

**UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI NAPOLI "FEDERICO II"**



**FACOLTÀ DI INGEGNERIA**

Dipartimento di Ingegneria Industriale – Sez. Meccanica ed Energetica

**DOTTORATO DI RICERCA**

**IN**

**INGEGNERIA DEI SISTEMI MECCANICI**

**(XXV CICLO)**

**Caratterizzazione dei processi di formazione della miscela e di  
combustione in motori ad accensione comandata ed iniezione  
diretta mediante diagnostiche non convenzionali**

COORDINATORE DEL DOTTORATO:

Ch.mo Prof. Ing. Fabio Bozza

TUTOR:

Ch.mo Prof. Enrico Armentani

Dott. Bianca Maria Vaglieco

CANDIDATO

Ing. Francesco Catapano



*A Barbara e Enzo perché  
senza di loro non potrei essere  
qui, in tutti i sensi.*

## ***Ringraziamenti***

*Alla fine di questo lungo percorso, voglio dedicare un pensiero a chi ha contribuito direttamente o indirettamente al raggiungimento del traguardo finale.*

*In primo luogo, voglio ringraziare la dott.ssa Bianca Maria Vaglieco per il suo entusiasmo e la sua esperienza che mi hanno spronato e guidato, il prof.re Enrico Armentani per la sua disponibilità e pazienza e Paolo Sementa, amico prima che collaboratore, per aver condiviso con me anni di duro lavoro.*

*Inoltre, la mia gratitudine va a tutti coloro che, in questi tre anni trascorsi all' Istituto Motori del CNR di Napoli, mi hanno supportato e sopportato. Carlo Rossi che mi ha insegnato a "sporcarci le mani", Bruno Sgammato per i suoi insegnamenti nel mondo a me quasi sconosciuto dell'elettronica, il mio "capomodulo" Ezio, Silvana per la sua gentilezza e disponibilità, Maurizio il mio personale esperto di "particelle" per la sua sottile ironia.*

*E ancora tutti quelli che, pur non avendo collaborato direttamente, hanno condiviso con me ore di svago e discussione. Gabriele, coinquilino burbero ma leale, Stefano per i tanti pranzi che abbiamo condiviso, Luca per i caffè alle 9 di sera e i passaggi a casa, Cinzia, amica e confidente, e tutti quelli che potrei aver dimenticato ma che se un poco hanno vissuto con me questi ultimi giorni non potranno di certo aversene a male.*

*Una menzione a parte la merita la mia Amelie, che è entrata nella mia vita come un dolce terremoto, per essersi dimostrata un'infaticabile e inflessibile corretrice di bozze.*

*Infine, la maggiore riconoscenza la riservo alla mia famiglia, mio fratello Dario, Barbara e Enzo, genitori dalla pazienza infinita, persone eccezionali che da sempre mi sostengono e hanno condiviso con me i momenti migliori e quelli più difficili che la vita mi ha messo dinanzi.*



## ***Abstract***

*Da molti anni l'iniezione diretta nei motori ad accensione comandata è considerata una delle tecnologie più promettenti per il raggiungimento degli obiettivi di basso consumo di combustibile, nel rispetto dei limiti di emissione, e miglioramento delle prestazioni degli attuali propulsori. I motori DISI hanno mostrato, finora, ottime prospettive di sviluppo purtroppo ancora in parte disattese, vista la varietà e complessità dei parametri che sono implicati nell'ottimizzazione del sistema nel suo complesso. Da questo scaturisce l'opportunità di approfondire la conoscenza dei processi termo fluido-dinamici che avvengono nel cilindro e in particolar modo della metodologia di formazione della carica stratificata, mediante i potenti strumenti di indagine offerti dai motori otticamente accessibili e attraverso una sinergica attività numerico-sperimentale.*

*L'attività di dottorato è stata focalizzata sullo studio dei fenomeni che caratterizzano i motori DISI, con particolare riferimento alla formazione della miscela e alla combustione in condizioni di carica omogenea e stratificata, mediante diagnostiche convenzionali e non convenzionali. A questo scopo è stato, in primo luogo, realizzato e messo a punto un motore otticamente accessibile pluricilindrico, derivato da un motore commerciale DISI, cercando di mantenere inalterate il più possibile le sue caratteristiche funzionali. In seguito, grazie al motore strumentato opportunamente, è stata condotta un'estesa attività sperimentale, con lo scopo di approfondire la conoscenza dei fenomeni chiave che caratterizzano questa tipologia di motori, anche riguardo l'utilizzo di combustibili alternativi, quali il bio-etanolo in forma pura e in miscela.*

*Questo studio ha mostrato come il tipo di combustibile abbia un ruolo importante nella formazione della miscela, incidendo sia sulle prestazioni sia sulle emissioni di idrocarburi incombusti e di particolato sotto forma di particelle nanometriche. In particolare, ha evidenziato la grande dipendenza dalla condizione operativa del comportamento dell'etanolo e delle sue miscele con la benzina, in special modo in condizioni di carica stratificata. Mentre nella condizione al minimo, l'etanolo puro ha mostrato di migliorare sia variabilità ciclica sia emissioni grazie ad una migliore miscelazione, in condizioni di carico medio le differenze con la benzina in termini di prestazioni sono risultate inferiori. Per quanto riguarda le miscele, è stato osservato che, l'attesa diminuzione delle emissioni di particolato, non si verifica sempre al crescere della percentuale di etanolo e in tutte le condizioni operative. Ma l'aggiunta di etanolo può creare condizioni favorevoli per la formazione di particelle di soot dai composti pesanti della benzina e che questo effetto è esaltato, inoltre, dai tempi limitati per l'evaporazione e il mescolamento e dagli effetti di impingement dei getti.*

*Pertanto, al fine di ottenere i miglioramenti promessi dai motori DISI, un ruolo molto importante è svolto dall'ottimizzazione congiunta dei sistemi, delle strategie di iniezione e della composizione del combustibile, anche attraverso una stretta collaborazione tra modellazione CFD e misure ottiche ad alta risoluzione spaziale e temporale in camera di combustione.*

## Indice degli Argomenti Trattati

<i>Ringraziamenti</i>	4
<i>Abstract</i>	5
<b>Indice degli Argomenti Trattati</b>	<b>6</b>
<b>INTRODUZIONE</b>	<b>9</b>
<b>Capitolo 1 - STATO DELL'ARTE</b>	<b>14</b>
<b>1.1 Motori ad Accensione Comandata e Iniezione Diretta (DISI)</b>	<b>14</b>
<b>1.1.1 Overview</b>	<b>14</b>
<b>1.1.2 Confronto DISI - PFI</b>	<b>17</b>
<i>Principali vantaggi</i>	17
<i>Principali svantaggi</i>	18
<b>1.1.3 Configurazioni della camera di combustione</b>	<b>20</b>
<i>Spray-guided</i>	21
<i>Wall-Guided</i>	21
<i>Air-guided</i>	23
<b>1.1.4 Campi di moto tipici in camera di combustione</b>	<b>24</b>
<i>Swirl</i>	25
<i>Tumble</i>	26
<i>Squish</i>	27
<b>1.1.5 Sistema di iniezione del combustibile</b>	<b>27</b>
<i>Requisiti del getto di combustibile</i>	28
<i>Requisiti degli iniettori</i>	31
<i>Classificazione e tipologie di iniettori</i>	32
<b>1.1.6 Meccanismi di formazione delle emissioni inquinanti</b>	<b>33</b>
<i>Emissioni di idrocarburi incombusti (UHC)</i>	34
<i>Emissioni di NOx</i>	35
<i>Emissioni di particolato (PM)</i>	37
<b>1.1.7 Livelli raggiunti e prospettive</b>	<b>38</b>
<b>1.1.8 Motore DISI commerciale reso otticamente accessibile</b>	<b>40</b>
<b>1.2 Motori Otticamente Accessibili</b>	<b>42</b>
<b>1.2.1 Tipologie di accessi ottici nei motori a combustione interna</b>	<b>44</b>
<i>Accesso ottico attraverso la testata del motore</i>	44
<i>Accesso ottico attraverso il pistone</i>	44

<i>Accesso ottico attraverso il cilindro</i>	45
<i>Accesso ottico mediante sistemi a fibra ottica</i>	47
<b>1.1.9 Principali limitazioni dei motori otticamente accessibili</b>	<b>50</b>
<b>Capitolo 2 – MOTORE OTTICAMENTE ACCESSIILE</b>	<b>51</b>
<b>Premessa</b>	<b>51</b>
<b>2.1 Obiettivi progettuali.</b>	<b>51</b>
<b>2.2 Accesso ottico laterale</b>	<b>53</b>
<b>2.3 Accesso Ottico dal Basso</b>	<b>57</b>
<b>2.3.1 Monoblocco Allungato</b>	<b>58</b>
<b>2.3.2 Flangia</b>	<b>60</b>
<b>2.3.3 Pistone Allungato</b>	<b>61</b>
<b>2.3.4 Bowl trasparente</b>	<b>63</b>
<i>Stelo Allungato</i>	63
<i>Pistone Superiore</i>	63
<b>2.3.5 Cielo trasparente</b>	<b>65</b>
<b>2.4 Dimensionamento funzionale</b>	<b>66</b>
<b>2.5 Dimensionamento Strutturale</b>	<b>68</b>
<b>2.5.1 Carichi agenti sul Pistone</b>	<b>68</b>
<b>2.5.2 Stelo Allungato</b>	<b>70</b>
<b>CAPITOLO 3 - RISULTATI SPERIMENTALI</b>	<b>74</b>
<b>3.1 Apparato Sperimentale e Procedure</b>	<b>74</b>
<b>3.1.1 Banco Prova Motore</b>	<b>74</b>
<b>3.1.2 Apparato e Misure Ottiche</b>	<b>76</b>
<b>3.2 Condizione Operativa 1000 Giri/Min Carico Minimo</b>	<b>78</b>
<b>3.2.1 Indagine numerico-sperimentale</b>	<b>82</b>
<b>3.2.2 Confronto Etanolo puro - Benzina</b>	<b>89</b>
<b>Fase di Iniezione</b>	<b>91</b>
<b>Fase di Combustione</b>	<b>93</b>
<b>3.3 Condizione Operativa 1500 Giri/Min Medio Carico</b>	<b>97</b>

3.3.1	Confronto Etanolo puro – Benzina	100
3.4	Miscele di Bio-etanolo puro e Benzina	110
3.4.1	Influenza della pressione di iniezione	110
3.4.2	Influenza dell’anticipo di iniezione	114
	<b>CONCLUSIONI</b>	<b>122</b>
	<b>Appendice A</b>	<b>125</b>
	<i>Pirometria a due colori</i>	125
	<b>Appendice B</b>	<b>127</b>
	<i>Proprietà chimico-fisiche dei combustibili utilizzati</i>	127
	<b>Abbreviazioni</b>	<b>128</b>
	<b>BIBLIOGRAFIA</b>	<b>129</b>

## INTRODUZIONE

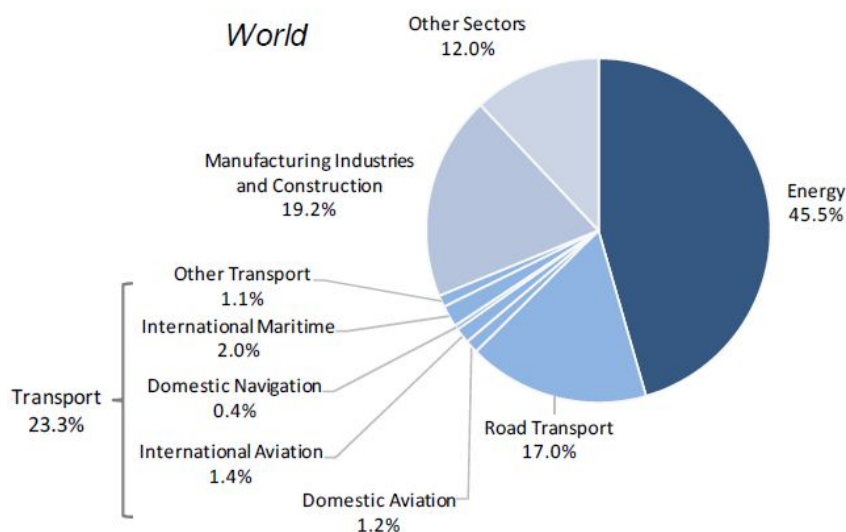
Nel corso degli ultimi decenni, è cresciuta sensibilmente la volontà di rendere più sostenibile lo sfruttamento delle risorse naturali e si è fatta sempre più pressante l'esigenza di ridurre i consumi energetici, sia a causa dell'aumento del prezzo del petrolio sia per il rinnovato interesse verso stili di vita più salubri ed in armonia con l'ambiente, stimolato anche dai sempre crescenti timori correlati con il riscaldamento globale.

L'allarme riguardante i pericoli connessi con l'aumento delle temperature medie del globo è così sentito che nel 2007 l'*Intergovernmental Panel on Climate Change* (IPCC) fondato dalle Nazioni Unite e sostenuto da eminenti scienziati ha vinto il premio nobel per la pace. L'IPCC ha recentemente ribadito che, al fine di eliminare gli effetti più gravi del cambiamento climatico, i paesi industrializzati devono ridurre le proprie emissioni di *green house gases* (GHG) dal 25 al 40%, rispetto ai livelli registrati nel 1990, entro il 2020, e devono dimezzare le emissioni globali entro il 2050 [1]. Già nel 1992 fu firmata a New York la Convenzione sui Cambiamenti Climatici che aveva individuato l'obiettivo di stabilizzare le concentrazioni in atmosfera di CO<sub>2</sub> e dei GHG ritenuti responsabili dei cambiamenti climatici, ad un livello tale da prevenire effetti pericolosi per il sistema climatico. In seguito, il Protocollo alla Convenzione, elaborato a Kyoto nel 1997, stabilì come obiettivo minimo la riduzione delle emissioni dei gas serra almeno del 5% rispetto ai livelli del 1990, a partire dal 2008 ed entro il 2012. Tale protocollo fu firmato dai principali paesi industrializzati ad eccezione degli Stati Uniti e compresi i paesi in via di sviluppo come Cina ed India inizialmente esclusi dalla riduzione delle emissioni, ed è entrato in vigore il 16 febbraio 2005 in seguito alla ratifica della Russia, grazie alla quale è stata raggiunta la copertura del 55% sul totale delle emissioni di gas serra prodotti a livello mondiale. [2]

Nel 2007 la Commissione Europea si è spinta ancora oltre con il "Piano strategico per le tecnologie energetiche (SET)", che propone di diminuire del 20% le emissioni di gas serra e il consumo di energia rispetto al tendenziale e di aumentare del 20% l'energia prodotta da fonti rinnovabili entro il 2020. In quest'ottica la Commissione sta portando avanti una serie di iniziative che, a breve termine, potenzino la ricerca aumentando le risorse finanziarie ed umane, al fine di ridurre i costi e migliorare le prestazioni delle tecnologie esistenti, favorendo l'impiego commerciale di tali tecnologie; e più a lungo termine, sostengano lo sviluppo di una nuova generazione di tecnologie a basse emissioni di carbonio. Inoltre, sia a livello europeo che internazionale si sta cercando sempre più di promuovere la cooperazione al fine di stimolare lo sviluppo, l'applicazione, la realizzazione e l'accesso alle tecnologie a basso tenore di carbonio a livello globale. [3]

In questo contesto, il settore trasporti, ed in particolare quello su strada, è uno dei maggiori utilizzatori di combustibili fossili e una delle principali sorgenti delle emissioni di CO<sub>2</sub> (cfr. Figura 1). Come evidenza l'International Energy Agency (IEA), le emissioni di CO<sub>2</sub> del settore dei trasporti rappresentano il 23% a livello globale e il 30% per i paesi dell'OECD (Organisation for Economic Co-operation and Development) del totale delle emissioni di CO<sub>2</sub> prodotte dai combustibili fossili e il settore trasporti rappresenta più del 15% delle emissioni complessive di GHG. [4][5] Le emissioni globali prodotte dai trasporti sono aumentate

del 45% dal 1990 al 2007, con quelle del trasporto su strada e del trasporto aereo che hanno mostrato, rispettivamente, il maggior volume e i più elevati tassi di crescita. Inoltre si prevede che le emissioni globali di CO<sub>2</sub> generate dal settore dei trasporti cresceranno di circa il 40% dal 2007 al 2030.

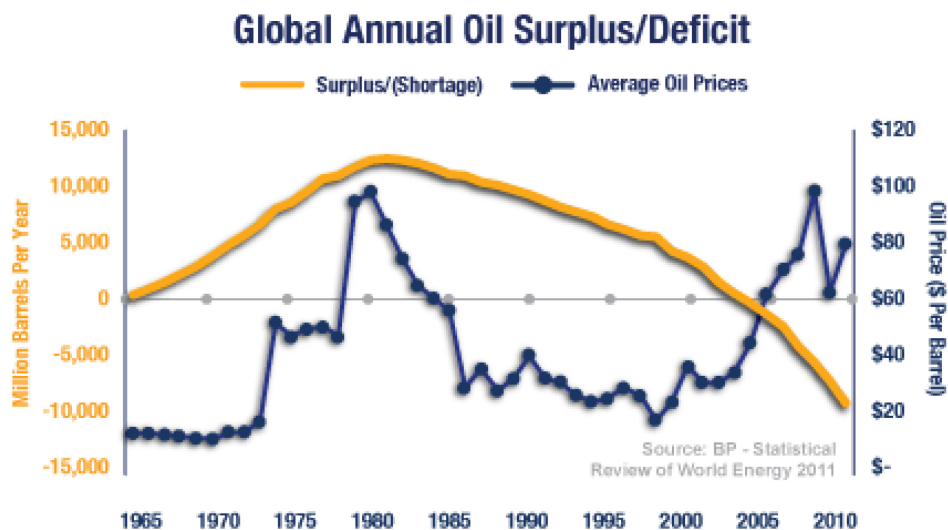


**Figura 1 Emissioni di GHG da combustibile fossile per settore, nel mondo e nei paesi OEDC (IEA 2009) [4][5]**

Considerando questo scenario, uno dei principali elementi della strategia adottata dalla Comunità Europea è rappresentato dall'accordo con l'industria automobilistica sulla riduzione delle emissioni di CO<sub>2</sub> prodotte dalle autovetture. In virtù di tale accordo i membri dell'Associazione dei Costruttori Europei di Autoveicoli (ACEA) hanno dovuto raggiungere collettivamente, entro il 2010, un livello medio di emissioni di CO<sub>2</sub> pari a 120 g/km, per le autovetture da essi commercializzate nell'Unione Europea. Analogo accordo è stato concordato tra la Commissione Europea e l'Associazione dei costruttori di autoveicoli giapponesi (JAMA) e coreani (KAMA) il cui obiettivo è stato posticipato di un anno rispetto a quello con l'ACEA.

Per quanto riguarda gli altri inquinanti, particolarmente importanti per il loro impatto sulla qualità dell'aria nelle aree urbane, esistono normative che stabiliscono i limiti per i veicoli di nuova immatricolazione. Tali normative, la EURO V e la EURO VI di prossima entrata in vigore, stabiliscono limiti molto stretti alle emissioni consentite per Km di percorrenza di monossido di carbonio (CO), idrocarburi incombusti (UHC), ossidi di azoto (NO<sub>x</sub>), e in particolare, per i motori ad accensione comandata e iniezione diretta è stata introdotto un limite sulle emissioni di particolato, fino ad oggi esistente solo per i motori diesel.

Parallelamente alla riduzione delle emissioni inquinanti, la riduzione dei consumi ha subito una accelerazione anche a causa dell'aumento dei prezzi dell'energia, e in particolare del barile di petrolio, Figura 2.



**Figura 2 Andamento della differenza tra domanda e offerta mondiale e prezzo del petrolio [6].**

Tale aumento è da attribuire principalmente alla crescita della domanda che ha subito un forte incremento a seguito della rapidissima crescita economica di paesi come India e Cina, alla quale non ha potuto seguire un pari aumento dell'offerta. Inoltre, pur non essendo prevedibile con precisione, secondo alcuni studiosi la produzione petrolifera mondiale ha raggiunto o sta per raggiungere il picco massimo, e da questo momento in poi non sarà più possibile aumentare sensibilmente la produzione, in quanto i nuovi giacimenti non saranno in grado di sostituire quelli già sfruttati, sia per quantità che per qualità. [6] Perciò il prezzo del greggio si è stabilizzato intorno ai 100 \$ al barile e non è da escludere che possa continuare ad aumentare anche sensibilmente con il passare degli anni. [7]

Questi livelli di costo rendono sempre più convenienti tecnologie alternative ai combustibili fossili, da un punto di vista economico oltre che ecologico, e spingono ancora più fortemente per la riduzione dei consumi, ottenibile attraverso l'ottimizzazione della combustione, e verso l'utilizzo di combustibili di derivazione biologica, in particolare l'etanolo per quanto riguarda i motori ad accensione comandata. [8]

Considerato questo scenario, è chiaro che gli sforzi della ricerca e sviluppo nei motori devono essere concentrati nella realizzazione di tecnologie atte a rispettare i futuri limiti di emissione e soddisfare requisiti di basso consumo di combustibile, mantenendo o migliorando le prestazioni attuali. È noto che gli attuali motori ad accensione per compressione sono caratterizzati da un miglior rendimento rispetto ai motori ad accensione comandata, dovuto essenzialmente ad un maggior rapporto di compressione e al tipo di regolazione attuata per qualità invece che per quantità, che agisce direttamente sul quantitativo di combustibile iniettato piuttosto che sul flusso d'aria in ingresso. Di contro il motore diesel presenta generalmente una maggiore rumorosità, masse alterne consistenti, più alte emissioni di inquinanti come NO<sub>x</sub> e particolato e non ha le caratteristiche di potenza specifica degli attuali motori benzina, nonostante negli ultimi anni l'introduzione del *common rail* ha ridotto sensibilmente questa forbice. [9][10]

È stato quindi quasi automatico pensare di introdurre l'iniezione diretta nei motori ad accensione comandata, cosa che potrebbe rappresentare una piccola grande rivoluzione paragonabile a quella che vi è stata negli anni scorsi con l'avvento del *common rail* per i motori diesel. Ci si aspetta, infatti, che tali motori

riescano a diminuire anche sensibilmente il consumo specifico agendo direttamente sulla quantità di combustibile iniettata in camera. Inoltre, i motori DISI (*Direct Injection Spark Ignition*), grazie a particolari configurazioni della camera di combustione e del sistema di iniezione, possono essere in grado di adottare strategie di stratificazione della miscela. Questa tecnica consente di utilizzare miscele globalmente povere, che generalmente non potrebbero essere bruciate efficientemente in motori ad accensione comandata, creando una distribuzione della carica, favorevole all'accensione e alla propagazione della fiamma, localmente stechiometrica o ricca in prossimità della candela e povera altrove. In questo modo, si può regolare la potenza del motore a carichi medi e bassi, limitando l'uso della farfalla e quindi le perdite di carico, incrementandone così il rendimento. [11]

D'altro canto, la varietà e complessità dei parametri che caratterizzano questa tipologia di motori, rende l'ottimizzazione del sistema nella sua totalità, necessaria e allo stesso tempo estremamente complessa. Ottimizzazione che non può prescindere da una conoscenza approfondita dei meccanismi e dei fenomeni che ne determinano il funzionamento e risulterà decisiva al fine di raggiungere i risultati attesi, in termini di consumi ed emissioni, che allo stato attuale non sono ancora completamente conseguiti. [12]

Da diversi anni lo studio dei motori a combustione interna è condotto anche grazie a diagnostiche ottiche applicate direttamente in camera di combustione, che richiedono l'utilizzo di motori otticamente accessibili attraverso i quali è possibile analizzare la formazione della miscela e la combustione [13]. Visualizzazione tramite telecamere ad alta risoluzione spaziale e temporale anche nel campo dall'UV all'infrarosso, analisi spettroscopiche, chemiluminescenza, pirometria a due colori, permettono di caratterizzare con grande precisione i fenomeni coinvolti nel processo di formazione della miscela e di seguire l'intera fase di propagazione della fiamma, analizzando anche i reagenti ed i prodotti della combustione in tempo reale durante tutto il ciclo e non soltanto allo scarico. [13][14]

Di contro i motori otticamente accessibili presentano delle limitazioni che li rendono sostanzialmente diversi dai motori reali giacché tipicamente privi di lubrificazione e dotati di finestre trasparenti, che seppur realizzate in materiali speciali (quarzo o zaffiro) hanno caratteristiche, di resistenza e scambio termico, diverse rispetto ai metalli. Tali limitazioni riguardano essenzialmente le condizioni operative, in particolare, numero di giri, carico massimo e durata delle prove, che in genere non consente di ottenere un *database* sufficientemente ampio per una buona statistica dei fenomeni investigati. [15]

In considerazione di tutto quello detto sin qui, l'attività di dottorato è stata focalizzata sull'approfondimento dello studio dei fenomeni che caratterizzano i motori DISI, con particolare riferimento alla formazione della miscela e alla combustione e all'utilizzo di combustibili alternativi bio-derivati, mediante diagnostiche convenzionali e non convenzionali. A questo scopo è stato, in primo luogo, realizzato e messo a punto un motore otticamente accessibile pluricilindrico, derivato da un motore commerciale DISI, cercando di mantenerne il più possibile inalterate le caratteristiche funzionali. In seguito, grazie al motore strumentato opportunamente, è stata condotta un'intensa attività sperimentale con lo scopo di approfondire la conoscenza delle peculiarità di questa tipologia di motori che, se sviluppata adeguatamente, potrebbe



rivestire una certa importanza nella corsa verso la riduzione dei consumi e delle emissioni. Sfida che, come abbiamo visto, è certamente tra le più importanti che il settore *automotive* sta affrontando e dovrà affrontare nei prossimi anni.

Di seguito, nel primo capitolo è descritto lo stato dell'arte e le principali caratteristiche dei motori ad accensione comandata e iniezione diretta e le peculiarità dei motori otticamente accessibili generalmente esistenti e più utilizzati. Nel secondo capitolo, invece, è esposto il progetto del motore otticamente accessibile derivato da un motore commerciale 4-cilindri DISI 1750 cc capace di funzionare anche con carica stratificata; mentre il terzo capitolo è dedicato all'esposizione dei risultati ottenuti grazie all'applicazione di diagnostiche ottiche ad alta risoluzione spaziale e temporale in camera di combustione accoppiate a quelle tradizionali.

# Capitolo 1 - STATO DELL'ARTE

## 1.1 Motori ad Accensione Comandata e Iniezione Diretta (DISI)

### 1.1.1 Overview

Vista la sempre crescente richiesta di ridurre i consumi di combustibili per autotrazione, la ricerca in campo automobilistico è tesa da anni a sviluppare motori estremamente efficienti, aventi il miglior consumo specifico al freno (BSFC) e capaci di soddisfare le attuali e future normative sulle emissioni, sempre più stringenti. Notoriamente, il BSFC generalmente associato ai motori ad accensione per compressione (CI) è sensibilmente maggiore di quello raggiunto dai motori ad accensione comandata e iniezione indiretta (PFI), soprattutto grazie a rapporti di compressione significativamente superiori, accoppiati con una regolazione del carico per qualità piuttosto che per quantità, che non prevede cioè l'uso della strozzatura in aspirazione. I motori CI, tuttavia, generalmente presentano una rumorosità più elevata, un *range* di velocità più limitato, maggiori costi, un peso complessivo delle masse fisse e alternative più elevato ed emissioni di particolato e di NOx superiori rispetto ai motori ad accensione comandata (SI). Per questo, nel corso degli ultimi decenni, si è cercato di sviluppare un motore a combustione interna per applicazioni *automotive* che potesse combinare le migliori caratteristiche dei motori SI e CI.



**Figura 1. 1 Mercedes Benz 300 SL “Ali di Gabbiano”, prima vettura a montare un propulsore DISI con sistema Bosch nel 1955.**

I primi modelli di motori ad accensione comandata che adottarono l'iniezione diretta risalgono a moltissimi anni fa, addirittura ad inizio secolo scorso. I primi tentativi furono fatti in campo aeronautico e diversi aerei militari con sistema DISI furono operativi durante le due grandi guerre [14]. In particolare il primo in assoluto fu l'*Antoinette 8V* inventato da Leon Levavasseur nel 1902 [17], e a seguire quasi tutti gli aeromobili della II guerra mondiale di produzione tedesca ed alcuni anche dell'Unione Sovietica e degli USA. Il primo sistema DISI in campo automobilistico fu invece proposto dalla Bosch nel 1952 ed adottato dalla Mercedes-Benz nel 1955 sulla 300 SL, vettura sportiva passata alla storia come “Ali di Gabbiano”, per il motivo chiaramente visibile in Figura 1. 1.

Nonostante ciò, soltanto negli anni '70 e '80, lo studio dell'iniezione diretta nei motori SI subì un nuovo forte impulso con lo scopo di combinare la potenza specifica maggiore e le emissioni inferiori del motore ad accensione comandata con la migliore efficienza, specialmente a carichi parziali, del motore CI.

In quel periodo, diversi studi indicarono come candidato ideale per il raggiungimento di questi obiettivi, un motore ad accensione comandata e iniezione diretta (DISI), quattro tempi, dotato di una regolazione della potenza basata sulla variazione della quantità di combustibile iniettata piuttosto che sulla strozzatura in aspirazione, in modo da limitare al minimo il lavoro negativo del ciclo di pompaggio. In questo tipo di motore, l'iniezione diretta del combustibile in camera permetterebbe di realizzare miscele non omogenee con una distribuzione del rapporto aria-combustibile (AFR) favorevole all'ignizione e alla propagazione della fiamma anche con miscele globalmente povere. Sin dai primi studi questo sistema fu denominato ad iniezione diretta e carica stratificata (DISC) e mostrò una alta tolleranza ai combustibili con basso numero di ottano, un buon indice di guidabilità e una intrinseca capacità multi-fuel [18][19][20][21].

L'interesse verso questo sistema portò alla definizione e allo studio di diverse strategie di combustione tra cui storicamente si possono ricordare il sistema Texaco Controlled Combustion System (TCCS) [22] e quello proposto dalla Ford (PROCO) [23]. La maggior parte di questi sistemi, che presentavano due valvole per cilindro e una camera di combustione con cavità nel cielo del pistone, diede risultati di consumo specifico di combustibile comparabile con quelli dei motori diesel ad iniezione indiretta di quel periodo ma presentavano notevoli inconvenienti legati alle intrinseche limitazioni del sistema meccanico di iniezione del combustibile.

Oggigiorno, la maggior parte di questo tipo di limitazioni di base incontrate nei primi lavori su questi motori, sono completamente superate grazie agli sviluppi delle strategie di controllo elettronico. Per questo negli ultimi 15-20 anni la tecnologia DISI è tornata particolarmente alla ribalta nella ricerca in ambito *automotive* con molteplici proposte, ognuna caratterizzata da specifiche strategie di preparazione della miscela, controllo della combustione e riduzione di emissioni e, attualmente, la stragrande maggioranza delle principali case automobilistiche realizza modelli dotati di propulsori ad accensione comandata con sistemi ad iniezione diretta.

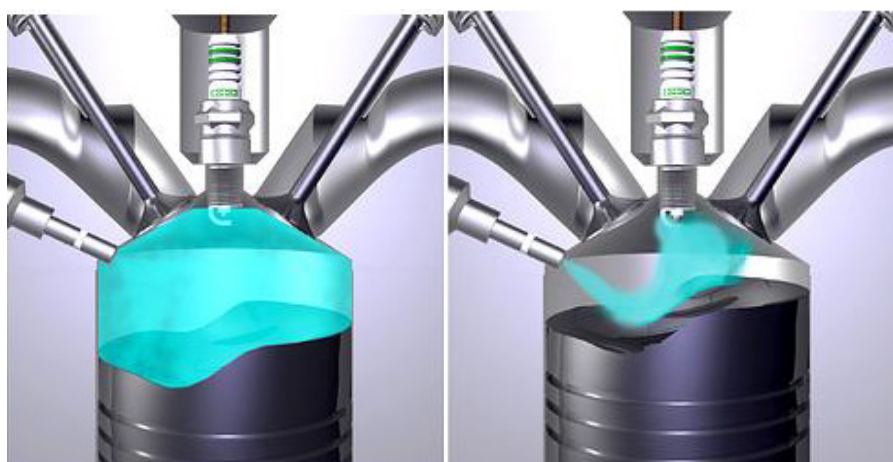
I motori DISI possono essere classificati secondo diverse categorie facenti riferimento ai sistemi di combustione e alle strategie di controllo, anche se è giusto precisare che, nella realtà, nessun motore si caratterizza con una singola proprietà ma piuttosto con una combinazione di queste. In Tabella 1. 1 è riassunta tale classificazione, le prime cinque categorie sono basate sulle configurazioni di sistema di combustione, mentre l'ultima sulla strategia di controllo assunta.

**Tabella 1. 1 Classificazione dei motori DISI.**

<b>CATEGORIA</b>	<b>CLASSIFICAZIONE</b>	<b>DESCRIZIONE</b>
<b>Distanza iniettore candela.</b>	<i>Narrow Spacing</i> (Piccola distanza)	Gli elettrodi candela sono in prossimità della punta dell'iniettore per accendere il getto direttamente alla periferia.
	Wide Spacing (Grande distanza)	Tra la punta dell'iniettore e gli elettrodi c'è una maggiore distanza e la stratificazione è creata da flusso di aria o dall'urto tra getto e superficie pistone.
<b>Modalità creazione carica stratificata</b>	<i>Spray-Guided</i>	La stratificazione è dovuta alla particolare configurazione del getto. L'arco elettrico si ha in prossimità della punta dell'iniettore, e l'accensione avviene nella periferia dello spray.
	<i>Wall-Guided</i>	La stratificazione è creata attraverso interazione tra getto e parete (cavità sulla testa dello stantuffo). È l'approccio più comunemente adottato nei motori DISI.
	<i>Air-Guided</i>	La stratificazione è creata attraverso l'interazione del getto di combustibile con il moto dell'aria nel cilindro.
<b>Moto della carica</b>	<i>Tumble</i>	Moto con asse trasversale al cilindro utilizzato per coadiuvare la stratificazione della carica.
	Swirl	Moto con asse parallelo al cilindro usato per coadiuvare la stratificazione della carica
<b>Posizione iniettore</b>	Centrale	L'iniettore è localizzato al centro della camera e gli elettrodi della candela sono in prossimità della punta dell'iniettore.
	Laterale	L'iniettore è localizzato in periferia della camera, dal lato della aspirazione, mentre gli elettrodi al centro.
<b>Tipo iniettore</b>	Singolo fluido	Iniezione del solo combustibile.
	<i>Pulse-Pressurized, Air-Assisted</i>	Iniezione di una miscela di aria e combustibile.
<b>Distribuzione del combustibile</b>	Omogenea	Miscela di aria e benzina con distribuzione prevalentemente omogenea.
	Stratificata	Miscela di aria e benzina non omogenea con distribuzione avete un ben definito grado di stratificazione.

### 1.1.2 Confronto DISI - PFI

Nonostante le principali limitazioni all'utilizzo dell'iniezione diretta nei motori SI siano state superate grazie ai progressi scientifici e produttivi, i motori ad accensione comandata ad oggi più utilizzati sono certamente quelli ad iniezione indiretta (Port Fuel Injection). Essi presentano però notevoli limitazioni da attribuirsi principalmente al sistema di regolazione del carico, ottenuto per laminazione della miscela e quindi affetto da perdite che ne limitano l'efficienza, e al sistema di iniezione, che risulta impreciso e poco flessibile nei transitori. D'altro canto nei motori DISI la regolazione del carico si ottiene agendo sulla quantità di combustibile iniettata direttamente nel cilindro, e risulta quindi più rapida, precisa e più efficiente permettendo inoltre di limitare l'uso della farfalla e quindi le perdite di pompaggio associate alla laminazione dell'aria in ingresso.



**Figura 1. 2 Miscela omogenea (a sinistra) e stratificata (a destra) in un motore DISI**

Per realizzare questo tipo di regolazione però, nei motori ad accensione comandata è necessario adottare strategie di stratificazione della carica, realizzata attraverso particolari configurazioni della camera di combustione e del sistema di iniezione, in modo da consentire l'accendibilità ed ottenere una combustione efficiente anche da miscele globalmente povere, che siano localmente stechiometriche o lievemente ricche in prossimità della candela, Figura 1. 2. In questo modo è possibile limitare lo strozzamento dell'aria in ingresso e di conseguenza il lavoro negativo associato al ciclo di pompaggio, a beneficio del rendimento, e quindi diminuire il consumo specifico di combustibile tenendo sotto controllo anche le emissioni, riuscendo a bruciare in modo efficiente miscele globalmente povere.

#### **Principali vantaggi**

Oltre a permettere la combustione di miscele stratificate globalmente magre, normalmente non efficienti nei motori ad accensione comandata, l'uso dell'iniezione diretta porta con sé diversi benefici connessi principalmente alla regolazione del carico per qualità invece che per quantità e al raffreddamento dell'aria aspirata derivante dall'evaporazione del combustibile nella camera di combustione durante l'aspirazione. Tali vantaggi riguardano perciò il consumo di combustibile e le emissioni.

Più nel dettaglio, nei motori DISI la regolazione del carico può essere realizzata, in modo analogo ai motori diesel, variando l'ammontare di combustibile iniettato nel cilindro e limitando perciò l'abbattimento

del rendimento ai bassi carichi, dovuto alle elevate perdite termodinamiche indotte dalla strozzatura dell'aspirazione e alla conseguente laminazione dell'aria aspirata (perdite di pompaggio).

Inoltre, la massa di combustibile iniettata all'interno del cilindro per singolo ciclo può essere controllata con una maggiore accuratezza in modo da realizzare la dosatura richiesta e di ridurre il tempo di trasporto della benzina. Questa caratteristica migliora la risposta ai transitori, apportando notevoli benefici sia in termini di riduzione del consumo e di emissioni di idrocarburi incombusti (UHC), che di guidabilità. L'accurato controllo della quantità iniettata consente l'accensione al primo ciclo della manovra di avviamento a freddo, anche con un leggerissimo o nessun arricchimento, pertanto, i motori DISI hanno il potenziale di realizzare in fase di avviamento a freddo, emissioni di UHC confrontabili con quelle osservate in condizioni stazionarie. [24][25]

Un ulteriore beneficio dell'iniezione diretta discende dalla possibilità di interrompere l'alimentazione di combustibile in fase di decelerazione, strategia non praticabile nei motore PFI che impiegherebbero parecchi cicli per ristabilire la massa di combustibile richiesta per combustioni sufficientemente efficienti.

Il raffreddamento dell'aria aspirata dovuto all'evaporazione del combustibile già nebulizzato che preleva il calore latente di vaporizzazione dall'aria, piuttosto che dalle pareti consente di ottenere ulteriori miglioramenti dell'efficienza del ciclo. In particolare è possibile progettare motori con rapporti di compressione o sovralimentazioni maggiori, essendo meno soggetti alla detonazione. Quando l'iniezione avviene in fase di aspirazione, poi, il raffreddamento dell'aria consente di aumentare il coefficiente di riempimento. Inoltre le perdite per scambio termico sono inferiori sia grazie all'evaporazione direttamente in camera che alle miscele stratificate globalmente magre.

Riassumendo, i principali vantaggi dell'iniezione diretta rispetto a quella nel condotto di aspirazione nei motori ad accensione comandata, sono: [10]

➤ Minore consumo di combustibile, derivante da:
- minori perdite di pompaggio e di calore, grazie alla carica stratificata globalmente magra - rapporto di compressione e/o sovralimentazione potenzialmente superiore, grazie al raffreddamento dell'aria durante l'aspirazione - rendimento volumetrico maggiore a seguito del raffreddamento della carica - interruzione dell'alimentazione durante la decelerazione del veicolo
➤ Migliore risposta ai transitori e in partenza a freddo, derivante da:
- Minore accelerazione e nessun arricchimento della miscela richiesto per le variazioni di regime grazie all'assenza del film liquido di combustibile nel collettore di aspirazione - Controllo più preciso del rapporto aria-combustibile
➤ Minori emissioni di UHC specialmente in avviamento e in transitorio ➤ Minori emissioni di CO <sub>2</sub> grazie alla migliore efficienza globale ➤ Maggiori margini di ottimizzazione del sistema.

### **Principali svantaggi**

Le difficoltà principali dell'utilizzo dell'iniezione diretta, sono connesse al tempo disponibile per la preparazione della miscela che è molto ridotto rispetto ai sistemi ad iniezione indiretta per i quali il condotto

di aspirazione agisce praticamente da precamera. Di conseguenza il livello di nebulizzazione dello spray di combustibile nei motori DISI deve essere abbastanza spinto per permettere l'evaporazione nel tempo limitato tra iniezione ed accensione. In caso contrario le goccioline di combustibile che non vaporizzano in questo intervallo, molto probabilmente bruciano in maniera incompleta, e possono provocare emissioni di HC e particolato. Per questo il sistema di iniezione è di importanza fondamentale in questi motori e risulta certamente più complesso e costoso. [26]

Inoltre, iniettando direttamente all'interno del cilindro, il combustibile può impattare sul pistone e sulle pareti del cilindro, specialmente in motori di piccola cilindrata e nelle strategie con iniezione ritardata utilizzate per la stratificazione della miscela. Questi fattori possono contribuire ad aumentare le emissioni di UHC e particolato che, in alcuni casi, possono eccedere quelli di un motore PFI ottimizzato. Inoltre, nei sistemi DISI operanti in condizioni di carica stratificata globalmente magra, l'abbattimento degli inquinanti non può essere affidato al solo catalizzatore trivalente come invece avviene nei sistemi PFI, ma esiste la necessità di sviluppare catalizzatori più efficienti. Le eccessive emissioni di UHC a basso carico e di particolato ad alto carico, rappresentano una lacuna di tale tipologia di motore e tuttora rappresentano uno dei maggiori limiti al loro utilizzo e una delle sfide più importanti della ricerca per la loro riduzione. [27]

Questi motivi e gli altri riassunti qui sotto, fanno sì che l'iniezione indiretta sia ancora più usata di quella diretta nei motori ad accensione comandata: [10]

- Alta produzione locale di NOx in condizioni di funzionamento a carica stratificata,
- Maggiori emissioni di HC, a basso carico;
- Maggiori emissioni di particolato.
- Difficoltà di ottenimento e controllo della formazione della miscela stratificata;
- Complessità dei sistemi di controllo e delle tecnologie d'iniezione richieste nei cambi di carico del motore;
- Usura dei componenti del sistema di iniezione, causata dall'alta pressione e bassa lubrificazione del combustibile;
- Maggiore complessità dei sistemi di controllo
- Elevata complessità del sistema di iniezione del combustibile e dei sistemi di combustione richiesti per le necessità di potere operare al meglio in diverse condizioni di funzionamento tra inizio freddo e pieno carico;
- Elevato numero di variabili per l'ottimizzazione del sistema.

### 1.1.3 Configurazioni della camera di combustione

La posizione e l'orientamento relativo tra iniettore e gli elettrodi della candela sono parametri geometrici critici nella progettazione e ottimizzazione di un sistema di combustione DISI [10]. Durante il funzionamento a carico elevato, l'orientamento dell'asse dell'iniettore e l'angolo di cono dello spray devono promuovere una buona miscelazione tra il combustibile e l'aria aspirata, per massimizzare il riempimento del cilindro e favorire la formazione di miscele omogenee in tutta la camera. Per le strategie con iniezione ritardata, la posizione dell'iniettore rispetto alla candela dovrebbe idealmente fornire una miscela infiammabile nei pressi della candela al momento della scintilla in modo da massimizzare il lavoro dal ciclo in un range di funzionamento del motore più o meno ampio. In generale, non esiste un'unica configurazione ottimale per tutte le combinazioni di velocità e di carico, quindi la disposizione dell'iniettore e della candela è quasi sempre frutto di una scelta di compromesso.

Facendo riferimento alla configurazione della camera di combustione, i sistemi DISI possono essere suddivisi in tre tipologie: *wall guided*, *air guided* e *spray guided*, che si differenziano per la particolare configurazione geometrica dello spray e per le modalità di formazione della miscela, dovuta alle interazioni tra il getto e il cielo del pistone o con il campo di moto del flusso d'aria, Figura 1. 3. [28]

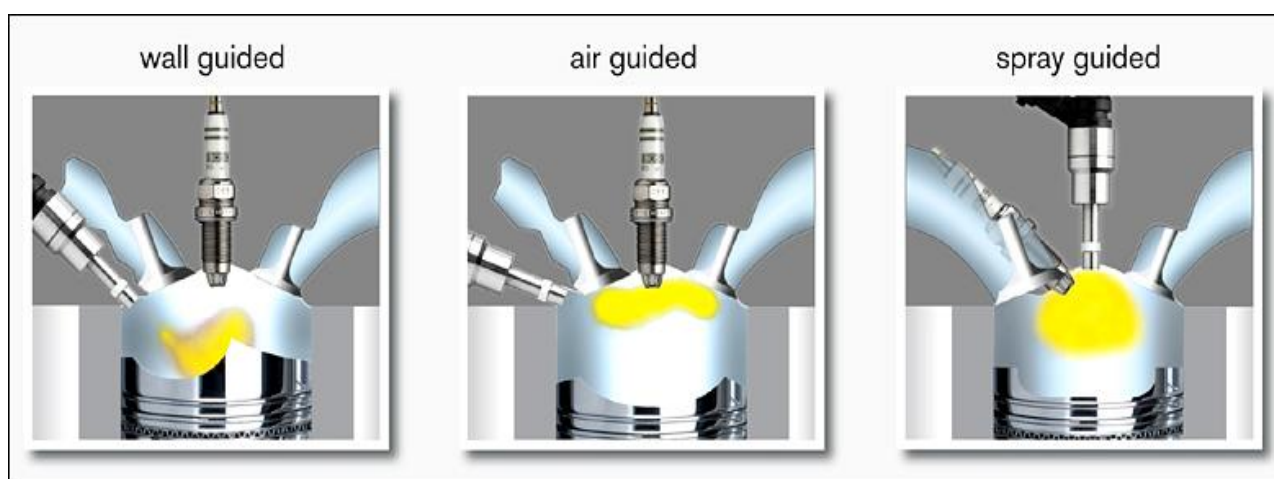


Figura 1. 3 Tipologie di formazione della carica stratificata.

È opportuno precisare che i sistemi reali sono una combinazione di questi tre meccanismi in cui il contributo relativo di ognuno di essi può essere talvolta predominante. Come schematizzato in Figura 1. 3, i sistemi di combustione *spray-guided* sono in genere realizzati con una disposizione *Narrow-Spacing*, cioè con iniettore e candela posizionati molto vicini l'uno all'altro; mentre i *wall-guided* e gli *air-guided* con quella *Wide-Spacing* che prevede invece una distanza maggiore. [29]



### **Spray-guided**

Il sistema di combustione *spray-guided* ha avuto le sue origini già nei primi sviluppi del motore DISI, (Figura 1. 3). Questa configurazione permette in genere di realizzare stratificazioni della miscela molto spinte con eccessi d'aria maggiore rispetto ai sistemi *wall-guided* e *air-guided*. [10][11]

Inoltre la miscela stratificata può essere realizzata senza una forte dipendenza dal moto della carica e dalla geometria della testa del pistone. Perciò un vantaggio immediato dei sistemi *spray-guided* è la possibilità di convertire semplicemente un motore PFI in uno ad iniezione diretta, anche se questo approccio presenta diversi difetti che ne limitano comunque la realizzazione.

La vicinanza tra la punta dell'iniettore e gli elettrodi della candela, e l'intervallo molto breve tra l'iniezione della benzina e lo scocco della scintilla, fanno però nascere problemi di formazione di depositi sulla candela ed emissioni di particolato, dovuti essenzialmente ad una nebulizzazione scadente in prossimità degli elettrodi. Un altro difetto non trascurabile è la scarsa robustezza delle caratteristiche di combustione nel tempo, rispetto alle variazioni delle proprietà dello spray. Variazioni delle caratteristiche del getto, in termini di simmetria, allineamento o angolo di cono, causati da difetti di produzione o da depositi sull'iniettore, possono dare luogo a riduzioni dell'IMEP e *misfires*. Si è visto che, per limitare tali inconvenienti, è opportuno allineare l'iniettore con l'asse del cilindro, mantenendo la candela sempre in prossimità del centro della camera. Questa sistemazione ha il vantaggio di minimizzare la quantità di combustibile che bagna le pareti, riducendo anche la sensibilità alle condizioni di flusso nel cilindro e realizzando un allineamento favorevole del getto alla cavità del pistone. A questo riguardo, sono stati studiati anche sistemi a corpo unico (SPI, Spark Plug Injerctor) che contengono l'iniettore e la candela, facilitando anche l'assemblaggio in un motore a quattro valvole per cilindro.

L'applicazione della tecnologia DI a motori che hanno alesaggio molto piccolo, risulta difficile sia a causa dello spazio ridotto che si ha a disposizione per il posizionamento dell'iniettore, sia per i probabili maggiori problemi di impatti del combustibile con le pareti. La necessità di ricavare lo spazio per l'inserimento dell'iniettore in posizione centrale, porta a ridurre le dimensioni della valvola di aspirazione e quindi peggiorare il coefficiente di riempimento.

Quindi, il sistema *spray-guided*, essendo *Narrow-Spacing*, è considerato importante per i motori DISI di piccola taglia in cui si hanno spazi ridotti per l'assemblaggio. In ogni caso, anche in questo tipo di motore la posizione dell'iniettore deve essere ottimizzata in modo tale da massimizzare le dimensioni delle valvole e quindi il riempimento e l'effetto di raffreddamento della carica aspirata.

### **Wall-Guided**

Nei sistemi *wall-guided*, che come abbiamo anticipato appartengono alla categoria *Wide spacing*, la carica stratificata è ottenuta, come illustrato in Figura 1. 3, grazie all'interazione del getto con la superficie superiore del pistone opportunamente sagomata. Il trasporto dei vapori di combustibile verso l'elettrodo della candela è garantito dalla particolare forma della cavità (*bowl*) sul pistone e dal moto *tumble* o *swirl* della

carica. Nel caso di un motore a quattro valvole per cilindro con candela in posizione centrale, l'iniettore può essere localizzato tra le due valvole di aspirazione oppure tra quelle di aspirazione e scarico, anche se in questa configurazione si potrebbe riscontrare un maggiore carico termico sulla punta dell'iniettore. Studi analitici del processo di stratificazione con l'iniettore in questa posizione, hanno mostrato che la geometria della testa del pistone diventa ancor più essenziale e che la *bowl* deve essere sempre presente. Per questi motivi, la migliore soluzione, che è stata maggiormente sperimentata e prodotta, è quella che presenta l'iniettore tra le due valvole di aspirazione. Inoltre questa configurazione geometrica rappresenta la soluzione ideale per un motore DISI multi valvole con basso valore di alesaggio e mostra un miglior trascinarsi del combustibile da parte dell'aria aspirata, in caso di iniezione anticipata per miscela omogenea, e così anche un miglior raffreddamento della punta dell'iniettore. [10]

I sistemi di combustione *wall-guided*, con iniettore montato lateralmente alla camera di combustione, presentano una notevole sensibilità alle variazioni delle caratteristiche del getto ed urti non desiderati con le pareti opposte della camera, in particolare quest'ultimo inconveniente ridurrebbe il beneficio del raffreddamento della carica in condizioni di miscela omogenea. Un ulteriore svantaggio di questa configurazione, è dovuto ai fenomeni di *impingement* dello spray con le pareti del cilindro e alla conseguente formazione di film liquidi che bruciando in modo poco efficiente provocano un aumento di emissioni di UHC e particolato.

La geometria del cielo del pistone accoppiata alle caratteristiche del getto sono due dei fattori principali che determinano le prestazioni del sistema di combustione *wall-guided* e sono quindi fondamentali nella loro ottimizzazione. [30]



**Figura 1. 4 Pistone del motore commerciale dal quale è stato derivato il motore otticamente accessibile**

La Figura 1. 4 mostra, a titolo di esempio, il pistone adottato nel motore commerciale dal quale è stato derivato il motore otticamente accessibile utilizzato per le misure sperimentali. Evidentemente il disegno della *bowl* cambia in relazione alle specifiche applicazioni ed è importante precisare che la sua profondità è un fattore importante per l'ottimizzazione del sistema. Ad esempio, una *bowl* piccola, in condizioni di basso e medio carico, permette di realizzare una carica stratificata localmente ricca nel punto in cui scocca la

scintilla, rendendo la miscela abbastanza accendibile. Quando invece la profondità è maggiore, pur rimanendo quasi invariato il grado di stratificazione, possono presentarsi dei problemi per la combustione ad alti carichi.

Riguardo la geometri del pistone, è necessario quindi trovare un buon compromesso che permetta di realizzare un buon grado di stratificazione a basso carico e di non peggiorare i regimi ad alto carico, condizione in cui è richiesta una miscela omogenea. Infatti, la potenza erogata a pieno carico generalmente si riduce marcatamente quando è presente la speciale forma sagomata del pistone che serve a realizzare la combustione con carica stratificata.

Un altro fattore che concorre al buon funzionamento di un sistema *wall-guided* e che spesso richiede delle scelte di compromesso è l'orientamento relativo tra un iniettore montato lateralmente e il collettore di aspirazione. Un basso angolo di inclinazione dell'iniettore rispetto all'orizzontale può impattare contro le valvole di aspirazione e le pareti del cilindro, specie in caso di iniezione anticipata, provocando la formazione di depositi. Usando un getto inclinato o un più grande angolo di inclinazione dell'iniettore, in genere, si riesce ad ottenere la migliore interazione tra spray e pistone in modo da generare una buona stratificazione, più facilmente e per diversi valori di angolo di manovella, e quindi con più ampi intervalli di velocità. In ogni caso, l'inclinazione dell'iniettore deve sempre essere una scelta di compromesso tra gli effetti di urto sulla parete, le prestazioni e le emissioni. Aumentando l'angolo di inclinazione dell'iniettore rispetto alla direzione orizzontale, l'ammontare di combustibile che urta contro le pareti del cilindro diminuisce leggermente, mentre la quantità che bagna le superfici delle testa è notevolmente ridotta. Inoltre, il posizionamento quanto più possibile verticale fa aumentare di molto la massa di benzina che interagisce con la *bowl* e riduce il complessivo ammontare di combustibile che urta le pareti, ma degrada le prestazioni del motore a pieno carico a causa di un basso grado dell'omogeneità della miscela. Di conseguenza, aumentando l'angolo di inclinazione dell'iniettore ad alti carichi si possono avere maggiori emissioni di particolato e consumo specifico più alto. Un altro importante parametro che deve essere preso in esame oltre all'orientamento dell'iniettore, è la sua sporgenza in camera di combustione, che deve essere ottimizzata in maniera tale da eliminare o minimizzare la quantità di benzina che urta contro le valvole. [31]

### **Air-guided**

Nei sistemi di combustione *air-guided*, (cfr. Figura 1. 3), la stratificazione è realizzata attraverso l'interazione tra il getto di combustibile e la massa d'aria aspirata, la quale è dotata di un moto capace di convogliare lo spray verso gli elettrodi della candela. In questo modo si riesce a ridurre il fenomeno dell'*impingement* sulla superficie del pistone e nella *bowl*, e la formazione del film di combustibile liquido tipico dei sistemi *wall-guided*, con un conseguente contenimento delle emissioni di HC. Questa configurazione può determinare, però, una maggiore instabilità della combustione a basse velocità di rotazione del motore a causa del basso livello energetico della massa d'aria. Per questa ragione, su tutto l'intervallo di velocità del motore, è richiesta una accurata ottimizzazione del sistema, che tenga conto sia delle caratteristiche dello spray sia del moto della carica e delle interazioni con la geometria della camera di combustione e la posizione della candela. Da un punto di vista teorico, un sistema di combustione *air-guided*

non richiederebbe una particolare geometria della testa del pistone, ma generalmente essa viene comunque utilizzata per contribuire alla generazione del moto d'aria desiderato al fine di migliorare la ripetibilità e la stabilità della combustione.

