



**Politecnico
di Torino**

Politecnico di Torino

Corso di Laurea

A.a. 2023/2024

Sessione di Laurea Aprile 2024

**Simulazione monodimensionale di un
motore 2T a pistoni liberi e
ottimizzazione preliminare dei
parametri di progetto**

Relatori:

Baratta Mirko

Misul Daniela Anna

Onorati Angelo

Candidati:

Magnatta Antonio

Sommario

ABSTRACT	1
CAPITOLO 1: PANORAMICA SUI MOTORI FREE PISTON LINEAR GENERATOR (FPLG)	2
1.1 GENERALITÀ	2
1.2 CONFIGURAZIONI	4
1.3 MODELLO DINAMICO	6
1.4 CINEMATICA DEL PISTONE E PROCESSO DI COMBUSTIONE	7
1.5 CARATTERISTICHE OPERATIVE	10
1.6 SISTEMA DI CONTROLLO DEL MOTO DEL PISTONE	13
1.6.1 OBIETTIVI DEL SISTEMA DI CONTROLLO	14
1.6.2 STRUTTURA DI CONTROLLO	15
1.6.3 VARIABILI DI CONTROLLO	17
1.7 VANTAGGI E SVANTAGGI DI UN MOTORE FREE PISTON	20
1.8 ESEMPI DI APPLICAZIONE SU VEICOLI IBRIDI	22
CAPITOLO 2: STUDIO PRELIMINARE SU UN MOTORE TRADIZIONALE 2T	24
2.1 CARATTERISTICHE MOTORE	25
2.2 CONVERSIONE MOTORE: DA FREE PISTON A TRADIZIONALE.....	27
2.3 ASPIRAZIONE E SCARICO: DA LUCI A VALVOLE	29
2.4 DESCRIZIONE DEL MODELLO GASDYN	31
2.5 ANALISI RISULTATI MODELLO INIZIALE	32
2.6 ANALISI DEL PROCESSO DI LAVAGGIO	34
2.6.1 PARAMETRI DI VALUTAZIONE DELL'EFFICIENZA DEL PROCESSO DI LAVAGGIO E MODELLI DI RIFERIMENTO IDEALI.....	35
2.6.2 MODELLO 2T TRADIZIONALE GASDYN E MOTORE FREE PISTON PAPER: ANALISI DEL PROCESSO DI LAVAGGIO	41
2.7 ANALISI RISULTATI MOTORE GASDYN CON COEFFICIENTI DI EFFLUSSO NON UNITARI.....	43
2.8 ANALISI RISULTATI MOTORE GASDYN CON COEFFICIENTI DI EFFLUSSO NON UNITARI E INIEZIONE DIRETTA A VALVOLE CHIUSE	47
2.9 CONCLUSIONI.....	49
CAPITOLO 3: STUDIO E OTTIMIZZAZIONE DEI PARAMETRI DI PROGETTO DEL MOTORE 2T OMI-STEMS	52
3.1 PANORAMICA DEL MOTORE OMI-STEMS	52
3.1.1 CARATTERISTICHE DI PROGETTO	52
3.1.2 DEFINIZIONE DEL CORRISPONDENTE MODELLO TRADIZIONALE PRELIMINARE	53
3.2 STUDIO DEL MOTORE 2T TRADIZIONALE A CORSA DOPPIA	55
3.2.1 SWEEP PRESSIONE DI ASPIRAZIONE: ANALISI RISULTATI.....	55
3.2.2 SWEEP PRESSIONE DI ASPIRAZIONE E SCARICO CON ΔP COSTANTE: ANALISI RISULTATI.....	64
3.2.3 ANALISI RISULTATI A PARITÀ DI PRESSIONE DI ASPIRAZIONE	70
3.2.4 SWEEP DURATA COMBUSTIONE: ANALISI RISULTATI.....	76
3.2.5 SWEEP FASATURA COMBUSTIONE: ANALISI RISULTATI	82
3.2.6 SWEEP COMBINATO DI DURATA E FASATURA: ANALISI RISULTATI	87
3.3 STUDIO DEL MOTORE TRADIZIONALE 2T A CORSA SINGOLA	95

3.3.1	MOTORE 2T A CORSA SINGOLA: CONFRONTO TRA MODELLO CON VALVOLE E MODELLO CON LUCI	97
3.3.2	CONFRONTO TRA DIFFERENTI COEFFICIENTI DI EFFLUSSO: ANALISI RISULTATI	101
3.4	STUDIO DEL MOTORE 2T A CORSA SINGOLA IN MODALITÀ FREE PISTON	106
3.4.1	INTRODUZIONE ALLA MODELLAZIONE GASDYN	106
3.4.2	CONFRONTO TRA MOTORE FREE PISTON E TRADIZIONALE A PARITÀ DI CORSA IDEALE	108
3.4.3	CONFRONTO TRA MOTORE FREE PISTON E TRADIZIONALE A PARITÀ DI CORSA EFFETTIVA	112
3.4.4	CONFRONTO TRA CONFIGURAZIONI FREE PISTON: ANALISI RISULTATI	121
CONCLUSIONI		128

INDICE FIGURE

FIGURA 1 STRUTTURA MOTORE TRADIZIONALE E FREE PISTON	2
FIGURA 2 FASI DI UN MOTORE QUATTRO TEMPI.....	3
FIGURA 3 CONFIGURAZIONE SINGLE-CYLINDER SINGLE-PISTON	4
FIGURA 4 CONFIGURAZIONE DUAL-CYLINDER DUAL-PISTON	5
FIGURA 5 CONFIGURAZIONE OPPOSED-PISTON.....	5
FIGURA 6 DIAGRAMMA DI CORPO LIBERO DEL PISTONE IN UN MOTORE FREE PISTON	6
FIGURA 7 CONFRONTO CINEMATICO GENERICO TRA MOTORE TRADIZIONALE E FREE PISTON	8
FIGURA 8 CONFRONTO GENERICO TRA TRADIZIONALE E FREE PISTON DELLA VELOCITÀ DEL PISTONE IN FUNZIONE DELLA POSIZIONE.....	8
FIGURA 9 CONFRONTO GENERICO DELLA TEMPERATURA IN CAMERA TRA TRADIZIONALE E FREE PISTON	9
FIGURA 10 CONFRONTO GENERICO DEL RENDIMENTO INDICATO TRA TRADIZIONALE E FREE PISTON	10
FIGURA 11 RAPPRESENTAZIONE SCHEMATICA DEL MOTORE 2T FREE PISTON AD ACCENSIONE SPONATNEA.....	11
FIGURA 12 ANDAMENTO DEL RENDIMENTO IN FUNZIONE DEL RAPPORTO DI COMPRESSIONE TEORICO	11
FIGURA 13 ANDAMENTO DEL RENDIMENTO IN FUNZIONE DEL RAPPORTO DI COMPRESSIONE EFFETTIVO	12
FIGURA 14 ANDAMENTO DEL RENDIMENTO IN FUNZIONE DEL RAPPORTO DI COMPRESSIONE EFFETTIVO PER DIVERSE DURATE DI COMBUSTIONE.....	13
FIGURA 15 ANDAMENTO DEL RAPPORTO DI COMPRESSIONE IN FUNZIONE DELLA VARIAZIONE DEL TDC EFFETTIVO	14
FIGURA 16 SCHEMATIZZAZIONE DI UNA POSSIBILE STRUTTURA DI CONTROLLO PER UN MOTORE FREE PISTON	16
FIGURA 17 EFFETTI DELLA QUANTITÀ DI FUEL INIETTATO SULLA CORSA DEL PISTONE.....	18
FIGURA 18 EFFETTI DELLA VARIAZIONE DELLA TRAPPED AIR SULLA CORSA DEL PISTONE.....	18
FIGURA 19 VARIAZIONE DEL TDC EFFETTIVO IN RISPOSTA ALLA VARIAZIONE DEL FUEL INIETTATO	19
FIGURA 20 ESEMPIO DI APPLICAZIONE MODULI FPLG	22
FIGURA 21 RAPPRESENTAZIONE MOTORE 2T OPPOSED-PISTON	25
FIGURA 22 RAPPRESENTAZIONE 3D DELLA GEOMETRIA DELLE LUCI DI ASPIRAZIONE E SCARICO	26
FIGURA 23 CARATTERISTICHE GEOMETRICHE DELLA CONFIGURAZIONE OPPOSED-PISTON	28
FIGURA 24 CARATTERISTICHE GEOMETRICHE DEL MOTORE TRADIZIONALE A PISTONE SINGOLO.....	28
FIGURA 25 POSIZIONE DEL PISTONE IN FUNZIONE DELL'ANGOLO DI MANVOELLA	29
FIGURA 26 LAYOUT MODELLO GASDYN.....	31
FIGURA 27 PANNELLO GASDYN RELATIVO ALLA TIPOLOGIA DI CONTROLLO DI INIEZIONE	31
FIGURA 28 CONFRONTO PRESSIONI TRA MODELLO GASDYN E MOTORE PAPER	33
FIGURA 29 CONFRONTO TEMPERATURE TRA MODELLO GASDYN E MOTORE PAPER.....	33
FIGURA 30 DIAGRAMMA DI LAVAGGIO TEORICO	37
FIGURA 31 RAPPRESENTAZIONE SCHEMATICA DEL MODELLO DI BENSON	38
FIGURA 32 CONFIGURAZIONE CROSS SCAVENGING	39
FIGURA 33 CONFIGURAZIONE LOOP SCAVENGING	40
FIGURA 34 CONFIGURAZIONE UNIFLOW SCAVENGING	40
FIGURA 35 EFFICIENZA DELLE TRE CONFIGURAZIONI DI LAVAGGIO	41
FIGURA 36 ANDAMENTO DELLA PORTATA ASPIRATA NEL MOTORE DEL PAPER.....	42
FIGURA 37 MODELLO GASDYN E MOTORE PAPER NEL DIAGRAMMA DI LAVAGGIO	43
FIGURA 38 COEFFICIENTI DI EFFLUSSO PER IL MODELLO GASDYN	44

FIGURA 39 CONFRONTO PRESSIONI TRA MOTORE PAPER E MODELLO GASYDN CON COEFFICIENTI DI EFFLUSSO NON UNITARI.....	45
FIGURA 40 CONFRONTO TEMPERATURE TRA MOTORE PAPER E MODELLO GASYDN CON COEFFICIENTI DI EFFLUSSO NON UNITARI.....	45
FIGURA 41 MOTORE PAPER E MODELLO GASYDN (CON COEFFICIENTI DI EFFLUSSO UNITARI E NON) NEL DIAGRAMMA DI LAVAGGIO	46
FIGURA 42 PANNELLO GASYDN RELATIVO ALLA TIPOLOGIA DI CONTROLLO DI INIEZIONE	47
FIGURA 43 CONFRONTO PRESSIONI E TEMPERATURE TRA I TRE MODELLI GASYDN: COEFFICIENTI DI EFFLUSSO UNITARI, PFI E GDI (CON COEFF. DI EFFLUSSO NON UNITARI).....	49
FIGURA 44 CONFRONTO DELLE QUATTRO CONFIGURAZIONI SUL DIAGRAMMA DI LAVAGGIO	51
FIGURA 45 RAPPRESENTAZIONE SCHEMATICA DEL MOTORE OMI-STEMS	53
FIGURA 46 RAPPRESENTAZIONE SCHEMATICA DEL MOTORE A PISTONE SINGOLO CON CORSA RADDOPPIATA.....	54
FIGURA 47 LAYOUT MODELLO GASYDN.....	55
FIGURA 48 CONFRONTO PRESSIONI AL VARIARE DELLA PRESSIONE DI ASPIRAZIONE	56
FIGURA 49 PARTICOLARE DEL CONFRONTO PRESSIONI AL VARIARE DELLA PRESSIONE DI ASPIRAZIONE.....	56
FIGURA 50 CONFRONTO TEMPERATURE AL VARIARE DELLA PRESSIONE DI ASPIRAZIONE	57
FIGURA 51 CONFRONTO PORTATA IN INGRESSO E IN USCITA AL VARIARE DELLA PRESSIONE DI ASPIRAZIONE.....	58
FIGURA 52 DIAGRAMMI DI PUMPING LOOP AL VARIARE DELLA PRESSIONE D'ASPIRAZIONE	60
FIGURA 53 DIAGRAMMI DI LAVAGGIO AL VARIARE DELLA PRESSIONE DI ASPIRAZIONE	62
FIGURA 54 CONFRONTO PRESSIONI AL VARIARE DELLA PRESSIONE DI ASPIRAZIONE E DI SCARICO A PARITÀ DI ΔP	65
FIGURA 55 CONFRONTO TEMPERATURE AL VARIARE DELLA PRESSIONE DI ASPIRAZIONE E DI SCARICO A PARITÀ DI ΔP	65
FIGURA 56 CONFRONTO PORTATE IN INGRESSO E IN USCITA AL VARIARE DELLA PRESSIONE DI ASPIRAZIONE E DI SCARICO A PARITÀ DI ΔP	66
FIGURA 57 DIAGRAMMI DI PUMPING LOOP AL VARIARE DELLA PRESSIONE DI ASPIRAZIONE E DI SCARICO A PARITÀ DI ΔP	68
FIGURA 58 DIAGRAMMI DI LAVAGGIO AL VARIARE DELLA PRESSIONE DI ASPIRAZIONE E DI SCARICO A PARITÀ DI ΔP	69
FIGURA 59 CONFRONTO PRESSIONI AL VARIARE DEL GAP DI PRESSIONE TRA ASPIRAZIONE E SCARICO A PARITÀ DELLA PRESSIONE D'ASPIRAZIONE.....	71
FIGURA 60 CONFRONTO PORTATE IN INGRESSO E IN USCITA AL VARIARE DEL GAP DI PRESSIONE TRA ASPIRAZIONE E SCARICO A PARITÀ DELLA PRESSIONE D'ASPIRAZIONE	73
FIGURA 61 CONFRONTO PRESSIONI AL VARIARE DELLA DURATA DELLA COMBUSTIONE	78
FIGURA 62 PARTICOLARE DEL CONFRONTO PRESSIONI AL VARIARE DELLA DURATA DELLA COMBUSTIONE.....	78
FIGURA 63 CONFRONTO TEMPERATURE AL VARIARE DELLA DURATA DELLA COMBUSTIONE	79
FIGURA 64 ANDAMENTO DELLA FRAZIONE DI MASSA BRUCIATA AL VARIARE DELLA DURATA DELLA COMBUSTIONE	79
FIGURA 65 ANDAMENTO DEL TASSO DI RILASCIO TERMICO AL VARIARE DELLA DURATA DELLA COMBUSTIONE	80
FIGURA 66 ANDAMENTO DEL CALORE TERMICO RILASCIATO AL VARIARE DELLA DURATA DELLA COMBUSTIONE	80
FIGURA 67 CONFRONTO DELLA PORTATA IN INGRESSO E IN USCITA AL VARIARE DELLA DURATA DELLA COMBUSTIONE ...	81
FIGURA 68 CONFRONTO PRESSIONI AL VARIARE DELLA FASATURA DELLA COMBUSTIONE.....	83
FIGURA 69 CONFRONTO TEMPERATURE AL VARIARE DELLA FASATURA DELLA COMBUSTIONE	83
FIGURA 70 CONFRONTO PORTATA IN INGRESSO E IN USCITA AL VARIARE DELLA FASATURA DELLA COMBUSTIONE	84
FIGURA 73 ANDAMENTO DEL RILASCIO TERMICO AL VARIARE DELLA FASATURA DELLA COMBUSTIONE.....	85
FIGURA 71 ANDAMENTO DELLA FRAZIONE DI MASSA BRUCIATA AL VARIARE DELLA FASATURA DELLA COMBUSTIONE.....	85
FIGURA 72 ANDAMENTO DEL TASSO DI RILASCIO TERMICO AL VARIARE DELLA FASATURA DELLA COMBUSTIONE.....	85
FIGURA 74 CONFRONTO PRESSIONI AL VARIARE DELLA DURATA E DELLA FASATURA DELLA COMBUSTIONE.....	88

FIGURA 75 PARTICOLARE CONFRONTO PRESSIONI AL VARIARE DELLA DURATA E DELLA FASATURA DELLA COMBUSTIONE	89
FIGURA 76 CONFRONTO TEMPERATURE AL VARIARE DELLA DURATA E DELLA FASATURA DELLA COMBUSTIONE	89
FIGURA 77 CONFRONTO PORTATA IN INGRESSO E IN USCITA AL VARIARE DELLA DURATA E DELLA FASATURA DELLA COMBUSTIONE	90
FIGURA 80 ANDAMENTO DEL CALORE TERMICO RILASCIATO AL VARIARE DELLA DURATA E DELLA FASATURA DELLA COMBUSTIONE	91
FIGURA 78 ANDAMENTO DEL TASSO DI RILASCIO TERMICO AL VARIARE DELLA DURATA E DELLA FASATURA DELLA COMBUSTIONE	91
FIGURA 79 ANDAMENTO DELLA FRAZIONE DI MASSA BRUCIATA AL VARIARE DELLA DURATA E DELLA FASATURA DELLA COMBUSTIONE	91
FIGURA 81 CONFRONTO DEL BSFC AL VARIARE DELLA DURATA E DELLA FASATURA DELLA COMBUSTIONE	93
FIGURA 82 CONFRONTO DELLA POTENZA INDICATA AL VARIARE DELLA DURATA E DELLA FASATURA DELLA COMBUSTIONE	93
FIGURA 83 RAPPRESENTAZIONE SCHEMATICA DEL MOTORE OMI-STEMS	96
FIGURA 84 CONFRONTO DEGLI ANDAMENTI DI PRESSIONE, TEMPERATURA, PORTATA IN INGRESSO E IN USCITA TRA IL MODELLO CON VALVOLE E IL MODELLO CON LUCI (1500 RPM).....	98
FIGURA 85 CONFRONTO DEGLI ANDAMENTI DI PRESSIONE, TEMPERATURA, PORTATA IN INGRESSO E IN USCITA TRA IL MODELLO CON VALVOLE E IL MODELLO CON LUCI (1800 RPM).....	99
FIGURA 86 CONFRONTO DEGLI ANDAMENTI DI PRESSIONE, TEMPERATURA, PORTATA IN INGRESSO E IN USCITA TRA IL MODELLO CON VALVOLE E IL MODELLO CON LUCI (2160 RPM).....	100
FIGURA 87 ANDAMENTO COEFFICIENTI DI EFFLUSSO IN FUNZIONE DELL'APERTURA LUCE (OPZIONE A)	102
FIGURA 88 ANDAMENTO COEFFICIENTI DI EFFLUSSO IN FUNZIONE DELL'APERTURA LUCE (OPZIONE B).....	102
FIGURA 89 ANDAMENTO COEFFICIENTI DI EFFLUSSO IN FUNZIONE DELL'APERTURA LUCE (OPZIONE C).....	102
FIGURA 90 CONFRONTO ANDAMENTI DI PRESSIONE, TEMPERATURA, PORTATA IN INGRESSO E IN USCITA TRA LE TRE OPZIONI DI COEFFICIENTI DI EFFLUSSO	103
FIGURA 91 DIAGRAMMI DI LAVAGGIO RELATIVI ALL'OPZIONE A)	105
FIGURA 92 DIAGRAMMI DI LAVAGGIO RELATIVI ALL'OPZIONE B)	105
FIGURA 93 DIAGRAMMI DI LAVAGGIO RELATIVI ALL'OPZIONE C).....	105
FIGURA 94 PANNELLO GASYDN PER LA GESTIONE DELLA CONFIGURAZIONE FREE PISTON.....	107
FIGURA 95 CONFRONTO CINEMATICO TRA IL MOTORE FREE PISTON E IL MOTORE TRADIZIONALE CON CORSA IDEALE ..	110
FIGURA 96 CONFRONTO PRESSIONI TRA IL MOTORE FREE PISTON E IL MOTORE TRADIZIONALE CON CORSA IDEALE	111
FIGURA 97 RAPPRESENTAZIONE SCHEMATICA DELLA CINEMATICA DEL PISTONE NELLA CONFIGURAZIONE FREE PISTON	113
FIGURA 98 CONFRONTO CINEMATICO TRA IL MOTORE FREE PISTON E IL MOTORE TRADIZIONALE CON CORSA PARI A QUELLA EFFETTIVA DEL FREE PISTON.....	114
FIGURA 99 ANDAMENTO DELLA VELOCITÀ IN FUNZIONE DELLA POSIZIONE DEL PISTONE	115
FIGURA 100 CONFRONTO PRESSIONI TRA IL MOTORE FREE PISTON E IL MOTORE TRADIZIONALE CON CORSA PARI A QUELLA EFFETTIVA DEL FREE PISTON.....	115
FIGURA 101 CONFRONTO TEMPERATURE TRA IL MOTORE FREE PISTON E IL MOTORE TRADIZIONALE CON CORSA PARI A QUELLA EFFETTIVA DEL FREE PISTON.....	116
FIGURA 102 CONFRONTO CICLO INDICATO TRA IL MOTORE FREE PISTON E IL MOTORE TRADIZIONALE CON CORSA PARI A QUELLA EFFETTIVA DEL FREE PISTON.....	116

FIGURA 103 DIAGRAMMI DI LAVAGGIO PER IL MOTORE FREE PISTON E IL MOTORE TRADIZIONALE CON CORSA PARI A QUELLA EFFETTIVA DEL FREE PISTON.....	118
FIGURA 104 CONFRONTO CINEMATICO TRA DUE CONFIGURAZIONI FREE PISTON AL VARIARE DELL'IGNITION POSITION ..	122
FIGURA 105 CONFRONTO ANDAMENTO DELLA VELOCITÀ IN FUNZIONE DELLA POSIZIONE DEL PISTONE AL VARIARE DELL'IGNITION POSITION	123
FIGURA 106 CONFRONTO PRESSIONI TRA DUE CONFIGURAZIONI FREE PISTON AL VARIARE DELL'IGNITION POSITION ..	124
FIGURA 107 CONFRONTO CICLO INDICATO TRA DUE CONFIGURAZIONI FREE PISTON AL VARIARE DELL'IGNITION POSITION	124
FIGURA 108 CONFRONTO DIAGRAMMI DI LAVAGGIO TRA DUE CONFIGURAZIONI FREE PISTON AL VARIARE DELL'IGNITION POSITION	126

INDICE TABELLE

TABELLA 1 DATI MOTORE 2T PAPER.....	26
TABELLA 2 DATI DELLA CONFIGURAZIONE A PISTONE SINGOLO CON CORSA RADDOPPIATA.....	27
TABELLA 3 CONFRONTO RISULTATI TRA MODELLO GASYDN E MOTORE PAPER.....	34
TABELLA 4 CONFRONTO TRA MODELLO GASYDN E MOTORE PAPER SULLE QUANTITÀ COINVOLTE NEL PROCESSO DI LAVAGGIO	42
TABELLA 5 CONFRONTO RISULTATI NUMERICI TRA MOTORE PAPER E MODELLO GASYDN CON COEFFICIENTI DI EFFLUSSO NON UNITARI	45
TABELLA 6 CONFRONTO RISULTATI NUMERICI TRA MOTORE PAPER E MODELLO GASYDN PFI E GDI (CON COEFFICIENTI DI EFFLUSSO NON UNITARI)	48
TABELLA 7 CONFRONTO RISULTATI NUMERICI TRA I TRE MODELLI GASYDN: COEFFICIENTI DI EFFLUSSO UNITARI, PFI E GDI (CON COEFF. DI EFFLUSSO NON UNITARI)	50
TABELLA 8 DATI MOTORE OMI-STEMS	53
TABELLA 9 CONFRONTO RISULTATI NUMERICI RELATIVI AL PROCESSO DI LAVAGGIO AL VARIARE DELLA PRESSIONE D'ASPIRAZIONE.....	62
TABELLA 10 CONFRONTO RISULTATI NUMERICI AL VARIARE DELLA PRESSIONE D'ASPIRAZIONE.....	63
TABELLA 11 CONFRONTO RISULTATI NUMERICI RELATIVI AL PROCESSO DI LAVAGGIO AL VARIARE DELLA PRESSIONE D'ASPIRAZIONE E DI SCARICO A PARITÀ DI ΔP	69
TABELLA 12 CONFRONTO RISULTATI NUMERICI AL VARIARE DELLA PRESSIONE D'ASPIRAZIONE E DI SCARICO A PARITÀ DI ΔP	70
TABELLA 13 CONFRONTO RISULTATI NUMERICI AL VARIARE DEL GAP DI PRESSIONE TRA ASPIRAZIONE E SCARICO A PARITÀ DELLA PRESSIONE D'ASPIRAZIONE (1.20 BAR)	74
TABELLA 14 CONFRONTO RISULTATI NUMERICI AL VARIARE DEL GAP DI PRESSIONE TRA ASPIRAZIONE E SCARICO A PARITÀ DELLA PRESSIONE D'ASPIRAZIONE (1.25 BAR)	75
TABELLA 15 CONFRONTO RISULTATI NUMERICI AL VARIARE DEL GAP DI PRESSIONE TRA ASPIRAZIONE E SCARICO A PARITÀ DELLA PRESSIONE D'ASPIRAZIONE (1.35 BAR)	75
TABELLA 16 CONFRONTO RISULTATI NUMERICI AL VARIARE DELLA DURATA DELLA COMBUSTIONE.....	81
TABELLA 17 CONFRONTO RISULTATI NUMERICI AL VARIARE DELLA FASATURA DELLA COMBUSTIONE	86
TABELLA 18 DATI MOTORE OMI-STEMS	95
TABELLA 19 CONFRONTO RISULTATI NUMERICI TRA IL MOTORE FREE PISTON E IL MOTORE TRADIZIONALE CO CORSA IDEALE	111
TABELLA 20 RISULTATI NUMERICI RELATIVI ALLA CINEMATICA DEL PISTONE NELLA CONFIGURAZIONE FREE PISTON	113
TABELLA 21 CONFRONTO RISULTATI NUMERICI RELATIVI AL PROCESSO DI LAVAGGIO PER IL MOTORE FREE PISTON E IL MOTORE TRADIZIONALE CON CORSA PARI A QUELLA EFFETTIVA DEL FREE PISTON	118
TABELLA 22 CONFRONTO RISULTATI NUMERICI PER IL MOTORE FREE PISTON E IL MOTORE TRADIZIONALE CON CORSA PARI A QUELLA EFFETTIVA DEL FREE PISTON	119
TABELLA 23 CONFRONTO RISULTATI NUMERICI RELATIVI AL PROCESSO DI LAVAGGIO TRA DUE CONFIGURAZIONI FREE PISTON AL VARIARE DELL'IGNITION POSITION.....	126
TABELLA 24 CONFRONTO RISULTATI NUMERICI TRA DUE CONFIGURAZIONI FREE PISTON AL VARIARE DELL'IGNITION POSITION	127

ABSTRACT

Negli ultimi anni una buona parte degli studi e delle ricerche nel settore motoristico sta concentrando le sue risorse verso un miglioramento dell'efficienza dei sistemi di propulsione finalizzato ad una riduzione di consumi e di emissioni di inquinanti. È proprio in tale contesto che si è sviluppato un forte interesse verso tipologie di propulsione alternative, ad esempio: utilizzo di bio-combustibili, creazione di motori ibridi o puramente elettrici. Nell'attuale periodo storico si sta spingendo in particolare in quest'ultima direzione, ma non si possono trascurare le problematiche legate a tale tipologia di motori: le difficoltà di stoccaggio dell'energia, lo smaltimento delle batterie stesse, l'autonomia limitata e le lunghe ricariche che potrebbero creare disagi ai guidatori. Bisogna precisare, inoltre, che le emissioni complessive da valutare non sono solo quelle del veicolo in senso stretto (TTW: Tank to Wheel – “Dal serbatoio alle ruote”), ma c'è da considerare un ulteriore contributo (WTT: Well to Tank – “Dal pozzo al serbatoio”), che comprende le emissioni prodotte per generare il vettore energetico. A tal proposito si può dire che, poiché il processo di generazione di energia elettrica è ancora fortemente carbonizzato, i livelli quantitativi di emissioni totali sono molto simili. Tali criticità, unite al fatto che la trazione elettrica è molto meno sviluppata per i veicoli pesanti e per il trasporto aereo e marittimo, ha indirizzato studiosi e ricercatori del settore verso nuove possibili soluzioni alternative: una di queste è rappresentata proprio dai motori Free Piston Linear Generator (FPLG), su cui ci si concentrerà in tale elaborato. In particolare, esso sarà diviso in tre sezioni: una presentazione teorica e generale dei motori Free Piston, in cui saranno delineate le caratteristiche costruttive, di funzionamento e i pro e contro che hanno determinato un interesse crescente; uno studio, tramite la realizzazione di un modello Gasdyn (codice di termofluidodinamica monodimensionale), su un motore tradizionale 2 tempi derivante dalla conversione di un motore Free Piston; infine, un'analisi su un vero e proprio motore Free Piston le cui caratteristiche sono state fornite come dati input da OMI (società di Ingegneria e prototipazione operante nel settore automotive avente sede a Milano-MI) e per il quale sarà realizzato un secondo modello Gasdyn. L'obiettivo dell'elaborato, dopo aver dato un'inquadratura generale di questa nuova tipologia di propulsione e dopo aver verificato nel secondo capitolo l'affidabilità del codice di calcolo nel realizzare modelli di motori a due tempi, sarà quello di fornire un modello del motore OMI consistente e coerente in proiezione delle applicazioni e studi futuri ai quali andrà incontro (quali l'utilizzo di miscele di combustibili meno impattanti dal punto di vista delle emissioni di inquinanti, come quelle di metano e idrogeno).

CAPITOLO 1: PANORAMICA SUI MOTORI FREE PISTON LINEAR GENERATOR (FPLG)

1.1 GENERALITÀ

Con l'espressione "free piston engine" si intende una categoria di motori in cui il moto del pistone durante le corse del ciclo motore non è determinato dal manovellismo presente nei motori tradizionali, ma solamente dalle interazioni tra il gas e le forze di carico che agiscono sul pistone stesso. Tale differenza strutturale è visibile in Figura 1. Si parla per questo di pistone "libero", cioè non vincolato cinematicamente. L'architettura di questi motori prevede, dunque, la presenza necessaria di una "camera di rimbalzo" (generalmente riempita con aria o miscele di gas) che è in contrapposizione di fase rispetto alla "camera di combustione" (indicata in Figura 1b semplicemente con "Cylinder"): durante la corsa di espansione del pistone, la miscela presente nella camera di rimbalzo viene compressa e sarà dunque responsabile del ritorno del pistone, ovvero della successiva corsa di compressione nella camera di combustione. Si realizza così il meccanismo di "molla a gas" su cui si basa il funzionamento di questa tipologia di motori.

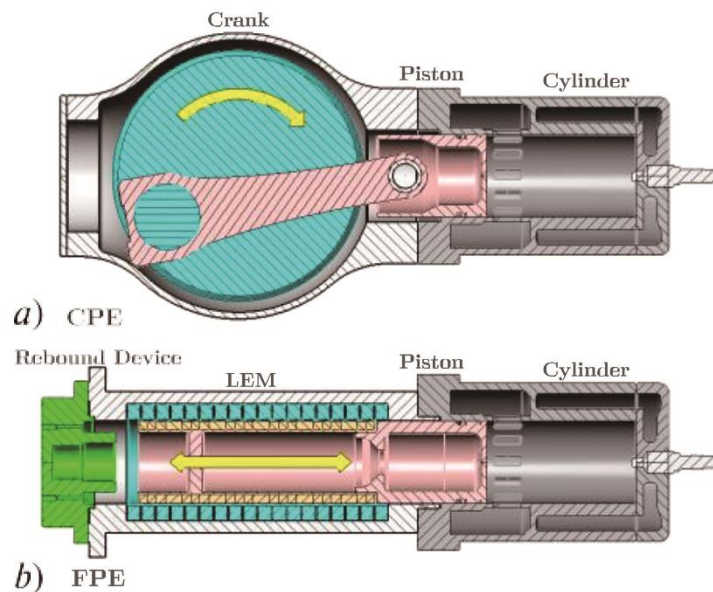


Figura 1 Struttura motore tradizionale e Free piston

Inoltre, a causa dell'assenza del manovellismo, anche per la corsa di espansione è necessaria una "spinta" sul pistone: tale funzione è svolta dal processo di combustione. Questo spiega anche l'esigenza di realizzare motori free piston a due tempi: in un motore a quattro tempi, il cui funzionamento è riprodotto in figura 2, al termine della fase di scarico

forzato il pistone rimarrebbe fermo al PMS non essendoci un meccanismo biella-manovella che regoli il suo moto alternato. Il processo di combustione serve dunque ad ogni coppia di corse del pistone e ciò non sussiste in un motore a quattro tempi.

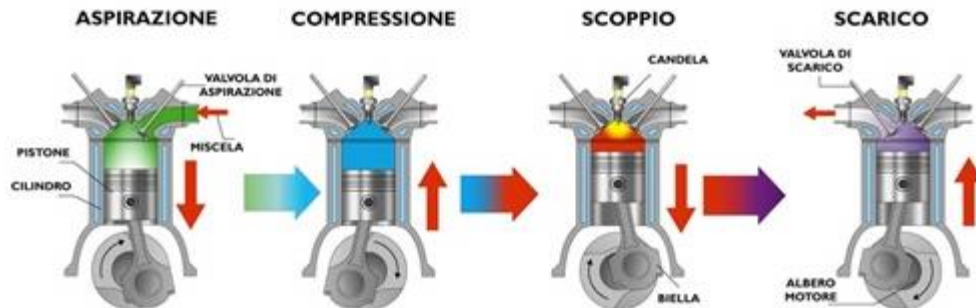


Figura 2 Fasi di un motore quattro tempi

Il motore a pistone libero richiede la presenza di un carico per convertire l'energia cinetica del pistone in potenza utile.

Gli studi su questa tipologia di motori iniziarono nel 1922 con Raul Pateras Pescara, inventore-imprenditore-aviatore argentino, considerato il capostipite dei motori Free Piston, che, nel corso degli anni seguenti, furono integrati con diverse tipologie di carico: compressori d'aria, pompe idrauliche, generatori elettrici. Quest'ultimi risultano essere la soluzione migliore per motivi di leggerezza, compattezza ed efficienza nella conversione energetica. Si spiega, dunque, l'espressione "Free Piston Linear Generator": la presenza dell'albero motore è sostituita da un generatore lineare che converte l'energia cinetica, che possiede il pistone durante il suo moto lineare, in energia elettrica utile ad alimentare il pacco batteria di motori ibridi. Oltre ad un'elevata efficienza di conversione energetica, i generatori lineari devono soddisfare anche severi requisiti meccanici essendo accoppiati direttamente al motore ed essendo, quindi, esposti ad elevate accelerazioni del pistone dovute ai notevoli gradienti di pressione derivanti dalle velocità di combustione del carburante^[1].

1.2 CONFIGURAZIONI

I motori FPLG possono essere realizzati in tre differenti configurazioni ^[1]:

- Single-cylinder single-piston

È la configurazione più semplice che prevede principalmente tre componenti: camera di combustione, camera di rimbalzo e generatore lineare (Figura 3). Tra i suoi punti di forza c'è sicuramente un design elementare e compatto, è facile da controllare e permette di regolare la lunghezza della corsa e quindi il rapporto di compressione. Bisogna però considerare un basso rapporto Potenza/Peso.

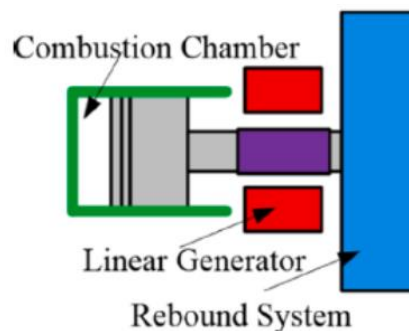


Figura 3 Configurazione single-cylinder single-piston

- Dual-cylinder dual-piston

La caratteristica che lo distingue dagli altri due è la mancanza di un dispositivo di rimbalzo (Figura 4). Grazie alla presenza della doppia camera di combustione il “rebound system” diventa superfluo: infatti, alternativamente, in una delle due camere (quella in cui è appena avvenuta la combustione) il pistone compie la corsa di espansione spingendo quello dell'altra camera, vincolato rigidamente al primo, a comprimere la miscela presente. A questo punto può avvenire la combustione anche nell'altra camera riproducendo, così, il meccanismo della “molla a gas” e, di fatto, sostituendo a pieno la funzione della camera di rimbalzo.

Questa seconda configurazione è, seppur diversa dalla prima, comunque compatta e relativamente semplice; è caratterizzata da una maggiore frequenza di lavoro e da un elevato rapporto Potenza/Peso. Tuttavia, il controllo del moto del pistone è ancora più complicato: il dispositivo di rimbalzo, infatti, che qui è assente, offre l'opportunità di controllare la quantità di energia immessa durante il processo di compressione e di regolare, approssimativamente, la lunghezza della corsa. In questo caso, invece, in

entrambe le corse (sia quella di espansione che di compressione) la cinematica del pistone è affidata al processo di combustione che avviene in una o nell'altra camera.

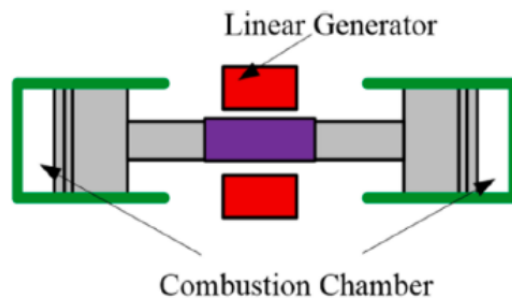


Figura 4 Configurazione Dual-cylinder Dual-piston

- Opposed-piston

Questa è la configurazione presentata dai motori free piston studiati nei capitoli II e III. Come è rappresentato in figura 5, in questo caso si ha un set doppio dei componenti principali: due generatori lineari, due dispositivi di rimbalzo e due pistoni contrapposti che delimitano l'unica camera di combustione. La struttura chiaramente è più complessa ed ingombrante delle altre e necessita di una sincronizzazione del moto dei pistoni. Tuttavia, presenta un bilanciamento intrinseco, vibrazioni quasi inesistenti e una notevole riduzione delle perdite per trasferimento di calore dovuta all'assenza della testata e alla presenza di una sola camera di combustione.

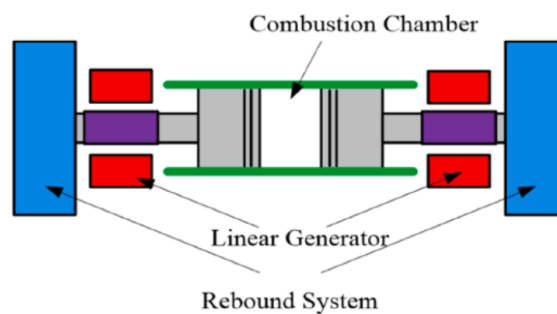


Figura 5 Configurazione Opposed-Piston

1.3 MODELLO DINAMICO

Come già spiegato nel paragrafo 1.1 il moto del pistone è dipendente esclusivamente dalle interazioni tra i gas e le forze che agiscono su di esso. Per comprendere più dettagliatamente il principio di funzionamento di un motore free piston è importante descrivere brevemente il modello dinamico che lo caratterizza.

Per semplificare la trattazione ci si può avvalere della Figura 6 in cui sono schematizzate le forze che normalmente agiscono sul pistone in movimento. Il diagramma è valido per tutte le tre architetture precedentemente descritte a patto di considerare nulle, di volta in volta, le forze che non sono di interesse per la configurazione in esame. Per conferire allo schema maggior generalità, si è scelto di considerare la struttura della configurazione “dual-cylinder dual-piston”.

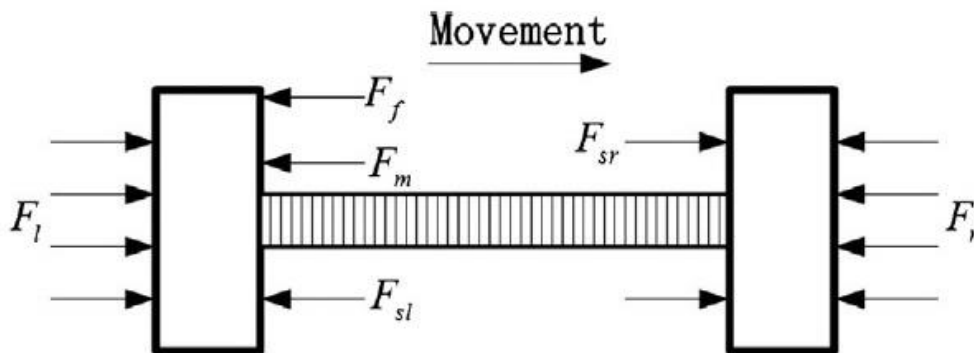


Figura 6 Diagramma di corpo libero del pistone in un motore Free piston

Applicando, quindi, la seconda legge della dinamica si ricava la seguente equazione ^{[2][10]}:

$$\vec{F}_l + \vec{F}_r + \vec{F}_{sr} + \vec{F}_{sl} + \vec{F}_m + \vec{F}_f = m \frac{d^2 x}{dt^2}$$

dove:

- m è la massa in movimento del gruppo pistone;
- x è lo spostamento del pistone;
- \vec{F}_l e \vec{F}_r sono le forze provenienti rispettivamente dagli eventuali cilindri sinistro e destro esprimibili come: $F_r = p_r \cdot A$ e $F_l = p_l \cdot A$ con p_r e p_l indicanti le pressioni dei rispettivi cilindri e A la superficie del pistone. La differenza di pressione tra i cilindri dipende da due fattori: il rilascio di calore (l'energia chimica rilasciata dal combustibile e dipendente dal tempo) e la variazione di volume (causata dal moto del pistone – tale

contributo è esprimibile come un valore di pressione ottenuto imponendo la politropicità del processo all'interno del free piston);

- \vec{F}_{sr} e \vec{F}_{sl} sono le forze dovute all' "effetto molla" ottenuto dai gas presenti nella camera/e di rimbalzo;
- \vec{F}_m è la forza elettromagnetica del generatore lineare;
- \vec{F}_f è la forza di attrito. In un motore tradizionale la forza di attrito è ripartita come segue: per il 50% è dovuta al gruppo pistone, per il 25% al gruppo valvole, per il 15% ad altri accessori e per il 10% ai cuscinetti dell'albero motore. Per come è stata definita la struttura di un motore free piston, è chiaro che l'assenza di alcuni componenti consente di ridurre le sorgenti di attrito e dunque di perdita del motore. In un FPLG engine, infatti, le forze di attrito sono legate esclusivamente alla macchina elettrica lineare (a causa del contatto tra motore e statore) e al contatto tra le fasce elastiche e le pareti del cilindro.

1.4 CINEMATICA DEL PISTONE E PROCESSO DI COMBUSTIONE

Come spiegato finora, un motore free piston è caratterizzato dall'assenza del manovellismo che invece, in un motore tradizionale, regolerebbe il moto del pistone. In questa configurazione due sono i fattori che influiscono sul suo moto alternato: l'energia immagazzinata nella camera di rimbalzo e il processo di combustione. Quest'ultimo, in particolare, è strettamente legato alla cinematica del pistone e i due aspetti si influenzano a vicenda. Per comprendere meglio tale relazione si può considerare un confronto qualitativo tra un motore tradizionale e un free piston con le medesime caratteristiche geometriche ^[1]. A tal proposito si riportano di seguito gli andamenti della posizione istantanea dello stantuffo, della sua velocità e della sua accelerazione per un motore dotato di manovellismo (curva tratteggiata) e uno in cui è assente (curva continua).

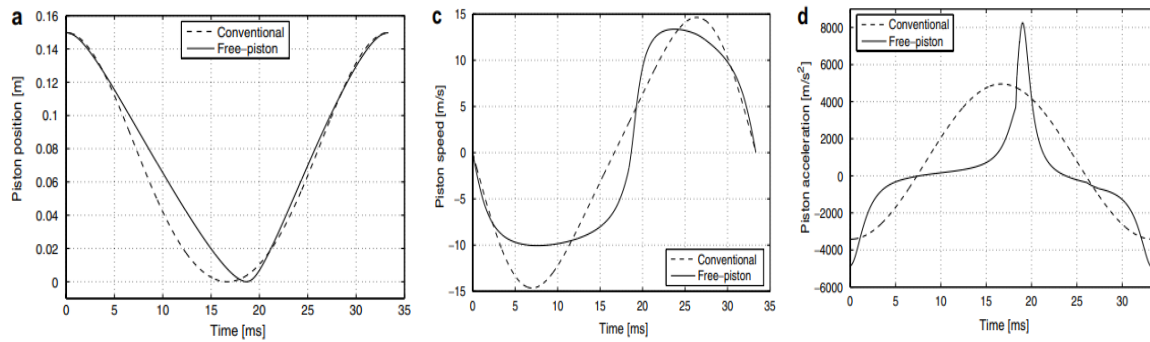


Figura 7 Confronto cinematico generico tra motore tradizionale e Free piston

Dal primo grafico a sinistra, in cui è riportata la posizione del pistone rispetto al PMS ($x=0m$), si può osservare come esso trascorra meno tempo al PMS rispetto ad un motore convenzionale. Anche l'andamento della velocità è differente: in un motore free piston la velocità dello stantuffo è minore rispetto a quella di uno guidato dal manovellismo, tranne che in prossimità dei punti morti e durante la corsa di espansione; questa differenza è meglio rappresentata nella figura seguente [7]:

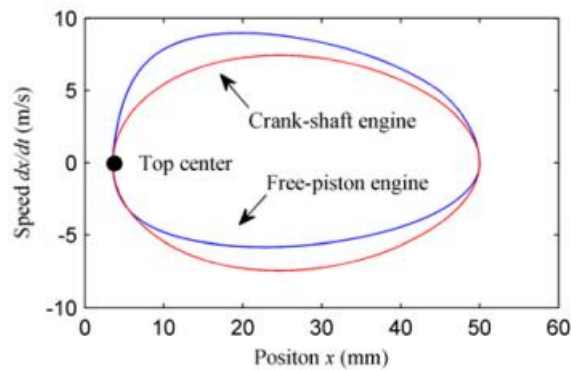


Figura 8 Confronto generico tra tradizionale e free piston della velocità del pistone in funzione della posizione

L'accelerazione (terzo grafico di Figura 7) mostra un andamento differente: subito dopo la combustione il moto libero del pistone permette un'accelerazione superiore di circa il 60% rispetto a quella del motore convenzionale.

Come anticipato, questa cinematica particolare da un lato è determinata dal processo di combustione, dall'altro è diretta responsabile di alcuni elementi che lo distinguono da quello di un motore tradizionale.

In particolare: la maggiore velocità del pistone in prossimità dei punti morti comporta una maggiore velocità dell'aria; di conseguenza aumenta il livello di turbolenza e viene

facilitata la miscelazione aria-combustibile: ciò ha un effetto positivo sulla qualità della combustione, sulla velocità di propagazione del fronte di fiamma e, quindi, sulla velocità di reazione.

Un altro aspetto da considerare è la maggiore velocità del pistone a seguito della combustione che permette una fase di espansione più rapida. Questo ha delle conseguenze dirette sulla temperatura dei gas combusti e, dunque, sul trasferimento di calore. Uno studio qualitativo sulle differenze termiche tra motore convenzionale e free piston è riportato in Figura 9^[1].

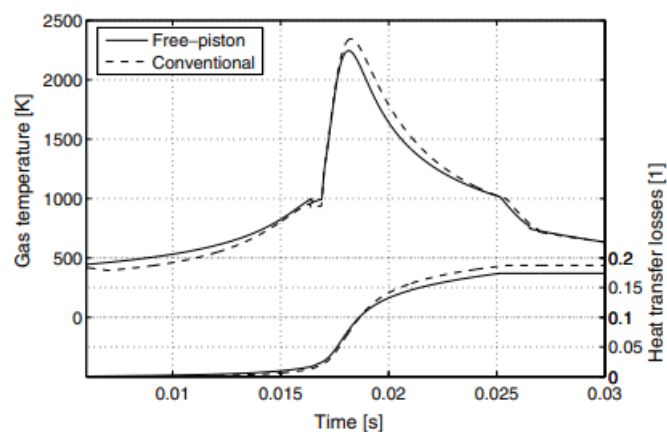


Figura 9 Confronto generico della temperatura in camera tra tradizionale e Free piston

L'espansione più rapida spiega l'abbassamento della temperatura dei gas post-combustione rispetto a quella di un motore tradizionale; inoltre da un lato riduce il tempo a disposizione di tutte quelle reazioni chimiche responsabili delle emissioni di inquinanti (formazione di NOx), dall'altro influisce sul trasferimento di calore: è vero che la maggior velocità dei gas combusti comporta un incremento del trasferimento di calore, ma bisogna considerare sia la riduzione del tempo disponibile per il trasferimento stesso, sia le T dei gas combusti generalmente più basse come spiegato precedentemente (effetti prevalenti).

La temperatura di picco inferiore, a cui corrisponde una pressione di picco altrettanto più bassa, è dovuta, invece, al fatto che il pistone di un FPLG trascorre meno tempo al PMS (dove le T e le p sono più alte).

Si può concludere, dunque, dicendo che il processo di combustione di un motore free piston è, in generale, più efficiente e meno dannoso (a livello di emissioni di NOx) rispetto a quello di un motore convenzionale (Figura 10). La differenza di rendimento è

dovuta, oltre alle suddette minori perdite per trasferimento di calore, anche a perdite di natura meccaniche drasticamente inferiori per via dell'assenza degli organi meccanici tipici di un motore tradizionale (biella, manovella) e sedi di attrito.

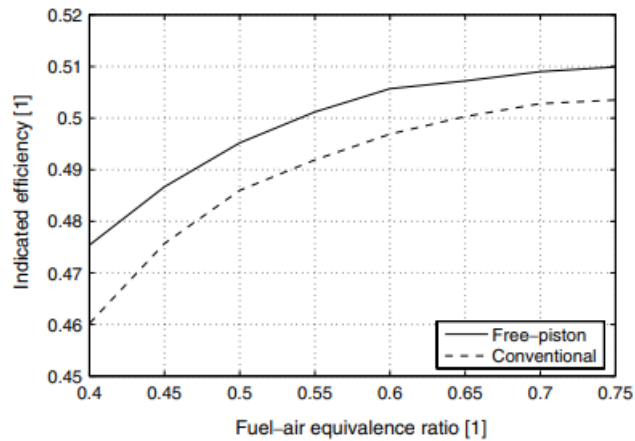


Figura 10 Confronto generico del rendimento indicato tra tradizionale e free piston

1.5 CARATTERISTICHE OPERATIVE

È evidente, dunque, che l'eliminazione dell'albero motore e di tutto il manovellismo sia responsabile delle caratteristiche operative di un motore free piston. La definizione dei parametri operativi e progettuali, pertanto, diventa molto più complessa considerata la loro elevata interconnessione e variabilità venendo a mancare un meccanismo cinematicamente rigido che, una volta definito e realizzato, influisca pesantemente sul resto dei parametri. Per fare un primo esempio che spieghi tale complessità si può far riferimento alla massa in movimento: un suo aumento, a parità delle altre condizioni, non comporterà solo una riduzione del regime di moto, ma avrà delle conseguenze sulla lunghezza della corsa, che, a sua volta, influenzerà il rapporto di compressione, il processo di lavaggio e così via.

