

ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA

CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA MECCANICA

DIN

Dipartimento di Ingegneria Industriale

TESI DI LAUREA

in

Fluidodinamica Dei Motori A Combustione Interna M

***STUDIO DELL'EFFETTO DELL'INIEZIONE DI ACQUA
DIRETTA IN MOTORI GDI MEDIANTE SIMULAZIONI CFD***

Relatore:

Ill.mo Prof. Ing. GIAN MARCO BIANCHI

Correlatori:

Ill.mo Prof. Ing. NICOLÒ CAVINA

Ill.mo Prof. Ing. MICHELE BIANCHI

Ill.ma Ing. STEFANIA FALFARI

Candidato:

FRANCESCO FALCHIERI

Anno Accademico 2018/2019

Abstract

L'introduzione di normative antinquinamento sempre più stringenti ha costretto le case automobilistiche a progettare motori sempre più efficienti e puliti, sviluppando propulsori downsized sovralimentati sottoposti a notevoli sollecitazioni termomeccaniche. L'iniezione di acqua è una tecnologia innovativa che sfrutta il calore latente di evaporazione dell'acqua per raffreddare la carica, allontanando il rischio di detonazione nei motori ad accensione comandata. Essa punta a sostituire l'attuale arricchimento della miscela nei punti di funzionamento critici, in modo da diminuire i consumi di carburante e contenere le emissioni di CO, sottoposte nel prossimo futuro a limitazioni più stringenti nei cicli di omologazione RDE.

Il presente lavoro di tesi ha voluto indagare, tramite simulazioni CFD, gli effetti dell'iniezione diretta di acqua su un motore GDI sovralimentato, modellato virtualmente. Le simulazioni hanno coinvolto dapprima le fasi di aspirazione e compressione, valutando l'effetto di raffreddamento sulla carica, la dinamica di evaporazione dell'acqua immessa e l'interazione sia con la dinamica dell'aria all'interno del cilindro, sia con la miscelazione aria-combustibile. Presi come riferimento i casi con $\lambda 1$ e $\lambda 0,75$ senz'acqua, l'analisi è iniziata quindi valutando quale fosse la fasatura di iniezione ottimale ed è proseguita analizzando gli effetti di due sistemi di iniezione a 50 bar e 150 bar al variare della quantità di acqua immessa.

Una volta trovati i casi migliori nelle due configurazioni, si è proceduto a simulare la combustione, verificando che i benefici ottenuti fossero sfruttati in questa importante fase. Il raffreddamento della miscela permette di aumentare gli anticipi di accensione e quindi avere sia un maggior margine alla detonazione, sia un aumento di lavoro indicato. L'acqua però, comportandosi da inerte, inibisce la propagazione della fiamma, generando combustioni molto lunghe, che influiscono negativamente sulle temperature di scarico.

Sommario

1	Introduzione	1
2	Panorama automobilistico attuale	3
2.1	Normative sulle emissioni inquinanti	3
2.1.1	Cicli di omologazione	5
2.1.2	Normativa sulla CO ₂	8
2.2	Aumento dell'efficienza nei motori ad accensione comandata	10
2.2.1	Downsizing	10
2.2.2	Nuove soluzioni tecnologiche introdotte nei motori ad accensione comandata	12
3	L'iniezione di acqua	17
3.1	Proprietà fisiche dell'acqua	18
3.2	Effetto dell'acqua sulla combustione	21
3.3	Evaporazione dell'acqua nei motori ad accensione comandata	22
4	La combustione nei motori ad accensione comandata	23
4.1	Velocità delle reazioni di combustione	23
4.2	Moto di tumble	25
4.3	La detonazione	28
5	Metodologia di analisi	31
5.1	Le simulazioni CFD	31
5.2	Modello del motore GDI sovralimentato	33
5.2.1	Iniettore benzina	36
5.2.2	Iniettore acqua	37
5.3	Impostazione delle simulazioni	39
6	Campagna di simulazioni	45
7	Ricerca della migliore fasatura di iniezione	49
7.1	Grandezze termodinamiche	51

7.2	Dinamica di evaporazione dell'acqua	54
7.3	Fluidodinamica nel cilindro.....	57
7.4	Miscelazione aria-combustibile.....	62
7.5	Conclusioni.....	64
8	Analisi delle aspirate con iniezioni a 50 e 150 bar	67
8.1	Iniezioni a 50 bar.....	69
8.1.1	Grandezze termodinamiche.....	69
8.1.2	Dinamica di evaporazione dell'acqua	71
8.1.3	Fluidodinamica nel cilindro	74
8.1.4	Miscelazione aria-combustibile	77
8.1.5	Conclusioni	78
8.2	Iniezioni a 150 bar.....	80
8.2.1	Grandezze termodinamiche.....	80
8.2.2	Dinamica di evaporazione dell'acqua	82
8.2.3	Fluidodinamica nel cilindro	85
8.2.4	Miscelazione aria-combustibile	89
8.2.5	Conclusioni	90
8.3	Confronto fra iniezione a 50 bar e 150 bar.....	91
9	Analisi delle aspirate a 50 bar con HFR iniettore variabile	95
9.1	Iniettore HFR 29 cm ³ /s.....	97
9.1.1	Grandezze termodinamiche.....	97
9.1.2	Dinamica di evaporazione dell'acqua	99
9.1.3	Conclusioni	101
9.2	Iniettore HFR 23 cm ³ /s.....	102
9.2.1	Grandezze termodinamiche.....	102
9.2.2	Dinamica di evaporazione dell'acqua	105
9.2.3	Fluidodinamica nel cilindro	107

9.2.4	Miscelamento aria-combustibile	110
9.2.5	Conclusioni	110
10	Analisi delle combustioni.....	113
10.1	Ricerca degli anticipi knock safe	114
10.2	Grandezze termodinamiche	116
10.3	Angoli e durate di combustione.....	117
10.4	Pressione media indicata.....	120
10.5	Temperatura di scarico	121
10.6	Conclusioni	123
11	Conclusioni	125
12	Bibliografia	129

1

Introduzione

L'emanazione negli ultimi decenni di normative antinquinamento sempre più stringenti ha costretto i costruttori di automobili a sviluppare tecnologie che limitassero le emissioni nocive e aumentassero l'efficienza dei propulsori. L'introduzione dei cicli di omologazione WLTP e RDE, insieme alla tassazione sulla CO₂ emessa, sono attualmente gli ultimi passi fatti dai legislatori verso una misurazione il più realistica possibile degli inquinanti prodotti dai motori a combustione interna.

Per quanto riguarda i motori ad accensione comandata, la risposta al problema data dalla maggior parte dei costruttori è stata l'introduzione di propulsori *downsized* sovralimentati che migliorassero l'efficienza, a scapito però delle sollecitazioni termomeccaniche sui componenti. Nei punti motore critici ad alto carico ed alti giri, è attualmente pratica comune operare un arricchimento della miscela a scopo di raffreddamento, sfruttando il calore latente della benzina per preservare l'integrità di turbina e catalizzatore e allontanare il rischio di detonazione.

Con i futuri aggiornamenti del ciclo RDE, che prevedono la misurazione su strada delle emissioni di CO, questa pratica dovrà essere evitata, in quanto il funzionamento del motore in tali condizioni causa una notevole produzione di questo inquinante senza che possa essere convertito dal catalizzatore trivalente, che per funzionare necessita di un titolo della miscela rigorosamente stechiometrico.

Per cercare di estendere il più possibile il campo di utilizzo in condizioni di miscela stechiometrica, sono in fase di studio alcune tecnologie, fra cui l'iniezione di acqua. Questa soluzione, introdotta già negli anni '80 nei motori turbo di F1 e poi accantonata, sfrutta il calore latente di evaporazione dell'acqua per raffreddare la carica. Sta tornando di interesse proprio per evitare l'ingrassamento della miscela in condizioni critiche e poter aumentare il rapporto di compressione dei propulsori *downsized*, già ridotto rispetto ai propulsori aspirati tradizionali perché limitati dalla detonazione.

Il presente lavoro di tesi, attraverso simulazioni fluidodinamiche numeriche tridimensionali svolte su un motore virtuale, vuole cercare di studiare ed ottimizzare un sistema di iniezione ad acqua diretta,

ovvero direttamente nel cilindro, in una configurazione GDI sovralimentata, ormai diventato lo standard per i propulsori *downsized* odierni.

La prima parte dell'elaborato si concentra sugli effetti che l'acqua comporta sul ciclo di funzionamento in fase di aspirazione e di compressione. In particolare, sono state svolte analisi riguardanti:

- fasatura di iniezione ottimale;
- valutazione degli effetti al variare della quantità di acqua iniettata e della pressione di iniezione.

La seconda parte dell'attività si è concentrata sulla combustione in presenza di acqua, in modo da verificare concretamente gli effettivi benefici riscontrati nella parte precedente.

2

Panorama automobilistico attuale

2.1 Normative sulle emissioni inquinanti

I motori a combustione interna montati sui mezzi di trasporto costituiscono una delle principali sorgenti di inquinamento atmosferico nelle aree urbane intensamente trafficate. Nei gas da essi scaricati sono contenuti diversi inquinanti, fra cui i principali sono:

- monossido di carbonio (CO);
- ossidi di azoto (genericamente NO_x), principalmente monossido di azoto (NO) e biossido di azoto (NO_2);
- idrocarburi incombusti (HC);
- particelle solide finissime portate in sospensione dai gas, derivanti dall'ossidazione incompleta del combustibile, comunemente definite "particolato";
- prodotti di ossidazione di impurità presenti nel combustibile, quali lo zolfo;
- anidride carbonica (CO_2).

I danni prodotti da queste sostanze si riversano sia sulla salute umana, sia sull'ecosistema. In Figura 2.1 vengono riportati i principali effetti e il contributo dato dai mezzi di trasporto rispetto alle fonti globali di inquinamento (naturali e dovute all'azione dell'uomo).

Inquinante emesso	Principali effetti nocivi prodotti	Mezzi di trasporto
Ossido di carbonio (CO)	Avvelenamento, danni cardiovascolari	> 80%
Idrocarburi incombusti (HC)	Smog fotochimico, danni fisiologici	> 80%
Particolato (PM)	Attività cancerogena e genotossica (polmoni,...)	> 30%
Ossidi d'azoto (NO _x)	Danni vie respiratorie, smog fotochimico	> 40%
Derivati da zolfo (SO ₂ e SO ₃)	Deposizioni acide, effetti sul clima	> 10%
Anidride carbonica (CO ₂)	Influenza sul clima, effetto serra	> 20%

Figura 2.1: Contributo dato dai mezzi di trasporto ai principali agenti inquinanti atmosferici e danni da essi causati. Immagine tratta da [1].

Per arginare il problema, i paesi industrializzati hanno adottato nel tempo misure sempre più stringenti per contenere tali emissioni nocive. L'Unione Europea, a partire dagli anni '90, ha emanato una serie di normative antinquinamento imprescindibili per l'omologazione degli autoveicoli dette EURO. Esse impongono dei limiti di emissione massa per kilometro o numero di particelle per kilometro in funzione in base al tipo di inquinante. In Figura 2.2 vengono esposti i limiti delle normative antiinquinamento da EURO 1 a EURO 6c.

			EU-1	EU-2	EU-3	EU-4	EU-5a	EU-5b	EU-6b	EU-6c
			1991	1996	2000	2005	2009	2011	2014	2017
Test Cycle			ECE 15.04	ECE 15.05	NEDC	NEDC	NEDC	NEDC	NEDC	WLTC
Positive Ignition Engines (Gasoline)	CO	mg/km	2720	2200	2300	1000	1000	1000	1000	1000
	HC	mg/km			200	100	100	100	100	100
	HC + NOx	mg/km	970	500						
	NOx	mg/km			150	80	60	60	60	60
	NMHC	mg/km					68	68	68	68
	PM only GDI	mg/km					5	4,5	4,5	4,5
	PN	#/km							6E12	6E11
Compression Ignition Engines (Diesel)	CO	mg/km	2720	1000	640	500	500	500	500	500
	HC + NOx	mg/km	970	700	560	300	230	230	170	170
	NOx	mg/km			500	250	180	180	80	80
	PM	mg/km	140	80	50	25	5	4,5	4,5	4,5
	PN	#/km						6E11	6E11	6E11

no change
change
important

Figura 2.2: Limiti di emissioni imposti dalle normative antinquinamento EURO per autoveicoli con motore ad accensione comandata e per compressione. Immagine tratta da [2].

Tali emissioni vengono misurate secondo cicli di omologazione normati. Fino alla normativa EURO 6b il ciclo di riferimento è stato il NEDC, mentre da EURO 6c in poi è stato cambiato nel WLTP.

2.1.1 Cicli di omologazione

Le emissioni inquinanti prodotte da un motore a combustione interna dipendono fortemente dalle condizioni di esercizio. È necessario pertanto considerare una condizione di funzionamento che sia normalizzata e uguale per tutti i motori da sottoporre ad omologazione per poter avere una misura degli inquinanti indipendente da questa variabile. L'analisi degli inquinanti avviene in un laboratorio dotato di banco a rulli su cui viene posto il mezzo in prova.

2.1.1.1 Ciclo NEDC

Il NEDC (*New European Driving Cycle*) è stato il ciclo di omologazione valido nell'Unione Europea dalla normativa EURO 1 (anno 1991) alla normativa EURO 6b (anno 2017) compresa. Esso è composto da due sottocicli: il ciclo ECE-15 (che da solo costituiva il ciclo di omologazione valido dal 1971 al 1991) e il ciclo EUDC, come mostra la Figura 2.4.

Il sottociclo ECE-15 simula le condizioni di funzionamento del motore in un tragitto urbano a traffico intenso. Esso è costituito da un modulo (vedi Figura 2.3) che si ripete quattro volte, presentando tre fasi di accelerazione, tratti a regime costante e decelerazioni, intervallati da periodi di fermata al minimo.

Prima dell'anno 2000 era prevista una fase di riscaldamento del motore per 40 s al regime minimo esclusa dalle misurazioni, successivamente abolita da EURO 3 in poi.

Il sottociclo EUDC (*Extra Urban Driving Cycle*) simula invece le condizioni di funzionamento del motore in ambito extra-urbano. Esso ha una durata di 400 s, lunghezza 6955 m, velocità massima 120 km/h e velocità media 62,6 km/h.

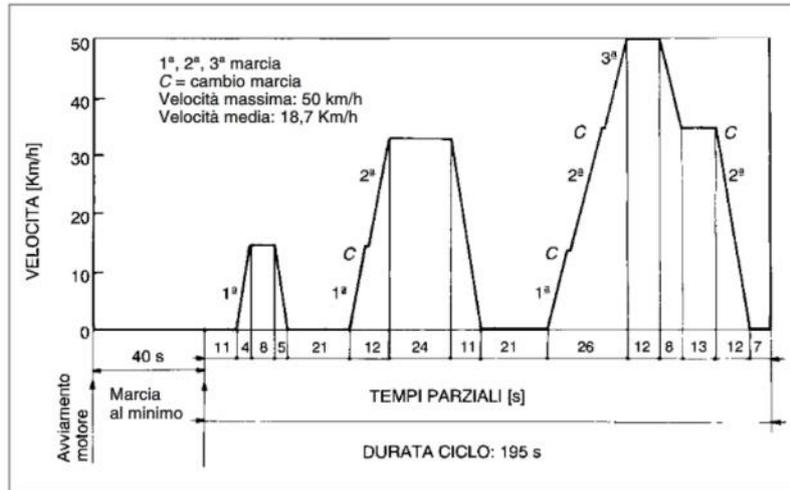


Figura 2.3: Modulo ripetuto 4 volte che costituisce il ciclo ECE-15 contenuto nel ciclo NEDC. Da EURO 3 (anno 2000) venne abolita la fase iniziale di riscaldamento al minimo esclusa dalla misurazione delle emissioni. Immagine tratta da [1].

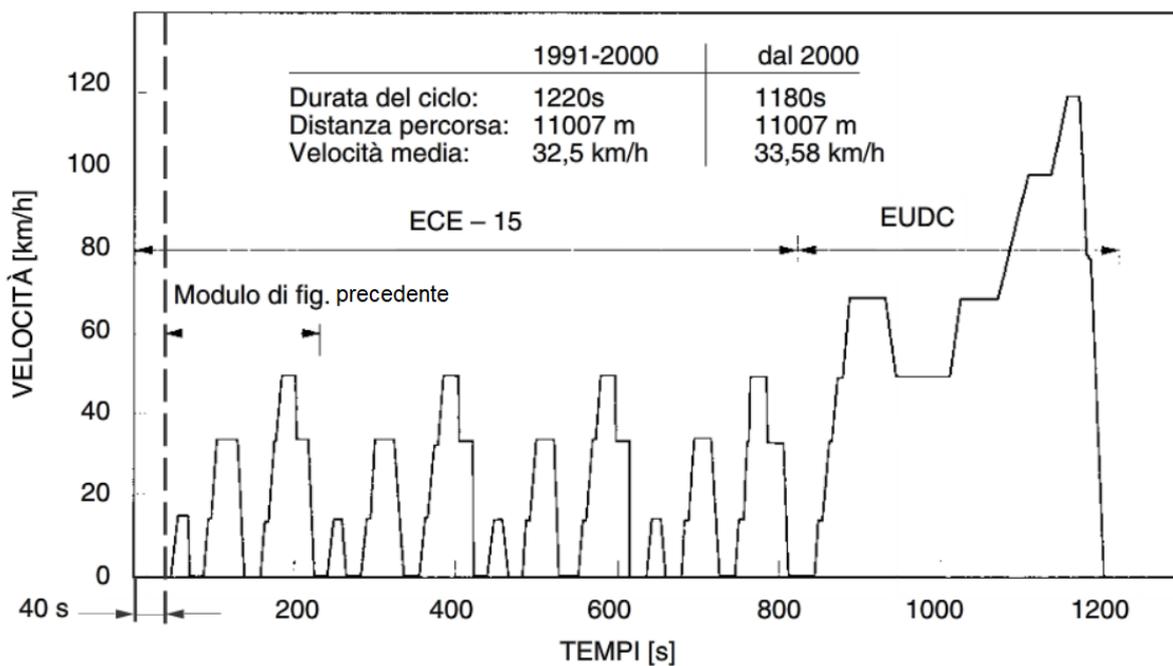


Figura 2.4: Ciclo NEDC, valido dalla normativa EURO 1 (anno 1991) fino alla normativa EURO 6b (anno 2017), composto dal ciclo ECE-15 e dal ciclo EUDC.

Come si può notare dal profilo di velocità del ciclo NEDC, esso presenta due evidenti punti di debolezza:

- fasi di accelerazione, decelerazioni e velocità costante poco aderenti ad un contesto di utilizzo su strada;
- velocità media di percorrenza esigua. Ciò significa che il motore viene testato a carichi molto bassi. La potenza media necessaria per poter compiere un ciclo NEDC è stimabile attorno ai 7 kW (9,5 CV circa) e quella massima attorno ai 34 kW (46 CV circa), di gran lunga inferiore alla potenza dei motori messi in commercio attualmente.

2.1.1.2 Ciclo WLTP

Per le ragioni esposte nel precedente paragrafo 2.1.1.1, a partire dalla normativa EURO 6c del 2017, il ciclo NEDC è stato sostituito dal ciclo di omologazione WLTP (*Worldwide harmonized Light Test Procedure*), mostrato in Figura 2.5, valido non solo in UE, ma anche in India e Giappone.

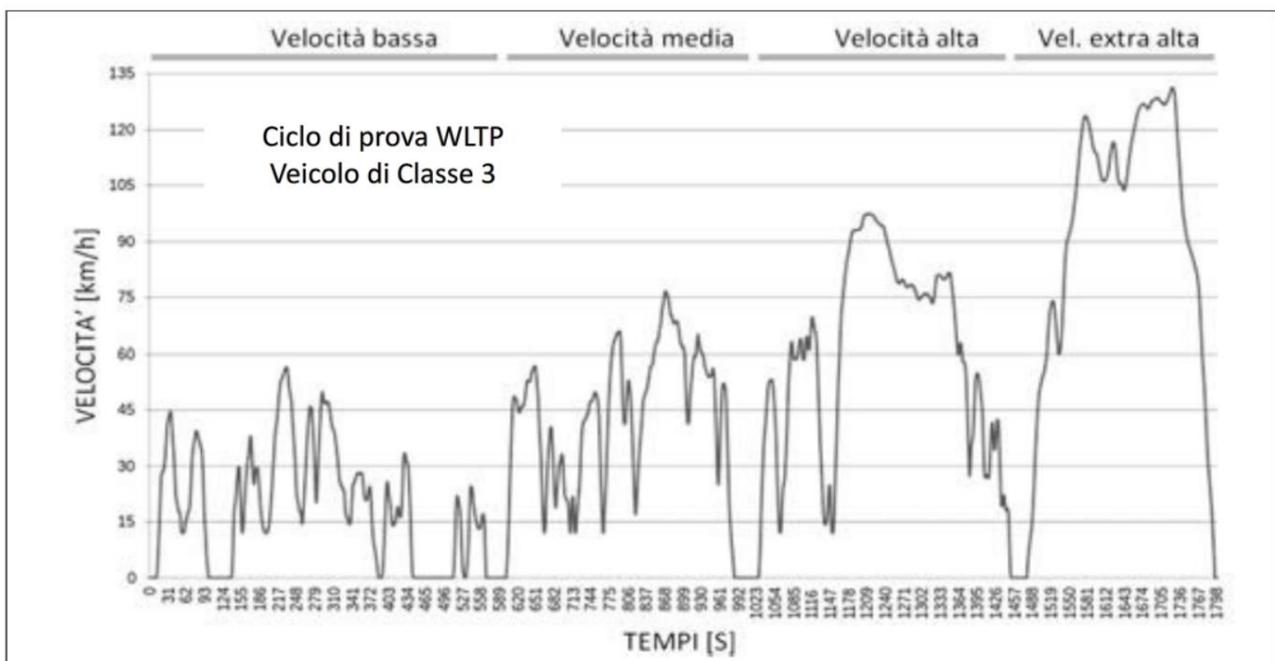


Figura 2.5: ciclo WLTP, valido attualmente a partire dalla normativa EURO 6c (anno 2017). Immagine tratta da [1].

Esso comprende quattro diverse parti con caratteristiche di velocità, tempi di fermata e accelerazioni definite appositamente per rappresentare il tipico utilizzo di un'automobile nei percorsi urbani, extra-urbani e autostradali. In Figura 2.6 sono riportate le caratteristiche salienti del ciclo WLTP, confrontate con quelle del ciclo NEDC.

	NEDC	WLTC
Length (s)	1.220	1.800
Length (km)	11,06	23,26
Idle time (%)	24	13
V max (km/h)	120	131,6
V average (km/h)	31,6	46,3
Accel max (m/s ²)	1	1,6

Figura 2.6: Confronto fra le caratteristiche salienti fra i cicli NEDC e WLTP. Immagine tratta da [3].

2.1.1.3 Normative EURO 6d-temp, EURO 6d e ciclo RDE

Il punto debole comune a tutti i cicli di omologazione citati è rappresentato dalla discrepanza, più o meno accentuata, del funzionamento del motore in condizioni ideali presenti in sala prove rispetto a quelle reali sperimentate nell'utilizzo nel traffico. Per questo motivo l'Unione Europea ha introdotto, accanto al test in laboratorio secondo il ciclo WLTP, anche una misurazione su strada degli inquinanti emessi durante la marcia, detta RDE (*Real Drive Emissions*). Il ciclo RDE è costituito da una prova su strada di 90-120 minuti in cui il veicolo deve affrontare un percorso composto da strade urbane, extra-urbane e autostrade.

A partire dal settembre 2018, per le nuove omologazioni in UE è entrata in vigore la normativa EURO 6d-temp. Essa prevede gli stessi limiti sulle emissioni inquinanti previste per l'EURO 6c misurate sul ciclo WLTP, ma aggiunge l'obbligo di non sfiorare 2,1 volte tale limite su ossidi di azoto (NO_x) e numero di particelle di particolato (PN) durante il ciclo RDE.

Da gennaio 2020 è entrata in vigore l'ultima normativa EURO 6d, che abbassa il coefficiente di conformità del ciclo RDE da 2,1 a 1,5 volte i limiti di emissioni su NO_x e PN imposti sul ciclo WLTP. Per i motori ad accensione comandata è in fase di discussione l'introduzione della misura delle emissioni di CO durante questo test.

2.1.2 Normativa sulla CO₂

Oltre alle normative antinquinamento, i costruttori di autovetture sono soggetti ad una normativa europea sulla CO₂ emessa dai propri veicoli. Tale normativa prevede dal 2012 un limite di 130 g/km (misurata sul ciclo NEDC) di CO₂ emessa calcolata come media pesata di flotta, usando come peso il numero di vetture vendute in un anno in UE. Se il costruttore sfiora tale soglia, deve pagare 95€ per ogni grammo eccedente il limite moltiplicato per il numero di nuove vetture vendute in UE. Nel 2021 è previsto un abbassamento del limite a 95 g/km.

Essendo la CO₂ un prodotto di combustione legato indissolubilmente al consumo di carburante, risulta evidente la volontà di spingere i costruttori a sviluppare l'efficienza dei propri veicoli.

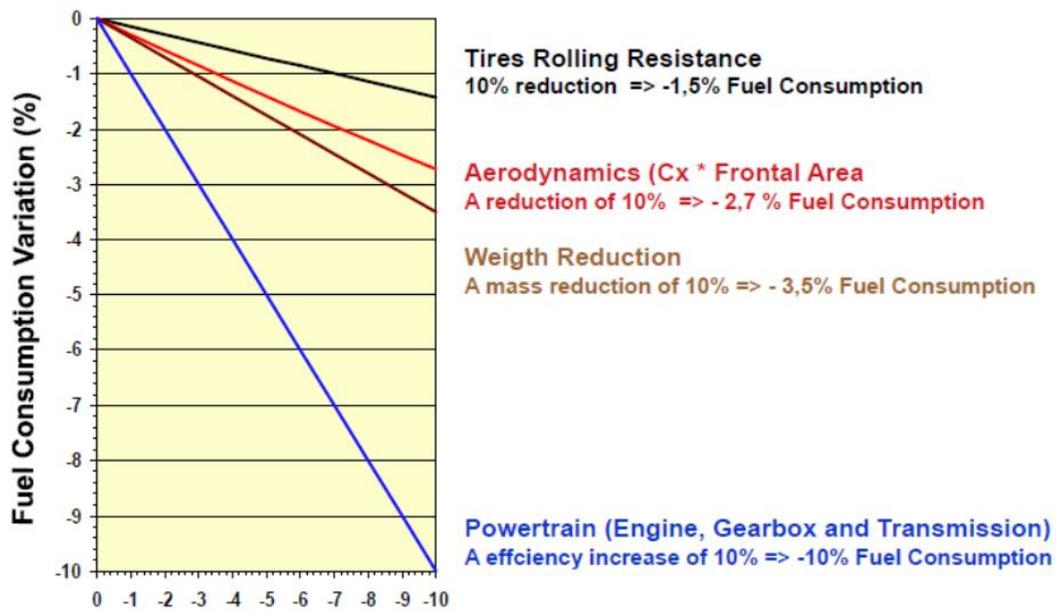


Figura 2.7: Influenza di diverse soluzioni sulla diminuzione del consumo di carburante. Immagine tratta da [2].

Come riportato in Figura 2.7, la soluzione più efficace per ottenere questo effetto è migliorare l'efficienza del propulsore.

2.2 Aumento dell'efficienza nei motori ad accensione comandata

Se da un lato il motore ad accensione comandata riesce a rispettare i limiti sulle emissioni senza adottare i complicati sistemi di post-trattamento allo scarico dei motori ad accensione per compressione, storicamente invece ha sempre sofferto il confronto con questi ultimi per quanto riguarda l'efficienza. Ciò è dovuto principalmente ai seguenti fattori:

- minor rapporto di compressione, limitato dal rischio di detonazione, con scadimento del rendimento termodinamico;
- regolazione del carico per quantità di miscela aria/combustibile, operata dalla valvola a farfalla, e non per quantità di combustibile iniettato in camera. Ciò provoca un decadimento del rendimento ai carichi parziali, in quanto aumentano le perdite per pompaggio come mostrato in Figura 2.8.

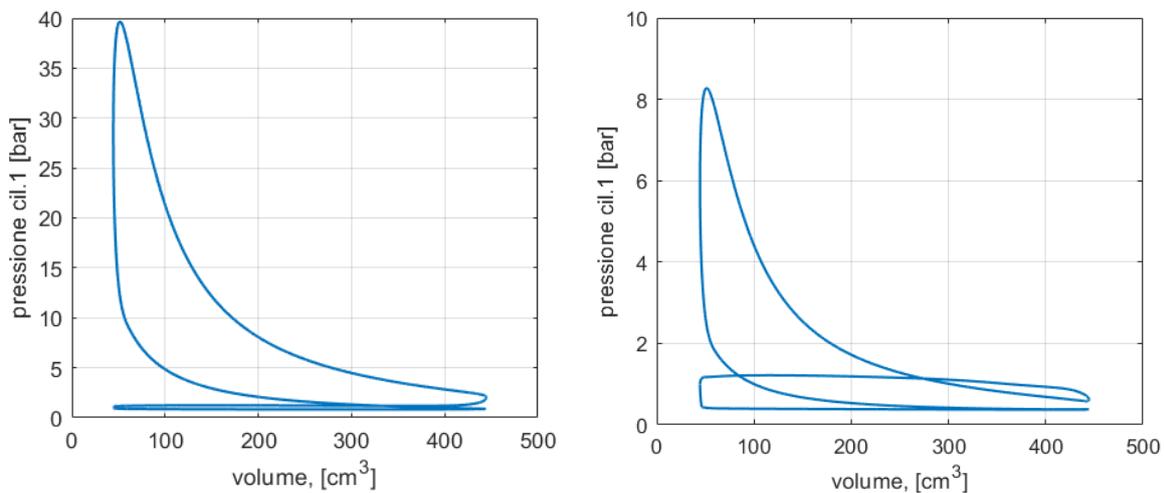


Figura 2.8: diagrammi p-V di un ciclo completo di un motore ad accensione comandata. A sinistra il motore opera a pieno carico, a destra il motore opera a carico parziale. Fra le due condizioni si può notare l'aumento del lavoro di pompaggio.

L'efficienza è direttamente collegata al consumo di carburante e quindi di CO₂; di conseguenza la ricerca in campo motoristico ha trovato molteplici soluzioni che cercassero di risolvere questo problema tipico dei motori ad accensione comandata.

2.2.1 Downsizing

L'impossibilità di aumentare il rapporto di compressione dei motori alimentati a benzina ha portato a sviluppare sistemi che ne migliorassero l'efficienza ai carichi parziali.

Prendendo in considerazione la Figura 2.9a, essa rappresenta un tipico piano coppia-velocità angolare di un motore ad accensione comandata, corredato dalle linee isorendimento. Nelle condizioni di funzionamento abituali a carico parziale il propulsore opera nell'area colorata di grigio, caratterizzata da rendimenti scadenti di molto inferiori a quello massimo. Sarebbe conveniente da questo punto di vista avere un motore di bassa potenza che lavorasse il più vicino possibile al punto di pieno carico, che coincide a grosso modo con quello di massimo rendimento.

Da questa considerazione nasce l'idea del *downsizing*: progettare un motore di piccola cilindrata, che nel funzionamento da aspirato ai bassi carichi possa lavorare in condizioni di alto rendimento, ma che sovralimentato possa sviluppare alte potenze tipiche di un propulsore di cilindrata superiore (vedi Figura 2.9b). La parzializzazione del carico viene quindi gestita in maniera combinata sia dalla valvola a farfalla, sia dalla valvola *wastegate* del gruppo turbocompressore che regola la portata di gas di scarico entrante in turbina.

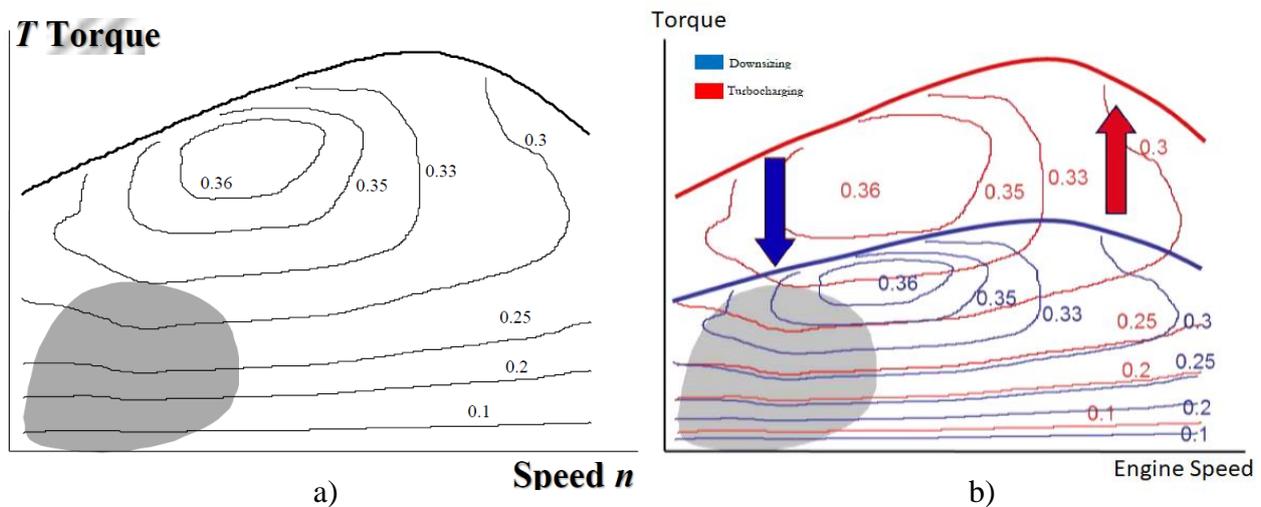


Figura 2.9: a) Condizioni di funzionamento tipiche di un motore ad accensione comandata evidenziate dall'area grigia nel piano coppia-velocità angolare-curves isorendimento. b) Effetti del downsizing e della sovralimentazione sul rendimento del propulsore. Immagini tratte da [3].

La diminuzione della cilindrata e la sovralimentazione (tipicamente dinamica) sono state accompagnate anche da una diminuzione del numero di cilindri, altro aspetto tipico del *downsizing*. Tale scelta porta infatti ad una diminuzione degli attriti, della potenza dissipata dagli ausiliari (pompa olio, acqua, trascinamento della distribuzione) contribuendo a migliorare il rendimento complessivo del motore.

Dall'altro lato, l'adozione del concetto del *downsizing* ha portato nuove criticità nella progettazione dei propulsori. Dovendo garantire le stesse potenze di motori di cilindrata superiore, i nuovi

propulsori *downsized* vengono sviluppati cercando di massimizzare la potenza specifica e quindi la pressione media effettiva (PME), data dall'espressione

$$PME = \frac{L_{ind\ ciclo} \eta_{org}}{V_c} = \frac{\oint p dV \eta_{org}}{V_c} \quad (2.1)$$

dove $L_{ind\ ciclo}$ è il lavoro di indicatore raccolto per ciclo, η_{org} è il rendimento organico del motore, V_c è la cilindrata unitaria. Sapendo che il lavoro di indicatore è pari all'integrale lungo il ciclo della pressione per l'incremento infinitesimo di volume, si evince facilmente che, per ottenere alti valori di PME, bisogna aumentare la pressione interna al cilindro, effetto ottenuto grazie alla sovralimentazione. L'aumento della pressione comporta sia un aggravio del carico meccanico agente sul manovellismo, sia un aumento del rischio di detonazione diminuendo i tempi di autoaccensione del combustibile, come si vedrà nel dettaglio in seguito. Per questi motivi si è assistito ad una diminuzione del rapporto di compressione utilizzato, passando da un valore tipico di 10.5-12 dei motori aspirati a circa 9-10 dei motori *downsized* sovralimentati. Questo aspetto ovviamente limita il massimo guadagno di efficienza ottenibile dal *downsizing* e la soluzione a questo problema è oggetto di studio della ricerca motoristica.

2.2.2 Nuove soluzioni tecnologiche introdotte nei motori ad accensione comandata

L'esigenza combinata di aumentare la potenza specifica e di migliorare l'efficienza dei propulsori alimentati a benzina, evitando l'insorgere della detonazione, ha portato allo sviluppo di alcune tecnologie che hanno trovato già impiego nella produzione industriale e di altre che sono ancora in fase di studio. Le principali sono:

- **Iniezione diretta della benzina (GDI: gasoline direct injection)**, ormai ampiamente diffusa, discussa nel paragrafo 2.2.2.1.
- **Adozione del ciclo Miller**. Consiste in una chiusura anticipata o ritardata delle valvole di aspirazione in modo da avere una corsa di compressione minore rispetto alla corsa di espansione. Si riesce a diminuire così il lavoro di pompaggio e si riducono temperatura e pressione a fine compressione, ma per contro anche la turbolenza nel cilindro e la potenza erogata.
- **Iniezione di acqua**, nelle sue due varianti: indiretta nel condotto di aspirazione (PWI: *Port Water Injection*) e diretta nel cilindro (DWI: *Direct Water Injection*), quest'ultima oggetto di studio della presente tesi.

- **Rapporto di compressione variabile.** Attraverso complessi meccanismi che permettono di variare la lunghezza della biella, si può far funzionare il motore a bassi carichi con rapporti di compressione alti, in modo da migliorare l'efficienza essendo lontano da condizioni potenzialmente detonanti. Ad alti carichi invece il rapporto di compressione si riduce.

2.2.2.1 Iniezione diretta della benzina (GDI)

Nell'ultimo ventennio, anche prima dell'avvento del *downsizing*, si è assistito ad una progressiva diffusione di questo tipo di alimentazione del combustibile rispetto alla tradizionale iniezione indiretta nel condotto di aspirazione (PFI: *Port Fuel Injection*).

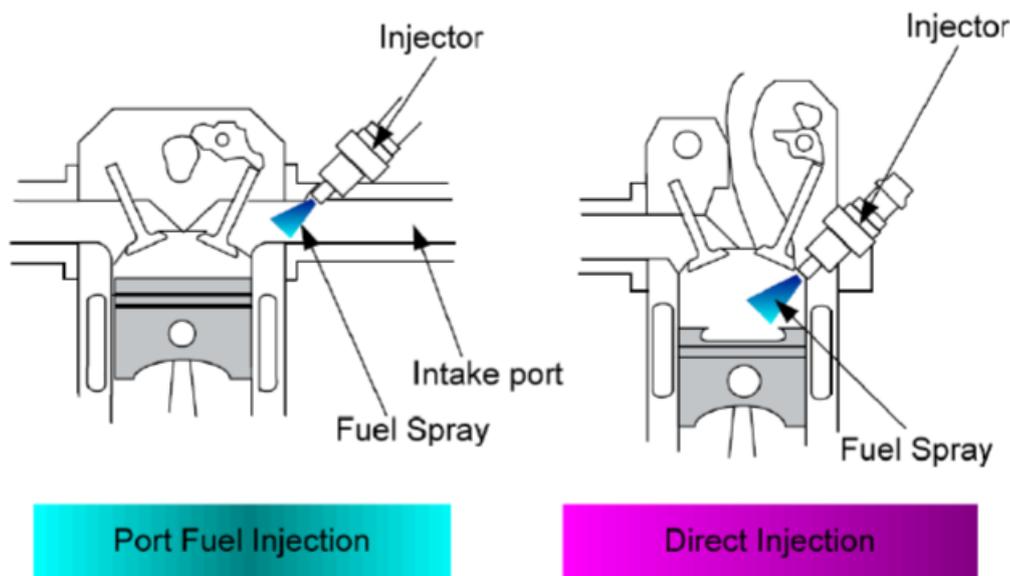


Figura 2.10: Confronto della posizione dell'iniettore benzina nella tecnologia PFI e GDI. Immagine tratta da [2].

Rispetto al PFI, il GDI presenta infatti i seguenti vantaggi:

- **Maggior riempimento del cilindro:** iniettando direttamente in camera, l'evaporazione dello spray di carburante assorbe calore all'aria entrante nel cilindro, raffreddandola e aumentandone la densità. Ciò permette di avere una maggior quantità di miscela intrappolata alla chiusura della valvola di aspirazione e quindi maggior lavoro per ciclo ottenibile. Il guadagno in termini di rendimento volumetrico è pari al 5% su tutto il campo di utilizzo del motore, come mostrato in Figura 2.11a.
- **Minor rischio di detonazione:** partendo da condizioni di minor temperatura all'inizio della compressione, in corrispondenza dell'angolo di accensione la miscela si troverà ad una temperatura inferiore.

La riduzione del rischio di detonazione permette quindi di poter aumentare il rapporto di compressione e/o aumentare la pressione di sovralimentazione, a beneficio sia delle prestazioni, sia dell'efficienza. Sommando questi effetti, si riesce a guadagnare approssimativamente il 10% di coppia e potenza rispetto alla configurazione PFI, come mostrato in Figura 2.11c.

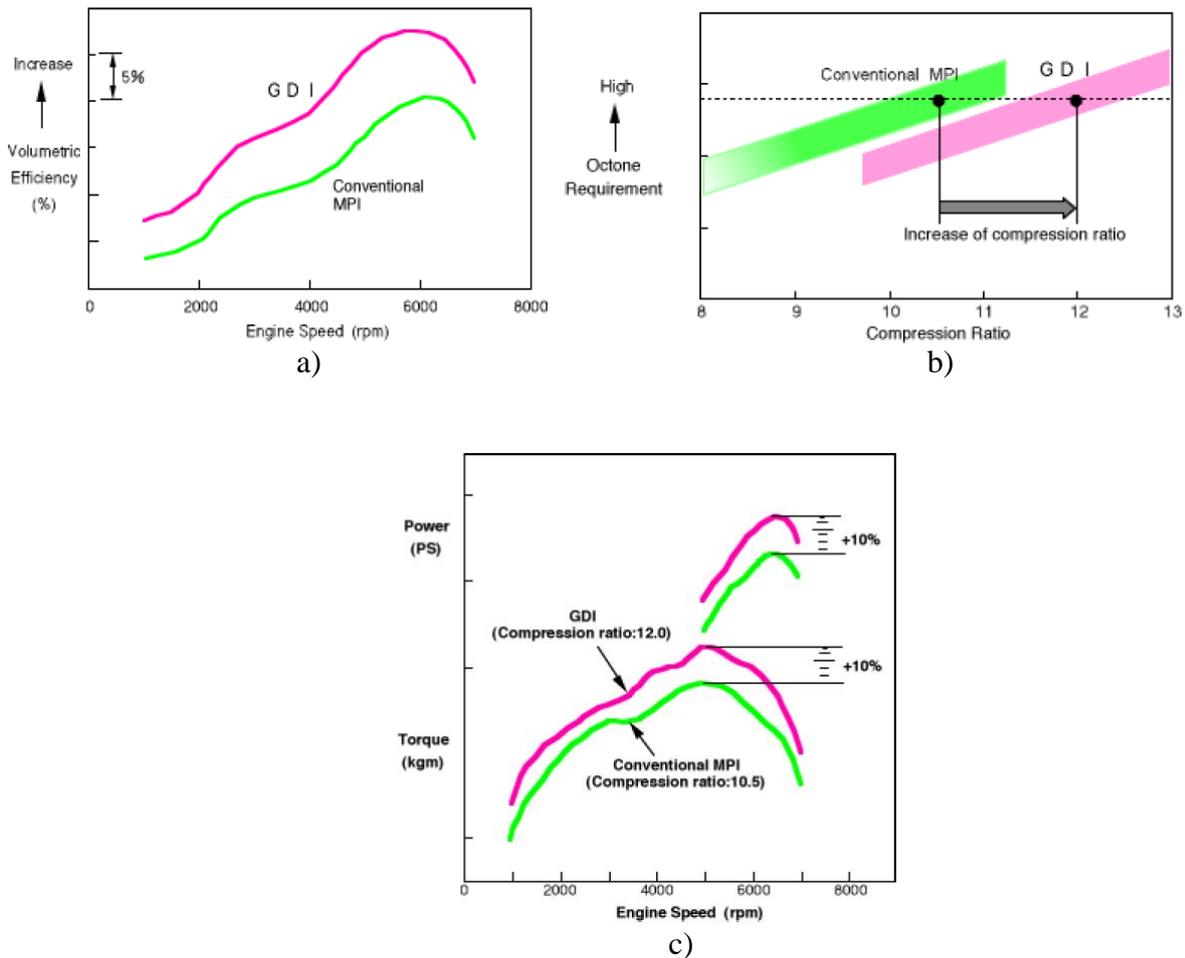


Figura 2.11: a) Guadagno di rendimento volumetrico della configurazione GDI rispetto alla PFI sul campo di utilizzo del motore. b) Guadagno di rapporto di compressione (relative ad un motore aspirato). c) Guadagno di coppia e potenza. Immagini tratte da [2].

Per contro, la configurazione GDI presenta i seguenti svantaggi:

- **Maggior costo:** la pressione di iniezione varia a seconda delle applicazioni in un intervallo fra 70 e 350 bar, molto maggiore rispetto ai 3 – 5 bar di un PFI. L'impianto di pompaggio e alimentazione del combustibile è decisamente più complesso (si veda Figura 2.12), così come gli iniettori.
- **Maggior emissione di particolato:** iniettando direttamente nel cilindro, la benzina ha meno tempo per evaporare ed omogeneizzarsi con l'aria rischiando di formare sacche di miscela grassa, generatrici di particolato durante la combustione. Anche l'impatto a parete di benzina liquida rende difficile il miscelamento di questa parte di combustibile, con il rischio potenziale di formazione di questo inquinante. Per soddisfare le ultime normative antinquinamento, alcuni costruttori hanno adottato il filtro anti-particolato nei propri motori a benzina GDI come sistema di post-trattamento allo scarico.