#### **1.1.4 Campi di moto tipici in camera di combustione**

Il campo di moto che si instaura nella camera di combustione durante le fasi di aspirazione e compressione è uno dei parametri fondamentali che determinano le prestazioni e la flessibilità operativa di ogni sistema DISI. Su scala macroscopica, l'entità delle componenti medie del moto così come la loro variabilità ciclica, hanno una importanza tale da essere paragonabile a quella del sistema di iniezione. Su scala microscopica, un elevato livello di turbolenza è essenziale per migliorare il processo di miscelazione aria-combustibile, ma per l'ottenimento e la stabilizzazione di una miscela con il giusto grado di stratificazione, è generalmente richiesto un moto d'aria controllato.

Nel caso di combustione con carica omogenea è desiderabile avere una buona combinazione tra un'alta intensità della turbolenza per realizzare una buona miscelazione e una bassa velocità media del flusso allo scoccare della scintilla al fine di limitare l'energia elettrica per l'accensione; quindi il flusso in queste condizioni deve essere tale da convertire gran parte della sua energia cinetica in turbolenza.

Nel caso di miscela stratificata è necessario un campo di moto che abbia una velocità media elevata ed un livello di turbolenza medio cosicché si verifichi un buon trasporto della nube ricca di combustibile nei punti adeguati evitando al tempo stesso la dispersione del combustibile.

Notoriamente, al punto morto superiore (TDC) durante la compressione, le fluttuazioni di velocità turbolenta possono raggiungere lo stesso ordine di grandezza della velocità media del flusso e, quindi, il trasporto turbolento diffusivo e quello convettivo possono avere uguale importanza nel determinare lo stato iniziale del processo di combustione [32][33]. Inoltre la variabilità della distribuzione della carica è dello stesso ordine di grandezza della fluttuazione del campo di moto [34]. Quindi forti turbolenze nella zona della candela potrebbero generare difficoltà nell'ottenimento di *kernel* di fiamma stabili.

Per questi motivi, le caratteristiche più importanti del campo di moto d'aria all'interno del cilindro sono: l'intensità del campo di moto, la stabilità del flusso medio, l'evoluzione temporale della turbolenza durante la compressione e la velocità media in prossimità degli elettrodi all'istante dell'accensione. La presenza di ogni fattore sopraccitato dipende dalla strategia di iniezione che si sta adottando e quindi dalla tipologia di miscela che si intende realizzare.

Le tipologie di flusso normalmente generate all'interno del cilindro nei motori ad accensione comandata sono: *tumble*, *swirl* e *squish*, schematizzati in Figura 1. 5.

I primi due sono di tipo rotativo e hanno asse di rotazione rispettivamente perpendicolare e parallelo a quello del cilindro e le loro intensità sono molto dipendenti dai dettagli geometrici del collettore, delle valvole e dei condotti di aspirazione, dal rapporto tra corsa e alesaggio e dalla geometria della camera di

combustione. La terza tipologia, lo *squish*, è generato in direzione radiale-centripeta nella porzione libera tra la testa del cilindro e il pistone quando questo, in fase di compressione, è vicino al punto morto superiore.

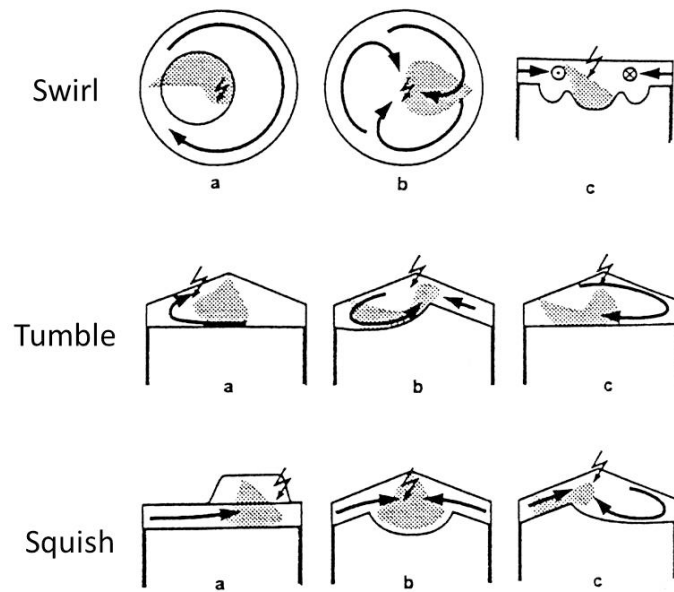


Figura 1. 5 Schematizzazione dei moti d'aria generalmente presenti in camera di combustione [35]

### Swirl

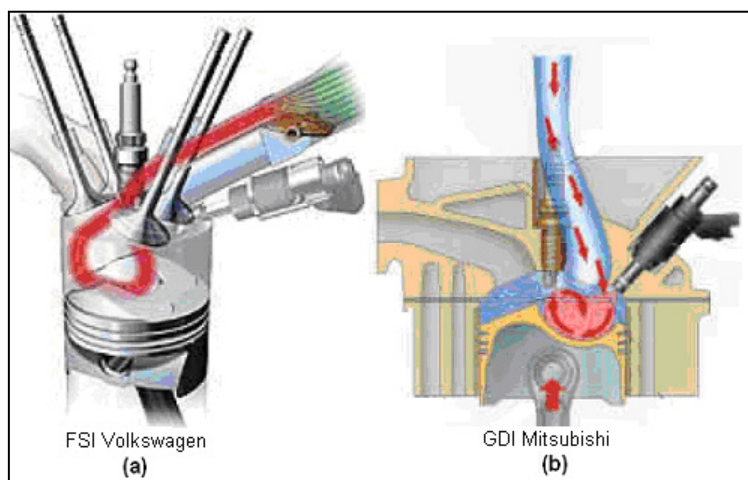
Il moto di swirl è generato in fase di aspirazione parzializzando uno dei condotti attraverso aperture differenziate delle valvole di aspirazione oppure con l'ausilio di valvole di controllo del flusso. Il suo sviluppo è garantito dalla geometria circolare realizzata dalle pareti del cilindro che permette di conservare tale moto anche durante la fase finale della compressione, in cui si verifica l'interazione tra il flusso d'aria e lo spray e quindi la stratificazione della miscela. Inoltre, quando il pistone si trova in prossimità del TDC, questo moto si combina con lo *squish* imprimendo all'aria una componente radiale. L'effetto combinato delle due tipologie di moto e della particolare cavità dello stantuffo consente di produrre una maggiore intensità della turbolenza durante la prima fase del processo di combustione.

L'impiego dello *swirl* per realizzare la stratificazione e promuovere il mescolamento tra aria e benzina ha però dei limiti operativi, dovuti al fatto che il momento della quantità di moto dell'aria aumenta in proporzione alla velocità del motore, mentre quello dello spray rimane pressappoco costante; ciò potrebbe generare miscele scarsamente stratificate che non presentano un adeguato AFR in prossimità degli elettrodi al momento dello scocco della scintilla. Pertanto, l'intervallo di velocità del motore in cui si possono ottenere buoni livelli del mescolamento è limitato ai valori medio-bassi.

Nei moderni sistemi di combustione, il campo di moto in esame può essere generato mediante una valvola di controllo chiamata "Swirl Control Valve"(SCV), che parzializzando uno dei due condotti, induce un intenso momento della quantità di moto anche durante la fase finale dell'aspirazione. In questo modo si crea un moto rotatorio con intensità maggiore vicino alla testa e minore in prossimità del pistone, che tende a trasportare e mantenere la miscela stratificata in prossimità della candela, limitando la dispersione nella direzione assiale del camera, chiamato *liftup swirl*. [36]

## **Tumble**

Il moto di *tumble* che, come detto prima, ha l'asse di rotazione perpendicolare a quello del cilindro, viene generato in fase di aspirazione secondo le due modalità mostrate in Figura 1. 6.



**Figura 1. 6 Generazione del moto di *tumble* per la stratificazione della carica, (a) mediante valvola di controllo CMC, e (b) con apposita geometria del condotto di aspirazione**

Nella prima modalità si sfrutta la presenza di una valvola di controllo del moto (CMC, Charge Motion Control) che deflette la massa di aria nel condotto di aspirazione, mentre nella seconda, che inizialmente era la tipologia maggiormente adottata, è la particolare configurazione geometrica del condotto di aspirazione a generare il moto in questione. Quest'ultima tipologia oggi è comunemente evitata poiché, essendo ottimizzata per il funzionamento a miscela stratificata, generalmente crea problemi in condizioni di alto carico e carica omogenea. Infatti, i benefici sul riempimento, attribuibili alla scomparsa della regolazione mediante valvola a farfalla, sono limitati dall'utilizzo di tali geometrie dei condotti di aspirazione. Pertanto la soluzione più usata è la prima, che a basso carico realizza le condizioni di flusso adatte alla stratificazione, mentre a pieno carico non compromette il mescolamento omogeneo e il riempimento del cilindro.

Il *tumble* viene generato in fase di aspirazione ma la sua intensità cresce durante la compressione. Quando il pistone si trova vicino al TDC, il campo di moto collassa realizzando tanti piccoli moti rotativi che generano un efficace turbolenza di piccola scala consentendo il mescolamento desiderato. Tale trasformazione è comunemente accompagnata da grandi variazioni di velocità media del flusso attribuite al fenomeno del crollo del moto. Il processo fin qui descritto è dipendente dalla geometria della camera di combustione e risulta completo quando questa è piatta. In caso contrario, si ha una trasformazione incompleta con la presenza di un'elevata velocità media del flusso in prossimità della candela che non consentirebbe di avere in quel punto una porzione di miscela ricca. [37]

La presenza di una forte componente di *tumble* aumenta l'intensità della turbolenza alla fine della corsa di compressione, permettendo di dare maggiore impulso alla velocità di propagazione della fiamma che, nel caso di carica stratificata magra, risulterebbe ridotta. La trasformazione rapida di energia cinetica in turbolenza di piccola scala, generalmente, non viene osservata per campi di flusso basati sullo *swirl*, poiché questa tipologia di moto è meno sensibile alla resistenza alla compressione.

Un'altra caratteristica del moto *tumble*, risultante dalla sua accelerazione rotazionale durante la fase di compressione, è la sua elevata velocità in prossimità delle pareti che facilita l'evaporazione del film di combustibile eventualmente formatosi a seguito di urti tra i getti e le superfici interne della camera di combustione.

### **Squish**

Questo tipo di moto si genera nello spazio morto tra la testata e il pistone quando questi è vicino al TDC, ed è utilizzato per aumentare la turbolenza in prossimità delle pareti al fine di favorire l'evaporazione del combustibile e migliorare la preparazione della miscela.

Diverse sperimentazioni hanno portato alla conclusione che l'effetto dello *squish* sulla preparazione della miscela e sulla combustione nei sistemi DISI è piuttosto limitato, ma in ogni caso l'area di *squish* deve essere determinata attentamente e deve essere tale da minimizzare l'eccesso di combustibile in prossimità degli elettrodi [38]. Utilizzando il moto di *squish* si potrebbe incorrere in una riduzione del rapporto di compressione sia per l'aumentato volume morto sia a causa della maggiore tendenza alle autoaccensioni data dalla presenza di regioni di *crevice* più ampie. Questo fatto potrebbe quindi ridurre gli eventuali benefici sull'efficienza del ciclo e deve essere tenuto in considerazione. [10] [38]

## **1.1.5 Sistema di iniezione del combustibile**

Come abbiamo già anticipato, uno dei principali vantaggi che mostrerebbero i motori DISI rispetto ai PFI è la regolazione per qualità, con la quale si controlla il carico in modo molto più efficiente rispetto a quella per laminazione all'aspirazione, riducendo notevolmente la perdita associata al ciclo di pompaggio e l'efficienza globale. Questa strategia di controllo della potenza, da tempo adottata per i motori ad accensione per compressione, consiste nel regolare il carico facendo variare la quantità di combustibile iniettata piuttosto che la quantità d'aria aspirata e utilizzando perciò miscele magre.

Nei motori ad accensione comandata, però, la posizione fissa del punto di accensione della miscela e le caratteristiche del combustibile utilizzato, richiedono una miscela stratificata globalmente povera ma avente le giuste caratteristiche in termini di AFR in prossimità degli elettrodi al momento dello scocco della scintilla. Solo in questo modo la combustione può innescarsi con una certa stabilità e propagarsi in modo efficiente. La stratificazione è un processo molto complesso, essendo determinato da molti fattori, e richiede un controllo accurato della vaporizzazione e del mescolamento del combustibile con l'aria. Pertanto, la possibilità di ottenere miscele con il giusto grado di stratificazione e con la sufficiente ripetibilità, dipende fortemente dall'ottimizzazione del sistema di iniezione del combustibile almeno quanto dall'interazione di questo con quei componenti che controllano i moti d'aria in camera di combustione.

In un sistema DISI il sistema di iniezione è un componente di fondamentale importanza e deve essere attentamente accoppiato allo specifico campo di flusso generato nel cilindro, per formare la miscela desiderata in ogni condizione di funzionamento del motore. Fattori quali la nebulizzazione, la penetrazione, l'angolo di cono e la portata di combustibile, insieme con le configurazioni della camera di combustione, che

saranno descritte in seguito, determinano fortemente i processi di vaporizzazione, mescolamento, e stratificazione della carica. È chiaro che tutti questi processi concorrono all'ottenimento di una combustione completa e stabile nelle diverse condizioni operative, e richiedono uno studio approfondito ed una accurata ottimizzazione. [39]

### Requisiti del getto di combustibile

La nomenclatura di base che è utilizzata comunemente per descrivere un getto DISI è illustrata in Figura 1. 7. La parte principale, visibile a metà dello spray, ha una forma che si approssima ad un cono il cui angolo di apertura è un parametro geometrico che in genere viene fornito dal produttore dell'iniettore. Anche se non esiste una definizione universale per questo parametro, ogni società adotta una propria definizione al fine di poter caratterizzare la dispersione del getto, che può essere larga o stretta. Nella stessa figura è possibile notare la punta principale del getto che ha una penetrazione dell'ordine di 50 mm in meno di 2 ms. Ai due lati della punta principale, specie negli iniettori *swirl-type*, è presente un vortice di forma toroidale.

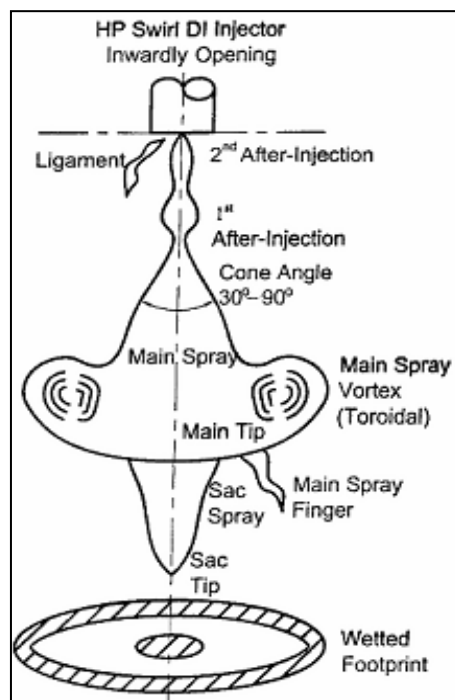


Figura 1. 7 Conformazione di un tipico getto DISI. [40]

La parte di getto al di sotto della punta principale è il sacco, che consiste del combustibile rimasto nella punta dell'iniettore alla fine dell'iniezione precedente e che è la porzione più penetrante. Nella stessa figura sono anche rappresentate due post iniezioni dovute al rimbalzo dell'ago sulla superficie di battuta. Queste si formano durante un periodo di tempo variabile tra 80 e 180  $\mu$ s e il loro livello di nebulizzazione è piuttosto scadente. Altri elementi tipici del getto, sono i cosiddetti legamenti che si formano in prossimità della punta e sono porzioni davvero sottili di combustibile che non si è nebulizzato. È opportuno notare che spesso in prossimità della punta principale si formano delle protuberanze simili ai legamenti, chiamati



“*finger*” ma che a differenza di un legamento presentano valori del *Sauter mean diameter* (SMD) tra 20-25  $\mu\text{m}$  circa ed una elevata penetrazione. La presenza dei *finger* è indicativa della formazione del deposito nell’iniettore.

### Nebulizzazione

Negli attuali motori PFI la polverizzazione del getto di combustibile ha scarsa influenza sulla qualità della miscela poiché la benzina iniettata ha il tempo necessario per vaporizzare. Nei motori ad iniezione diretta, invece, il tempo disponibile per la preparazione della miscela è piuttosto limitato, quindi la preparazione e la distribuzione del combustibile all’interno della camera di combustione dipendono fortemente dalle caratteristiche del getto nebulizzato. Perciò mentre un motore a benzina PFI può operare bene con un valore di diametro medio della goccia SMD di circa 200  $\mu\text{m}$ , nei DISI la nebulizzazione deve essere superiore, in modo da ottenere un diametro al massimo pari a 25  $\mu\text{m}$ . Questo valore deve essere minore di 15  $\mu\text{m}$  nei casi in cui l’iniezione è ritardata per stratificare la carica in quanto, in queste condizioni, il tempo richiesto per la vaporizzazione è variabile tra 5 a 8 ms e risulta adeguato per realizzare una carica stratificata con iniezione ritardata. Per raggiungere tale grado di nebulizzazione, si rende necessario adottare iniettori che operano ad una pressione di almeno 50 bar ed in alcuni casi maggiore di 130 bar; in modo da ottenere una buona polverizzazione del combustibile con valori di SMD nell’intervallo da 15 a 25  $\mu\text{m}$ . [41]

Inoltre, bisogna sottolineare che le caratteristiche del getto sono molto dipendenti dalle condizioni di funzionamento del motore. Nel caso di iniezione anticipata, cioè durante la fase di aspirazione, è richiesta una notevole dispersione del getto in modo da realizzare una buona utilizzazione dell’aria per la miscela omogenea, evitando l’urto tra getto e pareti. Invece, per quanto riguarda l’iniezione durante la fase di compressione, si richiede un getto compatto e di adeguato grado di penetrazione che consenta di realizzare una miscela stratificata. [42] In quest’ultimo caso si richiedono nebulizzazioni abbastanza spinte poiché i tempi a disposizione per la vaporizzazione sono estremamente ridotti. Alcune analisi del processo di evaporazione della gocciolina all’interno del cilindro, hanno mostrato che la dimensione media della gocciolina di 15  $\mu\text{m}$  risulta essere il compromesso ottimale per ogni tipo di miscela e condizioni di funzionamento. [30]

In realtà questo non deve essere l’unico indicatore poiché anche se il relativo valore è piuttosto piccolo, una minima percentuale di grandi goccioline presenti può essere sufficiente per far aumentare le emissioni di UHC. Per quantificare queste gocce possono essere d’aiuto altri parametri come il DV90 che è il valore di diametro medio del 90% delle goccioline.

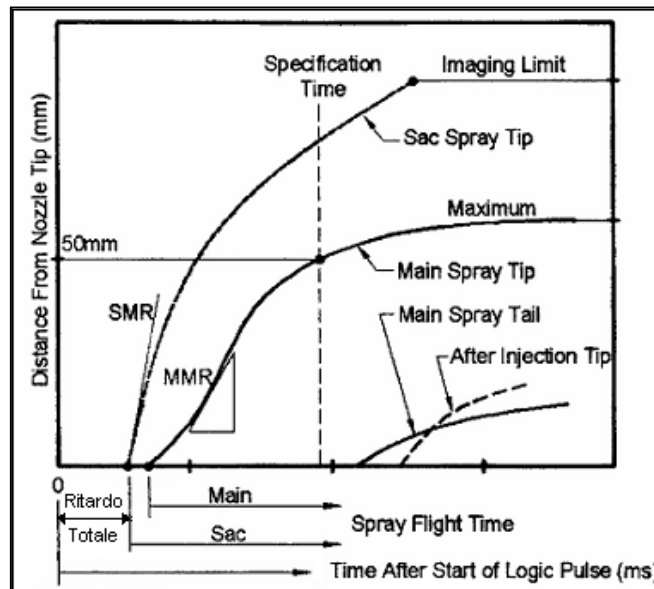
### Penetrazione

Nei sistemi di combustione DISI, la valutazione delle caratteristiche di penetrazione della punta del getto sono importanti al fine di accoppiare una particolare tipologia di iniettore alla geometria della camera di combustione; in quanto, in relazione alla penetrazione, il combustibile deve essere iniettato in tempi tali da favorire l’interazione tra il getto e la cavità del pistone, nel caso si voglia stratificare la carica, o da evitare

ogni possibile urto, per i regimi di funzionamento con miscela omogenea. Quindi le caratteristiche di penetrazione del getto determinano fortemente la fase di iniezione, fumosità e stabilità della combustione e per questi motivi devono essere studiate accuratamente.

Le numerose prove che vengono fatte sui vari tipi di iniettori hanno lo scopo principale di determinare le caratteristiche di penetrazione della punta del getto principale e del sacco che dovrebbero essere misurate e correlate. Tali misurazioni consistono nel monitorare la posizione della punta del getto al variare del tempo o dell'angolo di rotazione della manovella, operazione non semplice, in quanto la penetrazione è influenzata da molti altri parametri tra cui la pressione all'interno della camera di combustione durante l'iniezione, la pressione del combustibile, la temperatura della punta dell'iniettore e la volatilità del combustibile utilizzato. Pertanto, per ogni getto di combustibile da un particolare iniettore DISI, c'è una curva di penetrazione che indica come varia questa al variare di alcuni tipici parametri di funzionamento.

L'oggetto della misurazione è la distanza tra le punte dei getti e quella dell'iniettore, da valutarsi lungo l'asse di questo; questa quantità viene chiamata "distanza di penetrazione" o semplicemente penetrazione. Riportando in un diagramma questa grandezza in ordinata ed il tempo in ascissa si ottengono le due curve di massima penetrazione per la punta del getto principale e del sacco che sono rappresentate in Figura 1. 8.



**Figura 1. 8** Andamento al variare del tempo della distanza di ogni parte costituente il getto dalla punta dell'iniettore.

Ogni curva è monotona crescente e presenta un massimo gradiente, definito come MMR (Main-spray Maximum-penetration Rate) per il getto principale e SMR (Sac-spray Maximum-penetration Rate) per il sacco, questo rappresenta la massima velocità di penetrazione. Per il sacco, tali condizioni si verificano all'uscita dell'iniettore mentre la parte restante (*main*) sembra accelerare in un istante successivo. Altri importanti punti sulla curva di penetrazione, sono quelli a cui corrispondono il valore di tempo che le estremità dei getti impiegano per arrivare alla distanza stabilita, in genere a 50 mm, per le misurazioni di dimensione delle gocce.

Come accennato in precedenza, le caratteristiche di penetrazione sono fortemente influenzate dalla pressione nella camera di combustione e dalla temperatura di esercizio dell'iniettore, quindi è difficile ottenere sperimentalmente famiglie rappresentative di curve di penetrazione che diano informazioni quantitative sul comportamento del getto in tutte le condizioni operative. In genere, quindi, vengono determinate curve in diverse condizioni di pressione e temperatura, che possono dare una indicazione qualitativa sul comportamento degli iniettori, ma potrebbero non essere sufficienti per la determinazione precisa della fase di iniezione, in relazione alle diverse configurazioni dei sistemi di iniezione e per tutte le condizioni operative.

### Requisiti degli iniettori

L'iniettore, quindi, è certamente uno dei componenti fondamentali in un sistema di combustione DI, in quanto è responsabile della distribuzione nello spazio e nel tempo del combustibile. La fase dell'iniezione, il profilo conico del getto e la portata di benzina iniettata influenzano la diffusione della benzina all'interno della camera di combustione, che può essere alterata da effetti secondari come asimmetrie dei getti, post iniezioni e variazioni di altri parametri.

**Tabella 1. 2 Requisiti generali degli iniettori e requisiti specifici degli iniettori DISI**

Requisiti generali degli iniettori DISI e PFI	Requisiti specifici degli iniettori DISI
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Misura accurata della quantità di combustibile (generalmente si ammette un errore del <math>\pm 2\%</math>);</li> <li>• Distribuzione della massa di benzina adeguata per la specifica applicazione;</li> <li>• Minimo disallineamento del getto;</li> <li>• Buona simmetria del getto per tutte le possibili condizioni di funzionamento;</li> <li>• Nessuna perdita di combustibile, in particolare nel funzionamento a freddo;</li> <li>• Minima quantità di benzina che rimane nella punta dell'iniettore (sacco) dopo l'evento di iniezione;</li> <li>• Piccole variazioni delle caratteristiche dei getti;</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Livello di nebulizzazione molto migliorato con un valore di dimensione media della gocciolina minore di <math>20 \mu\text{m}</math> ;</li> <li>• Capacità di fornire la forma del getto desiderata e la giusta penetrazione per ogni condizioni di pressione dell'ambiente nel cilindro;</li> <li>• Evitare di rimbalzo dell'ago che innesca post iniezioni indesiderate;</li> <li>• Miglior controllo della penetrazione del getto e del volume del sacco;</li> <li>• Migliore resistenza alla formazione di depositi;</li> <li>• Più bassa variabilità del flusso sotto forti gradienti termici;</li> <li>• Capacità di operare a temperature più alte;</li> <li>• Minore perdita di liquido quando si opera ad elevate pressioni sia del combustibile che all'interno della camera;</li> <li>• Migliore capacità di sigillarsi anche a circa <math>-40^\circ\text{C}</math> e 100-200bar di pressione del combustibile;</li> <li>• Rapidità al fine di poter effettuare più iniezioni nell'ambito dello stesso ciclo.</li> </ul>

In un sistema DISI, l'iniettore deve essere progettato per iniettare in modo ripetibile nel tempo una quantità di combustibile dosata in maniera precisa, ed inoltre deve fornire un getto estremamente

polverizzato con un valore del diametro medio che come abbiamo visto deve essere generalmente minore di 25  $\mu\text{m}$ , e con un DV90 che non eccede 45  $\mu\text{m}$ . Le tipiche caratteristiche dell'iniettore sono elencate nella Tabella 1. 2 e se una buona parte di esse sono equivalenti al PFI, in alcune specifiche aree, le tolleranze per gli iniettori DISI sono più strette.

Un ulteriore requisito da sottovalutare è l'ingombro, in modo particolare per gli iniettori DISI, in quanto lo spazio a disposizione per loro posizionamento è ridotto sia rispetto ai motori PFI, che ai diesel. Negli ultimi anni la ricerca e lo sviluppo tecnologico hanno permesso di produrre nebulizzatori con diametro esterno compreso tra 10 a 12 mm e in alcuni casi di circa 8 mm.

Il valore della pressione di iniezione del combustibile viene determinato in modo da ottenere il miglior compromesso tra nebulizzazione del getto e adeguata penetrazione. Il diametro medio delle goccioline è inversamente proporzionale alla radice quadrata della differenza tra pressione di iniezione e quella all'interno

del cilindro:  $d_m \propto \frac{1}{\sqrt{P_{inj} - P_{cil}}}$ , quindi al crescere della pressione di iniezione migliorerebbe la nebulizzazione, ma allo stesso tempo potrebbe produrre un grado di penetrazione talmente elevato da comportare un eccessivo grado di bagnatura delle pareti della camera di combustione. [9]

Inoltre, adottando valori di pressione più bassi possibile, si riduce il carico della pompa, se ne prolunga la vita, diminuisce il rumore dell'iniettore ed in generale si può realizzare un sistema più semplice ed economico. Queste considerazioni chiariscono perché si è passati da valori di pressione compresi tra 50 e 75 bar dei primi modelli, ad un valore di pressione nel *common rail* compreso tra 100 e 150 bar dei motori attuali, e non ci si è spinti oltre fino ai valori utilizzati nei motori diesel che operano anche con pressioni dell'ordine dei 1600 bar. [43]

### **Classificazione e tipologie di iniettori**

Nel campo dei modelli di iniettori prodotti per applicazioni DISI, si è assistito e si assiste ancora a rapidi cambiamenti. Lo sviluppo ha riguardato principalmente: grado di nebulizzazione, dimensioni e prestazioni, ed ha portato a diverse tipologie che possono essere classificate in relazione alla modalità di attuazione, al meccanismo di polverizzazione, alla configurazione della punta o della geometria del getto; come riassunto in tabella 1.5.

**Tabella 1. 3 Classificazione delle diverse tipologie di iniettore**

<b>Meccanismo di attuazione</b>	Singolo e doppio solenoide, piezoelettrico, idraulico,
<b>Stato del fluido</b>	Singolo stato (combustibile liquido) e Air-assist (fase liquida e aeriforme)
<b>Metodo di nebulizzazione primario</b>	Pressione (tipologia a foro e a fenditura), turbolenza, pneumatico (air-assist), cavitazione
<b>Configurazione della punta</b>	Swirl, fenditura, multi foro, cavità
<b>Verso di apertura dell'ago</b>	Interno o esterno
<b>Configurazioni del getto</b>	Cono cavo e pieno, inclinato, multi piuma, sagomato

L'iniettore più utilizzato è quello ad alta pressione, singolo stato con apertura dell'ago interna, anche se altre tipologie come i multi foro e quelli con fenditura, hanno mostrato notevoli sviluppi tanto da essere adottati in alcuni degli ultimi motori DISI prodotti. L'iniettore multi foro offre la possibilità di modificare la sezione trasversale del getto e la distribuzione spaziale del combustibile all'interno di questo, variando il modello, numero, diametro ed inclinazioni del foro. In produzione esistono iniettori, denominati Pulse-Pressurized Air-Assist (PPAA), che riescono a fornire degli spray di combustibile adeguati, pur adottando un livello di pressione di iniezione significativamente ridotta, anche meno di 10 bar, riducendo in questo modo il carico della pompa. Le tipologie con ago ad apertura esterna non presentano alcun volume di liquido intrappolato nella punta e riducono la dimensione media della goccia.

Il livello di nebulizzazione del combustibile iniettato è fortemente influenzato dal tipo di punta dell'iniettore che può essere a canali di swirl, a uno o a più fori, a fenditura e guida inclinata per produrre getti inclinati. In genere il livello di polverizzazione del getto da iniettori swirl, air-assist e piezoelettrici è migliore rispetto a quello ottenuto dai multi foro o a fenditura, nonostante questi ultimi operino normalmente con valori di pressione da 10 a 20 bar maggiore. Inoltre, si può notare che gli iniettori piezoelettrici mostrano il miglior livello di polverizzazione in quanto esplicano una più rapida ed uniforme apertura che consente di arrivare velocemente alle condizioni di flusso statico, risultando così anche i più precisi. Un grande svantaggio che presentano gli iniettori swirl-type ed a fenditura è il basso livello di nebulizzazione raggiungibile qualora si operi con getti inclinati, dove le tipologie multi foro risultano più soddisfacenti.

### **1.1.6 Meccanismi di formazione delle emissioni inquinanti**

L'iniezione diretta nei motori ad accensione comandata è considerata una innovazione molto promettente nella corsa al miglioramento del consumo specifico di combustibile dei motori ad accensione comandata. In linea teorica è stato stimato un miglioramento anche del 20% - 25%, che in questo momento non è stato ancora ottenuto. [10] Il mancato raggiungimento di questi risultati è attribuibile anche alle stringenti normative sulle emissioni. I parametri fondamentali nel miglioramento dell'efficienza, come la riduzione dello strozzamento all'aspirazione, l'aumento del rapporto di compressione e l'ampliamento del campo di funzionamento con miscela stratificata, sono stati rivisti per l'impatto negativi che essi in certi casi possono avere sulle emissioni. Inoltre alcune tecniche utilizzate nella riduzione delle emissioni, come la post-iniezione (per aumentare la temperatura del catalizzatore), l'avviamento del motore con miscela stechiometrica leggermente stratificata (per raggiungere rapidamente le condizioni di light-off) e la rigenerazione del catalizzatore a deposito di NOx e del filtro anti-particolato, sono fortemente dissipative e non consentono di ottenere l'attesa riduzione del consumo specifico di combustibile. Pertanto diventa di fondamentale importanza comprendere a fondo i meccanismi di formazione delle principali emissioni nei motori DISI, gli idrocarburi incombusti (UHC), il particolato (PM) e gli ossidi di azoto (NOx), con lo scopo di abatterle il più possibile e rendere più efficienti sia le strategie di controllo che i sistemi di riduzione.

### **Emissioni di idrocarburi incombusti (UHC)**

Come detto in precedenza, l'iniezione diretta di benzina elimina completamente la formazione del film di combustibile liquido sulle pareti del condotto di aspirazione, annullando il ritardo del trasporto della benzina all'interno della camera e gli associati errori di dosatura che sono tipici dei motori PFI. In particolare la capacità di realizzare la miscela con un preciso rapporto aria-combustibile migliora la risposta del motore durante l'avviamento a freddo. Un confronto delle prestazioni e dei livelli di emissioni tra sistemi DISI e PFI in condizioni di avvio a freddo, indica che nel caso di iniezione diretta la combustione risulta stabile subito dopo il primo ciclo, mentre nella seconda tipologia queste condizioni vengono raggiunte solo dopo diversi cicli. Questo ritardo, nel motore PFI, è attribuito al processo di formazione e crescita del film di combustibile liquido nel condotto di aspirazione che richiede alcuni cicli e che produce miscele molto povere nelle prime fasi. Pertanto, per risolvere questi problemi di instabilità della combustione, nei primi dieci cicli circa è opportuno arricchire leggermente la miscela causando però un aumento delle emissioni di UHC. Nei motori DISI, invece, la migliore capacità di controllo della benzina iniettata e il tempo di trasporto praticamente nullo, permettono l'avviamento con una miscela stechiometrica o addirittura lievemente magra. Tale motore, quindi, non richiede un arricchimento della carica né in avvio a freddo né in fase di accelerazione, riducendo in questo modo il consumo di combustibile e le emissioni di UHC. Bisogna però puntualizzare che questi benefici dipendono dalle caratteristiche del getto di combustibile. Infatti, se in questi primi cicli di funzionamento la pompa non riesce a realizzare una pressione adeguata, il livello di nebulizzazione dello spray può risultare molto scadente e può essere necessario un leggero arricchimento che provoca un aumento del consumo di benzina e delle emissioni di HC, anche a causa della formazione di film liquidi sulle pareti. In ogni caso, i livelli di consumo di combustibile specifico e di emissioni di idrocarburi incombusti realizzati dai motori DI in fase di avviamento a freddo sono nettamente più vantaggiosi dei PFI.

Le principali cause di emissione di idrocarburi incombusti nelle condizioni di regime e in modalità omogenea, sono comuni a tutte le tipologie di motori a combustione interna e sono state analizzate per molti anni. Esse possono essere attribuite essenzialmente a:

- Spegnimento della fiamma, sia sulle pareti del cilindro sia all'interno di porzioni di miscela troppo magra,
- Porzioni di miscela incombusta proveniente dagli interstizi (*crevice*) della camera di combustione,
- Assorbimento e rilascio di combustibile da parte del lubrificante durante l'aspirazione e la compressione con successivo rilascio dello stesso durante l'espansione e lo scarico forzato,
- Rilascio di combustibile depositatosi sulle pareti della camera di combustione.
- Perdite di miscela attraverso le valvole.

Questa tipologia di emissioni di UHC, dovute alla presenza dei *crevice* e all'assorbimento del combustibile da parte del lubrificante, nei motori DISI operanti a carica omogenea devono essere tenute sotto controllo, in quanto potrebbero verificarsi maggiori depositi di combustibile negli interstizi e trafiletti di miscela nell'olio motore a causa dell'iniezione diretta in camera. Nel funzionamento con miscele stratificate,

invece, ci si aspetta che tali emissioni possano essere di minore entità anche se dipendono dalle modalità di preparazione della miscela, poiché, in queste condizioni, la miscela dovrebbe essere concentrata in massima parte nella zona centrale della camera di combustione e il combustibile quindi non dovrebbe trovarsi nella condizione di generare questo tipo di emissioni.

In realtà, nei motori DISI funzionanti con miscela stratificata, le emissioni di UHC possono prodursi proprio a causa della modalità di formazione della miscela, sia per il minor tempo disponibile per l'evaporazione sia per gli impatti dei getti sul pistone quando l'iniezione è ritardata. Questi fenomeni possono determinare combustioni imperfette di miscele globalmente ricche che generano UHC e particolato carbonioso allo scarico. Inoltre, il funzionamento con miscele stratificate può dar luogo a spegnimenti della fiamma nelle porzioni in cui la miscela è troppo povera o a *misfire* per mancate accensioni, se la carica ottenuta non dovesse avere la corretta distribuzione dell'AFR. Di conseguenza la massa residua di combustibile che non brucia viene espulsa dalla camera sotto forma di UHC.

### **Emissioni di NOx**

Nei motori PFI o anche in quelli DISI che operano a miscela omogenea, la quantità di NOx prodotta cresce a partire da una dosatura stechiometrica e raggiunge un massimo in condizioni di miscela leggermente magra, dopo la quale il tenore di NOx inizia a decrescere continuamente finché non si arriva alla dosatura limite di combustione con carica magra omogenea che è pari a 19 ( $\lambda=1,3$ ). Questa diminuzione di NOx è attribuita alla riduzione della temperatura per via dell'eccesso di aria. Nel caso di motori DISI, che operano con carica stratificata, la reazione avviene in una porzione di miscela stechiometrica o ricca; ciò comporta un'alta percentuale di rilascio di calore ed una temperatura locale molto alta che favorisce la formazione di NOx. Pertanto, nonostante la temperatura media al ciclo ridotta a causa del funzionamento con forte eccesso di aria, nei motori DISI che operano con carica stratificata la quantità di emissioni di NOx potrebbe superare quella di un normale PFI. [10][44]

Il problema più importante di questa elevata produzione degli ossidi di azoto, è che il loro abbattimento non può essere affidato al catalizzatore trivalente, che in queste condizioni di eccesso di ossigeno non riuscirebbe a ridurre gli ossidi di azoto con una efficienza sufficiente. Negli ultimi anni sono state proposte numerose tecniche di controllo e sistemi di post trattamento per la riduzione degli NOx, tra cui il ricircolo dei gas esausti e diverse tipologie di catalizzatori.

Il ricircolo dei gas di scarico (EGR) all'aspirazione è una tecnica molto usata per la riduzione delle emissioni degli NOx, che se usata insieme al raffreddamento dell'EGR può dare ottimi benefici nella riduzione del consumo specifico anche del 5% ai bassi carichi e del 10-12% agli alti carichi, insieme alle attese riduzioni di NOx e CO [45]. I gas esausti, infatti, riescono a ridurre la temperatura locale della combustione per via del maggiore calore specifico e della presenza di anidride carbonica che ritarda leggermente la combustione, consentendo un rilascio del calore graduale. Il gas di scarico, che viene fatto ricircolare durante il funzionamento con carica stratificata, ha però una composizione relativamente vicina a

quella dell'aria calda e contiene una percentuale bassa di CO<sub>2</sub> e H<sub>2</sub>O. Pertanto, per aumentare l'effetto di riduzione degli NO<sub>x</sub>, è necessario una maggiore quantità di gas esausto che, purtroppo, può comportare eccessivi ritardi sia dell'accensione sia della combustione principale riducendo la velocità di propagazione della fiamma. Di conseguenza è opportuno prelevare dallo scarico un ammontare di gas esausti che rappresenti il giusto compromesso tra una buona riduzione degli NO<sub>x</sub> ed il minore consumo di combustibile, che può essere alterato dalla degradazione della combustione.

L'effetto del ricircolo dei gas esausti sulle emissioni di NO<sub>x</sub> in un motore DISI della Toyota è mostrato in Figura 1. 9. Il campo colorato è quello in cui la combustione è stabile, mentre la zona tratteggiata a sinistra rappresenta il campo delle possibili fluttuazioni di coppia erogata per funzionamento con stratificazione della miscela. La curva in rosso rappresenta il funzionamento con carica stratificata e senza alcun ricircolo dei gas di scarico. Quando il carico cresce è necessario arricchire la miscela, e la quantità degli NO<sub>x</sub> ed il consumo di combustibile aumentano fino a raggiungere un massimo per dosatura pari a 22 ( $\lambda=1,5$ ). [46]

Quando invece il funzionamento del motore prevede una dosatura costante (retta blu) e ricircolo dei gas variabile, si riscontra che il tenore di NO<sub>x</sub> e il consumo di combustibile diminuiscono all'aumentare della percentuale di EGR finché non si raggiunge il limite della combustione instabile. In questo motore, adottando una percentuale di ricircolo dei gas esausti pari al 40%, si può realizzare una riduzione del 90% degli NO<sub>x</sub> rispetto al funzionamento senza EGR ed un miglioramento del consumo di combustibile pari al 35% rispetto ad un attuale motore PFI.

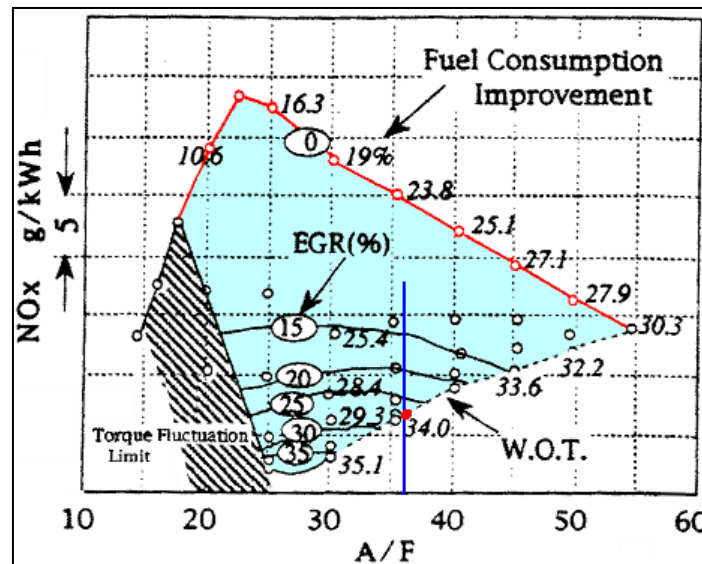


Figura 1. 9 Effetto del ricircolo dei gas esausti sulle emissioni di NO<sub>x</sub> e sul consumo di combustibile in un motore DISI della Toyota. [46]

Bisogna però precisare, che l'adozione del ricircolo dei gas di scarico può indurre un incremento del lavoro negativo del ciclo di pompaggio, a causa della maggiore depressione che deve essere realizzata in aspirazione quando le quantità di EGR sono consistenti e la pressione dei gas a valle del catalizzatore è bassa.



### **Emissioni di particolato (PM)**

In generale, il particolato (PM) è definito come tutte le sostanze, diverse dall'acqua non legata, che sono presenti nel gas di scarico in fase solida (ceneri, carbonio) o liquida. Nel motore il PM è costituito essenzialmente da particelle solide di carbonio, generate dalla combustione, comunemente indicate come fuliggine (*soot*), che derivano da agglomerazione o *cracking*, e sulle quali possono essere adsorbiti alcuni composti organici, compresi gli idrocarburi incombusti. La parte solida può essere costituita da composti inorganici come biossido di zolfo, biossido di azoto e acido solforico [10].

La distribuzione dimensionale di un aerosol allo scarico di un motore è generalmente trimodale, con particelle di dimensioni che vanno da alcuni nanometri a diversi micron [47]. Sia l'ampiezza di picco sia la forma della curva di distribuzione dimensionale sono fortemente influenzate dal tipo di motore e dalle condizioni operative. Le tre modalità utilizzate in letteratura per descrivere la distribuzione della dimensione particellare sono, accumulo, nucleazione e "a grana grossa" (*coarse*) ed hanno ognuna un diverso significato fisico. Le più importanti sono le prime due; la nucleazione è costituita da particelle con diametro equivalente inferiore 50 nm, formate principalmente durante la combustione, solitamente per mezzo di meccanismi di nucleazione sia omogenei che eterogenei e in genere domina la distribuzione pesata sul numero mentre non ha un grande impatto sulla quantità totale, l'accumulo consiste di particelle aventi un diametro equivalente nell'intervallo tra 50 a 1000 nm, che derivano principalmente dall'agglomerazione di particelle formatesi durante la nucleazione, e può contenere un materiale volatile condensato o adsorbito. Le particelle riconducibili al modo di accumulo sono in quantità modesta rispetto al numero totale, ma in genere le più significative rispetto alla massa totale. La modalità *coarse* comprende particelle aventi un diametro equivalente superiore a 1000 nm e non sono generalmente un prodotto diretto del processo di combustione, ma sono normalmente formate da depositi sulle valvole e pareti della camera che possono occasionalmente staccarsi. Non influiscono significativamente sul numero totale di particelle ma potrebbero influenzare la misura della massa totale di PM.

Storicamente, i motori a benzina sono stati esentati dall'obbligo di soddisfare le normative sulle emissioni di particolato, poiché valutate nell'ordine di solo l'1% rispetto ai motori diesel. Già anni fa, diversi studi hanno indicato che invece i motori DISI possono emettere una quantità maggiore di particolato di quanto non facciano tradizionali motori PFI, in particolare durante il funzionamento a carica stratificata. Come riportato da Maricq et al. [48], le emissioni di PM di un di un veicolo alimentato da un motore DISI possono essere circa 1/10 di quelle di un analogo motore diesel e 10 volte quelle di un corrispondente veicolo con motore PFI [49][50]. Una fasatura di accensione anticipata, così come l'aumento della velocità del motore e del carico, generalmente produce un aumento sia del numero di particelle sia della dimensione media, nel funzionamento con carica omogenea e stratificata. In più, le strategie di iniezione ritardata in generale producono un aumento sia della concentrazione che della dimensione media delle particelle e le emissioni totali di PM possono aumentare anche di un fattore da 10 a 40 in numero, quando la modalità di funzionamento del motore DISI è a carica stratificata invece che omogenea. Inoltre con questa strategia le

emissioni di PM variano in modo significativo anche con piccole variazioni del punto di funzionamento del motore. E' stato teorizzato che il particolato può derivare da due tipi di combustione ricca, quella di una miscela globalmente ricca di aria e combustibile evaporato, e quella diffusiva di goccioline di combustibile liquido non completamente evaporato. La combustione diffusiva di gocce di combustibile liquido e di depositi sul pistone sono considerate le fonti più importanti di emissione di formazione di PM [51], specialmente per le strategie con iniezione ritardata. Per il funzionamento con carica omogenea, le emissioni di particolato sembrerebbero piuttosto indipendenti dai tempi di iniezione. [10]

Quindi è abbastanza evidente dalla letteratura che la riduzione delle emissioni di particolato dei motori DISI è un'area di ricerca importante, per quanto concerne la comprensione dei processi specifici che determinano la generazione di particelle sia in condizioni di carica omogenea sia stratificata. [11]

### 1.1.7 Livelli raggiunti e prospettive

Come abbiamo visto, le migliorie apportate dall'uso dell'iniezione diretta nei motori SI, consentirebbero un risparmio nei consumi di combustibile valutabile nell'ordine del 20-30% in alcune condizioni, specialmente quelle a basso e medio carico, e di circa il 7-8% a carichi elevati. [10][11] [52]

Il principale vantaggio nel funzionamento a bassi carichi sarebbe permesso dalla diminuzione delle perdite del ciclo di pompaggio realizzabile nei motori DISI con le strategie a carica stratificata povera. In realtà, allo stato attuale questi benefici non sono ancora completamente conseguiti, anche se alcuni autori riportano un aumento di efficienza del 4-5% per motori DISI funzionanti a carica omogenea e dell'8-14% in condizioni di miscela stratificata magra. [53][54][55]

Frohlich e Borgmann [56] hanno dimostrato che un veicolo alimentato da un motore *spray-guided* con iniettori piezoelettrici potrebbe avere un miglioramento potenziale del risparmio di combustibile di oltre il 20% rispetto ad un veicolo alimentato da un motore standard PFI, e una potenza specifica che supera i 60 kW/L. Wirth et al. [57] hanno effettuato dei test utilizzando iniettori multi-foro su un ciclo di guida europeo (NEDC) verificando un risparmio di combustibile rispetto ad un equivalente motore PFI pari all'11% con un motore DISI wall-guided e del 15,5% per uno spray-guided. Anche Van Der Wege et al. [58] hanno trovato risultati simili per un propulsore con una particolare configurazione spray-guided, che impiegava un iniettore con ampio angolo di cono (80°) verso l'esterno, e pressione di iniezione nominale di 20 MPa. Questo sistema, denominato vortex-induced stratification (VISC), con posizione di accensione ottimale nella zona esterna del getto, offre il vantaggio di evitare qualsiasi bagnatura della candela e ha permesso di migliorare sensibilmente il consumo anche grazie ad un elevato moto di *swirl*. In particolare ha mostrato una riduzione del 18% del consumo rispetto ad un motore PFI, e una riduzione del 6% rispetto ad un motore DISI *wall-guided*, su un ciclo di prova che trascurava partenze a freddo e transitori, evitando anche le problematiche di irregolarità ciclica e *misfiring*, in alcuni casi tipiche degli *spray-guided*. [52] [59]

Sulla base dei risultati degli studi di cui sopra, sembrerebbe che i sistemi basati sulla strategia *spray-guided* mostrino miglioramenti nel consumo specifico superiori rispetto ai corrispondenti sistemi *wall-*

*guided*, ma hanno una stabilità di combustione sensibilmente inferiore (maggiore CoV dell'IMEP) e, come gli altri sistemi DISI, produce maggiori emissioni di UHC dei motori ad iniezione indiretta. Questa maggiore instabilità dipende anche dall'intervallo di anticipo di iniezione molto stretto per il quale, in genere, il sistema *spray-guided* mostra una stabilità di combustione accettabile. [52]

Alcune delle principali barriere da superare per il completo raggiungimento dei miglioramenti promessi dall'introduzione dell'iniezione diretta nei motori SI, sono legate alle esigenze di ottemperanza agli standard sulle emissioni. Le normative sulle emissioni dei principali inquinanti (UHC, NOx e particolato), ad oggi molto strette e via via sempre più severe, limitano le riduzioni di consumo specifico ottenibili con l'iniezione diretta, sia a causa delle perdite di efficienza connesse con i sistemi di riduzione degli inquinanti, sia per le limitazioni che impongono alle strategie di funzionamento, specialmente a quelle che determinerebbero i maggiori vantaggi.

Come abbiamo visto, quindi, le prestazioni di qualunque sistema DISI a carica stratificata, anche in termini di emissioni e consumi, sono regolate e determinate da un gran numero di parametri progettuali e operativi, ognuno dei quali richiede una accurata ottimizzazione. Ottimizzazione che non può prescindere da una profonda conoscenza da fenomeni chiave come: il flusso in aspirazione e allo scarico, l'iniezione e vaporizzazione del combustibile, la formazione della miscela omogenea e stratificata, l'ignizione e la propagazione della fiamma, che in motore DISI richiedono un controllo molto più sofisticato rispetto ai tradizionali PFI. [10][14]

In questo senso, la ricerca in ambito *automotive* in generale, e nel campo della combustione in particolare, gioca un ruolo sempre più importante nello sviluppo di motori innovativi ad iniezione diretta, anche e specialmente grazie a studi condotti attraverso una attività sinergica sperimentale-numerica. La diagnostica ottica, applicata direttamente in camera di combustione, è una tecnica di indagine che, consentendo di approfondire le conoscenze fondamentali dei processi che evolvono nel cilindro, aumenta sensibilmente le potenzialità e le capacità della fluidodinamica computazionale tridimensionale. [14]

## 1.1.8 Motore DISI commerciale reso otticamente accessibile

Di seguito è fornita la descrizione delle caratteristiche principali del motore commerciale che è stato oggetto dell'attività sperimentale e da cui è stato derivato il motore otticamente accessibile.

**Tabella 1. 4 Principali caratteristiche del motore oggetto dello studio.**

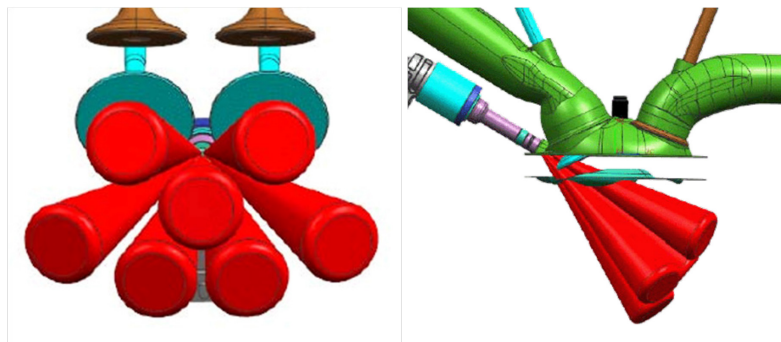
<b>Motore</b>	4 tempi accensione comandata 4 cilindri in linea 4 valvole per cilindro Fasatura variabile su aspirazione e scarico
<b>Cilindrata</b>	1742.22 cm <sup>3</sup>
<b>Alesaggio</b>	83 mm
<b>Corsa</b>	80.5 mm
<b>Volume camera di combustione</b>	52.77 cm <sup>3</sup>
<b>Tipo di turbina</b>	Turbocompressore a geometria variabile
<b>Pressione massima sovralimentazione</b>	2.5 bar
<b>Fasatura valvole</b>  (Intake Valve Opening/Closing  Exhaust Valve Opening/Closing)	Senza VVT IVO -24.5 CAD IVC 61 CAD EVO 35.5 CAD EVC 1 CAD Con VVT IVO 31 CAD IVC -12.5 CAD EVO -21 CAD EVC 39.5 CAD
<b>Rapporto di compressione</b>	9,5
<b>Potenza massima</b>	147.1 kW a 5.000 g/min
<b>Coppia massima</b>	320.4 Nm a 1.400 g/min

Il propulsore è il prototipo di un motore DISI di ultima generazione 1.8 litri turbocompresso le cui caratteristiche principali sono riportate in Tabella 1. 4. Esso eroga una potenza massima di 200 CV (147 kw) a 5.000 giri/min e una coppia massima di 320 Nm a 1.400 g/min. A fronte di queste prestazioni i consumi e le emissioni sono contenuti grazie a diverse soluzioni tecniche, adottate in progettazione e nel controllo motore al fine di rispettare gli standard EURO V. Per raggiungere questi risultati, la sovralimentazione, associata ad un doppio variatore di fase continuo su scarico ed aspirazione, consente ampi margini di ottimizzazione per raggiungere il miglior compromesso tra prestazioni ed emissioni in ogni regime.

La configurazione della camera di combustione è di tipo *Wide Spacing* con iniettore posizionato lateralmente tra le valvole di aspirazione e inclinato verso il basso. La candela è centrata in camera di combustione tra le 4 valvole e la formazione della miscela è di tipo *wall-guided*. I condotti di aspirazione sono stati progettati e ottimizzati anche mediante l'utilizzo di tecnologie di calcolo mono e tridimensionale al fine di ottenere ed ottimizzare il livello di turbolenza in camera. La camera di combustione è stata progettata adottando ampie aree di *squish* e *tumble* e minimizzando il rapporto tra superficie e volume con effetti benefici sulla efficienza di combustione. I condotti di scarico sono stati disegnati per lavorare in sintonia con il collettore di scarico e per massimizzare l'effetto "*pulse converter*" del turbocompressore progettato per massimizzare le onde di pressione e quindi le prestazioni ai bassi carichi.

