

POLITECNICO DI TORINO

Facoltà di Ingegneria

Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

**ANALISI NUMERICO-SPERIMENTALE DEL  
MOTORE ENDOTERMICO DEL VEICOLO JUNO PER  
IL MIGLIORAMENTO DELL'EFFICIENZA**



Relatori:

Prof. Federico Millo

Ing. Massimiliana Carello

Prof. Luciano Rolando

Candidato:

Gianmarco Stirpe



## INDICE

ABSTRACT .....	4
Introduzione .....	5
1. Il Team H <sub>2</sub> politO.....	6
1.1 Il prototipo ad idrogeno: IDRA-kronos .....	8
1.2 L'Urban Concept ICE: JUNO.....	9
1.2.1 MOTORE HONDA STANDARD .....	11
1.2.2 MOTORE HONDA ADATTATO A REGOLAMENTO SEM .....	12
2. BANCO PROVA E MISURE SPERIMENTALI .....	13
2.1 SET-UP SPERIMENTALE .....	13
2.2 PROVE SPERIMENTALI.....	20
2.2.1 PROVA DEI CONSUMI.....	20
2.2.2 PROVE IN TRASCINATO.....	22
2.3 RISULTATI SPERIMENTALI.....	23
2.3.1 MOTORE ALIMENTATO A BENZINA.....	23
2.3.2 VALUTAZIONE INCERTEZZE DI MISURA.....	27
3. MODELLO MONODIMENSIONALE.....	29
3.1 SVILUPPO MODELLO A BENZINA .....	29
3.1.1 CALCOLO DELLE FRICTION.....	33
3.1.2 INTERPOLAZIONE TRAMITE CHENN-FLYNN.....	37
3.2 CALCOLO DEL BURN-RATE .....	38
3.2.1 CLOSED VOLUME ANALYSIS (CPOA).....	39
3.3 CALIBRAZIONE MODELLO COMPLETO A BENZINA.....	46
3.4 RISULTATI DEL MODELLO COMPLETO A BENZINA .....	53
3.5 SVILUPPO DEL MODELLO A BIOETANOLO E100 .....	57
3.5.1 CLOSED VOLUME ANALYSIS (CPOA) E100 .....	57





---

3.5.2 CALIBRAZIONE MODELLO COMPLETO A BIOETANOLO (E100) .....	61
3.6 CONFRONTO TRA I MODELLI A ETANOLO E100 E BENZINA .....	66
4. POSSIBILI SVILUPPI .....	72
4.1 AUMENTO DEL RAPPORTO DI COMPRESSIONE .....	72
4.2 STUDIO DI FATTIBILITÀ DELLO SPRAY TARGETING.....	81
4.3 SVILUPPI A CONFRONTO .....	85
5. RISULTATI FINALI .....	90
CONCLUSIONI.....	95
A.1 CFD.....	97
BIBLIOGRAFIA .....	100





## Ringraziamenti

*Desidero ringraziare innanzitutto il mio relatore e i miei correlatori, i professori: Federico Millo, Luciano Rolando e Massimiliana Carello, per la disponibilità, l'attenzione e la gentilezza dimostrata durante lo svolgimento del lavoro.*

*Un ringraziamento speciale va' alla professoressa Carello per avermi fornito, per mezzo del team H<sub>2</sub>politO, tutti gli strumenti utili alla realizzazione di questo lavoro.*

*Desidero ringraziare la mia famiglia, TUTTA, per il supporto in questi lunghi anni, a cominciare da mia madre e mio padre i quali hanno sempre creduto e spinto per questo risultato.*

*Un ringraziamento più che speciale va' alle mie sorelle, che hanno sempre creduto (anche più di me) in questo traguardo. A Eleonora che ha "seguito" i primi difficilissimi passi nel mondo accademico, spingendomi a continuare anche se tutto sembrava andare storto. Ad Alessia che ha desiderato questo momento probabilmente da quando ero nella culla.*

*Un bacio alla mia fidanzata Valentina, che nonostante la lontananza non mi ha mai fatto mancare il suo amore, il suo sostegno (e la pazienza) in tutti questi anni.*

*Un abbraccio a tutti i miei amici di questi anni, ognuno di loro ha avuto un peso, un ruolo in questo mio percorso, come il mio Amicone Andrea, definizione di amico che ognuno dovrebbe avere. O come Alessandro (detto Picchi), Lorenzo (detto Lollo) o Edoardo (detto....Edo), insomma ognuno di loro e come molti altri ha avuto un ruolo fondamentale.*

*Un dovuto ringraziamento ai miei amici del team H<sub>2</sub>politO per questi 3 anni passati insieme. Non posso dimenticare tutti i motoristi ma soprattutto il mio capo Niccolò al quale devo molto per questa tesi. Farvi capire quanto mi sia trovato bene con voi è difficile attraverso queste poche parole ma spero che le nostre "perle" nel DENERG non verranno dimenticate troppo facilmente.*

**GRAZIE A TUTTI!**





## ABSTRACT

La tesi si pone l'obiettivo di descrivere sia le tecniche che le metodologie per sviluppare un modello monodimensionale predittivo di un motore a combustione interna, oltre come usare il modello stesso per individuare gli sviluppi necessari al miglioramento del propulsore.

Lo sviluppo del motore a combustione interna (Honda GXH 50) è legato alla competizione a cui partecipa il Team H<sub>2</sub>politO ovvero la Shell Eco Marathon, sfida che pone particolare attenzione ai consumi di carburante necessari a coprire un run di gara di circa 40 minuti per un totale di circa 16 km. Il consumo di combustibile è strettamente legato all'efficienza con la quale il propulsore è in grado di trasformare l'energia chimica del carburante in energia meccanica.

Per lo sviluppo di un modello monodimensionale (1D) si è utilizzato un software commerciale della Gamma Technologies, GT-SUITE la quale include la libreria dei motori GT-POWER. La possibilità di effettuare numerose prove sperimentali ha inoltre permesso la calibrazione di due modelli per lo stesso motore: uno alimentato con la classica benzina e l'altro utilizzando l'etanolo E100. L'utilizzo delle simulazioni ha garantito una miglior comprensione dei due carburanti potendo effettivamente scegliere quale dei due potesse essere più adeguato nell'immediato oltre ad avere maggiori margini di sviluppo, in termini di incremento di efficienza.

L'utilizzo dell'E100 ha consentito un discreto aumento del rapporto di compressione (RC) con un corrispondente aumento del rendimento utile del gruppo termico.





## Introduzione

Questa tesi è il risultato delle attività svolte da Luglio 2020 ad oggi nel Team H<sub>2</sub>politO, un team composto solo da studenti con l'obiettivo di progettare, costruire e ottimizzare prototipi a basso consumo al fine di partecipare ogni anno a una competizione internazionale, la Shell Eco-Marathon.

Ogni scelta tecnica, ogni parte meccanica ed elettronica deriva da un'ampia collaborazione tra i membri del team. Le principali competenze trasversali che li raggruppano sono la passione e la forza di volontà di definire un obiettivo e cercare di raggiungerlo solo con le proprie forze. Si sviluppa quindi una crescita personale coerente mettendo insieme idee diverse e discutendo sulle soluzioni tecniche al fine di raggiungere l'obiettivo finale: ottenere il minor consumo di carburante possibile alla Shell Eco-Marathon.

Questa tesi vuole rappresentare un documento che consente al team di mantenere il *know-how* sviluppato negli ultimi mesi. Infatti, ogni anno ha luogo un *turnover* parziale tra i membri del team, quindi è fondamentale non perdere l'esperienza e le conoscenze accumulate e trasmetterle al gruppo di tesi che ogni anno viene migliorato.





# 1. Il Team H<sub>2</sub>politO



Figure 1.1 Team H<sub>2</sub>politO

Il Team H<sub>2</sub>politO (figura 1.1) è nato nel 2007 con l'obiettivo di creare un gruppo di studenti interessati allo sviluppo di nuove tecnologie in materia di veicoli ad alta efficienza energetica. L'obiettivo era progettare e costruire un veicolo per competizioni a basso consumo. I membri del Team hanno responsabilità diverse in base ai compiti necessari per la creazione di un'auto da corsa che soddisfi i requisiti specifici per la competizione. Questa opportunità unica mette alla prova le conoscenze che lo studente ha acquisito durante la sua carriera accademica, ma spesso è richiesto di affrontare materie non incluse nei corsi. Gli studenti imparano anche a lavorare con colleghi di diversa estrazione, sia accademica che culturale, rispettando le scadenze e un budget limitato, come se fossero in una azienda reale.

Dal 2008 il Team H<sub>2</sub>politO partecipa alla Shell Eco-Marathon, una competizione studentesca con eventi annuali dapprima nelle Americhe, poi in Europa e in Asia, dove i vincitori sono le squadre che si spingono più lontano, utilizzando la minima quantità di energia. Gli eventi sollecitano un dibattito sul futuro della mobilità e ispirano i giovani ingegneri a spingersi oltre i confini dell'efficienza.

La Shell Eco-Marathon ha diverse categorie di competizione: *hydrogen fuel cell*, *battery-electric* e *internal combustion engine*. Durante la competizione, le auto devono mantenere una velocità media di almeno 25 km/h per una distanza di 16 km e terminare la gara in un





tempo massimo di 39 minuti. Il circuito è in genere un tracciato urbano. Il carburante viene misurato rigorosamente per ogni concorrente e alla fine del tentativo, dalle suddette misurazioni, viene calcolato il consumo del veicolo.

I veicoli attorno ai quali ruota il lavoro del team sono divisi in due classi definite dalle regole della Shell Eco-Marathon (SEM): *prototypes* e *urban concept*. Il Team partecipa a questa competizione a partire dal 2008 con un prototipo, mentre nel 2011 è stato aggiunto un veicolo *urban concept*, XAM. I veicoli hanno sempre raggiunto posizioni di rilievo e sono costantemente migliorati nelle prestazioni anno dopo anno, con l'introduzione di nuove tecnologie e ulteriori ottimizzazioni. Nei paragrafi seguenti vengono introdotti brevemente gli ultimi veicoli del Team.





## 1.1 Il prototipo ad idrogeno: IDRA-kronos



Figure 1.2 Il prototipo IDRA-kronos

IDRA-kronos (figura 1.2) è un prototipo alimentato da una cella a combustibile PEM a idrogeno e un motore elettrico a magneti permanenti in corrente continua, che può erogare 200 W come potenza nominale ed è controllato da un inverter a mezzo ponte. Il meccanismo di sterzo agisce sulle due ruote anteriori, mentre il motore elettrico, mediante una trasmissione ad ingranaggi, aziona la singola ruota posteriore. I materiali impiegati includono leghe di alluminio 7075 T6 e 7068 e acciaio 38NiCrMo4 per componenti meccanici, ABS e Ultem® per supporti di interfaccia e fibra di carbonio per la monoscocca, tutto ciò conferendo al prototipo una massa totale a vuoto di soli 42 kg.

Durante la sua carriera, IDRA-kronos ha ottenuto i seguenti risultati (consumo espresso in km/L equivalenti di benzina, solo a scopo di confronto):

- Shell Eco-Marathon Europe London 2016: 1° posto con un consumo di 2188 km/L;
- Shell Eco-Marathon Europe London 2017: 2° posto con un consumo di 2467 km/L;
- Shell Eco-Marathon Challenger Le Mans 2017: 1° posto con un consumo di 3034 km/L;
- Shell Eco-Marathon Challenger Paris 2018: 1° posto con un consumo di 2233 km/L;
- Shell Eco-Marathon Europe London 2018: 2° posto con un consumo di 2294 km/L;
- Shell Eco Marathon Challenger Paesi Bassi 2019: 1° posto con un consumo di 3333 km/L;
- Shell Eco Marathon Europe London 2019: 2° posto con un consumo di 3434 km / L.

IDRA-kronos è stata elogiata non solo in pista, ma anche all'esterno: durante la Shell Eco-Marathon del 2016 ha vinto il "Design Award", un premio rivolto al miglior progetto.





## 1.2 L'Urban Concept ICE: JUNO



Figure 1.3 L'Urban Concept JUNO

JUNO appartiene alla categoria *urban concept* (figura 1.3). È un veicolo monoposto, alimentato da un motore termico a benzina da 50 cc, con iniezione indiretta e un serbatoio di carburante da 250 mL. La trasmissione consiste in un riduttore planetario con frizione manuale e un rapporto di trasmissione unico. Il veicolo è dotato di un sistema di freni a disco idraulico con circuiti separati (anteriore e posteriore) controllati da un singolo pedale.

JUNO è stato costruito impiegando materiali diversi: gli elementi principali sono la monoscocca portante in fibra di carbonio, molto leggera e rigida, e il telaio in alluminio per il gruppo propulsore. Le parti meccaniche sono realizzate in lega di alluminio 7075 o 7068. Per i bracci delle sospensioni, a causa della loro complessa geometria, è stata scelta la fabbricazione additiva in alluminio come metodo di produzione. L'interfaccia e il supporto per le schede elettroniche sono forniti da componenti in ABS stampati in 3D. Tutti questi elementi contribuiscono al raggiungimento di una massa a vuoto di soli 129 kg.

Il progetto dell'*urban concept* JUNO era incentrato su due aspetti principali: comfort e maneggevolezza. L'idea era quella di essere competitivi ed efficienti senza sacrificare le caratteristiche di una vera automobile, secondo la filosofia della categoria *urban concept* della Shell Eco-Marathon.

JUNO ha partecipato per la prima volta alla Shell Eco-Marathon Europe nel 2019 (figura 1.4). Sfortunatamente, non è stato possibile completare un tentativo valido a causa di problemi





tecnici, coprendo però 9 giri su 11, con un consumo stimato di 190 km/L. Tuttavia, il veicolo è stato insignito del 3° posto nel "Design Award".



*Figure 1.4 Il Team H<sub>2</sub>politO alla Shell Eco Marathon Europe 2019*





### 1.2.1 MOTORE HONDA STANDARD

Il motore base del veicolo JUNO è un GXH 50 progettato non per la trazione ma per un uso agricolo. Le caratteristiche principali sono la semplicità e la leggerezza, che si riassumono in un 4 Tempi di cilindrata 49.4 cc alimentato a benzina tramite un sistema a carburatore. Il raffreddamento è ad aria forzata tramite una ventola calettata sull'albero motore. La lubrificazione è per scuotimento dell'olio motore tramite il moto dell'albero motore. La distribuzione è del tipo asta e bilanciere con l'adozione di un unico profilo di camma per la valvola di aspirazione e scarico. L'accensione è di tipo magnetico e il punto di fase viene individuato con l'adozione di un magnete annegato nella ventola di raffreddamento. L'avviamento è previsto tramite una corda auto avvolgente ad una puleggia in fase di rilascio.

*Tabella 1-1 Caratteristiche Honda GXH 50 "BASE"*

<b>Cilindrata</b>	49.4 cc
<b>Alimentazione</b>	Carburatore
<b>Accensione</b>	Magnetica fissa a 30° PPMS <sup>1</sup>
<b>Raffreddamento</b>	Aria forzata
<b>Lubrificazione</b>	Scuotimento dell'olio motore
<b>Rapporto di Compressione</b>	8,0:1

<sup>1</sup> PPMS Prima Punto Morto Superiore





### 1.2.2 MOTORE HONDA ADATTATO A REGOLAMENTO SEM

La competizione a cui il Team H<sub>2</sub>politO partecipa impone delle regole che hanno reso necessario la realizzazione di diversi componenti per il motore termico. In particolare:

- **ALIMENTAZIONE:** da un sistema a carburatore si è passati ad un sistema ad iniezione indiretta (PFI), con l'adozione della sonda lambda allo scarico per essere in grado di controllare la dosatura della miscela aria- combustibile con una precisione inferiore all'1%.
- **ACCENSIONE:** l'adozione di un sistema ad iniezione ha reso necessario il controllo attraverso una centralina elettronica (LIFE RACING), grazie al quale è possibile controllare la fasatura di accensione in maniera variabile sia con i giri che con il carico motore.
- **AVVIAMENTO ELETTRICO:** tramite un motore elettrico a spazzole e l'uso di un rinvio di ingranaggi.
- **RUOTA FONICA:** la centralina per controllare tutti i parametri appena descritti ha la necessità di conoscere in tempo reale e con estrema precisione la posizione dell'albero motore nel suo ciclo, per questa ragione l'adozione di una ruota fonica con un sensore ad effetto Hall è una parte fondamentale per il corretto funzionamento del propulsore.

*Tabella 1-2 Caratteristiche Honda GXH 50 "modificato"*

<b>Cilindrata</b>	49.4 cc
<b>Alimentazione</b>	Iniezione elettronica indiretta
<b>Accensione</b>	Elettronica variabile
<b>Raffreddamento</b>	Aria forzata
<b>Lubrificazione</b>	Scuotimento dell'olio motore
<b>Rapporto di Compressione</b>	8,0:1



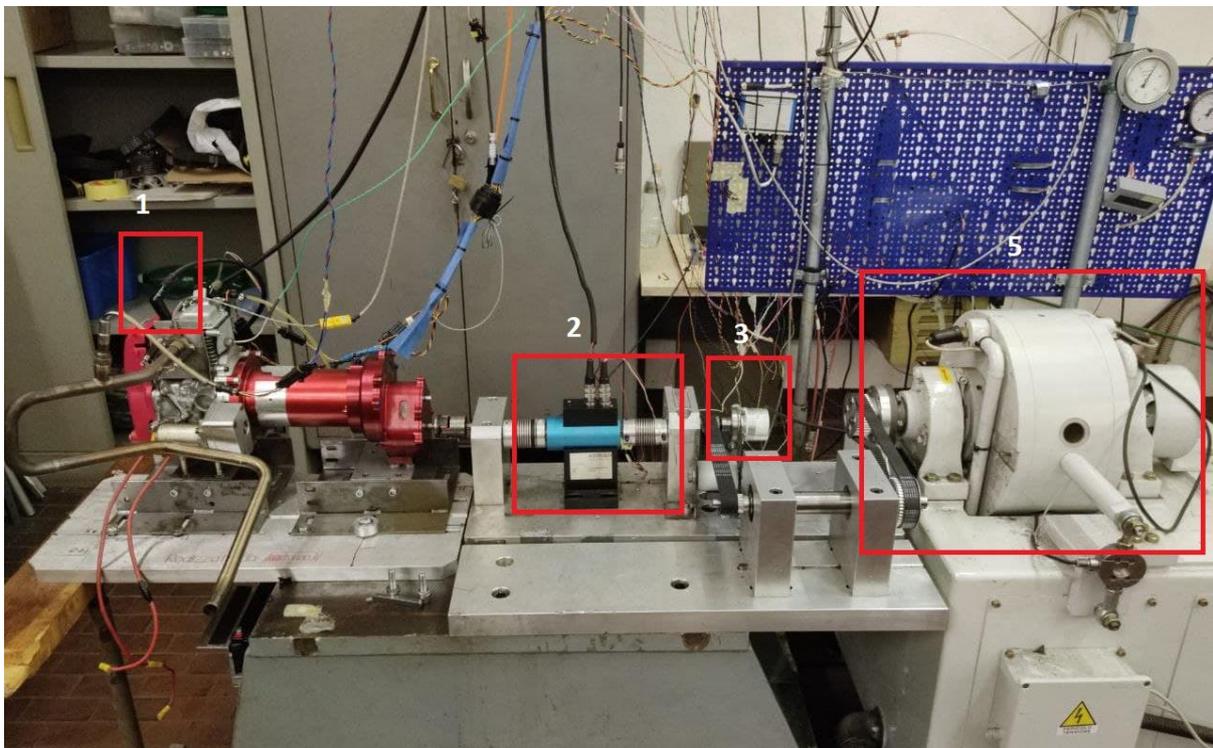


## 2. BANCO PROVA E MISURE SPERIMENTALI

Il lavoro di tesi si basa fortemente sui dati sperimentali ricavati mediante prove al banco. Per avere la migliore correlazione possibile tra i risultati sperimentali e le simulazioni numeriche è fondamentale conoscere in modo più preciso possibile le condizioni in cui questi test sono stati effettuati e con quali strumenti di misura vengono rilevati i dati.

### 2.1 SET-UP SPERIMENTALE

Nel seguito verranno riportati gli strumenti utilizzati per la rilevazione dei dati sperimentali.



*Figura 2-1: Banco prova completo*

In figura 2.1 è riportato l'intero banco composto i cui componenti principali sono descritti qui di seguito.





## 2. TORSIOMETRO KISTLER 4503A:

È un sensore di coppia posizionato tra l'albero motore e il freno stazionario del banco, il quale sfrutta il principio degli estensimetri restituendo un segnale analogico o digitale. In figura 2-4 e 2-5 sono riportati rispettivamente lo schema di funzionamento e i dati tecnici.

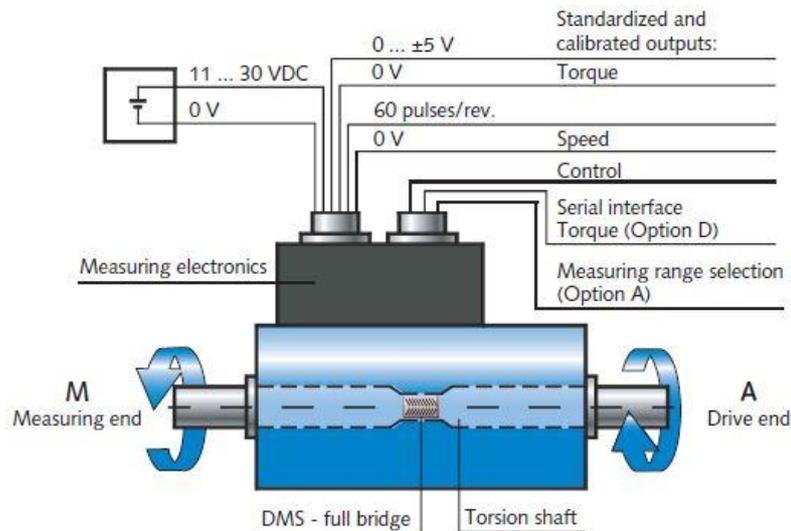


Figura 2-4: Principio di funzionamento Torsiometro Kistler 4503A

Electrical Measuring Data – Extended Measuring Range 1:5, 1:10		
Rated torque	N·m	1 ... 5 000
Accuracy class		0,2
Linearity error including hysteresis	% FSO	<±0,2
Temperature influence zero point	% FSO/°C	<±0,02
Temperature influence nominal value	% FSO/°C	<±0,02
Torque control signal for voltage output/frequency output	%	100 ±0,3

Figura 2-5: Caratteristiche tecniche Torsiometro Kistler 4503A

Come si può notare in figura 2-5 è stato scelto un torsiometro dotato di due scale per la misurazione della coppia. Nello specifico il Kistler 4503A ha un fondo scala di 20 Nm ma in modalità “range extended” questo dato si riduce a 1/5 cioè a 4 Nm. La scelta di questo sensore apparentemente sovradimensionato è stata necessaria a causa dei grandi picchi di coppia caratteristici in un motore a combustione interna. La modalità “range extended 1:5” è molto utile nella prova a motore trascinato dove si registrano parametri di coppia molto più bassi.



### 3. ENCODER KISTLER 2614C11:

Il sensore è fondamentale per il tipo di studio condotto in quanto fornisce i riferimenti angolari nel ciclo motore degli andamenti di pressione e di coppia. Come si nota in figura 2-6 il sensore viene impiegato nello schema con output in LVDS.

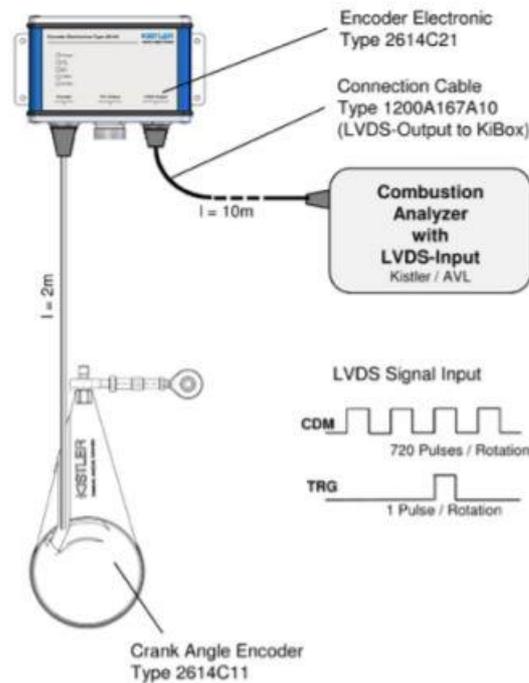


Figura 2-6: Schema tecnico di utilizzo Encoder Kistler 2614C11

### 4. KIBOX 2893:

Fornito dalla Kistler è un sistema di acquisizione dati in grado di integrare i parametri di input e sincronizzarli con eventuali altri parametri in ingresso. Nella figura (2-7) viene presentato il componente.