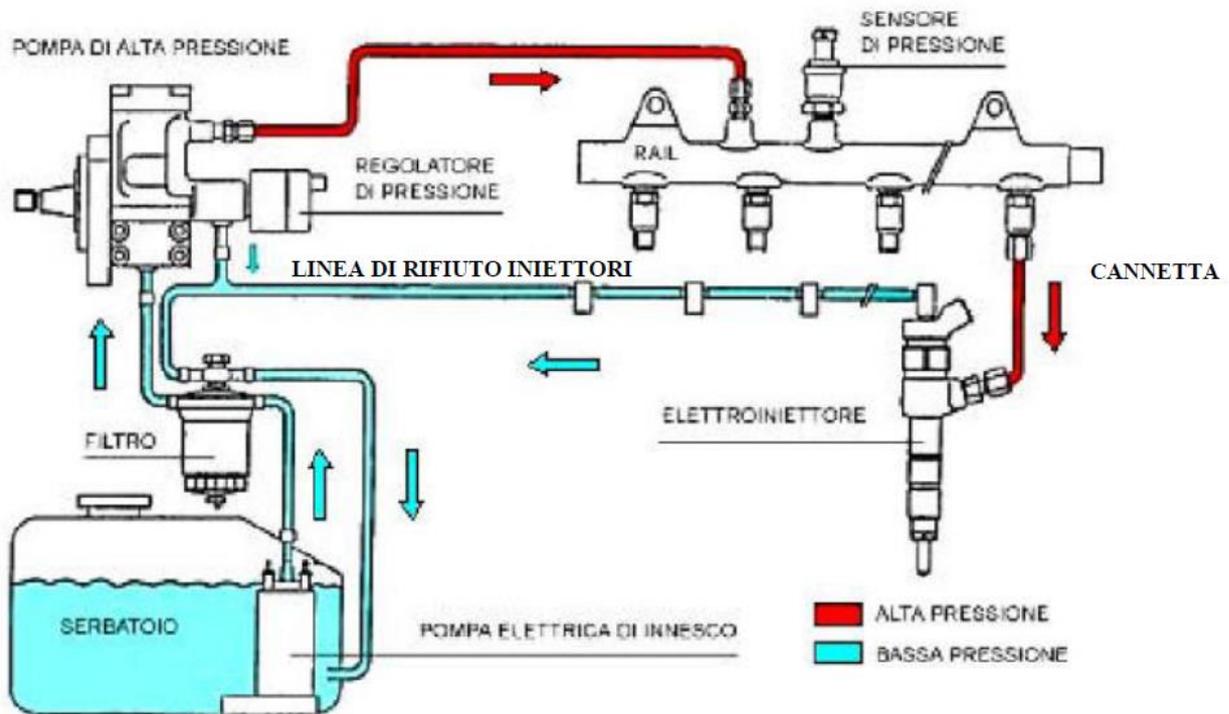


Figura 2.12: schema dell'impianto di alimentazione della benzina in un sistema GDI. Rispetto ad un PFI, viene aggiunta la linea di alimentazione ad alta pressione, oltre ad iniettori dedicati. Immagine tratta da [2].

3

L'iniezione di acqua

L'adozione di propulsori *downsized* sovralimentati ha portato ad un aumento delle sollecitazioni termomeccaniche su tutti i componenti che li costituiscono. Nei punti di funzionamento ad alto carico ed alti giri è pratica comune ingrassare il titolo della miscela da un valore unitario, necessario per il buon funzionamento del catalizzatore trivalente, ad un valore di circa 0.75 – 0.85, raffreddando la carica grazie al calore latente di vaporizzazione della benzina. Si riesce così ad ottenere una temperatura dei gas di scarico compatibile con la resistenza della turbina e del catalizzatore stesso e/o ad allontanare il rischio di detonazione.

L'ingrassamento della miscela è però in contrasto con le normative sulle emissioni, principalmente per due motivi:

- aumento del consumo specifico nei punti di funzionamento critici, con conseguente aumento della CO₂ prodotta;
- aumento del CO emesso. La combustione di una miscela grassa favorisce la formazione di questo inquinante e ne inibisce l'ossidazione da parte del catalizzatore trivalente. In un'ottica di misurazione delle emissioni di CO durante il ciclo RDE (vedi paragrafo 2.1.1.3), diventerebbe difficile poter rispettare il limite prescritto.

Le nuove tecnologie citate in precedenza nel paragrafo 2.2.2, fra cui l'iniezione di acqua, puntano a risolvere il problema, cercando di estendere a tutto il campo operativo del motore un funzionamento con titolo della miscela stechiometrico.

3.1 Proprietà fisiche dell'acqua

L'acqua, utilizzata come agente raffreddante, presenta delle proprietà fisiche decisamente interessanti se confrontate a quelle della benzina. Si veda a tal proposito la comparazione riportata in Tabella 3.1.

	Acqua	Iso-ottano	Benzina RON95
Tensione superficiale σ [N/m]	72.71e-3	18.32e-3	19.80e-3
Calore latente di vaporizzazione a 1 bar LHV [kJ/kg]	2257	307	397
Pressione di vapore a 25°C p_v [kPa]	2.34	5.30	5.90
Viscosità dinamica μ [mPa s]	0.88	0.47	0.5
Densità a 25°C ρ [kg/m ³]	999	690	750

Tabella 3.1: Comparazione di alcune proprietà fisiche fra acqua, iso-ottano e benzina RON95. Dati tratti da [4].

Il dato più significativo è il calore latente di vaporizzazione: a 1 bar è quasi 6 volte superiore a quello della benzina commerciale RON95. Bisogna però tener conto delle effettive condizioni all'interno del cilindro, ambiente in cui l'acqua evapora. Considerando che, durante la fase di compressione, si passa dalla pressione di aspirazione fino ai 50 bar circa del punto morto superiore per un motore sovralimentato, l'effettivo potere raffreddante diminuisce, visto l'andamento decrescente del calore latente in funzione della pressione (si veda Figura 3.1). In condizioni operative, l'effettivo calore latente dell'acqua si attesta attorno ai 1700 kJ/kg, valore comunque decisamente elevato rispetto alla benzina.

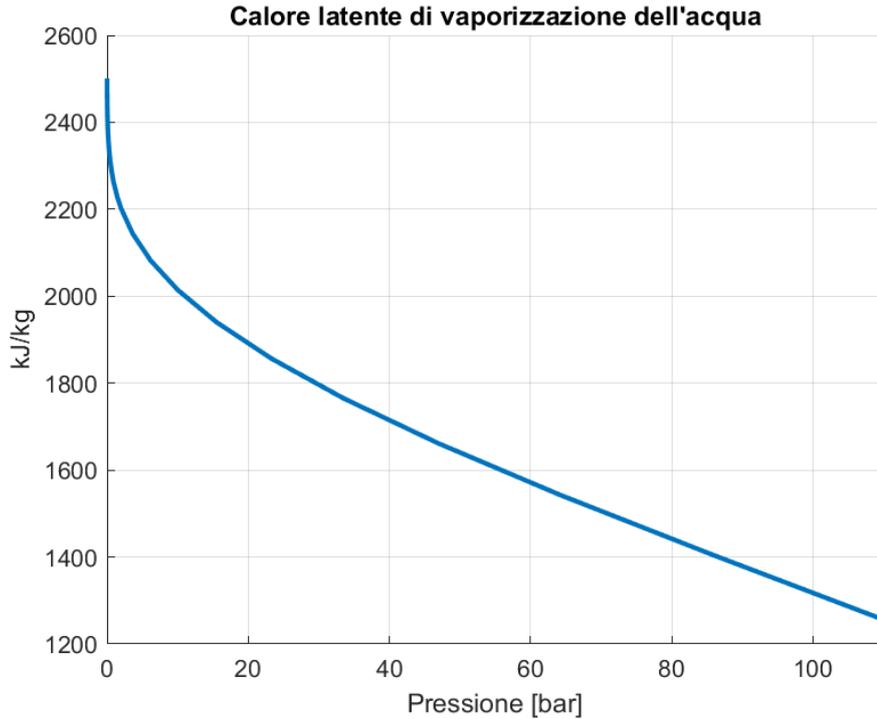


Figura 3.1: Andamento del calore latente di vaporizzazione dell'acqua in funzione della pressione. Immagine tratta da [5].

Per poter esercitare il proprio potere raffreddante, l'acqua deve essere immessa sotto forma di spray per poter vaporizzare nei tempi caratteristici tipici di un motore a combustione interna. L'atomizzazione di un getto liquido è regolata da due parametri adimensionali: il numero di Reynolds Re e il numero di Ohnesorge Oh , a sua volta dipendente dal numero di Weber We , dati dalle relazioni

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \qquad Oh = \frac{\sqrt{We}}{Re} \qquad We = \frac{\rho v^2 D}{\sigma} \qquad (3.1)$$

dove, oltre i simboli già introdotti in Tabella 3.1, con v è indicata la velocità di uscita del getto liquido e con D il diametro del foro di uscita. In sostanza, l'atomizzazione viene promossa dalla turbolenza del getto, che corruga la superficie del getto stesso, in contrapposizione alle forze viscosse (contributo del numero di Reynolds) e dalla resistenza aerodinamica in contrapposizione alle forze di coesione superficiale (contributo del numero di Weber). Al variare di questi numeri adimensionali, variano i regimi di formazione dello spray. Una panoramica di tali regimi è data in Figura 3.2.

A causa della maggiore tensione superficiale, l'acqua presenta una peggiore attitudine all'atomizzazione rispetto ad un idrocarburo, come ad esempio l'isottano. Questo influisce negativamente sui tempi di evaporazione in quanto il getto si suddividerà in gocce più grossolane.

Tale svantaggio non è neppure recuperabile alzando la pressione di iniezione (quindi la velocità di uscita del getto) per l'impossibilità di realizzare pompe ad alta pressione operanti con acqua.

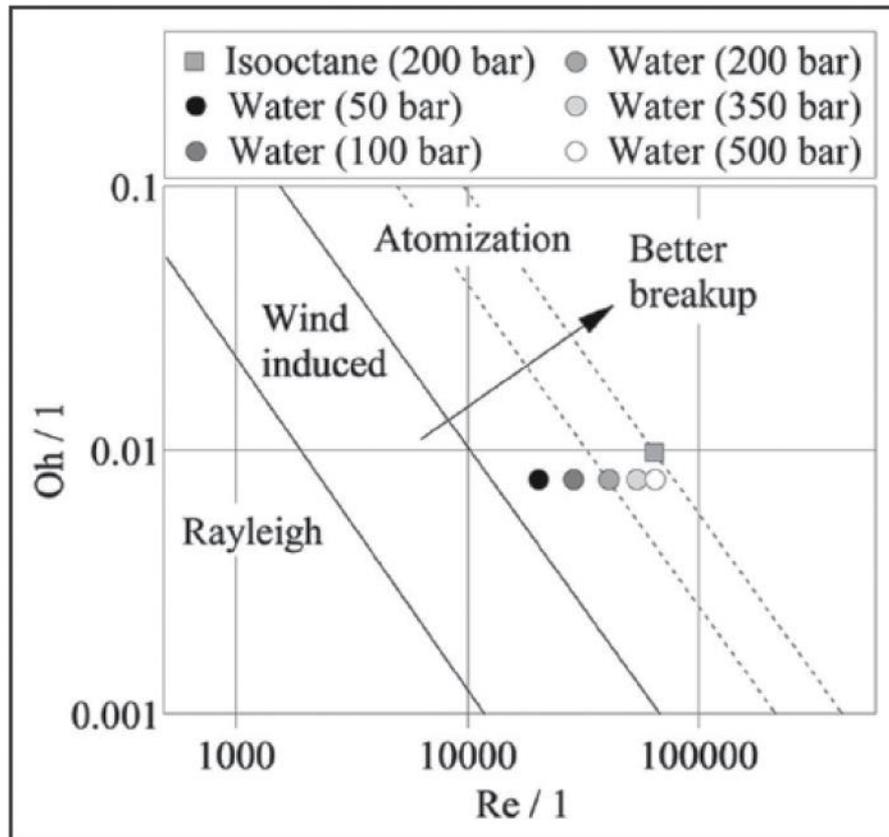


Figura 3.2: Regimi di formazione dello spray in funzione di Re e Oh . I punti evidenziano in quale regime si collocano alcune iniezioni di acqua ed isottano a diverse pressioni. Immagine tratta da [6].

Per misurare la quantità di acqua introdotta, essa viene solitamente rapportata alla massa di combustibile immessa, utilizzando il parametro adimensionale s :

$$s = \frac{m_{water}}{m_{fuel}} \quad (3.2)$$

Tale parametro varia solitamente fra 0.2 e 0.5. Con un s unitario si arriva complessivamente ad una percentuale di acqua del 6% su tutta la massa presente all'interno del cilindro.

3.2 Effetto dell'acqua sulla combustione

Se da una parte l'evaporazione dell'acqua raffredda la carica nel cilindro allontanando il rischio di detonazione, dall'altra, una volta diventata vapore, si comporta come un'inerte in combustione, diminuendo la velocità laminare di fiamma (in accordo con l'equazione (4.2)). Questo aspetto negativo può portare a diversi svantaggi:

- combustione non fasata in maniera ottimale, presentando angoli MFB50 molto ritardati, e di conseguenza, una diminuzione del lavoro raccogliabile dal pistone (diminuzione della pressione media indicata PMI);
- aumento della temperatura di ingresso turbina, in quanto le combustioni si prolungano maggiormente nella fase di espansione;
- aumento della variabilità ciclica della PMI, a causa di durate di combustione più elevate.

Come prova della diminuzione della velocità laminare di fiamma, si può prendere il caso analizzato in [6]. In esso sono state provate 3 combinazioni di miscela possibili: miscela non diluita, diluita con un 6% di EGR e miscela diluita con il 6% di acqua ($s=1$). A 50 bar di pressione e 600 K di temperatura, condizioni tipiche della miscela in corrispondenza del punto morto superiore, il caso con acqua presenta una diminuzione del picco di circa il 65% rispetto al caso senza diluizione (vedi Figura 3.3).

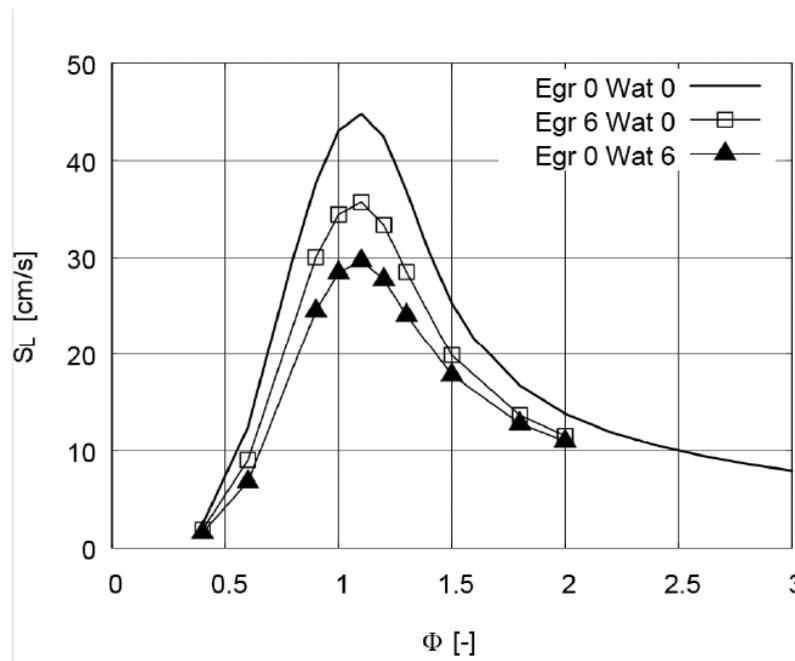


Figura 3.3: confronto delle velocità laminari di fiamma di miscele non diluite, diluite con EGR e diluite con acqua. Immagine tratta da [6].

Per un'analisi complessiva dell'effetto dell'acqua bisogna quindi valutare non solo il raffreddamento della carica, ma anche la capacità di non compromettere eccessivamente lo sviluppo delle reazioni di combustione e di non presentare temperature allo scarico svantaggiose rispetto a quelle ottenute con il semplice arricchimento della miscela.

3.3 Evaporazione dell'acqua nei motori ad accensione comandata

Le condizioni in cui deve avvenire l'evaporazione dell'acqua nei motori ad accensione comandata sono molto restrittive. Innanzitutto, l'acqua deve essere già in fase vapore nella maggior quantità possibile al punto morto superiore. Questo significa che la finestra angolare disponibile per l'evaporazione è ristretta e plausibilmente non può essere superiore ai 250° di manovella. Il tempo a disposizione quindi decresce linearmente con il regime di rotazione. Inoltre, il tempo richiesto all'acqua per evaporare dipende fortemente dalle condizioni di pressione e temperatura all'interno del cilindro: un sistema di iniezione DWI da questo punto di vista è privilegiato rispetto ad un sistema PWI, permettendo l'adozione di quantità di acqua (quindi di s) più elevate.

Un altro aspetto su cui porre l'attenzione è l'impatto a parete dello spray di acqua. Innanzitutto, le gocce che si accumulano sulle superfici interne del motore non raffreddano la carica ma le pareti stesse, effetto non desiderato. In secondo luogo, bisogna considerare il rischio di contaminazione del lubrificante se l'impatto avviene sulle pareti del cilindro. Sul lungo periodo questo fenomeno può compromettere l'integrità strutturale del motore o quantomeno accelerare i processi di usura.

4

La combustione nei motori ad accensione comandata

4.1 Velocità delle reazioni di combustione

La combustione è il processo che trasforma l'energia da forma chimica a termica, poi convertita dal propulsore in lavoro meccanico. Nei motori ad accensione comandata, la candela fornisce energia tramite l'innesco di una scintilla; tale energia è necessaria ad avviare le reazioni di ossidazione della miscela di combustibile e comburente. Si crea così un fronte di fiamma che separa nettamente la zona dei reagenti (miscela fresca con temperatura di circa 1100 K) dalla zona dei prodotti di combustione (con temperature superiori a 2500 K). La zona dei reagenti si sposta così ad una certa velocità fino al momento in cui il calore ceduto sia sufficiente ad innescare le reazioni di pre-ossidazione. Maggiore sarà la superficie della fiamma, maggiore sarà la potenza termica scambiata, e di conseguenza la massa di miscela che potrà reagire nell'unità di tempo. Per tenere conto della velocità con cui avvengono le reazioni, si introduce la grandezza *reaction rate* $\dot{\omega}$, espressa dalla seguente relazione:

$$\dot{\omega} = \rho s_l \Sigma \quad (4.1)$$

in cui ρ è la densità della miscela, s_l la velocità laminare di fiamma, Σ è il rapporto superficie/volume della regione interessata dalle reazioni.

La velocità laminare di fiamma è una grandezza fisica che dipende innanzitutto dalla natura del combustibile, dal titolo e dalla diluizione della miscela e infine dalla temperatura e pressione a cui essa si trova. Una possibile relazione di tipo empirico può essere espressa dall'equazione (4.2)

$$s_l = s_{l0}(\phi) \left(\frac{T}{T_0}\right)^a \left(\frac{p}{p_0}\right)^b (1 - 2,1 Y_{EGR}) \quad (4.2)$$

in cui s_{l0} è la velocità laminare del combustibile, dipendente dal rapporto di equivalenza della miscela ϕ (il reciproco del titolo λ), valutata a temperatura $T_0 = 293$ K e pressione $p_0 = 1$ bar (condizioni di riferimento); a e b sono due costanti dipendenti dal combustibile, in cui tipicamente $a > 1$ e $b < 1$ e Y_{EGR} è la frazione in massa di eventuali inerti presenti. In Figura 4.1 vengono riportati gli andamenti della velocità laminare di fiamma in condizioni di riferimento di alcuni combustibili in funzione del rapporto di equivalenza. Sperimentalmente si verifica che le variabili che influenzano maggiormente la velocità laminare di fiamma, oltre al rapporto di equivalenza, sono la temperatura e la quantità di inerti; all'aumentare della temperatura la velocità laminare aumenta, mentre all'aumentare della quantità di inerti essa diminuisce. La dipendenza con la pressione risulta meno marcata, ma si riscontra che all'aumentare di quest'ultima la velocità di fiamma cala.

Le velocità delle reazioni in queste condizioni risulta troppo bassa per essere di interesse nei motori ad accensione comandata. Oltretutto bisogna considerare che il rapporto di equivalenza della miscela è imposto pari a 1 per poter far funzionare correttamente il catalizzatore e che non si può modificare a piacimento temperatura e pressione perché sono le stesse grandezze che regolano i tempi di autoaccensione del combustibile (vedi paragrafo 4.3). Per poter aumentare il *reaction rate* $\dot{\omega}$, si cerca quindi di agire sul rapporto superficie/volume Σ della fiamma. L'effetto cercato è di aumentare la turbolenza presente in seno alla miscela in modo da corrugare il più possibile il fronte di fiamma, aumentando il valore di Σ . In questo modo aumenta la potenza termica scambiata fra la porzione di miscela già bruciata e quella ancora fresca, facendo scendere drasticamente i tempi di accensione del combustibile.

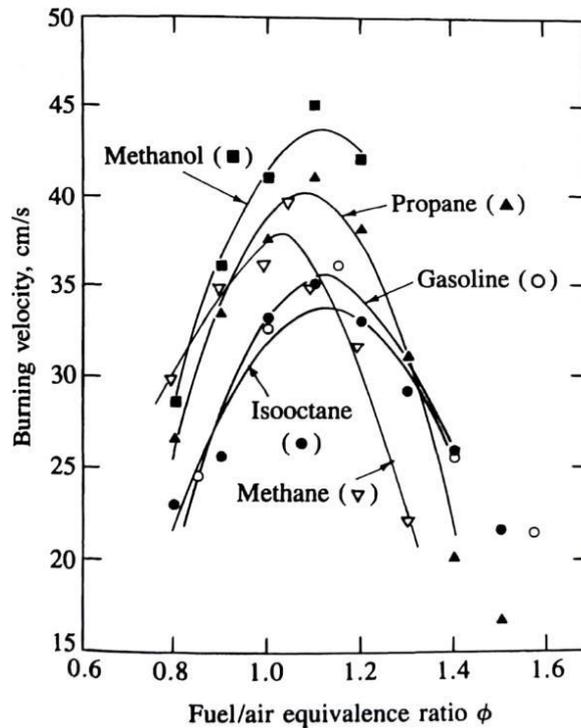


Figura 4.1: velocità laminare di fiamma in funzione del rapporto di equivalenza della miscela per diversi combustibili ottenute in condizioni di riferimento $T_0 = 293\text{ K}$, $p_0 = 1\text{ bar}$ e $Y_{EGR} = 0$. Immagine tratta da [2].

4.2 Moto di tumble

Si definisce moto di tumble un particolare moto della carica di tipo rotatorio con asse perpendicolare all'asse del cilindro che ha come scopo principale la produzione di turbolenza a fine corsa di compressione, aumentando così la velocità delle reazioni di combustione. Nei motori GDI viene sfruttato anche per migliorare la miscelazione fra aria e combustibile.

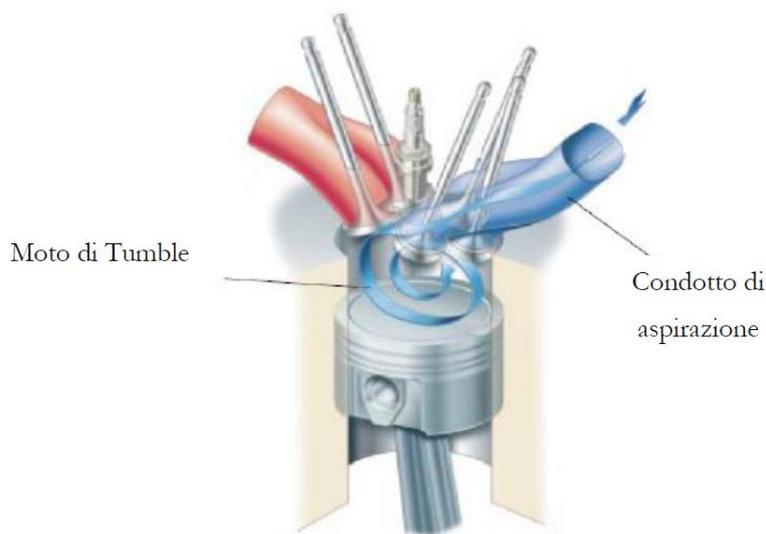


Figura 4.2: moto di tumble all'interno del cilindro. Immagine tratta da [7].

Si ottiene sagomando opportunamente i condotti di aspirazione, in modo da promuovere il passaggio dell'aria in ingresso attraverso l'area di cortina lato scarico delle valvole.

Per misurare l'intensità di questo moto, si utilizza un numero adimensionale, chiamato **rapporto di tumble** R_T definito come:

$$R_T = \frac{\omega_T}{\omega_e} \quad (4.3)$$

in cui ω_T è la velocità angolare di un corpo rigido equivalente che ruota con velocità angolare pari a quella del fluido e ω_E è la velocità angolare del motore. Esso è un indice che è funzione dell'angolo di manovella e presenta un andamento tipico come mostrato in Figura 4.3.

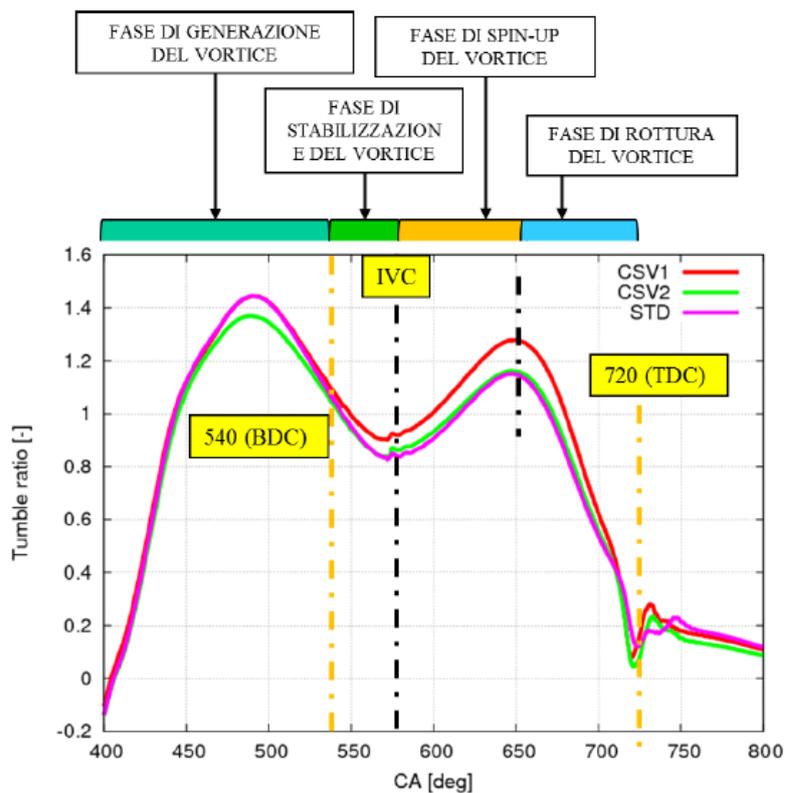


Figura 4.3: andamento tipico del rapporto di tumble legato alla dinamica del vortice. Immagine tratta da [2].

Dopo la fase di formazione, che dura fino alla chiusura delle valvole di aspirazione, il vortice viene accelerato dalla progressiva diminuzione del volume del cilindro per la conservazione del momento angolare. Arrivati a 650-660° ATDC circa, dove il rapporto di tumble raggiunge il massimo valore, i gradienti di velocità che costituiscono il macrovortice sono troppo elevati ed esso si disintegra in vortici di dimensioni più piccole, generatori di turbolenza.

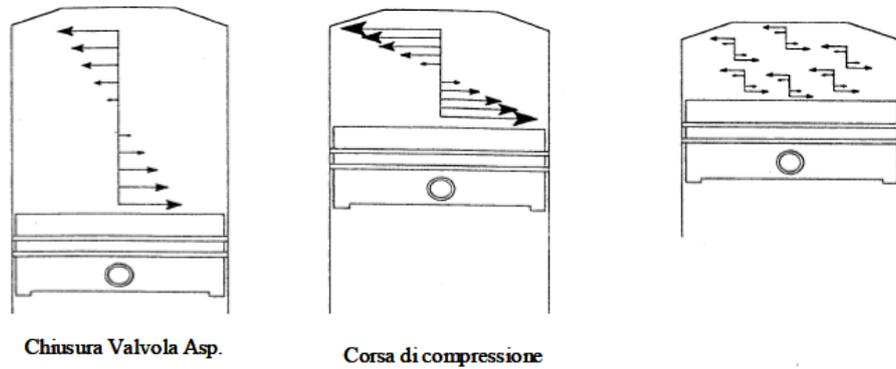


Figura 4.4: Distruzione del vortice di tumble dalla chiusura della valvola di aspirazione al punto morto superiore. Immagine tratta da [2].

Per avere un indice sintetico della capacità del condotto di generare un moto di tumble efficace, solitamente si considera il valore di R_T a IVC. Negli attuali motori sovralimentati i valori tipici si aggirano attorno a 2, mentre nei motori aspirati non si supera un R_T a IVC pari a 1,1. Aumentare sconsideratamente il rapporto di tumble, adottando condotti molto inclinati e utilizzando di fatto un'area di cortina minore rispetto a quella disponibile, provoca una drastica diminuzione dei coefficienti di efflusso delle valvole, limitando il riempimento del cilindro, parzialmente recuperabile da un maggiore lavoro speso dal gruppo turbocompressore.

L'intensità di turbolenza u' che si genera dalla distruzione del moto di tumble viene solitamente rapportata alla velocità media del pistone v_p , in modo da ricavarne un indice adimensionale. Valori tipici di intensità di turbolenza adimensionalizzata in un motore sovralimentato sono compresi fra 0,7 e 1,1.

4.3 La detonazione

La detonazione è una combustione anomala che prevede l'autoaccensione di parti di miscela fresca prima dell'arrivo del fronte di fiamma. Il suo manifestarsi è legato alla velocità del fronte di fiamma stesso e al tempo di autoaccensione del combustibile, entrambi dipendenti da pressione e temperatura regnanti nel cilindro. Il tempo di autoaccensione τ di un combustibile si può stimare attraverso la relazione:

$$\tau = A p^{-n} e^{\left(\frac{E_a}{RT}\right)} \quad (4.4)$$

dove A , n ed E_a sono parametri che dipendono dal combustibile, R è la costante dei gas perfetti, p e T sono pressione e temperatura. Più elevate sono queste ultime due grandezze, minore è il tempo di autoaccensione e quindi maggiore è il rischio che questo fenomeno avvenga.

L'autoaccensione di parti di miscela fresca genera picchi locali di pressione e temperatura che fungono da sollecitazioni impulsive per il resto del gas contenuto nel cilindro. Le onde di pressione innescate da questo fenomeno si propagano e rimbalzano sulle pareti del cilindro secondo i modi di vibrare propri della camera. I modi di vibrare più sollecitati sono tipicamente quelli superiori a 15 kHz. Di conseguenza, l'andamento puntuale della pressione (rilevato solitamente da un sensore) di un ciclo detonante è quello riportato in Figura 4.5.

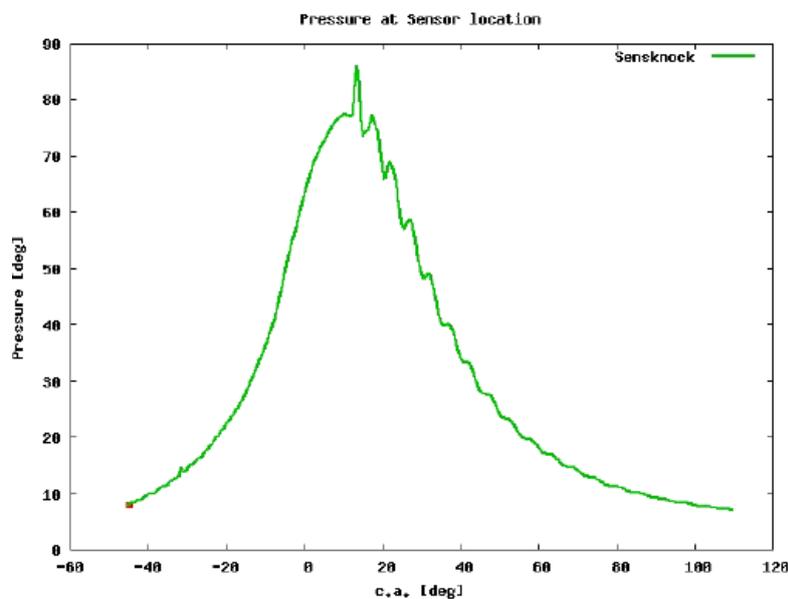


Figura 4.5: andamento puntuale della pressione nel cilindro di un tipico ciclo detonante. Immagine tratta da [2].

Per stabilire se un ciclo è detonante oppure no, sono stati definiti alcuni indici, di cui il più diffuso è il MAPO (*maximum amplitude pressure oscillation*). Esso consiste nella massima oscillazione del segnale di pressione filtrato passa-alto. Stabilita una certa soglia MAPO, si definisce detonante un ciclo che presenta un MAPO sopra la soglia. Non c'è un metodo univoco per la definizione di tale soglia; un criterio diffuso è il seguente:

$$MAPO_{soglia} = \frac{rpm}{1000} \text{ (bar)} \quad (4.5)$$

Bisogna sottolineare inoltre che il fenomeno della detonazione è statistico: a causa della variabilità ciclica, a pari condizioni solo alcuni cicli detoneranno rispetto al totale. Si parla quindi di *percentuale di cicli sopra soglia MAPO*. Anche in questo caso non c'è un criterio univoco; attualmente per la produzione di serie è prevista una percentuale sopra soglia dell'1-2%.

5

Metodologia di analisi

5.1 Le simulazioni CFD

La fluidodinamica numerica, detta anche CFD (*Computational Fluid-Dynamics*), si occupa dello studio di metodi, tecniche e algoritmi che consentono di simulare il comportamento dei fluidi, risolvendo le equazioni di governo (continuità, quantità di moto ed energia) in maniera approssimata che, nella maggior parte dei casi, rimane l'unica ottenibile.

Il classico approccio sperimentale, soprattutto nel caso dei motori, consente la misurazione di poche grandezze, mentre rende praticamente impossibile indagare l'evoluzione di molte altre, come per esempio la frazione in massa di una specie chimica, il campo di velocità nel dominio, la turbolenza. Il ricorso alla CFD è ormai diffusamente impiegato in tutti quei casi in cui vi sia la necessità di eseguire la verifica e l'analisi di un elevato numero di casi (derivanti dalle combinazioni di varianti di progetto e condizioni operative) e laddove vi sia la necessità di indagare in dettaglio l'evoluzione delle principali grandezze termofluidodinamiche, non ottenibili per via sperimentale. Nella pratica, questo strumento di simulazione virtuale è in grado di fornire risposte coerenti con la realtà in tempi e costi decisamente ridotti rispetto a quanto necessario per realizzare la sperimentazione fisica. È questo infatti uno dei principali motivi che rende la CFD un mezzo estremamente vantaggioso in sede di analisi progettuale, consentendo di valutare le risposte dei componenti in esame a condizioni operative vicine alla realtà fisica.

Le analisi degli effetti dell'iniezione d'acqua sul funzionamento del motore si sono basate sui risultati dati da simulazioni di questo tipo, realizzate impiegando il software AVL Fire, che permette la simulazione di sistemi complessi in cui vi siano fenomeni di moto del fluido, trasferimento di calore e/o reazioni chimiche.

L'attività di simulazione è suddivisa in tre fasi:

- Pre-processing
- Solving
- Post-processing

La prima parte dell'attività, il *pre-processing*, consiste innanzitutto nella definizione del dominio fluido, partendo dalla superficie interna del motore ottenuta tramite software CAD. Da questa geometria è necessario definire le superfici salienti del motore:

- BND (boundary): si individuano le superfici caratterizzanti ogni parte del motore;
- MOV_: per valvola di aspirazione, scarico e pistone si definiscono le zone soggette allo spostamento (MOVING), quelle soggette allo stiramento (BUFFER) e quelle fisse (NO_MOVING);
- _REF_: sono i raffinamenti, si selezionano le zone che si desidera infittire per definire la geometria in maniera ottimale;
- _ini_: l'insieme delle boundary che racchiudono volumi di interesse, come il volume del cilindro o dei condotti.

Definite le superfici e il grado di discretizzazione desiderato per ognuna, il software è in grado di suddividere il volume interno alla superficie del motore, generando così la *mesh*. Una volta discretizzato il dominio, bisogna impostare i parametri della simulazione; essi verranno discussi nel paragrafo 5.3.

Per quanto riguarda la seconda parte dell'attività, il *solving*, bisogna innanzitutto dire che esistono diversi metodi di soluzione delle equazioni che regolano la termofluidodinamica; in questo specifico caso si utilizza l'approccio dei *volumi finiti*. In sostanza, si suddivide il dominio del fluido in tanti volumi elementari, detti *celle*, elementi base che formano la *mesh*, a cui si applicano ad ognuno le equazioni di governo del fluido (continuità, quantità di moto ed energia) in forma integrale, cercando di superare l'impossibilità di risolvere sistemi di equazioni differenziali complessi tipici di questi problemi e trasformandolo in un sistema algebrico. Ovviamente più la discretizzazione spaziale è spinta, maggiore sarà l'accuratezza puntuale delle grandezze calcolate, a scapito del tempo di calcolo. Siccome nel funzionamento del motore, né il regime di moto, né il dominio sono stazionari, oltre ad una discretizzazione spaziale bisogna prevederne una temporale. Nel caso dei motori a combustione interna, fissata la velocità angolare, viene fissato un passo angolare ogni cui vengono calcolate tutte le grandezze termofluidodinamiche. Una discretizzazione temporale più spinta dà come risultato un andamento delle grandezze più accurato, ma ovviamente anche un aumento del carico computazionale. È necessario quindi trovare un giusto bilanciamento nell'infittimento dei due tipi di

discretizzazione, in modo da avere il miglior risultato in termini di bontà dei risultati e tempo di calcolo per ottenerli.

Infine, la fase di *post-processing* è volta all'analisi dei risultati grazie la visualizzazione delle grandezze d'interesse calcolate sia in 2D sia in 3D, che permetta di facilitare la comprensione dei fenomeni fisici in atto e le relazioni tra loro.

5.2 Modello del motore GDI sovralimentato

Il modello del motore utilizzato nelle simulazioni fluidodinamiche è un GDI sovralimentato con 4 valvole per cilindro, iniettore in posizione centrale e candela leggermente decentrata (configurazione *Narrow Spacing*). In posizione laterale a lato aspirazione è presente l'iniettore dell'acqua, in modo da essere interessato da minori sollecitazioni termiche.

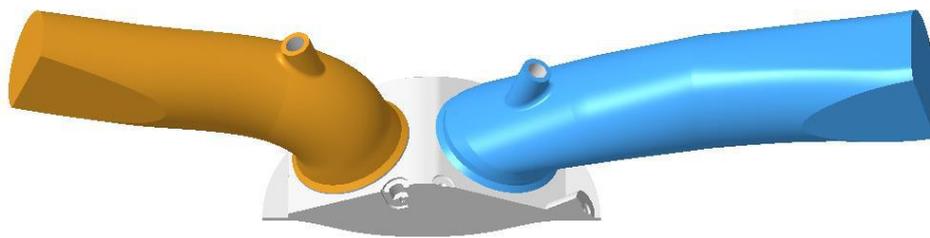


Figura 5.1: Modello del motore in prova. Il condotto arancione è quello di scarico, l'azzurro quello di aspirazione. Immagine tratta da [7].

Il modello rappresenta solo mezzo motore, in quanto si sfrutta la simmetria per alleggerire il carico computazionale richiesto. I principali parametri geometrici sono indicati in Tabella 5.1.

Cilindrata unitaria	471.05 cm ³
Alesaggio	84 mm
Corsa	85 mm
Corsa/Alesaggio	1.01
Lunghezza biella	165.6 mm
Rapporto compressione	9.5
Diametro valvola aspirazione	30.24 mm
Diametro valvola scarico	28 mm
Altezza banda di squish	1.1 mm

Tabella 5.1: Principali parametri geometrici del motore in prova

Per quanto riguarda le leggi di alzata delle valvole, esse sono riportate nella Figura 5.2. Si attribuisce un valore convenzionale di apertura e chiusura quando l'alzata raggiunge i 0.25 mm.

	Apertura	Chiusura	h_{\max} (mm)
Aspirazione	362	598	9.5
Scarico	136	376	9.5

Tabella 5.2: angoli di apertura e chiusura delle valvole e loro alzata massima.

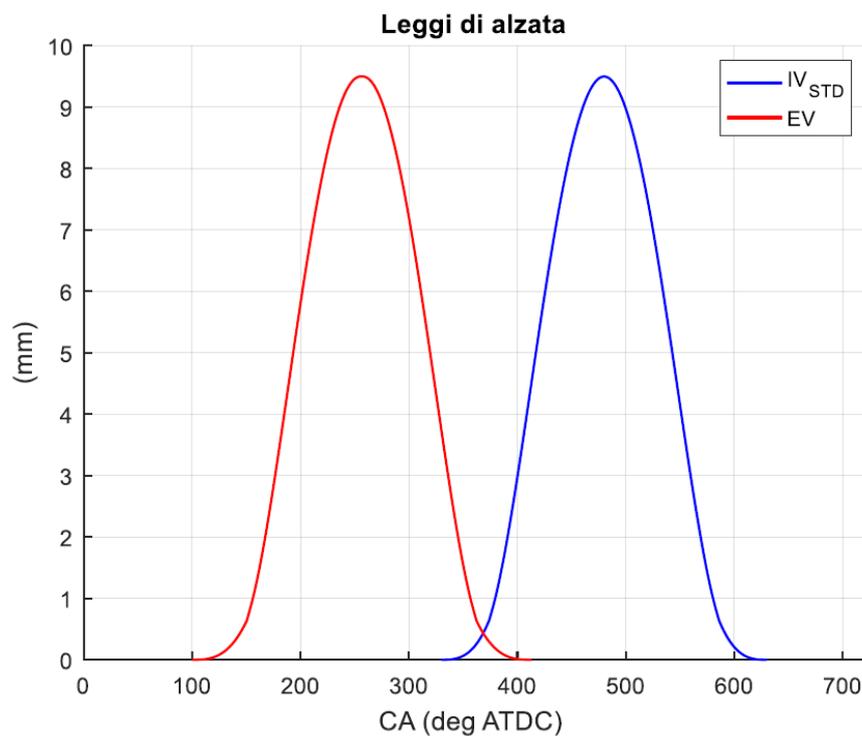


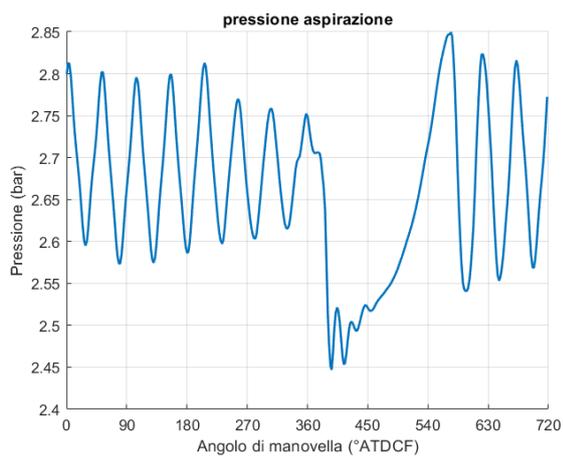
Figura 5.2: leggi di alzata delle valvole.

Nell'attività di tesi si è indagato unicamente un punto motore, 7000 rpm a pieno carico, avendo le condizioni di pressione nei collettori di aspirazione e scarico riportati in Tabella 5.3.

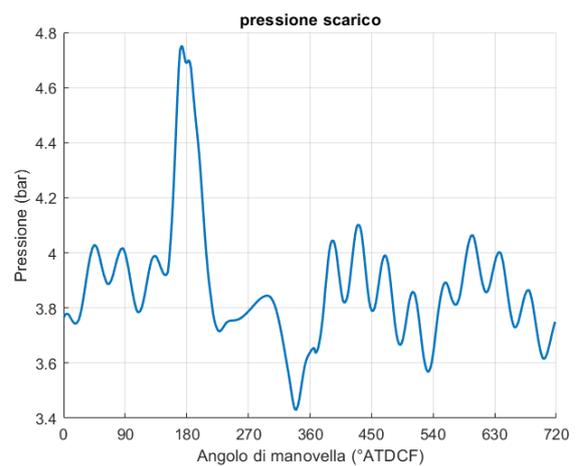
Regime rotazione	7000 rpm
Carico	100%
Pressione di aspirazione	2,7 bar
Pressione di scarico	3,9 bar

Tabella 5.3: Condizioni di prova del motore.

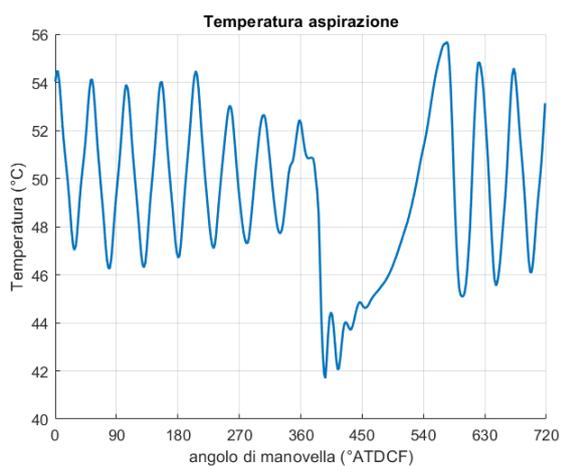
Per completezza, in Figura 5.3 si riportano le condizioni di pressione e temperatura alle estremità dei condotti di aspirazione e scarico.



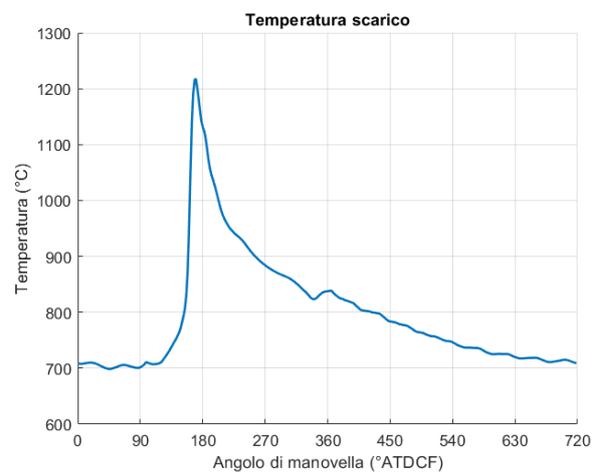
a)



b)



c)



d)

Figura 5.3: condizioni termodinamiche in ingresso e uscita nel punto motore studiato.

5.2.1 Iniettore benzina

L'iniettore della benzina e il combustibile utilizzato presentano le caratteristiche salienti indicate in Tabella 5.4.

Numero fori	8
Pressione di iniezione	350 bar
HFR	20 cm ³ /s
Coeff. contrazione area C_c	0.62
Coeff. Contrazione velocità C_v	0.84
Diametro effettivo fori d_{eff}	148 μ m
Velocità effettiva uscita v_{eff}	247.6 m/s
Angolo semi-apertura spray	9°
Densità benzina $\rho_{benzina}$	725 kg/m ³
$(A/F)_{stechiometrico}$	14.58
$LHV_{benzina}$	42.66 MJ/kg

Tabella 5.4: dati dell'iniettore benzina

Lo spray pattern dei fori è stato ottimizzato in precedenti lavori di tesi per limitare il più possibile l'impatto con le pareti del cilindro e del pistone e per non colpire né le valvole, né la candela.