Inoltre è stata adottata la tecnologia dello *scavenging*, che massimizza la coppia ai regimi molto bassi garantendo un'elevata velocità di risposta del motore alle variazioni di carico, controllando ed ottimizzando istante per istante i parametri del motore quali la dosatura, la posizione dei due variatori di fase, l'anticipo di accensione e la fasatura iniezione in modo da azionare in tempi brevissimi il turbocompressore. Questo permette di sfruttare al meglio la sovralimentazione rispetto ai convenzionali motori a benzina turbocompressi. In questo modo, il sistema, gestito da una centralina di controllo motore, ottiene una coppia massima a 1.400 giri maggiore del 70% rispetto ad un motore turbo tradizionale. La coppia specifica (185 Nm/l) è tra le più alte per i motori oggi disponibili, mentre la coppia massima (320 Nm) raggiunta a 1400 giri rappresenta un punto di assoluta eccellenza. Infine, l'elevata potenza specifica di 115 CV/l viene raggiunta al regime relativamente basso di 5.000 giri/min, rimanendo costante sino a 5.500 giri/min. In sintesi, questo propulsore vanta una coppia paragonabile a quella di un V6 aspirato di cilindrata quasi doppia, ma grazie al "downsizing", è stata possibile una rilevante riduzione di peso, a tutto vantaggio dell'efficienza.

Infine, il sistema di iniezione è dotato di una nuova pompa ad alta pressione, capace di raggiungere pressioni fino a 200 bar e di iniettori a solenoide con spillo ad apertura interna a 7 fori. La disposizione spaziale dei getti è riportata in Figura 1. 10.



**Figura 1. 10** Disposizione spaziale dei 7 getti dell'iniettore in dotazione [92].

## 1.2 Motori Otticamente Accessibili

Lo studio dei processi termo fluido-dinamici nei motori a combustione interna è stata condotta, sorprendentemente a partire da tempi piuttosto remoti, utilizzando tecniche di diagnostica ottica all'interno della camera di combustione [14]. A titolo di esempio, anni addietro visualizzazioni ad alta velocità e con alta risoluzione spaziale, combinate con l'analisi del rilascio del calore, hanno dimostrato che nei motori ad accensione comandata la combustione premiscelata si propaga attraverso un fronte di fiamma turbolento corrugato, caratterizzato da elevata variabilità ciclica. [72] Imaging ad alta velocità dei flussi nel cilindro e dello spray in un motore trasparente, e fotografie Schlieren ad alta velocità (1000 fotogrammi al secondo) della combustione in un motore SI per applicazioni aeronautiche, fornirono importanti informazioni sui processi suddetti, già alla fine degli anni '30 [73] [74]. In tempi più recenti le prime applicazioni della PLIF in motori PFI hanno confermato la natura turbolenta del processo di propagazione del fronte di fiamma, che diventa man mano più corrugato (*wrinkled*) all'aumentare della velocità del motore e, quindi, dell'intensità della turbolenza in camera. E che questo conduce all'aumento della velocità di rilascio di calore, in quanto le corrugazioni del fronte di fiamma fanno aumentare la superficie della fiamma. [75][76]

Quindi i motori mono-cilindrici otticamente accessibili sono largamente utilizzati per la ricerca nel campo dei motori a combustione interna, in quanto consentono l'applicazione di tecniche diagnostiche qualitative e quantitative non invasive, per lo studio dei moti d'aria nel cilindro, della miscelazione, del processo di combustione e dei fenomeni di formazione delle emissioni inquinanti. I dati sperimentali, ottenibili grazie a tali apparati sperimentali, possono fornire una visione dettagliata dei processi fisici che avvengono nel cilindro, necessaria per promuovere l'ulteriore sviluppo di strategie di combustione innovative, e raccogliere informazioni fondamentali per la validazione dei modelli di calcolo CFD. [15]

È evidente che il numero e la geometria degli accessi ottici, così come la metodologia di analisi, siano strettamente vincolati al fenomeno da studiare. Ad esempio, per analizzare l'evoluzione del processo di combustione attraverso la propagazione del fronte di fiamma può essere sufficiente un unico accesso ottico e tecniche di visualizzazione digitale risolte nel ciclo motore. Tuttavia se si è interessati ad identificare le specie chimiche coinvolte nel processo, come ad esempio l'ossido di azoto o l'OH, e a valutare la loro concentrazione sarà necessario applicare tecniche di assorbimento UV oppure LIF, che necessitano di almeno due accessi ottici per permettere l'invio di radiazione luminosa da un'opportuna sorgente e la sua successiva rilevazione. Le finestre trasparenti sono generalmente realizzate in materiali differenti a seconda delle diverse applicazioni, come:

- materiali plastici (Plexiglass, Lexan o policarbonati), ampiamente usati nel settore *automotive* in ambiente non aggressivo con pressioni e temperature non elevate, in genere per rendere otticamente accessibile la testata e controllare il flusso di olio per ottimizzare il circuito di lubrificazione e condizionamento.

- vetri ottici: una vasta gamma di solidi amorfi costituiti da una miscela di silice, carbonati e ossidi metallici, che presentano alti valori di isotropia e trasparenza. Un esempio classico è il vetro borosilicato

drogato con circa il 10% di ossido borico (BK7) per migliorare le sue caratteristiche ottiche e di resistenza meccanica e ad agenti chimici. Il BK7 è trasparente alla radiazione luminosa dal visibile all'infrarosso,

-quarzo: costituito da silice pura ( $\text{SiO}_2$ ). Dati gli elevati costi è spesso sostituito con un materiale avente stessa composizione chimica del quarzo, ma struttura amorfa (*fused silica*). Tale materiale è largamente usato nelle applicazioni ottiche dall'UV al visibile per la sua ottima trasmittanza in questo range spettrale (cfr. Figura 1. 11),

-zaffiro o ossido d'alluminio ( $\text{Al}_2\text{O}_3$ ): per la sua elevata durezza è il materiale ideale per le applicazioni più estreme in termini di pressioni e temperature, consentendo spessori molto inferiori rispetto a quelli dei tradizionali vetri ottici. Inoltre lo zaffiro presenta un ampio intervallo spettrale di trasparenza che si estende dall'UV al lontano infrarosso e il suo limite principale è l'elevato costo. In Figura 1. 11 è fornita la sua curva di trasmittanza a confronto con quella del quarzo.

-altri materiali ottici: fluoruro di calcio ( $\text{CaF}_2$ ), fluoruro di magnesio (MAG2), il fluoruro di litio (LiF), germanio e Zerodur.

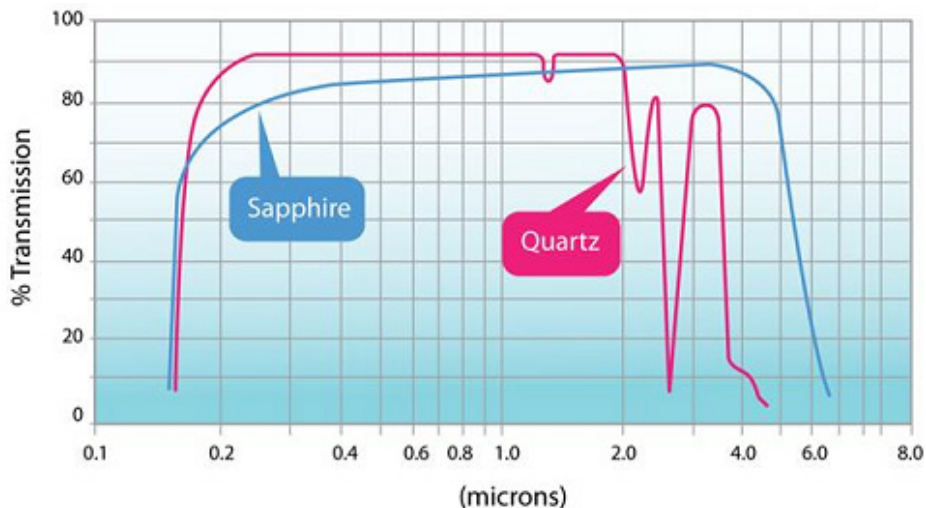


Figura 1. 11 Curva di trasmissione dello zaffiro e del quarzo per uno spessore di 1 mm.

## 1.2.1 Tipologie di accessi ottici nei motori a combustione interna

### Accesso ottico attraverso la testata del motore

I primi motori ottici prevedevano finestre trasparenti poste in testa alla camera di combustione come schematicamente rappresentato in Figura 1. 12. Una tale configurazione poteva essere facilmente realizzata nei motori a due tempi, sfruttando l'assenza di valvole di aspirazione e scarico, che in questi motori sono sostituite dalle luci di lavaggio realizzate sulla parete laterale del cilindro. Un motore a due tempi strumentato con accessi ottici di questo tipo, consente una ottima visuale della camera di combustione.

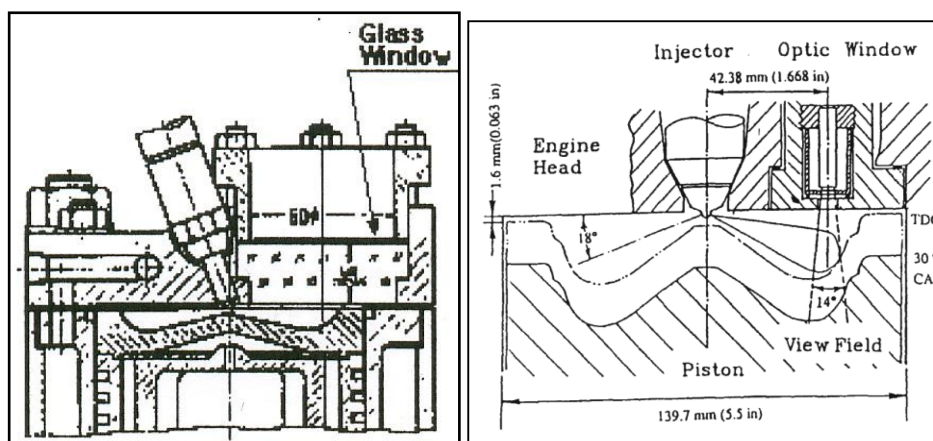


Figura 1. 12 Accesso ottico nella testata del motore: (a sinistra) accesso ottico in un motore 2 tempi; (a destra) in un motore 4 tempi attraverso una valvola di scarico.

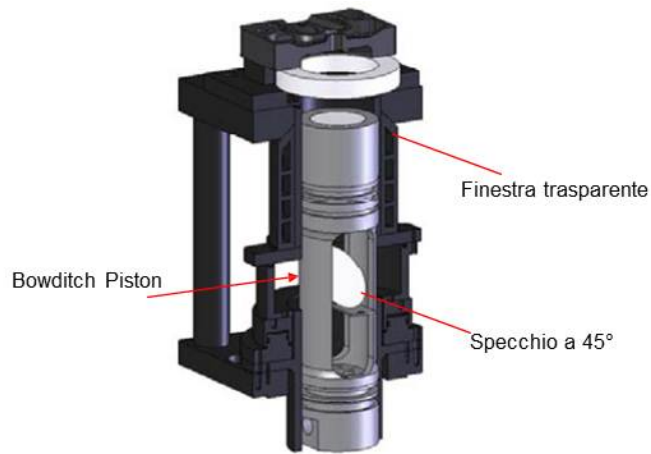
Nei motori a 4 tempi, l'applicazione di finestre trasparenti nella parte superiore della camera di combustione, risulta molto più complessa visti gli ingombri limitati dalla presenza delle valvole di aspirazione e scarico, specialmente nei motori moderni dotati generalmente di 4 valvole per cilindro. Per i motori ad accensione comandata iniezione diretta, lo spazio a disposizione è ancora minore considerando la contemporanea presenza anche della candela e dell'iniettore. Inoltre, per i motori di ultima generazione, questo spazio disponibile si riduce drasticamente visto il sempre più frequente utilizzo del *downsizing* e di sistemi di fasatura variabile.

Una soluzione praticabile è rappresentata dalla sostituzione di una delle valvole di scarico con una finestra ottica. In questo caso, giacché le valvole di aspirazione non vengono modificate, il campo di moto all'interno del cilindro non subisce variazioni eccessive. Inoltre, specialmente nei motori ad iniezione diretta sia SI che CI si può ottenere una visuale sufficiente ad analizzare con buona risoluzione spaziale le fasi di iniezione e combustione [60]. Tale configurazione, tuttavia, ha effetti sulla fase di scarico, determinando la formazione di residui di combustione in camera e un non perfetto lavaggio del cilindro.

### Accesso ottico attraverso il pistone

Un allestimento alternativo all'accesso ottico nella testata, prevede la sostituzione di una parte o di tutta la parte superiore del pistone, fu proposto per la prima volta da Bowditch nel 1962 ed è tuttora molto usato (Figura 1. 13). [61]





**Figura 1. 13 Accesso ottico nel pistone proposto da Bowditch. [62]**

Il cuore di questo sistema è proprio il pistone, che è prolungato in modo da permettere l'inserimento di uno specchio a 45° in asse al cilindro; specchio che permette di visualizzare l'interno della camera di combustione attraverso la finestra trasparente posta nel cielo del pistone. La tenuta del pistone allungato è garantita da fasce auto-lubrificanti, in modo da evitare l'impiego della lubrificazione che produrrebbe un eccessivo imbrattamento della finestra trasparente. In generale, le fasce auto-lubrificanti sono realizzate in teflon-bronzo e hanno una temperatura ideale di esercizio di circa 70°C, da qui la necessità di condizionare la temperatura nella zona di scorrimento fasce con un sistema dedicato [63]. L'impiego di un siffatto motore fornisce una buona accessibilità ottica della camera di combustione, ma può comportare anche la limitazione del numero di giri e il deposito di materiale carbonioso sulla finestra con conseguente perdita di risoluzione. Inoltre è sempre monocilindrico e, quando derivato da motori commerciali, potrebbe modificarne le prestazioni anche in modo sostanziale.

### **Accesso ottico attraverso il cilindro**

Parallelamente ai sistemi dotati di accessi ottici dall'alto e dal basso, ne esistono altri che forniscono una visuale laterale della camera di combustione. In genere sono realizzati mediante finestre trasparenti poste nella parete del cilindro tra testata e basamento, e bloccate grazie a flange metalliche (Figura 1. 14). A volte è possibile realizzare anche un cilindro completamente trasparente, in quarzo o zaffiro, in modo da ottenere una visuale della camera a 360°; tuttavia occorre tener conto di problemi legati alla distorsione delle radiazioni luminose uscenti, dell'estrema delicatezza di questi impianti e del loro elevato costo.

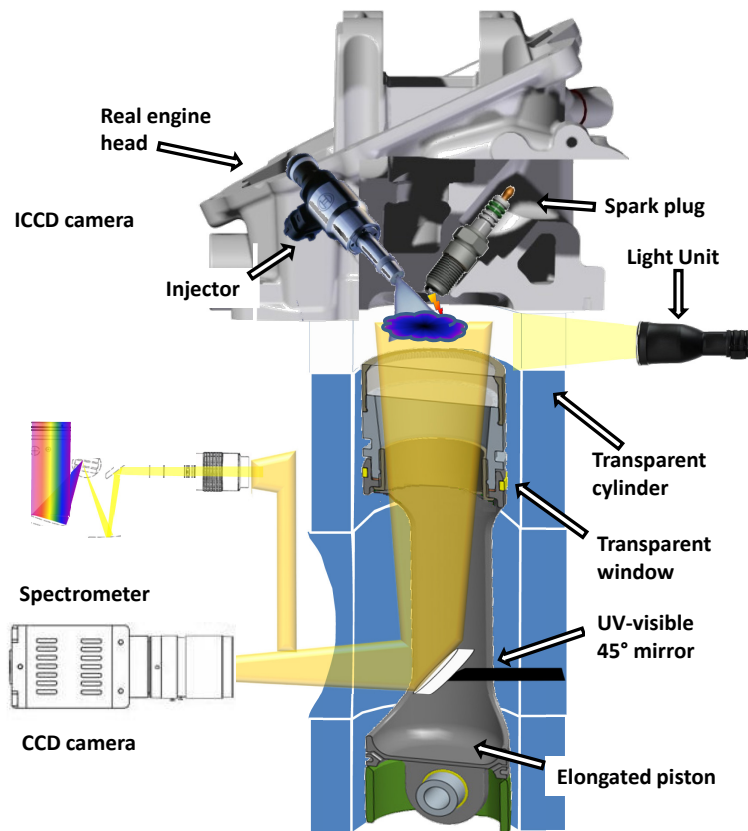


Figura 1. 14 Motore con accesso ottico laterale tramite cilindro trasparente e dal basso [64]

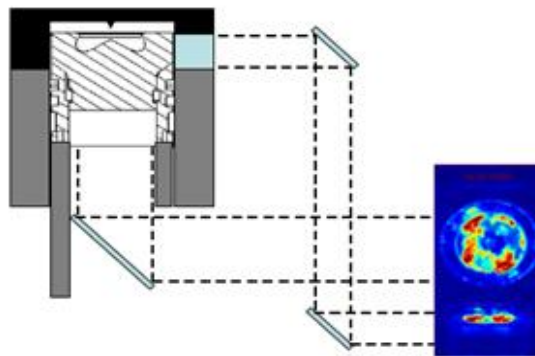


Figura 1. 15 Esempio di visualizzazione della combustione dal basso e di lato [65]

Con questo sistema è possibile analizzare i fenomeni che si sviluppano tra la parete del cilindro e la parte superiore del pistone nei pressi del punto morto superiore. Inoltre, questa tipologia di accesso ottico è spesso adottata in sinergia con le altre tipologie già descritte, nella testa e nel pistone, in modo da avere l'opportunità di applicare diagnostiche che necessitano di più di una direzione di visualizzazione. Ulteriore implementazione può essere l'utilizzo di pistoni interamente realizzati in quarzo per una visibilità totale dei fenomeni che avvengono in un ciclo motore. In Figura 1. 15 e in Figura 1. 16 sono riportati, rispettivamente, un esempio di visualizzazione della combustione effettuata contemporaneamente dal basso e lateralmente, e uno schema di applicazione della fluorescenza indotta da laser (PLIF), che permette di misurare la distribuzione spaziale della miscela e necessita di un piano laser perpendicolare all'asse del cilindro.

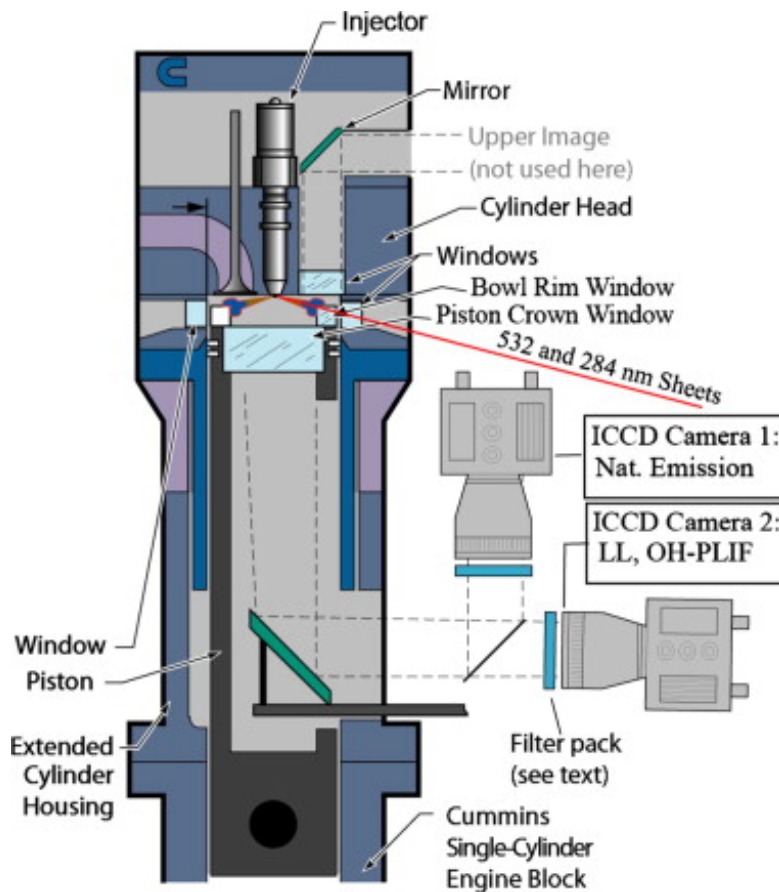


Figura 1. 16 Motore con accessi ottici nella testa, laterali e nel pistone [66].

### Accesso ottico mediante sistemi a fibra ottica

Un'altra opportunità per rendere otticamente accessibile un motore a combustione interna, è fornita dall'utilizzo di sonde di tipo ottico di diverso tipo, che possono essere introdotte nei condotti di aspirazione e nella camera di combustione. Tali apparecchiature devono essere opportunamente progettate per resistere alle elevate sollecitazioni termomeccaniche, tipiche della camera di combustione.

Fibre ottiche possono essere introdotte nella guarnizione della testa del cilindro (tomografia), nella testa del motore o nelle pareti del cilindro. Queste configurazioni richiedono modifiche opportune del motore che sono in ogni caso molto meno invasive rispetto a quelle richieste dagli accessi ottici descritti in precedenza, ma forniscono una risoluzione spaziale certamente ridotta. Nel caso di sistema tomografico descritto in Figura 1. 17, infatti, il limite principale di questo tipo di diagnostica risiede nella bassa risoluzione spaziale e nel costo del sistema nel caso di applicazione commerciale.

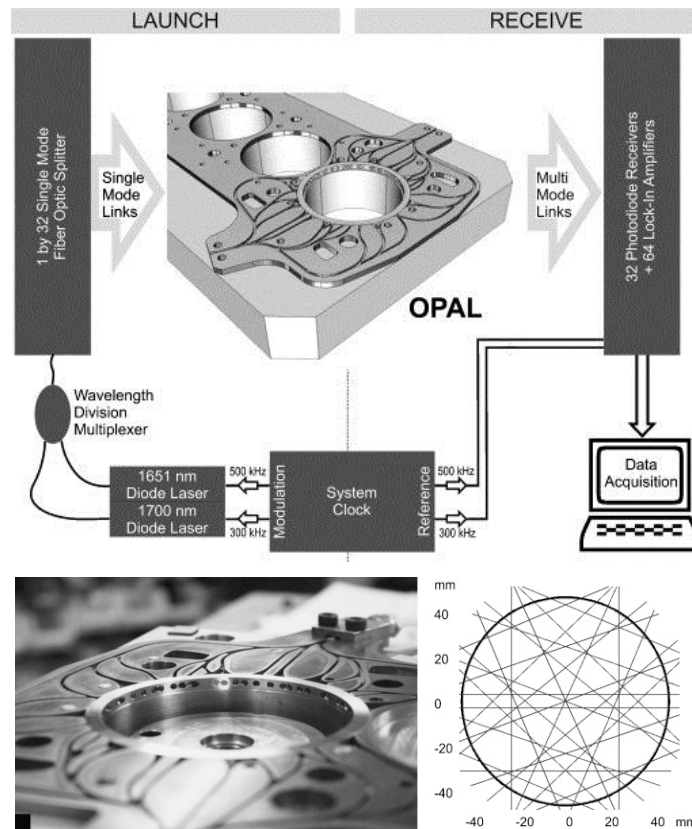


Figura 1. 17 Sistema tomografico realizzato con fibre ottiche inserite nella guarnizione della testata. [67]

Inoltre, esistono sistemi ottici che possono essere utilizzati in motori di produzione senza effettuare alcuna modifica e prevedono il passaggio di una o più fibre ottiche direttamente nel corpo della candela, per i motori ad accensione comandata (Figura 1. 18), e dell'iniettore o nella sede della candelettta di preriscaldamento, nel caso di motori ad accensione per compressione. Tali sistemi possono essere utilizzati per una valutazione della propagazione del fronte di fiamma o di combustioni anomale e per la rilevazione della singola specie chimica non avendo una risoluzione spaziale elevata.

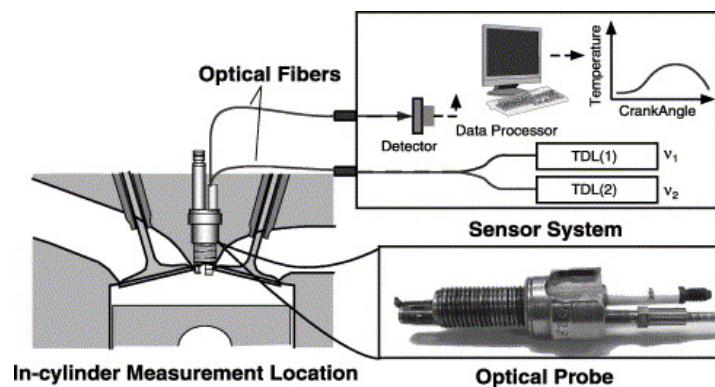
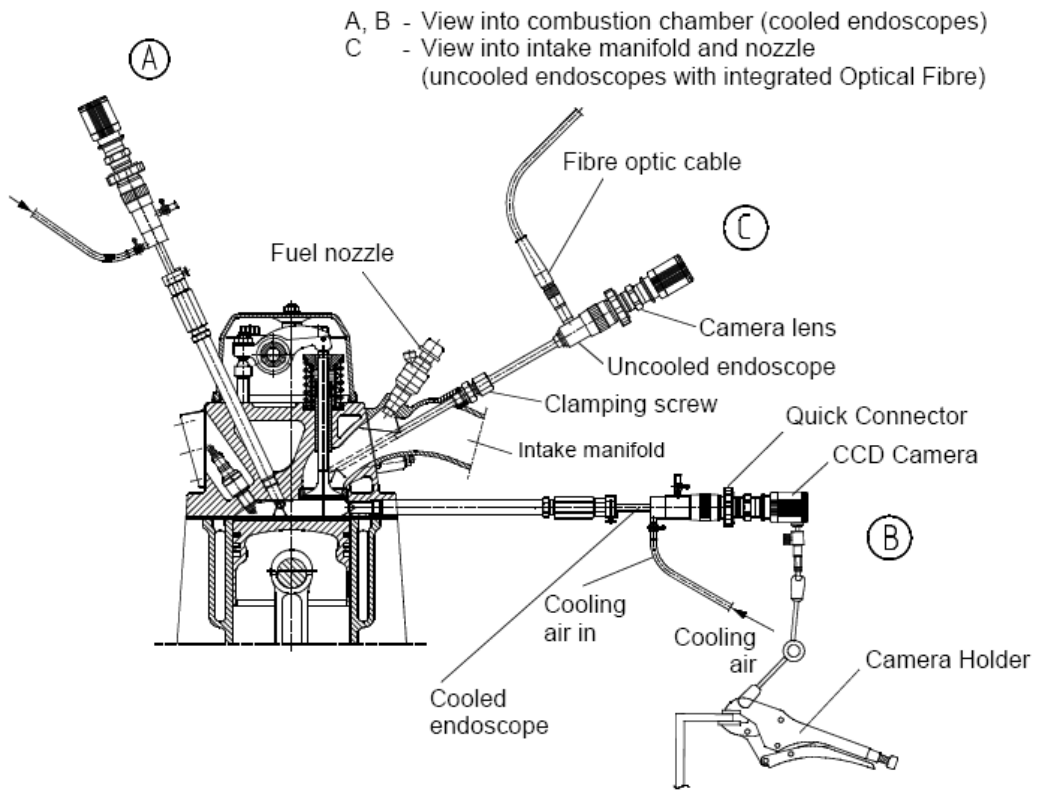


Figura 1. 18 Candela strumentata con fibre ottiche. [68]

Infine, l'utilizzo di sistemi realizzati inserendo endoscopi in fibra ottica attraverso la testata ed affacciati in camera di combustione, permette di ottenere una risoluzione spaziale molto superiore, confrontabile con quella ottenibile tramite le finestre trasparenti di cui sopra, con costi molto più contenuti ed interventi molto meno invasivi sul motore (Figura 1. 19).

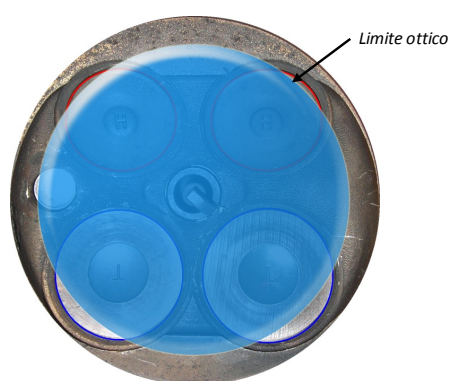


**Figura 1. 19** Schema di applicazione di sistemi endoscopici in un motore a combustione interna (fonte AVL).

### 1.1.9 Principali limitazioni dei motori otticamente accessibili

I motori otticamente accessibili rappresentano un potente strumento diagnostico, giacché permettono di studiare, in sostanza, i principali fenomeni che caratterizzano il ciclo motore a partire dalla formazione della miscela fino alla propagazione della combustione. Bisogna tuttavia considerare, che maggiore è la flessibilità richiesta nell'applicazione delle tecniche ottiche, più grandi saranno le modifiche da apportare al motore necessarie per ottenere la sufficiente risoluzione spaziale e la corretta configurazione degli accessi ottici. Detti motori sono, spesso, realizzati accoppiando una testata reale ad un basamento monocilindrico, modificandone sostanzialmente sia le condizioni termodinamiche che quelle fluidodinamiche all'aspirazione ed allo scarico e inficiando in parte la stabilità del regime di rotazione [15]. Occorre osservare, inoltre, i limiti termici indotti dalla presenza degli accessi ottici: il differente coefficiente di dilatazione termica del vetro ottico, rispetto al metallo del pistone, limita i valori di temperatura raggiungibili in camera di combustione e di conseguenza riduce il tempo di funzionamento in combustione del motore. Le diverse caratteristiche meccaniche dei materiali ottici limitano la velocità di rotazione, oltre che le pressioni raggiungibili all'interno della camera di combustione [69]. La velocità di rotazione di un motore ottico è limitata anche dalla presenza delle fasce autolubrificanti tipicamente in teflon-bronzo, montate in sostituzione delle fasce reali in metallo e dall'assenza dell'olio di lubrificazione. Queste hanno coefficienti di attrito maggiori e, quindi, una durata molto ridotta se paragonate alle fasce di tenuta reali lubrificate. [63]

Dal punto di vista della diagnostica ottica, il limite maggiore è rappresentato dal tempo ridotto di operatività del motore; infatti, la presenza di residui di combustione sugli accessi ottici può determinare un'attenuazione dei segnali luminosi, che possono indurre errori sistematici di misura o addirittura impedirli del tutto. In aggiunta, il campo di vista è ridotto da esigenze progettuali relative principalmente alla realizzazione della sede che contiene la finestra trasparente, come mostrato in Figura 1. 20.



**Figura 1. 20 Esempio di limite ottico in un motore con pistone allungato.**

Lo schema ottico con pistone allungato, inoltre, offrendo una vista dal basso della camera di combustione, porta ad una visualizzazione bidimensionale dei fenomeni che evolvono in camera quindi le immagini ottenute sono frutto di una integrazione sul cammino ottico.

## Capitolo 2 – MOTORE OTTICAMENTE ACCESSIBILE

### Premessa

Lo studio dei motori a benzina ad iniezione diretta (**DISI**) ha subito una forte accelerazione a seguito del crescente interesse nei confronti della riduzione dei consumi e delle emissioni, specialmente per la caratteristica di poter operare con miscela magra stratificata. Fin da subito, infatti, questa tipologia di motori ha mostrato ottime prospettive di sviluppo purtroppo ancora in parte disattese, vista la varietà e complessità dei parametri che sono implicati nell'ottimizzazione del sistema nel suo complesso. Da questo scaturisce l'opportunità di approfondire la conoscenza dei processi termo fluido-dinamici che avvengono nel cilindro e, in particolar modo, della metodologia di formazione della carica stratificata, mediante i potenti strumenti di indagine offerti dai motori otticamente accessibili. È in questo contesto che si inserisce la progettazione e la realizzazione del motore DISI otticamente accessibile, fatta mantenendo il più possibile invariate le caratteristiche del motore reale, in modo da poter studiare con maggior precisione possibile tutte le problematiche che si possono riscontrare in un motore di serie, con diagnostiche non invasive ad elevata risoluzione spaziale e temporale.

A questo scopo è stato progettato un motore ottico 4-cilindri, in modo da lasciare invariata la configurazione termo-fluidodinamica del motore reale e, pertanto, le sue caratteristiche in termini di emissioni e consumi, dotato di due accessi ottici che interferiscono il meno possibile con la geometria della camera di combustione, parametro fondamentale nella formazione della carica stratificata.

### 2.1 Obiettivi progettuali.

L'attività progettuale, svolta in gran parte durante la tesi di laurea, è consistita essenzialmente nel dotare un motore 4 cilindri Alfa Romeo ad iniezione diretta di benzina di nuova generazione (**DISI**), di due accessi ottici attraverso i quali poter approfondire lo studio del processo di formazione della miscela e la propagazione della combustione, mediante tecniche di indagine ottica applicate direttamente in camera di combustione. Le linee guida progettuali, scelte in base all'esperienza maturata su motori ottici già esistenti e alle esigenze sperimentali, sono state:

- Mantenere inalterate il più possibile le caratteristiche operative del motore reale,
- Range di funzionamento fino a 3000 giri/min,
- Semplicità di montaggio e smontaggio,
- Semplicità ed economicità costruttiva.

Con queste premesse sono stati realizzati due accessi ottici: uno ottenuto grazie all'inserimento di una sonda endoscopica, opportunamente protetta, in testata; e un altro nel cielo del pistone. Inoltre, è stata mantenuta la configurazione 4-cilindri, contrariamente a come avviene tipicamente, in modo da mantenere il

più possibile inalterato il comportamento termo-fluidodinamico del motore reale. Questa configurazione consente di limitare gli effetti negativi legati alla necessaria brevità delle prove, poiché le condizioni vicine a quelle di regime sono raggiunte più rapidamente ed è possibile eseguire analisi allo scarico e di consumo, più complete ed attendibili. In più, essendo il motore 4 cilindri già bilanciato rispetto alle forze di inerzia del primo ordine, il basamento originale non è stato modificato e non sono stati realizzati contralberi di bilanciamento, come accade invece per i motori ottici monocilindrici [70].



## 2.2 Accesso ottico laterale

Un primo accesso ottico è stato realizzato mediante sonda endoscopica ed ha richiesto la predisposizione della sede attraverso la testata e la progettazione di un sistema protettivo, che assicura allo stesso tempo anche la tenuta della camera di combustione. Il sistema di visualizzazione utilizzato, (esploso in Figura 2. 1), è costituito da: un endoscopio rigido in fibra ottica, un canotto esterno (CE), un canotto Interno (CP), una ghiera filettata e un involucro trasparente (IT). Tale equipaggiamento ha la triplice funzione di supporto, protezione e raffreddamento dell'endoscopio; inoltre per adattare il sistema di visualizzazione al motore reale, la testata è stata modificata opportunamente ed è stata progettata una flangia di accoppiamento.

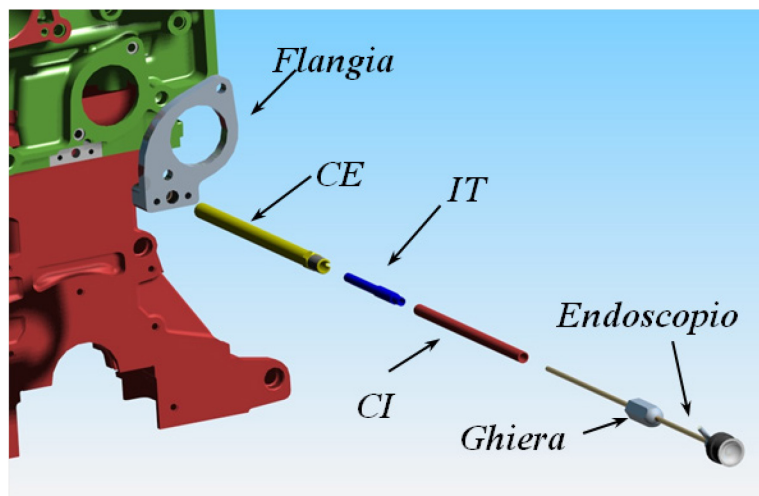


Figura 2. 1 Esploso del sistema di visualizzazione

Il canotto esterno è solidale alla testata con un collegamento che garantisce la tenuta e al suo interno è inserito il canotto interno già collegato all'involucro trasparente. Inserito l'endoscopio, il tutto è bloccato con la ghiera filettata che fornisce la coppia di serraggio necessaria alla tenuta tra i due cannotti, mediante una guarnizione di rame e blocca lo stelo della sonda tramite una guarnizione conica in teflon. Il raffreddamento è realizzato attraverso un flusso di aria compressa, che entra da una bocchetta posta sull'estremità posteriore dell'endoscopio, fuoriesce dalla sua estremità anteriore raffreddando anche la finestra trasparente ed esce definitivamente dal sistema attraverso la ghiera posteriore opportunamente forata, dopo aver percorso l'intercapedine tra lo stelo dell'endoscopio e la protezione.

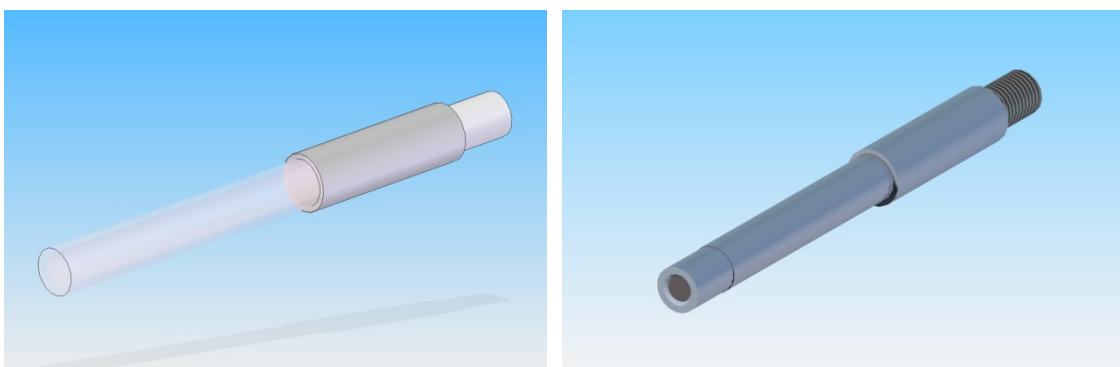


Figura 2. 2 Involucro trasparente originale e progettato.

L'involucro trasparente in dotazione con il sistema endoscopico è troppo fragile per un utilizzo in camera di combustione e, perciò, è stato necessario ideare un nuovo sistema protettivo che potesse resistere a severe sollecitazioni termiche e meccaniche e che avesse le stesse caratteristiche funzionali di quello esistente, in particolare che non modifichi il campo di vista dell'endoscopio e consenta il corretto funzionamento del sistema di raffreddamento (Figura 2. 2).

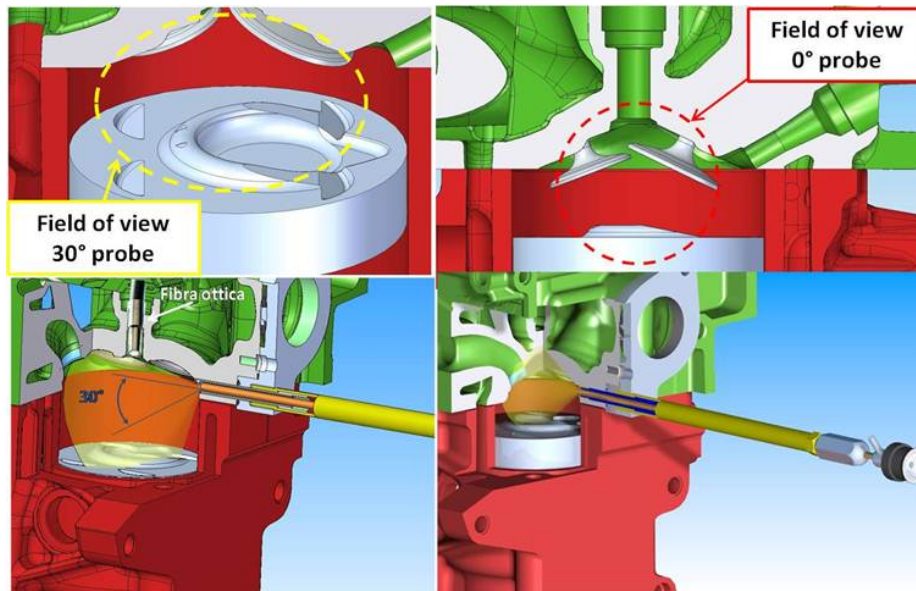
L'idea di base che ha portato alla realizzazione del modello è stata quella di sostituire il cilindro in quarzo con una struttura in metallo dotata di una finestra trasparente posta sull'estremità superiore. I vincoli progettuali che ci si è imposti, sono stati essenzialmente:

- campo di vista dell'endoscopio inalterato, in modo da non limitarne la risoluzione visiva,
- compatibilità di assemblaggio con gli altri elementi costituenti il sistema protettivo,
- semplicità di smontaggio per facilitare la pulizia della finestra trasparente.

L'estremità trasparente è costituita da una finestra di zaffiro, alloggiata in una cava ricavata sullo stelo e bloccata da una ghiera filettata. La rispondenza ai vincoli progettuali è assicurata grazie all'identità tra le dimensioni interne ed esterne dei due involucri protettivi, in particolare tra i diametri esterni per l'inserimento nel supporto e la realizzazione del collegamento a tenuta tra i due cannotti e il diametro interno minimo per l'inserimento dell'endoscopio e il corretto funzionamento del sistema di raffreddamento. La distanza tra l'estremità trasparente e la superficie di battuta con il cannotto esterno è stata scelta in funzione dell'utilizzo specifico, in modo che la punta della sonda non fuoriesca dalla camera di combustione per non creare punti caldi, che potrebbero favorire la detonazione e modificare il rapporto di compressione del motore. L'inserimento della sonda all'interno della camera di combustione, ha richiesto anche l'individuazione e la realizzazione attraverso la testata, di una sede opportuna che, da un lato, permettesse di ottenere un campo di visibilità soddisfacente e, dall'altro, non danneggiasse la testata e rendesse possibile la predisposizione di tutto il sistema di supporto e protezione in modo da non compromettere la tenuta della camera di combustione. Nella scelta di tale posizione si è dato molto peso, inoltre, alla possibilità di limitare al minimo le modifiche e le lavorazioni meccaniche della testata, in modo da ridurre il più possibile il rischio di danneggiamenti della stessa. La scelta della sede ha permesso tra l'altro di non forare il circuito di raffreddamento, che circonda quasi completamente la camera di combustione, evitando di dover prevedere una tenuta per impedire la fuoriuscita o l'ingresso in camera di combustione dell'acqua di raffreddamento.

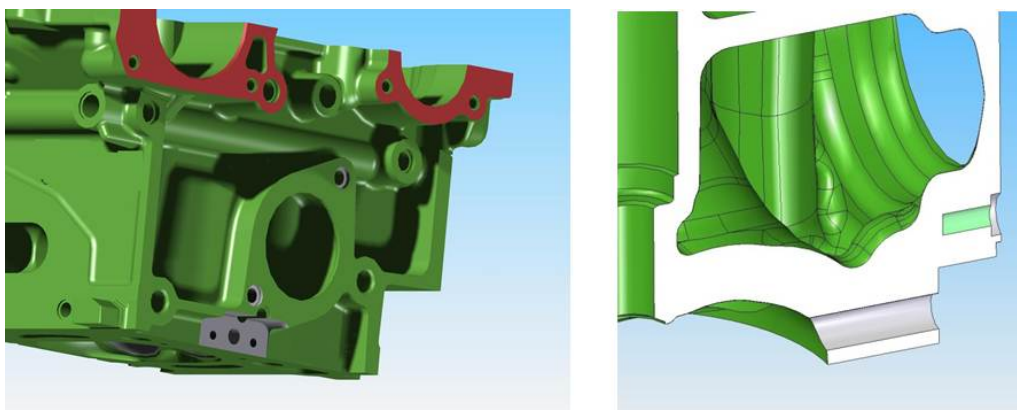
Grazie a questa configurazione, il campo visivo dell'endoscopio risulta centrato rispetto alla camera di combustione e perpendicolare sia all'asse del cilindro che a quello dell'iniettore e, quindi, perpendicolare al piano del moto di *tumble*, come voluto. Inoltre, il campo di vista con angolo di apertura di 70° consente la visualizzazione di un'area che comprende sia la candela sia l'iniezione di combustibile, come mostrato in Figura 2. 3. Nella stessa figura è rappresentato anche il campo di vista ottenuto con un ulteriore involucro protettivo, che consente l'utilizzo di una sonda endoscopica con angolo di vista inclinato di 30° rispetto al suo asse. Questo involucro è stato progettato seguendo le stesse linee guida del precedente e in particolare consente di utilizzare l'endoscopio suddetto senza modificare l'ampiezza del suo campo di vista. Per la realizzazione di questo involucro è stato effettuato un accurato dimensionamento funzionale ed è stato

necessario ricorrere a lavorazioni per elettroerosione viste le particolari geometrie di alcune superfici. Dal confronto in Figura 2. 3, è possibile apprezzare le due diverse prospettive fornite dagli endoscopi, grazie ai due diversi campi di vista. Nel caso dell'endoscopio con inclinazione a 30° si può notare come, pur non limitando la visuale della parte alta della camera (candela), si riesca ad inquadrare una zona più ampia verso il basso e quindi verso la testa del pistone.



**Figura 2. 3** Rappresentazione del campo di vista ottenuto con i due endoscopi con angolo di vista a 0° e 30°

La realizzazione di una flangia di accoppiamento (Figura 2. 1) ha contribuito al raggiungimento degli obiettivi progettuali e, in particolare: ha permesso di limitare le lavorazioni meccaniche sulla testata, il foro filettato necessario al collegamento tra testata e canotto è stato, infatti, realizzato sulla flangia; scegliere la posizione della sede per l'endoscopio evitando le limitazioni imposte dall'ingombro del foro filettato; evitare la foratura del sistema di raffreddamento motore.

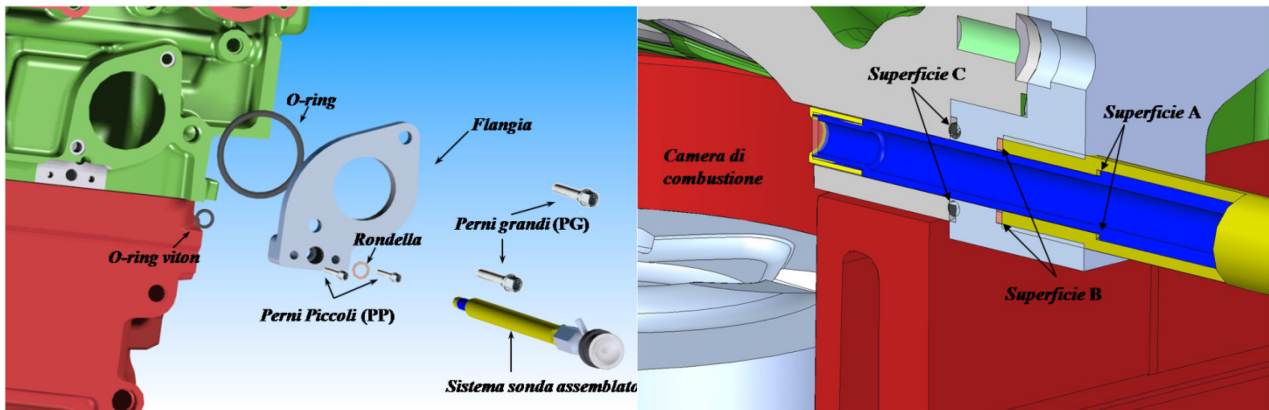


**Figura 2. 4** Immagine delle sede per l'inserimento della sonda in testata e sezione trasversale.

Le uniche lavorazioni meccaniche realizzate sulla testata, sono costituite da un foro passante, una spianatura della superficie laterale della testa, un foro filettato, due fori filettati e due scanalature di centraggio (Figura 2. 4).

Nell'ingrandimento di Figura 2. 4 è rappresentato il dettaglio della spianatura della testata realizzata per il corretto assemblaggio della flangia e i fori filettati, che sono stati realizzati per assicurare la tenuta del circuito di raffreddamento e della camera di combustione, in corrispondenza del foro nel quale è inserito l'endoscopio.

Nella progettazione del collegamento tra la flangia e il supporto del sistema di visualizzazione è stato dato particolare risalto alla tenuta della camera di combustione, fondamentale al fine di evitare perdite di compressione. Le superfici coinvolte nella tenuta, visibili in Figura 2. 5, sono quelle di contatto tra i *cannotti* (A), tra il *cannotto esterno* e la *flangia* (B) e tra la *flangia* e la *testata* (C).



**Figura 2. 5 Sistema di accoppiamento con flangia e superfici di tenuta**

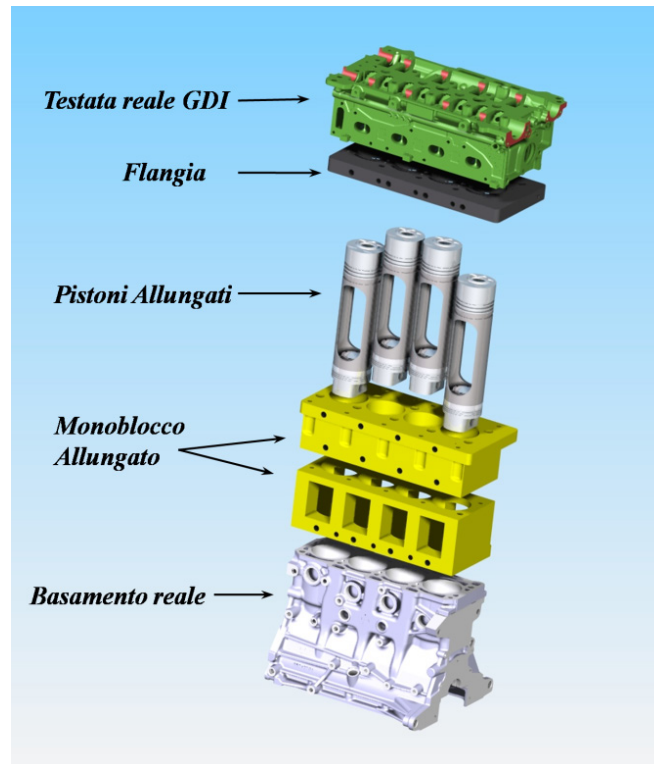
La tenuta in corrispondenza della *superficie A* è ottenuta bloccando la ghiera del supporto con una opportuna coppia di serraggio, in modo da comprimere una rondella di rame interposta tra i due cannotti. Allo stesso modo è realizzata la tenuta sulla *superficie B*, la coppia di serraggio è applicata al cannotto esterno e la forza di chiusura è assicurata dalla compressione di una rondella di rame posta tra l'estremità superiore del cannotto e il fondo del foro filettato sulla flangia. Per quanto riguarda la *superficie C*, il collegamento a tenuta è realizzato mediante i perni di fissaggio della flangia e un o-ring in Viton, utilizzato per la sua eccellente resistenza chimica e alle alte temperature. La flangia integra inoltre una ulteriore funzione, ovvero l'eliminazione della valvola termostatica, divenuta superflua al momento della messa a banco del motore. Ciò è realizzato mediante un raccordo porta-gomma al quale è collegato la tubazione che si allaccia al sistema di condizionamento esterno, costituito da una pompa e uno scambiatore di calore.

## 2.3 Accesso Ottico dal Basso

La realizzazione dell'accesso ottico attraverso il cielo del pistone, oggetto della gran parte dell'attività progettuale, ha richiesto una modifica sostanziale del motore reale.

In particolare, è stato necessario ricavare, tra testata e basamento, una sede opportuna per l'alloggiamento di uno specchio a 45° e riprogettare il pistone per adattarlo alla nuova configurazione, dotandolo di una testa trasparente. Gli obiettivi fondamentali che si è cercato di perseguire nell'ideazione e modellazione dei componenti necessari, possono essere sintetizzati, in ordine di priorità, nei seguenti punti:

- Mantenere le caratteristiche funzionali ed operative del motore il più possibile vicine a quelle del motore reale, in particolare riguardo al funzionamento con carica stratificata,
- Semplicità di montaggio e smontaggio per facilitare le operazioni di manutenzione ordinaria,
- Semplicità ed economicità costruttive



**Figura 2. 6** Modello schematico dell'accoppiamento dei componenti del motore otticamente accessibile.

Queste considerazioni hanno portato alla definizione di un modello, rappresentato schematicamente in Figura 2. 6, costituito da tre componenti principali: il *Monoblocco Allungato*, la *Flangia* e il *Pistone Allungato*, dettagliatamente descritti nei paragrafi successivi, da accoppiare a testata e basamento reali.



### 2.3.1 Monoblocco Allungato

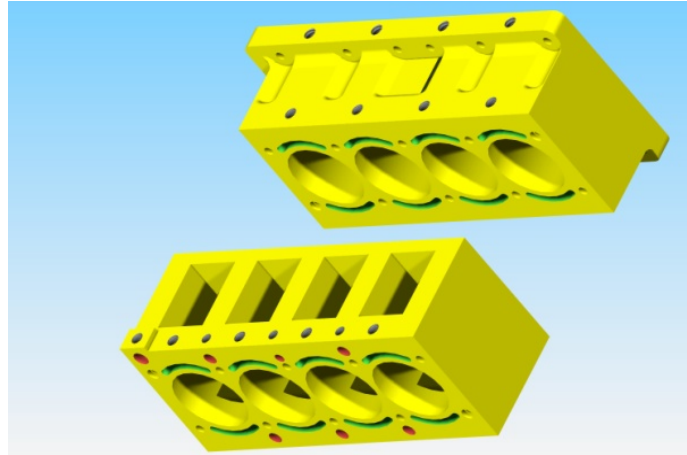


Figura 2. 7 Componenti del *Monoblocco Allungato* con i fori per l'inserimento dello specchio a 45°

La funzione principale del *Monoblocco Allungato* (Figura 2. 7) è la predisposizione di un alloggiamento per uno specchio a 45° che, per consentire la visualizzazione della camera di combustione, deve essere inserito in asse con il *Pistone Allungato* dotato, come vedremo, di testa trasparente. Naturalmente tale sede deve essere il più possibile stagna rispetto ai fluidi motore per evitare che lo specchio e la superficie inferiore della finestra trasparente si sporchino, limitando fortemente la nitidezza delle immagini acquisite dai sistemi di visualizzazione e alterando i risultati delle indagini ottiche. Per questo motivo, tale tipologia di accesso ottico prevede l'eliminazione della lubrificazione e la sostituzione delle fasce reali con fasce autolubrificanti realizzate in teflon caricato a bronzo.

Il *Monoblocco allungato* è accoppiato con la testata e con il basamento reale e consente il passaggio dei fluidi motore dall'una all'altro, senza alterare in maniera rilevante i circuiti di raffreddamento e lubrificazione. La presenza delle sedi specchio e la scelta di realizzare l'allungamento di tutti e 4 i cilindri, non permette di ricavare passaggi per acqua e olio attraverso tutta l'altezza del Monoblocco, se non a costo di complicazioni costruttive eccessive. Per questo motivo, si è predisposto un sistema che permette il passaggio dei fluidi motore tra basamento e testata bypassando le sedi specchio mediante tubazioni esterne.