È opportuno quindi analizzare come la capacità di poter variare la corsa (e quindi il rapporto di compressione) possa influire sulle prestazioni di un motore free piston. A tal proposito si possono considerare come riferimento i risultati ottenuti dal seguente modello di motore a due tempi free piston ad accensione spontanea ^[3]:

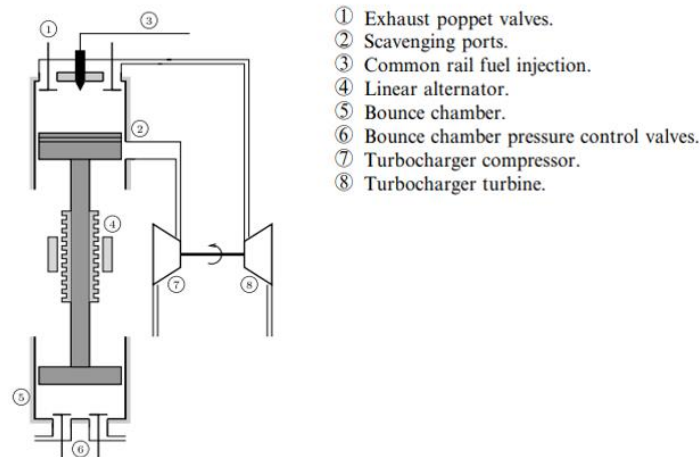


Figura 11 Rappresentazione schematica del motore 2T free piston ad accensione sponatnea

Sono riportati di seguito alcuni andamenti che mettono in luce l'influenza del rapporto di compressione, della corsa variabile e del tasso di combustione del carburante sull'efficienza del motore.

Il rapporto di compressione (RC) può essere modificato mentre il motore è in funzione, ma resta comunque necessario definirne uno nominale in fase di progettazione. L'importanza di tale parametro definito a monte è spiegata in Figura 12:

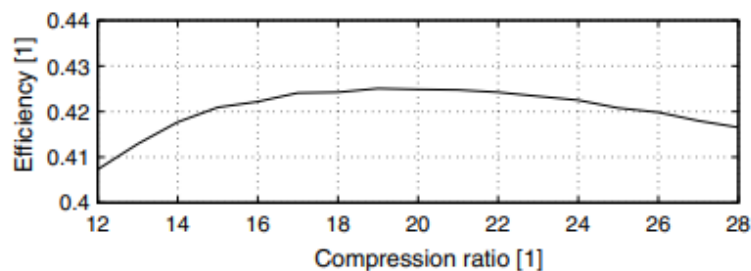


Figura 12 Andamento del rendimento in funzione del rapporto di compressione teorico

È vero che un RC nominale più elevato determina un maggior rendimento teorico del ciclo; bisogna però considerare che comporta anche livelli superiori di pressione e temperatura all'interno della camera incrementando le perdite per trasferimento di calore e le sollecitazioni meccaniche: questo spiega l'abbassamento dell'efficienza a partire da un certo valore del RC.

L'influenza della variabilità della corsa, strettamente collegata alla variazione del RC, è rappresentata in Figura 13, dove è riportato il rendimento del motore in funzione del rapporto di compressione effettivo, ovvero quello che si raggiunge durante il funzionamento.

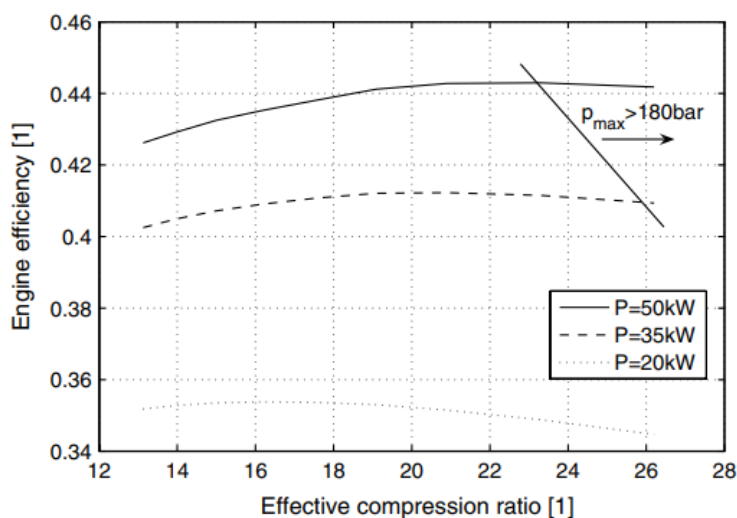


Figura 13 Andamento del rendimento in funzione del rapporto di compressione effettivo

Si può osservare come il rapporto di compressione che consente di ottenere l'efficienza massima vari significativamente poco al variare del carico rappresentato dalle tre curve di potenza. Inoltre, ai carichi più elevati (P=50kW) si ha un leggero miglioramento del rendimento con l'aumento del rapporto di compressione, ma, in questi casi, è necessario limitare la pressione di picco raggiunta in camera per non sollecitare meccanicamente i componenti in modo eccessivo.

La preziosa potenzialità di modificare il rapporto di compressione rende il motore free piston particolarmente adatto a prestarsi ai differenti tipi di combustibili; in Figura 14 è mostrato come il tasso di combustione del carburante possa influire sull'efficienza del motore.

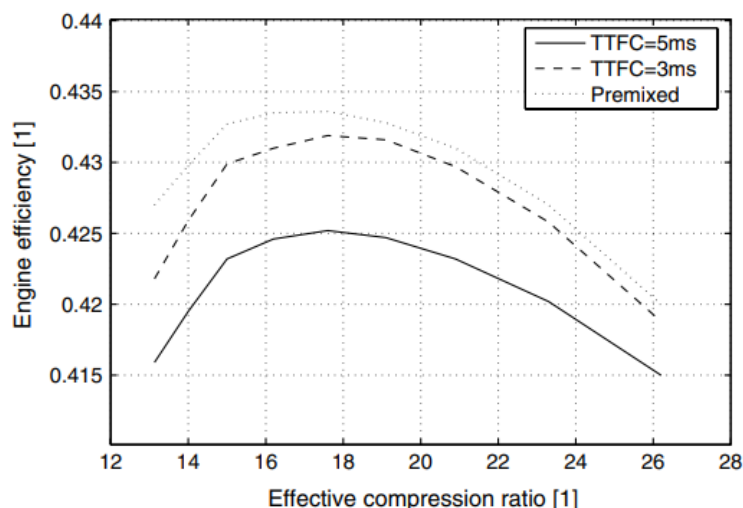


Figura 14 Andamento del rendimento in funzione del rapporto di compressione effettivo per diverse durate di combustione

È chiaro come l'aumento della velocità del processo di combustione (e quindi la riduzione del TTFC-“Total time for combustion”) porti ad un incremento dell'efficienza. Inoltre si deduce, dal grafico, che il rapporto di compressione ottimale non varia a seconda del tipo di combustibile utilizzato.

1.6 SISTEMA DI CONTROLLO DEL MOTO DEL PISTONE

La caratteristica, tipica di un motore free piston, di avere un rapporto di compressione variabile espande le possibilità di ottimizzare il suo funzionamento, ma, d'altro canto, complica significativamente il controllo del motore stesso.

Nei motori convenzionali, infatti, l'albero a gomiti controlla il movimento del pistone definendone sia il movimento sia i limiti di quest'ultimo, ovvero i punti morti superiore ed inferiore. Inoltre, per l'elevata inerzia dell'intero sistema, il moto dello stantuffo non può essere influenzato durante un ciclo di funzionamento che, quindi, resta praticamente regolare.

In un motore free piston, riprendendo quanto detto nel paragrafo 1.1, il movimento del pistone è il risultato della somma istantanea delle forze che agiscono su di esso e, dunque, è fortemente influenzato dal processo di combustione. Diventa dunque indispensabile un controllo attivo di tale moto per evitare pressioni eccessive dei gas in camera, per mantenere l'efficienza della combustione del ciclo successivo garantendo il funzionamento del motore e per limitare le eventuali variazioni da ciclo a ciclo che

potrebbero essere molto più significative rispetto ad un motore convenzionale. Dunque, la realizzazione di un efficiente sistema di controllo diventa un pilastro necessario per la fattibilità di questa nuova soluzione di propulsione.

1.6.1 OBIETTIVI DEL SISTEMA DI CONTROLLO

Gli obiettivi del sistema di controllo possono essere suddivisi in base all'importanza che gli si attribuisce.

I due prioritari riguardano ^[4]:

- la posizione del TDC (Top Dead Center), che deve essere mantenuta entro ristretti limiti poiché deve garantire un rapporto di compressione adeguato per una combustione efficiente, ma evitare, al tempo stesso, pressioni eccessive dei gas all'interno del cilindro. In Figura 15, che fa riferimento al modello di motore presentato nel paragrafo 1.5, si mostra come piccoli cambiamenti nella posizione del TDC possano determinare un'importante variazione del rapporto di compressione.

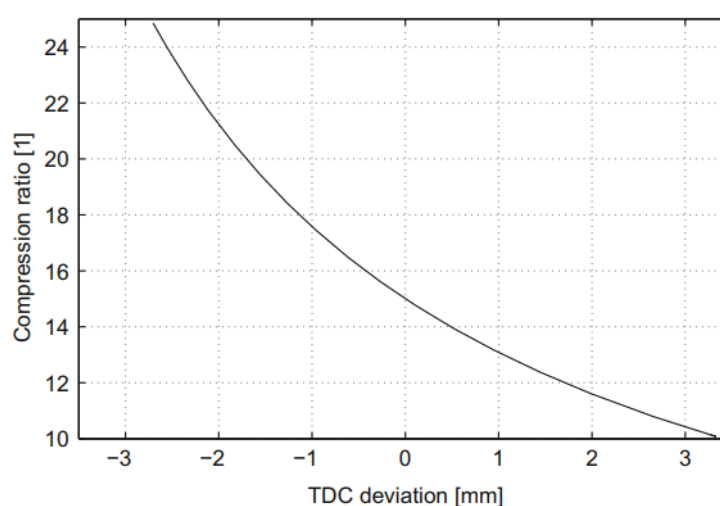


Figura 15 Andamento del rapporto di compressione in funzione della variazione del TDC effettivo

In questo aspetto, un prezioso vantaggio offerto dai motori free piston è quello di poter modificare opportunamente la posizione del TDC in base alla variazione di carico: ai bassi carichi, infatti, si può diminuire la distanza del TDC dalla testata, aumentando il rapporto di compressione senza che si raggiungano pressioni eccessive in camera.

- la posizione del BDC (Bottom Dead Center) che, seppur in misura minore rispetto al TDC, ha importanza sulle prestazioni del motore. Essa influisce principalmente sul processo di lavaggio: in particolare sul tempo e sull'area delle luci disponibili.

In secondo luogo, gli altri obiettivi di controllo riguardano:

- la velocità del motore, che in un FPLG di solito si mantiene in un intervallo limitato e influisce sulla frequenza elettrica del generatore lineare;
- i parametri per l'ottimizzazione del funzionamento del motore come: la fasatura dell'iniezione del carburante e la fasatura di eventuali valvole.

1.6.2 STRUTTURA DI CONTROLLO

In Figura 16 è mostrata un'elementare struttura di controllo^[4] che potrebbe essere applicata al modello di motore presentato nel paragrafo 1.5, con lo scopo di fornire una descrizione dello schema logico sul quale potrebbe basarsi il controllo di un motore free piston.

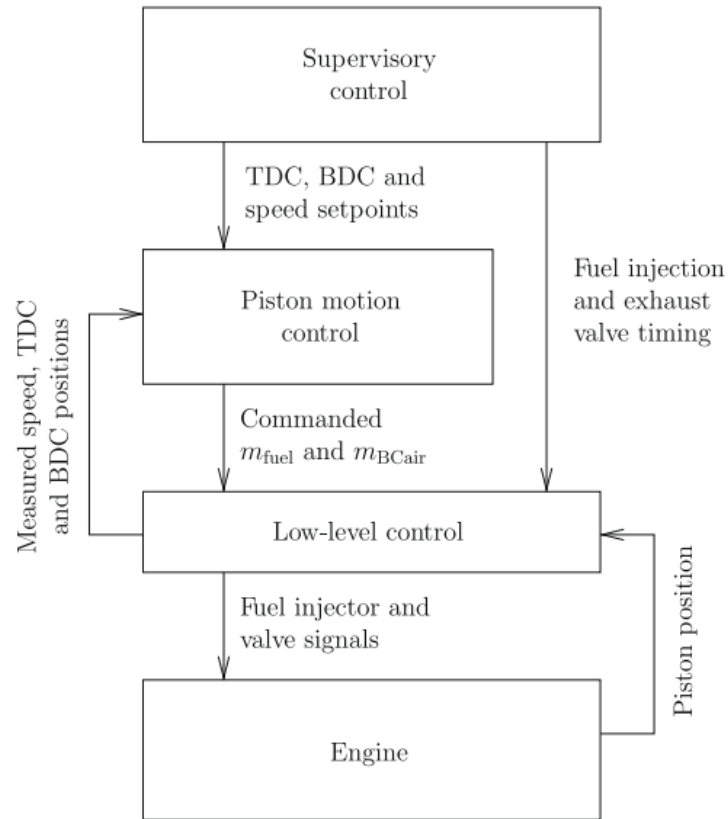


Figura 16 Schematizzazione di una possibile struttura di controllo per un motore Free piston

La struttura proposta prevede tre livelli di controllo: uno di basso livello, uno intermedio per la posizione del pistone e uno di supervisione. Il primo legge costantemente la posizione del pistone e fornisce al motore i segnali relativi all'iniettore di combustibile (riguardanti la massa di carburante da iniettare e la fasatura di iniezione) e alle valvole di controllo della pressione della camera di rimbalzo (i cui istanti di apertura/chiusura determinano la quantità di gas intrappolato). Inoltre, tale livello calcola le posizioni di TDC e BDC e la velocità motore, fornendo tali risultati al sistema di controllo del movimento del pistone che li confronta con i rispetti valori ideali ricevuti e stabiliti dal controllo supervisore. Il livello intermedio, quindi, regola e stabilisce i valori della fuel mass da iniettare e della pressione nella camera di rimbalzo e li fornisce al controllo di basso livello.

1.6.3 VARIABILI DI CONTROLLO

Dopo aver delineato gli obiettivi e la struttura del sistema di controllo di un motore free piston, è interessante andare a definire quali potrebbero essere le variabili di controllo, ovvero i parametri oggetto di costante analisi da parte della centralina in base ai quali attuare gli opportuni interventi. A tale scopo se ne propongono due su cui potrebbe basarsi il controllo del modello proposto nel paragrafo 1.5: la quantità di combustibile iniettata e la quantità d'aria intrappolata nella camera di rimbalzo^[4].

Prima di dimostrare la loro potenzialità come variabili di controllo, è importante valutare come possano influire sui principali parametri di un motore free piston: le posizioni del PMS e del PMI ^[3].

Gli effetti della quantità di fuel iniettato sono visibili in Figura 17, in cui sono rappresentati gli andamenti delle posizioni di TDC (PMS) e BDC (PMI) misurati rispetto alla testata del motore, e di conseguenza la variazione della corsa, rispetto ad un cambiamento della massa di combustibile. È evidente come un incremento di quest'ultima determini una maggior energia rilasciata durante il processo di combustione, di conseguenza una maggiore spinta post-combustione sul pistone e, quindi, una corsa di espansione maggiore: il pistone si ferma a un punto morto inferiore più lontano dalla testata della camera e questo spiega la variazione positiva del BDC (PMI). Ciò comporta una maggior compressione della quantità d'aria intrappolata nella camera di rimbalzo e, pertanto, una maggior energia disponibile per la successiva corsa di compressione nella camera di combustione: il pistone si fermerà ad un punto morto superiore più vicino alla testata e questo spiega la variazione negativa del TDC. Un aumento del combustibile iniettato determina dunque un incremento della corsa. Discorso analogo si può fare per una riduzione della massa di fuel: diminuisce l'energia di combustione responsabile della forza utile a spingere il pistone che si fermerà più vicino alla testata (variazione negativa di BDC); diminuisce la compressione dell'aria nella camera di rimbalzo e il pistone, al termine della compressione nel cilindro, si fermerà più lontano dalla testata (variazione positiva del TDC).

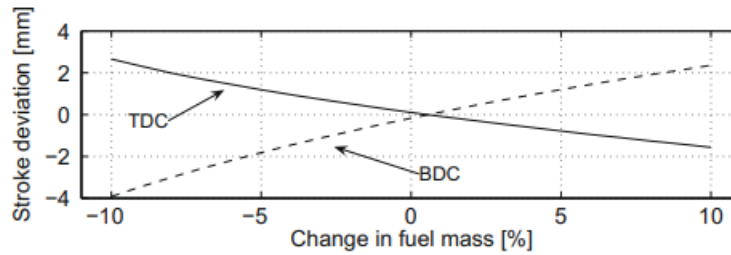


Figura 17 Effetti della quantità di fuel iniettato sulla corsa del pistone

L'influenza della quantità d'aria intrappolata nella camera di rimbalzo è rappresentata in Figura 18:

Si nota come un aumento di tale quantità determini un avvicinamento (variazione negativa) del BDC alla testata. Infatti, è come se si aumentasse la rigidità della "molla a gas" del motore free piston, ostacolando il moto del pistone verso il basso che tenta di comprimere l'aria della camera di rimbalzo. Anche la posizione del TDC si avvicina alla testata in quanto è vero che il pistone durante la corsa di espansione si ferma leggermente prima, ma la compressione dell'aria nella camera di rimbalzo sarà simile per via dell'aumento della massa presente. Pertanto, l'energia necessaria per la successiva compressione in camera di combustione non avrà subito grandi variazioni. Considerando che, nella sua corsa di compressione nel cilindro, il pistone parte leggermente sopra, il TDC si avvicinerà leggermente alla testata.

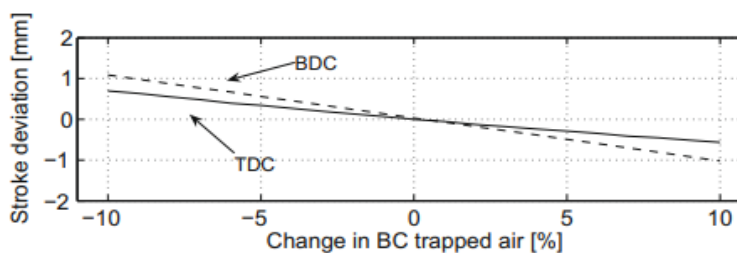


Figura 18 Effetti della variazione della trapped air sulla corsa del pistone

Una volta chiarite le motivazioni che spiegano l'influenza di tali parametri sugli obiettivi di controllo di un free piston, è fondamentale analizzare la risposta dinamica del motore alle loro variazioni. Essa ci consente, infatti, di dimostrare

le potenzialità di tali grandezze come variabili di controllo verificando la rapidità con cui si riesce a contrastare i disturbi ed evitare situazioni critiche per il funzionamento del motore.

La Figura 19, in cui è rappresentata la correzione della posizione del TDC in funzione del tempo per diverse modifiche nella quantità di fuel iniettato, consente di mettere in evidenza proprio la rapidità di risposta del motore.

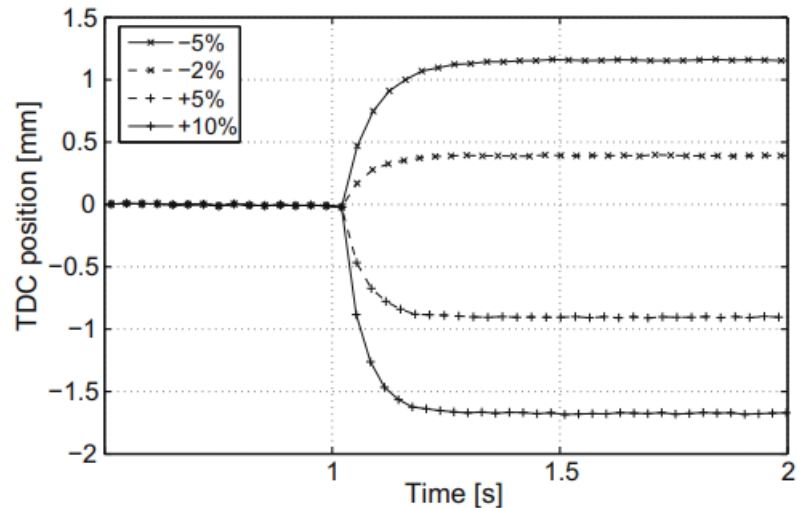


Figura 19 Variazione del TDC effettivo in risposta alla variazione del fuel iniettato

La velocità di risposta per la variazione di quantità di aria nella camera di rimbalzo ha fornito andamenti molto simili a quelli di Figura 19.

Si può dire, dunque, che i due parametri proposti si sono rivelati adatti a candidarsi come variabili di controllo del modello considerato.

È evidente, però, che il sistema di controllo di un motore free piston è ben più complesso rispetto a quello di un motore convenzionale: è su questo che si concentra la maggior parte degli studi e la sfida principale sarà proprio quella di individuare un sistema di controllo affidabile nella molteplicità di condizioni operative tipica di un motore destinato alla propulsione.

1.7 VANTAGGI E SVANTAGGI DI UN MOTORE FREE PISTON

È possibile, a questo punto dell'elaborato, delineare globalmente i punti di forza dei motori free piston che giustificano il forte interesse sviluppato intorno ad essi e le criticità che, almeno per il momento, stanno ostacolando la loro applicazione e commercializzazione.

Tutti i vantaggi e gli svantaggi sono, inevitabilmente, dirette conseguenze della caratteristica che più di tutte distingue questa nuova tipologia di motori: l'eliminazione del manovellismo.

Esso, infatti, ha consentito di ridurre notevolmente il numero dei componenti e la complessità meccanica del motore determinando diversi aspetti favorevoli ^{[1][2][3][6][7]}:

- ✓ aumento di compattezza: è possibile, grazie al minor numero di componenti, diminuire il volume e il peso complessivo del motore ottenendo, dunque, un'unità più compatta;
- ✓ riduzione delle perdite per attrito: il minor numero di componenti riduce le sedi di attrito; ad esempio, la mancanza dell'albero a gomiti elimina tutte le perdite che in un motore convenzionale sarebbero dovute all'attrito dei cuscinetti;
- ✓ riduzione dei costi di produzione, sempre per il ridotto numero di parti da realizzare;
- ✓ riduzione dei costi di manutenzione e maggiore durata: consentiti da un lato dal minor numero di componenti e dall'altro dal minor numero di sedi di attrito che potrebbero, a lungo andare, danneggiare un elemento del motore.

Inoltre, la mancanza di un manovellismo che regoli il moto del pistone ha delle conseguenze positive anche sul processo di combustione, ovvero:

- ✓ c'è la possibilità di regolare il rapporto di compressione: ciò consente sia di rendere la combustione più efficace in termini di efficienza e controllo delle emissioni in base alle varie condizioni operative del motore, sia di rendere il motore free piston particolarmente adatto al funzionamento multi-combustibile. Infatti, combinando il rapporto di compressione (in funzione della stabilità del processo di combustione o del rischio di detonazione) con le moderne tecnologie implementate a livello motoristico (iniezione variabile del

combustibile e fasatura delle valvole) si permette al motore di poter operare con un'ampia gamma di carburanti.

- ✓ riduzione delle emissioni di NOx: (come già spiegato nel paragrafo 1.4) l'espansione più rapida, oltre a ridurre il tempo disponibile alla formazione di NOx, comporta anche un abbassamento delle temperature dei gas combusti ostacolando ancor di più la formazione di queste sostanze.

Un altro vantaggio dei motori free piston è rappresentato da un miglior funzionamento ai carichi parziali che, in genere, è critico per i motori convenzionali, specialmente per gli Spark Ignition a causa della necessità di limitare la quantità d'aria aspirata (attraverso laminazioni all'aspirazione) per mantenere il rapporto aria/combustibile sempre nell'intorno dello stechiometrico. La maggior efficienza dei free piston può essere ricondotta a tre aspetti: i primi due sono strettamente legati alla mancanza del manovellismo e riguardano la possibilità di regolare il rapporto di compressione in base al punto di funzionamento e di ridurre la lunghezza della corsa per diminuire le perdite di attrito; il terzo è dovuto all'architettura di implementazione concepita per questi motori (spiegata nel dettaglio nel paragrafo successivo) e riguarda una disattivazione completa del cilindro. Infatti, l'intenzione è quella di realizzare singoli moduli FPLG (cioè dotati sia di motore free piston che di generatore lineare per la conversione di energia) completamente autonomi e combinarli in base alle diverse richieste di potenza. In questo modo, ai carichi parziali, sarebbe possibile realizzare una disattivazione completa di uno (o alcuni) di questi moduli bloccando anche il pistone e, quindi, evitando inutili perdite per attrito ^[5]. Ciò non avviene in un motore convenzionale in cui la disattivazione del cilindro comporta solamente la disattivazione della combustione con il pistone che continua a muoversi ed è quindi causa di perdite per attrito.

È necessario, però, considerare che anche le criticità di questi motori sono legati all'assenza del manovellismo e riguardano:

- l'esigenza di avere componenti con requisiti meccanici più severi: a causa delle maggiori accelerazioni e sollecitazioni dovute ai significativi gradienti di pressione e di velocità di combustione;
- il notevole incremento della complessità del sistema di controllo del moto del pistone: aspetto principale che ostacola l'implementazione di tali motori.

1.8 ESEMPI DI APPLICAZIONE SU VEICOLI IBRIDI

Come già accennato, lo scopo a cui sono destinati i motori FPLG è quello di rappresentare una valida alternativa di propulsione di veicoli che, per i componenti presenti nell'architettura di un FPLG, non potranno che definirsi ibridi.

Tali motori offrono nuove modalità di impacchettamento rispetto ai motori convenzionali: il generatore lineare, infatti, è già parte integrante del motore e non sarà quindi necessario pensare di destinare ulteriore spazio al convertitore di energia come in un classico motore ibrido. Il motore termico e il generatore lineare formano, dunque, un'unità compatta che prende il nome di "modulo FPLG" [5].

Il dimensionamento dei moduli è fatto chiaramente in base alla richiesta di potenza del veicolo su cui devono essere implementati e, inoltre, si può giocare anche sulla combinazione potenza-numero dei moduli. Di seguito, in Figura 20, è riportato un confronto tra due configurazioni per ottenere 50 kW.

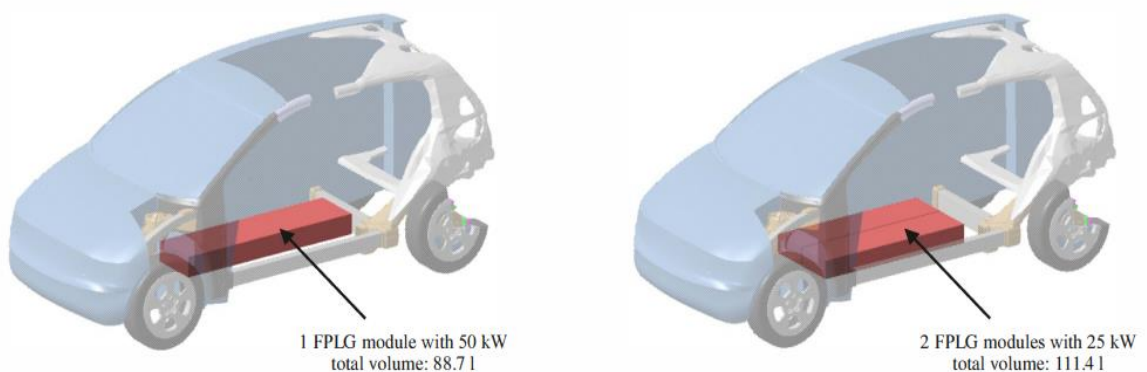


Figura 20 Esempio di applicazione moduli FPLG

Si nota come, utilizzando un solo modulo di 50 kW, si ha un risparmio del volume complessivo (e quindi si ha possibilità di destinare maggior spazio al pacco batterie), ma si richiedono lunghezze superiori (che potrebbero non essere adatte per tutti i tipi di veicolo) e si perde la possibilità di ottimizzare il funzionamento a carico parziale attraverso la disattivazione dei moduli superflui. Obiettivo che, invece, è raggiungibile con la configurazione con doppio modulo da 25 kW presentata sulla destra in cui, però, si ha un maggior ingombro complessivo.

Si possono osservare, in entrambi i casi, due aspetti interessanti legati all'impiego di un FPLG: l'abbassamento del baricentro del veicolo (che comporta un miglioramento della tenuta di strada e della guida del veicolo) e una parte anteriore dell'auto priva di qualsiasi tipo di motore (aspetto che potrebbe essere preso in considerazione per realizzare una zona di deformazione più estesa potenzialmente utile in caso di incidente).

CAPITOLO 2: STUDIO PRELIMINARE SU UN MOTORE TRADIZIONALE 2T

Dopo aver delineato un quadro generale della tecnologia free piston presentandone caratteristiche e architettura, si può proseguire con le fasi “operative” di tale elaborato. In particolare, in questa seconda sezione ci si occuperà dell’analisi di un motore 2T free piston descritto nell’articolo ^[9]:

“Comparison of an opposed-piston free-piston engine using single and dual channel uniflow scavenging”

Shuangshuang Liu , Zhaoping Xu , Leiming Chen , Liang Liu

School of Mechanical Engineering, Nanjing University of Science and Technology, Nanjing 210094, China

Come verrà successivamente spiegato in dettaglio, partendo dalla configurazione descritta nel paper, è stato realizzato un modello Gasdyn di un motore 2T tradizionale che riprende gli elementi della struttura originale con opportuni cambiamenti.

Questa fase preliminare è stata necessaria per due ragioni:

- acquisire dimestichezza con la modellazione Gasdyn di motori a due tempi: finora, infatti, il suddetto codice di calcolo è stato utilizzato prevalentemente per modellazioni sui quattro tempi. I risultati numerici e gli andamenti qualitativi di grandezze significative quali pressione, temperatura e portata aspirata presenti nel paper hanno rappresentato, dunque, un parametro di confronto per testare la consistenza della modellazione sui due tempi.
- verificare l’affidabilità di alcune esemplificazioni necessarie per implementare in Gasdyn un modello di motore 2 tempi dotato di luci di aspirazione e scarico piuttosto che valvole.

Pertanto, questo secondo capitolo, oltre all’analisi dei risultati, sarà destinato alla spiegazione delle variazioni geometrico-strutturali e delle grandezze che saranno prese in esame anche per il modello 2T free piston presentato da OMI (illustrato nel terzo capitolo).

2.1 CARATTERISTICHE MOTORE

Il motore descritto nel paper che sarà preso in esame in questa sezione è un free piston a due tempi con la configurazione “opposed-piston”. La Figura 21 mostra i suoi componenti principali:

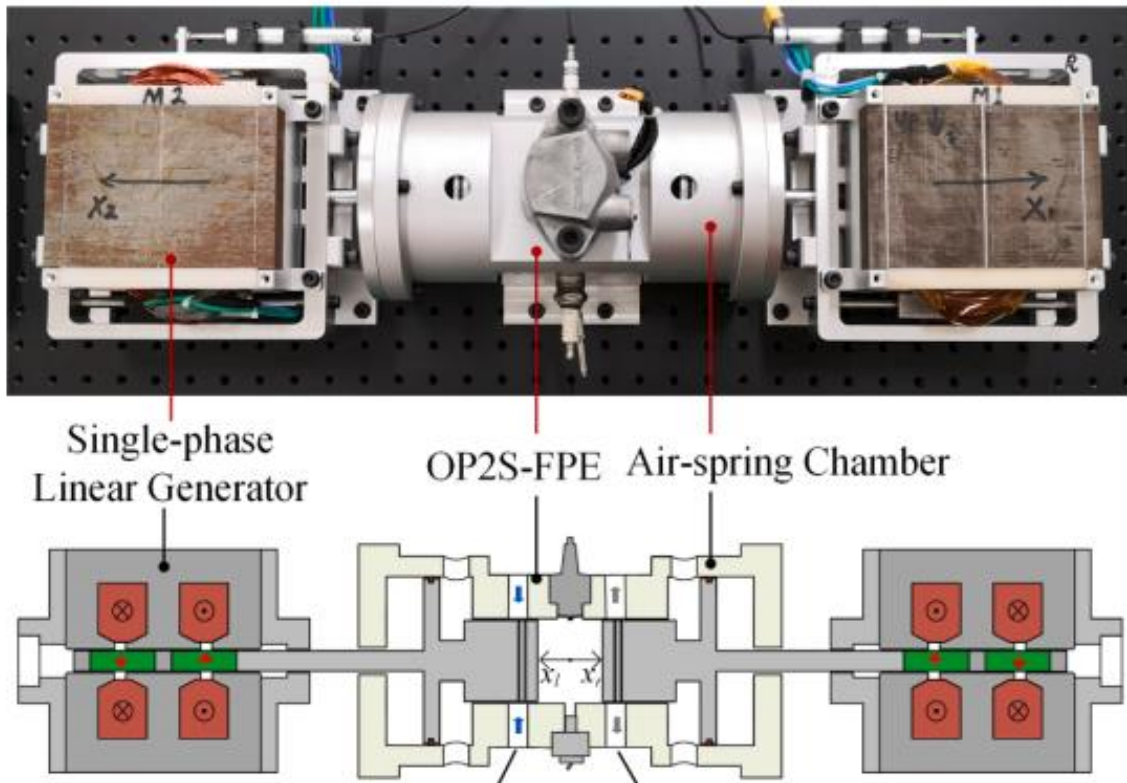


Figura 21 Rappresentazione motore 2T Opposed-Piston

Il motore è costituito dunque da: una camera di combustione sulle cui pareti si aprono le luci di aspirazione e scarico responsabili del processo di lavaggio; due camere di rimbalzo in cui è presente aria che, alternativamente, consente la corsa di compressione all'interno del cilindro; un iniettore e una candela d'accensione posti al centro della camera di combustione e una coppia di pistoni collegati agli attuatori responsabili dell'accoppiamento motore termico/motore elettrico. In particolare: durante una normale condizione di funzionamento il moto orizzontale dei pistoni e, quindi, degli attuatori determina la variazione del flusso magnetico sulle bobine del generatore che permette la generazione di corrente e, dunque, di energia elettrica per la trazione del veicolo.

Nella rappresentazione tridimensionale mostrata in Figura 22 è possibile osservare la particolare forma delle luci di aspirazione e scarico:

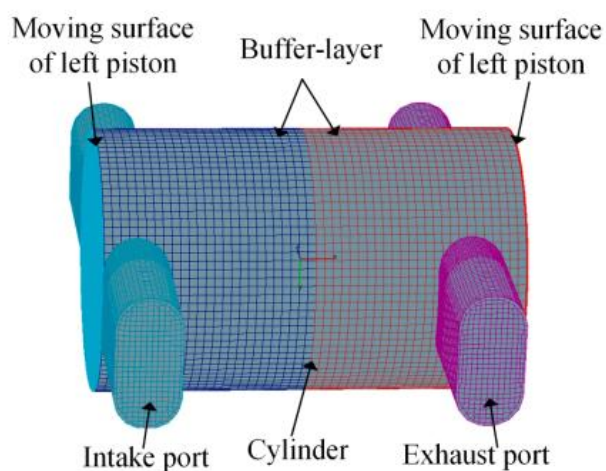


Figura 22 Rappresentazione 3D della geometria delle luci di aspirazione e scarico

Le caratteristiche geometriche e le condizioni di lavoro del motore appena presentato sono indicate di seguito in Tabella 1:

PARAMETRO	VALORE
Alesaggio	50 mm
Corsa	36 mm
Inner Dead Center (IDC)	2 mm
Outer Dead Center (ODC)	38 mm
Posizione luce d'aspirazione	26 mm
Posizione luce di scarico	22 mm
Ampiezza luci	12 mm
Rapporto di compressione nominale	11
Velocità di rotazione	3500 rpm
Pressione d'aspirazione	1.30 bar
Temperatura d'aspirazione	320 K
Pressione di scarico	1.10 bar
Temperatura di scarico	700 K

Tabella 1 Dati motore 2T paper

2.2 CONVERSIONE MOTORE: DA FREE PISTON A TRADIZIONALE

Il flusso di lavoro che si è seguito per questo motore e che è culminato con la realizzazione del modello Gasdyn può essere suddiviso in diversi step:

- in un primo momento si è passati dalla configurazione opposed piston ad una configurazione “convenzionale” con un unico pistone; per mantenere invariata la cilindrata (in ottica di un confronto verosimile tra le prestazioni del modello e quelle del motore originale) è stata raddoppiata la corsa e mantenuto costante l’alesaggio;
- un’altra modifica fondamentale riguarda le luci di aspirazione e scarico: raddoppiando la corsa, per mantenere invariata la fasatura del processo di lavaggio sono state raddoppiate anche le ampiezze delle luci;
- per il passaggio da free piston a tradizionale è stato ipotizzato un valore di biella (si è scelto un rapporto biella/manovella di 0.25 per evitare casistiche di motori super-quadri o a corsa lunga).

Le caratteristiche geometriche del “nuovo” motore sono riassunte in Tabella 2:

PARAMETRO	VALORE
Alesaggio	50 mm
Corsa	72 mm
Inner Dead Center (IDC)	4 mm
Outer Dead Center (ODC)	76 mm
Posizione luce d’aspirazione	52 mm
Posizione luce di scarico	44 mm
Ampiezza luci	24 mm
Rapporto di compressione nominale	11
Lunghezza manovella	36 mm
Lunghezza biella	144 mm

Tabella 2 Dati della configurazione a pistone singolo con corsa raddoppiata

Per avere una riproduzione grafica della “trasformazione geometrica” effettuata sul motore originale si può far riferimento alle figure seguenti:

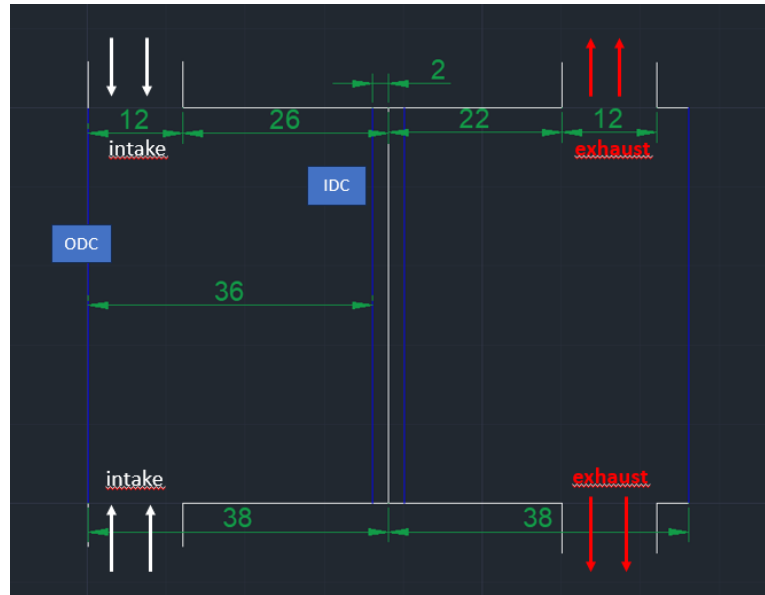


Figura 23 Caratteristiche geometriche della configurazione Opposed-Piston

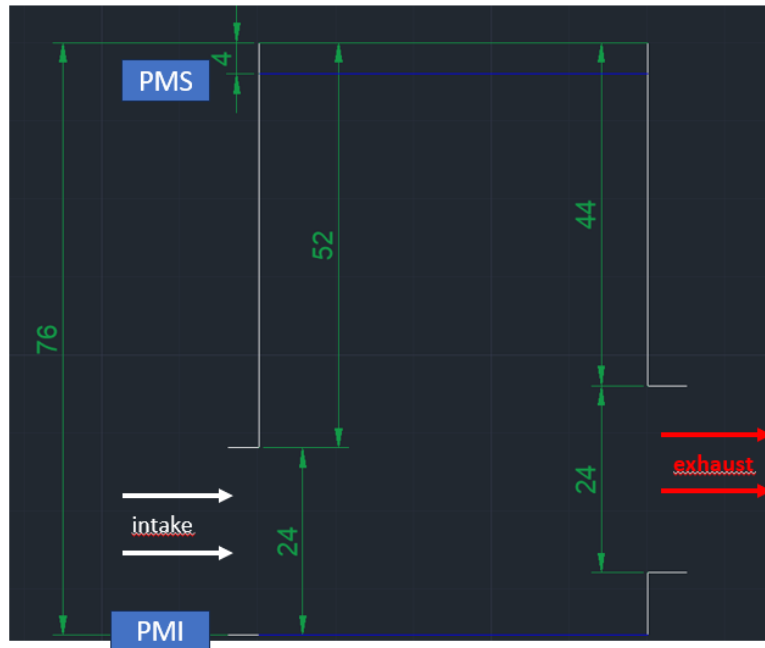


Figura 24 Caratteristiche geometriche del motore tradizionale a pistone singolo

A questo punto, conoscendo tutte le grandezze del manovellismo è stato possibile studiare la cinematica del moto del pistone. Ai fini della trattazione, viene riportato il suo spostamento in funzione dell'angolo di manovella e i punti di apertura/chiusura delle luci di aspirazione/scarico:

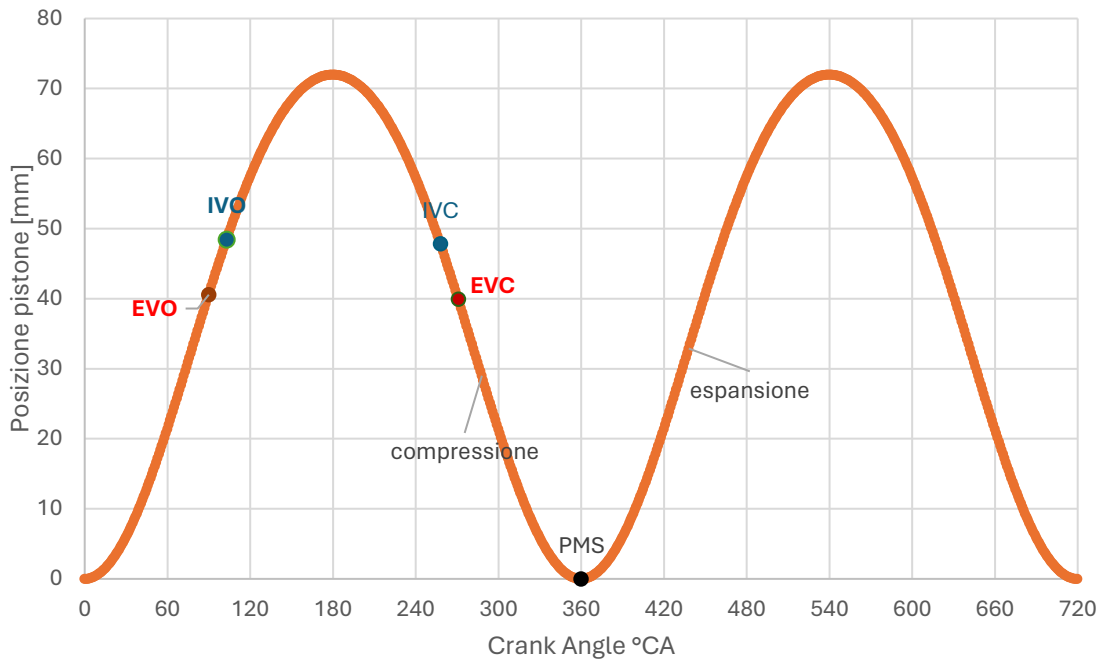


Figura 25 Posizione del pistone in funzione dell'angolo di manvoella

2.3 ASPIRAZIONE E SCARICO: DA LUCI A VALVOLE

Nelle versioni Gasdyn precedenti, la modellazione di qualsiasi tipo di motore prevedeva esclusivamente la presenza di valvole (non era possibile implementare camere di combustione con luci di lavaggio neanche per motori a due tempi). Per questa ragione, la realizzazione del modello necessitava, come fase preliminare, della trasformazione delle luci della configurazione originale in valvole.

Per portare a termine questo step è stata seguita la procedura seguente:

a) è stata calcolata l'area totale di passaggio per la luce di aspirazione e per quella di scarico della configurazione a pistone singolo eguagliandola all'area di riferimento valvola:

$$A_{ref\ valve} = A_{max\ luce}$$

b) dall'area di riferimento valvola è stato calcolato il diametro di riferimento (parametro da inserire in input nell'interfaccia Gasdyn):

$$D_{ref\ valve} = \sqrt{\frac{4 * A_{ref\ valve}}{\pi}}$$

c) è stata calcolata l'area di passaggio per la luce d'aspirazione e per quella di scarico per ogni grado d'angolo di manovella durante la fase di aspirazione eguagliandola all'area di passaggio valvola istantanea. Quest'ultima è esprimibile come segue:

$$A_{valve}(z) = \pi * D_{ref\ valve} * h_{valve} \quad \text{dove } h_{valve} \text{ indica l'alzata valvola}$$

Essendo noti i valori dell'area di passaggio istantanea, è stato possibile determinare le alzate valvole e associarle alle corrispondenti altezze d'apertura luci.

d) inoltre, per quanto riguarda il Direct Flow Discharge Coefficient (parametro da inserire in Gasdyn), in una prima fase si è scelto di ipotizzare i coefficienti di efflusso unitari. Pertanto:

$$Dir. Flow Discharge coefficient = \frac{A_{valve}(z)}{A_{ref\ valve}}$$

Proprio per tale ipotesi iniziale, che sarà successivamente abbandonata, si è passati prima per il calcolo dell'area istantanea di apertura valvola che, considerando trascurabili i fenomeni di attacco/distacco della vena fluida, coincide con quella effettiva di passaggio fluido. Successivamente, quando i coefficienti di efflusso saranno considerati non unitari, nell'interfaccia Gasdyn basterà inserire solamente i relativi valori corrispondenti al rapporto alzata valvola/ diametro di riferimento e sarà il programma stesso a determinare le effettive sezioni di passaggio fluido.

Tali modifiche "strutturali" effettuate sul modello hanno comunque trovato un buon riscontro in termini di avvicinamento ai risultati e agli andamenti del motore originale nonostante tutte le altre approssimazioni fatte. Come si vedrà nel terzo capitolo, in cui è stato possibile partire da dati ben noti, i risultati ottenuti dal modello con luci sono estremamente simili a quelli ottenuti dal modello con valvole realizzato seguendo il procedimento appena descritto.

2.4 DESCRIZIONE DEL MODELLO GASYDN

A questo punto si hanno a disposizione tutti i parametri necessari per portare a termine la realizzazione del modello Gasydn.

In Figura 26 è riportato il layout del modello:



Figura 26 Layout modello Gasydn

Oltre a quelle descritte finora, altre caratteristiche del modello che vale la pena sottolineare riguardano:

- il tipo di combustibile: benzina;
- l'alimentazione del combustibile di tipo PFI- Port Fuel Injection; a tal proposito è opportuna una precisazione: anche se nel layout del modello mostrato in figura 26 l'iniettore è direttamente collegato al cilindro (come se fosse un'iniezione diretta), l'opzione 2 selezionata nel pannello "Fuel Injection control" illustrata in figura 27 permette di riprodurre un'iniezione PFI a miscela stechiometrica mantenendo le altre impostazioni di iniezioni di default (quindi non spuntando la "Fuel Injection Strategy" utile per fasare l'iniezione):

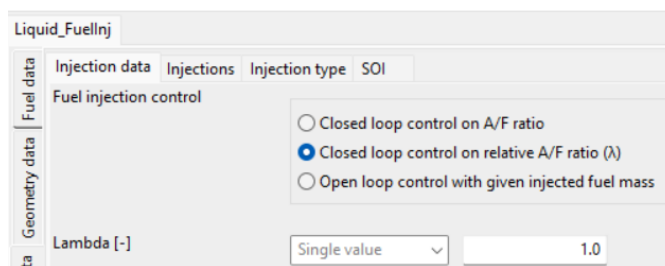


Figura 27 Pannello Gasydn relativo alla tipologia di controllo di iniezione

L'opzione 1 "Closed loop control on A/F ratio" si comporta esattamente come l'opzione 2, ma in input bisogna fornire il rapporto aria/fuel invece della dosatura relativa λ . L'opzione 3 "Open loop control with given injected fuel mass" prevede, anche senza spuntare l'opzione Fuel injection strategy, un'iniezione a valvole chiuse e, in questo

caso, bisogna specificare la quantità di combustibile iniettato (l'utilizzo di questa opzione sarà visto nel paragrafo 2.8).

- il modello di rilascio di calore: è stato adottato il modello di Wiebe, che consiste nell'imporre l'andamento della frazione di massa bruciata al variare dell'angolo di manovella sulla base dei valori attribuiti ai parametri presenti nella seguente equazione:

$$x_b(\theta) = 1 - \exp \left[-a \left(\frac{\theta - \theta_{SOC}}{\theta_{EOC} - \theta_{SOC}} \right)^{m+1} \right]$$

a: efficiency factor
m: shape factor

ed ai parametri MFB_{10-90} e MFB_{50} posti rispettivamente uguali a 36° e 10°aTDC come il modello originale del paper;

- l'angolo di apertura della valvola a farfalla: parametro impostato a 50° in modo da avere una pressione media indicata (IMEP) vicina a quella dichiarata del motore del paper;

- le temperature dei condotti di aspirazione e scarico sono state eguagliate a quelle indicate in Tabella 1, ad eccezione delle temperature dei port (370K aspirazione e 550K scarico).

