

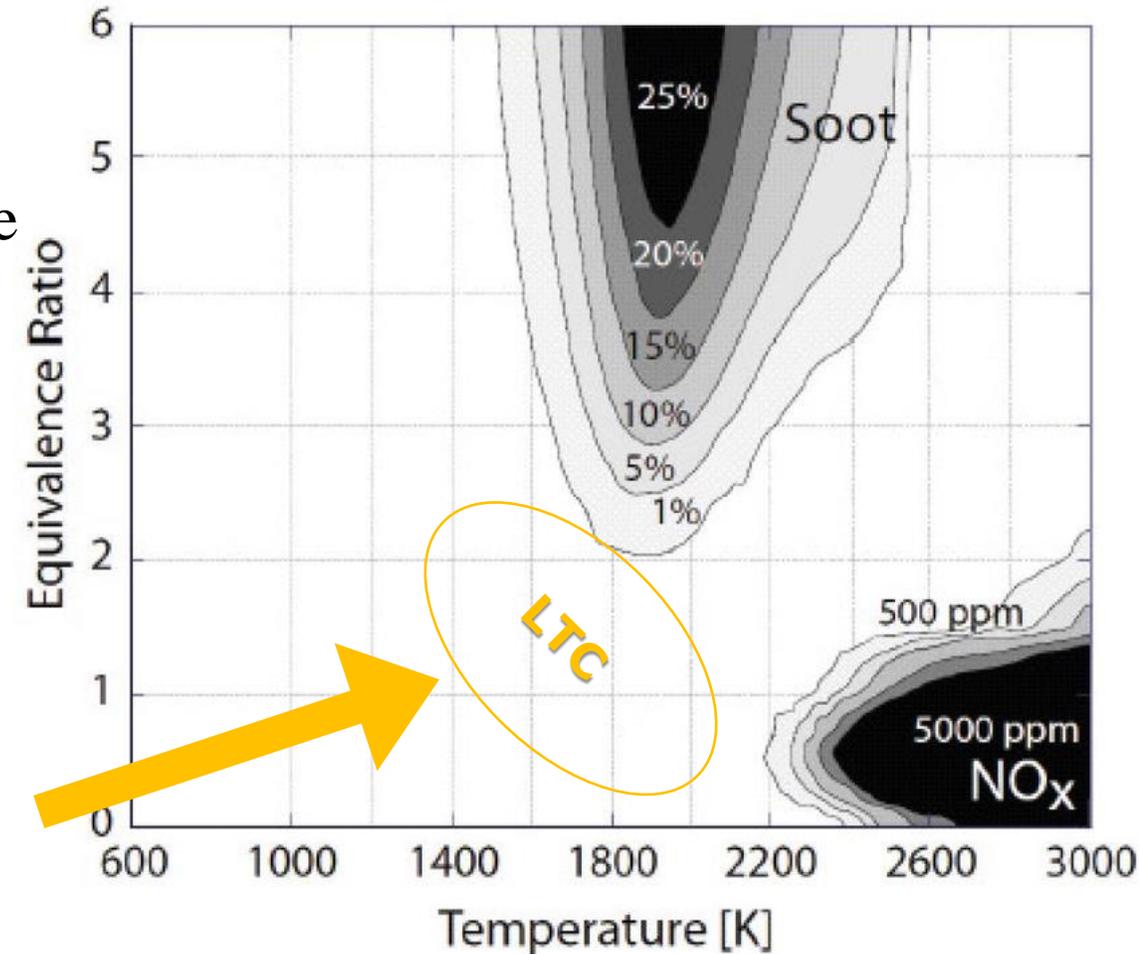


Motori a Metano ad Alta Efficienza e Basse Emissioni

Lorenzo Bartolucci, Stefano Cordiner,
Vincenzo Mulone

Università di Roma «Tor Vergata»
Dipartimento di Ingegneria Industriale

- Per i motori Diesel sono state proposte strategie innovative di combustione per la riduzione delle emission inquinanti
- Low Temperature Combustion (LTC): combustione a bassa temperatura
 - Ridotte emissioni di NO_x e di *Particolato*
- I motori **Dual-Fuel** possono operare in condizioni di Low Temperature Combustion
- I motori **Ultra-lean** alimentati a metano possono avere emissioni particolarmente ridotte





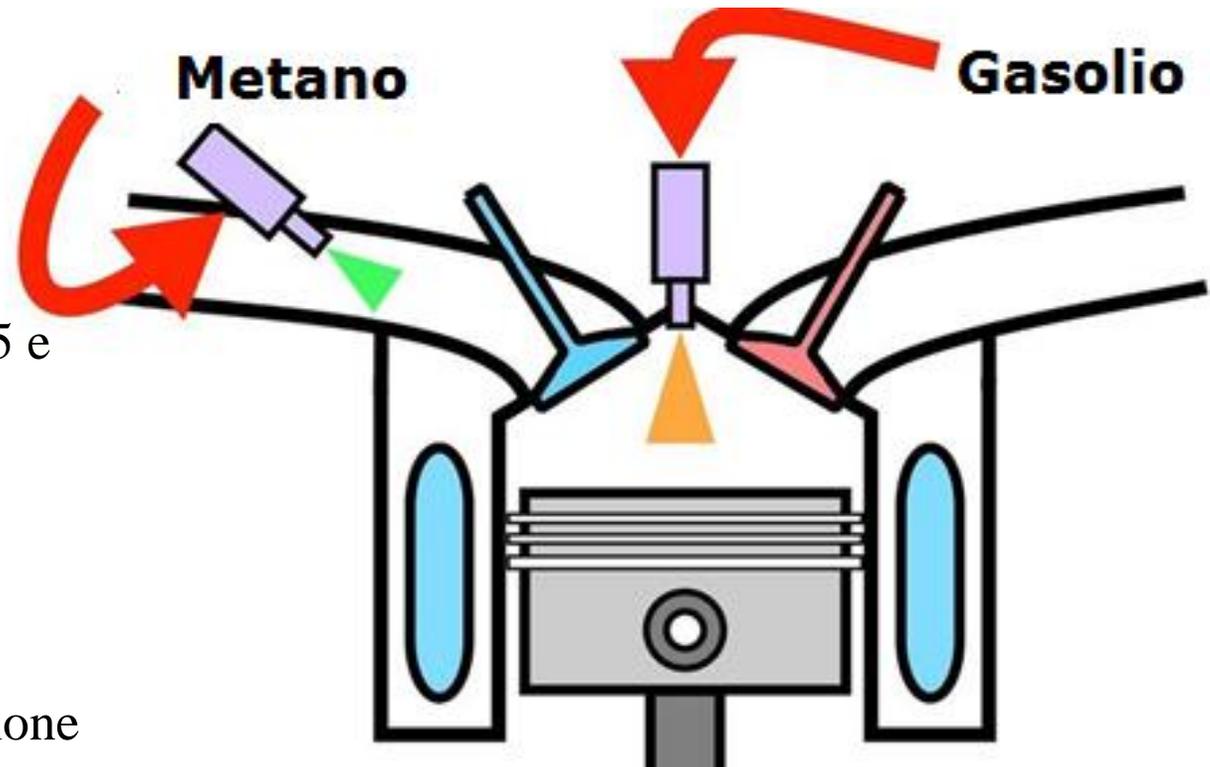
La Low Temperature Combustion per Motori Dual-Fuel

Lorenzo Bartolucci, Stefano Cordiner,
Vincenzo Mulone

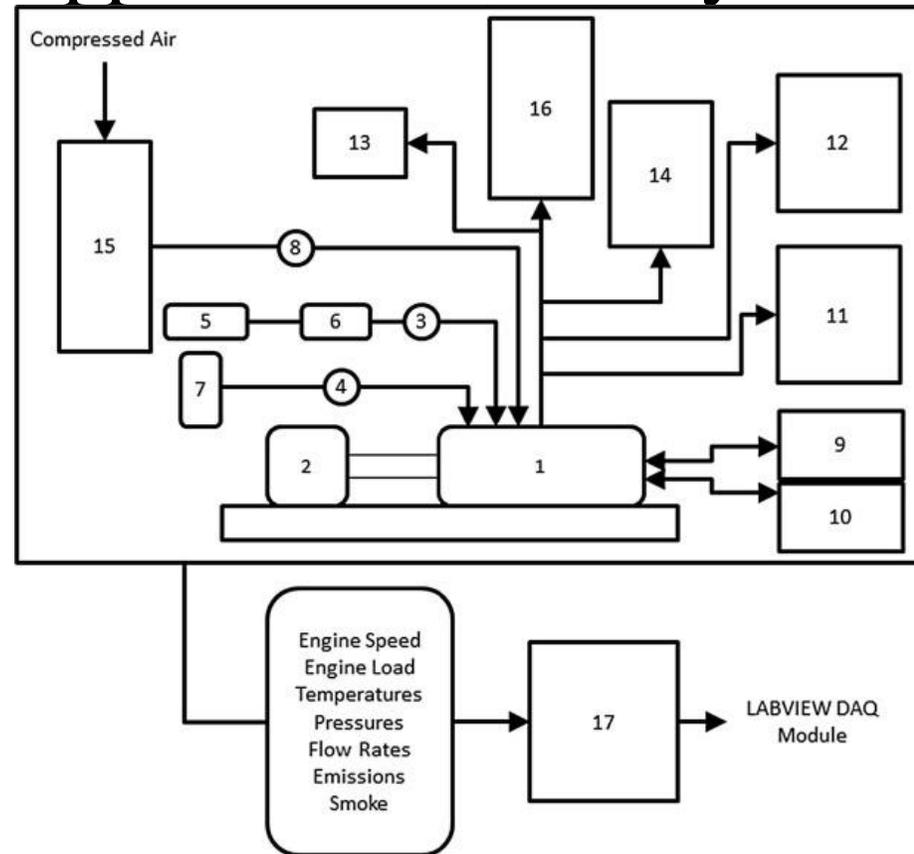
Università di Roma «Tor Vergata»
Dipartimento di Ingegneria Industriale

Il principio di funzionamento dei motori Dual-Fuel:

- Aspirazione di una miscela di aria e combustibile a bassa reattività (metano). Condizioni di dosatura λ di circa 4.0 a medio carico
- Compressione della carica
- Iniezione nel cilindro di combustibile ad alta reattività (gasolio) in percentuale compresa tra 5 e 20%
- Accensione promossa dal combustibile ad alta reattività (gasolio)
- Combustione di tutto il combustibile a disposizione
- Scarico



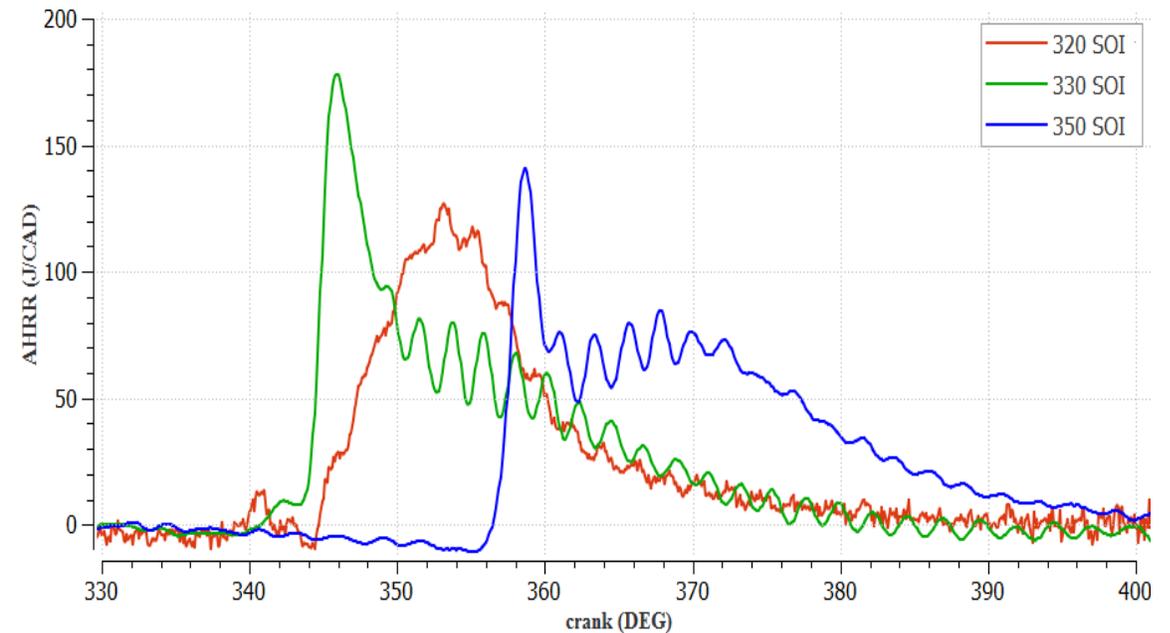
- Sono stati effettuati test sperimentali su un motore monocilindrico 1.8l presso la Mississippi State University
- La pressione di iniezione del gasolio è stata mantenuta a 500 bar
- L'anticipo all'iniezione (SOI) è stato variato tra 260° e 360° : 360° corrisponde al Punto Morto Superiore
- Sono state studiate IMEP (Pressioni Medie Indicate) di 4.1 e 12.1 bar
- La percentuale di sostituzione del metano (PES) è stata fissata a 80% (4.1 bar) e 95% (12.1 bar)