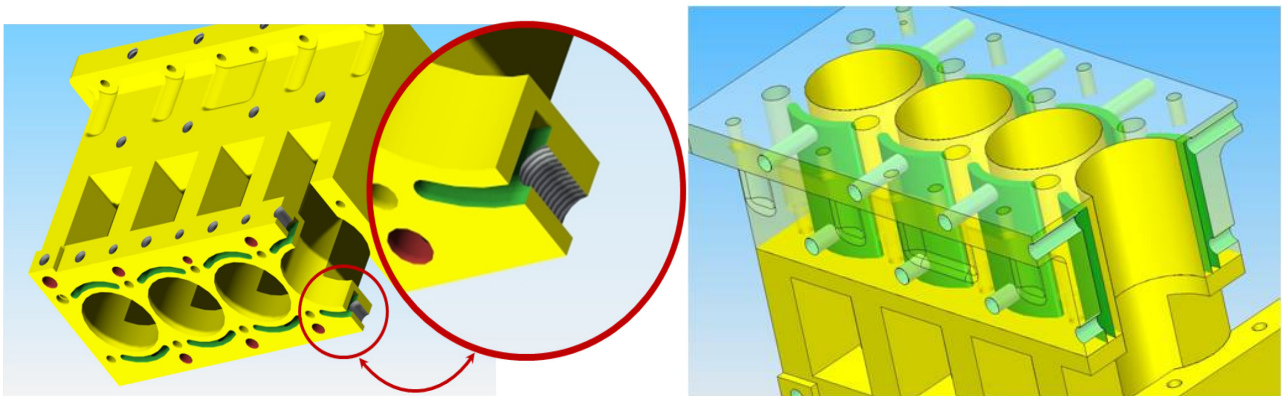
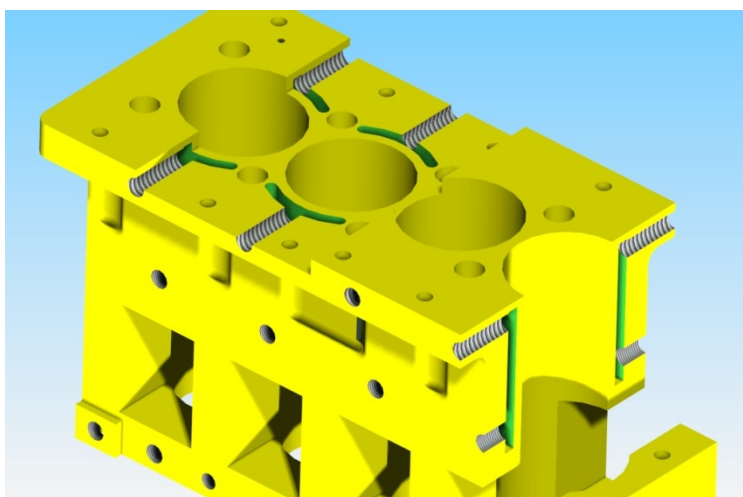


Figura 2. 8 Particolare dei fori e delle asole per l'ingresso e il ricircolo del liquido di raffreddamento e vista dall'alto del circuito di raffreddamento (in verde) del monoblocco allungato reso trasparente per comodità di rappresentazione.

Nella zona subito al disotto della sede specchio, sono state realizzate a tale scopo delle asole cieche collegate con una serie di raccordi porta gomma, ai quali allacciare le tubazioni esterne che congiungono i corrispondenti canali della testata reale (Figura 2. 8).

L'utilizzo delle fasce in teflon bronzo, la cui temperatura ottimale di esercizio è di circa 80°, ha reso necessario la realizzazione di un ulteriore circuito per il condizionamento della temperatura della zona di scorrimento delle fasce. Per questo motivo, subito al di sopra delle sedi specchio, sono state previste delle ulteriori asole e i relativi fori filettati per i raccordi alle tubazioni esterne (Figura 2. 8). Le frequenti operazioni di manutenzione legate in particolare alla sostituzione delle fasce in teflon bronzo determinano la necessità di realizzare tra Monoblocco e testata reale un collegamento smontabile senza eccessive complicazioni. I condotti dei fluidi motore, provenienti dal Monoblocco, non sono collegati direttamente a quelli della testata in modo da evitare che tali operazioni di manutenzione implicino lo svuotamento dei circuiti di raffreddamento e lo smontaggio della guarnizione di testata.



**Figura 2. 9 Superficie di collegamento del monoblocco alla flangia e sezione dei fori per l'uscita del liquido di raffreddamento.**

Per questo motivo il collegamento tra monoblocco e testata avviene mediante l'interposizione di una *Flangia* e le asole superiori, di Figura 2. 9, non sono allacciate direttamente alle asole omologhe della testata ma sono cieche anche nella parte superiore.

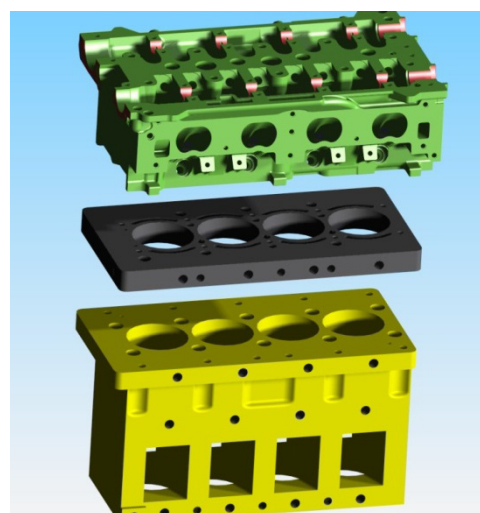
La necessità di realizzare delle siffatte scanalature e la volontà di prediligere lavorazioni per asportazione di truciolo rispetto alla saldatura, ha determinato la scelta di realizzare il Monoblocco in due elementi separati, Figura 2. 7, collegati tra loro e al basamento reale mediante 8 perni. Per evitare qualsiasi modifica del basamento reale, i fori passanti per i perni sono posti in corrispondenza delle madreviti originali del basamento e, per limitare al minimo la loro lunghezza, sono state realizzate delle profonde scanalature nel Monoblocco Superiore. L'altezza di tali scanalature è stata calcolata tra l'altro, in modo da poter utilizzare i perni di testata originali del motore.

Concludendo, il *Monoblocco Superiore* è dotato di un labbro sporgente per permetterne il collegamento con la *Flangia* che, a sua volta, è resa solidale alla testata reale, come sarà più diffusamente spiegato nel paragrafo successivo. Su questa sporgenza sono ricavati i fori passanti per i rispettivi perni,

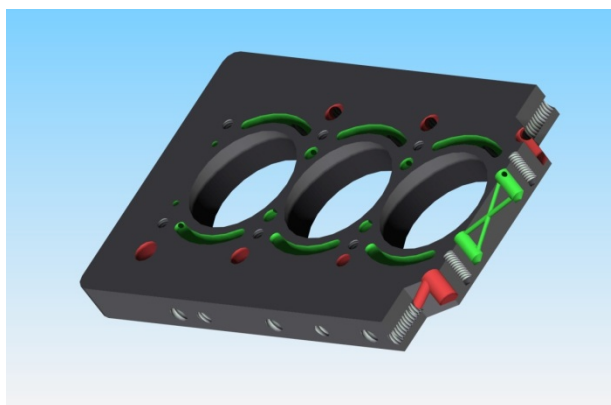
mentre sulla superficie laterale del monoblocco sono visibili le scanalature necessarie all'inserimento dei perni e delle relative rondelle. Tali scanalature sono state realizzate per limitare al minimo la distanza dei perni che collegano il *Monoblocco Allungato* alla *Flangia*, dai cilindri, in modo da non incorrere in problemi di tenuta.

### 2.3.2 Flangia

Nel paragrafo precedente abbiamo anticipato l'esigenza di realizzare un collegamento indiretto tra Monoblocco allungato e testata e, quindi, la necessità di progettare una flangia di accoppiamento da frapporre tra i due (Figura 2. 10) per semplificare le operazioni di manutenzione ordinaria connesse alla sostituzione delle fasce. La funzione principale della *Flangia* è quella di incanalare verso l'esterno i fluidi motore in ingresso ed uscita dalla testata, chiudendo il circuito di bypass proveniente dal monoblocco. In questo modo si vengono a creare due superfici stagne, la superficie inferiore della flangia e quella superiore del *Monoblocco*, che possono essere accoppiate semplicemente mediante una guarnizione di tenuta in rame. Questo accorgimento consente di effettuare le operazioni di manutenzione ordinaria semplicemente separando *Flangia* e *Monoblocco*, evitando lo svuotamento dei circuiti di raffreddamento e lubrificazione e l'apertura della guarnizione di testata, con tutti i vantaggi conseguenti.



**Figura 2. 10 Flangia (in nero) per l'accoppiamento della testata al monoblocco allungato.**

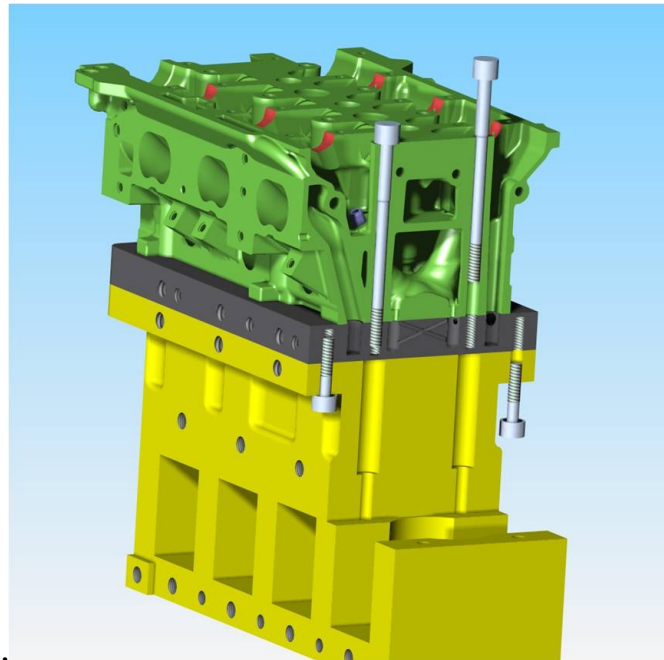


**Figura 2. 11 Particolare dei canali per i circuiti di olio (in rosso) e acqua (in verde) all'interno della flangia.**

A questo scopo la *Flangia* è dotata di una serie di asole e condotti, aperti verso la testata e ciechi nel verso opposto, disposti in modo speculare a quelli del *Monoblocco Inferiore* e provvisti di raccordi con le tubazioni dei circuiti esterni di acqua e olio (Figura 2. 11). In realtà, i canali dei fluidi motore realizzati sulla flangia ricalcano ancora più fedelmente quelli del basamento reale, allo scopo di variare il meno possibile la configurazione dei circuiti di raffreddamento e conseguentemente le condizioni di funzionamento del motore specialmente nella zona interessata maggiormente dalla combustione.



È importante rilevare che tutti i condotti sono stati progettati per essere realizzati mediante lavorazioni per asportazione di truciolo. Sempre dal punto di vista di evitare qualunque modifica della testata ed assicurare la tenuta necessaria, il collegamento tra flangia e testata è realizzato mediante la guarnizione originale e perni aventi lo stesso diametro e posizione di quelli di serie, ma più corti. Il collegamento a tenuta con il *Monoblocco* invece, come già anticipato, è ottenuto utilizzando una guarnizione di rame e altri perni posti alla periferia della flangia, in corrispondenza della sporgenza del Monoblocco superiore. L'assemblaggio completo di testata reale, *Flangia* e *Monoblocco Allungato* è rappresentato nel rendering di Figura 2. 13



**Figura 2. 12** Assemblaggio della testata alla *Flangia* e al *Monoblocco Allungato*.

### 2.3.3 Pistone Allungato



**Figura 2. 13** Pistone allungato con asola per l'inserimento dello specchio a 45°.

Il *Pistone Allungato* è il componente fondamentale nella realizzazione dell'accesso ottico progettato, ed è stato il principale oggetto dell'attività progettuale (Figura 2. 13). Le caratteristiche funzionali richieste sono essenzialmente: uno stelo allungato che permetta lo scorrimento della testa al di sopra dello specchio a 45°, posizionato in corrispondenza del suo asse, un'apertura sulla superficie laterale che consenta l'inserimento dello specchio e la visuale da parte del sistema di acquisizione esterno, una finestra trasparente che assicuri la migliore visibilità possibile della camera di combustione.

I principali obiettivi che ci si è posti nella definizione del

modello, sono stati: fornire la maggiore porzione visibile della camera di combustione; modificare il meno possibile la geometria della camera per non interferire con i delicati equilibri che portano alla formazione della carica stratificata; facilitare lo smontaggio e montaggio della finestra trasparente per le operazioni di pulizia.

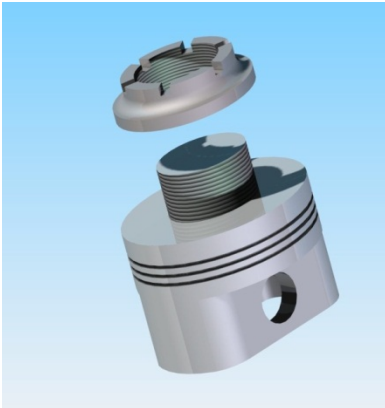
Alla luce di queste considerazioni sono state elaborate due proposte progettuali che si differenziano essenzialmente per la tipologia di accesso ottico nel cielo del pistone: un modello di più semplice realizzazione ma con un campo visibile ristretto che permette la visualizzazione dell'iniezione e delle prime fasi di avanzamento del fronte di fiamma e un altro più complesso ma che assicura una visuale molto più ampia che comprende quasi completamente la camera di combustione.

La struttura del modello a) è composta essenzialmente da: un *Pistone Superiore* dotato di una sede per la finestra trasparente; un *Pistone Inferiore*, uno *Stelo Allungato* dotato di una feritoia per l'inserimento dello specchio, da interporre tra i due pistoni e una serie di 3 *Ghiere* per il collegamento smontabile tra i pistoni e lo stelo e il bloccaggio della finestra trasparente (Figura 2. 14).



**Figura 2. 14** Esploso dei componenti del pistone allungato, dall'alto verso il basso: *Pistone Superiore, Finestra Bowl, Ghiera Bowl, Stelo allungato, Ghiera superiore, Ghiera inferiore, Pistone Inferiore*

Il modello b) si differenzia, sostanzialmente, per la struttura del *Pistone Superiore* e dello *Stelo* che sono realizzati in un sol pezzo nel quale è ricavata la sede per la finestra trasparente che viene bloccata da una ghiera avvitata dall'alto. Questa modifica è resa necessaria dalla volontà di visualizzare la maggiore porzione visibile della camera di combustione. Di seguito sono descritti i vari componenti, a partire da quelli comuni alle due configurazioni.

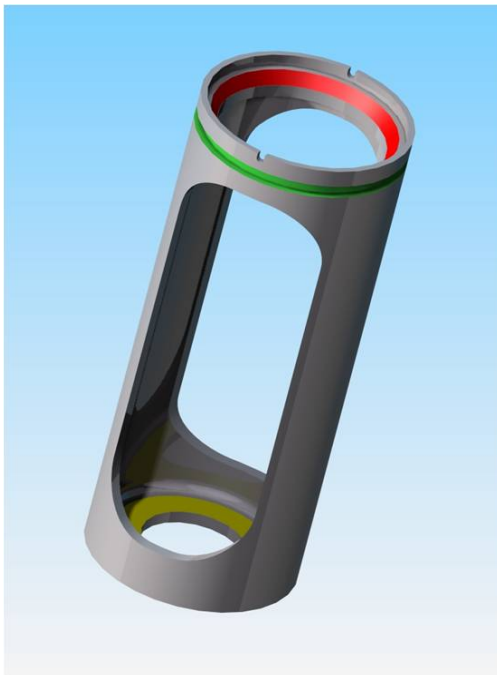


**Figura 2. 15 Pistone Inferiore con ghiera di accoppiamento**

La funzione principale di *Pistone e Ghiera Inferiore* è quella di fornire un collegamento tra la biella reale e lo *Stelo Allungato*, che sia facilmente smontabile dall'esterno, cioè evitando interventi sul basamento reale. A questo scopo è stato progettato un collegamento che prevede la realizzazione di un nuovo pistone, (Figura 2. 15), identico a quello reale per quanto concerne ingombri, sedi fasce e spinotto di biella ma dotato di un collegamento filettato costituito da un perno ricavato di pezzo sulla testa e una *Ghiera*.

## 2.3.4 Bowl trasparente

### Stelo Allungato



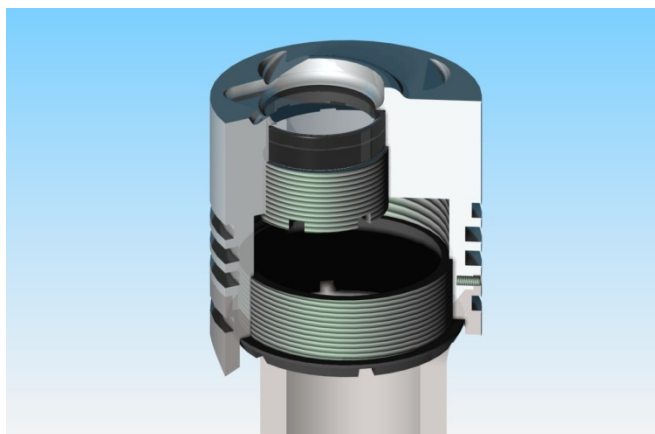
**Figura 2. 16 Pistone allungato e superfici di contatto con ghiera inferiore, pistone e fascia in teflon-carbonio.**

La caratteristica essenziale dello *Stelo Allungato* è quella di creare, nella zona compresa tra le superfici di scorrimento del Pistone inferiore e superiore, lo spazio necessario all'inserimento dello specchio.

Esso è costituito essenzialmente da un tubolare avente due aperture laterali, una per l'inserimento dello specchio mediante una slitta e un'altra che consente ai sistemi di visualizzazione di inquadrare lo specchio e mettere a fuoco la camera di combustione (Figura 2. 16). La superficie inferiore, evidenziata in giallo, è quella di contatto con la *Ghiera* di collegamento, mentre quella superiore indicata (in rosso) è la superficie di battuta del *Pistone superiore*. Inoltre, in figura sono indicate anche due cave, sedi di due spinette di centraggio, necessarie al corretto allineamento del *Pistone Superiore* rispetto allo *Stelo*. In verde invece è rappresentata la scanalatura nella quale è collocata una fascia di guida in teflon caricato a carbonio, utilizzata per migliorare la stabilità e, come spiegato nel seguito, la risposta alle sollecitazioni.

### Pistone Superiore

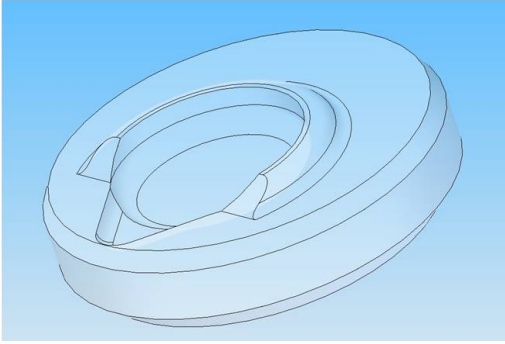
Il *Pistone Superiore* prevede la sede per una finestra trasparente posizionata in corrispondenza del fondo della *bowl*, ovvero dell'incavo presente sul cielo del pistone reale, che contribuisce alla formazione del moto di *tumble* caratteristico del funzionamento con carica stratificata. Tale soluzione permette di lasciare completamente inalterata la geometria della camera di combustione, uno dei requisiti funzionali di maggior interesse per la tipologia di accesso ottico che si vuole realizzare.



**Figura 2. 17 Sezione del *Pistone Superiore* assemblato con lo *Stelo Allungato*.**

La finestra trasparente è bloccata da una ghiera all'interno di una sede coassiale alla *bowl* in modo che la superficie superiore della finestra venga a trovarsi esattamente in corrispondenza del fondo della conca (Figura 2. 17). Il collegamento del *Pistone superiore* con lo *Stelo Allungato* è ottenuto ancora con una ghiera (*Ghiera Superiore*) avvitata dall'interno dello stelo sfruttando la feritoia dello specchio. Due spinette radiali, inoltre, facilitano il montaggio e assicurano che il profilo del cielo del pistone si posizioni in modo corretto rispetto alla camera di combustione. Questo sistema facilita le operazioni di sostituzione delle fasce di guida e tenuta in teflon, che possono essere rimpiazzate semplicemente separando la *Flangia* dal *Monoblocco* e lo *Stelo* dal *Pistone Superiore*, che può essere così estratto dal motore senza eccessive complicazioni. Le due fasce di tenuta sono realizzate in teflon-bronzo, materiale dal forte potere autolubrificante che ha la tendenza a consumarsi rapidamente e una scarsa resistenza al calore. Per questo, al di sopra di esse è stata inserita una ulteriore fascia in teflon caricato al carbonio, molto più resistente sia all'usura che al calore, che quindi funge da protezione delle due fasce sottostanti rispetto alla fiamma, e da ulteriore supporto al moto del pistone. La scelta di inserire due fasce di tenuta è dettata oltre che dalla volontà di perdere l'aliquota più bassa possibile di rapporto compressione, anche dalla volontà di semplificare ancora di più l'operazione di sostituzione, specialmente in considerazione del fatto che i pistoni da manutenzionare sono 4. In questo modo le due fasce possono essere realizzate come anelli aperti, molto più semplici da sostituire rispetto alle fasce costituite da anelli chiusi. Un attento dimensionamento è stato necessario per rendere lo smontaggio della finestra trasparente indipendente da quello della *Ghiera Superiore* e quindi della testa. Questo accorgimento permette di evitare la separazione di testata e Flangia dal Monoblocco all'atto della pulizia della finestra trasparente, operazione che si prevede possa essere ancora più frequente rispetto a quella di sostituzione delle fasce. La volontà di rispettare questo requisito, come vedremo nel capitolo 2, ha anche influenzato e indirizzato il dimensionamento strutturale.

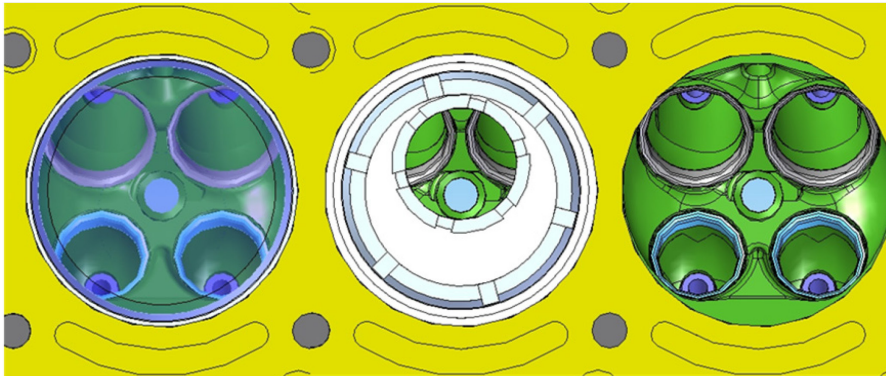
### 2.3.5 Cielo trasparente



**Figura 2. 18 Finestra di quarzo sagomata come la testa del pistone reale.**

Questa seconda soluzione progettuale prevede la sostituzione quasi completa del cielo del pistone con una finestra trasparente, opportunamente sagomata secondo la geometria del pistone originale (Figura 2. 18). Nonostante si sia scelto di eliminare le impronte valvole, la conformazione della superficie superiore della finestra e la particolare durezza dei materiali che possono essere utilizzati, quarzo o zaffiro, nonché il grado di finitura superficiale necessario, rendono la lavorazione molto complessa e costosa. Per questo motivo, fino

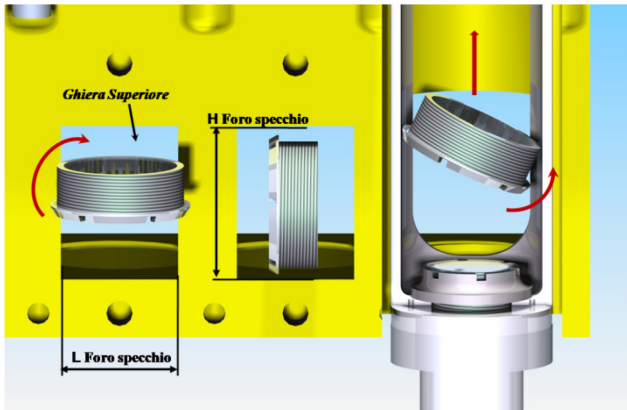
a questo momento è stata realizzata solo la soluzione progettuale di cui al paragrafo precedente, nonostante il confronto tra le immagini di Figura 2. 19, evidenzia la grandissima differenza nell'ampiezza di campo visivo a favore di questa ultima configurazione.



**Figura 2. 19 Vista in camera di combustione con: a) cielo del pistone trasparente, b) bowl in quarzo, c) senza pistone, da sinistra a destra.**

## 2.4 Dimensionamento funzionale

Nella progettazione dei pezzi che costituiscono il Motore otticamente accessibile, è stato dato particolare risalto al dimensionamento al fine di limitare al minimo gli ingombri e i pesi, specialmente per quanto riguarda le masse in movimento (*Pistone allungato*), assicurando comunque tutte le funzioni richieste. Tale obiettivo è stato perseguito, in primo luogo, cercando di ottimizzare gli ingombri longitudinali rispettando determinati requisiti funzionali e vincoli, in particolare: semplicità montaggio e smontaggio



**Figura 2. 20** Inserimento della ghiera per il fissaggio del pistone.

specialmente per quanto riguarda le operazioni di manutenzione ordinaria più frequenti (pulizia finestre trasparenti e sostituzione fasce); zona di scorrimento delle fasce tutta contenuta all'interno di due guarnizioni (nessuna fascia deve attraversare la superficie di separazione tra due componenti); mantenere inalterato il rapporto di compressione del motore; diametro specchio e distanza dello stesso dal pistone al punto morto inferiore sufficienti al cono visivo tipico degli strumenti di acquisizione, per inquadrare tutta la finestra visibile. Il rispetto di questi vincoli rende assolutamente interconnesso il dimensionamento di ogni componente rispetto all'altro e non può prescindere dalle verifiche strutturali. È stato quindi necessario compiere scelte progettuali basate sull'esperienza nell'utilizzo dei motori ottici, e procedere per affinamenti successivi. Di seguito si riportano i risultati di questo lavoro e le considerazioni principali che hanno portato ad ottenerli. Per quanto riguarda le ghiera abbiamo già accennato che sono state dimensionate accuratamente per poter essere tutte smontate indipendentemente l'una dall'altra e attraverso la feritoia dello specchio presente sul pistone e sul Monoblocco Allungato. La dimensione dello specchio è stata scelta tra quelle disponibili in commercio, in modo che fosse compatibile con la possibilità di ottenere un cono visibile sufficientemente ampio, e fissa la dimensione orizzontale minima della feritoia sul monoblocco. La dimensione verticale è fissata dal diametro della Ghiera Superiore, che deve necessariamente essere inserita ruotando di  $90^\circ$  il suo asse verticale (Figura 2. 20). La possibilità di riposizionare la ghiera nella posizione corretta è stata verificata mediante modello CAD e ha portato al dimensionamento definitivo della stessa e alla realizzazione dello smusso, necessario alla rotazione inversa della ghiera all'interno dello Stelo Allungato. La dimensione verticale della sede specchio fissa l'altezza del Monoblocco Inferiore e quindi il punto più basso che non può essere attraversato dalle fasce del pistone al suo punto morto inferiore. A questo punto si può determinare l'altezza minima del Monoblocco Superiore (cfr. Figura 2. 21), che corrisponde alla corsa del pistone più la distanza tra la fascia più alta e quella più bassa del Pistone Allungato, ed è quindi legata alle scelte fatte riguardo la dimensione e il numero delle fasce da utilizzare. Questa scelta, a sua volta, è determinata sia dalla necessità di lasciare inalterato il rapporto di compressione sia dalla volontà di semplificare il più possibile la sostituzione delle fasce e non ultimo da necessità strutturali, come vedremo nel paragrafo successivo, per quanto concerne la fascia di guida sullo



Stelo Allungato. Inoltre, fissando lo spessore della Flangia, in base principalmente alla profondità delle filettature dei perni di testata e di Monoblocco superiore, viene a determinarsi anche la distanza tra la fascia più alta e la testa del pistone, che al TDC deve trovarsi precisamente in corrispondenza del piano di testata, al fine di rispettare il più possibile il rapporto di compressione del motore reale. In conclusione deve verificarsi che questa catena dimensionale così ottenuta assicuri il campo di vista sufficiente a inquadrare completamente la porzione visibile della camera di combustione. Questa necessità ha fortemente influenzato la progettazione strutturale, come sarà spiegato più in dettaglio nel paragrafo successivo, determinando in particolare lo spessore massimo accettabile per lo Stelo allungato.

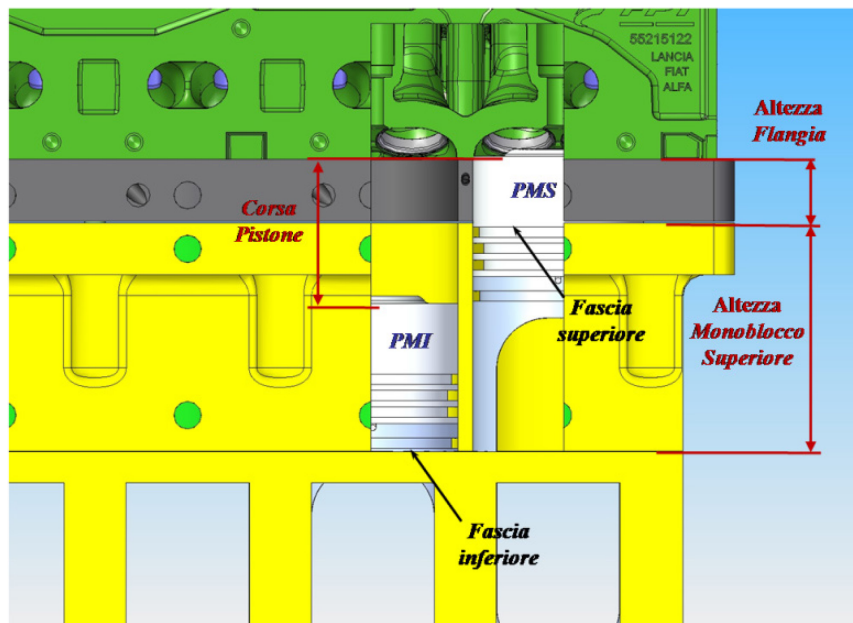


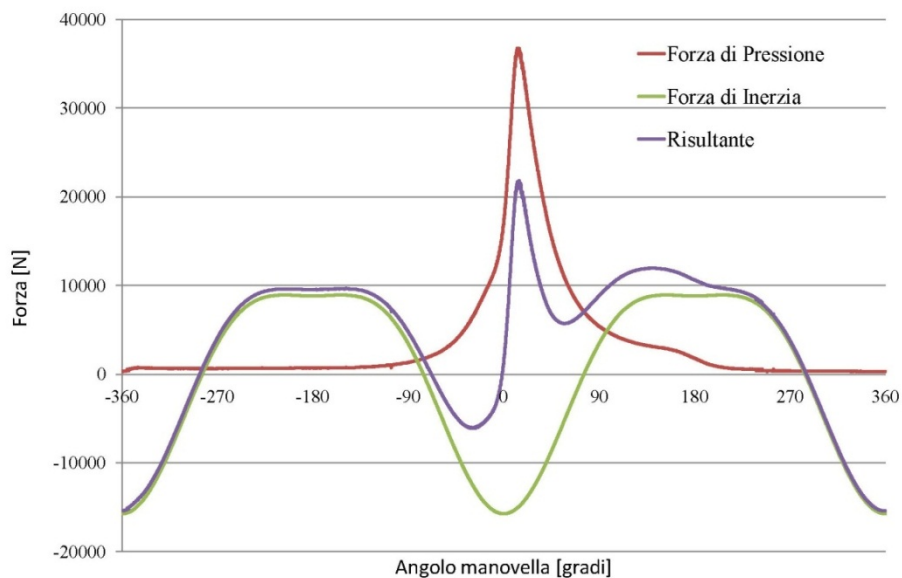
Figura 2. 21 Determinazione dell'altezza minima del Monoblocco Superiore in funzione della posizione delle fasce del Pistone Superiore

## 2.5 Dimensionamento Strutturale

Tra i diversi componenti progettati il pistone è certamente quello che ha richiesto particolare cura nel conciliare le esigenze di resistenza strutturale con quelle funzionali. Il dimensionamento funzionale, ha avuto come scopo principale quello di fornire le richieste caratteristiche in termini di campo visuale e di montaggio/smontaggio con particolare riguardo alle operazioni di manutenzione ordinaria. Come già evidenziato, inoltre, si è cercato di ottenere un assemblato il più compatto possibile al fine di ridurre l'ingombro longitudinale e di conseguenza il peso, ma principalmente di rendere la struttura del *Pistone Allungato* il più tozza possibile. Questo accorgimento avrebbe dovuto favorire anche il dimensionamento strutturale che è stato rivolto principalmente all'ottimizzazione dello spessore dello *Stelo Allungato*, che è il parametro di maggior interesse. Infatti, lo stelo non solo è il componente maggiormente sollecitato ma il suo spessore è anche il parametro più critico nei confronti della possibilità di soddisfare i requisiti ottici e di montaggio. Nel seguito sono riportate alcune delle simulazioni effettuate mediante il codice di calcolo agli Elementi finiti, che hanno permesso di definire completamente la geometria del Pistone Allungato e la scelta dei materiali [71].

### 2.5.1 Carichi agenti sul Pistone

I carichi che agiscono sul pistone sono essenzialmente: la forza risultante dovuta alla pressione in camera di combustione, la forza di inerzia dovuta al suo moto accelerato.



**Figura 2. 22** Diagramma della forza di pressione relativo ad un ciclo a pieno carico, della forza di inerzia per una velocità di rotazione dell'albero motore di 3000 giri/min, e della forza risultante.

In Figura 2. 22 è rappresentata la forza di inerzia per il pistone di massa  $M$ , pari a:  $F_i = -Ma$ , con  $a$  accelerazione del pistone per una velocità di rotazione dell'albero motore di 3000 giri/min, pari a:  $a = (\cos\alpha + \lambda\cos2\alpha)R\omega^2$ , con  $\alpha$  angolo di manovella,  $\lambda$  uguale al rapporto tra il raggio  $R$  di manovella e la



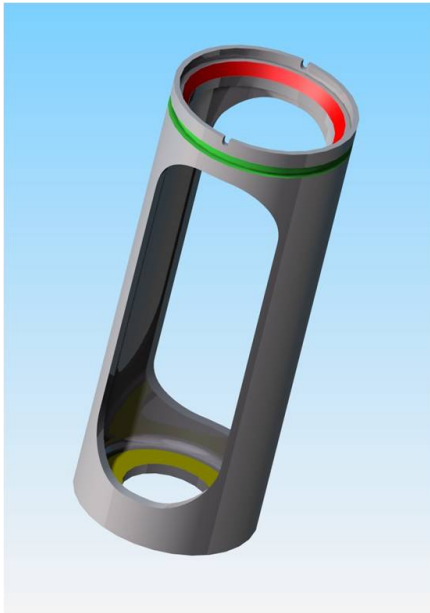
lunghezza della biella, e  $\omega^2$  velocità di rotazione dell'albero motore. La Forza di pressione risultante, per un ciclo a pieno carico di un tipico motore SI, è rappresentata in Figura 2. 22, ed è pari a:  $F = \pi \frac{\phi^2}{4} \times p \times 0,1$   
Dove  $F$  è la forza espressa in N,  $\phi$  è l'alesaggio del cilindro in mm e  $p$  la pressione espressa in bar.

Dal diagramma della forza risultante (cfr. Figura 2. 22) appare evidente che quando la forza di pressione raggiunge il massimo valore positivo, intorno a 15° ATDC (After Top Dead Center) a secondo delle condizioni operative del motore, la forza di inerzia  $F_i$  si aggira intorno ai suoi valori massimi ma è negativa, se l'asse z verticale è scelto con verso positivo verso il basso. In questa condizione quindi i carichi si sottraggono e l'effetto della forza di inerzia riduce il carico agente sul pistone. Inoltre nel momento in cui la Forza di inerzia assume il suo valore massimo positivo, la forze di pressione è molto prossima ad essere nulla. Per questo motivo le verifiche strutturali sul pistone, e sugli altri organi che sono sollecitati allo stesso modo, sono effettuate:

- **a carico di pressione massima**, che si ottiene quando il motore funziona a pieno carico a basso numero di giri, quindi il valore della forza di inerzia da sottrarre è basso e nell'ottica più cautelativa viene trascurato.
- **a forza di inerzia massima, in condizioni di fuori giri**, quindi quando la forza di inerzia  $F_i$  è molto elevata e quella di pressione molto bassa.

Nel nostro caso il motore è accoppiato ad una macchina elettrica che limita il numero di giri a 3000 giri/min. In queste condizioni la  $F_i$  è trascurabile rispetto alla forza di pressione, che è stato l'unico carico considerato nel dimensionamento.

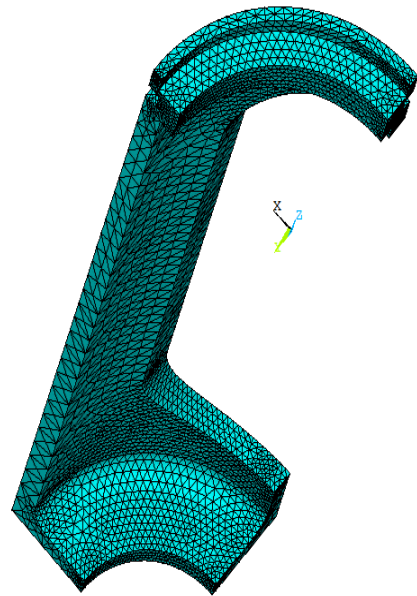
## 2.5.2 Stelo Allungato



**Figura 2. 24 Superfici di applicazione dei carichi e vincoli sullo Stelo Allungato**

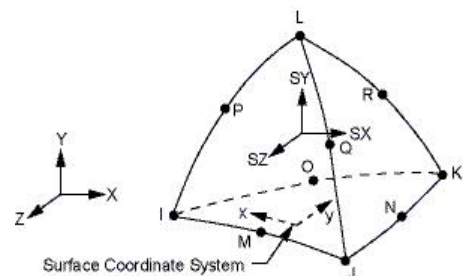
Lo Stelo è sottoposto, alla forza risultante della pressione alla forza di inerzia dovuta al suo moto e a quella di inerzia della testa del pistone. Per le considerazioni del paragrafo precedente è stato dimensionato nella condizione più cautelativa, considerando la sola forza di pressione applicata sulla superficie di contatto con la *Testa*, indicata in rosso in Figura 2. 24. Il collegamento tra *Stelo* e *Pistone Inferiore* può essere assimilabile ad un incastro sulle due superfici segnate in giallo in Figura 2. 24, per le quali sono bloccati tutti i gradi di libertà, mentre in verde è indicato il vincolo carrello che impedisce gli spostamenti in direzione radiale. Con questa configurazione di vincoli e carichi sono state effettuate una serie di simulazioni strutturali statiche in campo elastico lineare, con il metodo degli elementi finiti (FEM), per diverse strutture e diverse tipologie di MESH. L'obiettivo è determinare la configurazione ottimale rispetto agli sforzi e alle deformazioni ammissibili e compatibile con le esigenze funzionali, ed

eventualmente minimizzare il peso. Le simulazioni di primo tentativo effettuate utilizzando le proprietà meccaniche dell'alluminio, hanno evidenziato che lo spessore massimo compatibile con le esigenze di visibilità e di smontaggio della ghiera della *bowl*, rendeva tale struttura troppo deformabile. Quindi ci si è concentrati su strutture in acciaio e si sono effettuati diversi lanci al fine di individuare una MESH ottimale che assicurasse una precisione accettabile ma non fosse troppo pesante dal punto di vista computazionale. In primo luogo, al fine di ridurre al minimo la complessità del modello, è stato possibile simulare la struttura utilizzando la sezione quarta, rispetto ai piani *xz* e *yz* rispetto ai quali è simmetrica, sia per quanto riguarda la geometria che i carichi Figura 2. 23. La simmetria è stata imposta mediante vincoli sulle aree delle due sezioni suddette che impongono al modello di comportarsi come la struttura nel suo insieme. La MESH utilizzata è costituita da elementi tetraedrici (Figura 2. 25) con 10 nodi a 3 gradi di libertà per ognuno di essi, costituiti dalle traslazioni nelle direzioni *x*, *y* e *z* del riferimento nodale. La legge degli spostamenti è quadratica e per questo sono spesso utilizzati per MESH di geometrie solide irregolari ottenute con modellazione CAD.



**Figura 2. 23 MESH tetraedrica della sezione quarta dello Stelo**

La prima serie di lanci è stata effettuata per un modello privo di fascia di guida e con accoppiamento tra Stelo e Pistone Superiore su superficie piana. I risultati dei 3 lanci ottenuti da un affinamento progressivo della MESH, dei quali sono riportati i risultati in Tabella 2. 1, mostrano come la soluzione è consistente e converge verso valori di sforzo e deformazione ben definiti, non rendendo necessari ulteriori affinamenti.



**Figura 2. 25 Elemento tetraedrico a 10 nodi e 3 gradi di libertà per nodo**

**Tabella 2. 1 Tabella riassuntiva dei 3 lanci di simulazione per la prima configurazione ipotizzata**

Lancio	Nodi	$\sigma_{max}$	$\sigma_{min}$	$\Delta r_{max}$	$\Delta r_{min}$
1.1	5212	429,7	0,0059	0,2579	-0,0955
1.2	33788	435,3	0,0071	0,2599	-0,0962
1.3	240329	436,4	0,0065	0,2603	-0,0963

Il valore della tensione massima calcolata  $\sigma_{max}$  renderebbe possibile la realizzazione dello stelo con un acciaio avente un carico di snervamento pari a circa 550 MPa, per avere un coefficiente di sicurezza  $N=1,25$ . In realtà il valore della deformazione radiale massima calcolata  $\Delta r_{amm}$  è superiore alla deformazione massima ammissibile, che è stata fissata a  $\Delta r_{amm} = 0,20\text{mm}=0,20 \text{ mm}$ , quindi si è reso necessario modificare il modello per ottenere deformazioni accettabili, cercando di non aumentare lo spessore dello *Stelo*, scelto per i già citati requisiti di montaggio e smontaggio della finestra trasparente. Sono state ipotizzate due modifiche della struttura dello *Stelo* che non implicano alcun aumento dello spessore:

- I. La modifica della superficie di applicazione del carico**, cioè quella di contatto con la testa del pistone, che da piana è stata resa conica.
- II. L'inserimento di una fascia di guida** nella parte alta dello *Stelo*.

I risultati, riassunti in Tabella 2. 2 per il caso **I** (superficie conica) e in Tabella 2. 3 per quello **II** (fascia di guida), mostrano come l'applicazione del carico sulla superficie conica migliori leggermente la distribuzione degli sforzi. Il miglioramento è però troppo contenuto e non risolve il problema delle deformazioni radiali eccessive.

**Tabella 2. 2 Tabella riassuntiva dei 2 lanci di simulazione per la configurazione di cui al punto I**

Lancio	Nodi	$\sigma_{max}$	$\sigma_{min}$	$\Delta r_{max}$	$\Delta r_{min}$
I.1	37760	416,9	0,0061	0,2581	-0,0984
I.2	270921	417,3	0,0061	0,2585	-0,0985

L'introduzione della fascia migliora sensibilmente il comportamento della struttura rispetto alle deformazioni; lo spostamento massimo in direzione radiale, infatti, diventa minore del valore ammissibile, come si può apprezzare in Tabella 2. 3.

**Tabella 2. 3 Tabella riassuntiva dei 2 lanci di simulazione per la configurazione di cui al punto II**

Lancio	Nodi	$\sigma_{max}$	$\sigma_{min}$	$\Delta r_{max}$	$\Delta r_{min}$
II.1	36079	613	0,0064	0,1842	-0,0311
II.2	418626	1058	0,0052	0,1882	-0,0323

La scanalatura per l'inserimento della fascia introduce però un forte effetto di intaglio che provoca un aumento considerevole della tensione massima equivalente nello spigolo del fondo della scanalatura. Inoltre la procedura di calcolo non converge verso valori definiti di tensione, in quanto la zona dell'intaglio, pur descritta con una MESH molto fitta è di difficile modellazione. Una analisi dello stato tensionale depurato dai valori della tensione a fondo intaglio, mostra che l'aumento degli sforzi è relativo ai soli punti interessati dall'effetto di intaglio, mentre nel resto della struttura è contenuto a valori prossimi a quelli calcolati per il modello privo di fascia di guida. È stata allora in primo luogo provata una ulteriore modifica, spostando la fascia al disopra della superficie di applicazione del carico, in una zona meno sollecitata (caso III).

**Tabella 2. 4 Tabella riassuntiva dei 2 lanci di simulazione per la configurazione III**

Lancio	Nodi	$\sigma_{max}$	$\sigma_{min}$	$\Delta r_{max}$	$\Delta r_{min}$
III.1	39199	672	0,0052	0,2216	-0,0724
III.2	437791	1269	0,0055	0,2247	-0,0742

In effetti, il confronto di Tabella 2. 3e Tabella 2. 4 mostra che non vi è una grandissima differenza tra le due configurazioni, che sono allora state testate nuovamente inserendo un raggio di fondo intaglio ed effettuando ulteriori due lanci, allo scopo di valutare l'effettiva entità della concentrazione degli sforzi e ottenere la convergenza dei risultati intorno a valori prossimi a quelli reali (caso IV e V). Inoltre in modo da simulare meglio il comportamento dello Stelo nella sua condizione reale di esercizio, è stato applicato anche un vincolo appoggio in direzione radiale sulla superficie interna di contatto con la testa del pistone. La deformazione di tale superficie in direzione radiale, infatti, è contrastata dalla presenza della superficie laterale della testa del pistone e della ghiera.

**Tabella 2. 5 Tabella riassuntiva dei 2 lanci di simulazione per la configurazione IV e V**

Lancio	Nodi	$\sigma_{max}$	$\sigma_{min}$	$\Delta r_{max}$	$\Delta r_{min}$
IV.1	131221	461	0,0066	0,1647	-0,0297
IV.2	286927	478	0,0066	0,1646	-0,0296
V.1	119625	642	0,0065	0,1680	-0,0220
V.2	252550	643	0,0048	0,1684	-0,0222

I dati di Tabella 2. 5 e i diagrammi della deformazione radiale e della  $\sigma_{eq}$  di Von Mises per i casi IV e V, (Figura 2. 26 e Figura 2. 27 rispettivamente), mostrano una buona convergenza dei risultati verso valori di tensioni massime equivalenti e deformazioni radiali massime, stabili al variare della MESH e inferiori ai valori ammissibili di progetto.

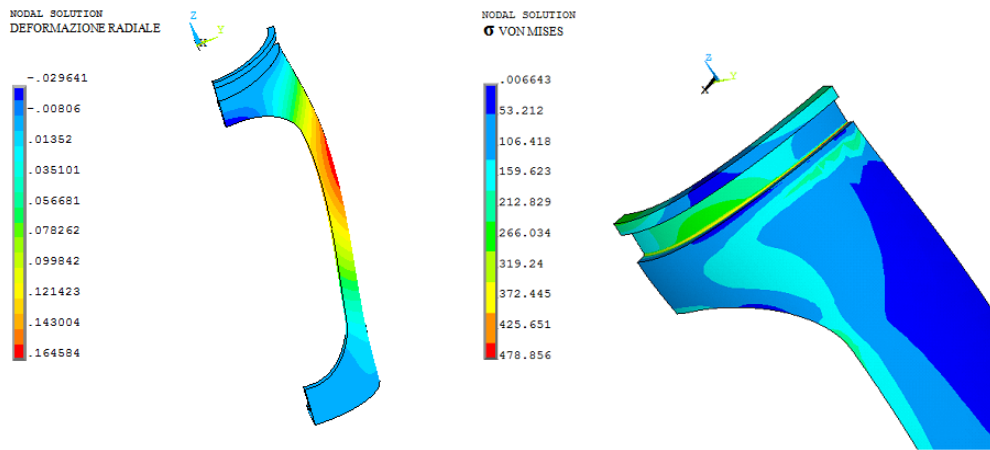


Figura 2. 26 Diagramma delle deformazioni radiali e della  $\sigma_{eq}$  di Von Mises relativi al lancio IV.2

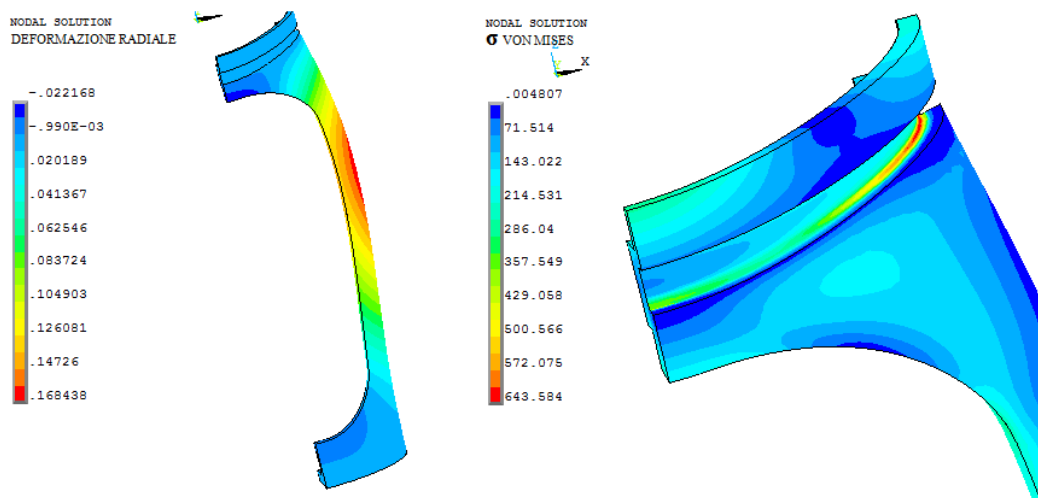


Figura 2. 27 Diagramma delle deformazioni radiali e della  $\sigma_{eq}$  di Von Mises relativi al lancio V.2

La configurazione migliore risulta essere quella con la fascia nella parte alta dello Stelo (caso IV), che permette l'utilizzo di un acciaio che abbia un carico di snervamento almeno  $Y=600$  MPa, al fine di ottenere un coefficiente di sicurezza  $N=1,25$ . Inoltre è importante sottolineare che questa serie di simulazioni hanno mostrato una grande influenza dell'ultimo vincolo introdotto sul comportamento della struttura sottoposta al carico di pressione. Questo aspetto ha reso necessario progettare l'assemblaggio tra il *Pistone Superiore* e lo *Stelo Allungato* con particolare riguardo alle superfici laterali, il cui accoppiamento deve necessariamente essere senza gioco, in modo da rendere la struttura reale il più simile possibile al modello simulato.

## CAPITOLO 3 - RISULTATI SPERIMENTALI

### 3.1 Apparato Sperimentale e Procedure

#### 3.1.1 Banco Prova Motore

L'apparato sperimentale è costituito dal motore ad accensione comandata iniezione diretta (DISI) 4-cilindri otticamente accessibile, una macchina elettrica, il sistema di acquisizione dei dati e la centralina di controllo motore, nonché dal sistema di misura delle emissioni. La macchina elettrica consente di gestire il motore sia in condizioni di trascinato sia in combustione in regime stazionario e dinamico semplice, (Figura 3. 1).

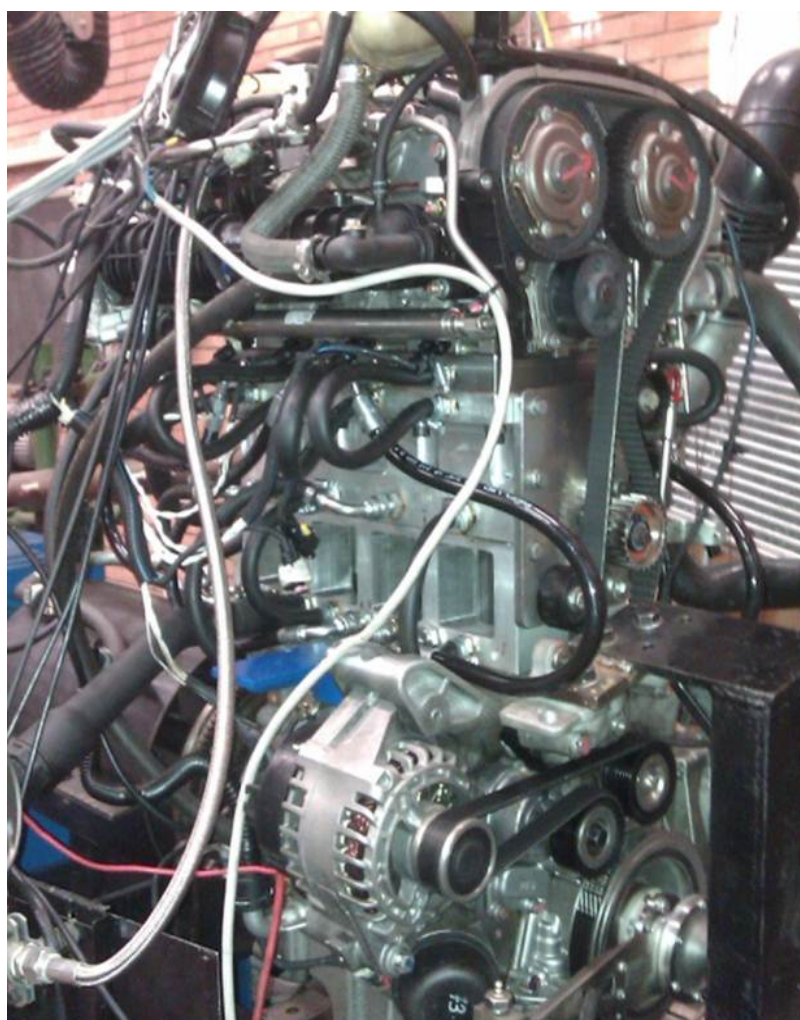


Figura 3. 1 Foto del banco prova motore

Per trasmettere la posizione dell'albero a gomiti alla centralina elettronica è utilizzato il sensore di serie, mentre un *encoder* ottico è stato adottato per consentire l'acquisizione dei segnali. Esso ha due uscite digitali, una con una risoluzione di 1 impulso/giro per la sincronizzazione del dispositivo di acquisizione con il punto morto superiore (TDC) ed un'altra con risoluzione 1 impulso/0.2° CA (CDM) per la discretizzazione

dei segnali analogici. Uno dei due impulsi relativi al TDC è soppresso via software al fine di identificare univocamente la posizione dei segnali all'interno del ciclo motore, che dura due giri dell'albero a gomiti poiché il motore è un 4 tempi. Un trasduttore di pressione piezoelettrico è installato nella candela per la misura della pressione nel cilindro con sensibilità di 15 pC/bar e frequenza naturale di 130 kHz, caratteristiche grazie alle quali è possibile ottenere una risoluzione massima di circa  $0,07^\circ$  CA a 1500 giri/min. Per ottenere una misura attendibile della pressione e una stima accurata dei relativi parametri derivati, essi sono stati valutati sulla media di almeno 400 cicli di acquisizione [9][13].

Oltre alla pressione in camera di combustione, in tutti gli esperimenti sono state misurate le emissioni allo scarico e le prestazioni in termini di pressione media effettiva indicata (IMEP) e del suo coefficiente di variazione valutato a meno del ciclo di pompaggio (CoV IMEPH). In particolare, in condizioni stazionarie sono state eseguite misure di CO, CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>, UHC (idrocarburi incombusti) e NO<sub>x</sub> mediante analizzatori commerciali. CO, CO<sub>2</sub> e UHC sono stati misurati da rilevatori a infrarossi (NDIR), NO<sub>x</sub> e O<sub>2</sub> sono stati rilevati tramite sensori elettrochimici e l'O<sub>2</sub> anche grazie a una sonda lambda lineare installata nel condotto di scarico. Per le emissioni di particolato è stato impiegato un opacimetro, sistema che misura l'attenuazione della luce visibile (550 nm) attraverso i gas di scarico lungo un cammino ottico. Il valore di opacità può essere convertito in FSN (Filter Smoke Number) grazie a relazioni empiriche che permettono anche di convertire il FSN in concentrazione del particolato in massa [77][78]. La distribuzione delle dimensioni delle particelle è stata valutata allo scarico nell'intervallo da 5 nm e 1  $\mu$ m tramite uno spettrometro a mobilità differenziale (Cambustion DMS550), che consente di caratterizzare le particelle caricate elettricamente, in classi dimensionali uniformi, attraverso la loro mobilità elettrica e fornisce in tempo reale (10 Hz) una stima della loro dimensione, del numero e della massa.