I coseni direttori dei getti sono riassunti nella Tabella 5.5. Sono elencati solo 5 fori, in quanto l'1,2 e 3 andrebbero riflessi per intero rispetto al piano di simmetria, mentre il 4 e il 5 sono su tale piano.

Foro	X-direction	Y-direction	Z-direction
1	0.479496	0.820439	0.311389
2	0.214176	0.820439	0.530103
3	-0.154471	0.944319	0.290517
4	-0.329031	0.944319	0
5	0.411307	0.506372	0

Tabella 5.5: Coseni direttori dei fori dell'iniettore benzina

Il risultato di tale indirizzamento dei getti è raffigurato in Figura 5.4, dove si mostra come i coni non si intersechino fra loro e non colpiscano zone critiche della camera di combustione.

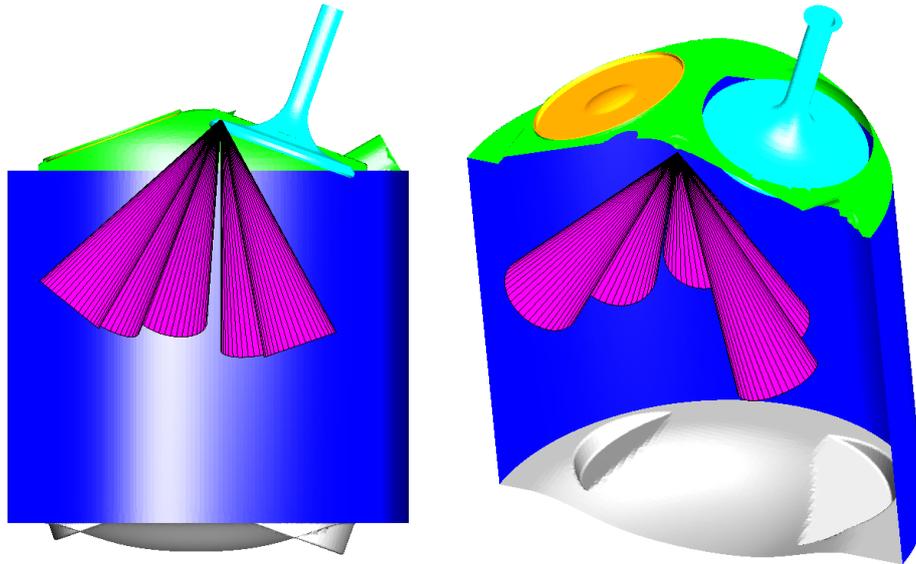


Figura 5.4: Vista dei getti dell'iniettore benzina. Immagini tratte da [7].

5.2.2 Iniettore acqua

Analogamente a quanto fatto per l'iniettore benzina, si riportano in Tabella 5.6 le principali caratteristiche degli iniettori dell'acqua utilizzati nelle simulazioni.

Numero fori	5	7	7
Pressione di iniezione	50 – 150 bar	50 bar	50 bar
HFR	17 cm ³ /s	23 cm ³ /s	29 cm ³ /s
Coeff. contrazione area C_c	0.62	0.62	0.62
Coeff. contrazione velocità C_v	0.84	0.84	0.84
Diametro effettivo fori d_{eff}	172.6 μ m	169.7 μ m	190.6 μ m
Velocità effettiva uscita v_{eff}	variabile	79.7 m/s	79.7 m/s
Angolo semi-apertura spray	9°	9°	9°
Densità acqua ρ_{acqua}	1000 kg/m ³	1000 kg/m ³	1000 kg/m ³

Tabella 5.6: dati caratteristici dell'iniettore dell'acqua.

L'iniettore principalmente utilizzato è il 5 fori. L'ultimo iniettore, il 7 fori con HFR 29 cm³/s non è attualmente realizzabile, ma è servito per avere ottenere informazioni interessanti sul ruolo della pressione di iniezione nell'evaporazione dell'acqua, presenti nel capitolo 9.

In Tabella 5.7 e Tabella 5.8 sono riportati i coseni direttori dei due tipi di iniettori e in Figura 5.5 il risultato di tale indirizzamento.

Iniettore 5 fori			
Foro	X-direction	Y-direction	Z-direction
1	0.722669	0.598628	0.345534
2	0.4959	0.839187	0.223264
3	0.918281	0.39593	0

Tabella 5.7: direzioni degli assi dei getti nell'iniettore a 5 fori utilizzato per le simulazioni.

Iniettore 7 fori			
Foro	X-direction	Y-direction	Z-direction
1	-0.466841	-0.646531	-0.603370
2	-0.495895	-0.839179	-0.223298
3	-0.918281	-0.395930	0
4	-0.721200	-0.626158	-0.296307

Tabella 5.8: direzioni degli assi dei getti nell'iniettore a 7 fori utilizzato per le simulazioni.

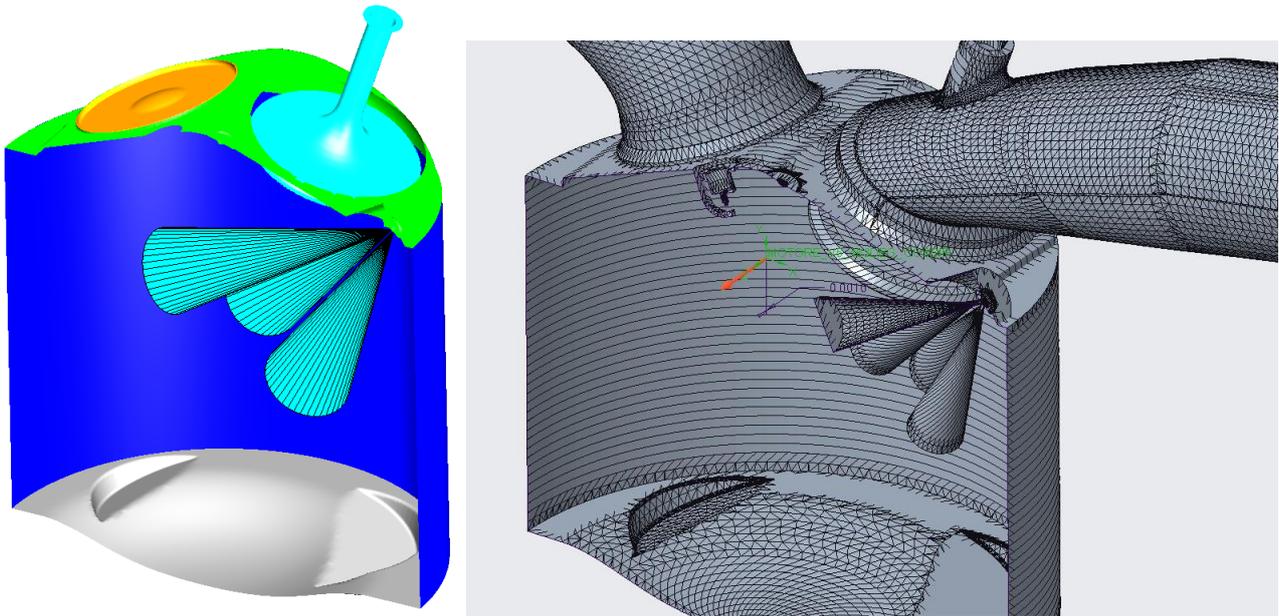


Figura 5.5: coni dei getti dello spray nel caso di iniettore a 5 fori (a sinistra) e per il 7 fori (a destra).

5.3 Impostazione delle simulazioni

Le simulazioni del funzionamento del motore sono iniziate all'angolo di manovella 330° ATDCF, in fase di scarico, partendo da condizioni uniformi nei vari domini (condotto di aspirazione, scarico e cilindro) ottenute da lavori di tesi precedenti tramite simulazioni con codici monodimensionali e sono riportate in Tabella 5.10. In questo modo si è potuto inizializzare sia il condotto di scarico, sia quello di aspirazione in tempo per la fase di incrocio e successivamente di aspirazione. Le simulazioni di aspirata, ovvero senza attivare la combustione, sono state fatte finire al punto morto superiore di fine compressione. Le simulazioni di combustione, sfruttando le condizioni ottenute dalle simulazioni di aspirata, hanno proseguito fino all'angolo di manovella 800° ATDCF, attivando i relativi moduli nel codice di simulazione.

Start angle	330° ATDCF
End angle aspirate	720° ATDCF
End angle combustioni	800° ATDCF

Tabella 5.9: Angoli di inizio e fine delle simulazioni di aspirata.

Volume	Grandezza	Valore
ini_cyl	Pressure	3.65 bar
	Temperature	1037 °C
	Turb. kin. energy	3.62 m ² /s ²
	Turb. diss. rate	1131.73 m ² /s ³
ini_exhaust	Pressure	3.23 bar
	Temperature	818 °C
	Turb. kin. energy	0.001 m ² /s ²
	Turb. diss. rate	51.9615e-04 m ² /s ³
ini_intake	Pressure	2.32 bar
	Temperature	47.7 °C
	Turb. kin. energy	3.93 m ² /s ²
	Turb. diss. rate	1280.18 m ² /s ³

Tabella 5.10: Condizioni iniziali a 330°ATDCF dei volumi che compongono il modello del motore.

Per quanto riguarda la discretizzazione temporale utilizzata, per le simulazioni di aspirata è stato utilizzato un angle-step costante di 0,2°, mentre il numero di celle della *mesh* varia da un numero massimo a punto morto superiore durante la fase di incrocio, in cui vengono discretizzati cilindro, condotto di aspirazione e di scarico, ad un numero minimo durante la fine della fase di compressione in cui viene discretizzato solo il cilindro.

Angle step aspirata	0,2°
Numero massimo celle	822977
Numero minimo celle	337690

Tabella 5.11: discretizzazione temporale e spaziale delle simulazioni di aspirata.

Per tenere conto di tutti i complessi fenomeni che avvengono all'interno del motore, sono stati utilizzati i seguenti modelli, che vengono riportati in Tabella 5.12.

	Modello di turbolenza	$k-\xi-f$
Spray	Modello di breakup primario	Bianchi-Brusiani
	Modello di breakup secondario	
	Modello di evaporazione (spray)	Spalding
Wallfilm	Modello di intrappolamento a parete	Schadel-Hanratty
	Modello dimensione gocce	Kataoka
	Modello di splashing	Khunke
	Trattamento a parete	Hybrid Wall Treatment
	Modello di scambio termico a parete	Han-Reitz
	Modello di trasporto	General (aspirate) Standard (combustioni)
Combustione	Modello di combustione	ECFM-3Z
	Modello di accensione	Spherical

Tabella 5.12: Modelli dei fenomeni fisici utilizzati nelle simulazioni.

Il modello per il trasporto *General* permette di tracciare tutte le specie chimiche in fase gassosa in ogni cella durante la simulazione; diventa indispensabile attivarlo quando si iniettano specie diverse dal combustibile all'interno del cilindro, come ad esempio l'acqua. Questo però non può essere utilizzato nelle simulazioni di combustione, in quanto in questa modalità il software distingue soltanto la miscela fresca dai gas combusti. Per le simulazioni di combustione, per poter passare da un modello ad un altro è stata necessaria operare la procedura di rimappaggio. Questa operazione consiste nel riapplicare alla *mesh*, ad inizio simulazione, la distribuzione tridimensionale delle grandezze calcolate in un angolo, invece di partire da condizioni iniziali uniformi. L'acqua evaporata è stata accorpata al resto dell'EGR (CO₂, N₂, H₂O da combustione) e poi si è passati al modello di trasporto standard, in

modo da poter simulare la combustione correttamente. Siccome l'acqua evaporata all'interno del cilindro subisce un'evoluzione in funzione dell'angolo di manovella, si è provveduto ad effettuare un rimappaggio un grado prima dell'angolo di accensione per ognuno degli anticipi simulati.

Nelle simulazioni di combustione, visto la dinamica rapidissima di alcuni eventi come lo scoccare della scintilla o delle reazioni di pre-fiamma, si sono adottati gli angle-step riportati in Tabella 5.13.

	CA	$\Delta\alpha$ (°)
upto	SA-0,8	0,01
upto	SA	0,2
upto	SA+5	0.05
upto	770	0.15
upto	800	0.2

Tabella 5.13: discretizzazione temporale utilizzata per le simulazioni di combustione. Per SA si intende "Spark Angle" ovvero l'angolo di accensione.

In Tabella 5.14 vengono riassunti alcuni parametri del modello di combustione e di accensione utilizzati.

	Parametri	Valore
Combustion model	Initial flame surface density	300 1/m
	Stretch Factor	1,65
	Consumption factor	1
	Chemical reaction time	50000 s
Ignition model	Flame kernel size	0,0005 m
	Ignition duration	5×10^{-5} s

Tabella 5.14: valori di alcuni parametri relativi al modello di combustione ed accensione.

Come criteri di convergenza e fattori di sottorilassamento, sono stati impostati i valori presenti in Tabella 5.15.

	Fattori di sottorilassamento	Criteri di convergenza
Momento	0.2	0.0001
Pressione	0.1	0.0001
Turb. Kin. Energy	0.1	0.0001
Turb. Diss. Rate	0.1	0.0001
Energia	0.4	0.0001
Viscosità	1	0.0001
Scalare	0.8	0.0001
Species transport equations	0.6	0.0001

Tabella 5.15: fattori di sottorilassamento e criteri di convergenza.

Per poter svolgere i calcoli, è indispensabile definire le condizioni al contorno su tutte le superfici del modello. In questo caso sono state imposte le temperature di parete costanti. In Tabella 5.16 vengono riportate superficie per superficie quali tipi di condizioni sono state utilizzate.

Boundary	Tipo di BC	Valore (K)
Exhaust Valve	Wall	800
Intake Valve	Wall	630
Piston	Wall (Mesh movement)	570
Cylinder	Wall	540
Head	Wall	560
Intake	Wall	323.15
Exhaust	Wall	530
Spark plug	Wall	1000
Symmetry	Symmetry	-

Tabella 5.16: condizioni di temperatura imposta sulle superfici che compongono il modello motore.

Per le superfici di ingresso e uscita del dominio, si impongono invece le condizioni termofluidodinamiche della massa transitante per le sezioni di passaggio. Nel caso specifico, per motivi legati alla stabilità delle simulazioni, si è scelto di imporre in entrambe le sezioni la portata e la temperatura. Per quanto riguarda la temperatura, gli andamenti sono quelli riportati in Figura 5.3c e d, mentre per la portata si sono stati considerati gli andamenti di Figura 5.6, ottenuti da simulazioni monodimensionali di lavori di tesi precedenti.

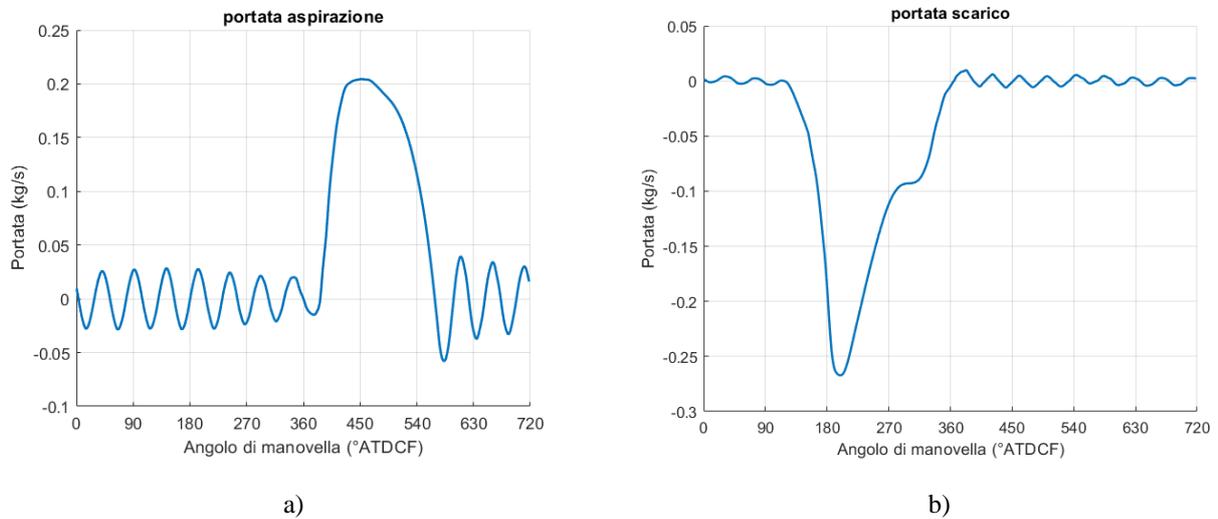


Figura 5.6: condizioni di portata imposte sulla sezione di entrata (a) e sulla sezione di uscita (b).

6

Campagna di simulazioni

L'attività di tesi ha previsto un'analisi del sistema di iniezione d'acqua diretta *DWI* utilizzando il motore virtuale descritto nel paragrafo 5.2. Le simulazioni effettuate si possono raccogliere in due macrocategorie: aspirate e combustioni.

		λ	s	SOI acqua [°ATDCF]	EOI acqua [°ATDCF]	P inj acqua [bar]	HFR inj acqua [cm ³ /s]
		RIF	0.75	0.00			
		1.00	0.00				
FASATURA		1.00	0.35	372	480	93	17
		1.00	0.35	406	515		
		1.00	0.35	432	540		
		1.00	0.35	467	575		
PRINCIPALE		1.00	0.25	409	515	50	17
		1.00	0.35	390	533		
		1.00	0.55	377	595		
		1.00	0.25	429	495	150	17
		1.00	0.35	418	506		
		1.00	0.55	396	527		
ANALISI HFR		1.00	0.25	421	502	50	23
		1.00	0.35	407	516		
		1.00	0.55	379	544		

		1.00	0.25	428	495		
		1.00	0.35	417	506	50	29
		1.00	0.55	395	528		

Tabella 6.1: prospetto delle simulazioni di aspirata

Partendo dalle aspirate, con riferimento a Tabella 6.1, si possono individuare i seguenti blocchi:

- **Riferimenti:** si sono simulati i casi di riferimento per tutta l'analisi, metro di paragone per tutte le successive simulazioni;
- **Fasature:** il primo studio si è concentrato sulla migliore fasatura dell'iniezione. Prendendo come riferimento un $s = 0,35$, una pressione di iniezione di 93 bar e 4 diversi EOI, si è valutato come la fasatura influisse sulla temperatura media cilindro a PMS e sull'evaporato totale. La scelta della pressione di iniezione di 93 bar è dovuta al fatto che tale pressione garantisce una velocità di uscita del getto di 108.8 m/s, media fra quella che si ottiene dall'iniezione a 50 e 150 bar.
- **Principale:** una volta trovato il caso migliore, si è preso l'angolo corrispondente al 50% della massa d'acqua iniettata e si è mantenuto fisso nella legge di iniezione al variare di s e p_{inj} , in modo da poter mantenere una fasatura di buon compromesso in tutti i casi. Si sono confrontate quindi le prestazioni di un sistema di iniezione più economico a 50 bar con uno invece alto prestazionale di livello superiore a 150 bar.
- **Analisi HFR:** per verificare che le migliori prestazioni dell'iniezione a 150 bar fossero dovute proprio alla maggiore pressione di iniezione, si è provato ad aumentare l'HFR dell'iniettore nei casi a 50 bar in modo da avere leggi di iniezioni più corte che favorissero l'evaporazione dell'acqua. Con un HFR di 29 cm³/s, aumentando il numero e il diametro dei fori rispetto all'iniettore standard con HFR di 17 cm³/s, i casi a 50 bar presentano le stesse leggi di iniezione dei casi a 150 bar. Siccome però non sono attualmente disponibili per applicazioni automobilistiche iniettori di tale tipo, si sono provati anche iniettori più realistici con un HFR pari a 23 cm³/s.

Una volta trovati i casi migliori a 50 e 150 bar di pressione di iniezione, si è provveduto a verificare se l'effetto raffreddante dell'acqua portasse effettivi benefici nella fase di combustione. Si sono quindi simulati in combustione, variando opportunamente gli angoli di accensione, i casi riportati in Tabella 6.2.

COMBUSTIONI	λ	s	P_inj acqua [bar]	HFR_inj_acqua [cm3/s]	SA [°ATDCF]	
	1.00					712
						714
						716
						718
						720
						722
						724
						726
	0.75					700
702						
704						
706						
708						
710						
712						
714						
716						
1.00	0.55		150	17	692	
					694	
					696	
					698	
					700	
					702	
					704	
					706	
					708	
710						

					702
					704
					706
					708
	1.00	0.35	50	17	710
					712
					714
					716
					718
					702
					704
					706
					708
	1.00	0.35	150	17	710
					712
					714
					716
					718

Tabella 6.2: prospetto delle simulazioni di combustione.

Infine, per quanto riguarda le aspirate, l'analisi dei risultati è stata condotta separando gli effetti dell'acqua sulle grandezze termodinamiche, sulla dinamica dell'aria all'interno del cilindro e sul miscelamento aria-combustibile. È evidente che l'effetto primario dell'evaporazione dell'acqua sia di agire sulla temperatura e la pressione regnante del cilindro per diminuire il rischio di detonazione. L'introduzione di acqua però potrebbe avere ripercussioni sul moto di tumble, sulla produzione di turbolenza e sulla formazione della miscela di cui bisogna tenere conto e che potrebbero inficiare i benefici ottenuti sul lato termodinamico. Ovviamente verrà studiata anche la dinamica dell'evaporazione dell'acqua, con un paragrafo dedicato.

Ricerca della migliore fasatura di iniezione

In questo capitolo verranno analizzati i risultati delle simulazioni che hanno indagato quale fosse la migliore fasatura di iniezione di acqua nel motore in prova. Come anticipato nel capitolo 1, avendo fissato la pressione di iniezione e la quantità di acqua iniettata, si è studiato fra 4 diversi EOI quale registrasse il miglior risultato in termini di temperatura a fine compressione e di quantità di acqua evaporata. Il risultato di questa indagine porterà a determinare la migliore fasatura di iniezione e ad individuare l'angolo corrispondente al 50% della massa d'acqua iniettata da utilizzare nelle successive simulazioni di aspirata.

In Tabella 7.1, Tabella 7.2 e Tabella 7.3 vengono riportate le condizioni operative degli iniettori di acqua e benzina dei casi di studio.

Iniettore benzina caso $\lambda=1$			
SOI [°ATDCF]	EOI [°ATDCF]	P inj [bar]	Massa iniettata [mg]
378	532	350	84,1

Tabella 7.1: condizioni operative iniettore benzina nel caso $\lambda=1$.

Iniettore benzina caso $\lambda=0,75$			
SOI [°ATDCF]	EOI [°ATDCF]	P inj [bar]	Massa iniettata [mg]
378	580	350	112,8

Tabella 7.2: condizioni operative iniettore benzina nel caso $\lambda=0,75$.

Iniettore acqua				
SOI [°ATDCF]	EOI [°ATDCF]	P inj [bar]	s	Massa iniettata [mg]
372	480	93	0,35	29,4
406	515			
432	540			
467	575			

Tabella 7.3: condizioni operative dell'iniettore di acqua nei casi di studio.

7.1 Grandezze termodinamiche

Si riportano in Figura 7.1 l'andamento della temperatura media nel cilindro in funzione dell'angolo di manovella, mentre in Figura 7.2 i valori a punto morto superiore e alla chiusura della valvola di aspirazione e il confronto rispetto al caso di riferimento $\lambda=1$.

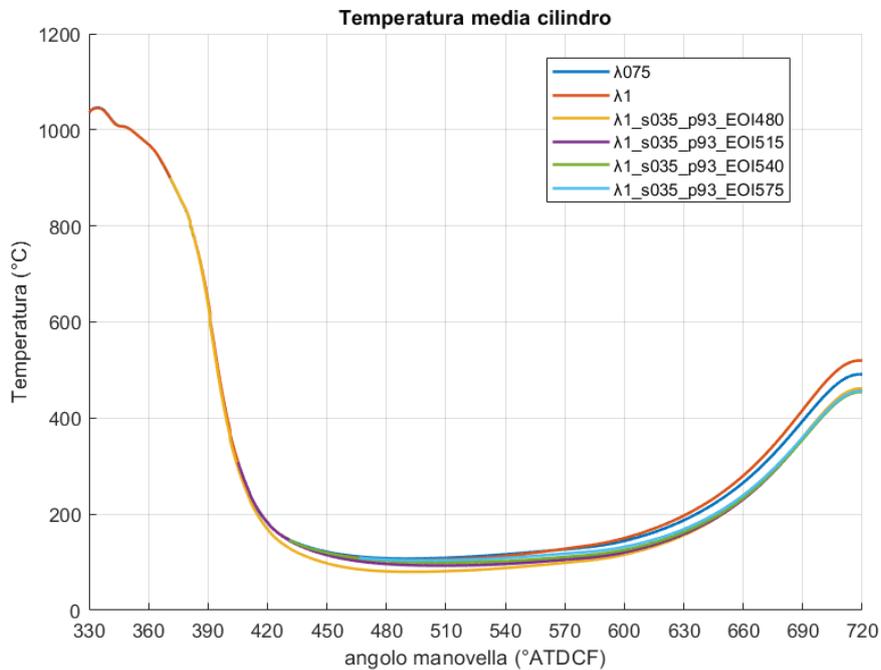


Figura 7.1: andamento della temperatura media nel cilindro dei casi in esame.

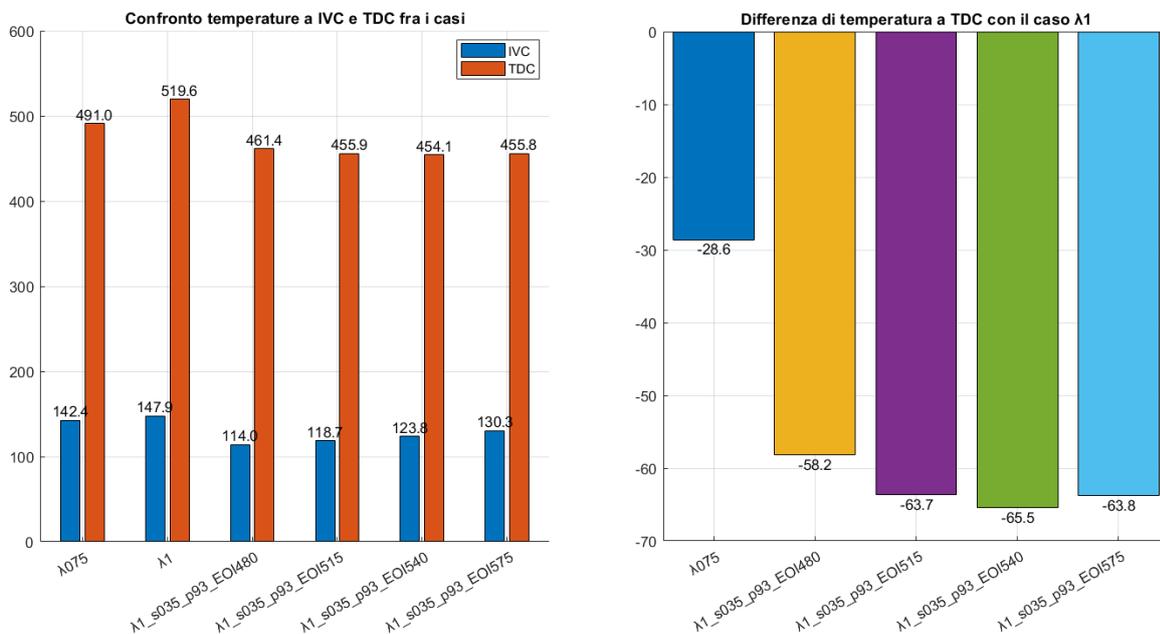


Figura 7.2: a sinistra: confronto dei valori di temperatura a IVC e TDC. A destra: differenza di temperatura a TDC dei casi in relazione al caso di riferimento $\lambda=1$.

Il dato principale è l'evidente riduzione di temperatura riscontrata nei casi con acqua. La differenza maggiore infatti arriva con il caso EOI 540 con ben $-65,5^{\circ}\text{C}$ in meno rispetto al riferimento $\lambda=1$. Anche le simulazioni con EOI 515 e 575 si assestano su valori comunque interessanti. La fase di iniezione determina sostanzialmente quando, durante l'aspirata, si ha il massimo potere raffreddante: seguendo l'andamento della temperatura durante la simulazione (Figura 7.1), si nota che con l'EOI 480 il raffreddamento si concentra durante la fase di aspirazione, facendo registrare la minore temperatura a IVC, mentre in fase di compressione l'acqua, essendo già evaporata, funge solo da inerte. Il risultato finale è che i casi con iniezione posticipata raffreddano la carica quando effettivamente si ha bisogno di questo effetto, ovvero a fine compressione.

Molto legato all'andamento della temperatura risulta l'andamento della pressione media nel cilindro, riportato in Figura 7.3 e Figura 7.4.

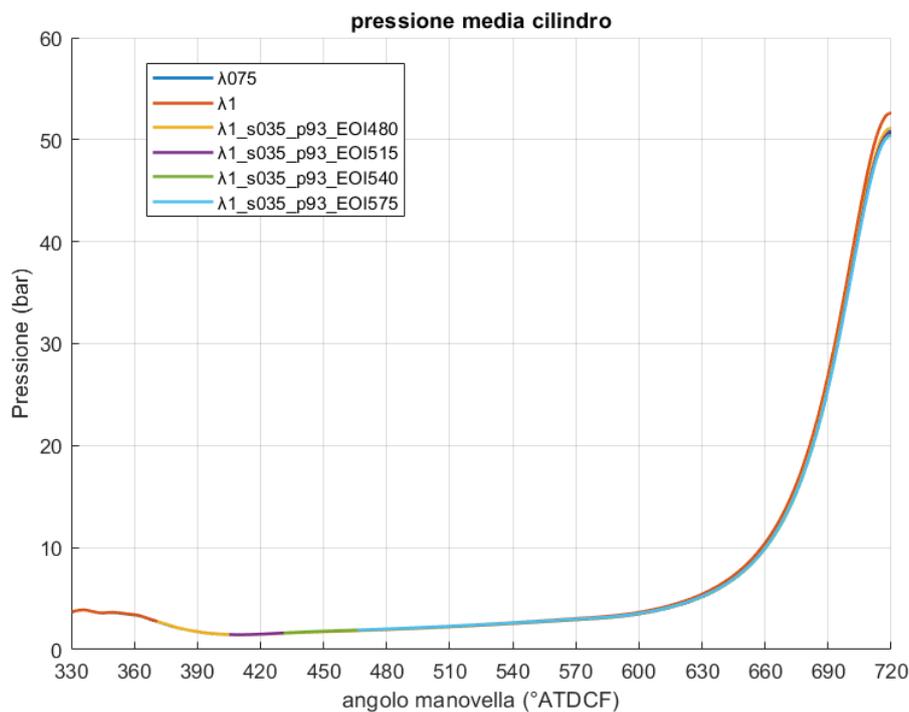


Figura 7.3: andamento della pressione media nel cilindro.

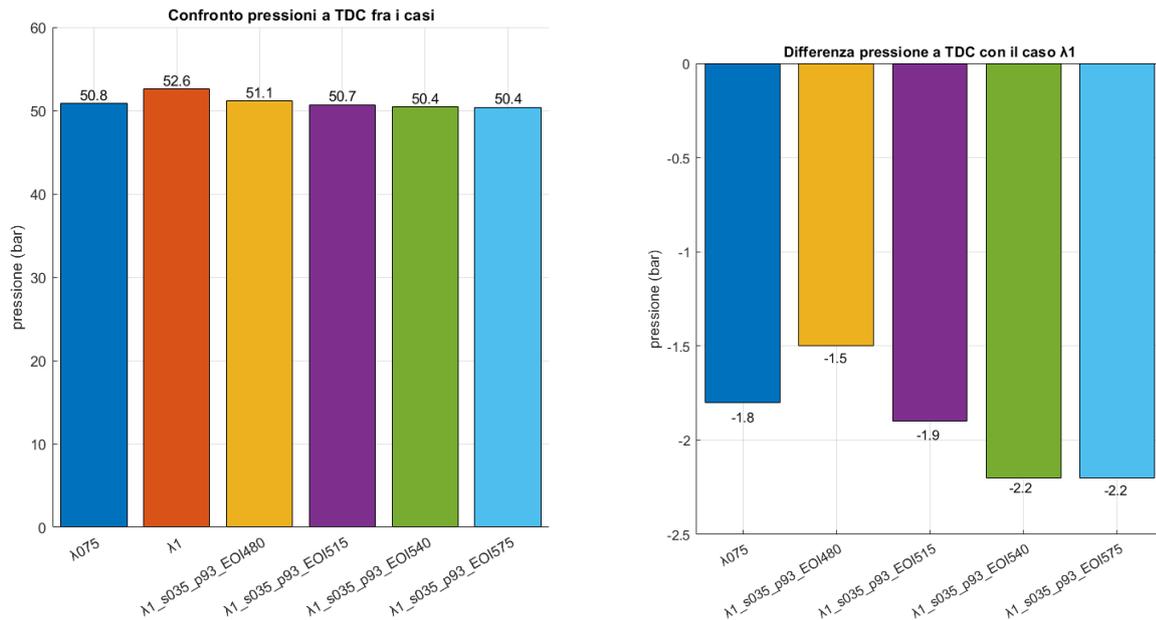


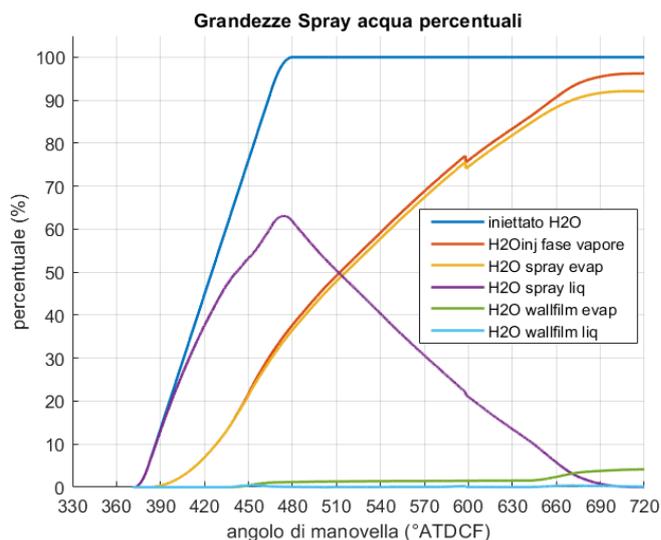
Figura 7.4: a sinistra: confronto dei valori di pressione media nel cilindro a TDC. A destra: differenza di pressione a TDC in relazione al caso di riferimento $\lambda=1$.

Se consideriamo la carica all'interno del cilindro come un gas perfetto, pressione e temperatura sono legate dall'equazione di stato. Essendo il cilindro poi un sistema chiuso e dotato praticamente della stessa massa fra i vari casi, si può riscontrare che una diminuzione della temperatura provochi una conseguenziale diminuzione della pressione, contribuendo ad allontanare il rischio detonazione.

7.2 Dinamica di evaporazione dell'acqua

Si riportano i grafici che mostrano caso per caso, in valori percentuali, la legge di iniezione d'acqua (curva blu), l'acqua totale in fase vapore presente nel dominio (curva arancione), l'evaporato ottenuto direttamente dallo spray d'acqua (curva gialla), lo spray ancora in fase liquida (curva viola), il vapore ottenuto da wallfilm (curva verde) e il wallfilm liquido residuo (curva azzurra).

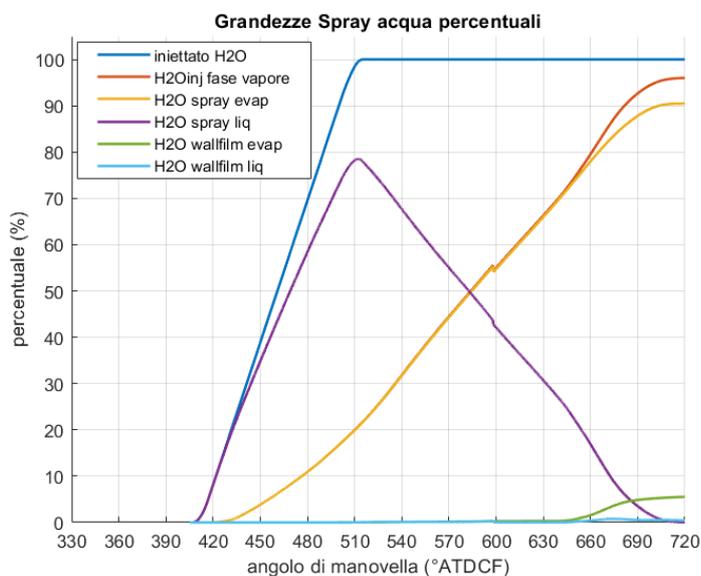
Caso $\lambda=1$ $s=0,35$ EOI 480



700° ATDC		
	Assoluti (mg)	Percentuali (%)
acqua fase vapore	28.26	96.0%
spray acqua liquida	0.074	0.25%
wallfilm acqua	0.070	0.24%
totale	28.40	96.5%
acqua iniettata	29.44	100%
acqua persa	1.04	3.53%
wallfilm evaporato acqua	1.17	3.96%
spray acqua evaporato	27.09	92.0%

Figura 7.5: grandezze relative allo spray acqua per il caso $\lambda=1$ $s=0,35$ EOI 480.

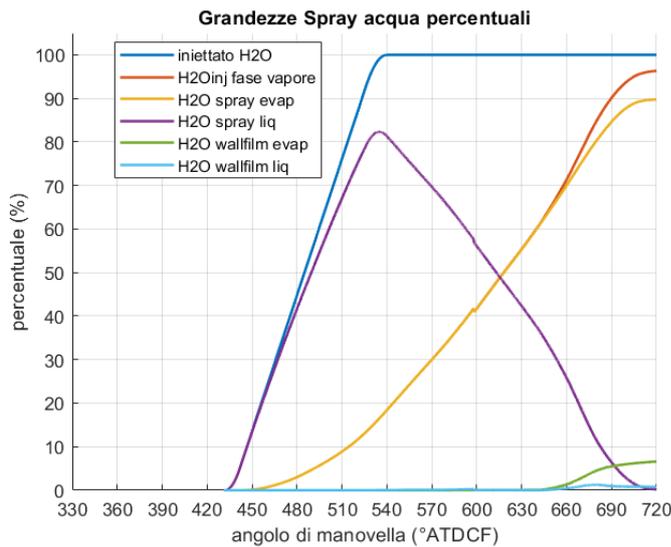
Caso $\lambda=1$ $s=0,35$ EOI 515



700° ATDC		
	Assoluti (mg)	Percentuali (%)
acqua fase vapore	27.91	94.8%
spray acqua liquida	0.391	1.33%
wallfilm acqua	0.152	0.52%
totale	28.45	96.6%
acqua iniettata	29.44	100%
acqua persa	0.99	3.36%
wallfilm evaporato acqua	1.53	5.19%
spray acqua evaporato	26.38	89.6%

Figura 7.6: grandezze relative allo spray acqua per il caso $\lambda=1$ $s=0,35$ EOI 515.

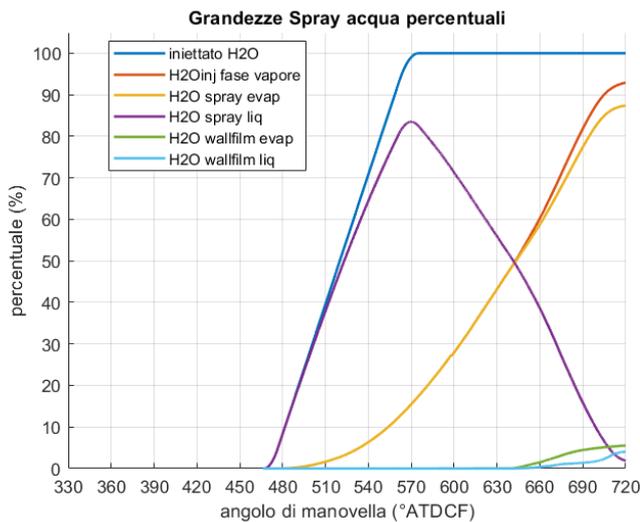
Caso $\lambda=1$ $s=0,35$ EOI 540



700° ATDC		
	Assoluti (mg)	Percentuali (%)
acqua fase vapore	27.62	93.8%
spray acqua liquida	0.800	2.72%
wallfilm acqua	0.248	0.84%
totale	28.67	97.4%
acqua iniettata	29.44	100%
acqua persa	0.77	2.62%
wallfilm evaporato acqua	1.76	5.99%
spray acqua evaporato	26.38	87.8%

Figura 7.7: grandezze relative allo spray acqua per il caso $\lambda=1$ $s=0,35$ EOI 540.

Caso $\lambda=1$ $s=0,35$ EOI 575



700° ATDC		
	Assoluti (mg)	Percentuali (%)
acqua fase vapore	25.86	87.8%
spray acqua liquida	2.741	9.31%
wallfilm acqua	0.532	1.81%
totale	29.14	99.0%
acqua iniettata	29.44	100%
acqua persa	0.30	1.03%
wallfilm evaporato acqua	1.45	4.92%
spray acqua evaporato	24.42	82.9%

Figura 7.8: grandezze relative allo spray acqua per il caso $\lambda=1$ $s=0,35$ EOI 575.

Ai fini dell'effetto raffreddante, la quantità che interessa maggiormente è l'evaporato proveniente dallo spray: esso infatti è l'unico che raffreddi realmente la carica. Quello da wallfilm, avendo impattato contro le pareti, ha raffreddato queste ultime e non va considerato nell'effetto utile. Non va comunque sottovalutato per il suo effetto dannoso: accumuli liquidi sulle pareti del cilindro sono potenziali siti di contaminazione dell'olio motore, con progressivo decadimento delle proprie capacità lubrificanti e rischio di usura. Considerando l'intera fase liquida, data dalla somma fra wallfilm e

spray d'acqua non ancora evaporato, i casi fino a EOI 515 presentano una percentuale al di sotto del 2%, ritenuta accettabile. I casi successivi invece presentano residui liquidi molto più consistenti: il caso EOI 575 addirittura arriva al 10% dell'iniettato, risultato poco accettabile.

In Figura 7.9, che confronta gli andamenti dello spray d'acqua evaporato, si può notare come, anticipando sempre più l'iniezione, la quantità di evaporato da spray d'acqua aumenti: questo ovviamente è dovuto al maggior tempo concesso per il passaggio in fase gassosa. La velocità di evaporazione però, rappresentata dalla pendenza di queste curve, aumenta con il progressivo aumento dell'EOI, a dimostrazione del fatto che l'aumento della temperatura nel cilindro in fase di compressione agevoli il passaggio dell'acqua allo stato di vapore.

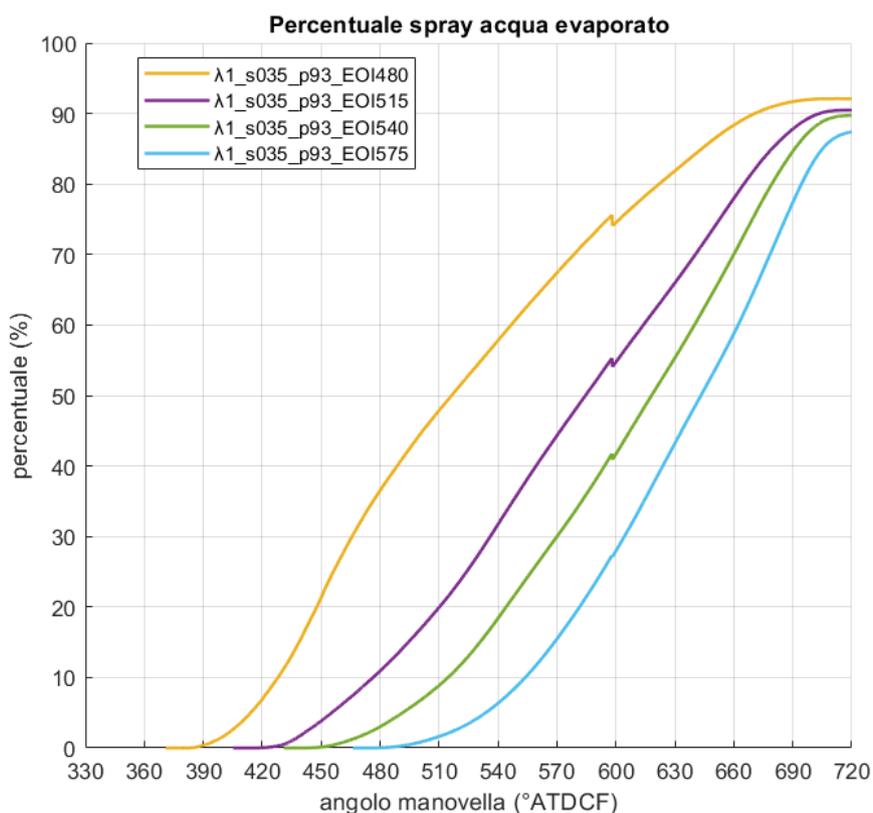


Figura 7.9: Confronto degli andamenti di spray d'acqua evaporato.

Come già detto, risulta interessante ai fini dell'analisi capire se esistano dei residui liquidi sulle pareti della camera che, contaminando il lubrificante, a lungo andare possano compromettere l'integrità strutturale del motore stesso. Osservando i risultati 3D dell'umidità relativa nel cilindro, presi a 700° ATDCF, ci si può rendere conto della posizione di tali accumuli liquidi. Si può vedere chiaramente che la fasatura più ritardata, l'EOI 575, presenta un pericoloso film liquido proprio sulla parete del cilindro, aspetto assolutamente da evitare.

700° ATDC

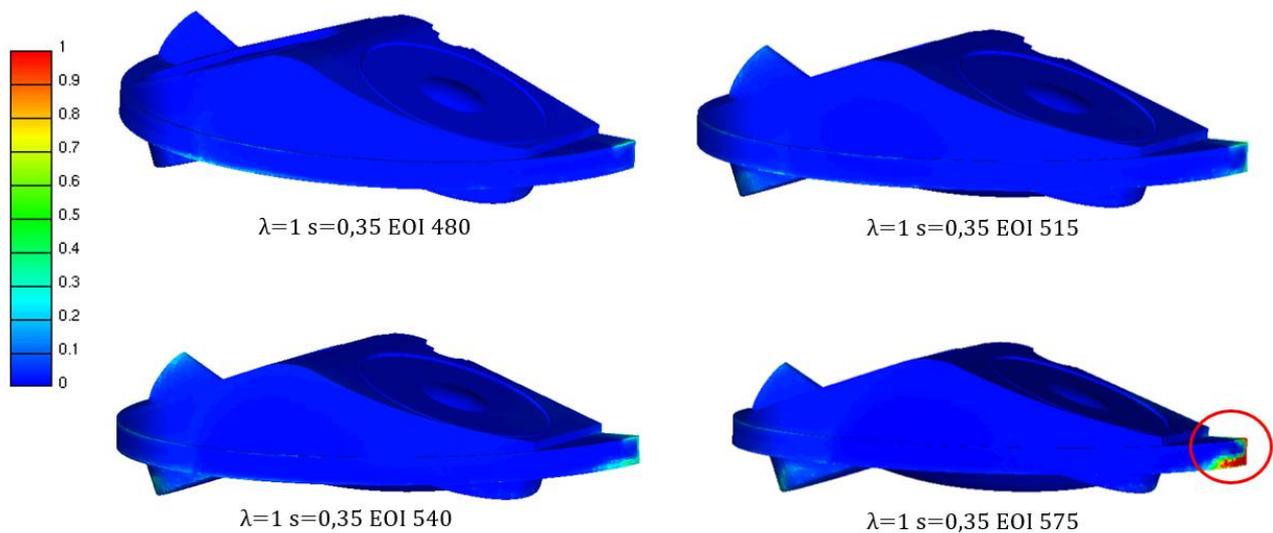


Figura 7.10: Umidità relativa in camera di combustione a 700° ATDCF.