2.5 ANALISI RISULTATI MODELLO INIZIALE

Dopo aver implementato in Gasdyn tutti gli elementi descritti nei paragrafi precedenti del secondo capitolo, è stato possibile procedere con la codifica e la simulazione del modello realizzato. Questo paragrafo si concentrerà su una prima analisi dei risultati ed un primo confronto con i valori e gli andamenti del motore originale presenti nel paper. Da qui in avanti (per il secondo capitolo di tale elaborato), i grafici che si andranno a confrontare riguardano i risultati ottenuti da Gasdyn per quanto concerne il modello tradizionale frutto della "riproduzione" del motore originale e gli andamenti qualitativi presi dal paper per quanto riguarda il motore originale free piston. In questa sezione, infatti, l'obiettivo, come anticipato, non è quello di riprodurre accuratamente i risultati ottenuti dal motore del paper, ma semplicemente quella di verificare preliminarmente l'affidabilità di alcune approssimazioni e la consistenza del codice di calcolo nella modellazione di motori a due tempi potendo contare su dei parametri/andamenti di confronto.

Sono riportati di seguito gli andamenti delle pressioni e delle temperature che si raggiungono all'interno della camera di combustione in funzione dell'angolo di manovella: sulla sinistra i risultati ottenuti dal modello Gasdyn preliminare, mentre sulla destra gli andamenti qualitativi del motore free piston originale (è da considerare la configurazione Dual-channel)

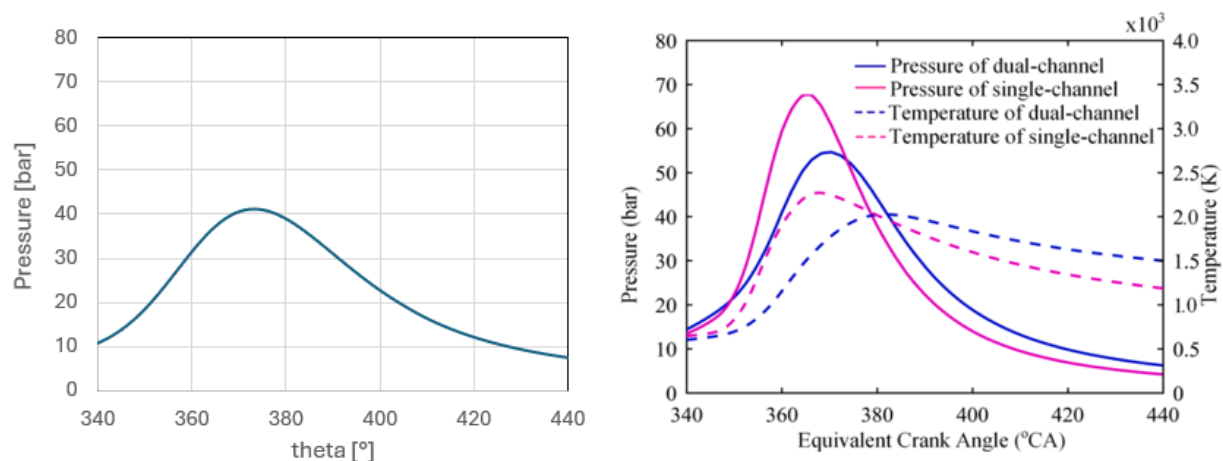


Figura 28 Confronto pressioni tra modello Gasdyn e motore paper

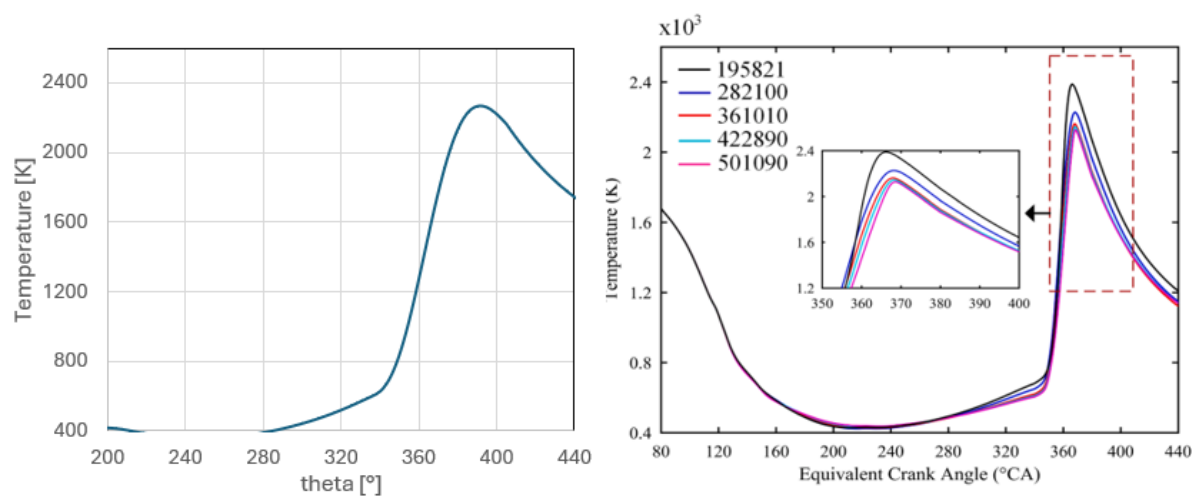


Figura 29 Confronto temperature tra modello Gasdyn e motore paper

Si può notare, già in prima approssimazione, come il modello restituisca andamenti molto simili in cui trovano riscontro le tipiche differenze tra motore tradizionale e motore free piston. Infatti, nella configurazione senza manovellismo il pistone accelera in prossimità del PMS di combustione e questo spiega dei gradienti di pressione e temperatura più accentuati rispetto a quanto accade in un motore tradizionale. Altri parametri che sono stati presi in considerazione sono indicati in Tabella 3.

PARAMETRO	Motore tradizionale Gasdyn	Motore originale paper
IMEP	7.46 bar	7.10 bar
BSFC	1023.15 g/kWh	221 g/kWh
Indicated Efficiency	0.10	0.38

Tabella 3 Confronto risultati tra modello Gasdyn e motore paper

Si nota come, a differenza del motore originale, il modello Gasdyn presenti un consumo specifico di combustibile molto più elevato (che trova conferma in un rendimento indicato di gran lunga inferiore). Ciò è dovuto, di fatto, all'ipotesi iniziale su cui è stata basata la realizzazione di questo primo modello Gasdyn, cioè quella di considerare unitari i coefficienti di efflusso e al tipo di iniezione: così facendo si stima una quantità di aria in aspirazione superiore a quella che realmente entrerebbe per via del restringimento della sezione efficace. Poiché è stata impostata una modalità di iniezione in modo da rendere la miscela stechiometrica, verrà iniettata una corrispondente quantità di combustibile e buona parte di essa fluirà direttamente allo scarico (anche sulle luci di scarico i coefficienti di efflusso sono stati considerati unitari) incidendo negativamente sul consumo specifico di combustibile.

Tale spiegazione sarà dimostrata nel paragrafo successivo, dedicato all'analisi del processo di lavaggio del modello Gasdyn e del motore originale del paper.

2.6 ANALISI DEL PROCESSO DI LAVAGGIO

Con l'espressione "processo di lavaggio" si intende quella fase del ciclo in cui la camera di combustione entra in comunicazione con l'esterno grazie all'apertura delle luci di aspirazione e scarico scambiando carica fresca e gas combusti. A differenza dei motori a quattro tempi che hanno a disposizione una corsa per l'aspirazione e una per lo scarico, nei motori a due tempi il processo di lavaggio avviene durante un breve intervallo angolare in prossimità del punto morto inferiore e, pertanto, può avere delle ripercussioni ancora più determinanti sulle prestazioni e sulle emissioni del motore. Diventa, quindi, fondamentale un'analisi di tale processo per comprendere al meglio i risultati ottenuti dal modello in termini di rendimento e consumo di combustibile.

2.6.1 PARAMETRI DI VALUTAZIONE DELL'EFFICIENZA DEL PROCESSO DI LAVAGGIO E MODELLI DI RIFERIMENTO IDEALI

In un motore a due tempi l'efficienza del processo di lavaggio è valutata sulla base di 3 parametri [8]:

- volumetric efficiency: $\lambda_v = \frac{m_a}{m_t}$
- scavenging efficiency: $\lambda_s = \frac{m_s}{m_t}$
- trapping efficiency: $\lambda_{tr} = \frac{m_a}{m_s}$

dove m_a indica la massa d'aria che rimane intrappolata nel cilindro al termine del processo di lavaggio (trapped air), m_s indica la massa d'aria effettivamente aspirata e m_t rappresenta una massa di riferimento, ovvero quella che verrebbe idealmente aspirata alla pressione ed alla temperatura di aspirazione del motore stesso. Quest'ultima si può esprimere come: $m_s = \rho_s * V$ (dove V indica la cilindrata del motore e ρ_s indica la densità del fluido a 1.30 bar e 320K).

Oltre a poterli determinare sperimentalmente valutando le masse appena descritte, i tre parametri introdotti sono legati tra loro da relazioni matematiche che riproducono due situazioni limite in cui può svolgersi il processo di lavaggio: *Pure displacement* e *Homogeneous mixing*.

L'ipotesi *Pure displacement* rappresenta la situazione più ottimista in quanto prevede che la carica fresca avanzi compatta all'interno del cilindro spostando i gas combusti verso lo scarico senza miscelarsi minimamente con quest'ultimi. Ne consegue, ovviamente, che se la massa d'aria effettivamente aspirata risulti essere minore o uguale a quella ideale, la quantità d'aria che rimane intrappolata nel cilindro coincide con quella aspirata. In termini matematici si può scrivere che:

$$\text{se } \lambda_s \leq 1 \rightarrow \lambda_v = \lambda_s \text{ e } \lambda_{tr} = 1$$

Nel caso in cui venga aspirata una quantità d'aria maggiore rispetto a quella di riferimento, la trapped air sarà comunque uguale alla massa d'aria idealmente aspirabile dal motore; in termini matematici:

$$\lambda_s > 1 \rightarrow \lambda_v = 1 \quad e \quad \lambda_{tr} = \frac{1}{\lambda_s}$$

L'ipotesi Homogeneous mixing rappresenta invece una modalità più "pessimista" del processo di lavaggio, ma più realistica della precedente: in questo caso la carica fresca va a miscelarsi perfettamente con i gas combusti che, pertanto, durante la loro espulsione portano con sé anche parte della miscela che viene introdotta in camera attraverso le luci/valvole di aspirazione. Per non appesantire la trattazione, per questo modello limite si riportano esclusivamente le ipotesi di partenza e le relazioni finali che legano i tre parametri del processo di lavaggio. Applicando la conservazione della portata tra aspirazione e scarico, considerando il fluido incomprimibile e la variazione di volume durante il processo di lavaggio trascurabile, si dimostra che:

$$\lambda_{tr} = \frac{\Psi}{\lambda_s} * \left[1 - e^{-\frac{\lambda_s}{\Psi}} \right] \quad con \quad \Psi = \frac{\rho_s * V_{m,cyl}}{\rho_a * V}$$

$$\lambda_v = \Psi * \left[1 - e^{-\frac{\lambda_s}{\Psi}} \right]$$

dove ρ_a indica la densità della miscela al termine del processo di lavaggio, $V_{m,cyl}$ indica il volume medio durante il processo di lavaggio.

I modelli ideali appena discussi sono rappresentati graficamente nel cosiddetto *diagramma di lavaggio* che, come mostrato in Figura 30, mette in evidenza l'andamento di λ_v e λ_{tr} in funzione di λ_s :

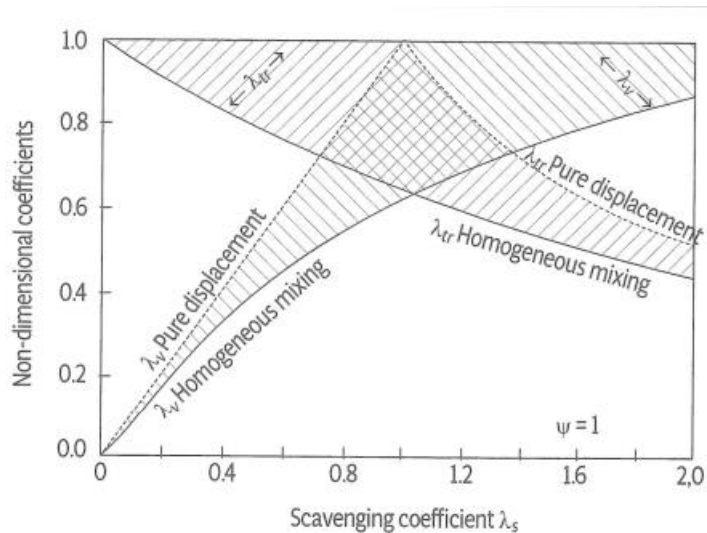


Figura 30 Diagramma di lavaggio teorico

Come già anticipato, il moto dei fluidi durante il processo di lavaggio e il loro grado di miscelamento riproducono una situazione intermedia tra i due modelli ideali appena descritti. Inoltre, bisogna considerare che sono molteplici i fattori che possono influenzare tale fase del ciclo motore: velocità di rotazione, condizioni di aspirazione e scarico e, in particolare, l'architettura delle luci/valvole attraverso le quali si realizza lo scambio fluidodinamico. Una base teorica interessante è stata fornita dal modello di Benson^[8], che prevede la suddivisione del processo di lavaggio in tre fasi: nella prima fase i getti di carica fresca entrano nel cilindro spostando parte dei gas combusti; la miscelazione, che inizialmente è minima, è circoscritta al confine dei getti. Nella seconda fase, parte della carica fresca che entra nel cilindro lo attraversa uscendo direttamente dalle luci di scarico ("corto circuito" della carica fresca). Nella terza ed ultima fase si ha miscelazione tra gas combusti e carica fresca, pertanto, anche una parte di quest'ultima fuoriesce dalla camera di combustione attraverso le luci di scarico. La Figura 31 mostra una rappresentazione del modello di Benson in cui vengono messe in evidenza la zona in cui è presente solo carica fresca (FCZ), quella composta da gas combusti (BCZ) e la zona di miscelamento (MCZ).

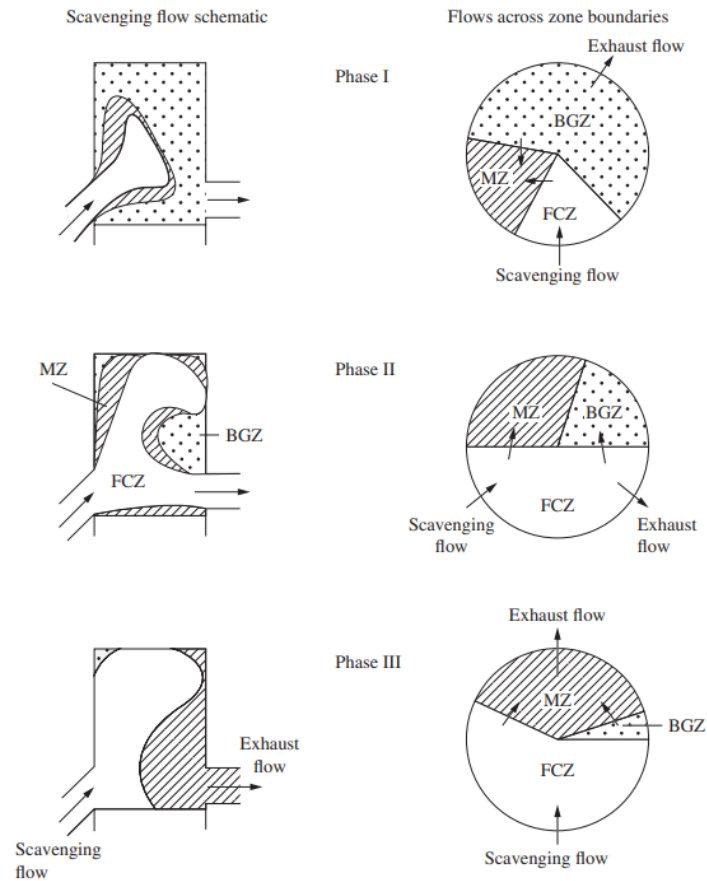


Figura 31 Rappresentazione schematica del modello di Benson

A questo punto, prima di procedere con l'analisi del processo di lavaggio del motore del modello Gasdyn e di quello free piston del paper è necessaria una premessa su uno degli aspetti che può maggiormente influenzare l'efficienza del processo stesso: le possibili configurazioni che la camera di combustione può presentare in termini di disposizione e orientazione delle luci. In particolare, si può avere:

- una configurazione **cross scavenging**: questo tipo di geometria prevede che le porte di ingresso e di scarico siano poste in maniera diametralmente opposta e la carica fresca aspirata venga indirizzata verso la testa della camera di combustione grazie all'orientazione dei condotti di aspirazione. Nonostante tale accorgimento, è chiaro che questa configurazione sarà maggiormente esposta al fenomeno del "corto circuito" (perdita di carica fresca che esce direttamente dalle luci di scarico): per evitare tale problematica che andrebbe ad impattare in

modo decisivo sul rendimento del motore, si modifica la forma dello stantuffo applicando un deflettore sulla sua superficie superiore, in modo da deviare la carica fresca e farla ricircolare in camera (Figura 32). Tale configurazione è molto usata per via della sua semplicità costruttiva, rispetto alle altre due che verranno presentate di seguito, ma la presenza del deflettore porta con sé alcune conseguenze negative: vincola la forma della camera di combustione, aumenta la tendenza alla detonazione e implica problemi di raffreddamento.

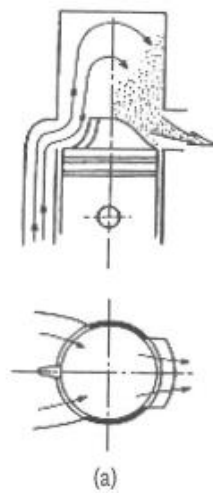


Figura 32 Configurazione cross scavenging

- una configurazione **loop scavenging**: questo tipo di geometria prevede una luce di aspirazione che, per dove è collocata, indirizza la carica fresca dalla parte opposta rispetto alla luce di scarico facendola ricircolare in camera e generando, con la partecipazione delle pareti del cilindro, un moto circolare (da qui la denominazione “loop”) (Figura 33(b)). Tale configurazione è molto meno esposta al fenomeno del “corto circuito” e questo permette di evitare l’implementazione del deflettore (evitando problematiche del processo di combustione). In alcuni motori la geometria loop scavenging di base viene migliorata implementando una o più luci di aspirazione ausiliarie che, grazie alla loro collocazione, permettono di trascinare la carica fresca verso le pareti e la testa del cilindro in modo da allungare la sua permanenza in camera riducendo il “corto circuito” (Figura 33(c)).

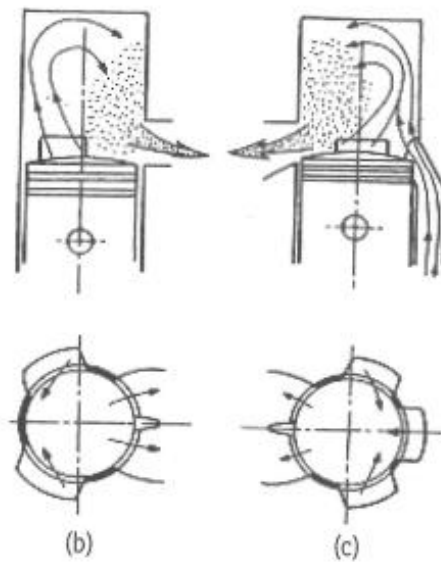


Figura 33 Configurazione loop scavenging

- una configurazione **uniflow scavenging**: è quella che presenta l'efficienza di lavaggio più alta ma anche una maggior complessità costruttiva in quanto prevede l'aspirazione di carica fresca per mezzo di luci e l'espulsione di gas combusti dalla parte opposta della camera per mezzo di valvole di scarico (Figura 34)

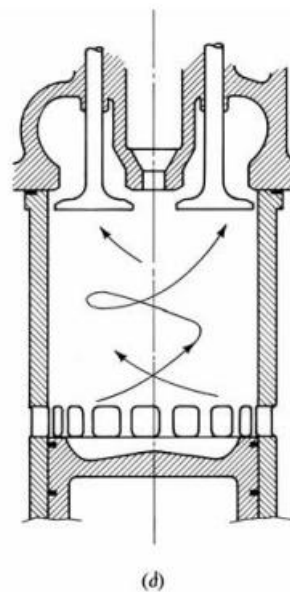


Figura 34 Configurazione uniflow scavenging

Una volta aver delineato le caratteristiche strutturali e fluidodinamiche delle possibili configurazioni di lavaggio, è possibile comprendere le differenze tra loro anche in termini di efficienza. Per farlo si ricorre al diagramma di lavaggio, come indicato in Figura 35:

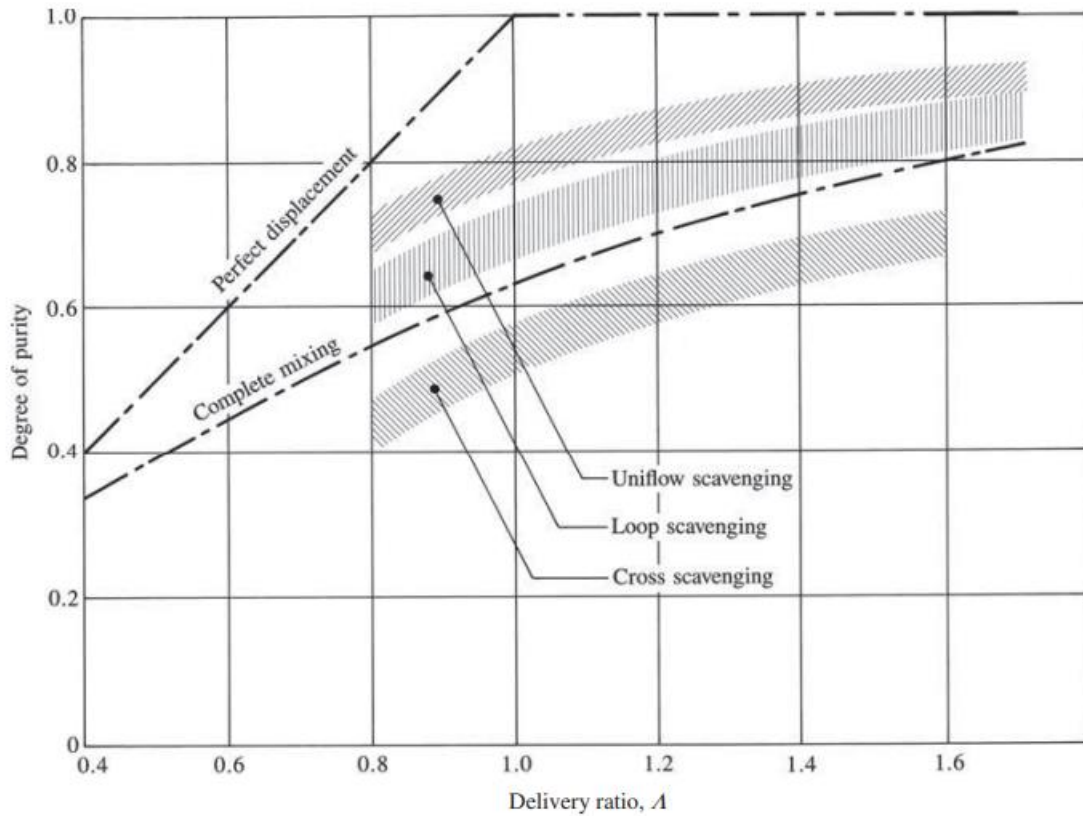


Figura 35 Efficienza delle tre configurazioni di lavaggio

Si può osservare, come detto in precedenza, come l'uniflow scavenging rappresenti la soluzione più efficiente seguita dal loop scavenging e, infine, dal cross scavenging che si trova al di sotto della curva di homogeneous mixing a causa dell'incidenza negativa del fenomeno del "corto circuito".

I modelli studiati nel secondo e terzo capitolo di tale elaborato presentano tutti una configurazione **cross scavenging**.

2.6.2 MODELLO 2T TRADIZIONALE GASDYN E MOTORE FREE PISTON PAPER: ANALISI DEL PROCESSO DI LAVAGGIO

Dopo le considerazioni teoriche e generali del paragrafo 2.6.1, è possibile ritornare all'analisi pratica dei due motori di cui ci si stava occupando, al fine di

dimostrare come l'ipotesi iniziale dei coefficienti di efflusso unitari abbia impattato negativamente sul processo di lavaggio del modello Gasdyn e, trattandosi di un motore PFI, conseguentemente sul consumo di combustibile.

Mentre per il modello Gasdyn è stato possibile basare l'analisi del processo di lavaggio sui risultati numerici forniti dal codice di calcolo, per il motore del paper ci si è dovuti basare su risultati approssimativi deducibili dai dati e dagli andamenti qualitativi presenti nel paper. In particolare, per quanto riguarda la massa aspirata, nel paper è presente l'andamento della portata in funzione dell'angolo di manovella durante tutta la fase di aspirazione, come riportato nella figura seguente (in cui bisogna far riferimento all'opzione dual channel):

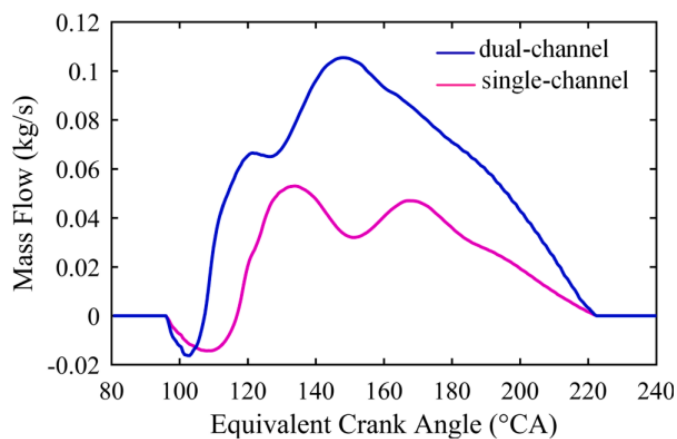


Figura 36 Andamento della portata aspirata nel motore del paper

Suddividendo l'area sottesa al grafico in elementi geometrici è stato possibile approssimare la portata aspirata. I risultati sono riassunti in Tabella 4:

PARAMETRO	Motore Gasdyn	Motore originale paper
m_s	344,38 mg	291,67 mg
m_a	106, 9 mg	109.07 mg
m_t	188,98 mg	188,98 mg

Tabella 4 Confronto tra modello Gasdyn e motore paper sulle quantità coinvolte nel processo di lavaggio

Oltre ai risultati numerici, è interessante riportare sul diagramma di lavaggio i modelli limite e i punti operativi dei due motori per avere un riscontro più immediato sull'efficienza del processo di lavaggio:

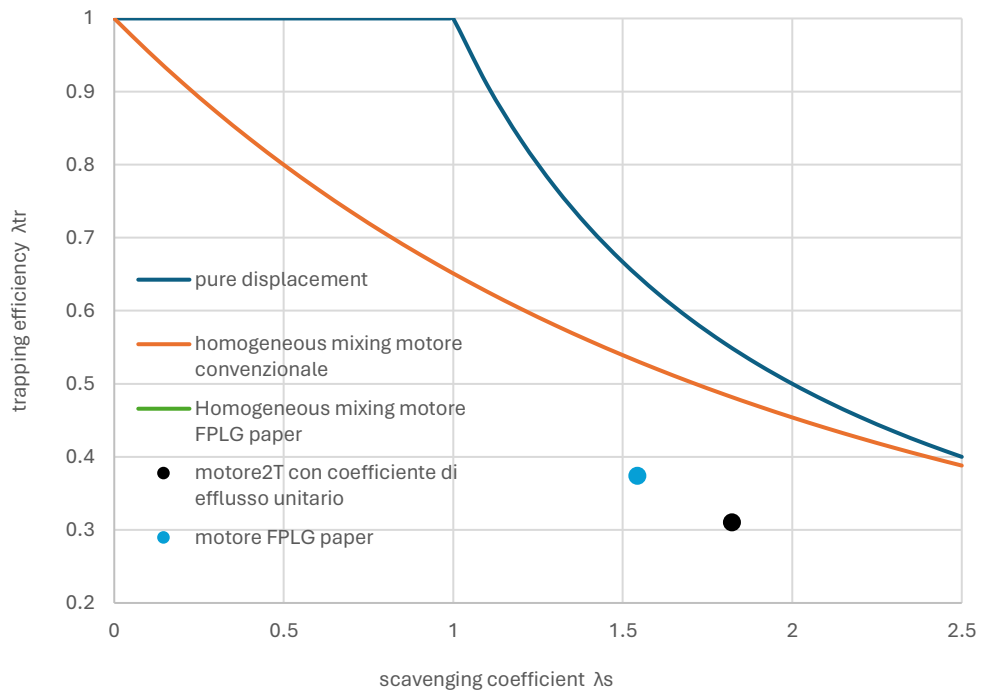


Figura 37 Modello Gasdyn e motore paper nel diagramma di lavaggio

Il valore di λ_s così elevato sta ad indicare una quantità d'aria aspirata molto maggiore rispetto a quella di riferimento e ciò è dovuto anche all'ipotesi iniziale dei coefficienti di efflusso unitari. Quest'ultima va ad impattare, inoltre, sullo scarico della carica fresca, aumentandone la quantità stimata rispetto a quella che effettivamente andrebbe in corto e ciò, ovviamente, riduce in modo significativo la trapping efficiency (λ_{tr}).

A questo punto sarà interessante valutare la variazione dell'efficienza del processo di lavaggio con coefficienti di efflusso non unitari, di cui ci si occuperà nel prossimo paragrafo.

2.7 ANALISI RISULTATI MOTORE GASDYN CON COEFFICIENTI DI EFFLUSSO NON UNITARI

Conclusa l'analisi del modello Gasdyn preliminare, può iniziare quella sul modello definitivo con il quale si vuole valutare l'affidabilità e la consistenza dei risultati del codice di calcolo confrontandoli con quelli del paper. Come già preannunciato, la differenza tra questo modello e il precedente riguarda la valutazione dei coefficienti di efflusso: è stata abbandonata l'ipotesi di unitarietà (e quindi di uguaglianza tra l'area di alzata valvola e quella effettiva di passaggio fluido), attribuendo ad ogni valore di alzata

valvola un opportuno coefficiente di efflusso. Si è fatto riferimento ad un tipico andamento dei coefficienti per un motore tradizionale 2T, scalandoli opportunamente in funzione del rapporto tra alzata valvola e diametro di riferimento. Sono riportati di seguito, in figura 38, i valori numerici e la curva dei coefficienti di efflusso in funzione del suddetto rapporto:

Valve lift/Ref. diameter [-]	Dir. flow discharge coeff. [-]	Inv. flow discharge coeff. [-]
0.0	0.0	0.0
0.05	0.031122941	0.031122941
0.101	0.080095423	0.080095423
0.151	0.133905	0.133905
0.175	0.17834621	0.17834621
0.202	0.263890964	0.263890964
0.225	0.3621321	0.3621321
0.252	0.4962407	0.4962407

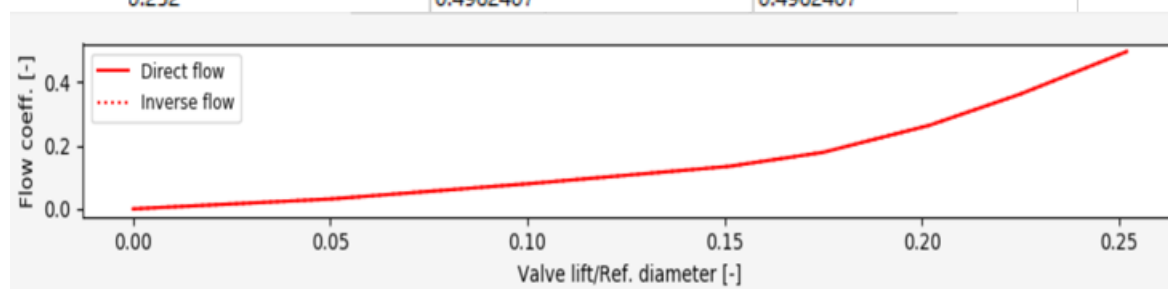


Figura 38 Coefficienti di efflusso per il modello Gasdyn

Tutte le impostazioni di input dell'interfaccia Gasdyn sono state lasciate invariate, ad eccezione dell'angolo di apertura della valvola a farfalla (ridotto a 40° in modo da ottenere una IMEP prossima a quella del paper), proprio per mettere in risalto quanto l'ipotesi iniziale possa aver influito sulle prestazioni del motore e sull'efficienza del processo di lavaggio. Come fatto per il modello preliminare, anche in questo caso sono riportati ai fini della trattazione i confronti tra gli andamenti delle principali grandezze (pressione, temperatura), alcuni risultati prestazionali e il diagramma di lavaggio.

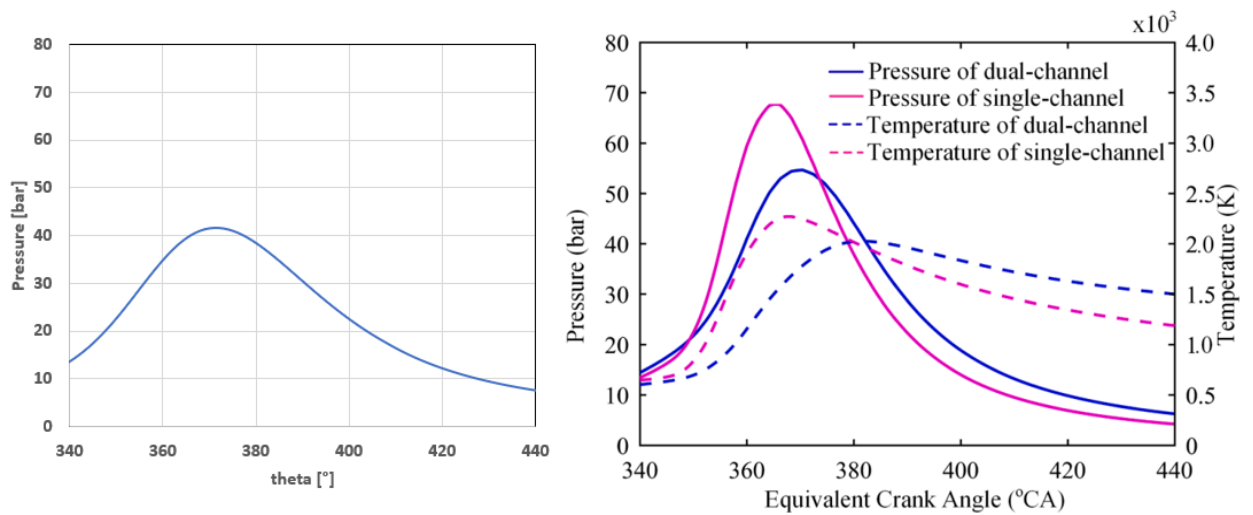


Figura 39 Confronto pressioni tra motore paper e modello Gasdyn con coefficienti di efflusso non unitari

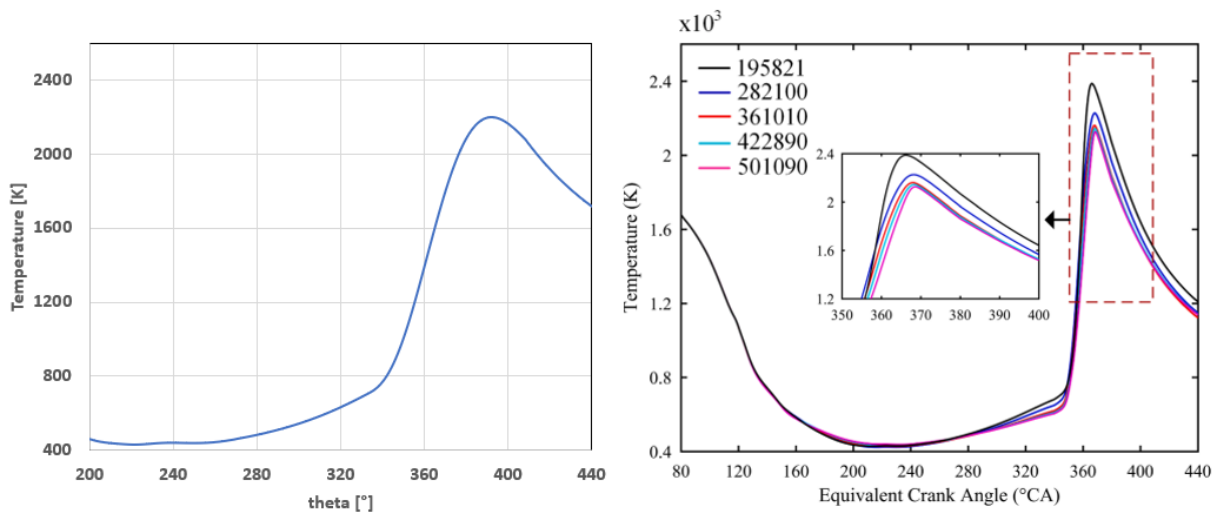


Figura 40 Confronto temperature tra motore paper e modello Gasdyn con coefficienti di efflusso non unitari

PARAMETRO	Motore tradizionale Gasdyn (coeff. efflusso non unitari)	Motore originale paper
IMEP	7,14 bar	7,10 bar
m_s	195,66 mg	291,67 mg
m_a	99,80 mg	109,07 mg
BSFC	613,16 g/kWh	221 g/kWh
Indicated Efficiency	0,14	0,38

Tabella 5 Confronto risultati numerici tra motore paper e modello Gasdyn con coefficienti di efflusso non unitari

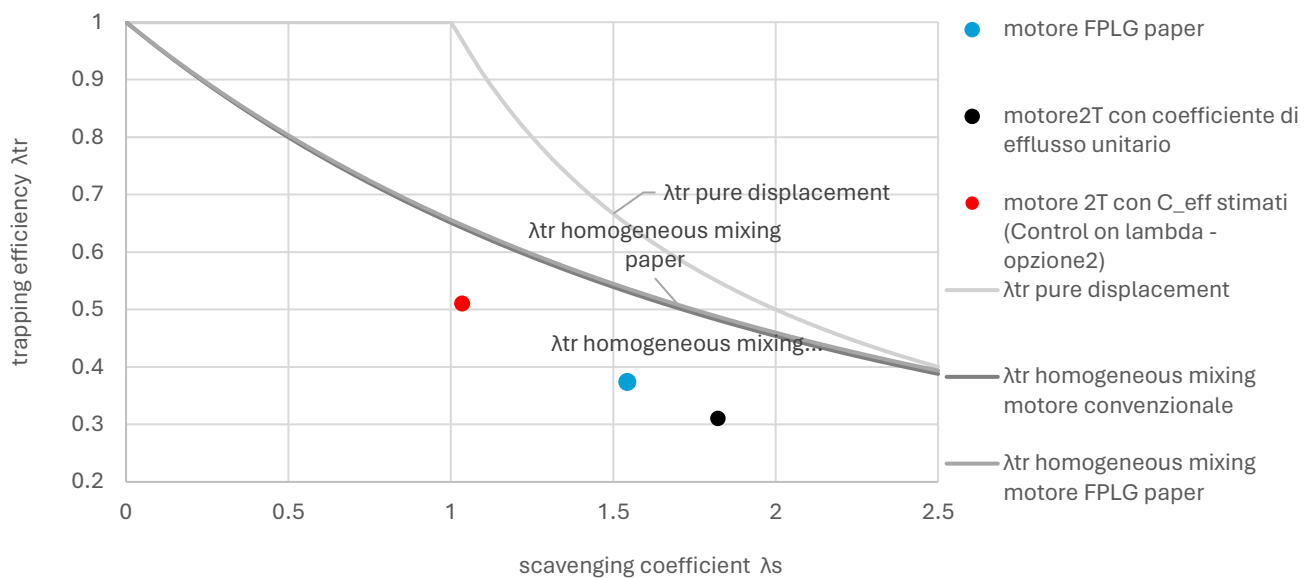


Figura 41 Motore paper e modello Gasdyn (con coefficienti di efflusso unitari e non) nel diagramma di lavaggio

Si nota come, modificando i coefficienti di efflusso sia per le luci di aspirazione che per quelle di scarico gli andamenti di pressione e temperatura rimangono simili. Inoltre, come ci si poteva aspettare, la quantità di aria aspirata è notevolmente diminuita rispetto al modello preliminare. A fronte di tale diminuzione, la quantità di trapped air, invece, è rimasta pressoché invariata per via della restrizione della sezione di passaggio effettiva attraverso le luci di scarico. Ciò equivale ad un netto miglioramento dell'efficienza del processo di lavaggio: nel diagramma il punto operativo del motore con coefficienti di efflusso non unitari (in rosso) si è infatti spostato più a sinistra (diminuzione della m_s) e più in alto (aumento della m_a e quindi della trapping efficiency λ_{tr}). Trattandosi di un modello PFI e, quindi iniettando a valvole aperte, anche la quantità di combustibile che, insieme alla carica fresca, va in "corto circuito" diminuisce e questo spiega la notevole riduzione del consumo specifico (BSFC). Tuttavia, rispetto a quello del motore del paper, rimane ancora piuttosto elevato; ciò è dovuto al fatto che nel motore free piston originale l'iniezione avviene direttamente in camera e, quindi, a valvole chiuse: questo comporta anche un rendimento indicato molto più elevato per via dell'assenza di perdite di combustibile per il fenomeno del "corto circuito".

2.8 ANALISI RISULTATI MOTORE GASDYN CON COEFFICIENTI DI EFFLUSSO NON UNITARI E INIEZIONE DIRETTA A VALVOLE CHIUSE

L'ultima modifica apportata al modello Gasdyn riguarda, appunto, la strategia di iniezione: si passa da un'iniezione nel port (e quindi a valvole aperte) gestita dall'opzione 2 "Closed loop control on relative A/F ratio λ " ad un'iniezione diretta al termine del processo di lavaggio gestita dall'opzione 3 "Open loop control with given injected fuel mass". L'interfaccia Gasdyn che consente di variare la strategia di iniezione è riportata in Figura 42:

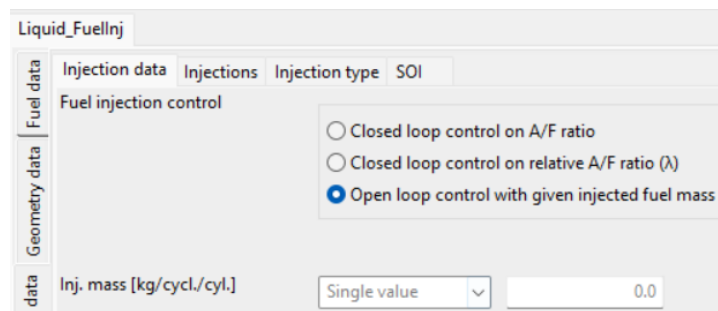


Figura 42 Pannello Gasdyn relativo alla tipologia di controllo di iniezione

Come si può notare, il parametro da inserire in questo caso è la quantità di combustibile da iniettare una volta che le luci (valvole) si sono chiuse ed è quindi la quantità che parteciperà al processo di combustione: in questo modo si vogliono annullare le perdite di combustibile dovute al processo di lavaggio per verificare se il codice di calcolo risponde coerentemente con un abbassamento del BSFC e con un miglioramento del rendimento indicato.

Poiché nei modelli precedenti è stato impostato un rapporto aria/combustibile in modo da rendere la miscela aspirata stechiometrica, lo stesso si vorrà fare anche in questo caso. Tuttavia, poiché la quantità di combustibile da specificare come input deve essere in rapporto stechiometrico con la trapped air (risultato fornito in output da Gasdyn) è necessario un processo iterativo. Si è operato nel modo seguente:

- a) sulla base del valore di *trapped air* del modello PFI presentato nel paragrafo 2.7 è stata impostata una m_{fuel} di primo tentativo in modo da avvicinarsi al rapporto stechiometrico della miscela soggetta al processo di combustione. A questo punto, una volta completata la simulazione e ottenuti i risultati in output:

- se $IMEP_i < IMEP_{paper}$ e $\left(\frac{air}{fuel}\right)_i < 14.6$:

Si aumenta l'apertura della throttle valve e si mantiene costante m_{fuel}

- se $IMEP_i < IMEP_{paper}$ e $\left(\frac{air}{fuel}\right)_i > 14.6$:

$$m_{fuel_{i+1}} = \frac{trapped\ air_i}{14.6}$$

- se $IMEP_i > IMEP_{paper}$ e $\left(\frac{air}{fuel}\right)_i < 14.6$:

$$m_{fuel_{i+1}} = \frac{trapped\ air_i}{14.6}$$

- b) Al termine di ogni iterazione si confronta il trapped air fuel ratio con il valore stechiometrico
- c) Il processo iterativo termina quando si giunge a convergenza (*trapped air fuel ratio* = 14.6)

Una volta completato il processo iterativo, sono stati ottenuti i seguenti risultati:

PARAMETRO	Motore Gasdyn (coeff. efflusso non unitari)	Motore Gasdyn (coeff. efflusso non unitari + Opzione 3)	Motore originale paper
IMEP	7,14 bar	7,19 bar	7,10 bar
m_s	195,66 mg	239,52 mg	291,67 mg
m_a	99,80 mg	110,00 mg	109,07 mg
BSFC	613,16 g/kWh	333,33 g/kWh	221 g/kWh
Ind. Efficiency	0,14	0,32	0,38

Tabella 6 Confronto risultati numerici tra motore paper e modello Gasdyn PFI e GDI (con coefficienti di efflusso non unitari)

Come ci si aspettava, impostando in Gasdyn l'iniezione a valvole chiuse, per le motivazioni spiegate precedentemente, si nota un netto miglioramento del consumo di combustibile e del rendimento indicato che ora sono prossimi a quelli del motore free piston del paper.

2.9 CONCLUSIONI

A questo punto, per comprendere se i risultati forniti dal codice di calcolo rispondono in modo coerente e consistente alle variazioni apportate di volta in volta al modello iniziale e, quindi, per raggiungere l'obiettivo che è stato posto all'inizio del capitolo, è utile riprendere i risultati e gli andamenti visti finora confrontandoli tra loro. In Figura 43 sono riportate le pressioni e le temperature raggiunte all'interno del cilindro per le tre configurazioni viste: quella preliminare con coefficienti di efflusso unitari, la seconda con coefficienti di efflusso non unitari e l'ultima con iniezione a valvole chiuse.

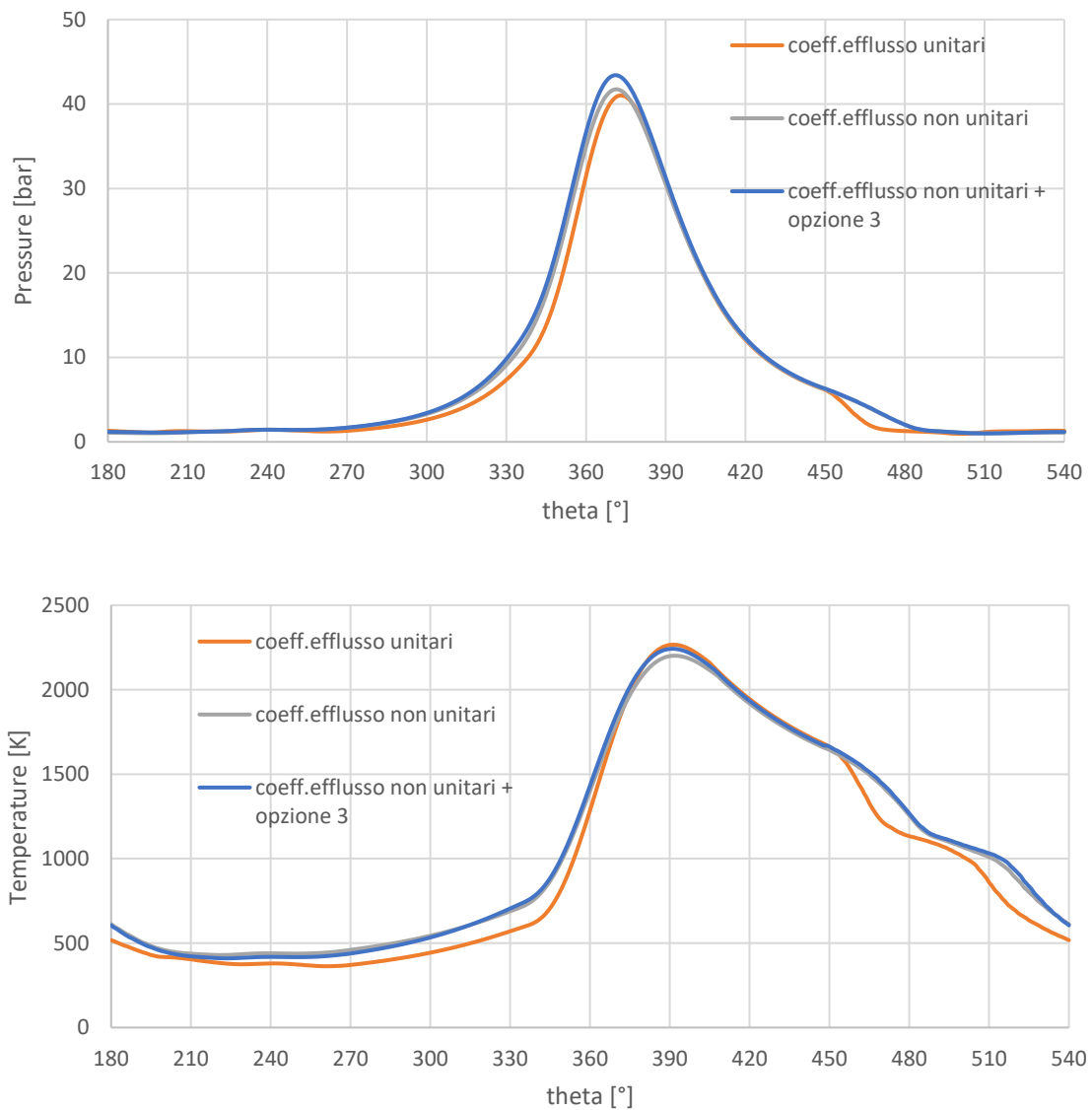


Figura 43 Confronto pressioni e temperature tra i tre modelli Gasdyn: coefficienti di efflusso unitari, PFI e GDI (con coeff. di efflusso non unitari)

Dai due grafici si nota come le variazioni più significative dipendano dai valori dei coefficienti di efflusso e interessano, soprattutto, l'andamento della temperatura. Effettivamente, impostando i coefficienti di efflusso unitari, all'apertura della valvola di scarico (450°C) si ha una maggior quantità di gas combusti che fuoriesce dal cilindro e questo spiega l'abbassamento della pressione e della temperatura della curva arancione rispetto alle altre due. Partendo da valori di pressione e temperatura inferiori alla chiusura delle valvole, anche durante la compressione la curva arancione si mantiene al di sotto delle altre due.

