molto simili tra loro, per cui verranno mostrati solo i risultati relativi alla prima famiglia (la terza in Tabella 4.1).

Ancora una volta, risulta conveniente partire dai cicli con massima detonazione, selezionati tra i circa 3000 disponibili (articolati su decine di anticipi diversi) per ogni regime.

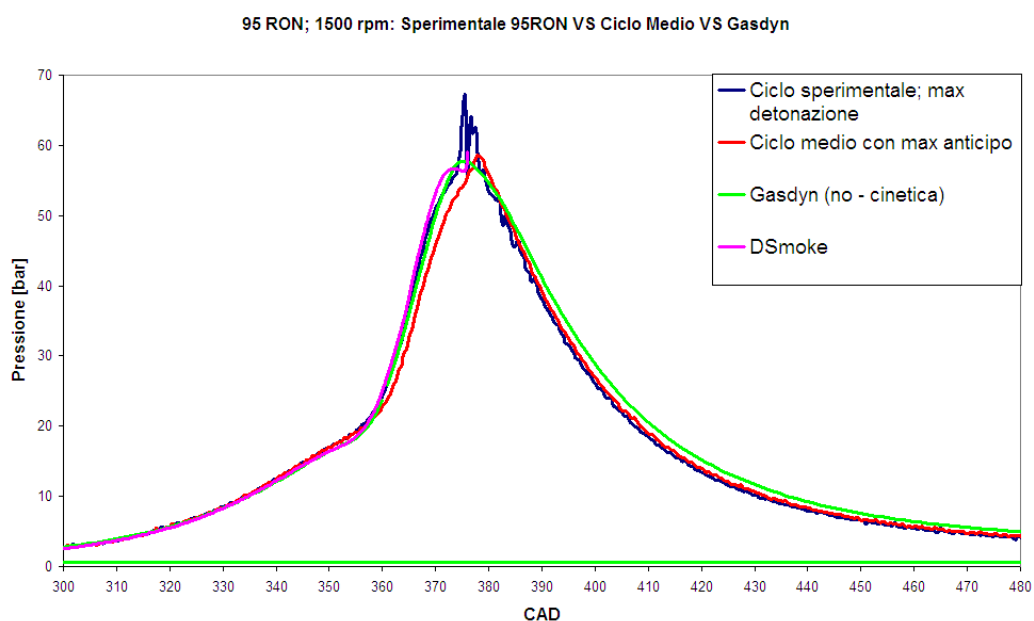


Fig. 4.17: 95 RON, 1500 *rpm*, confronto tra acquisizione sperimentale con massima detonazione, ciclo medio e simulazioni Gasdyn (con e senza cinetica chimica dettagliata).

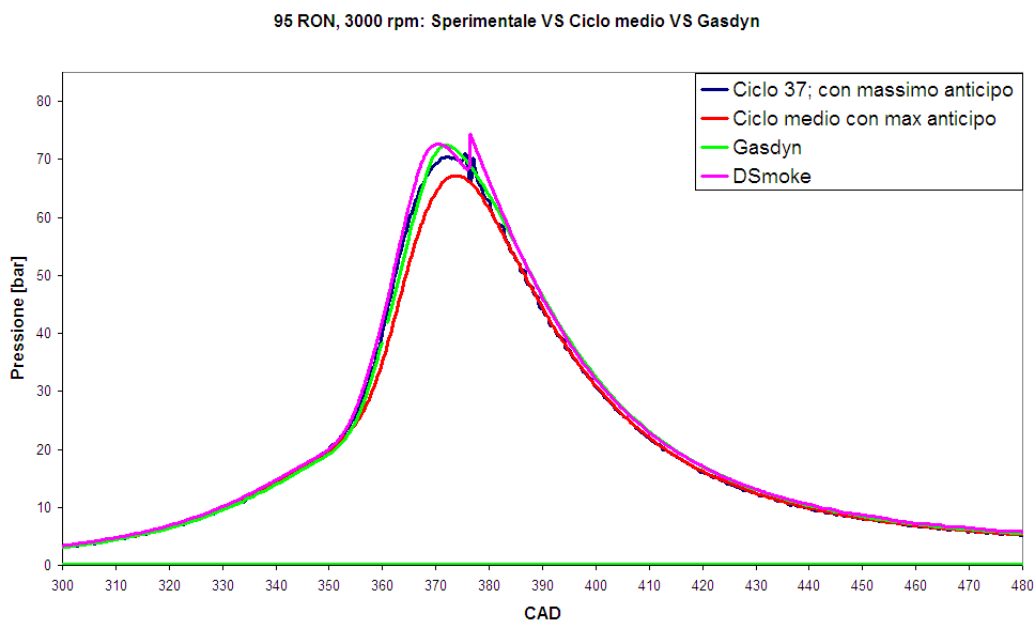


Fig. 4.18: 95 RON, 3000 rpm, confronto tra acquisizione sperimentale con massima detonazione, ciclo medio e simulazioni Gasdyn (con e senza cinetica chimica dettagliata).

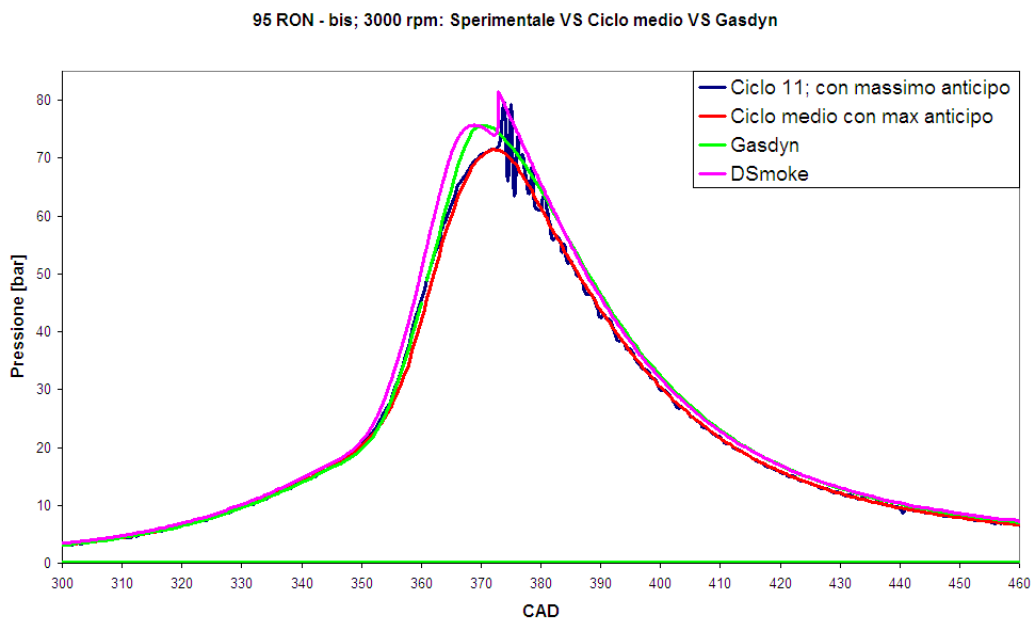
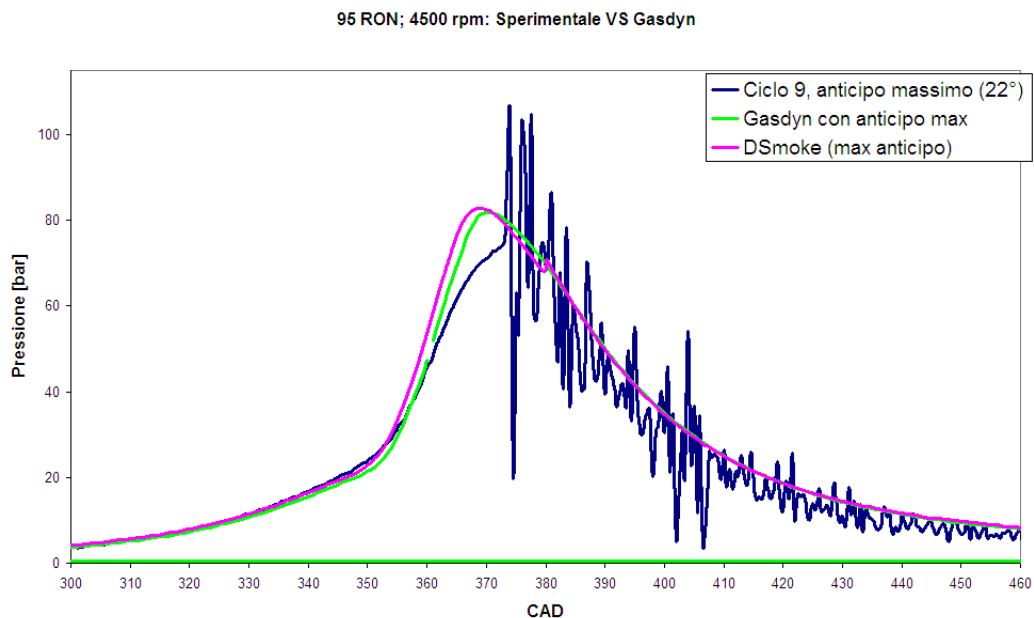


Fig. 4.19: 95 RON bis, 3000 rpm, confronto tra acquisizione sperimentale con massima detonazione, ciclo medio e simulazioni Gasdyn (con e senza cinetica chimica dettagliata).



*Fig. 4.20: 95 RON, 4500 rpm, confronto tra acquisizione sperimentale con massima detonazione e simulazioni Gasdyn (con e senza cinetica chimica dettagliata).*

In prima analisi, è possibile sottolineare la presenza di una detonazione crescente all'aumentare del regime di rotazione. A 3000 rpm il fenomeno sembra attenuarsi rispetto ai 1500 rpm, ma questo non deve trarre in inganno, infatti la *Fig. 4.19* mostra un possibile incremento della detonazione a 3000 rpm qualora si ripetesse la prova (95 RON bis). Quindi si assumerà il regime intermedio come una condizione che alternativamente può fornire situazioni tendenti a detonazioni medio-basse o medio-alte.

Inoltre, come era lecito attendersi, la benzina commerciale ha una tendenza alla detonazione nettamente più marcata rispetto ai surrogati, soprattutto per alti regimi. I cicli medi e le simulazioni GASDYN, queste ultime con o senza cinetica dettagliata, si accordano molto bene con gli andamenti sperimentali, ma si può osservare la medesima anomalia riscontrata per i surrogati: coincidenza ottima dei picchi detonanti per bassi regimi e basse *knock intensity*, picchi sottostimati in DSmoke per alti regimi e intense detonazioni.