7.3 Fluidodinamica nel cilindro

La presenza di un getto liquido in camera di combustione provoca un'interazione con le strutture di moto dell'aria che si formano all'interno del cilindro. Risulta interessante quindi analizzare l'andamento del rapporto di tumble e dell'intensità di turbolenza che esso genera.

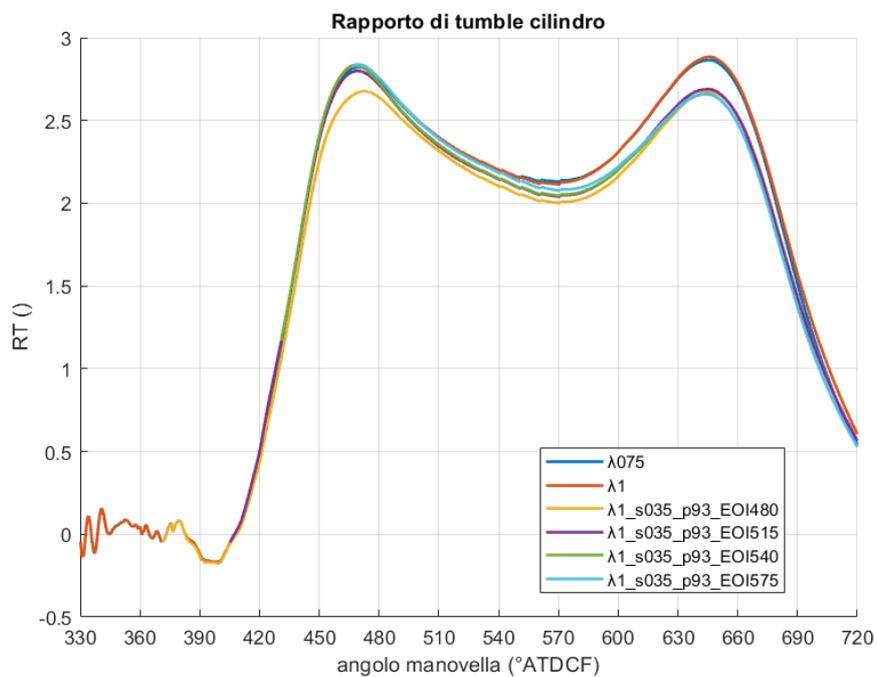
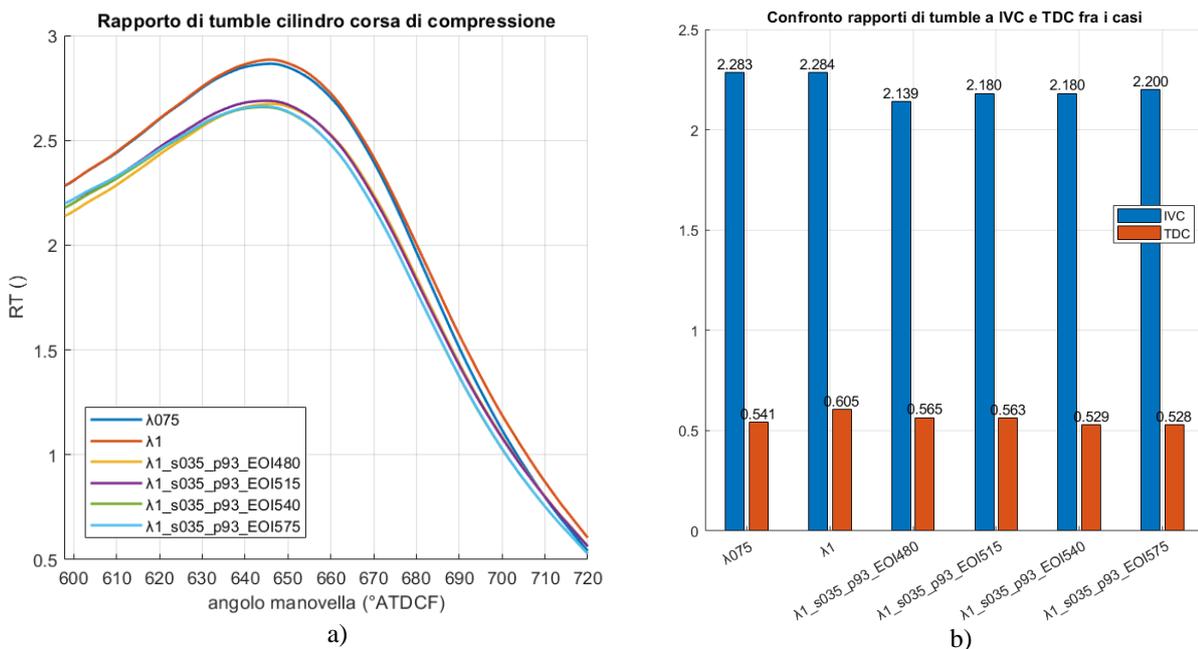


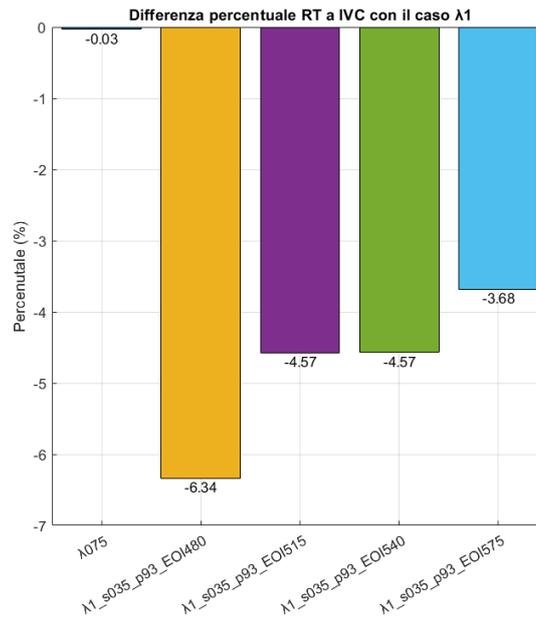
Figura 7.11: andamento del rapporto di tumble nel cilindro in funzione dell'angolo di manovella.

Come mostra la Figura 7.11, il rapporto di tumble dei casi senza acqua è sempre superiore ai casi con acqua. La quantità di moto dei getti infatti è in opposizione al vortice di tumble, ostacolandone la formazione. Nel caso con EOI 480 si nota come questa interazione negativa inizi fin dalle prime fasi dell'aspirazione, a causa dell'iniezione anticipata.

Osservando nel dettaglio il fenomeno alla chiusura della valvola di aspirazione (vedi Figura 7.12c), si conferma il risultato negativo del caso EOI 480, registrando il valore più basso di tutti: -6,34% rispetto al λ_1 , contro il -4,57% dei casi EOI 515 e EOI 540 e il -3,68% dell'EOI 575. Risulta evidente quindi che il moto di tumble risente negativamente della presenza del getto liquido, avente quantità di moto contraria al campo di velocità del vortice. Inoltre, se l'interazione avviene durante la fase di formazione, come accade nel caso EOI 480, la penalizzazione al momento della chiusura della valvola di aspirazione sarà evidente. Al contrario, se invece l'iniezione avviene posteriormente, come nel caso EOI 575, l'interazione avviene con il vortice già sufficientemente sviluppato ed è quindi meno dannosa.

Nella fase di spin-up (vedi Figura 7.12a), il caso EOI 480 sembra recuperare rispetto al caso EOI 575, probabilmente perché quest'ultimo caso presenta una maggiore quantità di gocce d'acqua nel flusso d'aria, potenziali generatrici di instabilità e quindi di turbolenza.



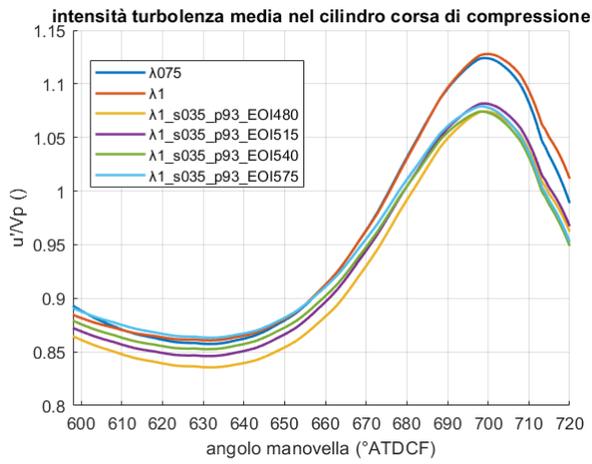


c)

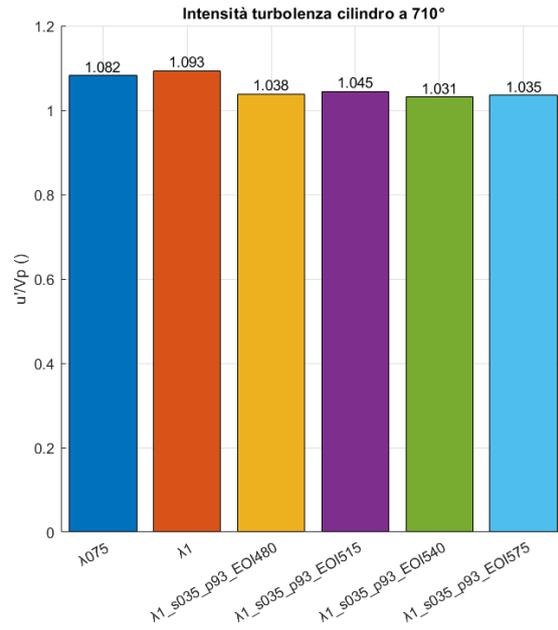
Figura 7.12: a) Andamento del rapporto di tumble nella fase di compressione. b) Confronto dei rapporti di tumble a IVC e TDC. c) Differenza percentuale del rapporto di tumble a IVC rispetto al caso di riferimento $\lambda=1$.

Il moto di tumble dissolvendosi genera la turbolenza necessaria per promuovere un'alta velocità di fiamma. Il passo successivo è vedere se effettivamente esso abbia assolto il suo compito.

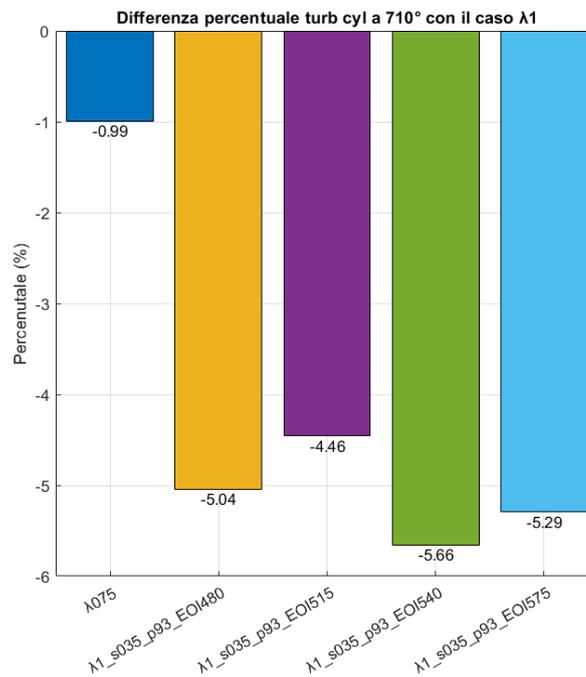
In Figura 7.13 viene riportato l'andamento dell'intensità di turbolenza media nel cilindro. In linea con quanto preannunciato dal valore di rapporto di tumble a IVC, la minore quantità di moto del vortice genera poi una minore turbolenza in camera al momento dell'istante di accensione. Il caso EOI 480 è il peggiore del set, ma comunque non lontano dal caso migliore EOI 515: li distanzia solo uno 0.5% di differenza rispetto al caso $\lambda 1$. Il caso EOI 575 che aveva fatto registrare il migliore valore di RT a IVC, non riesce a tradurre il vantaggio in una produzione di turbolenza superiore agli altri, probabilmente perché la presenza delle gocce frena il vortice e lo disintegra anticipatamente rispetto al punto morto superiore.



a)



b)



c)

Figura 7.13: a) Andamento dell'intensità di turbolenza media nel cilindro lungo la corsa di compressione. b) Valori dell'intensità di turbolenza media nel cilindro a 710 °ATDCF. c) Differenza percentuale a 710 °ATDCF dell'intensità di turbolenza nel cilindro rispetto al caso di riferimento $\lambda=1$.

Analogamente si può restringere l'indagine considerando solo l'intensità di turbolenza sotto candela, in un raggio di 10 mm (vedi Figura 7.14). Si confermano sostanzialmente le stesse considerazioni svolte per l'intensità di turbolenza nel cilindro. Solo il caso EOI 575 sembra riallinearsi con i valori registrati dai casi di riferimento senz'acqua.

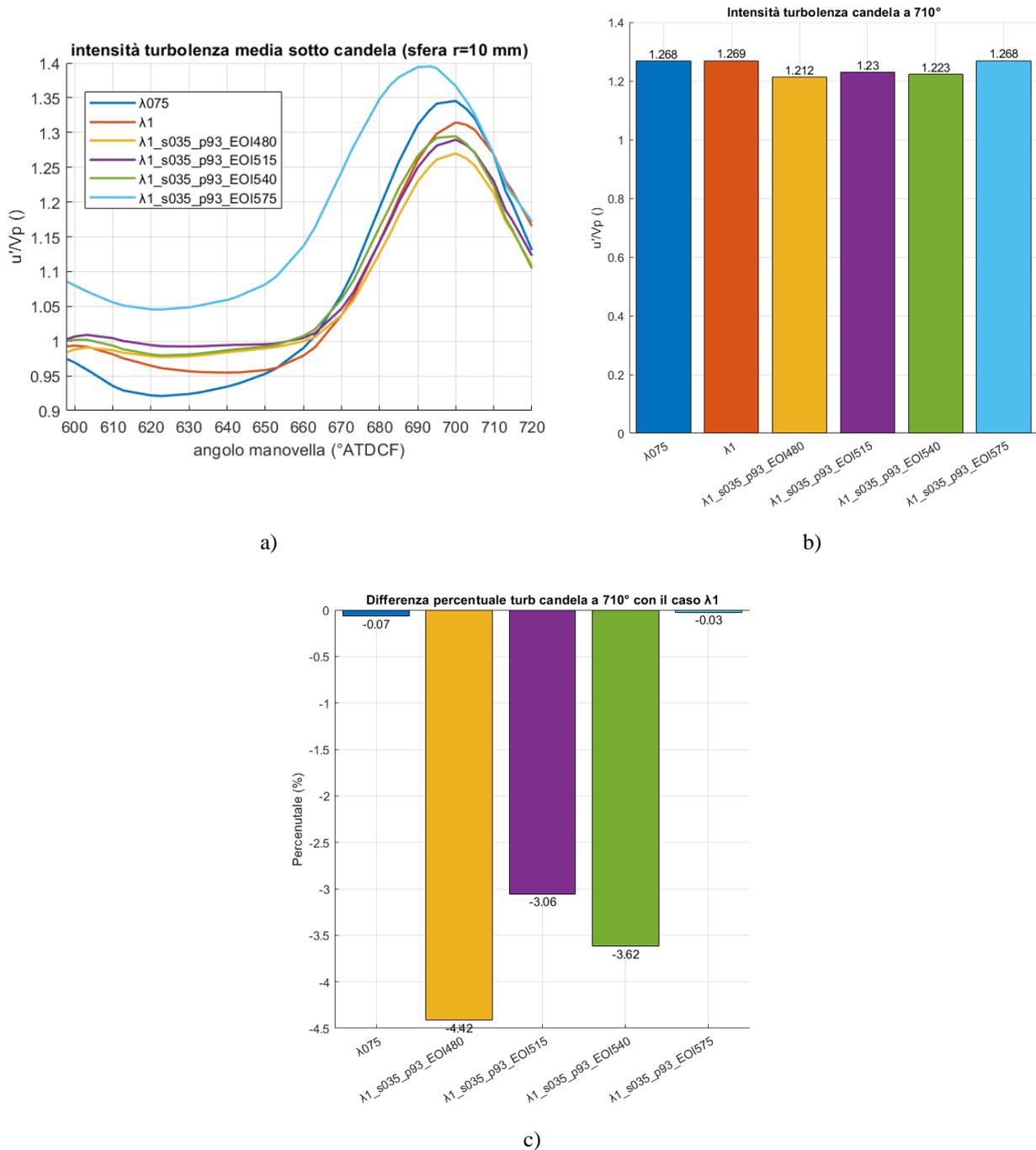


Figura 7.14: a) Andamento dell'intensità di turbolenza media sotto candela lungo la corsa di compressione. b) Valori dell'intensità di turbolenza media sotto candela a 710 °ATDCF. c) Differenza percentuale a 710 °ATDCF dell'intensità di turbolenza sotto candela rispetto al caso di riferimento $\lambda=1$.

7.4 Miscelazione aria-combustibile

Come ultimo effetto dell'iniezione d'acqua sul funzionamento del motore, si vuole vedere come essa influenza il miscelamento fra aria e combustibile.

Osservando i risultati 3D in Figura 7.15 che mostrano il titolo della miscela all'interno della camera di combustione a 710 °ATDCF, non si rilevano cambiamenti sostanziali fra un caso e l'altro.

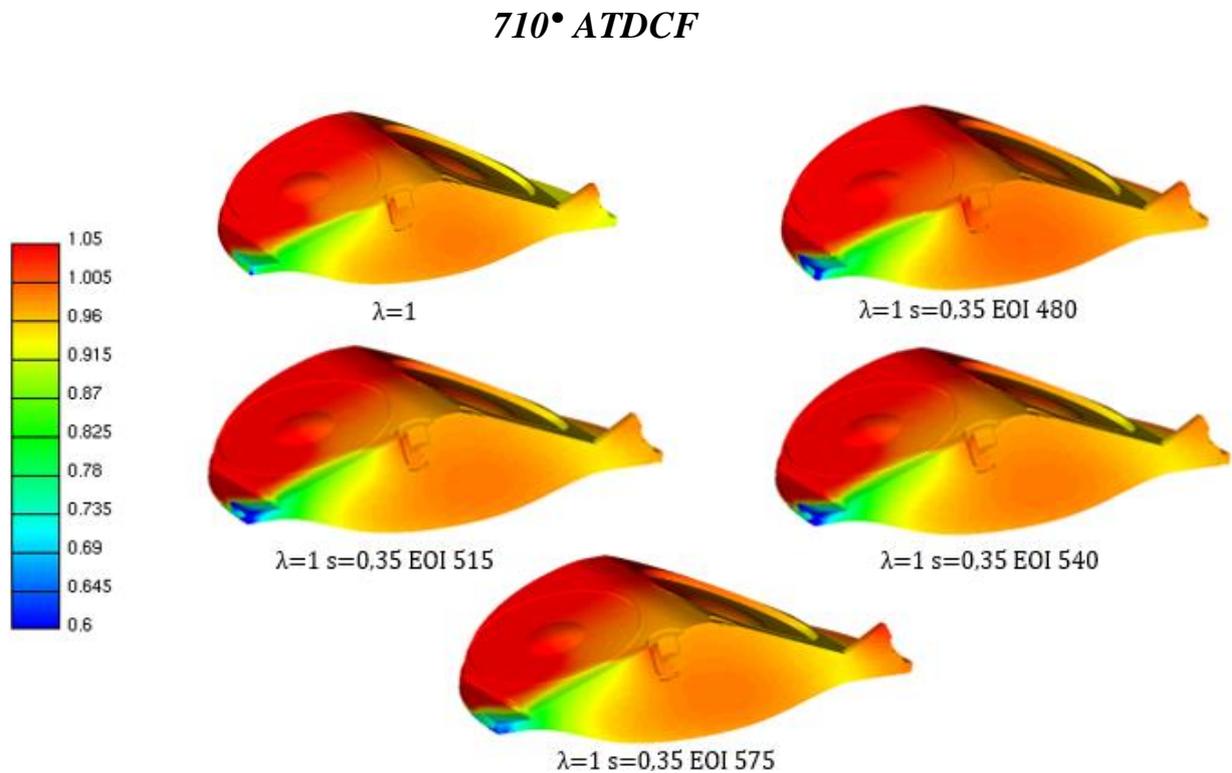


Figura 7.15: distribuzione tridimensionale del titolo λ della miscela all'interno della camera di combustione.

Svolgendo un'analisi più quantitativa, vengono riportati in Figura 7.16 i valori medi del titolo della miscela in tutto il cilindro e in Figura 7.17 quelli intorno alla candela nel raggio di 10 mm.

Sia nel primo che nel secondo caso a 710°ATDCF, la differenza fra λ_1 e casi con acqua è al di sotto dell'1%, dimostrando che l'iniezione di acqua non ha influito sul miscelamento aria-combustibile.

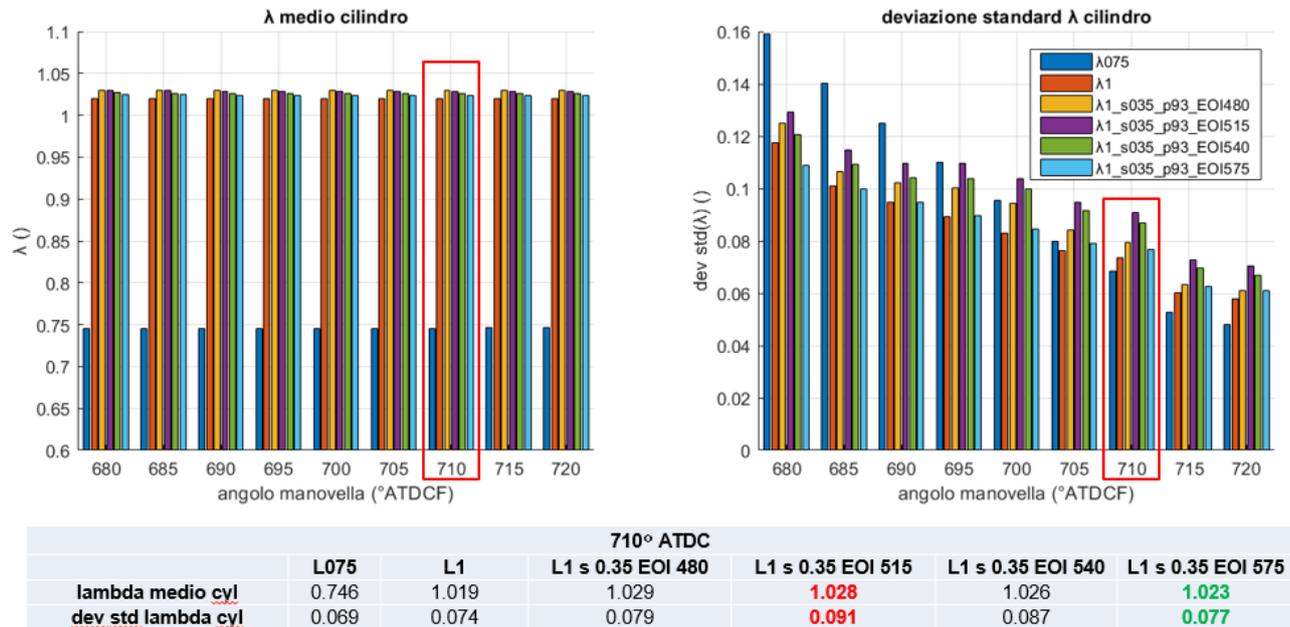


Figura 7.16: valori medi e deviazione standard di λ nel cilindro negli angoli finali della corsa di compressione.

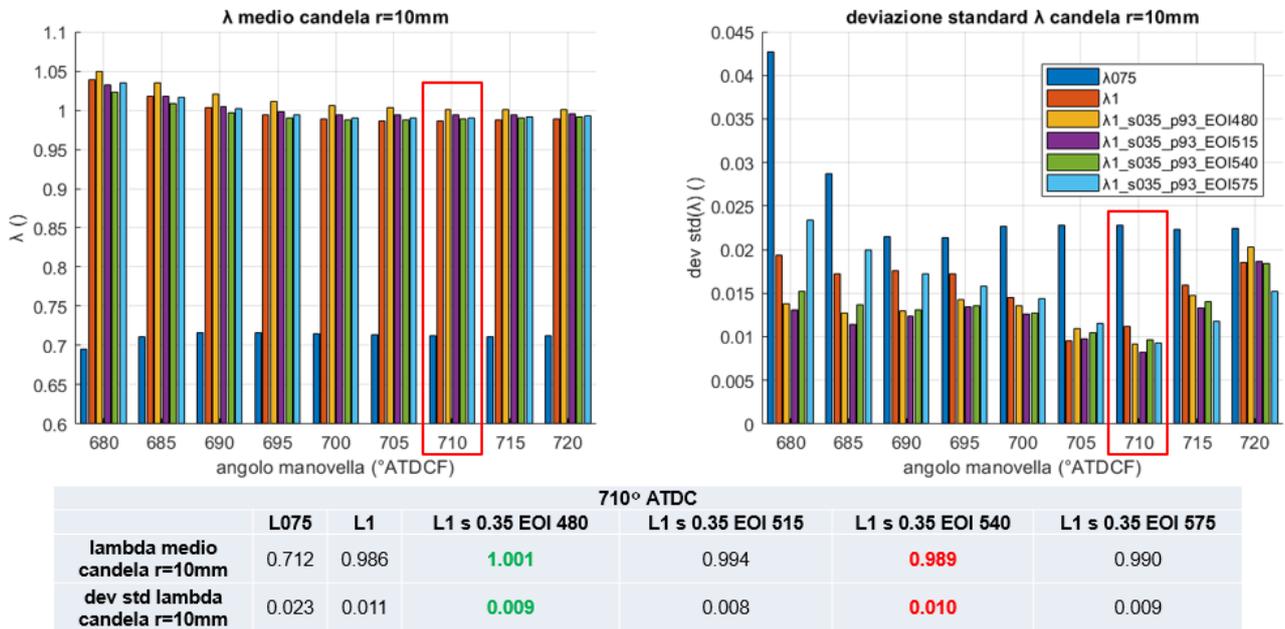


Figura 7.17: valori medi e deviazione standard di λ sotto candela negli angoli finali della corsa di compressione.

7.5 Conclusioni

Riassumendo le analisi svolte in questo capitolo, si possono affermare le seguenti considerazioni:

- Per quanto riguarda la **temperatura** interna al cilindro a punto morto superiore, le fasature per l'iniezione di acqua ottimali sembrano essere quelle con **EOI 515** o **540**, con una diminuzione dal caso di riferimento a $\lambda=1$ di circa 65°C. Ritardare o anticipare ulteriormente l'EOI comporta lievi svantaggi rispetto a quelli ottenuti dalle due fasature citate. La diminuzione di temperatura comporta una conseguenziale diminuzione della **pressione** di quasi 2 bar, a vantaggio contro il rischio detonazione.
- Per quanto riguarda l'**evaporato di acqua da spray** (al netto quindi di quello da wallfilm, che non ha raffreddato la carica), la migliore soluzione è la fasatura più anticipata, ovvero la **EOI 480**. La fasatura con EOI 515 ha uno scarto da quest'ultima del 2,4%. Ritardare l'EOI causa un residuo liquido di acqua sempre più elevato e un aumento del wallfilm. Inoltre, la fasatura ad EOI 575 presenta una condensazione di acqua sulle pareti del cilindro, pericolosa in ottica di contaminazione del lubrificante.
- Per il **moto di tumble**, anticipare la fasatura significa disturbarne la formazione, in quanto il getto liquido si oppone al moto dell'aria. In questo caso ritardare l'EOI ha effetti benefici: la fasatura ottimale in questo senso sembra essere la **EOI 575**.
- Nonostante la soluzione con EOI 575 abbia il più elevato RT, la successiva evoluzione del moto di tumble non dà i benefici sperati nella produzione di **turbolenza nel cilindro**. Il vortice di tumble infatti si disgrega anticipatamente rispetto agli altri casi. Questo fenomeno si può spiegare a causa dell'elevata quantità di acqua rimasta liquida nelle fasi finali della compressione, generando instabilità nel flusso d'aria. La fasatura ottimale in questo senso appare quindi la **EOI 515**.
- L'iniezione di acqua non sembra influenzare in maniera apprezzabile il valore di λ medio nel cilindro e sotto candela.

Tenendo conto quindi di tutti questi fattori, la **soluzione di migliore compromesso** scelta è l'**EOI 515**: presenta un'elevata diminuzione di temperatura, un'elevata percentuale di spray d'acqua evaporato con bassi residui liquidi ed è il caso che garantisce la maggior intensità di turbolenza nel cilindro.

Tale fasatura di iniezione presenta un **angolo corrispondente al 50% della massa d'acqua iniettata** pari a **460°ATDCF**. Questo valore quindi verrà ripreso come **angolo ottimale del baricentro dell'iniettato** di acqua per tutti i futuri casi di simulazione di aspirata.

8

Analisi delle aspirate con iniezioni a 50 e 150 bar

Dopo aver determinato la migliore fasatura di iniezione e aver trovato il baricentro della legge di iniezione ottimale, fissato a 460° ATDCF, in questo capitolo si vuole studiare, al variare del parametro s , gli effetti della presenza dell'acqua introdotta nel cilindro a due diverse pressioni di iniezione: 50 e 150 bar.

Dall'ultima configurazione è lecito aspettarsi le prestazioni migliori: avere pressioni di iniezione elevate a parità di iniettore significa avere alte velocità di uscita del getto liquido dai fori dello stesso, quindi alte portate statiche uscenti e una migliore atomizzazione del getto, come detto nel paragrafo 3.1. Una portata elevata può permettere di avere leggi di iniezione di breve durata, oppure di poter iniettare più acqua nello stesso intervallo di tempo. D'altro canto, un sistema di alimentazione dell'acqua ad alta pressione è sicuramente più costoso di uno a bassa pressione. Pur sapendo già in partenza che le iniezioni a 50 bar avranno prestazioni peggiori rispetto a quelle a 150 bar, si vuole indagare se un sistema più economico possa in ogni caso essere efficace a limitare la temperatura della miscela a fine compressione.

Il fine ultimo dell'analisi è trovare i casi migliori ai due livelli di pressione, in modo poi di poter verificare con le simulazioni di combustione l'effettivo potere antidetonante dell'acqua.

Si riportano in tabella le condizioni operative dell'iniettore dell'acqua nei vari casi, sapendo che per quello della benzina rimangono valide le condizioni esposte in Tabella 7.1 e Tabella 7.2.

λ	s	Iniettore acqua			
		P inj [bar]	SOI [°ATDCF]	EOI [°ATDCF]	Massa iniettata [mg]
1,00	0,25	50	409	515	21,0
	0,35		390	533	29,4
	0,55		377*	595*	46,2
1,00	0,25	150	429	495	21,0
	0,35		418	506	29,4
	0,55		396	527	46,2

Tabella 8.1: condizioni operative dell'iniettore di acqua nei casi di studio.

Si vuole evidenziare che nel caso $\lambda 1_{s0,55_P inj_50}$ non si è riusciti a mantenere il baricentro dell'iniettato a 460°ATDCF, ma è stato spostato a 484°ATDCF in quanto l'inizio dell'iniezione sarebbe avvenuto con la valvola di scarico ancora aperta.

8.1 Iniezioni a 50 bar

8.1.1 Grandezze termodinamiche

Per prima cosa, vengono confrontate in Figura 8.1 le temperature dei tre casi con diversa quantità di acqua con quelle dei riferimenti $\lambda=1$ e $\lambda=0,75$ senz'acqua.

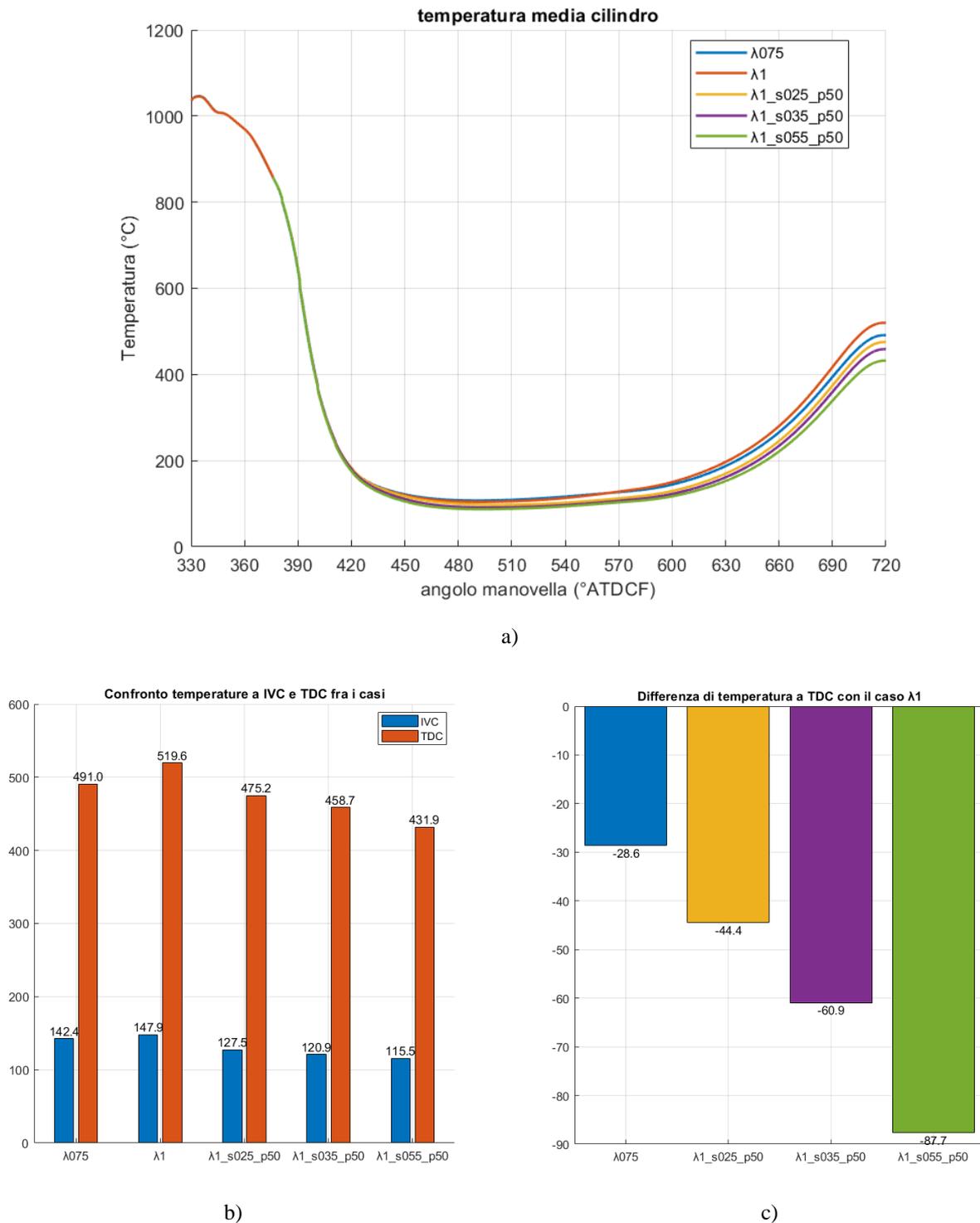
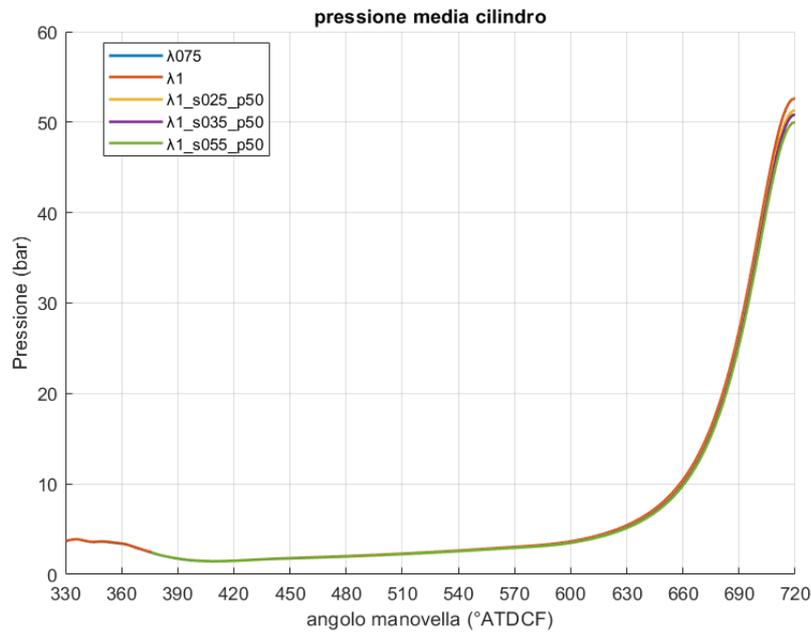


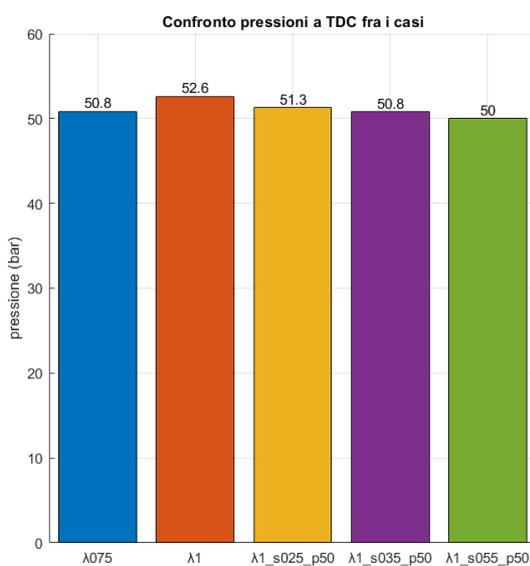
Figura 8.1 : a) andamento della temperatura media nel cilindro in funzione dell'angolo di manovella. b) Valori di temperatura a IVC e TDC. c) differenza di temperatura a TDC con il caso di riferimento $\lambda 1$

Come ci si poteva aspettare, la diminuzione della temperatura al punto morto superiore è proporzionale alla quantità di acqua iniettata. Tutti i casi si sono rivelati migliori rispetto al semplice ingrassamento della miscela operato dal caso $\lambda=0,75$; addirittura nel caso con $s=0,55$, il raffreddamento raggiunge valori molto consistenti: si arriva a $-87,7^{\circ}\text{C}$. Il caso intermedio con $s=0,35$ registra diminuzioni di temperatura minori ($-60,9^{\circ}\text{C}$) ma comunque interessanti.

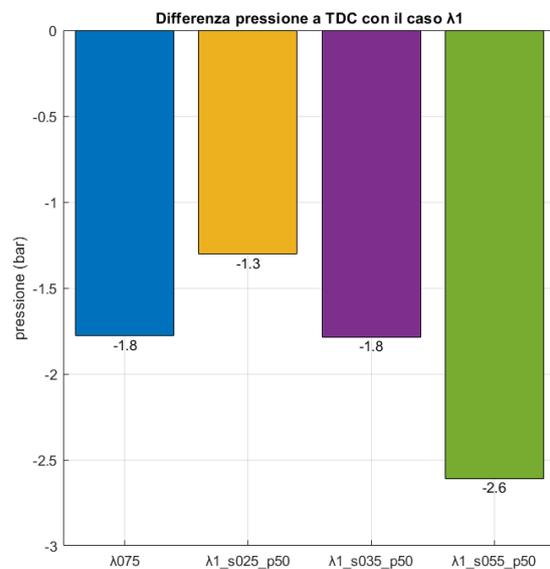
Analoghe considerazioni si possono svolgere per la pressione interna al cilindro, anche se con differenze meno significative, come mostrato in Figura 8.2.



a)



b)



c)

Figura 8.2: a) andamento della pressione media nel cilindro in funzione dell'angolo di manovella. b) Valori di pressione a TDC. c) differenza di pressione a TDC con il caso di riferimento $\lambda 1$.

8.1.2 Dinamica di evaporazione dell'acqua

Nelle figure successive vengono riportati gli andamenti percentuali dell'acqua iniettata (curva blu), dell'acqua totale in fase vapore presente nel dominio (curva arancione), dell'evaporato da spray (curva gialla) e dello spray ancora in fase liquida (curva viola), del vapore ottenuto da wallfilm (curva verde) e del wallfilm liquido residuo (curva azzurra). A fianco sono riportati anche i valori di queste grandezze che si registrano a punto morto superiore.

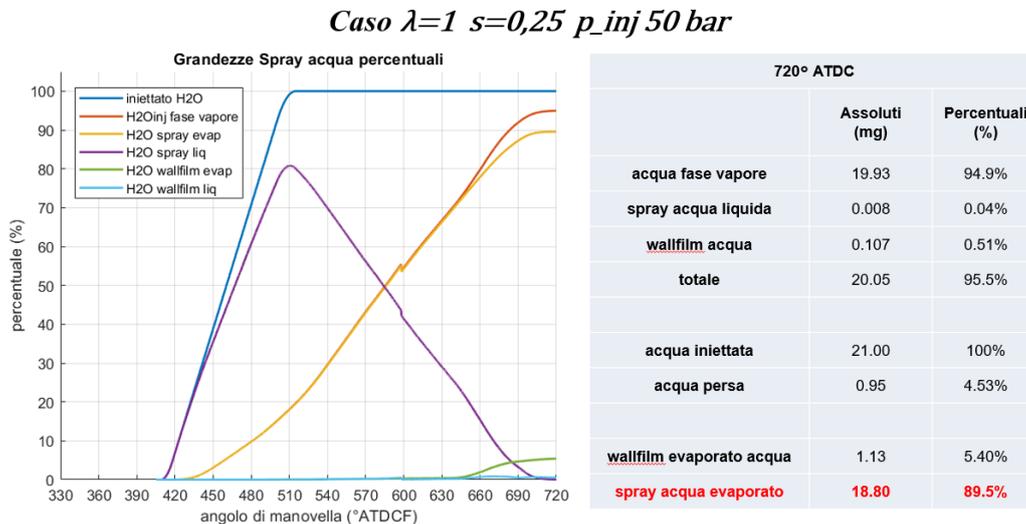


Figura 8.3: grandezze relative allo spray acqua per il caso $\lambda=1$ $s=0,25$ p_{inj} 50 bar.

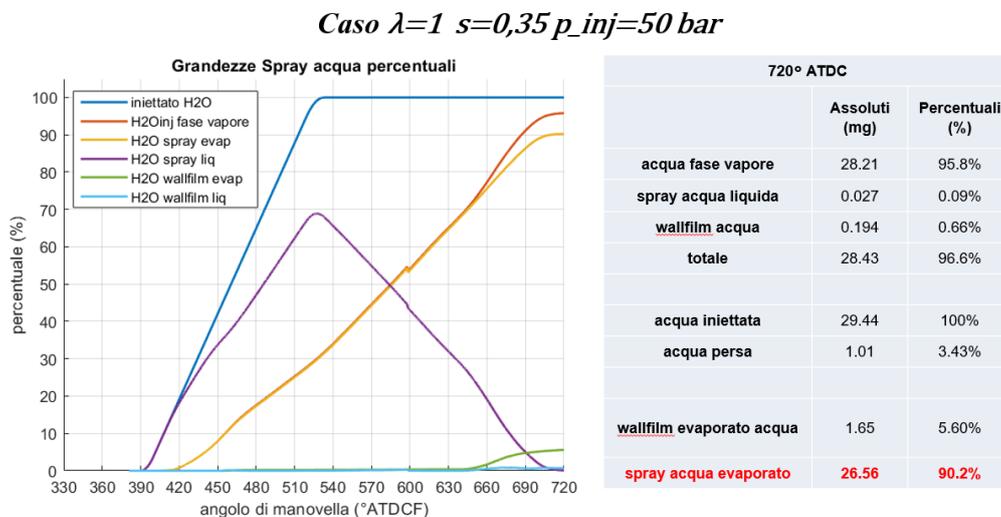


Figura 8.4: grandezze relative allo spray acqua per il caso $\lambda=1$ $s=0,35$ p_{inj} 50 bar.

Caso $\lambda=1$ $s=0,55$ $p_{inj}=50$ bar

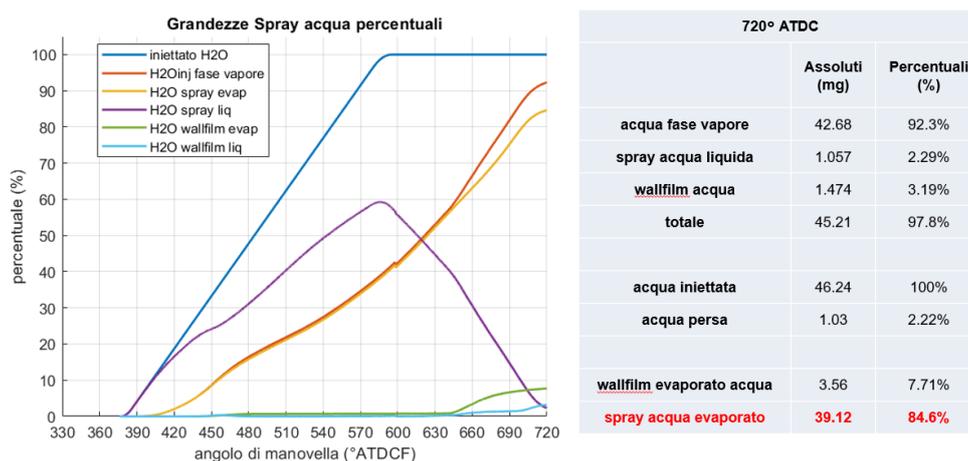
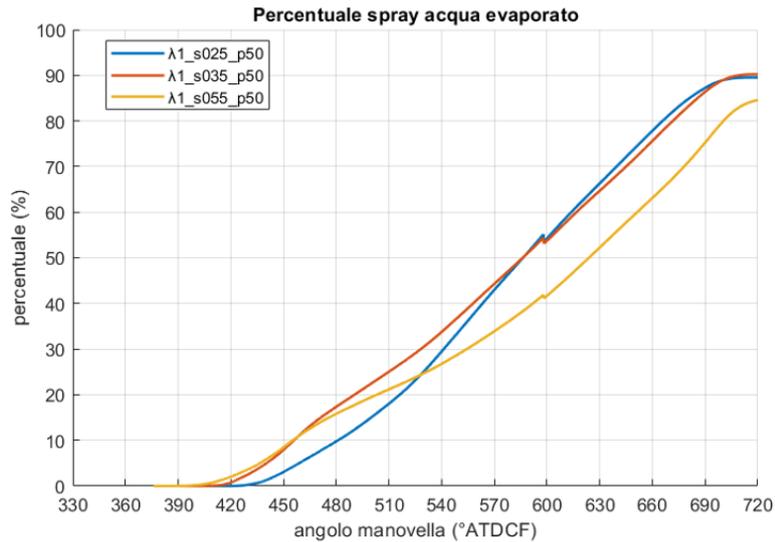


Figura 8.5: grandezze relative allo spray acqua per il caso $\lambda=1$ $s=0,55$ $p_{inj} 50$ bar.