In Tabella 7 e nella Figura 44 sono riportati rispettivamente un confronto tra i principali risultati numerici riguardanti il processo di lavaggio e le prestazioni ottenute dai tre modelli e i rispetti punti operativi nel diagramma di lavaggio:

PARAMETRO	Motore Gasdyn (coeff. efflusso unitari)	Motore Gasdyn (coeff. efflusso non unitari)	Motore Gasdyn (coeff. efflusso non unitari + Opzione 3)
IMEP	7,46 bar	7,14 bar	7,19 bar
m_s	344,38 mg	195,66 mg	239,52 mg
m_a	106,90 mg	99,80 mg	110,00 mg
BSFC	1023,15 g/kWh	613,16 g/kWh	333,33 g/kWh
Ind.Efficiency	0,10	0,14	0,32

Tabella 7 Confronto risultati numerici tra i tre modelli Gasdyn: coefficienti di efflusso unitari, PFI e GDI (con coeff. di efflusso non unitari)

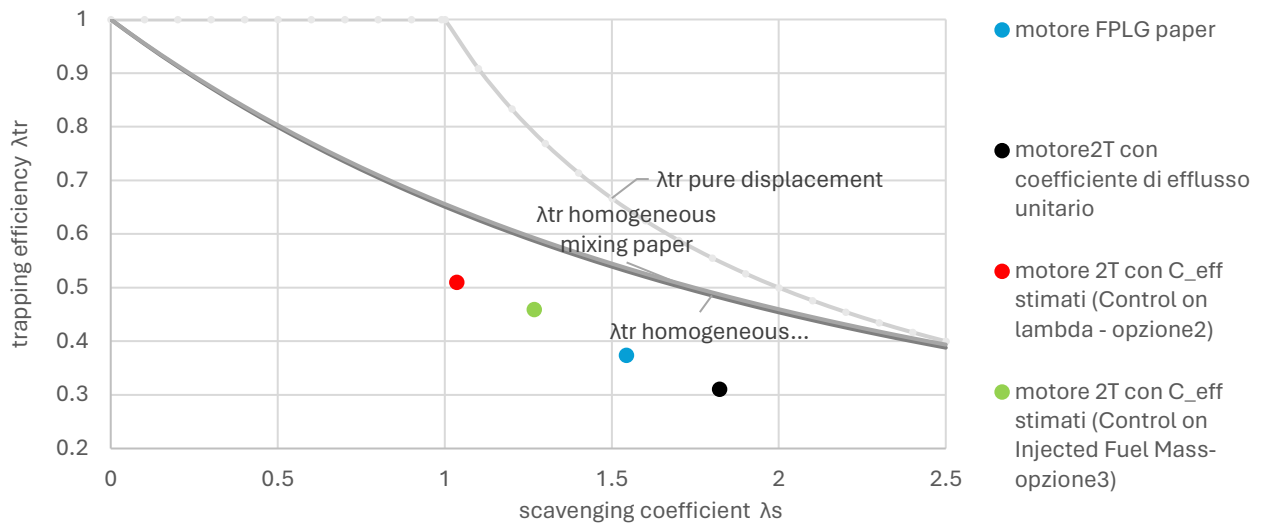


Figura 44 Confronto delle quattro configurazioni sul diagramma di lavaggio

Come era prevedibile, passando dalla prima alla seconda configurazione migliora l'efficienza del processo di lavaggio: l'impostazione di coefficienti di efflusso non unitari sulle valvole d'aspirazione comporta una importante riduzione della quantità di carica fresca aspirata; mentre l'impostazione di coefficienti di efflusso non unitari sulle valvole di scarico comporta una variazione minima della trapped air.

Inoltre, passando dal secondo al terzo modello, si nota come iniettando a valvole chiuse diminuisca notevolmente il consumo specifico di combustibile (BSFC) e migliori il rendimento indicato.

Dalle analisi condotte in questo capitolo, è stato possibile dimostrare, dunque, come i risultati forniti in output da Gasdyn a fronte delle variazioni dei parametri input, rispecchino i fenomeni che avvengono all'interno del motore e mostrino coerenza e consistenza. Terminata quindi tale fase preliminare ci si può concentrare sulla formulazione da zero del modello Gasdyn del motore free piston progettato in collaborazione da OMI e STEMS che sarà oggetto d'analisi del terzo capitolo dell'elaborato.

CAPITOLO 3: STUDIO E OTTIMIZZAZIONE DEI PARAMETRI DI PROGETTO DEL MOTORE 2T OMI-STEMS

Avendo ottenuto discreti risultati dalla modellazione Gasdyn del motore descritto nel paper e analizzato nel corso del Capitolo II, a questo punto è possibile concentrarsi sullo studio e sulla modellazione monodimensionale del motore oggetto di tale ricerca. Si tratta di un prototipo di un motore 2T free piston realizzato in collaborazione da OMI e STEMS (società di ingegneria e prototipazione operanti nel settore dei sistemi di propulsione). Tale collaborazione si colloca in ottica del progetto Flex-Gen finalizzato a fornire soluzioni sostenibili nel medio-lungo termine per la generazione di energia e per la propulsione di veicoli: l'obiettivo principale del progetto è quello di sviluppare modelli, strumenti di simulazione e prototipi di sistemi di combustione innovativi a sostegno dell'utilizzo della tecnologia FPLG.

È proprio in tale contesto che è stato sviluppato tale elaborato il cui obiettivo, con questo terzo ed ultimo capitolo, sarà quello di ottenere risultati coerenti e prestazioni discrete dal punto di vista della potenza e del consumo di combustibile del modello primordiale.

3.1 PANORAMICA DEL MOTORE OMI-STEMS

3.1.1 CARATTERISTICHE DI PROGETTO

Il prototipo fornito da OMI è quello di un motore 2T free piston con configurazione opposed piston (la stessa del motore analizzato nel secondo capitolo) con le seguenti caratteristiche geometriche e di funzionamento:

Parametro			V2	
Alésaggio		[mm]	60	
Corsa	1 pistone	[mm]	42,5	
	Totale	[mm]	85	
Volume spazzato complessivo		[cm ³]	240,3	
Altezza min. squish		[mm]	1	
CR		[-]	17:1	
Regime di potenza massima		[Hz]	25-36	
Posizione, numero e dimensione delle luci	Immissione	Numero luci	[-]	12
		Altezza	[mm]	8
		Larghezza	[mm]	11,5
		Posizione da TDC	[mm]	34
		AIA (axis inclination angle)	[°]	15
	Scarico	SOA (swirl orientation angle)	[°]	15
		Numero luci	[-]	12
		Altezza	[mm]	12
		Larghezza	[mm]	11
		Posizione da TDC	[mm]	30
Dimensione indicativa dei 2 condotti di aspirazione		[mm ²]	490 x 2	
Dimensione indicativa del condotto di scarico		[mm ²]	706	

Tabella 8 Dati motore OMI-STEMS

Di seguito, in Figura 45, viene riportata una rappresentazione schematica e semplificata del motore:

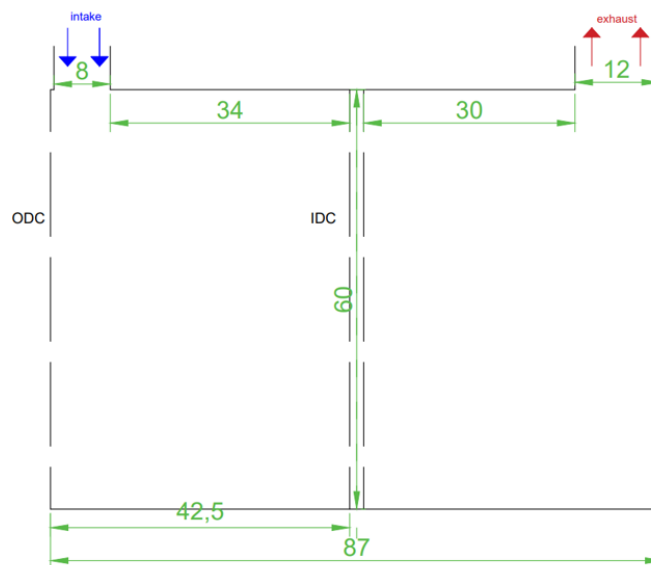


Figura 45 Rappresentazione schematica del motore OMI-STEMS

3.1.2 DEFINIZIONE DEL CORRISPONDENTE MODELLO TRADIZIONALE PRELIMINARE

Anche per questo motore, l'analisi preliminare sarà simile a quanto fatto nel capitolo II.

Si inizierà dunque con la conversione della configurazione originale (a doppio pistone) in una configurazione tradizionale a pistone singolo di pari cilindrata

(quindi raddoppiando la corsa che il singolo pistone aveva nella configurazione opposed piston). Di seguito, in Figura 46, è riportata la configurazione modificata:

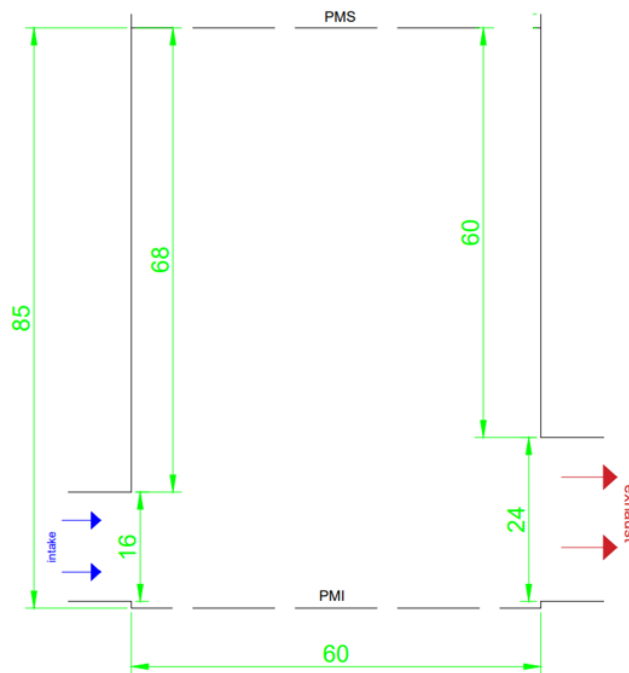


Figura 46 Rappresentazione schematica del motore a pistone singolo con corsa raddoppiata

Questa prima fase, infatti, sarà finalizzata ad un'analisi del comportamento globale del motore, studiando, di volta in volta, la variazione dei risultati forniti dal codice di calcolo in funzione della variazione di alcuni parametri di input. La decisione di riportarsi ad un modello tradizionale è dovuta a questioni di affidabilità: in un motore free piston, non essendoci il vincolo cinematico del manovellismo, potrebbero essere diverse le motivazioni dietro ad alcune variazioni dei risultati. Pertanto, un modello tradizionale con il classico meccanismo biella-manovella si presta meglio a questa fase di "test" del modello Gasdyn realizzato.

Un'altra modifica apportata nella fase di studio iniziale, per motivazioni legate all'implementazione in Gasdyn, riguarda la conversione delle luci in valvole, realizzata seguendo il medesimo procedimento illustrato nel paragrafo 2.3 utilizzando i coefficienti di efflusso del paragrafo 2.7 opportunamente scalati in funzione del rapporto tra alzata valvole e diametro di riferimento valvola. Inoltre, i parametri di progetto del motore originale indicano 12 luci di aspirazione

e 12 scarico distribuite su tutta la superficie della camera di combustione; nel raddoppiare la corsa, per mantenere la fasatura di apertura e chiusura invariata, è stata raddoppiata l'ampiezza delle luci. Quindi, per non cambiare l'area totale di passaggio bisognerà considerare la metà del numero indicato. Nel modello Gsdyn iniziale verrà introdotta una valvola per ogni coppia di luci.

In Figura 47 è riportato il layout del modello:

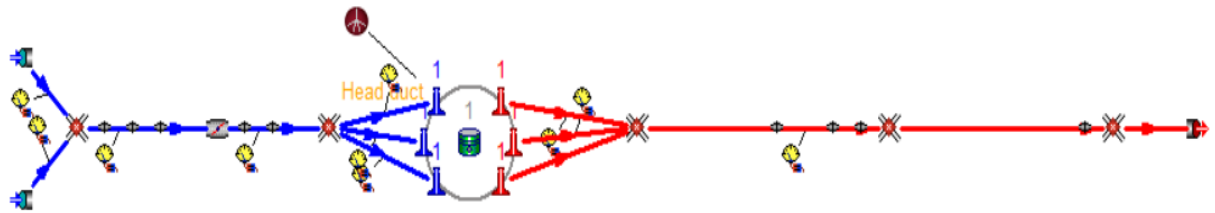


Figura 47 Layout modello Gsdyn

Le altre caratteristiche del modello sono uguali a quelle indicate nel paragrafo 2.4 ad eccezione del valore di apertura della valvola a farfalla che sarà lasciato a 90° per tutte le analisi successive.

3.2 STUDIO DEL MOTORE 2T TRADIZIONALE A CORSA DOPPIA

Come anticipato, per valutare la solidità del modello e per iniziare a delineare, seppure in modo approssimativo, il comportamento globale del motore, sono state effettuate alcune prove variando le condizioni di funzionamento, vale a dire: la pressione di aspirazione, quella di aspirazione e scarico mantenendo costante il Δp e la velocità di funzionamento. Nei capitoli seguenti verranno dunque riportati gli andamenti delle principali grandezze fisiche, i risultati numerici ottenuti e le relative osservazioni.

3.2.1 SWEEP PRESSIONE DI ASPIRAZIONE: ANALISI RISULTATI

I risultati numerici e gli andamenti riportati di seguito sono stati ottenuti dal modello presentato nei paragrafi precedenti mantenendo costante la pressione di scarico (1.10 bar) e applicando le seguenti pressioni di aspirazione:

1.20 bar 1.25 bar 1.30 bar 1.35 bar

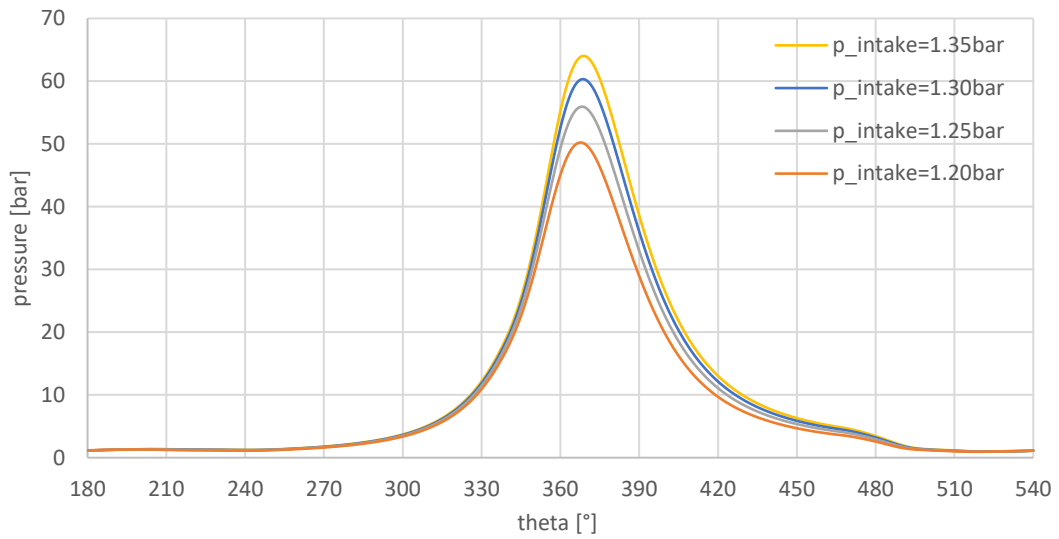


Figura 48 Confronto pressioni al variare della pressione di aspirazione

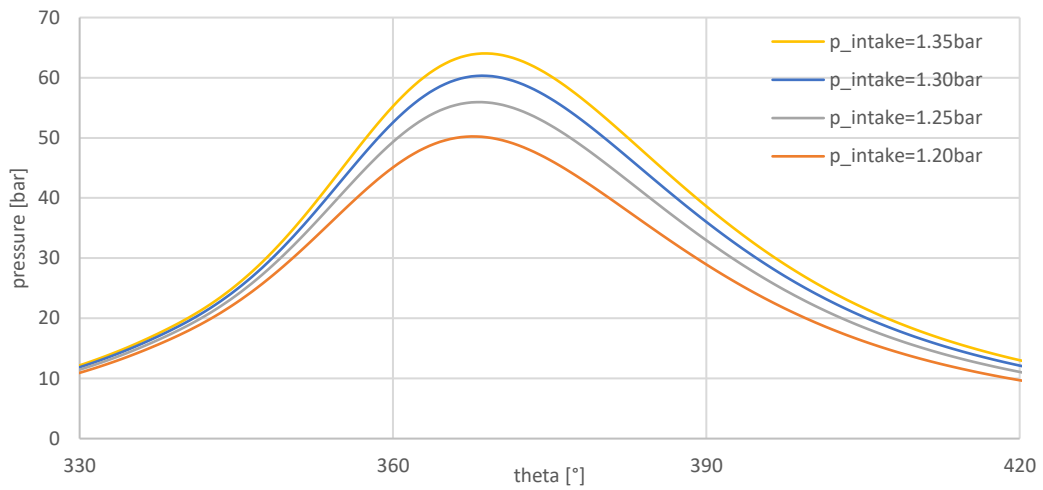


Figura 49 Particolare del confronto pressioni al variare della pressione di aspirazione

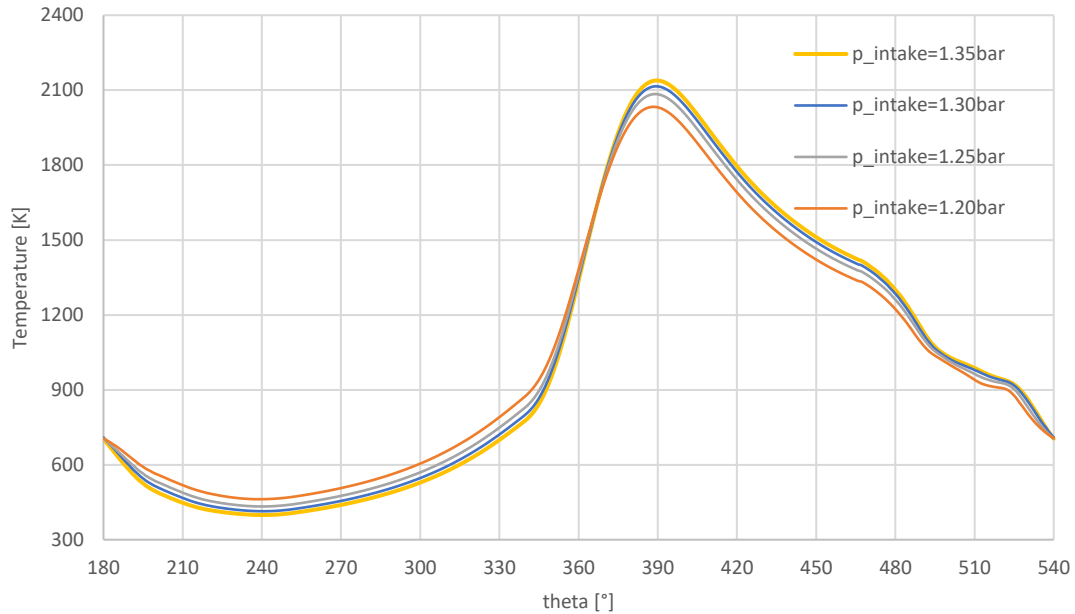


Figura 50 Confronto temperature al variare della pressione di aspirazione

Coerentemente con quanto ci si aspettava, si nota come l'aumento della pressione di aspirazione, mantenendo costante il rapporto di compressione, porti a valori di pressione in camera via via crescenti e amplificati dal processo di combustione. Dall'andamento delle temperature si nota, invece, che aumentando la pressione di aspirazione, dallo scoccare della scintilla e per tutta la corsa di espansione dal PMS al PMI, le temperature raggiunte in camera sono maggiori. Durante la risalita del pistone, invece, le temperature diminuiscono al crescere della pressione di aspirazione. Tale relazione può essere spiegata con l'ausilio degli andamenti della portata attraverso una delle tre valvole di aspirazione e una delle tre valvole di scarico (l'andamento della portata è identico per tutte e tre le valvole di aspirazione/scarico, per questo sarà raffigurata solo una delle tre):

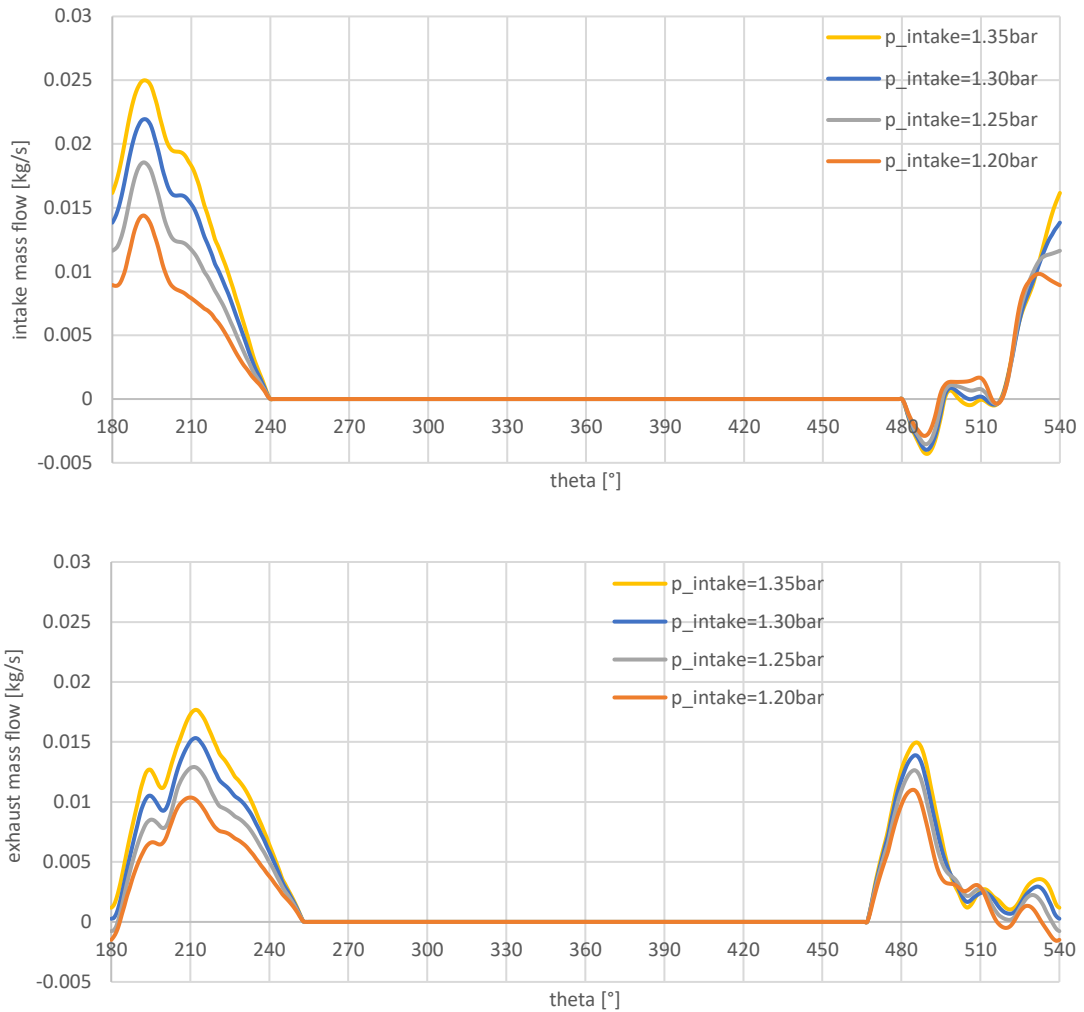
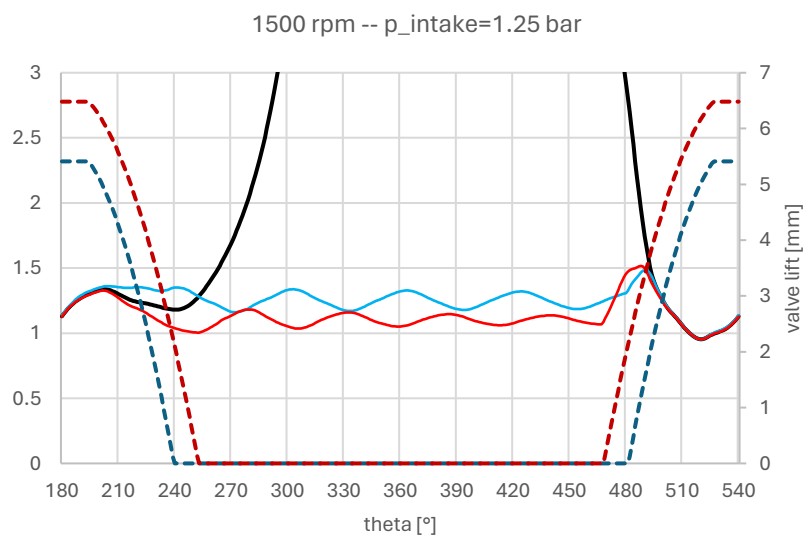
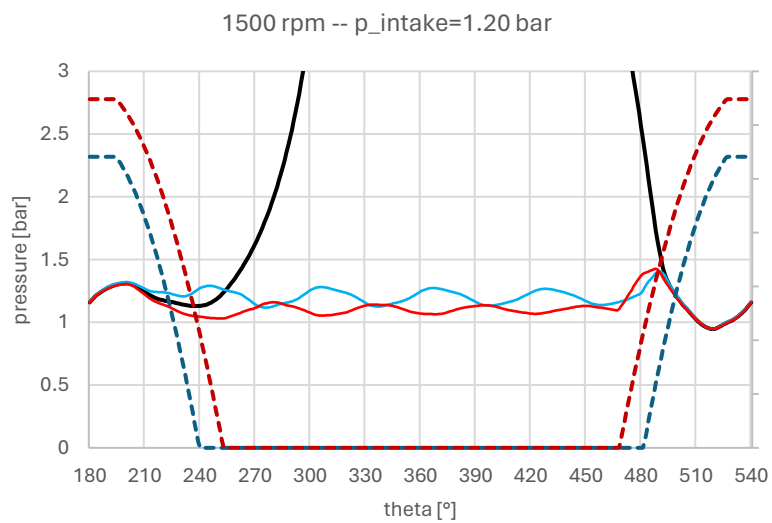


Figura 51 Confronto portata in ingresso e in uscita al variare della pressione di aspirazione

Concentrandosi sull'intervallo angolare del processo di lavaggio (cioè quando si aprono le valvole di scarico e aspirazione) si nota, dall'andamento dell'exhaust mass flow, che aumentando la pressione di aspirazione, aumenta la quantità di gas combusti che fuoriesce dalla camera. Infatti, aumentando la p_{intake} , aumentano le pressioni raggiunte in camera in seguito alla combustione e, quindi, aumenta la differenza di pressione tra l'interno e l'esterno del cilindro favorendo l'efflusso dei gas. Inoltre, poiché la pressione di aspirazione non ha conseguenze rilevanti sulla pressione in camera durante il processo di lavaggio, il suo incremento favorisce l'ingresso di carica fresca all'interno della camera (andamento della intake mass flow in funzione della p_{intake}). Si può dedurre, quindi, che il processo di lavaggio coinvolge quantità di gas combusti/carica fresca maggiori al crescere della pressione di aspirazione e questo spiega

l'andamento delle temperature in camera: l'efflusso maggiore di gas combusti e l'ingresso di una maggior quantità di carica fresca, ottenuti con l'incremento della p_{intake} , spiegano l'abbassamento della temperatura tra il PMI e la fine della compressione.

È stato studiato anche l'andamento della pressione all'interno dei condotti di aspirazione e scarico e all'interno della camera di combustione durante un ciclo di funzionamento riportandole, insieme alla fasatura di apertura valvole, nei seguenti diagrammi ("pumping loop"):



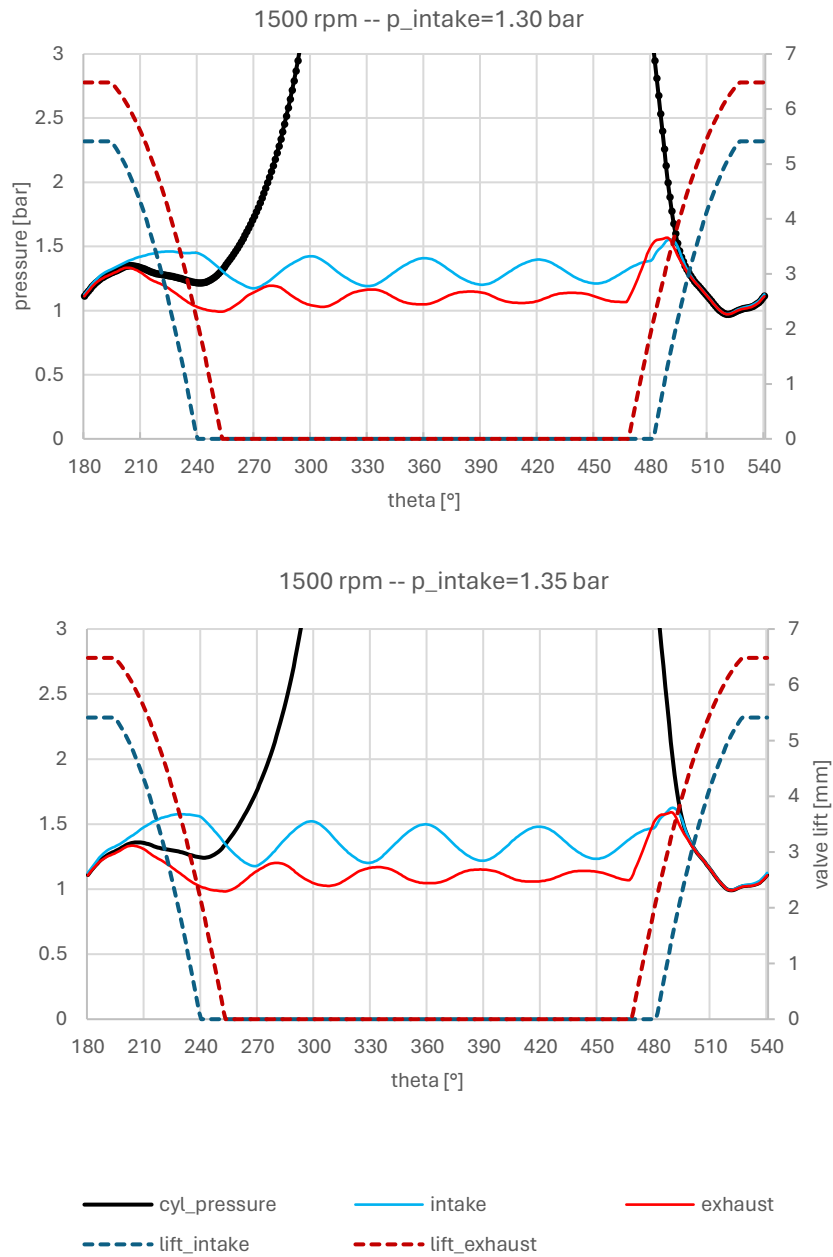


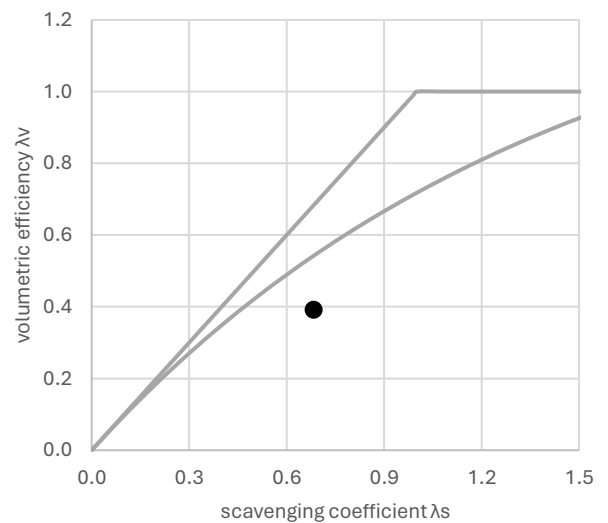
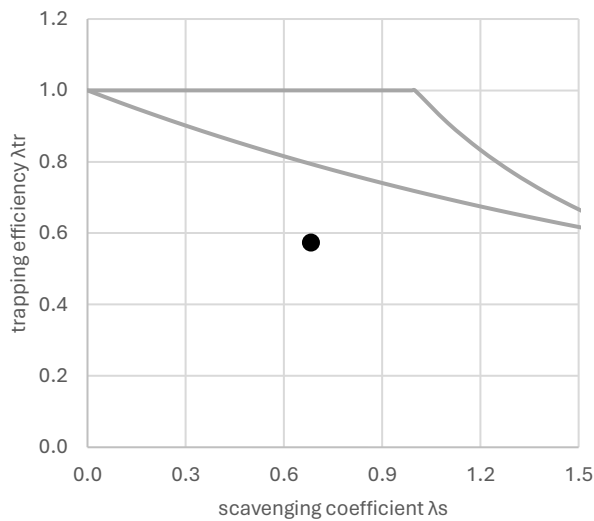
Figura 52 Diagrammi di pumping loop al variare della pressione d'aspirazione

È evidente come anche l'andamento della pressione nei condotti di aspirazione segue l'andamento della p_{intake} : infatti, aumenta la distanza tra le curve della pressione nei condotti di aspirazione e nei condotti di scarico e, inoltre, il valore medio intorno al quale oscillano le pressioni cresce con l'aumentare del valore della p_{intake} e tende ad esso. Un altro aspetto che è osservabile dai diagrammi di pumping loop e che rafforza la consistenza del modello riguarda il maggior

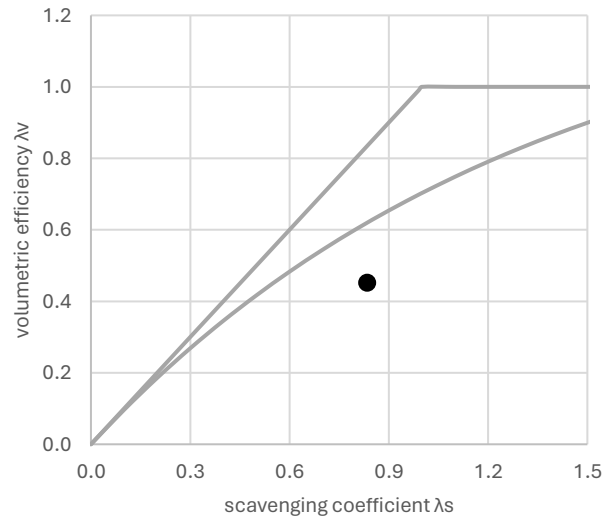
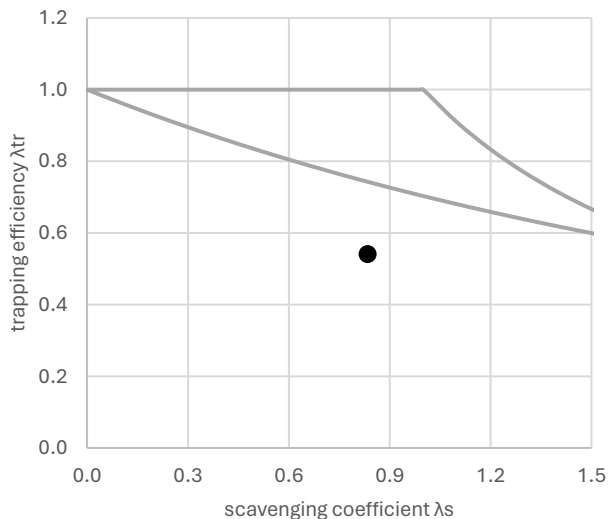
incremento della pressione nei condotti di scarico all'apertura della valvola al crescere della pressione di aspirazione: questo si spiega con il maggior efflusso di gas combusti dalla camera di combustione verso l'esterno dovuto alle maggiori pressioni che si ottengono in camera aumentando la pressione d'aspirazione e quindi incrementando il gradiente di pressione tra interno ed esterno.

Come è stato fatto per il modello analizzato nel capitolo II, anche in questo caso è stato studiato come varia l'efficienza del processo di lavaggio al variare della pressione di aspirazione con l'ausilio dei modelli ideali descritti nel paragrafo 2.6.1 e i relativi diagrammi di lavaggio. Di seguito sono riportati i relativi risultati:

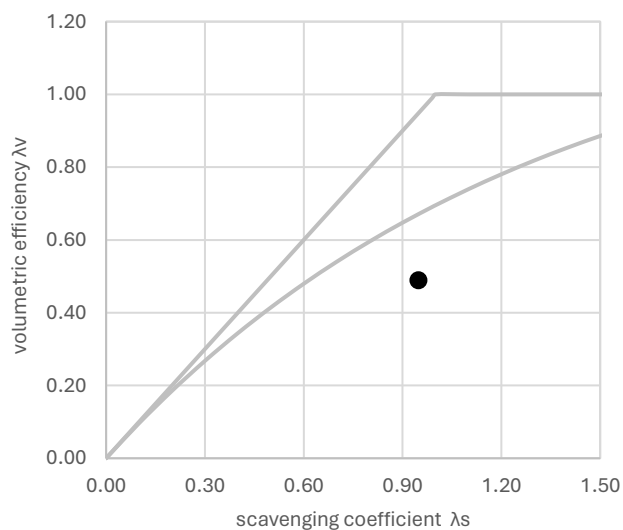
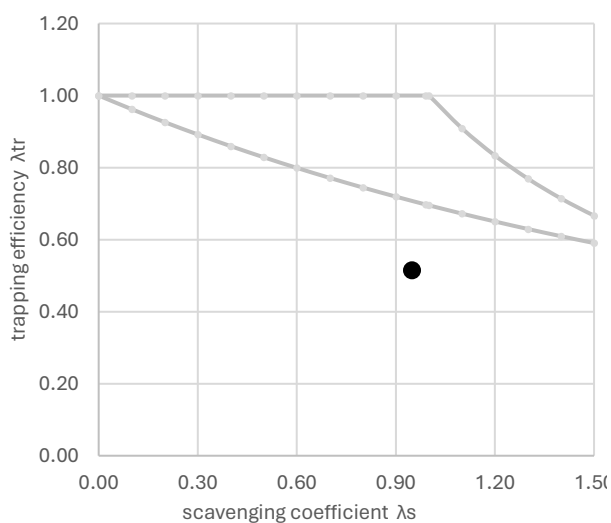
- $p_{intake} = 1.20 \text{ bar}$



- $p_{intake} = 1.25 \text{ bar}$



- $p_{intake} = 1.30 \text{ bar}$



- $p_{intake} = 1.35 \text{ bar}$

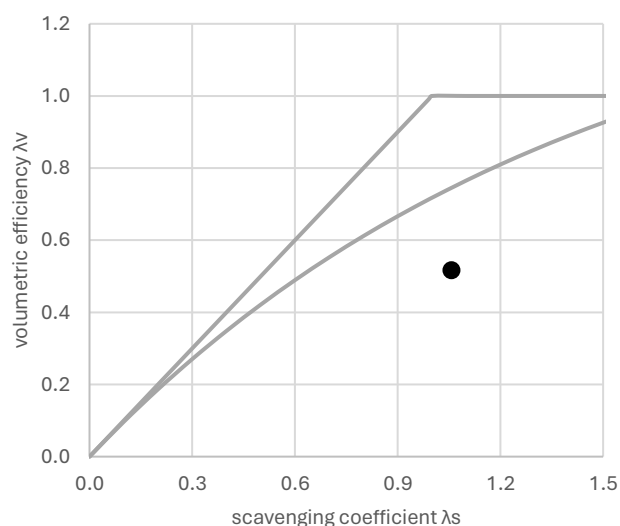
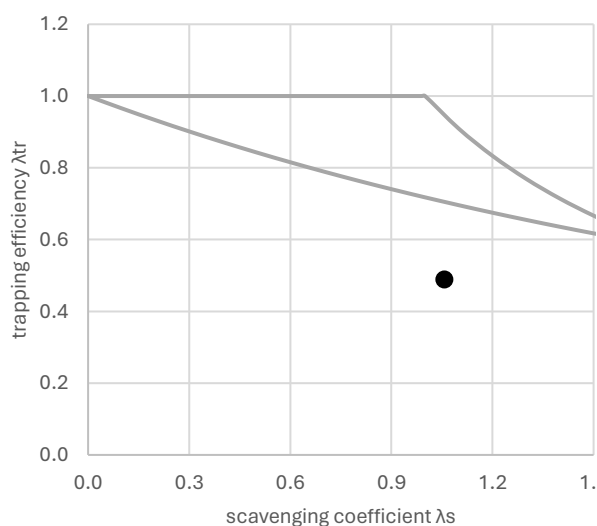


Figura 53 Diagrammi di lavaggio al variare della pressione di aspirazione

	$p_{intake} \text{ 1.20 bar}$	$p_{intake} \text{ 1.25 bar}$	$p_{intake} \text{ 1.30 bar}$	$p_{intake} \text{ 1.35 bar}$
<i>aria aspirata (m_s) [mg]</i>	204.77	258.40	304.96	350.77
<i>trapped air (m_a) [mg]</i>	117.20	140.20	157.90	173.00
λ_s	0.69	0.84	0.95	1.05
λ_{tr}	0.57	0.54	0.52	0.49
λ_v	0.40	0.45	0.49	0.52

Tabella 9 Confronto risultati numerici relativi al processo di lavaggio al variare della pressione d'aspirazione

Dagli andamenti riportati in Figura 53 e dai risultati della Tabella 9, si trova conferma con quanto detto finora. In particolare, aumentando la pressione di aspirazione si nota un aumento della portata di carica fresca aspirata (e quindi un aumento di λ_s) maggiore dell'aumento della portata di gas combusti espulsi dalla camera e ciò determina un aumento della quantità rimasta in camera alla chiusura delle valvole (e quindi un aumento di λ_v). Tuttavia, l'incremento della quantità di carica rimasta all'interno del cilindro è minore rispetto all'incremento della quantità di carica fresca aspirata (proprio a causa del maggior efflusso) e questo, di fatto, si traduce in un peggioramento, in termini assoluti, del rendimento del processo di lavaggio (diminuzione di λ_{tr}).

In ultima analisi, sono riportati (in Tabella 10) i confronti tra i risultati numerici ottenuti dallo sweep della p_{intake} appena discusso.

	p_{intake} 1.20 bar	p_{intake} 1.25 bar	p_{intake} 1.30 bar	p_{intake} 1.35 bar
IMEP [bar]	5.77	6.91	7.78	8.53
p_{media} in_valve [bar]	1.20	1.25	1.30	1.35
p_{media} ex_valve [bar]	1.12	1.13	1.14	1.14
BSFC [g/kWh]	441.31	455.45	470.82	488.75
fuel mass per cycle [mg]	14.03	17.70	20.99	24.03
combustion fuel [mg]	8.14	9.78	11.02	12.08
perdite_fuel	41.46%	44.76%	47.51%	49.72%
Ind.Efficiency	23.31%	21.89%	20.82%	19.82%
Ind.Power [kW]	3.47	4.15	4.67	5.12

Tabella 10 Confronto risultati numerici al variare della pressione d'aspirazione

In accordo con quanto detto finora, in Tabella 10, si può osservare come l'incremento della pressione di aspirazione determini una pressione media indicata (IMEP) crescente (come era intuibile dall'andamento delle pressioni riportato in Figura 53). Anche i valori medi della pressione nei condotti di aspirazione e scarico riproducono con una buona approssimazione i parametri di input inseriti nel pannello Gasdyn. Quanto ai parametri prestazionali, invece, si può osservare come incrementando la pressione di aspirazione e quindi la

quantità di aria aspirata, trattandosi di un motore PFI (Port Fuel Injection), aumenti anche la quantità di combustibile iniettato (Fuel mass per cycle). Tale combustibile, miscelandosi con aria, partecipa al processo di lavaggio e quindi, parte di esso, verrà espulso direttamente senza partecipare al processo di combustione (fenomeno del “corto circuito”): a questo sono dovuti gli elevati valori di perdita di combustibile che aumentano con l’aumentare della p_{intake} per il maggior gradiente di pressione tra aspirazione e scarico (a questo sono dovuti anche valori e variazione del rendimento indicato). Dall’andamento del consumo specifico di combustibile (BSFC) si possono riassumere tali aspetti: è vero che aumentando la pressione di aspirazione si ottiene una potenza maggiore, ma a fronte di un incremento della quantità di combustibile iniettata nettamente maggiore in termini percentuali (ciò spiega l’aumento del BSFC).