LEGEND:

- | | |
|--|---|
| 1 – Single Cylinder Engine | 10 – Engine Oil Temperature Conditioner |
| 2 – AC Regenerative Dynamometer | 11 – Six-Gas Emissions Bench |
| 3 – Coriolis Flow Meter | 12 – AVL FTIR |
| 4 – Coriolis Flow Meter | 13 – EEPS |
| 5 – Diesel Supply Tank | 14 – Smoke Meter |
| 6 – Diesel Level Tank | 15 – Intake Tank |
| 7 – Methane Supply Tank | 16 – Exhaust Tank |
| 8 – Sonic Flow Orifice | 17 – Data Acquisition System |
| 9 – Engine Water Temperature Conditioner | |

- **Studio del processo di combustion dual-fuel per massimizzare l'efficienza e minimizzare le emissioni**
 - Validazione del modello spray con risultati ottenuti presso l'Università del Salento in una CVCC dal prof. Carlucci et al.
 - Validazione del modello motore 3D mediante confronto con risultati sperimentali ottenuti presso la University of Alabama dai proff. Srinivanan and Krishnan et al.
 - Analisi 3D dettagliata del processo di combustione variando la SOI (start of injection)



Risultati: 4.1 bar IMEP

- Il caso con IMEP a 4.1 bar mostra che, per le iniezioni ritardate il picco di rilascio di calore (AHRR, figura in basso) viene anticipato all'anticipare del SOI
- La forma dell'AHRR si mantiene sempre simile, ed è caratterizzata da un processo improvviso (autoaccensione) seguito da un processo di combustione che avviene a minore velocità
- Questa modalità di combustione prende il nome di CDF, combustione Dual Fuel Convenzionale

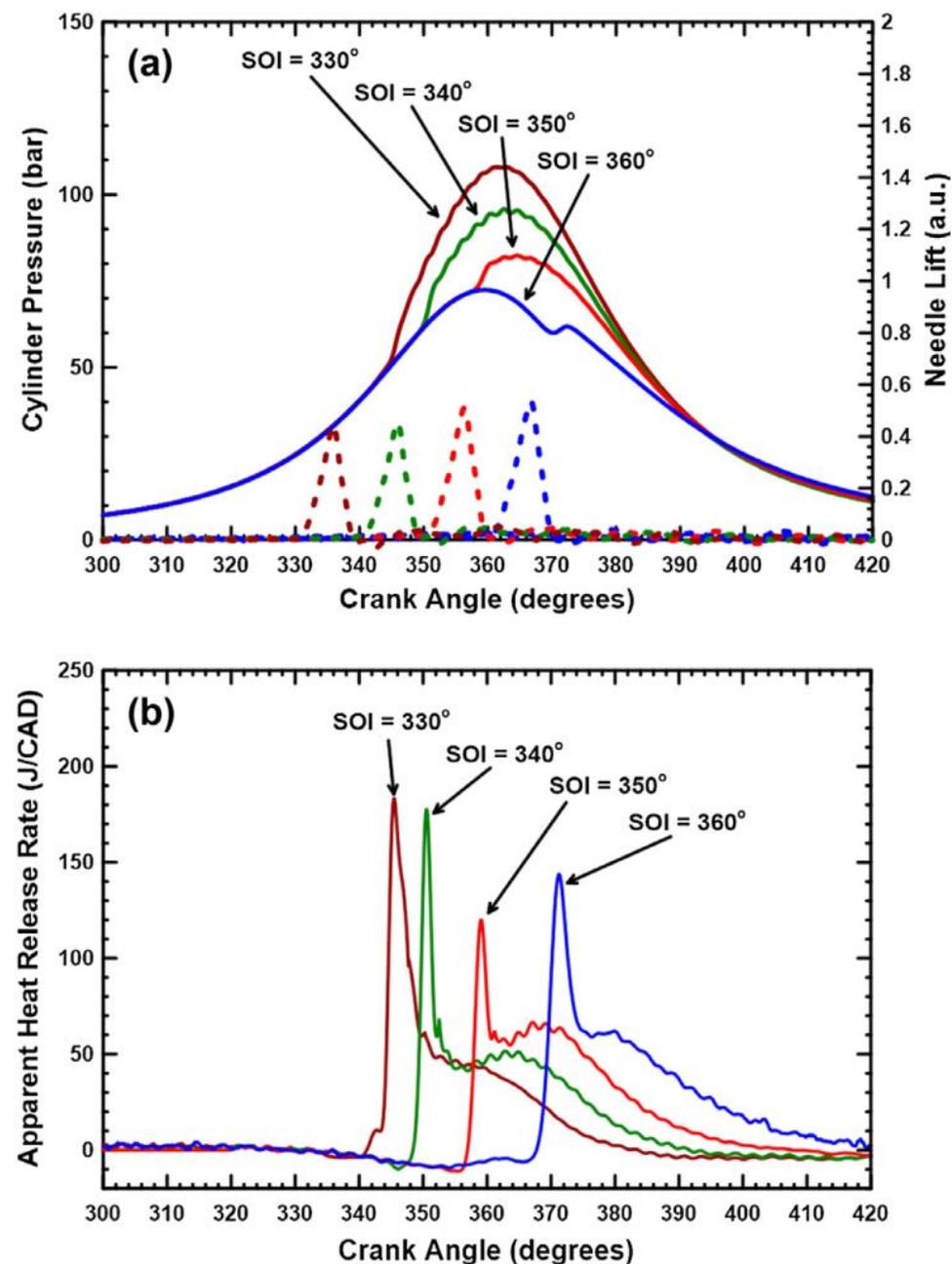


Fig. 2. (a) Cylinder pressure histories and (b) crank angle-resolved heat release rates at late SOI at 4.1 bar IMEP, 80 PES, $N = 1500$ rev/min, $P_{in} = 1.5$ bar.

Risultati: 4.1 bar IMEP

- Per SOI molto anticipati, il picco di rilascio di calore (AHRR curva in basso) ritarda con l'avanzamento del SOI
- La curva AHRR è caratterizzata da un piccolo picco (LTHR, Rilascio di calore a bassa temperatura) e da una successiva curva (HTHR, Rilascio di calore ad alta temperatura)
- Questa curva descrive un meccanismo di combustione a bassa temperatura LTC

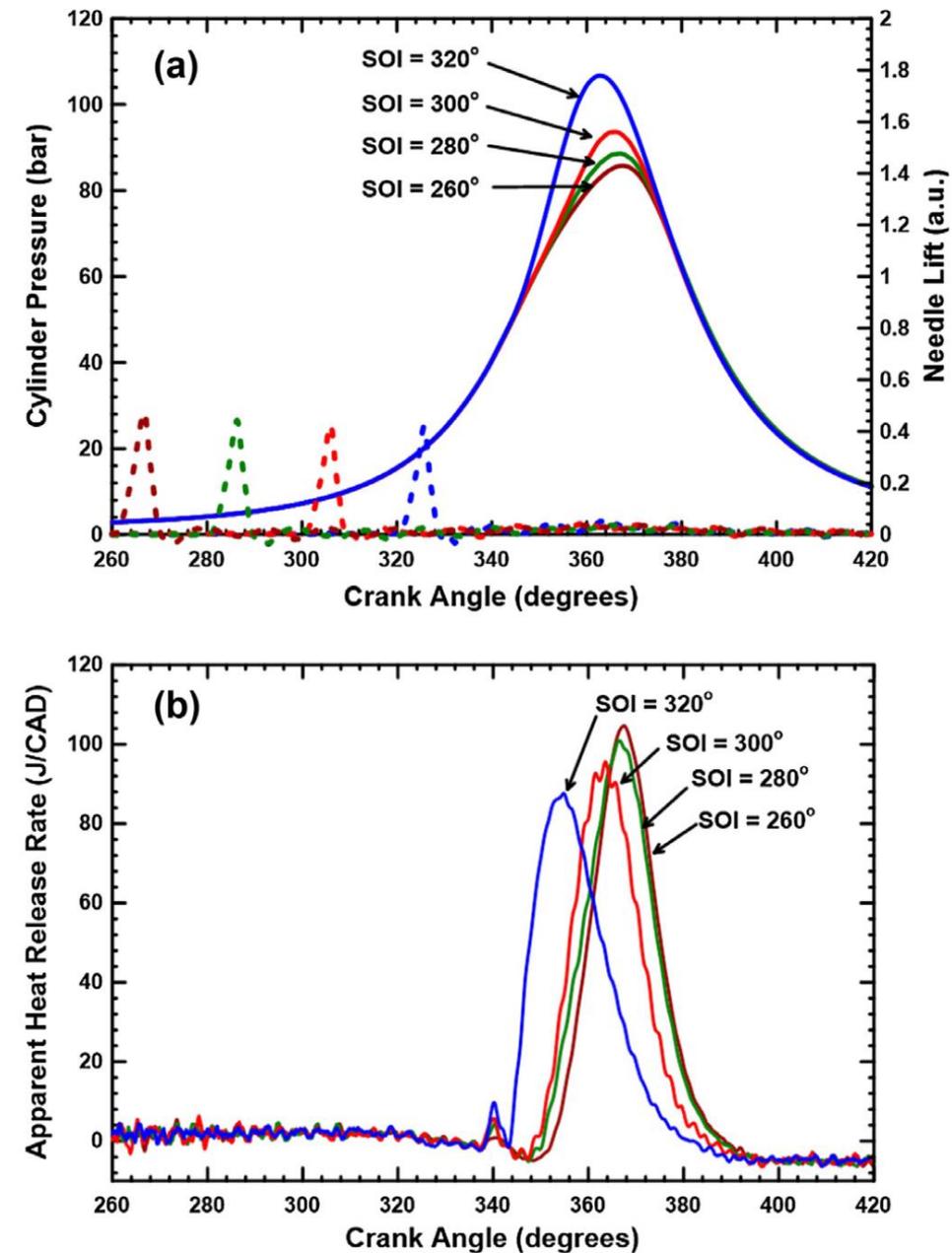


Fig. 3. (a) Cylinder pressure histories and (b) crank angle-resolved heat release rates at early SOI at 4.1 bar IMEP, 80 PES, $N = 1500$ rev/min, $P_{in} = 1.5$ bar.

Risultati: 4.1 bar IMEP

- L'efficienza di combustione aumenta anticipando l'iniezione di gasolio (all'avanzare del SOI)
- L'efficienza di conversione del combustibile indicata è aumentata dal 21% (SOI = 360 CAD) al 36% (SOI = 300 CAD)
- Diminuiscono anche le emissioni di HC e CO

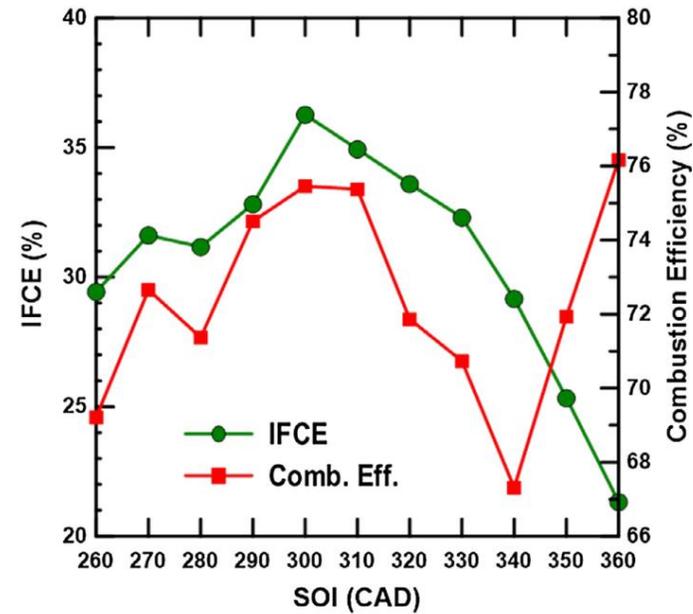


Fig. 7. Combustion and net indicated fuel conversion efficiencies at various SOIs at 4.1 bar IMEP, 80 PES, $N = 1500$ rev/min, $P_m = 1.5$ bar.

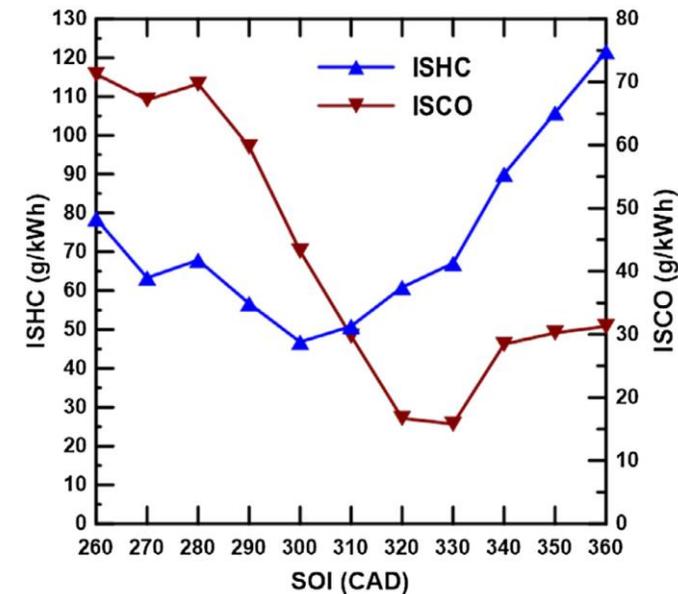


Fig. 10. ISHC and ISCO emissions at various SOIs at 4.1 bar IMEP, 80 PES, $N = 1500$ rev/min, $P_m = 1.5$ bar.