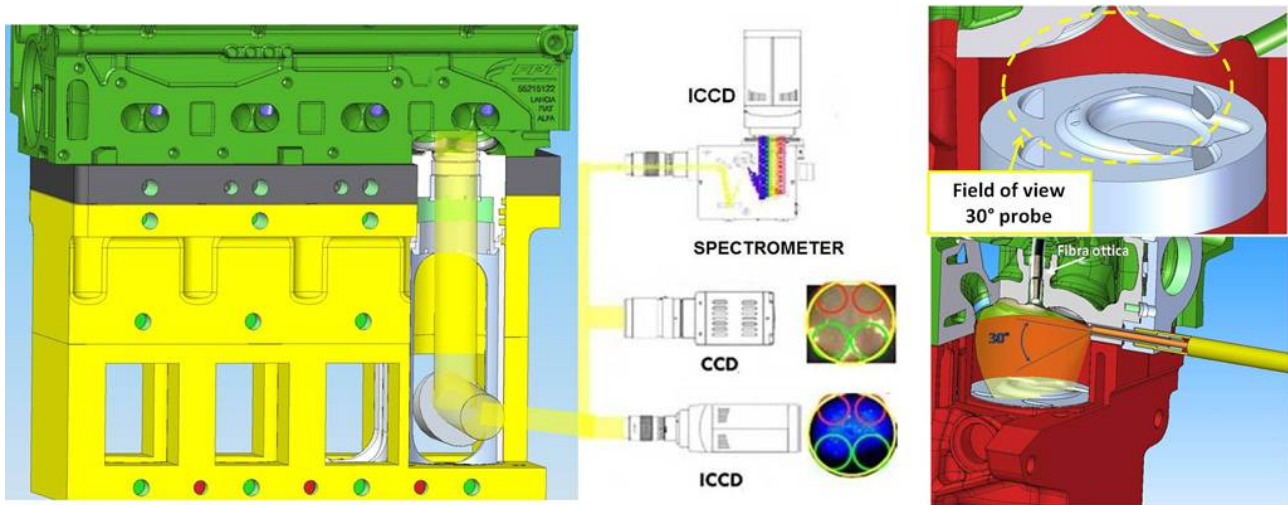
Inoltre il banco prova è strumentato con vasta gamma di sensori e in particolare sono rilevati diversi altri parametri, quali la pressione nel collettore di aspirazione e di scarico, le temperature dell'acqua di raffreddamento e dei gas di scarico, la portata d'aria volumetrica in aspirazione, la coppia al freno, etc., necessari al controllo ripetibile delle condizioni motoristiche testate e per la taratura dei codici mono e 3-dimensionali. Il rapporto aria-combustibile è misurato allo scarico grazie ad una sonda lambda che permette di risalire al titolo della miscela misurando la quantità di ossigeno (in caso di miscele povere) o la quantità di idrocarburi incombusti, CO e H<sub>2</sub> (nel caso di miscele ricche).



### 3.1.2 Apparato e Misure Ottiche

Le fasi di iniezione e combustione sono state studiate grazie ai due accessi ottici descritti nel capitolo precedente. Per l'acquisizione delle immagini sono state utilizzate due telecamere ad alta risoluzione spaziale e temporale CCD. Una rappresentazione schematica dell'apparato ottico è riportata in Figura 3. 2.

La prima è una telecamera raffreddata e intensificata (ICCD), dotata di un obiettivo UV con lunghezza focale 78 mm, rapporto focale  $f/3.8$ , della Nikkor. Tale telecamera è dotata di un array con una dimensione di  $1024 \times 1024$  pixel, di un range dinamico di digitalizzazione a 16-bit a 100 kHz e di una gamma spettrale diffusa da 180 nm (UV) fino a 800 nm (near IR). La risoluzione spaziale ottenuta in questa configurazione è pari a circa 0,1 mm/pixel. L'ICCD funziona con un offset di circa 250 unità arbitrarie (u.a.), ma la fluttuazione del rumore in background è molto inferiore e pari a circa 50 u.a.



**Figura 3. 2 Rappresentazione schematica del motore con i relativi accessi ottici, dal basso e laterale.**

La seconda è una telecamera digitale a colori con sensore ad accoppiamento di carica (CCD) dotata di un array con una dimensione di  $512 \times 512$  pixel e di un obiettivo Nikon con lunghezza focale pari a 50 mm, rapporto focale  $f/3.8$ . La risoluzione spaziale ottenuta nella configurazione descritta è pari a circa 0,2 mm/pixel. La sua sensibilità spettrale si estende da 400 a 700 nm e permette di valutare la distribuzione spaziale della temperatura di fiamma e della concentrazione di fuliggine (soot) tramite il metodo della pirometria a due colori. Questa procedura permette di stimare la temperatura in camera e la quantità di soot a partire da due lunghezze d'onda nell'intervallo del visibile (400-700 nm), sfruttando la legge di Planck sull'emissività di un corpo nero. Maggiori dettagli su questa metodologia sono riportati in ref. [13] e in Appendice A.

Inoltre, per la caratterizzazione della fase di iniezione è stata utilizzata una lampada stroboscopica ad elevata luminosità sincronizzata con la telecamera ICCD, capace di illuminare la camera di combustione attraverso l'accesso ottico inferiore e dall'alto grazie ad una guida in fibra ottica inserita nella sede della candela.

Per identificare l'evoluzione del fronte di fiamma, i segnali di chemiluminescenza sono stati raccolti e concentrati sul sensore ICCD, attraverso l'obiettivo UV-Visibile già descritto. La durata del segnale di



comando dell'intensificatore e l'intervallo tra due frame successivi sono stati fissati ad  $1^\circ$  di manovella (CA) per tutti gli eventi studiati in modo da ottenere una buona accuratezza temporale e un tempo di esposizione sufficiente. Tale durata corrisponde a  $166 \mu\text{s}$  a un regime di 1000 giri/min e  $111 \mu\text{s}$  a 1500 giri/min. Con queste impostazioni l'apparato ottico permette di acquisire un frame ogni 6 cicli del motore a 1000 giri/min e ogni 9 a 1500 giri/min. La sequenza di immagini è composta di 25-30 frame per ogni strategia, mediati su più acquisizioni per tener conto della variabilità ciclica. Per tutte le misurazioni ottiche, la sincronizzazione tra le telecamere e il ciclo motore è stata ottenuta mediante una unità di ritardo dedicata e l'encoder ottico descritto in precedenza.

Le immagini, così ottenute, sono state trattate con una procedura implementata con Labview™ della National Instruments al fine di ottenere informazioni geometriche da ciascun frame, come l'evoluzione temporale del centroide del fronte di fiamma, del raggio medio e della velocità media di propagazione turbolenta. Le fasi fondamentali di questa procedura sono riportate in Figura 3. 3.



**Figura 3. 3 Esempio della procedura per la determinazione del fronte di fiamma**

Ogni immagine a livelli di grigio con risoluzione di 16-bit (Figura 3. 3-a) è stata trattata sottraendo il fondo e fissando una soglia del 5% rispetto alla massima intensità luminosa. Lo sfondo è stato rilevato in condizioni di trascinato prima dell'acquisizione di ogni sequenza. Questa procedura prosegue con l'individuazione dell'aria interessata dalla fiamma (Figura 3. 3-b) e del suo contorno (Figura 3. 3-c). Successivamente, può essere identificato il centroide di luminosità (baricentro delle intensità) e le distanze da esso di ciascun punto del contorno, lungo sei direzioni diverse. In questo modo, quindi, è possibile identificare il fronte di fiamma, stimare un raggio medio di propagazione della fiamma lungo le sei direzioni, e conseguentemente la sua velocità media di propagazione come derivata della variazione del raggio di fiamma nel tempo.

L'andamento del raggio di fiamma in funzione del tempo è stato valutato dal raggio estratto dalla immagine media per ogni angolo di manovella (CA), applicando una regressione lineare con una funzione polinomiale di terzo grado. In questo modo è possibile ottenere una buona accuratezza. In particolare, nel caso peggiore in termini di variabilità ciclica, il coefficiente di determinazione calcolato è stato pari a  $R^2=0,97$  utilizzando 3 immagini per ogni angolo di manovella. Tuttavia, questo metodo è in grado di valutare solo la proiezione bidimensionale del fronte di fiamma effettivo.

### 3.2 Condizione Operativa 1000 Giri/Min Carico Minimo

Il banco prova descritto è stato utilizzato per investigare diversi regimi motoristici ritenuti interessanti allo scopo di caratterizzare il comportamento del motore DISI in diverse condizioni di funzionamento, compatibilmente con le possibilità concesse dall'apparato ottico.

In particolare, è stato dato grande risalto al regime di minimo a 1000 giri/min anche in condizioni di riscaldamento del motore, di grande importanza poiché parte integrante del ciclo di omologazione NEDC (New European Driving Cycle) nella fase di ciclo urbano e inoltre caratterizzato da grande variabilità ciclica [79]. Da sempre lo studio della variabilità ciclica, e quindi dell'instabilità di combustione, ha interesse sia per motivi legati alla guidabilità ma anche, e specialmente, per altri connessi alla sua efficienza che, secondo diversi studi, potrebbe migliorare anche di un 10%. [80][81]

Questa condizione operativa a carico minimo è stata studiata approfonditamente variando l'inizio dell'iniezione (SOI) da 350° a 55° CA BTDC, con lo scopo di fornire una accurata caratterizzazione dei fenomeni termo-fluidodinamici coinvolti nel processo di combustione al variare della fasatura di iniezione. In questo modo ci si aspettava di variare, in particolar modo, le caratteristiche di formazione della miscela e studiarne l'influenza sulle prestazioni e le emissioni. La durata dell'iniezione (DOI) è stata scelta per ottenere un rapporto aria combustibile (AFR), misurato con il sensore installato allo scarico, pari a quello stechiometrico.

**Tabella 3. 1 Condizione operativa a 1000 giri/min minimo carico**

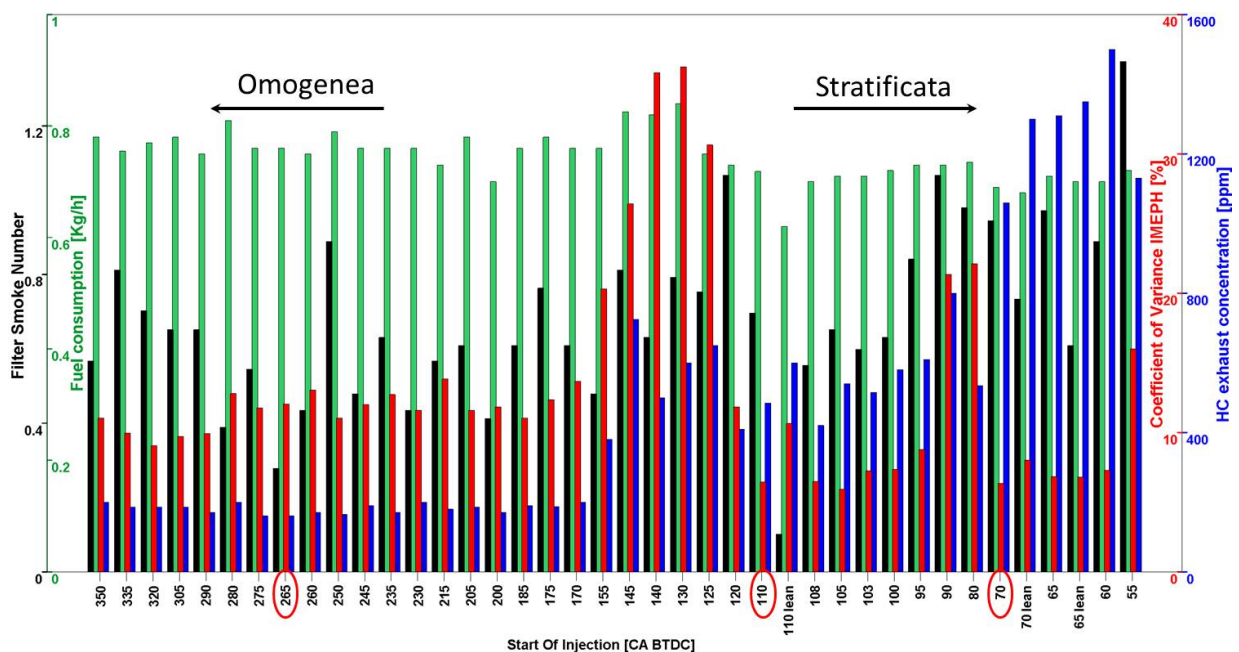
Velocità [giri/min]	Apertura farfalla [%]	Coppia al freno [Nm]	Pressione iniezione [bar]	DOI [us]	SOI [CA BTDC]	SOS [CA BTDC]	IVO/EVC [CA]	Temp. acqua [°C]
1000	2,8-3,5	0	30	300°-500°	350° - 55°	12°	20°/7°	50

Tutte le prove sono state condotte mantenendo fissa la pressione e la temperatura dell'aria in aspirazione a 300 mbar e 303 K, rispettivamente, e la temperatura dell'acqua a 323 K, mentre la pressione di iniezione è stata fissata a 30 bar. L'anticipo di iniezione (SOS) è stato scelto pari a quello utilizzato nella mappatura standard del motore commerciale, essendosi rivelato il migliore in termini di variabilità ciclica con il SOI pari a quello utilizzato dalla casa in queste condizioni (SOI=265° CAD). I principali parametri motoristici, che descrivono la condizione in esame, sono riassunti in Tabella 3. 1.

Questa campagna di prove ha avuto lo scopo di analizzare la condizione di funzionamento del motore al minimo, indagando in particolar modo l'influenza dell'anticipo di iniezione sulla formazione della miscela e quindi sulla efficienza della combustione. La Figura 3. 4 mostra l'andamento degli UHC, l'FSN, il consumo di combustibile e la CoV IMEPH al variare del SOI, utilizzando benzina commerciale.

In particolare, è stata osservata una forte variabilità e instabilità della combustione (CoV), come ci si aspettava, e una sua dipendenza importante dal SOI, mentre è possibile rilevare una piccola variazione in termini di consumo di carburante, meno del 5%. Nell'intervallo di SOI tra 145° e 125° CA BTDC, la CoV

dell'IMEPH raggiunge valori superiori al 40%, indicando un funzionamento molto instabile a causa evidentemente di una formazione della miscela con distribuzione non favorevole alla combustione e con un grado di ripetibilità molto basso. Più in dettaglio, spostando il SOI verso il TDC, la CoV non segue un andamento univoco, ma due intervalli di elevata stabilità possono essere identificati in intornoi relativamente piccoli del SOI = 105° e 70° CA BTDC (Figura 3. 4). Questo comportamento mostra le previste difficoltà nel controllo della formazione della carica stratificata. D'altra parte, gli UHC rimangono abbastanza costanti nelle strategie con iniezione anticipata fino 170° CA BTDC e aumentano per le condizioni con iniezione ritardata. Anche i valori di FSN risentono fortemente dell'impatto dei getti di combustibile sulla testa pistone durante il suo moto, sia per le strategie anticipate che ritardate. In particolare, l'FSN aumenta quando la maggior parte dell'iniezione avviene in prossimità del TDC, cioè quando il pistone è più vicino all'iniettore e il combustibile impatta sulla sua superficie superiore. Inoltre, in queste condizioni, il combustibile ha anche meno tempo per evaporare prima della scintilla. Per questo le emissioni di UHC e particolato, valutato a partire dalle misure di fumosità (FSN), sono sensibilmente più alte per le iniezioni ritardate. Bisogna precisare che, anche se è nota una correlazione tra le emissioni di particolato carbonioso e l'FSN misurato con l'opacimetro [77], questo sistema ha una limitazione intrinseca dovuta all'impiego di una sorgente luminosa che emette a 550 nm, dove è presente anche la banda di assorbimento di idrocarburi pesanti. Per questo motivo, le emissioni di particolato sono state caratterizzate in modo più accurato utilizzando pirometria a due colori in camera di combustione e il DMS allo scarico, come vedremo in seguito.



**Figura 3. 4 FSN, consumo di combustibile, CoV dell'IMEPH e concentrazione allo scarico di UHC al variare del SOI nella condizione a 1000 giri/min carico minimo**

In Figura 3. 4 sono riportati inoltre due condizioni con miscela non globalmente stechiometrica ma magra (*lean*), cioè con un rapporto  $\lambda$  (AFR\AFRstochiometrico) maggiore di 1, (110° *lean* e 70° *lean*). Tali condizioni sono state selezionate tra quelle risultate più stabili con iniezione ritardata e, quindi, rappresentative di strategie per le quali è stata ottenuta una stratificazione della carica con una distribuzione opportuna dell'AFR. Infatti, la CoV dell'IMEPH, pur aumentando rispetto ai relativi casi stechiometrici

come era nelle attese, comunque non supera quella misurata per le condizioni omogenee, ad indicare l'ottenimento di una miscela con caratteristiche ottimali all'inizio e alla propagazione della combustione. Come ci si aspettava, con il crescere del  $\lambda$  i consumi di combustibile diminuiscono e parallelamente anche le emissioni di UHC e particolato allo scarico.

Al fine di approfondire la caratterizzazione di queste condizioni motoristiche, l'indagine è proseguita acquisendo con la telecamera ICCD immagini riguardanti la fase di combustione, delle quali si riporta una selezione in Figura 3. 5. Le colonne a e c riportano le immagini acquisite dall'accesso laterale mediante endoscopio, per la condizione omogenea e stratificata rispettivamente, mentre le colonne b e d si riferiscono alle immagini acquisite dal basso.

È possibile osservare che la combustione, a partire dalla candela, mostra un andamento diverso a causa della diversa distribuzione del rapporto aria-combustibile nelle due strategie di iniezione. In particolare, nella condizione  $SOI=265^\circ$  CA BTDC, il fronte di fiamma ha una evoluzione quasi simmetrica e radiale, centrata nella camera di combustione, mentre per la strategia  $SOI=70^\circ$  CA BTDC si può notare una forte asimmetria nell'andamento della combustione con una direzione preferenziale di propagazione in direzione dell'iniettore e delle valvole di aspirazione.

Questo conferma la differente distribuzione del rapporto aria-combustibile ottenuto nei due casi studiati, in particolare mostra una buona miscelazione ottenuta con l'iniezione anticipata ( $SOI 265^\circ$  CA) e una stratificazione della miscela, probabilmente con rapporto aria-combustibile più ricco in una zona compresa tra la candela e l'iniettore, nella condizione con  $SOI=70^\circ$  CA BTDC, così come ipotizzato.

Nelle immagini di Figura 3. 5 è possibile rilevare anche combustioni anomale che avvengono durante la normale propagazione del fronte di fiamma. Durante la fase principale, alcuni spot luminosi sono visibili nei gas combusti prima che il fronte di fiamma raggiunga le pareti della camera. In seguito, sulle pareti del cilindro e sul cielo del pistone sono invece presenti fiamme più o meno intense, dovute alla combustione diffusiva controllata dei film di combustibile liquido, che inizia a bruciare quando il fronte di fiamma lo investe. E' evidente dalle immagini come queste combustioni anomale, che sono una delle fonti principali di UHC e particolato, sono molto più evidenti per il caso  $SOI=-70^\circ$  rispetto al  $SOI=-265^\circ$  a sostegno delle misure sperimentali allo scarico che mostrano un aumento considerevole di queste emissioni con lo spostamento del SOI verso il TDC.

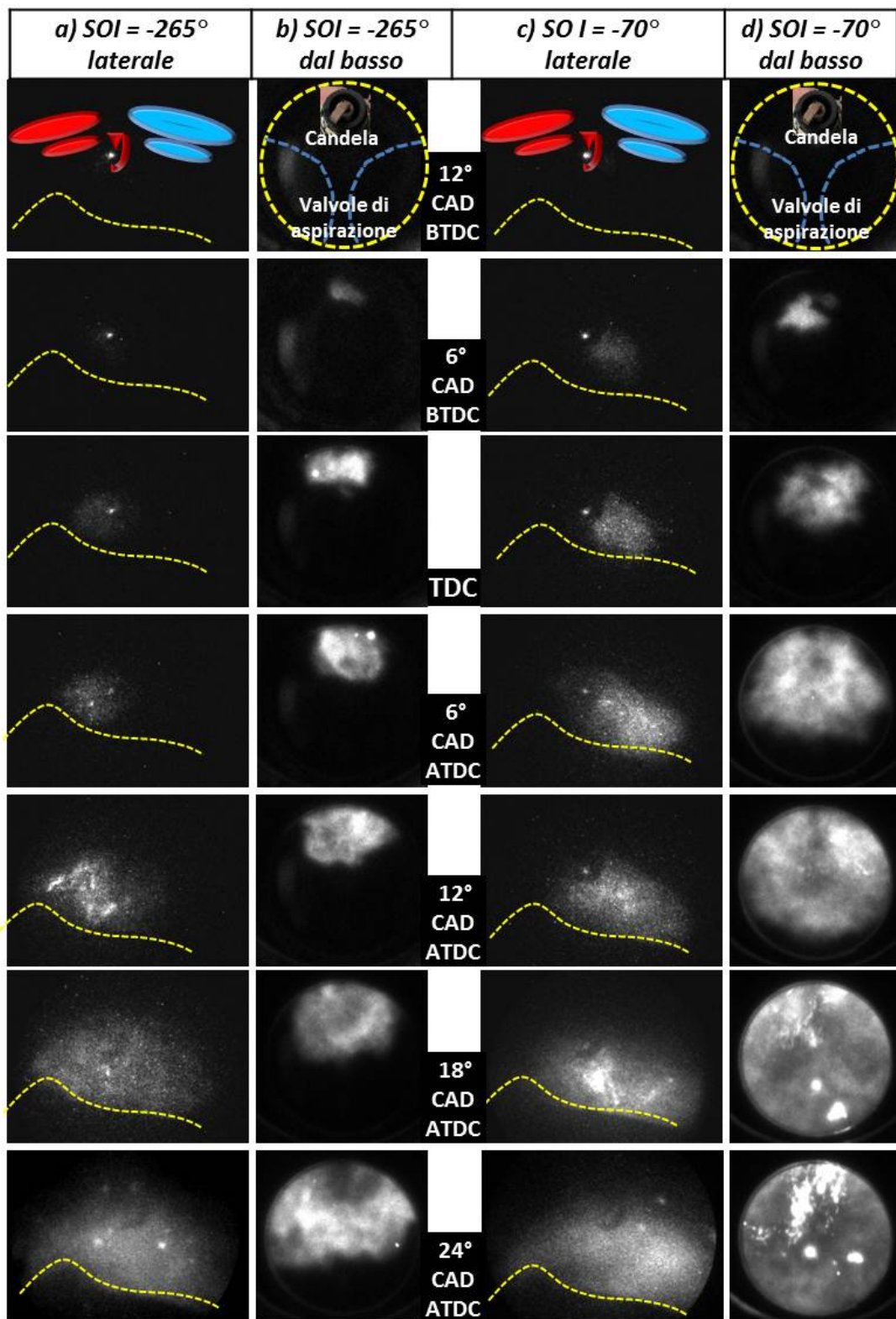


Figura 3. 5 Selezione di immagini acquisite dall'accesso laterale mediante endoscopio (a, c), per la condizione omogenea e stratificata rispettivamente, e dall'accesso dal basso attraverso il pistone (b, d).

### 3.2.1 Indagine numerico-sperimentale

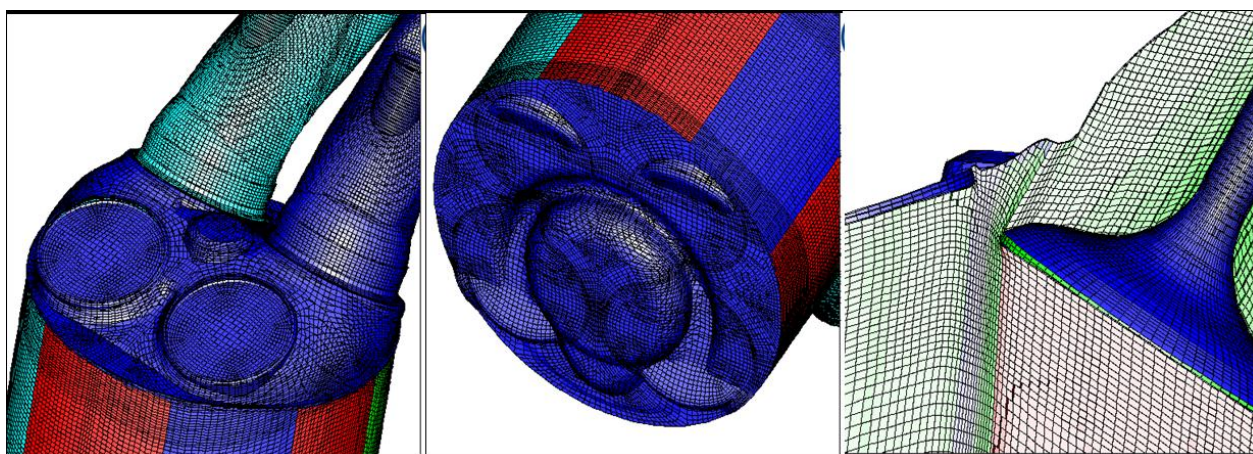
Al fine di approfondire la comprensione dei fenomeni che occorrono in questa condizione motoristica, fortemente influenzata da ridotta velocità del motore, bassa turbolenza in camera di combustione e pressione di iniezione vicina ai valori minimi consentiti dal sistema, è stata condotta una sinergica attività combinata numerica e sperimentale volta a caratterizzarne il comportamento. La metodologia utilizzata si propone di esaminare tale regime motoristico estremo al variare della strategia di iniezione e, tenendo in considerazione le prestazioni motoristiche, la variabilità ciclica e le emissioni inquinanti, vuole tentare di evidenziare eventuali correlazioni tra cause ed effetti.

**Tabella 3. 2 Condizioni motoristiche oggetto dell'indagine numerico-sperimentale**

Caso Studio	Strategia iniezione	P iniezione [bar]	SOI [CA]	IMEP [bar]	CoV IMEPH [%]	FSN	UHC
SOI320	anticipata	30	320°	0,8	14,1	0,70	185
SOI260	anticipata	30	260°	0,8	18,7	0,28	160
SOI245	anticipata	30	245°	0,8	18,8	0,48	190
SOI110	ritardata	30	110°	0,8	10,1	1,0	480
SOI70	ritardata	30	70°	0,8	10,0	1,3	1050

In particolare, sono state analizzate 3 strategie rappresentative delle iniezioni anticipate e 2 delle strategie ritardate, riassunte in Tabella 3. 5, nelle stesse condizioni motoristiche di tabella Tabella 3. 1.

Le analisi numeriche sono eseguite mediante il codice commerciale STAR-CD, in collaborazione con un gruppo di ricercatori dell'Università degli studi di Modena (UNIMORE) [82][83]. Il dominio di calcolo completo, rappresentato in Figura 3. 6, è costituito da celle di forma esaedrica e poliedrica, il cui numero varia da circa 210,000 al TDC di combustione (luci di aspirazione e di scarico escluse) fino a 1.000.000 al punto morto inferiore (luci di scarico incluse). I condotti di aspirazione e di scarico sono disattivati durante la porzione del ciclo a valvole chiuse al fine di limitare il costo computazionale delle simulazioni.



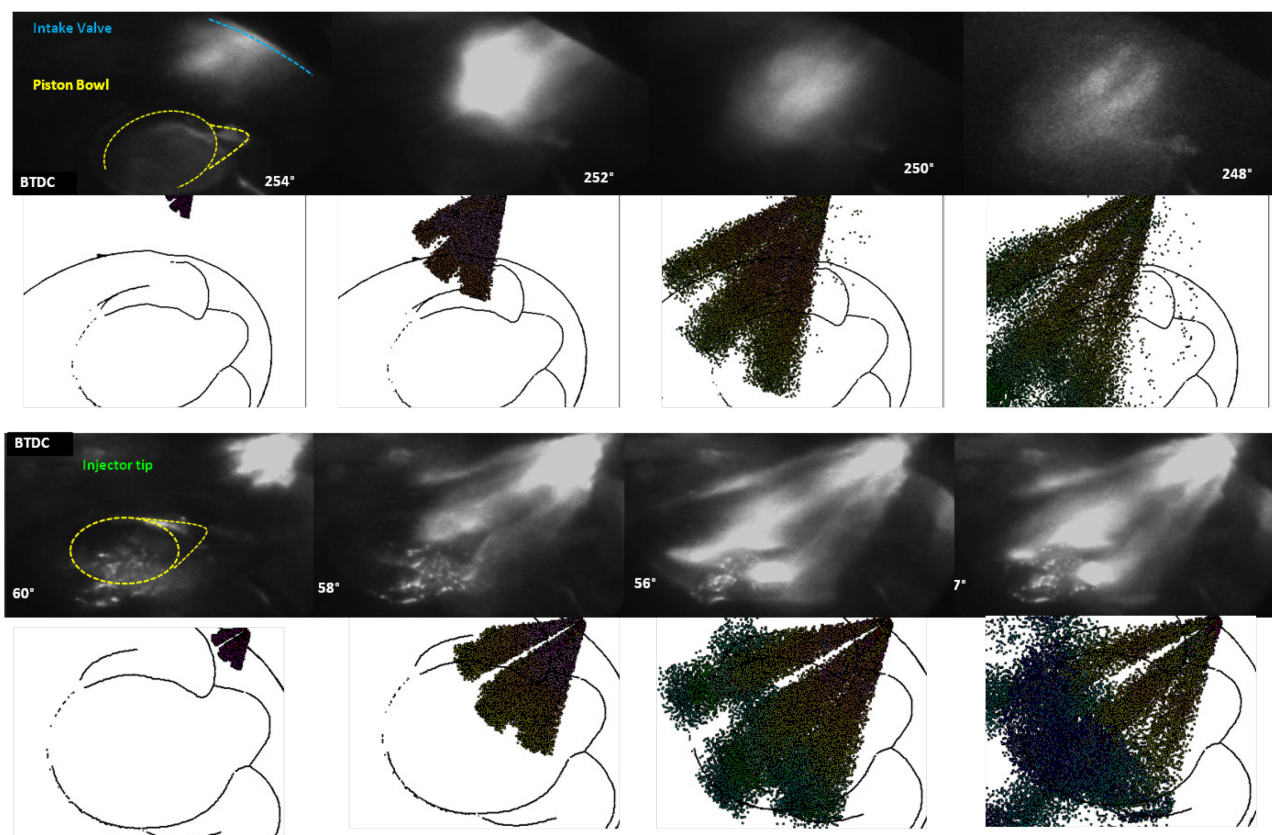
**Figura 3. 6 Dominio computazionale**



Per quanto riguarda le proprietà del fluido, è stata scelta la legge dei gas perfetti e un coefficiente di calore specifico (cp) dipendente dalla temperatura. La turbolenza è simulata adottando il modello RNG k-ε [84][85], e tutte le temperature di parete sono impostate a valori fissi per tener conto del trasferimento globale di calore attraverso le pareti del cilindro. Le condizioni al contorno per la turbolenza, cioè intensità e lunghezza adimensionale di miscelazione, sono state impostate a 0,05 e a circa 1/10 del diametro della sede valvola, rispettivamente[86].

Il ciclo motore è simulato applicando alla sezione di ingresso una condizione limite di pressione dinamica misurata sperimentalmente ed è stata condotta una analisi a ciclo singolo nella quale la composizione dei gas residui all'apertura delle valvole di aspirazione è stata valutata assumendo una combustione completa e stechiometrica. Il processo di iniezione viene simulato con un approccio Lagrangiano [87][88], e il processo di atomizzazione è preso in considerazione adottando una distribuzione iniziale delle gocce derivata da un'analisi lineare modificata del modello di instabilità di Kelvin-Helmholtz che tiene conto dell'effetto della cavitazione [89][90][91]. Altri dettagli sui modelli utilizzati sono riportati in ref. [92].

Al fine di verificare le capacità predittive del modello lagrangiano adottato, è stata effettuata una comparazione tra i risultati numerici e sperimentali, come più diffusamente descritto in ref. [92][93] anche riguardo il controllo sulla validità del modello adottato per il film liquido.



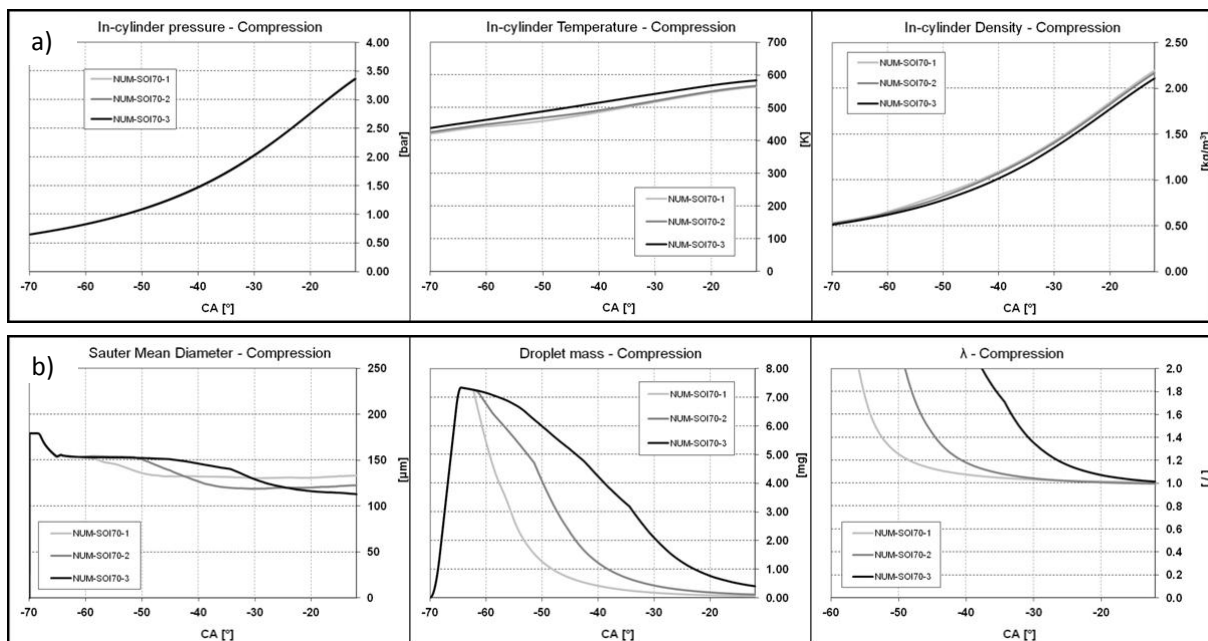
**Figura 3. 7 Confronto numerico-sperimentale della fase di iniezione per la strategia con SOI=265° CA BTDC (in alto) e con SOI=70° CA BTDC (in basso)**

In Figura 3. 7 è riportato un confronto numerico-sperimentale della fase di iniezione nelle condizioni motoristiche di Tabella 3. 1, con entrambe le strategie di iniezione. Le immagini confermano il buon accordo trovato. In particolare, è possibile osservare come, mentre per la strategia di iniezione anticipata (SOI=265° CA BTDC) i getti iniziano a vaporizzare prima di impattare sul pistone, la strategia di iniezione ritardata (SOI=70° CA BTDC) determina un evidente effetto di *impingement* dello spray sul pistone, specialmente in corrispondenza della *bowl*, a conferma delle ipotesi avanzate a partire dall'analisi delle emissioni.

**Tabella 3. 3 Casi studio rilevanti nell'analisi della temperatura di parete**

Temperatura di parete [K]	SOI70-1	SOI70-2	SOI70-3
Condotto di aspirazione	333	333	333
Sottotesta	363	373	393
Pistone	363	373	393
Cilindro	353	363	373

Al fine di studiare l'influenza della temperatura di parete sul getto e sulla formazione della miscela, sono state condotte diverse simulazioni CFD variando le temperature imposte sulle superfici di pistone e testata da 353 a 393 K, mentre per la parete del cilindro la temperatura è stata variata tra 343 e 383 K. Le temperature di parete della sezione di aspirazione e scarico sono state lasciate invariate per tutti i casi studio. La strategia con iniezione ritardata scelta in quest'analisi è quella con SOI=70°. La Tabella 3. 3 riporta i dettagli dei casi ritenuti più rilevanti.



**Figura 3. 8 Pressione (a-sinistra), temperatura (a-centro), densità (a-destra) nel cilindro, SMD (b-sinistra), massa delle gocce (b-centro) e rapporto aria combustibile (b-destra) durante la fase di compressione [92].**

La Figura 3. 8-a illustra la pressione, la temperatura e la densità valutate dall'analisi CFD nel cilindro durante la fase di compressione, dal SOI fino al SOS, per le condizioni di Tabella 3. 3. La fase di lavaggio è



principalmente influenzata dalle temperature di parete del condotto di aspirazione, che sono le stesse per tutti i casi esaminati. Di conseguenza, alla chiusura delle valvole di aspirazione la massa intrappolata differisce di circa il 4% tra il caso a temperatura maggiore e minore. Poiché la pressione nel cilindro mostra differenze trascurabili durante la fase di compressione, la temperatura media segue la tendenza imposta dalle condizioni al contorno, mentre, come era nelle previsioni, la densità nel cilindro mostra differenze sensibili, (cfr. Figura 3. 8-a).

La Figura 3. 8-b mostra il diametro quadratico medio, la massa delle gocce di combustibile e il  $\lambda$  calcolati durante la corsa di compressione, per i casi riportati nella Tabella 3. 3. In particolare il caso SOI70-1 mostra un tasso di breakup maggiore che determina il più piccolo diametro delle gocce, nella fase iniziale del processo di iniezione, come visibile in Figura 3. 8-b. Una possibile spiegazione è la combinazione di due effetti principali: la densità in camera maggiore che promuove un maggiore *breakup* secondario delle gocce e l'impatto del getto sul cielo del pistone (a circa 60° CA), che è altamente influenzato dalla sua temperatura. Anche se nella seconda parte del processo di iniezione l'evoluzione del SMD è inversamente proporzionale alla temperatura in camera e quindi il caso SOI70-3 mostra i valori minori al SOS, il caso SOI70-1 mostra una evaporazione più rapida. Come conseguenza, SOI70-1 raggiunge un valore di lambda al SOS vicino a quello stechiometrico 30° CA prima di quanto accade nella condizione SOI70-3, (cfr. Figura 3. 8 b-destra).

La Figura 3. 9 mostra la distribuzione del rapporto aria combustibile  $\lambda$  al SOS nel piano longitudinale passante per la candela e l'iniettore (piano di simmetria della camera di combustione), ottenuta nelle 3 condizioni di Tabella 3. 3, mediante simulazione CFD. È evidente quanto tale distribuzione spaziale sia fortemente non uniforme, come ci aspettava per iniezioni vicine al TDC, e chiaramente influenzata dalla temperatura di parete. In particolare si ottengono miscele stratificate caratterizzate da un  $\lambda$  magro nella zona tra la *bowl* e l'iniettore nella condizione a temperature mediamente più basse (SOI70-1), e molto ricco in quella a temperature maggiori (SOI70-3). Mentre la condizione SOI70-2 mostra una distribuzione peculiare con  $\lambda$  che si aggira intorno al valore stechiometrico in una ampia zona compresa tra la candela e l'iniettore.

Tali analisi numeriche mostrano come, nella condizione a 1000 giri/min carico minimo, caratterizzata da bassa turbolenza in camera, la temperatura di parete influenza fortemente la formazione della miscela; specialmente in condizioni di iniezione ritardata per le quali il cielo del pistone è prossimo ai getti di combustibile.

Considerando che esiste un certo grado di incertezza sulle temperature di parete effettive, è stato utilizzato un metodo per selezionare la condizione al contorno più idonea riguardo tale temperatura, basato sul confronto tra le osservazioni sperimentali della propagazione del fronte di fiamma e i risultati ottenuti dalla simulazione numerica. Più in dettaglio, sono state confrontate le analisi sperimentali basate sulla visualizzazione della combustione nel range UV-visibile, dalle quali è possibile valutare l'andamento del baricentro di luminosità come già spiegato nel paragrafo sulle metodologie, con le distribuzioni spaziali del  $\lambda$  al SOS. Le analisi sperimentali mostrano che, per le strategie con iniezioni ritardate (SOI70), il fronte di fiamma avanza in modo asimmetrico e verso l'iniettore, a differenza delle condizioni con iniezioni anticipate

che presentano un andamento quasi-sferico, come mostrato in Figura 3. 10 e come sarà diffusamente discusso nel seguito.

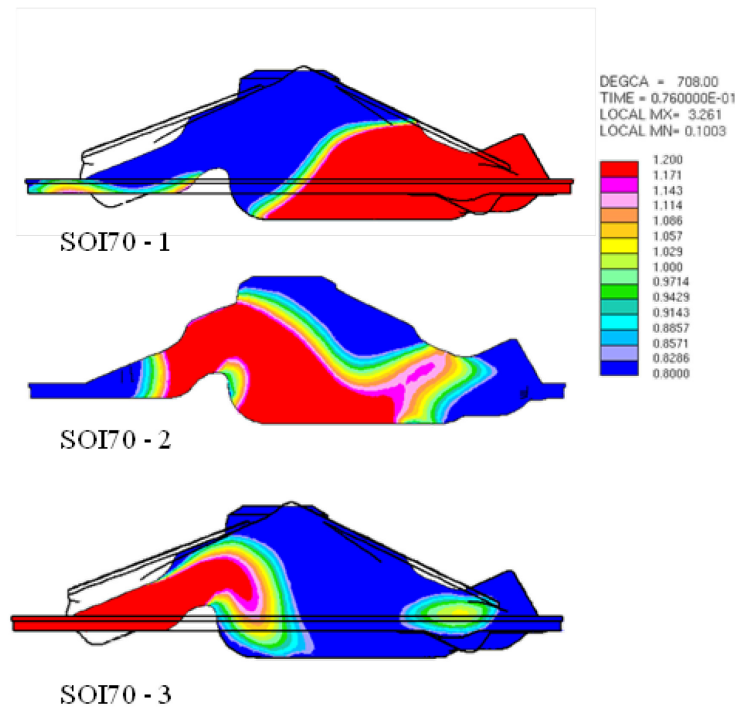


Figura 3. 9 Distribuzione del AFR/AFRs, calcolato per i casi studio: SOI70-1 (in alto), SOI70-2 (al centro) e SOI70-3 (in basso) @ 12 CA° BTDC (SOS), piano di simmetria della camera di combustione [92].

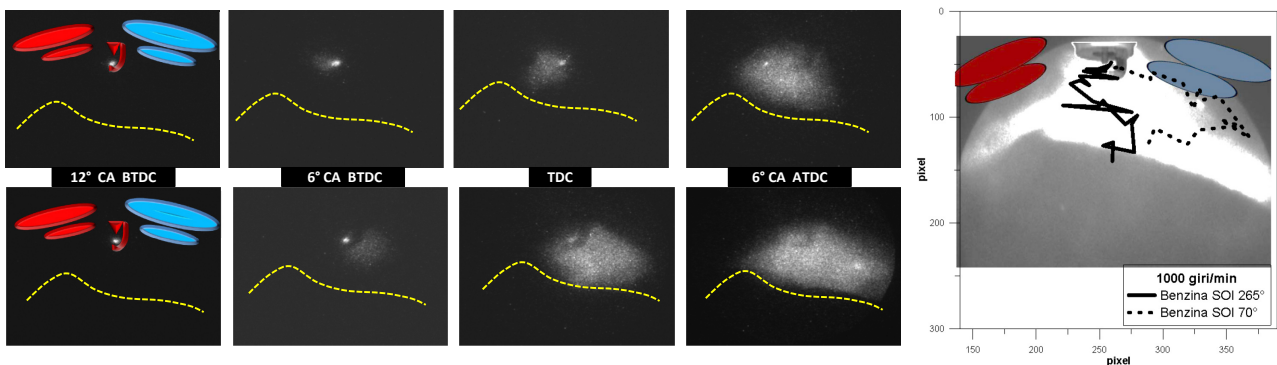


Figura 3. 10 Selezione di immagini nel range UV-visibile della propagazione del fronte di fiamma e andamento del baricentro di luminosità, per le strategie di iniezione con iniezione anticipata e ritardata.

Il confronto tra le Figura 3. 9 e Figura 3. 10 mostra che, per il caso SOI70-2, la distribuzione del rapporto aria-combustibile è ben correlata alla propagazione della fiamma. Infatti, la zona caratterizzata da un  $\lambda$  prossimo a 1, che attraversa la camera di combustione dalla regione candela alle valvole di aspirazione, può essere ben correlata con la direzione di propagazione del fronte di fiamma nella stessa direzione ottenuta dai dati sperimentali. A seguito di queste osservazioni, il set di condizioni al contorno utilizzate per il caso SOI70-2 è stato adottato per tutte le analisi successive. Tarato il modello in questo modo, si è proseguita l'analisi CFD con lo scopo di individuare le principali cause della suddetta variabilità ciclica che caratterizza questa condizione operativa a bassa velocità e carico minimo.

Tra le cause che, potenzialmente, possono generare grandi differenze tra cicli successivi, le più importanti sono i livelli relativamente bassi di pressione e turbolenza nel cilindro, che possono portare a differenze sostanziali nella composizione della miscela al SOS, la diluizione della miscela con i gas residui dovuta all'incompleto lavaggio del cilindro e alla scarsa quantità di aria aspirata e per finire la bassa portata dell'iniettore vicina al suo limite inferiore. [94]

Per ognuna delle condizioni di Tabella 3. 2, 3 condizioni rappresentative delle strategie con miscela omogenea e 2 stratificata, sono state valutate una serie di grandezze considerate utili nell'analisi della variabilità ciclica. In particolare, la frazione di gas combustibili residui, la turbolenza in camera (TKE, TDR) e il rapporto aria combustibile ( $\lambda$ ), sono stati calcolati nell'intera camera di combustione e in una zona di 3,5 mm di diametro intorno alla candela, e riassunti in Tabella 3. 4.

In primo luogo, si può osservare che le strategie ad iniezione ritardata mostrano i valori inferiori di massa iniettata principalmente grazie all'assenza di combustibile perso all'aspirazione che, invece, è abbastanza consistente nelle condizioni con iniezione anticipata; in quanto essa avviene a valvole di aspirazione aperte.

Nonostante la maggior quantità di combustibile iniettato, per le strategie anticipate si calcola un  $\lambda$  globale in camera magro e sostanzialmente inferiore a quello valutato per le strategie ritardate che, invece, risulta lievemente ricco.

**Tabella 3. 4 Risultati CFD calcolati nell'intera camera di combustione e in una regione intorno la candela**

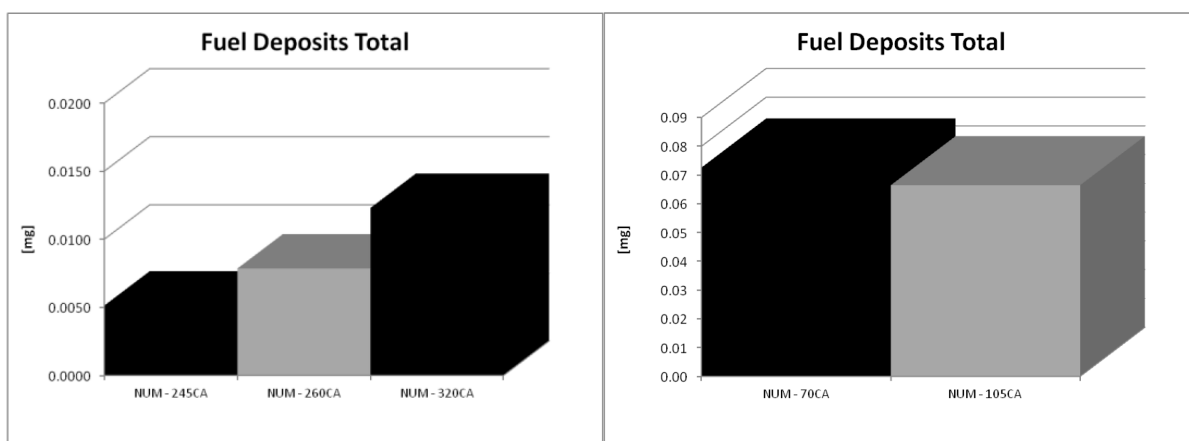
	<b>Camera di combustione</b>				
	<b>SOI70</b>	<b>SOI105</b>	<b>SOI245</b>	<b>SOI260</b>	<b>SOI320</b>
<b>Massa totale [mg]</b>	124,68	122,28	128,12	131,29	131,14
<b>Comb. perso all'aspirazione [mg]</b>	0	0	21,97	23,94	27,61
<b>Gas residui [mg]</b>	40,19	40,44	40,17	40,5	41,5
<b><math>\lambda = AFR / AFR_s</math></b>	0,96	0,94	1,18	1,26	1,33
<b>TKE [m<sup>2</sup>/s<sup>2</sup>]</b>	1,74	1,72	1,5	1,5	1,59
<b>TDR [m<sup>2</sup>/s<sup>3</sup>]</b>	576	563	153,77	156,24	197,44
	<b>Regione candela (3,5 mm)</b>				
	<b>SOI70</b>	<b>SOI105</b>	<b>SOI245</b>	<b>SOI260</b>	<b>SOI320</b>
<b>Massa totale [mg]</b>	1,35	1,33	1,46	1,49	1,48
<b>Gas residui [mg]</b>	0,48	0,47	0,45	0,49	0,5
<b><math>\lambda = AFR / AFR_s</math></b>	1,05	1,08	0,775	0,796	0,957
<b>TKE [m<sup>2</sup>/s<sup>2</sup>]</b>	2,36	2,17	1,52	1,51	1,599
<b>TDR [m<sup>2</sup>/s<sup>3</sup>]</b>	322,86	282,17	166,17	170,82	197,44

Inoltre, è evidente la differenza in termini di energia cinetica turbolenta (TKE) e di dissipazione turbolenta (TDR) tra le strategie anticipate e ritardate, risultando sensibilmente maggiore per le prime rispetto alle seconde. Considerando che la turbolenza favorisce, da un lato l'evaporazione del combustibile e

dall'altro la propagazione del fronte di fiamma [9], i bassi livelli di TDK e TDR, appaiono ben correlati con la variabilità ciclica che, come abbiamo detto (cfr. Figura 3. 4), è la più bassa in assoluta per le strategie con SOI pari a 70° e 110° CA BTDC. Anche il rapporto aria combustibile, sia globale sia nella regione della candela, fornisce ottime indicazioni rispetto alla bontà della miscela ottenuta in camera di combustione. Infatti, per le condizioni SOI70 e SOI110,  $\lambda = AFR/AFR_s$  è circa pari a 1 o lievemente inferiore ed è ottimale per l'inizio della combustione e per la sua propagazione, mentre risulta troppo povero globalmente e troppo ricco nella regione candela, per le condizioni SOI245 e SOI260 che sono risultate effettivamente le più instabili. Per la condizione SOI307, che tra le strategie con iniezione anticipata è quella con CoV IMEPH più basso e quindi più stabile, è calcolato un  $\lambda$  globale ancor più povero, mentre nella regione della candela è molto vicino al valore stechiometrico, come per le strategie con iniezione anticipata. Inoltre la turbolenza e la dissipazione turbolenta sia globale sia nella regione candela, sono sempre maggiori per la SOI320 rispetto alle altre due con iniezione anticipata.

Queste considerazioni permettono di concludere che l'instabilità di tale condizione operativa è, molto probabilmente, strettamente correlata alla bassa turbolenza, che risulta molto maggiore per le condizioni con iniezione ritardata, e alla distribuzione del rapporto aria-combustibile, molto più favorevole nelle condizioni sperimentalmente più stabili.

Al fine di dare indicazioni sulle emissioni inquinanti si è pensato di calcolare, grazie al modello CFD sviluppato, i depositi di combustibile sulle superfici interne della camera e sul pistone. In Figura 3. 11 sono mostrati i risultati di questa analisi CFD nelle condizioni studiate.



**Figura 3. 11 Analisi CFD, depositi di carburante liquido sulla camera di combustione per le condizioni con iniezioni anticipata (a sinistra) e con iniezione ritardata (a destra).**

Come ci si aspettava, i depositi di combustibile sono sensibilmente più consistenti più l'iniezione avviene con il pistone vicino al punto morto superiore e quindi all'iniettore stesso. Per la strategia SOI70, viene misurato il valore maggiore lievemente superiore alla SOI110, mentre tra le strategie con iniezione anticipata è la SOI320 a determinare i maggiori depositi. Tali risultati sono in perfetto accordo con le emissioni di idrocarburi incombusti e specialmente di particolato allo scarico misurate sperimentalmente, (cfr. Figura 3. 4 e Tabella 3. 2), in quanto è noto che le emissioni di UHC e particolato nei motori DISI sono legate strettamente alla formazione di depositi sul pistone [51].

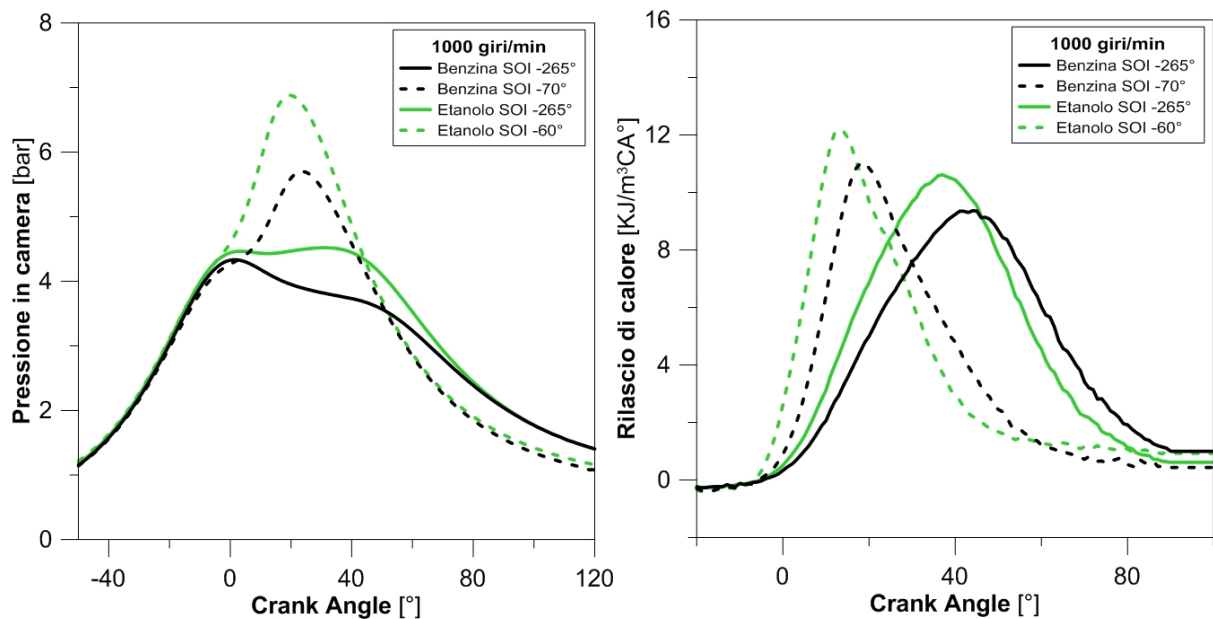
### 3.2.2 Confronto Etanolo puro - Benzina

Al fine di approfondire la comprensione dei fenomeni connessi con la formazione della miscela e la combustione in queste condizioni motoristiche, sono stati selezionati i due punti operativi con SOI pari a 265° e 70° CA BTDC, rappresentativi di una condizione con miscela omogenea e stratificata rispettivamente, per i quali accanto alle diagnostiche convenzionali, sono state eseguite le misure ottiche descritte in precedenza. In queste condizioni è stato, poi, studiato l'effetto del combustibile, confrontando il comportamento del bio-etanolo puro con la benzina commerciale.