La scelta di fissare il baricentro dell'iniettato fa sì che più acqua si inietta, più il SOI è anticipato e l'EOI ritardato. Questo fatto spiega come più acqua si inietta, meno tempo le si lascia per evaporare e questo aspetto si può riscontrare nella percentuale di spray evaporato fatta registrare dai casi di studio. Nel $\lambda 1_{s0,55_p inj50}$ (vedi Figura 8.5) tale fenomeno è fortemente penalizzante, in quanto solo l'84,6% di acqua è riuscito ad evaporare a TDC. Anche i residui liquidi all'interno del cilindro sono più alti rispetto ai concorrenti, arrivando a superare il 5% (sommando il contributo dello spray non ancora evaporato e il wallfilm). I rimanenti casi, in particolare il $\lambda 1_{s0,35_p inj50}$ (vedi Figura 8.4), hanno un comportamento ottimo, con evaporati da spray che raggiungono il 90% a TDC e residui liquidi inferiori all'1%. Si riporta per completezza in Figura 8.6 il confronto fra le curve di evaporato da spray dei casi di studio.



720° ATDC			
	L1 s 0.25 p 50 bar	L1 s 0.35 p 50 bar	L1 s 0.55 p 50 bar
percentuale Spray evaporato	89.5%	90.2%	84.6%

Figura 8.6: Confronto fra le curve di evaporato da spray in funzione dell'angolo di manovella.

A riprova di quanto detto a proposito dei residui liquidi, l'analisi dell'umidità relativa riportata in all'interno del cilindro porta a penalizzare fortemente il caso $\lambda 1_{s0,55}_p inj50$. Si nota infatti un accumulo liquido sulle pareti del cilindro fra la banda di squish, pericoloso in ottica di contaminazione del lubrificante

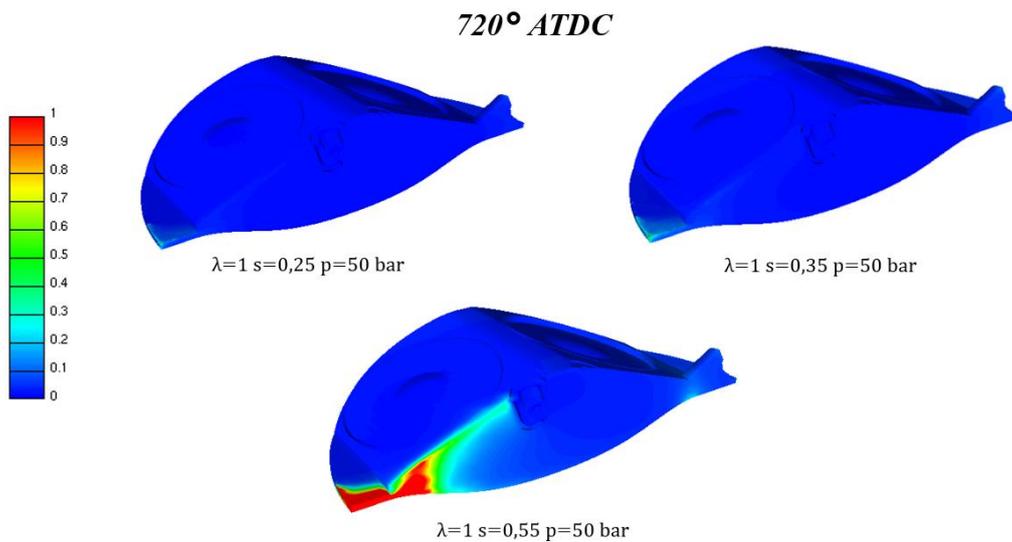


Figura 8.7: umidità relativa in camera di combustione a 720° ATDCF.

8.1.3 Fluidodinamica nel cilindro

La presenza del getto d'acqua all'interno del cilindro provoca un'interazione con il campo di moto dell'aria presente nello stesso. In Figura 8.8 e viene riportato l'andamento del rapporto di tumble riscontrato nei casi di studio.

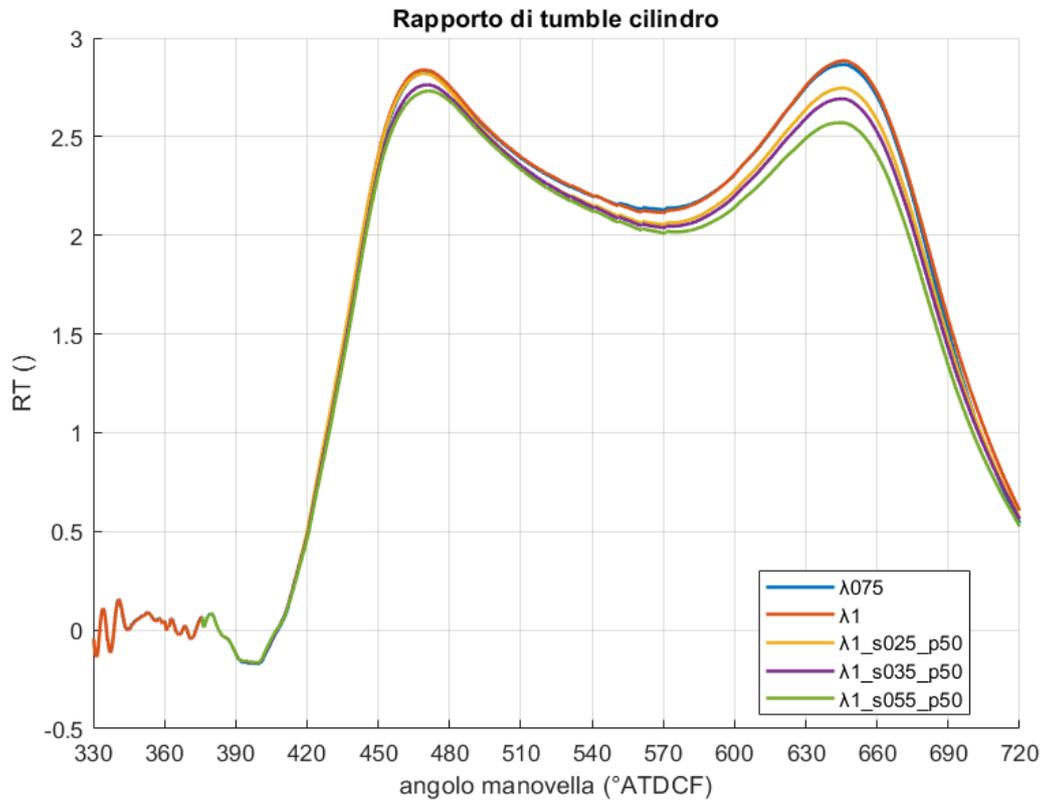
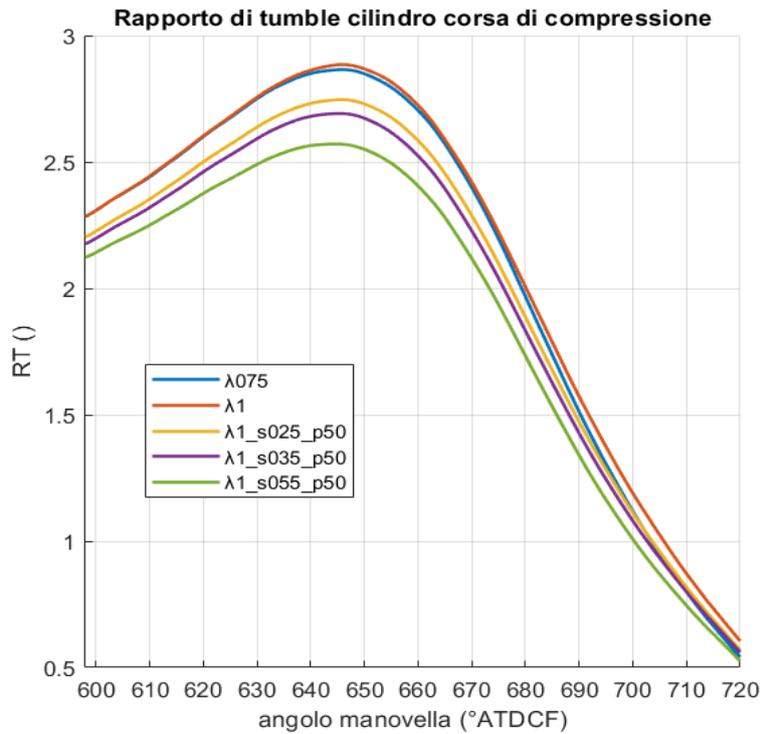


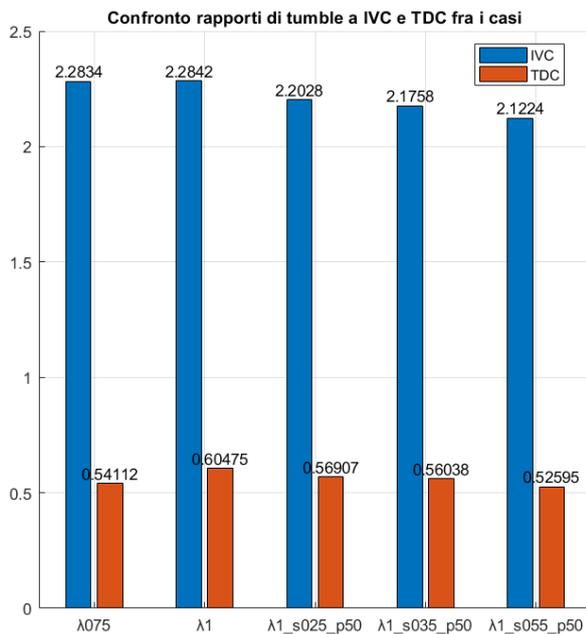
Figura 8.8: andamento del rapporto di tumble nel cilindro in funzione dell'angolo di manovella.

Gli andamenti confermano le affermazioni fatte nel paragrafo 7.3: la presenza di un getto d'acqua in opposizione al vortice di tumble provoca un rallentamento di quest'ultimo. Il caso $\lambda_{1_s0,55_p\ inj50}$, che manifesta la durata di iniezione maggiore, infatti è il più svantaggiato, proprio per questa azione prolungata di disturbo dei getti di acqua.

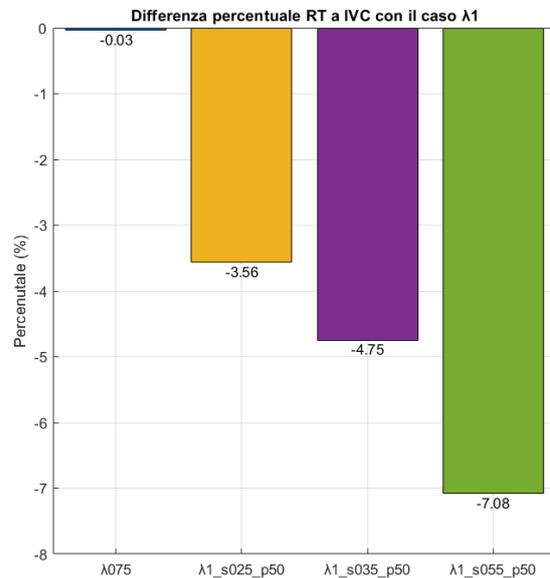
Come conseguenza di quanto detto, la differenza percentuale con il caso di riferimento λ_1 del rapporto di tumble a IVC nei casi di studio segue quindi un andamento proporzionale alla quantità di acqua iniettata, come mostra la Figura 8.9c.



a)



b)



c)

Figura 8.9: a) Andamento del rapporto di tumble nella fase di compressione. b) Confronto dei rapporti di tumble a IVC e TDC. c) Differenza percentuale del rapporto di tumble a IVC rispetto al caso di riferimento $\lambda=1$.

La produzione di turbolenza dipenderà dalla struttura del moto di tumble e dalla velocità di tale vortice. Risulta naturale, per quanto detto, che all'aumentare della quantità di acqua iniettata si riduca anche la turbolenza (vedi Figura 8.10 e Figura 8.11a), visto l'andamento decrescente del rapporto di

tumble. Per quanto riguarda l'andamento sotto candela, in un intorno di raggio 10 mm, non c'è una relazione lineare con la quantità di acqua immessa.

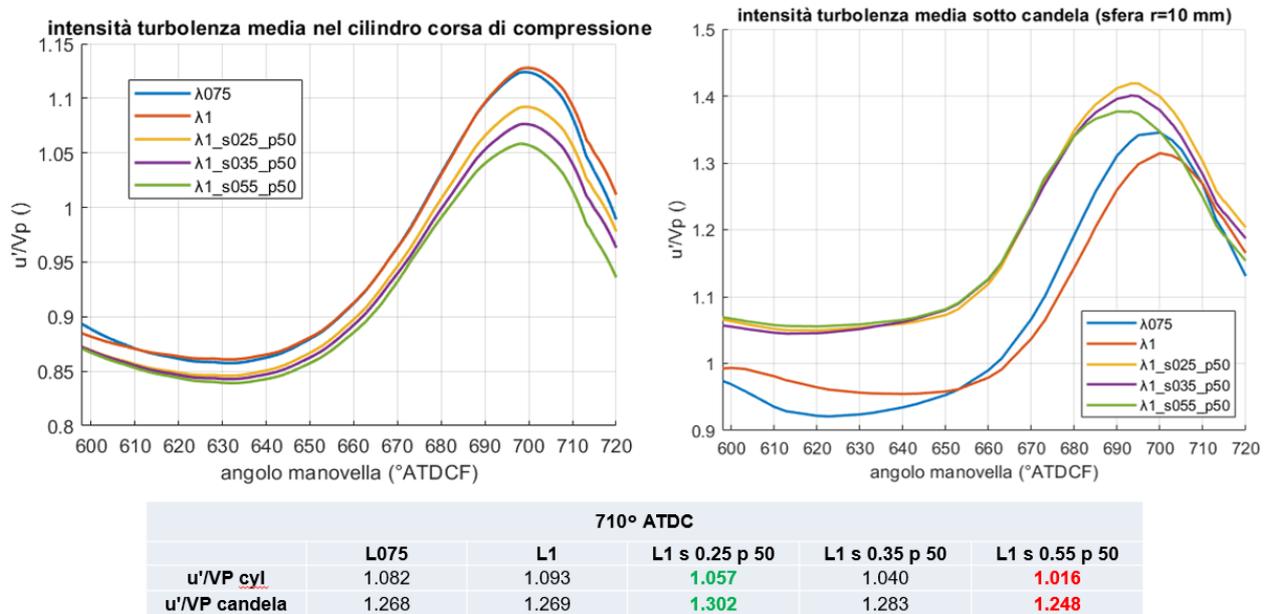


Figura 8.10: intensità di turbolenza media durante la corsa di compressione nel cilindro (a sinistra) e nell'intorno della candela (a destra), con i relativi valori registrati a 710°ATDCF.

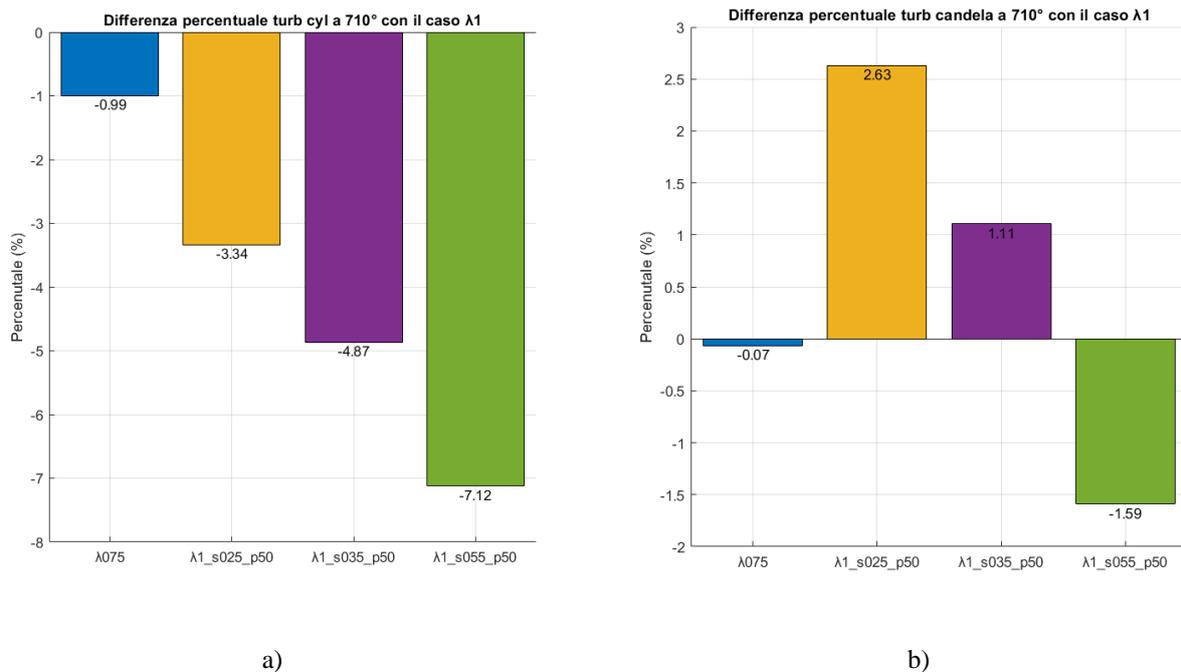


Figura 8.11: a) Differenza percentuale a 710 °ATDCF dell'intensità di turbolenza nel cilindro rispetto al caso di riferimento $\lambda=1$. b) Differenza percentuale a 710 °ATDCF dell'intensità di turbolenza sotto candela rispetto al caso di riferimento $\lambda=1$.

8.1.4 Miscelazione aria-combustibile

Risulta lecito domandarsi se la presenza di acqua all'interno del cilindro possa influenzare il processo di miscelamento del combustibile con l'aria. A tale scopo in Figura 8.12 viene riportata la distribuzione del titolo della miscela all'interno della camera di combustione all'angolo 710°ATDCF, possibile angolo di accensione. Da queste immagini si può notare lo scarso effetto della presenza di acqua sul miscelamento. Anche i valori medi del titolo all'interno del cilindro (Figura 8.13) e sotto candela (Figura 8.14) non subiscono variazioni significative e rimangono contenute entro l'1% rispetto al caso senz'acqua.

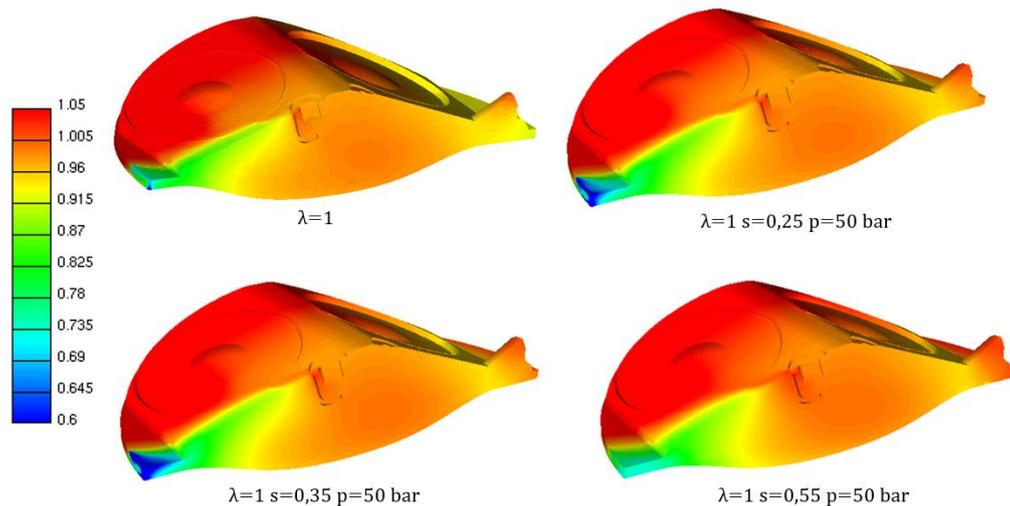


Figura 8.12: distribuzione tridimensionale del titolo λ della miscela a 710°ATDCF all'interno della camera di combustione.

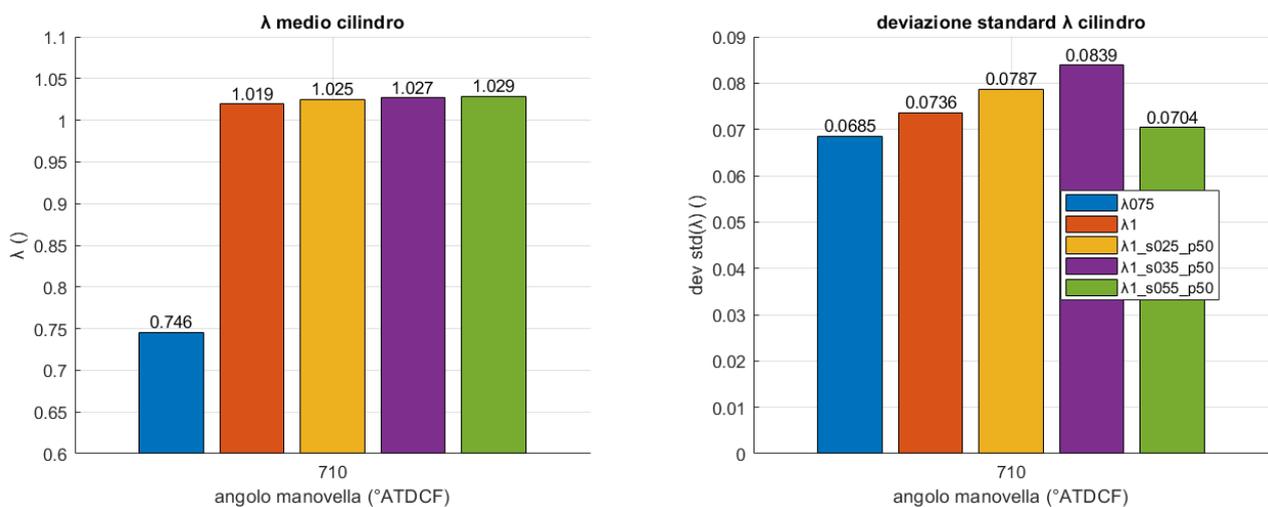


Figura 8.13: valori medi e deviazione standard di λ nel cilindro all'angolo 710°ATDCF.

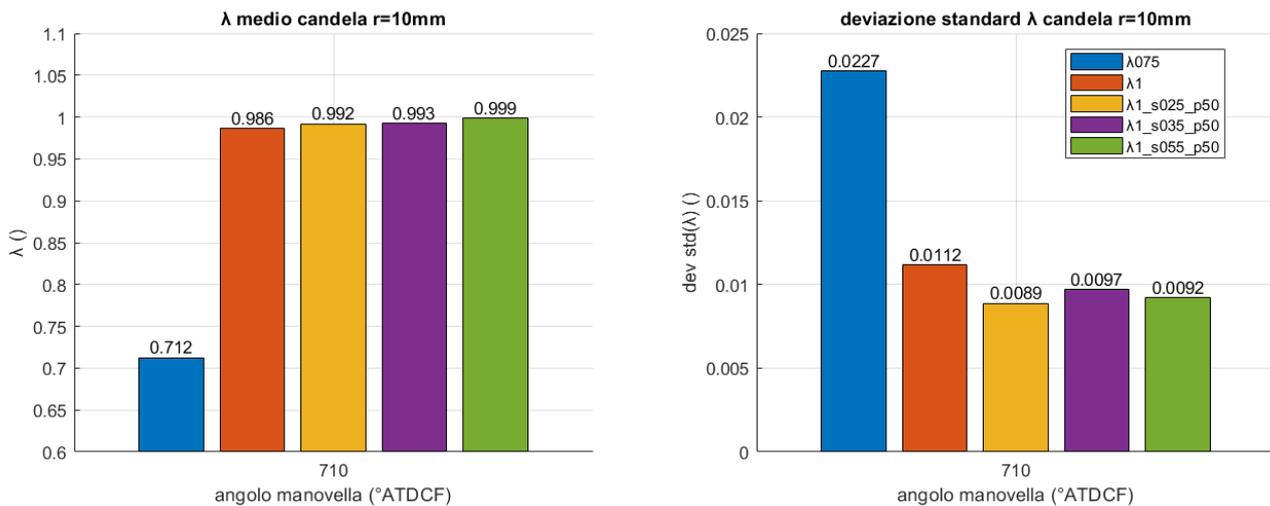


Figura 8.14: valori medi e deviazione standard di λ sotto candela all'angolo 710° ATDCF.

8.1.5 Conclusioni

Riassumendo le analisi svolte in questo capitolo, si possono affermare le seguenti considerazioni:

- per quanto riguarda la **temperatura** interna al cilindro a TDC, l'aumento della quantità d'acqua porta ad una proporzionale diminuzione della temperatura, arrivando al caso con $s=0,55$ ad una **diminuzione di circa 88°C a TDC** rispetto al caso di riferimento $\lambda=1$. Anche il caso con $s=0,35$ provoca un apprezzabile **decremento di temperatura** pari a circa **61°C** .
- Per quanto riguarda l'**evaporato di acqua da spray**, i casi con $s=0,25$ e $s=0,35$ presentano una **percentuale di spray evaporato simile**, pari rispettivamente all' $89,5\%$ e $90,2\%$. Risulta **inferiore** quella del caso $s=0,55$, con solo l' $84,6\%$. Dall'analisi dell'evoluzione dello spray durante il ciclo motore, si evince che in quest'ultimo caso la **massa d'acqua** che rimane **liquida** è molto **consistente**, sottoforma sia di **gocce** sia di **wallfilm**, arrivando a superare il 5% . Questa **condizione** potrebbe essere **pericolosa** in ottica di **contaminazione del lubrificante**.
- Per il **moto di tumble**, la presenza di un getto d'acqua immesso in senso contrario al moto dell'aria provoca un **disturbo** al moto stesso legato alla **durata di iniezione**. Il caso $s=0,25$ infatti presenta il **miglior rapporto di tumble** avendo una durata di iniezione minore proprio nella fase di formazione del vortice. il decremento dell'intensità di turbolenza media nel cilindro è diretta conseguenza dell'andamento decrescente del rapporto di tumble a IVC con l'aumentare della quantità di acqua. Il caso con $s=0,35$ in questo frangente presenta un buon compromesso fra gli altri casi di studio, con una diminuzione di intensità di turbolenza nel cilindro pari al $4,9\%$ rispetto al $\lambda 1$ senz'acqua.

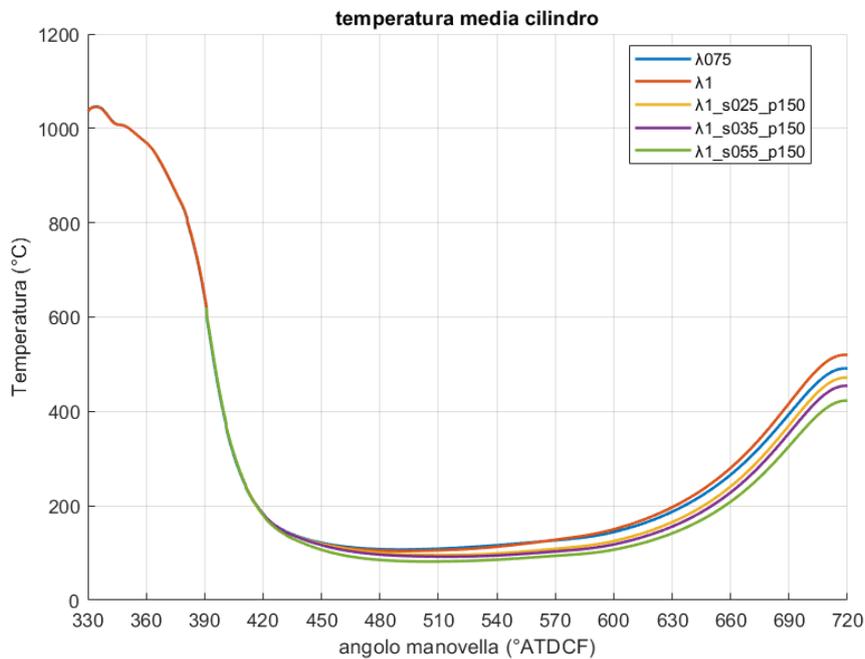
- La presenza di acqua in quantità variabile non sembra influenzare in maniera apprezzabile il valore di λ medio nel cilindro e sotto candela.

Soppesando tutti gli elementi evidenziati, pare chiaro che il grande vantaggio in termini di raffreddamento portato dal caso $s=0,55$ viene vanificato dalla scarsa quantità di acqua evaporata a fine compressione. Per questo viene **preferito**, a questo livello di pressione di iniezione, il **caso $s=0,35$** : presenta comunque un'apprezzabile diminuzione di temperatura, facendo registrare alte quantità di spray d'acqua vaporizzato. Sarà quindi il caso di riferimento per questo livello di pressione.

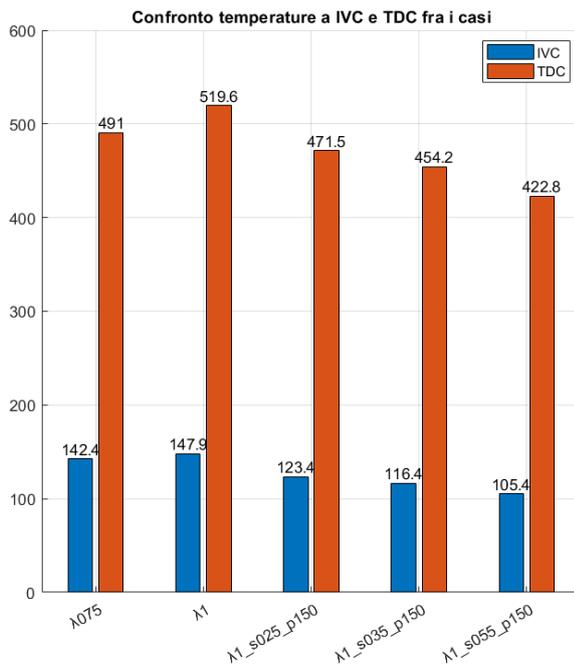
8.2 Iniezioni a 150 bar

8.2.1 Grandezze termodinamiche

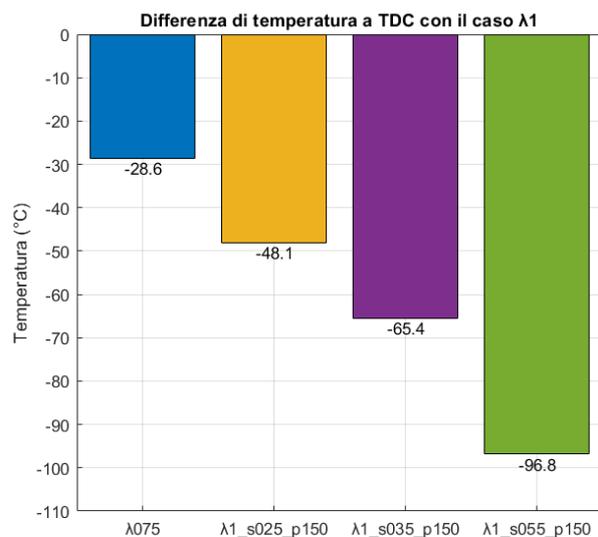
Come di consueto, vengono riportati in Figura 8.15 gli andamenti della temperatura media nel cilindro in funzione dell'angolo di manovella e i valori a punto morto superiore.



a)



b)

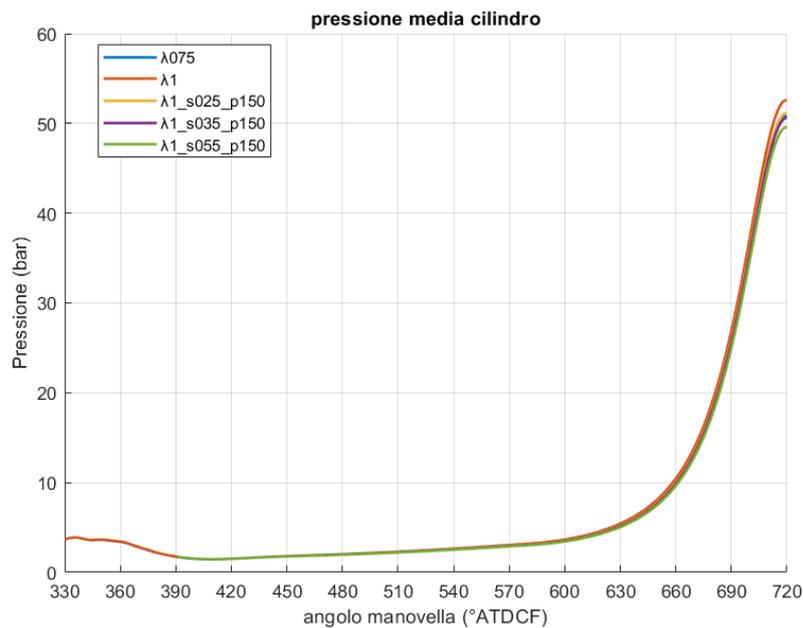


c)

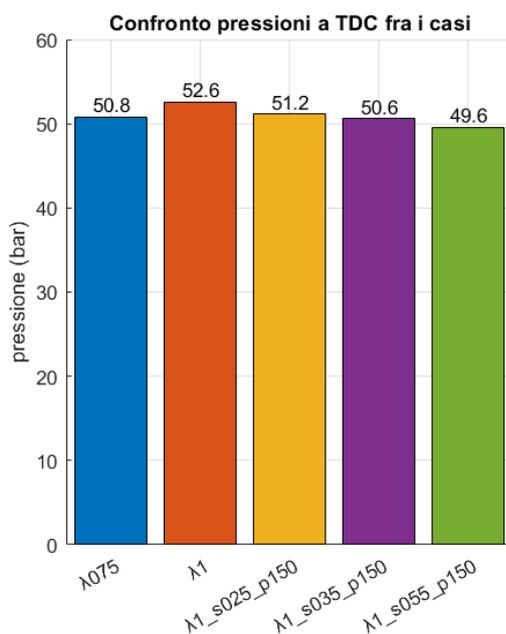
Figura 8.15: a) andamento della temperatura media nel cilindro in funzione dell'angolo di manovella. b) Valori di temperatura a IVC e TDC. c) differenza di temperatura a TDC con il caso di riferimento λ_1 .

Si può constatare che il caso che presenta le caratteristiche migliori è $\lambda s=0,55$: si arriva ad una diminuzione di ben $96,8^{\circ}\text{C}$ rispetto al caso di riferimento $\lambda 1$, ben al di sopra dei $28,6^{\circ}\text{C}$ fatti registrare dal caso $\lambda 0,75$. Tutti i casi con acqua hanno fatto registrare diminuzioni più consistenti rispetto a quest'ultimo.

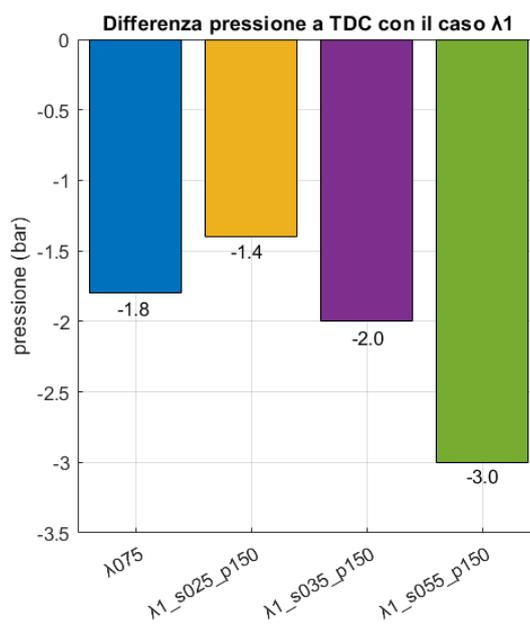
Anche la pressione media nel cilindro subisce una diminuzione proporzionale alla quantità di acqua presente, conseguente al raffreddamento, come mostrato in Figura 8.16.



a)



b)



c)

Figura 8.16: a) andamento della pressione media nel cilindro in funzione dell'angolo di manovella. b) Valori di pressione a TDC. c) differenza di pressione a TDC con il caso di riferimento $\lambda 1$.

8.2.2 Dinamica di evaporazione dell'acqua

Nelle figure successive vengono riportati gli andamenti percentuali dell'acqua iniettata (curva blu), dell'acqua totale in fase vapore presente nel dominio (curva arancione), dell'evaporato da spray (curva gialla) e dello spray ancora in fase liquida (curva viola), del vapore ottenuto da wallfilm (curva verde) e del wallfilm liquido residuo (curva azzurra). A fianco sono riportati anche i valori di queste grandezze che si registrano a punto morto superiore.

Caso $\lambda=1$ $s=0,25$ p_{inj} 150 bar

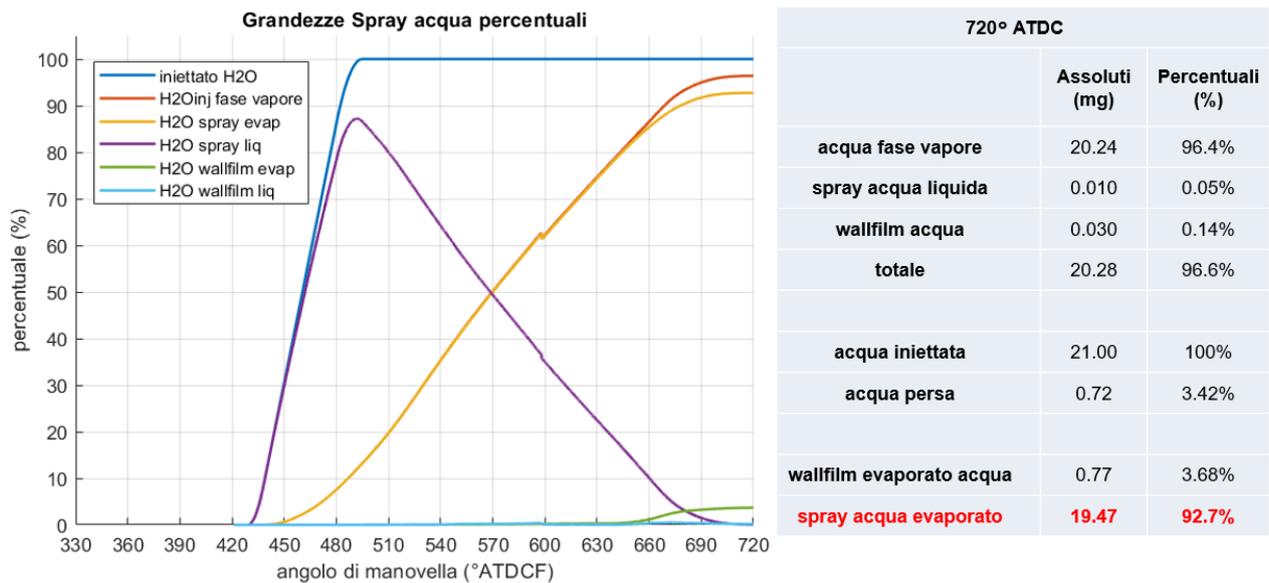
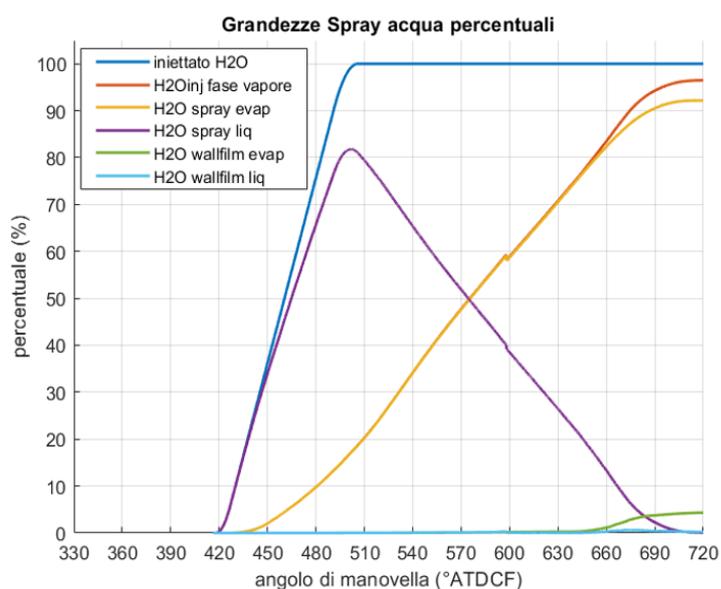


Figura 8.17: grandezze relative allo spray acqua per il caso $\lambda=1$ $s=0,25$ p_{inj} 150 bar.

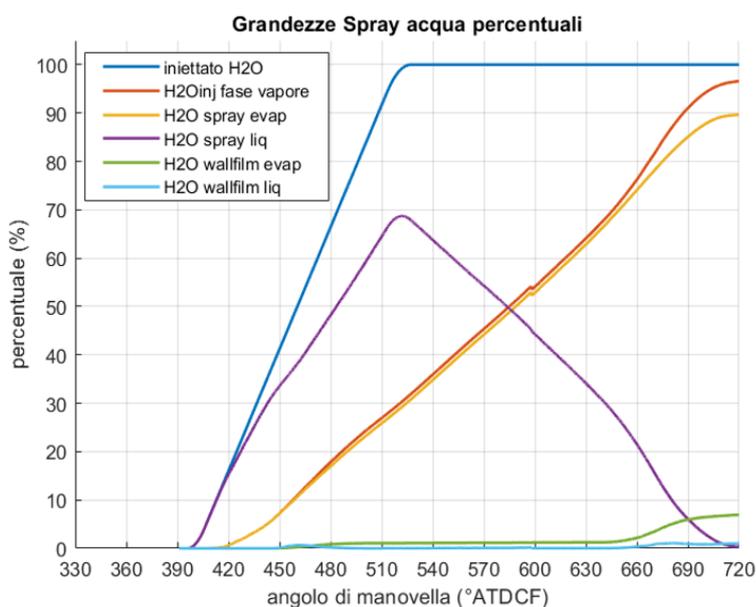
Caso $\lambda=1$ $s=0,35$ $p_{inj}=150$ bar



720° ATDC		
	Assoluti (mg)	Percentuali (%)
acqua fase vapore	28.40	96.5%
spray acqua liquida	0.015	0.05%
wallfilm acqua	0.057	0.19%
totale	28.47	96.7%
acqua iniettata	29.44	100%
acqua persa	0.97	3.28%
wallfilm evaporato acqua	1.27	4.32%
spray acqua evaporato	27.13	92.2%

Figura 8.18: grandezze relative allo spray acqua per il caso $\lambda=1$ $s=0,35$ p_{inj} 150 bar.

Caso $\lambda=1$ $s=0,55$ $p_{inj}=150$ bar

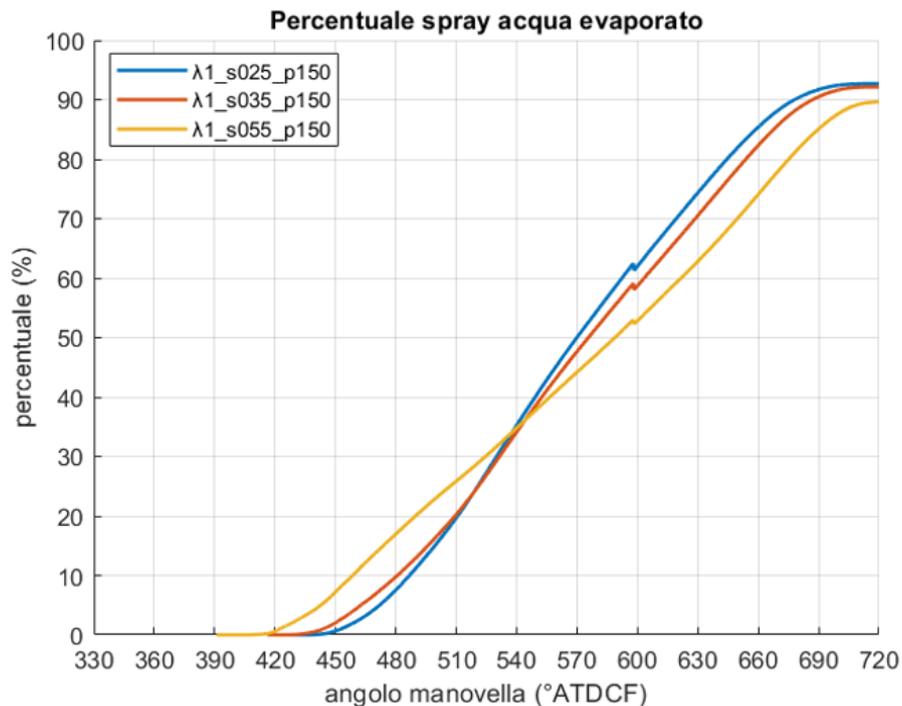


720° ATDC		
	Assoluti (mg)	Percentuali (%)
acqua fase vapore	44.67	96.6%
spray acqua liquida	0.111	0.24%
wallfilm acqua	0.451	0.97%
totale	45.23	97.8%
acqua iniettata	46.24	100%
acqua persa	1.01	2.19%
wallfilm evaporato acqua	3.21	6.94%
spray acqua evaporato	41.46	89.7%

Figura 8.19: grandezze relative allo spray acqua per il caso $\lambda=1$ $s=0,55$ p_{inj} 150 bar.

Gli evaporati da spray (vedi il confronto in Figura 8.20) presentano tutti valori molto consistenti, prossimi o superiori al 90%, a dimostrazione del fatto che avere pressioni di iniezioni elevate possa

facilitare il processo di evaporazione dell'acqua, grazie sia alla migliore atomizzazione del getto, sia alle durate di iniezione minori. Il caso con $s=0,55$, registra residui liquidi estremamente bassi, inferiori all'1,5%, aspetto che combinato ad una drastica diminuzione di temperatura lo fa diventare un caso di studio di indubbio interesse.