Ancora una volta questa discrepanza tra acquisizioni sperimentali e simulazioni si ripercuote sull'analisi del decadimento dei picchi:

95 RON; 1500 rpm; Decadenza del picco di detonazione al decrescere dell'anticipo

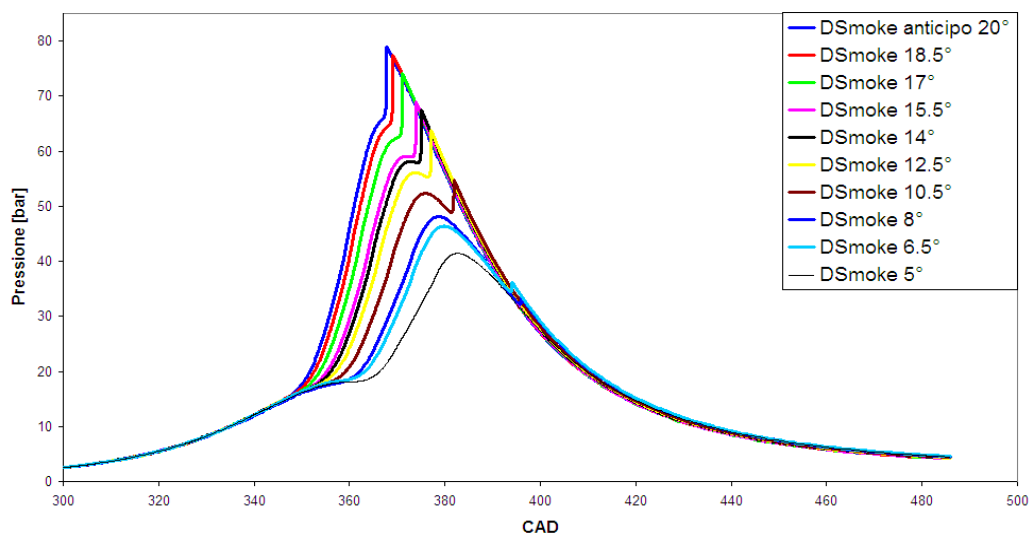


Fig. 4.21: 95 RON, 1500 rpm, simulazioni DSmoke evidenzianti il progressivo decadimento e la posticipazione del picco detonante a partire dal massimo anticipo fino all'estinzione completa.

95 RON; 3000 rpm; Decadenza del picco di detonazione al decrescere dell'anticipo

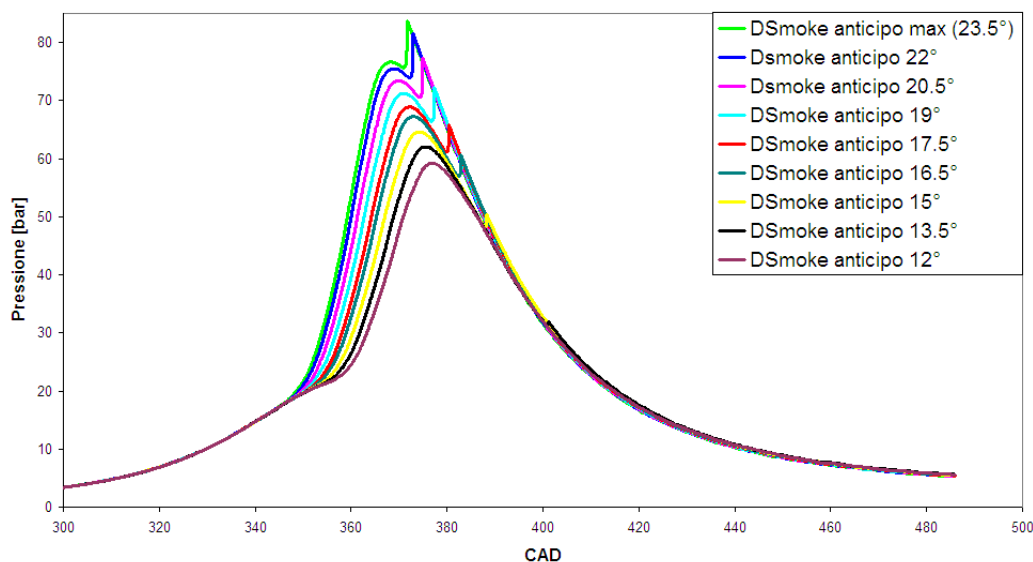
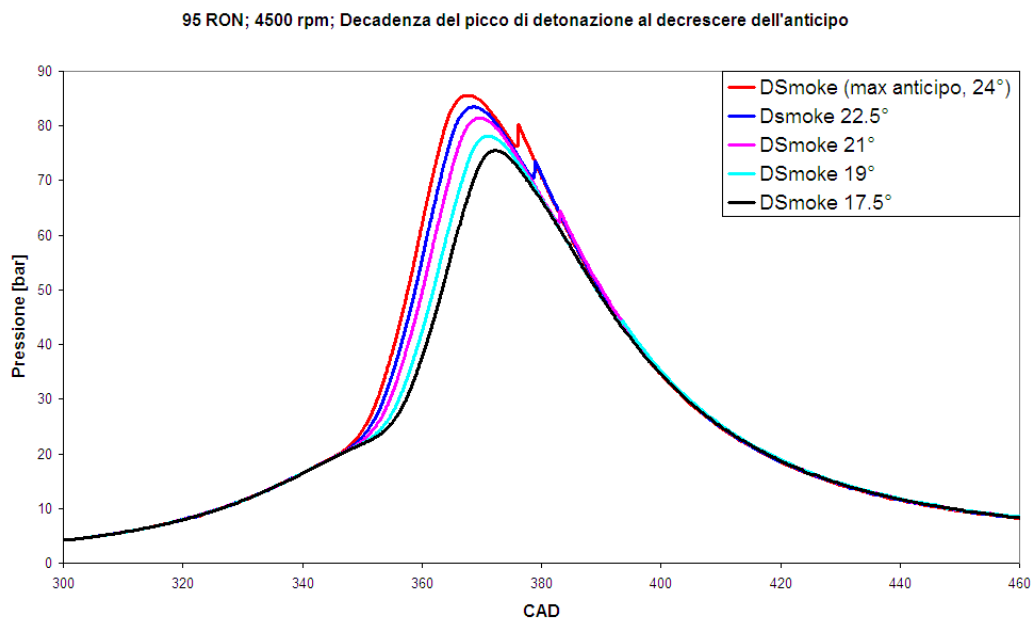


Fig. 4.22: 95 RON, 3000 rpm, simulazioni DSmoke evidenti il progressivo decadimento e la posticipazione del picco detonante a partire dal massimo anticipo fino all'estinzione completa.



*Fig. 4.23:* 95 RON, 4500 rpm, simulazioni DSmoke evidenzianti il progressivo decadimento e la posticipazione del picco detonante a partire dal massimo anticipo fino all'estinzione completa.

Nonostante a 4500 rpm la detonazione si mostri più persistente rispetto all'analogo caso per i surrogati, anche per il 95 RON bisogna ammettere la futura necessità di migliorare la simulazione della detonazione agli alti regimi: i picchi in *Fig. 4.23* sono ancora troppo esigui (soprattutto se raffrontati all'intensissima detonazione in *Fig. 4.20*) e si estinguono molto rapidamente rispetto ai bassi regimi.

Come si vedrà dalle tavole sinottiche del prossimo paragrafo, questo comportamento inaspettato a 4500 rpm è riscontrabile anche utilizzando la benzina commerciale 95 ENI (la quale sovrastima leggermente gli andamenti ai bassi regimi). I TRF 60 e 71 hanno mostrato invece un comportamento molto particolare e interessante: pur sovrastimando leggermente gli andamenti ai bassi regimi (come il 95 ENI), denotano un ottimo accordo sui picchi ad alti regimi (*Fig. 4.24*) sia dal punto di vista dell'intensità che della tempistica e del loro decadimento.

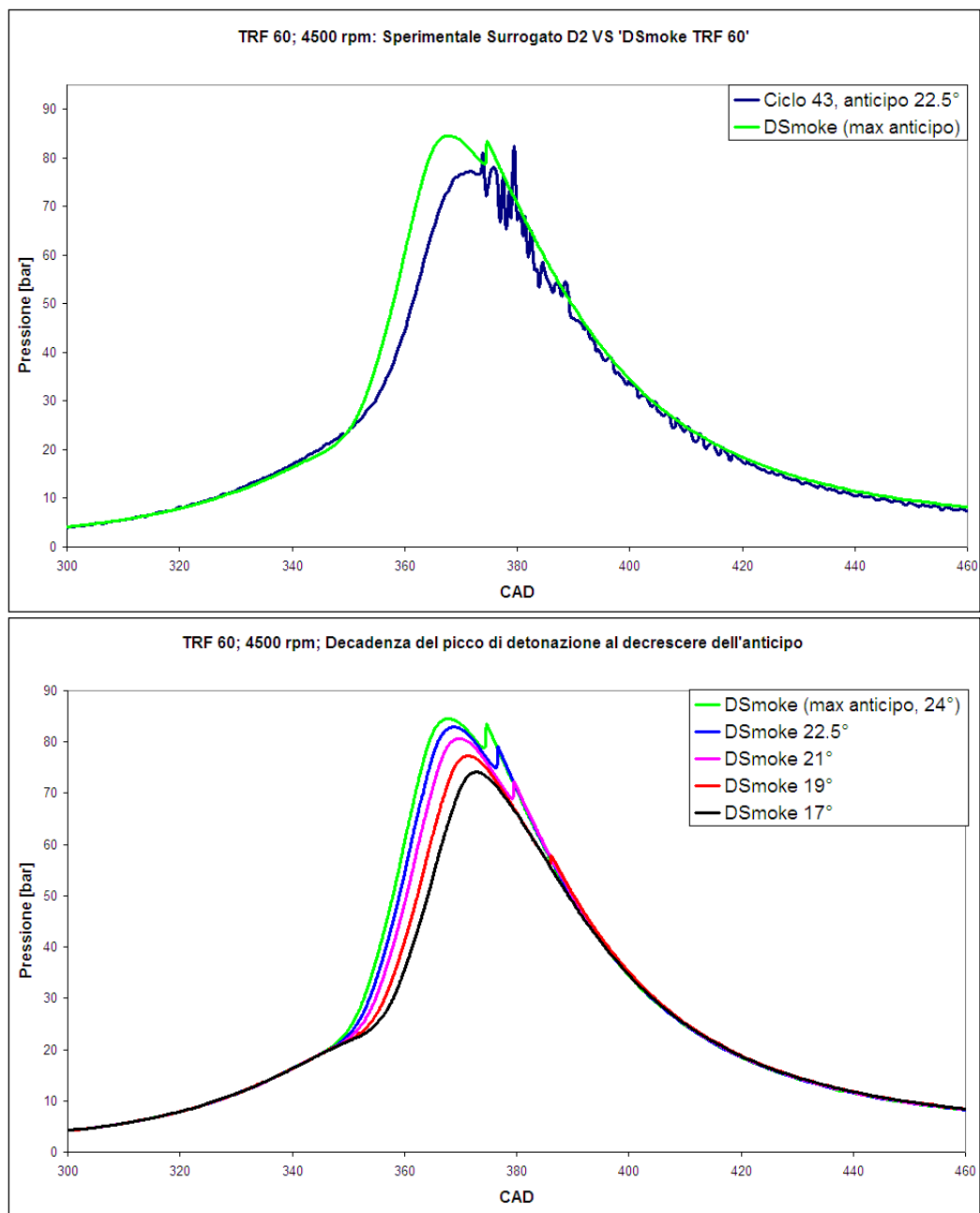
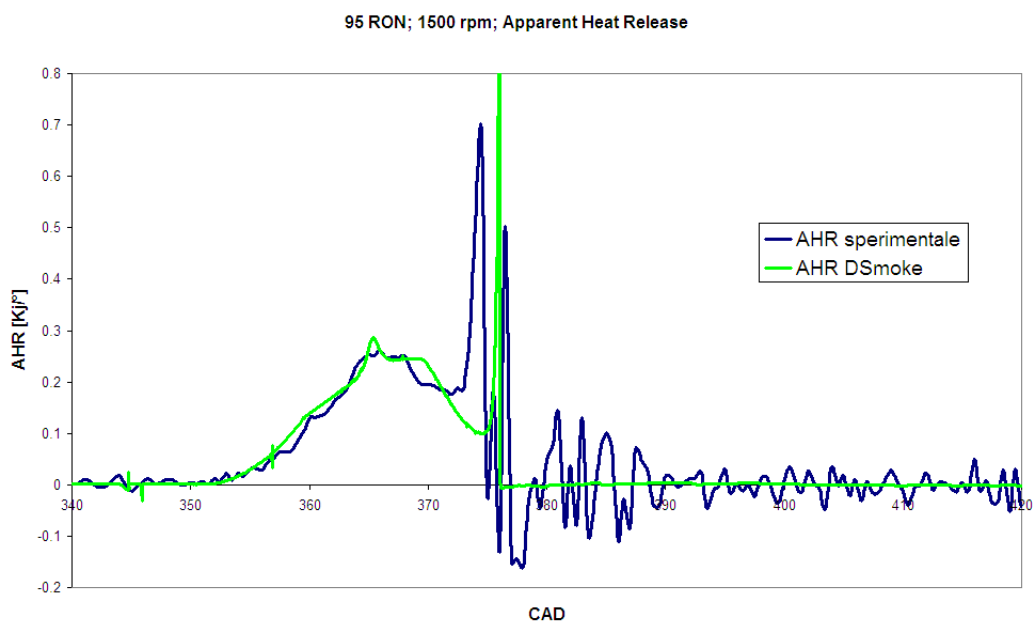