**Tabella 3. 5 Parametri motoristici e performance dei casi studio a 1000 giri/min per benzina ed etanolo.**

Caso Studio	DOI [CA]	SOI [CA]	P.cyl @ SOI [mbar]	IMEP [bar]	COV <sub>IMEPH</sub> [%]	UHC [ppm]	FSN
Omogeneo Benzina	4,8°	-265°	295	0,8	19,34	170	0,3
Stratificato Benzina	4,8°	-70°	680	0,8	8.4	1070	1
Omogeneo Etanolo	7,2°	-265°	295	0,8	15	175	0,1
Stratificato Etanolo	7,2°	-60°	920	0,8	5,9	400	0,2

I parametri, che descrivono le due condizioni operative testate per entrambi i combustibili, sono riassunti in Tabella 3. 5. L'inizio iniezione per l'etanolo è stato impostato a 60° CA BTDC per ottimizzare le prestazioni in condizioni di carica stratificata. Questo ha permesso di ottenere una migliore stabilità di combustione, come riportato in tabella. Inoltre, per l'etanolo, la durata di iniezione (DOI) necessaria a raggiungere le condizioni stechiometriche risulta più lunga di quella per la benzina, tenendo conto che il rapporto aria/combustibile stechiometrico dell'etanolo è minore di quello della benzina, 9 e 14,6 rispettivamente. Ma in considerazione del fatto che l'etanolo ha un potere calorifico inferiore (LHV), pari a circa 26,8 MJ/Kg contro i 43,2 MJ/Kg della benzina, la quantità di energia per kg di miscela stechiometrica è molto simile, cioè 2,68 MJ/Kg e 2.77 MJ/kg, rispettivamente.



**Figura 3. 12 Pressione in camera e rilascio di calore in condizioni di miscela omogenea e stratificata nella condizione a 1000 giri/min carico minimo.**

In Figura 3. 12 è riportato l'andamento della pressione e del rilascio di calore su 400 cicli consecutivi, per la condizione a carica omogenea e stratificata, misurati per tutte le condizioni di Tabella 3. 5, nella quale è riportata la COV dell'IMEPH, così come le emissioni di UHC e particolato (FSN). Si può osservare come in questa condizione operativa, il passaggio dalla miscela omogenea a quella stratificata contribuisce a migliorare la stabilità di combustione con un peggioramento delle emissioni, sia per benzina sia per l'etanolo. Tuttavia, l'uso di etanolo migliora ulteriormente la stabilità e le emissioni di particolato e UHC. Inoltre, il picco di pressione e velocità di combustione ottenuti con la miscela di etanolo puro sono sempre superiori a quelli riguardanti la benzina, sia in condizioni stratificate sia omogenee (Figura 3. 12). L'analisi delle emissioni, del ciclo di pressione e dei parametri derivati può fornire valutazioni globali sulla efficienza di combustione, ma manca di dettagli locali riguardo i fenomeni chimico-fisici coinvolti. L'uso della diagnostiche, applicate grazie al motore otticamente accessibile progettato per essere simile al motore reale, permette invece di ottenere informazioni sui processi che occorrono nella camera di combustione senza perdere le caratteristiche peculiari del motore in termini di prestazioni, emissioni e ripetibilità degli eventi. Pertanto, al fine di caratterizzare meglio il processo di preparazione della miscela e la propagazione della fiamma, è stata eseguita, mediante le tecniche ottiche descritte in precedenza, un'analisi dettagliata della fase di iniezione e della fase di combustione.

## Fase di Iniezione

La Figura 3. 13 mostra una selezione di immagini dell'iniezione per le condizioni riassunte in Tabella 3. 5. È importante rilevare che il tempo di ritardo tra il segnale di iniezione SOI e l'inizio reale dell'iniezione è di circa 6° CA, a causa dell'inerzia dell'iniettore e del ritardo tipico del controllo elettronico.

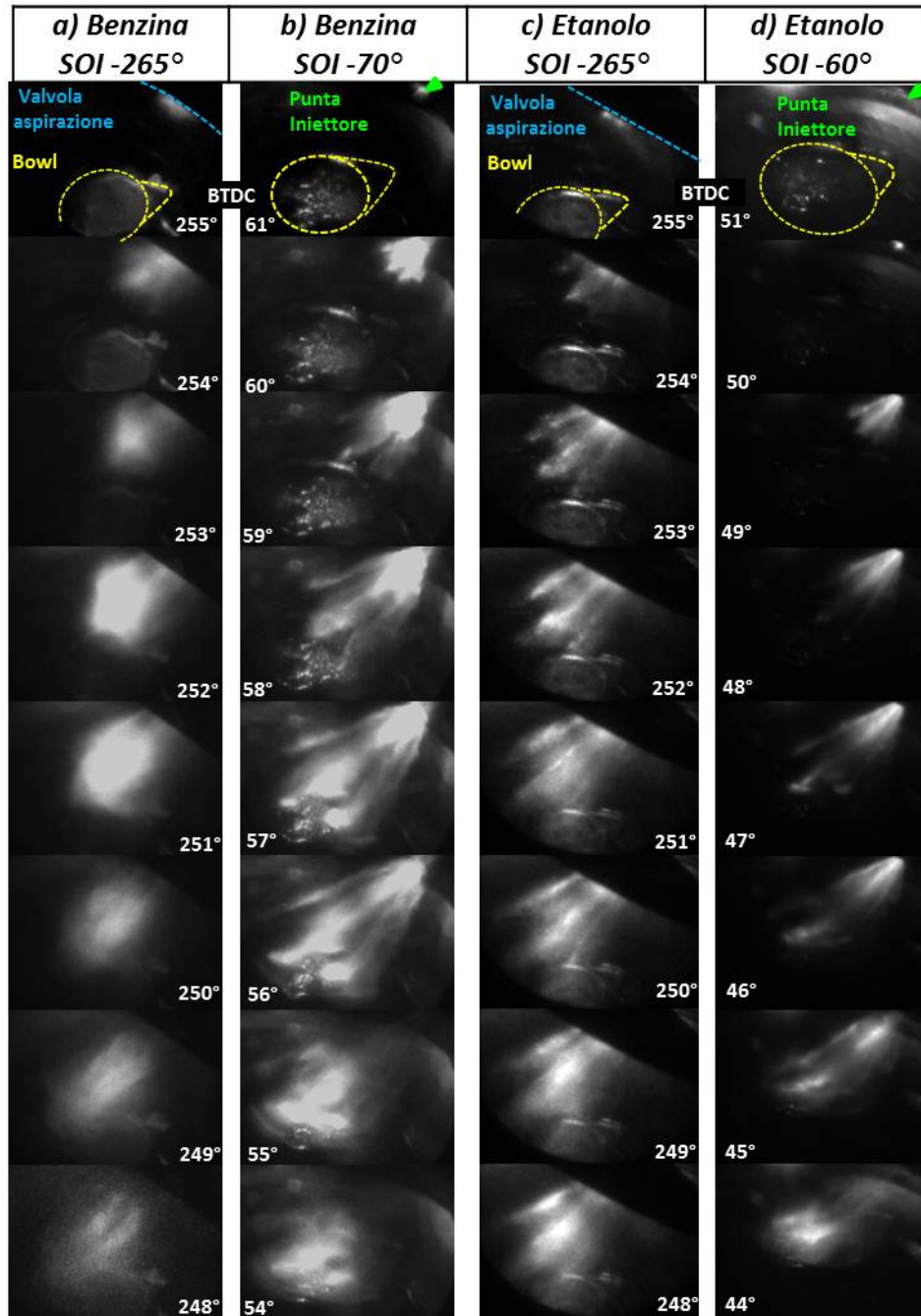


Figura 3. 13 Selezione di immagini dell'iniezione nelle condizioni omogenee e stratificate per benzina ed etanolo.

In condizioni di carica omogenea ( $SOI = 265^\circ$  CA BTDC) lo spray può essere osservato a partire da  $255^\circ$  CA BTDC essendo nascosto dalla valvola di aspirazione durante i primi istanti, come mostrato in Figura 3. 13. In questa condizione, la pressione di iniezione è bassa (30 bar) e quindi la penetrazione del getto è lenta. La profondità di penetrazione massima è raggiunta a  $251^\circ$  CA BTDC, circa  $14^\circ$  CA dopo la SOI, come mostrato nella quinta immagine. A tale angolo di manovella l'iniettore è già chiuso, il getto

collassa e non vengono osservati effetti di *impingement* rilevanti, sulla testa del pistone. È evidente che in questa condizione il getto vaporizza rapidamente e raggiunge una buona miscelazione con l'aria, dovuta ad un moto d'aria significativo nel cilindro durante l'aspirazione. Quando inizia l'iniezione, le valvole di aspirazione sono aperte e il pistone sta scendendo, pertanto il moto d'aria è determinato principalmente dalla forma del condotto di aspirazione che fornisce una forte componente di *tumble*. In condizioni di iniezione ritardata e quindi di carica stratificata (SOI=70° CA BTDC), la prima immagine del getto è visibile a 61 ° CA BTDC. In questo caso le valvole di aspirazione sono già chiuse e non nascondono i getti. L'iniezione avviene quando il pistone è in fase di compressione e il moto d'aria camera è debole. Pertanto, la lunghezza di penetrazione del getto è maggiore del caso precedente. Essa raggiunge il massimo a 56° CA BTDC dopo circa 15° CA dalla SOI, come mostrato nella sesta immagine della Figura 3. 13-b. A quest'angolo di manovella il pistone è vicino al TDC e l'impatto del combustibile sulla superficie del pistone forma una pellicola di combustibile liquido. Questo crea regioni ricche di combustibile ad alta concentrazione di composti meno volatili che contribuiscono al livello più alto di UHC misurati allo scarico rispetto alla condizione con carica omogenea. Inoltre, questi depositi generano zone ricche di combustibile a livello locale che bruciano quando il fronte di fiamma li raggiunge. In questa condizione la *bowl* del pistone provoca un moto d'aria di *tumble* in senso orario e il getto è guidato verso la candela dal moto d'aria e dalla superficie del pistone (*wall guided*). A causa della fine iniezione, che cade vicina al SOS, il combustibile non ha il tempo sufficiente per evaporare e miscelarsi completamente con l'aria prima della scintilla. Ciò provoca l'aumento delle emissioni di particolato ed incombusti, come mostrato dalle misure allo scarico, (Tabella 3. 5).

Considerazioni simili possono essere fatte anche per l'iniezione di etanolo (Figura 3. 13 c-d). In particolare, nella condizione omogenea i sette singoli getti sono chiaramente visibili, a differenza della benzina per la quale i getti si uniscono in uno solo. Questo deriva probabilmente dalle differenze nelle caratteristiche dell'etanolo, rispetto agli idrocarburi presenti nella benzina (Appendice B). L'etanolo ha una viscosità più che doppia rispetto ai principali idrocarburi costituenti della benzina come pentani, ottani e xileni. Inoltre il più basso punto di ebollizione delle frazioni più leggere della benzina rispetto all'etanolo, può promuovere il collasso dei getti rispetto a quello che avviene con l'etanolo.

In condizione stratificata (Figura 3. 13-d), si può notare una diversa forma del getto che collassa prima per l'etanolo, mostrando un angolo di cono e una penetrazione inferiore. Ciò determina una minore quantità di depositi di combustibile liquido sulla testa del pistone che, insieme con l'assenza di frazioni di idrocarburi pesanti e con la migliore propensione dell'etanolo a bruciare in modo completo da fase liquida, potrebbero spiegare il livello inferiore di opacità e UHC, rispetto alla benzina.



## Fase di Combustione

L'indagine è stata ulteriormente approfondita grazie all'utilizzo delle diagnostiche ottiche descritte nel paragrafo sulle metodologie. In particolare sono state acquisite, mediante telecamera ICCD, alcune sequenze di immagini relative alla fase di combustione, delle quali si riporta una selezione in Figura 3. 14; le colonne a e c mostrano le immagini ottenute dall'accesso laterale mediante endoscopio, relative alla condizione omogenea per la benzina e l'etanolo rispettivamente; mentre le colonne b e d si riferiscono alle strategie con iniezione ritardata per entrambi i combustibili.

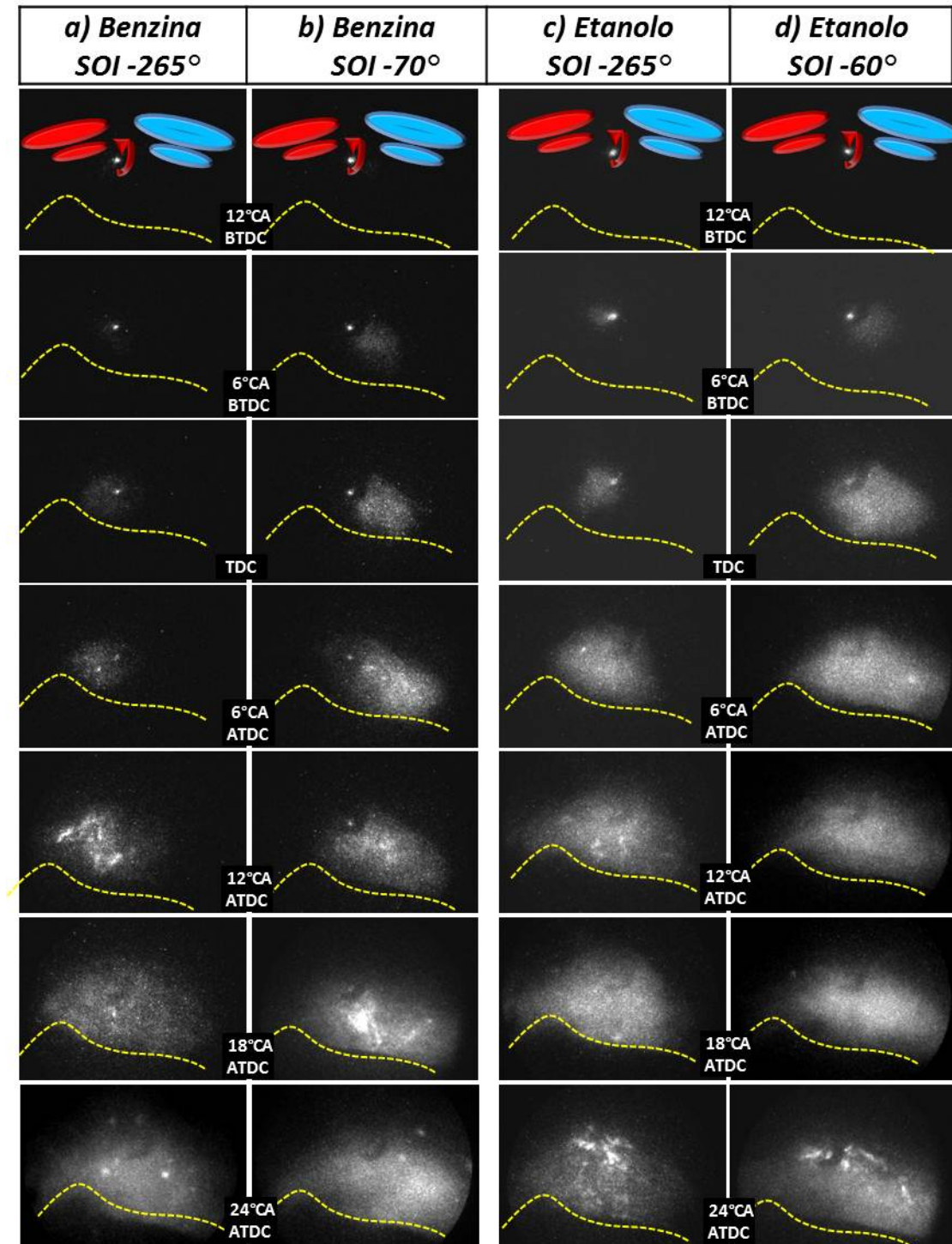


Figura 3. 14 Selezione di immagini della combustione nella condizione omogenea e stratificata per la benzina e l'etanolo a 1000 giri/min carico minimo, acquisite dall'accesso ottico laterale nel range UV-visibile.

La scintilla occorre  $12^\circ$  CA prima del punto morto superiore ed è visibile come un arco luminoso nei pressi degli elettrodi della candela. La sua luminosità persiste fino al  $6^\circ$  CA BTDC, quando il *kernel* della fiamma è già ben osservabile anche se la sua luminosità è ancora molto inferiore a quella della scintilla. Quindi, la combustione procede con un andamento diverso secondo la diversa distribuzione del rapporto aria-combustibile ottenuto con le due strategie di iniezione. In particolare, nella condizione  $SOI=265^\circ$  CA BTDC, il fronte di fiamma mostra una evoluzione quasi simmetrica e radiale, centrata nella camera di combustione, mentre per la strategia  $SOI=70^\circ$  CA BTDC, si può notare una forte asimmetria nell'andamento della combustione.

La propagazione del fronte di fiamma dipende fortemente dalla turbolenza e dal rapporto aria-combustibile. In particolare aumenta con l'aumentare della turbolenza e la diminuzione di  $\lambda$  [9]. La turbolenza può essere assunta simile nelle due condizioni indagate, che differiscono solo per il SOI, mentre la distribuzione locale del rapporto aria-combustibile è molto diversa, come abbiamo già detto. Se nel caso con SOI a  $265^\circ$  CA il combustibile ha il tempo di mescolarsi più intimamente con l'aria in ingresso, come mostrato anche dall'analisi dei getti (Figura 3. 13), nella condizione con iniezione ritardata, l'intervallo che intercorre tra la fine iniezione e la scintilla è molto più breve. Inoltre, il combustibile è guidato dalla *bowl* e dal moto d'aria verso l'iniettore, facendo in modo che una minore quantità di combustibile si diriga nella regione delle valvole di scarico. Pertanto, la presenza di miscela ricca nella regione della *bowl* e verso l'iniettore, ha un effetto diretto sull'evoluzione fiamma in termini di velocità di propagazione, ma anche di stabilità di fiamma e, dunque, di variabilità ciclica [95][96].

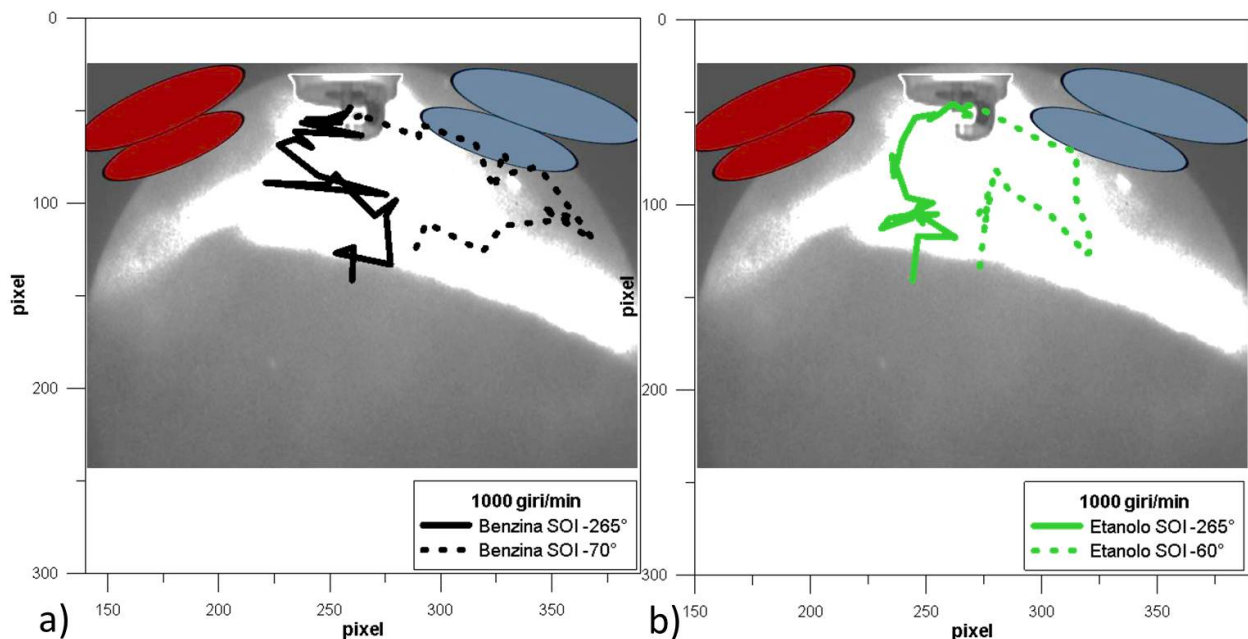
Un'analisi simile è stata condotta anche per l'etanolo e mostra ugualmente una miscelazione completamente diversa per i due diversi SOI. La Figura 3. 14-c, d riporta una selezione di immagini ottenute nel motore alimentato con etanolo per le strategie di iniezione con SOI a  $265^\circ$  e  $60^\circ$  CA BTDC. Anche in questo caso è possibile osservare una diversa evoluzione del fronte di fiamma a conferma dell'ottenimento di una differente distribuzione del rapporto aria-combustibile grazie alle due diverse strategie di iniezione. In particolare, per il caso con  $SOI=265^\circ$  CA BTDC il fronte di fiamma ha una evoluzione quasi radiale a partire dalla candela, mentre è asimmetrico allungato in direzione iniettore, per l'iniezione ritardata a  $60^\circ$  CA. In questo regime motoristico, le differenze tra le due condizioni, con iniezione anticipata e ritardata, sono meno evidenti per l'etanolo rispetto alla benzina. Alla velocità di 1000 giri/min e  $SOI=60^\circ$ , il combustibile ha a disposizione circa 8 millisecondi, tra la fine iniezione e la scintilla, per evaporare e miscelarsi con l'aria. Questo tempo non è sufficiente per l'evaporazione degli idrocarburi più pesanti presenti nella benzina. Per questo motivo, al momento della scintilla la camera di combustione è divisa in due zone diverse: una zona situata tra la candela e l'iniettore e caratterizzata da una miscela globalmente ricca e un'altra globalmente magra nella restante parte della camera di combustione. In particolare, la *bowl* è ricoperta da una pellicola di combustibile liquido e gli idrocarburi più leggeri evaporano prima della *spark* generando una zona caratterizzata da un  $\lambda$  minore di 1. Nella regione rimanente della camera di combustione è invece presente una miscela globalmente magra, probabilmente con idrocarburi di peso molecolare inferiore. Per quanto riguarda l'etanolo, il tempo tra iniezione e scintilla è sufficiente per l'evaporazione di gran parte del combustibile che presenta caratteristiche evaporative di un composto puro, a differenza della benzina. Questo

porta a un gradiente inferiore del rapporto aria-combustibile locale e ad una minore quantità di goccioline liquide di combustibile non evaporato.

Per entrambi i combustibili, comunque, il fronte di fiamma in condizioni di miscela stratificata diffonde più velocemente rispetto al caso omogeneo, nella prima fase di combustione, a causa del  $\lambda$  ricco nella regione della *bowl*. Poi, a circa 12° CA ATDC, la dimensione della fiamma diventa simile e infine maggiore nel caso omogeneo poiché la miscela nelle zone esterne alla *bowl* più vicine alle pareti del cilindro è più ricca che nel caso stratificato, favorendo una maggiore velocità del fronte di fiamma nella seconda fase della combustione.

Altre differenze evidenti, attribuibili al diverso combustibile, si osservano nella presenza di piccole fiamme diffusive. La combustione della benzina è caratterizzata da diversi spot luminosi rilevati nei gas combusti prima che il fronte di fiamma raggiunga le pareti della camera. Tali spot luminosi sono dovuti all'accensione di zone ricche di combustibile, create dalle goccioline di combustibile depositate sulle superfici del pistone e in prossimità delle valvole, indotta dalla normale propagazione della fiamma.

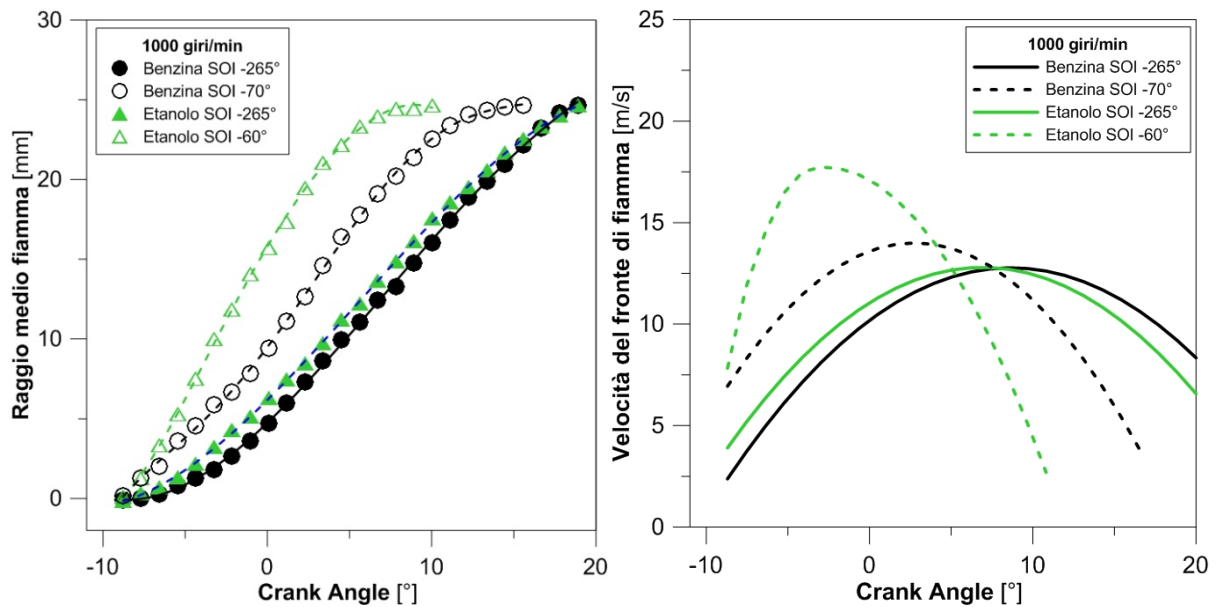
I dati ottici sono stati trattati con il metodo, descritto nel paragrafo sulle metodologie, per valutare il baricentro di luminosità e la velocità di fiamma. La Figura 3. 15 mostra l'evoluzione del baricentro di luminosità integrale nelle due condizioni studiate, per benzina ed etanolo.



**Figura 3. 15** Evoluzione del baricentro di luminosità integrale a 1000 giri/min con le strategie di iniezione anticipata e ritardata, per benzina ed etanolo

Come già ampiamente discusso, si può osservare che il baricentro di fiamma si mantiene in posizione centrale rispetto alla camera di combustione, per entrambi i combustibili, nel caso di iniezione con SOI = 265° CA; mentre si muove rapidamente verso destra, in direzione dell'iniettore, a causa della stratificazione di carica ottenuta con l'iniezione ritardata (60° e 70° CA). Fino a ritornare in posizione centrale, quando nella fase finale brucia anche la miscela più povera presente nella parte restante della camera di combustione.

Per l'etanolo lo spostamento verso destra è evidentemente meno pronunciato, a conferma del probabile minor grado di stratificazione raggiunto.



**Figura 3. 16 Andamenti del Raggio e della Velocità media del fronte di fiamma valutati dalle immagini in camera di combustione, nella condizioni a 1000 giri/min carico minimo per benzina ed etanolo puro, al variare del SOI.**

I diagrammi di Figura 3. 16 mostrano l'evoluzione del raggio e della velocità del fronte di fiamma valutato grazie all'analisi dei dati ottici, con la procedura descritta in precedenza. Questa analisi integra e conferma le misure di pressione in camera e l'andamento dei parametri derivati, rilascio e integrale del rilascio di calore, che possono essere paragonati rispettivamente alla velocità del fronte di fiamma e al suo raggio medio. È ancora più evidente la differenza tra le due strategie di iniezione e tra i due diversi combustibili. In particolare, per entrambi i combustibili, la velocità del fronte di fiamma è superiore, nella prima fase, a causa di un rapporto aria combustibile più favorevole (miscela ricca) nella zona tra la candela e l'iniettore. Inoltre la velocità è maggiore per l'etanolo rispetto alla benzina in entrambe le condizioni operative, a causa probabilmente di un migliore e più completo mescolamento e di una velocità laminare di fiamma superiore per l'etanolo [97]. Al contrario, nella condizione stratificata si può notare una combustione meno efficiente nella fase finale, dovuta probabilmente alla presenza di zone dove la miscela è troppo povera o troppo ricca e ai depositi di combustibile liquido descritti in precedenza.

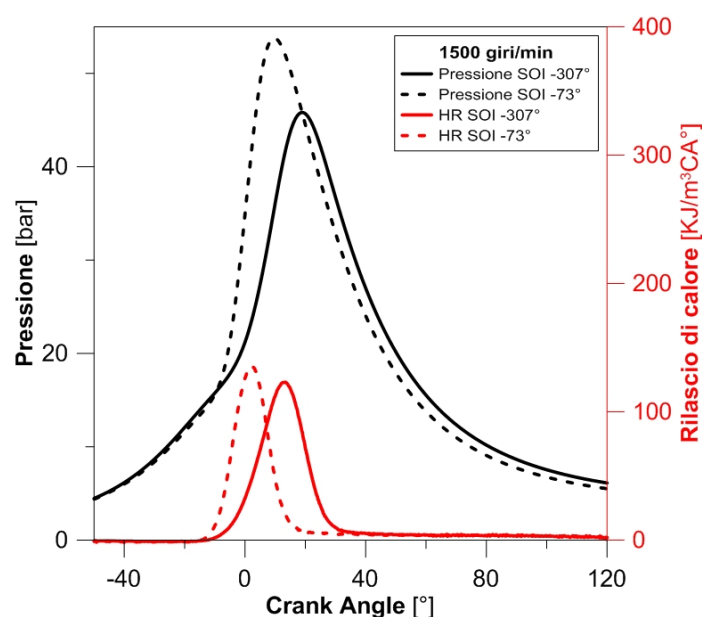
### 3.3 Condizione Operativa 1500 Giri/Min Medio Carico

Ulteriori condizioni operative oggetto di investigazione, sono state scelte ad un regime con carico medio e velocità di rotazione dell'albero motore di 1500 giri/min. Anche in questo caso, come per il regime di minimo a 1000 giri/min, questa condizione è stata scelta perché rappresentativa del ciclo di guida urbano NEDC, in quanto punto di funzionamento a media potenza ad una velocità di rotazione per la quale questo motore raggiungerebbe anche la coppia massima.

**Tabella 3. 6 Parametri motoristici delle condizioni operative testate a 1500 giri/min medio carico**

Velocità [giri/min]	Apertura farfalla [%]	Coppia freno [Nm]	Pressione iniezione [bar]	DOI [us]	SOI [CA BTDC]	SOS [CA BTDC]	IVO/EVC [CA]	T acqua [°C]
1500	15-30	90-120	150-50	1000-1500	307°, 73°	13°, 19°	20°/7°	80-90

In Tabella 3. 6 sono riportati i principali parametri che descrivono il regime motoristico a 1500 giri/min medio carico e gli intervalli in cui sono stati variati. Anche in questo caso l'anticipo di iniezione è stato variato in un ampio intervallo, al fine di individuare le condizioni di funzionamento più stabili tra quelle con strategia di iniezione anticipata e ritardata. I due casi ritenuti maggiormente rappresentativi per le due strategie sono quelli corrispondenti alle SOI=307° e SOI=73° CA BTDC, che sono stati oggetto di una dettagliata analisi sia con sistemi di misura convenzionali sia ottici. Le fasature di aspirazione e scarico, così come la temperatura del motore in condizioni di regime, sono state mantenute costanti e la durata di iniezione è stata scelta per ottenere di volta in volta il rapporto aria combustibile voluto, come misurato da una sonda  $\lambda$  allo scarico.



**Figura 3. 17 Pressione e rilascio di calore (HR) al variare dell'angolo di manovella per le due strategie investigate a 1500 giri/min medio carico.**

La Figura 3. 17 mostra la pressione e il rilascio di calore in camera per le due strategie di iniezione. E' evidente che la combustione, che in questo caso inizia nello stesso istante poiché il SOS è fissato a 19° CA BTDC, si propaga in modo molto differente ed in particolare è molto più rapida in tutta la prima fase per la condizione con iniezione ritardata. Per questo motivo si ottiene un picco di pressione anticipato e anche più elevato con la strategia con il SOI pari a 73° CA BTDC.

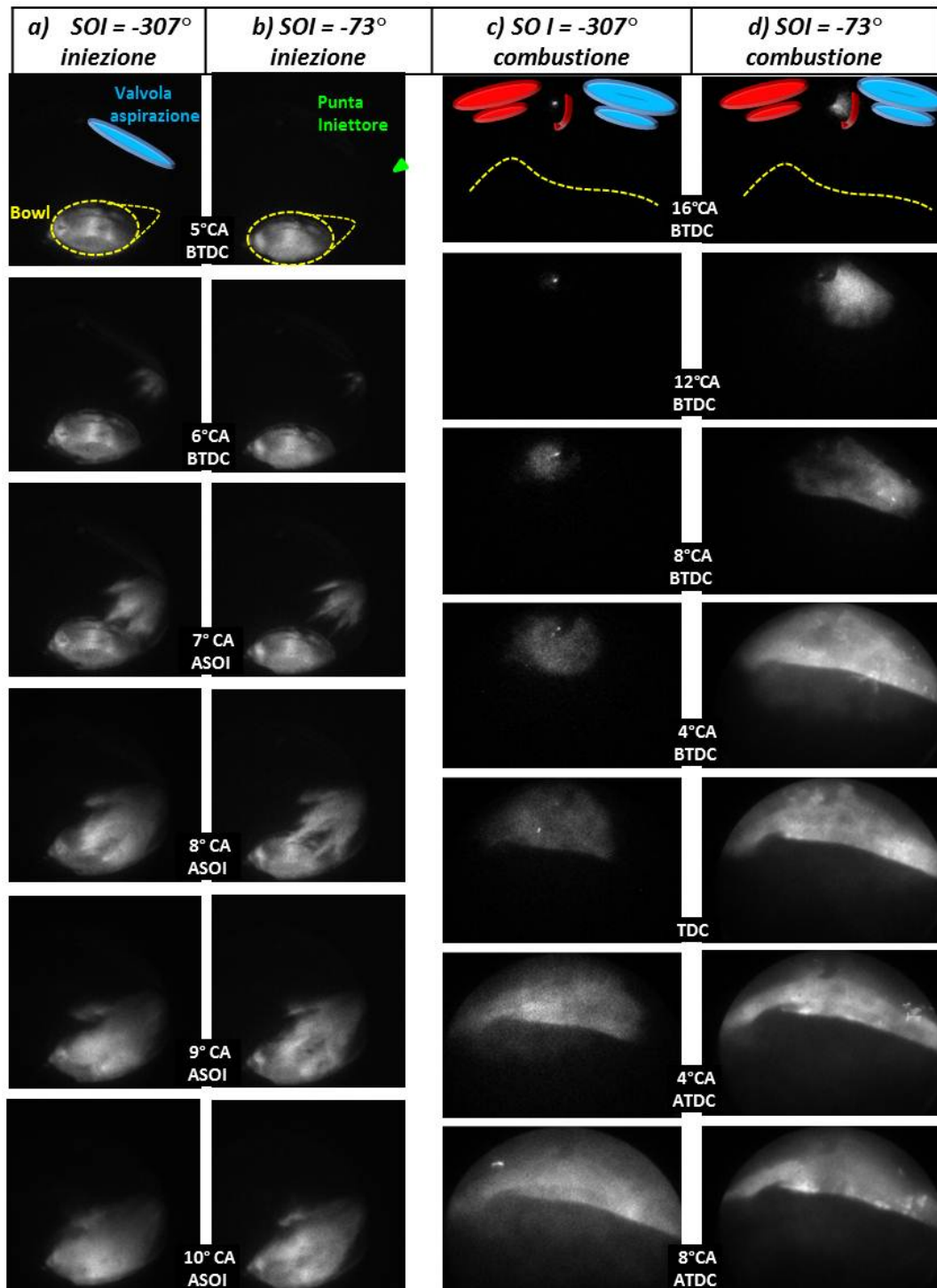


Figura 3. 18 Selezione di immagini riguardanti la fase di iniezione e combustione, a 1500 giri/min per le strategie con iniezione anticipata e ritardata, acquisite dall'accesso ottico laterale.



Così come già osservato per il regime di minimo, tale differenza è da attribuirsi molto probabilmente alla diversa distribuzione aria-combustibile ottenuta con le due strategie di iniezione. Nella Figura 3. 18, sono riportate le immagini riguardanti la fase di iniezione (a, b) e combustione (c, d), acquisite con la telecamera ICCD dall'accesso ottico laterale, per entrambe le strategie.

Nella strategia con iniezione anticipata (Figura 3. 18-a), lo spray è nascosto dalla valvola di aspirazione durante i primi istanti e può essere osservato a partire da 6° CA dopo l'inizio iniezione (ASOI). La penetrazione del getto è molto più rapida rispetto alla condizione operativa al minimo, vista la più alta pressione di iniezione (150 bar contro 30 bar). Quando l'iniezione è ritardata (SOI=73° CA BTDC) la penetrazione è più lenta a causa della più alta contro-pressione in camera, poiché il ciclo è già nella sua avanzata fase di compressione. Nonostante questo, il getto impatta prima sul pistone, che è in fase di risalita e si trova molto più vicino all'iniettore, formando depositi di combustibile maggiori rispetto al caso con SOI= 307° CA BTDC. Inoltre, dopo aver raggiunto la massima penetrazione, che è inferiore al caso con iniezione anticipata, il combustibile viene spinto verso la candela a formare una miscela più ricca nella zona sovrastante la *bowl*.

Queste considerazioni trovano conferma negli andamenti della penetrazione dei getti e del centroide di luminosità della fiamma, ricavati grazie al trattamento dei dati ottici e riportati in Figura 3. 19. In particolare, come già anticipato, la penetrazione relativa all'iniezione ritardata è più lenta nelle prime fasi e raggiunge un valore massimo di circa 60 mm, minore rispetto ai circa 80 mm raggiunti da quella dell'iniezione anticipata. Inoltre, raggiunto tale valore, la penetrazione decresce lievemente ad indicare la risalita del pistone. La Figura 3. 19-b mostra, invece, lo spostamento del baricentro di luminosità della combustione. Anche in questo caso è chiaro l'andamento asimmetrico dell'avanzamento del fronte di fiamma, che tende verso l'iniettore ad ulteriore conferma della avvenuta stratificazione della miscela.

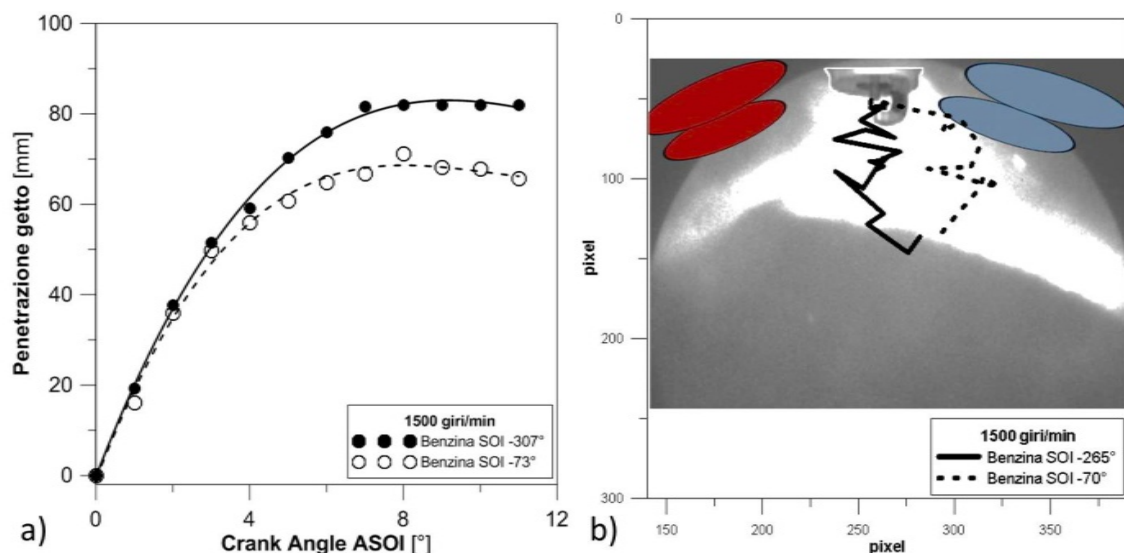


Figura 3. 19 (a) Penetrazione del getto e (b) andamento del centroide di luminosità per le strategie con iniezione anticipata e ritardata a 1500 giri/min medio carico.

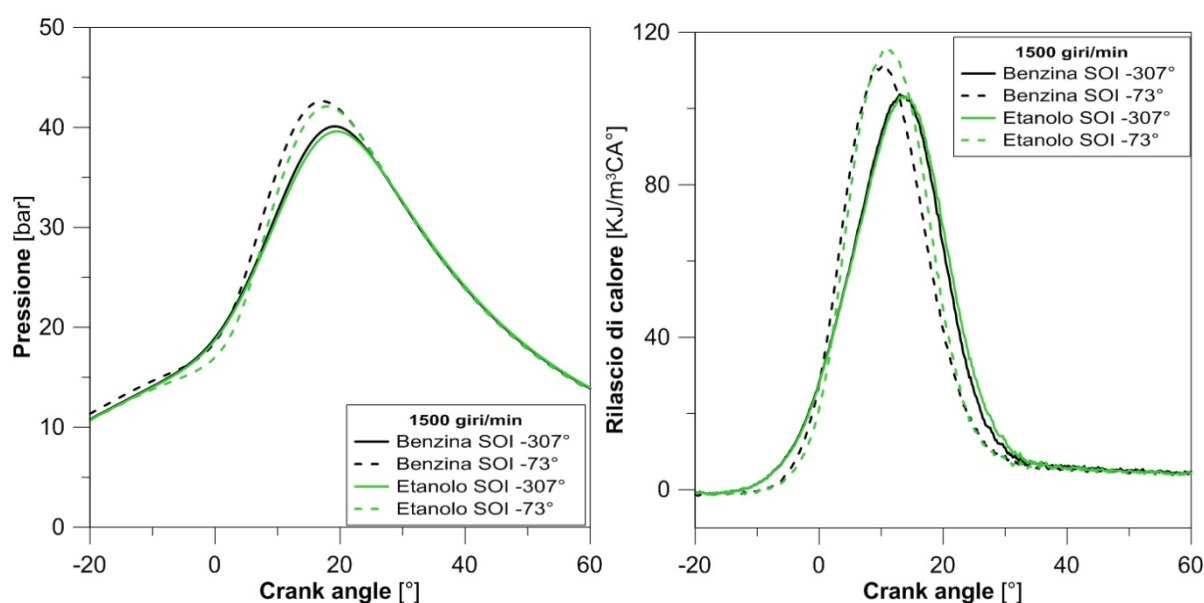
### 3.3.1 Confronto Etanolo puro – Benzina

Così come per il regime di minimo, anche nella condizione a 1500 giri/min carico medio è stato valutato il comportamento del bio-etanolo puro ed è stato confrontato con quello della benzina commerciale. In questo caso, l'anticipo di accensione (SOS) è stato adattato alla diversa velocità di combustione già sperimentata per le due strategie di iniezione (cfr. Figura 3. 17 velocità del rilascio del calore), quindi per quelle con iniezione anticipata è stato ritardato di 6° CA. Il SOS per l'etanolo, invece, è stato lasciato invariato nelle condizioni operative omologhe al fine di studiare il solo effetto del combustibile.

**Tabella 3. 7 Parametri motoristici, prestazioni ed emissioni a 1500 giri/min carico medio per benzina ed etanolo.**

Caso studio	Combustibile	DOI [CA]	P inj [bar]	SOI [CA]	SOS [CA]	IMEP [bar]	COV <sub>IMEPH</sub> [%]	UHC [ppm]	FSN
Iniezione anticipata	Benzina	10.5°	150	-307°	-19	10.2	4.28	143	1.05
Iniezione anticipata	Benzina	10.5°	150	-73°	-13	10.2	1.51	375	2.18
Iniezione ritardata	Etanolo	17.4°	150	-307°	-19	10.2	1.35	167	0.28
Iniezione ritardata	Etanolo	17.4°	150	-73°	-13	10.2	0.978	264	0.55

La Tabella 3. 7 riassume per le strategie scelte a 1500 giri/min medio carico i principali parametri, l'IMEP, la CoV dell'IMEPH e le emissioni allo scarico di UHC e FSN, essendo quelle di maggior interesse per i motori DISI. Anche l'etanolo mostra un miglioramento in termini di stabilità di combustione nelle condizioni con iniezione ritardata e, quindi, con miscela stratificata, rispetto alla condizione con iniezione anticipata. In particolare, è possibile rilevare che in questa condizione, per l'etanolo, la CoV, è sempre minore rispetto alla benzina; mentre le IMEP sono simili per entrambi i combustibili ed entrambe le strategie di iniezione.



**Figura 3. 20 Pressione in camera e rilascio di calore al variare dell'angolo di manovella in condizioni di miscela omogenea e stratificata nella condizione a 1500 giri/min medio carico.**

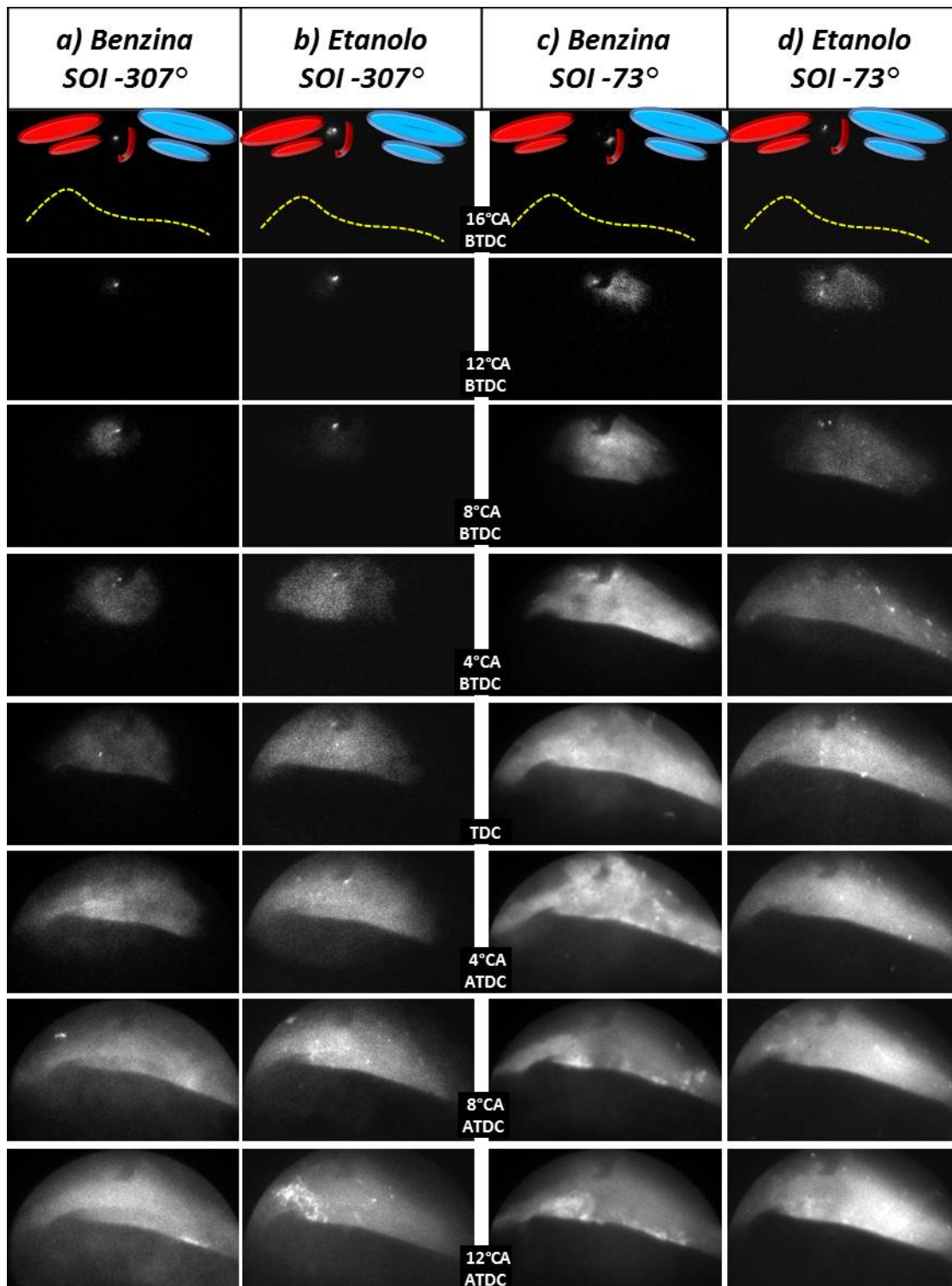
In Figura 3. 20 sono mostrati gli andamenti della pressione in camera e della velocità del rilascio di calore. In questa condizione operativa e per entrambe le SOI, le velocità di rilascio sono molto vicine con



entrambe le strategie di iniezione, probabilmente a causa di una maggiore turbolenza in camera indotta dal carico maggiore, che migliora la vaporizzazione dei componenti più pesanti della benzina. Diversamente alla condizione al minimo, infatti, nonostante il tempo disponibile sia più breve a causa della maggiore velocità di rotazione, la maggiore turbolenza consente una migliore miscelazione. Quindi, nel caso con  $SOI=307^\circ$ , la combustione è maggiormente soggetta al più alto potere calorifico del combustibile e si registra un picco di pressione lievemente maggiore per la benzina rispetto all'etanolo. Nella condizione con iniezione ritardata a  $73^\circ$  BTDC, il rilascio di calore è maggiore per l'etanolo rispetto alla benzina, probabilmente a causa di una più rapida e completa omogeneizzazione dell'etanolo grazie alle sue proprietà chimico-fisiche. In particolare, si tratta di una sostanza pura con un basso peso molecolare e punto di ebollizione più basso rispetto alle frazioni più pesanti della benzina (cfr. Appendice B). In questa condizione, infatti, il tempo tra iniezione e SOS è molto breve, e sembra essere il parametro che influenza maggiormente il processo di combustione, come sarà spiegato in maggior dettaglio nel seguito. Le misure allo scarico sembrano confermare queste considerazioni poiché gli UHC misurati allo scarico sono maggiori per l'etanolo in miscela omogenea e sensibilmente minori, rispetto alla benzina, in condizioni di miscela stratificata. Ciò suggerisce una migliore miscelazione dell'etanolo nella strategia con iniezione ritardata.

Ulteriori considerazioni scaturiscono dalle analisi delle misure ottiche, che hanno permesso di seguire il processo di combustione direttamente all'interno della camera di combustione. La Figura 3. 21 mostra una selezione di immagini rilevate durante la combustione di etanolo e benzina a 1500 giri/min medio carico per entrambe le strategie di iniezione prescelte. La scintilla si può rilevare intorno a  $19^\circ$  CA prima del punto morto superiore e persiste fino a  $4^\circ$  CA BTDC quando il *kernel* fiamma è ancora ben osservabile. Poi, per quanto riguarda la condizione con iniezione anticipata a  $307^\circ$  CA BTDC, l'avanzamento quasi radiale del fronte di fiamma a partire dalla candela è indicativo di una buona miscelazione del combustibile, (Figura 3. 21-a, b). In questo caso, entrambi i combustibili hanno tempo sufficiente per miscelarsi con l'aria aspirata ed evaporare, ciò porta alla formazione di una carica abbastanza omogenea e a una combustione prevalentemente premiscelata.

L'effetto dell'anticipo di iniezione è evidente per entrambi i combustibili. Come rilevato già nella condizione a 1000 giri/min carico minimo, una forte asimmetria caratterizza l'avanzamento del fronte di fiamma nella strategia con iniezione ritardata anche per l'etanolo, che presenta una direzione preferenziale di propagazione, raggiungendo prima le pareti del cilindro nella regione compresa tra la candela e l'iniettore (cfr. Figura 3. 21-c, d).

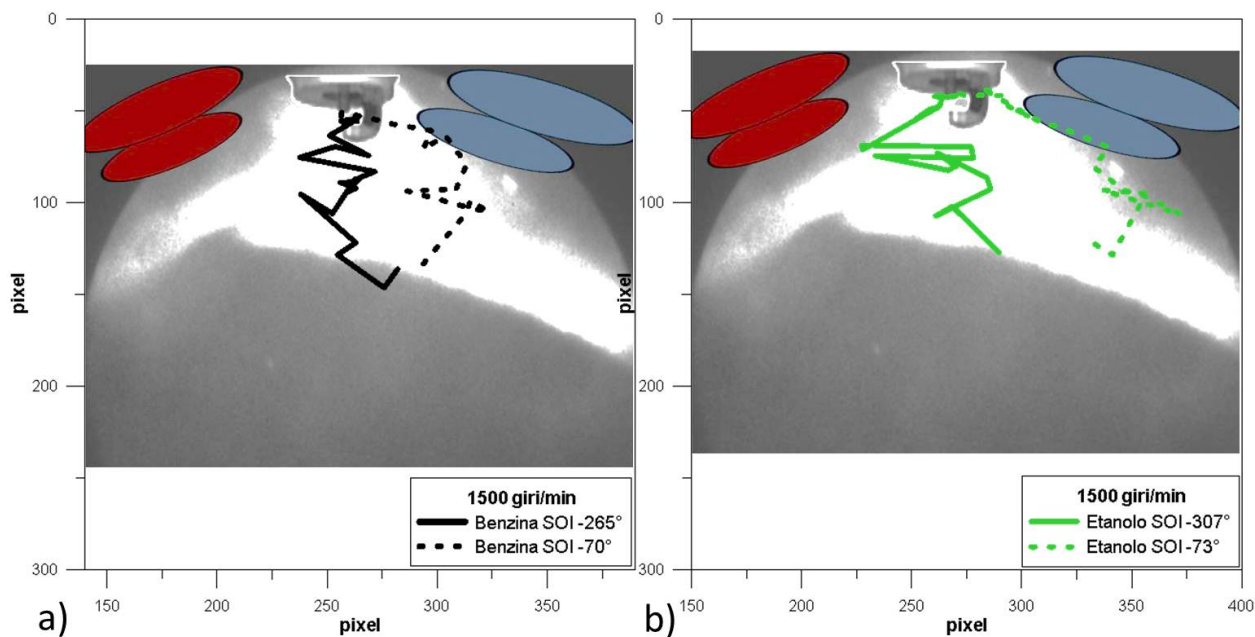


**Figura 3. 21** Selezione di immagini della combustione nella condizione omogenea e stratificata per la benzina e l'etanolo a 1500 giri/min medio carico, acquisite dall'accesso ottico laterale con telecamera ICCD.

A 1500 giri/min medio carico le differenze tra la propagazione della fiamma tra etanolo e benzina sono più lievi, grazie alla maggior turbolenza e alle temperature maggiori che permettono ad entrambi i combustibili di miscelarsi con l'aria più facilmente. Con l'iniezione anticipata, durante le fasi finali di propagazione della fiamma, sono visibili delle fiamme diffusive nella zona posteriore della *bowl* solo per l'etanolo. Tali fiamme sono il risultato della combustione del film di combustibile liquido formatosi a causa di un impatto del getto con la superficie del pistone che, in questo caso, avviene per l'etanolo e non per la

benzina. Ciò dipende dalla diversa durata di iniezione necessaria all'etanolo per raggiungere le condizioni stechiometriche e ad una maggiore penetrazione dei getti che colpiscono il pistone durante la sua fase discendente. Questo spiega anche le maggiori emissioni di UHC, come riportato in Tabella 3. 7 [51]. Per quanto riguarda le strategie con miscela stratificata, i due combustibili mostrano un comportamento molto simile nelle prime fasi, anche se il fronte di fiamma dell'etanolo sembra spostarsi più rapidamente verso destra rispetto a quello della benzina. Nelle fasi successive, per entrambi i combustibili sono visibili fiamme diffuse, più o meno intense che si evidenziano maggiormente quando la combustione raggiunge il cielo del pistone ed in particolare la *bowl*. Queste combustioni anomale hanno maggiore influenza nel caso della benzina a causa delle diverse proprietà chimico fisiche dei due combustibili che, come vedremo nel seguito, determinano una efficienza di combustione migliore per l'etanolo puro in presenza di fiamme diffuse (cfr. Appendice B).