Figura 2-7: Sistema di acquisizione dati Kibox della Kistler





## 5. FRENO A CORRENTI PARASSITE BORGHI E SAVERI:

Il sistema della Borghi e Saveri viene utilizzato solo come freno e non come torsionmetro, questo perché come si nota nella figura 2-1, tra il torsionmetro della Kistler e il freno sono presenti una serie di rinvii con cinghie dentate. Quest'ultime, hanno un rendimento distante dall'unità, ragion per cui impongono una perdita di potenza a valle non trascurabile.

Il banco freno è progettato per resistere a potenze fino ai 50 kW con coppie di 200 Nm. Relativamente a questo dato, la potenza e la coppia generati dal motore analizzato risultano essere molto più basse, soprattutto per il parametro di coppia si era decisamente sotto la minima coppia resistente generabile dal freno. Per questa ragione è risultato indispensabile aumentare il rapporto di trasmissione  $\tau$  dall'albero motore all'ingresso del banco per moltiplicare la coppia in entrata al freno e rendere più stabile il comportamento del motore.

## 6. SENSORI DI TEMPERATURA-PRESSIONE E UMIDITÀ

Come già detto in precedenza, le condizioni in cui il motore opera influenzano di molto il suo comportamento, per questo si è dotata la sala prove di vari sensori:

- Pressione, temperatura e umidità dell'ambiente di aspirazione motore
- Termocoppia, in contatto con la paratia esterna del cilindro, parametro utile per avere sempre sotto controllo la temperatura motore non potendo contare su una valvola termostatica tipica dei motori raffreddati ad acqua.
- Termocoppia di tipo "K", posizionata all'uscita del *port* di scarico.

A causa del posizionamento questi tipi di sensori non sono facilmente visibili nella figura 2-1.



## 7. MOTORE ELETTRICO:

In figura 2-8 è presentato il banco prova nella configurazione di trascinamento motore termico (*motored*).

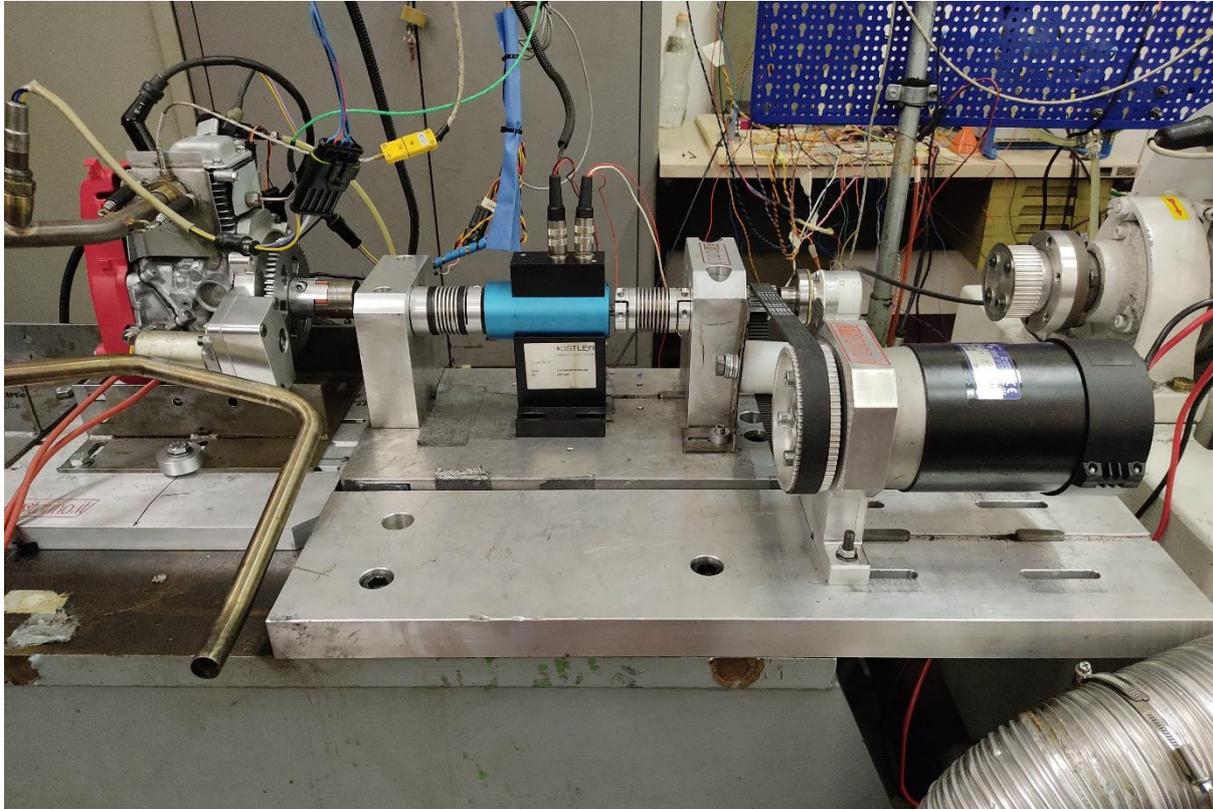


Figura 2-8: Vista del banco prova per la prova in trascinamento

Nel corso della trattazione verrà spiegato perché è stata necessaria una prova in condizioni di trascinamento del motore termico da un elettrico.

Non conoscendo i parametri di coppia resistente in trascinamento del termico, si è partiti da un'ipotesi peggiorativa imponendo una pressione di marcia a vuoto ( $P_v$ ) pari a 3 bar.

Partendo da questa ipotesi, secondo la 2.1, imponendo  $m=2$  (4 Tempi) e  $V$  corrispondente alla cilindrata, si può calcolare la coppia resistente del motore termico e tramite il rapporto di trasmissione  $\tau$  ricavare il termine di coppia che deve garantire il motore elettrico:

$$\bullet \quad Cr = \frac{P_v * V}{2 * \pi * m} \quad (2.1)$$

$$\bullet \quad \tau = \frac{Z_1}{Z_2} \quad (2.2)$$





Avendo già a disposizione un motore elettrico per il quale i dati di potenza erano accettabili per questa prova, è stato necessario adottare un rapporto di trasmissione  $\tau > 1$  per evitare di superare il regime massimo di rotazione dell'elettrico (per il quale si riporta la caratteristica meccanica in figura 2-9).

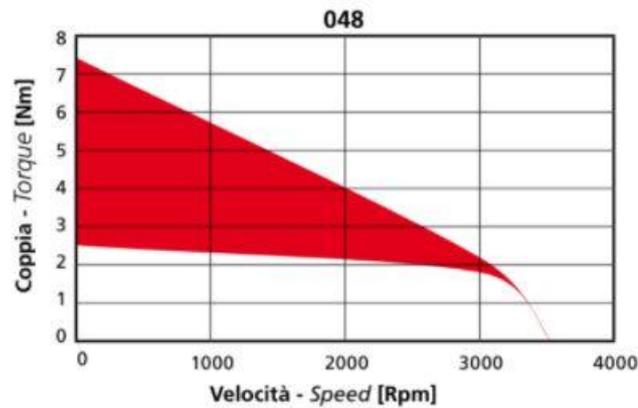


Figura 2-9: Caratteristica meccanica motore elettrico

Considerando un regime massimo del motore termico pari a 6000 RPM e una coppia  $C_r$  pari a 1,2 Nm, usando la 2.2 e considerando un rapporto di trasmissione  $\tau=4$  la velocità  $\omega_1$ , risulterà pari a 1500 RPM con una coppia di  $C_1=4,8$  Nm (per una maggior compressione si riporta in figura 2-10 uno schema semplificato del sistema).

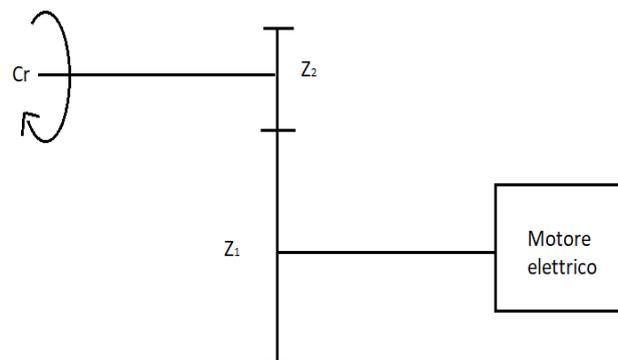


Figura 2-10: Schema tecnica banco prova in versione Motored



## 2.2 PROVE SPERIMENTALI

In questo paragrafo si descriveranno le principali prove che sono state condotte al banco prova per ricavare i dati necessari allo sviluppo del modello monodimensionale.

### 2.2.1 PROVA DEI CONSUMI

La prova dei consumi è un test che si effettua a motore acceso misurando il volume di combustibile utilizzato in un tempo imposto. In questo modo conoscendo la densità del combustibile, i dati di coppia e potenza, è possibile ricavarsi l'efficienza volumetrica e il rendimento utile del motore. Nello specifico come si può vedere nella figura 2-11, sono presenti due serbatoi di volume limitato ma quanto basta per eseguire la prova.

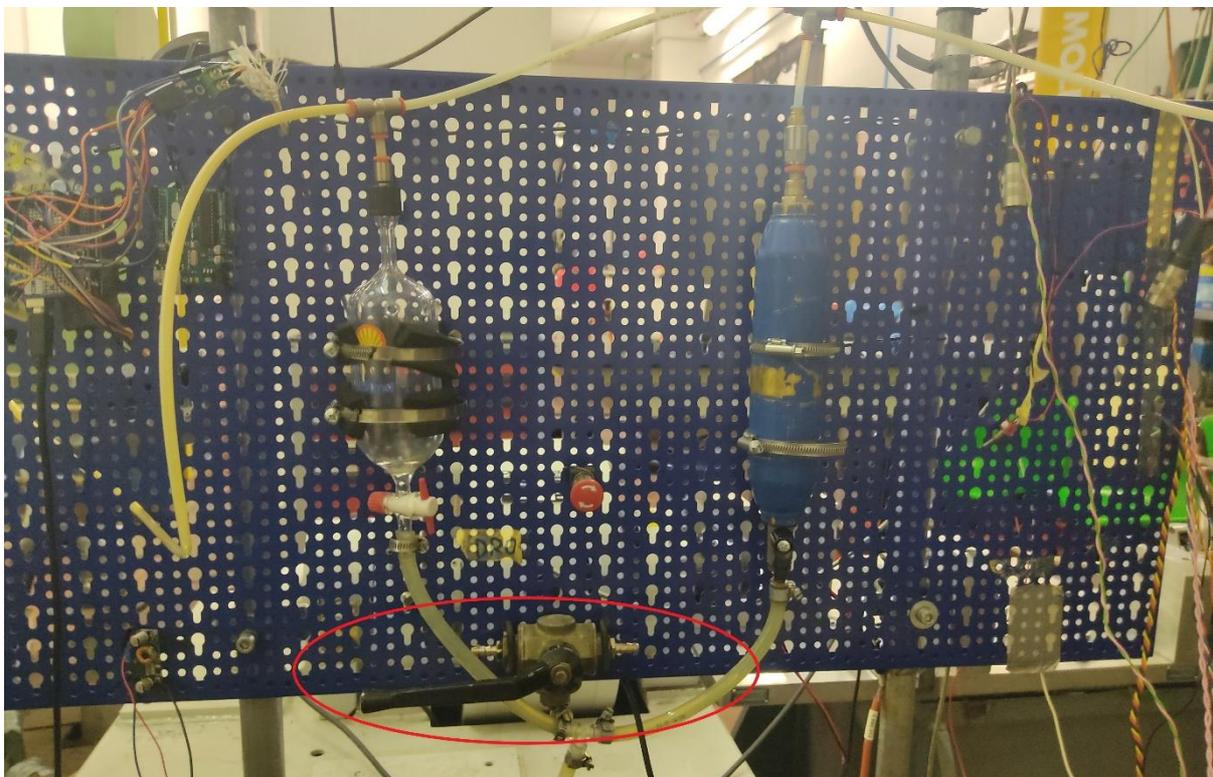


Figura 2-11: Layout dei serbatoi di combustibile, serbatoio dei consumi SX e di regimazione DX

L'utilizzo del serbatoio di destra è indispensabile per superare i transitori sia termici che dinamici del motore.

A inizio prova, si porta alla temperatura di esercizio il propulsore e si sceglie il punto sulla mappa motore (carico e regime di rotazione) che si intende studiare. Con l'ausilio di un cronometro manuale nel momento in cui si intende iniziare la prova, basta cambiare il serbatoio con la quale si va ad alimentare il motore avvalendosi dei rubinetti. Il serbatoio di SX è provvisto di una tacca nella parte iniziale, utile per le operazioni di rifornimento e minimizzare gli errori di misura. Per le operazioni di *refuel*, si è operato con una buretta



graduata da 200 mm<sup>3</sup>. Si è pensato anche di utilizzare una valvola deviatrice (cerchiata in rosso in figura 2-11) per evitare di aprire e chiudere ogni volta i serbatoi, ma l'utilizzo di questo sistema era reso poco affidabile nel momento dello *switch* tra i serbatoi, in quanto si andava ad instaurare, per una breve frazione di tempo, un sistema di vasi comunicanti. In questo caso l'errore in termini di mL era veramente esiguo (1-2 mL) in modo assoluto, ma rilevante relativamente ai volumi in gioco durante la prova, influenzandola fino a un 10%.

Il tempo di esecuzione della prova è stato scelto in modo da non avere di volumi misurati troppo bassi e rischiare di avere grandi errori di misura; ma al tempo stesso evitare di avere volumi di consumo che eccedano la capacità della buretta e di doverla riempire più volte con conseguenti aggiunte di incertezza sulla misura finale.

In aggiunta alla valutazione dei consumi, lo sviluppo del modello ha previsto come input le pressioni in camera di combustione e le temperature allo scarico. Utilizzando la candela sensorizzata della Kistler è possibile registrare l'andamento di pressione in ogni ciclo, la quale verrà successivamente fasata con l'angolo di manovella per avere l'andamento nel diagramma di Clapeyron PV. Data la natura dei motori a combustione interna si è reso necessario registrare più cicli per ogni punto motore desiderato, nello specifico si è scelto di registrarne 11 e di mediarli cercando in questo modo di tener conto della variabilità ciclica di un motore endotermico.

Tramite la termocoppia montata allo scarico del motore, come illustrato precedentemente, è possibile avere un'informazione di temperatura utile alla fine della calibrazione sul modello 1D. In quest'ambito si riscontrano temperature dell'ordine di 400 °C; quindi, anche se la lettura del sensore oscilla di qualche grado, dovuto alla natura stessa del sensore e all'ambiente in cui è esposta, si è deciso di prendere un valor medio di lettura.





### 2.2.2 PROVE IN TRASCINATO

Ulteriore attività necessaria all'acquisizione dati, utili allo sviluppo del modello è la prova *motored*. Il fine di questo test è calcolare la quota parte di energia chimica del combustibile che viene dissipato in attriti, nel moto dei sistemi ausiliari, nella movimentazione delle masse alterne ecc.

Lo svolgimento del test, come descritto precedentemente, prevede l'utilizzo di un motore elettrico DC da 600 W. La prova si svolge nei seguenti modi e in tal ordine:

- **RISCALDAMENTO DEL MOTORE TERMICO:** “regimare” termicamente il motore è fondamentale per una corretta esecuzione del test in quanto l'efficienza del sistema di lubrificazione può variare notevolmente. Questo va' ad influenzare pesantemente il rendimento organico del *powertrain* per il quale si vogliono calcolare le perdite meccaniche nelle stesse condizioni di un utilizzo “normale”. Attraverso la termocoppia montata sulla parete esterna del cilindro si controlla la temperatura e se quest'ultima è maggiore o uguale a 80°C allora la prova è considerata valida.
- **ORGANO DI REGOLAZIONE:** il motore studiato ha un sistema di regolazione a farfalla e la prova deve essere eseguita in condizioni di piena ammissione per limitare, ma non eliminare, le perdite di pompaggio le quali non sono “contenute” nel rendimento organico.
- **TARATURA DEL TORSIOMETRO:** le coppie misurate in questo genere di prova risultano molto basse (1 Nm) relativamente alla scala del torsionmetro (20Nm). Per limitare gli errori di misura è possibile cambiare il fondo scala del torsionmetro tramite uno *switch* collocato sulla paratia blu (figura 2-1).

A questo punto è possibile procedere con il test avendo cura di far ruotare il motore nello stesso senso di rotazione di un ciclo *firing*, altrimenti i risultati potrebbero non essere attendibili.





## 2.3 RISULTATI SPERIMENTALI

In questo paragrafo si analizzeranno i risultati proposti dalle prove descritte in precedenza andando successivamente ad aggiungere una barra di incertezza caratteristica di ogni misura sperimentale.

### 2.3.1 MOTORE ALIMENTATO A BENZINA

Tabella 2-1: Risultati dei test al banco motore alimentato a benzina

RPM	Volume (cm <sup>3</sup> )	Coppia (Nm)	Pressione ambiente (bar)	Temperatura ambiente (°C)	Temperatura scarico (°C)
3500	44	2,72	0,99	16,5	445
4000	51,6	2,80	0,99	16,5	476
4500	58,2	2,80	0,99	16,5	501
5000	64,8	2,76	0,99	16,5	524
5500	70,6	2,66	0,99	16,5	551
6000	76	2,52	0,99	16,5	571

La tabella 2-1 riporta i risultati ottenuti mediante una prova dei consumi, con l'ausilio del banco prova precedentemente descritto. Si possono ricavare attraverso l'elaborazione di questi dati ulteriori informazioni utili a caratterizzare il motore.

In particolare le equazioni utilizzate sono:

$$P_u = C * \omega \quad (2.3)$$

$$\rho_a = \frac{P}{R * T} \quad (2.4)$$

$$M_a = \frac{\rho * \text{rifornimento} * m}{(\text{Tempo prova}) * RPM} * \alpha \quad (2.5)$$

$$\lambda_v = \frac{M_a}{\rho_a * V} \quad (2.6)$$

$$\eta_u = \frac{P_u}{\lambda_v * \rho_a * \frac{H_i}{\alpha} * i * V * \frac{n}{m}} \quad (2.7)$$

$$bsfc = \frac{m_b}{P_u} \quad (2.8)$$

$$Pme = \frac{2 * \pi * C * m}{V} \quad (2.9)$$





In cui:

rifornimento = volume di combustibile consumato durante la prova [ $\text{cm}^3$ ]

$\rho$  = densità del combustibile utilizzato calcolato con un densimetro [ $\text{Kg}/\text{m}^3$ ]

$\rho_a$  = densità dell'aria ambiente aspirata dal motore [ $\text{Kg}/\text{m}^3$ ]

Tempo di prova = durata in minuti della prova [min]

$\alpha$  = dosatura aria e benzina, si conosce questo parametro grazie all'utilizzo della sonda lambda con la quale si può imporre alla centralina motore di mantenere una dosatura stechiometrica, in queste condizioni  $\alpha$  vale 14,5.

$M_a$  = massa di aria aspirata dal motore in un singolo ciclo [Kg]

$H_i$  = potere calorifero inferiore del combustibile [MJ/Kg]

$\eta_u$  = rendimento utile del motore termico [adm]

bsfc = break specific fuel consumption o consumo specifico [gr/KWh]

$P_{me}^2$  = pressione media effettiva [bar]

Con l'ausilio delle equazioni 2.3, 2.4, 2.5, 2.6, 2.7, 2.8, 2.9 sono stati ricavati i risultati riportati in tabella 2-2:

RPM	$P_u$ [kW]	$\lambda_v$ [fraction]	$P_{me}$ [bar]	$\eta_u$ [fraction]	BSFC [g/kW-h]
3500	1,00	0,759	6,92	0,253	319,98
4000	1,17	0,780	7,12	0,254	318,96
4500	1,32	0,782	7,12	0,253	319,79
5000	1,45	0,783	7,02	0,249	325,10
5500	1,53	0,776	6,77	0,242	334,10
6000	1,58	0,767	6,41	0,233	348

Tabella 2-2: Dati sperimentali

Nelle figure 2-12, 2-13 e 2-14 vengono proposti i risultati riassunti nella tabella 2-2, riassumendo parametri di: potenza, coppia, efficienza volumetrica, pressione media effettiva, consumo specifico e rendimento utile.

<sup>2</sup>  $P_{me}$  = BMEP in inglese Break mean effective pressure



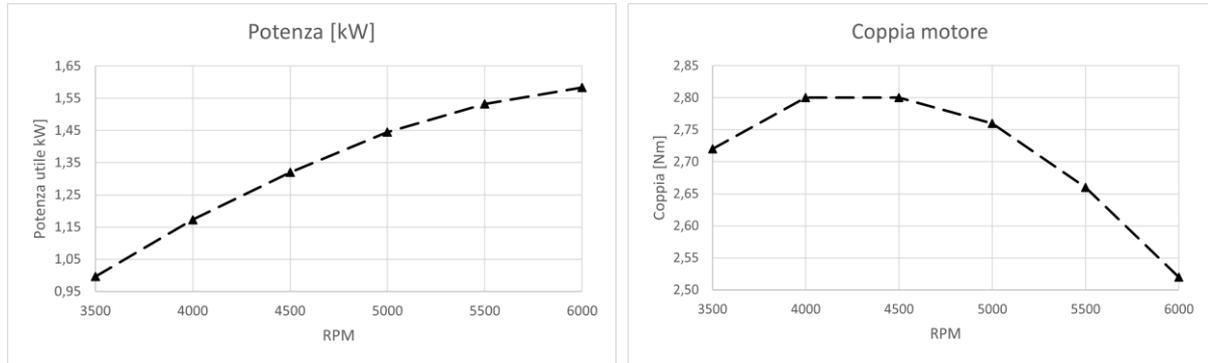


Figura 2-12: andamento di potenza e coppia sul motore alimentato a benzina

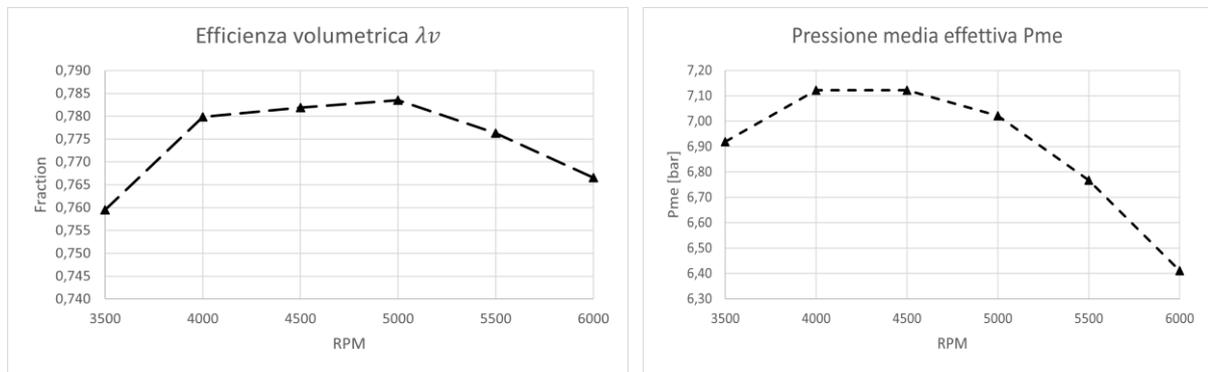


Figura 2-13: Efficienza volumetrica a sx e pressione media effettiva a dx

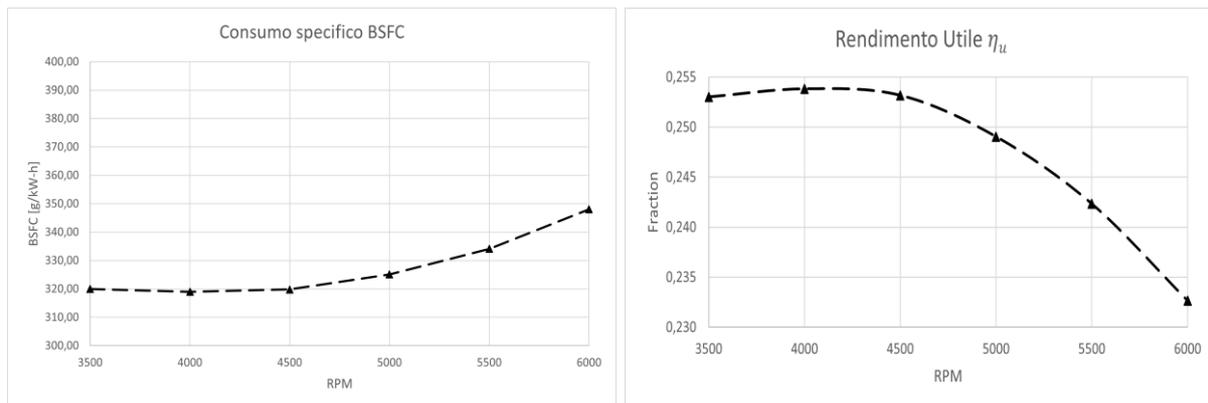


Figura 2-14: consumo specifico del motore alimentato a benzina a sx e rendimento utile a dx





In figura 2-15 si riportano i risultati delle prove in trascinato. E' da sottolineare che l'obiettivo della prova *motored* è calcolare la parte di energia meccanica dissipata in attriti, moto degli ausiliari ecc. Per arrivare a questo servirà l'ausilio della simulazione 1D e quindi, in questa fase, come risultato diretto del test al banco, si avranno solo le coppie resistenti del motore al variare dei giri.