Fig. 4.24: TRF 60, 4500 rpm, simulazioni DSmoke. In alto, l'accordo con l'acquisizione sperimentale con massima detonazione per la famiglia del surrogato D2. In basso, il decadimento del picco al decrescere dell'anticipo.



Questo potrebbe essere dovuto alla loro nota flessibilità al variare del numero di giri, ma sicuramente, prima di trarre conclusioni definitive, bisognerebbe raffrontarli con delle prove sperimentali condotte utilizzando proprio dei TRF (la stessa cautela va applicata anche a quanto detto per il 95 ENI).

L'analisi del comportamento della benzina commerciale si conclude con il consueto studio delle leggi di rilascio del calore, mostrate nelle *Fig. 4.25, 4.26 e 4.27*. Per i bassi regimi, l'accordo tra leggi sperimentali e leggi calcolate, nonché la coincidenza temporale dei picchi detonanti, è davvero ottima. Un modello bi-zona, purtroppo, non potrà mai simulare perfettamente un andamento del tipo mostrato in *Fig. 4.27*: l'intensa detonazione a 4500 rpm genera numerose oscillazioni, mentre la legge calcolata con DSmoke simula un unico picco localizzato circa all'inizio del fenomeno:



*Fig. 4.25*: 95 RON, 1500 rpm. Confronto tra leggi di rilascio del calore sperimentali e calcolate.

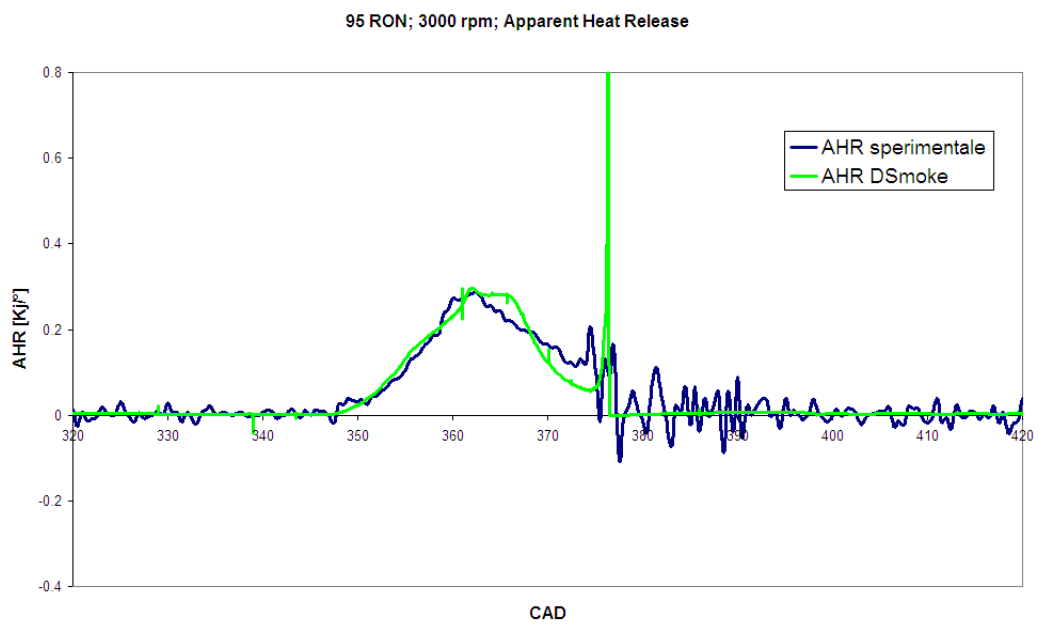


Fig. 4.26: 95 RON, 3000 rpm. Confronto tra leggi di rilascio del calore sperimentali e calcolate.

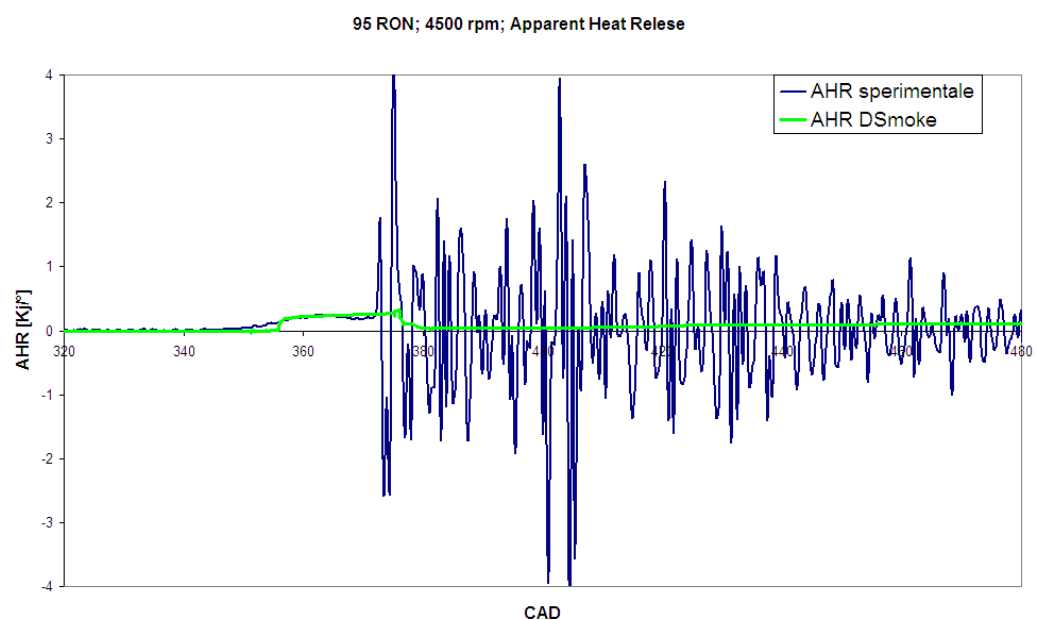


Fig. 4.27: 95 RON, 4500 rpm. Confronto tra leggi di rilascio del calore sperimentali e calcolate.

### 4.3 Tavole sinottiche conclusive

Nel presente paragrafo verranno mostrate e commentate alcune tavole sinottiche costruite sfruttando i risultati discussi nella precedente sezione. Questo tipo di rappresentazione risulta utile al fine di confrontare:

- regimi diversi di una stessa famiglia di combustibile, in modo da esprimere un giudizio globale sul comportamento del combustibile in esame
- famiglie diverse, in modo da identificare il combustibile che ha fornito i migliori accordi tra dato sperimentale e risultato calcolato.

La struttura di questi grafici vede la rappresentazione dell'istante di innesco della detonazione (asse delle ascisse) per ogni anticipo (asse delle ordinate) studiato nell'ambito del decadimento. Questi valori estratti dalle simulazioni in DSmoke sono stati rappresentati da punti collegati da una linea smussata. Sugli stessi grafici, mediante cerchi pieni e/o asterischi, sono stati riportati anche gli istanti di innesco della massima detonazione sperimentale (quindi per il solo anticipo massimo). Per facilitare i confronti, i valori sperimentali e calcolati afferenti ad uno stesso regime sono stati riportati utilizzando lo stesso colore. Si osservi, a titolo di esempio, la Fig. 4.28:

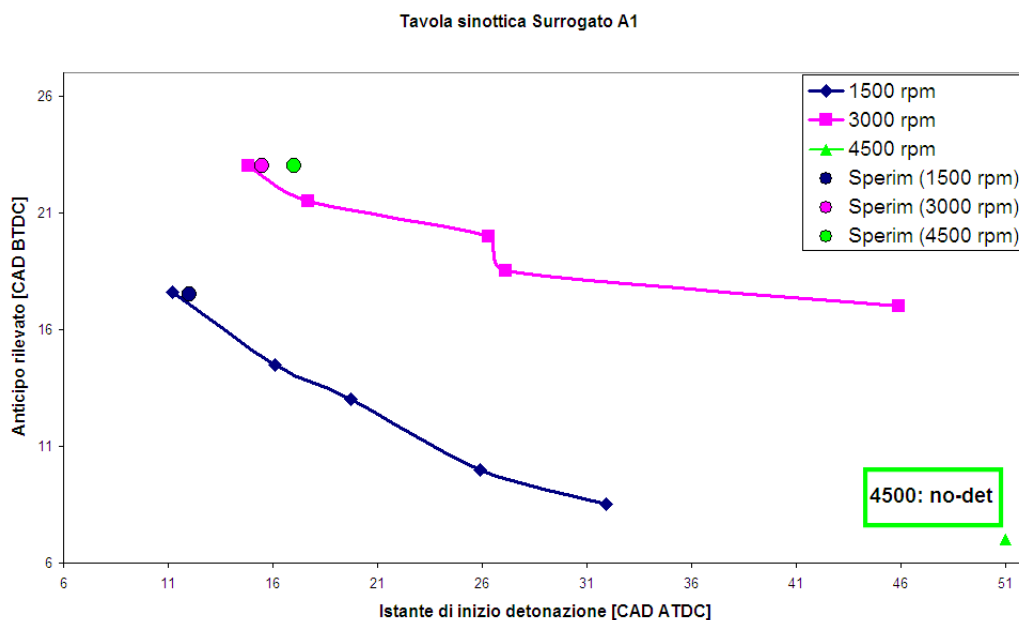


Fig. 4.28: Surrogato A1, regimi 1500, 3000 e 4500 rpm. Tavola sinottica degli istanti di innesco della detonazione simulata con DSmoke, al decrescere dell'anticipo. Confronto con l'innesco della max detonazione sperimentale.