3.2.2 SWEEP PRESSIONE DI ASPIRAZIONE E SCARICO CON ΔP COSTANTE: ANALISI RISULTATI

A questo punto, insieme ai valori della pressione di aspirazione visti nel paragrafo 3.1.1, sono state modificate anche le pressioni di scarico in modo da mantenere il gradiente di pressione tra aspirazione e scarico costante e pari a 0.20 bar. L’obiettivo di tale indagine sarà quello di determinare quale aspetto possa avere maggiori conseguenze sul comportamento del motore tra la pressione di aspirazione e il gradiente stesso. I risultati riportati in tale paragrafo fanno riferimento al modello presentato precedentemente a cui sono state applicate le seguenti condizioni di funzionamento:

$$p_{intake} = 1.20 \text{ bar} \quad p_{exhaust} = 1.00 \text{ bar}$$

$$p_{intake} = 1.25 \text{ bar} \quad p_{exhaust} = 1.05 \text{ bar}$$

$$p_{intake} = 1.30 \text{ bar} \quad p_{exhaust} = 1.10 \text{ bar}$$

$$p_{intake} = 1.35 \text{ bar} \quad p_{exhaust} = 1.15 \text{ bar}$$

Si riportano in Figura 54 e 55 gli andamenti di pressione e temperatura all’interno della camera di combustione:

Si può osservare, in Figura 55, come l'incremento della pressione di aspirazione (ma mantenendo il gradiente costante) porti comunque al raggiungimento di pressioni maggiori all'interno del cilindro durante il processo di combustione, ma le differenze sono ben inferiori rispetto a quanto visto facendo variare solo la pressione di aspirazione. In Figura 54, si nota invece che tali variazioni non hanno praticamente alcun effetto sull'andamento della temperatura. Per comprendere ancora meglio tali andamenti si può ricorrere, anche in questo caso, agli andamenti di portata aspirata e espulsa tramite le apposte valvole presentati in Figura 56:

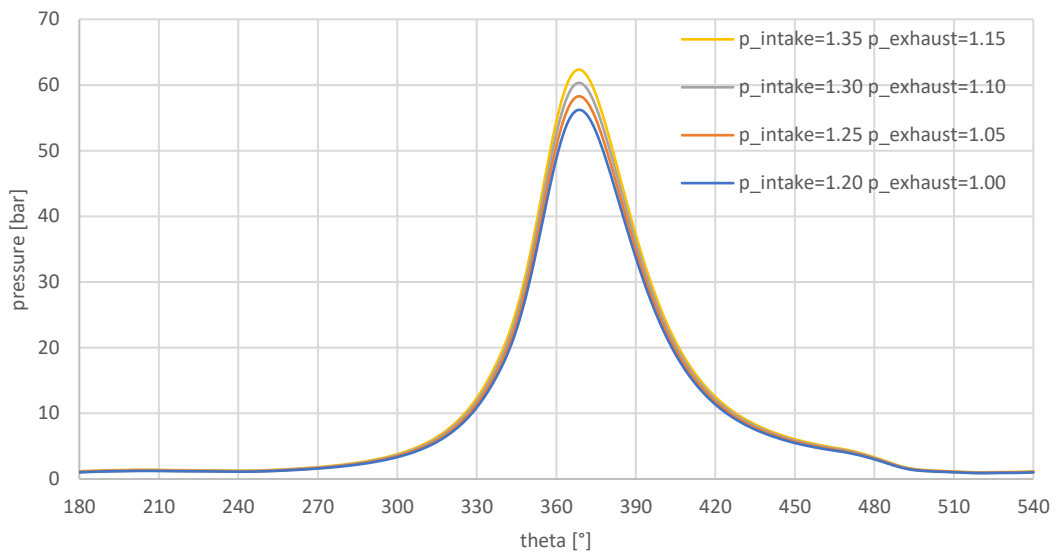


Figura 55 Confronto temperature al variare della pressione di aspirazione e di scarico a parità di Δp

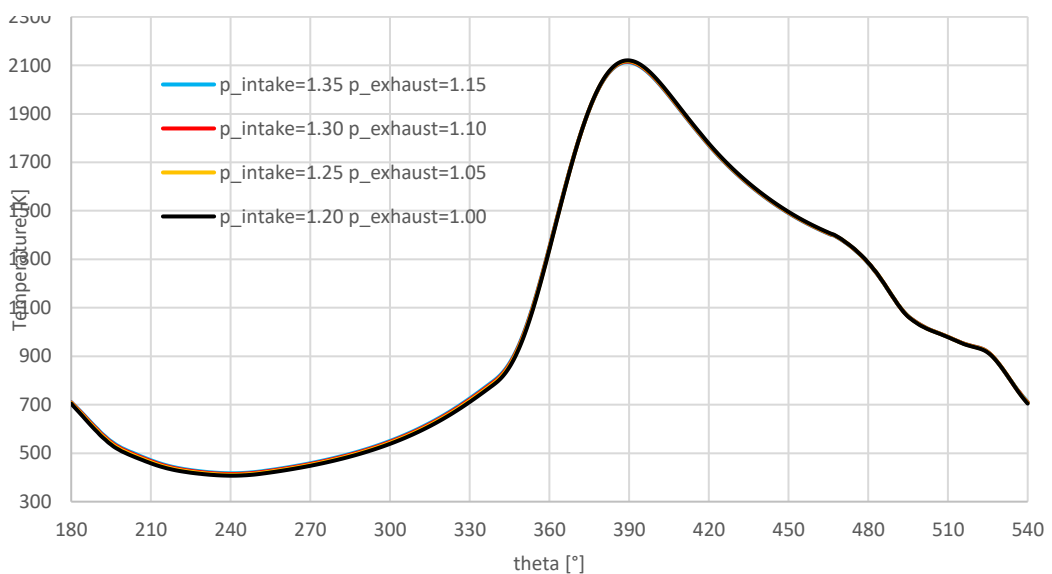


Figura 54 Confronto pressioni al variare della pressione di aspirazione e di scarico a parità di Δp

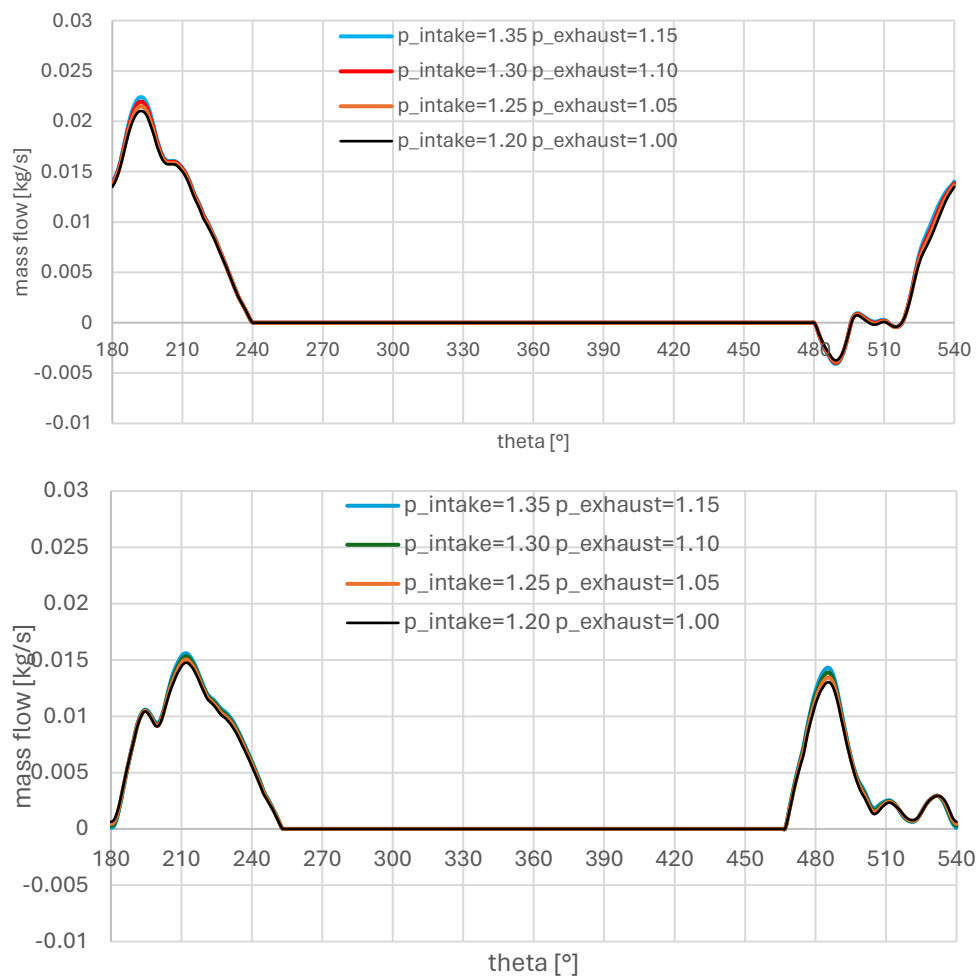
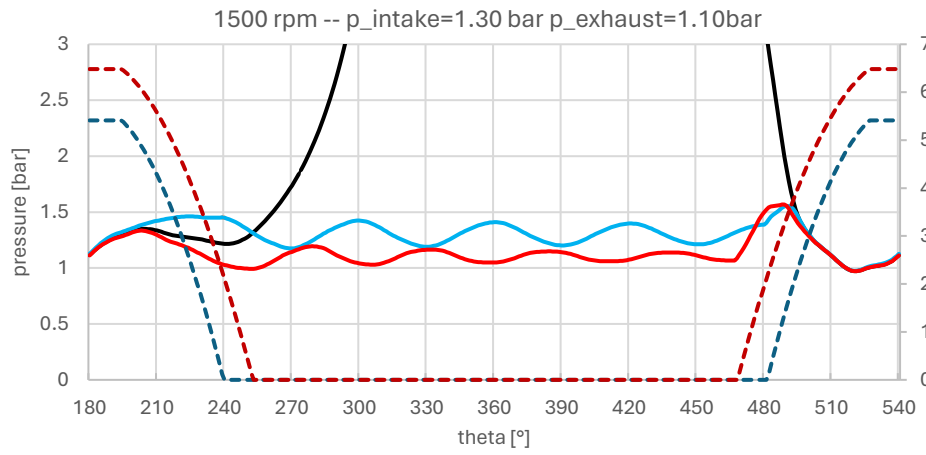
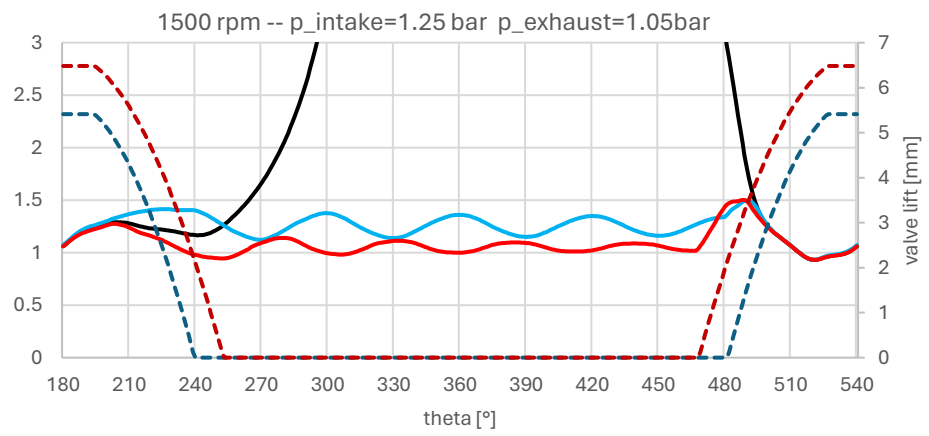
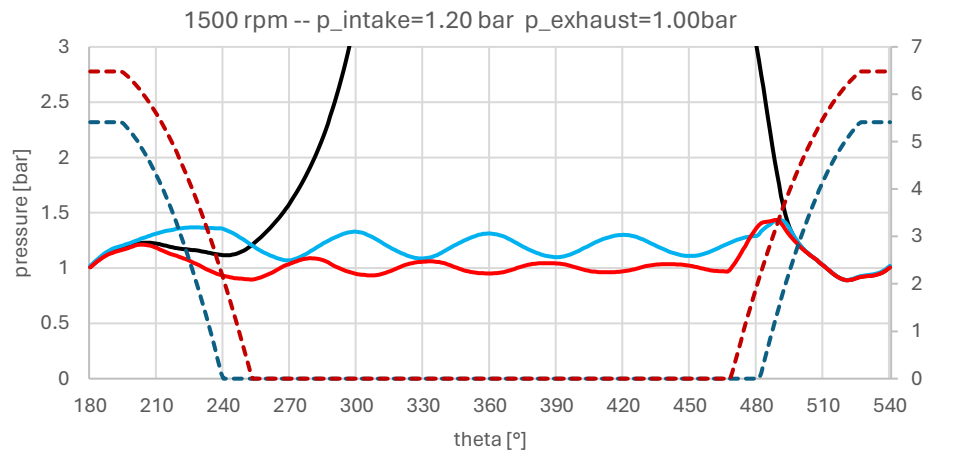


Figura 56 Confronto portate in ingresso e in uscita al variare della pressione di aspirazione e di scarico a parità di Δp

È evidente come, pur incrementando la pressione di aspirazione, il fatto che la differenza di pressione tra ambiente di aspirazione e ambiente di scarico rimanga costante, limita l'efflusso dei gas combusti e l'immissione di carica fresca. Questo spiega il motivo per cui le pressioni e le temperature raggiunte in camera sono molto simili tra loro.

Anche per queste casistiche sono stati analizzati gli andamenti delle pressioni nei condotti di aspirazione e scarico, confrontandoli con quelli interni alla camera riportando anche la fase delle valvole (diagrammi di "pumping loop").



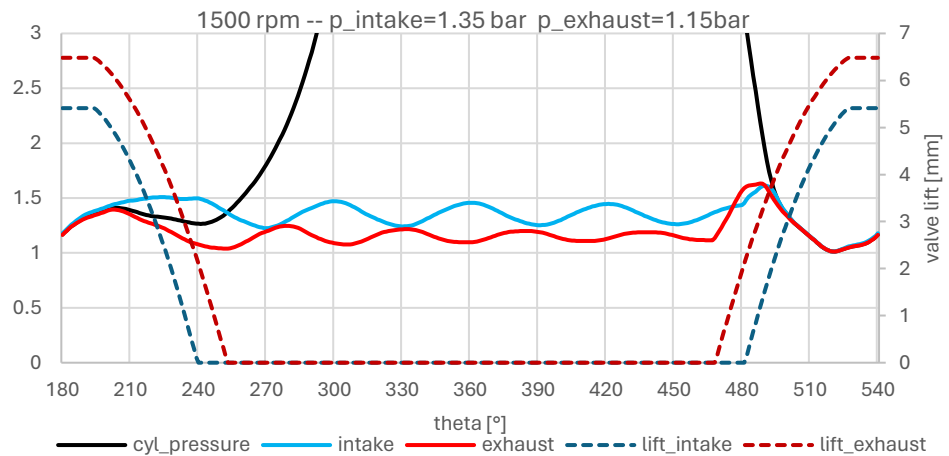


Figura 57 Diagrammi di pumping loop al variare della pressione di aspirazione e di scarico a parità di Δp

Le osservazioni fatte per i diagrammi dello stesso tipo presentati nel paragrafo precedente valgono anche per questi ad eccezione dell'aumento di pressione che si aveva nel condotto di scarico all'apertura della valvola. Nei casi precedenti, infatti, all'aumentare della pressione di aspirazione, si notava un incremento della curva rossa continua (pressione del condotto di scarico) all'apertura della valvola via via sempre più significativo per via del maggior efflusso dei gas combusti dovuto al divario di pressione crescente tra camera e ambiente di scarico. In Figure 57, invece, oltre al fatto che le pressioni in camera aumentano meno, c'è da considerare anche l'incremento della pressione di scarico: il salto di pressione tra i 4 casi, dunque, è nettamente inferiore così come le differenze di efflusso dei gas combusti.

È interessante notare come variando le condizioni di aspirazione e scarico, il processo di lavaggio non venga particolarmente influenzato a patto di mantenere

costante il salto di pressione. A tal scopo si possono considerare i diagrammi di lavaggio per ciascuna delle quattro casistiche:

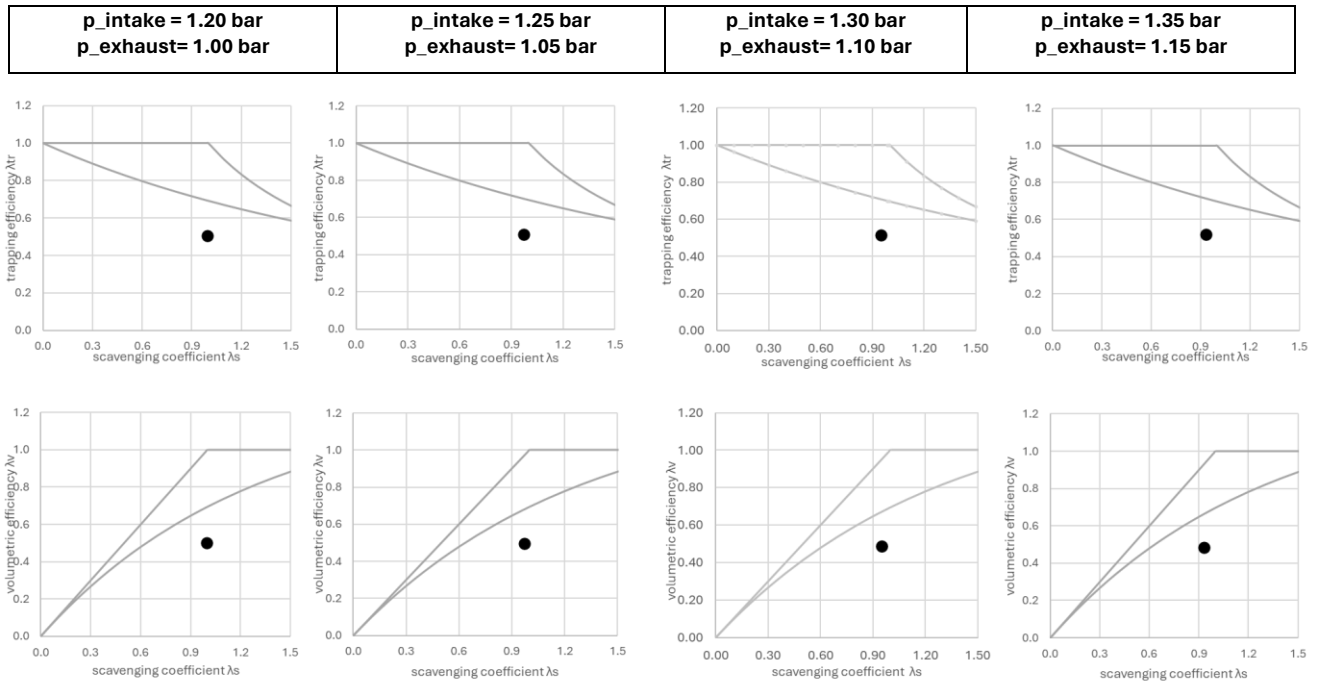


Figura 58 Diagrammi di lavaggio al variare della pressione di aspirazione e di scarico a parità di Δp

	$p_{intake} = 1.20$ bar $p_{exhaust} = 1.00$ bar	$p_{intake} = 1.25$ bar $p_{exhaust} = 1.05$ bar	$p_{intake} = 1.30$ bar $p_{exhaust} = 1.10$ bar	$p_{intake} = 1.35$ bar $p_{exhaust} = 1.15$ bar
aria aspirata (m_s) [mg]	294.14	299.56	304.96	310.42
trapped air (m_a) [mg]	149.30	153.90	157.90	162.00
λ_s	0.99	0.97	0.95	0.93
λ_{tr}	0.51	0.51	0.52	0.52
λ_v	0.50	0.50	0.49	0.49

Tabella 11 Confronto risultati numerici relativi al processo di lavaggio al variare della pressione d'aspirazione e di scarico a parità di Δp

Dalla Figura 58 e dalla Tabella 11, è evidente come le pressioni di aspirazione e scarico abbiano un'influenza praticamente trascurabile sulla quantità di carica aspirata e di gas combusti scaricati durante il processo di lavaggio: l'efficienza di quest'ultimo, valutata con l'ausilio matematico dei tre parametri λ_s , λ_v e λ_{tr} , rimane pressoché costante.

A questo punto ci si può concentrare sui parametri prestazionali del modello e sulla loro variazione in funzione di quanto appena visto:

	p_intake = 1.20 bar p_exhaust= 1.00 bar	p_intake = 1.25 bar p_exhaust= 1.05 bar	p_intake = 1.30 bar p_exhaust= 1.10 bar	p_intake = 1.35 bar p_exhaust= 1.15 bar
<i>IMEP [bar]</i>	7.34	7.56	7.78	7.99
<i>p_media in_valve [bar]</i>	1.20	1.25	1.30	1.35
<i>p_media ex_valve [bar]</i>	1.04	1.09	1.14	1.19
<i>BSFC [g/kWh]</i>	484.68	477.32	470.82	464.48
<i>fuel mass per cycle [mg]</i>	20.15	20.62	20.99	21.35
<i>combustion fuel [mg]</i>	10.42	10.72	11.02	11.33
<i>perdite_fuel</i>	48.57%	48.02%	47.51%	47.09%
<i>Ind.Efficiency</i>	20.36%	20.60%	20.82%	21.03%
<i>Ind.Power [kW]</i>	4.41	4.54	4.67	4.80

Tabella 12 Confronto risultati numerici al variare della pressione d'aspirazione e di scarico a parità di Δp

Anche in tali casistiche il valore medio della pressione nei condotti di aspirazione e scarico approssima correttamente i parametri inseriti come dati input: su tale aspetto è stata quindi dimostrata la solidità del modello. Per quanto riguarda gli altri parametri monitorati: la IMEP vede un leggero aumento in linea con quanto visto negli andamenti delle pressioni; la fuel mass per cycle aumenta leggermente per via del modesto incremento della massa d'aria aspirata; la quantità di combustibile che rimane in camera alla chiusura delle valvole aumenta seguendo la stessa tendenza della quantità iniettata in quanto il processo di lavaggio rimane praticamente invariato (quindi la quantità di combustibile persa per corto circuito rimane pressoché costante). Alla luce di ciò che è stato visto, si spiega la minima variazione della potenza ottenuta e del consumo specifico di combustibile.

3.2.3 ANALISI RISULTATI A PARITÀ DI PRESSIONE DI ASPIRAZIONE

In ultima analisi, si riprendono i risultati presentati nei due paragrafi precedenti in modo da confrontare tra loro le simulazioni con la medesima pressione di aspirazione: si vuole mettere in evidenza, dunque, l'influenza della pressione di

scarico o, in altri termini, si vuole concludere il confronto tra le conseguenze della variazione del Δp tra aspirazione e scarico e le conseguenze delle variazioni delle pressioni di aspirazione e scarico mantenendo costante la loro differenza.

Di seguito sono riportati gli andamenti della pressione in camera di combustione, della portata aspirata, della portata scaricata e i principali risultati numerici relativi ai parametri monitorati.

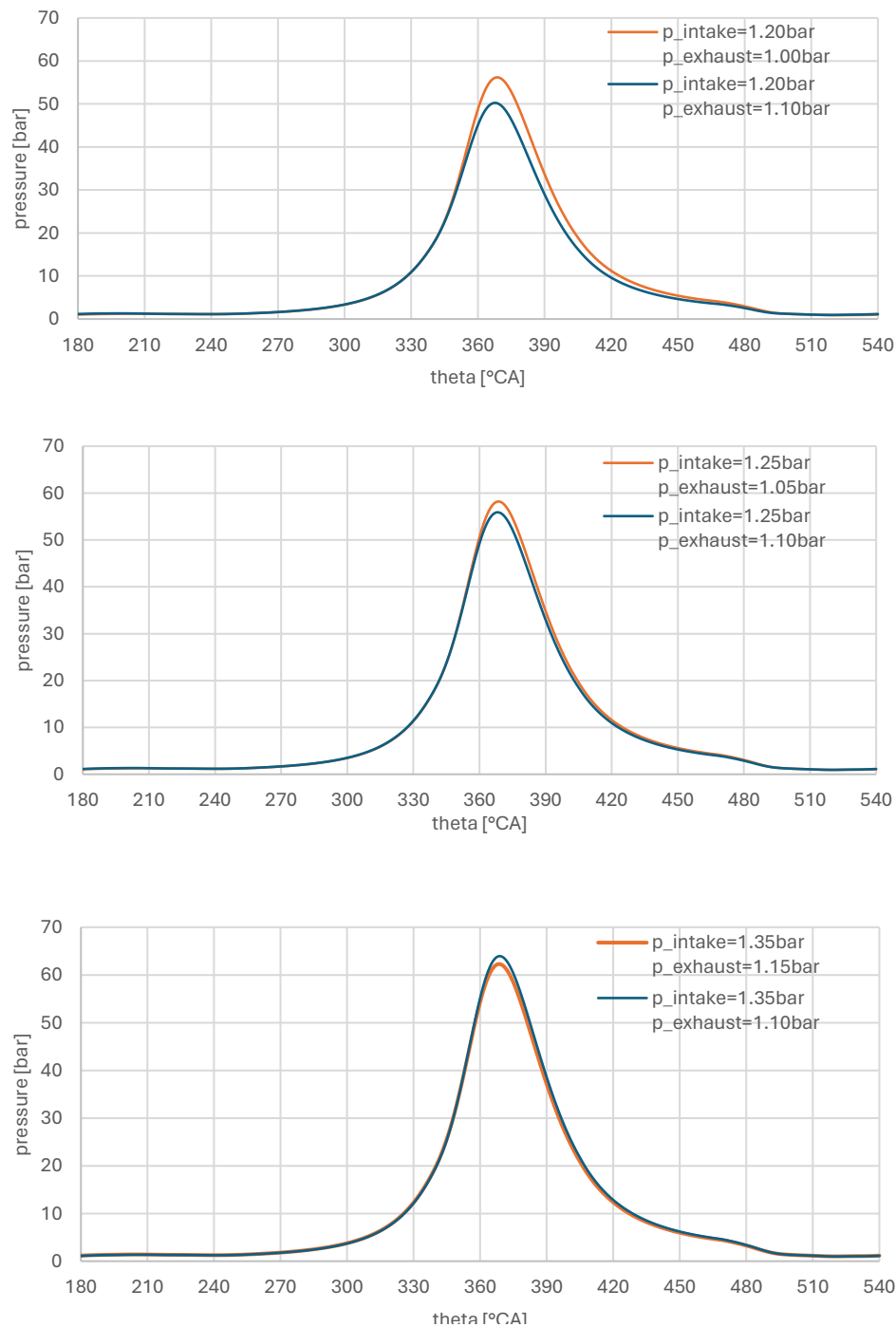


Figura 59 Confronto pressioni al variare del gap di pressione tra aspirazione e scarico a parità della pressione d'aspirazione

Dagli andamenti riportati in Figura 59, si nota come variando sia la pressione di aspirazione che quella di scarico (curve arancioni) le pressioni raggiunte in camera di combustione presentano una variazione nettamente inferiore rispetto a quanto succede facendo variare solo la pressione di aspirazione e, quindi, incrementando il gap tra aspirazione e scarico (curve blu). Nelle tre casistiche esaminate si osserva che la curva di pressione che è al di sopra è sempre quella con il gap tra aspirazione e scarico maggiore indipendentemente dai valori di pressione scelti.

Un discorso analogo può essere fatto anche per gli andamenti di portata in ingresso e in uscita dalle valvole:

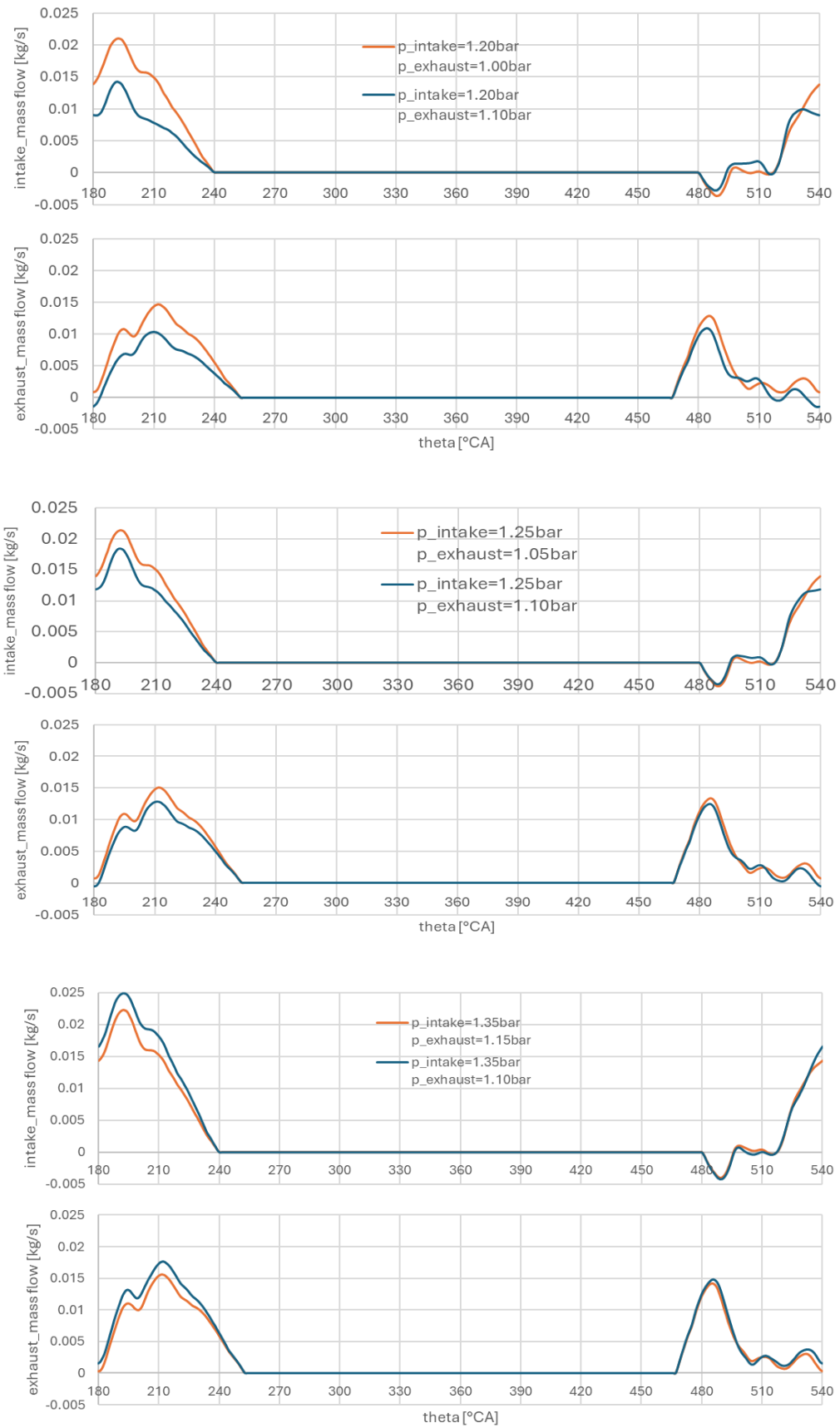


Figura 60 Confronto portate in ingresso e in uscita al variare del gap di pressione tra aspirazione e scarico a parità della pressione d'aspirazione

Dagli andamenti riportati in Figura 60 si nota come, indipendentemente dai valori di pressione di aspirazione e scarico, mantenendo costante la loro differenza, il processo di lavaggio in termini di quantità di carica aspirata e gas combusti scaricati rimane pressoché invariato. Man mano che aumenta il divario tra essi, invece, aumenta la quantità di carica fresca e gas combusti coinvolta e, inoltre, il fatto che la portata in ingresso aumenti più di quanto faccia quella in uscita spiega il miglioramento delle prestazioni del motore, come si evince dalle tabelle riportate di seguito.

	p_intake = 1.20 bar p_exhaust= 1.00 bar	p_intake = 1.20 bar p_exhaust= 1.10 bar
IMEP [bar]	7.34	5.77
BSFC [g/kWh]	484.68	441.31
fuel mass per cycle [mg]	20.15	14.03
aria aspirata (m_s) [mg]	294.14	204.77
trapped air (m_a) [mg]	149.30	117.20
combustion fuel [mg]	10.42	8.14
Ind.Efficiency	20.36%	23.31%
Ind.Power [kW]	4.41	3.47

Tabella 13 Confronto risultati numerici al variare del gap di pressione tra aspirazione e scarico a parità della pressione d'aspirazione (1.20 bar)

	p_intake = 1.25 bar p_exhaust= 1.05 bar	p_intake = 1.25 bar p_exhaust= 1.10 bar
IMEP [bar]	7.56	6.91
BSFC [g/kWh]	477.32	455.45
fuel mass per cycle [mg]	20.62	17.70
aria aspirata (m_s) [mg]	299.56	258.40
trapped air (m_a) [mg]	153.90	140.20
combustion fuel [mg]	10.72	9.78

Ind.Efficiency	20.60%	21.89%
Ind.Power [kW]	4.54	4.15

Tabella 14 Confronto risultati numerici al variare del gap di pressione tra aspirazione e scarico a parità della pressione d'aspirazione (1.25 bar)

	p_intake = 1.35 bar p_exhaust= 1.15 bar	p_intake = 1.35 bar p_exhaust= 1.10 bar
IMEP [bar]	7.99	8.53
BSFC [g/kWh]	464.48	488.75
fuel mass per cycle [mg]	21.35	24.03
aria aspirata (m_s) [mg]	310.42	350.77
trapped air (m_a) [mg]	162.00	173.00
combustion fuel [mg]	11.33	12.08
Ind.Efficiency	21.03%	19.82%
Ind.Power [kW]	4.80	5.12

Tabella 15 Confronto risultati numerici al variare del gap di pressione tra aspirazione e scarico a parità della pressione d'aspirazione (1.35 bar)

È interessante notare come, partendo da una pressione di aspirazione pari a 1.20 bar e arrivando ad un valore di 1.35 bar, la potenza indicata aumenti da 4.41 kW a 4.80 kW mantenendo costante il gap di pressione tra aspirazione e scarico, mentre raggiunge i 5.12 kW incrementando il gap. Con quest'ultima opzione, dunque, si ottengono prestazioni del motore decisamente migliori in termini di potenza indicata. È opportuno però specificare che il consumo specifico di combustibile (BSFC) è maggiore sia rispetto alla casistica in cui la pressione di aspirazione è minore sia a quella in cui è stato mantenuto costante il gap. Infatti, oltre alla maggior quantità di aria (e quindi di combustibile) aspirata per via della maggior pressione di aspirazione e quindi ad un gradiente di pressione più favorevole tra ambiente di aspirazione e camera, l'aumento del gap favorisce il fenomeno del corto circuito aumentando la quantità di carica fresca che dall'aspirazione fluisce direttamente verso lo scarico. Ciò trova conferma nel fatto che l'incremento della quantità di combustibile che rimane in camera al termine

del processo di lavaggio (combustion fuel) è minore rispetto a quello della quantità di combustibile iniettata in rapporto stechiometrico all'aria aspirata. A sostegno di tali risultati, si può osservare la diminuzione del rendimento indicato più marcata nella casistica in cui viene incrementata, oltre alla pressione di aspirazione, anche la differenza tra essa e quella di scarico.

Per evidenziare ancor di più l'influenza della differenza di pressione tra aspirazione e scarico si possono considerare i seguenti due casi:

a) $p_{intake} 1.20 \text{ bar}$ $p_{exhaust} 1.00 \text{ bar}$

b) $p_{intake} 1.25 \text{ bar}$ $p_{exhaust} 1.10 \text{ bar}$

Nonostante nel caso b) si parta con una pressione di aspirazione maggiore, la IMEP risulta essere inferiore, così come la potenza indicata ottenuta e la quantità di carica fresca aspirata: questi sono gli aspetti in cui un maggiore gap di pressione tra aspirazione e scarico permette di ottenere risultati migliori. Tuttavia, la quantità di combustibile che fuoriesce per corto circuito è, in termini percentuali, maggiore e questo comporta una penalizzazione dal punto di vista del rendimento indicato e del consumo specifico di combustibile.

3.2.4 SWEEP DURATA COMBUSTIONE: ANALISI RISULTATI

In tutte le simulazioni discusse finora, il modello preso in esame era quello di un motore con alimentazione PFI: il combustibile, dunque, veniva iniettato a valvole aperte in rapporto stechiometrico alla quantità d'aria aspirata. Questo è il motivo per cui buona parte del fuel iniettato, miscelato con l'aria, veniva direttamente convogliato verso le valvole di scarico e a ciò erano dovuti i valori elevati del consumo specifico di combustibile (BSFC) e quelli ridotti del rendimento indicato.

Al fine di ridurre consumi superflui di combustibile e limitare la sua diretta fuoriuscita, è possibile, con le nuove versioni Gasdyn, fare l'iniezione in modo da farla avvenire in seguito alla chiusura delle valvole e regolare la quantità di combustibile iniettato in rapporto stechiometrico alla quantità d'aria che rimane all'interno della camera di combustione al termine del processo di lavaggio.

Pertanto, tutti i risultati presentati da qui in avanti fanno riferimento allo stesso modello presentato precedentemente per il quale è stato cambiato il tipo di alimentazione del combustibile: si passa da un motore PFI ad un motore GDI (Gasoline Direct Injection) con Start of Injection (SOI) a 260 °CA (quindi in seguito alla chiusura delle valvole/luci di aspirazione e scarico).

Nei paragrafi 3.1.3 e 3.1.4 si andrà a studiare rispettivamente l'influenza della durata e della fasatura del processo di combustione sul rendimento indicato andando ad agire sui due parametri della funzione di Wiebe da fornire in input nell'interfaccia Gasdyn: $\Delta\theta_{10-90}$ per la durata e θ_{50} aTDC per la fasatura. In particolare, in tale paragrafo, saranno presentati i risultati ottenuti con le seguenti durate imposte del processo di combustione (mantenendo la fasatura con cui sono stati ottenuti i risultati discussi nei paragrafi precedenti: $\theta_{50} = 10$ °CA aTDC):

$$\Delta\theta_{10-90} = 25 \text{ °CA}$$

$$\Delta\theta_{10-90} = 30 \text{ °CA}$$

$$\Delta\theta_{10-90} = 36 \text{ °CA}$$

$$\Delta\theta_{10-90} = 40 \text{ °CA}$$

Come si può notare nell'andamento riportato nelle Figure 61 e 62, la durata della combustione non ha particolari conseguenze sui valori massimi di pressione raggiunti in camera. Con una differenza di durata di 15 °CA (da 25°CA a 40°CA), sono due gli aspetti che, seppur leggermente, variano:

- accorciando la durata è chiaro che lo Start of Combustion (SOC) venga leggermente posticipato e quindi l'innalzamento della pressione dovuto al processo di combustione avvenga qualche grado dopo
- dopo che, allo stesso istante angolare, è stato bruciato il 50% della miscela, ci sarà a disposizione meno tempo angolare per bruciare il restante 50%: questo implica un processo di combustione più brusco che determina valori di pressione superiori nella seconda metà del processo.

È chiaro che, tale secondo aspetto, è da considerare anche nella prima metà del processo di combustione, vale a dire: accorciando la durata, il processo di combustione dovrebbe essere più brusco per arrivare al 50% della massa bruciata nello stesso istante angolare e dovrebbe così generare valori di pressione maggiori. Tuttavia, c'è da considerare l'altro aspetto che sarà predominante: accorciando la durata, viene ritardato lo SOC e quindi una parte minore del processo di combustione sarà contemporanea alla fase di compressione.

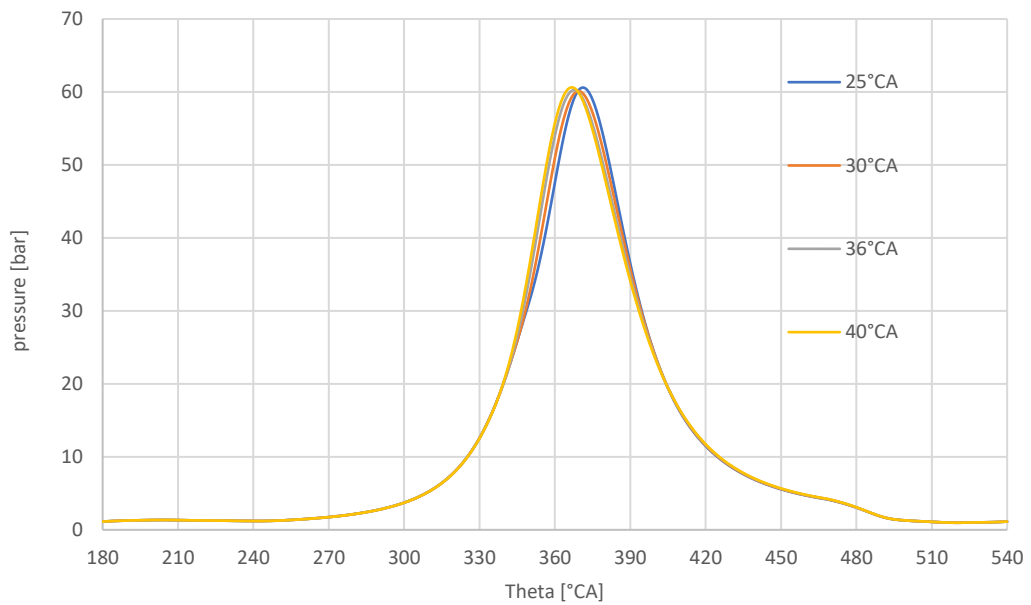


Figura 61 Confronto pressioni al variare della durata della combustione

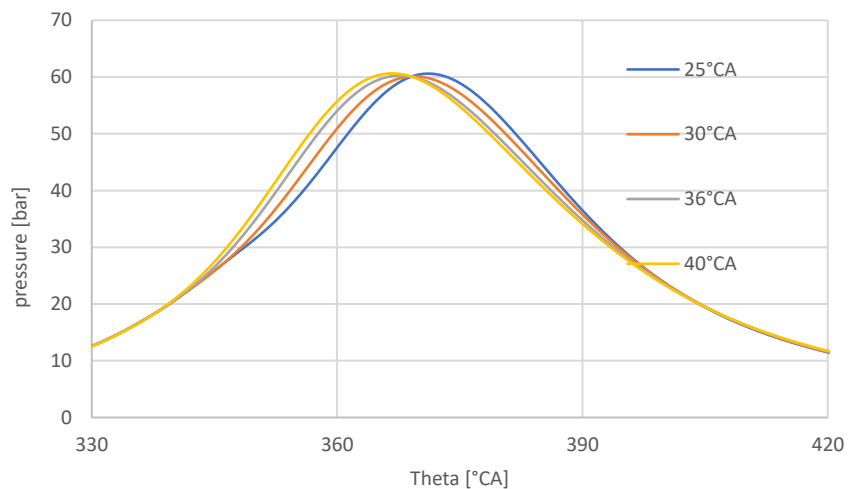


Figura 62 Particolare del confronto pressioni al variare della durata della combustione

Negli andamenti delle temperature raggiunte in camera di combustione riportati in Figura 63, i fenomeni appena descritti sono visibili in modo ancora più evidente:

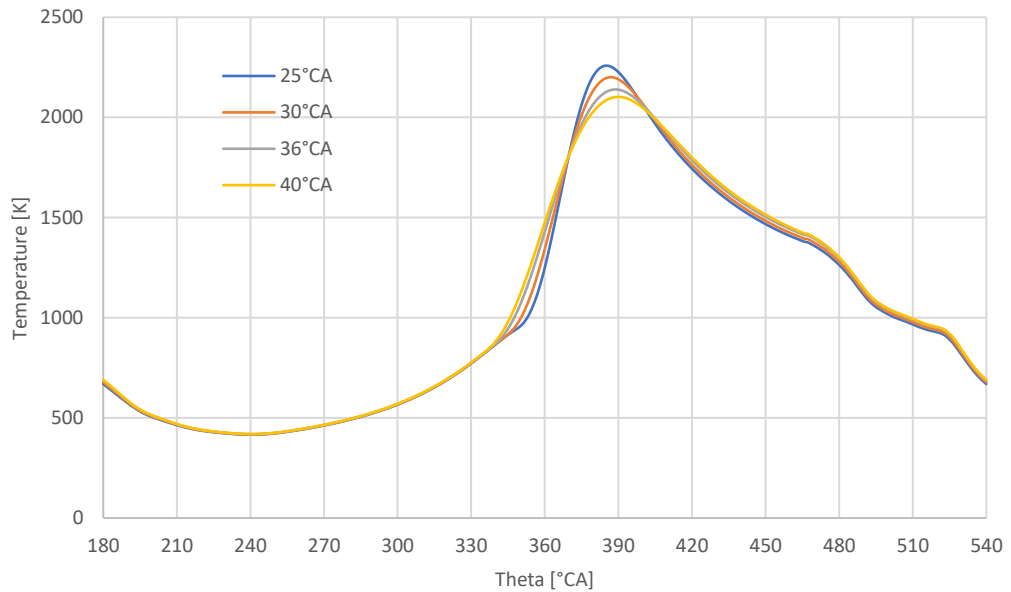


Figura 63 Confronto temperature al variare della durata della combustione

Si può osservare, inoltre, come l'allungamento angolare del processo di combustione implichi che una percentuale crescente di esso si svolga durante la fase di espansione e ciò comporta temperature in camera maggiori (curva gialla).

Rispetto alle analisi svolte precedentemente, in questi due paragrafi, per via dei fattori presi in considerazione, saranno monitorati anche altri 3 parametri: la frazione di massa bruciata, il tasso di rilascio del calore e il calore rilasciato dalla miscela. Di seguito sono riportati i relativi andamenti:

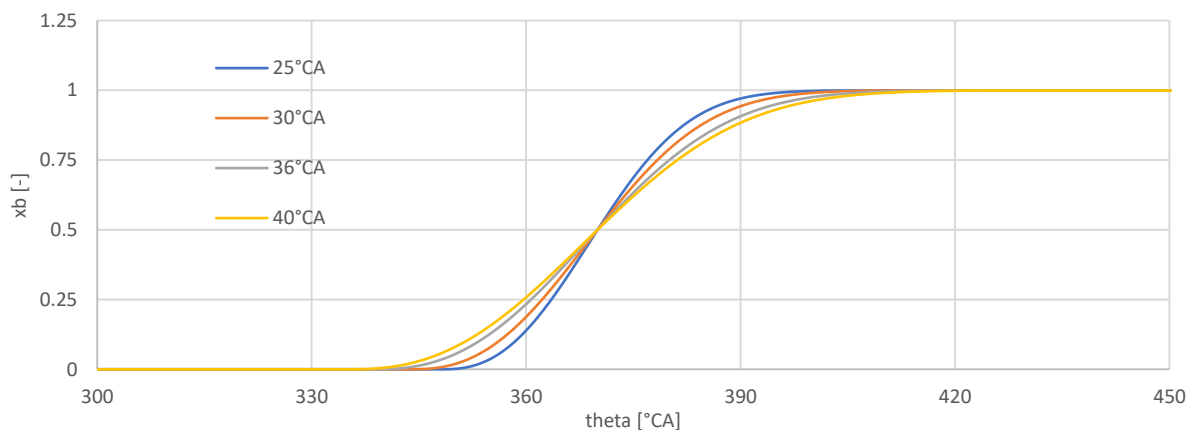


Figura 64 Andamento della frazione di massa bruciata al variare della durata della combustione

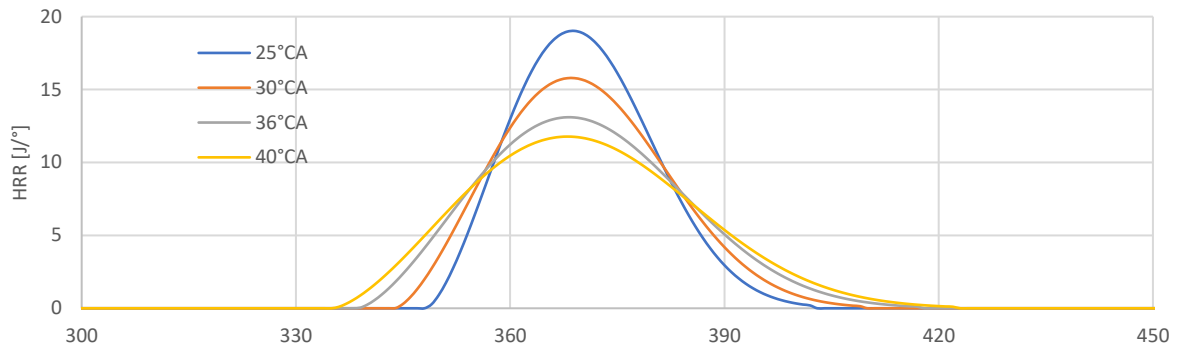


Figura 65 Andamento del tasso di rilascio termico al variare della durata della combustione

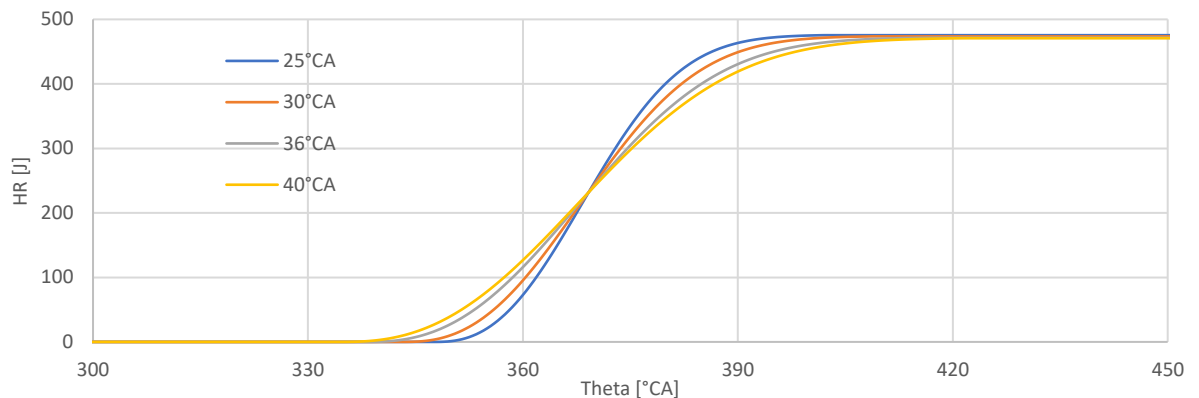


Figura 66 Andamento del calore termico rilasciato al variare della durata della combustione

Gli andamenti appena presentati confermano quanto detto in precedenza: si nota come aumentando la durata angolare del processo di combustione, viene anticipato lo SOC in modo da far coincidere l'istante angolare in cui viene bruciato il 50% della miscela. Inoltre, si nota come diminuendo la sua durata il processo di combustione diventa inevitabilmente più brusco: infatti, è maggiore la pendenza della curva della frazione di massa bruciata e del calore totale rilasciato, mentre la curva del tasso di rilascio del calore è più stretta in termini di intervallo angolare ma raggiunge picchi nettamente maggiori.

La durata della combustione, invece, come ci si poteva aspettare non ha alcun effetto sull'andamento della portata aspirata e scaricata.

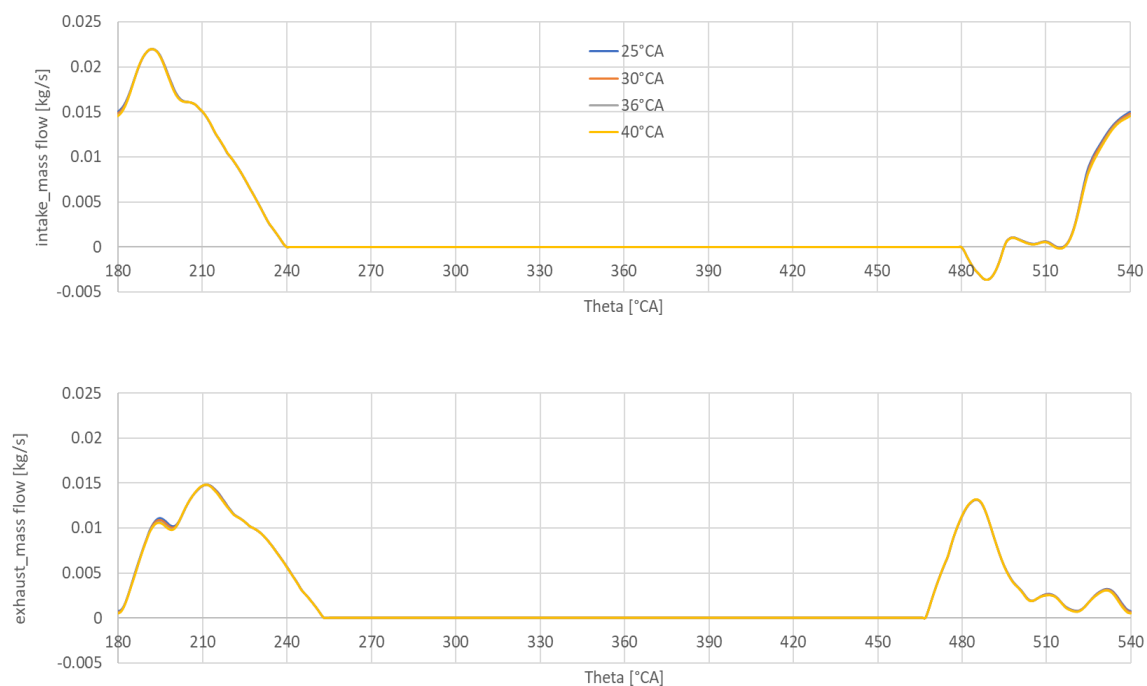


Figura 67 Confronto della portata in ingresso e in uscita al variare della durata della combustione

A questo punto, per avere un'indicazione anche quantitativa dell'influenza della durata della combustione sulle prestazioni del motore, si può far riferimento alla Tabella 16 in cui sono riportati i risultati numerici dei principali parametri prestazionali:

	$\Delta\theta_{10-90}$ 25 °CA	$\Delta\theta_{10-90}$ 30 °CA	$\Delta\theta_{10-90}$ 36 °CA	$\Delta\theta_{10-90}$ 40 °CA
IMEP [bar]	7.45	7.35	7.21	7.11
Indicated Efficiency	0.38	0.37	0.37	0.36
BSFC [g/kWh]	262.58	265.53	270.48	274.62
Indicated Power [kW]	4.48	4.42	4.33	4.27

Tabella 16 Confronto risultati numerici al variare della durata della combustione

Come ci si poteva aspettare, riducendo la durata del processo di combustione, si riducono le perdite ad esso associate riuscendo ad ottenere un rendimento indicato maggiore e, quindi, potenze più elevate. Inoltre, poiché la durata del

processo di combustione non ha conseguenze rilevanti sul processo di lavaggio e, quindi, sulla quantità di aria che rimane intrappolata nel cilindro alla chiusura delle valvole e, quindi, sulla quantità di fuel iniettata, riducendo la durata si riesce ad ottenere un consumo specifico di combustibile minore.

3.2.5 SWEEP FASATURA COMBUSTIONE: ANALISI RISULTATI

Oltre alla durata del processo di combustione, un altro parametro che senza dubbio ha delle rilevanti conseguenze sul rendimento termofluidodinamico è la fasatura del processo. Come già anticipato precedentemente, è stata studiata l'influenza di tale aspetto andando a modificare il baricentro del processo di combustione, ovvero l'istante angolare in cui si raggiunge il 50 % della frazione di massa bruciata.