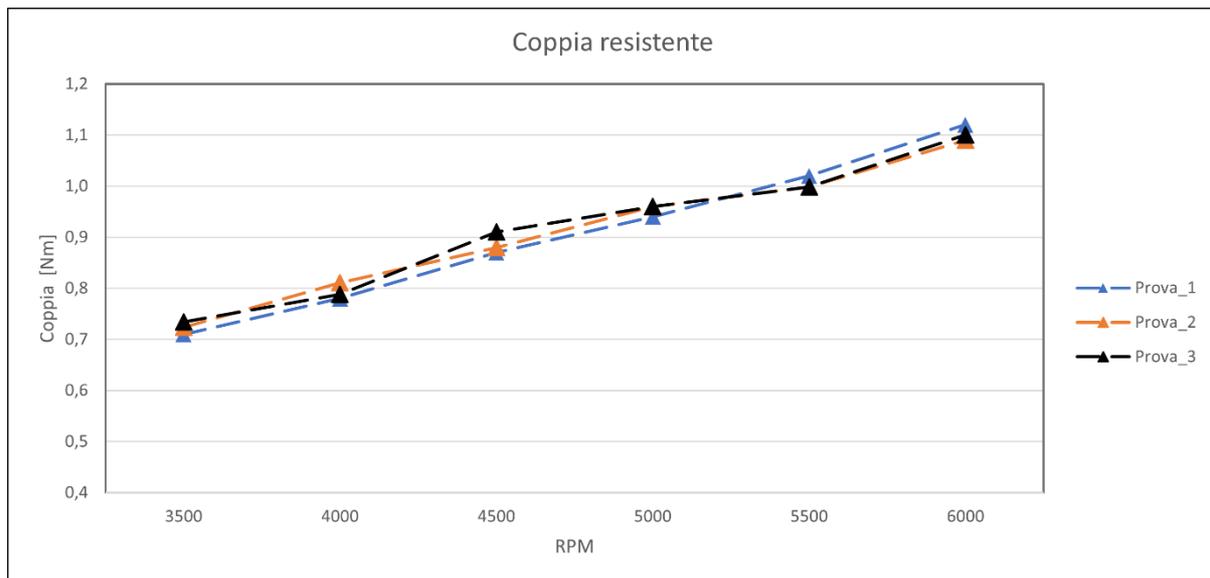


Figura 2-15: andamento delle coppie resistenti in funzione del numero di giri

In figura 2-15 si sono presentate le coppie necessarie a mantenere il motore stazionario per ogni regime. Dato il valore assoluto relativamente basso rispetto al fondo scala del torsionometro, si è deciso di fare più misurazioni per essere certi di non avere errori di misura eccessivamente elevati.





### 2.3.2 VALUTAZIONE INCERTEZZE DI MISURA

Ogni misura effettuata sia direttamente che attraverso dei sensori è influenzata da una certa incertezza, in particolare:

- **Torsionometro:** dal certificato di calibrazione si evince come lo strumento abbia un errore ammissibile dell'1%.
- **Buretta:** questo strumento è graduato a 0,2 mL, considerando il numero di misurazioni da eseguire (una di inizio e una di fine) si impone un errore nella misurazione del volume di combustibile di 0,2 mL.
- **Sonda lambda:** di tipo UEGO garantisce un errore nella misurazione della dosatura inferiore all'1%.

La somma di questi errori di misura crea una banda di errore sui dati sperimentali che occorre considerare per la validazione del modello che sarà realizzato.

Le figure 2-16, 2-17, 2-18 e 2-19 mostrano i risultati sperimentali con l'aggiunta della deviazione standard.

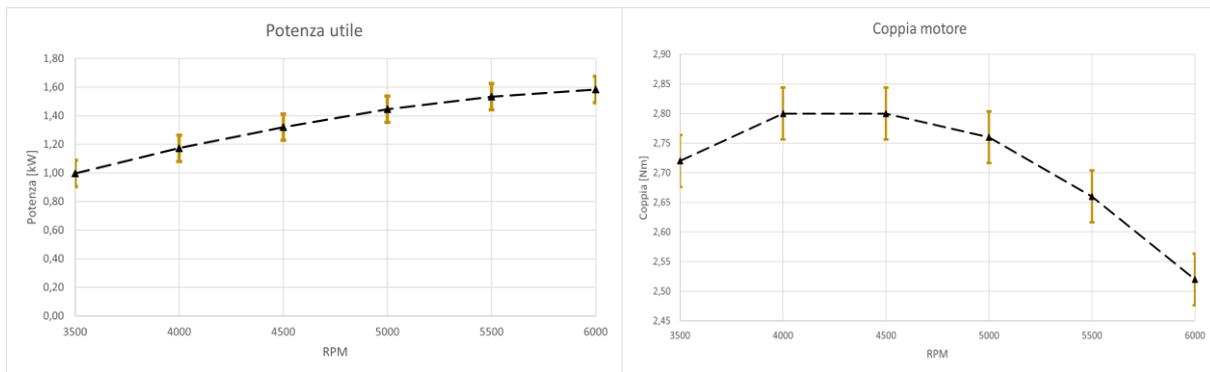


Figura 2-16: Andamento di potenza (a sinistra) e coppia (a destra) con relativa deviazione standard

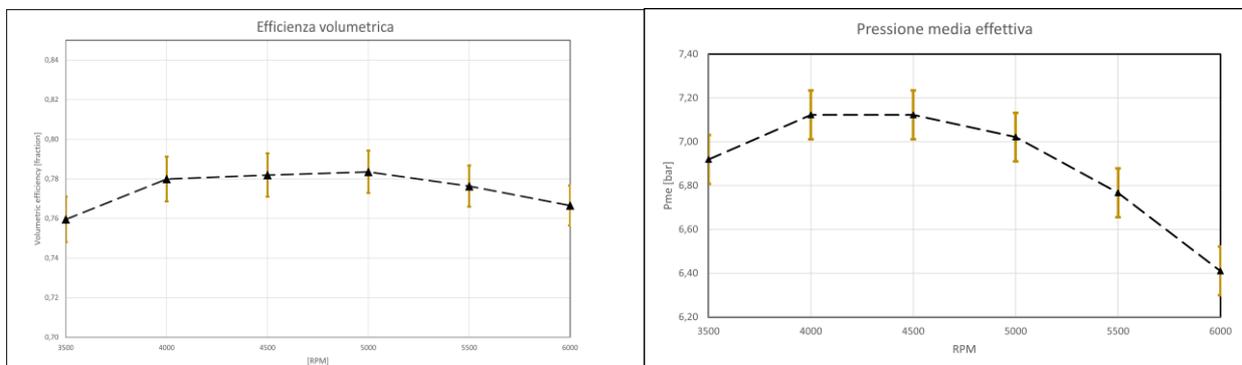


Figura 2-17: Efficienza volumetrica(a sinistra) e Pme ( a destra) del motore alimentato a benzina



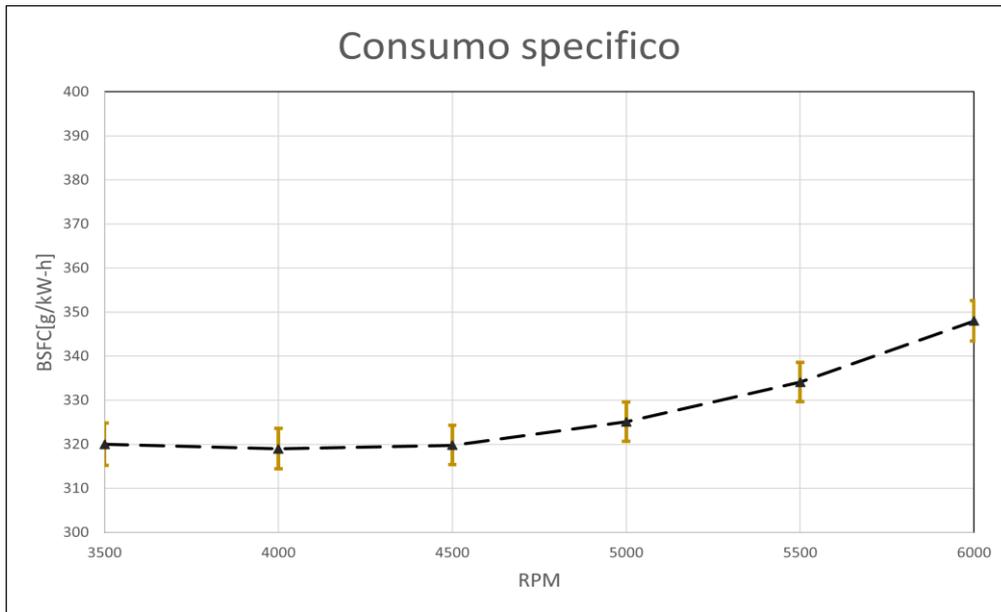


Figura 2-18: Risultati di consumo specifico sperimentale

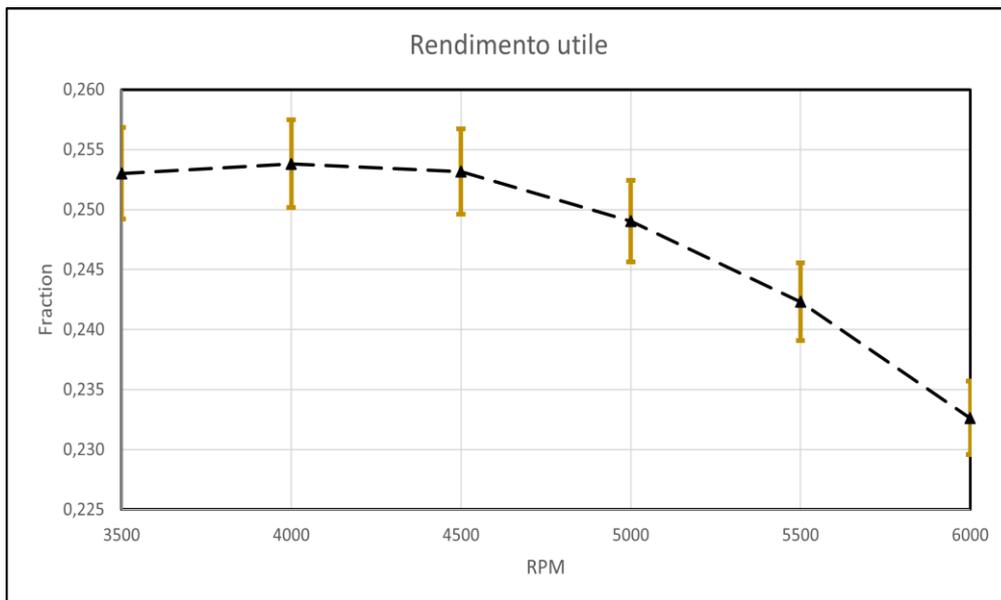


Figure 2-19: Rendimento utile sperimentale



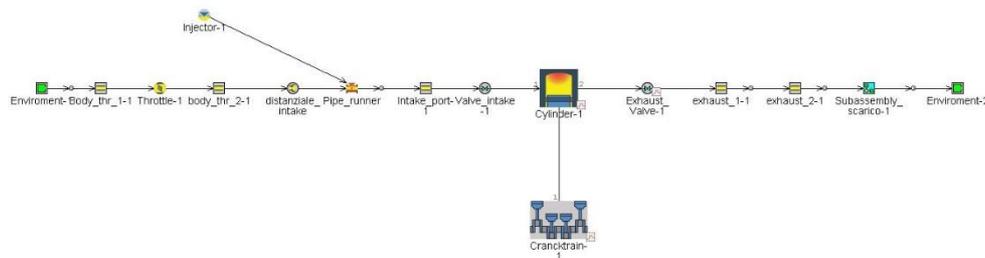


## 3. MODELLO MONODIMENSIONALE

L'ambiente di simulazione è il software della Gamma Technologies GT- SUITE, il quale contiene la libreria dei motori GT-POWER, il principale strumento monodimensionale utilizzato dai costruttori e produttori di motori a combustione interna. È in grado di predire varie quantità motoristiche come: potenza, coppia, portate di aria, efficienza volumetrica, perdite per ricambio fluido, solo per nominarne alcune. Al suo interno, GT-Power contiene un solutore monodimensionale delle equazioni di Navier-Stokes, le quali permettono di predire l'ambiente estremamente complesso che si instaura in un motore a combustione interna (come turbolenza, scambi termici e così via). All'interno della piattaforma di GT-SUITE è presente la libreria GEM-3D, la quale permette la modellizzazione puntuale di un componente e di simularlo senza eseguire un file CAD. In questa trattazione lo scarico fornito dalla Arrow è stato modellato utilizzando il software GEM-3D.

### 3.1 SVILUPPO MODELLO A BENZINA

Per un motore monocilindrico abbastanza semplice in termini di *layout*, il modello (riportato in figura 3-1) è composto da ogni elemento che possa avere una funzione fluidodinamica e meccanica, per esempio: *port* e valvole di aspirazione e scarico, organo di regolazione, iniettore, condotto di scarico, cilindro e albero motore. Tutto rappresentano in uno schema a blocchi.



3-1: rappresentazione del modello sull'interfaccia grafica di GT-POWER

I principali dati necessari a completare questa prima parte del modello sono:

- **GEOMETRIE:** dei condotti, della camera di combustione e del cinematismo biella manovella. Alcuni sono reperibili da documentazioni fornite da Honda come alesaggio, corsa, lunghezza di biella, diametro delle valvole. La definizione dei condotti, delle misure in camera di combustione, volume di spazio morto eccetera sono state ad appannaggio dei membri del team. Per lo scarico si è sfruttato il





software GEM 3D, il quale data una geometria in input restituisce un *subassembly* come output simulabile dal software.

- **COEFFICIENTI DI EFFLUSSO DELLE VALVOLE:** di solito si ha la possibilità o di installare la testa motore in un banco di flussaggio così da poter avere dei dati sperimentali su cui calcolare i coefficienti di efflusso o, come in questo caso, si sceglie di effettuare un flussaggio virtuale, utilizzando un'analisi al CFD. Nello specifico questa scelta è stata obbligata dalla forma del motore, il quale non si divide in basamento e testa, ma è un corpo unico diviso da due *semi-carter* che permettono il montaggio dell'albero motore. Questa geometria non permetteva con gli strumenti a disposizione un flussaggio sperimentale. In seguito, vengono proposti i risultati conseguiti al CFD, figura 3-2, 3-3 e 3-4.

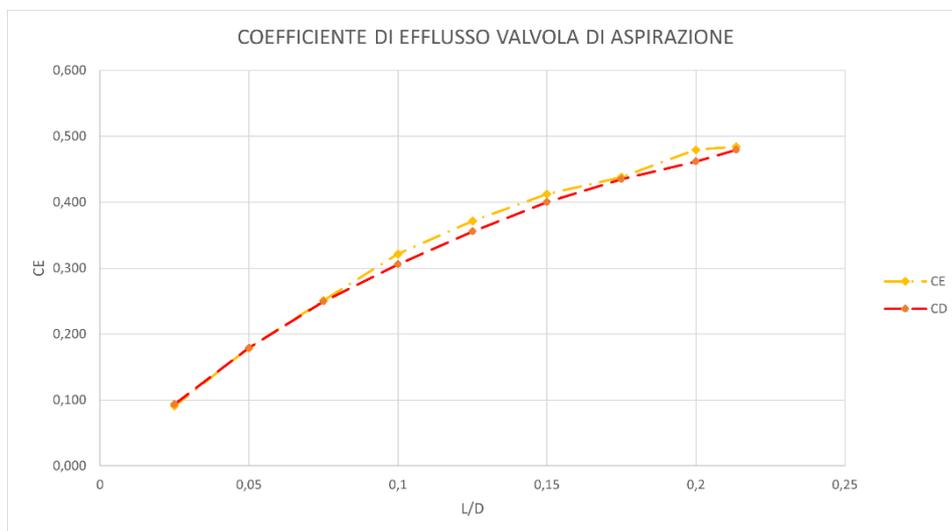


Figura 3-2: CD e CE valvola di aspirazione

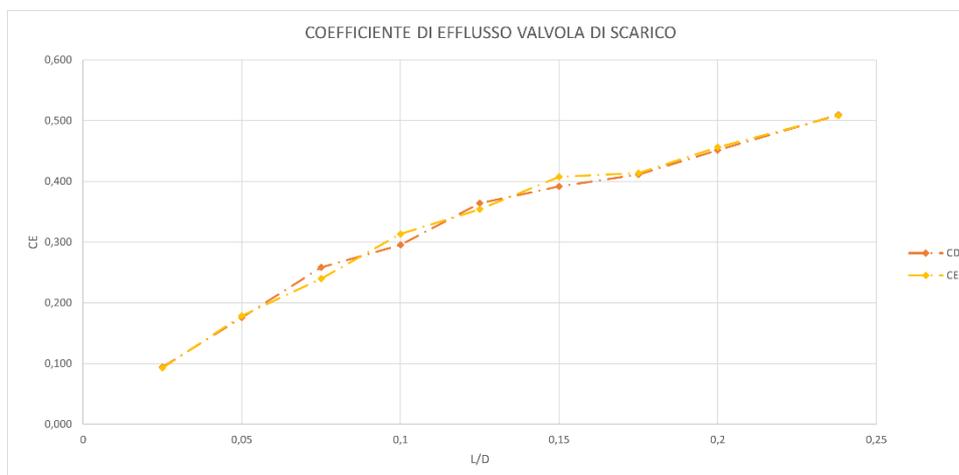


Figura 3-3: CD e CE valvola di scarico





- **COEFFICIENTE DI EFFLUSSO VALVOLA A FARFALLA:** la competizione a cui partecipa il Team, le caratteristiche del motore e la necessità di massimizzare in ogni occasione l'efficienza, porta il propulsore a operare sempre a carico massimo. Quindi con una configurazione totalmente aperta della valvola a farfalla (*wide open throttle* WOT). In questa modalità la farfalla pur offrendo la minima superficie di resistenza sarebbe troppo ottimistico considerare l'intera sezione del condotto utile al passaggio di aria. Per questa ragione si è deciso di flussare numericamente anche la valvola a farfalla. Nel modello, vista la configurazione sempre in WOT, si sarebbe potuto aggiungere un orifizio al posto della *throttle*, ma per completezza si è deciso di attuare la configurazione con la *throttle*, di cui di seguito si illustreranno i risultati.

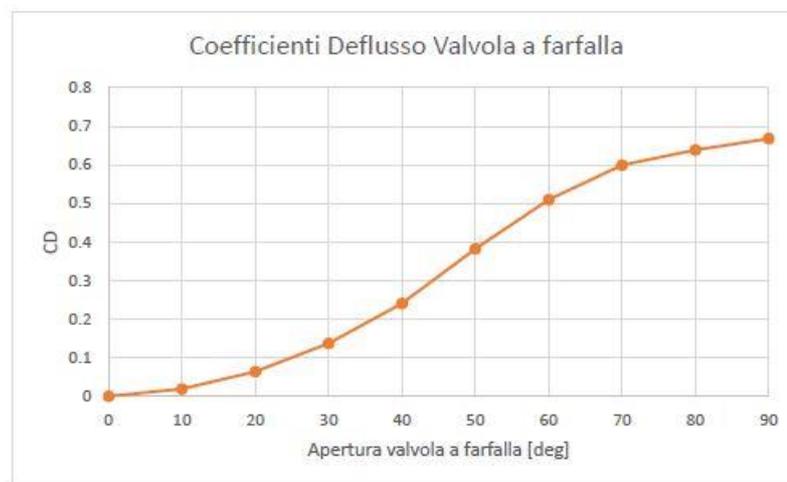


Figura 3-4: coefficienti di deflusso valvola a farfalla



Figura 3-5: coefficienti di efflusso valvola a farfalla





- **PROFILO DI ALZATA VALVOLE:** il profilo di alzata completa il quadro relativo alle valvole di aspirazione e scarico. Per la misurazione delle alzate è stato necessario l'uso di un comparatore digitale centesimale puntandolo sul bicchiere valvola. Il gioco valvole è stato registrato precedentemente e non più toccato per il perdurare delle varie prove consumi e registrazioni delle pressioni. Essendo la camma prodotta non in metallo ma in teflon si è preferito registrare questi andamenti su un motore usato.

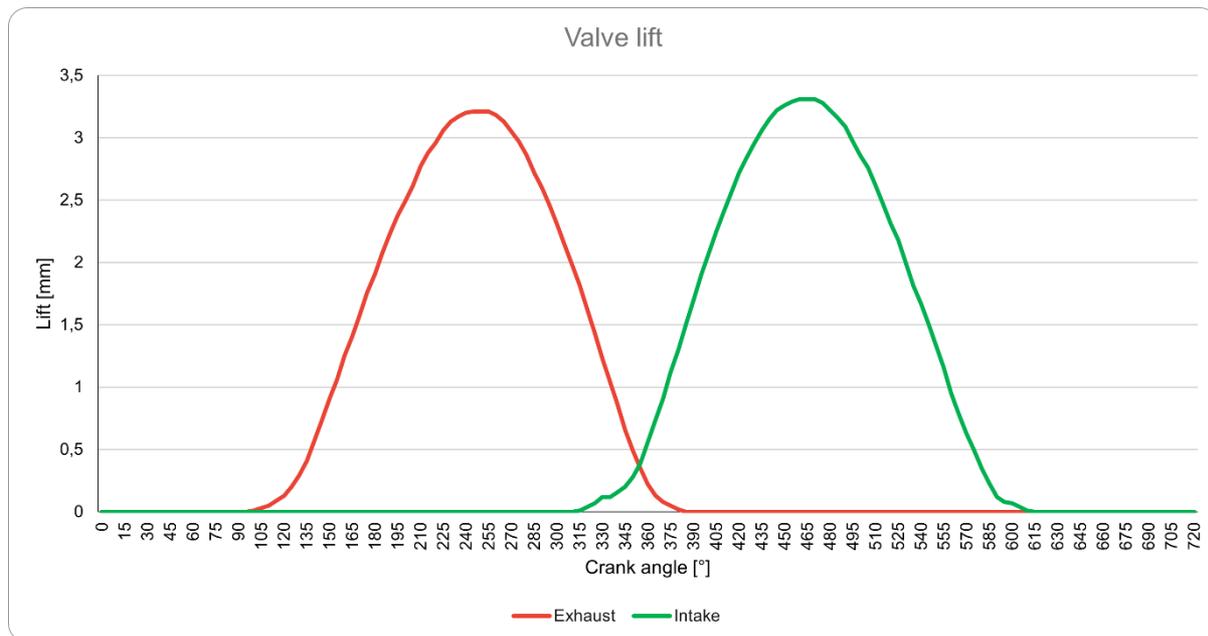


Figura 3-6: profili di alzata valvola per aspirazione ( in verde) e scarico ( in rosso)





### 3.1.1 CALCOLO DELLE FRICTION

Nel calcolo delle *friction* si considerano tutte le perdite meccaniche, per esempio: attrito canna-stantuffo, cuscinetti a strisciamento, azionamento degli organi ausiliari come pompe acqua, pompa olio, asse a camme, alternatore, solo per menzionarne alcune. Raffigurate in figura 3-6 un riassunto delle forze in gioco in camera di combustione.