La linea blu mostra la posticipazione della detonazione a 1500 rpm al diminuire dell'anticipo, fino alla completa estinzione del fenomeno. L'accordo con l'innesco sperimentale è quasi perfetto: il cerchio blu è molto vicino al primo quadrato sulla linea in esame. A 3000 rpm (linea viola), l'accordo tra sperimentale e DSmoke è ancora ottimo, ovvero si può ritenere che in corrispondenza del massimo anticipo (23 BTDC) le detonazioni reale e simulata partano quasi simultaneamente. Purtroppo lo stesso non può dirsi per il massimo regime: a 4500 rpm la detonazione simulata risulta assente.

I risultati analoghi si hanno relativamente al surrogato D2, di cui alla Fig. 4.29:

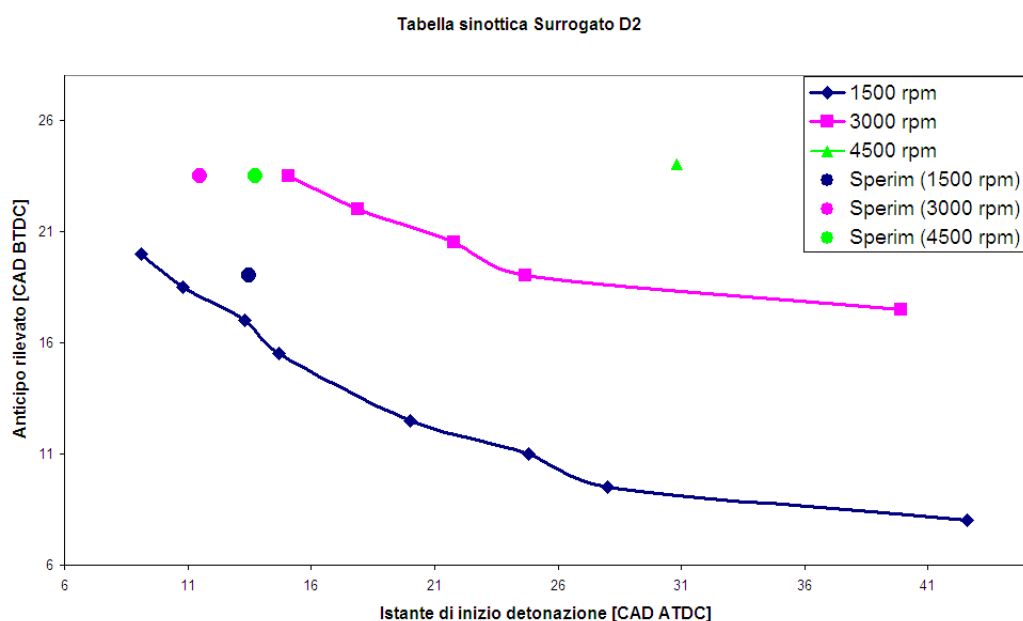


Fig. 4.29: Surrogato D2, regimi 1500, 3000 e 4500 rpm. Tavola sinottica degli istanti di innesco della detonazione simulata con DSmoke, al decrescere dell'anticipo. Confronto con l'innesco della max detonazione sperimentale.

per la quale si notano degli scostamenti lievemente superiori nei casi 1500 e 3000 rpm, ma tuttavia di entità accettabile.

Conclusioni analoghe al surrogato A1 sono state raggiunte per la benzina commerciale '95 RON', la cui tavola sinottica è riportata in Fig. 4.30.

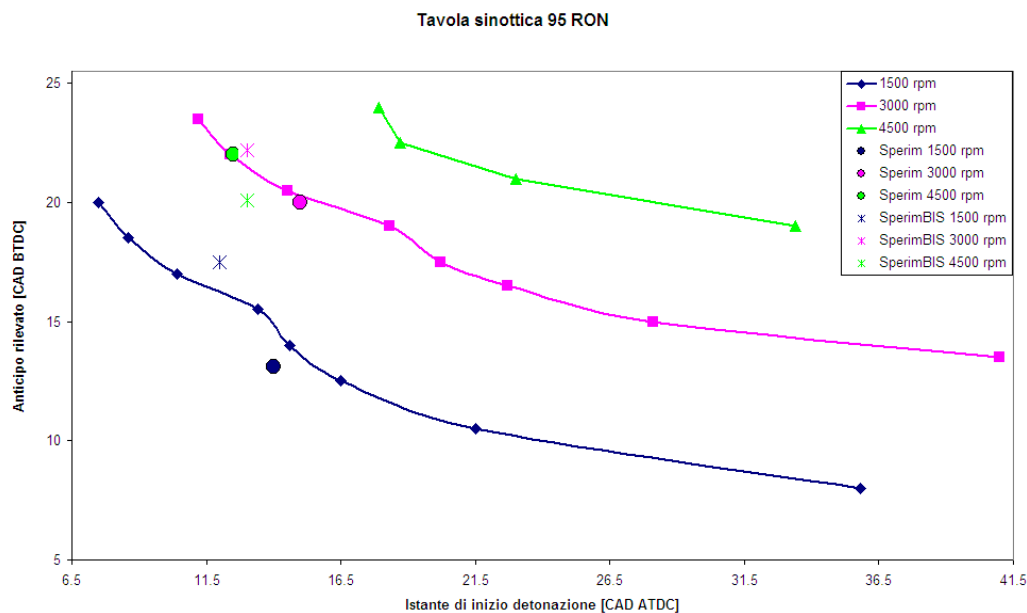


Fig. 4.30: 95 RON, regimi 1500, 3000 e 4500 rpm. Tavola sinottica degli istanti di innesco della detonazione simulata con DSmoke, al decrescere dell'anticipo. Confronto con l'innesco della max detonazione sperimentale.

La tavola sinottica riferita al 95 RON riporta i risultati sperimentali di due famiglie di prove: '95 RON' (cerchi) e '95 RON bis' (asterischi). Come già anticipato, nessuno dei due *set* consente di notare un buon accordo a 4500 rpm, di contro entrambe le famiglie mostrano ottimi risultati ai regimi medio-bassi.

Un'osservazione importante va evidenziata riguardo al regime 3000 rpm di tutti i combustibili analizzati: esso è l'unico a comportare una persistenza della detonazione fino e oltre l'anticipo standard di funzionamento (17 CAD BTDC): nonostante ciò non sia stato riscontrato anche nelle prove sperimentali, occorrerebbe comunque indagare più a fondo tali condizioni. I regimi 1500 e 4500 rpm, invece, lavorano in condizioni di possibile detonazione ben al di sopra dei rispettivi anticipi standard (6.5 e 17 CAD BTDC).

In conclusione, vengono qui di seguito riportate le tavole sinottiche estratte dallo studio del decadimento della detonazione per i combustibili TRF 71 e 95 ENI, ricordando che tali simulazioni non sono avallate da relative analisi sperimentali, ma consentono comunque alcune interessanti considerazioni. Si sottolinea inoltre che, al fine di rendere più plausibili i confronti tra combustibili

simili, il TRF 71 verrà rapportato ai soli surrogati A1 e D2, mentre i surrogati ENI ai soli 95 RON.

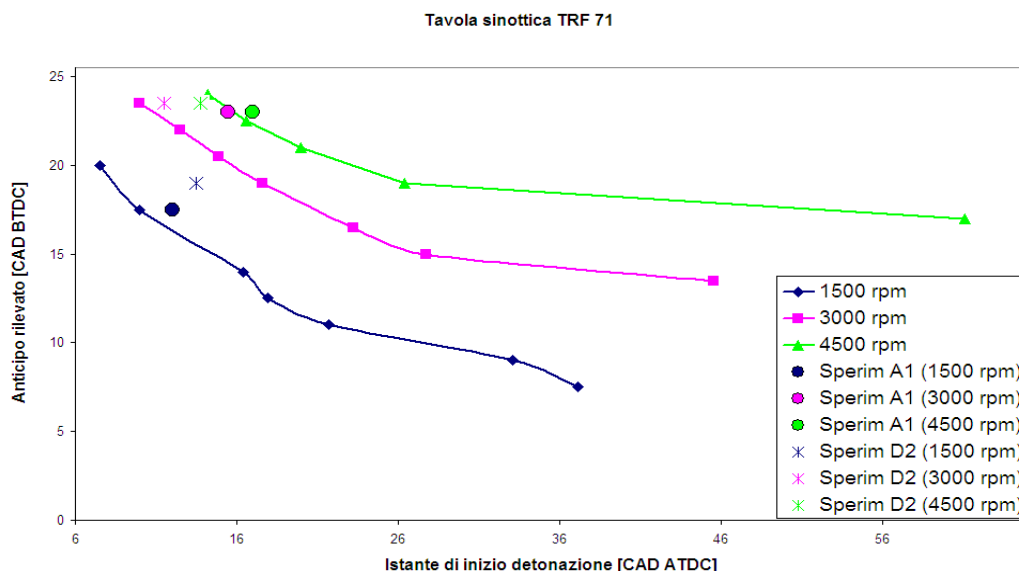


Fig. 4.31: TRF 71, regimi 1500, 3000 e 4500 rpm. Tavola sinottica degli istanti di innesco della detonazione simulata con DSmoke, al decrescere dell'anticipo. Confronto con l'innesco della max detonazione sperimentale nei surrogati.