- Le emissioni di NO_x diminuiscono bruscamente anticipando il SOI, fino a circa 0.15 g/kWh
- Il netto calo di NO_x, che è indicativo del cambiamento del regime di combustione (LTC), è stato approfondito con un'analisi accurata 3D con tecniche CFD condotte dall'Università di Roma Tor Vergata

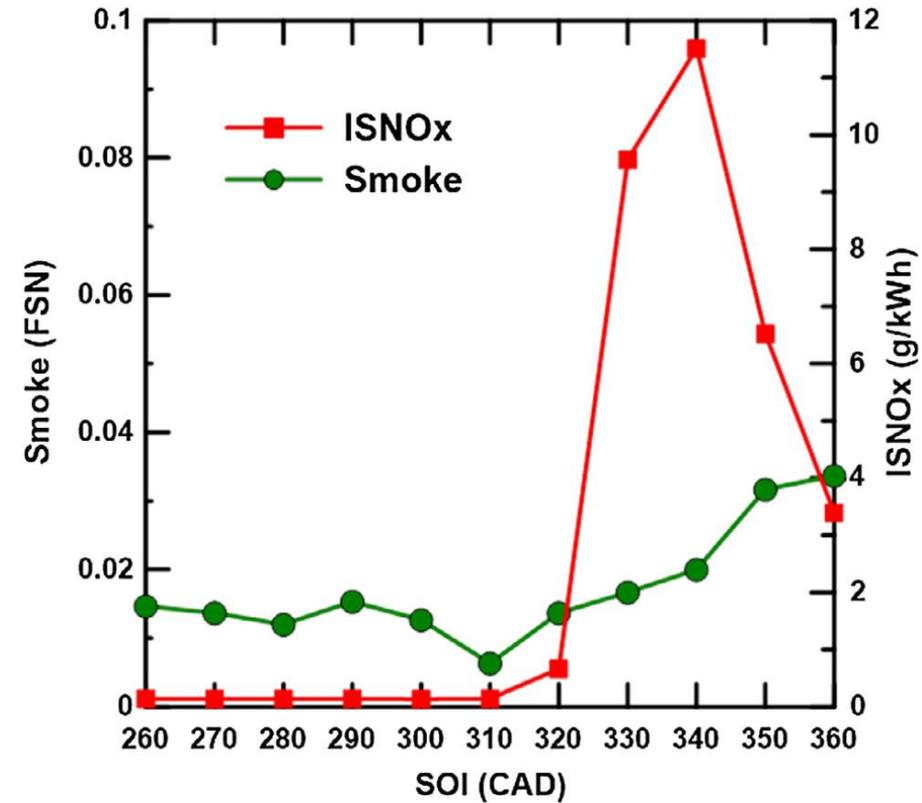
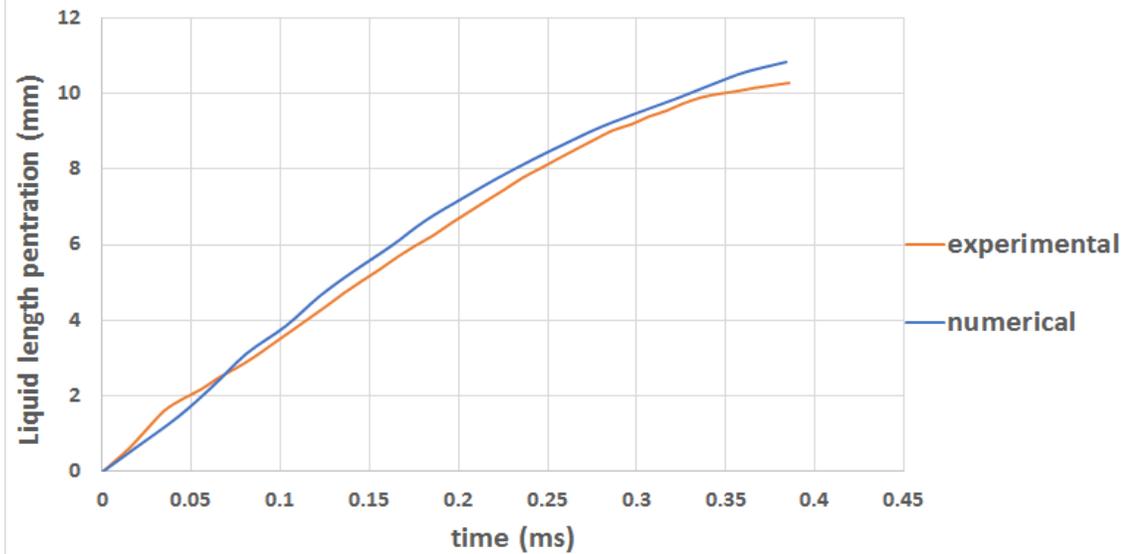
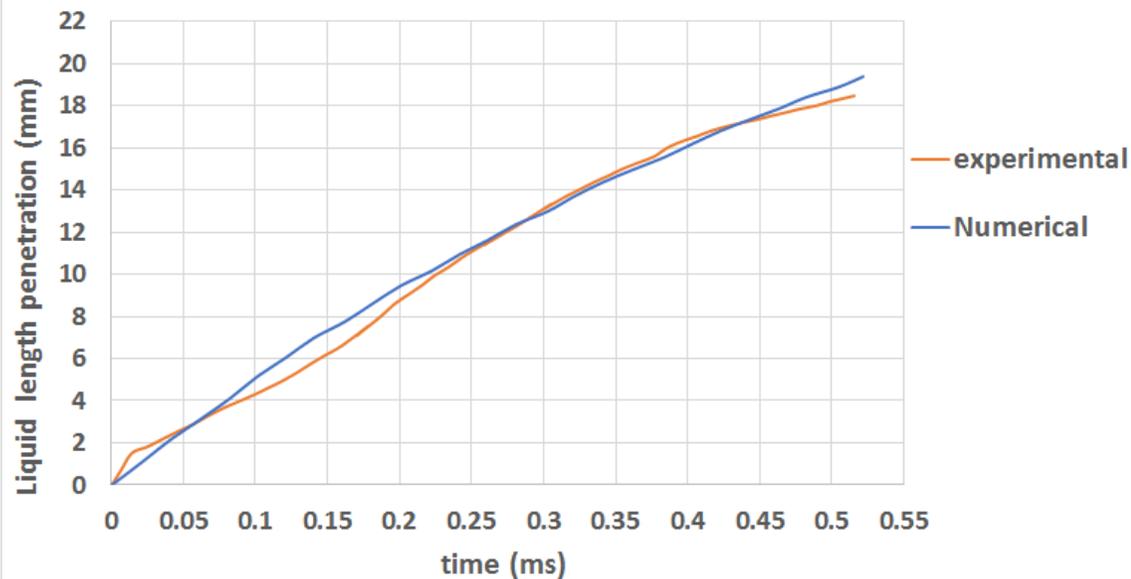


Fig. 8. ISNO_x and smoke emissions at various SOIs at 4.1 bar IMEP, 80 PES, $N = 1500$ rev/min, $P_{in} = 1.5$ bar.

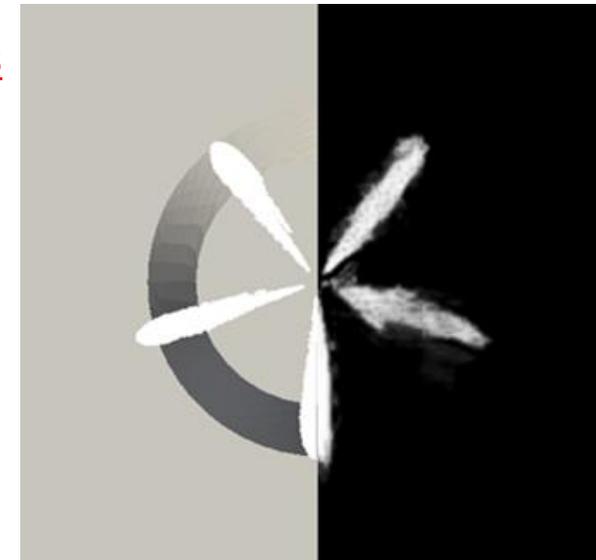
Validazione del modello di iniezione del Gasolio (spray)

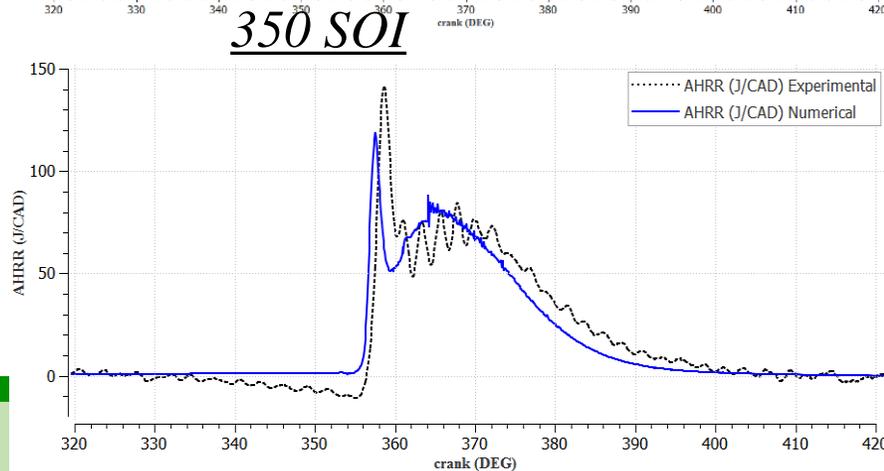
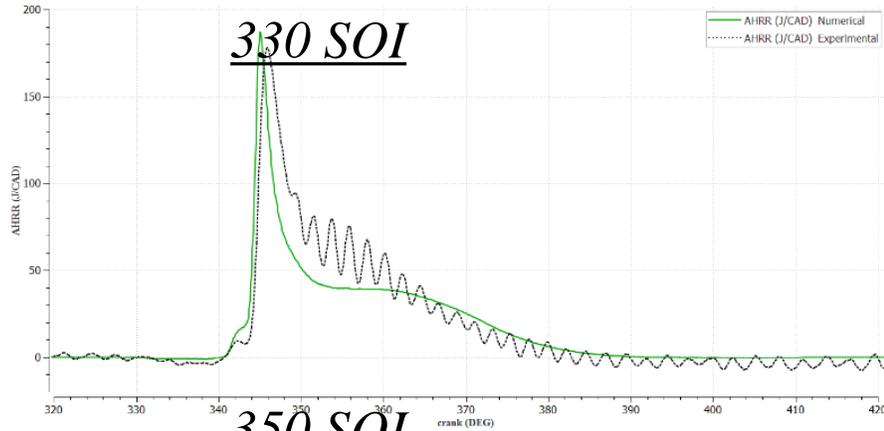
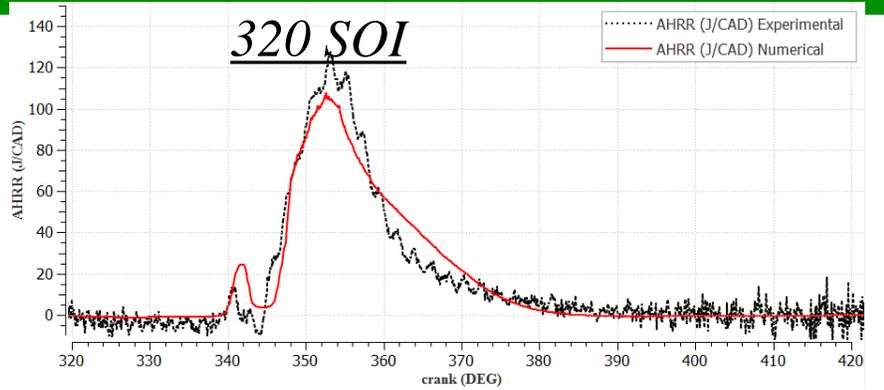