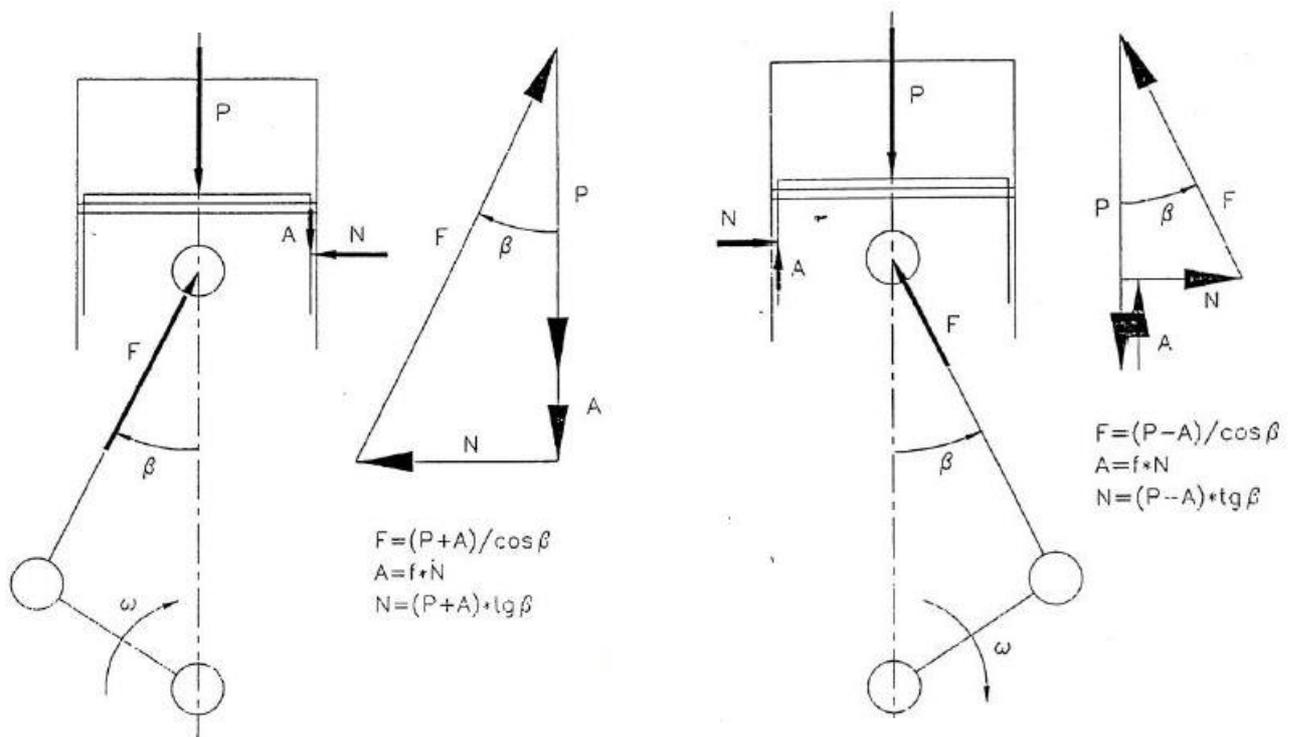


Figura 3-7: disposizione delle forze durante la compressione a sx ed espansione a dx

Il metodo migliore per il calcolo delle friction FMEP<sup>3</sup> consisterebbe nella formulazione:

$$\text{FMEP} = \text{IMEP}^4 - \text{BMEP} \quad (3.1)$$

Applicare la 3.1 in un ciclo *firing* conoscendo il valore della BMEP attraverso la coppia (come in 2.9) e il valore IMEP attraverso il segnale di pressione, consentirebbe di conoscere il valore di *friction* per ogni punto motore analizzato. Inoltre, calcolandolo mentre il motore è in funzione consentirebbe la determinazione del parametro relativo agli attriti anche considerando l'incremento di frizioni che si possono avere nel contatto fasce elastiche canna cilindro rispetto ad una prova con motore trascinato, dove le pressioni raggiunte in camera sono nettamente più basse mancando la fase di

<sup>3</sup> Friction mean effective pressure o pressione di marcia a vuoto Pv

<sup>4</sup> Indicated mean effective pressure o pressione media indicata Pmi





combustione. Con questo metodo il calcolo della IMEP è lasciato alla sensoristica in quanto le formulazioni sono:

$$IMEP = \frac{L_i}{V} \quad (3.2)$$

$$L_i = \int P dV \quad (3.3)$$

Tramite l'ausilio delle 3.2 e 3.3, si capisce come il lavoro sinergico del trasduttore di pressione in candela e l'*encoder* riescano a restituire un'informazione di pressione media indicata. Questa procedura, anche se in linea teorica può risultare corretta, può portare a errori nel calcolo della IMEP dovuti ad una errata fasatura del segnale di pressione con l'angolo di manovella. Un errore del 2% nella definizione della IMEP può conseguentemente tramutarsi in un 10% nella valutazione delle friction.

Per le ragioni appena descritte si è deciso di operare in un altro modo.

Attraverso una prova in trascinato (come descritta nel paragrafo 2), si sono calcolate le coppie resistenti all'albero in funzione del numero di giri come riassunto in tabella 3-1:

Tabella 3-1: coppie medie sul ciclo

RPM	TRQ AVG PROVA 1 [Nm]	TRQ AVG PROVA 2 [Nm]	TRQ AVG PROVA 3 [Nm]
3500	0,71	0,72	0,73
4000	0,78	0,81	0,79
4500	0,87	0,88	0,91
5000	0,94	0,96	0,96
5500	1,02	1	1
6000	1,12	1,09	1,10

Questi parametri di coppia tengono conto delle *friction* ma anche della quota parte di energia dissipata per il ciclo di ricambio fluido.

Per depurare questi parametri dalle P<sub>MEP</sub><sup>5</sup>, il processo logico sarebbe quello di sottrarre matematicamente la coppia assorbita dal *pumping loop* calcolata sperimentalmente, ma in questo modo si presenta di nuovo il problema di poter verificare con precisione la corretta fasatura dell'*encoder* rispetto al segnale di pressione.

Se ne presenta un esempio nella figura seguente 3-7.

<sup>5</sup> Pumping mean effective pressure



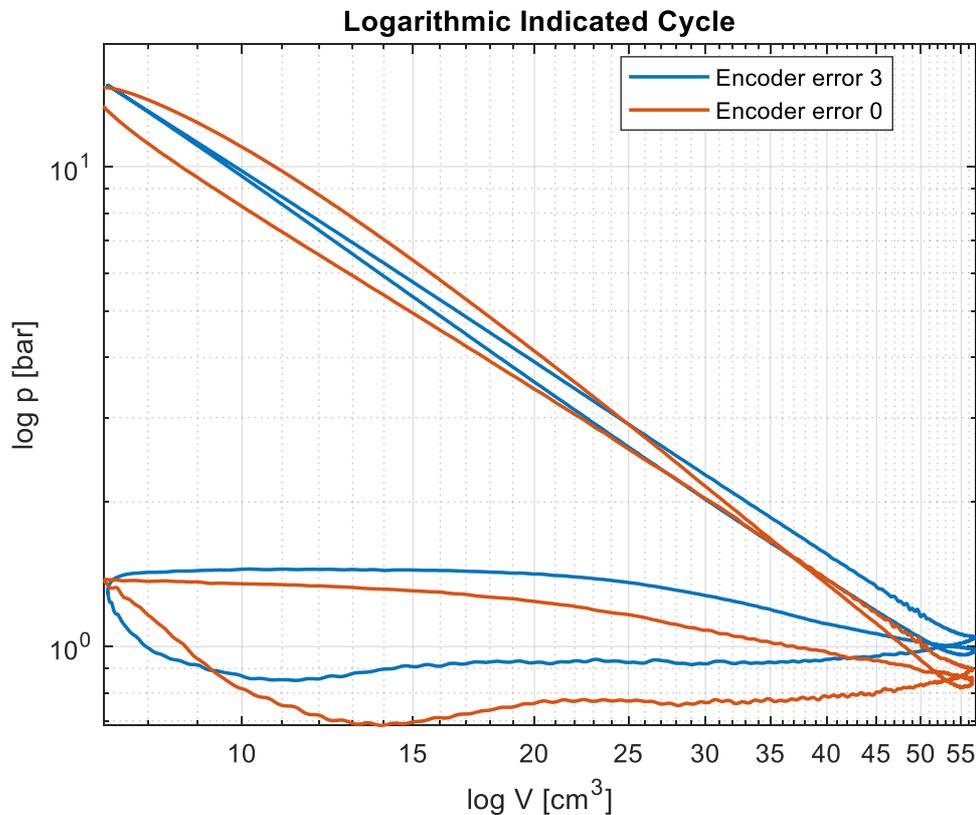


Figure 3-8: diagramma doppio logaritmico di due cicli trascinati con diversi valori di "encoder error"

Nella figura 3-7 si sono rappresentati 2 cicli trascinati. I cicli sono stati calcolati esattamente con le stesse prove di trascinamento descritte in precedenza. Si nota nel ciclo di ricambio fluido differenze piuttosto marcate e anche il relativo parametro di PMEP. La differenza nei due cicli è esclusivamente da ricondursi ad una fasatura errata del sensore che controlla l'angolo di manovella. In questi due cicli si è provato a sfasare volontariamente i dati di pressione e si sono trovati i seguenti valori di PMEP.

Tabella 3-2: Risultati PMEP dei cicli trascinati

PMEP (encoder error 0°) [bar]	PMEP (encoder error 3°) [bar]
0,604	0,148

Si vuole rimarcare come il ciclo di ricambio fluido sia molto diverso dal medesimo in un ciclo *firing*, questo perché non essendoci la parte di combustione la pressione all'interno del cilindro dei gas è molto bassa, questo implica che nel momento che si va ad aprire la valvola di scarico non si avrà uno scarico spontaneo bensì una parte di aria rientrerà in camera di combustione, mostrando quell'andamento della figura 3-7.





Considerando i risultati ottenuti si è valutata e intrapresa l'idea di passare a un calcolo per i valori di *pumping* affidandosi alla simulazione 1D.

Per la valutazione del PMEP si è impiegato un modello con le stesse caratteristiche di quello originario con l'eliminazione dell'iniettore. Si vuole sottolineare come il modello originario ancora non sia completo della combustione e delle *friction* ma queste ultime per il risultato che vogliamo ottenere non hanno alcun significato.

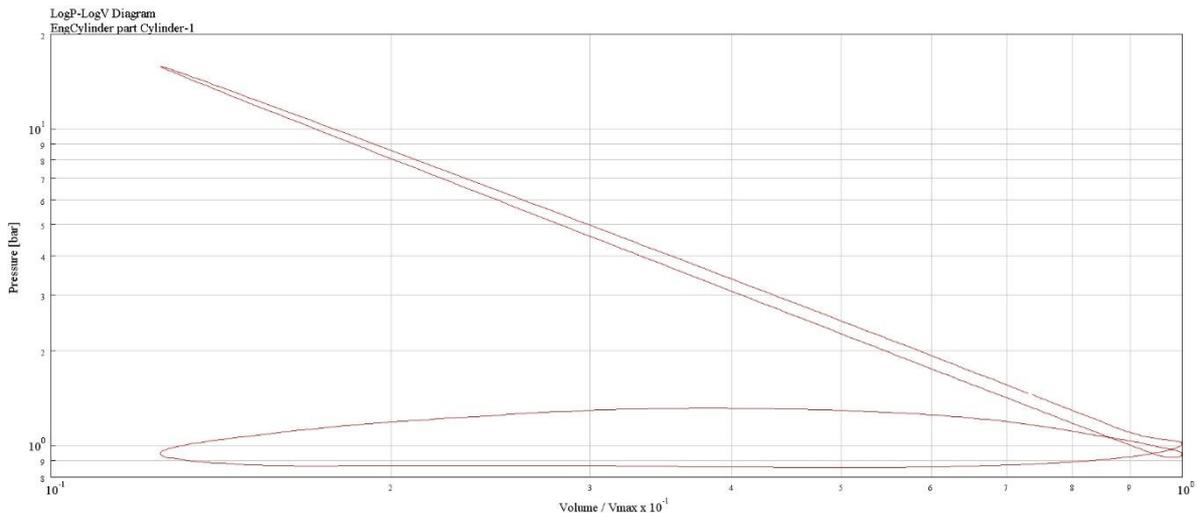


Figure 3-9: diagramma doppio logaritmico del ciclo simulato

In figura 3-8 viene presentato il diagramma doppio logaritmico in un ciclo simulato, tramite questo è possibile scorporare dalle coppie di trascinamento i termini riferiti alle pumping e anche ad una quota parte dello scambio termico che si ha quando l'aria viene compressa alla fine della corsa dello stantuffo a pressioni di molto superiori a quella dell'ambiente innalzando le temperature del gas a valori di circa 500 °C.

I risultati di questa analisi sono illustrati nella tabella seguente.

Tabella 3-3: risultati dell'analisi per il calcolo delle perdite meccaniche

RPM	3500	4000	4500	5000	5500	6000
FMEP [bar] RILEV. 1	1,39	1,53	1,63	1,78	1,93	2,08
FMEP [bar] RILEV. 2	1,43	1,61	1,65	1,83	1,88	2,00
FMEP [bar] RILEV. 3	1,45	1,55	1,73	1,83	1,88	2,02





### 3.1.2 INTERPOLAZIONE TRAMITE CHENN-FLYNN

Seguentemente al calcolo delle friction, per garantire al modello delle buone capacità predittive si è optato per cercare una legge di tipo interpolante per le suddette perdite meccaniche.

La relazione di Chenn-Flynn è un'equazione semi-empirica:

$$FMEP = A + B * P_{max} + C * \left(n * \frac{C}{2}\right) + D * \left(n * \frac{C}{2}\right)^2 \quad (3.4)$$

Dove i termini si riferiscono a:

- A, B, C, D sono costanti che devono essere impostati, entro certi limiti, in modo che la FMEP calcolata interpoli nella maniera migliore i dati reali.
- $P_{max}$  è la pressione massima raggiunta nel cilindro per regime di rotazione.
- $n$  velocità di rotazione.
- $c$  equivale alla corsa del motore.

Di seguito si andranno a mostrare i risultati dell'analisi appena descritta.

Tabella 3-4: risultati per i termini della relazione di Chenn-Flynn

Termine A [bar]	Termine B	Termine C [bar*s/m]	Termine D [bar*(s/m)^2]
0,65	0,006	0,095	0,008

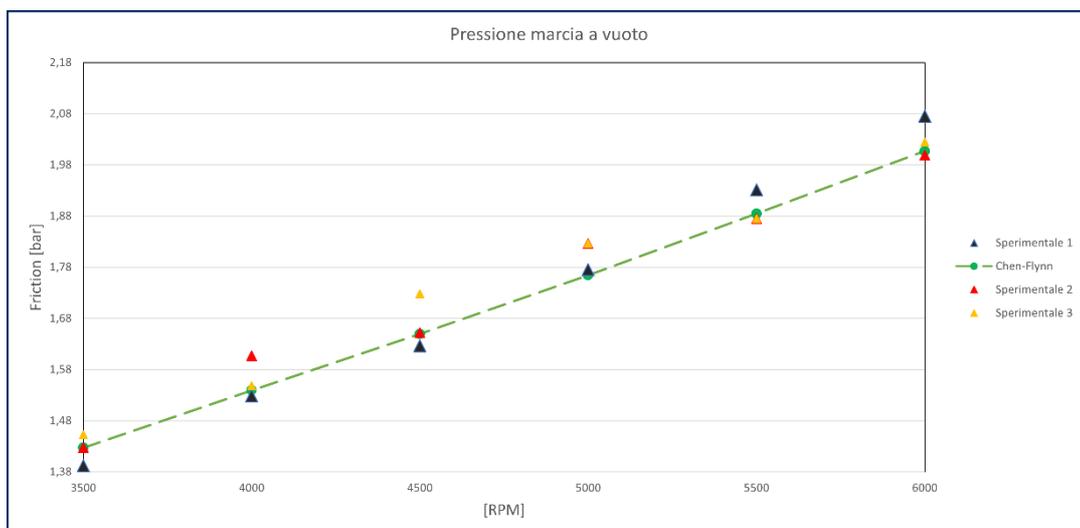


Figure 3-10: Relazione di Chenn-Flynn a confronto con i dati sperimentali in condizioni di piena ammissione





### 3.2 CALCOLO DEL BURN-RATE

Il corretto trattamento della combustione all'interno di un modello è fondamentale per ottenere una simulazione ben calibrata e veritiera.

Nella trattazione è stata scelta una metodologia di combustione a due zone. Con questo si intende che nel volume della camera di combustione si vanno a creare due sotto-volumi, nei quali in uno si trova comburente e combustibile in procinto di ossidarsi, mentre nell'altra si trovano i gas combusti dove i due volumi sono divisi dal fronte di fiamma. Le seguenti equazione 3.5 e 3.6 di conservazione dell'energia descrivono le due regioni, rispettivamente delle zone degli incombusti e dei combustibili:

$$\frac{d(m_u * e_u)}{dt} = -p \frac{d(V_u)}{dt} - Q_u - \left( \frac{dm_{f,b}}{dt} * h_f + \frac{dm_{a,b}}{dt} * h_a \right) + \frac{dm_{f,i}}{dt} * h_{f,i} \quad (3.5)$$

$$\frac{d(m_b * e_b)}{dt} = -p \frac{d(V_b)}{dt} - Q_b - \left( \frac{dm_{f,b}}{dt} * h_f + \frac{dm_{a,b}}{dt} * h_a \right) \quad (3.6)$$

GT-Power divide le tipologie di combustioni in due parti, predittive e non predittive, entrambi utilizzabili per motori ad accensione comandata e per compressione.

- **COMBUSTIONE NON PREDITTIVA:** dal nome, non ha la capacità di predire il *burn-rate* nelle condizioni in cui lo stesso cambia. Con questa di tipologia di combustione si impone la velocità con la quale una molecola di combustibile più comburente si trasferisce dalla zona degli incombusti a quella dei combustibili liberando la sua energia chimica. Questa imposizione rende il modello adatto alle simulazioni dove il *burn-rate* non è fortemente influenzato dai parametri studiati.
- **COMBUSTIONE PREDITTIVA:** è più appropriata quando si vuole utilizzare il modello per studiare i parametri motoristici che influenzano il *burn-rate*. Per esempio, se si volesse valutare l'influenza della dosatura in un motore SI<sup>6</sup> un modello con una combustione predittiva sarebbe sicuramente consigliabile.

Anche se una combustione predittiva in linea teorica è adatta a qualsiasi tipo di studio, in questa trattazione si è deciso di optare per una non predittiva. La decisione di adottare una combustione di questo tipo è stata suggerita dall'impossibilità di poter sfruttare le potenzialità di una combustione predittiva. Il GXH-50 è un motore designato per un uso

---

<sup>6</sup> SI Spark-Ignition quindi motore ad accensione comandata





domestico per lavori di giardinaggio, pertanto, il suo *layout* impedisce ogni sviluppo interno alla testa, in quanto il blocco è unico. Questo rende impossibile lo sviluppo in senso fluidodinamica interna del motore. Per questa ragione la combustione predittiva non è stata ritenuta necessaria per questo tipo di lavoro.

### 3.2.1 CLOSED VOLUME ANALYSIS (CPOA)

La CPOA è un modello molto semplice che può essere costruito utilizzando solamente i template di cilindro e albero motore, eliminando valvole e *port*, figura 3-10.

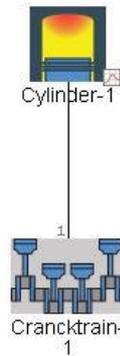


Figure 3-11: Modello della CPOA

Questo metodo viene sviluppato con il solo segnale di pressione in camera, nello specifico sono stati selezionati 11 cicli consecutivi durante un *run* di prova, mediati per tenere conto della variazione ciclica caratteristica di un motore a combustione. Il risultato è un singolo ciclo di pressione per ogni regime di rotazione studiato.

Le condizioni iniziali sono di fondamentale importanza perché rappresentano le condizioni di intrappolamento della carica nel momento di IVC<sup>7</sup> e sono fondamentali per l'evento di combustione, queste vengono calcolate come precedentemente spiegato mediante prova dei consumi (Tabella 2-2).

Essendo un metodo operante per *reverse-run* l'obiettivo ultimo è trovare un *burn-rate* secondo il quale la pressione in camera generata coinciderà con quella sperimentale.

Risulta chiaro come questo approccio veda nella sua semplicità il principale vantaggio anche se alcuni parametri di input devono essere ipotizzati in quanto impossibili da

<sup>7</sup> IVC Inlet valve closed, istante in cui si chiude la valvola di aspirazione e il cilindro diventa un volume chiuso





rilevare al banco (ad esempio il coefficiente di intrappolamento del cilindro e la frazione dei residui all'inizio dell'intervallo in termini di angolo di manovella del caso in esame).

Il modello evidenziato in figura 3-10 viene costruito nel seguente modo:

- **CAMERA DI COMBUSTIONE:** deve essere attivata la modalità "CPOA" e inseriti i profili di pressione registrati durante le prove sperimentali. I dati relativi come l'efficienza volumetrica, il coefficiente di intrappolamento e la frazione dei gas residui, vengono inseriti nelle *initial state*, corrispondenti all'istante angolare di IVC. Per gli scambi termici è stato selezionato il modello di WoschniGT, in quanto è il più indicato per le condizioni che si presentano in camera di combustione in termini di turbolenza. Le temperature sulle pareti del cilindro, sul cielo dello stantuffo e testata vengono definite in maniera costante con dati riportati dalla letteratura. Gli errori in termini di potenza termica scambiata tra la carica e la camera di combustione verranno bilanciati attraverso una calibrazione del coefficiente moltiplicativo di Woschni.
- **CRANCKTRAIN:** il seguente *template* non presenta differenze rispetto a quello descritto per il modello completo. Le *friction* calcolate precedentemente e interpolate mediante una funzione di Chenn-Flynn vengono inserite nel *template* tramite i coefficienti calcolati come descritto nel paragrafo 3.1.2.

Una dei punti deboli in ogni *reverse-run* che utilizzi un segnale di pressione sta nel riuscire a fasare precisamente quest'ultimi con l'angolo di manovella. Questo tipo di errore porta ad una sottostima o sovrastima della IMEP, con conseguente errore nella definizione del *burn-rate*.

Per ovviare a questo si è deciso di confrontare le IMEP calcolate dal software, tramite gli andamenti di pressione forniti, con le IMEP calcolate secondo l'equazione 3.7.

$$IMEP = BMEP + FMEP \quad (3.7)$$

Tabella 3-5: Confronto tra IMEP a parità di condizioni di funzionamento con "encoder error 0 [deg]"

RPM	IMEP "ESATTE" [bar]	IMEP MISURATE [bar]	ERRORE PERCENTUALE [%]
3500	8,33	6,91	-17,3
4000	8,64	7,44	-14,2
4500	8,75	7,12	-18,1
5000	8,77	7,57	-14,5
5500	8,64	7,08	-18,3
6000	8,40	6,87	-18,1





In base a questi risultati si è riusciti a fasare il segnale di pressione tramite un'ottimizzazione numerica in modo che le IMEP calcolate nei due modi coincidessero.

L'encoder error è stato posto pari a 2,6 [deg] costante al variare del numero di giri.

Tabella 3-6: Confronto tra IMEP a parità di condizioni di funzionamento con "encoder error 2,6 [deg]"

RPM	IMEP "ESATTE" [bar]	IMEP MISURATE [bar]	DIFF. PERCENTUALE [%]
3500	8,33	8,29	-0,5
4000	8,64	8,83	2,2
4500	8,75	8,70	-0,5
5000	8,77	8,89	1,3
5500	8,64	8,47	-1,9
6000	8,40	8,29	-1,2

Successivamente alla fasatura del ciclo di pressione è possibile proseguire con la calibrazione degli scambi termici in camera e della relativa combustione.

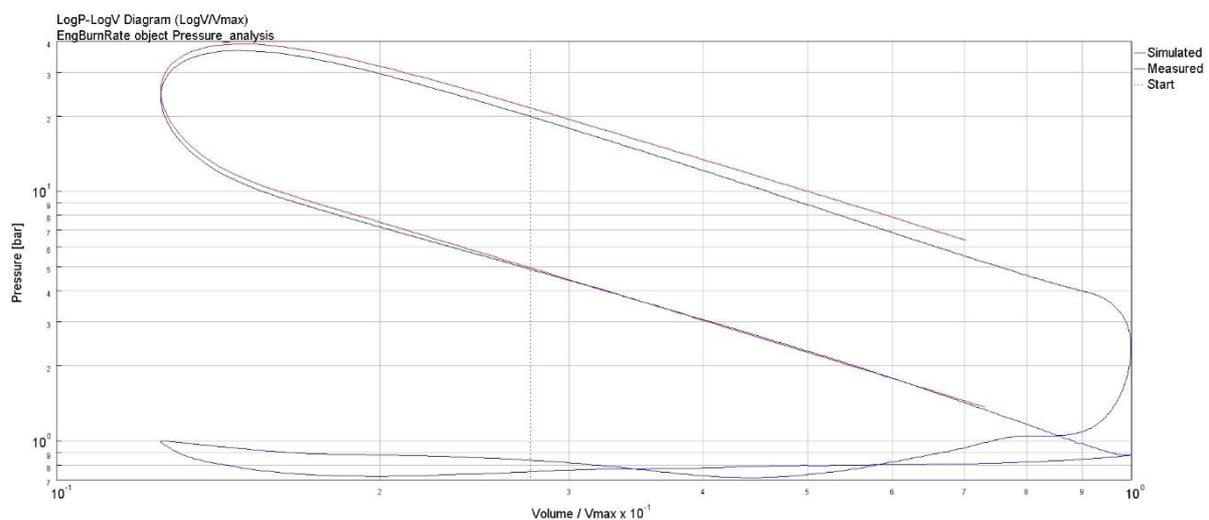


Figure 3-12: Confronto tra un ciclo simulato (in rosso) e uno misurato (in blu) a 3500 RPM

Nella figura 3-11 sono rappresentati due cicli: il simulato in rosso e il misurato in blu. Si nota una linea di compressione inizialmente perfettamente coincidente salvo poi distaccarsi leggermente quando il livello di pressione inizia a diventare importante; per questo si è pensato ad un effetto legato al *blowby*.