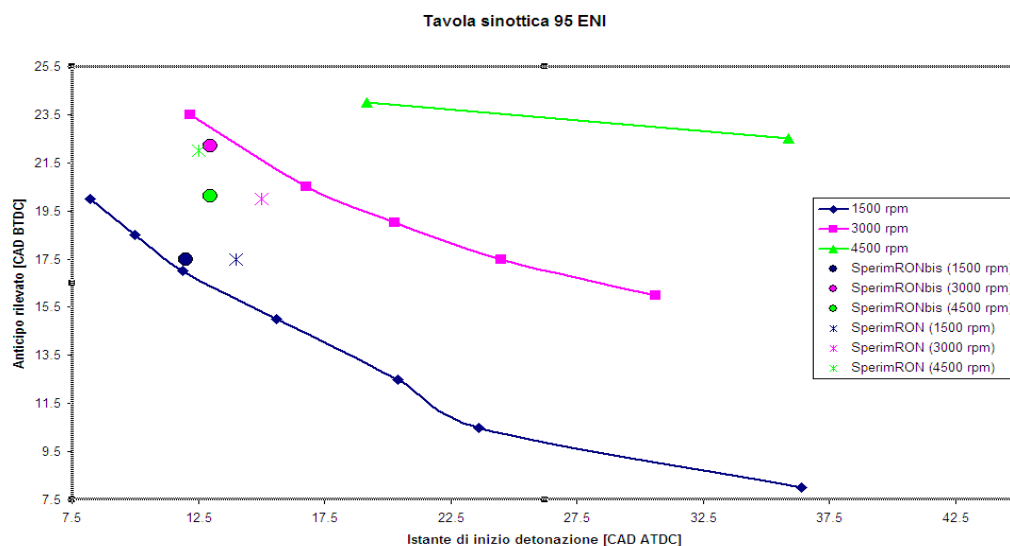
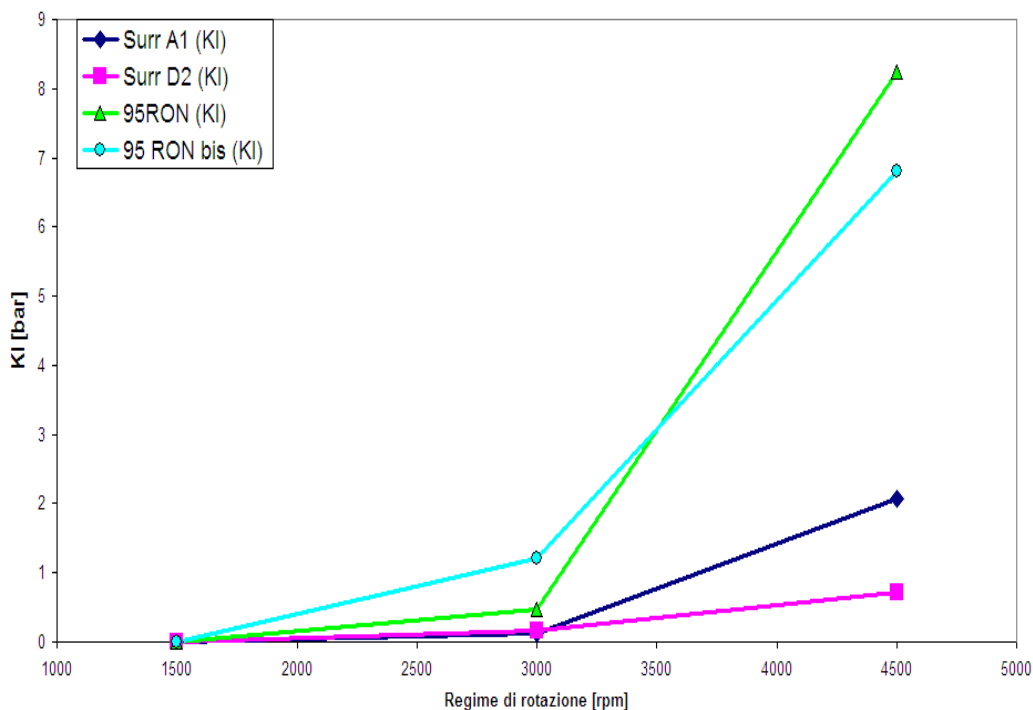


Fig. 4.32: 95 ENI, regimi 1500, 3000 e 4500 rpm. Tavola sinottica degli istanti di innesco della detonazione simulata con DSmoke, al decrescere dell'anticipo. Confronto con l'innesco della max detonazione sperimentale nei 95 RON.

Il TRF 71, così come per il TRF 60 accennato in *Fig. 4.24*, ha globalmente un buon accordo temporale con i surrogati A1 e D2, anche se sovrastima leggermente i bassi regimi (informazione non contemplabile dalle tavole sinottiche, ma contenuta nel paragrafo 4.2). In particolare, l'accordo è ottimo per regimi medio-alti del surrogato D2 e per 1500 e 4500 rpm del surrogato A1. Il '95 ENI' presenta invece una situazione accettabile per regimi medio-bassi, ma ha un comportamento negativo ai 4500 rpm.

Anche per questo propulsore, l'analisi si conclude con la valutazione degli indici (2.6) e (2.11) di detonazione (paragrafo 2.4) per ogni prova sperimentale in condizioni di massima detonazione, cercando un'eventuale conferma delle osservazioni finora compiute. Un unico grafico ( *Fig. 4.33* ) consente la visualizzazione degli esiti di tale fase di studio, riportati per maggior chiarezza anche in *Tabella 4.2*.

Intensità di detonazione al variare del regime e del combustibile



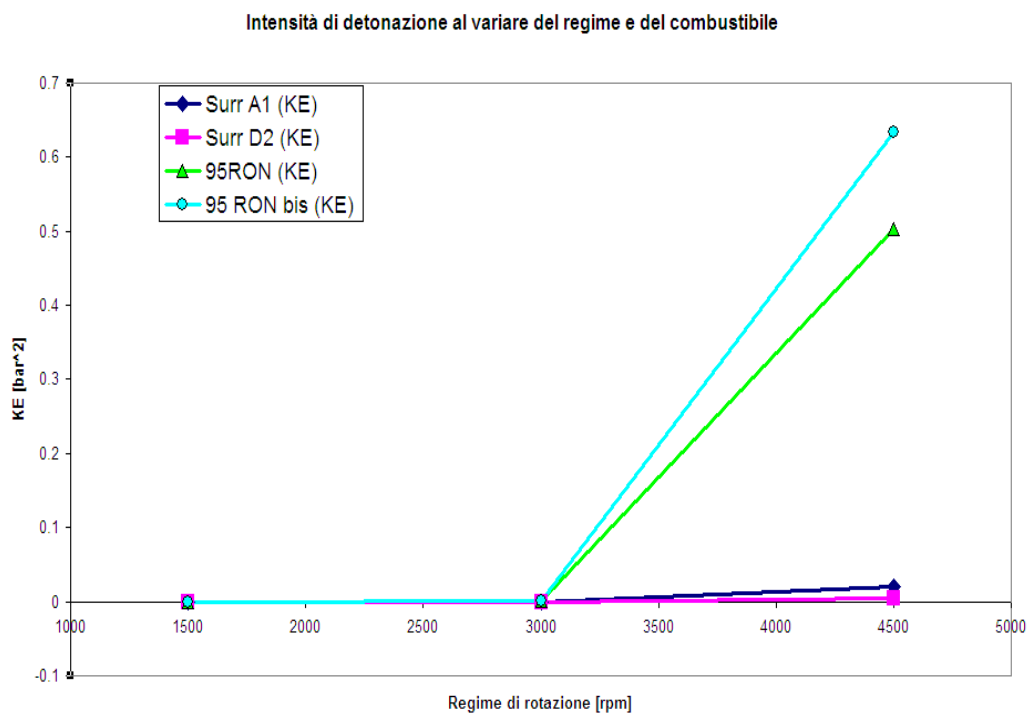


Fig. 4.33: Valori di *knock intensity* e *knock energy* calcolati dalle acquisizioni con massima detonazione relative a tutti i regimi, per ogni famiglia di combustibile studiata in relazione al motore Alfa-Romeo 2000 – 16 V.

Regime	Surrogato A1	Surrogato D2	95 RON	95 RON bis
<b>1500</b>	-	-	-	-
<b>3000</b>	KI=0.13 KE=0.0001083	KI=0.162 KE=0.0001563	KI=0.465 KE=0.00044	KI=1.2 KE=0.0016
<b>4500</b>	KI=2.08 KE=0.0202	KI=0.724 KE=0.004234	KI=8.24 KE=0.5031	KI=6.8 KE=0.6344

Tab. 4.2: *Knock intensity* e *knock energy* per ogni regime di ogni famiglia di combustibile studiata sul motore Alfa-Romeo 2000 – 16 V.



L'indice (2.6) non è stato applicabile al regime 1500 *rpm*: la combinazione di un basso numero di giri e di un elevato CAD (0.5) d'acquisizione del segnale di pressione non ha permesso l'esplorazione delle frequenze maggiori di 9 kHz.

L'utilizzo della banda passante 5-30 kHz avrebbe escluso dall'analisi anche regime 3000 *rpm*, quindi tale filtro non è stato impiegato. Di conseguenza, anche l'indice (2.7) è stato accantonato.

Dalla *Tabella 4.2* si evince una detonazione sempre presente, seppur debole (con riferimento ai valori soglia in *Tabella 3.4*) a 3000 *rpm* per i surrogati. L'andamento degli indici si accorda molto bene con i giudizi espressi sulla detonazione per i vari casi sperimentali studiati in questo capitolo.



## Conclusioni generali e sviluppi futuri

Gli esiti delle analisi descritte nei capitoli 3 e 4 del presente lavoro hanno portato alle seguenti **conclusioni**:

- il metodo seguito è sufficientemente accurato e flessibile, a condizione di calibrare opportunamente i modelli simulativi e che non ci siano, quanto più possibile, aberrazioni nelle prove sperimentali
- qualora la mole di dati da analizzare lo consenta, è sempre utile condurre un *post-processing* delle prove sperimentali, al fine di ridurre l'incidenza delle aberrazioni, della dispersione ciclica e della deriva termica sull'analisi in atto
- i modelli GASDYN dei due motori possono essere considerati molto validi
- il modello di combustione bi-zona con implementazione della cinetica chimica dettagliata porta a risultati accettabili a fronte di tempi di calcolo ragionevoli
- con riferimento al propulsore ad accesso ottico dell'Istituto Motori di Napoli, la detonazione è sicuramente presente su alcuni cicli rilevati con anticipi 18 e 10 CAD BTDC, per miscele prossime alle condizioni stechiometriche, regime di rotazione pari a 2000 *rpm* e combustibile di composizione simile al '95 ENI'
- nelle medesime condizioni descritte al punto precedente, la detonazione può essere ritenuta assente per un anticipo pari a 4 CAD BTDC; mentre risulta debole e incerta per un anticipo 8 CAD BTDC
- la deriva termica ha generalmente un effetto amplificante sulla detonazione e sembra particolarmente legata ai tempi di incubazione della fiamma ( *delay times* ) e alla temperatura del pistone
- talvolta la detonazione può essere presente in accordo alle analisi sperimentali, alle simulazioni GASDYN e alle leggi di rilascio del calore, ma s'impone sempre il successivo calcolo di un indice di detonazione basato su un'analisi in frequenza: *knock intensity* e *knock energy* indicano sia la sussistenza del fenomeno, sia se il suo livello è eventualmente assorbito dal tradizionale 'rumore' del motore
- è sempre consigliabile utilizzare e paragonare più tipologie di indici di detonazione