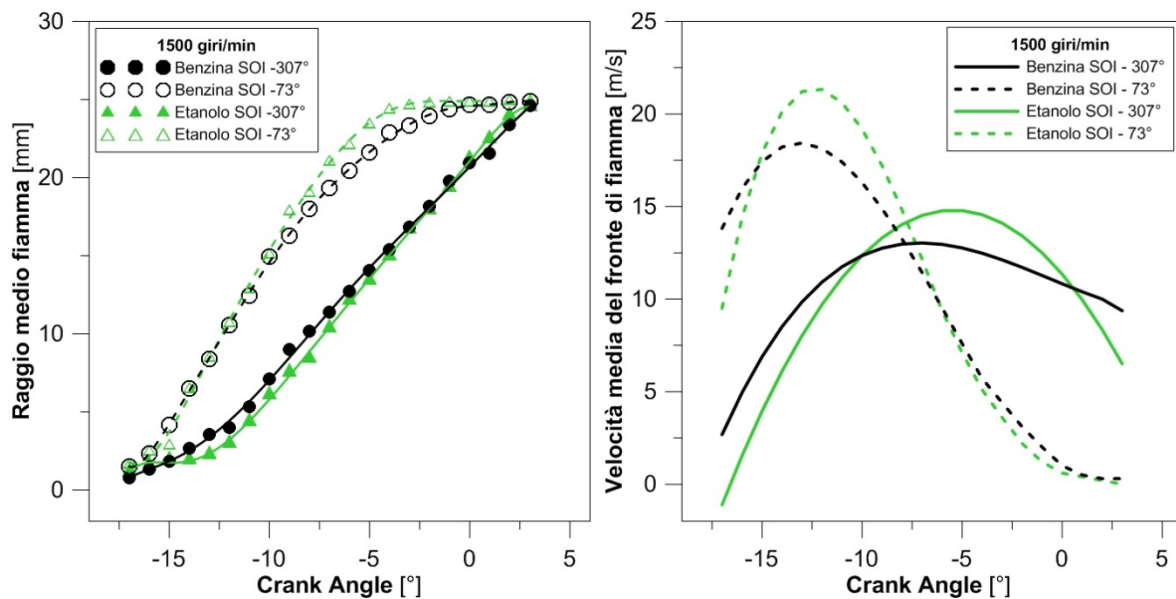
Per analizzare più in dettaglio l'andamento della propagazione del fronte di fiamma, sono stati valutati i baricentri di luminosità, con la stessa procedura precedentemente descritta, nelle due condizioni esaminate a 1500 giri/min medio carico, mostrati in Figura 3. 22-a, b per benzina ed etanolo, rispettivamente.



**Figura 3. 22 Evoluzione del baricentro di luminosità integrale, per benzina ed etanolo, nella condizione a 1500 giri/min medio carico al variare del SOI.**

Per le condizioni con iniezione anticipata, la posizione del baricentro di luminosità si sposta verso il basso durante l'avanzamento della combustione, mantenendosi nei pressi dell'asse del cilindro durante la maggior parte dell'evoluzione del fronte di fiamma, sia per la benzina sia per l'etanolo. Nella condizione con SOI=-73° CA BTDC, il fronte di fiamma della benzina si propaga verso destra in direzione dell'iniettore a causa della stratificazione della carica. Questo effetto, che è ancora più accentuato per la combustione di etanolo, come già anticipato, indica una stratificazione della miscela ancora più spinta per l'etanolo rispetto alla benzina, caratterizzata da una zona ancora più ricca in corrispondenza della *bowl* del pistone. Ciò conferma la grande dipendenza della formazione della miscela dalle condizioni termo-fluidodinamiche in

camera e dalle proprietà del combustibile, in particolare in termini di punto di ebollizione e pressione di vapore, specialmente quando si lavora con iniezioni ritardate alla ricerca di una miscela stratificata. Rispetto alla condizione a 1000 giri/min minimo carico, il baricentro della luminosità si sposta ancor più velocemente verso il pistone a causa della turbolenza aumentata in camera di combustione.



**Figura 3. 23 Andamenti del raggio e della velocità media del fronte di fiamma valutati dalle immagini in camera di combustione, nella condizione a 1500 giri/min medio carico per benzina ed etanolo al variare del SOI.**

Il processo di combustione diventa sensibilmente più veloce con la stratificazione della miscela, come dimostrato dal rilascio di calore (Figura 3. 20) e dai diagrammi della velocità del fronte di fiamma valutata trattando i dati ottici (Figura 3. 23).

Considerando che la turbolenza dell'aria aspirata può essere ipotizzata equivalente nelle strategie con lo stesso SOI, la velocità di fiamma dipende principalmente dalla distribuzione della carica. Come mostrato in Figura 3. 23, la strategia di iniezione influenza maggiormente la velocità del fronte di fiamma rispetto alle proprietà del combustibile, contrariamente a quanto visto nella condizione a 1000 giri/min carico minimo (cfr. Figura 3. 16). In particolare, si può notare che la velocità massima è di circa il 40% superiore nella condizione stratificata rispetto alla omogenea, per entrambi i combustibili, mentre non varia sensibilmente al variare del combustibile con lo stesso SOI. In dettaglio, la fiamma si propaga più velocemente già nelle prime fasi e ha un andamento caratterizzato da una maggiore pendenza per le condizioni con iniezione anticipata. Questo comportamento è da attribuirsi, molto probabilmente, al valore di  $\lambda$  ottimale (sufficientemente ricco) per l'accensione e le prime fasi di propagazione della fiamma, ottenuto con l'iniezione ritardata nella zona di accensione (elettrodi della candela) e nelle zone limitrofe [97]. La velocità del fronte di fiamma raggiunge il suo valore massimo circa 17° CA dopo il SOS, per l'etanolo. Questo tempo è ridotto a 15° CA per la benzina nella corrispondente strategia di iniezione. In seguito, la velocità diminuisce a causa dell'aumento di pressione negli "end gas". Per la condizione omogenea, la velocità di fiamma raggiunge valori inferiori di 6 m/s rispetto alle condizioni stratificate, a causa di un valore di  $\lambda$  meno favorevole (probabilmente stechiometrico o lievemente povero), che riduce la velocità di fiamma. Pertanto,

con la strategia di iniezione anticipata, la fiamma impiega circa 20° CA per raggiungere la parete della camera in prossimità delle valvole di scarico e 30° CA per riempire l'intera camera. Per la strategia con iniezione ritardata e quindi con miscela stratificata, grazie alla combustione più rapida, il tempo di propagazione della fiamma verso le pareti si riduce a circa 10° CA (Figura 3. 23).

Durante le fasi avanzate della combustione, in camera sono visibili intense fiamme diffuse, dovute alla combustione del film di combustibile liquido depositatosi a seguito dell'*impingement* dei getti sul pistone durante la fase di iniezione. Una volta formato, il film di combustibile si sviluppa dinamicamente sotto l'influenza del flusso di gas [98][99]. Lo scambio termico, tra il pistone e le pareti della camera di combustione con il gas circostante, porta all'evaporazione del combustibile. Questo processo influenza la composizione della miscela e conseguentemente il processo di combustione stesso. In particolare la vaporizzazione repentina del combustibile liquido può ridurre la velocità di propagazione della fiamma e portare a combustioni incomplete, creando zone localmente troppo ricche.

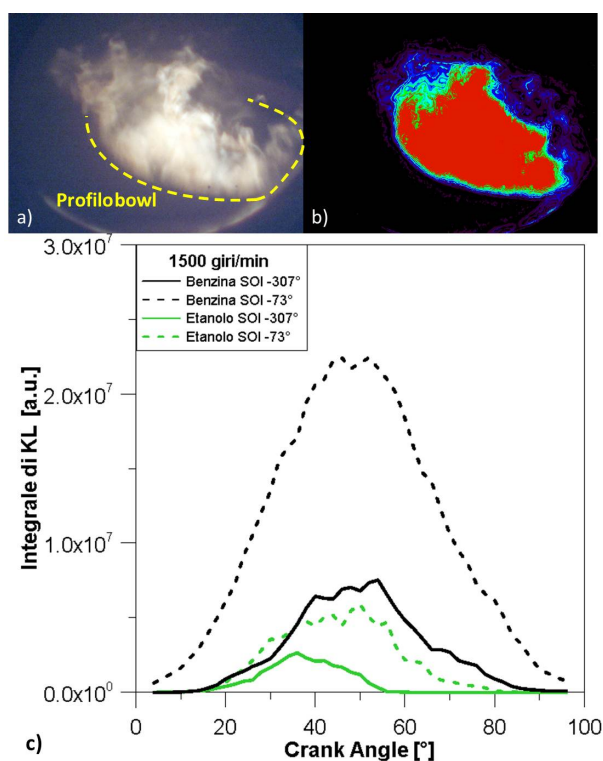
Al fine di approfondire l'analisi di questi fenomeni sono state condotte misure di *imaging* digitale ad alta risoluzione spaziale del processo di combustione con la telecamera CCD a colori, nel range spettrale della luce visibile.

La Figura 3. 24 mostra una selezione di fotogrammi acquisiti durante la fase finale della combustione, per le due strategie di iniezione ed entrambi i combustibili. Nelle condizioni con miscela stratificata, fiamme diffuse molto intense dovute, come detto, alla combustione di vere e proprie pozze di combustibile liquido (*pool fires*), possono essere osservate prevalentemente all'interno della *bowl*. Nelle condizioni con iniezione anticipata, le fiamme diffuse sono presenti solo in una piccola regione sul bordo esterno della *bowl* più lontano dall'iniettore. Questo è attribuibile alla posizione ed inclinazione dell'iniettore in relazione alla geometria della testa del pistone e all'interazione del getto con l'aria in ingresso, che determinano l'impatto dello spray sul bordo della *bowl* e la conseguente formazione di depositi di combustibile non evaporato. Nella strategia con iniezione ritardata, questo fenomeno è ancor più evidente per l'etanolo anche a causa della più lunga durata dell'iniezione rispetto alla benzina e alla conseguente maggiore penetrazione dei getti. D'altra parte, l'intensità luminosa delle fiamme diffuse di etanolo è inferiore a quello della benzina a causa delle sue proprietà chimico-fisiche. In particolare, essendo un monocomponente, una volta raggiunte le condizioni opportune (*boiling point*) la sua evaporazione è molto rapida ed essendo un alcool, quindi un ossigenato, riesce a bruciare in modo più efficiente anche da fase liquida, rispetto agli idrocarburi che compongono la benzina.



**Figura 3. 24** Selezione di immagini della combustione acquisite dall'accesso ottico laterale con telecamera CCD, nella condizione a 1500 giri/min medio carico, per benzina ed etanolo al variare della strategia di iniezione.





**Figura 3. 25** Evoluzione temporale dell'integrale sull'intera camera del fattore KL nella condizione a 1500 giri/min medio carico, per etanolo e benzina al variare del SOI.

Applicando la tecnica della pirometria a due colori alle fiamme rilevate in camera, come descritto nel paragrafo sulle metodologie e in Appendice A, è possibile ricavare un fattore KL, proporzionale alla concentrazione di *soot*. L'evoluzione temporale dell'integrale del KL su tutta la camera è riportata in Figura 3. 25-c. In Figura 3. 1-b è riportato, invece, un esempio della distribuzione spaziale del fattore KL, calcolata dal fotogramma riportato in Figura 3. 25-a, che può essere ritenuta indicativa della distribuzione spaziale della formazione di particolato in camera. La quantità totale di *soot*, formato ed ossidato in camera di combustione, per la benzina in condizione stratificata è la più alta e diminuisce con l'iniezione anticipata, probabilmente grazie alla migliore miscelazione aria-combustibile. Per quanto riguarda l'etanolo, la quantità di *soot* è sempre inferiore alla benzina e aumenta con l'iniezione ritardata, quindi con la formazione della miscela stratificata, a causa principalmente della grande quantità di combustibile che impatta sul pistone.

Questa analisi concorda con le misure di particolato allo scarico, riportate in Tabella 3. 7. Gli effetti di impatto del combustibile sul pistone influenzano profondamente anche le emissioni di UHC, considerando che la quantità di idrocarburi incombusti rilevati allo scarico è sempre inferiore in modalità omogenea rispetto alla stratificata per entrambi i combustibili (Tabella 3. 7) [51].

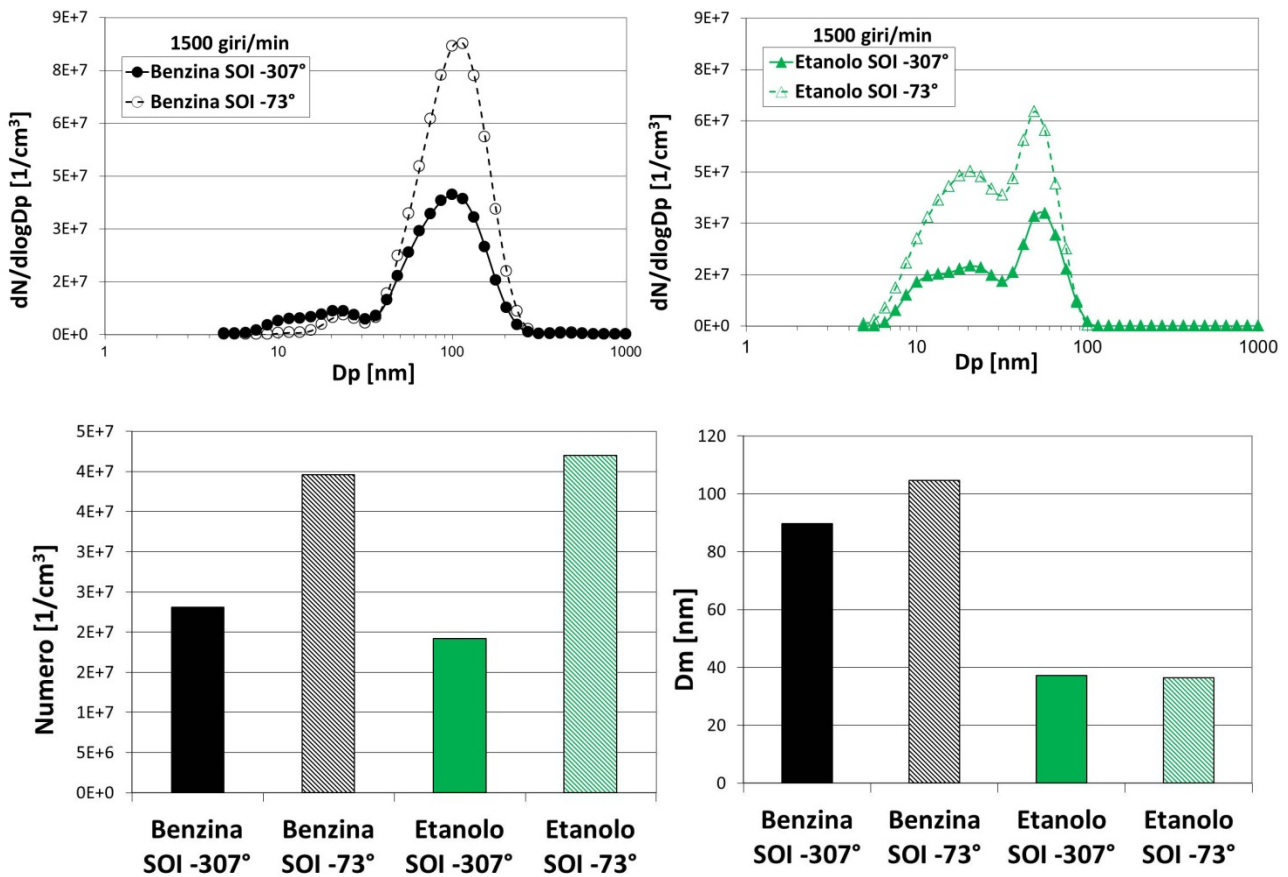


Figura 3. 26 Distribuzione delle dimensioni delle particelle, numero totale e diametro medio, misurati a 1500 giri/min medio carico con il DMS550, per entrambi i combustibili al variare del SOI.

Al fine di studiare in maggior dettaglio la tendenza alla formazione di particolato di entrambi i combustibili, la distribuzione delle dimensioni delle particelle allo scarico è stata misurata con un DMS550 nelle due diverse condizioni operative. La Figura 3. 26 mostra i risultati ottenuti a 1500 giri/min medio carico. In questa condizione di funzionamento del motore, è possibile osservare una distribuzione granulometrica bimodale, sia con miscela omogenea sia stratificata. Le distribuzioni di dimensione delle particelle, in genere, mostrano due modi, la nucleazione e l'accumulo, in base al diametro equivalente. La nucleazione è costituita da particelle aventi diametro equivalente inferiore a circa 50 nm e rappresenta le particelle primarie che si formano durante la combustione e diluizione, solitamente attraverso meccanismi di nucleazione omogenea ed eterogenea. L'accumulo, invece, è rappresentato da particelle aventi diametro equivalente compreso fra circa 50 nm a 1000 nm, generalmente formate mediante agglomerazione di particelle primarie, e può includere uno strato di materiale volatile condensato o adsorbito [47].

Per entrambi i combustibili, la modalità di nucleazione è centrata sui 20 nm circa. Per la benzina, il modo di accumulo domina fortemente la distribuzione della dimensione delle particelle e presenta un picco intorno a 100 nm. Per quanto concerne la combustione dell'etanolo, la concentrazione in numero delle due modalità è confrontabile, e l'accumulo è centrato sui 60 nm circa, di molto inferiore rispetto alla benzina.

Nella condizione con miscela stratificata si formano una maggiore quantità di particelle per entrambi i combustibili. Il numero totale di particelle è maggiore per la benzina rispetto all'etanolo, confermando il



comportamento descritto grazie all'analisi in camera riportata in Figura 3. 25 e i dati di FSN di Tabella 3. 7. Inoltre, un leggero aumento del diametro medio delle particelle è osservabile nell'intervallo 50-100 nm. Com'è ampiamente riportato in letteratura, le principali fonti di formazione di particolato in motori ad iniezione diretta, sono l'eterogeneità della miscela e la combustione diffusiva di goccioline di combustibile non ancora vaporizzate. Inoltre svolgono un ruolo rilevante anche gli impatti dei getti con le pareti della camera di combustione e la testa del pistone [10][100][101].

Le differenze nella distribuzione granulometrica e nella massa totale di PM tra benzina ed etanolo, possono essere principalmente attribuite alla loro composizione chimica. La benzina è una miscela complessa di idrocarburi, contenente composti, come gli idrocarburi ciclici e, soprattutto, gli aromatici che hanno una elevata tendenza alla formazione di soot [102]. D'altra parte l'etanolo è un idrocarburo ossigenato con basso peso molecolare e, come riportato in letteratura, ha bassa tendenza alla formazione di particolato come la maggior parte dei composti ossigenati [103][104][105]. Tuttavia, bisogna sottolineare che l'etanolo ha caratteristiche fisiche diverse dalla benzina principalmente in termini di viscosità, volatilità e maggiore calore di vaporizzazione. Quest'ultima può avere un effetto dannoso per l'evaporazione e la miscelazione del combustibile con l'aria aspirata, e può influenzare pesantemente la combustione e la formazione di particolato [106]. In questa condizione, gli effetti delle proprietà chimiche (composto ossigenato contro idrocarburi pesanti della benzina) prevalgono su quelli delle proprietà fisiche, per quanto riguarda l'emissione di particolato (PM) allo scarico. Come vedremo in seguito nel paragrafo successivo, per le miscele di etanolo e benzina questo non è sempre vero.

Infine, la strategia di iniezione influisce sul peso relativo delle diverse fonti di formazione di particolato in camera di combustione. Quando il carburante è iniettato nelle prime fasi dell'aspirazione, ha un tempo sufficiente per evaporare e mescolarsi con l'aria in ingresso, formando così una miscela abbastanza omogenea. Con l'iniezione ritardata, nonostante la maggiore temperatura in camera al momento dell'iniezione, si viene a formare una miscela stratificata ed eterogenea, sia poiché il tempo per l'evaporazione e la formazione della miscela è inferiore, sia per l'effetto del pistone (*wall-guided*). Inoltre, lungo la parete e sulla parte superiore del pistone, l'*impingement* dei getti determina la formazione di film di combustibile liquido che brucia con combustione diffusiva. Queste considerazioni spiegano l'aumento del numero di particelle sia per benzina sia per l'etanolo a 1500 giri/min carico medio, come mostrato in Figura 3. 26. La dimensione minore delle particelle emesse nelle condizioni con l'etanolo, nel modo di accumulo, può essere attribuito, come abbiamo detto alle sue proprietà chimiche, cioè il suo alto contenuto di ossigeno e basso peso molecolare.

## 3.4 Miscele di Bio-etanolo puro e Benzina

### 3.4.1 Influenza della pressione di iniezione

Al fine di studiare l'influenza della pressione di iniezione e la sua eventuale interazione con l'uso di miscele di etanolo e benzina, sulla formazione della miscela e sulle prestazioni ed emissioni, diverse condizioni operative sono state analizzate mediante diagnostica ottica e convenzionale.

Nella Tabella 3. 8 sono sintetizzati i principali parametri che descrivono i casi studio in questione. In particolare, 3 miscele di benzina commerciale con aggiunta di diverse percentuali di bio-etanolo, sono state iniettate con 2 diverse pressioni di iniezione, 50 e 100 bar, in condizioni simili a quelle del paragrafo precedente, quindi in regime di carico medio a 1500 giri/min. In questi test è stato fissato l'anticipo di iniezione a  $SOI=307^\circ$  CA BTDC, quindi nelle condizioni di miscela omogenea, e l'anticipo di accensione  $SOS=19^\circ$  CA BTDC.

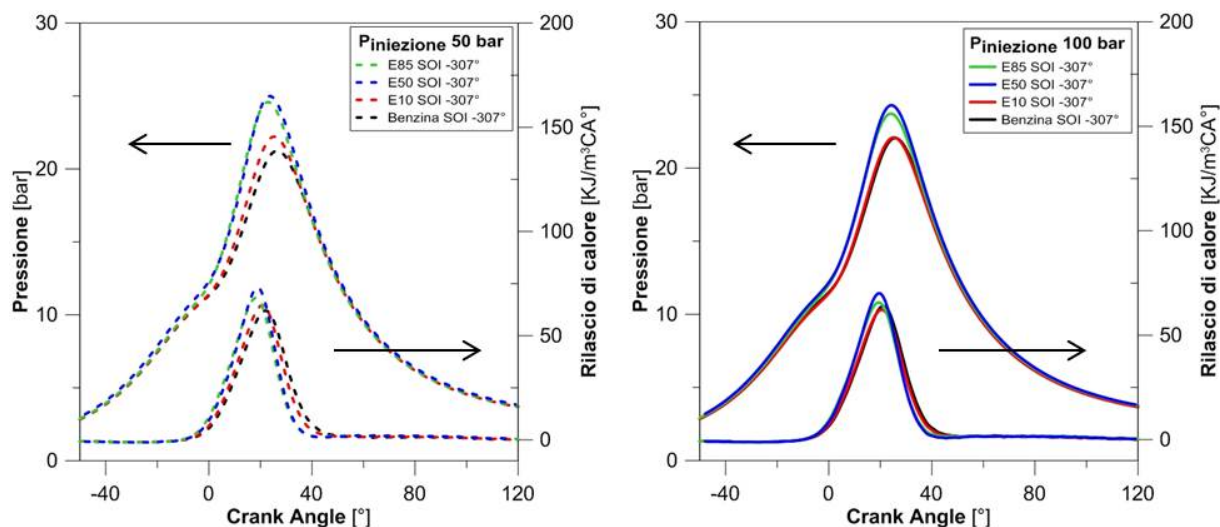
**Tabella 3. 8 Casi studio al variare della pressione di iniezione e della percentuale di etanolo a 1500 giri/min.**

Combustibile	DOI [ms]	P inj [bar]	SOI [CA]	SOS [CA]	IMEP [bar]	COV <sub>IMEP</sub> [%]	UHC [ppm]	FSN
Benzina	3,04	50	-307°	-19°	5,62	2,85	373	3,1
Benzina	2,22	100	-307°	-19°	5,63	2,81	342	2,9
E10	3,30	50	-307°	-19°	5,66	2,39	315	2,5
E10	2,32	100	-307°	-19°	5,64	2,44	374	3
E50	3,85	50	-307°	-19°	5,93	2,05	216	0,6
E50	2,76	100	-307°	-19°	6,02	1,9	235	1,1
E85	4,30	50	-307°	-19°	5,86	1,77	182	0,02
E85	3,16	100	-307°	-19°	5,90	1,99	173	0,05

L'analisi dei dati in Tabella 3. 8 e dei diagrammi di pressione e rilascio di calore in camera (Figura 3. 27), permette di affermare che la pressione di iniezione, nel range testato, non influenza in modo sostanziale le prestazioni in questa condizione operativa. L'IMEP così come il ciclo di pressione e di rilascio di calore per le diverse miscele al variare della pressione di iniezione sono, infatti, praticamente identici. Anche per quanto riguarda la variabilità ciclica e le emissioni di UHC e particolato (FSN) non si riscontrano variazioni apprezzabili con l'aumentare della pressione di iniezione da 50 a 100 bar.

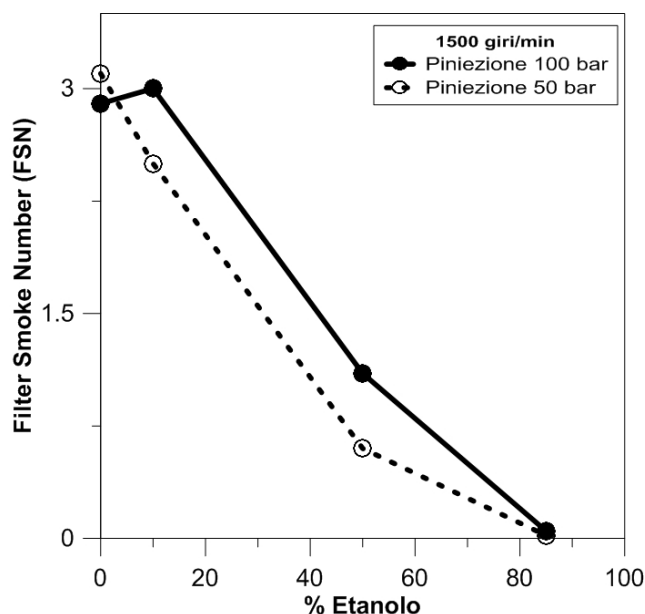
Variazioni molto più evidenti, delle prestazioni ed emissioni, sono invece rilevabili al variare della concentrazione di etanolo nella miscela. In particolare, l'IMEP aumenta all'aumentare della percentuale di etanolo, grazie sia alle migliori capacità refrigeranti dell'etanolo sia alla sua maggiore velocità laminare di fiamma. La variabilità ciclica migliora sensibilmente, anche del 35% tra la miscela E85 e la benzina commerciale, rispettivamente il caso migliore e quello peggiore. Il ciclo di pressione presenta un picco più alto ed una salita più ripida all'aumentare della quantità di etanolo in miscela, dovuti alla maggiore velocità di fiamma dell'etanolo rispetto alla benzina e probabilmente anche alla formazione di una miscela con caratteristiche migliori in termini di miscelazione, grazie alla sua maggiore volatilità.

Anche le emissioni di UHC e FSN diminuiscono in modo evidente al crescere della percentuale di etanolo nella miscela ad ulteriore conferma della migliore miscelazione ottenibile con l'etanolo rispetto alla benzina, in queste condizioni operative.



**Figura 3. 27** Pressione e rilascio di calore in camera al variare della percentuale di bio-etanolo per le strategie con pressione di iniezione di 50 bar (a sinistra) e 100 bar (a destra).

Questi dati confermano ciò che era stato già rilevato nella analisi di cui ai paragrafi precedenti, e cioè le interessanti proprietà dell'etanolo nella formazione della miscela in motori ad iniezione diretta; e quindi le sue ottime potenzialità in termini sia di miglioramento delle prestazioni (IMEP e CoV) sia di diminuzione delle emissioni allo scarico, in particolare di *soot* (cfr. Figura 3. 28)

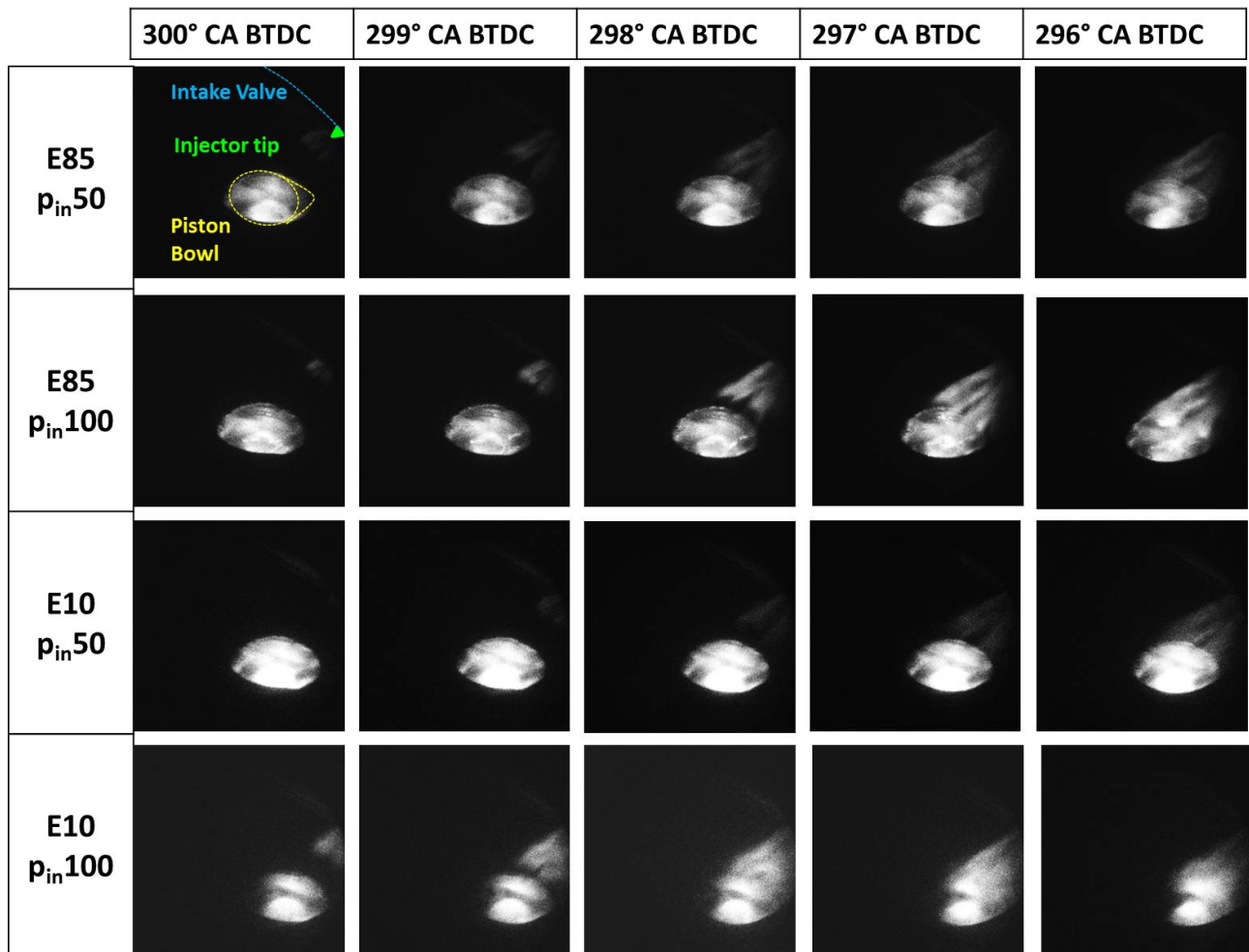


**Figura 3. 28** Andamento del FSN al variare del tenore di etanolo nella miscela per le due pressioni di iniezione.

La Figura 3. 28 schematizza la variazione del FSN rispetto alla quantità di etanolo nella miscela, per le due pressioni di iniezione testate. Come detto, la diminuzione dell'emissione di fumo è molto ben correlata, quasi linearmente, con la percentuale di etanolo e non dipende quasi per nulla dalla pressione di iniezione. In realtà queste considerazioni valgono ad eccezione della miscela al 10% di etanolo (E10). Nel caso E10,

infatti, con la pressione di iniezione maggiore (100 bar) non si verifica l'attesa diminuzione del FSN, ma addirittura un lievissimo incremento che, pur rientrando nell'incertezza della misura, suggerisce l'insorgenza di un fenomeno che peggiora il comportamento dell'E10, come mostrato più ampiamente nel seguito.

In queste condizioni operative sono state acquisite delle sequenze di immagini della fase di iniezione e della combustione mediante telecamera ICCD attraverso l'accesso ottico laterale. Per la fase di iniezione, l'accesso ottico dal basso è stato utilizzato per illuminare i getti grazie ad una intensa lampada stroboscopica sincronizzata con le acquisizioni.



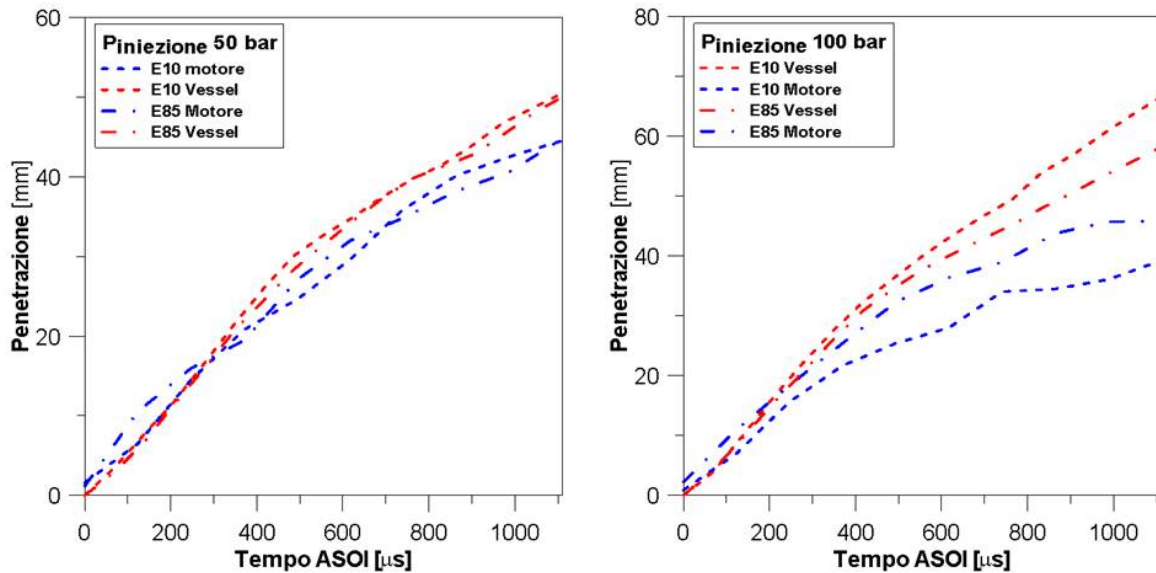
**Figura 3. 29** Selezione di immagini del getto acquisite con la telecamera ICCD dall'accesso ottico laterale per le condizioni E85 e E10 con le pressioni di iniezione di 50 e 100 bar.

La Figura 3. 29 mostra i getti per le condizioni E85 e E10 con le pressioni di iniezione di 50 e 100 bar. Si può notare come il combustibile vada ad impattare sul cielo del pistone per entrambe le miscele solo con pressione di iniezione di 100 bar.

L'analisi delle immagini permette di valutare la penetrazione del getto attraverso il trattamento dei fotogrammi già esposto in precedenza. In Figura 3. 30 sono state messe a confronto le penetrazioni per le miscele E10 e E85 con le due pressioni di iniezione valutate in camera di combustione con le penetrazioni dei getti nelle stesse condizioni ma in camera quiescente (*vessel*) a pressione e temperatura ambiente. Gli

andamenti della penetrazione sono presentati al variare del tempo a partire dall'inizio dell'iniezione (ASOI). In queste condizioni operative, 1500 giri/min, un angolo di manovella (CA) è equivalente a circa 111  $\mu$ s.

Nei diagrammi è possibile osservare un andamento della penetrazione inizialmente lineare seguita da un comportamento logaritmico. La tendenza è quella classica delle curve di penetrazione nelle quali all'inizio le forze inerziali superano la resistenza dei gas in camera mentre, in seguito la quantità di moto della massa di carburante diminuisce e l'effetto frenante dei gas rallenta la penetrazione del combustibile [107].



**Figura 3. 30 Penetrazioni dei getti per le miscele E10 e E85 con le pressioni di iniezione, rilevate in camera di combustione e in bomba quiescente.**

La maggiore pressione, pur consentendo una più rapida vaporizzazione, produce un aumento della penetrazione dei getti sia in camera quiescente sia in camera di combustione. Alla pressione di 50 bar le penetrazioni rilevate in camera di combustione e quiescente sono molto simili poiché le condizioni in camera durante l'iniezione sono vicine a quelle ambiente con pressione leggermente inferiore poiché la farfalla non è completamente aperta e l'E85 mostra delle penetrazioni leggermente maggiori rispetto all'E10. Alla pressione di 100 bar invece la tendenza cambia e l'E10 penetra maggiormente rispetto all'E85 nella camera quiescente. Nella camera di combustione invece, la penetrazione dell'E10 mostra un andamento irregolare che è molto probabilmente dovuto all'impatto del getto con il pistone che ne promuove il collasso grazie alle temperature superiori di tale superficie e alla rapida evaporazione dei componenti più leggeri della benzina. Questo impatto, come già detto, provoca però il formarsi di un film di combustibile liquido che bruciando sotto forma di fiamme diffuse è tra le principali fonti di emissione di UHC e particolato [51].

### 3.4.2 Influenza dell'anticipo di iniezione

Lo studio del comportamento delle miscele di etanolo e benzina è stato approfondito indagando, oltre all'influenza della pressione di iniezione, anche quella della variazione del SOI e quindi della strategia di iniezione. In particolare si è interessati a verificare le interessanti proprietà, in termini di miglioramento delle prestazioni e riduzione delle emissioni, mostrate dall'etanolo, sia in forma pura nelle condizioni a 1500 giri/min medio carico con miscele omogenee e stratificate (cfr. paragrafo 3.3.1), sia in miscela con benzina, al variare della pressione di iniezione ma con SOI fissato in condizioni di strategia anticipata (cfr. paragrafo 3.4.1).

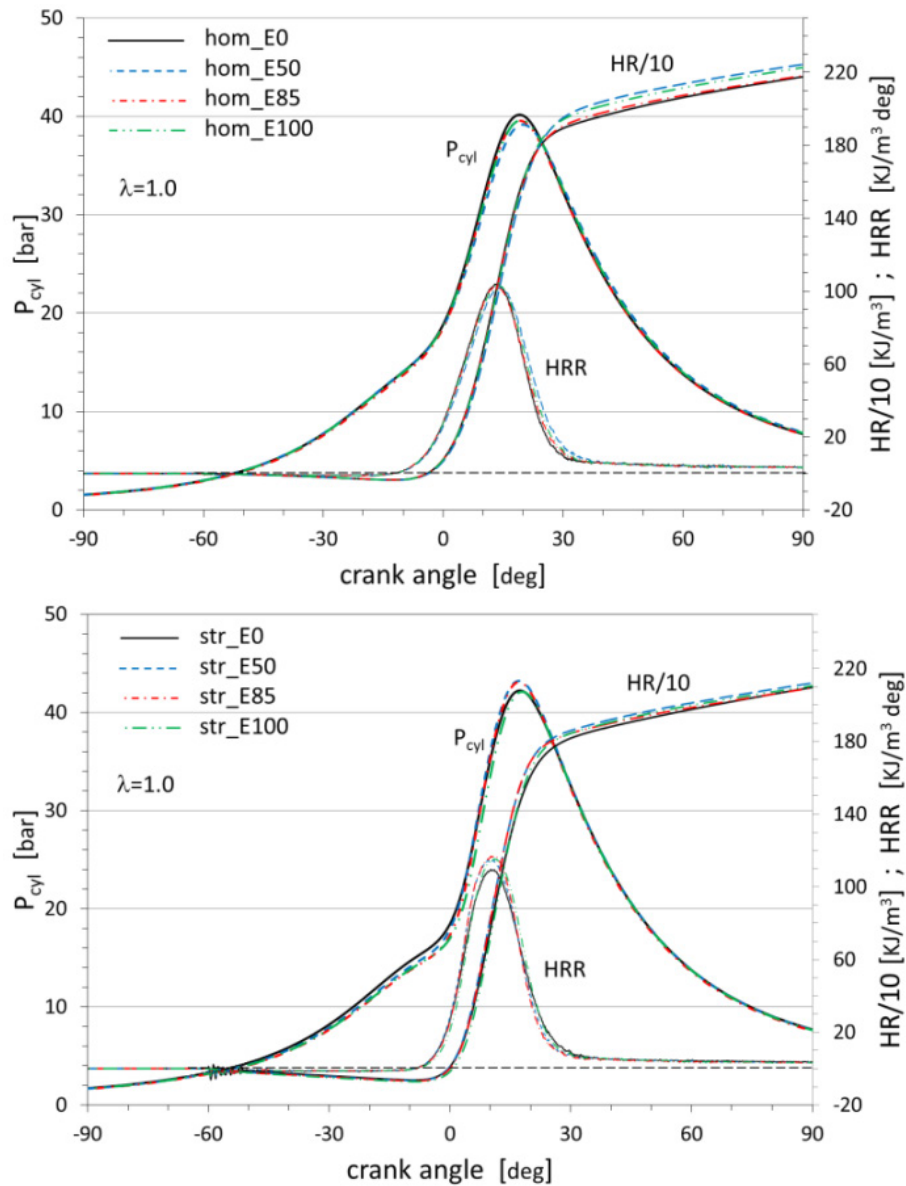
A tale scopo sono state condotte diverse analisi, in camera di combustione e allo scarico, testando le miscele al 50% e 85 % di etanolo, E50 e E85 rispettivamente, al regime di 1500 giri/min medio carico, con due diversi SOI, 307° e 73° CA BTDC che, come abbiamo visto, determinano la formazione di una carica omogenea e stratificata, rispettivamente. Gli altri parametri motoristici sono stati scelti al fine di ottenere un rapporto aria-combustibile stechiometrico misurato allo scarico e una coppia al freno il più possibile uguale, per le diverse miscele con le diverse strategie di iniezione. L'anticipo di accensione è stato ottimizzato per la benzina e fissato a 19° CA BTDC e 13° CA BTDC per l'iniezione anticipata e ritardata, rispettivamente, e mantenuto uguale per gli altri combustibili. La pressione di iniezione è di 150 bar in tutte le condizioni.

**Tabella 3. 9 Casi studio per le miscele etanolo benzina a 1500 giri/min al variare della strategia di iniezione**

Caso studio	Combustibile	Strategia iniezione	SOI [CA]	SOS [CA]	IMEP [bar]	CoV IMEP [%]	UHC [ppm]	FSN
hom_E0	Benzina	Anticipata	-307°	-19°	6,3	3,2	134	0,65
hom_E50	50% etanolo	Anticipata	-307°	-19°	6,1	3,0	130	0,55
hom_E85	85% etanolo	Anticipata	-307°	-19°	6,2	3,6	132	0,21
hom_E100	Etanolo	Anticipata	-307°	-19°	6,6	3,7	167	0,25
str_E0	Benzina	Ritardata	-73°	-13°	6,8	2,7	375	1,2
str_E50	50% etanolo	Ritardata	-73°	-13°	6,5	2,8	291	2,1
str_E85	85% etanolo	Ritardata	-73°	-13°	6,4	2,8	179	0,73
str_E100	Etanolo	Ritardata	-73°	-13°	6,4	3,0	199	0,28

L'analisi del ciclo di pressione e dei parametri termodinamici derivati permette di confermare alcune delle considerazioni fatte in precedenza. In particolare, in questa condizione di funzionamento del motore a 1500 giri/min medio carico, l'IMEP è molto simile per la scelta di fissare la coppia al freno a circa 110 Nm, e il ciclo di pressione non è influenzato in modo significativo dalla percentuale di etanolo in miscela. Inoltre, mentre nelle condizioni con iniezione anticipata la velocità di combustione è in sostanza indistinguibile e si ottiene un picco di pressione lievemente superiore per la benzina non additivata cfr. (Figura 3. 31), nelle condizioni con iniezione ritardata, la tendenza si inverte e il picco di pressione maggiore è raggiunto dalle miscele grazie ad una velocità di combustione lievemente superiore. In ogni caso, come già verificato in precedenza, la condizione con iniezione ritardata a 73° CA BTDC, determina combustioni più rapide nelle prime fasi per tutti i combustibili testati, come si può desumere dalla pendenza superiore della curva della velocità di rilascio del calore (RHR) e del suo integrale (HR) in Figura 3. 31. Questo è molto probabilmente

dovuto, come già ampiamente spiegato, ad una distribuzione di  $\lambda$  non omogenea ma più ricca nella zona di formazione del *kernel* e della propagazione iniziale del fronte di fiamma, a conferma del corretto grado di stratificazione ottenuto con il SOI scelto.

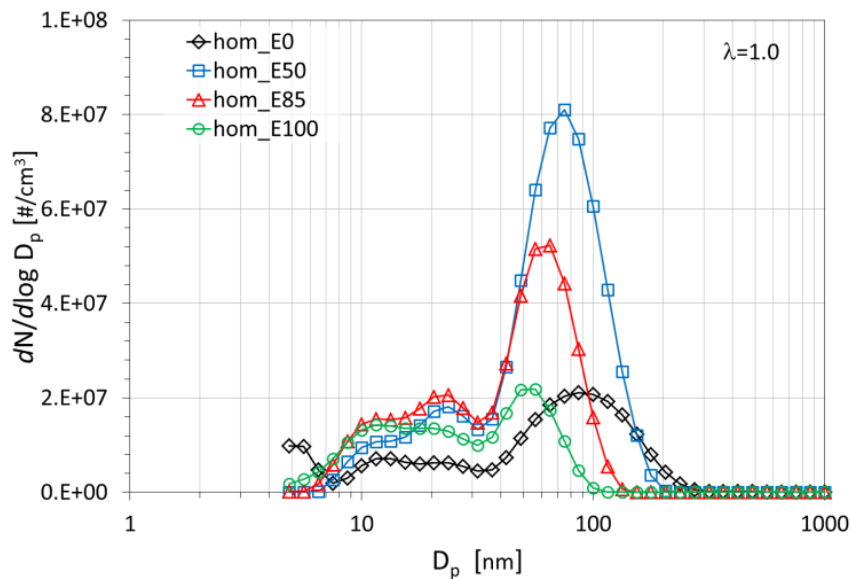


**Figura 3. 31** Pressione, rilascio di calore e integrale del rilascio di calore in camera per le miscele testate con le due diverse strategie di iniezione.

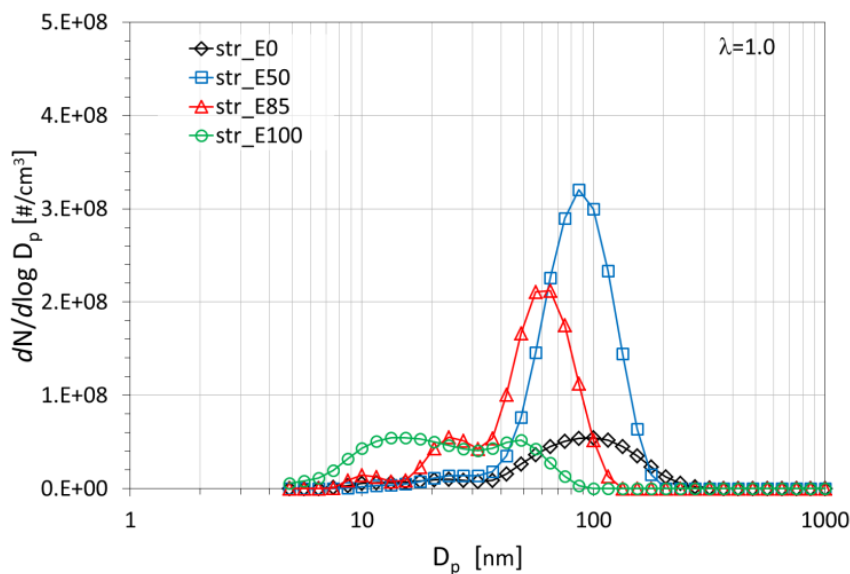
Per quanto riguarda le emissioni, per tutti i combustibili è evidente l'aumento di UHC e fumosità (FSN) con il passaggio dalla strategia di iniezione anticipata a quella ritardata, (cfr. Tabella 3. 9). Più in dettaglio, nella condizione con miscela omogenea, la benzina e le miscele E50 ed E85 mostrano emissioni di UHC molto simili, mentre l'etanolo puro E0 emette più idrocarburi incombusti. Come già discusso nel paragrafo 3.3.1 e mostrato in Figura 3. 21, ciò potrebbe essere dovuto a un maggior effetto di *impingement* del getto di etanolo sul pistone in queste condizioni rispetto alla benzina. Nonostante questo, le emissioni di particolato, invece, seguono un chiaro trend e diminuiscono all'aumentare della concentrazione di etanolo nella miscela, a conferma della caratteristica intrinseca dell'etanolo, in quanto combustibile ossigenato, di formare meno particolato pur bruciando in modo diffusivo.

Nella condizione con miscela stratificata, le emissioni di UHC diminuiscono all'aumentare della quantità di etanolo in miscela. In questo caso tutti i combustibili impattano sul pistone e quindi prevalgono le caratteristiche dell'etanolo di riuscire ad evaporare, in certe condizioni, meglio rispetto ai componenti più pesanti della benzina. Le emissioni di particolato mostrano invece un comportamento singolare poiché, contrariamente alla condizione con iniezione anticipata, nel caso di miscela stratificata, la maggiore quantità di fumo è emessa dalla miscela al 50% di etanolo.

Una più approfondita caratterizzazione delle emissioni di particolato (PM) allo scarico è stata condotta con il DMS550. Le distribuzioni delle dimensioni delle particelle emesse allo scarico nelle condizioni con iniezione anticipata e ritardata, sono mostrate rispettivamente in Figura 3. 32 e Figura 3. 33 per tutti i casi di Tabella 3. 9.



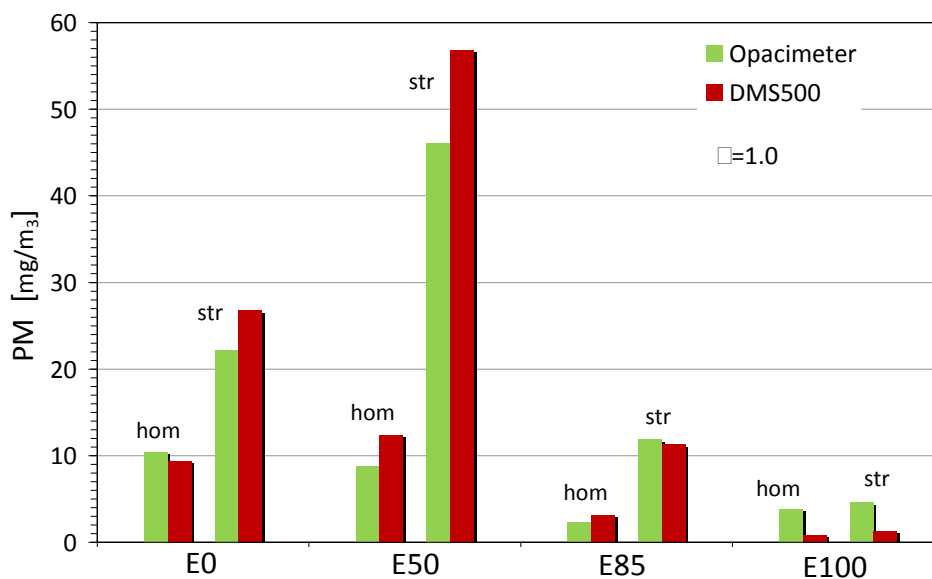
**Figura 3. 32** Distribuzione delle dimensioni delle particelle misurata con il DMS550 allo scarico per le miscele testate nelle condizioni di carica omogenea stechiometrica a 1500 giri/min medio carico.



**Figura 3. 33** Distribuzione delle dimensioni delle particelle misurata con il DMS550 allo scarico per le miscele testate nelle condizioni di carica stratificata stechiometrica a 1500 giri/min medio carico.



La distribuzione granulometrica appare bimodale qualunque sia il combustibile e la strategia di iniezione. Come già discusso nel paragrafo 3.3.1, per i combustibili “puri” la nucleazione è centrata circa sui 10-20 nm. Per la benzina, il modo di accumulo domina notevolmente la distribuzione della dimensione delle particelle ed è centrata su 100 nm; per l’etanolo, le concentrazioni in numero delle due modalità sono comparabili, e l’accumulo ha una ampiezza minore ed è centrato su un diametro medio inferiore rispetto alla benzina pari a circa 60 nm. Quindi il diametro medio e l’ampiezza della distribuzione granulometrica sembra dipendere dalle proprietà del combustibile, sia nel modo di nucleazione sia di accumulo. La strategia di iniezione, invece, influenza fortemente il numero di particelle e quindi la massa totale di particolato (PM). In altre parole, si può affermare che la formazione di particelle è guidata dalle proprietà del combustibile, mentre il grado di formazione di particelle dipende essenzialmente dalla strategia di iniezione di combustibile. Un comportamento singolare si osserva, invece, nella distribuzione dimensionale delle particelle emesse dalle miscele di benzina ed etanolo. All’aumentare del tenore di etanolo, la dimensione medie delle particelle diminuisce nel modo di accumulo ed aumenta per la nucleazione, ma il motore emette un numero totale di particelle molto alto. Questa considerazione vale sia per la strategia con iniezione anticipata sia ritardata, anche se per la condizione a carica stratificata l’effetto è molto più evidente e l’E50 diventa di gran lunga il combustibile che emette la maggiore quantità di particolato, come risulta evidente in Figura 3. 34.



**Figura 3. 34 Concentrazione in massa di particolato allo scarico (PM) per le miscele testate nelle condizioni di carica omogenea e stratificata stechiometrica a 1500 giri/min medio carico.**

Nel grafico sono riportate le concentrazioni di PM stimate a partire dalle misure del DMS550 e dell’opacimetro. Le due misure sono in buon accordo tra loro e, se pur con differenze più o meno lievi a seconda della miscela o della strategia di iniezione, permettono di affermare che si rileva una diminuzione di PM allo scarico per l’etanolo puro e per l’E85 per entrambe le strategie di iniezione, come tra l’altro ci si aspettava. Mentre la miscela al 50% emette la maggiore quantità di particolato, sia con carica omogenea, anche se l’aumento è di lieve entità, sia stratificata.