La linea di espansione non coincide mai perfettamente con quella misurata e si nota come man mano che il volume della camera aumenta si va a distaccare sempre di più, le ragioni sono da ricercarsi in una sottostima degli scambi termici, i quali si notano di più verso la fine della corsa di espansione quando il rapporto volume-superficie aumenta.

A conferma di quanto appena detto si analizza un altro caso a regime di rotazione più elevato, figura 3-12. Si nota come il disallineamento nella linea di compressione e in quella di espansione sia leggermente diminuito rispetto ai loro cicli di riferimento. Questo conferma come il modello sottostimi sia il *blowby* che gli scambi termici nel cilindro.

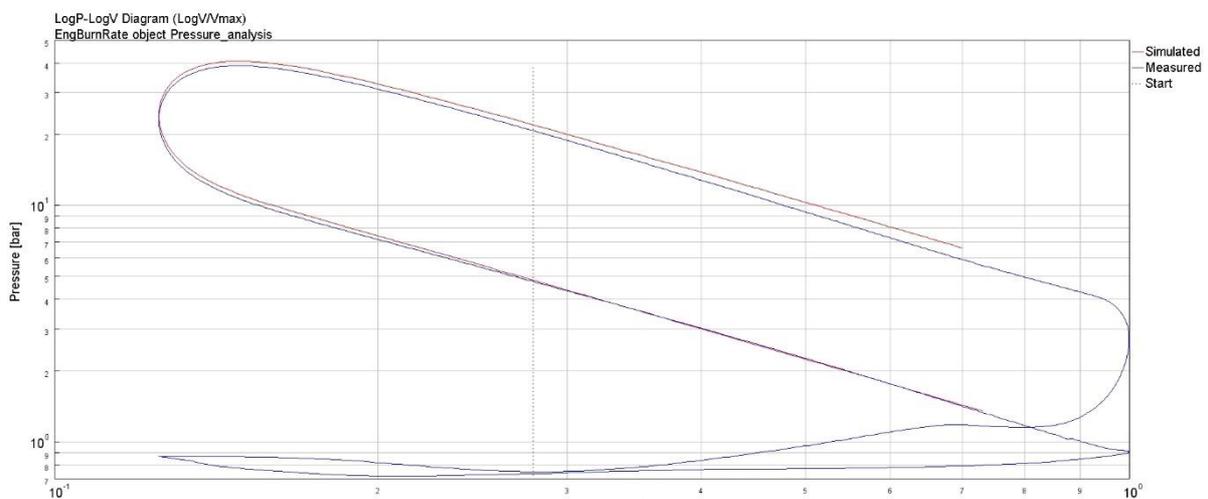


Figure 3-13: Confronto tra un ciclo simulato (in rosso) e uno misurato (in blu) a 4000 RPM

Per la calibrazione del modello si è operato sui seguenti parametri:

- **DIAMETRO EQUIVALENTE DI BLOWBY:** Nel modello di *blowby* viene richiesta la dichiarazione di pressione, temperatura e composizione del fluido all'interno del basamento. La pressione è stata impostata pari a quell'ambiente, considerando la presenza di uno sfiato nel basamento. La temperatura viene rilevata tramite un sensore posto alla base del basamento: nel momento in cui il motore è a regime termico, la composizione viene posta uguale a quella dell'aria, ma in una opzione che non lo rende utile per la combustione. L'ultimo parametro richiesto è utilizzato per la calibrazione dell'entità del *blowby*: consiste nella definizione di un diametro equivalente di un orifizio che permette il trafilamento della miscela.





- **SCAMBI TERMICI IN CAMERA:** la calibrazione degli scambi termici consente un *fitting* della corsa di espansione del ciclo simulato rispetto al misurato. È necessario aumentare la potenza termica scambiata agendo sul moltiplicatore della quantità in esame, in quanto, la potenza scambiata dipende sia dal delta di temperatura tra le superfici ma anche dal coefficiente di scambio termico convettivo, il quale dipende notevolmente dallo stato vorticoso del fluido. Non conoscendo nel dettaglio l'entità delle turbolenze generate in camera di combustione, è stato necessario aumentare il coefficiente moltiplicativo ad un numero maggiore di 1.

Nella tabella seguente sono stati riassunti i termini caratteristici con i quali si è arrivati ad una soddisfacente calibrazione della combustione.

Tabella 3-7: parametri calibrati di temperature, scambi termici, blowby ed encoder error

DIAMETRO EQ. BLOWBY [mm]	COEFF. SCAMBI TERMICI	TEMP. CIELO STANTUFFO [K]	TEMP. TESTATA [K]	TEMP. PARETE CILINDRO [K]	ENCODER ERROR [Deg]
0,2	1,8	450	470	440	2,6

In successione verranno proposti i risultati ottenuti dalla CPOA "calibrata".

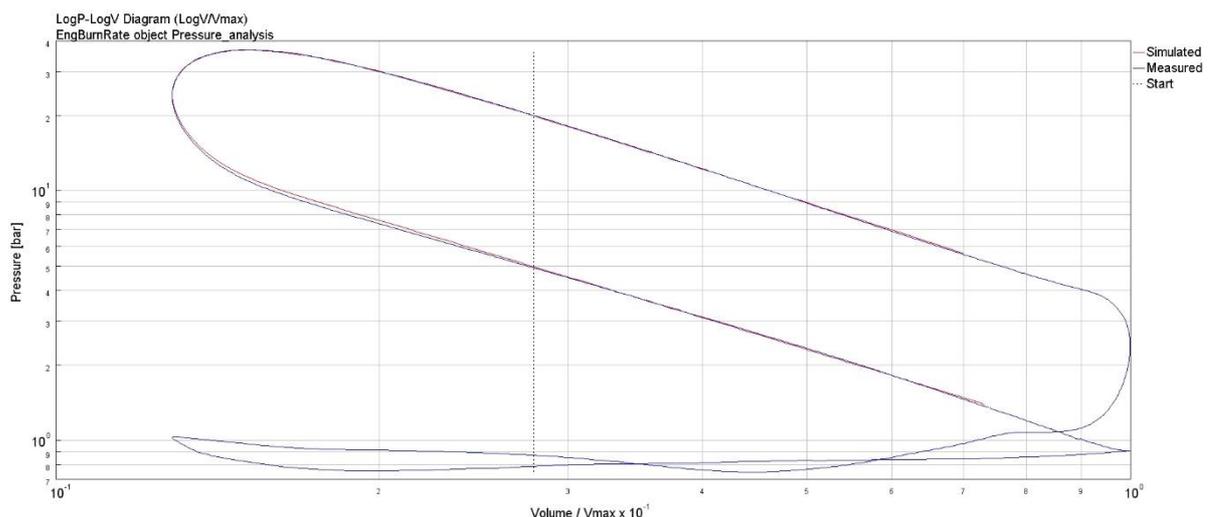


Figure 3-14: Confronto tra i cicli simulati e misurati a 3500 RPM in condizioni di piena ammissione in un diagramma doppio logaritmico



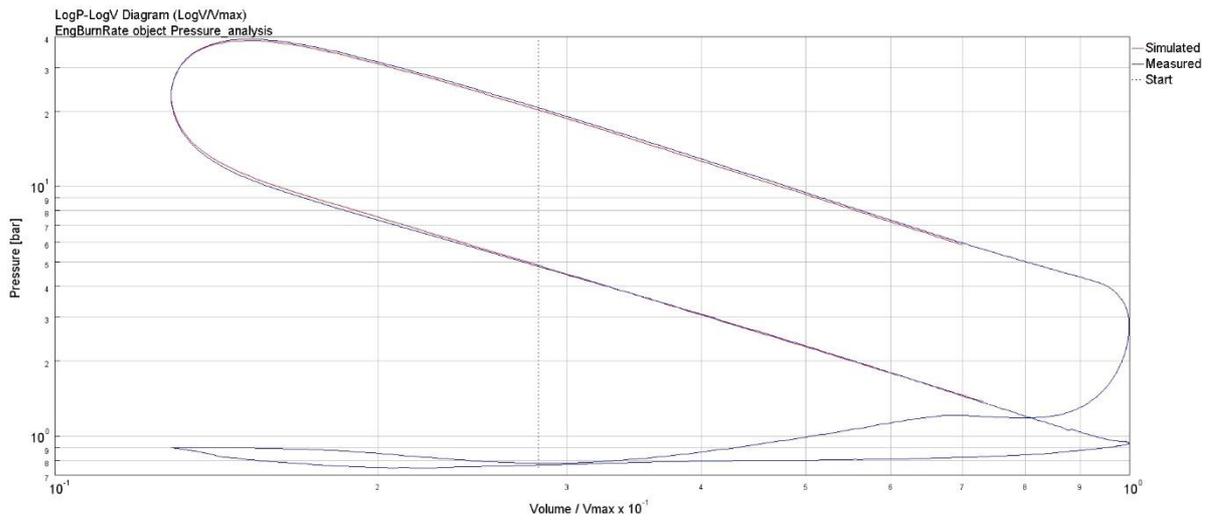


Figure 3-15: Confronto tra i cicli simulati e misurati a 4000 RPM in condizioni di piena ammissione in un diagramma doppio logaritmico

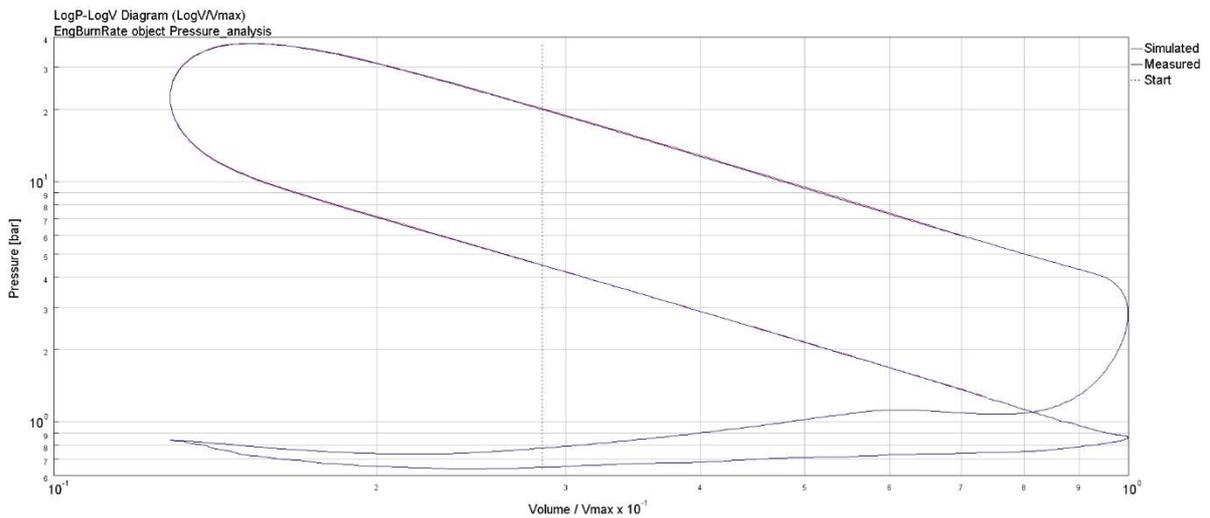


Figure 3-16: Confronto tra i cicli simulati e misurati a 4500 RPM in condizioni di piena ammissione in un diagramma doppio logaritmico

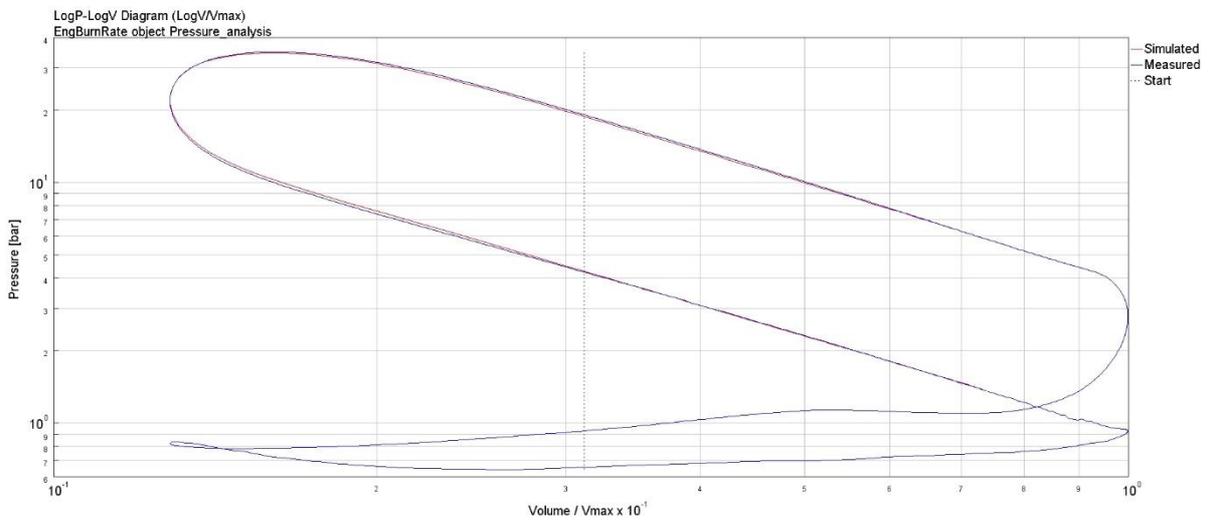


Figure 3-17: Confronto tra i cicli simulati e misurati a 5000 RPM in condizioni di piena ammissione in un diagramma doppio logaritmico



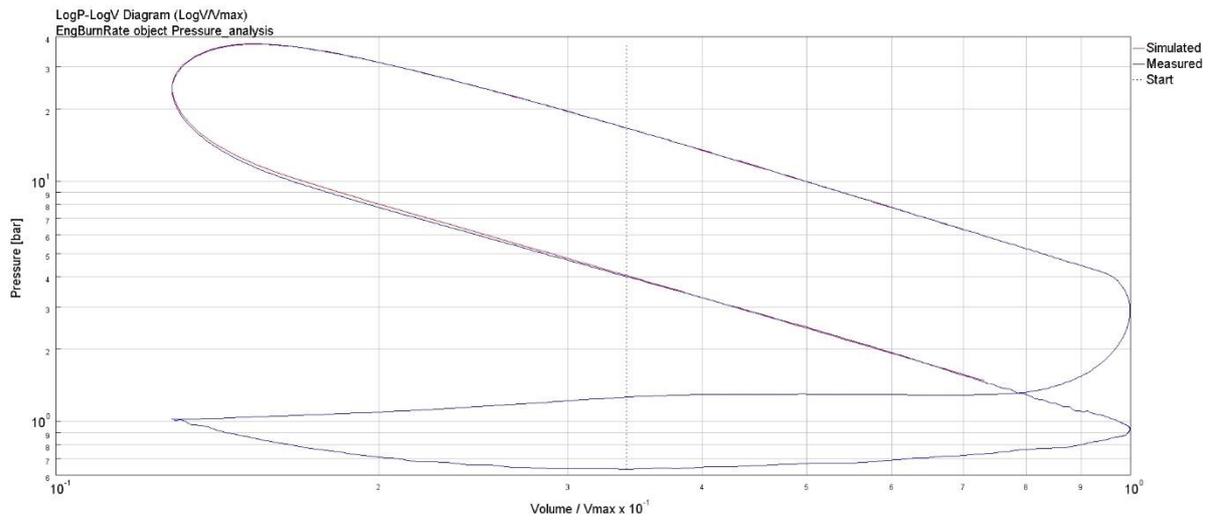


Figure 3-18: Confronto tra i cicli simulati e misurati a 5500 RPM in condizioni di piena ammissione in un diagramma doppio logaritmico

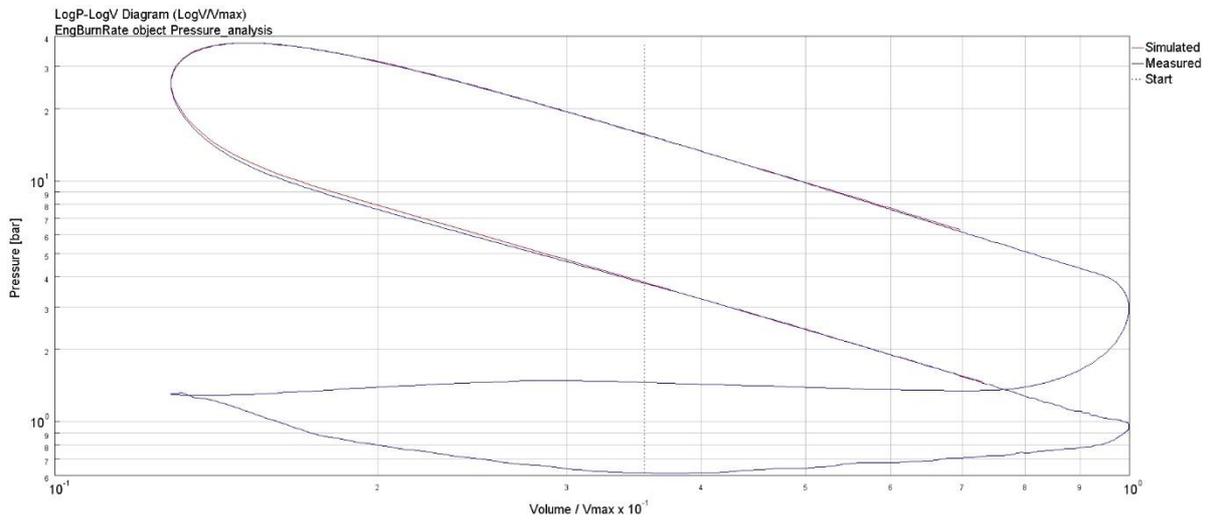


Figure 3-19: Confronto tra i cicli simulati e misurati a 6000 RPM in condizioni di piena ammissione in un diagramma doppio logaritmico

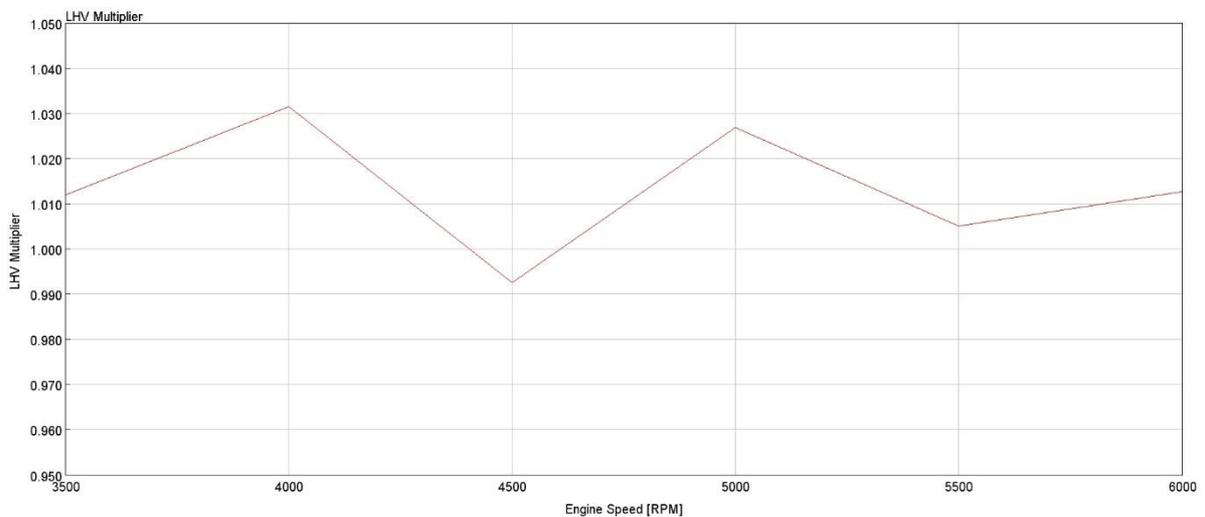


Figure 3-20: LHV della CPOA calibrata





Con i parametri riassunti nella tabella 3-7 si è arrivati ad un soddisfacente *fitting* delle pressioni sviluppate dal motore reale con quelle del motore virtuale. Nello specifico si vuole descrivere più approfonditamente il coefficiente di scambio termico convettivo. Quest'ultimo risulta abbastanza elevato, considerando anche che il modello di Woschni sovrastima abbastanza le potenze termiche scambiate. Questo valore è stato posto pari a 1,8 che può sembrare eccessivo ma bisogna tenere in considerazione come nel modello non si sia valutata la percentuale degli incombusti nella combustione, cioè la percentuale di combustibile che non è stata, per un motivo o per un altro, raggiunta dal fronte di fiamma. L'ipotesi che il 100% del combustibile partecipi alla combustione è stata necessaria in quanto non si aveva la possibilità di valutare la percentuale di unburned con uno strumento di analizzatore gas idoneo alle portate in gioco.

### 3.3 CALIBRAZIONE MODELLO COMPLETO A BENZINA

Una volta modellate le *friction* e la combustione, è necessario calibrare e validare la capacità per ogni ciclo che ha il motore di aspirare aria. In formule quanto detto può essere riassunto tramite l'equazione 3.8 e 3.9:

$$P_u = \eta_u * \lambda_v * \rho_a * \frac{H_i}{\alpha} * i * V * \frac{n}{m} \quad (3.8)$$

$$\eta_u = \eta_i * \eta_o \quad (3.9)$$

In sostanza tramite il modello CPOA e il calcolo delle *friction* descritte in precedenza, si è in grado di conoscere il rendimento indicato  $\eta_i$  e il rendimento organico  $\eta_o$ . A questo punto per avere un modello calibrato e con un certo grado di predittività, è necessario calibrare la capacità che ha il motore virtuale di aspirare aria rispetto ai dati sperimentali calcolati al banco prova: questo vuol dire che l'efficienza volumetrica ( $\lambda_v$ ) del modello sia il più vicina possibile a quella sperimentale.

L'efficienza volumetrica  $\lambda_v$  è definita come il rapporto tra quantità d'aria aspirata dal motore e una massa di riferimento usualmente ritenuta pari alla massa che potrebbe riempire il cilindro nelle condizioni di pressione e temperature nel condotto di aspirazione.

I principali parametri che influenzano il coefficiente di riempimento  $\lambda_v$  sono:

- **Laminazione valvola di aspirazione:** le laminazioni all'aspirazione inducono una caduta di pressione del fluido ad un valore  $P_i < P_{amb}$  riducendo al contempo la densità dell'aria aspirata. Questo per la legge universale dei gas implica una massa di aria  $m_a$  minore.





- **Laminazione valvola di scarico:** le laminazioni allo scarico inducono altrettanto una perdita nel coefficiente di riempimento in quanto alla fine della corsa di scarico forzato ci si ritroverà un volume di spazio morto a pressione  $P_r > P_{amb}$ , il che determinerà una corsa effettiva di aspirazione minore rispetto al caso ideale.
- **Scambi termici con le pareti del cilindro:** Essendo la temperatura media delle pareti del motore largamente superiore a quella dell'ambiente durante la fase di aspirazione, si assiste ad una cessione di calore dalle pareti alla massa d'aria in ingresso, con una conseguente riduzione della sua densità a scapito del coefficiente di riempimento.

Questi effetti definiti quasi stazionari nello sviluppo del modello vengono riassunti nei coefficienti di efflusso delle valvole di aspirazione e scarico riassunti in precedenza.

Gli scambi termici invece sono stati definiti nel corso della calibrazione della combustione e vengono riproposti nel modello completo.

A queste problematiche “quasi stazionari” si vanno a sommare degli effetti che si dicono dinamici e riassunti in fenomeni di rifiuto e reflusso della carica attraverso la tenda valvola. Questi dipendono tendenzialmente dalla forma e dalla lunghezza dei condotti di aspirazione e di scarico. Nel modello, pur apportando delle geometrie semplificate, è possibile tener conto di questi effetti:

- **SUPERFICIE EFFETTIVA DI SCAMBIO TERMICO E TURBOLENZE:** durante analisi al CFD si è evidenziato come la velocità del flusso, sia nei *port* di aspirazione che di scarico, sia alquanto elevata; ciò implica delle turbolenze, soprattutto nei condotti di scarico, molto elevate. Inoltre questo comporta che l'area di scambio termico al loro interno sia notevolmente ridotta in prima analisi. Va considerato che anche i piattelli valvola e gli steli costituiscono un'ulteriore superficie di scambio termico. Questi si trovano inoltre a temperature maggiori rispetto ai condotti, riuscendo a dissipare il calore raccolto dalle zone a diretto contatto con la camera di combustione solo attraverso le sedi e le guide per gli steli. Ciò comporta un ulteriore incremento degli scambi termici tra pareti e fluido. Per tenere conto di questi effetti è opportuno incrementare il moltiplicatore di scambio termico in entrambi i *port* sino ad un massimo di 2. Ovviamente si dovrà tener conto che in un ciclo *firing*, nel momento in cui si apre la valvola di scarico e inizia la fase di scarico spontaneo, l'elevato rapporto di espansione implica delle velocità di efflusso e quindi delle turbolenze molto più elevate di quelle che si



avranno all'aspirazione. Ciò comporterà dei coefficienti di scambio termico diversi tra i due condotti.