- per il motore Alfa Romeo 2000 – 16 V utilizzato nel capitolo 4, a cui si riferiranno le conclusioni seguenti, si è rilevato un accettabile accordo tra prove sperimentali e simulazioni, per bassi regimi di rotazione
- non è stato invece notato un buon accordo per alti regimi di rotazione
- tutti i combustibili studiati nel capitolo 4 hanno evidenziato la presenza della detonazione per regimi medio-bassi e massimi anticipi, tuttavia l'entità del fenomeno è risultata contenuta a livelli accettabili
- per alti regimi si è notata una detonazione sperimentale molto intensa, in particolar modo utilizzando la benzina commerciale 95 RON
- il regime 3000 *rpm* non presenta una detonazione reale estremamente tenace al decrescere dell'anticipo, ma le simulazioni indicano invece la possibilità che il fenomeno si protragga fino e oltre l'anticipo standard di funzionamento
- i regimi 1500 e 4500 *rpm* sono caratterizzati dall'estinzione del picco detonante prima dell'anticipo standard
- per alti regimi di rotazione, risulta utile l'applicazione di un filtro passa-alto al fine di eliminare le componenti del segnale di frequenza superiore ai 20 kHz e visualizzare meglio gli andamenti della pressione e del rilascio del calore. Tale operazione è in ogni caso molto più raffinata di una semplice media locale dei valori.
- gli indici di detonazione hanno determinato un'ottima quantificazione dei fenomeni detonanti

Esposte le conclusioni finali, vengono qui suggeriti dei possibili **sviluppi futuri**:

- indagare nuove condizioni di funzionamento e prove sperimentali strutturate in vari modi, questo al fine di validare e ampliare ulteriormente il metodo d'analisi
- approfondire l'analisi della prova 8 BTDC (condizione limite tra assenza e presenza di fenomeni detonanti) sul motore ad accesso ottico

- analizzare con sempre maggior dettaglio la deriva termica e la conseguente variazione dei parametri motoristici, in particolare delle temperature di parete e dei tempi di incubazione della fiamma
- implementare modelli di combustione multi-zona, volti a simulare le disomogeneità in camera di combustione e a restituire una più precisa simulazione della realtà
- acquisire, compatibilmente con le tecnologie disponibili, dei segnali ottici più regolari e con passo temporale più piccolo, questo al fine di calcolare indici di detonazione in frequenza relativi anche ai radicali (la situazione ideale consisterebbe nel disporre di gruppi di acquisizioni, ognuno dei quali rilevato su un unico ciclo con passo CAD breve e regolare)
- studiare più a fondo gli alti regimi di rotazione del motore Alfa-Romeo
- sul motore Alfa Romeo, sarà necessario controllare i casi di detonazione persistente nell'intorno dell'anticipo standard (soprattutto a 3000 rpm)
- mediante un opportuno programma in ambiente *Matlab*, calcolare gli indici di detonazione su tutte le singole acquisizioni presentate nel capitolo 4 e su tutti i cicli dei *set* relativi al motore ad accesso ottico. In questo modo sarà possibile individuare con maggior certezza i cicli caratterizzati da massima detonazione.



## ELENCO DEGLI ACRONIMI

M.C.I.: Motori a combustione interna

S.I.: *Spark ignition* (Accensione comandata)

G.D.I.: *Gasoline Direct injection* (iniezione diretta)

P.F.I.: *Port fuel injection* (iniezione indiretta)

P.M.S.: Punto morto superiore

T.D.C.: *Top Dead Centre* (P.M.S.)

N.O.: Numero di Ottano (*Octane number*)

C.A.D.: *Crank Angle Degree* (angolo di manovella espresso in gradi)

C.C.D.: *Charged-Coupled Devices*

I.C.C.D.: *Intensified Charged-Coupled Devices*

C.M.O.S.: *Complementary Metal Oxide Semiconductor*

U.V.: *Ultra-Violet*

P.R.F.: *Primary Reference Fuel*

A.S.T.M.: *American Section of the International for Testing Materials*

R.O.N.: *Research Octane Number*

M.O.N.: *Motor Octane Number*

C.F.R.: *Cooperative Fuel Research*

T.R.F.: *Toluene Reference Fuel*

D.F.T.: *Discrete Fourier Transform*

F.F.T.: *Fast Fourier Transform*

*B.T.D.C.: Before Top Dead Centre*

*A.H.R.: Apparent Heat Release*

*A.T.D.C.: After Top Dead Centre*

*B.P.: Band Pass*

*H.P.: High Pass*

*KI: Knock Intensity*

*KE: Knock Energy*



## ELENCO DEI SIMBOLI

$Q$  : calore rilasciato [KJ]

$\vartheta$  : angolo di manovella [°]

$k$  : coefficiente dipendente dai calori specifici e dalla costante universale dei gas

$p$  : pressione [bar]

$V$  : volume [ $cm^3$ ]

$Q_r$  : calore disperso a causa delle pareti refrigerate

$\omega_r$  : velocità della reazione di combustione

$c$  : concentrazione dei reagenti e dei prodotti di reazione

$C, n$  : coefficienti tipici di ogni reazione

$E_a$  : energia di attivazione

$R$  : costante universale dei gas

$T$  : temperatura [°C]

$r$  : rapporto volumetrico di compressione

$p_{\max}$  : pressione massima di un ciclo

$p_{\text{accens}}$  : pressione in camera di combustione all'istante di accensione della miscela

$\phi$  : rapporto di equivalenza

$T_u$  : temperatura nella zona occupata dai gas freschi

$T_b$  : temperatura nella zona occupata dai gas combusti

$T_{lv}$  : temperatura riferita alla valvola sinistra

$T_{rv}$  : temperatura riferita alla valvola destra

$m_{tot}$  : massa intrappolata all'interno del cilindro nell'istante di chiusura delle valvole di aspirazione.

$m_{b,bb}$  : frazione di massa combusta persa per *blow-by*

$x$  : frazione di massa bruciata

$v$  : velocità

$h$  : entalpia specifica

$c_p$  : calore specifico a pressione costante

$H$  : coefficiente trasformato nel dominio delle frequenze

$h_n$  : vettore dei coefficienti della Serie di Fourier nel dominio del tempo

$f$  : frequenza

$t$  : tempo

$(K.I.)_p$  : *knock intensity* valutata sul segnale di pressione

$p_{air}$  : pressione dell'aria aspirata impostata in GASDYN

$p_{IVC}$  : pressione reale alla chiusura delle valvole di aspirazione

*r.p.m.* : *Revolutions per minute*

$\sigma_{noise}$  : livello del rumore

$\sigma_0$  : variabilità del livello del rumore

$h$  : soglia di detonazione, da impostare nel sistema di controllo

$t_{knock}$  : istante di probabile insorgenza della detonazione

$L$ : parametro riferito all'ampiezza dell'oscillazione detonante

$r$  : coefficiente di smorzamento del segnale detonante

$A$  : ampiezza attesa del segnale detonante

$\Omega$  : frequenza propria del segnale detonante

$P_{knock}(Y)$  e  $P_{no-knock}(Y)$  : funzioni normali di densità di probabilità di insorgenza (*knock*) o meno (*no-knock*) della detonazione su una popolazione  $Y$ .

$\xi$  : probabile andamento della detonazione standard

$E_{knock,i}$  : indice di detonazione definito secondo un approccio energetico riferito ad un *i-esimo* ciclo

$E_{knock}$  : indice di detonazione definito secondo un approccio energetico riferito all'intero *set* sperimentale analizzato

$G_{knock,i}$  : indice di detonazione definito secondo un approccio energetico, espresso in forma logaritmica e riferito ad un *i-esimo* ciclo

$x_{knock}^{unburned}$  : frazione massica ancora non bruciata all'istante di innesco della detonazione



## ELENCO DELLE FIGURE

*Fig. 1.1:* Ciclo 'pressione- $\theta$ ' per casi normale e detonante.

*Fig. 1.2:* Danni provocati dalla detonazione.

*Fig. 2.1:* Un'immagine del motore ad accesso ottico e il suo disegno tecnico, nel quale si nota la posizione dello specchio a 45°.

*Fig. 2.2:* Andamento dell'alzata delle valvole al variare dell'angolo di manovella.

*Fig. 2.3:* Iniettore BOSCH; particolare sui 10 fori.

*Fig. 2.4:* Particolare della testa del cilindro, riportante valvole, candela, finestra di quarzo e trasduttore di pressione.

*Fig. 2.5:* Campo visivo consentito dallo specchio del sistema ottico utilizzato.

*Fig. 2.6:* Schema degli apparati ottici per misure spettroscopiche (a) e per rilievi di chemiluminescenza (b).

*Fig. 2.7:* Esempio di associazione 'andamento della pressione - fotogrammi' per un caso non detonante.

*Fig. 2.8:* Esempio di associazione 'andamento della pressione - fotogrammi' per un caso fortemente detonante: nel particolare del *frame 5* si nota la zona scura in cui avviene la combustione anomala.

*Fig. 2.9:* Rappresentazione prospettica del motore Alfa Romeo 2000 - 16V.

*Fig. 2.10:* Descrizione del sistema di aspirazione a fasatura variabile.

*Fig. 2.11:* Modello di combustione bi-zona.

*Fig. 2.12:* Parametri del cilindro inseriti dall'interfaccia grafica GasdynPre.

*Fig. 2.13:* Significato della serie e della trasformata di Fourier.

*Fig. 2.14:* Esempio di componenti detonanti della pressione (arbitrariamente amplificate) ottenute antitrasformando due tipi di bande passanti

in frequenza.

*Fig. 3.1:* Motore ad accesso ottico schematizzato nel GasdynPre.

*Fig. 3.2:* Ciclo di pressione; 14 BTDC; PRF 90. Sperimentale VS calcolato.

*Fig. 3.3:* Apparent Heat Release; 14 BTDC; PRF 90. Sperimentale VS calcolato.

*Fig. 3.4:* Ciclo di pressione; 22 BTDC; PRF 90. Sperimentale VS calcolato.

*Fig. 3.5:* Apparent Heat Release; 22 BTDC; PRF 90. Sperimentale VS calcolato.

*Fig. 3.6:* 18 BTDC; *post-processing*; confronto tra le pressioni adimensionalizzate massime e d'accensione di tutti i cicli.

*Fig. 3.7:* 18 BTDC; *post-processing*; confronto tra le  $p_{IVC}$  di tutti i cicli.

*Fig. 3.8:* 18 BTDC; Deriva termica e detonazione crescente evidenziate dai cicli significativi selezionati in fase di *post-processing*.

*Fig. 3.9:* 18 BTDC; Confronto 'Sperimentale VS Calcolato con DSmoke' per il primo ciclo significativo (ciclo 11).

*Fig. 3.10:* 18 BTDC; Confronto 'Sperimentale VS Calcolato con DSmoke' per il secondo ciclo significativo (ciclo 99).

*Fig. 3.11:* 18 BTDC; Confronto 'Sperimentale VS Calcolato con e senza DSmoke' per il terzo ciclo significativo (ciclo 161; medio).

*Fig. 3.12:* 18 BTDC; Confronto 'Sperimentale VS Calcolato con DSmoke' per il quarto ciclo significativo (ciclo 222).

*Fig. 3.13:* 18 BTDC; Andamento del tempo di incubazione della fiamma (*delay time*) al variare del ciclo significativo considerato.

*Fig. 3.14:* 18 BTDC; Andamento delle temperature del pistone e delle pareti del cilindro al variare del ciclo significativo considerato.

*Fig. 3.15:* 18 BTDC; Ciclo medio (161): Andamento calcolato in DSmoke del raggio del fronte di fiamma.

*Fig. 3.16:* 18 BTDC; Ciclo medio (161): Andamento dei radicali (OH) calcolati

con DSmoke.