300 μ s



450 μ s

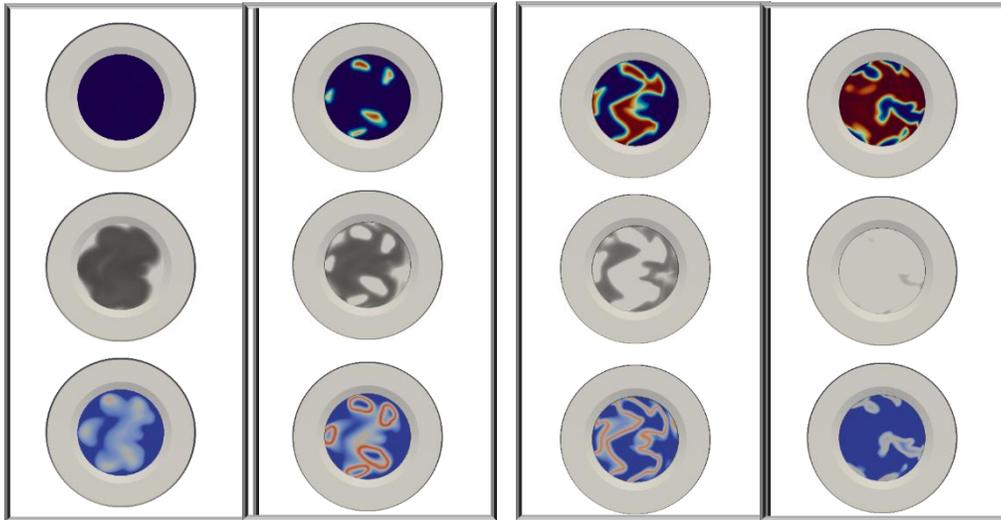




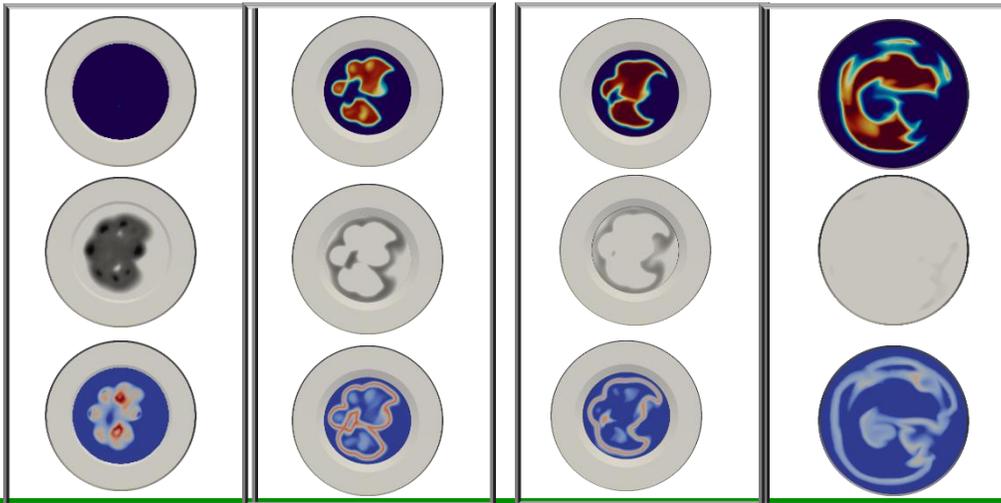
- Le curve di rilascio di calore da parte del gasolio e del metano calcolate con il modello 3D sono molto vicine a quelle misurate sperimentalmente
- Quando si anticipa molto l'iniezione del gasolio (SOI 320) si ottiene un regime di combustione molto diverso (LTC)

Visualizzazione del processo di combustione - Calcolo 3D

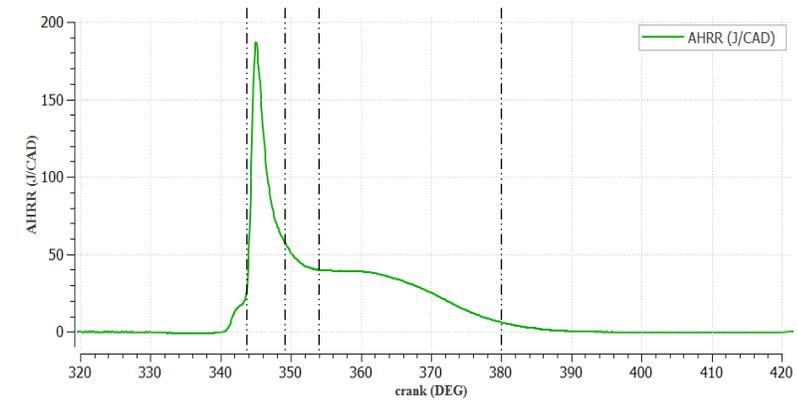
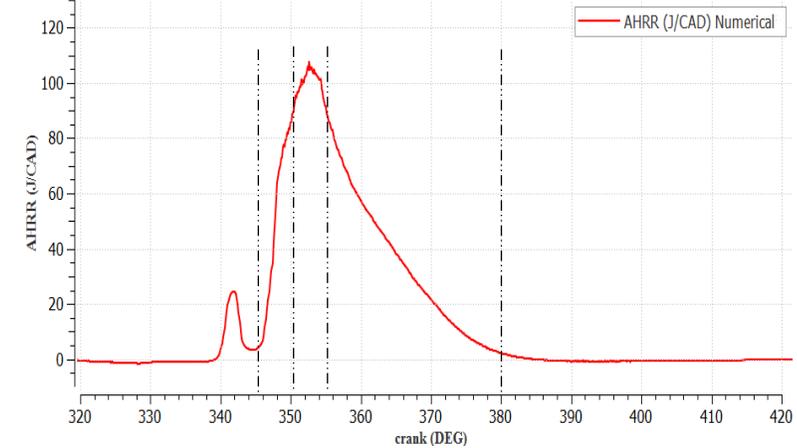
320 SOI



330 SOI

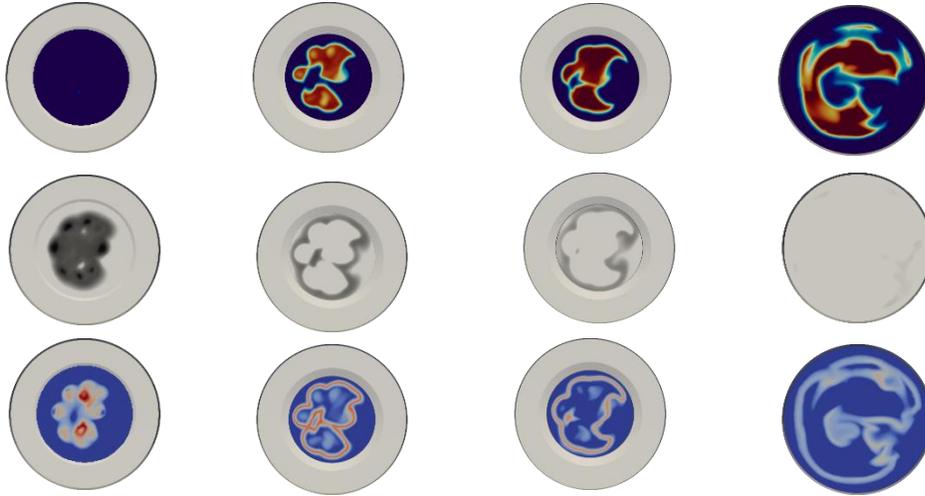


- Consumo di Metano
- Consumo di Gasolio
- $CH_2O \times OH$

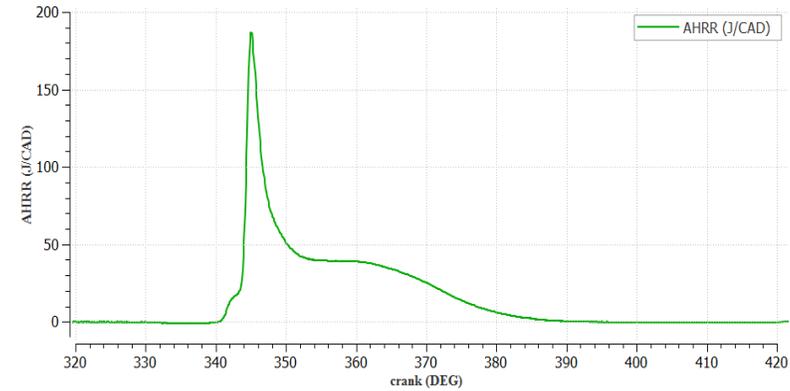


Visualizzazione del processo di combustione - Calcolo 3D

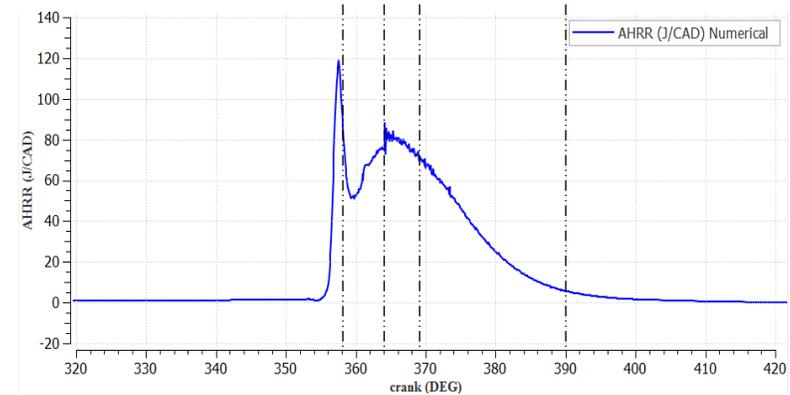
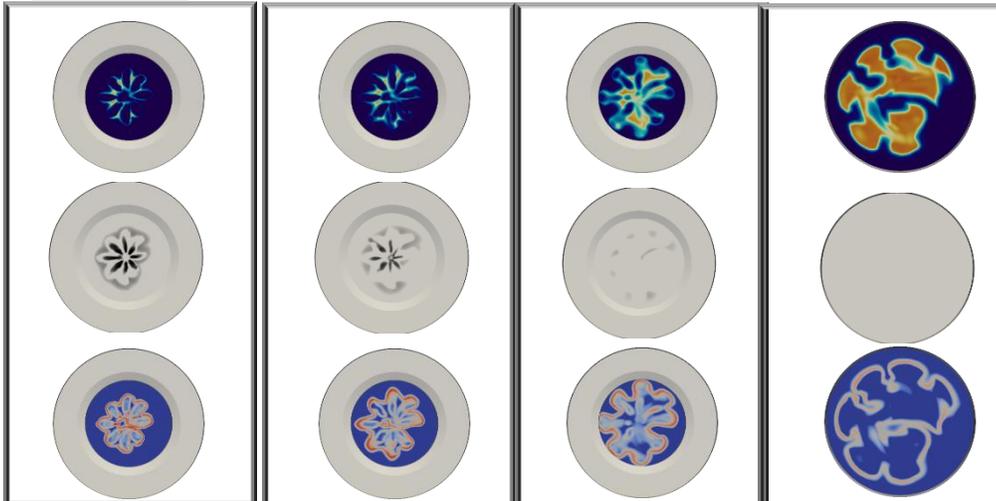
330 SOI



- Consumo di Metano
- Consumo di Gasolio
- $CH_2O \times OH$



350 SOI



Visualizzazione del processo di combustione

Frazione di gasolio

Consumo di metano

*Produzione di specie
ad alta reattività*



320 SOI



330 SOI

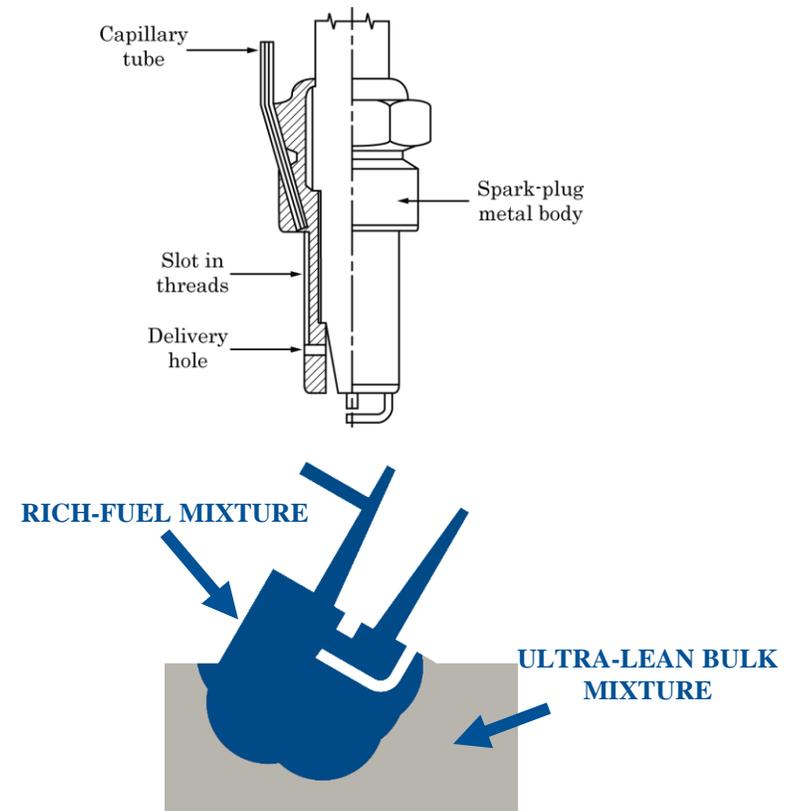
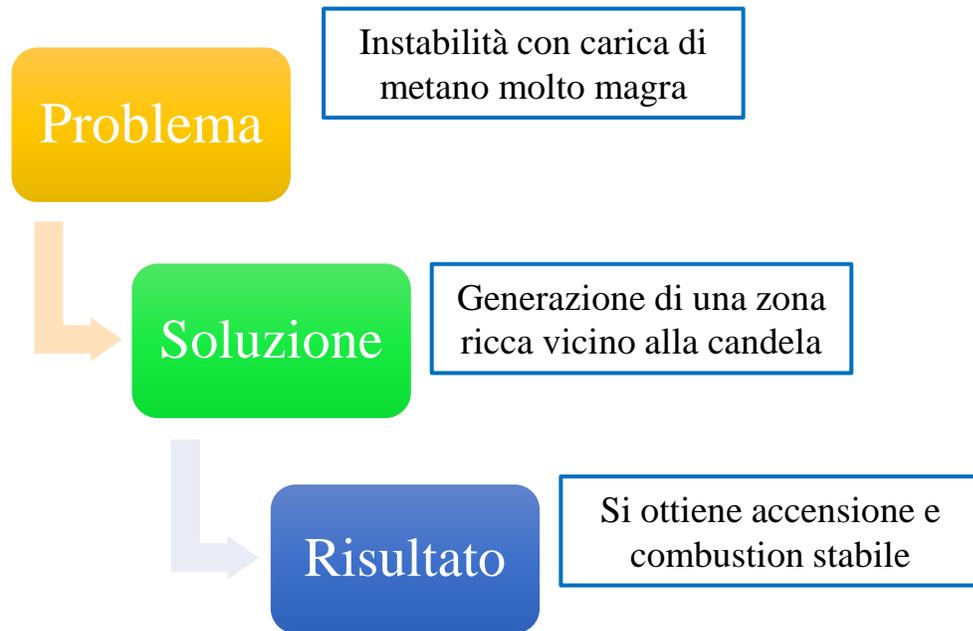