- **EVAPORAZIONE COMBUSTIBILE LIQUIDO:** un ultimo parametro da tenere in considerazione è l'evaporazione del combustibile nel condotto di aspirazione. Il combustibile quando viene iniettato nel *port* viene a contatto con le pareti del condotto, i piattelli valvola e i loro steli, le quali essendo direttamente affacciate in camera di combustione presentano delle temperature notevoli. Questo porta ad una evaporazione del combustibile, che ha poi tempo di miscelarsi con l'aria comburente e di essere aspirato nel cilindro.

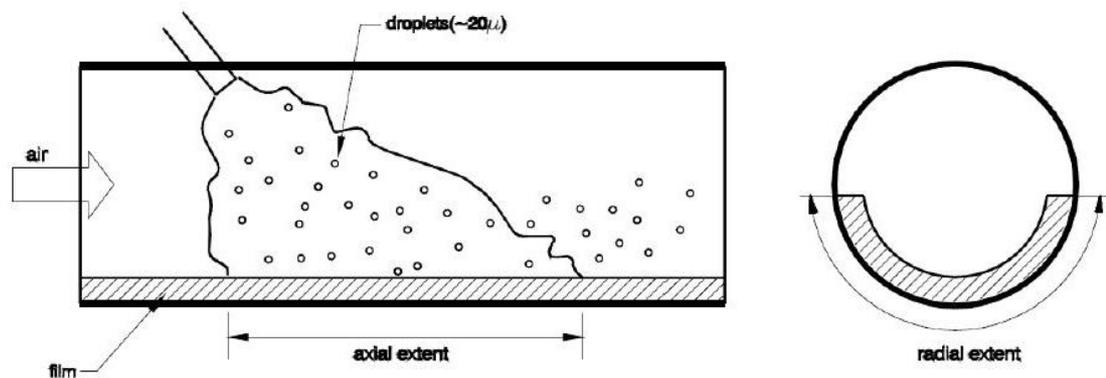


Figure 3-21: schema riepilogativo interazione tra spray e condotto

Come presentato nella figura 3-18, l'evaporazione del combustibile nei *port* può essere visto come un effetto vantaggioso in quanto il suo cambio di stato è un processo endotermico rispetto all'aria circostante. Questo può portare ad aspirare una carica a temperatura più bassa che a parità di pressione si tramuta in una miscela più densa. È importante valutare in che percentuale il combustibile evapora sottraendo il calore alla carica e quanto sottraendolo ai *port* nei quali inevitabilmente andrà ad interfacciarsi. Ipotizzando di avere un'iniezione, il combustibile va' immediatamente ad infrangersi sui condotti; il liquido evaporerà grazie al calore che scambierà per conduzione con il *port*. In questo modo avremo una miscela aria combustibile, nei quali i vapori di combustibile, andranno a sottrarre spazio all'aria penalizzando il coefficiente di riempimento del motore. Nel modello queste proprietà di scambio termico vengono modellizzate tramite un *tamplate* che permette di caratterizzare la dimensione del film di carburante che si va a formare sul condotto. I risultati derivanti dall'esecuzione del modello a monte di processi di calibrazione derivanti da fattori appena descritti sono rappresentati dalle figure 3-22, 3-23 e 3-24.



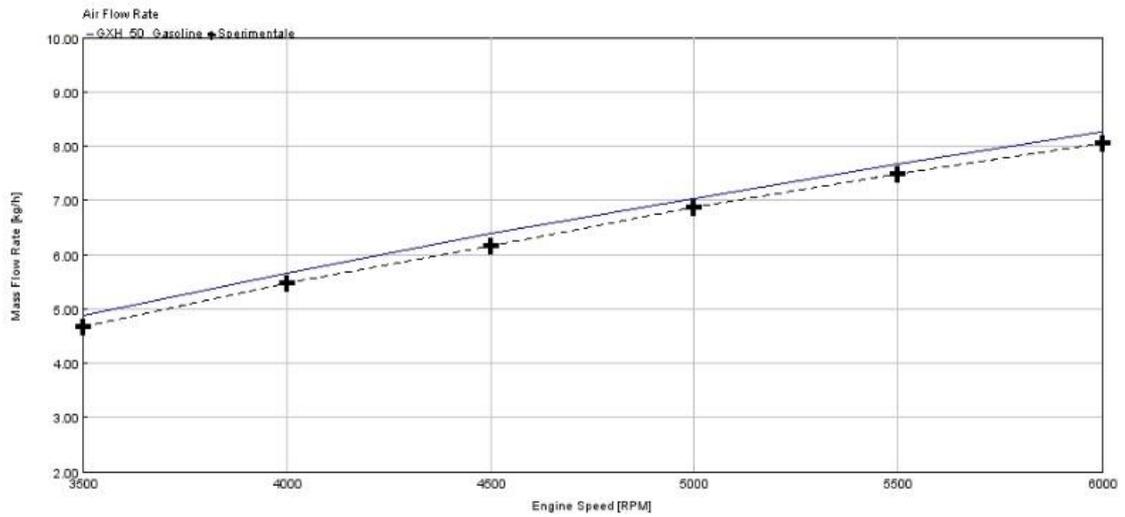


Figure 3-22: Portata di aria sul modello non calibrato, in blu la simulazione e in nero tratteggiato lo sperimentale

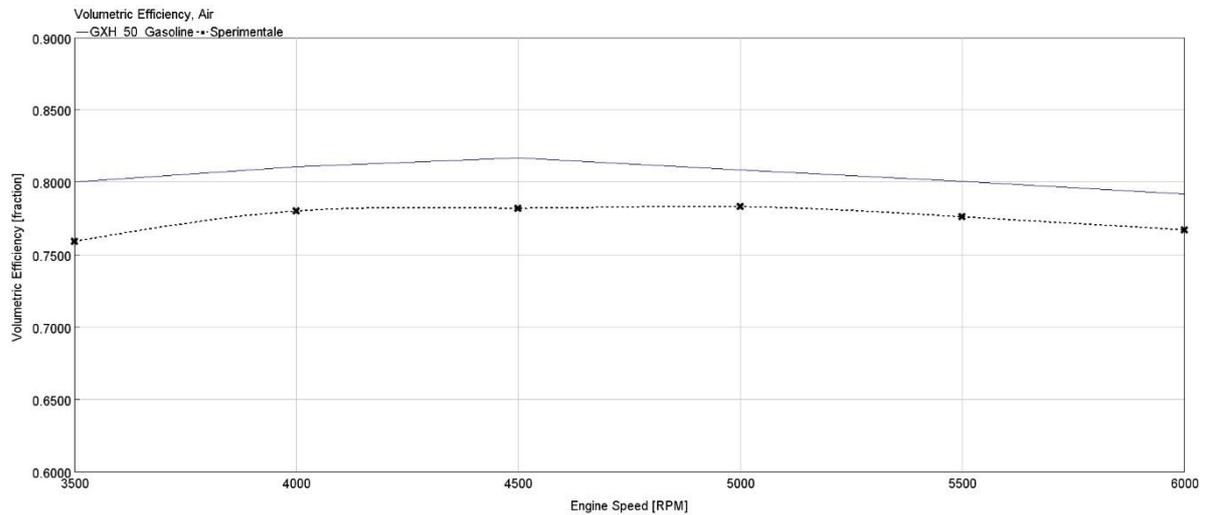


Figure 3-23: Confronto tra l'efficienza volumetrica tra la simulazione e i rilevati sperimentali

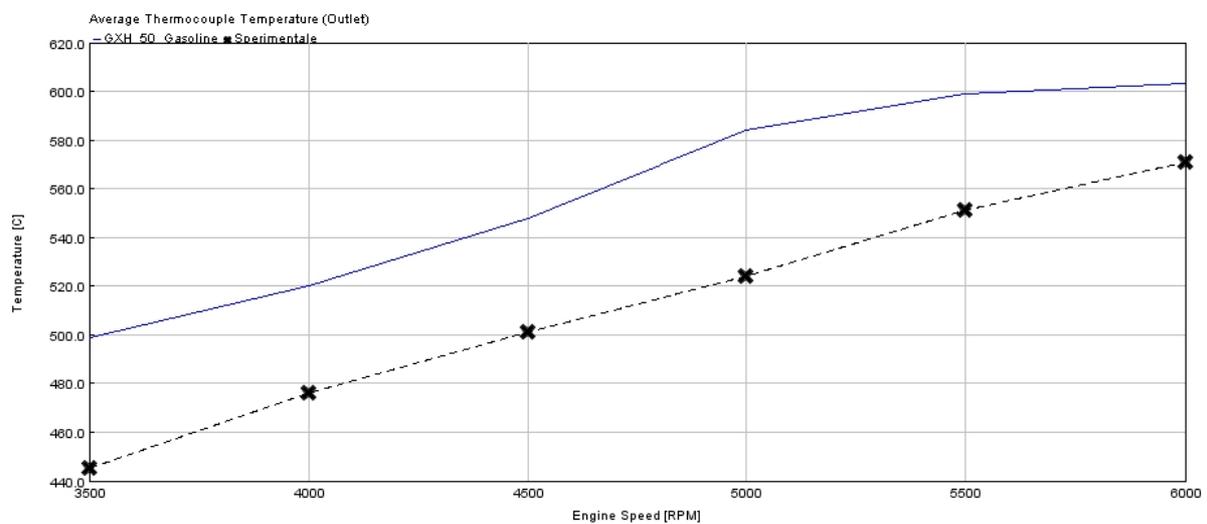


Figure 3-24: Confronto temperature di scarico sperimentale (in nero tratteggiato) e del modello (in blu)





Si nota un discostamento tra le portate calcolate tramite il modello e quelle rilevate sperimentalmente come evidenziato in figura 3-22 e 3-23. Mentre nella figura 3-24 si evince una differenza importante tra le temperature calcolate nei condotti di scarico rispetto a quelle rilevate sperimentalmente tramite l'utilizzo di una termocoppia montata all'uscita del *port*. Da questi grafici si evince come il modello inizialmente sovrastimi sia le portate d'aria che le temperature di scarico su tutto l'arco di giri. Dalla figura 3-22, si capisce come l'errata calibrazione del modello interessi soprattutto il range di regimi di rotazione più bassi a causa di una sottovalutazione degli scambi termici nei condotti. Analogo discorso può essere ripresentato per la temperatura dei gas combusti nei *port* di scarico. È quindi necessario un'operazione di calibrazione.

Tabella 3-8: parametri di calibrazione utilizzati per i condotti di aspirazione e scarico

PARAMETRO	MODELLO NON CALIBRATO	MODELLO "CALIBRATO"
COEFF. SCAMBIO TERMICO ASPIRAZIONE	1	1,5
COEFF. SCAMBIO TERMICO SCARICO	1,3	2
FILM DI CARBURANTE (PUDDLE)	0,3	0,65

Successivamente ad un'operazione di calibrazione del modello tramite i tre parametri descritti in precedenza e riassunti in tabella 3-8 si sono ottenuti i seguenti risultati:

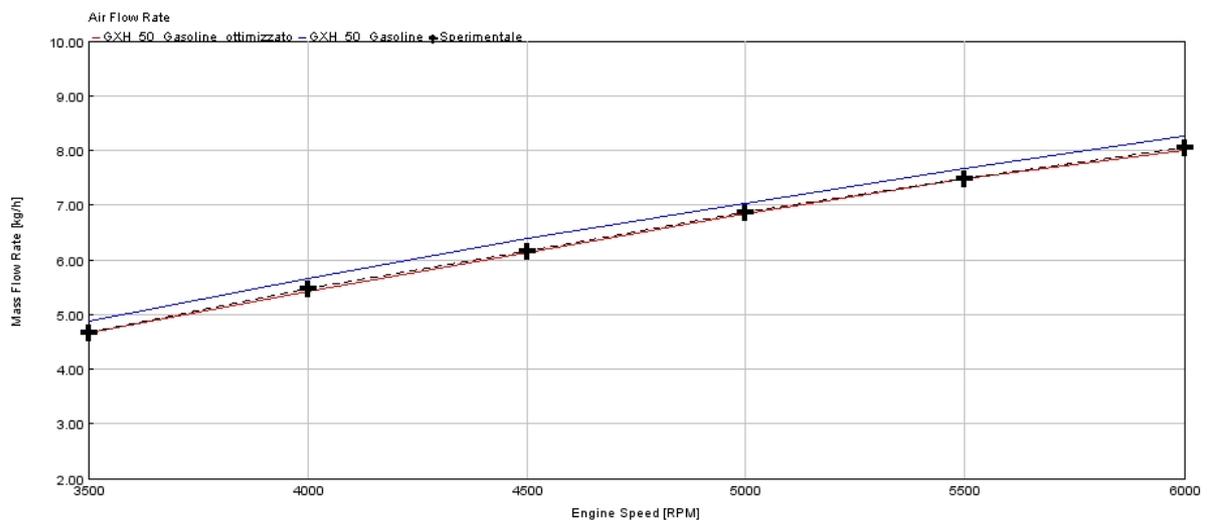


Figure 3-25: Confronto con i dati sperimentali con il modello calibrato e non calibrato



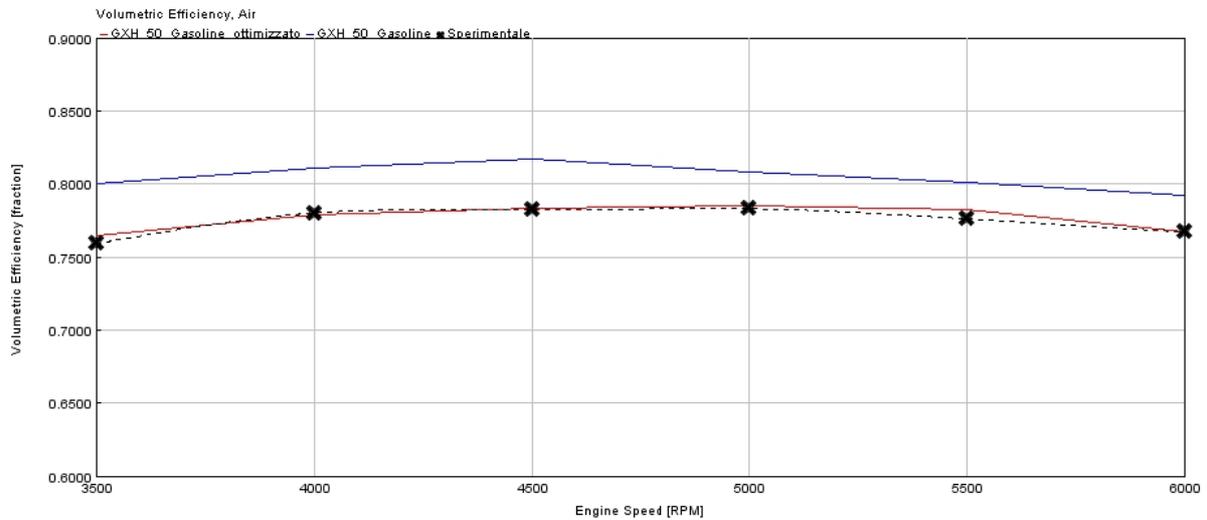


Figure 3-26: Confronto tra i coefficienti di riempimento tra lo sperimentale (nero tratteggiato) e il modello calibrato e non calibrato (rispettivamente rosso e blu)

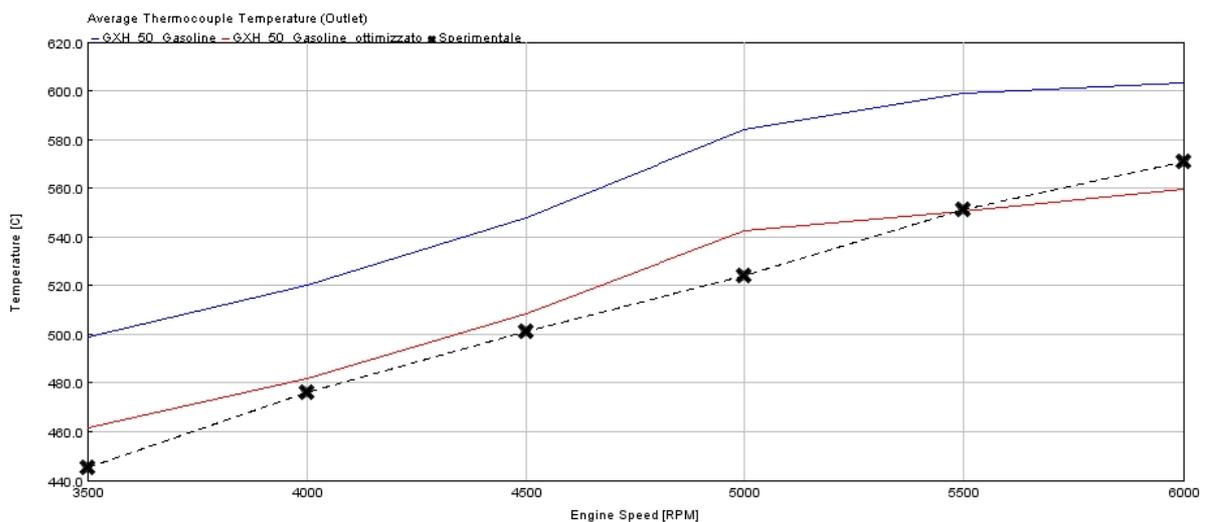


Figure 3-27: Confronto tra i dati sperimentali (in nero tratteggiato) delle temperature di scarico con i valori del modello ottimizzato e non (rispettivamente in rosso e blu)

Gli scostamenti riguardanti le temperature di scarico sono in valore assoluto maggiori rispetto a quelli calcolati nei parametri di coefficiente di riempimento, questo non è stato considerato un errore in quanto deve essere considerata la sensoristica utilizzata.

Nello specifico la lettura della temperatura avviene per mezzo di una termocoppia nel quale bisognerebbe considerare i fattori di smaltimento termico del calore da parte della termocoppia per conduzione e di arresto isoentropico del sensore. Questi effetti si riescono a considerare tramite il software di GT inserendo un modello geometrico della termocoppia.





Si nota nelle figure 3-27 e 3-28 una perfetta coincidenza tra i risultati del modello ottimizzato e i valori sperimentali, con scostamenti in termini di differenza percentuale inferiore all'incertezza delle misurazioni.

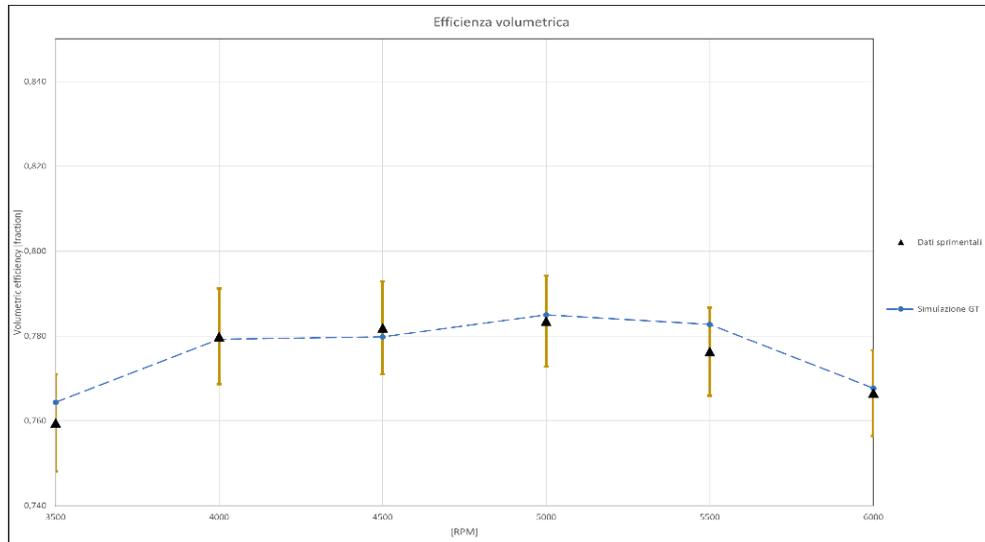


Figura 3-27: Efficienza volumetrica del modello calibrato

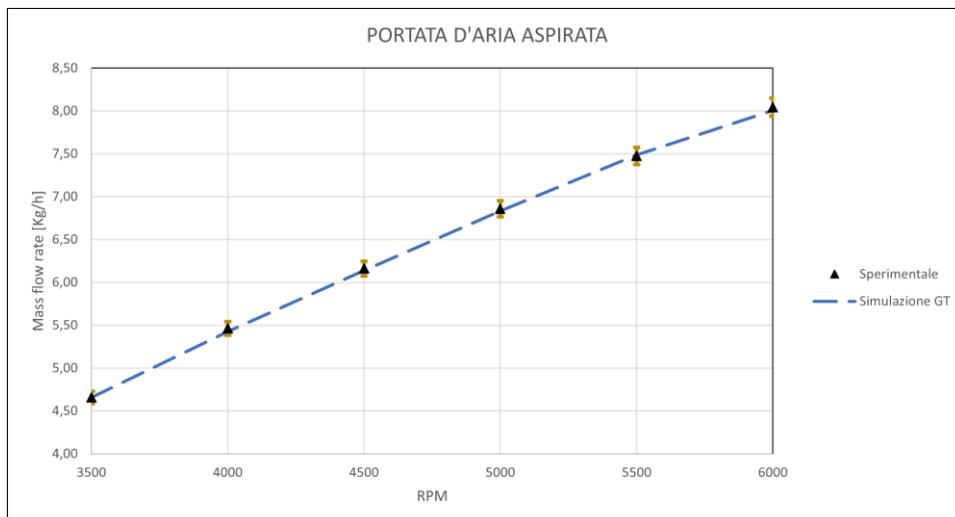


Figura 3-28: Portate di aria calibrate rispetto ai dati sperimentali





### 3.4 RISULTATI DEL MODELLO COMPLETO A BENZINA

In questo capitolo si proporranno tutti i risultati utili alla caratterizzazione del motore sul modello GT confrontati con i risultati sperimentali provenienti dal banco prova.