*Fig. 3.17:* 18 BTDC; Confronto 'Sperimentale VS DSmoke' nel piano P-V.

*Fig. 3.18:* 18 BTDC; Confronto 'Sperimentale VS DSmoke' dal punto di vista delle leggi di rilascio del calore.

*Fig. 3.19:* 18 BTDC; Confronto 'Sperimentale non filtrato VS Sperimentale filtrato'. Sovrapposizione delle componenti detonanti della pressione valutate mediante due diverse bande passanti.

*Fig. 3.20:* 18 BTDC; *AHR*; Confronto 'Sperimentale filtrato VS DSmoke'.

*Fig. 3.21:* 10 BTDC; *post-processing*; *plot* delle pressioni massime e d'accensione per tutti i cicli '*fired*'.

*Fig. 3.22:* 10 BTDC; scelta del ciclo medio; *plot* dell'andamento dei radicali in funzione dei cicli di acquisizione.

*Fig. 3.23:* 10 BTDC;  $p_{IVC}$ ; scelta dei cicli significativi e del ciclo medio(verde).

*Fig. 3.24:* 10 BTDC; *post-processing* delle acquisizioni ottiche.

*Fig. 3.25:* 10 BTDC; cicli significativi.

*Fig. 3.26:* 10 BTDC; Confronto cicli di pressione 'Sperimentale VS DSmoke'; secondo ciclo significativo (ciclo 100).

*Fig. 3.27:* 10 BTDC; Confronto cicli di pressione 'Sperimentale VS DSmoke'; quarto ciclo significativo (ciclo 269; medio).

*Fig. 3.28:* 10 BTDC; Andamento del tempo di incubazione della fiamma al variare dei cicli significativi.

*Fig. 3.29:* 10 BTDC; Andamento della temperatura del pistone e delle pareti del cilindro al variare dei cicli significativi.

*Fig. 3.30:* 10 BTDC; OH: Confronto tra acquisizioni ottiche e 'andamento calcolato con DSmoke sul ciclo medio'.

*Fig. 3.31:* 10 BTDC; CO: Confronto tra acquisizioni ottiche e 'andamento calcolato con DSmoke sul ciclo medio'.

- Fig. 3.32:* 10 BTDC; *AHR*: Confronto tra ‘sperimentale filtrato passa-alto’ e ‘andamento calcolato con DSmoke sul ciclo medio’.
- Fig. 3.33:* 10 BTDC; Cicli di pressione: Confronto tra ‘sperimentale non filtrato e sperimentale filtrato passa-alto’. Sovrapposizione di componenti detonanti della pressione ottenute con due diverse bande passanti.
- Fig. 3.34:* 8 BTDC\_OH; Cicli significativi selezionati.
- Fig. 3.35:* 8 BTDC\_CO; Cicli significativi selezionati.
- Fig. 3.36:* 8 BTDC\_OH; *post-processing* delle acquisizioni di OH.
- Fig. 3.37:* 8 BTDC\_CO; *post-processing* delle acquisizioni di CO.
- Fig. 3.38:* 8 BTDC\_OH; Andamento del *delay time* al variare dei cicli significativi.
- Fig. 3.39:* 8 BTDC\_CO; Andamento del *delay time* al variare dei cicli significativi.
- Fig. 3.40:* 8 BTDC\_OH; Andamento delle temperature del pistone e delle pareti del cilindro al variare dei cicli significativi.
- Fig. 3.41:* 8 BTDC\_CO; Andamento delle temperature del pistone e delle pareti del cilindro al variare dei cicli significativi.
- Fig. 3.42:* 8 BTDC OH; Ciclo medio: Sperimentale VS DSmoke.
- Fig. 3.43:* 8 BTDC CO; Ciclo medio: Sperimentale VS DSmoke.
- Fig. 3.44:* 8 BTDC OH; Acquisizioni OH sperimentali VS ‘OH DSmoke (ciclo medio)’
- Fig. 3.45:* 8 BTDC CO; Acquisizioni CO sperimentali VS ‘OH DSmoke (ciclo medio)’
- Fig. 3.46:* 8 BTDC OH; *AHR*; Ciclo medio: Sperimentale VS DSmoke
- Fig. 3.47:* 8 BTDC CO; *AHR*; Ciclo medio: Sperimentale VS DSmoke
- Fig. 3.48:* 8 BTDC OH; Ciclo medio: Sperimentale VS ‘Sperimentale filtrato passa- alto’. Sovrapposizione delle componenti detonanti della



pressione valutate mediante due diverse bande passanti.

*Fig. 3.49:* 8 BTDC CO; Ciclo medio: Sperimentale VS ‘Sperimentale filtrato passa- alto’. Sovrapposizione delle componenti detonanti della pressione valutate mediante due diverse bande passanti.

*Fig. 3.50:* 4 BTDC OH; Ciclo medio: Sperimentale VS DSmoke.

*Fig. 3.51:* 4 BTDC CO; Ciclo medio: Sperimentale VS DSmoke.

*Fig. 3.52:* 4 BTDC OH; Andamento del *delay time* al variare dei cicli significativi.

*Fig. 3.53:* 4 BTDC CO; Andamento del *delay time* al variare dei cicli significativi.

*Fig. 3.54:* 4 BTDC OH; Andamento delle temperature del pistone e delle pareti del cilindro.

*Fig. 3.55:* 4 BTDC CO; Andamento delle temperature del pistone e delle pareti del cilindro.

*Fig. 3.56:* 4 BTDC OH; *post.processing* delle acquisizioni di OH.

*Fig. 3.57:* 4 BTDC CO; *post.processing* delle acquisizioni di CO.

*Fig. 3.58:* 4 BTDC OH; Ciclo medio: Confronto tra acquisizioni ottiche di OH e corrispondente andamento calcolato.

*Fig. 3.59:* 4 BTDC CO; Ciclo medio: Confronto tra acquisizioni ottiche di CO e corrispondente andamento calcolato.

*Fig. 3.60:* 4 BTDC OH; Ciclo medio: Raggio del fronte di fiamma.

*Fig. 3.61:* 4 BTDC OH; *AHR*; Ciclo medio: ‘Sperimentale filtrato passa-alto’ VS DSmoke.

*Fig. 3.62:* 4 BTDC OH; Filtri HP e BP applicati al ciclo medio.

*Fig. 3.63:* Tavola sinottica degli indici di detonazione.

*Fig. 3.64:* Tavola sinottica del rapporto di compressione.

*Fig. 3.65:* Tavola sinottica del *delay time*.

*Fig. 3.66:* Tavola sinottica della pressione dell'aria aspirata.

*Fig. 3.67:* Tavola sinottica della temperatura del pistone.

*Fig. 3.68:* Tavola sinottica delle temperature delle pareti.

*Fig. 3.69:* Tavola sinottica dei picchi di pressione.

*Fig. 4.1:* Propulsore Alfa Romeo 2000 – 16V schematizzato nel GasdynPre.

*Fig. 4.2:* Inserimento dei parametri motoristici e geometrici del cilindro, in ambiente GasdynPre, per il propulsore Alfa Romeo 2000 – 16V.

*Fig. 4.3:* Acquisizioni con massima detonazione selezionate tra le prove condotte con il surrogato A1 a 1500 rpm.

*Fig. 4.4:* Cicli con massima detonazione selezionati tra le prove condotte con il surrogato A1 a 3000 rpm.

*Fig. 4.5:* Cicli con massima detonazione, con e senza filtro passa-alto, selezionati tra le prove condotte con il surrogato A1 a 4500 rpm. Parallelo confronto con il ciclo medio.

*Fig. 4.6:* Andamento degli anticipi nel corso delle prove condotte per il regime 3000 rpm della famiglia 'Surrogato A1'. In evidenza il *range* di interesse.

*Fig. 4.7:* Surrogato A1, 1500 rpm: confronto tra cicli sperimentali con massima detonazione e 'cicli medi con anticipo massimo e standard'.

*Fig. 4.8:* Surrogato A1, 1500 rpm: confronto tra ciclo sperimentale con massima detonazione e simulazioni Gasdyn, con e senza cinetica chimica dettagliata.

*Fig. 4.9:* Surrogato A1, 3000 rpm: confronto tra ciclo sperimentale con massima detonazione, simulazioni Gasdyn e cicli medi.

*Fig. 4.10:* Surrogato A1, 4500 rpm: confronto tra ciclo sperimentale con massima detonazione, simulazioni Gasdyn e ciclo medio con anticipo standard.

*Fig. 4.11:* Surrogato A1, 1500 rpm: decadimento e posticipazione del picco detonante per simulazioni DSmoke ad anticipo gradualmente diminuito.

*Fig. 4.12:* Surrogato A1, 3000 rpm: decadimento e posticipazione del picco detonante per simulazioni DSmoke ad anticipo gradualmente diminuito.

*Fig. 4.13:* Surrogato A1, 4500 rpm: assenza di detonazione.

*Fig. 4.14:* Surrogato A1, 1500 rpm; AHR per il ciclo sperimentale con massima detonazione VS andamenti simulati con e senza cinetica chimica dettagliata.

*Fig. 4.15:* Surrogato A1, 3000 rpm; AHR per il ciclo sperimentale con massima detonazione VS andamenti simulati con e senza cinetica chimica dettagliata.

*Fig. 4.16:* Surrogato A1, 4500 rpm; AHR per il ciclo sperimentale con massima detonazione VS andamenti simulati con e senza cinetica chimica dettagliata.

*Fig. 4.17:* 95 RON, 1500 rpm, confronto tra acquisizione sperimentale con massima detonazione, ciclo medio e simulazioni Gasdyn (con e senza cinetica chimica dettagliata).

*Fig. 4.18:* 95 RON, 3000 rpm, confronto tra acquisizione sperimentale con massima detonazione, ciclo medio e simulazioni Gasdyn (con e senza cinetica chimica dettagliata).

*Fig. 4.19:* 95 RON bis, 3000 rpm, confronto tra acquisizione sperimentale con massima detonazione, ciclo medio e simulazioni Gasdyn (con e senza cinetica chimica dettagliata).

*Fig. 4.20:* 95 RON, 4500 rpm, confronto tra acquisizione sperimentale con massima detonazione, ciclo medio e simulazioni Gasdyn (con e senza cinetica chimica dettagliata).

*Fig. 4.21:* 95 RON, 1500 rpm, simulazioni DSmoke evidenzianti il progressivo decadimento e la posticipazione del picco detonante a partire dal massimo anticipo fino all'estinzione completa.

*Fig. 4.22:* 95 RON, 3000 rpm, simulazioni DSmoke evidenzianti il progressivo

decadimento e la posticipazione del picco detonante a partire dal massimo anticipo fino all'estinzione completa.

*Fig. 4.23:* 95 RON, 4500 rpm, simulazioni DSmoke evidenzianti il progressivo decadimento e la posticipazione del picco detonante a partire dal massimo anticipo fino all'estinzione completa.

*Fig. 4.24:* TRF 60, 4500 rpm, simulazioni DSmoke. In alto, l'accordo con l'acquisizione sperimentale con massima detonazione per la famiglia del surrogato D2. In basso, il decadimento del picco al decrescere dell'anticipo.