Questo effetto potrebbe essere spiegato tenendo conto delle proprietà delle miscele in termini di volatilità. L'aggiunta di etanolo alla benzina influenza significativamente la pressione di vapore del combustibile e la sua curva di distillazione [106][108]. L'etanolo costituisce azeotropi positivi con i composti più leggeri della benzina, che determinano una maggiore volatilità di miscele rispetto alla benzina di partenza, e il massimo effetto è osservato per miscele al 50% [108]. Inoltre, durante l'evaporazione, l'etanolo è concentrato principalmente nelle frazioni più leggere [109]. Questo può influenzare profondamente la combustione diffusiva controllata delle goccioline di combustibile e, soprattutto, dei depositi di combustibile. L'evaporazione di composti più leggeri di benzina è notevolmente migliorata aggiungendo etanolo, e man mano che l'evaporazione prosegue il combustibile residuo sarà costituito principalmente da idrocarburi più pesanti e quindi maggiormente soggetti alla formazione di soot. All'aumentare della quantità di etanolo, inoltre, le proprietà refrigeranti della miscela aumentano, favorendo il riempimento del cilindro e l'efficienza di compressione ma abbassando le temperature medie in camera. Quindi, poiché il combustibile depositato brucia durante le fasi finali della propagazione della fiamma e la corsa di espansione, cioè quando la temperatura della camera è relativamente bassa, possono anche verificarsi fenomeni di *quenching* della fiamma [110]. Pertanto, si può affermare che l'aggiunta di etanolo potrebbe creare condizioni estremamente favorevoli per la formazione di particolato a partire dai composti pesanti della benzina a seconda delle condizioni operative e quindi dello stato termo-fluidodinamico in camera di combustione. Questo effetto è esaltato, inoltre, dai tempi limitati per l'evaporazione e il mescolamento e dagli effetti di *impingement* dei getti e quindi in condizioni di iniezioni ritardate, utilizzate per la formazione di miscele stratificate, specialmente in motori DISI di tipologia prettamente *wall guided*.

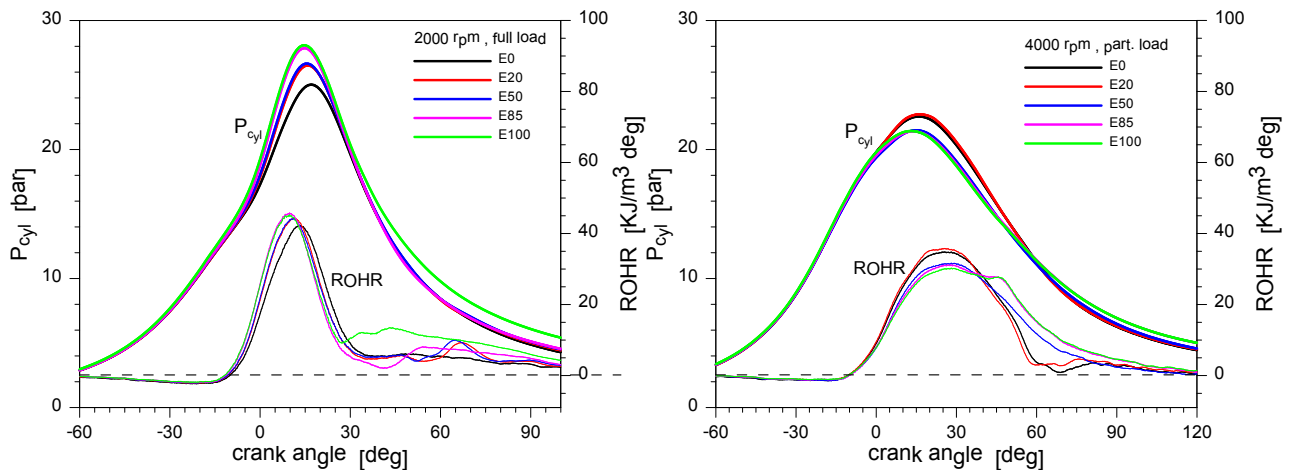
Ad ulteriore conferma di queste considerazioni, si riporta una breve sintesi di una parte dell'attività svolta durante il dottorato con un altro motore DISI, in questo caso monocilindrico e di piccola cilindrata, [64][111][112]. Miscela a diverso tenore di etanolo sono state testate in due condizioni di funzionamento del motore, simili a quelle studiate nel pluri-cilindro a 1500 giri/min e scelte come rappresentative delle condizioni urbane di funzionamento del motociclo: 2000 giri/min a pieno carico e 4000 giri/min a carico parziale. La DOI è stata scelta opportunamente in modo da ottenere un  $\lambda$  stechiometrico in ogni condizione. Il SOI è stato variato a seconda del combustibile in modo da avere la stessa intervallo temporale tra la fine dell'iniezione (EOI) e il SOS. L'anticipo di accensione è stato ottimizzato con la benzina e mantenuto fisso per gli altri combustibili. I principali parametri che descrivono le condizioni motoristiche per i diversi casi studio sono riassunti nella Tabella 3. 10.

Gli effetti dell'aggiunta di etanolo dipendono fortemente dalle condizioni di funzionamento del motore. A bassa velocità del motore e a pieno carico, il picco di pressione e l'IMEP (Tabella 3. 10) aumentano con la percentuale di etanolo nella miscela, evidenziando l'aumento del rendimento volumetrico del motore a causa di un migliore raffreddamento dell'aria aspirata e una maggiore velocità di combustione confermata dalla velocità di rilascio del calore mostrata in Figura 3. 35. In aggiunta, una fase marcata di combustione diffusiva è chiaramente osservabile per l'etanolo puro. A 4000 giri/min e carico parziale, la fase

di combustione principale è migliore per la benzina e per la miscela con la minore percentuale di etanolo (E20), mentre la fase diffusiva diventa sempre più rilevante con l'aumento della percentuale di etanolo nella miscela.

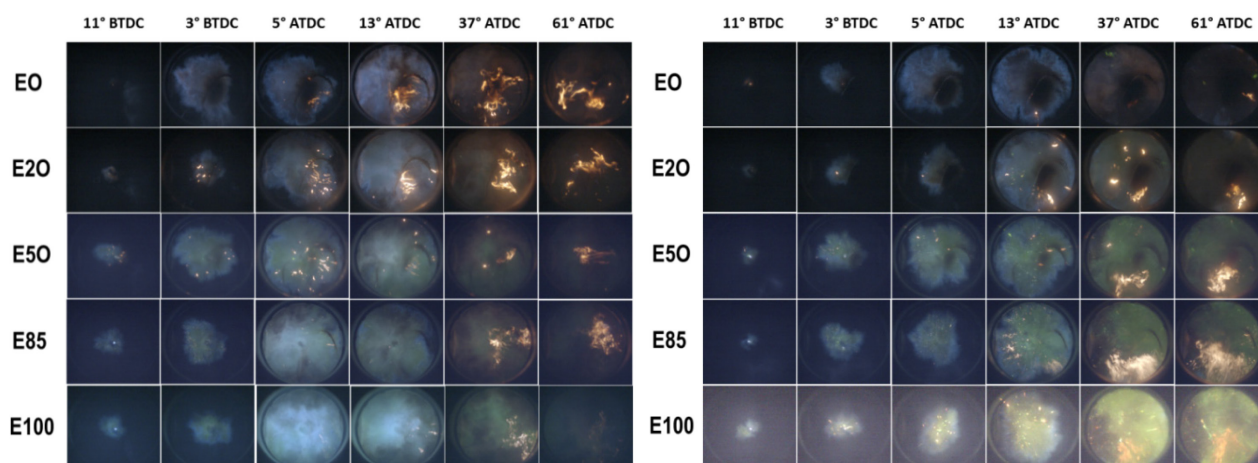
**Tabella 3. 10 Condizioni operative testate con il motore DISI di piccola cilindrata.**

Combustibile	[Giri/min]	Carico	SOS [cad]	EOI [cad]	DOI [cad]	IMEP [bar]	CoV IMEP [%]
E0	2000	Pieno	-21	-150	29,8	4,9	2,5
E20	2000	Pieno	-21	-150	33,5	5,1	3,0
E50	2000	Pieno	-21	-150	38	5,2	2,5
E85	2000	Pieno	-21	-150	45,2	5,2	1,9
E100	2000	Pieno	-21	-150	45,9	6,1	1,9
E0	4000	Parziale	-21	-250	60,8	5,7	6,5
E20	4000	Parziale	-21	-250	66	5,7	6,3
E50	4000	Parziale	-21	-250	72,9	5,6	8,5
E85	4000	Parziale	-21	-250	83,9	5,9	8,1
E100	4000	Parziale	-21	-250	89,8	5,8	8,6



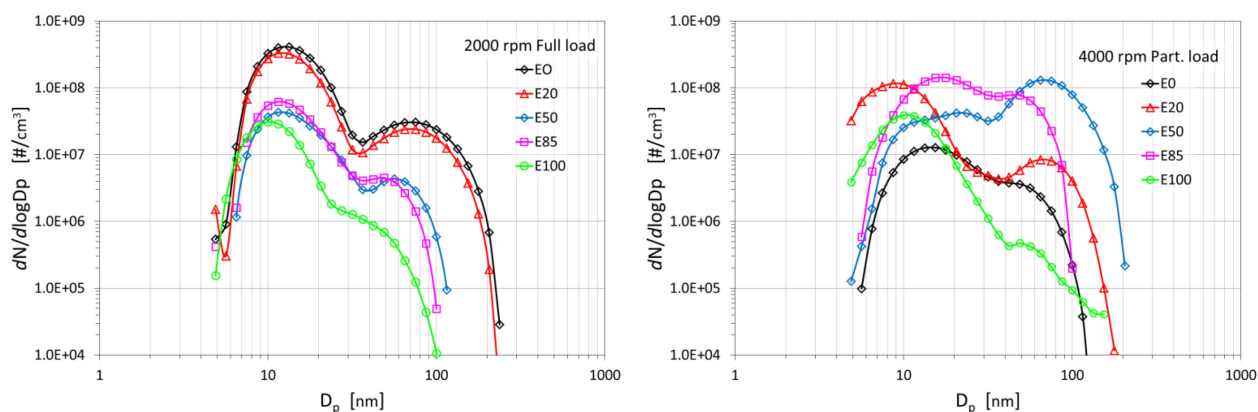
**Figura 3. 35 Pressione e rilascio del calore a 2000 giri a pieno carico (sn) e 4000giri/min carico parziale (dx) relativi ai casi di Tabella 3. 10**

Questo comportamento è dovuto ad una grande quantità di combustibile che brucia in modo diffusivo nelle fasi finali della combustione, con efficienza inferiore per le miscele di etanolo a percentuale maggiori (E50 ed E85), come conferma l'analisi delle immagini acquisite in camera di combustione (Figura 3. 36). A 2000 giri/min pieno carico, la fiamma è più intensa e luminosa per la benzina ad indicare un più alto tasso di formazione di soot. All'aumentare del contenuto di etanolo, può essere osservata una progressiva diminuzione della ampiezza e luminosità delle fiamme diffuse. Per l'etanolo puro la luminosità della fiamma è molto più bassa durante la fase di espansione. A 4000 giri/min e carico parziale, le miscele E50 e E85 mostrano le fiamme più ampie e più intense dovute alla combustione dei depositi di combustibile liquido sulla testa del pistone.



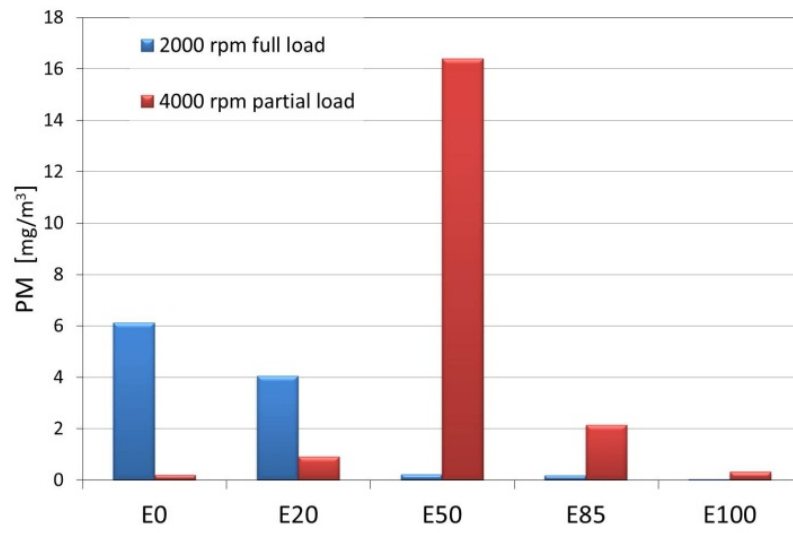
**Figura 3. 36 Selezione di immagini della combustione per i combustibili testati a 2000 giri/min pieno carico (sn) e 4000giri/min carico parziale (dx)**

Queste considerazioni sono in ottimo accordo con le misure di particolato, sia in termini di quantità sia di distribuzione delle dimensioni, misurato allo scarico con il DMS. A 2000 giri/min pieno carico, il modo di nucleazione domina ampiamente e la distribuzione della dimensione delle particelle è centrata intorno ai 10-15 nm. La dimensione media e la concentrazione del numero di particelle nella modalità di accumulazione diminuisce quasi linearmente in funzione della percentuale di etanolo nella miscela. Questo è coerente con la molto più bassa tendenza dei composti ossigenati alla formazione di particolato, come ampiamente riportato in letteratura e mostrato anche dagli esperimenti nel motore pluri-cilindro dal confronto tra benzina ed etanolo puro, descritto in precedenza.



**Figura 3. 37 Distribuzione granulometrica del particolato allo scarico per i combustibili testati a 2000 giri a pieno carico (in alto) e 4000giri/min carico parziale (in basso).**

A 4000 giri/min carico parziale, invece, il particolato misurato allo scarico non segue questo comportamento lineare, e il motore alimentato con miscele di etanolo emette molte particelle nella modalità di accumulo e con dimensioni maggiori rispetto alla benzina). Quindi, si può affermare che l'aggiunta di etanolo crea condizioni estremamente favorevoli per la formazione di particelle di soot dai composti pesanti della benzina. Questi risultati suggeriscono che gli effetti dell'etanolo sulla formazione di particolato sono fortemente influenzati dal meccanismo di formazione della miscela in camera e quindi dal regime di funzionamento del motore. Come mostra l'andamento della concentrazione totale in massa di particolato, calcolata dai dati DMS500 e riportata in Figura 3.



**Figura 3** Concentrazione di PM allo scarico a 2000 giri/min a pieno carico e 4000 giri/min carico parziale per il motore ottico monocilindrico

## CONCLUSIONI

Da anni l'iniezione diretta nei motori ad accensione comandata è considerata una tecnologia molto promettente nella ricerca delle migliori prestazioni e delle minori emissioni in campo *automotive*, ma non ha ancora permesso di conseguire completamente tali obiettivi, specialmente per la varietà e complessità dei parametri, sia progettuali sia operativi, che ne determinano il comportamento. Ognuno di questi parametri richiede un'accurata ottimizzazione, che non può prescindere da una conoscenza approfondita dei fenomeni che evolvono in camera di combustione.

Per questi motivi, il presente lavoro di tesi ha riguardato lo studio dei processi di formazione della miscela e della combustione in motori ad accensione comandata ed iniezione diretta, condotto mediante tecniche di diagnostica convenzionali e non convenzionali, in particolare ottiche ad alta risoluzione spaziale e temporale.

A questo scopo è stato realizzato e messo a punto un motore otticamente accessibile pluricilindrico, derivato da un motore commerciale ad iniezione diretta, dotato di due accessi ottici, pensato e progettato con l'intenzione di mantenere il più possibile invariate le caratteristiche del motore reale e in particolare la geometria della camera di combustione. Aver realizzato un motore ottico 4-cilindri, contrariamente ai classici monocilindrici, permette di rendere il sistema più simile ad un motore reale in termini di configurazione termo-fluidodinamica e di ottenere dati più attendibili anche riguardo le emissioni allo scarico. Perciò, esso rappresenta uno strumento di indagine che permette di fornire una visione dettagliata dei processi che avvengono nel cilindro, anche al fine di promuovere lo sviluppo e validare modelli di calcolo CFD.

Il primo dei due accessi ottici è stato ricavato nella testa del pistone e ha reso necessario modificare in modo sostanziale la struttura del motore mediante l'interposizione tra basamento e testata di una serie di componenti appositamente progettati. Questi elementi hanno la funzione di creare lo spazio necessario all'inserimento di uno specchio a 45° che permette la visualizzazione dal basso della camera di combustione e consentono di configurare l'assemblaggio del complessivo in modo da favorire e semplificare le frequenti operazioni di manutenzione di cui necessita. Inoltre, è stato inevitabile riprogettare il pistone, che è stato anch'esso allungato e fornito di una finestra trasparente in corrispondenza della *bowl*. Questa configurazione ha il grande pregio di non modificare quasi per nulla la geometria della camera di combustione, che partecipa in modo sostanziale alla formazione della miscela stratificata, ma ha il difetto di fornire una visuale ristretta, adeguata alla visualizzazione della formazione della miscela e delle prime fasi di accensione e di propagazione della fiamma ma insufficiente per seguire tale propagazione sino agli stadi finali.

Il secondo accesso ottico è stato realizzato inserendo un endoscopio rigido in fibra ottica, opportunamente protetto e raffreddato, attraverso la testata del motore ed affacciato in camera di combustione. L'endoscopio è stato posizionato in modo da offrire una vista laterale della camera di combustione rispetto al piano individuato dall'iniettore e dalla candela, quindi del moto di *tumble*, e perciò integra e completa l'accesso ottico dal basso.

Il motore progettato, grazie all'utilizzo combinato dei due accessi ottici, ha permesso di condurre una campagna di prove sperimentali rivolta allo studio della preparazione della miscela e della combustione, con particolare riferimento alla formazione della miscela stratificata e all'utilizzo di bio-etanolo in forma pura e in miscela con la benzina commerciale. In particolare, è stato dato grande risalto al regime di minimo a 1000 giri/min; importante poiché parte integrante del ciclo di omologazione NEDC (New European Driving Cycle) nella fase di ciclo urbano e, inoltre, caratterizzato da grande variabilità ciclica e perciò interessante sia per la guidabilità sia per l'efficienza. In questa condizione operativa sono state valutate le prestazioni ed emissioni al variare dell'anticipo di iniezione, che ha permesso di individuare due intervalli di funzionamento ottimali in condizioni di miscela omogenea e stratificata. L'indagine è stata approfondita grazie a tecniche di diagnostica ottica che hanno permesso di visualizzare il getto di combustibile nelle diverse condizioni e seguire l'evoluzione del fronte di fiamma, valutandone anche la velocità di propagazione. In questo modo, è stato anche possibile approfondire, grazie ad una sinergica attività combinata numerica e sperimentale, la comprensione dei fenomeni che occorrono in questa condizione motoristica, fortemente influenzata dalla ridotta velocità del motore, dalla bassa turbolenza in camera di combustione e dalla pressione di iniezione vicina ai valori minimi consentiti dal sistema. Attraverso la metodologia utilizzata sono state analizzate le prestazioni motoristiche, la variabilità ciclica e le emissioni inquinanti, al fine di evidenziare eventuali correlazioni tra cause ed effetti. In particolare, è stato osservato che l'instabilità di tale condizione operativa è strettamente correlata alla bassa turbolenza, che risulta maggiore per le condizioni con iniezione ritardata, e alla distribuzione del rapporto aria-combustibile molto più favorevole all'inizio della combustione e alla propagazione della fiamma, specialmente nella regione in prossimità degli elettrodi. Inoltre, è stata trovata una buona correlazione tra l'aumento delle emissioni di idrocarburi incombusti e di particolato, misurate nelle condizioni con miscela stratificata, e i depositi sul pistone e sulla testata calcolate tramite il modello CFD.

In questa stessa condizione è stato anche analizzato il comportamento del bio-etanolo puro, che ha mostrato ottime caratteristiche specialmente nella preparazione della miscela stratificata, riducendo la variabilità ciclica e le emissioni degli inquinanti quali gli idrocarburi incombusti e il particolato.

E' stato, inoltre, analizzato un altro regime di funzionamento a 1500 giri/min medio carico, anch'esso rilevante nel ciclo di guida urbano e rispetto al funzionamento con miscela stratificata. In queste condizioni la visualizzazione della combustione ha mostrato la grande differenza nell'avanzamento del fronte di fiamma al variare della strategia di iniezione da anticipata a ritardata. In particolare, con l'iniezione anticipata, grazie alla formazione della miscela omogenea il fronte di fiamma avanza in modo quasi simmetrico e sferico a partire dagli elettrodi della candela, con l'iniezione ritardata la fiamma ha una direzione preferenziale, verso l'iniettore nella zona dove si è ottenuta la miscela con il giusto grado di stratificazione. La velocità di propagazione della fiamma, ottenuta dalle immagini acquisite direttamente in camera, è maggiore nelle condizioni di carica stratificata molto probabilmente grazie ad un rapporto aria-combustibile più favorevole; cioè più ricco nella zona di accensione e nelle prime fasi della propagazione della fiamma. Il meccanismo di formazione della miscela stratificata, d'altro canto, produce un aumento delle emissioni di UHC e particolato.

L'uso dell'etanolo puro, anche a 1500 giri/min medio carico, ha ancora una volta mostrato un effetto benefico rispetto alla formazione di *soot* di questo combustibile ossigenato, che abbassa notevolmente la quantità totale di particolato emesso anche in condizioni di miscela stratificata. Dal punto di vista delle prestazioni, se nella condizione al minimo l'etanolo aveva prodotto anche un miglioramento della variabilità ciclica e in generale della combustione, in questa condizione di carico le differenti proprietà chimico-fisiche dei due combustibili non hanno dato vita a differenze evidenti nelle prestazioni e nella formazione della miscela, molto probabilmente a causa della prevalenza delle condizioni termo-fluidodinamiche in camera rispetto alle proprietà del combustibile.

Considerando che, a tutt'oggi, l'etanolo non è utilizzato in forma pura ma principalmente in miscela con la benzina, sono state condotte altre analisi, testando miscele a diverso tenore di etanolo al variare della pressione di iniezione e della strategia di iniezione. I risultati ottenuti hanno evidenziato, in particolare, la forte dipendenza dalla quantità di etanolo, specialmente per miscele intorno al 50% per le quali non si sono trovati molti dati di letteratura, rispetto all'emissione di particolato. In particolare, è stato possibile affermare che l'aggiunta di etanolo potrebbe creare condizioni estremamente favorevoli per la formazione di particolato a partire dai composti pesanti della benzina. Inoltre, questo effetto sembra esaltato dai tempi limitati per l'evaporazione e il mescolamento e dagli effetti di *impingement* dei getti e quindi, per esempio, in condizioni di iniezioni ritardate utilizzate per la formazione di miscele stratificate specialmente in motori DISI di tipologia prettamente *wall guided*. Tali considerazioni sono state verificate anche in altre condizioni operative e in un altro motore otticamente accessibile mono-cilindrico DISI di piccola cilindrata.

In sintesi, l'attività di dottorato, ha fornito uno strumento di indagine utile alla comprensione dei fenomeni che evolvono nella camera di combustione di un motore DISI con caratteristiche molto vicine a quelle di un motore commerciale. Strumento che ha dato conferma della grande dipendenza delle prestazioni dei motori DISI, in termini sia di efficienza che di emissioni, al variare della condizione operativa e quindi dello stato termo-fluidodinamico in camera di combustione, e anche delle caratteristiche del combustibile, evidenziando ancor di più l'importanza dell'ottimizzazione delle geometrie e del sistema di iniezione, specialmente quando si utilizzano miscele di combustibili con proprietà differenti e strategie di formazione della miscela stratificata. Questi dati, inoltre, mostrano come le caratteristiche chimico-fisiche del combustibile stesso giocano un ruolo importante nella formazione di particolato allo scarico di motori ad iniezione diretta, e quindi l'importanza della ottimizzazione congiunta dei sistemi, delle strategie di iniezione e della composizione del combustibile, nell'ottica di riduzione delle emissioni, condotta anche grazie a tecniche di diagnostica ottica in camera di combustione e in stretta collaborazione con la modellazione fluidodinamica 3-dimensionale.



## Appendice A

### Pirometria a due colori

La pirometria a due colori permette di valutare la temperatura di fiamma e la concentrazione di *soot* in camera di combustione, rilevando la radiazione termica della fiamma a due differenti lunghezze d'onda. Bisogna precisare che durante la combustione in camera sono presenti sia particelle solide di *soot* che prodotti gassosi delle reazioni, e con la pirometria a due colori si misura la temperatura delle particelle di *soot* ma non quella dei gas della combustione che non è direttamente misurabile. In ogni caso la differenza tra le due temperature è trascurabile (<1K) quando il gas e le particelle di *soot* hanno raggiunto l'equilibrio termico, condizione che all'interno del cilindro viene raggiunta in  $10^{-5}$ - $10^{-6}$  secondi. Quindi si può assumere che le particelle di *soot* ed i gas combusti hanno approssimativamente la stessa temperatura. [13]

La metodologia parte dalla considerazione che l'intensità della radiazione del corpo nero varia con la lunghezza d'onda e dipende dalla temperatura dello stesso, secondo la legge di Planck:

$$E_{b,\lambda}(T) = \frac{C_1}{\lambda^5 \left[ e^{(C_2/\lambda T)} - 1 \right]} \quad (1)$$

Dove:

$E_{b,\lambda}$ =potenza di emissione monocromatica di un corpo nero a temperatura T [ $Wm^3$ ]

$\lambda$ = lunghezza d'onda [ $\mu m$ ]

T=temperatura [K]

$C_1$ =prima costante di Planck =  $3,7418 \times 10^{-16} Wm^2$

$C_2$ =seconda costante di Planck =  $1,4388 \times 10^{-2} mK$

L'emissività monocromatica di un corpo non nero è definita come:

$$\varepsilon_\lambda = \frac{E_\lambda(T)}{E_{b,\lambda}(T)} \quad (2)$$

dove  $E_\lambda(T)$  e  $E_{b,\lambda}(T)$  sono le potenze emissive monocromatiche rispettivamente di un corpo qualunque e di uno nero alla stessa temperatura ed alla stessa lunghezza d'onda. In altre parole  $\varepsilon_\lambda$  è la frazione della radiazione di un corpo nero emessa da una superficie alla lunghezza d'onda  $\lambda$ . Introducendo una temperatura apparente  $T_a$ , definita come la temperatura del corpo nero che emette la stessa intensità di radiazione di un corpo qualunque alla temperatura T:

$$E_{b,\lambda}(T_a) = E_\lambda(T) \quad (3)$$

E combinando l'equazione dell'emissività monocromatica con quella della temperatura apparente, si ha:

$$\varepsilon_{\lambda} = \frac{E_{b,\lambda}(T_a)}{E_{b,\lambda}(T)} \quad (4)$$

che combinata con l'equazione di Planck diventa:

$$\varepsilon_{\lambda} = \frac{e^{C_2/\lambda T} - 1}{e^{C_2/\lambda T_a} - 1} \quad (5)$$

in pratica per le particelle di soot,  $\varepsilon_{\lambda}$  è stimata usando la correlazione sperimentale di Hottel e Broughton [113],

$$\varepsilon_{\lambda} = 1 - e^{(-KL/\lambda^{\alpha})} \quad (6)$$

dove

K= coefficiente di assorbimento proporzionale alla densità delle particelle

L= spessore della fiamma nella direzione dell'asse ottico del sistema di acquisizione.

Il valore del parametro  $\alpha$  dipende dalle proprietà fisiche ed ottiche del soot nella fiamma. Matsui et al. [114] eseguirono degli studi per convalidare queste correlazioni misurando simultaneamente l'emissività del soot a tre lunghezze d'onda e conclusero che almeno nel range visibile la relazione tra emissività e lunghezza d'onda è corretta.

Dalle relazioni precedenti si ha:

$$KL = -\lambda^{\alpha} \ln \left[ 1 - \left( \frac{e^{C_2/\lambda T} - 1}{e^{C_2/\lambda T_a} - 1} \right) \right] \quad (7)$$

Il prodotto incognito KL può essere eliminato riscrivendo questa equazione per due lunghezze d'onda  $\lambda_1$  e  $\lambda_2$ , si ottiene:

$$\left[ 1 - \left( \frac{e^{C_2/\lambda_1 T} - 1}{e^{C_2/\lambda_1 T_{a1}} - 1} \right) \right]^{\lambda_1^{\alpha}} = \left[ 1 - \left( \frac{e^{C_2/\lambda_2 T} - 1}{e^{C_2/\lambda_2 T_{a2}} - 1} \right) \right]^{\lambda_2^{\alpha}} \quad (8)$$

La temperatura di fiamma T è indipendente dalla lunghezza d'onda, mentre la temperatura apparente  $T_a$  e il coefficiente  $\alpha$  variano con  $\lambda$ . L'ultima equazione può essere risolta rispetto alla temperatura T fornendo le temperature apparenti della fiamma  $T_{a1}$  e  $T_{a2}$  alle due lunghezze d'onda  $\lambda_1$  e  $\lambda_2$ .

Dal punto di vista sperimentale si opera misurando prima la radiazione emessa dalla fiamma a due lunghezze d'onda e comparando la radiazione di corpo nero di una sorgente campione di cui è nota la corrispondenza tra intensità assoluta e temperatura per ogni lunghezza d'onda. Dalla curva di calibrazione in corrispondenza delle due lunghezze d'onda  $\lambda_1$  e  $\lambda_2$  si può risalire alle due temperature apparenti  $T_{a1}$  e  $T_{a2}$  definite nell'equazione (1). Una volta determinato il valore della temperatura di fiamma T dall'equazione (8), può essere anche calcolato il valore del prodotto KL che è proporzionale alla concentrazione di soot. [13]

## Appendice B

### *Proprietà chimico-fisiche dei combustibili utilizzati*

<b>Proprietà del Combustibile</b>	<b>Etanolo</b>	<b>Benzina</b>
<b>Formula Chimica</b>	C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OH	C4 to C12
<b>Peso Molecolare [g/mol]</b>	46,07	100–105
<b>Carbonio [mass%]</b>	52,2	85-88
<b>Idrogeno [mass%]</b>	13,1	12-15
<b>Ossigeno [mass%]</b>	34,7	2,7
<b>Contenuto di Aromatici [%v/v]</b>	-	35
<b>Densità, kg/l, 15/15 °C</b>	0,79	0,72–0,775
<b>Punto di Ebollizione, °C</b>	78	27–225
<b>Pressione di Vapore, kPa at 38 °C</b>	15,9	48–103
<b>Calore Specifico, kJkg<sup>-1</sup>K<sup>-1</sup></b>	2,4	2
<b>Viscosità, mPa s a 20 °C</b>	1,19	0,37–0,44
<b>Potere Calorifico Inferiore, 10<sup>3</sup> kJ/l</b>	21,1	30–33
<b>Temperatura di Autoaccensione, °C</b>	423	257
<b>Numero di Ottano (RON)</b>	108,6	98
<b>Numero di Ottano (MON)</b>	92	87
<b>AKI or (R+M)/2</b>	100	92,5
<b>Limiti di infiammabilità, Vol %</b>	4,3/19	1,4/7,6
<b>Rapporto aria combustibile Stechiometrico</b>	9	14,6
<b>Zolfo [mg/kg]</b>	< 0,8	10
<b>Rame [mg/kg]</b>	<0,1	-

## Abbreviazioni

<b>AFR</b>	Air to Fuel Ratio	Rapporto Aria Combustibile
<b>AFRs</b>	Air to Fuel Ratio Stechiometric	Rapporto Stechiometrico Aria Combustibile
<b>ASOI</b>	After Start of Injection	Dopo l'inizio dell'iniezione
<b>ATDC</b>	After Top Dead Center	Dopo il punto morto superiore
<b>BSFC</b>	Brake Specific Fuel Consumption	Consumo Specifico di Combustibile al Freno
<b>BTDC</b>	Before Top Dead Center	Prima del punto morto superiore
<b>CA</b>	Crank Angle	Angolo di Manovella
<b>CAD</b>	Computer Aided Design	Disegno assistito dal calcolatore
<b>CCD</b>	Charge-Coupled Device	Dispositivo ad Accoppiamento di Carica
<b>CI</b>	Compression Ignition	Accensione per Compressione
<b>CoV</b>	Coefficient of Variance	Coefficiente di Varianza
<b>DISI</b>	Direct injection Spark Ignition	Accensione comandata Iniezione Diretta
<b>DMS</b>	Differential Mobility Spectrometer	Spettrometro a mobilità Differenziale
<b>DOI</b>	Duration of Injection	Durata di iniezione
<b>EGR</b>	Exhaust Gas Ricirculation	Ricircolo dei Gas di Scarico
<b>EOI</b>	End of Injection	Fine iniezione
<b>FEM</b>	Finite Element Method	Metodo degli Elementi Finiti
<b>FSN</b>	Filter Smoke Number	Fumosità
<b>GHG</b>	GreenHouse Gase	Gas effetto serra
<b>HR</b>	Heat Release	Rilascio del Calore
<b>ICCD</b>	Intensified Charge-Coupled Device	Dispositivo Intensificato ad Accoppiamento di Carica
<b>IMEP</b>	Indicated Mean Effective Pressure	Pressione Media Indicata Effettiva
<b>IMEPH</b>	Indicated Mean Effective Pressure High	IMEP del ciclo senza pompaggio
<b>LHV</b>	Low Heating Value	Potere Calorifico Inferiore
<b>NDIR</b>	Non-Dispersive Infrared	Non-Dispersivo ad Infrarossi
<b>NEDC</b>	New European Driving Cycle	Ciclo di Guida Europeo
<b>PFI</b>	Port Fuel Injection	Iniezione Indiretta
<b>PLIF</b>	Planar Laser-Induced Fluorescence	Fluorescenza indotta da laser
<b>PM</b>	Particulate Matter	Particolato
<b>RHR</b>	Rate of Heat Release	Velocità di Rilascio del calore
<b>SI</b>	Spark Ignition	Accensione Comandata
<b>SMD</b>	Sauter mean diameter	Diametro Medio di Sauter
<b>SOI</b>	Start of Injection	Anticipo di Iniezione
<b>SOS</b>	Start of Spark	Anticipo di Accensione
<b>TDC</b>	Top Dead Center	Punto Morto Superiore
<b>TDR</b>	Turbulent Dissipation Rate	Velocità di Dissipazione Turbolenta
<b>TKE</b>	Turbulent Kinetic Energy	Energia Cinetica Turbolenta
<b>UHC</b>	Unburned Idrocarbons	Idrocarburi Incombusti
<b>UV</b>	UltraViolet	Ultravioletto

## BIBLIOGRAFIA

- [1] The Emissions Gap Report, United Nations Environment Programme, <http://www.unep.org>
- [2] Kyoto protocol to the united nations framework Convention on climate change, United nations 1998, <http://unfccc.int/2860.php>
- [3] Piano strategico per le tecnologie energetiche (Piano SET), [http://europa.eu/legislation\\_summaries/energy/european\\_energy\\_policy/127079\\_it.htm](http://europa.eu/legislation_summaries/energy/european_energy_policy/127079_it.htm)
- [4] Reducing Transport Greenhouse Gas Emissions: Trends & Data 2010 – International Transport Forum, <http://www.internationaltransportforum.org>
- [5] International Energy Agency, “Transport, energy and CO2: moving toward sustainability”, ISBN: 978-92-64-07316-6; 2009.
- [6] Statistical Review of World Energy 2012, <http://www.bp.com/>
- [7] Annual Statistical Bulletin 2012, OPEC, <http://www.opec.org>
- [8] American Petroleum Institute “Alcohols and ethers: a technical assessment of their application as fuels and fuel components” 3rd ed. API Publication 4261; June 2001.
- [9] Heywood JB. “Internal combustion engine fundamentals”, New York: McGraw-Hill; 1988
- [10] Zhao FQ, Harrington DL, Lai M-C, “Automotive gasoline direct-injection engines”, Warrendale: Society of Automobile Engineers Inc.; 2002.
- [11] Hua Zhao, “Advanced direct injection engine technologies and development”, WoodHead Publishing in Mechanical Engineering, Vol.1:Gasoline and gas engines, 2009.
- [12] Spegar T., Chang S., Das S., Norkin E. et al., "An Analytical and Experimental Study of a High Pressure Single Piston Pump for Gasoline Direct Injection (GDI) Engine Applications," SAE Technical Paper 2009-01-1504, doi:10.4271/2009-01-1504, 2009.
- [13] Zhao H., Ladommatos N., “Engine Combustion Instrumentation and Diagnostics”, SAE International, 2001.
- [14] Drake M.C., Haworth D.C., “Advanced gasoline engine development using optical diagnostics and numerical modeling”, Proceedings of the Combustion Institute 31 99–124, 2007.
- [15] Kashdan J. and Thirouard B., “Optical Engines as Representative Tools in the Development of New Combustion Engine Concepts”, Oil & Gas Science and Technology – Rev. IFP Energies nouvelles, Vol. 66, No. 5, pp. 759-777, 2011
- [16] Gasoline direct injection, [http://en.wikipedia.org/wiki/Gasoline\\_direct\\_injection](http://en.wikipedia.org/wiki/Gasoline_direct_injection)
- [17] Gerard Hartmann, “Les moteurs et aéroplanes Antoinette [Antoinette engines and aeroplanes]”, (2007) Retrieved November 7, 2012.
- [18] Weiss, Merkel Friedman, “Design and prototype evaluation of a fuel-control system for the straticharge 6 engine” Department of Mechanical Engineering. p. 2. (1979) Retrieved 2010-11-14.
- [19] Mitchell E., Alperstein M., Cobb JM, Faist CH, “A stratified charge multifuel military engine—a progress report”, SAE Technical Paper, No. 720051, 1972.
- [20] Lewis JM., “UPS multifuel stratified charge engine development program—field test” SAE Technical Paper, No. 860067, 1986.
- [21] Meurer S., Urlaub A., “Development and operational results of the MAN FM combustion system. SAE Technical Paper”, No. 690255, 1969.
- [22] Alperstein M., Schafer GH, Villforth FJ III., “Texaco’s stratified charge engine—multifuel, efficient”, clean, and practical. SAE Technical Paper, No. 740563, 1974.
- [23] Scussel J., Ford Motor Co., Simko A. O., Wade W. R., “The Ford Proco Engine Update”, SAE Paper Number 780699, Febbraio 1978.

- [24] Anderson RW, Brehob DD, Yang J., Vallance JK, White-aker RM., “A new direct injection spark ignition (DISI) combustion system for low emissions” FISITA-96, No. P0201, 1996.
- [25] Nohira H et al., “Development of Toyota’s direct injection gasoline engine” Proceedings of AVL Engine and Environment Conference, p. 239–49, 1997
- [26] Zhao F., Lai MC, Harrington DL, “The spray characteristics of automotive port fuel injection—a critical review. SAE Technical Paper, No. 950506, 1995
- [27] Cheng WK, Hamrin D., Heywood JB, Hochgreb S., Min K, Norris M., “An overview of hydrocarbon emissions mechanisms in spark-ignition engines” SAE Technical Paper, No. 9332708, 1993.
- [28] Lei FU, ISHIMA T., Wu-qiang LONG and Jiang-ping TIAN, “Research on the Ignition-Chamber GDI Engine Combustion System”, Journal of Thermal Science and Technology, Vol. 4, No. 1, 2009.
- [29] Tomoda T., Sasaki S., Sawada D., Saito A, Sami H., “Development of direct injection gasoline engine—study of stratified mixture formation. SAE Technical Paper, No. 970539, 1997.
- [30] Dodge LG, “Fuel preparation requirements for direct-injected spark ignition engines”, SAE Technical Paper, No. 962015, 1996.
- [31] Lee C. H. and Lee k. H., “Experimental study on macroscopic spray characteristics after impingement in a slit-type gdi injector”, International Journal of Automotive Technology, Vol. 9, No. 3, pp. 373\_380, 2008
- [32] Kono S. “Study of the stratified charge and stable combustion in DI gasoline engines”, SAE Technical Paper, No. 950688, 1995.
- [33] Moriyoshi Y., Muroki T., “Proposition of a stratified charge system by using in-cylinder gas motion”, SAE Technical Paper, No. 962425, 1996.
- [34] Zhao F., Taketomi M., Nishida K., Hiroyasu H., “Quantitative imaging of the fuel concentration in a SI engine with laser Rayleigh scattering”, SAE Technical Paper, No. 932641, 1993.
- [35] Fraidl GK, Piock WF, Wirth M. “Gasoline direct injection: actual trends and future strategies for injection and combustion systems”, SAE Technical Paper, No. 960465, 1996.
- [36] Moriyoshi Y. et al. “Combustion control of gasoline DI engine using enhanced gas motion”, Proceedings of the Fourth International Symposium COMODIA 98, p. 299–304, 1998.
- [37] Baby X., Floch A., “Investigation of the in-cylinder tumble motion in a multi-valve engine: effect of the piston shape”, SAE Technical Paper, No. 971643, 1997.
- [38] Jackson NS., Stokes J., Lake TH., “Stratified and homogeneous charge operation for the direct injection gasoline engine—high power with low fuel consumption and emissions” SAE Technical Paper, No. 970543, 1997.
- [39] Kume T., Iwamoto Y., Iida K., Murakami M., Akishino K., Ando H., “Combustion control technologies for direct injection SI engine”, SAE Technical Paper, No. 960600, 1996.
- [40] Rossella Rotondi, “Modeling mixture formation in a gdi engine”, Mecanica Computacional Vol. XXIII G.Buscaglia, E.Dari, O.Zamonsky (Eds.) Bariloche, Argentina, November 2004
- [41] Harada J, Tomita T, Mizuno H, Mashiki, Ito Y. , “Development of a direct injection gasoline engine”, SAE Technical Paper, No. 974054, 1997.
- [42] Kume T, Iwamoto Y, Iida K, Murakami M, Akishino K, Ando H., “Combustion control technologies for direct injection SI engine”, SAE Technical Paper, No. 960600, 1996.
- [43] Keiya Nishida et al., “An experimental and numerical study on sprays injected from two-hole nozzles for DISI engines”, Fuel, Volume 88, Issue 9, Pages 1634-1642, ISSN 0016-2361, 10.1016/j.fuel.2009.01.003, September 2009.
- [44] Ronald B., Helmut T., Hans K., “Direct fuel injection—a necessary step of development of the SI engine”, FISITA Technical Paper, No. P1613, 1996.

- [45] Chauvet T., Dimitrova Z., “Synergies between High EGR Operation and GDI Systems”, SAE International Journal of Engines, 1:101-114, April 2009
- [46] Matsushita S., Nakanishi K., Gohno T., Sawada D., “Mixture formation process and combustion process of direct injection S.I. engine”, Proceedings of JSAE, No. 965, 10, p. 101–4, October 1996.
- [47] Kittelson DB., “Engines and nanoparticles: a review”, J Aerosol Sci; 29(5/6):575–88, 1998.
- [48] Maricq M. et al., “Particulate emissions from a direct-injection spark-ignition (DISI) engine” SAE Technical Paper, No. 1999-01-1530, 1999.
- [49] Andrews G et al., “The composition of spark ignition engine steady state particulate emissions” SAE Technical Paper, No. 1999-01-1143, 1999.
- [50] Graskow BR., “Characterization of exhaust particulate emissions from a spark ignition engine”, SAE Technical Paper, No. 980528, 1988.
- [51] Drake M., Fansler T., Solomon A., and Szekely G., “Piston Fuel Films as a Source of Smoke and Hydrocarbon Emissions from a Wall-Controlled Spark-Ignited Direct-Injection Engine,” SAE Technical Paper 2003-01-0547, doi:10.4271/2003-01-0547, 2003.
- [52] Alkidas A.C., “Combustion advancements in gasoline engines”, Energy Conversion and Management, Volume 48, Issue 11, November 2007.
- [53] EPA 2008, “A Study of Potential Effectiveness of Carbon Dioxide Reducing Vehicle Technologies”, Revised Final Report, EPA420-R-08-004a, United States Environment Protection Agency, June 2008.
- [54] IEA 2005, “Making cars more efficient: Technology for Real Improvements on the Road”, International Energy Agency and European Conference of Ministers of Transport Joint Report, 2005.
- [55] TNO 2006, “Review and analysis of the reduction potential and costs of technological and other measures to reduce CO<sub>2</sub>-emissions from passenger cars”, Contract nr. S12.408212, TNO/ IEEP/ LAT, October 2006.
- [56] Frohlich K, Borgmann K., “Potentials of future fuel consumption technologies”, 24<sup>o</sup> Internationales Weiner Motoren-symposium, p. 220–35, 2003.
- [57] Wirth M, Zimmermann D, Friedfeldt R, Caine J, Schamel A, Storch A, et al., “The next generation of gasoline direct injection: improved fuel economy and optimized system cost.”, Advance engine design and performance GPC’03, p. 139–52, 2003.
- [58] Van Der Wege BA, Han Z., Iyer CO, Munoz RB, Yi J., “Development and analysis of a spray-guided DISI combustion system concept”, SAE Paper NO. 2003-01-3105; 2003.
- [59] Szekely GA, Alkidas AC., “Combustion characteristics of a spray-guided direct injection stratified-charge engine with high-squish piston”, SAE Paper NO. 2005-01-1937; 2005.
- [60] Dec, J. E. and Espey C., “Ignition and Early Soot Formation in a D.I. Diesel Engine using Multiple 2-D Imaging Diagnostics,” SAE Paper 950456, SAE Transactions, 104(3), 1995.
- [61] Bowditch F., "A New Tool for Combustion Research A Quartz Piston Engine," SAE Technical Paper 610002, doi:10.4271/610002, 1961.
- [62] Herold R., Krasselt, J., Foster, D., Ghandhi, J. et al., "Investigations into the Effects of Thermal and Compositional Stratification on HCCI Combustion – Part II: Optical Engine Results," SAE Int. J. Engines 2(1):1034-1053, doi:10.4271/2009-01-1106, 2009.
- [63] Winklhofer E., Fuchs H., Fraidl G. K., “Optical research engines—tools in gasoline engine development?” Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Journal of Automobile Engineering 1989-1996 (vols 203-210), Volume 209, Number D4/1995, pages 281-287
- [64] Catapano F., Sementa P., Vaglieco B. M., “Optical characterization of bio-ethanol injection and combustion in a small DISI engine for two wheels vehicles”, Fuel, Volume 106, , Pages 651-666, ISSN 0016-2361, 10.1016/j.fuel.2012.11.064, April 2013.
- [65] Bessler Wolfgang G. et al., “Quantitative in-cylinder NO-LIF imaging in a realistic gasoline engine with spray-guided direct injection”, Proceedings of the Combustion Institute, Volume 30, Issue 2, , Pages 2667-2674, January 2005.

- [66] Singh S., Musculus M.P.B., Reitz R.D., "Mixing and flame structures inferred from OH-PLIF for conventional and low-temperature diesel engine combustion" *Combustion and Flame*, V. 156, Issue 10, , Pages 1898-1908, October 2009.
- [67] Wright Paul et al., "High-speed chemical species tomography in a multi-cylinder automotive engine", *Chemical Engineering Journal*, Volume 158, Issue 1, , Pages 2-10, ISSN 1385-8947, 10.1016/j.cej.2008.10.026, March 2010.
- [68] Rieker G.B. et al., "Rapid measurements of temperature and H<sub>2</sub>O concentration in IC engines with a spark plug-mounted diode laser sensor", *Proceedings of the Combustion Institute*, Volume 31, Issue 2, , Pages 3041-3049, ISSN 1540-7489, 10.1016/j.proci.2006.07.158, January 2007.
- [69] Lee K. S., Assanis D. N., "Thermo-mechanical analysis of optically accessible quartz cylinder under fired engine operation", *International Journal of Automotive Technology* Vol. 1, No. 2, pp. 79-87, 2000.
- [70] Catapano F., Sementa P., Vaglieco B.M. "Design for an optically accessible multicylinder high performance GDI engine". SAE Technical Paper 2011-24-0046 SAE International Eds. ISSN: 0148-7191, 2011.
- [71] Armentani E., Catapano F., Sementa P., Vaglieco B. M. "Progettazione per un motore GDI a carica stratificata reso Otticamente Accessibile" AIAS 2010\_076 XXXIX Convegno Nazionale Aias – Associazione Italiana Per L'analisi Delle Sollecitazioni, Maratea, 7-10 Settembre 2010
- [72] Withrow L., Rassweiler G.M., *J. Appl. Phys.* 9 363–372, 1938
- [73] D.W. Lee, NACA, Report No. 653, 1939.
- [74] Rothrock A.M., Spencer R.C., NACA, Report No. 657, 1939.
- [75] Ziegler G.F.W., Zettlitz A., Meinhardt P., Herweg R., Maly R., Pfister W., SAE Paper 881643, 1988.
- [76] Mantzaras J., Felton P.G., Bracco F.V., "Three-Dimensional Visualization of Premixed-Charge Engine Flames: Islands of Reactants and Products; Fractal Dimensions; and Homogeneity", SAE Paper 881635, 1988.
- [77] Mörsch O, Sorsche P, "Investigation of alternative methods to determine particulate mass emissions", UNECE/WP.29/GRPE report 2001. <<http://www.oica.net/htdocs/Main.htm>>.
- [78] Maricq MM., Podsiadlik DH, Brehob DD, Haghogooie M., "Particulate emissions from a direct-injection,spark ignition (DISI) engine", SAE paper no.1999-01- 1530;1999
- [79] <http://www.unece.org/trans/main/welcwp29.html>, United Nation Economic Commission for Europe– Vehicle regulations
- [80] Ozdor N., Dulger M., and Sher E., "Cyclic Variability in Spark Ignition Engines A Literature Survey," SAE Technical Paper 940987, doi:10.4271/940987, 1994.
- [81] Sung Bin Han, "Investigation of Cyclic Variations of IMEP Under Idling Operation in Spark Ignition Engines" *KSME International Journal*, Vol 15. No.1. pp. 81-87, 2001
- [82] Computational Dynamics, "STAR-CD User Guide", London (UK), 2010.
- [83] Computational Dynamics, "STAR-CD Methodology", London (UK), 2010
- [84] Yakhot V., Orszag S.A., Thangam S., Gatski T.B., and Speziale C.G., "Development of turbulence models for shear flows by a double expansion technique", *Phys. Fluids*, 1992.
- [85] Cantore G., Fontanesi S., Mattarelli E., and Bianchi G., "A Methodology for In-Cylinder Flow Field Evaluation in a Low Stroke-to-Bore SI Engine," SAE Technical Paper 2002-01-1119, 2002, doi:10.4271/2002-01-1119, 2002
- [86] Versteeg H. K., Malalasekera W., "An introduction to computational fluid dynamics. The finite volume method", Longman, 1995.
- [87] Bracco F., "Modeling of Engine Sprays," SAE Technical Paper 850394, doi: 10.4271/850394, 1985.
- [88] Dombrowski N., Johns W. R., "The aerodynamic instability and disintegration of viscous liquid sheets", *Chem. Eng. Sci.*, v. 18, p. 203, 1963.



- [89] Beal J. C., Reitz R. D., “Modeling spray atomization with the Kelvin-Helmholtz/Rayleigh-Taylor Hybrid model”, *Atomization and Sprays*, vol.9, pp 623-650, 1999.
- [90] Patterson M., Reitz R., “Modeling the Effects of Fuel Spray Characteristics on Diesel Engine Combustion and Emission,” SAE Technical Paper 980131, doi: 10.4271/980131, 1998.
- [91] Reitz D., “Modeling Atomization Processes in High-Pressure Vaporizing Sprays”, *Atomization and Spray Technology* 3, pp309-337, 1987.
- [92] Malaguti S., D’adamo A., Cantore G., Sementa P., Vaglieco B.M., Catapano F. , “Experimental and numerical investigation of the idle operating condition for a GDI engine”, SAE Technical Paper 2012-01-1144 SAE International Eds. ISSN: 0148-7191, 2012.
- [93] Malaguti S., Fontanesi S., Cantore G., “Numerical characterization of a new high-pressure multi-hole GDI injector”, ILASS Europe 2010, Brno, Czech Republic, September 2010.
- [94] Ozdor N., Dulger M., and Sher E., "Cyclic Variability in Spark Ignition Engines A Literature Survey", SAE Technical Paper 940987, doi:10.4271/940987, 1994.
- [95] Nogi T., Ohyama Y., Yamauchi T., Kuroiwa H., “Mixture formation of fuel injection systems in gasoline engines”, SAE paper no. 880558; 1988.
- [96] Bianco Y., Cheng W., Heywood J., “The effects of initial flame kernel conditions on flame development in SI engines”, SAE paper no. 912402; 1992.
- [97] Guohong Tian et al., “Laminar Burning Velocities of 2,5-Dimethylfuran Compared with Ethanol and Gasoline”, *Energy Fuels*, 24, 3898–3905 : doi:10.1021/ef100452c, 2010
- [98] Aleiferis PG., Serras-Pereira J., van Romunde Z., Caine J., Wirth M., “Mechanisms of spray formation and combustion from a multi-hole injector with E85 and gasoline”, *Combust Flame* (157):735–56, 2010
- [99] Gao J., Jiang D., Huang Z., “Spray, properties of alternative fuels: a comparative analysis of ethanol–gasoline blends and gasoline”, *Fuel* (86):1645–50, 2007.
- [100] Eastwood P., “Particulate emissions from vehicles SAE book. SAE international and John Wiley & Sons”, Ltd.; 2008.
- [101] Cromas J, Ghandi JB., “Particulate emissions from a direct-injection spark-ignition engine”, SAE paper no. 2005-01-0103; 2005.
- [102] Glassman I., “Soot Formation in Combustion Processes”, 22<sup>nd</sup> Symp. (Int.) on Combustion, The Combustion Institute, 295-311, 1988.
- [103] Lemaire R., Therssen E., Desgroux P., “Effect of ethanol addition in gasoline and gasoline–surrogate on soot formation in turbulent spray flames”, *Fuel*, 89 3952–3959, 2010.
- [104] Litzinger T., Stoner M., Hess H. and Boehman A., “Effects of Oxygenated Blending Compounds on Emissions from a Turbo-Charged Direct Injection Diesel Engine”, *Int. J. Engine Research*, Vol 1. No. 1. 2000.
- [105] Pepiot-Desjardins P., Pitsch H., Malhotra R., Kirby SR, Boehman AL., “Structural group analysis for soot reduction tendency of oxygenated fuels”, *Combustion and Flame*, 154 191–205, 2008.
- [106] Chen L, Stone R., “Measurement of Enthalpies of Vaporization of Isooctane and Ethanol Blends and Their Effects on PM Emissions from a GDI Engine”, *Energy Fuels*, 25 (3), pp 1254–1259, 2011.
- [107] Allocca L., Catapano F., Montanaro A., Sementa P., Vaglieco B. M., “Study of E10 and E85 Effect on Air Fuel Mixing and Combustion Process in Optical Multicylinder GDI Engine and in a Spray Imaging Chamber”, SAE Technical Paper 2013-01-0249, 2013 (in press)
- [108] Kar K., Last T., Haywood C., and Raine R. “Measurement of Vapor Pressures and Enthalpies of Vaporization of Gasoline and Ethanol Blends and Their Effects on Mixture Preparation in an SI Engine”, *SAE Int. J. Fuels Lubr.* 1(1):132-144, 2009.
- [109] Habchil C., Foucart H., and Baritaud T., “Influence of the Wall Temperature on the Mixture Preparation in DI Gasoline Engines. *Oil & Gas Science and Technology*” – Rev. IFP, Vol. 54 No. 2, 211-222, 1999.

- [110] Whelan I., Samuel S., Hassaneen A.E., “The Effect of Fuel Temperature on Particulate Matter Formation in Gasoline Direct-Injection Engines”, SAE Int. J. Fuels Lubr. 3(2):67-76; 2010
- [111] Sementa P., Vaglieco B.M., Catapano F., “Non-intrusive investigation in a small GDI optical engine fuelled with gasoline and ethanol”, SAE International Journal of Engines vol. 4 No. 1 pp. 50-68 June 2011, SAE International Eds. Warrendale (USA) ISSN: 1946-3936, 2011
- [112] Catapano F., Di Iorio S., Lazzaro M., Sementa P., Vaglieco B.M., “Characterization of Ethanol Blends Combustion Processes and Soot Formation in a GDI Engine”, SAE Technical Paper 2013-01-1316, SAE International Eds. ISSN: 0148-7191, 2013 (in press)
- [113] Hottel H.C., and Broughthon F.P., “Determination of True Temperature and Total Radiation from Luminous Gas Flame”– Ind. and Eng. Chem. Analytical Ed. vol. A, pp 166-175, 1932.
- [114] Matsui Y., Kamimoto T., Matsuoka S., “A Study on the Application of the Two-Color Method to the Measurements of Flame Temperature and Soot Concentration in Diesel Engine”, SAE paper 800970, 1980.