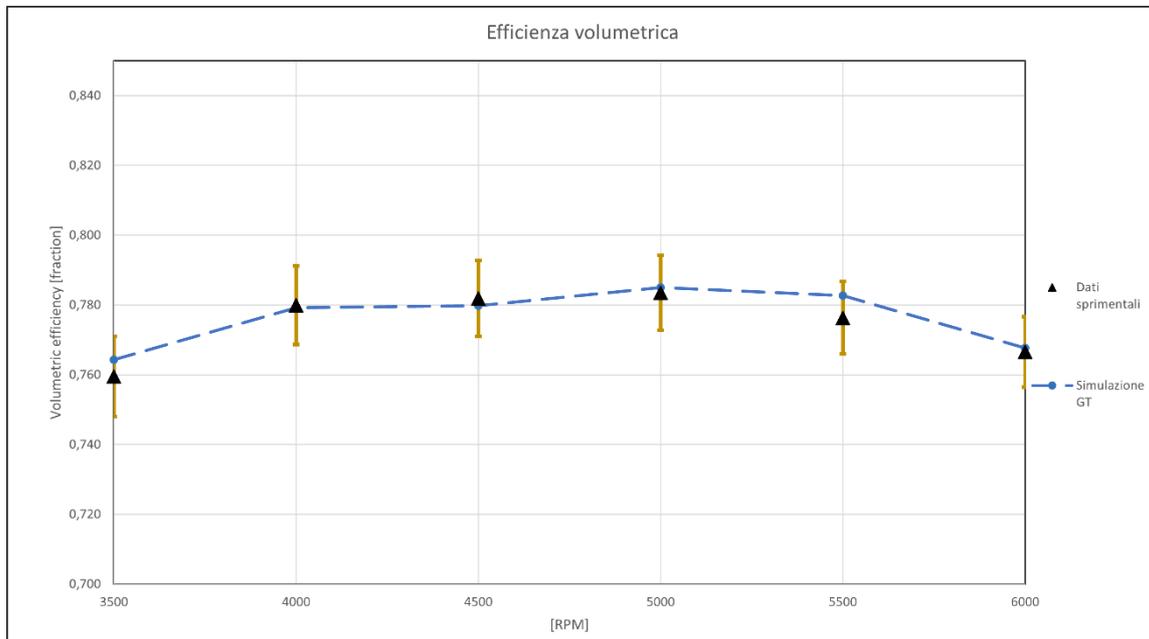


Figure 3-29: Efficienza volumetrica modello completo ottimizzato a benzina

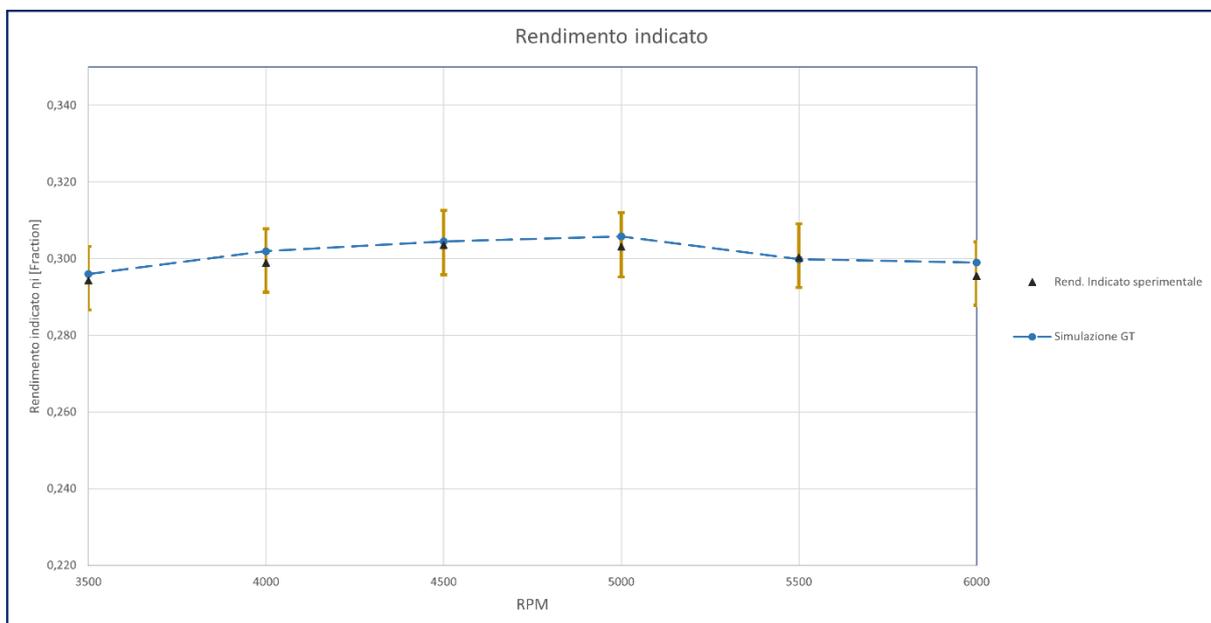


Figure 3-30: Confronto del rendimento indicato del modello con i dati sperimentali



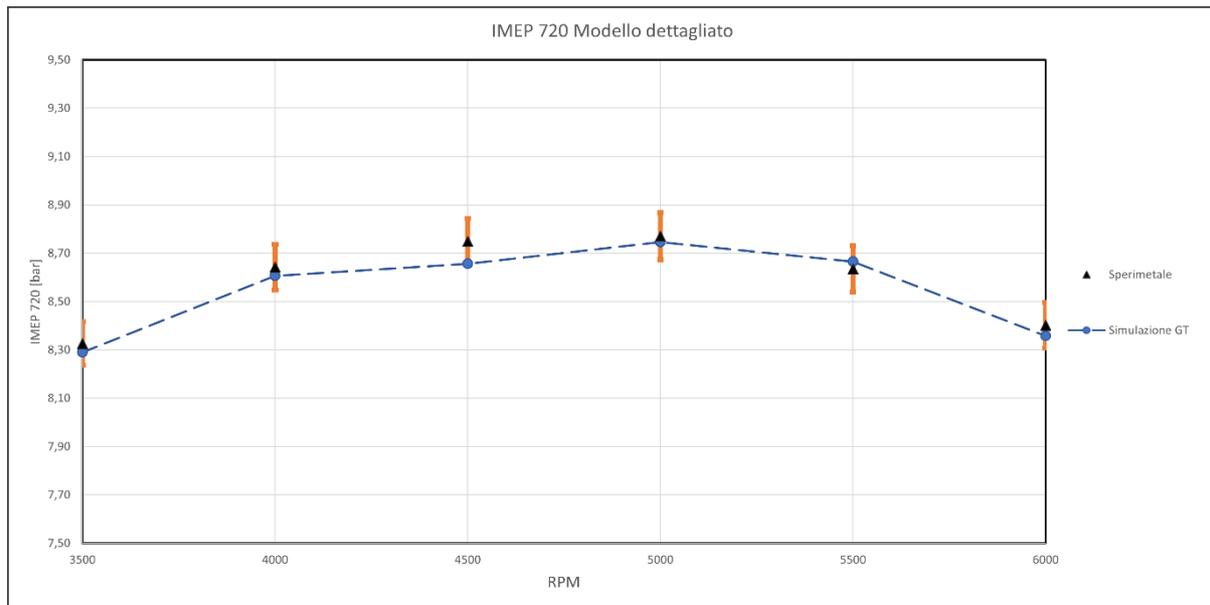


Figure 3-31: Confronto tra i dati di IMEP sperimentali con quelli del modello ottimizzato

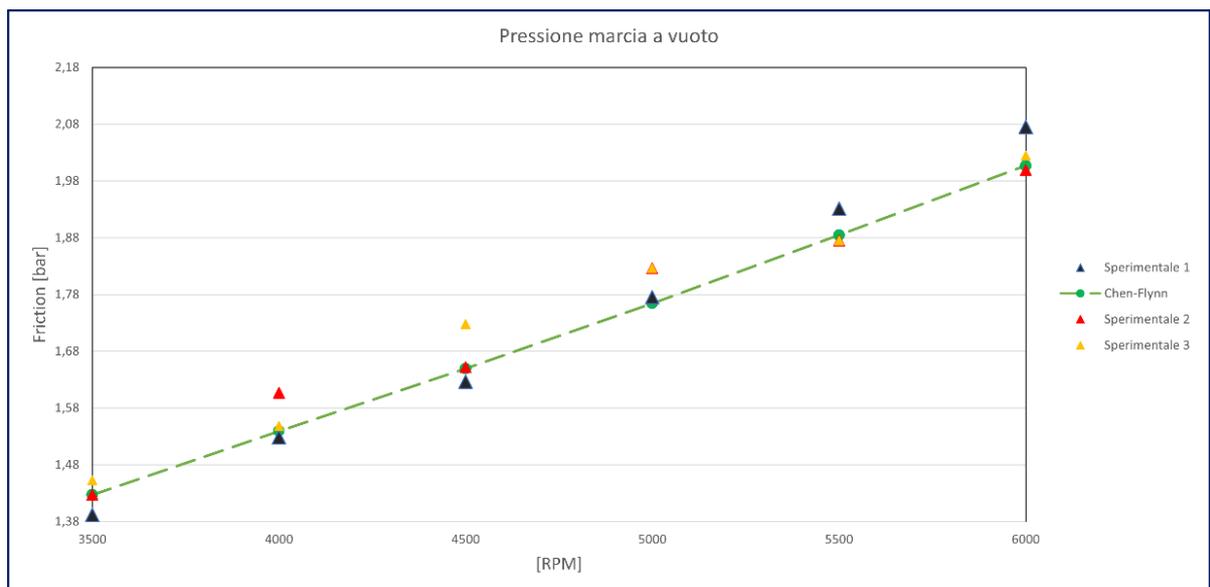


Figure 3-32: Pressione di marcia a vuoto calcolata con una Chen-Flynn confrontata con i dati sperimentali

Conoscendo sia la pressione di marcia a vuoto che il termine IMEP per ogni regime di rotazione, tramite la 3.10 ci si può calcolare il termine di rendimento organico:

$$\eta_o = 1 - \frac{P_v}{IMEP} \quad (3.10)$$



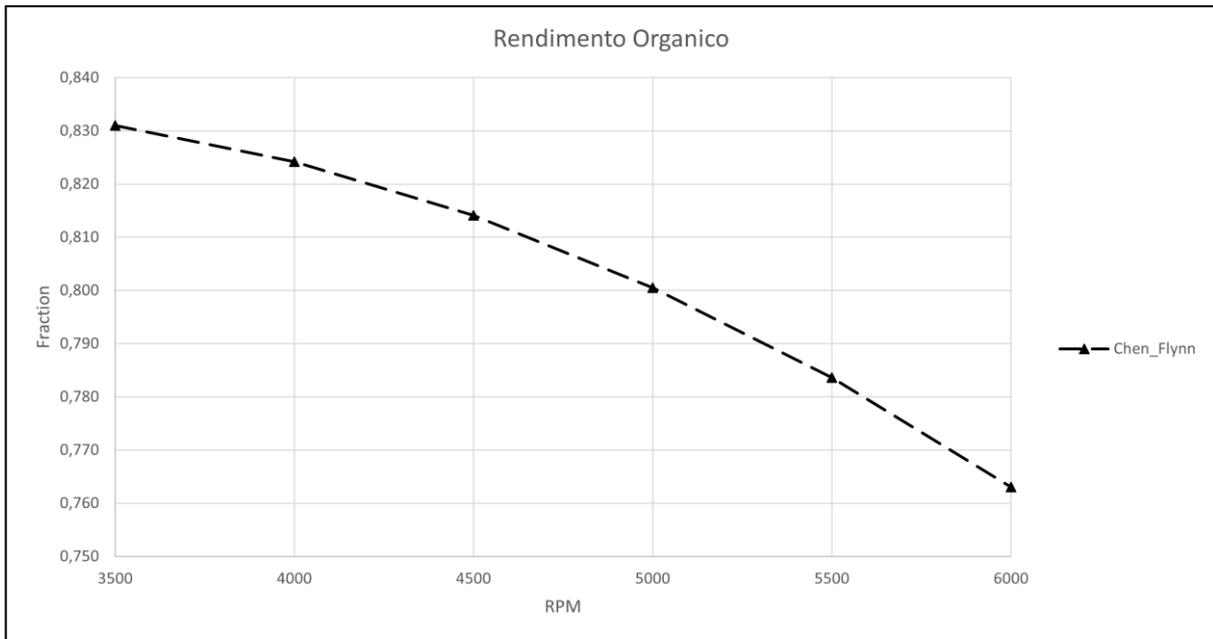


Figure 3-33: Rendimento organico del motore GXH 50

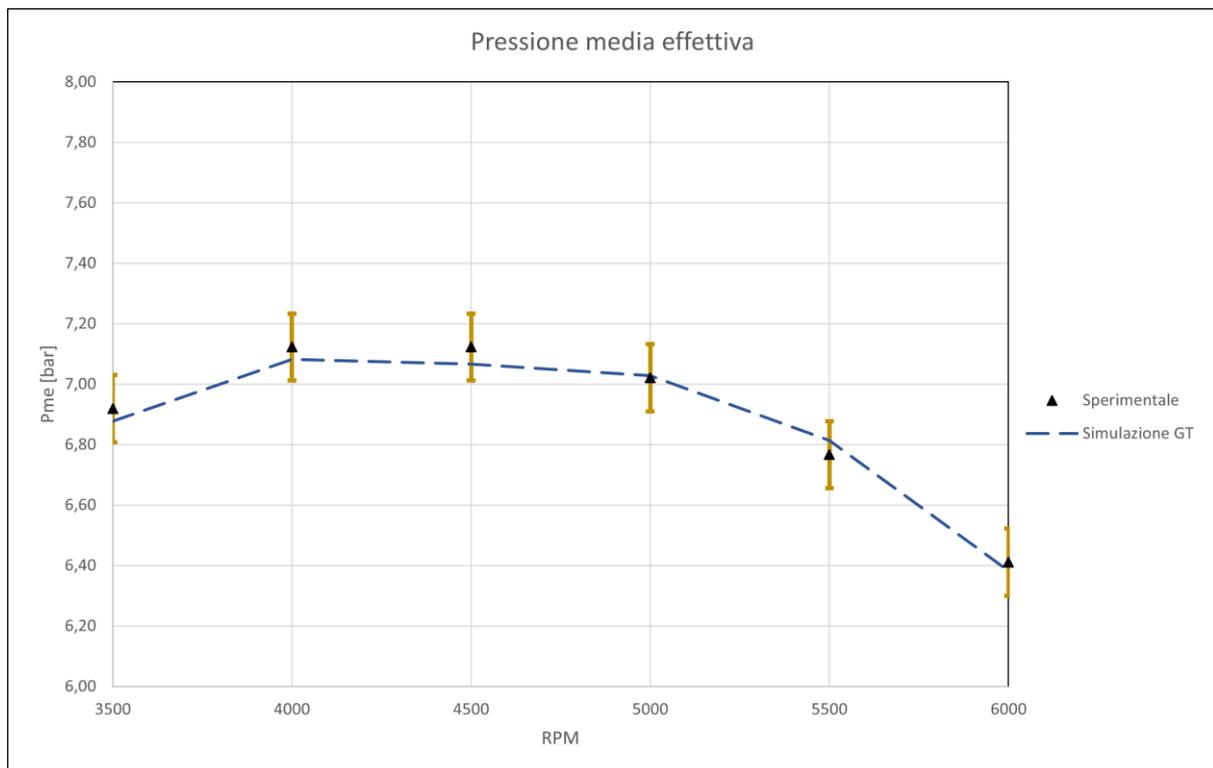


Figure 3-34: Confronto della pressione media effettiva o (BMEP) tra la simulazione e i rilievi sperimentali



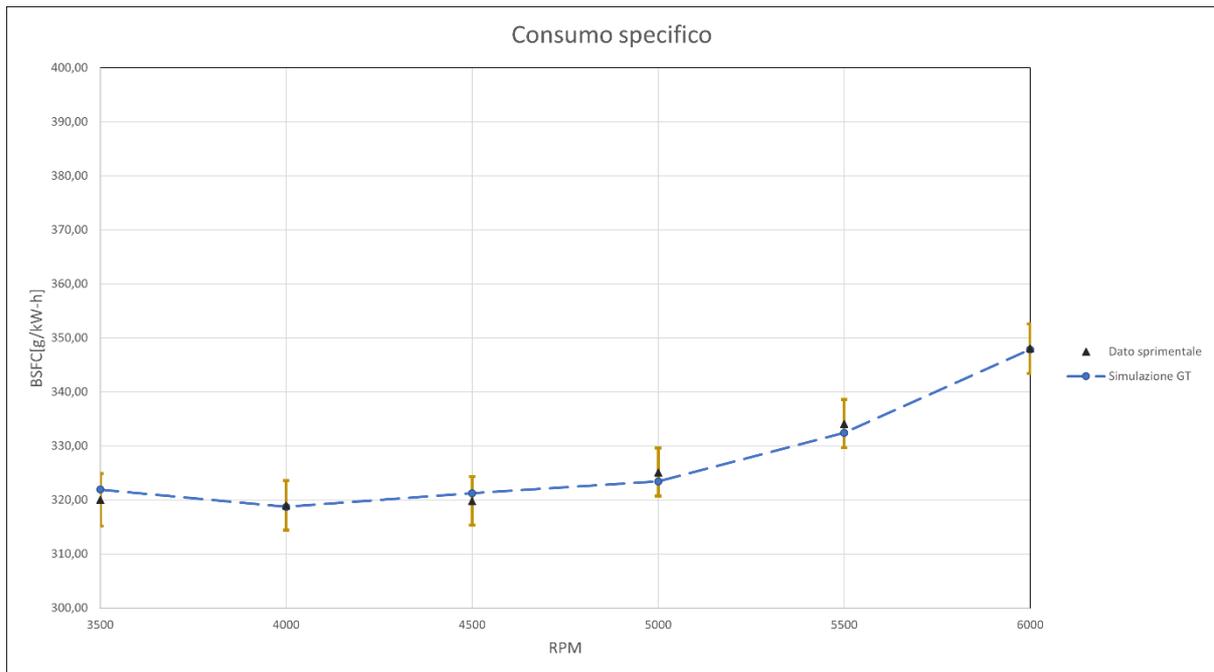


Figure 3-35: Risultati di BSFC o consumo specifico del modello confrontati con i rilievi sperimentali

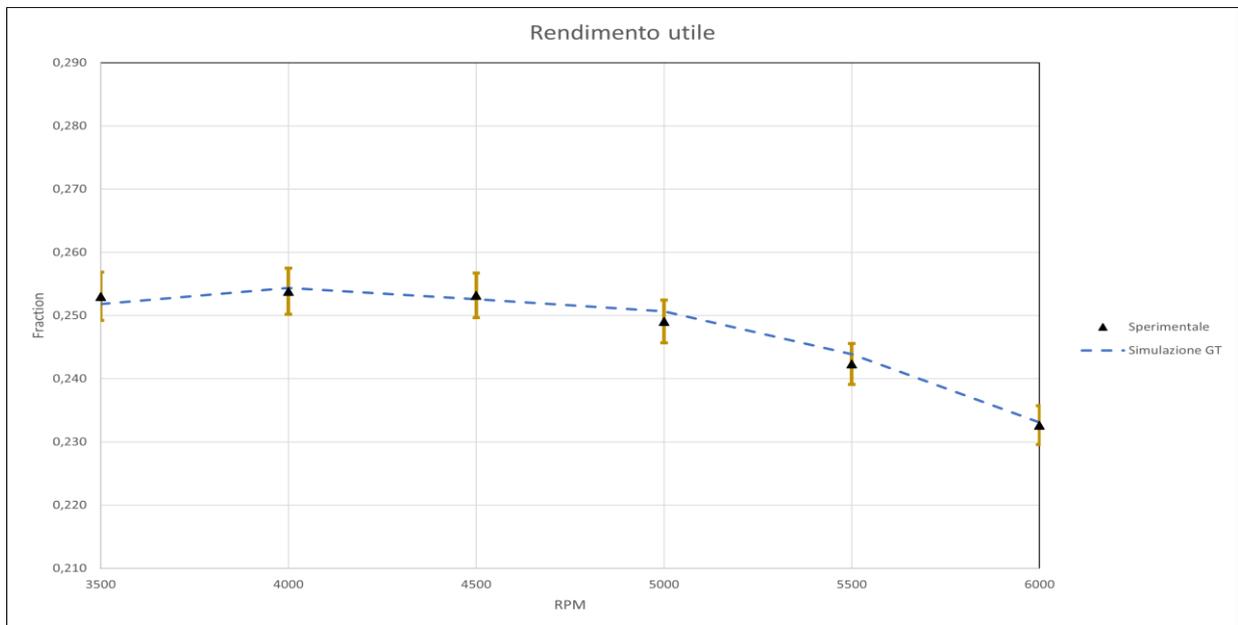


Figure 3-36: Confronto tra i rendimenti utili della simulazione e i rilievi sperimentali





### 3.5 SVILUPPO DEL MODELLO A BIOETANOLO E100

Riferendosi alla competizione a cui partecipa il team, ovvero la Shell Eco Marathon, sono consentiti due tipi di carburante per i motori ad accensione comandata: la normale benzina E5 e il bioetanolo E100. Potendo scegliere si è deciso sviluppare un modello simile a quello proposto precedentemente, ma di calibrarlo con i rilievi sperimentali dell'etanolo. In questo modo si riuscirà non solo a capire quale carburante permette il miglior rendimento termico, ma permetterà un'analisi più locale per individuare qual è il parametro discriminante di questo miglioramento.

#### 3.5.1 CLOSED VOLUME ANALYSIS (CPOA) E100

In questo paragrafo verranno proposti i risultati della CPOA calibrata per il motore alimentato a bioetanolo. Le procedure sono le stesse identificate e descritte nei paragrafi 3.2 e 3.2.1.

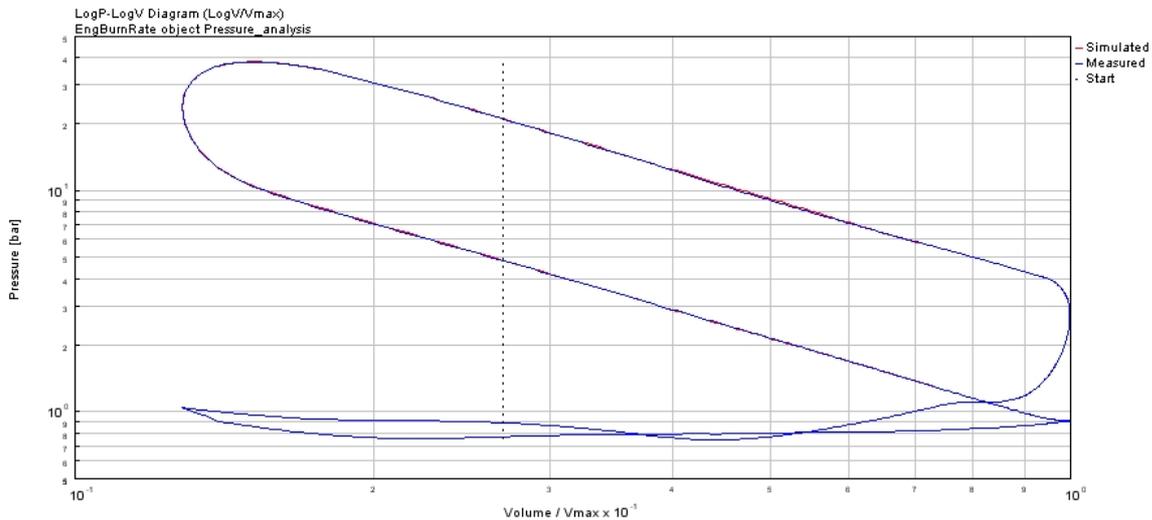


Figure 3-37: Confronto tra i diagrammi doppio logaritmo del ciclo misurato e simulato a 3500 RPM

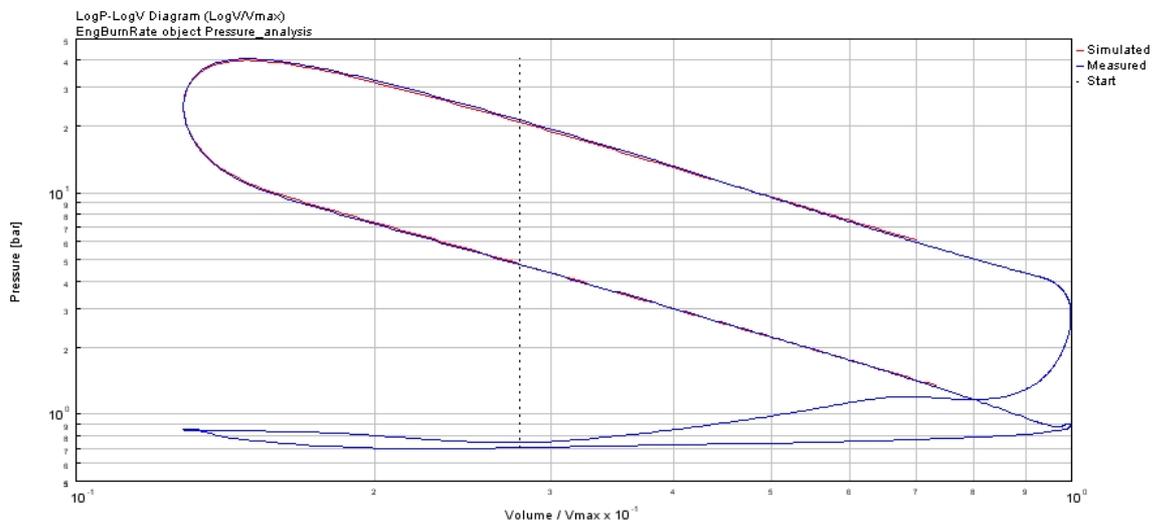


Figure 3-38: Confronto tra i diagrammi doppio logaritmo del ciclo misurato e simulato a 4000 RPM



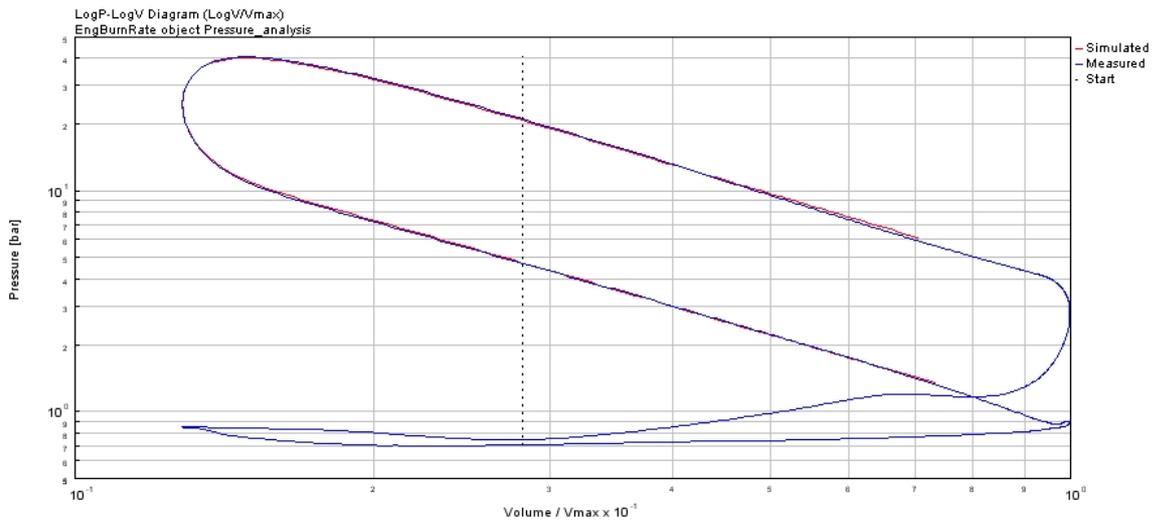


Figure 3-39: Confronto tra i diagrammi doppio logaritmo del ciclo misurato e simulato a 4500 RPM