350 SOI

- La strategia di combustione Dual-Fuel con iniezione di gasolio molto anticipata ha dimostrato che si possono ottenere emissioni molto ridotte di di NO_x con elevata efficienza di combustione
- È stata condotta un'analisi dettagliata del processo di combustione, che mostra una transizione da un regime di combustione tradizionale (SOI 350) a uno basato sulla LTC (SOI 320).
- I risultati sono stati confermati dal modello 3D, che ha consentito di comprendere con accuratezza cosa accada all'interno del cilindro durante la combustione LTC, osservando il cambio di regime.



La Combustione Ultra-Lean per Motori alimentati a Metano



- Sviluppato presso la University of British Columbia (Canada) dal Prof. Evans

Osservazioni:

- Si forma una miscela più facilmente infiammabile nella regione degli elettrodi
- La regione ricca di combustibile costituisce un percorso preferenziale per la propagazione della fiamma
- Si può così estendere il limite di accendibilità del metano con vantaggi di efficienza e di emissioni

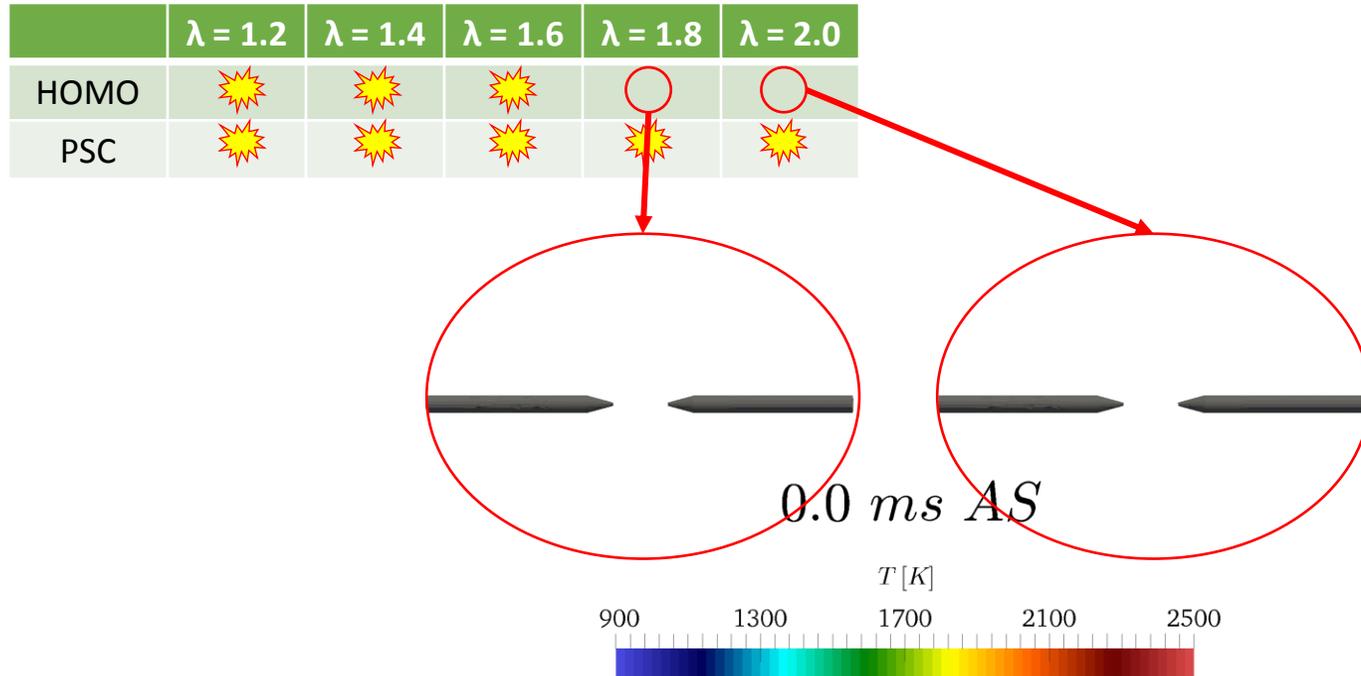


Osservazioni:

- Si forma una miscela più facilmente infiammabile nella regione degli elettrodi
- La regione ricca di combustibile costituisce un percorso preferenziale per la propagazione della fiamma
- Si può così estendere il limite di accendibilità del metano con vantaggi di efficienza e di emissioni

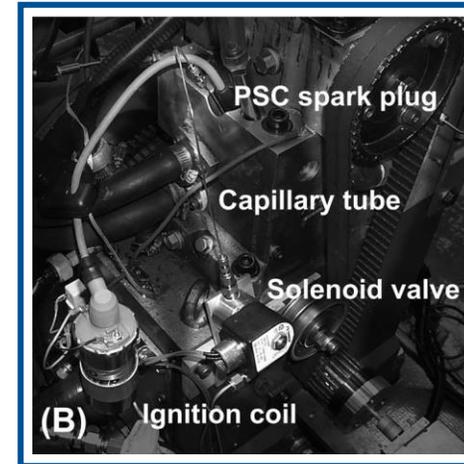


	$\lambda = 1.2$	$\lambda = 1.4$	$\lambda = 1.6$	$\lambda = 1.8$	$\lambda = 2.0$
HOMOG	☀	☀	☀		
PSC	☀	☀	☀	☀	☀



- Ricardo Hydra Single Cylinder Research Engine:

Number of cylinders	1
Number of valves	2
Fuel	CNG → CH₄
Bore (mm)	81.4
Stroke (mm)	88.9
Connecting rod (mm)	158
Compression ratio	9.25
Displacement (cc)	463
Speed (rpm)	2000
Throttling	WOT
Inlet valve opens	12 CAD BTDC
Inlet valve closes	56 CAD ABDC
Exhaust valve opens	56 CAD BBDC
Exhaust valve closes	12 CAD ATDC



- PSC injection characteristics:

PSC fuel	CNG
Capillary tube diameter (mm)	0.571
Mean mass flow rate (g/h)	40
Start of injection (CAD before ST)	10
Injection duration (CAD)	8

Risultati Motoristici: Motore a Singolo Cilindro

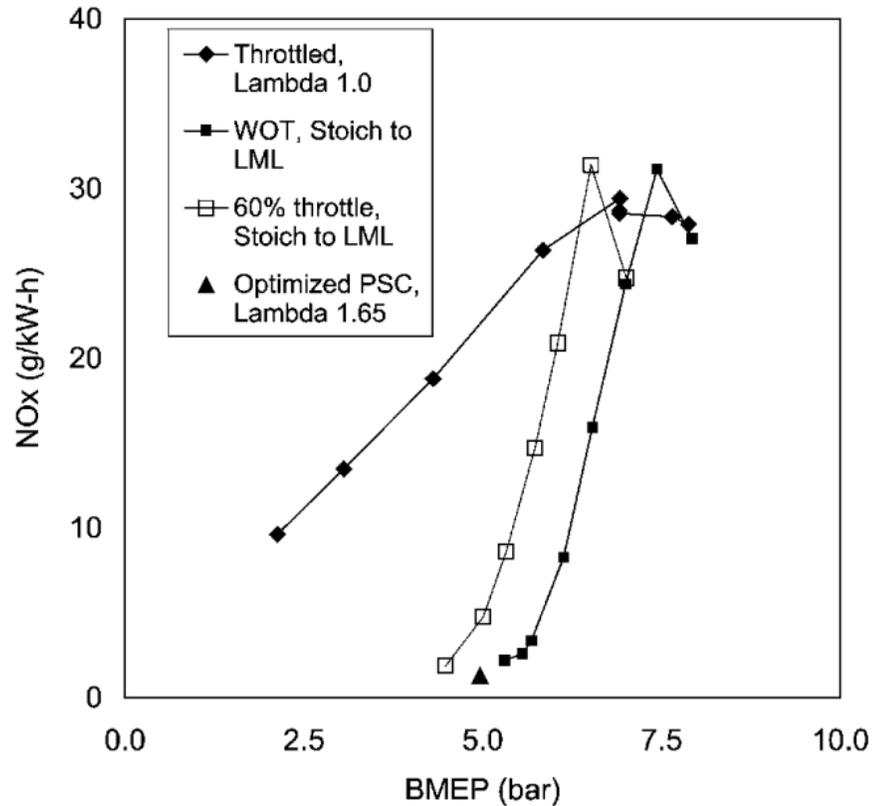


Fig. 16 NO_x versus *b.m.e.p.*, comparing optimized PSC (BOI at -70 CAD, 20 g/h) to throttled baseline and lean homogeneous baseline (1500 r/min, WOT and 60 per cent throttle).