I risultati che saranno presentati in tale paragrafo fanno riferimento al modello considerato finora per il quale sono state impostate le seguenti fasature rispetto al PMS (mantenendo la durata del processo di combustione pari a $\Delta\theta_{10-90} = 36^\circ CA$):

$$\theta_{50} = 0^\circ CA \text{ aTDC}$$

$$\theta_{50} = 5^\circ CA \text{ aTDC}$$

$$\theta_{50} = 10^\circ CA \text{ aTDC}$$

$$\theta_{50} = 15^\circ CA \text{ aTDC}$$

Come si può osservare dagli andamenti riportati nelle Figure 68 e 69, la fasatura del processo di combustione ha conseguenze ben più significative sui valori di pressione e temperatura raggiunti in camera rispetto alla durata:

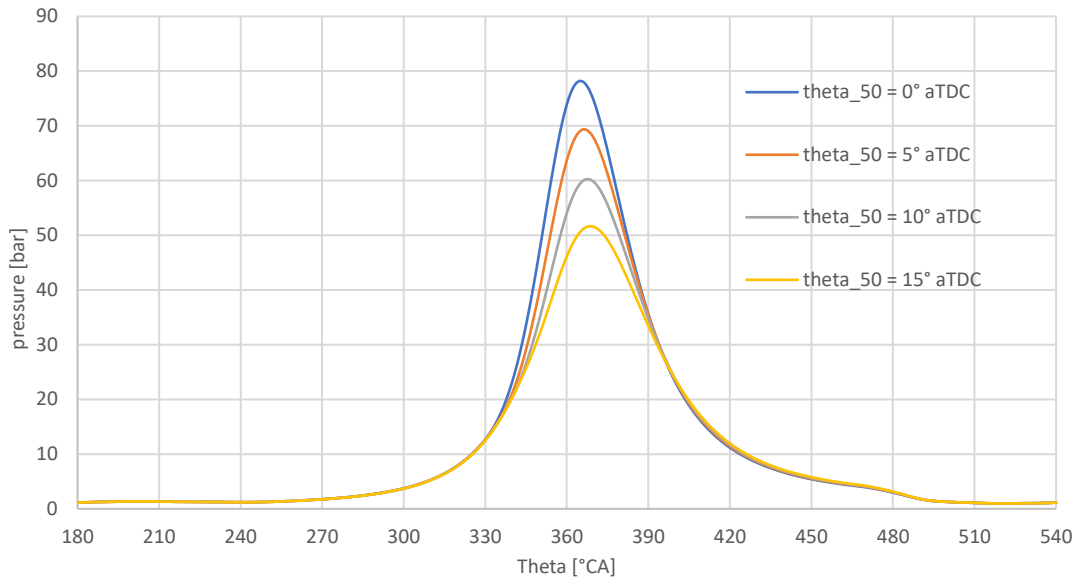


Figura 68 Confronto pressioni al variare della fasatura della combustione

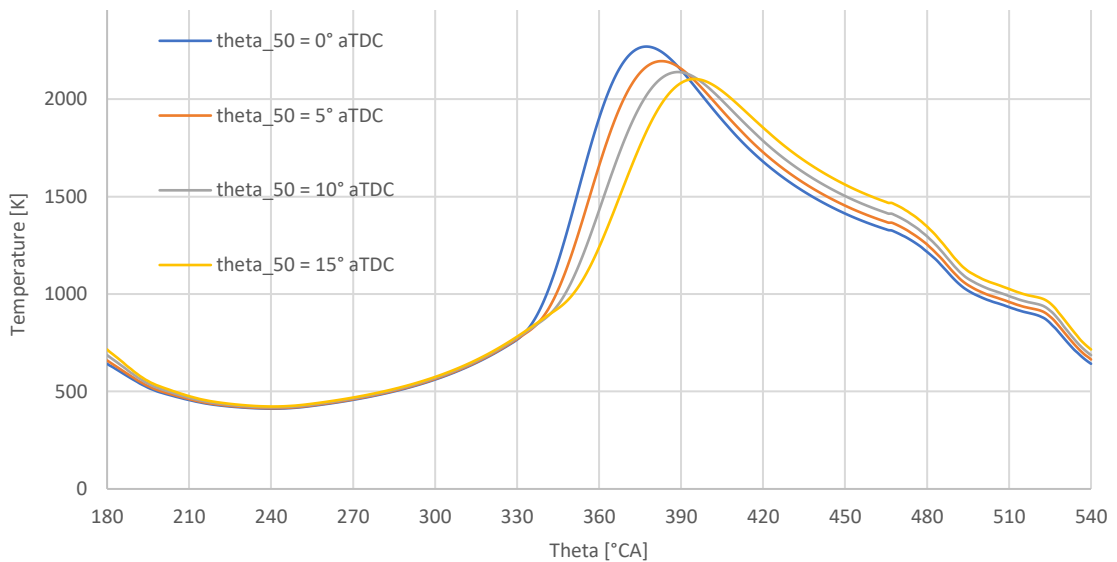


Figura 69 Confronto temperature al variare della fasatura della combustione

Si nota come, anticipando il baricentro della combustione lasciando invariata la sua durata, si raggiungono valori di pressione e temperature significativamente maggiori: infatti, una percentuale più cospicua del processo di combustione avrà luogo durante la fase di compressione (come viene confermato dall'andamento della frazione di massa bruciata riportato in Figura 71). Parallelamente, ritardando il baricentro si nota come, per via di una combustione posticipata, le temperature in camera durante la fase di espansione sono maggiori, ma l'andamento è lo stesso per tutte le quattro casistiche.

Anche in questo caso, non si hanno conseguenze significative sulla portata d'aria aspirata e sulla portata di gas combusti scaricata. Infatti, i valori di pressione di aspirazione e scarico sono costanti, mentre quelli raggiunti in camera durante il processo di lavaggio non si discostano tra loro nelle quattro casistiche esaminate. Per comprendere tale similarità bisogna considerare due aspetti tra loro contrastanti: è vero che posticipando il baricentro si raggiungono picchi di pressione decisamente minori, ma la combustione si concentrerà soprattutto durante la fase di espansione e quindi, da un certo istante angolare in poi, le pressioni saranno simili a quelle presenti in camera ottenute con un baricentro più anticipato. Tra i due aspetti sarà il primo a prevalere, ma in misura davvero minima: le pressioni in camera durante la fase di lavaggio sono solo leggermente superiori anticipando il baricentro della combustione e a questo sono dovute le piccole differenze che si notano negli andamenti della portata di gas combusti scaricati. Mentre, per quanto riguarda il processo di aspirazione, per via del maggior spazio lasciato in camera verrà aspirata una maggior quantità di aria: tale effetto prevarrà dunque sulla differenza di pressione più favorevole tra esterno e interno cilindro. Di seguito sono riportati gli andamenti della carica fresca in ingresso e dei gas combusti in uscita dalle valvole:

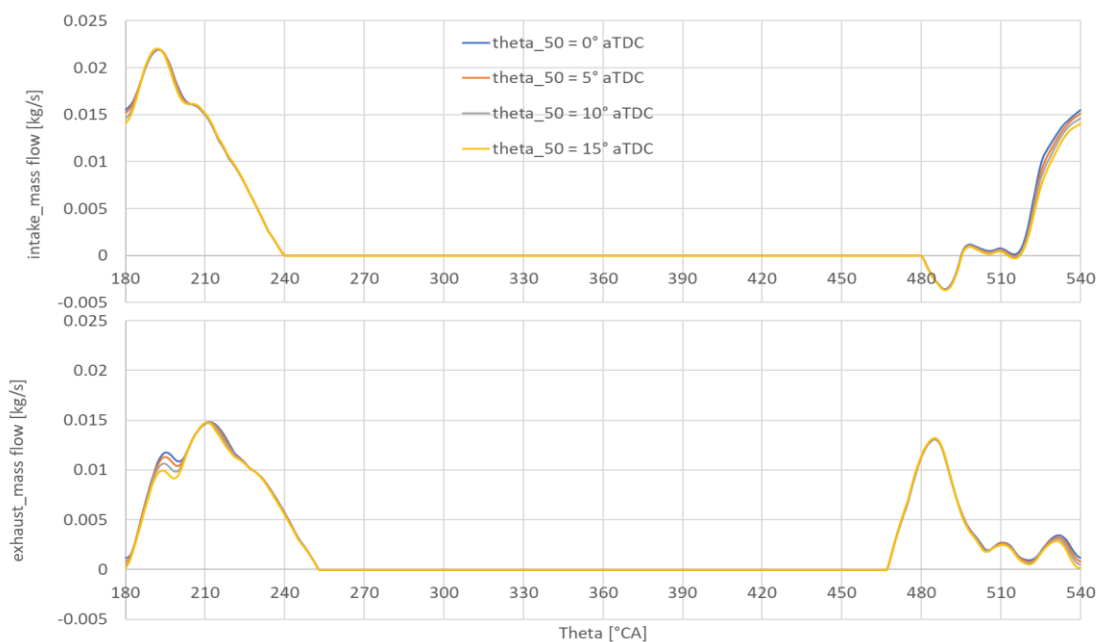


Figura 70 Confronto portata in ingresso e in uscita al variare della fase della combustione

A sostegno delle giustificazioni appena discusse, si riportano gli andamenti della frazione di massa bruciata, del tasso di rilascio del calore e del calore totale rilasciato:

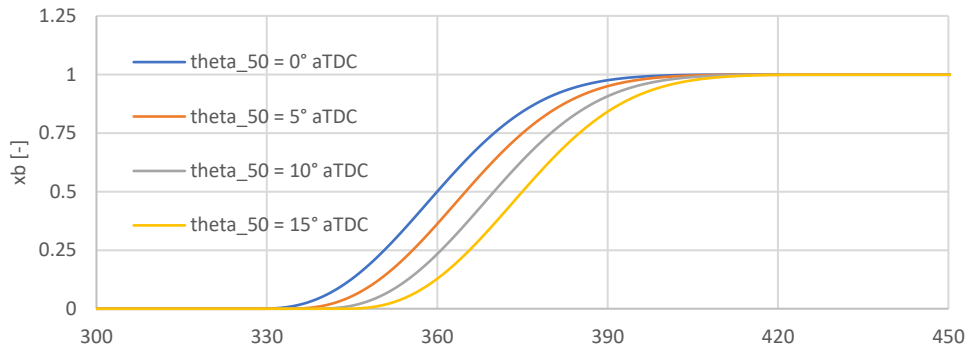


Figura 72 Andamento della frazione di massa bruciata al variare della fasatura della combustione

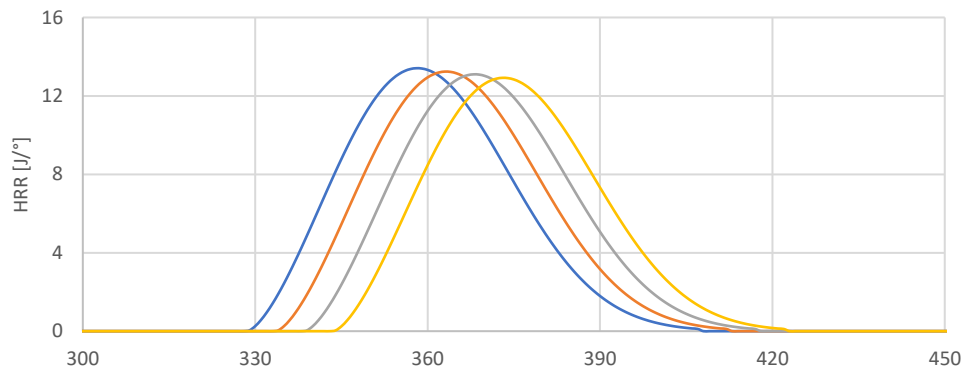


Figura 73 Andamento del tasso di rilascio termico al variare della fasatura della combustione

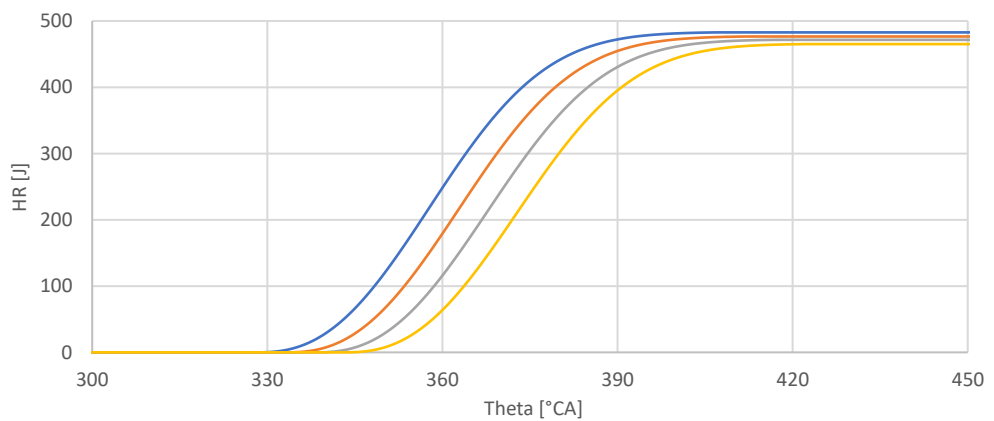


Figura 71 Andamento del rilascio termico al variare della fasatura della combustione

L'andamento della frazione di massa bruciata rispetta quanto detto finora: anticipando il baricentro della combustione, aumenta la percentuale di quest'ultima che si svolge durante la fase di compressione (da 180°C_A a 360°C_A) e questo spiega i picchi di pressione significativamente maggiori. L'andamento del calore totale rilasciato (terzo grafico) segue quello della frazione di massa bruciata; in esso si nota, inoltre, che il valore asintotico a cui tendono le curve pari al calore rilasciabile dal combustibile iniettato ($m_b * H_i$) diminuisce man mano che viene posticipato il baricentro della combustione a causa della minor quantità di aria aspirata e quindi di aria intrappolata al termine del lavaggio e quindi di combustibile iniettato.

Di seguito si riportano i risultati numerici dei principali parametri presi in considerazione:

	θ_{50} 0 °CA aTDC	θ_{50} 5 °CA aTDC	θ_{50} 10 °CA aTDC	θ_{50} 15 °CA aTDC
IMEP [bar]	7.15	7.24	7.21	7.02
Massa aria aspirata per ciclo [mg]	329.60	323.77	319.19	313.31
Trapped air [mg]	164.90	162.80	161.10	158.90
Combustion fuel [mg]	11.29	11.15	11.03	10.88
Indicated Efficiency	0.36	0.36	0.37	0.36
BSFC [g/kWh]	283.99	273.81	270.48	273.38
Indicated Power [kW]	4.29	4.35	4.33	4.22

Tabella 17 Confronto risultati numerici al variare della fasatura della combustione

Dall'analisi svolta emerge, dunque, che i maggiori picchi di pressione raggiunti in camera anticipando il baricentro della combustione non corrispondono a prestazioni migliori. Bisogna considerare, infatti, che se buona parte del processo di combustione si concentra nella fase di compressione aumentandone le pressioni, la fase negativa del ciclo indicato diventa più significativa: ciò comporta una riduzione del lavoro indicato e, quindi, una

riduzione della potenza ottenuta. D'altro canto, aumentando il posticipo del baricentro, si determina una combustione concentrata nella fase di espansione con una riduzione delle pressioni raggiunte in camera e quindi della potenza finale ottenuta. Sarà dunque necessario scegliere il trade off più adeguato: i risultati presentati in Tabella 17 portano ad adottare un baricentro intermedio (né troppo anticipato, né troppo posticipato) in modo da collocarsi nella situazione più vantaggiosa in termini di potenza, consumo specifico di combustibile e rendimento del motore.

3.2.6 SWEEP COMBINATO DI DURATA E FASATURA: ANALISI RISULTATI

Alla luce dei risultati ottenuti nei due paragrafi precedenti e avendo visto che non può essere sufficiente muoversi unidirezionalmente (aumentando l'anticipo del baricentro o riducendo la durata) per ottenere le migliori prestazioni, a questo punto può essere interessante valutare il comportamento del motore variando sia la fasatura del baricentro che la durata del processo di combustione. L'obiettivo sarà dunque quello di definire la combinazione più adeguata in termini di potenza ottenuta e consumo specifico di combustibile, anche se, come già accennato, non si otterrà una combinazione ideale per entrambi gli aspetti considerati.

I risultati che saranno presentati in tale paragrafo sono stati ottenuti dal modello usato finora al quale sono stati applicati i seguenti valori di durata e fasatura del baricentro:

$$\Delta\theta_{10-90} = 25^\circ \quad \theta_{50} = 10^\circ CA \text{ aTDC}$$

$$\Delta\theta_{10-90} = 20^\circ \quad \theta_{50} = 9^\circ CA \text{ aTDC}$$

$$\Delta\theta_{10-90} = 10^\circ \quad \theta_{50} = 7^\circ CA \text{ aTDC}$$

$$\Delta\theta_{10-90} = 7^\circ \quad \theta_{50} = 5^\circ CA \text{ aTDC}$$

$$\Delta\theta_{10-90} = 5^\circ \quad \theta_{50} = 3^\circ CA \text{ aTDC}$$

$$\Delta\theta_{10-90} = 4^\circ \quad \theta_{50} = 1^\circ CA \text{ aTDC}$$

Si è voluto indagare sugli effetti sui parametri prestazionali del motore ottenuti riducendo la durata del processo di combustione e cercando di fasare il suo

baricentro in prossimità del PMS. La ragione per cui è stata condotta tale analisi riguarda un possibile campo di applicazione del motore free piston: la possibilità di variare il rapporto di compressione e il tipo di combustibile, fa sì che tale tecnologia di propulsione si presti alla combustione HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition). Si tratta di una tipologia di combustione che consiste nell'iniettare combustibili tipo Diesel alcuni istanti prima rispetto a quelli in cui avviene la tradizionale iniezione Diesel in modo da rendere la carica più omogenea al momento dell'accensione spontanea: i vantaggi principali di tale soluzione riguardano la possibilità di abbattere le emissioni di NOx e di particolato grazie alla combustione di miscele meno stratificate (riduzione di PM) e più diluite (minori temperature e quindi riduzione di NOx). Tuttavia, anticipando l'iniezione, al momento dell'accensione sarà maggiore la quantità di combustibile miscelato che sarà coinvolto: questo da un lato porterebbe ad avere una combustione più rapida e quindi più efficiente, ma dall'altro comporterebbe il raggiungimento di valori di pressione eccessivamente alti. Questo è il motivo per cui tale soluzione, ad oggi, è stata realizzata solamente in parte: ai carichi più elevati viene ritardato lo Start of injection commutando il motore ad un Diesel tradizionale. La modalità free piston permette invece di variare il rapporto di compressione in modo da non incorrere negli svantaggi tipici dell'HCCI.

Dopo aver inquadrato il contesto nel quale tale studio trova giustificazione, si può procedere con l'analisi dei risultati ottenuti e presentati nelle figure seguenti:

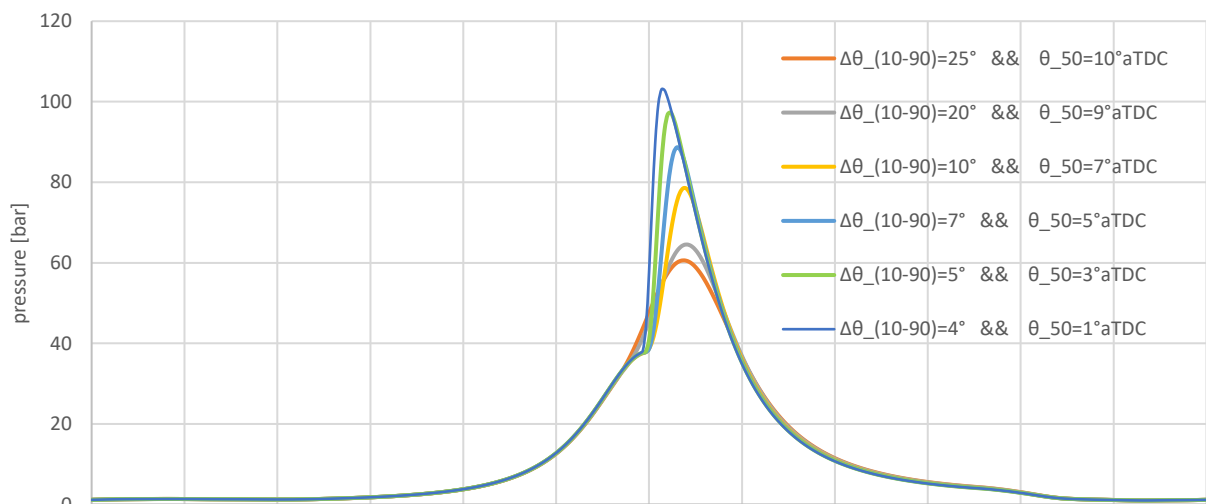


Figura 74 Confronto pressioni al variare della durata e della fasatura della combustione

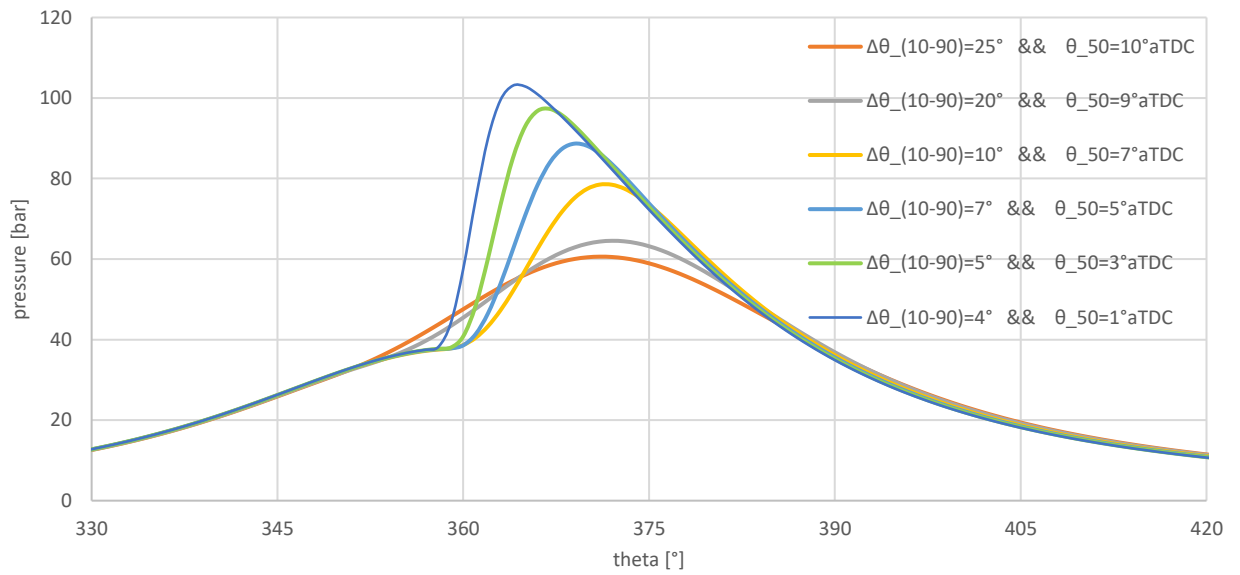


Figura 75 Particolare confronto pressioni al variare della durata e della fasatura della combustione

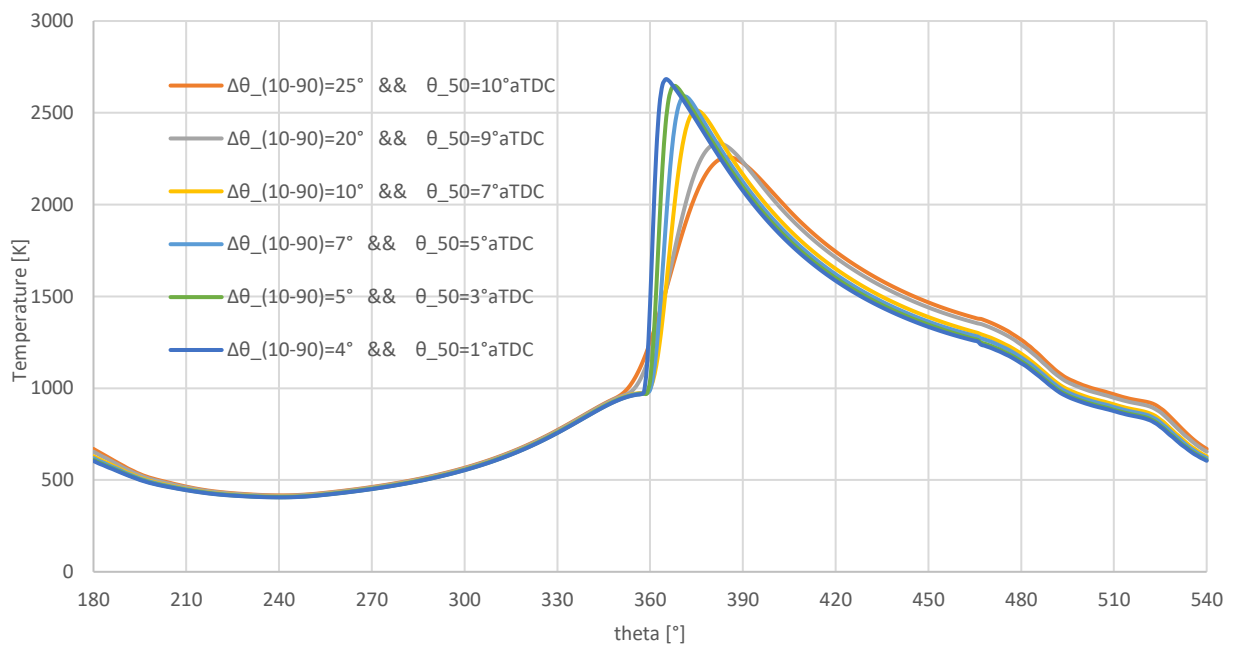


Figura 76 Confronto temperature al variare della durata e della fasatura della combustione

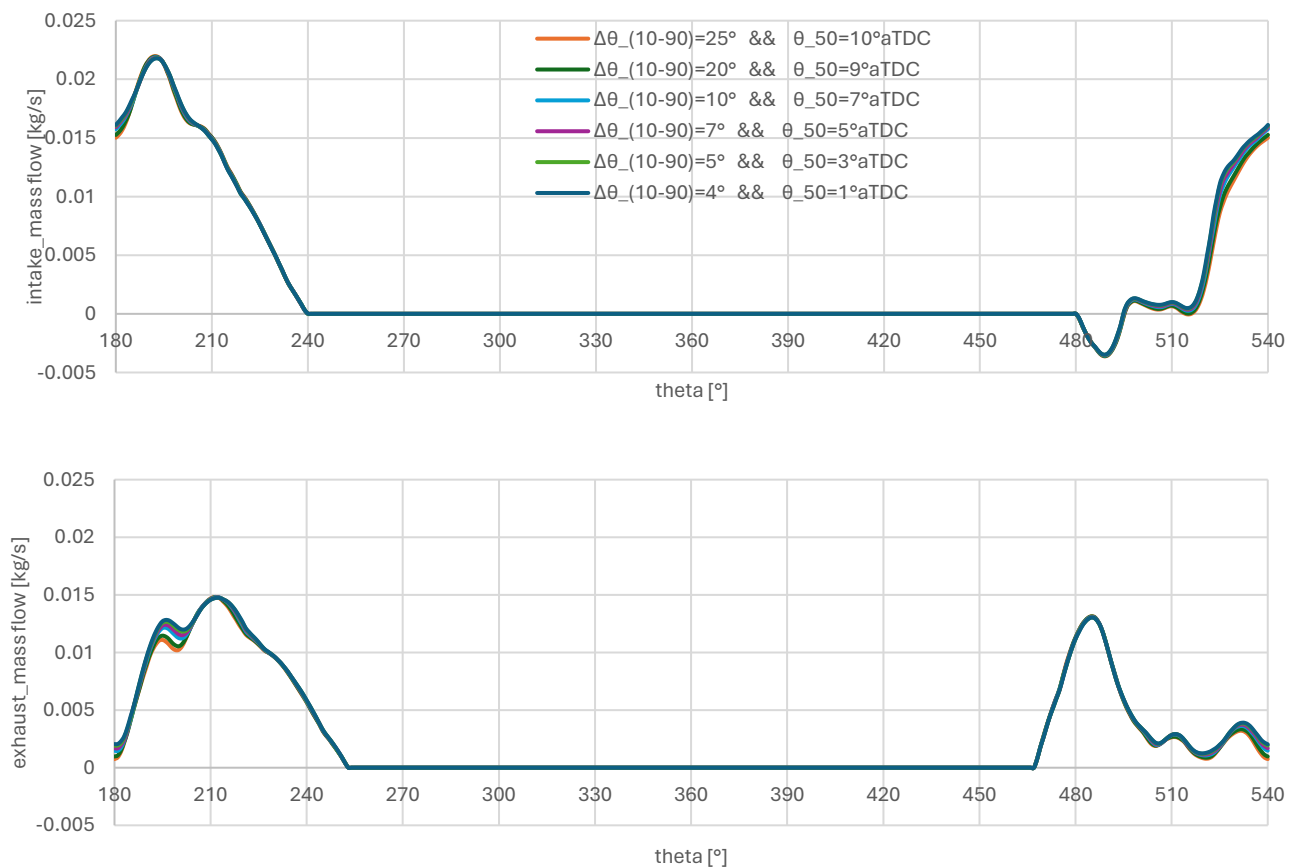


Figura 77 Confronto portata in ingresso e in uscita al variare della durata e della fasatura della combustione

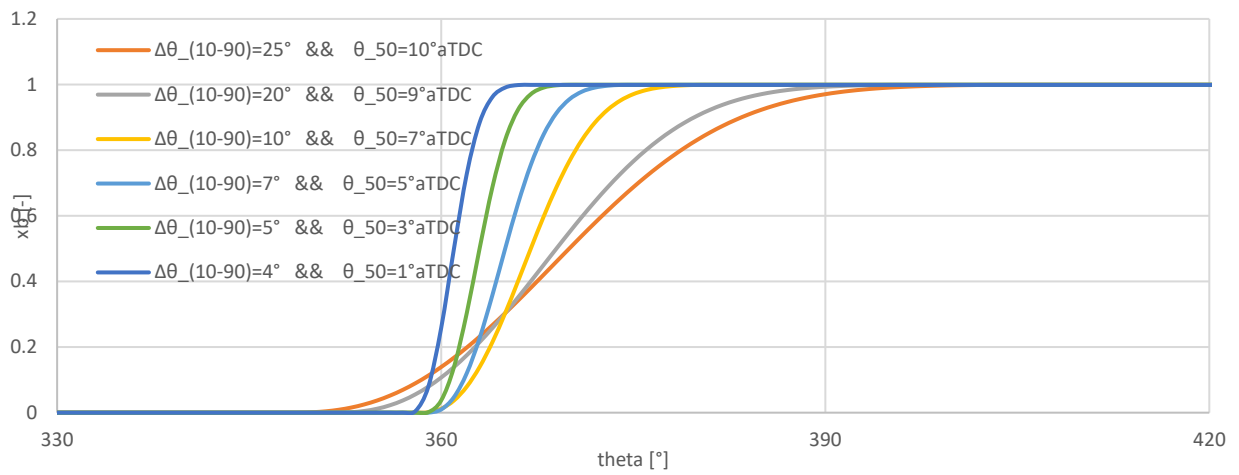


Figura 80 Andamento della frazione di massa bruciata al variare della durata e della fasatura della combustione

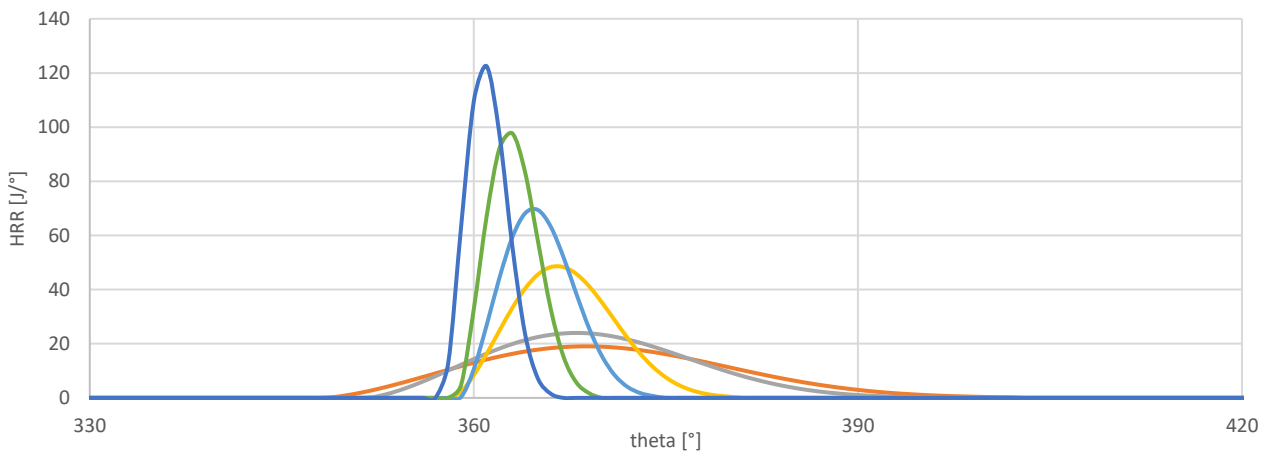


Figura 79 Andamento del tasso di rilascio termico al variare della durata e della fasatura della combustione

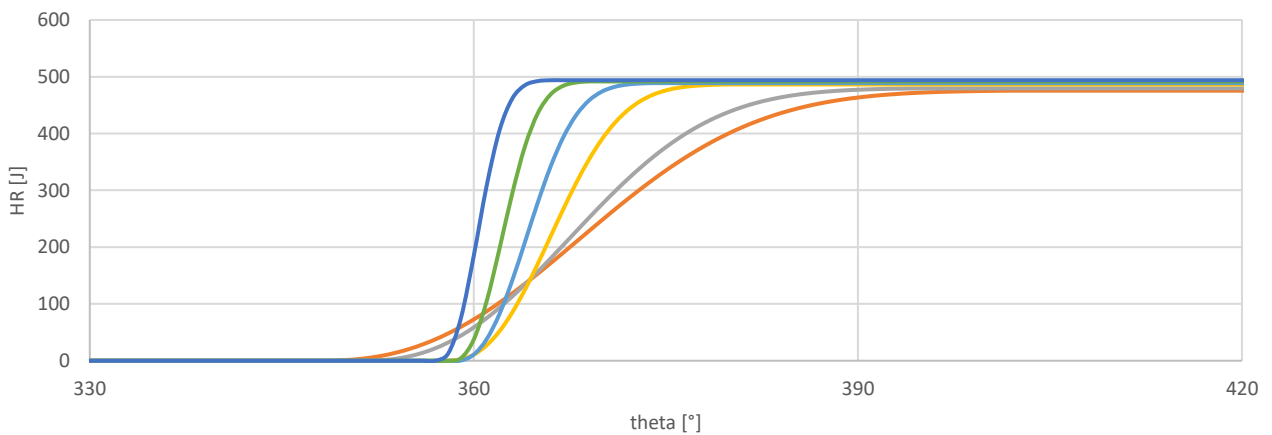


Figura 78 Andamento del calore termico rilasciato al variare della durata e della fasatura della combustione

Gli andamenti riportati seguono quanto visto nelle analisi precedenti; in particolare:

- per quanto riguarda l'andamento di pressione e temperatura all'interno della camera di combustione si nota come anticipando il baricentro e riducendo la durata si raggiungano picchi nettamente maggiori grazie all'aumento della percentuale del processo durante la fase di compressione. Una combustione più breve e più anticipata comporta ovviamente valori di pressione e di temperatura (più evidente) minori durante la maggior parte della corsa di espansione e ciò determina, rispettivamente, una riduzione dell'effetto positivo dei picchi di pressione in termini di lavoro utile ottenibile e una riduzione della formazione di NO_x.
- Il processo di lavaggio, in termini di quantità di gas combusti scaricati e carica fresca aspirata, non è particolarmente influenzato da tali aspetti: riducendo il posticipo del baricentro e la durata della combustione si nota un leggero aumento della portata in uscita e in ingresso per via delle motivazioni presentate nel paragrafo 3.1.4
- L'andamento della frazione di massa bruciata rispecchia i valori di input inseriti: il 50% di essa si sposta verso valori minori dell'angolo di manovella e la pendenza della curva aumenta man mano che si riduce la durata del processo
- Andamento simile viene riscontrato per il calore totale rilasciato; il valore asintotico a cui tendono le curve è leggermente inferiore per le motivazioni illustrate nel paragrafo 3.1.4
- Il tasso di rilascio del calore presenta curve più strette con picchi via via maggiori e spostati in prossimità del PMS man mano che si riduce il posticipo del baricentro e la durata del processo di combustione.

A questo punto, per avere un quadro completo sull'analisi svolta che ci consenta di comparare le simulazioni effettuate in modo da raggiungere l'obiettivo iniziale di tale studio, sono presentati, per ciascuna di esse, il consumo specifico di combustibile e la potenza indicata ottenuta:

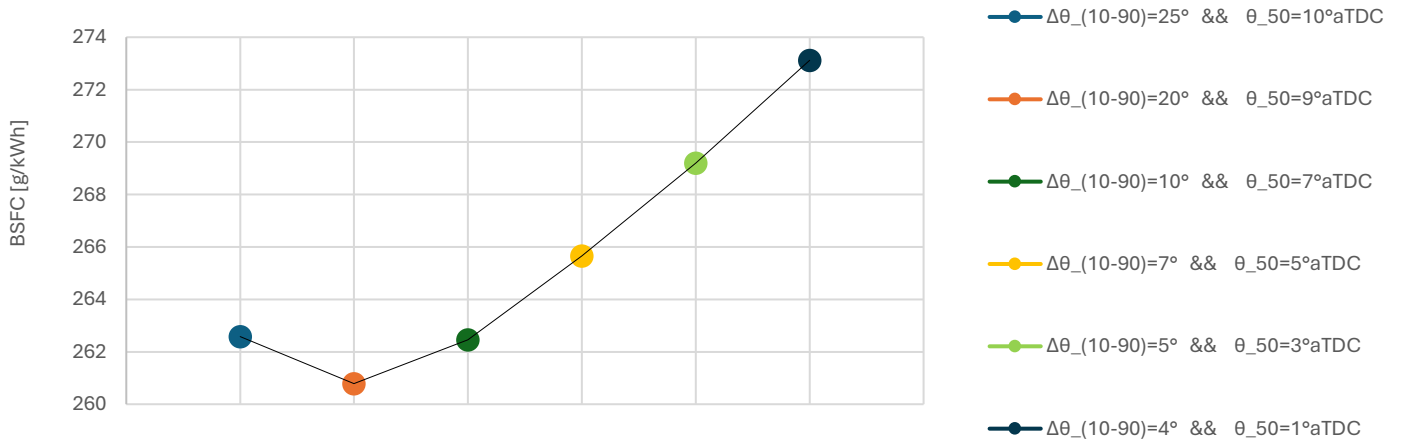


Figura 81 Confronto del BSFC al variare della durata e della fasatura della combustione

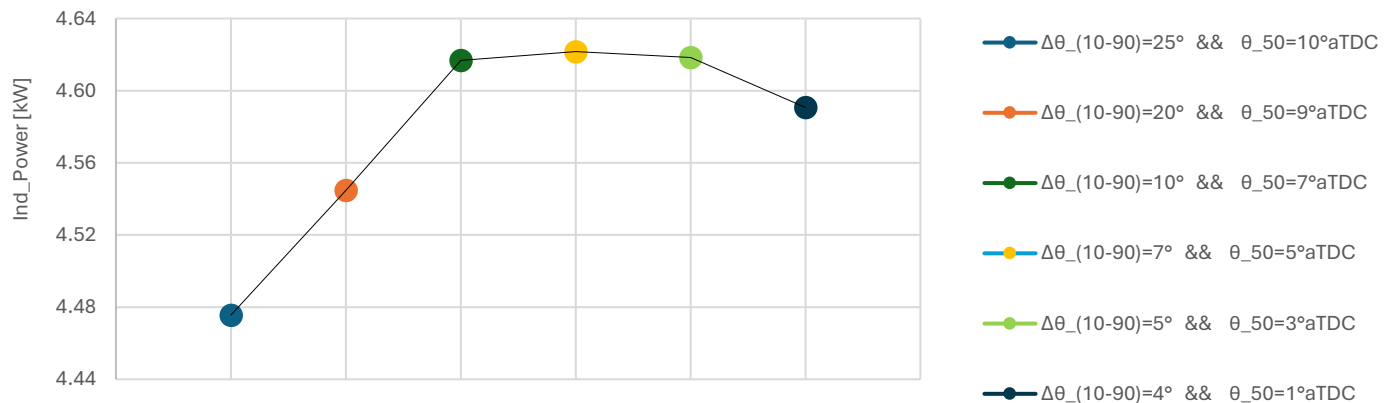


Figura 82 Confronto della potenza indicata al variare della durata e della fasatura della combustione

Si nota subito, come già accennato in precedenza, che facendo il baricentro della combustione il più possibile verso il PMS e riducendone la durata si hanno risultati contrastanti in termini di consumo specifico di combustibile e potenza ottenuta e, inoltre, a partire da certi valori si ottiene un peggioramento generale.

Partendo dall'andamento della potenza indicata ottenuta, si devono considerare alcuni aspetti che portano ad avere tali risultati:

- I picchi di pressione raggiunti in camera;
- la concentrazione del processo di combustione in fase di compressione o espansione che va ad influire sul lavoro indicato (e quindi sulla potenza indicata)

È evidente, dunque, che simulando una durata pari a 4° e fasando il baricentro della combustione 1° dopo il PMS iniziano a prevalere gli aspetti negativi influenzando la potenza ottenuta.

Per quanto riguarda il consumo specifico di combustibile, considerando la sua inversa proporzionalità rispetto al rendimento utile del ciclo, per spiegare il suo andamento si possono considerare alcuni aspetti da cui dipende il rendimento indicato (e quindi quello utile, dato che il rendimento meccanico rimane pressoché costante non variando dosatura e giri motore). Le cause di perdita che determinano il rendimento finale del ciclo motore sono, in genere, le seguenti: il fatto di considerare il fluido reale (e quindi le variazioni dei calori specifici), le fughe di fluido, gli scambi termici con le pareti, la dissociazione in fase di combustione, l'intempestività del processo di combustione. Tra quelli appena elencati, nello sweep di fasatura e durata ce ne sono alcuni che influenzano i risultati ottenuti più degli altri (che in queste casistiche rappresentano fattori in comune). In particolare:

si è visto che riducendo la durata e fasando il baricentro in prossimità del PMS, si ottengono picchi di Temperature nettamente maggiori che portano a favorire i fenomeni di dissociazione in fase di combustione, favoriscono gli scambi termici con le pareti più di quanto li limiti l'abbassamento delle Temperature stesse durante la fase di espansione e, infine, oltre certi valori la combustione non si svolge più negli istanti angolari ideali, ma in buona parte durante la fase di compressione incrementando il lavoro speso. L'incremento della potenza indicata che si ottiene fino a valori di durata pari a 7° e fasatura di 5° aTDC è dovuto al fatto che, per via delle leggere influenze sul processo di lavaggio, rimane intrappolata più aria e, quindi, viene iniettato più combustibile.

È proprio in tal senso che bisogna orientarsi, in base alle esigenze di potenza o consumo specifico, verso la soluzione più adatta tenendo conto degli aspetti appena descritti.

3.3 STUDIO DEL MOTORE TRADIZIONALE 2T A CORSA SINGOLA

A questo punto, grazie al perfezionamento e agli aggiornamenti delle versioni Gasdyn, è stato possibile passare dallo studio del motore tradizionale con valvole ad un modello con luci e, in concomitanza, è stato abbandonato il motore con corsa raddoppiata studiato finora per concentrarsi su quella che sarà la singola corsa compiuta dal pistone nella configurazione opposed piston.

Per comprendere le modifiche apportate al modello, è opportuno riprendere le caratteristiche geometriche fornite da OMI come dati input presentati nel paragrafo 3.1.1 e di cui si riporta, di seguito, una tabella riassuntiva:

Parametro	Valore	
Alesaggio	60	mm
Corsa	42.5	mm
RC	17	
Posiz. Intake port (da IDC)	34	mm
Posiz. Exhaust port (da IDC)	30	mm
Ampiezza intake port	8	mm
Ampiezza exhaust port	12	mm
Larghezza intake port	11.5	mm
Larghezza exhaust port	11	mm
Numero luci aspirazione	12	(6 per ciascuna metà della camera di combustione)
Numero luci scarico	12	(6 per ciascuna metà della camera di combustione)
Manovella	21.25	mm
Manovella/biella	0.25	
Biella	85	mm

Tabella 18 Dati motore OMI-STEMS

Dalla Tabella 18, si nota che è stato mantenuto lo stesso rapporto biella/manovella e, poiché di fatto si sta considerando solo metà del motore free piston completo, anche il numero di luci di aspirazione e scarico sarà pari a metà di quello totale (6 su 12). Per avere un'idea più chiara sulla configurazione geometrica della camera che sarà riprodotta in Gsdyn si può far riferimento alla figura seguente:

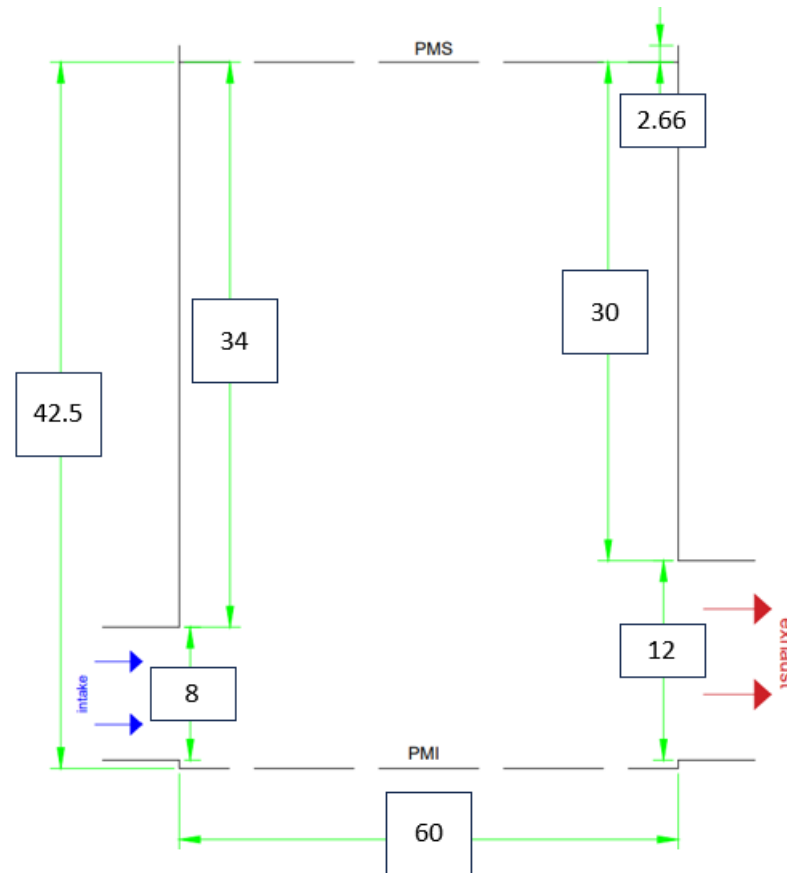


Figura 83 Rappresentazione schematica del motore OMI-STEMS

Per quanto riguarda le altre impostazioni generali inserite nell'interfaccia Gsdyn è opportuno sottolineare che:

- sono stati impostati come valori di pressione e temperatura all'aspirazione e allo scarico rispettivamente 1.30 bar e 320 K e 1.10 bar e 700 K
- le temperature dei condotti sono rimaste invariate rispetto a quelle definite nel paragrafo 2.4 e utilizzate anche per il modello studiato nei paragrafi precedenti del capitolo 3
- l'apertura della valvola a farfalla non è stata variata e lasciata sempre totalmente aperta

- è stata fasata l'iniezione del combustibile grazie all'opzione "Fuel Injection Strategy" in modo da iniettare la benzina al termine del processo di lavaggio (in particolare a 260°CA)
- la quantità di combustibile iniettata è definita in rapporto stechiometrico alla trapped air (opzione 1 della Fuel Injection Control: "Closed loop control on A/F ratio")
- per quanto riguarda il processo di combustione, è stato imposto il modello di Wiebe definendo la durata $\Delta\theta_{10-90} = 36^\circ$ e il baricentro $\theta_{50} = 10^\circ CA$ aTDC.

Per quanto riguarda le luci, poiché in Gasdyn è possibile inserire al più 4 punti di ingresso e 4 di uscita dalla camera (che siano valvole o luci), è stato impostato un numero di luci pari a 3 (sia per l'aspirazione che per lo scarico) raddoppiando, di conseguenza, l'ampiezza indicata nella Tabella 18.

3.3.1 MOTORE 2T A CORSA SINGOLA: CONFRONTO TRA MODELLO CON VALVOLE E MODELLO CON LUCI

Dopo aver introdotto le generalità del nuovo modello del motore a 2T a corsa singola, in questo paragrafo ci si concentrerà sul confronto tra modello con valvole e modello con luci. L'obiettivo sarà quello di dimostrare la validità del processo iniziale con cui, per necessità legate alle versioni precedenti di Gasdyn, è stato necessario effettuare la conversione da luci a valvole.

Per gestire la presenza delle luci, nella più recente versione, occorre inserire i seguenti parametri:

- le dimensioni geometriche (altezza e ampiezza) delineate nel paragrafo precedente in base ai valori presenti in Tabella __;
- la distanza rispetto al PMI (BDC);
- i coefficienti di efflusso in base al rapporto tra l'apertura luce e la sua ampiezza massima.

Per quest'ultimo aspetto è stato seguito a ritroso il processo illustrato nel paragrafo 2.3: dal valore del rapporto $\frac{Valve\ lift}{Ref.Diameter}$ si è risalito al corrispondente

$\frac{Uncovered\ height}{Port\ height}$ delle luci e, quindi, al rispettivo coefficiente di efflusso.

Il confronto tra i due modelli è stato effettuato a tre differenti velocità di rotazione per conferire maggior validità ai risultati acquisiti: 1500 rpm, 1800 rpm e 2160 rpm.

Di seguito sono riportati gli andamenti delle principali grandezze termodinamiche e i relativi risultati numerici.