720° ATDC			
	L1 s 0.25 p 150 bar	L1 s 0.35 p 150 bar	L1 s 0.55 p 150 bar
percentuale Spray evaporato	92,7%	92,2%	89,7%

Figura 8.20: Confronto fra le curve di evaporato da spray in funzione dell'angolo di manovella.

Ad ulteriore dimostrazione della scarsissima presenza di residui liquidi in camera di combustione in tutti i casi di studio, in Figura 8.21 vengono riportate le distribuzioni di umidità relativa nel dominio a 720°ATDCF.

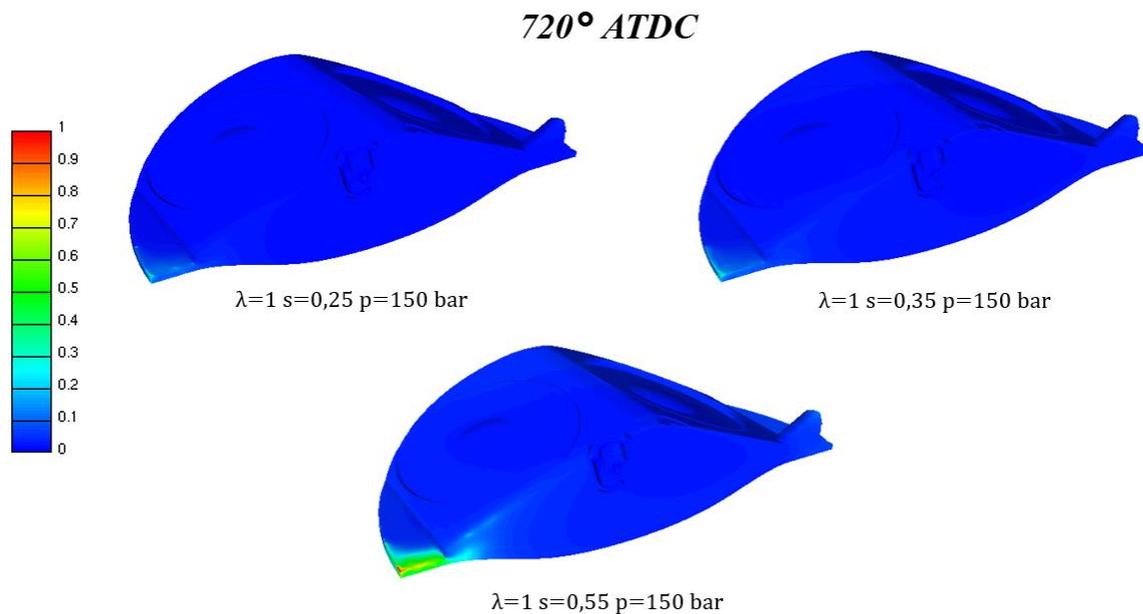


Figura 8.21: umidità relativa in camera di combustione a 720° ATDCF.

8.2.3 Fluidodinamica nel cilindro

Nel presente paragrafo viene indagata l'interazione tra il getto d'acqua all'interno del cilindro e il campo di moto dell'aria presente nello stesso. In Figura 8.22 viene riportato l'andamento del rapporto di tumble in funzione dell'angolo di manovella riscontrato nei casi di studio.

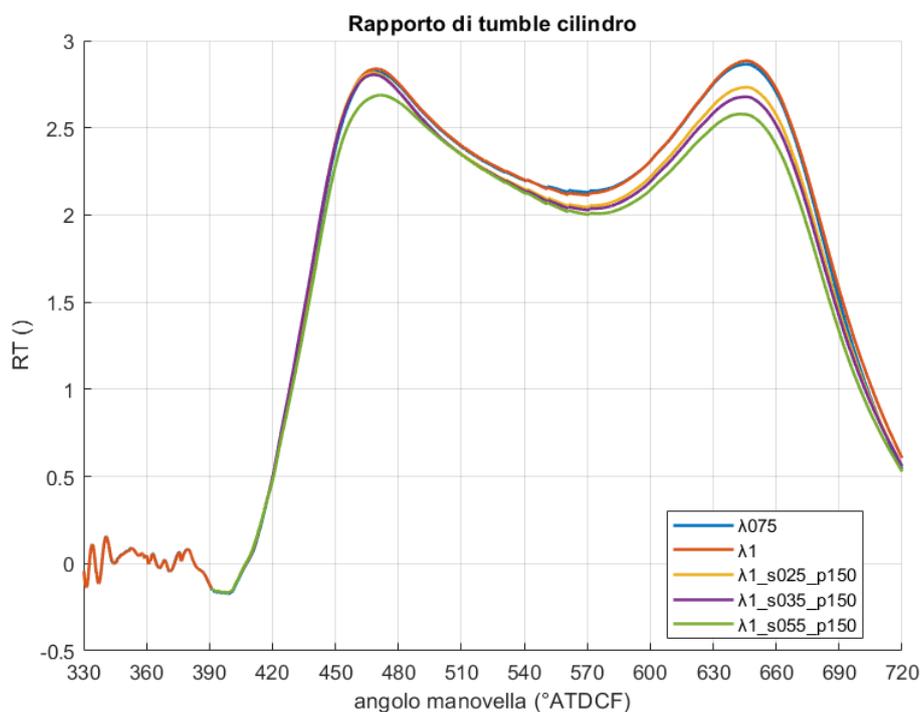
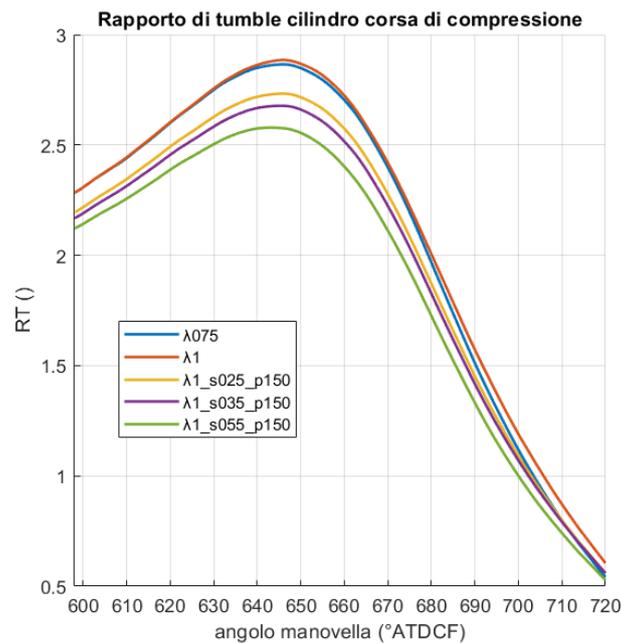


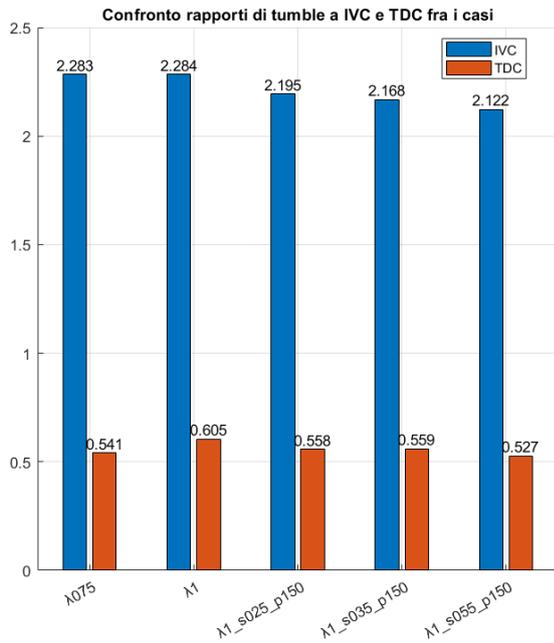
Figura 8.22: andamento del rapporto di tumble nel cilindro in funzione dell'angolo di manovella.

Si conferma la tendenza già vista nelle analisi precedenti: l'azione persistente del getto in opposizione al moto di tumble è causa di un rallentamento del vortice, marcatamente visibile nel caso $s=0,55$ durante tutta la fase di aspirazione proprio per la sua durata di iniezione superiore. Negli altri casi la diminuzione del rapporto di tumble si manifesta nella seconda parte della fase di aspirazione.

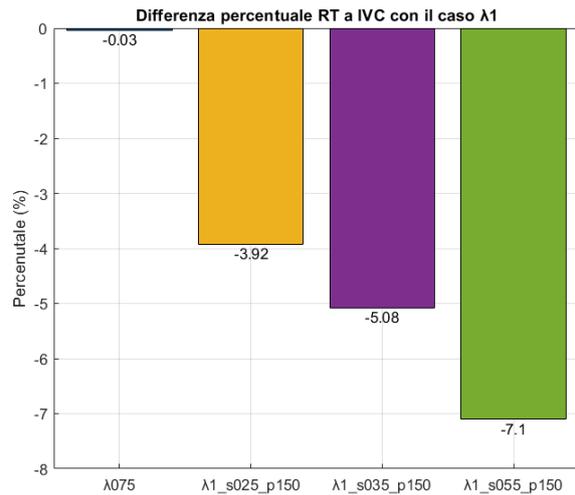
Stringendo il campo di interesse dalla chiusura della valvola di aspirazione in poi, come riportato in Figura 8.23, si vede che il rapporto di tumble decresce proporzionalmente alla quantità di acqua iniettata, arrivando al minimo valore proprio con il caso $s=0,55$, in cui la diminuzione rispetto al riferimento λI arriva al 7,1%.



a)



b)



c)

Figura 8.23: a) Andamento del rapporto di tumble nella fase di compressione. b) Confronto dei rapporti di tumble a IVC e TDC. c) Differenza percentuale del rapporto di tumble a IVC rispetto al caso di riferimento $\lambda=1$.

La produzione di turbolenza dovuta alla rottura del vortice di tumble viene riportata in Figura 8.24, evidenziando l'intensità di turbolenza media in funzione dell'angolo di manovella sia sull'intero cilindro sia nell'intorno di raggio 10 mm in corrispondenza della candela.

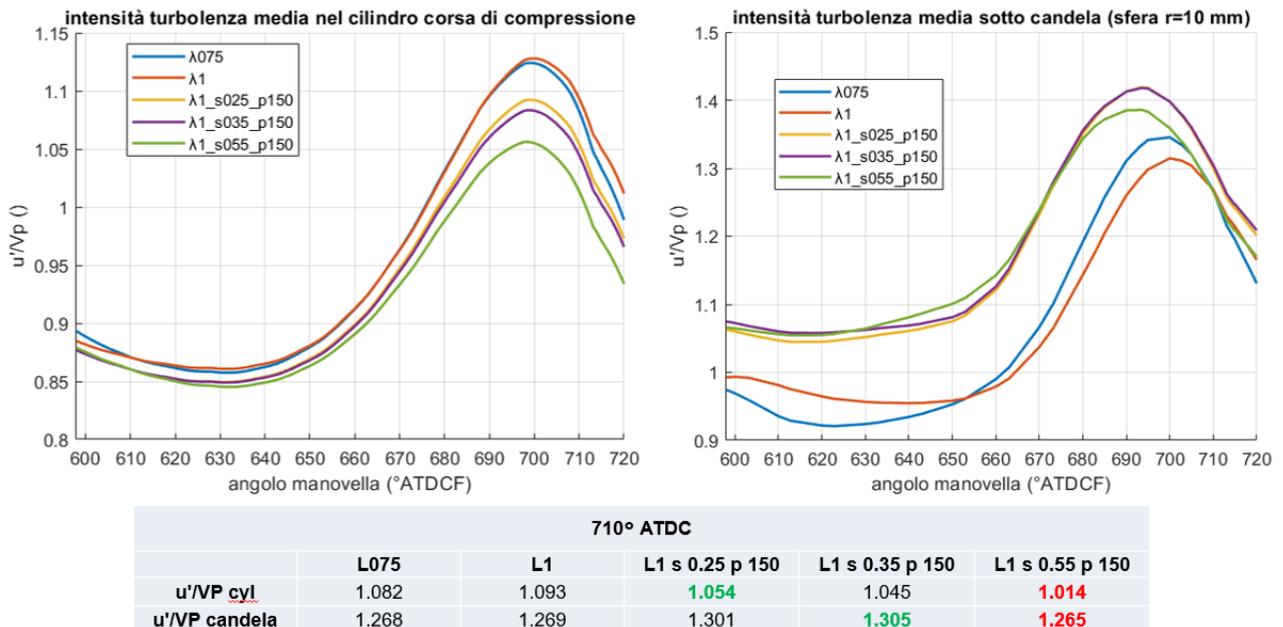
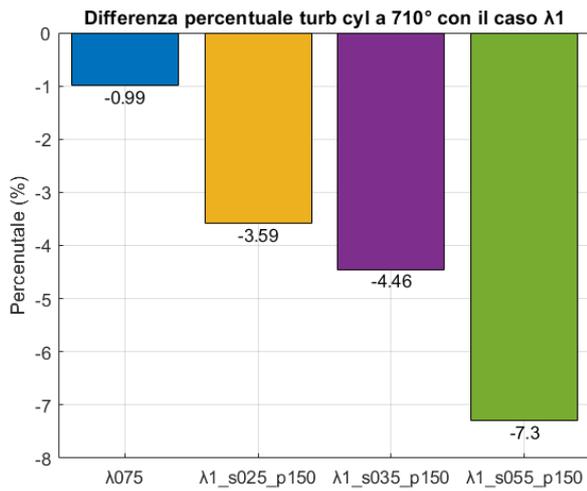
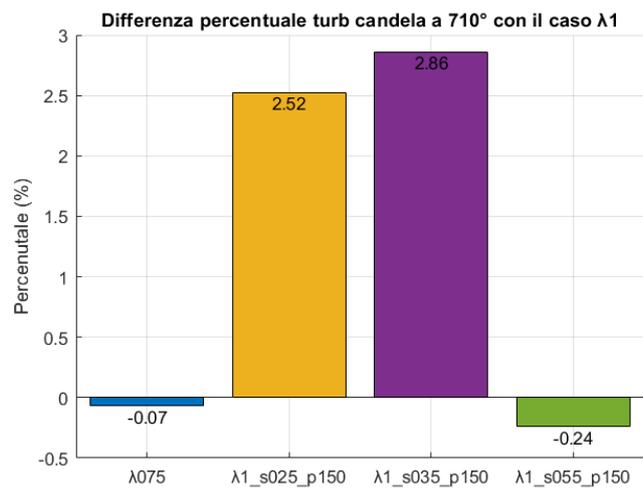


Figura 8.24: intensità di turbolenza media durante la corsa di compressione nel cilindro (a sinistra) e nell'intorno della candela (a destra), con i relativi valori registrati a 710°ATDCF.



a)



b)

Figura 8.25: a) Differenza percentuale a 710 °ATDCF dell'intensità di turbolenza nel cilindro rispetto al caso di riferimento $\lambda=1$. b) Differenza percentuale a 710 °ATDCF dell'intensità di turbolenza sotto candela rispetto al caso di riferimento $\lambda=1$.

Come risulta dalla Figura 8.25a, la produzione di turbolenza nell'intero cilindro, registrata a 710°ATDCF, segue fedelmente l'andamento del rapporto di tumble a IVC: il caso con $s=0,55$ registra una diminuzione percentuale del 7.3% rispetto al riferimento $\lambda 1$, valore simile alla relativa diminuzione del rapporto di tumble (pari al 7,1%).

Per quanto riguarda l'intensità di turbolenza sotto candela (Figura 8.25b) si vede che l'andamento è indipendente dalla quantità di acqua iniettata.

8.2.4 Miscelazione aria-combustibile

Per analizzare l'interazione che ha l'iniezione di acqua nel processo di miscelazione del combustibile nell'aria, si riportano in Figura 8.26 le distribuzioni del titolo della miscela all'interno della camera di combustione a 710°ATDCF .

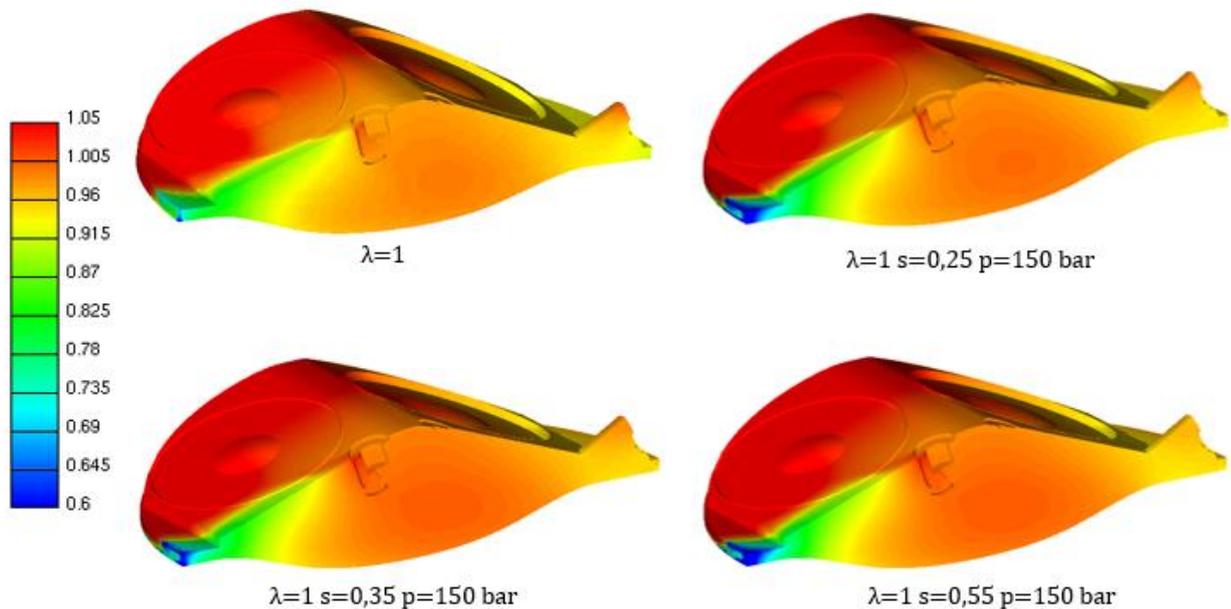


Figura 8.26: distribuzione tridimensionale del titolo λ della miscela a 710°ATDCF all'interno della camera di combustione.

Non sembrano esserci significative differenze fra i casi con acqua e il caso di riferimento $\lambda 1$. Tale affermazione è confermata dall'analisi del titolo medio nel cilindro e sotto candela riportate rispettivamente in Figura 8.27e Figura 8.28.

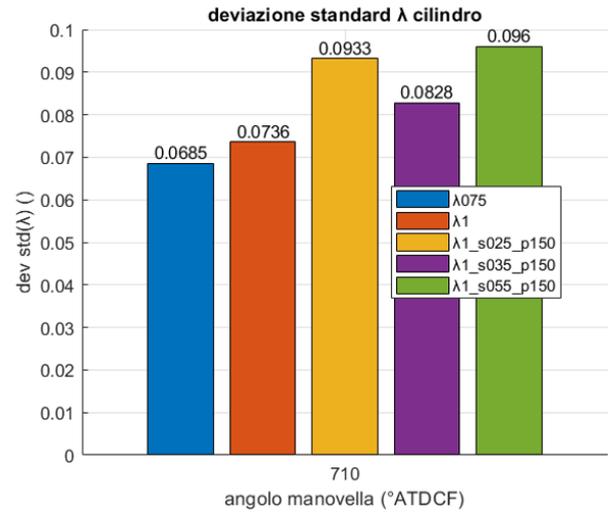
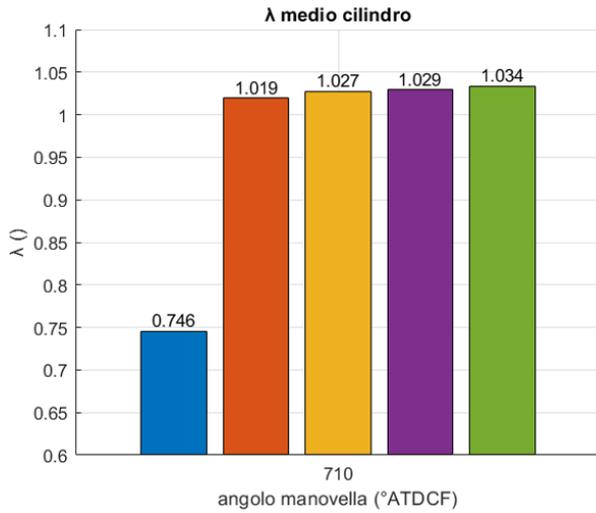


Figura 8.27: valori medi e deviazione standard di λ nel cilindro all'angolo 710°ATDCF.

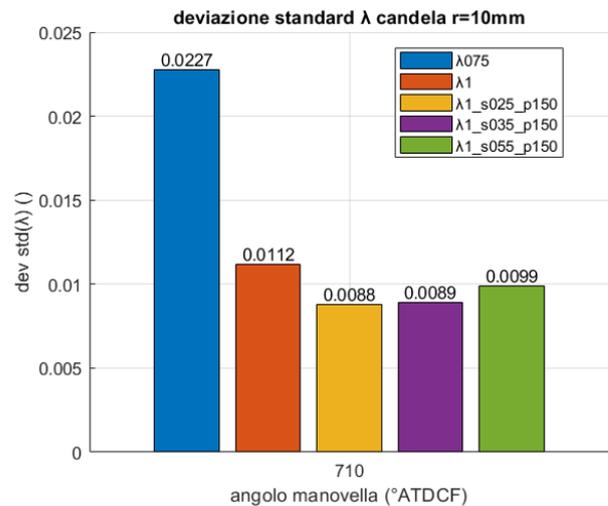
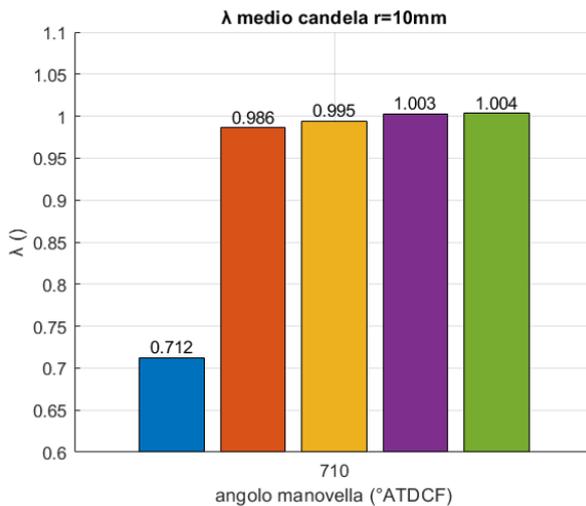


Figura 8.28: valori medi e deviazione standard di λ sotto candela all'angolo 710°ATDCF.

8.2.5 Conclusioni

Riassumendo le analisi svolte in questo capitolo, si possono affermare le seguenti considerazioni:

- per quanto riguarda la **temperatura** interna al cilindro a TDC, l'aumento della quantità d'acqua porta ad una proporzionale diminuzione della temperatura, arrivando al caso con $s=0,55$ ad una **diminuzione di circa 97°C a TDC** rispetto al caso di riferimento $\lambda=1$;
- Per quanto riguarda l'**evaporato di acqua da spray**, i casi con $s=0,25$ e $s=0,35$ presentano una percentuale **simile**, pari rispettivamente all'92,7% e 92,2%. I residui di acqua liquida risultano in percentuale molto contenuti. Nel **caso $s=0,55$** , l'**evaporato da spray** si attesta come il **più basso**

ma complessivamente **soddisfacente** (89,7%); viceversa i **residui liquidi** sono i più elevati ma **contenuti** (circa l'1,2%);

- per il **moto di tumble**, la presenza di gocce d'acqua iniettate in senso contrario al moto dell'aria provoca un **disturbo** al moto stesso, legato alla **durata di iniezione**. Il caso $s=0,25$ infatti presenta il **miglior rapporto di tumble** avendo una durata di iniezione minore proprio nella fase di formazione del vortice. Il **decadimento maggiore** si ha con il caso $s=0,55$ con una diminuzione del 7,1% rispetto al riferimento $\lambda=1$.
- Come previsto dall'andamento del rapporto di tumble, **l'intensità di turbolenza maggiore** all'interno del **cilindro a 710° ATDC** si riscontra nel caso $s=0,25$, mentre quella **minore** col caso $s=0,55$. Il decadimento è percentualmente simile a quello evidenziato per il moto di tumble.
- La presenza di acqua in quantità variabile non sembra influenzare in maniera apprezzabile il valore di λ medio nel cilindro e sotto candela.

Alla luce delle considerazioni fatte, l'effetto principale di sensibile diminuzione di temperatura viene soddisfatto dal caso con $s=0,55$ rispettando i vincoli sull'evaporato da spray e sui residui liquidi, pagando rispetto agli altri casi solo un piccolo svantaggio nell'intensità di turbolenza. Verrà preso quindi questo caso come **riferimento** per il livello di pressione a 150 bar.

8.3 Confronto fra iniezione a 50 bar e 150 bar

A completamento dell'analisi, in questo paragrafo si vogliono confrontare fra loro le caratteristiche salienti dei casi con pressione di iniezione a 50 bar con quelli con pressione di iniezione 150 bar.

Partendo dalla quantità di evaporato da spray rilevata a TDC e riportata in Tabella 8.2, risulta chiaro che avere pressioni di iniezione più elevate porta ad una migliore atomizzazione del getto e, a parità di acqua iniettata, ad una durata di iniezione minore. L'acqua iniettata ha più tempo per evaporare, riuscendo quindi a passare in maggiore quantità in fase gassosa.

Evaporato da spray a 720° ATDC			
p inj (bar)	L1 s 0.25	L1 s 0.35	L1 s 0.55
50	89,5%	90,2%	84,6%
150	92,7%	92,2%	89,7%

Tabella 8.2: confronto fra evaporati da spray alle pressioni di iniezione 50 bar e 150 bar.

La minor quantità di acqua evaporata a parità di s porta di conseguenza ad avere temperature e pressioni nel cilindro differenti fra i casi a 50 e 150 bar. In Figura 8.29 si riportano le differenze di tali grandezze con il caso di riferimento $\lambda 1$.

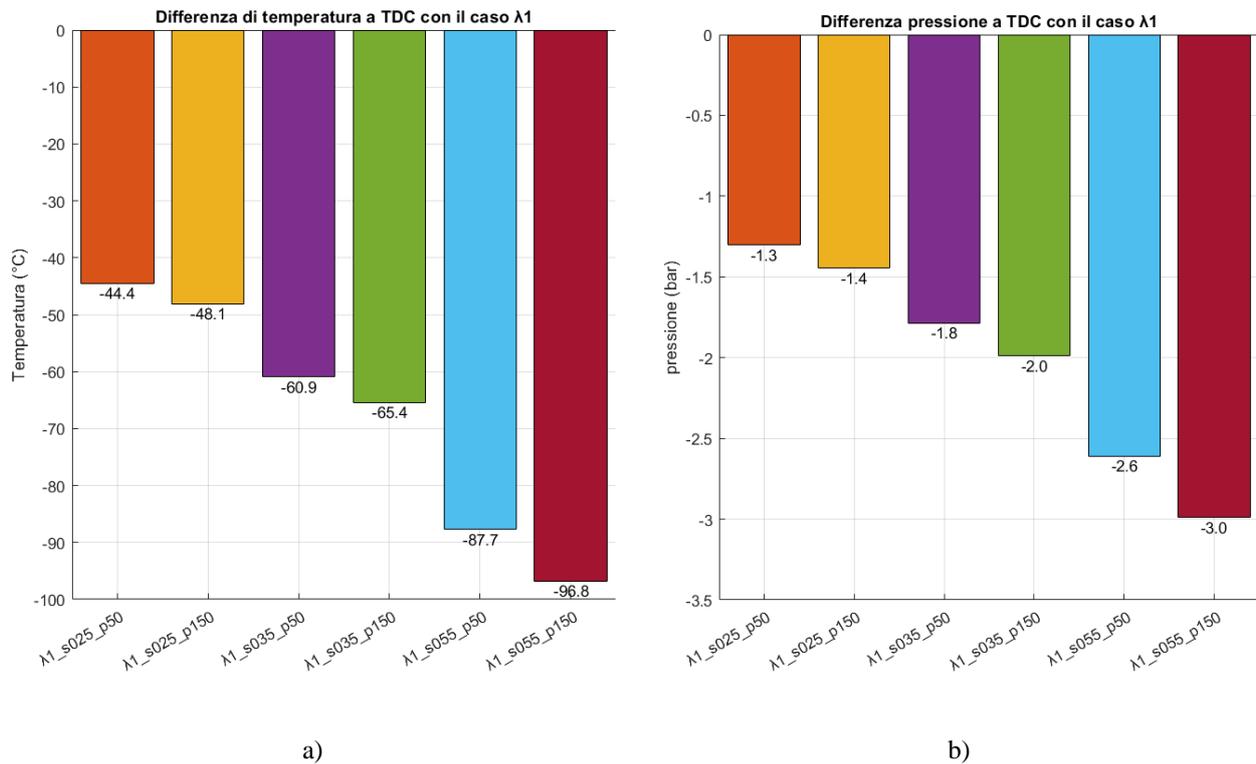


Figura 8.29: a) differenza di temperatura a TDC con il caso di riferimento $\lambda 1$. b) differenza di pressione a TDC con il caso di riferimento $\lambda 1$.

I confronti sono tutti a favore della pressione di iniezione a 150 bar, soprattutto per il caso $s=0,55$, dove una differenza di evaporato di circa il 5% porta ad una differenza di temperatura nel cilindro a TDC di quasi 9°C e di 0,4 bar di pressione. Per gli altri casi, dove le differenze di evaporato sono più contenute, la differenza di temperatura si riduce fra i 3,7 e i 4,5°C e quella di pressione fra gli 0,1 e 0,2 bar. Ovviamente queste differenze si ripercuotono sul rischio di detonazione, che per i casi a 50 bar sarà maggiore rispetto ai casi a 150 bar.

Per quanto riguarda invece il rapporto di tumble a IVC e l'intensità di turbolenza a 710°ATDCF, mostrati in Figura 8.30, non si notano sostanziali differenze percentuali fra i due livelli di pressione.

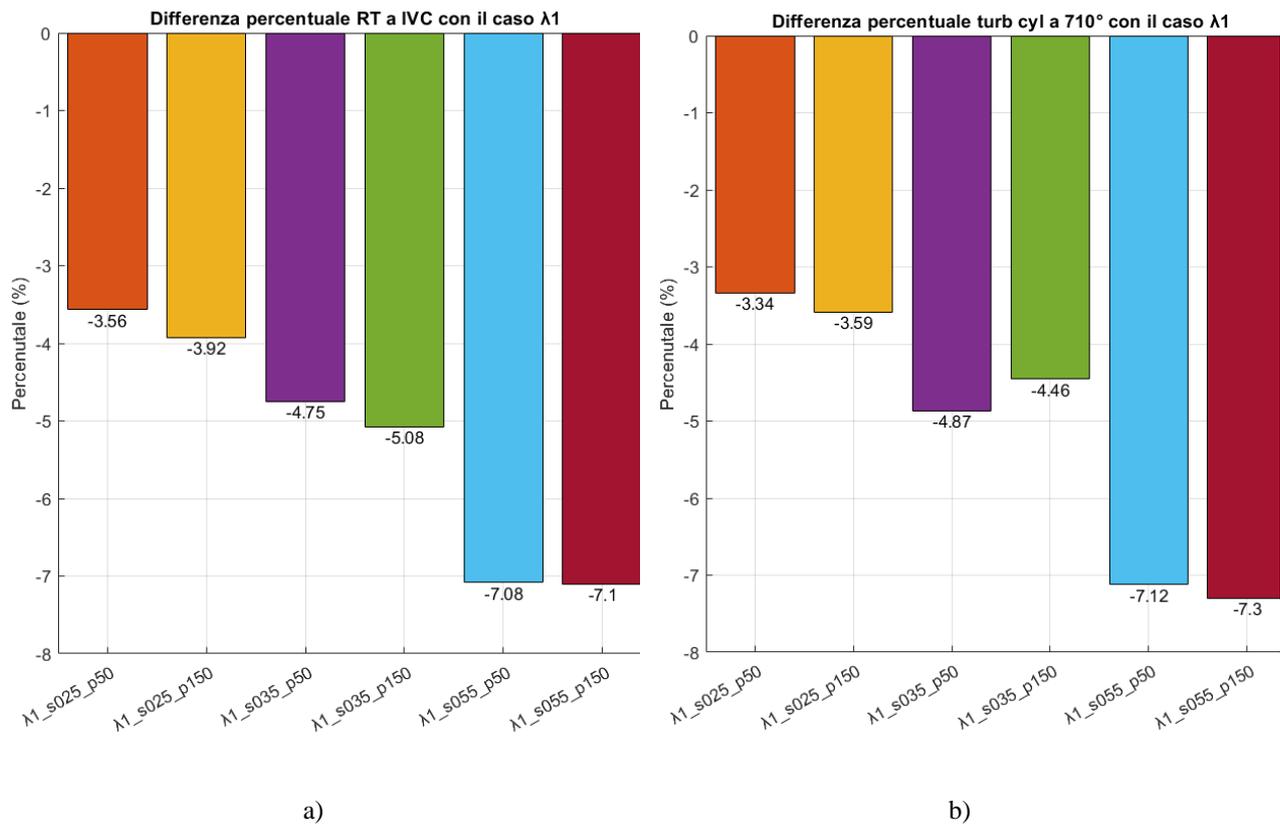


Figura 8.30: a) Differenza percentuale del rapporto di tumble a IVC rispetto al caso di riferimento $\lambda=1$. b) Differenza percentuale a 710 °ATDCF dell'intensità di turbolenza nel cilindro rispetto al caso di riferimento $\lambda=1$.

Come considerazione conclusiva, si può affermare che la pressione di iniezione a 150 bar è pienamente giustificata se si ha necessità di introdurre con successo grandi quantità di acqua. Per quantità di acqua intermedie, come $s=0,25$ o $s=0,35$, le differenze di prestazioni non sono così distanti, per cui è lecito pensare ad una soluzione impiantistica più economica con pressione di iniezione a 50 bar.

9

Analisi delle aspirate a 50 bar con HFR iniettore variabile

Nel capitolo 8 sono stati analizzati gli effetti dell'iniezione di acqua al variare di s e della pressione di iniezione. La scelta di fissare il baricentro della legge di iniezione costringe i casi a pressione a 50 bar ad avere EOI più ritardati rispetto agli omologhi a 150 bar. Ci si può domandare quindi se la minor quantità di evaporato e di conseguenza la minor raffreddamento fatto registrare dal primo gruppo non sia imputabile soltanto alla minore pressione, ma anche alla fasatura più sfavorevole. In questo capitolo si vuole analizzare questo aspetto.

Per svolgere l'analisi, si è partiti dal considerare la legge di iniezione dei casi a 150 bar. Per poter avere il medesimo andamento, bisogna aumentare la portata dell'iniettore dei casi a 50 bar. Considerando l'espressione (9.1) della portata statica volumetrica, detta HFR (*hydraulic flow rate*)

$$\dot{m} = \frac{\pi d^2}{4} c_c \sqrt{\frac{2(P_{inj} - P_{cyl})}{\rho_f}} c_v z \quad (9.1)$$

dove d è il diametro geometrico del foro, c_c e c_v sono i coefficienti di riduzione rispettivamente di area e di velocità, P_{inj} e P_{cyl} la pressione di iniezione e quella regnante nel cilindro, ρ_f la densità del fluido e z il numero di fori, risulta evidente che si possono solo aumentare il diametro dei fori e/o il numero degli stessi. Per soddisfare i requisiti, si è arrivati quindi ad un iniettore con HFR pari a 29 cm³/s e 7 fori, aventi le caratteristiche espone nel paragrafo 5.2.2. Tale valore non è usuale nelle applicazioni automobilistiche: le prove sono state svolte soltanto con l'intento di analizzare il vero ruolo della pressione di iniezione.

Per avere risultati più corrispondenti alle applicazioni reali, sono state effettuate altre prove con iniettori aventi un HFR inferiore, pari a 23 cm³/s e sempre 7 fori.

Si riportano in Tabella 9.1 le condizioni operative dell'iniettore dell'acqua nei vari casi, sapendo che per quello della benzina rimangono valide le condizioni esposte in Tabella 7.1 e Tabella 7.2.

λ	s	Iniettore acqua				
		P inj [bar]	HFR [cm ³ /s]	SOI [°ATDCF]	EOI [°ATDCF]	Massa iniettata [mg]
1,00	0,25	50	23	421	502	21,0
	0,35			407	516	29,4
	0,55			379	544	46,2
1,00	0,25	50	29	428	495	21,0
	0,35			417	506	29,4
	0,55			395	528	46,2

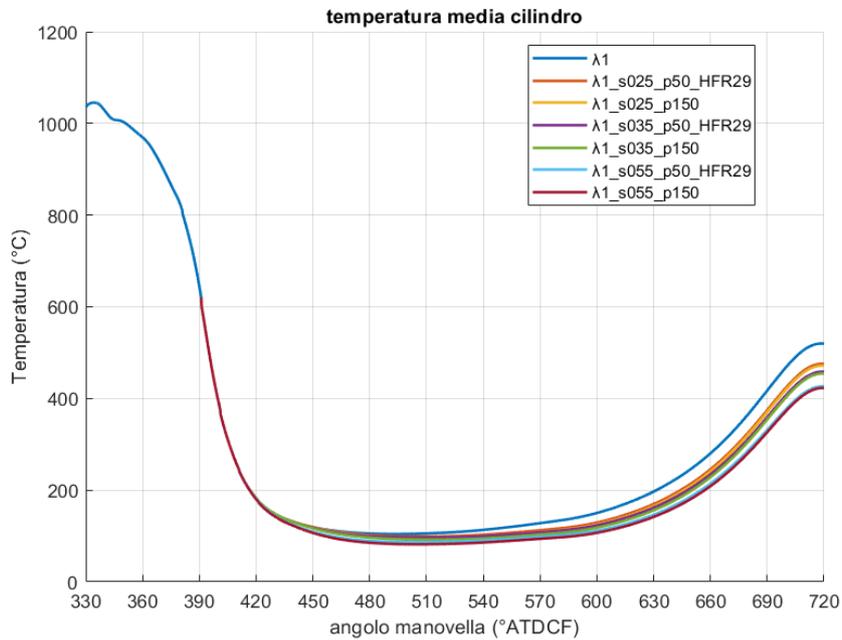
Tabella 9.1: condizioni operative dell'iniettore di acqua nei casi di studio.

Nell'esposizione dei risultati, i casi con HFR 29 cm³/s vengono confrontati con quelli a 150 bar visto la medesima legge di iniezione, mentre i casi con HFR 23 cm³/s sono riferiti ai casi a 50 bar standard con HFR 17 cm³/s.

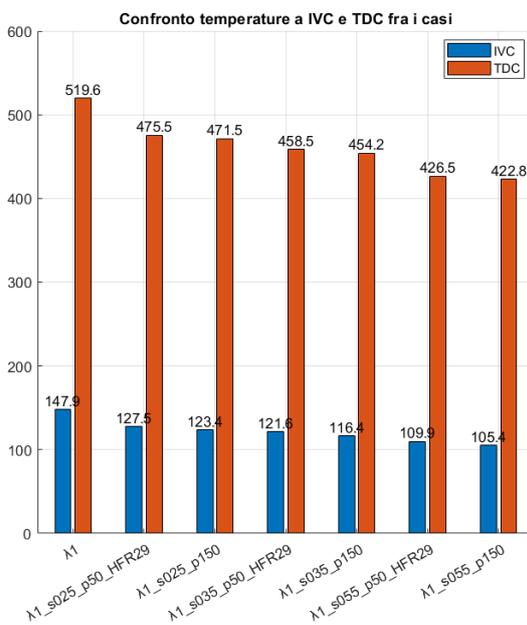
9.1 Iniettore HFR 29 cm³/s

9.1.1 Grandezze termodinamiche

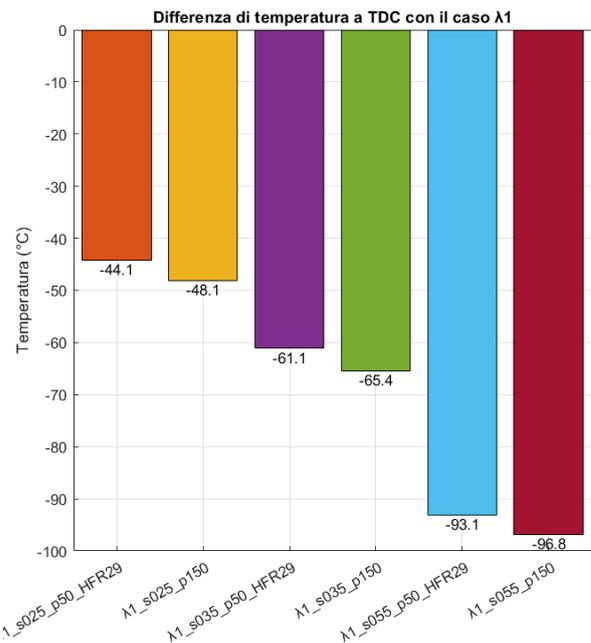
Vengono riportati in Figura 9.1 gli andamenti della temperatura media nel cilindro in funzione dell'angolo di manovella e i valori a punto morto superiore.



a)



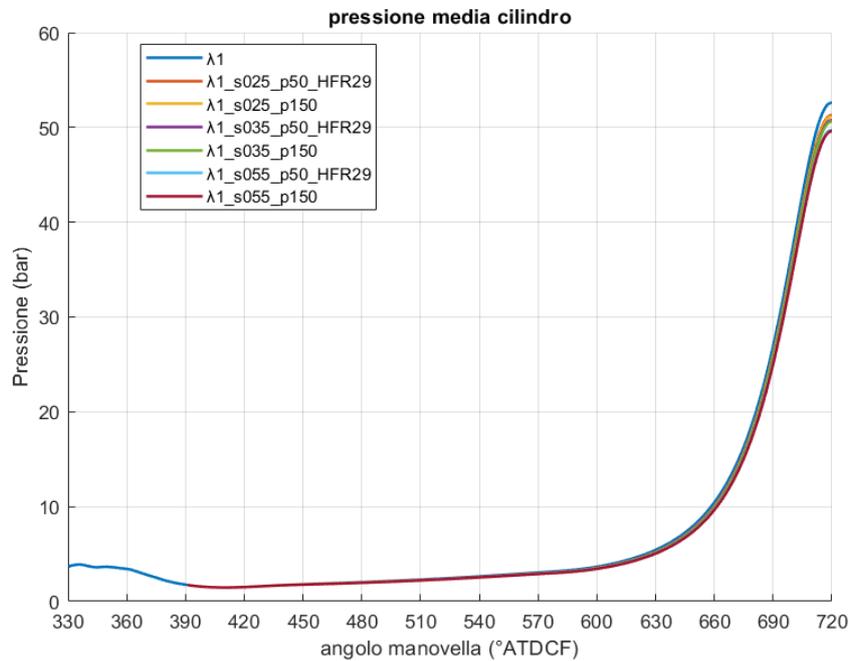
b)



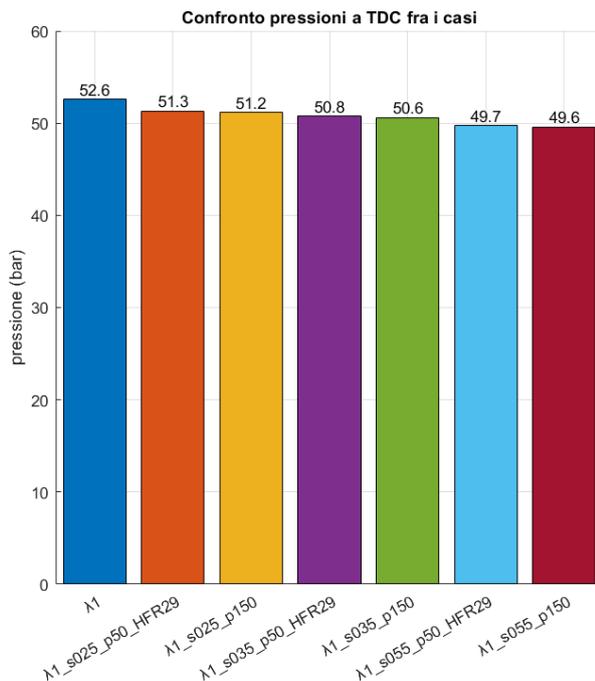
c)

Figura 9.1: a) andamento della temperatura media nel cilindro in funzione dell'angolo di manovella. b) Valori di temperatura a IVC e TDC. c) differenza di temperatura a TDC con il caso di riferimento λ1.

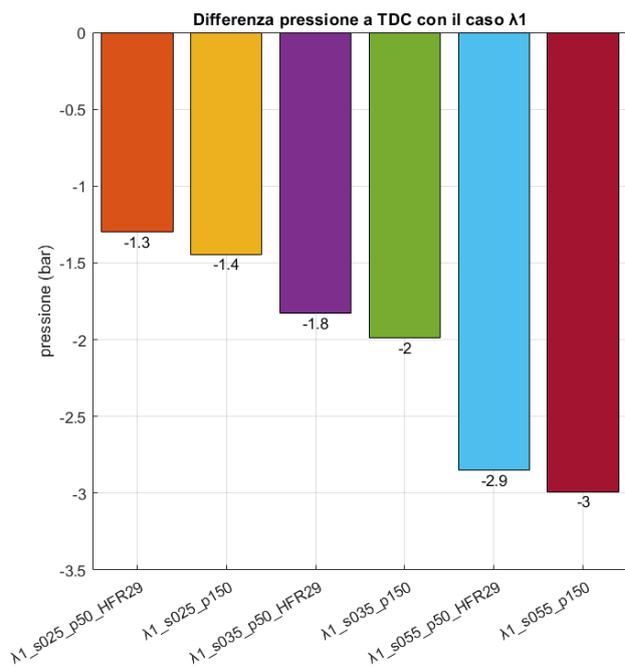
Si può notare come, nonostante la medesima legge di iniezione, i casi a 50 bar con HFR maggiorato non riescono ad eguagliare i casi a 150 bar nella capacità raffreddante: è sempre presente uno scarto a vantaggio di questi ultimi compreso fra i 3 e 4°C fra i casi allo stesso s . Analogamente per la pressione nel cilindro (vedi Figura 9.2) la differenza a pari s si assesta fra gli 0,1 e 0,2 bar.



a)



b)



c)

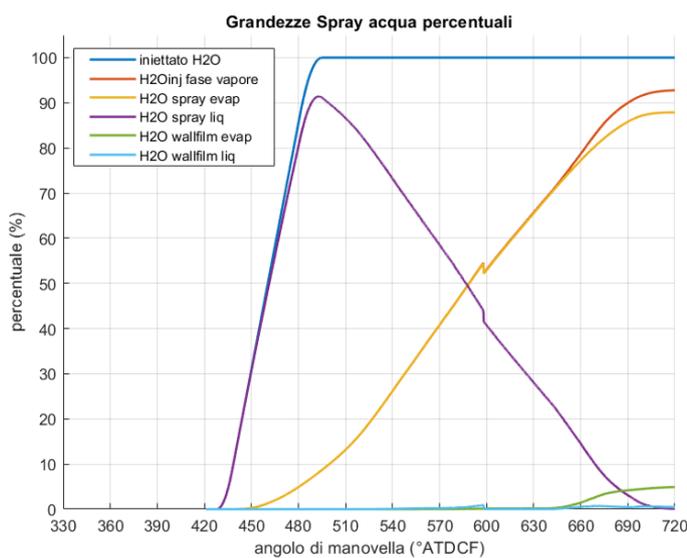
Figura 9.2: a) andamento della pressione media nel cilindro in funzione dell'angolo di manovella. b) Valori di pressione a TDC. c) differenza di pressione a TDC con il caso di riferimento $\lambda 1$.