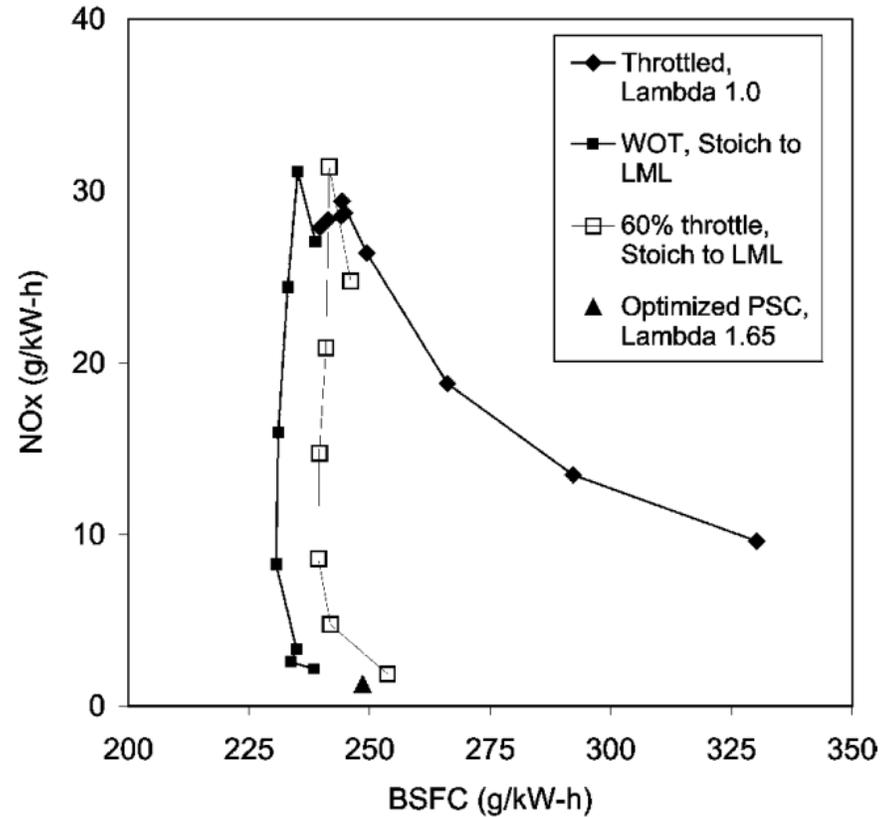
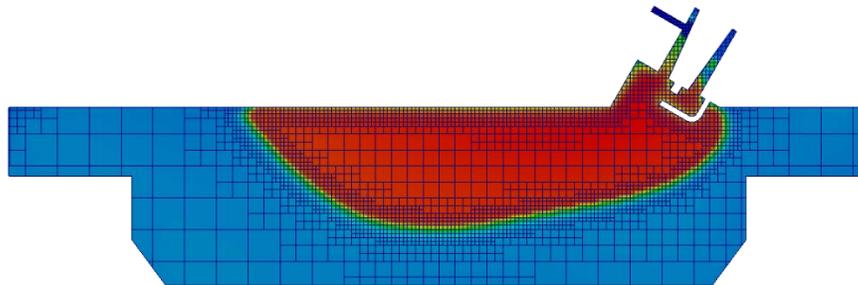
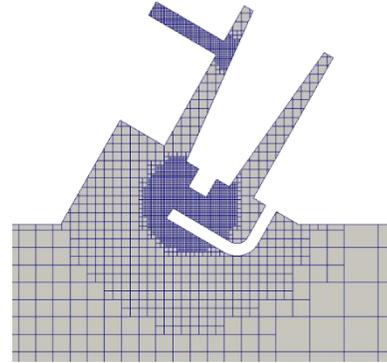
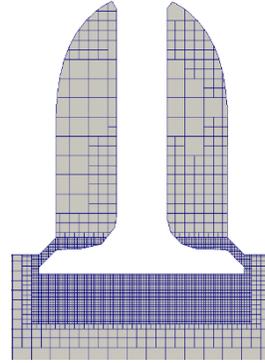
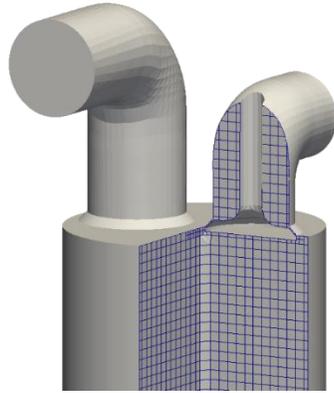
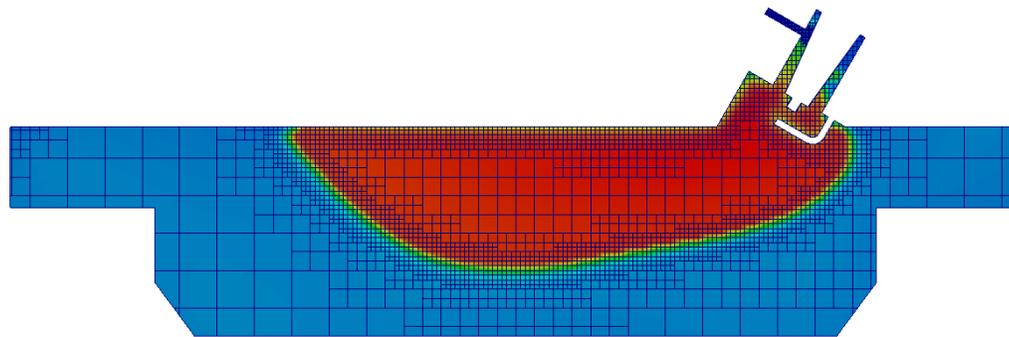
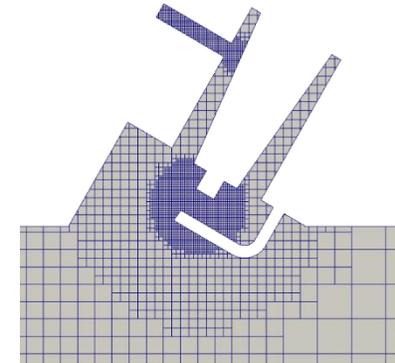
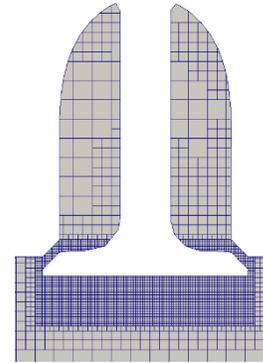
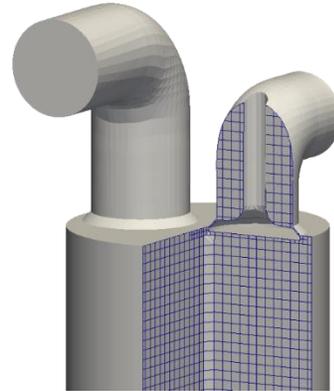


Fig. 17 NO_x versus *b.s.f.c.*, comparing optimized PSC (BOI at -70 CAD, 20 g/h) to throttled baseline and lean homogeneous baseline (1500 r/min, WOT and 60 per cent throttle).



- Base mesh: 3 mm
- Fixed Embedding:
 - Valves – 0.375 mm
 - Capillary tube – 0.094 mm
 - Spark – 0.094 to 0.375 mm
- AMR:
 - In-cylinder velocity – 0.75 mm
 - Flame front – 0.375 mm

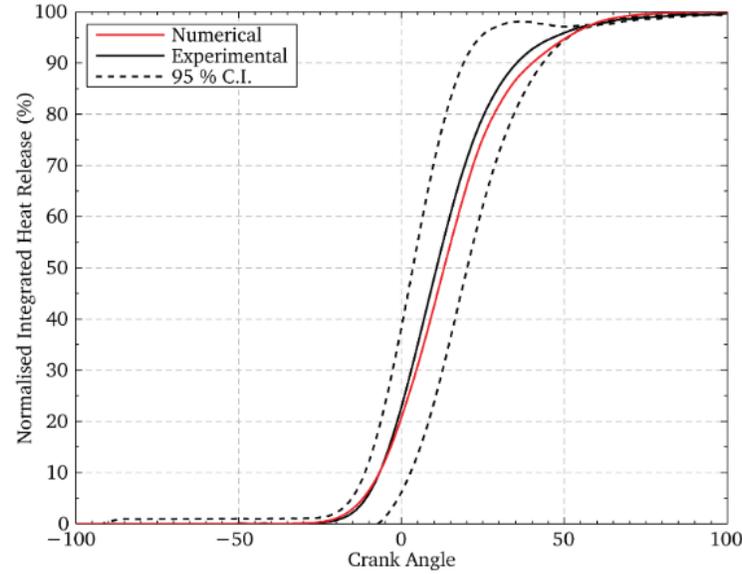
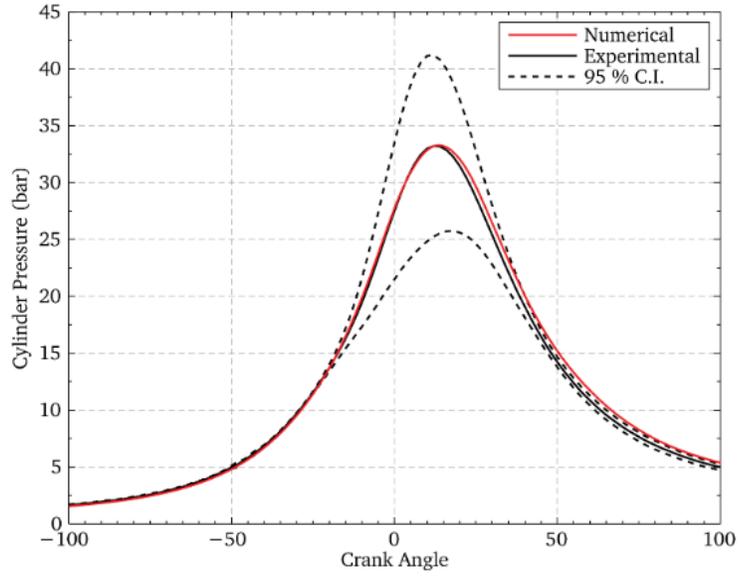


- Base mesh: 3 mm
- Fixed Embedding:
 - Valves – 0.375 mm
 - Capillary tube – 0.094 mm
 - Spark – 0.094 to 0.375 mm
- AMR:
 - In-cylinder velocity – 0.75 mm
 - Flame front – 0.375 mm

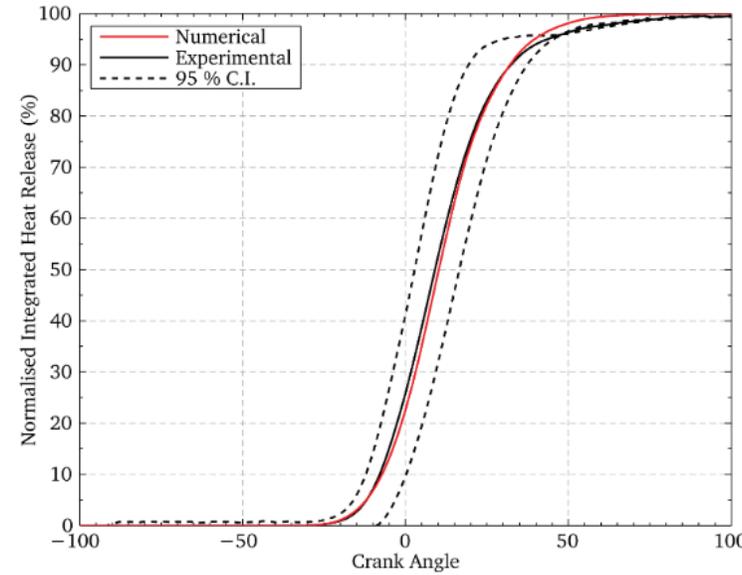
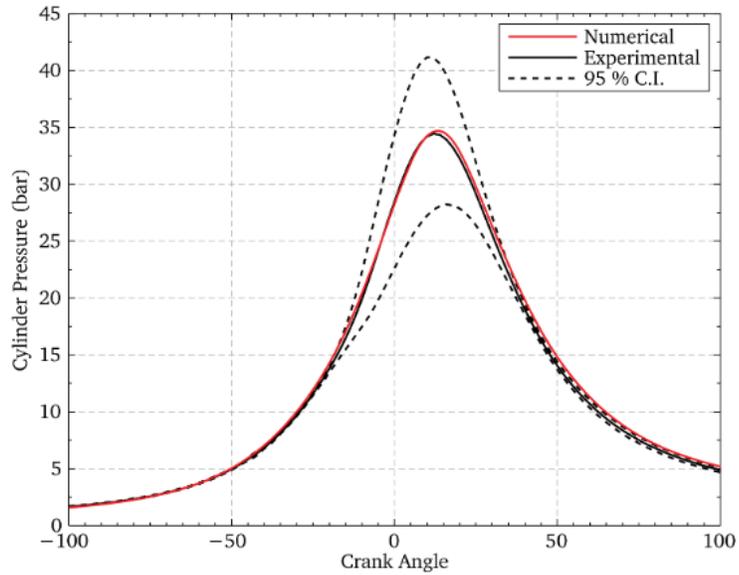
Case	$\lambda = 1.53$		$\lambda = 1.68$	
	Homogeneous	PSC	Homogeneous	PSC
PSC injection timing (CAD)	-	-55	-	-63
Spark timing (CAD)	-51	-45	-59	-53
Experimental reference	Yes	Yes	No	Yes

- Numerical settings:
 - RANS approach
 - Chemical Kinetic Mechanism (30 species, 184 reactions)

Homogeneous



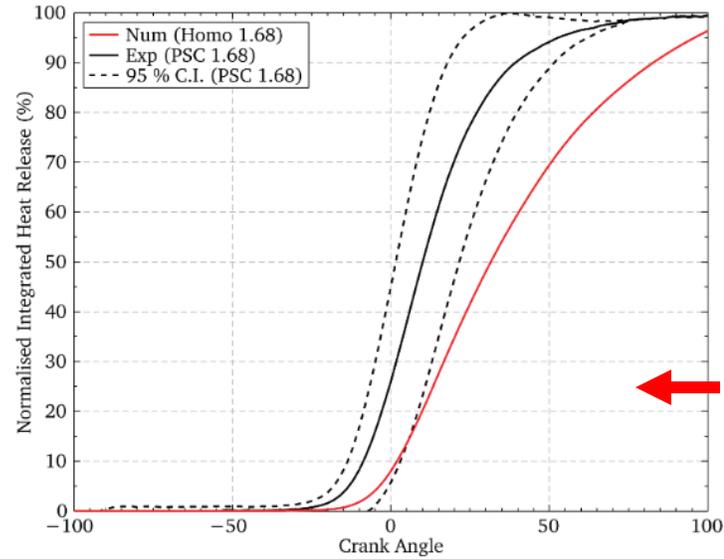
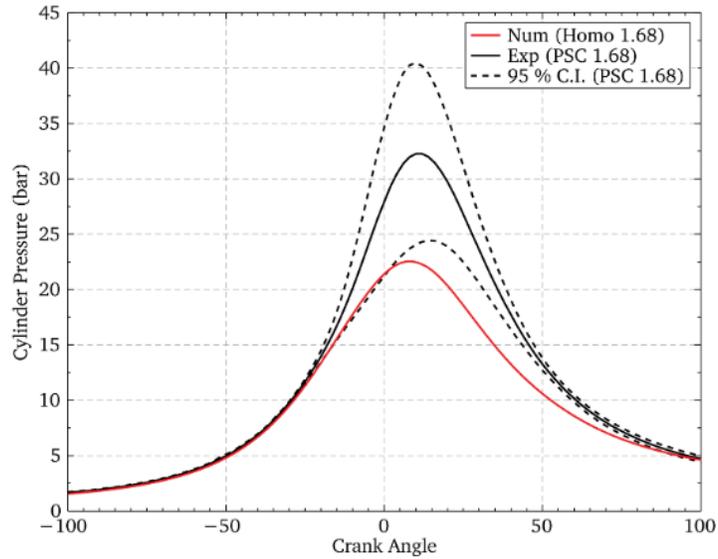
PSC