- 1500 RPM

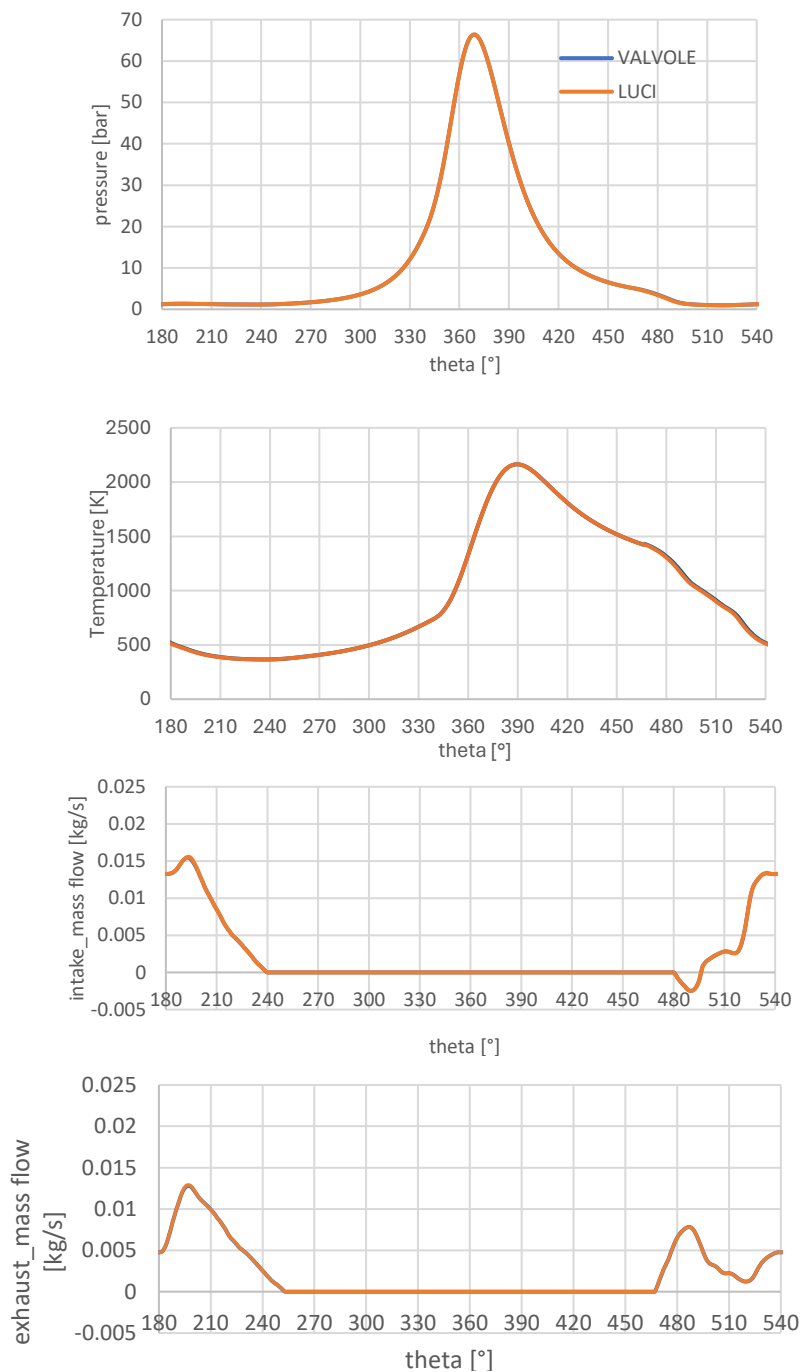


Figura 84 Confronto degli andamenti di pressione, temperatura, portata in ingresso e in uscita tra il modello con valvole e il modello con luci (1500 rpm)

- 1800 RPM

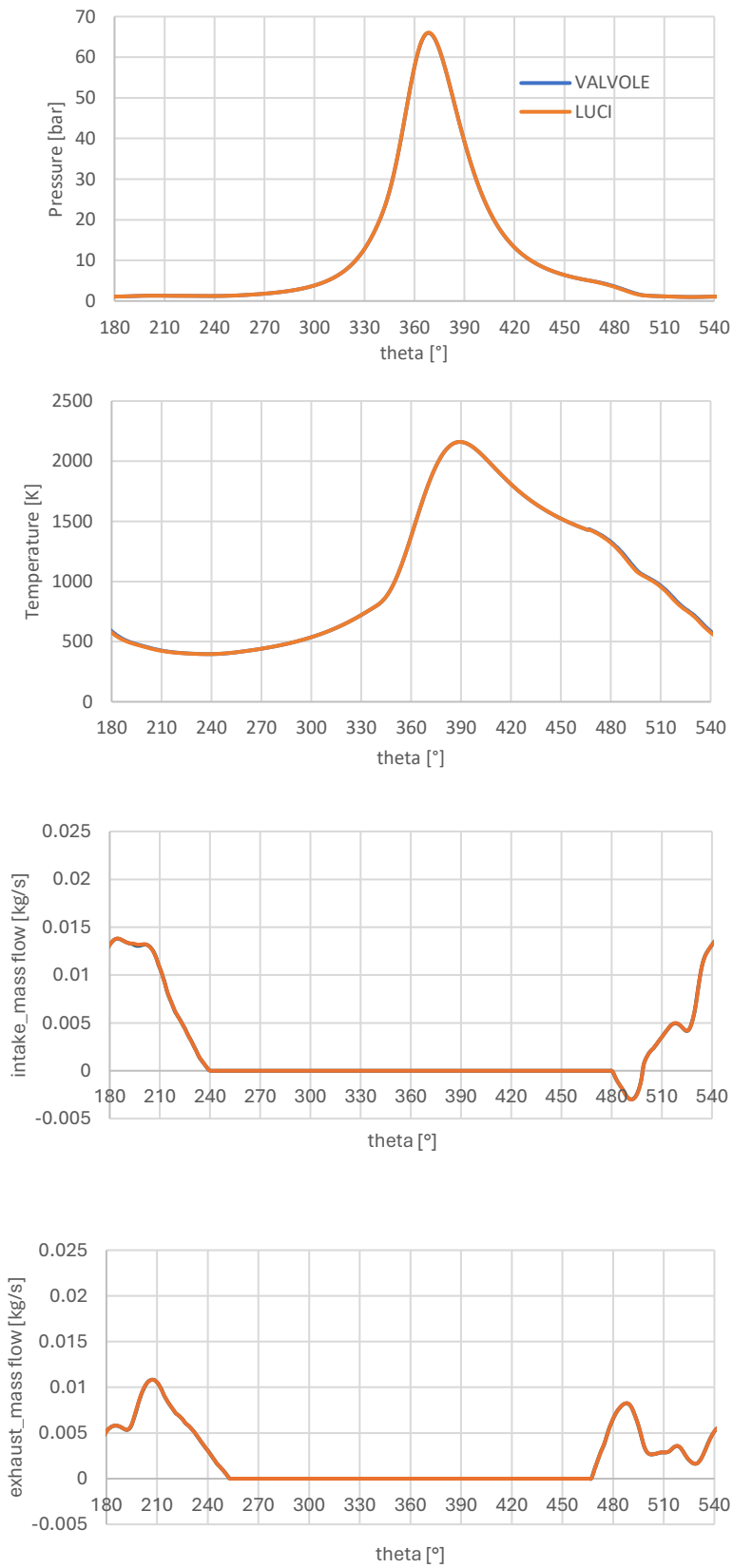


Figura 85 Confronto degli andamenti di pressione, temperatura, portata in ingresso e in uscita tra il modello con valvole e il modello con luci (1800 rpm)

- 2160 RPM

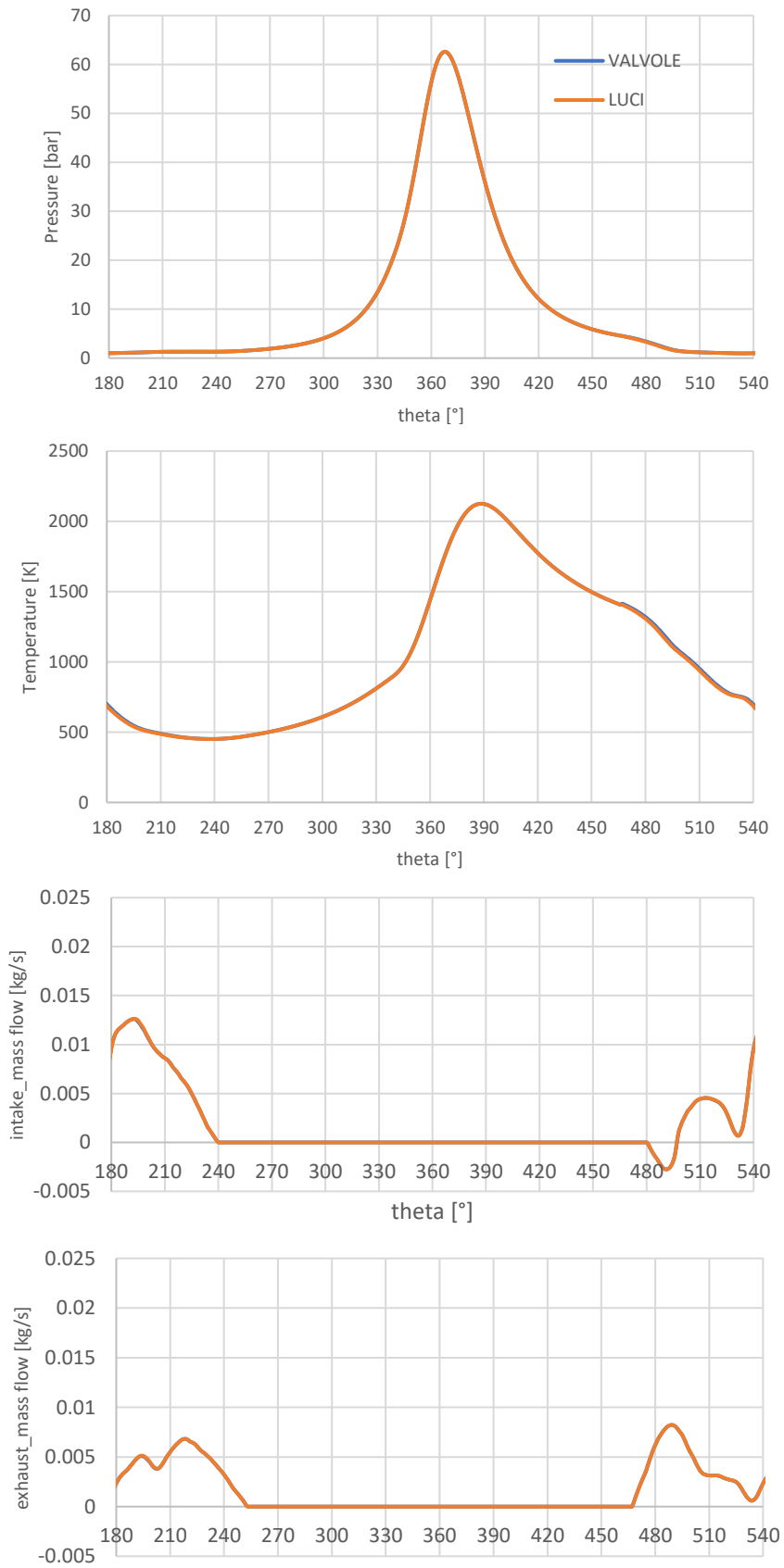


Figura 86 Confronto degli andamenti di pressione, temperatura, portata in ingresso e in uscita tra il modello con valvole e il modello con luci (2160 rpm)

È evidente come gli andamenti di pressione, temperatura, portata aspirata e scaricata del modello con valvole e del modello con luci si sovrappongano: questo ci porta a dedurre che il processo iniziale con cui le luci del motore originale sono state trasformate in valvole è consistente e riproduce il comportamento del motore OMI in versione tradizionale (con biella-manovella). Di conseguenza è possibile concludere che tutte le analisi svolte e discusse nei paragrafi 3.2.1-3.2.6 sono riconducibili anche al motore OMI con luci.

3.3.2 CONFRONTO TRA DIFFERENTI COEFFICIENTI DI EFFLUSSO: ANALISI RISULTATI

Implementando la configurazione free piston in Gasdyn, ci si è accorti che, con i coefficienti di efflusso utilizzati finora sul modello presentato nel corso del capitolo 3, il pistone, a partire da un certo numero di cicli, non riesce a raggiungere le posizioni tali da scoprire le luci di aspirazione e scarico: la motivazione potrebbe essere ricondotta al fatto che, con quei coefficienti di efflusso, la quantità di aria aspirata e, quindi, di combustibile introdotto, fosse eccessivamente bassa generando una combustione (e quindi una successiva compressione) via via sempre più debole.

Per cercare di ovviare a tale problematica si è deciso di intervenire sui coefficienti di efflusso delle luci in modo da regolare la quantità di aria coinvolta nel processo di lavaggio. Sono stati confrontati, dunque, i risultati ottenuti dal medesimo modello Gasdyn al quale sono state applicate tre serie differenti di coefficienti di efflusso:

- a) quelli indicati nel paragrafo 2.7 e utilizzati finora opportunamente scalati in funzione del rapporto $\frac{\text{Uncovered height}}{\text{Port height}}$
- b) coefficienti intermedi tra le soluzioni a) e c) tali da incrementare il passaggio di aria/gas combusti alle alzate intermedie mantenendo il valore del coefficiente all'apertura massima pari a quello del caso a)
- c) valori tali da consentire un passaggio di aria/gas combusti significativamente maggiore verso le aperture massime

Per avere un'indicazione qualitativa dei tre tipi di coefficienti di efflusso si può far riferimento alle figure seguenti riprese direttamente dall'interfaccia Gsdyn:

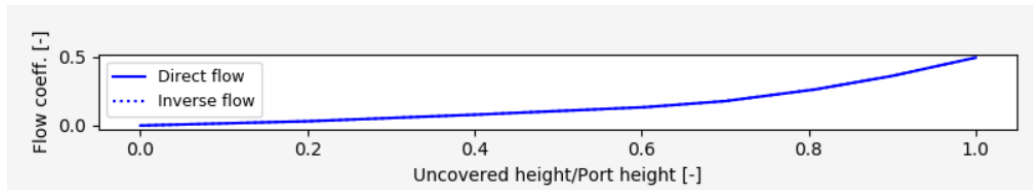


Figura 87 Andamento coefficienti di efflusso in funzione dell'apertura luce (opzione a)

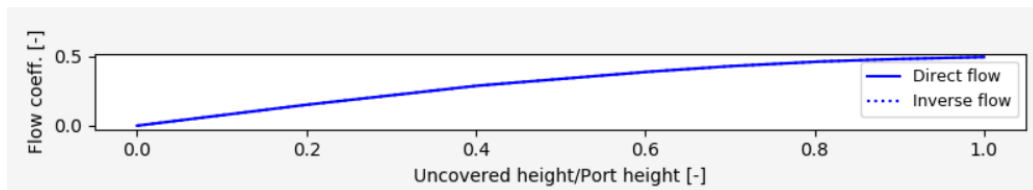


Figura 88 Andamento coefficienti di efflusso in funzione dell'apertura luce (opzione b)

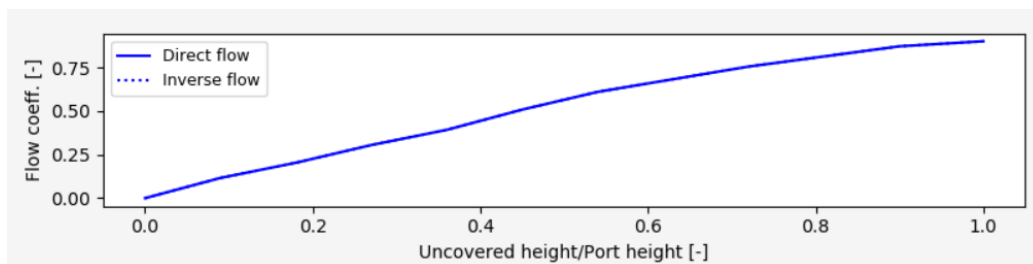


Figura 89 Andamento coefficienti di efflusso in funzione dell'apertura luce (opzione c)

Per rendere esaustivo il confronto, è stato eseguito su tre velocità di rotazione: 1500 rpm, 1800 rpm e 2160 rpm.

Di seguito sono riportati gli andamenti delle principali grandezze termofluidodinamiche dove le curve in blu fanno riferimento ai risultati ottenuti con i coefficienti di efflusso del punto a), le curve arancioni a quelli del punto b) e, infine, le curve grigie a quelli del punto c).

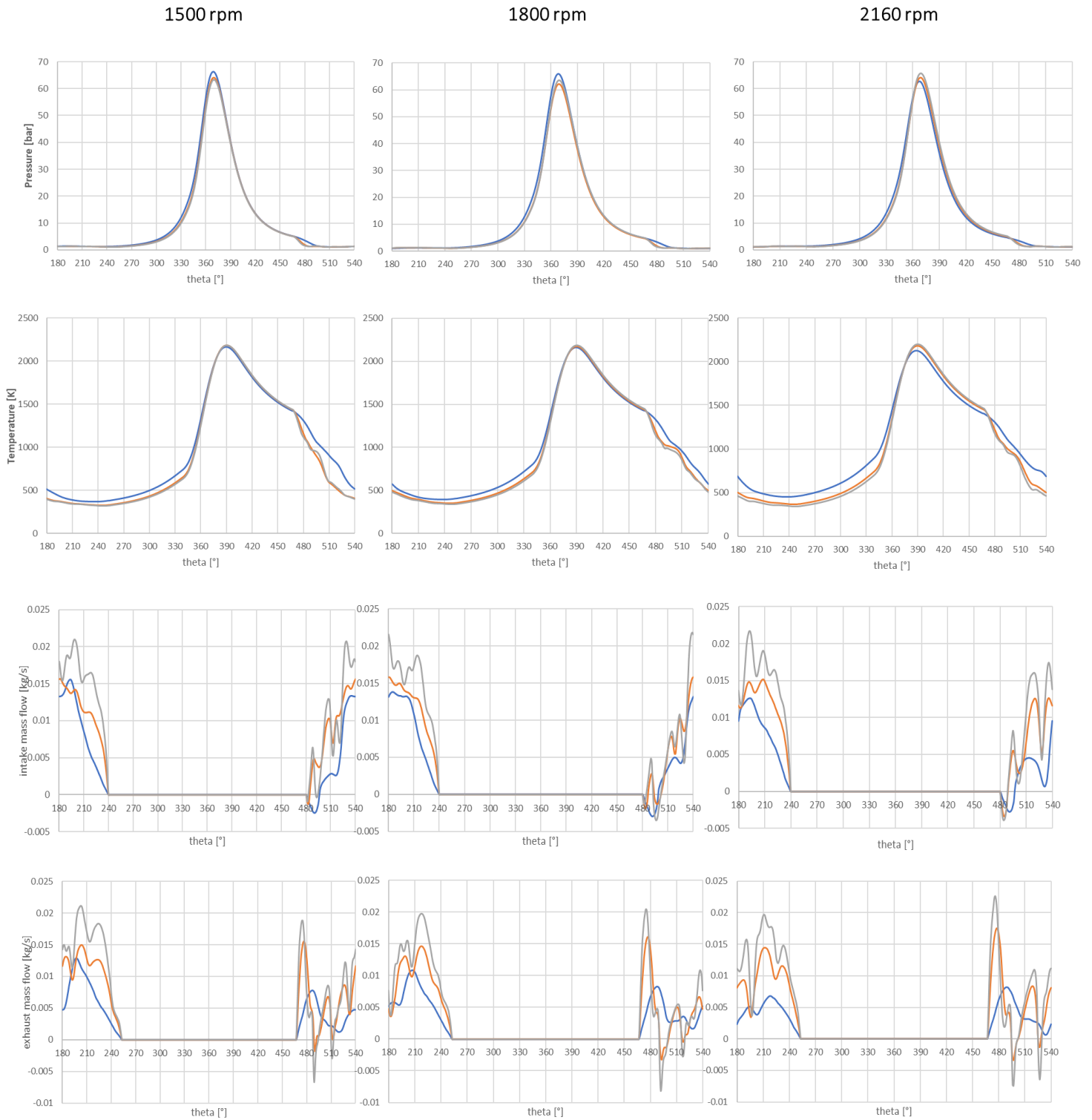


Figura 90 Confronto andamenti di pressione, temperatura, portata in ingresso e in uscita tra le tre opzioni di coefficienti di efflusso

Dagli andamenti delle portate in ingresso e in uscita dalla camera di combustione si nota come incrementando i valori dei coefficienti di efflusso oltre all'aumento della quantità di aria/gas combusti coinvolti nel processo di lavaggio, si ottiene un andamento delle portate molto meno omogeneo con picchi di efflusso e riflesso che si alternano tra loro. La soluzione intermedia rappresentata dalle curve arancioni (coefficienti di efflusso del punto b) consentono da un lato di ottenere una quantità maggiore di aria aspirata e gas combusti scambiati con l'esterno rispetto al punto a) (che consentirà il funzionamento della configurazione free piston) e dall'altro consentono di smorzare l'andamento particolarmente discontinuo ottenuto dai coefficienti di efflusso maggiori (curva grigia). A partire dalle differenze di portata in ingresso e in uscita è possibile spiegare anche gli andamenti delle temperature in camera di combustione: in particolare, più aumenta la sezione di passaggio effettiva (incrementando i valori dei coefficienti di efflusso) maggiore sarà la quantità di gas combusti scaricati e la quantità d'aria aspirata e, di conseguenza, maggiore sarà l'abbassamento delle temperature in camera durante le fasi di espansione e compressione. Mentre, i valori maggiori di temperatura e pressioni raggiunti in prossimità del PMS (e quindi del processo di combustione) sono legati ad una maggiore quantità di miscela che viene bruciata e, tali differenze, si notano soprattutto al crescere delle velocità di rotazione dove gli andamenti di portata aspirata e scaricata presentano differenze più significative.

Oltre ai parametri descritti, è stata studiata anche l'efficienza del processo di lavaggio. Nelle figure seguenti, emerge come indipendentemente dalla velocità di rotazione, l'efficienza del processo di lavaggio (λ_{tr}) non è influenzata, in termini relativi, dai valori dei coefficienti di efflusso. In altre parole, a causa della variazione della quantità d'aria aspirata (e quindi dell'aumento di λ_s), anche il valore di λ_{tr} tenderà a diminuire senza però discostarsi maggiormente dalle curve ideali. Per non appesantire la trattazione, saranno riportati i diagrammi di lavaggio solamente a 1500 rpm in quanto, per le altre due velocità di rotazione i risultati e le differenze tra le casistiche a)-b)-c) sono molto simili.

-Coefficienti di efflusso a)

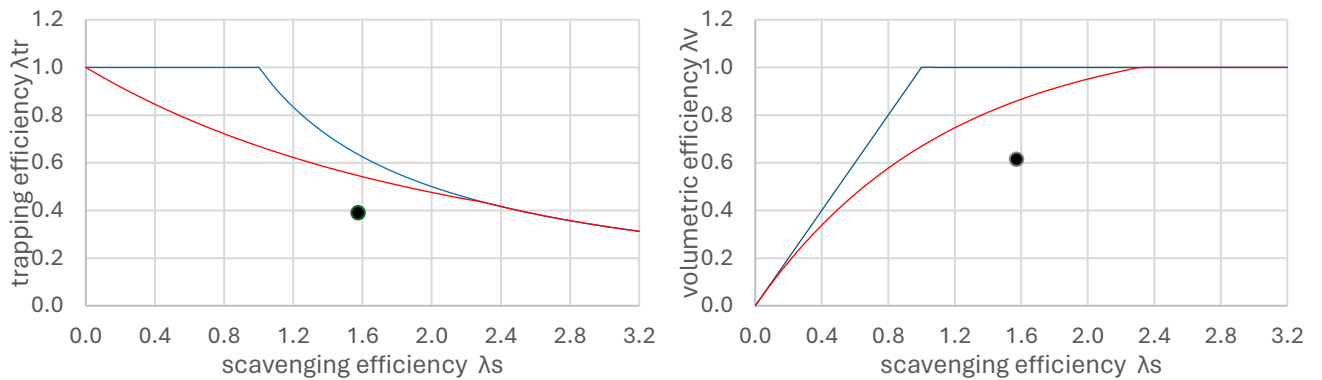


Figura 91 Diagrammi di lavaggio relativi all'opzione a)

-Coefficienti di efflusso b)

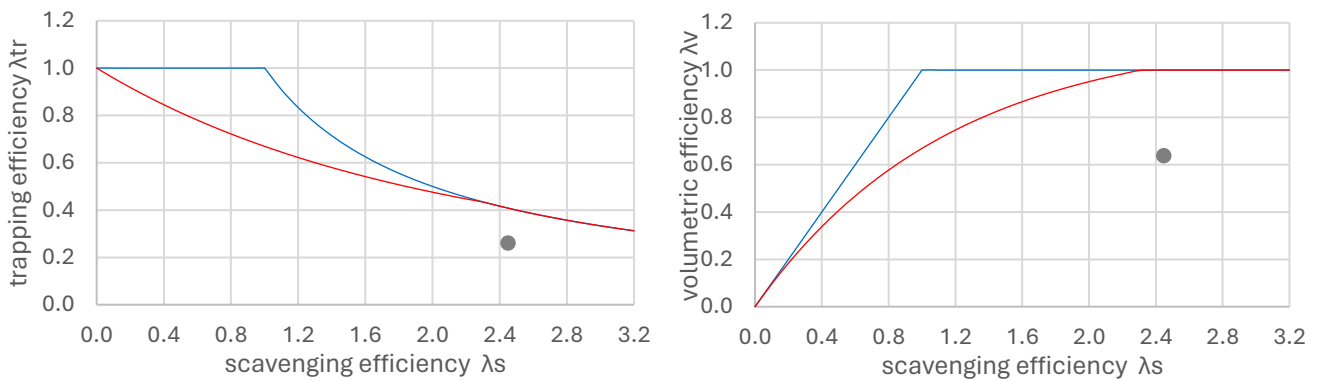


Figura 92 Diagrammi di lavaggio relativi all'opzione b)

-Coefficienti di efflusso c)

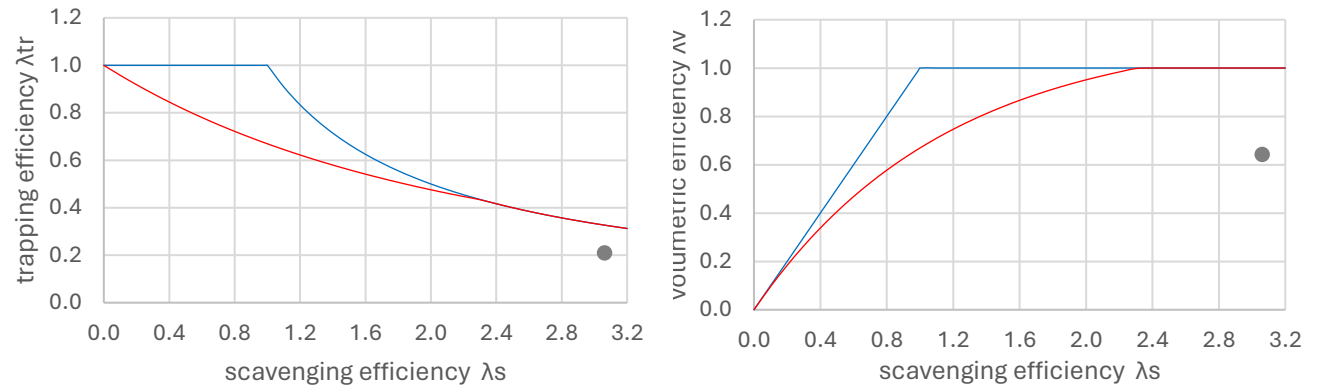


Figura 93 Diagrammi di lavaggio relativi all'opzione c)

A sostegno del fatto che i coefficienti di efflusso non vadano ad impattare in termini relativi sull'efficienza del processo di lavaggio, si può notare come nei grafici che riportano la volumetric efficiency $\lambda_v = \frac{m_a}{m_t}$ in funzione della scavenging efficiency λ_s l'ordinata non cambi. Questo sta a significare che la

quantità d'aria che rimane intrappolata in camera al termine del processo di lavaggio non varia (o ha variazioni trascurabili) indipendentemente dalla quantità di aria aspirata.

Dall'analisi condotta in tale paragrafo, avendo riscontrato il mancato funzionamento del modello Gasdyn nella configurazione free piston con i coefficienti di efflusso utilizzati fino al paragrafo precedente (opzione a), emerge come possibile soluzione quella di utilizzare dei coefficienti intermedi tra l'opzione a) e la c). in questo modo, senza influenze particolarmente significative sull'efficienza del processo di lavaggio, sarà possibile fare in modo che il pistone raggiunga le posizioni di IPO (Intake Port Opening) e EPO (Exhaust Port Opening) a qualsiasi ciclo.

3.4 STUDIO DEL MOTORE 2T A CORSA SINGOLA IN MODALITÀ FREE PISTON

A questo punto della trattazione, dopo aver chiarito gli aspetti presentati nei paragrafi precedenti riguardanti tematiche preliminari nella configurazione di un modello motore, è stato possibile dedicarsi, grazie anche allo sviluppo delle versioni Gasdyn, all'implementazione della configurazione free piston.

In tale macro-capitolo conclusivo si vorrà confrontare la configurazione tradizionale con quella free piston (in termini di cinematismo del pistone, di valori delle grandezze termofluidodinamiche e prestazionali) e si vorrà valutare il comportamento del modello free piston andando a modificare l'istante di accensione (SOI: Start of Ignition).

Prima di procedere con l'analisi dei risultati degli studi condotti è opportuno fare alcune premesse su aspetti della modellazione Gasdyn leggermente diversi rispetto alla configurazione di un modello tradizionale con manovellismo.

3.4.1 INTRODUZIONE ALLA MODELLAZIONE GASDYN

La modellazione Gasdyn di un motore in modalità free piston è molto simile a quella relativa ad un motore tradizionale; pertanto, di seguito saranno indicati solamente gli aspetti di cui si dovrà tener conto andando ad agire negli opportuni pannelli Gasdyn.

Dal punto di vista della geometria della camera di combustione dovranno essere inseriti i valori nominali di corsa e rapporto di compressione (lasciando anche quello della biella): questo consentirà di effettuare simulazioni sia in modalità free piston che tradizionale utilizzando lo stesso modello.

Nel pannello “Cylinder” la nuova versione Gasdyn presenta un’apposita finestra per la modalità Free piston riportata nella figura seguente, in cui si può selezionare o meno la specifica opzione “Free-piston”:

Free-piston <input checked="" type="checkbox"/>	
Initial velocity (at EPC) [m/s]	-8.0
Mover mass [kg]	3.0
Generating Load Coefficient [N*s/m]	250.0
Friction coefficient [N*s/m]	10.0
Gas-spring	
Diameter [m]	0.1
Pressure (at TDC) [Pa]	100000.0
Compression Ratio [-]	3.0
Polytropic exponent [-]	1.4
Combustion	
Time-step [s]	1e-05
Combustion duration [s]	0.00277777778
Ignition position (from TDC) [m]	0.005

Figura 94 Pannello Gasdyn per la gestione della configurazione Free piston

Spuntando l’opzione in alto si può intervenire andando a modificare gli elementi presenti.

Nel modello di cui saranno presentati i risultati in tale macro-capitolo, si è agito solamente sulla durata del processo di combustione e sulla fasatura di accensione definita in base alla posizione del pistone rispetto al PMS ideale, ovvero quello della rispettiva versione tradizionale con manovellismo.

Tutti gli altri parametri quali la massa in movimento, il coefficiente relativo al generatore, il coefficiente di attrito tra canna e stantuffo e il diametro, il rapporto di compressione e l’esponente politropico relativi alla camera di rimbalzo non sono stati modificati in quanto quelli di default sono stati impostati appositamente per il motore OMI studiato in tale elaborato.

Come già anticipato tutti gli altri parametri (temperature e dimensioni condotti, pressioni e temperature di scarico e aspirazione, istante di iniezione, tipo di combustibile e rapporto stechiometrico, apertura valvola a farfalla) sono rimasti invariati rispetto a quelli usati dal paragrafo 3.3. L’unica eccezione è rappresentata dai coefficienti di efflusso: come anticipato saranno utilizzati quelli dell’opzione b) del paragrafo precedente.

Un altro aspetto che è opportuno precisare riguarda la velocità di rotazione: per un modello tradizionale essa viene indicata nel pannello “General”; nella modellazione di un motore free piston la velocità di rotazione inserita non ha alcun significato fisico ma, nella versione attuale, è necessario inserirla per consentire l’esecuzione del modello. La frequenza effettiva del free piston sarà invece indicata nel file output “Regimes”.

Una volta chiariti tali aspetti introduttivi, si può passare all’analisi dei risultati ottenuti dal confronto tra le modalità free piston e tradizionale.

3.4.2 CONFRONTO TRA MOTORE FREE PISTON E TRADIZIONALE A PARITÀ DI CORSA IDEALE

Il primo confronto tra le due modalità di motore è stato effettuato a parità di corsa ideale. In altri termini, nella modellazione del motore tradizionale di confronto i valori di corsa e rapporto di compressione non sono stati modificati, pur sapendo che il corrispondente motore free piston non raggiunga le posizioni del PMI e del PMS ideali percorrendo una corsa inferiore con un conseguente minore rapporto di compressione. Tale confronto è stato eseguito non tanto per paragonare le prestazioni ottenute (quelle del free piston saranno inevitabilmente inferiori per le motivazioni appena esposte), ma più che altro per avere un’idea delle prestazioni verso le quali può idealmente tendere un free piston variando le opportune condizioni di progetto con l’ulteriore vantaggio di ottenere un rendimento del motore termico maggiore (per la riduzione delle sedi di attrito e di scambio termico).

Per la modellazione del free piston si è proceduto come descritto nel paragrafo 3.4.1. Inoltre, nella finestra “Free piston” del pannello “Cylinder” sono stati definiti i seguenti elementi:

- Combustion duration: 0.028 s
- Ignition Position from TDC: 0.005 m

Per il modello tradizionale di confronto ci si è mossi a valle dei risultati del free piston per due motivazioni ben precise:

- a) per definire la velocità di rotazione del motore tradizionale di confronto è necessario conoscere la frequenza del free piston
- b) la durata angolare del processo di combustione del motore tradizionale è stata eguagliata a quella del free piston (0.028 s), ma per poterla indicare in [°CA] nell'apposito pannello Gasdyn è necessario conoscere la frequenza del free piston.

Dai risultati forniti dalla simulazione del modello in modalità free piston, è stato possibile dunque definire i seguenti parametri per il motore tradizionale:

- Combustion duration: 39.30°CA
- Velocità di rotazione: 2358 RPM

Il primo aspetto da considerare in tale confronto riguarda la cinematica del pistone: come spiegato nel capitolo I di tale elaborato, l'assenza del manovellismo lascia ai processi di combustione e alla dinamica della camera di rimbalzo la regolazione del moto dello stantuffo. Si avranno, pertanto, alcune differenze in termini di spostamento, velocità e accelerazione, come si può notare nelle figure seguenti in cui si riportano le tre grandezze cinematiche in funzione della coordinata temporale:

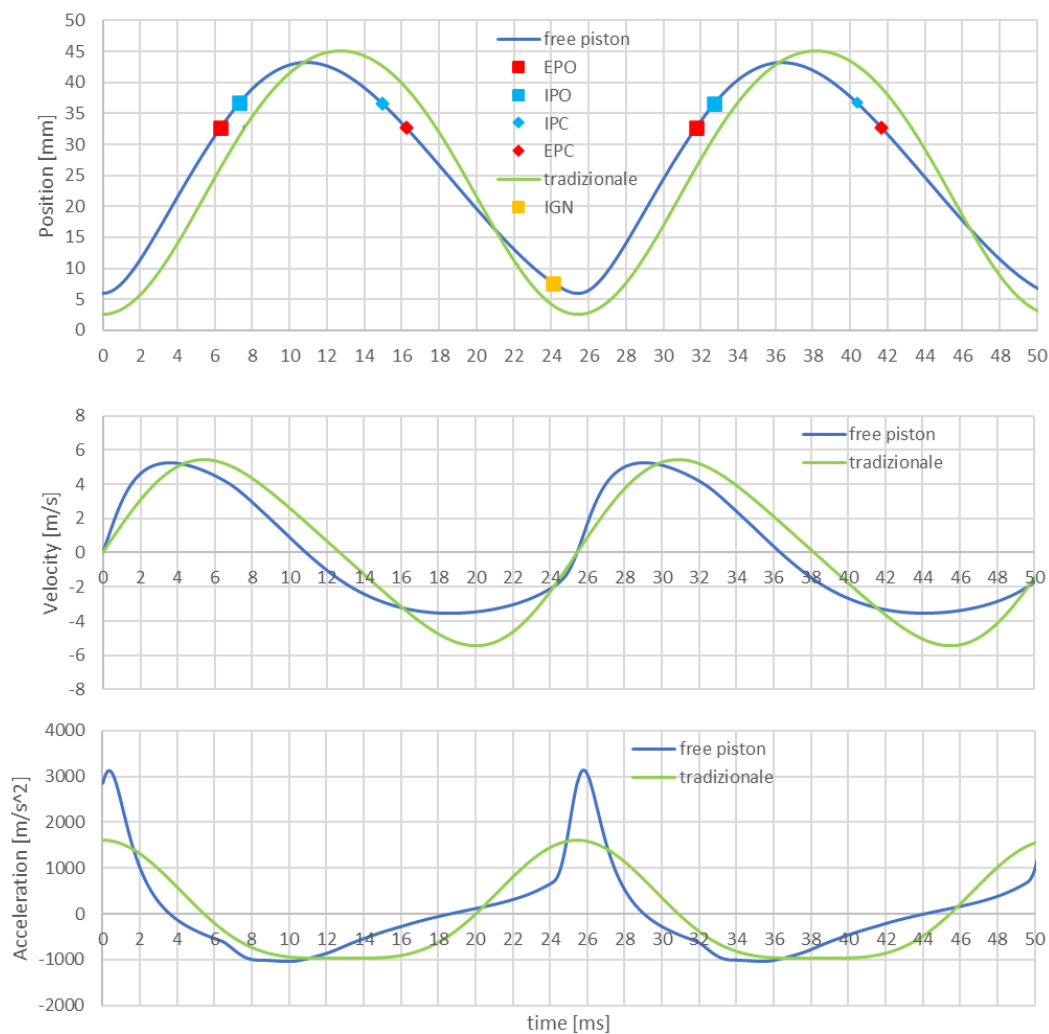


Figura 95 Confronto cinematico tra il motore free piston e il motore tradizionale con corsa ideale

È evidente, sin da subito, che la corsa del free piston sia inferiore rispetto a quella del motore tradizionale: nel primo grafico in alto di Figura 95 in cui è riportata la posizione dello stantuffo rispetto alla “testa” del motore in funzione del tempo, si nota come la curva relativa al free piston oscilla tra un PMI e un PMS effettivi più vicini tra loro e non coincidenti con quelli ideali del motore tradizionale. È interessante notare anche le differenti velocità del pistone: dagli andamenti riportati nel secondo grafico di Figura 95, emerge come la velocità del pistone nel motore free piston sia maggiore in prossimità dei punti morti. Dal terzo grafico in cui si riporta l’andamento delle accelerazioni si nota come con il free piston si abbia un picco di accelerazione immediatamente successivo al processo di combustione.

Per avere un'idea sui valori di pressione in camera e sui valori delle grandezze termodinamiche verso le quali potrebbe tendere idealmente il free piston sfruttando al cento per cento corsa e quindi rapporto di compressione, si può far riferimento alla figura e tabella seguenti:

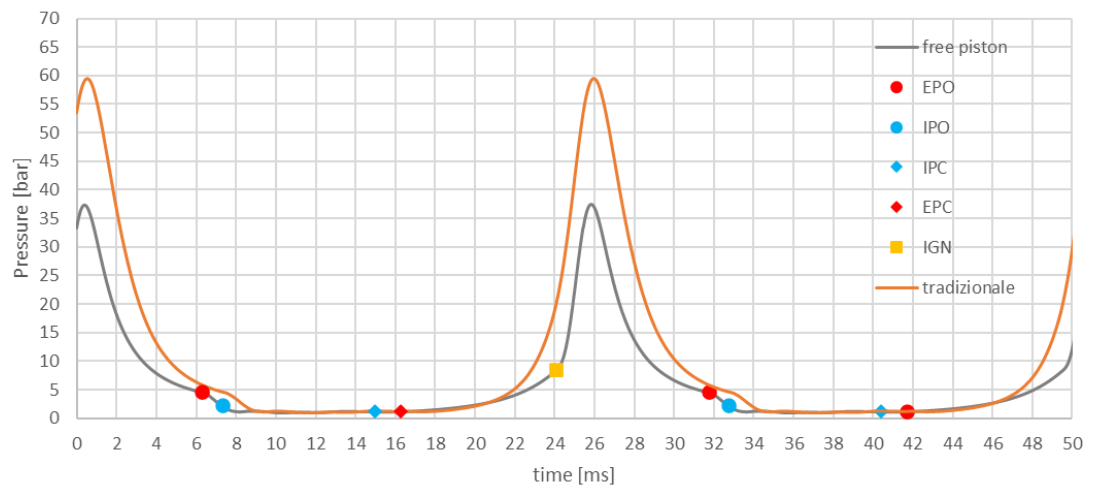


Figura 96 Confronto pressioni tra il motore free piston e il motore tradizionale con corsa ideale

	Motore free piston	Motore tradizionale
IMEP [bar]	6.56	7.43
massa aria aspirata per ciclo [mg]	214.15	173.30
$m_{trapped\ aria\ gasdyn}$ [mg]	77.70	81.80
massa fuel iniettata [mg]	5.32	5.61
BSFC [g/kWh]	328.01	261.61
indicated efficiency	0.30	0.37
total efficiency	0.26	0.32
Indicated Power [kW]	2.73	3.51

Tabella 19 Confronto risultati numerici tra il motore free piston e il motore tradizionale co corsa ideale

È evidente come sfruttando tutta la corsa ideale e quindi con un rapporto di compressione nettamente maggiore si raggiungano in camera pressioni ben più elevate che giustificano IMEP e Potenze indicate maggiori rispetto a quelli del free piston. Un altro aspetto da considerare che emerge dai risultati riportati in Tabella 19 riguarda le differenze di rendimento indicato e consumo specifico di combustibile: in questo caso i valori migliore del motore tradizionale sono da

imputare ad una migliore fasatura del processo di combustione e, quindi, a minori perdite per intempestività del processo (dal momento che per le altre cause di perdita le due configurazioni non presentano differenze significative).

3.4.3 CONFRONTO TRA MOTORE FREE PISTON E TRADIZIONALE A PARITÀ DI CORSA EFFETTIVA

Tale paragrafo sarà dedicato al confronto più realistico e significativo tra il motore free piston già analizzato nel paragrafo precedente e un corrispondente motore tradizionale con corsa pari a quella effettiva del free piston. In questo caso si vogliono analizzare, a parità delle altre condizioni, i vantaggi derivanti dalla configurazione free piston attraverso il confronto delle grandezze termofluidodinamiche e prestazionali delle due configurazioni analizzate.

Anche in questo caso, per la configurazione del modello tradizionale si è dovuto procedere a valle dei risultati del free piston, oltre che per la velocità di rotazione e la durata del processo di combustione, anche per definire corsa e rapporto di compressione effettivi. Di seguito è riportata una rappresentazione schematica e una tabella riassuntiva relative alla cinematica del pistone nella configurazione Free piston che sarà applicata al corrispondente motore tradizionale in modo da evidenziare le differenze rispetto al cinematismo “ideale” con biella-manovella:

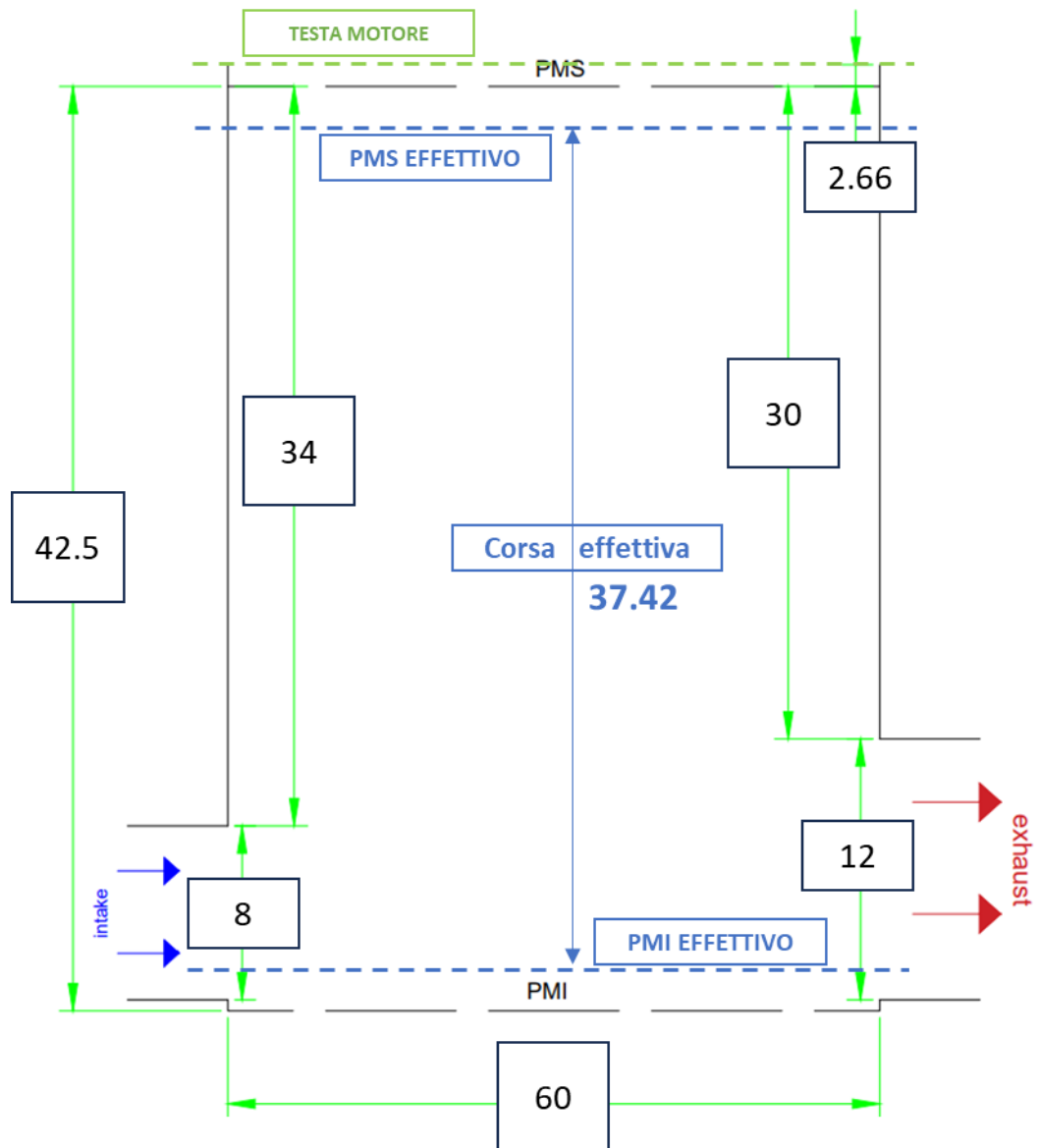


Figura 97 Rappresentazione schematica della cinematica del pistone nella configurazione Free piston

PMS effettivo	5.88	mm
PMI effettivo	43.30	mm
corsa effettiva	37.42	mm
RC effettivo	7.36	

Tabella 20 Risultati numerici relativi alla cinematica del pistone nella configurazione Free piston

Anche in questo caso, come fatto nel paragrafo precedente, prima di addentrarsi nell'analisi delle grandezze termofluidodinamiche e prestazionali, vengono analizzate le differenze a livello cinematico:

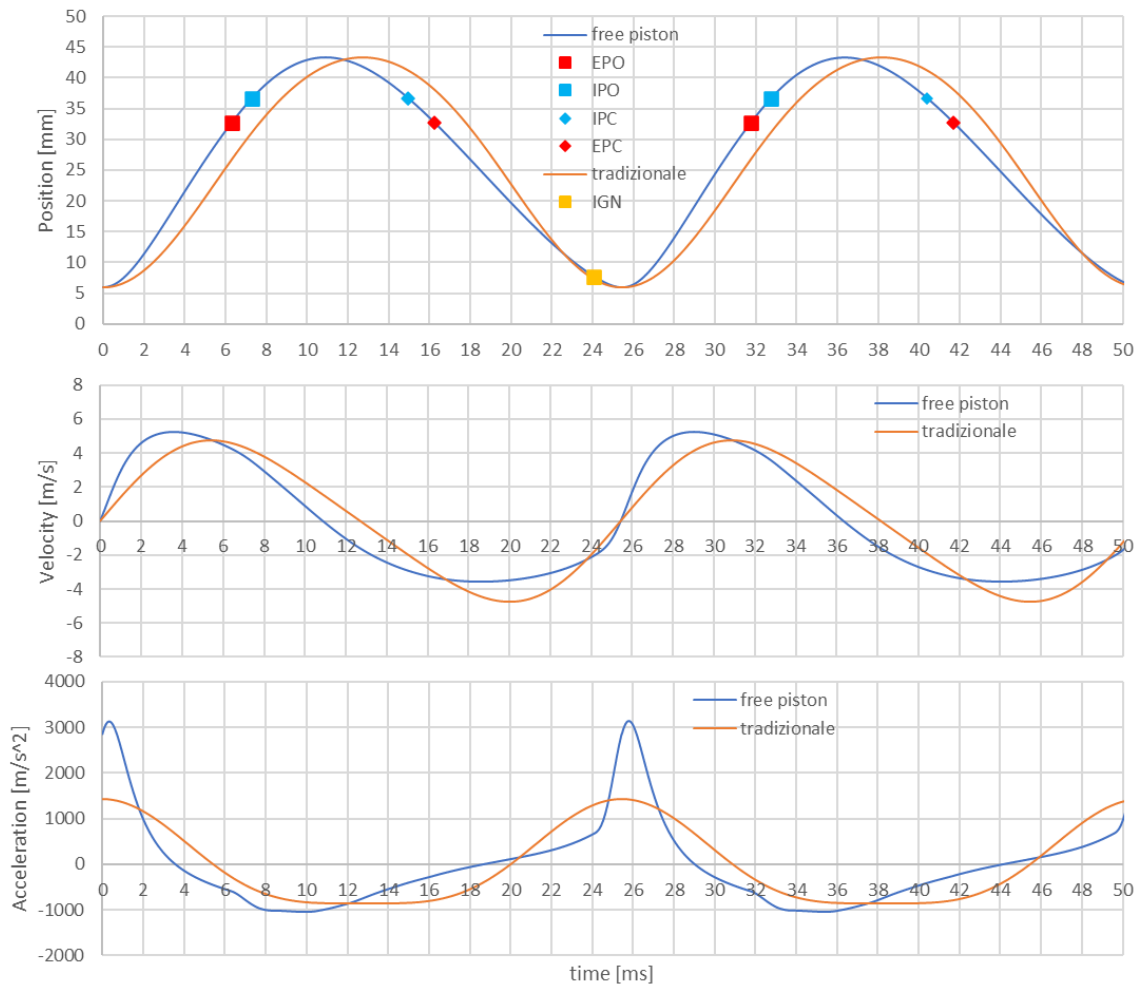


Figura 98 Confronto cinematico tra il motore free piston e il motore tradizionale con corsa pari a quella effettiva del free piston