*Fig. 4.25:* 95 RON, 1500 rpm. Confronto tra leggi di rilascio del calore sperimentali e calcolate.

*Fig. 4.26:* 95 RON, 3000 rpm. Confronto tra leggi di rilascio del calore sperimentali e calcolate.

*Fig. 4.27:* 95 RON, 4500 rpm. Confronto tra leggi di rilascio del calore sperimentali e calcolate.

*Fig. 4.28:* Surrogato A1, regimi 1500, 3000 e 4500 rpm. Tavola sinottica degli istanti di innesco della detonazione simulata con DSmoke, al decrescere dell'anticipo. Confronto con l'innesco della max detonazione sperimentale.

*Fig. 4.29:* Surrogato D2, regimi 1500, 3000 e 4500 rpm. Tavola sinottica degli istanti di innesco della detonazione simulata con DSmoke, al decrescere dell'anticipo. Confronto con l'innesco della max detonazione sperimentale.

*Fig. 4.30:* 95 RON, regimi 1500, 3000 e 4500 rpm. Tavola sinottica degli istanti di innesco della detonazione simulata con DSmoke, al decrescere dell'anticipo. Confronto con l'innesco della max detonazione sperimentale.

*Fig. 4.31:* TRF 71, regimi 1500, 3000 e 4500 rpm. Tavola sinottica degli istanti di innesco della detonazione simulata con DSmoke, al decrescere dell'anticipo. Confronto con l'innesco della max detonazione sperimentale nei surrogati.

*Fig. 4.32:* 95 ENI, regimi 1500, 3000 e 4500 rpm. Tavola sinottica degli istanti di innesco della detonazione simulata con DSmoke, al decrescere

dell'anticipo. Confronto con l'innesco della max detonazione sperimentale nei 95 RON.

*Fig. 4.33:* Valori di *knock intensity* e *knock energy* calcolati dalle acquisizioni con massima detonazione relative a tutti i regimi, per ogni famiglia di combustibile studiata in relazione al motore Alfa-Romeo 2000 –16 V.



## ELENCO DELLE TABELLE

*Tabella 2.1:* Caratteristiche principali del motore ad accesso ottico.

*Tabella 2.2:* Specifiche tecniche del propulsore Alfa Romeo 2000 – 16V.

*Tabella 2.3:* Nomenclatura e composizione molare dei tre principali surrogati ENI.

*Tabella 2.4:* Nomenclatura e composizione molare dei tre combustibili utilizzati in fase sperimentale per il motore Alfa Romeo.

*Tabella 3.1:* Caratteristiche principali delle prove sperimentali antecedenti al presente lavoro.

*Tabella 3.2:* Caratteristiche delle prove sperimentali analizzate nel presente lavoro.

*Tabella 3.3:* Indici di detonazione valutati sul ciclo medio della prova '18 BTDC'.

*Tabella 3.4:* Valori soglia degli indici di detonazione.

*Tabella 3.5:* Indici di detonazione valutati sul ciclo medio della prova '10 BTDC'.

*Tabella 3.6:* Indici di detonazione valutati sui cicli medi della prova '8 BTDC'.

*Tabella 3.7:* Indici di detonazione valutati sui cicli medi della prova '4 BTDC'.

*Tabella 3.8:* Correlazione tra *knock energy* e  $x_{\text{unburned}} \cdot x_{\text{knock}}$ .

*Tabella 4.1:* Struttura dei dati sperimentali disponibili per il motore Alfa-Romeo

*Tabella 4.2:* *Knock intensity* e *knock energy* per ogni regime di ogni famiglia di combustibile studiata sul motore Alfa-Romeo 2000 – 16 V.





## BIBLIOGRAFIA

- [1] G. Ferrari, *Motori a combustione interna*, Ed. Il Capitello, Torino, (2001).
- [2] M. Mehl, T. Lucchini, G. D'Errico, A. Onorati, B. M. Vaglieco, S. Merola, T. Faravelli, E. Ranzi, *Development and experimental validation of a combustion model with detailed chemistry for knock prediction*, SAE paper, (2007).
- [3] M. Mehl, T. Lucchini, G. D'Errico, A. Onorati, F. Giavazzi, P. Scorletti, D. Terna, T. Faravelli, E. Ranzi, *Kinetic modelling of knock properties in internal combustion engines*, SAE paper, (2006).
- [4] J. D. Naber, J. R. Blough, D. Frankowski, M. Goble, J. E. Szpytman, *Analysis of combustion knock metrics in spark-ignition engines*, SAE paper, (2006).
- [5] J. B. Heywood, *Internal combustion engine fundamentals*, McGraw-Hill.
- [6] D. Giacosa, *Motori endotermici*, HOEPLI, (1979).
- [7] R. Bonfanti, D. Cattaneo, T. Faravelli, A. Frassoldati, *Stima delle proprietà antidetonanti delle benzine*, Tesi di Laurea, Dipartimento di Chimica, Politecnico di Milano.
- [8] E. Delogu, F. Millo, V. Bevilacqua, *Development of a coupled 0D-3D CFD methodology for the simulation of combustion process in S.I. engines*, Tesi di Laurea, I Facoltà di Ingegneria, Politecnico di Torino, (2009).
- [9] S. S. Merola, P. Sementa, C. Tornatore, B. M. Vaglieco, *Knocking diagnostics in the combustion chamber of boosted port fuel injection spark ignition optical engine*, Int. J. Vehicle Design, Vol. 49, Nos. 1/2/3, pp. 70-90, (2009).
- [10] A. Gaspari, L. Panzeri, A. Onorati, T. Lucchini, *Previsione della detonazione in motori ad accensione comandata mediante modello quasi-dimensionale con cinetica chimica dettagliata*, Tesi di Laurea, Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica, Politecnico di Milano, (2008).
- [11] Y. Nilsson, E. Frisk, L. Nielsen, *Weak knock characterization and detection for knock control*, Department of Electrical Engineering, Linköping University, Linköping, Sweden (2008).



## RINGRAZIAMENTI

Il primo pensiero va sicuramente alla mia famiglia, in particolare ai miei genitori, perché non potevo desiderare di averne di migliori: mi avete sostenuto in ogni frangente della mia vita e oggi voglio regalarvi un momento di felicità, piccolo in confronto all'infinito affetto che ho sempre ricevuto.

Ringrazio di cuore Salvatore e Ilaria, soprattutto per avermi dato la gioia di una splendida nipotina, Giulia.

Un 'grazie' speciale va ai miei zii e ai miei cugini, e soprattutto ai miei nonni, che sento sempre qui accanto a me.

Un'immensa gratitudine va certamente al Prof. Giancarlo Ferrari, per avermi fatto appassionare a questo meraviglioso settore di ricerca attraverso le Sue lezioni e per aver saputo costruire attorno a sé un gruppo di persone magnifiche. Tra queste vorrei in particolar modo ringraziare gli ingegneri Gianluca D'Errico e Tarcisio Cerri, dotati di un'infinita pazienza e umanità, per la loro competenza, per la fiducia riposta in me e per essersi sempre proposti con una gentilezza unica e genuina.

Tantissime persone sono entrate nella mia vita, ma una in particolare ha riversato in me tantissima forza e felicità fin dal primo giorno. Laura, ogni tuo gesto mi ha consentito di superare di volta in volta le difficoltà che mi si presentavano davanti e per questo non smetterò mai di esserti grato. Sei meravigliosamente unica, se non ci fossi stata tu, non ce l'avrei mai fatta.

Grazie a te, oggi ho anche la possibilità di ringraziare Dodi e Daniele, per avermi sempre trattato come un figlio, Stefano e Simona, zia 'Baba', Paolo e Sauro: una famiglia che mi ha sempre voluto bene, fin dal primo istante.

Un grandissimo abbraccio è per Stefania, Patty e 'Pizzo': siete delle persone stupende, il vostro affetto è sempre stato quanto di più bello potessi sperare di ricevere.

In questi anni sono nate delle amicizie speciali, tra cui quella con il mitico 'trio' composto da Francesco, Luca e Ottavio; e il legame stupendo con gli amici del Dojo Reikan, in particolare con Massimo Maffezzoni, maestro in ogni possibile accezione del termine.

Un'esperienza che rimarrà certamente impressa a fuoco nei miei ricordi è quella vissuta lavorando per la Kleos Scuole, con colleghi pazzi e divertentissimi, e con una persona davvero unica, Giuseppe Ruggiero.

Nel consueto 'valzer' degli appartamenti in affitto, ho condiviso momenti di straordinaria intensità con numerosi coinquilini avvicendatisi negli anni:

Guerriero, Matteo Rossattini, Marta, Matteo Di Bella, Giuliano, Lello, Marco, Daniele e Gianluca. Siete stati e sarete sempre molto importanti per me, perché tutti mi avete insegnato qualcosa, tutti mi avete regalato almeno un sorriso e momenti indimenticabili.

In particolare a Giuseppe Guerriero sarò sempre grato per avermi consentito, insieme ad Ida, Cristiana, Vincenzo e Marinunzia, di ambientarmi facilmente nella nuova realtà milanese. Realtà nella quale ho poi continuato a star bene grazie anche ai meravigliosi legami nati con Matteo, Daniela, Filippo, Paolo, Alice, Davide, Lella, Gianluca, Salvo, Ricky, Daniela De Vita, Valeria, Guido Olivares e la sua famiglia, Efraim, Guido Sessa e gli amici di Cimiano.

Nonostante abbia trascorso buona parte degli ultimi cinque anni a Milano, ho sempre sentito al mio fianco la presenza degli amici di Potenza, vecchi e nuovi. Rivedervi è sempre una gioia senza pari e non so davvero cosa farei senza di voi. In particolare vorrei ringraziare Patrizia e Silvia, Roberto, Marco Copertino, Pasqualino, Rossella e Annalisa, Aldo, 'Angel' e 'Dave', Mario, Domenico e Marta, Francesca 'Campominato', Massimo Manfreda e Domenico Verrastro, i 'Padalini', Raffaella e tutti gli amici dell'intramontabile Unibas: persone conosciute in momenti e frangenti diversi, ma tutte accomunate dall'avermi fatto stare bene tantissime volte; ciascuno di voi costituisce un'antologia di ricordi più unici che rari.

E concludo con voi, mitici Corda, Coky, Jonny, Ciccis e Fucile: avervi incontrati è stata la mia più grande fortuna, il ricordo dei momenti passati insieme e l'attesa di quelli che sarebbero venuti hanno sempre condito le mie giornate con un sorriso e una gran voglia di vivere. Ed ogni ostacolo è sempre sembrato più leggero.

Si dice spesso che questo non è un traguardo, ma solo l'inizio di una serie di obiettivi che di volta in volta si proporranno davanti a me...

Potrà anche essere vero, ma dubito che vivrò mai un'altra avventura lunga, difficile e variegata come questa. E se dovessi riviverla, spero con tutto me stesso di farlo con accanto tutti voi, perché ce l'ho fatta solo grazie al vostro sostegno e al vostro affetto.

*Grazie di cuore,*

Giuliano.