- Ottimo accordo tra dati sperimentali e dati numerici calcolati

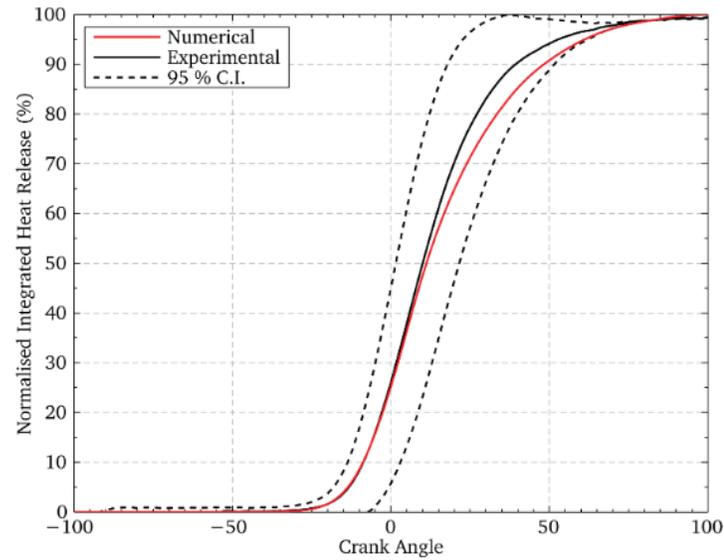
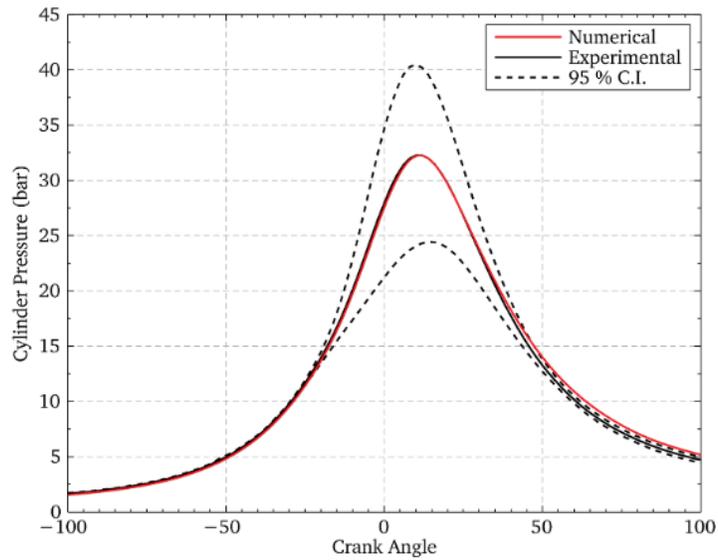
Risultati - $\lambda=1.68$

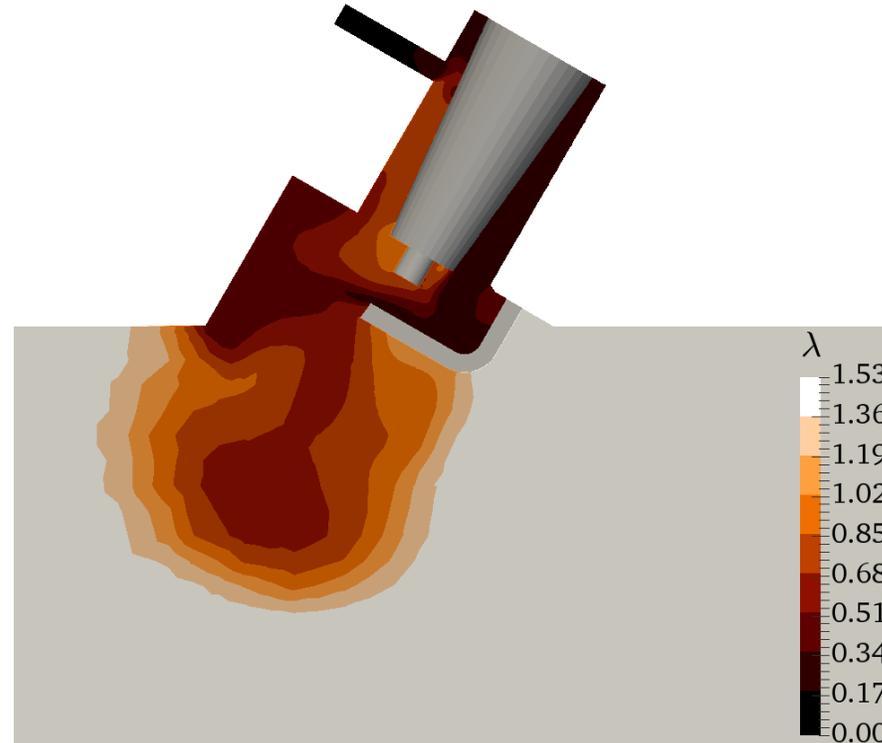
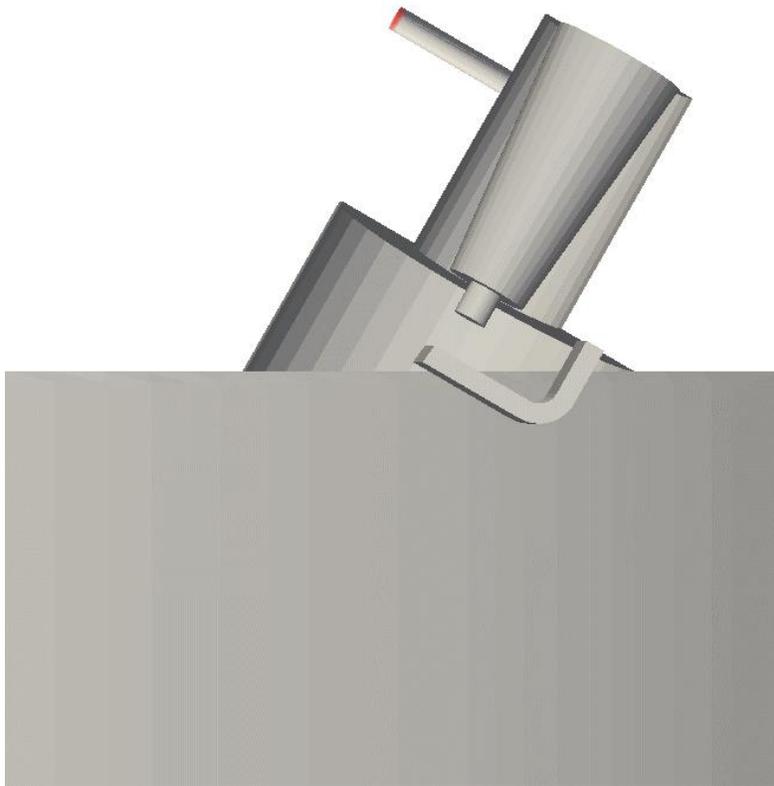
Homogeneous



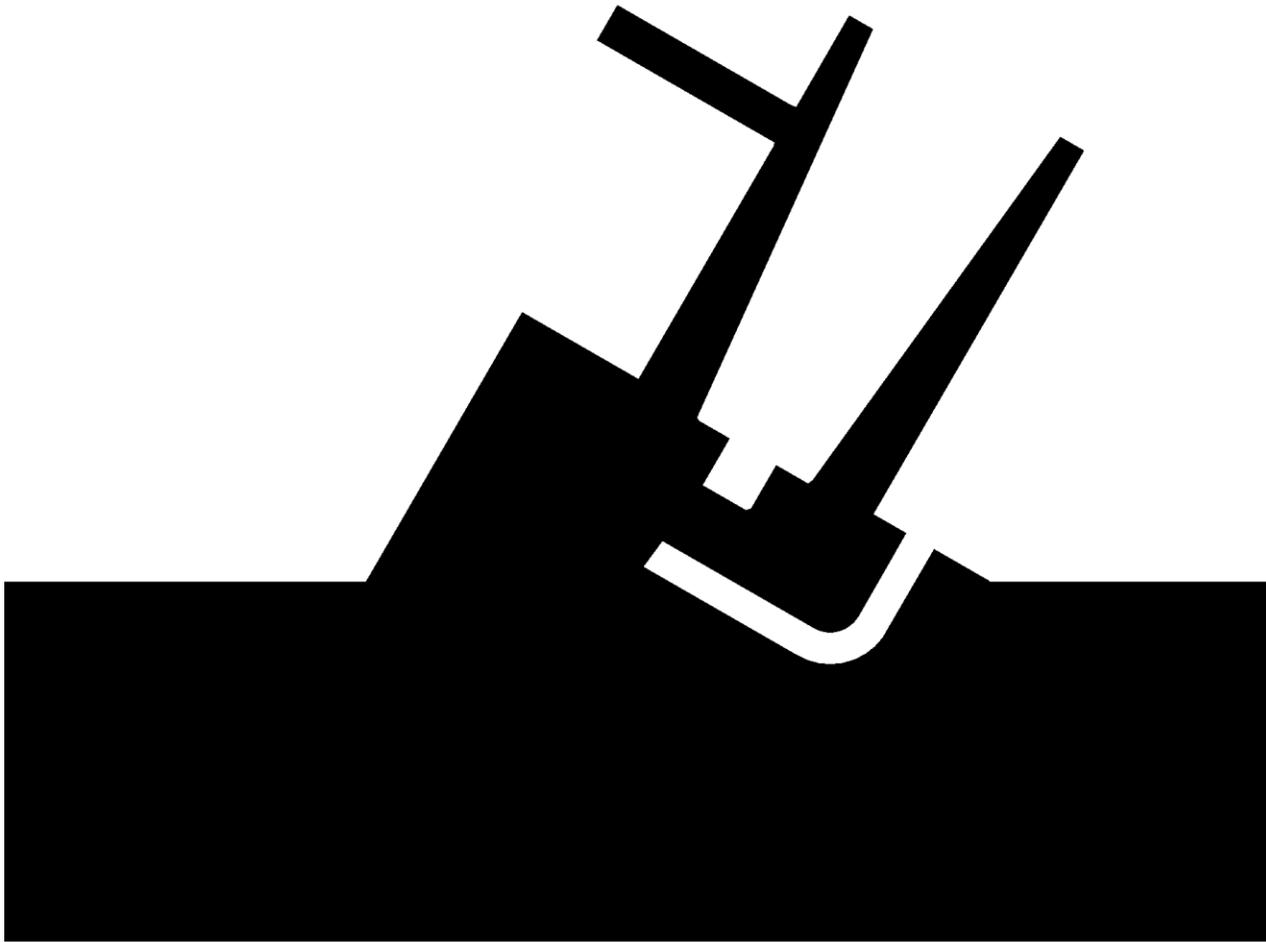
**IL CASO OMOGENEO
SIMULATO CONSENTE
DI COMPRENDERE IL
POTENZIALE DELLA
TECNICA PSC**