La causa di queste differenze sulle grandezze termodinamiche va ricercata nella quantità di spray evaporato, oggetto del successivo paragrafo **Errore. L'origine riferimento non è stata trovata..**

9.1.2 Dinamica di evaporazione dell'acqua

Nelle figure successive vengono riportati gli andamenti percentuali dell'acqua iniettata (curva blu), dell'acqua totale in fase vapore presente nel dominio (curva arancione), dell'evaporato da spray (curva gialla) e dello spray ancora in fase liquida (curva viola), del vapore ottenuto da wallfilm (curva verde) e del wallfilm liquido residuo (curva azzurra). A fianco sono riportati anche i valori di queste grandezze che si registrano a punto morto superiore.

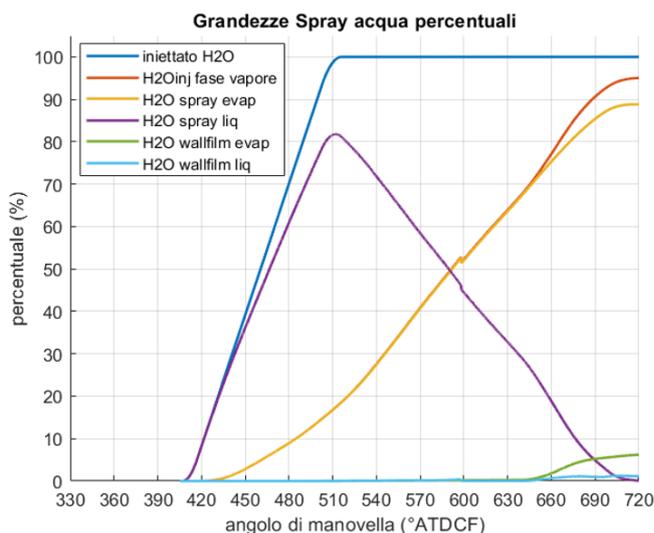
Caso $\lambda=1$ $s=0,25$ $p_{inj}=50$ bar $HFR=29$ cm³/s



720° ATDC		
	Assoluti (mg)	Percentuali (%)
acqua fase vapore	19.48	92.8%
spray acqua liquida	0.018	0.09%
wallfilm acqua	0.097	0.46%
totale	19.60	93.3%
acqua iniettata	21.00	100%
acqua persa	1.40	6.68%
wallfilm evaporato acqua	1.03	4.90%
spray acqua evaporato	18.45	87.87%

Figura 9.3: grandezze relative allo spray acqua per il caso $\lambda=1$ $s=0,25$ $p_{inj}=50$ bar $HFR=29$ cm³/s.

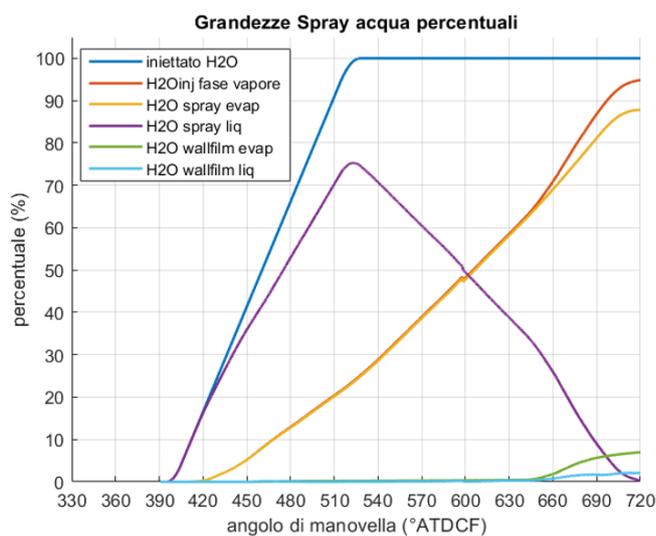
Caso $\lambda=1$ $s=0,35$ $p_{inj}=50$ bar $HFR=29$ cm^3/s



720° ATDC		
	Assoluti (mg)	Percentuali (%)
acqua fase vapore	27.83	94.7%
spray acqua liquida	0.041	0.14%
wallfilm acqua	0.261	0.89%
totale	28.13	95.7%
acqua iniettata	29.40	100%
acqua persa	1.27	4.31%
wallfilm evaporato acqua	1.81	6.17%
spray acqua evaporato	26.01	88.49%

Figura 9.4: grandezze relative allo spray acqua per il caso $\lambda=1$ $s=0,35$ $p_{inj}=50$ bar $HFR=29$ cm^3/s .

Caso $\lambda=1$ $s=0,55$ $p_{inj}=50$ bar $HFR=29$ cm^3/s



720° ATDC		
	Assoluti (mg)	Percentuali (%)
acqua fase vapore	43.88	94.9%
spray acqua liquida	0.162	0.35%
wallfilm acqua	0.962	2.08%
totale	45.00	97.3%
acqua iniettata	46.26	100%
acqua persa	1.26	2.72%
wallfilm evaporato acqua	3.23	6.99%
spray acqua evaporato	40.65	87.87%

Figura 9.5: grandezze relative allo spray acqua per il caso $\lambda=1$ $s=0,55$ $p_{inj}=50$ bar $HFR=29$ cm^3/s .

Evaporato da spray a 720° ATDC			
p_{inj} (bar)	L1 s 0.25	L1 s 0.35	L1 s 0.55
50 HFR 29	87,9%	88,5%	87,9%
150	92,7%	92,2%	89,7%

Tabella 9.2: confronto fra evaporati da spray alle pressioni di iniezione 50 bar $HFR 29$ cm^3/s e 150 bar.

I casi a 50 bar con HFR 29 cm³/s registrano percentuali di evaporato sempre inferiori rispetto ai casi a 150 bar. In particolare, si registra un aumento della quantità di acqua persa per riflusso nel condotto di aspirazione. La configurazione dell'iniettore a 7 fori vicino alla valvola di aspirazione e in opposizione al moto di tumble è più incline a questo fenomeno rispetto alla configurazione standard a 5 fori. In ogni caso però, l'iniezione ad una pressione minore comporta una minor velocità di uscita del getto e di conseguenza una peggior atomizzazione, unita al fatto di avere un diametro dei fori iniettore maggiore in questa configurazione rispetto all'iniettore standard. I residui liquidi infatti sono in ogni caso maggiori (si confrontino Figura 8.17, Figura 8.18, Figura 8.19 con quelle sopra).

Per completezza, si riportano in Figura 9.6 le distribuzioni 3D dell'umidità relativa sulla superficie interna del cilindro a 720° ATDCF.

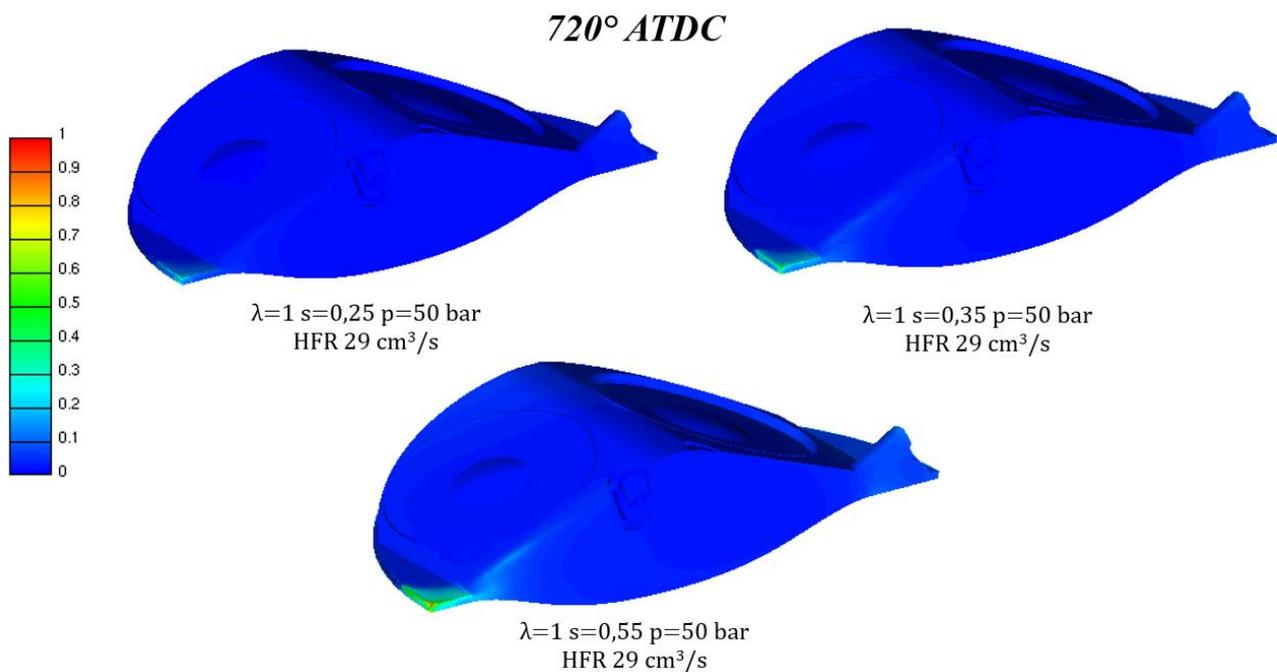


Figura 9.6: umidità relativa in camera di combustione a 720° ATDCF.

9.1.3 Conclusioni

Siccome l'iniettore con HFR 29 cm³/s non è realizzabile in pratica, è di interesse soltanto l'influenza che tale parametro ha sull'evaporazione dell'acqua. L'analisi non è proseguita con i consueti punti.

Alla luce dei risultati esposti nel presente paragrafo 9.1, si possono affermare le seguenti considerazioni:

- per quanto riguarda la **temperatura** interna al cilindro a TDC, l'aumento dell'HFR dell'iniettore nei casi a 50 bar non ha dato gli stessi raffreddamenti ottenuti dai casi a 150 bar. A **tutti gli s**, sono stati registrati degli **scarti a favore del 150 bar** compresi fra i **3 e i 4°C**.

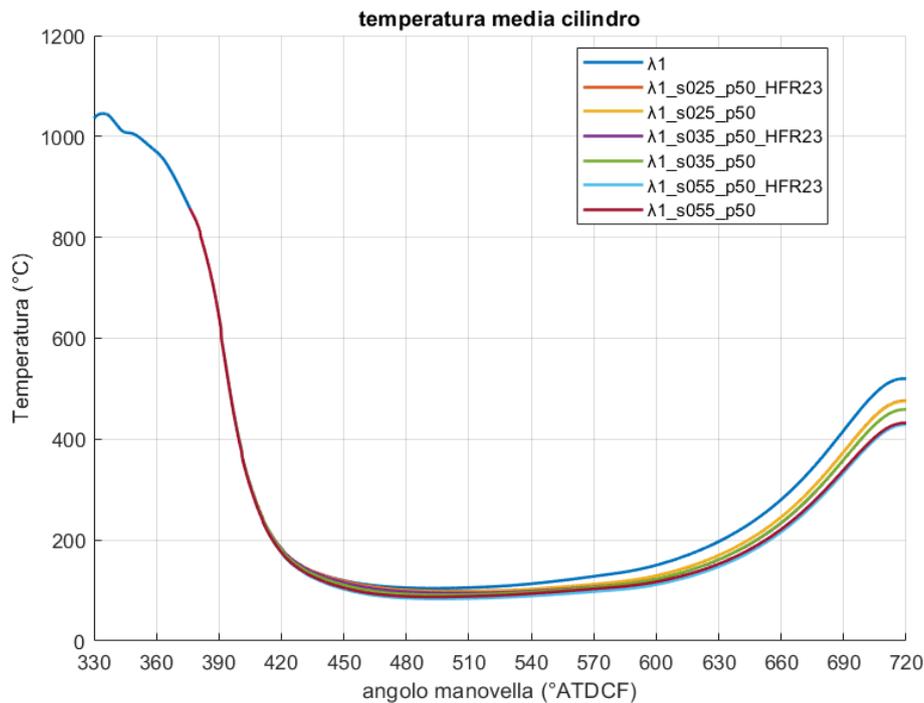
- La differenza di temperatura è dovuta ad una minor quantità di **evaporato da spray**, sempre **inferiore al 90% al TDC**. La minor pressione di iniezione e un maggior diametro dei fori comportano una peggior atomizzazione, quindi maggiori residui liquidi. Per la configurazione dell'iniettore poi si è registrata una maggior quantità di acqua persa allo scarico.

Risulta evidente il ruolo benefico della pressione nel migliorare gli effetti dell'iniezione d'acqua, non recuperabili con un aumento dei fori dell'iniettore e del loro diametro. Si può escludere definitivamente l'ipotesi che i casi a 50 bar fossero svantaggiati a causa di una fasatura di iniezione più sfavorevole.

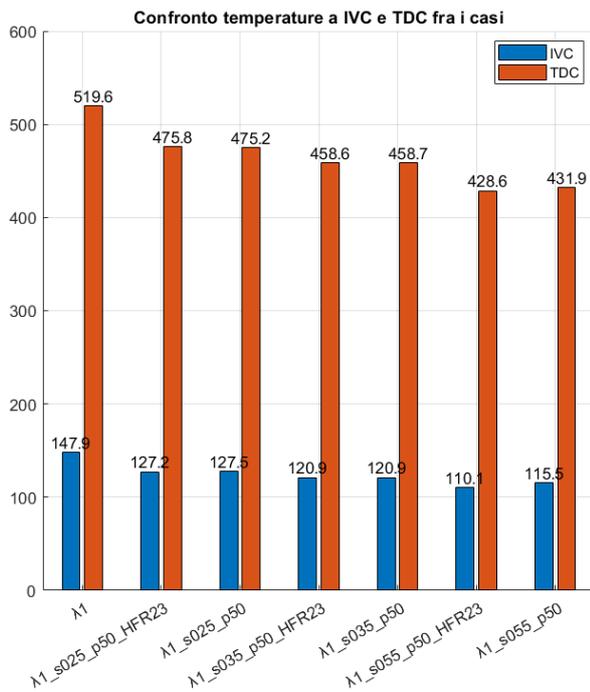
9.2 Iniettore HFR 23 cm³/s

9.2.1 Grandezze termodinamiche

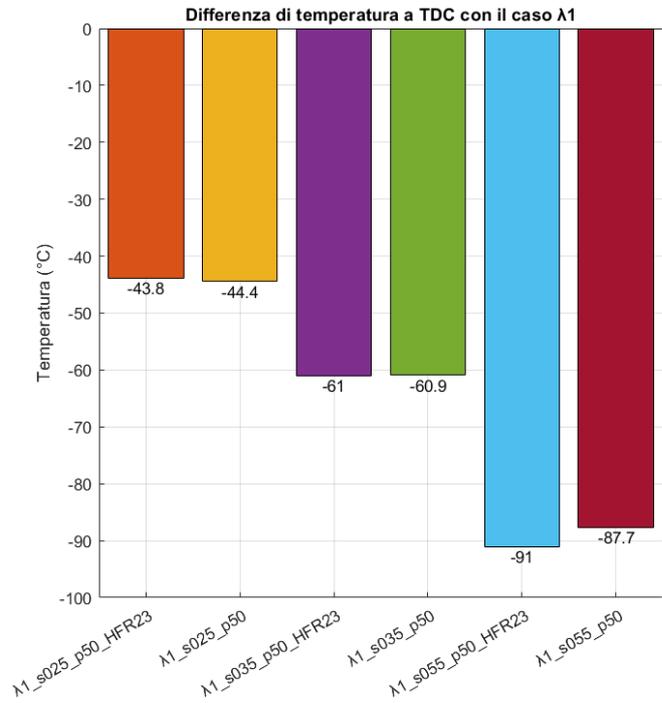
Vengono riportati in Figura 9.7 gli andamenti della temperatura media nel cilindro in funzione dell'angolo di manovella e i valori a punto morto superiore.



a)



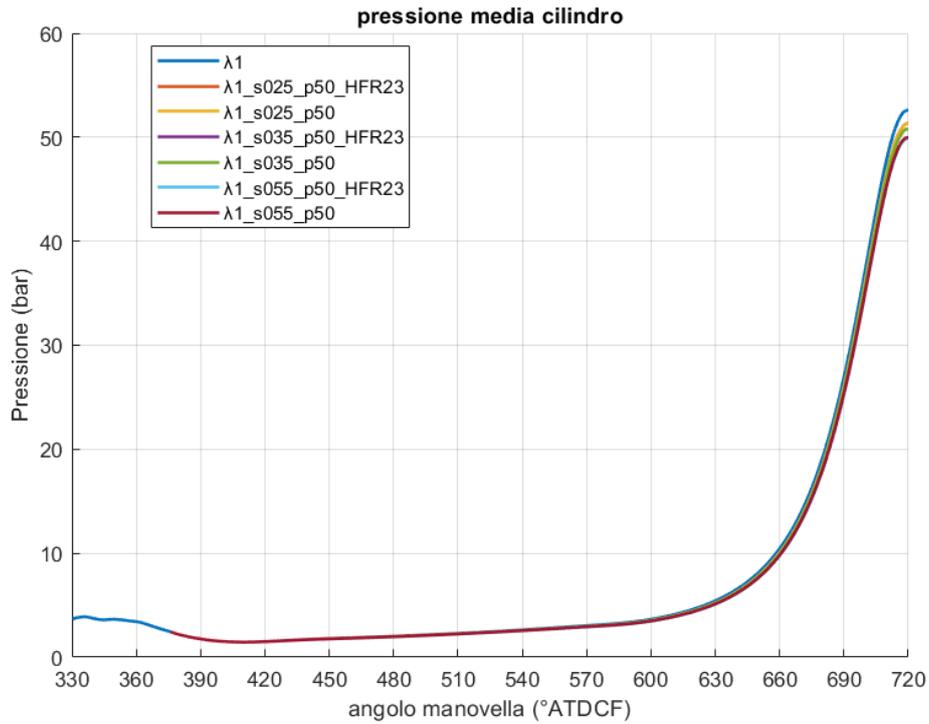
b)



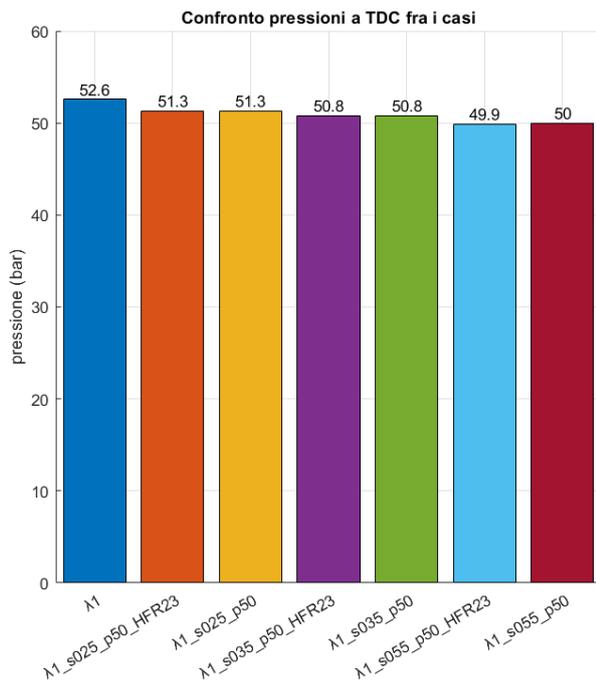
c)

Figura 9.7: a) andamento della temperatura media nel cilindro in funzione dell'angolo di manovella. b) Valori di temperatura a IVC e TDC. c) differenza di temperatura a TDC con il caso di riferimento λ_1 .

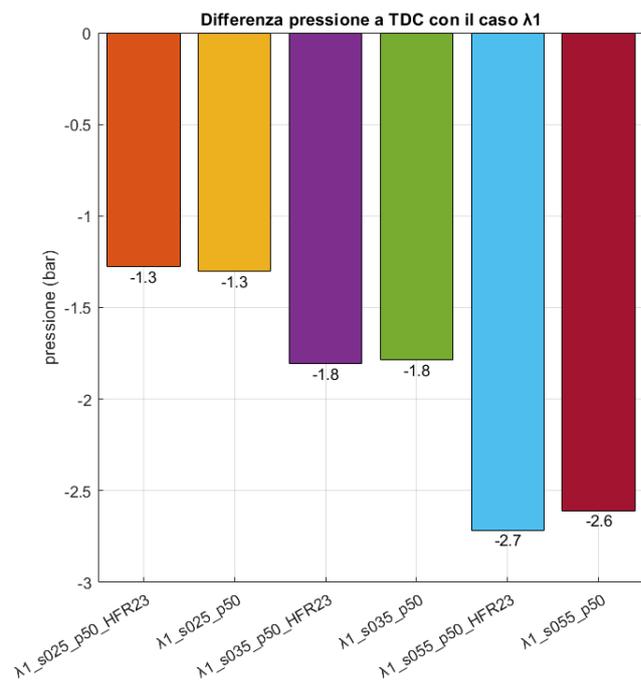
Come si può notare in Figura 9.7, per i casi con quantità di acqua inferiore ($s=0,25$ ed $s=0,35$) l'effetto sul raffreddamento rimane pressoché invariato fra i due livelli di HFR, segnale che la quantità di massa d'acqua evaporata rimane all'incirca la stessa. Il caso invece con $s=0,55$ fa registrare un raffreddamento maggiore di $3,3^\circ\text{C}$ rispetto all'HFR standard. In questa condizione invece l'aumento della portata potrebbe aver favorito l'evaporazione dell'acqua grazie ad una fasatura di iniezione migliore. Per quanto riguarda la pressione media nel cilindro (vedi Figura 9.8), anch'essa mostra fra i casi di studio un andamento simile alla temperatura, con assoluta parità fra i due livelli di HFR provati.



a)



b)



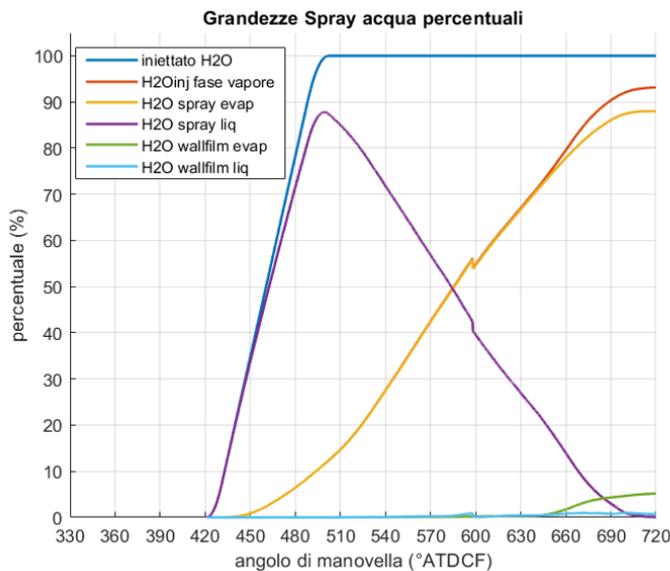
c)

Figura 9.8: a) andamento della pressione media nel cilindro in funzione dell'angolo di manovella. b) Valori di pressione a TDC. c) differenza di pressione a TDC con il caso di riferimento $\lambda 1$.

9.2.2 Dinamica di evaporazione dell'acqua

Nelle figure successive vengono riportati gli andamenti percentuali dell'acqua iniettata (curva blu), dell'acqua totale in fase vapore presente nel dominio (curva arancione), dell'evaporato da spray (curva gialla) e dello spray ancora in fase liquida (curva viola), del vapore ottenuto da wallfilm (curva verde) e del wallfilm liquido residuo (curva azzurra). A fianco sono riportati anche i valori di queste grandezze che si registrano a punto morto superiore.

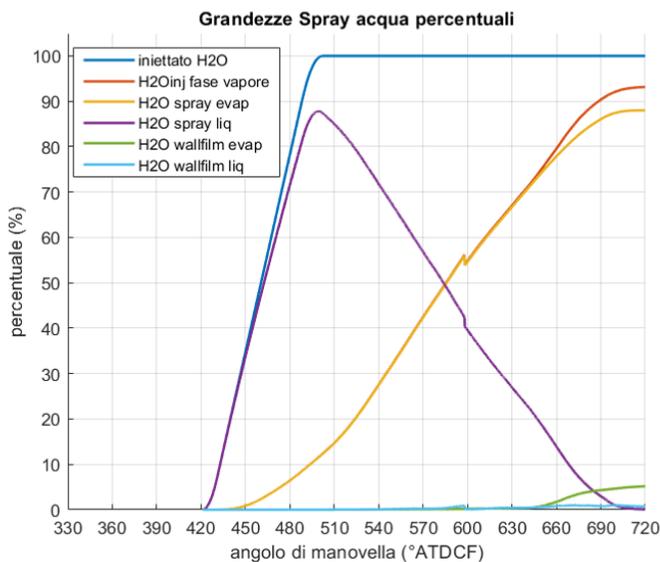
Caso $\lambda=1$ $s=0,25$ $p_{inj}=50$ bar $HFR=23$ cm³/s



720° ATDC		
	Assoluti (mg)	Percentuali (%)
acqua fase vapore	19.56	93.2%
spray acqua liquida	0.016	0.08%
wallfilm acqua	0.144	0.69%
totale	19.72	93.9%
acqua iniettata	21.00	100%
acqua persa	1.28	6.08%
wallfilm evaporato acqua	1.08	5.16%
spray acqua evaporato	18.48	88.00%

Figura 9.9: grandezze relative allo spray acqua per il caso $\lambda=1$ $s=0,25$ $p_{inj}=50$ bar $HFR=23$ cm³/s.

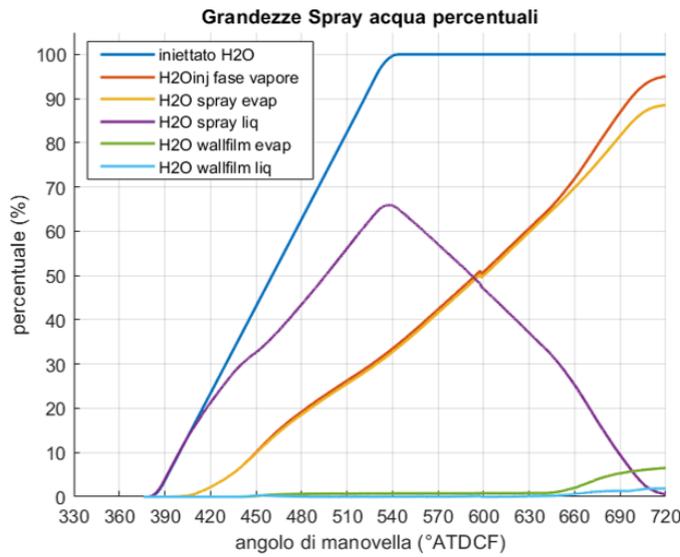
Caso $\lambda=1$ $s=0,35$ $p_{inj}=50$ bar $HFR=23$ cm³/s



720° ATDC		
	Assoluti (mg)	Percentuali (%)
acqua fase vapore	27.94	95.0%
spray acqua liquida	0.034	0.12%
wallfilm acqua	0.328	1.11%
totale	28.31	96.3%
acqua iniettata	29.40	100%
acqua persa	1.09	3.72%
wallfilm evaporato acqua	1.82	6.21%
spray acqua evaporato	26.12	88.84%

Figura 9.10: grandezze relative allo spray acqua per il caso $\lambda=1$ $s=0,35$ $p_{inj}=50$ bar $HFR=23$ cm³/s.

Caso $\lambda=1$ $s=0,55$ $p_{inj}=50$ bar $HFR=23$ cm³/s



720° ATDC		
	Assoluti (mg)	Percentuali (%)
acqua fase vapore	43.97	95.1%
spray acqua liquida	0.253	0.55%
wallfilm acqua	0.865	1.87%
totale	45.09	97.5%
acqua iniettata	46.26	100%
acqua persa	1.17	2.53%
wallfilm evaporato acqua	3.01	6.52%
spray acqua evaporato	40.96	88.54%

Figura 9.11: grandezze relative allo spray acqua per il caso $\lambda=1$ $s=0,55$ $p_{inj}=50$ bar $HFR=23$ cm³/s.

Dall'analisi delle grandezze spray, confrontate in Tabella 9.3 con i casi a 50 bar e HFR standard, si evince che in realtà l'evaporato con HFR 23 cm³/s e s contenuto è minore rispetto al caso standard. Il fatto che diano lo stesso effetto di raffreddamento è imputabile alla diversa fasatura dell'iniezione, di minor durata con l'iniettore ad HFR maggiorato. L'effetto raffreddante è più concentrato in un intervallo angolare più ristretto, al contrario dell'iniettore standard che invece ha un effetto più distribuito angularmente. Per il caso $s=0,55$ l'accorciamento della durata di iniezione ha dato esito positivo, facendo registrare un aumento dell'evaporato di quasi il 4%, spiegando il maggior effetto raffreddante. I residui liquidi non sono elevatissimi e si aggirano attorno al 2,5%

Evaporato da spray a 720° ATDC			
p inj (bar)	L1 s 0.25	L1 s 0.35	L1 s 0.55
50 HFR 23	88,0%	88,4%	88,5%
50	89,5%	90,2%	84,6%

Tabella 9.3: confronto fra evaporati da spray alle pressioni di iniezione 50 bar HFR 23 cm³/s e 50 bar con HFR standard.

Per conferma sull'esiguità dei residui liquidi, si riportano in Figura 9.12 e Figura 9.6 le distribuzioni 3D dell'umidità relativa sulla superficie interna del cilindro a 720° ATDCF.

720° ATDC

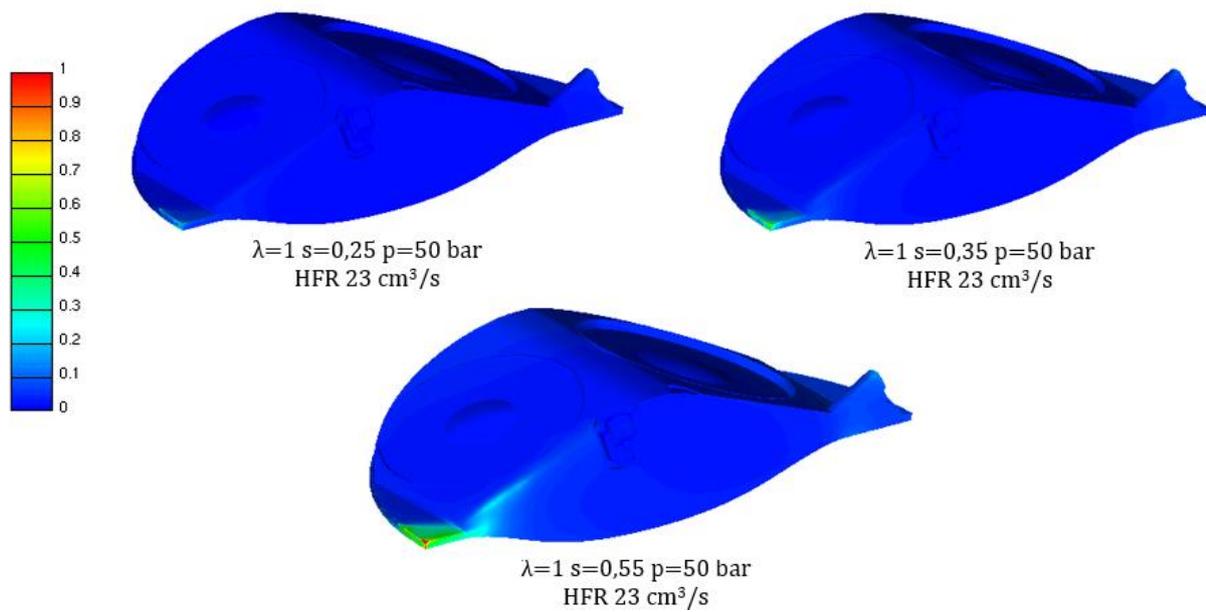


Figura 9.12: umidità relativa in camera di combustione a 720° ATDCF.

9.2.3 Fluidodinamica nel cilindro

Nel presente paragrafo viene indagata l'interazione tra il getto d'acqua all'interno del cilindro e il campo di moto dell'aria presente nello stesso. In Figura 9.13 viene riportato l'andamento del rapporto di tumble in funzione dell'angolo di manovella riscontrato nei casi di studio.

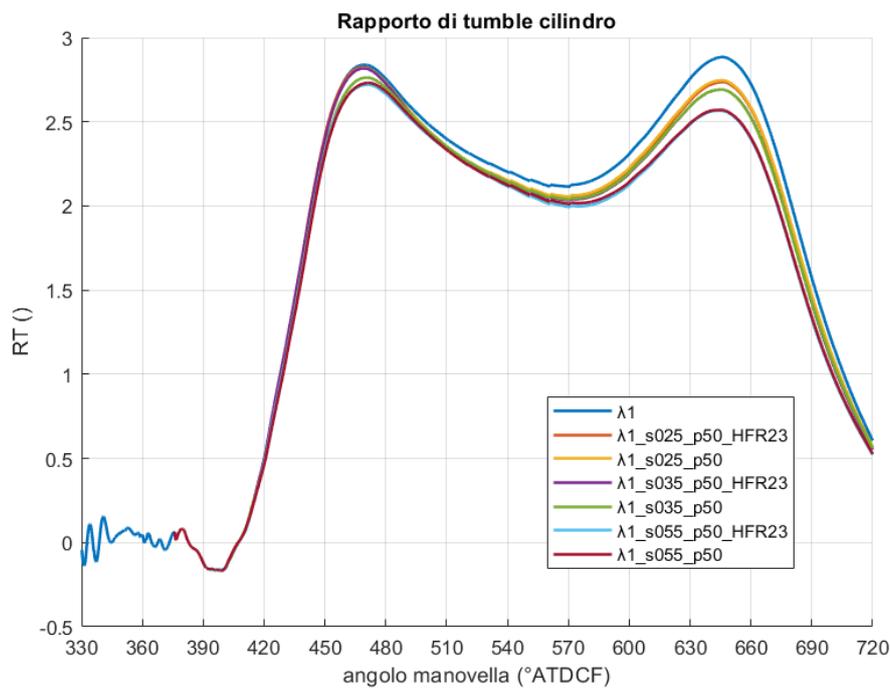
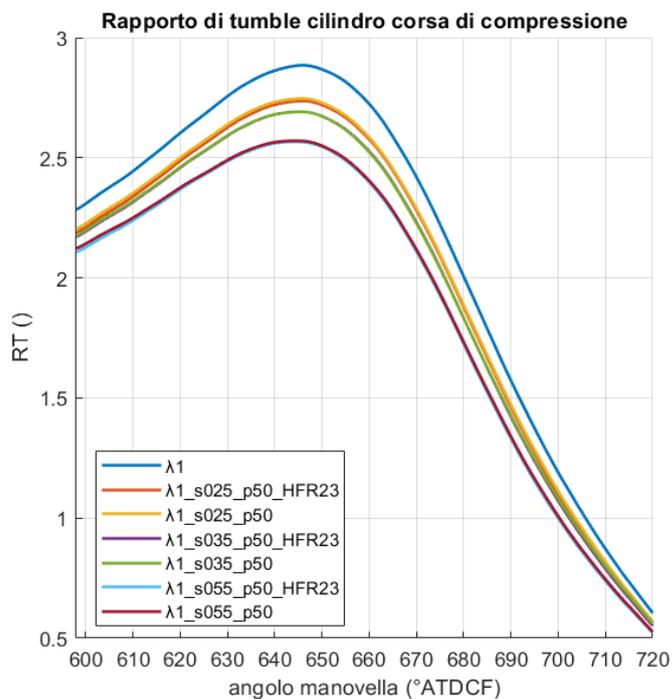
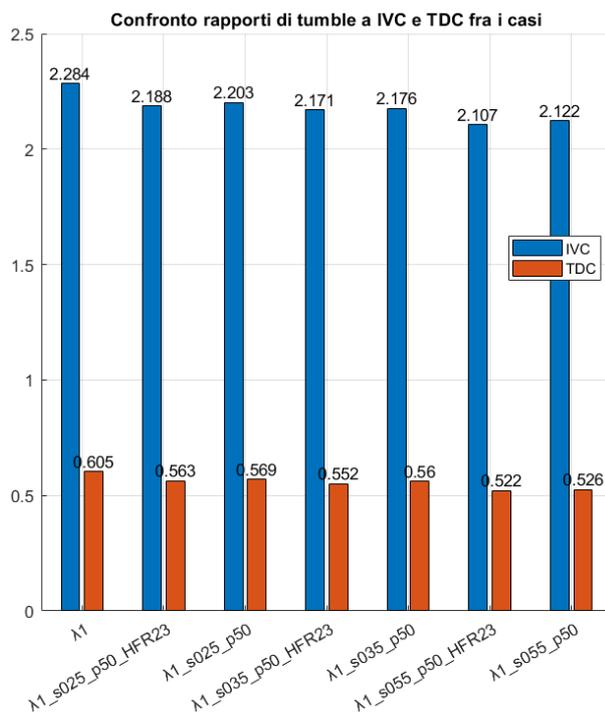


Figura 9.13: andamento del rapporto di tumble nel cilindro in funzione dell'angolo di manovella.

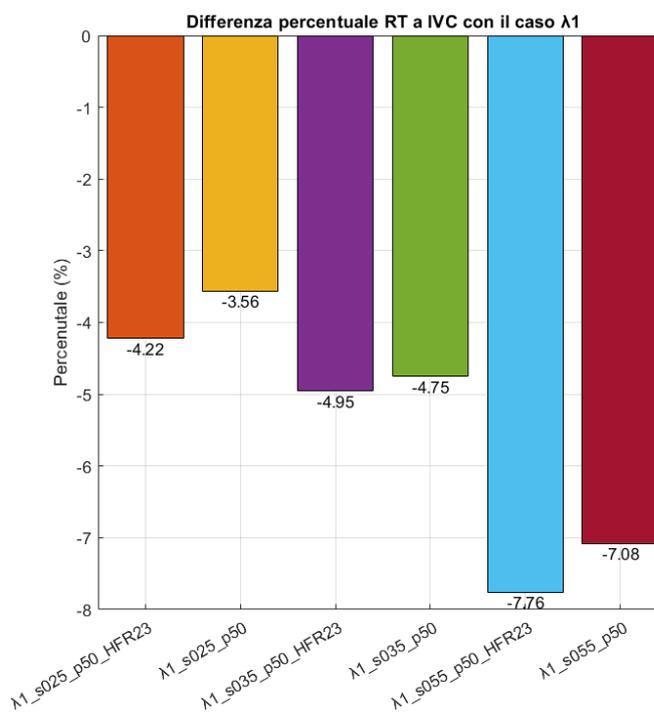
Come già visto, l'intensità del moto di tumble risente della durata di iniezione e diminuisce con l'aumentare della massa d'acqua iniettata. Fra i casi allo stesso s , non pare ci siano grandi variazioni di rilievo, in quanto le curve appaiono sovrapposte; la Figura 9.14c conferma questo andamento.



a)



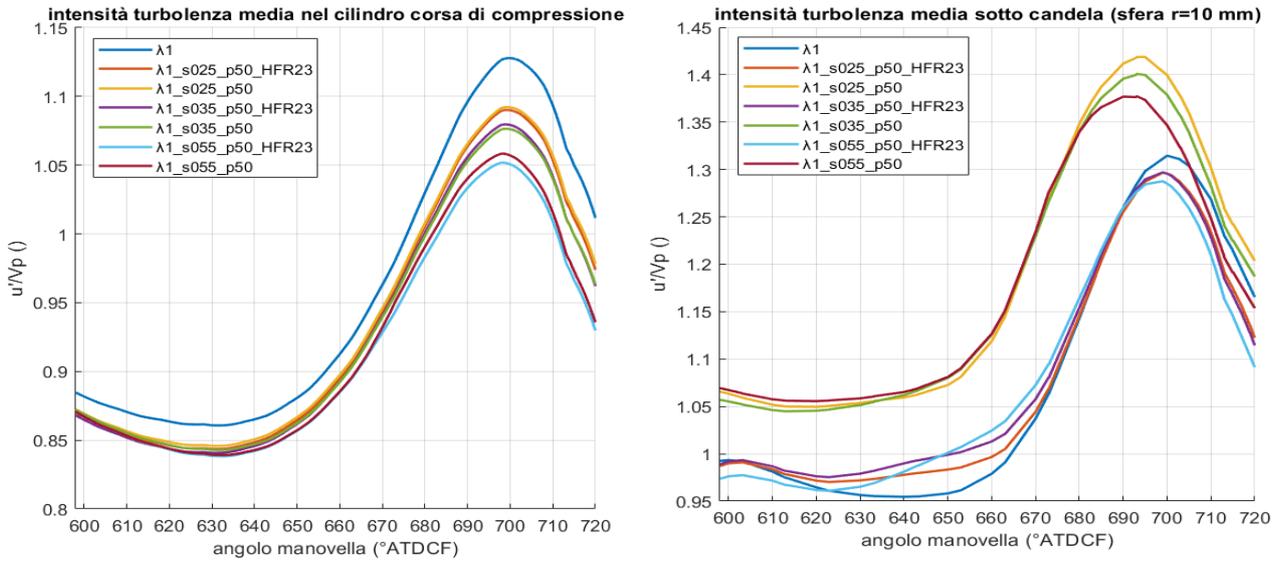
b)



c)

Figura 9.14: a) Andamento del rapporto di tumble nella fase di compressione. b) Confronto dei rapporti di tumble a IVC e TDC. c) Differenza percentuale del rapporto di tumble a IVC rispetto al caso di riferimento $\lambda=1$.

L'intensità di turbolenza nel cilindro a seguito della distruzione del vortice di tumble segue l'andamento abbastanza fedelmente di quest'ultimo, come riportato in Figura 9.15 e Figura 9.16a.



710° ATDC							
	L1	L1 s 0.25 p 50 HFR 23	L1 s 0.25 p 50	L1 s 0.35 p 50 HFR 23	L1 s 0.35 p 50	L1 s 0.55 p 50 HFR 23	L1 s 0.55 p 50
u'/VP cyl	1.093	1.054	1.057	1.042	1.040	1.009	1.016
u'/VP candela	1.269	1.234	1.302	1.229	1.283	1.209	1.248

Figura 9.15: intensità di turbolenza media durante la corsa di compressione nel cilindro (a sinistra) e nell'intorno della candela (a destra), con i relativi valori registrati a 710°ATDCF.

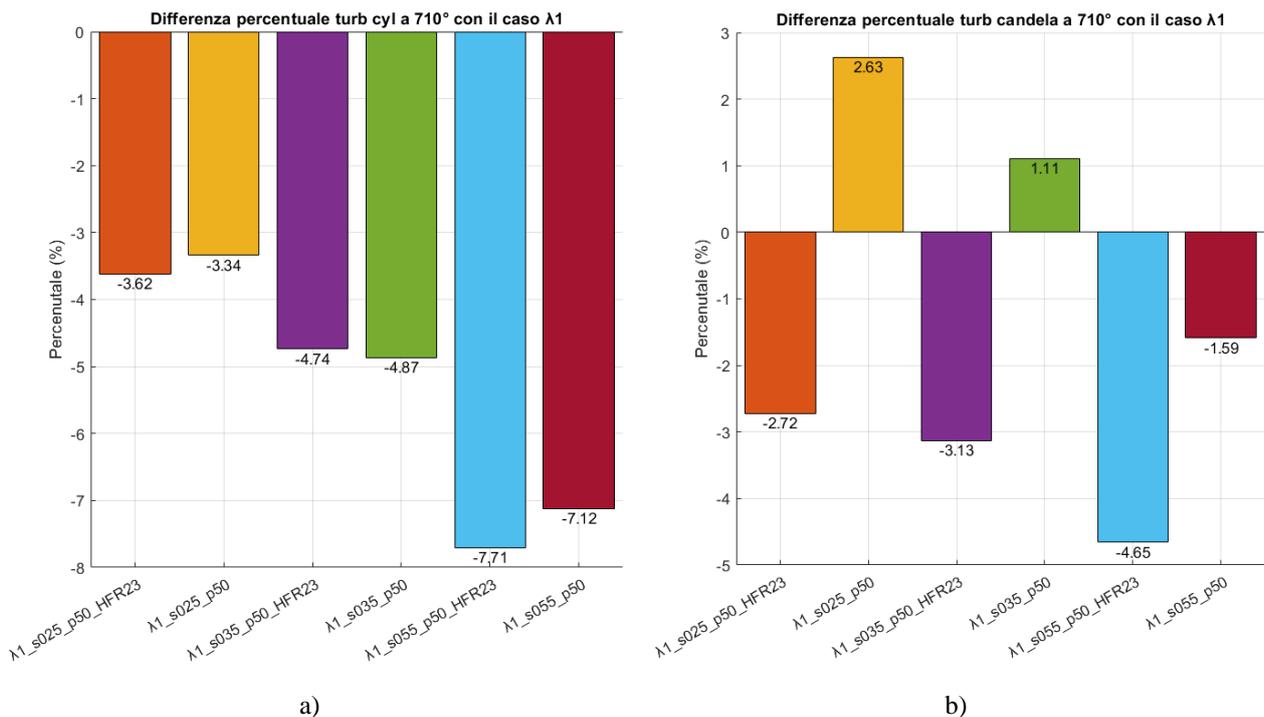


Figura 9.16: a) Differenza percentuale a 710°ATDCF dell'intensità di turbolenza nel cilindro rispetto al caso di riferimento $\lambda=1$. b) Differenza percentuale a 710°ATDCF dell'intensità di turbolenza sotto candela rispetto al caso di riferimento $\lambda=1$.