Gli andamenti di velocità e accelerazione sono chiaramente molto simili a quanto visto nel paragrafo precedente: il free piston presenta un picco di accelerazione immediatamente a seguito della combustione, velocità in genere superiori in prossimità dei punti morti e inferiori e durante la corsa di espansione, inferiori nella parte centrale della corsa di compressione. Dall'andamento della posizione dello stantuffo rispetto alla testa del motore si nota come, in particolare al PMS, la permanenza del pistone sia ridotta in termini temporali nel free piston rispetto al motore tradizionale: ciò va a sostegno di quanto osservato negli andamenti di velocità e accelerazione. Una rappresentazione più chiara e immediata di quanto detto finora è presente in Figura 99 in cui si riporta la velocità in funzione dello spostamento rispetto alla testa del motore:

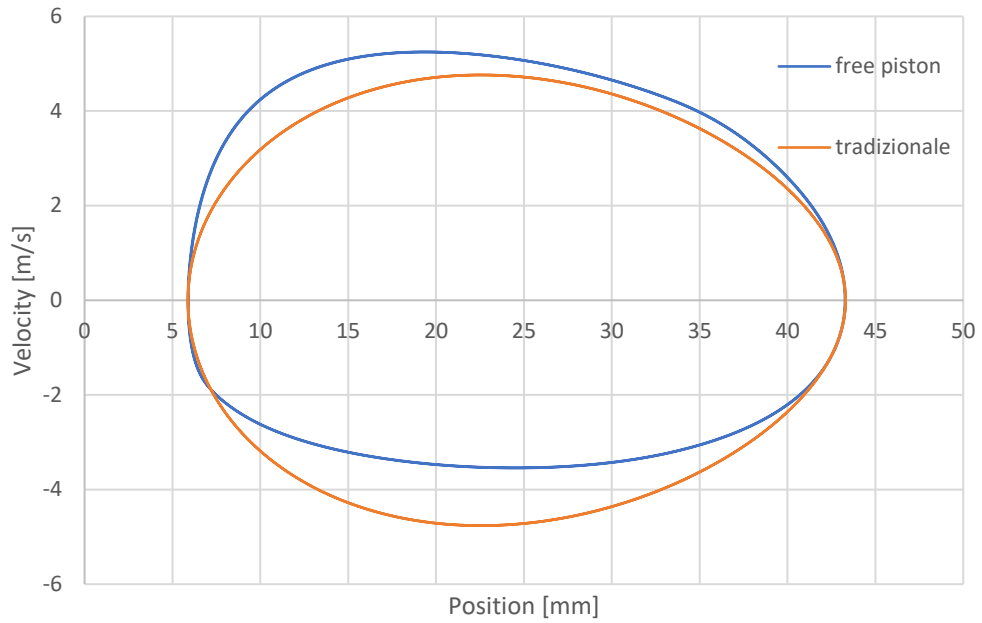


Figura 99 Andamento della velocità in funzione della posizione del pistone

Sulla base di quanto visto a livello cinematico, si può proseguire nella trattazione concentrandosi su ciò che accade a livello termofluidodinamico. A tal proposito sono riportati di seguito gli andamenti delle pressioni (sia in funzione del tempo sia in funzione del volume) e delle temperature raggiunte in camera di combustione:

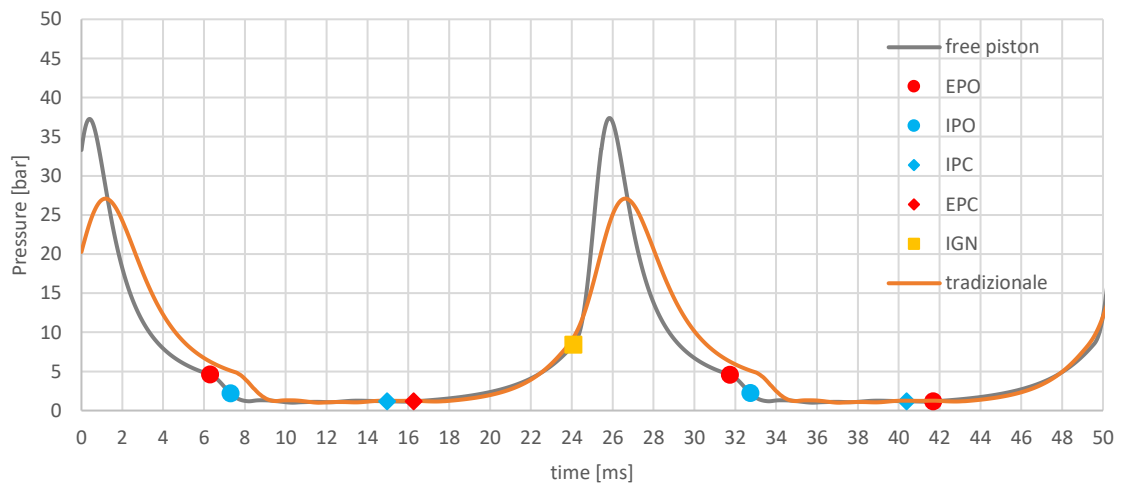


Figura 100 Confronto pressioni tra il motore free piston e il motore tradizionale con corsa pari a quella effettiva del free piston

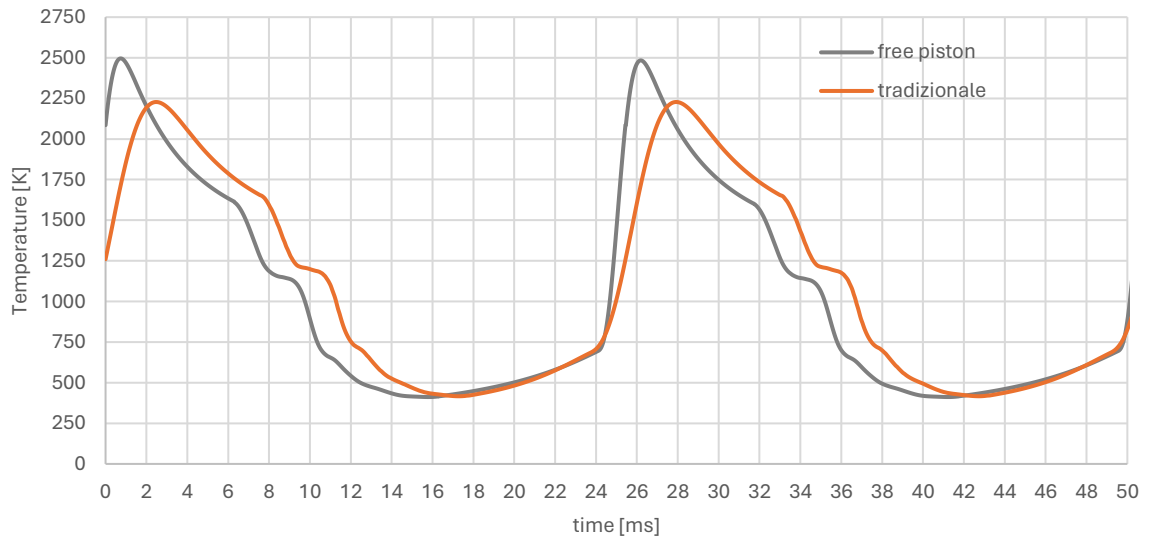


Figura 101 Confronto temperature tra il motore free piston e il motore tradizionale con corsa pari a quella effettiva del free piston

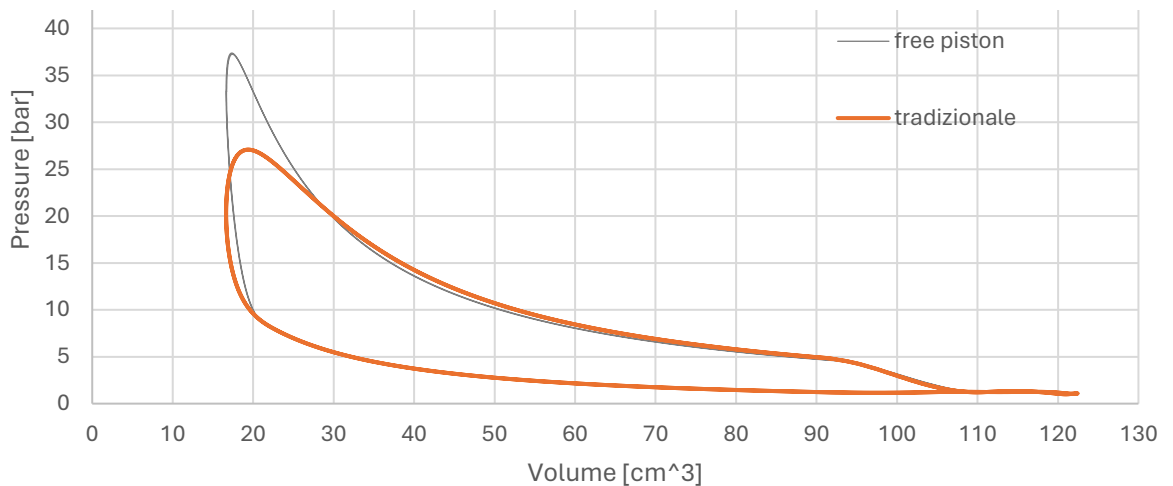
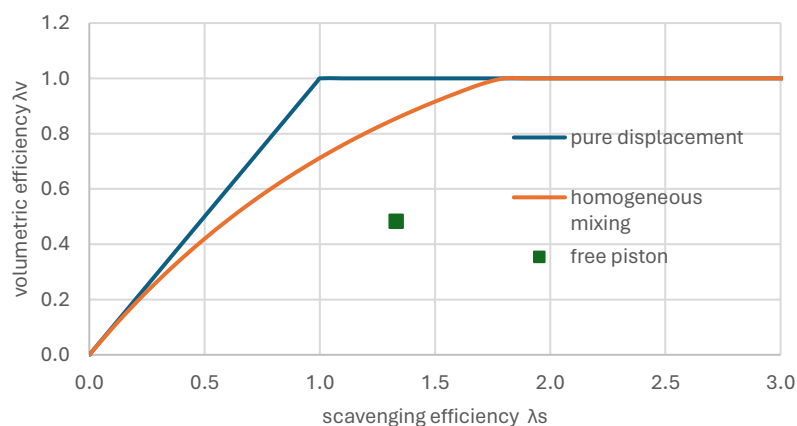


Figura 102 Confronto ciclo indicato tra il motore free piston e il motore tradizionale con corsa pari a quella effettiva del free piston

Dagli andamenti di pressione e temperature si nota come, grazie ai picchi di accelerazione e alla maggior velocità del pistone a seguito del processo di combustione, entrambe le curve tendono ad abbassarsi molto più velocemente. Tale fenomeno ha un duplice aspetto: se da un lato l'abbassamento repentino delle pressioni durante la corsa di espansione va a ridurre il lavoro utile diminuendo in parte il vantaggio ottenuto, in termini di potenza, grazie ai picchi di pressione, dall'altro l'abbassamento delle temperature comporta una diminuzione dei livelli di NOx prodotti.

Bisogna comunque aver presente che il differente andamento delle pressioni (e quindi delle temperature) che si nota in particolare allo scoccare della scintilla è parzialmente legato anche ad altri due parametri del processo di combustione per i quali si hanno differenze nella modellazione Gasdyn: fasatura e durata. Infatti, se nella configurazione free piston il pannello Gasdyn prevede l'inserimento dell'Ignition position e della durata della combustione in secondi, il corrispondente pannello Gasdyn per il motore tradizionale prevede la fasatura del baricentro della frazione di massa bruciata e la definizione della durata $\Delta\theta_{10-90}$. Tali due aspetti restano dunque da approfondire: per avere un confronto esattamente a parità di condizioni, bisognerebbe definire se la durata in secondi indicata nel pannello Gasdyn del Free piston si riferisca alla durata totale (probabile) o alla $\Delta\theta_{10-90}$; inoltre, l'ignition position definita per il free piston dovrebbe essere tale da ottenere una fasatura del baricentro della frazione di massa bruciata pari a quella del tradizionale (o viceversa). Tali aspetti, con la versione attuale Gasdyn, non possono essere ulteriormente approfonditi e, pertanto, in tale elaborato saranno definiti come punti aperti in vista delle successive analisi a cui sarà sottoposto il motore OMI e delle successive versioni Gasdyn.

Tornando all'analisi del confronto tra Free piston e tradizionale, si riportano di seguito i diagrammi di lavaggio delle due configurazioni:



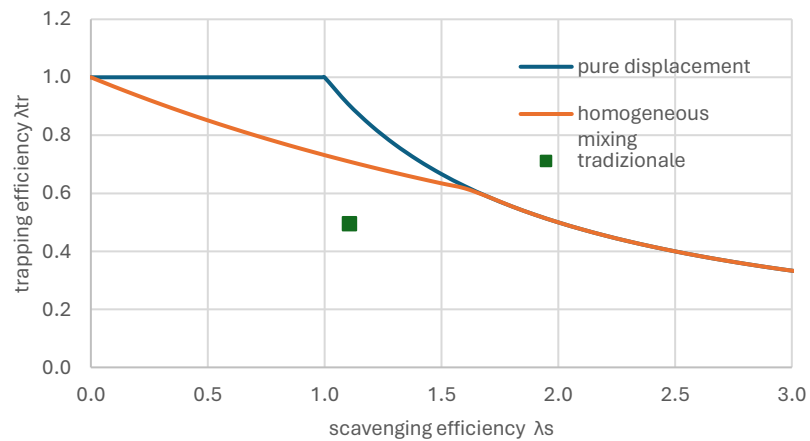
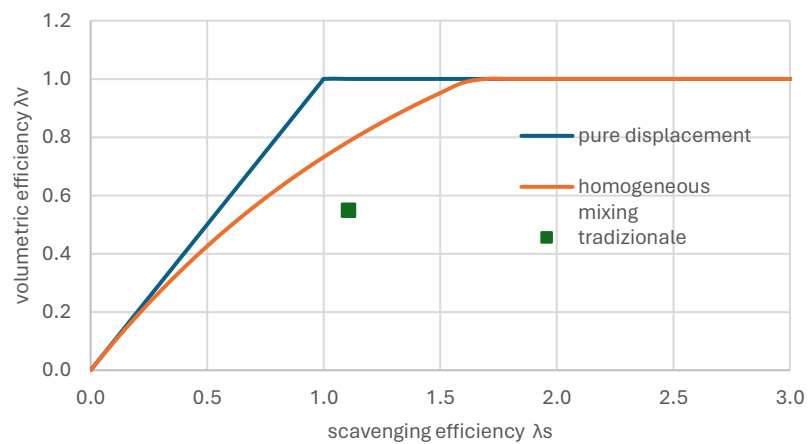
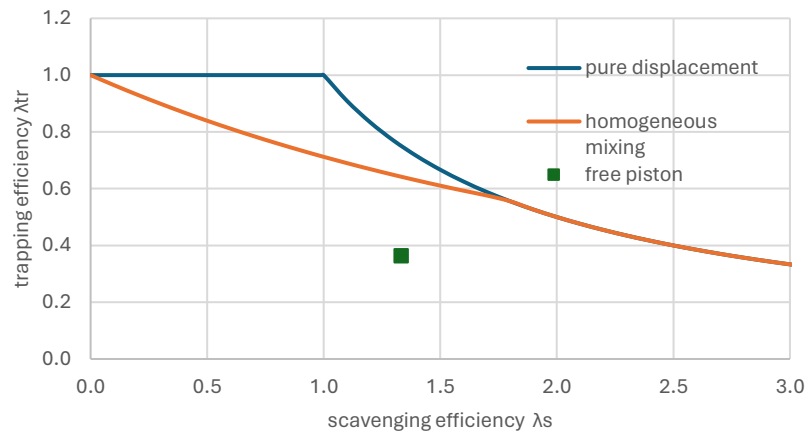


Figura 103 Diagrammi di lavaggio per il motore free piston e il motore tradizionale con corsa pari a quella effettiva del free piston

	Motore free piston	Motore tradizionale
<i>massa aria aspirata per ciclo [mg]</i>	214.15	156.58
<i>trapped_air [mg]</i>	77.70	77.70

Tabella 21 Confronto risultati numerici relativi al processo di lavaggio per il motore free piston e il motore tradizionale con corsa pari a quella effettiva del free piston

Come si può notare dai diagrammi e dalla tabella contenente i risultati numerici, la configurazione free piston, a causa del particolare andamento della velocità del pistone durante la fase di scambio gas, presenta un'efficienza del processo di lavaggio inferiore rispetto alla configurazione tradizionale: in particolare, a fronte di una quantità d'aria aspirata maggiore, la quantità d'aria che rimane in camera al termine del processo è uguale. Ad ogni modo, poiché si stanno confrontando due configurazioni a iniezione diretta e impostata al termine del lavaggio, tali aspetti non andranno a pesare sulla potenza ottenuta e sul consumo specifico di combustibile (per i quali influisce solamente la trapped air).

A tal proposito, si riporta nella tabella seguente il confronto tra le due configurazioni in termini di valori prestazionali:

	Motore free piston	Motore tradizionale
<i>IMEP [bar]</i>	6.56	6.44
<i>massa fuel iniettata [mg]</i>	5.32	5.32
<i>BSFC [g/kWh]</i>	328.01	321.78
<i>Indicated efficiency</i>	0.3047	0.2990
<i>Mechanical efficiency</i>	0.8420	0.8745
<i>total efficiency</i>	0.2565	0.2615
<i>Indicated Power [kW]</i>	2.73	2.68

Tabella 22 Confronto risultati numerici per il motore free piston e il motore tradizionale con corsa pari a quella effettiva del free piston

Il valore più elevato della IMEP ottenuto con la configurazione free piston trova giustificazione negli andamenti di pressione rappresentati in Figura 100 e negli aspetti riguardanti fasatura e durata discussi precedentemente. Coerentemente con quanto visto finora, la configurazione free piston consente di ottenere anche potenze indicate maggiori.

Gli aspetti che vale la pena approfondire sono invece legati ai tre tipi di rendimento e, di conseguenza, al consumo specifico di combustibile. Nel motore free piston, a parità di quantità di combustibile iniettata, partendo da un rendimento indicato maggiore (per via di una miglior fasatura del processo di combustione) ci si aspetterebbe un rendimento meccanico superiore per un

minor numero di sedi di attrito e, di conseguenza, un rendimento totale maggiore e un consumo specifico di combustibile inferiore rispetto al motore tradizionale. Tuttavia, attingendo tali risultati dalla stessa tipologia di file da cui sono stati sempre presi quelli del motore tradizionale, si ha la situazione riportata in Tabella 22, con il rendimento meccanico e il consumo specifico di combustibile del free piston rispettivamente minore e maggiore rispetto al motore tradizionale. Di seguito sono riportati i processi logico-matematici usati per la configurazione tradizionale e da cui si ottengono i valori relativi al free piston presenti in Tabella 22:

$$L_{forza\ d'\ attrito} = L_{indicato} - L_{utile} = 10.96\ J$$

$$dove\ L_{utile} = L_{indicato} * \eta_o = 58.40\ J\ (L_{indicato}\ e\ \eta_o\ dal\ file\ Regimes)$$

$$BSFC = \frac{\dot{m}_{fuel}}{P_u} = \frac{m_{fuel}}{L_u} = 328.01\ \frac{g}{kWh}$$

$$dove\ \dot{m}_{fuel} = FC\ \left[\frac{g}{s} \right]\ dal\ file\ Regimes$$

$$dove\ P_{utile} = P_{indicato} * \eta_o\ (P_{indicato}\ e\ \eta_o\ presi\ dal\ file\ Regimes)$$

$$dove\ m_{fuel} = \dot{m}_{fuel} * durata\ ciclo = \frac{trapped\ air}{14.6} = 5.32\ mg$$

La simulazione del modello in modalità free piston fornisce la possibilità di calcolare tali grandezze seguendo altri due tipi di processi logico-matematici: è possibile, infatti, calcolare direttamente il lavoro delle forze di attrito integrando le forze stesse riportate per ogni Time-step rispetto allo spostamento infinitesimo del pistone da inizio a fine ciclo oppure calcolare il lavoro utile integrando la potenza del generatore elettrico e, da qui, ricavare il lavoro delle forze di attrito. In entrambi i casi, riportati di seguito, si ottengono valori inferiori rispetto ai 10.96 J precedenti:

$$a) L_{forza\ d'\ attrito} = \int_{start\ cycle}^{end\ cycle} F_{attrito} * dx = 2.67\ J$$

$$dove\ F_{attrito}\ dal\ file\ freepiston_output$$

$$\mathbf{b)} \quad L_{forza \ d' \ attrito} = L_{indicato} - L_{utile} = 2.61 \text{ J}$$

$$dove \ L_{utile} = \int_{start \ cycle}^{end \ cycle} EG_{POWER} \ dt = 66.75 \text{ J}$$

dove $L_{indicato}$ sempre da file Regimes

Considerando, ad esempio, la metodologia di calcolo b) si ottengono i seguenti valori di rendimento meccanico e consumo specifico di combustibile:

$$BSFC = \frac{m_{fuel}}{L_{utile}} = 286.99 \text{ g/kWh}$$

$$\eta_o = \frac{L_{utile}}{L_{utile} + L_{forze \ d' \ attrito}} = 0.96$$

Seguendo le due procedure di calcolo indicate nei punti a) e b) si ottengono, dunque, risultati coerenti nel contesto di confronto tra la configurazione free piston e quella tradizionale.

3.4.4 CONFRONTO TRA CONFIGURAZIONI FREE PISTON: ANALISI RISULTATI

L'ultimo paragrafo del terzo capitolo è dedicato ad un confronto tra due motori free piston con le medesime caratteristiche per i quali è stata modificata solamente la posizione dello scoccare della scintilla rispetto al PMS (TDC) ideale. Con tale analisi si vuole avere una prima indicazione del comportamento del motore free piston in termini di andamenti delle grandezze termofluidodinamiche e dei parametri prestazionali al variare della fasatura del processo di combustione, verificando se i risultati ottenuti seguono le aspettative basate su motivazioni fisiche e su quanto visto finora per il corrispondente modello tradizionale.

Di seguito sono riportati i risultati ottenuti dal modello descritto nel paragrafo 3.4.1 a cui sono state applicate le seguenti posizioni di accensione:

Ignition position from TDC: 0.005 m

Ignition position from TDC: 0.003 m

Come è stato fatto finora per tutti gli altri modelli free piston, anche in questo caso l'analisi delle grandezze termofluidodinamiche e prestazionali è preceduta dal confronto cinematico. Infatti, venendo a mancare il classico manovellismo sono diversi i fattori che potrebbero influenzare il moto del pistone: la fasatura dell'accensione ovviamente è tra questi. Di seguito sono dunque riportati gli andamenti della posizione del pistone rispetto alla testa del motore, della sua velocità e accelerazione in funzione della coordinata temporale e l'andamento della velocità in funzione della posizione.

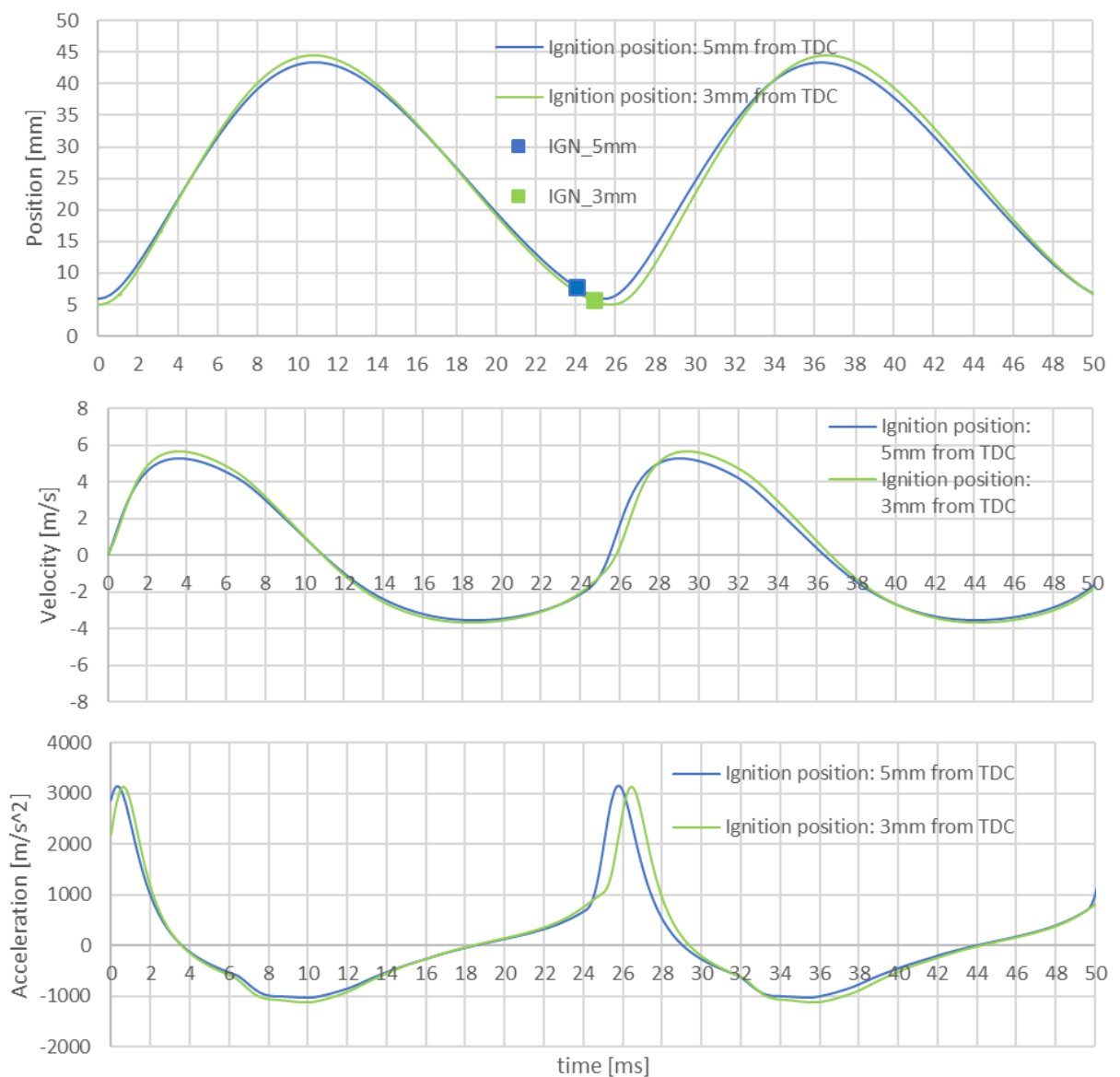


Figura 104 Confronto cinematico tra due configurazioni free piston al variare dell'Ignition Position

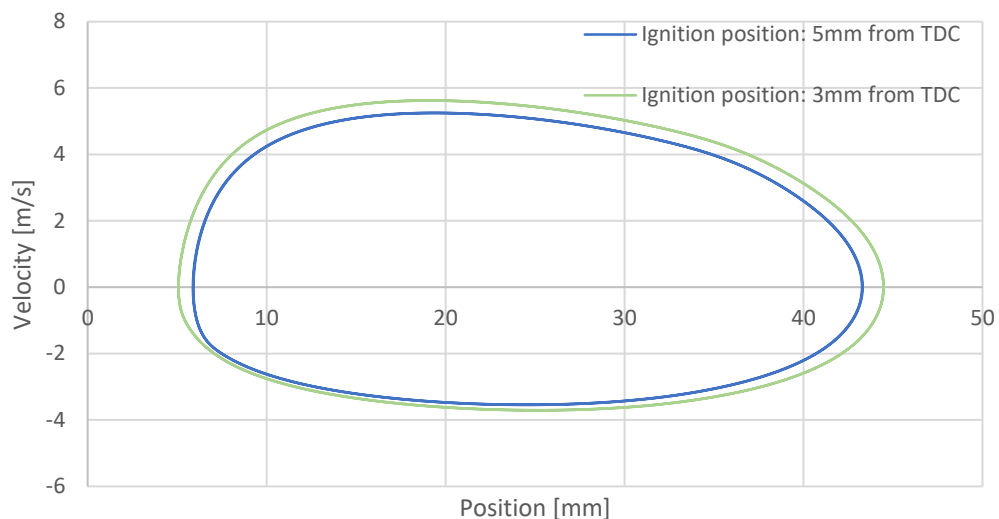


Figura 105 Confronto andamento della velocità in funzione della posizione del pistone al variare dell'Ignition Position

Dall'andamento riportato in Figura 105, si nota come spostando l'accensione verso il TDC ideale (modificando l'Ignition position da 5mm a 3mm dal TDC) il free piston percorre una corsa maggiore con un conseguente aumento del rapporto di compressione. Infatti, sia la corsa di compressione che quella di espansione avranno una durata spaziale maggiore. Impostando l'accensione a 3 mm dal PMS ideale (posticipandola rispetto ai 5 mm), vengono ritardati lo scoccare della scintilla e l'avvio del processo di combustione responsabili dell'inversione del moto verso il PMI. Inoltre, poiché il pistone si avvicina maggiormente al PMS ideale, la miscela aria-combustibile viene maggiormente compressa e, quindi, durante il processo di combustione sul pistone agiranno maggiori forze di pressione determinando una corsa di espansione maggiore in termini di coordinate spaziali.

Quanto detto finora trova riscontro in Figura 106 e 107, in cui sono riportati rispettivamente l'andamento della pressione in funzione della coordinata temporale e il ciclo indicato delle due configurazioni free piston.

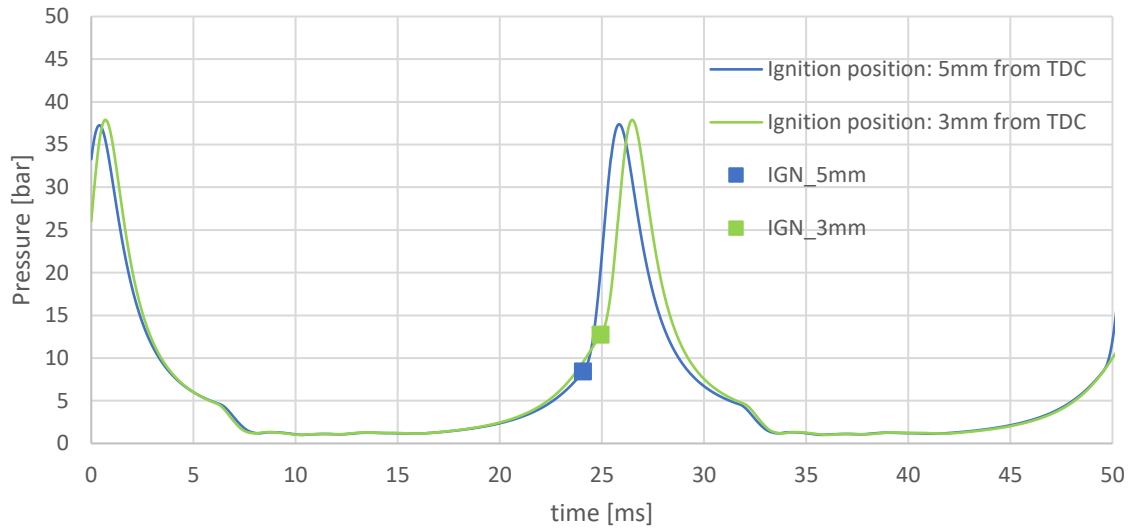


Figura 106 Confronto pressioni tra due configurazioni free piston al variare dell'Ignition Position

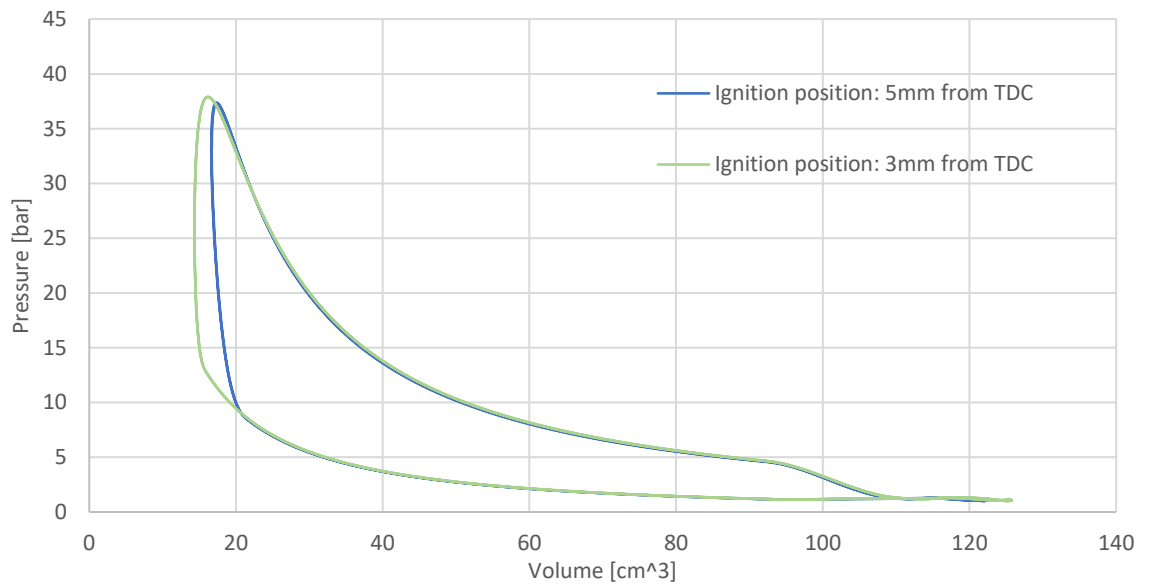
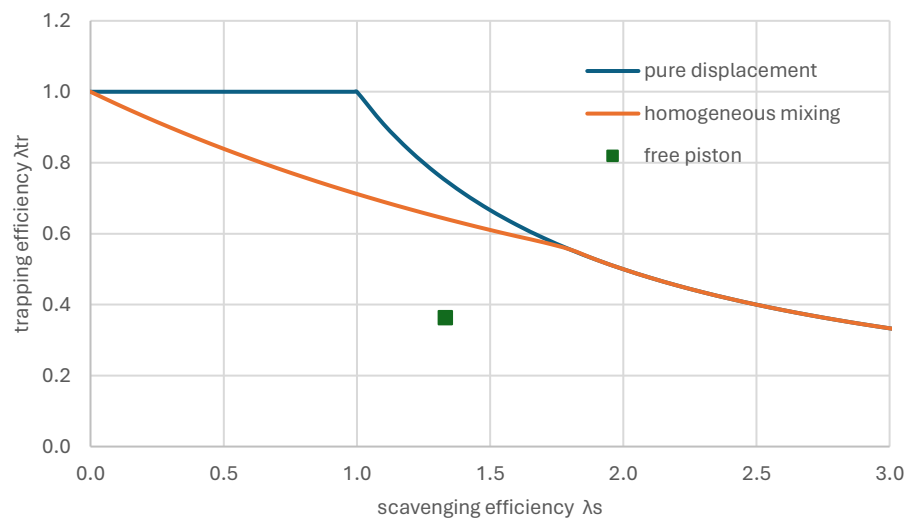
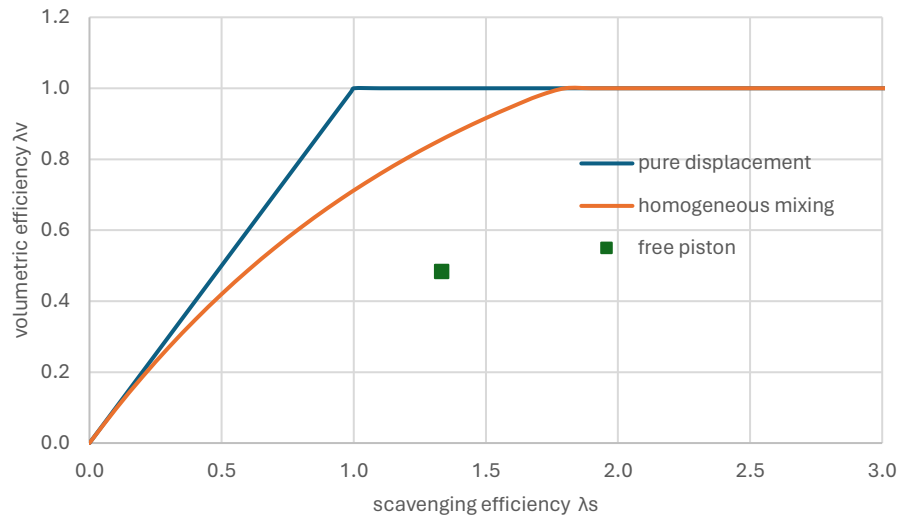


Figura 107 Confronto ciclo indicato tra due configurazioni free piston al variare dell'Ignition Position

Anche in questo caso è stato studiato il processo di lavaggio per i due modelli; di seguito sono riportati i relativi diagrammi e la tabella riassuntiva dei parametri considerati:

Ignition position from TDC: 0.005 m



Ignition position from TDC: 0.003 m

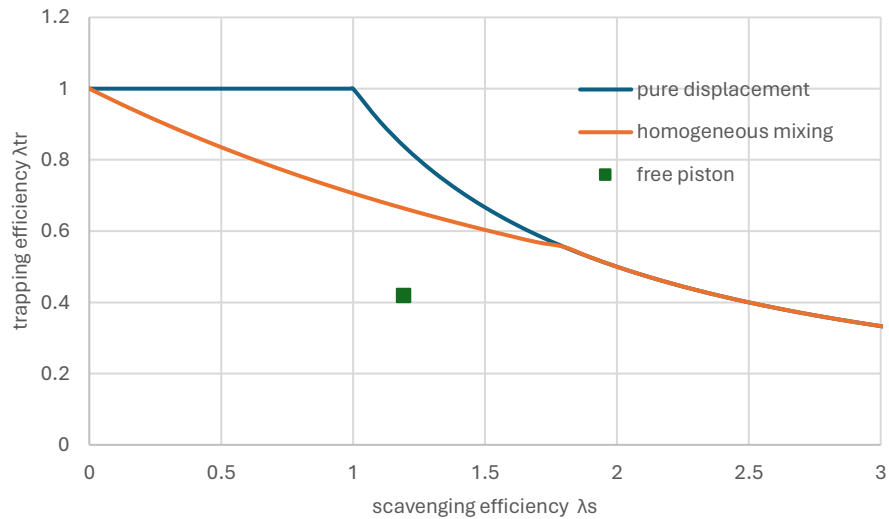
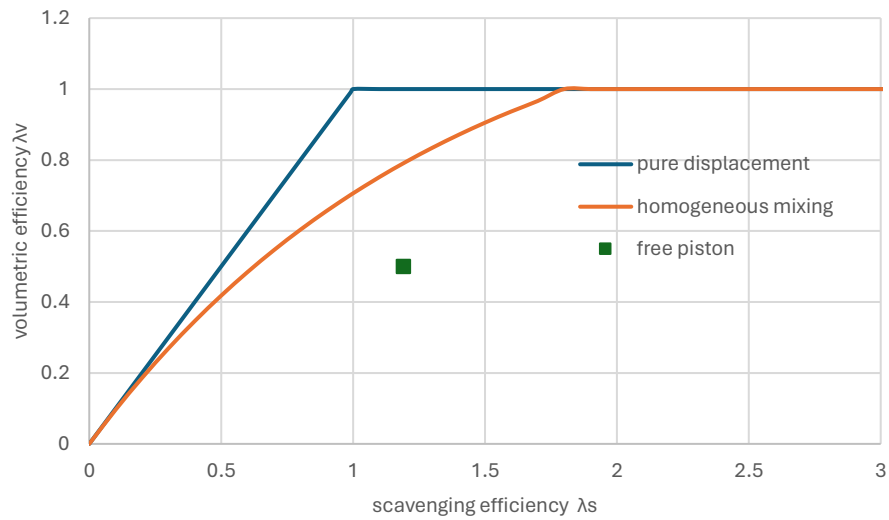


Figura 108 Confronto diagrammi di lavaggio tra due configurazioni free piston al variare dell'Ignition Position

	Motore free piston Ignition position from TDC: 0.005 m	Motore free piston Ignition position from TDC: 0.003 m
<i>massa aria aspirata [mg]</i>	214.15	191.43
<i>Trapped air [mg]</i>	77.70	80.20

Tabella 23 Confronto risultati numerici relativi al processo di lavaggio tra due configurazioni free piston al variare dell'Ignition Position

Poiché durante il processo di lavaggio le pressioni in camera sono molto simili, in questo caso le differenze tra aria aspirata e trapped air sono dovute

principalmente al differente intervallo temporale durante il quale restano aperte le luci: impostando l'accensione a 5 mm dal TDC si è visto che la velocità del pistone è inferiore durante il processo di lavaggio. È vero che in tal caso il pistone riesce a scoprire una quantità di area di passaggio inferiore rispetto a quanto succede impostando l'Ignition a 3 mm, ma, evidentemente, a prevalere è la maggior durata temporale del processo ottenuta con un Ignition a 5 mm. Per tali motivazioni si ha una maggior quantità d'aria aspirata e una maggior quantità di aria/gas combusti scaricati verso l'esterno: di conseguenza l'efficienza del processo di lavaggio sarà inferiore rispetto al motore con una Ignition a 3 mm dal TDC ideale.

Per concludere si riportano in Tabella 24 i valori numerici dei principali parametri prestazionali. Per mantenere la stessa linea adottata nei paragrafi precedenti, i risultati riportati sono quelli ottenuti dal file Regimes e, pertanto, derivano dai processi logico-matematici utilizzati per i motori tradizionali. È vero che, come si è visto nel paragrafo 3.4.3, per la modalità free piston sarebbe più coerente adottare le procedure di calcolo presentate nei punti a) e b), ma poiché ciò porterebbe a variazioni nella stessa direzione per entrambe le configurazioni free piston, ai fini di un confronto tra le due ci si può basare anche sui risultati ottenuti dai file "classici".

	Motore free piston Ignition position from TDC: 0.005 m	Motore free piston Ignition position from TDC: 0.003 m
<i>IMEP [bar]</i>	6.56	6.94
<i>Massa fuel iniettata [mg]</i>	5.32	5.49
<i>BSFC [g/kWh]</i>	328.01	300.93
<i>Indicated efficiency</i>	0.30	0.33
<i>Total efficiency</i>	0.26	0.28
<i>Indicated Power [kW]</i>	2.73	3.00

Tabella 24 Confronto risultati numerici tra due configurazioni free piston al variare dell'Ignition Position

Dai risultati riportati emerge un aspetto che finora non poteva essere considerato: variando l'istante di accensione nei motori free piston si determina, tra le varie conseguenze, anche una variazione nel rapporto di compressione con valori di pressione raggiunti in camera più alti e, pertanto, con una maggiore

potenza indicata. Inoltre, nonostante venga iniettata una quantità di combustibile maggiore, come è testimoniato dai valori del consumo specifico (BSFC) tale incremento è comunque inferiore rispetto a quello della potenza ottenuta. In questo gioca un ruolo fondamentale il rendimento indicato: anche il suo aumento è da ricondursi all'incremento del rapporto di compressione.

CONCLUSIONI

Dagli studi effettuati e riportati in tale elaborato si può dunque riconoscere un notevole grado di affidabilità del codice di calcolo Gasdyn nella modellazione dei motori a due tempi: è stato dimostrato, infatti, come i risultati presentati nel capitolo II e nella prima metà del capitolo III siano consistenti e coerenti con le motivazioni fisiche discusse. Sulla base di ciò, nel corso del capitolo III, le simulazioni condotte variando le condizioni di aspirazione e scarico o la fasatura e la durata del processo di combustione, hanno consentito di raggiungere un duplice obiettivo: confermare la consistenza del modello Gasdyn elaborato per il motore OMI-STEMS e realizzare uno studio preliminare dei parametri di progetto al fine di ottenere una prima idea sulle prestazioni del motore, nonostante in tale fase di studio sia stata considerata la configurazione tradizionale. Riprendendo brevemente quanto visto nei paragrafi precedenti, è possibile dedurre che:

- Per quanto riguarda le condizioni di aspirazione e scarico, ciò che impatta maggiormente sulle prestazioni del motore 2T è la differenza di pressione, piuttosto che la sola pressione di aspirazione. È stato dimostrato infatti che, aumentando il gap tra pressione di aspirazione e scarico, diminuisce l'efficienza del processo di lavaggio nel senso che, a fronte di un notevole aumento di aria aspirata, non si ha un altrettanto elevato aumento della trapped_{air}. Tuttavia, l'aumento di quest'ultima è comunque significativo rispetto a quanto accade lasciando invariato il gap di pressione. Tale aspetto è interessante in ottica di un motore GDI, in quanto, in questo caso, il combustibile non sarebbe coinvolto nel fenomeno del "corto circuito" e, quindi, si potrebbe regolare in questo senso la quantità di trapped air (e quindi di fuel iniettato) in base alle particolari esigenze. Rimarrebbe, comunque, da stabilire il giusto trade off tra potenza ottenuta e consumo specifico di combustibile.
- Per quanto riguarda la durata e la fasatura del processo di combustione sono stati ottenuti risultati generalmente in linea con quanto era atteso. Riducendo la durata imposta nel

modello di Wiebe ci si avvicina al processo ideale ottenendo quindi prestazioni migliori in termini di potenza, rendimento e consumo specifico di combustibile. La fasatura ha invece evidenziato effetti più eterogenei per via del fatto che anticipando il processo di combustione si ottengono pressioni più elevate che da un lato consentono di incrementare il lavoro utile in fase di espansione, dall'altro causano l'incremento del lavoro di compressione da spendere.

L'elaborato si è poi focalizzato sull'analisi della configurazione free piston e sul confronto con il corrispondente modello tradizionale. Da un punto di vista cinematico i risultati ottenuti sono in linea con gli aspetti teorici discussi nel capitolo I: pertanto il codice di calcolo ha dimostrato affidabilità e consistenza, oltre che nella modellazione di un 2T tradizionale, anche nella gestione del moto del pistone in una configurazione Free Piston. I risultati riguardanti gli aspetti termofluidodinamici e prestazionali lasciano, tuttavia, alcuni punti aperti:

- innanzitutto, è stato evidenziato come, a differenza dell'univoco modello tradizionale, per un modello Free Piston esistono diversi processi logico-matematici attraverso i quali risalire alla potenza utile, al lavoro delle forze di attrito, al rendimento totale e al consumo specifico di combustibile. Tali metodi portano, però, a risultati ben differenti tra loro. Bisogna considerare che la modellazione di un motore innovativo, come può essere il Free Piston, richiede che i calcoli delle principali grandezze vengano svolti in modo coerente con le caratteristiche proprie del motore, ma anche in modo tale da consentire un confronto oggettivo con il corrispondente modello tradizionale.
- Le variazioni di pressione di aspirazione e scarico avranno conseguenze meno "omogenee" sul motore free piston. Le differenti quantità di aria e gas combusti coinvolti nel processo di lavaggio e i differenti valori di pressione raggiunti in camera (anche in seguito al processo di combustione) determineranno forze differenti sul pistone, modificandone il moto e, di conseguenza, influenzando sul rapporto di compressione e sulla frequenza del motore.
- La fasatura del processo di combustione dovrà essere gestita diversamente rispetto a quanto visto per il modello tradizionale. L'intempestività del processo di combustione, mentre per il motore tradizionale giocava un ruolo fondamentale in termini di potenza e rendimento, per il Free piston passa in secondo piano o, comunque, viene affiancato da altri aspetti da tenere in considerazione. Vale a dire: anticipando o ritardando l'accensione,

viene modificata la posizione rispetto al TDC ideale in cui il pistone inverte il suo moto, riducendo o incrementando la corsa e di conseguenza il rapporto di compressione.

Dunque, tali aspetti saranno da approfondire nelle successive fasi di studio a cui andrà incontro il motore OMI-STEMS, in ottica di una convergenza dei metodi di calcolo presentati e di un'analisi approfondita dell'influenza dei parametri discussi nel corso dell'elaborato.

Bibliografia

- [1] Nguyen Ba Hung, Ocktaeck Lim, “*A review of free-piston linear engines*”, School of Mechanical Engineering, University of Ulsan, San 29, Mugeo2-dong, Nam-gu, Ulsan 680-749, Republic of Korea
- [2] Jin Xiao *, Qingfeng Li, Zhen Huang, “*Motion characteristic of a free piston linear engine*”, Key Laboratory for Power Machinery and Engineering of Ministry of Education, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai, 200240, China
- [3] R. Mikalsen, A.P. Roskilly, “*The design and simulation of a two-stroke free-piston compression ignition engine for electrical power generation*”, School of Marine Science and Technology, University of Newcastle upon Tyne, Newcastle upon Tyne NE1 7RU, United Kingdom
- [4] R. Mikalsen, A.P. Roskilly, “*The control of a free-piston engine generator. Part 1: Fundamental analyses*”, Sir Joseph Swan Institute for Energy Research, Newcastle University, Newcastle upon Tyne, NE1 7RU, England, UK
- [5] Stephan Schneider M.Sc., Dr.-Ing. Frank Rinderknecht, Dr.-Ing. Horst E. Friedrich, “*Design of Future Concepts and Variants of the Free Piston Linear Generator*”, Institute of Vehicle Concepts German Aerospace Center
- [6] Chendong Guo, Huihua Feng , Boru Jia , Zhengxing Zuo, Yuyao Guo, Tony Roskilly, “*Research on the operation characteristics of a free-piston linear generator: Numerical model and experimental results*”, School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China
- [7] Ling Huang, “*An Opposed-Piston Free-Piston Linear Generator Development for HEV*”, Nanjing Univ. of Science & Technology
- [8] Heywood - Vol. 1, “*Internal Combustion Engine Fundamentals, Second Edition*”
- [9] Shuangshuang Liu , Zhaoping Xu , Leiming Chen , Liang Liu, “*Comparison of an opposed-piston free-piston engine using single and dual channel uniflow scavenging*”, School of Mechanical Engineering, Nanjing University of Science and Technology, Nanjing 210094, China

[10] Boru Jia, Zhengxing Zuo, Guohong Tian, Huihua Feng , A.P. Roskilly; “*Development and validation of a free-piston engine generator numerical model*”, School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China