PSC

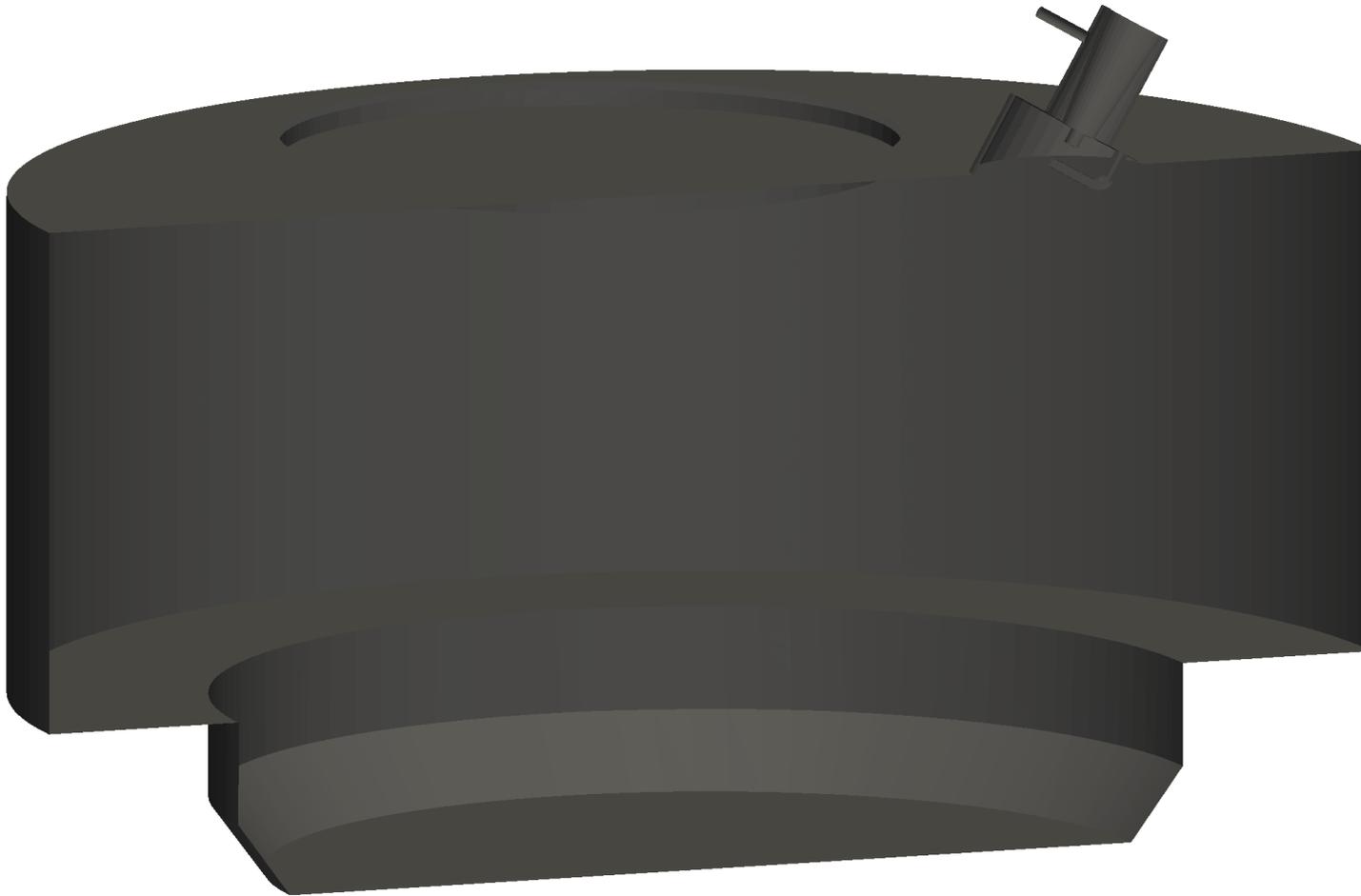




- Risultati validi per il caso PSC a $\lambda=1.53$



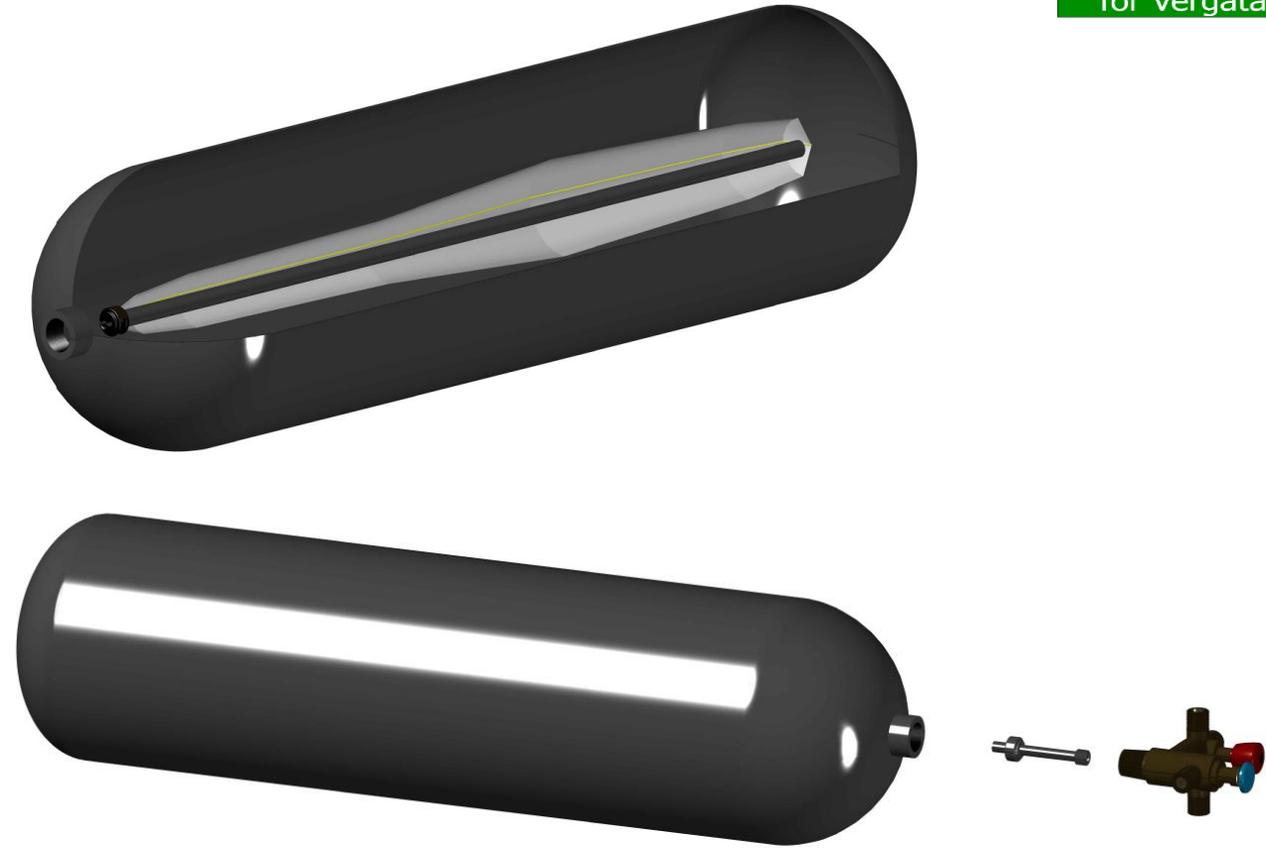
- Risultati validi per il caso PSC a $\lambda=1.53$



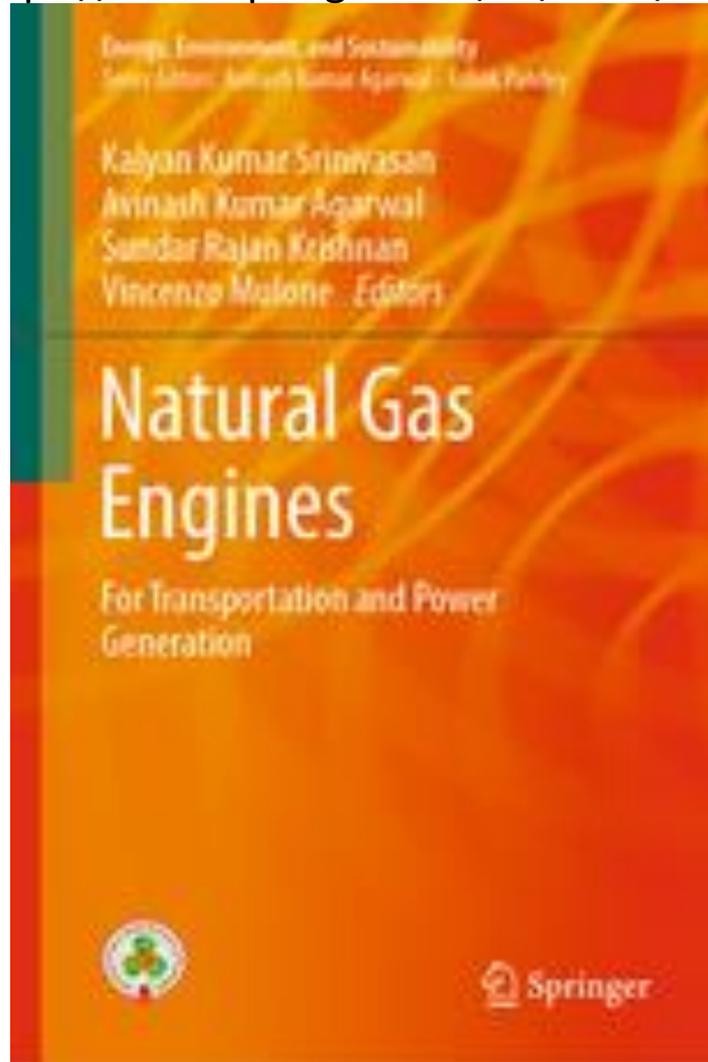
- Risultati validi per il caso PSC a $\lambda=1.53$

- Il sistema di accensione PSC stabilizza e accelera sia l'accensione della miscela che la propagazione della fiamma
- Il modello di combustione implementato ha dimostrato ottime capacità predittive per simulare il processo di combustione di metano in condizioni ultra-magre
- Gli effetti della carica PSC sono più evidenti per condizioni ultra-magre

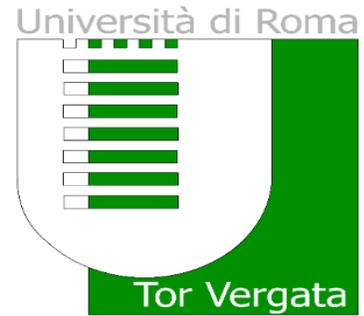
- Il sistema si installa su serbatoi commerciali per CNG o su serbatoi costruiti "ad hoc" e consente di stoccare il GPL separatamente dal CNG, pur all'interno dello stesso recipiente
- Il sistema va integrato con valvole dedicate e ha un bocchettone di rifornimento sdoppiato
- Il sistema consente il rifornimento indipendente di CNG o GPL permettendo a chi viaggia di usufruire di entrambi i canali distributivi senza rischiare di percorrere lunghi tragitti a benzina per mancanza di stazioni di rifornimento di CNG
- L'autovettura quindi ha la possibilità di funzionare senza limitazione alcuna a benzina, metano/biometano e GPL a discrezione dell'utente e avrà un costo finale di installazione limitato, stimato tra il 10-15% in più rispetto ai sistemi di conversione a metano convenzionali



<https://www.springer.com/us/book/9789811333064#otherversion=9789811333071>



11.1 Advanced Combustion Technologies: The role of natural gas in future transportation infrastructure.....	xx
Kalyan Kumar Srinivasan*, Avinash K. Agarwal, Sundar Rajan Krishnan, Vincenzo Mulone,	
11.2 Advanced Natural Gas Combustion Concepts.....	xx
Soitirios Mamalis*	
11.3 Partially Stratified Combustion of Natural Gas: From Fundamentals to Engine Applications.....	xx
Lorenzo Bartolucci*, E. C. Chan, Stefano Cordiner, Robert L. Evans, Vincenzo Mulone	
11.4 Modeling of Direct Gas Injection through Poppet-type Outwardly Opening Injectors in Internal Combustion Engines.....	xx
Abhishek Y. Deshmukh*, Mathias Bode, Tobias Falkenstein, Maziar Khosravi, David Van Bebber, Michael Klaas, Wolfgang Schröder and Heinz Pitsch,	
11.5 Prospects and Challenges for Deploying Direct Injection Technology for Compressed Natural Gas Engines.....	xx
Rajesh Kumar Prasad, Tanmay Kar, Avinash K. Agarwal*	
11.6 Effects of EGR on Engines Fuelled with Natural Gas and Natural Gas/Hydrogen Blends.....	xx
Luigi Di Simio*, Michele Gambino, Sabato Iannaccone	
11.7 Natural Gas Combustion in Marine Engines: An Operational, Environmental and Economic Assessment.....	xx
Roussos G. Papagiannakis*, Theodoros C. Zannis, Efthimios G. Pariotis, John S. Katsanis	
11.8 Advanced Combustion in Natural Gas Engines.....	xx
Ulugbek Azimov, Nobuyuki Kawahara, Kazuya Tsuobi, Eiji Tomita*	
11.9 Development of Natural Gas / Diesel RCCI Concept for Light-Duty Engines: Comprehensive Analysis of the Influence of the Design and Calibration Parameters on Performance and Emissions.....	xx
Giacomo Belgiorno, Gabriele Di Blasio, Carlo Beatrice*	
11.10 Design and Calibration Strategies For Improving HCCI Combustion in Dual-Fuel Diesel-Methane Engines.....	xx
A. P. Carlucci*, A. Ficarella, D. Laforgia, L. Strafella	
11.11 Dual Fuel (Natural Gas-Diesel) for Light Duty Industrial Engines: A Numerical and Experimental Investigation.....	xx
Enrico Mattarelli*, Carlo Alberto Rinaldini, Rommaso Savioli	
11.12 Cyclic Variations in Dual Fuel Natural Gas Engines.....	xx
Kalyan Kumar Srinivasan*, Sundar Rajan Krishnan, Prabhat Ranjan Jha, Hamidreza Mahabadipour	
11.13 Emissions Control Technologies for Natural Gas Engines.....	xx
A. Wahbi, A. Tsolakis*, J. Herreros	
11.14 A Review of Residential and Commercial Scale Natural Gas Powered Micro-Combined Heat and Power Systems.....	xx
Gokul Vishwanathan*, Julian Sculley, David Tew, and Ji-Cheng Zhao	



Grazie dell'attenzione!



Department of Industrial Engineering

Machinery group

Lorenzo Bartolucci, Stefano Cordiner, Vincenzo Mulone