È lecito quindi aspettarsi che l'intensità di turbolenza fra i due gruppi sia pressoché identica. Per quanto riguarda l'intensità di turbolenza sotto candela, come mostra Figura 9.15 e Figura 9.16b essa segue un andamento indipendente dalla quantità di acqua iniettata e dal tipo di iniettore utilizzato.

9.2.4 Miscelamento aria-combustibile

Risulta lecito domandarsi se la presenza di acqua all'interno del cilindro possa influenzare il processo di miscelamento del combustibile con l'aria. A tale scopo in Figura 9.17 viene riportata la distribuzione del titolo della miscela all'interno della camera di combustione all'angolo 710°ATDCF , possibile angolo di accensione. Da queste immagini si può notare lo scarso effetto della presenza di acqua sul miscelamento.

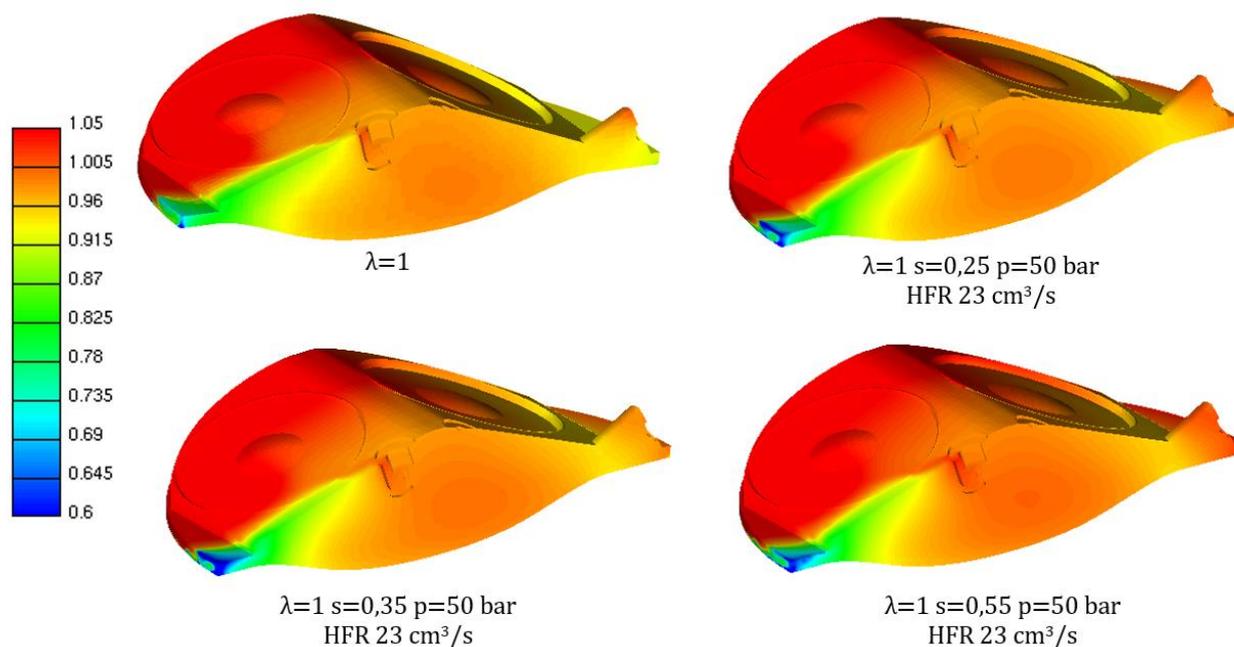


Figura 9.17: distribuzione tridimensionale del titolo λ della miscela a 710°ATDCF all'interno della camera di combustione.

9.2.5 Conclusioni

Riassumendo le analisi svolte in questo capitolo, si possono affermare le seguenti considerazioni:

- Per quanto riguarda la **temperatura** all'interno del cilindro a TDC, nei casi ad s contenuto non sono state registrate rilevanti differenze con i casi omologhi con iniettore standard. Solo il caso $s=0,55$ ha fatto registrare una diminuzione di temperatura di $3,3^\circ\text{C}$ rispetto al caso omologo con iniettore standard. Per quanto riguarda la pressione, i valori a pari s sono tutti allineati fra loro.
- Per quanto riguarda l'**evaporato da spray**, i casi con s contenuto mostrano tutti a TDC una percentuale inferiore rispetto ai casi con iniettore standard. Solo il caso con $s=0,55$ si mostra

migliorativo in questo senso, riuscendo ad accorciare la durata di iniezione rispetto al caso standard.

- Per quanto riguarda il **rapporto di tumble** e l'intensità di turbolenza non si notano differenze significative fra i due gruppi, così come per il titolo della miscela.

Aumentare l'HFR da 17 a 23 cm³/s non porta a particolari differenze nella prestazione del sistema, se non nel caso $s=0,55$, dove si registra un lieve miglioramento. A questo livello di diluizione di acqua, rimane però migliore in assoluto il caso a 150 bar, per cui si può concludere che non ci sia particolare interesse ad adottare un iniettore sicuramente più costoso e complesso rispetto a quello standard.

10

Analisi delle combustioni

Dopo aver analizzato gli effetti sulla carica che l'acqua comporta in fase di aspirazione e compressione, bisogna verificare se i benefici ottenuti si ripercuotono anche nel momento più importante di tutto il ciclo motore: la combustione. A tal proposito, oltre ai casi di riferimento $\lambda 1$ e $\lambda 0,75$, sono stati considerati in questa fase di analisi i casi migliori alle due diverse pressioni di iniezione e HFR standard, il $\lambda 1_{s0,55_p150}$ e $\lambda 1_{s0,35_p50}$, oltre ad un altro caso a 150 bar con meno acqua, ovvero il $\lambda 1_{s0,35_p150}$. Come già detto nel capitolo nel capitolo 3, la presenza di acqua è vero che raffredda la carica allontanando il rischio della detonazione, ma diminuisce anche la velocità laminare di fiamma, sia per lo stesso effetto di raffreddamento, sia essendo un inerte che non partecipa alla combustione (vedi paragrafo 4.1). Una configurazione con molta acqua ed un elevato raffreddamento potrebbe essere controproducente ai fini di una combustione efficiente e ben fasata durante la corsa di espansione.

L'analisi qui condotta parte innanzitutto dalla ricerca dell'angolo di accensione *knock safe*. La detonazione è un fenomeno statistico: a causa della variabilità ciclica, a pari condizioni iniziali alcuni cicli avranno condizioni termodinamiche tali da innescare l'autoaccensione di parti di miscela fresca, mentre altri non mostreranno tale fenomeno. Nelle simulazioni qui condotte, non si tiene conto della variabilità; solitamente tale studio è possibile pagando un carico computazionale molto pesante. Scoprendo tramite simulazione a quale angolo di accensione un ciclo medio è detonante in maniera deterministica, si assume quindi che il ciclo medio che rimane sicuro da detonazione considerando anche la variabilità sia quello con un angolo di accensione maggiorato di 3° rispetto al primo citato. Lo scarto angolare di sicurezza dipende dalla variabilità ciclica presente nel funzionamento del

motore reale e quindi dipende dalla bontà del motore stesso. In questo caso, non avendo un motore fisico di riferimento, si è adottato un valore tipico nella pratica.

L'analisi è proseguita analizzando dapprima le grandezze termodinamiche all'interno del cilindro e successivamente gli angoli, le durate di combustione e l'effetto utile raccolto.

10.1 Ricerca degli anticipi knock safe

Le simulazioni degli angoli di accensione dei casi in esame sono riassunte in Tabella 6.2 nel relativo capitolo 6 "Campagna di simulazioni". Per ricercare gli angoli *knock safe*, si fa riferimento alla Figura 10.1, che riporta il MAPO registrato in funzione dell'angolo di accensione.

Il MAPO è stato valutato inserendo un sensore di pressione nella banda di squish sul lato dell'iniettore dell'acqua e calcolato fra gli angoli 720° e 760° di manovella, intervallo angolare in cui si concentra la combustione. Essendo il regime del motore a 7000 rpm, è stata fissata una soglia di 7 bar, in accordo con il criterio della formula (4.5).

Come si evince dalla figura, sono stati riscontrati per i vari casi gli angoli *knock safe* riportati in Tabella 10.1.

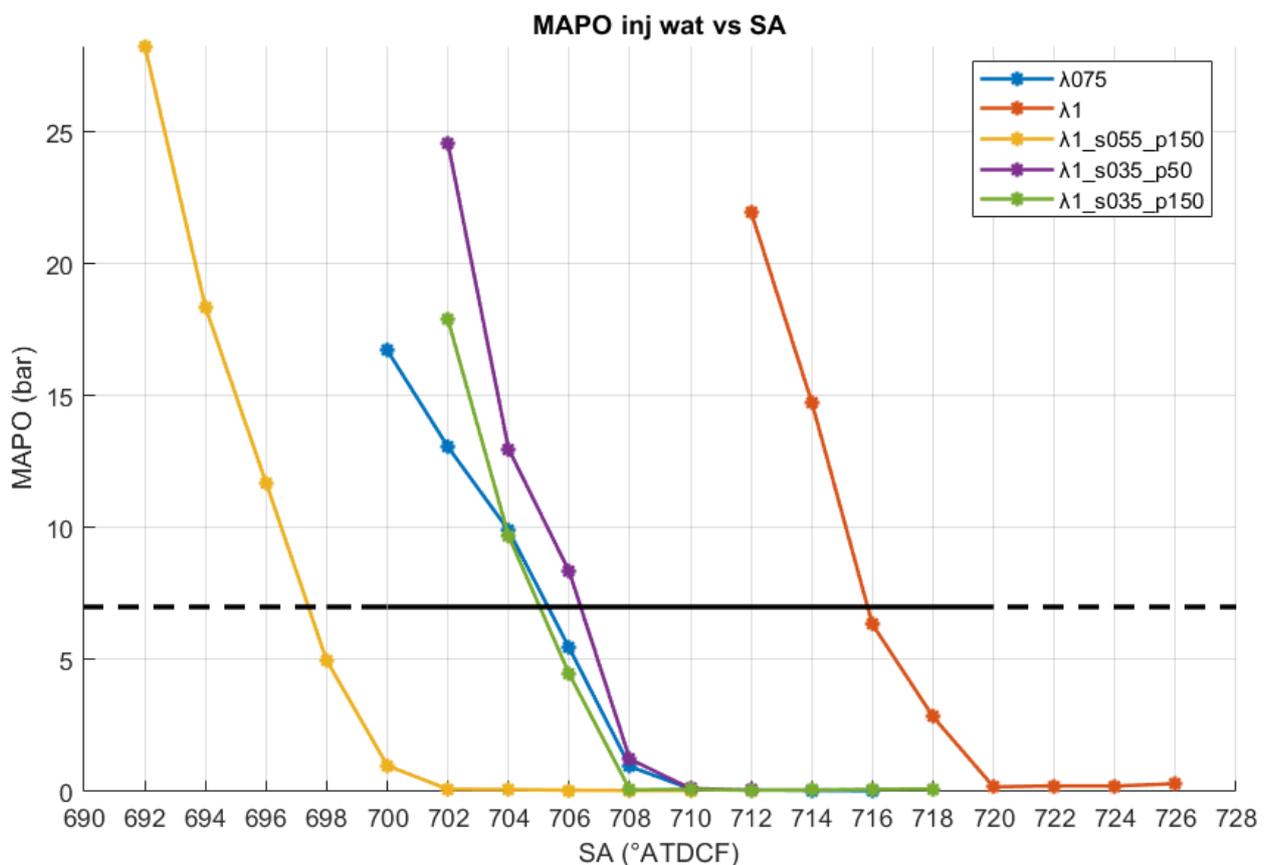


Figura 10.1: valori MAPO in funzione dell'angolo di accensione.

	$\lambda 0,75$	$\lambda 1$	$\lambda 1_{s0,55_{p150}}$	$\lambda 1_{s0,35_{p50}}$	$\lambda 1_{s0,35_{p150}}$
SA 1° ciclo medio detonante (°ATDCF)	705	715	697	707	705
SA knock safe (°ATDCF)	708	718	700	710	708

Tabella 10.1: angoli knock safe dei casi di analisi della combustione.

L'introduzione dell'acqua, grazie il suo effetto raffreddante, ha reso possibile l'aumento dell'anticipo di accensione: con il $\lambda 1_{s0,55_{p150}}$ è stato possibile aumentare l'anticipo di accensione di ben 18° senza insorgere in detonazione. Anche per i due casi con una quantità di acqua inferiore, il $\lambda 1_{s0,35_{p50}}$ e $\lambda 1_{s0,35_{p150}}$ si è aumentato l'anticipo di 8° nel primo caso e di 10° nel secondo, portandosi in linea con quanto fatto registrare dal $\lambda 0,75$.

10.2 Grandezze termodinamiche

Per i cicli a SA knock safe si confrontano, in Figura 10.2, le curve di pressione media all'interno del cilindro per i casi di studio.

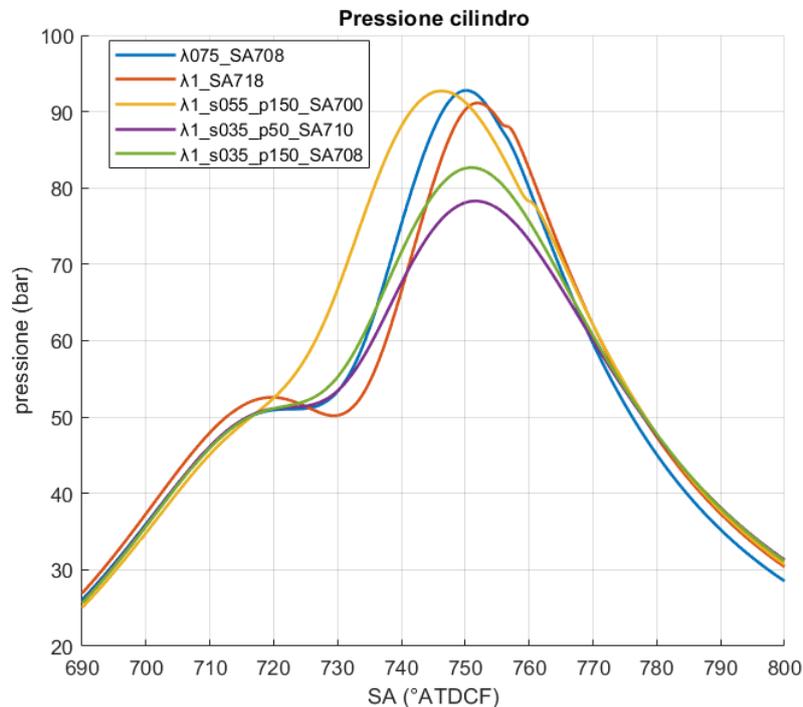


Figura 10.2: curve di pressione media nel cilindro degli angoli di accensione knock safe dei casi di studio.

Dall'analisi delle curve di pressione si evince che il picco di pressione dei vari casi cade all'incirca allo stesso angolo e raggiunge in $\lambda_{0,75_SA708}$ e $\lambda_{1_s0,55_p150_SA700}$ valori di poco superiori ai 90 bar. Gli altri due casi con acqua con $s=0,35$, siccome presentano angoli di accensione maggiori, hanno il picco nell'ordine degli 80 bar. La forma delle curve presenta la classica “doppia gobba”, tipica degli anticipi di accensione ritardati, tranne nel caso con $s=0,55$, in cui la combustione appare meglio fasata.

In Figura 10.3 vengono riportate le curve di velocità di rilascio calore (ROHR: *rate of heat release*) sempre degli angoli di accensione knock safe. Si nota molto chiaramente il minor rilascio di calore nell'unità di angolo (e quindi di tempo) delle combustioni con acqua: la sua presenza rallenta considerevolmente la velocità di fiamma.

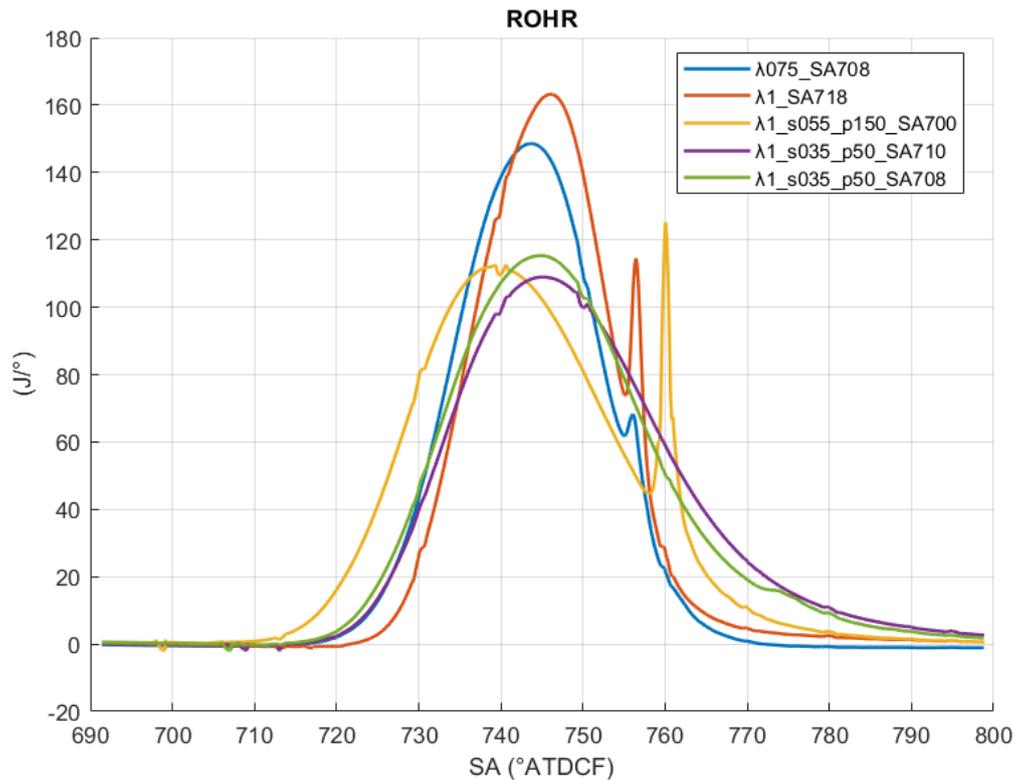


Figura 10.3: curve ROHR degli angoli di accensione knock safe dei casi di studio.

10.3 Angoli e durate di combustione

Come già annunciato all’inizio del capitolo, lo studio prosegue esponendo gli angoli caratteristici della combustione, ovvero i CAMFB (*Crank angle mass burned fraction*: angolo di manovella in cui ha bruciato una certa frazione percentuale di combustibile). In Figura 10.4 sono riportati gli angoli corrispondenti a MFB10, in Figura 10.5 quelli corrispondenti a MFB50 e in Figura 10.6 quelli corrispondenti a MFB90. Gli angoli di accensione knock safe sono cerchiati di rosso. Alcuni angoli di accensione hanno riportato durate di combustione superiori alla durata della simulazione: in questi casi i dati MFB90 non sono stati riportati. In Tabella 10.2 sono invece indicati i valori dei vari MFB per gli angoli di accensione knock safe.

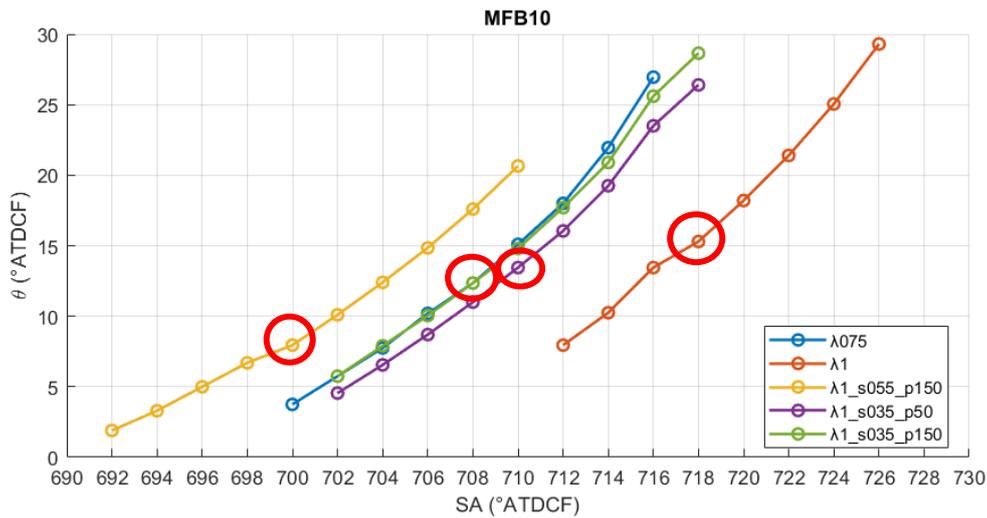


Figura 10.4: angoli corrispondenti all'MFB10 nei casi di studio. Cerchiati in rosso: angoli di accensione knock safe.

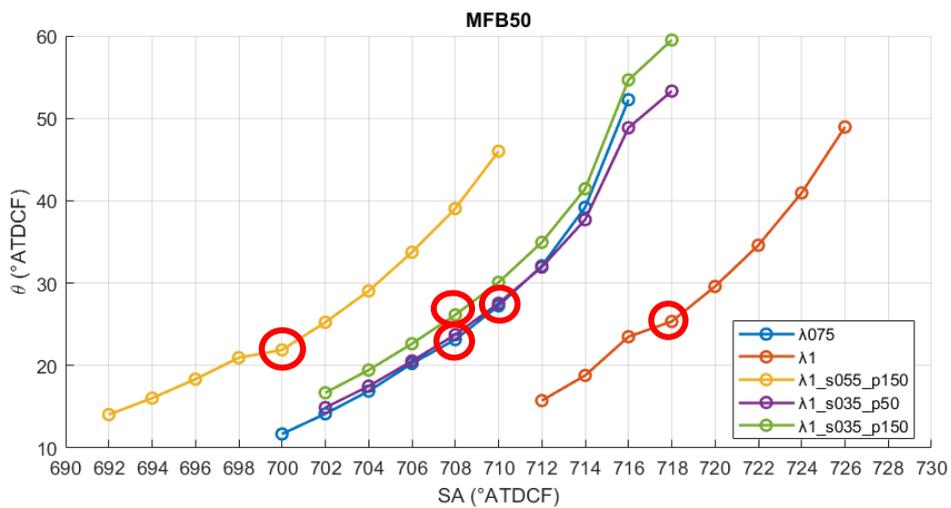


Figura 10.5: angoli corrispondenti all'MFB50 nei casi di studio. Cerchiati in rosso: angoli di accensione knock safe.

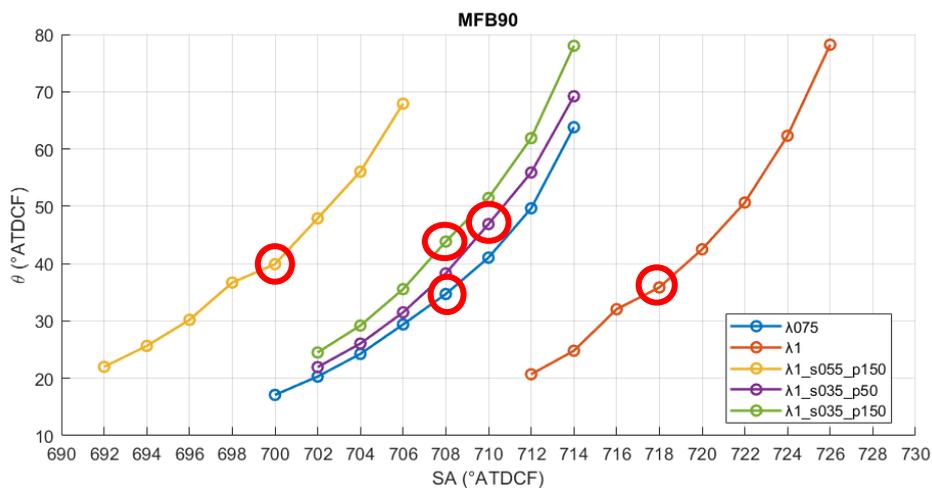


Figura 10.6: angoli corrispondenti all'MFB90 nei casi di studio. Cerchiati in rosso: angoli di accensione knock safe.

MFB angoli knock safe					
	λ 0,75	λ 1	λ 1 s0,55 p150	λ 1 s0,35 p50	λ 1 s0,35 p150
MFB 10	12,4°	15,3°	8,0°	13,4°	12,4°
MFB 50	23,2°	25,4°	21,9°	27,6°	26,2°
MFB 90	34,7°	35,9°	39,9°	46,9°	43,9°

Tabella 10.2: angoli MFB10, MFB50, MFB90 riscontrati negli angoli di accensione knock safe dei casi di studio.

Considerando gli angoli di accensione knock safe, si nota che l'MFB50 per tutti i casi è compreso fra i 21,9° del λ 1_s0,55_p150 e 27,6° del λ 1_s0,35_p50. L'iniezione di acqua non ha spostato considerevolmente il baricentro della combustione, che rimane in ogni caso piuttosto ritardato, bensì ne ha allungato la durata, visto la riduzione nei casi con acqua dell'MFB10 e l'aumento invece dell'MFB90. In Tabella 10.3 sono riportate le durate angolari delle fasi della combustione per gli angoli knock safe, mentre in Figura 10.7 viene mostrato l'andamento della durata totale di combustione in funzione dell'angolo di accensione.

Durate combustione angoli knock safe					
	λ 0,75	λ 1	λ 1 s0,55 p150	λ 1 s0,35 p50	λ 1 s0,35 p150
MFB 0-10	24,4°	17,3°	28,0°	23,5°	24,4°
MFB 10-50	10,8°	10,1°	13,4°	14,1°	13,8°
MFB 50-90	11,6°	10,5°	18,0°	19,4°	17,7°
MFB 10-90	22,4°	20,6°	32,0°	33,5°	31,5°
MFB 0-90	46,7°	37,9°	59,9°	56,9°	55,9°

Tabella 10.3: durate di combustione degli angoli di accensione knock safe dei casi di studio.

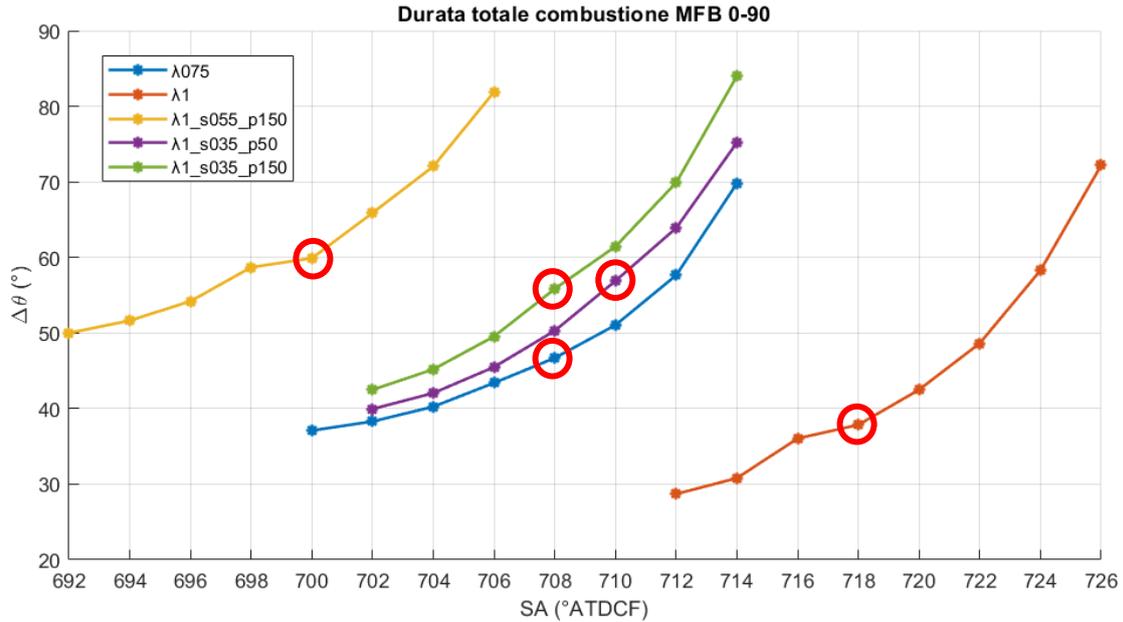


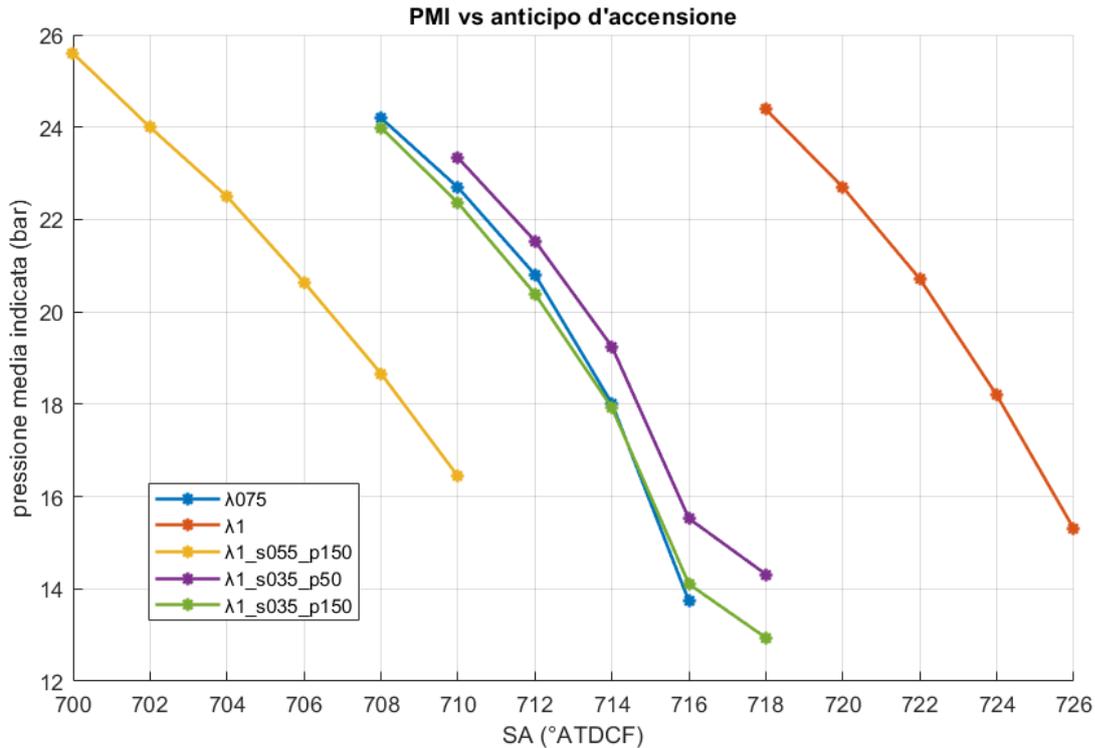
Figura 10.7: durata totale di combustione dei casi in esame. Cerchiati in rosso: angoli di accensione knock safe.

10.4 Pressione media indicata

Per valutare l'effetto utile della combustione, si valuta quale sia il lavoro raccolto dal pistone, in particolare si considera la pressione media indicata PMI , data dall'espressione

$$PMI = \frac{\int_{\theta_i}^{\theta_f} p dV}{V_c} \quad (10.1)$$

che, se calcolata su un intervallo diverso da quello di un ciclo motore, restituisce il lavoro che i gas compiono sul pistone nell'intervallo angolare scelto per unità di cilindrata. Nelle analisi svolte, si è calcolata la PMI fra gli angoli 690° e 800° di manovella, riportata in Figura 10.8 per i casi analizzati non detonanti.



PMI angoli knock safe 690 °– 800°ATDCF					
	$\lambda_{0,75}$	λ_1	$\lambda_{1_s0,55_p150}$	$\lambda_{1_s0,35_p50}$	$\lambda_{1_s0,35_p150}$
(bar)	24,2	24,4	25,6	23,3	24,0

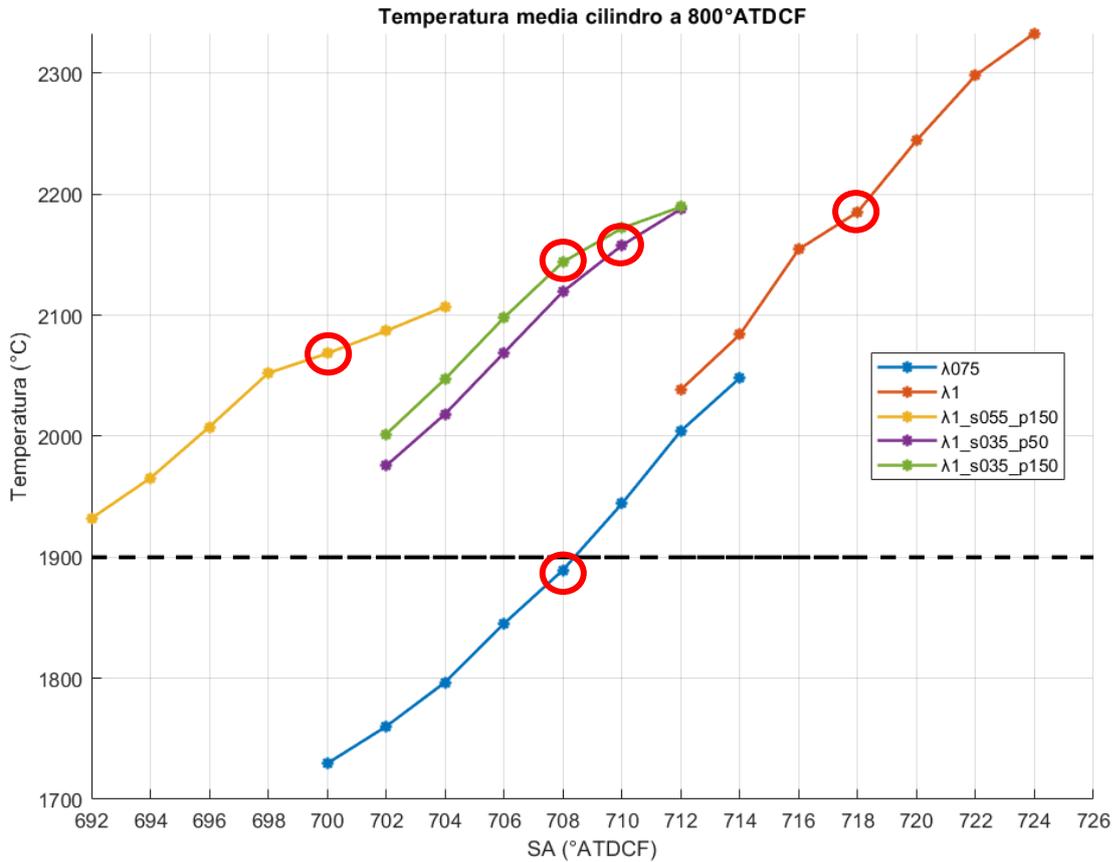
Figura 10.8: pressione media indicata calcolata fra 690° e 800° di manovella in funzione dell'angolo di accensione.

Il caso con $s=0,55$ all'angolo di accensione knock safe ha permesso di aumentare il lavoro raccolto rispetto al caso λ_1 senz'acqua di 1,2 bar di PMI: ciò è deducibile anche dall'andamento della curva di pressione mostrata in Figura 10.2, che mostra un andamento più regolare rispetto agli altri casi, senza presentare la caratteristica "doppia gobba". Da segnalare inoltre l'equivalenza delle soluzioni $\lambda_{1_s0,35_p150}$ e $\lambda_{0,75}$, mentre il caso $\lambda_{1_s0,35_p50}$ è quello che registra un valore di PMI minore.

10.5 Temperatura di scarico

L'ultima grandezza analizzata riguarda la temperatura media dei gas presenti nel cilindro a fine simulazione (800°ATDCF) riportata in Figura 10.9 per i casi analizzati. Tale grandezza è importante in quanto i componenti del motore nella linea di scarico, prima fra tutte la turbina, subiscono fortissime sollecitazioni termiche. La pratica dell'ingrassamento della miscela è stata introdotta principalmente per preservare l'integrità di questi componenti. Per avere una temperatura di circa

1000°C in ingresso in turbina, a 800°ATDCF è stata stimata una temperatura massima accettabile dei gas pari a 1900°C, in quanto mancano ancora 36° di espansione prima dell'apertura della valvola di scarico e ci sono le inevitabili perdite di calore nel condotto di aspirazione.



Temperatura media cilindro a 800°ATDCF angoli knock safe					
	λ 0,75	λ 1	λ1 s0,55 p150	λ1 s0,35 p50	λ1 s0,35 p150
(°C)	1890	2185	2068	2158	2144

Figura 10.9: Temperatura media nel cilindro a 800°ATDCF (angolo di fine simulazione). Cerchiati in rosso: angoli di accensione knock safe.

L'unico caso che soddisfa la condizione sopra esposta è il caso $\lambda 0,75$, mentre tutti gli altri sono abbondantemente sopra il limite. I casi con acqua, presentando combustioni molto lunghe, patiscono in questo frangente un'eccessiva temperatura allo scarico. Per risolvere il problema potrebbe essere necessario effettuare una post-iniezione di acqua in fase di espansione, avendo come finalità quella proprio di raffreddare i gas all'interno del cilindro.

10.6 Conclusioni

Riassumendo le analisi svolte in questo capitolo, si possono affermare le seguenti considerazioni:

- l'introduzione dell'acqua ha permesso di **aumentare l'anticipo di accensione** senza incorrere nella detonazione. Il caso λI_{s035_p150} ha fatto registrare un aumento di anticipo in condizioni knock safe di 18° rispetto al λI senz'acqua. Gli altri due casi con acqua λI_{s035_p50} e λI_{s035_p150} hanno permesso un aumento di anticipo rispettivamente di 8° e 10° rispetto al caso senz'acqua, allineandosi con il $\lambda 0,75$;
- per quanto riguarda la **velocità di combustione**, si nota una netta diminuzione nei casi con acqua rispetto ai casi di riferimento. L'angolo MFB50 per gli angoli di accensione knock safe rimane all'incirca stabile e piuttosto elevato, compreso fra $21,7^\circ$ del caso più prestazionale λI_{s055_p150} e i $27,6^\circ$ di quello meno performante λI_{s035_p50} , mentre si allungano considerevolmente le durate di combustione nella fase iniziale MFB0_10 e in quella finale MFB50_90. L'aumento di anticipo nei casi con acqua serve quindi a compensare la diminuzione di velocità di propagazione di fiamma per mantenere la fasatura della combustione stabile;
- per quanto riguarda la **pressione media indicata**, l'aumento di anticipo ha portato ad un miglior andamento delle curve di pressione all'interno del cilindro, soprattutto nel caso λI_{s055_p150} , aumentando l'effetto utile. Quest'ultimo caso rispetto al $\lambda 0,75$ in condizioni di anticipo knock safe ha un vantaggio di 1,4 bar di PMI. Il caso λI_{s035_p150} si mostra allineato al $\lambda 0,75$, mentre il caso λI_{s035_p50} paga rispetto a questo 0,9 bar di PMI;
- infine, per quanto riguarda la **temperatura dei gas** a 800°ATDCF , l'unico caso che rispetta il limite di 1900°C è il $\lambda 0,75$., mentre gli altri fanno rilevare valori molto più alti di questa soglia. Bisogna ipotizzare di introdurre una post-iniezione di acqua per ridurre le temperature di scarico e preservare l'integrità della turbina.

In definitiva, il caso che ha risposto meglio alle aspettative è stato il λI_{s055_p150} , che ha permesso di aumentare il lavoro raccolto dal pistone allontanando il pericolo di detonazione rispetto al caso di riferimento $\lambda 0,75$. Si è dimostrato inoltre che il λI non può essere una condizione di funzionamento realizzabile: le temperature di scarico sono molto elevate e non è possibile ridurle in nessun modo, visto che l'anticipo non si può aumentare a causa della detonazione. L'unico rimedio sarebbe quello di aprire la valvola wastegate del turbocompressore per allontanarsi da condizioni critiche di temperatura e pressione, a scapito però della potenza erogata. I casi λI_{s035_p150} e λI_{s035_p50} mostrano prestazioni simili, allineate al caso $\lambda 0,75$; il secondo mostra una modesta perdita di lavoro

raccolto che corrisponde ad una perdita di 0,9 bar di PMI rispetto al $\lambda 0,75$. Il problema da risolvere per tutti i casi con acqua rimane quindi la temperatura allo scarico.

11

Conclusioni

L'analisi degli effetti dell'iniezione diretta di acqua su motori GDI tramite simulazioni CFD ha permesso di studiare in maniera dettagliata alcuni aspetti importanti di questa tecnologia, altrimenti non indagabili su un motore fisico al banco prova. Lo scopo dell'iniezione d'acqua è quello di allontanare il motore da condizioni di funzionamento detonanti e di estendere il campo di utilizzo in regime di miscela stechiometrica diminuendo il consumo di carburante e minimizzando le emissioni di CO, in ottica delle future normative antiinquinamento sui cicli di omologazione RDE. I risultati pervenuti in questa attività di tesi, divisi in argomenti, sono i seguenti:

- **Fasatura di iniezione.** La scelta dell'istante di iniezione è un fattore determinante affinché questa pratica dia i benefici attesi. Iniettare troppo anticipatamente comporta un raffreddamento della carica ancora in fase di aspirazione e una mancanza di questo effetto in corrispondenza del punto morto superiore, dove effettivamente serve; al contrario iniettare troppo in ritardo non permette all'acqua di evaporare in quantità apprezzabili, lasciando nel cilindro a fine corsa di compressione residui liquidi considerevoli, inutili e molto pericolosi in ottica di contaminazione del lubrificante. È necessario quindi trovare il giusto compromesso fra queste due opposte esigenze; indicativamente, al regime di rotazione considerato (7000 rpm), è bene terminare l'iniezione prima dei 540° ATDCF.
- **Pressione di iniezione.** L'iniezione di acqua ad alta pressione permette di migliorare l'atomizzazione del getto liquido e di aumentare la portata effluente attraverso l'iniettore. Questi due aspetti combinati assieme consentono di poter iniettare quantità di acqua elevate, arrivando anche a $s=0,55$, alla fasatura ottimale e minimizzando le quantità di residui liquidi a fine corsa di compressione. Il raffreddamento in queste condizioni è molto consistente,

arrivando anche ad oltre 95°C rispetto al caso senz'acqua. L'iniezione a bassa pressione è una soluzione più economica della precedente, accettabile per quantità iniettate di acqua medio-basse ($s=0,25$ e $s=0,35$) dal punto di vista della fasatura e della massa evaporata, ma che danno raffreddamenti comunque superiori al tradizionale ingrassamento della miscela. La posizione dell'iniettore lato aspirazione, obbligata da ragioni di sollecitazioni termiche sullo stesso, introduce i getti di acqua con quantità di moto opposta al vortice di tumble. Durate di iniezione maggiori interferiscono in maniera più energica con questo moto della carica, compromettendo la successiva produzione di turbolenza. La perdita di intensità di turbolenza a 710° ATDCF rimane comunque compresa entro l'8% rispetto al caso λI senz'acqua. La presenza di acqua non influisce significativamente sulla miscelazione aria-combustibile.

- **Portata statica volumetrica dell'iniettore.** L'incremento di HFR dell'iniettore, aumentando il numero e i diametri dei fori rispetto al caso standard, accoppiato ad un sistema di iniezione a bassa pressione non ha dato particolari vantaggi, non riuscendo né a raggiungere le prestazioni del sistema di iniezione ad alta pressione, né a migliorare significativamente quelle dello stesso sistema, se non nel caso con $s=0,55$.
- **Combustione.** La presenza di acqua e un energico raffreddamento della carica nel cilindro provocano una diminuzione sensibile della velocità di fiamma e di conseguenza un aumento delle durate di combustione. Per fasare correttamente la combustione bisogna aumentare l'anticipo, operazione lecita visto il maggior margine alla detonazione. Con quantità di acqua elevate, come $s=0,55$, si riesce ad aumentare il lavoro raccolto dal pistone durante la fase di espansione rispetto ai casi senz'acqua; con quantità d'acqua medie, come $s=0,35$, ci si allinea al caso di semplice ingrassamento della miscela. Rimane il problema delle temperature allo scarico molto elevate, incompatibili con la resistenza termo-strutturale dei componenti sulla linea di scarico, come la turbina.

Le considerazioni svolte evidenziano come la tecnologia dell'iniezione di acqua possa essere assolutamente interessante per quanto riguarda l'allontanamento del rischio di detonazione, evitando di ingrassare la miscela e riuscendo nei casi più spinti ad ottenere un aumento di lavoro raccolto. Si riesce così a contenere la produzione di sostanze inquinanti come il CO e a limitare il consumo di carburante, come richiesto dalle normative antinquinamento. Per ridurre la temperatura allo scarico si può ipotizzare di adottare una post-iniezione di acqua alla fine della fase di espansione, in modo da riallinearsi ai valori di temperatura ottenuti con l'ingrassamento della miscela.

Attualmente la tecnologia di iniezione di acqua è stata messa in produzione soltanto dalla BMW, in configurazione PWI, nel modello di punta M4 GTS, con lo scopo di aumentare la potenza. Il fatto

che sia oggetto di studio di molti ricercatori e case automobilistiche dimostra però che l'interesse per questa soluzione è viva e che può avere ampissimi margini di sviluppo.

12

Bibliografia

- [1] G. Ferrari, *Motori a combustione interna*, Società Editrice Esculapio, 2016.
- [2] G. M. Bianchi, *Appunti del corso di Fluidodinamica dei Motori a Combustione Interna*, AA 2017-2018.
- [3] N. Cavina, *Appunti del corso di Motori a Combustione Interna e Propulsori Ibridi*, AA 2017-2018.
- [4] S. Falfari, G. M. Bianchi, G. Cazzoli, C. Forte e S. Negro, «Basics on water injection process for gasoline engines», *Energy Procedia*, vol. 148, pp. 50-57, 8 2018.
- [5] B. Stochino, «Valutazione delle potenzialità dell'iniezione d'acqua nei motori GDI di ultima generazione», tesi di Laurea Magistrale, Università di Bologna, 2018.
- [6] S. Falfari, G. M. Bianchi, G. Cazzoli, M. Ricci e C. Forte, «Water Injection Applicability to Gasoline Engines: Thermodynamic Analysis,» *SAE technical paper*, 4 2019.
- [7] R. Rindinella, «Analisi dell'applicazione del ciclo Miller in motori GDI tramite simulazione CFD», tesi di Laurea Magistrale, Università di Bologna, 2019.
- [8] N. Cavina, *Appunti del corso di Sperimentazione e calibrazione di motori a combustione interna*, AA 2017-2018.
- [9] P. Cincinnati, «Studio numerico dell'effetto dell'iniezione d'acqua sul rischio di detonazione di motori GDI ad alta potenza specifica», tesi di Laurea Magistrale, Università di Bologna, 2017.