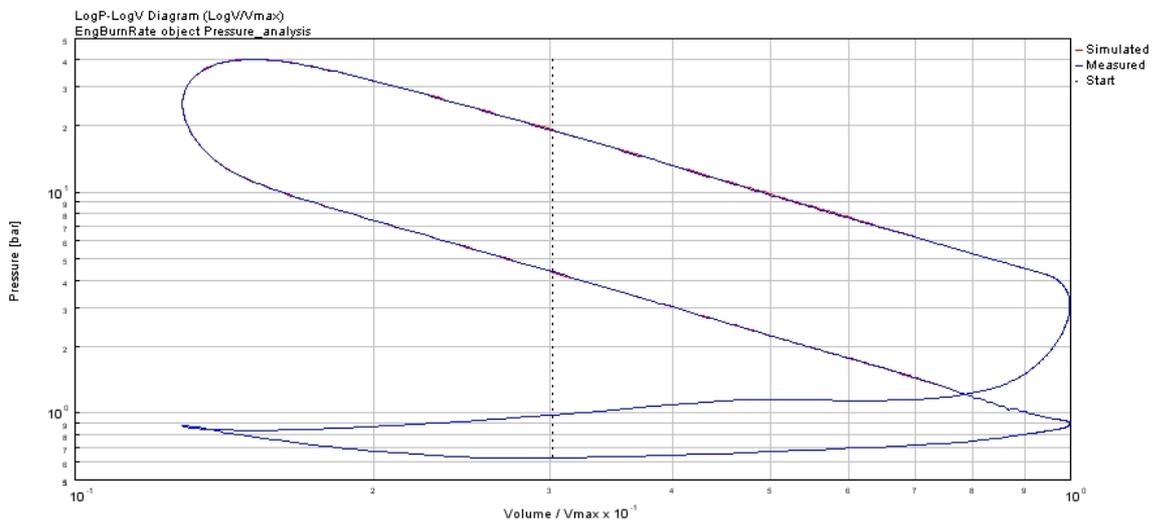


Figure 3-40: Confronto tra i diagrammi doppio logaritmo del ciclo misurato e simulato a 5000 RPM

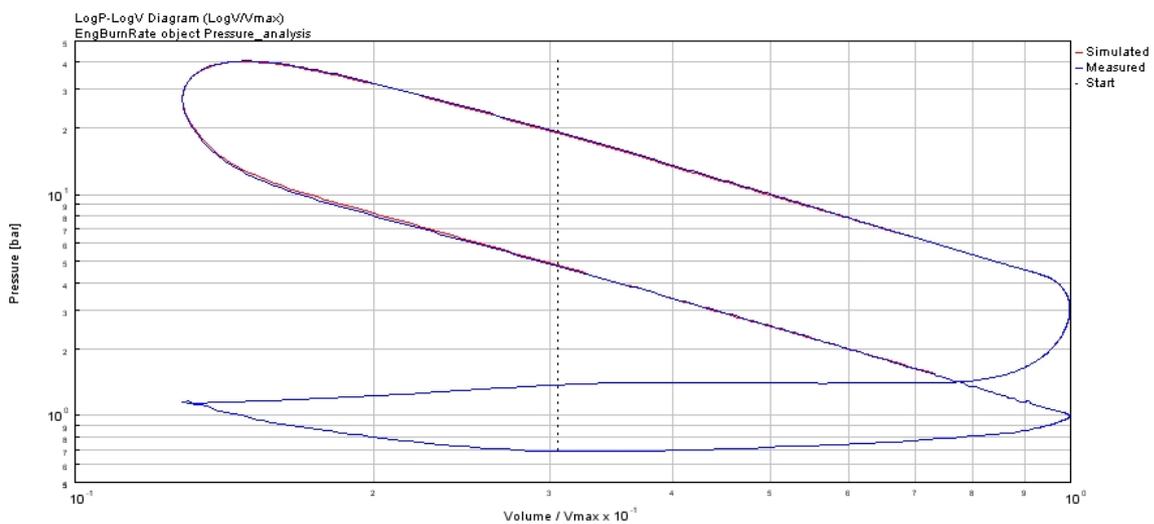


Figure 3-41: Confronto tra i diagrammi doppio logaritmo del ciclo misurato e simulato a 5500 RPM



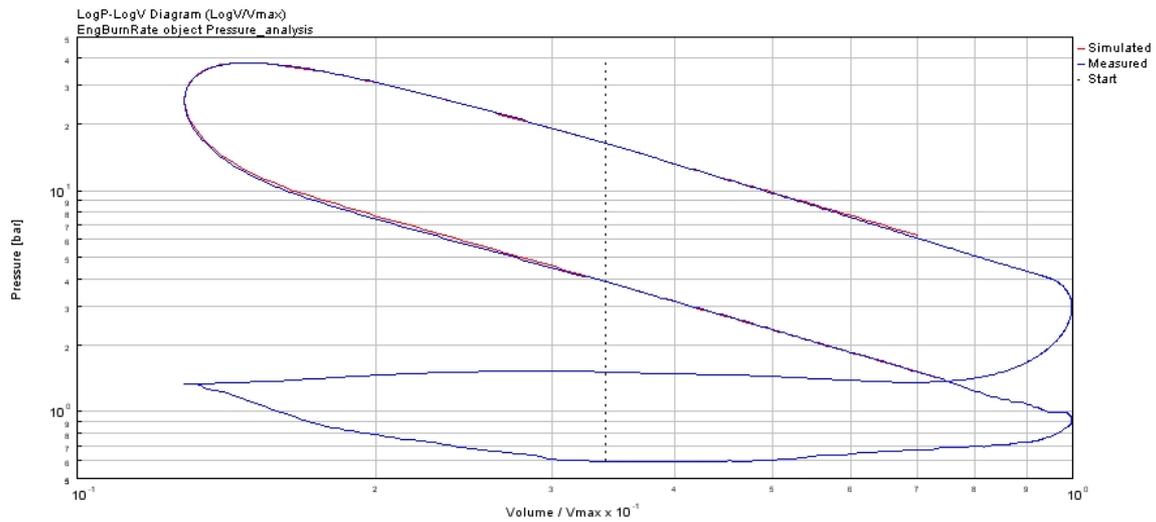


Figure 3-42: Confronto tra i diagrammi doppio logaritmico del ciclo misurato e simulato a 600 RPM

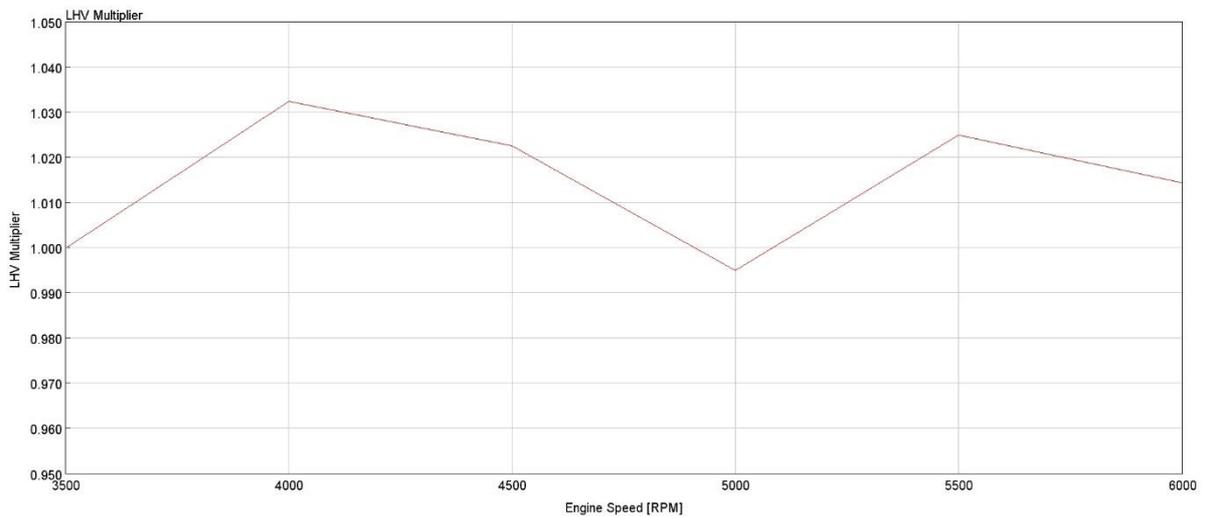


Figure 3-43: Andamento degli LHV al variare del numero di giri

In tutti i grafici riportati si notano delle soddisfacenti correlazioni tra i cicli misurati e i simulati ad ogni regime di rotazione e nella tabella successiva vengono riassunti i parametri caratteristici di questa calibrazione.

Tabella 3-9: Parametri caratteristici della CPOA calibrata con E100

DIAMETRO EQ. BLOWBY [mm]	COEFF. SCAMBI TERMICI	TEMP. CIELO STANTUFFO [K]	TEMP. TESTATA [K]	TEMP. PARETE CILINDRO [K]	ENCODER ERROR [Deg]
0,2	1,6	450	470	440	1,6





Confrontando questi parametri con quelli proposti (in tabella 3-7) per la CPOA nel modello alimentato a benzina si identificano delle differenze nel valore *dell'encoder error* e nel coefficiente di scambi termici nel cilindro.

- Per il termine legato alla fasatura del segnale di pressione rispetto all'angolo di manovella il valore è passato da 2,6 deg a 1,6 deg. In linea generale bisognerebbe avere lo stesso termine di *encoder error*, in quanto il banco prova ha lo stesso *layout*. Nonostante ciò, tra le misurazioni eseguite a benzina e quelle a etanolo, sono stati eseguiti una serie di lavori di manutenzione al banco prova, operazione che ha reso necessario lo smontaggio del motore dal banco prova.
- Per quanto riguarda il coefficiente di scambio termico nel cilindro si è passati da un valore di 1,8 per alimentazione a benzina a 1,6 per alimentazione a bioetanolo E100. Come descritto in precedenza, il coefficiente moltiplicativo di scambio termico in camera viene posto maggiore di 1 per compensare errori di geometria e di moto del fluido, i quali possono avere ripercussioni sullo scambio termico convettivo che si ha tra il fluido e le pareti della camera di combustione. Definito in questo modo, non c'è ragione apparente per cui il coefficiente moltiplicativo dovrebbe cambiare tra i due carburanti. Considerando nella sua totalità il termine di potenza termica scambiata tra il fluido e le pareti del cilindro il discorso tra il funzionamento a benzina e a E100 cambia, in quanto il bioetanolo ha delle proprietà in termini di calore di vaporizzazione nettamente migliori della benzina. Questo porterà ad avere un  $\Delta T$  di temperatura tra il fluido e le pareti della camera di combustione diverse e quindi una potenza scambiata inevitabilmente diversa. Come si evince dalla tabella 3-9 e 3-7, le temperature interne della camera di combustione sono rimaste inalterate, quindi in questo modo si avrà un  $\Delta T$  inevitabilmente maggiore che verrà compensato da un coefficiente  $\alpha$  minore rispetto al modello a benzina. Riferendosi all'equazione 3.11:

$$\dot{Q} = \alpha * h * A * \Delta T \quad (3.11)$$

Dove:

A = area della superficie [m<sup>2</sup>]

h = coefficiente di scambio termico convettivo [W/m<sup>2</sup>K]

$\alpha$  = coefficiente di ponderazione

$\Delta T$  = salto di temperatura tra fluido e parete [K]





### 3.5.2 CALIBRAZIONE MODELLO COMPLETO A BIOETANOLO (E100)

Per convertire il modello monodimensionale da benzina a bioetanolo è sufficiente aggiornare all'interno del template dell'iniettore e del condotto dove si va' ad iniettare il combustibile, la voce "fuel object".

Facendo "girare" il modello con gli stessi parametri di calibrazione trovati per il modello a benzina e confrontandoli con i dati sperimentali ricavati dalle medesime prove descritte nel capitolo 2 si arriva ai seguenti risultati.

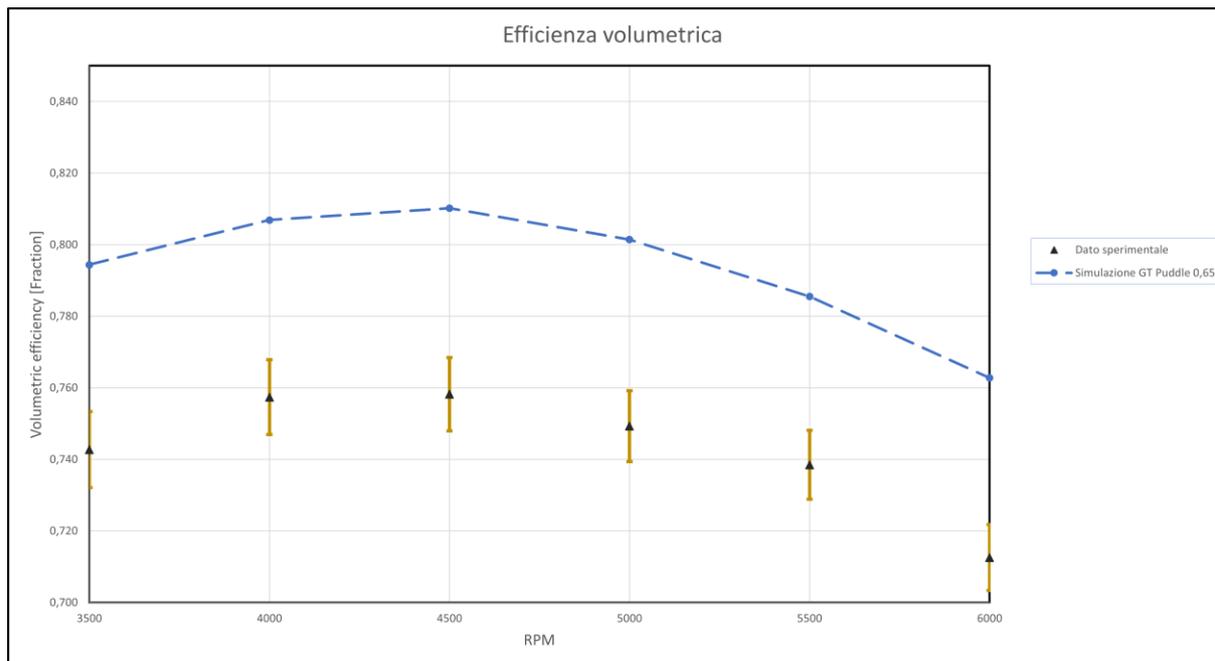


Figure 3-44: Confronto tra il dato sperimentale dell'efficienza volumetrica con la simulazione

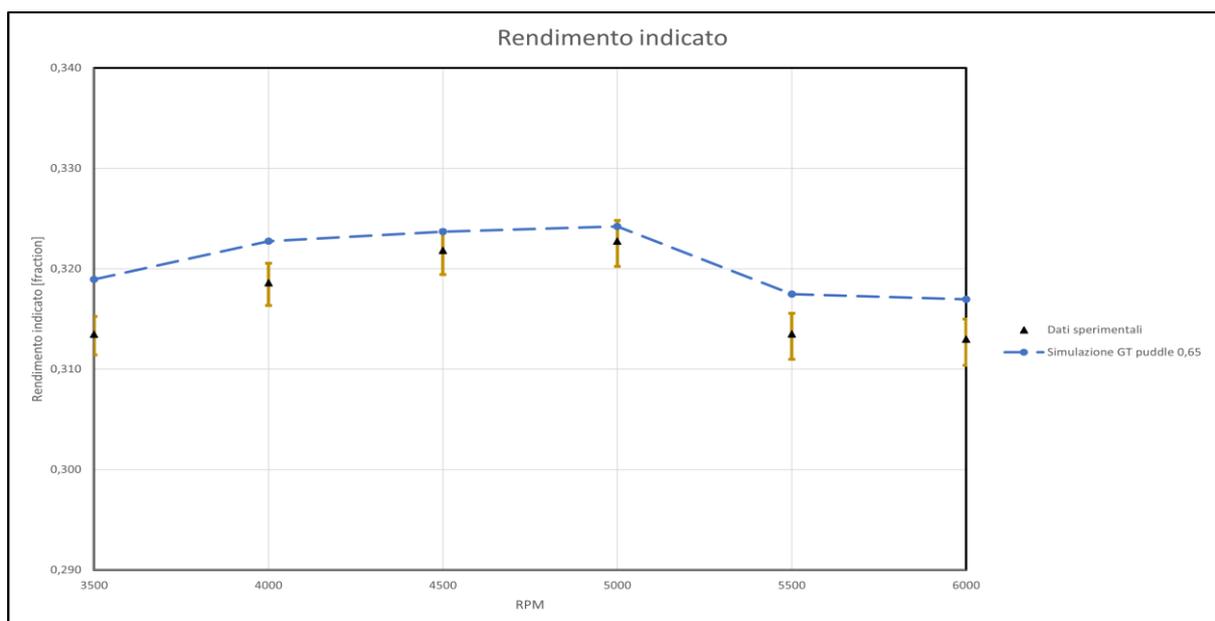


Figure 3-45: Andamento e confronto tra il rendimento indicato sperimentale e il calcolato



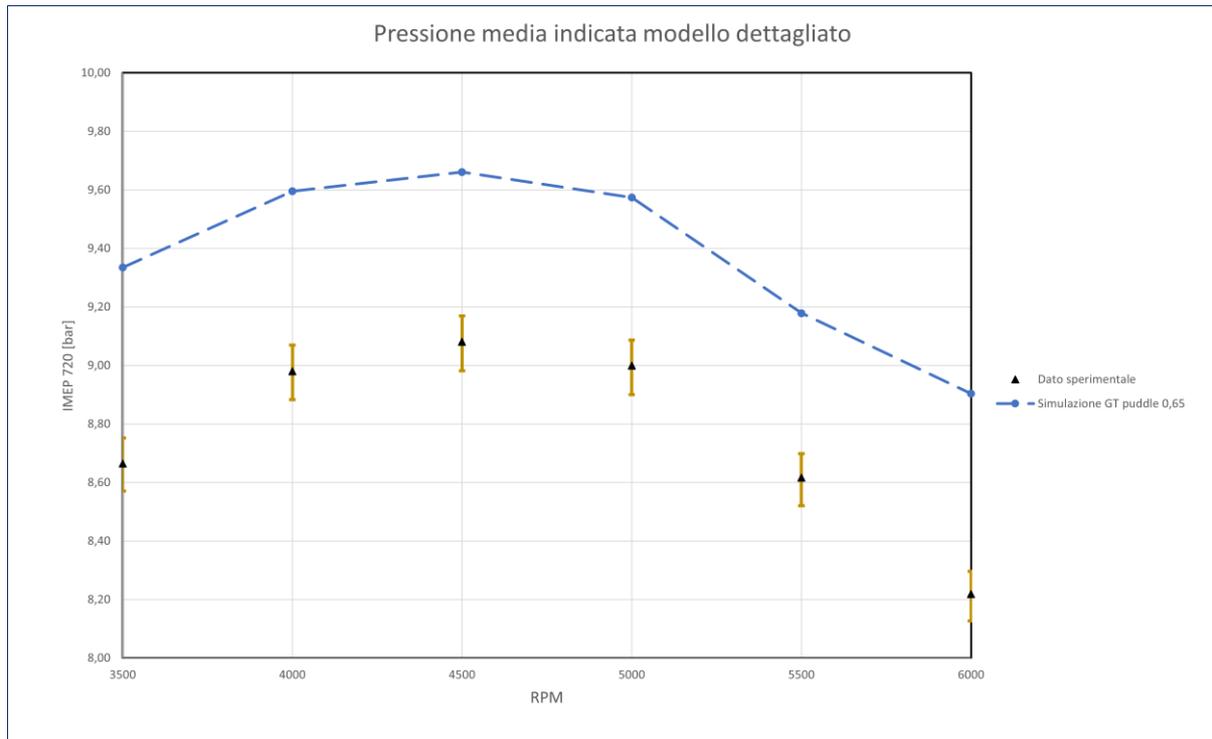


Figure 3-46: Confronto tra la pressione media indicata (IMEP) sperimentale e la simulazione

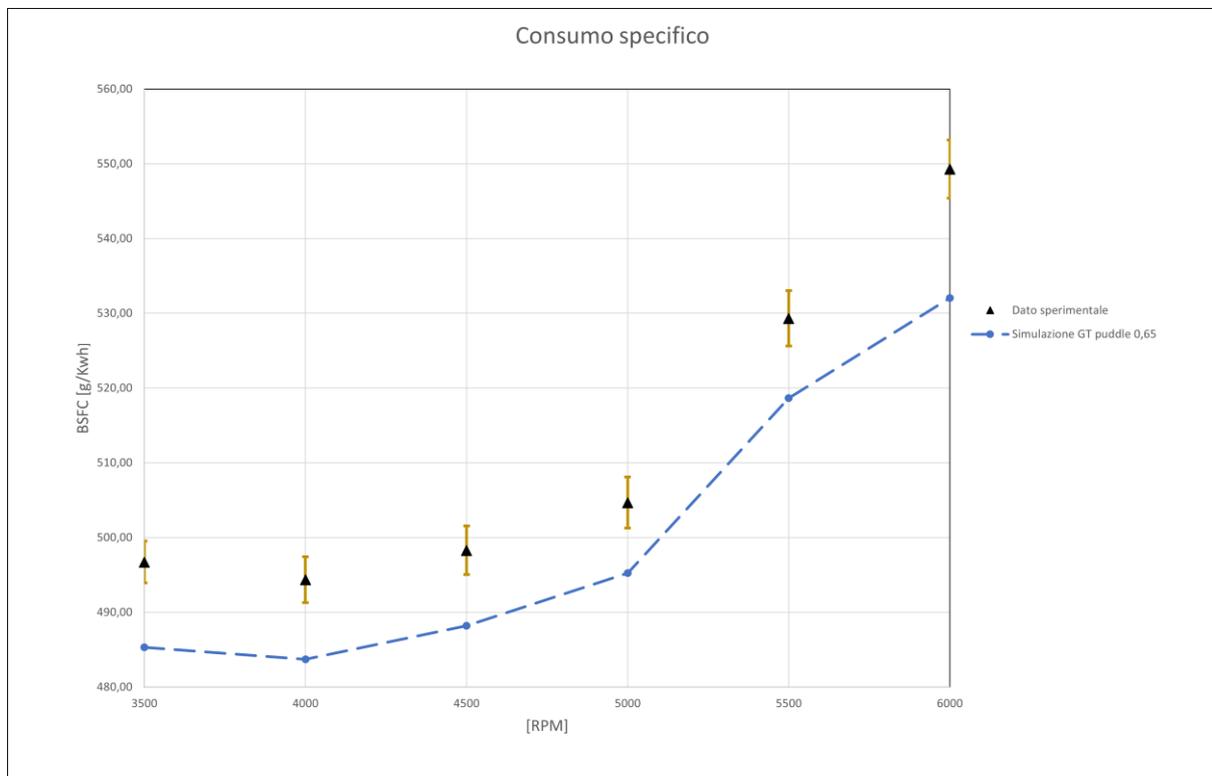


Figure 3-47: Differenze tra il consumo specifico (BSFC) del dato sperimentale e il simulato





Come si è potuto vedere dai grafici appena presentati è necessaria un'operazione di calibrazione del modello in quanto tutti i risultati ottenuti dalla simulazione sono fuori tolleranza rispetto ai dati ricavati sperimentalmente.

Analizzando i grafici 3-44 e 3-45, si nota come il parametro all'origine della catena di non riuscita calibrazione sia l'efficienza volumetrica. Il parametro  $\lambda_v$  dall'equazione 2.6, suggerisce come il modello riesca ad aspirare molta più aria di quanto non riesca il motore durante il suo funzionamento reale. Le ragioni di queste differenze possono essere ricercate nell'errata calibrazione degli scambi termici nei *port* o nella definizione dei coefficienti di efflusso delle valvole. Entrambe queste ragioni sono state scartate in quanto il modello utilizzato è lo stesso, che risultava calibrato, nel funzionamento a benzina. Detto questo la causa della differenza nel parametro  $\lambda_v$  è stato totalmente ricondotto alla quantità di calore assorbita dal combustibile (necessaria alla sua evaporazione) dalle pareti del condotto anziché dalla carica stessa.

Tabella 3-10: Parametri caratteristici della calibrazione per il motore alimentato ad etanolo

Parametro Puddle pre-calibrazione	Parametro Puddle post calibrazione
0,65	0,94

Sfruttando la potenza computazionale del software si è impostata un'ottimizzazione numerica, impostando il target (l'efficienza volumetrica) e il parametro da modificare (Puddle). Tramite questa ottimizzazione, come presentato nella tabella 3-10, si è calcolato che il 94% di calore che il combustibile assorbe per evaporare viene sottratto alle pareti del *port* e non all'aria.

Di seguito verranno presentati i risultati del modello calibrato a etanolo.

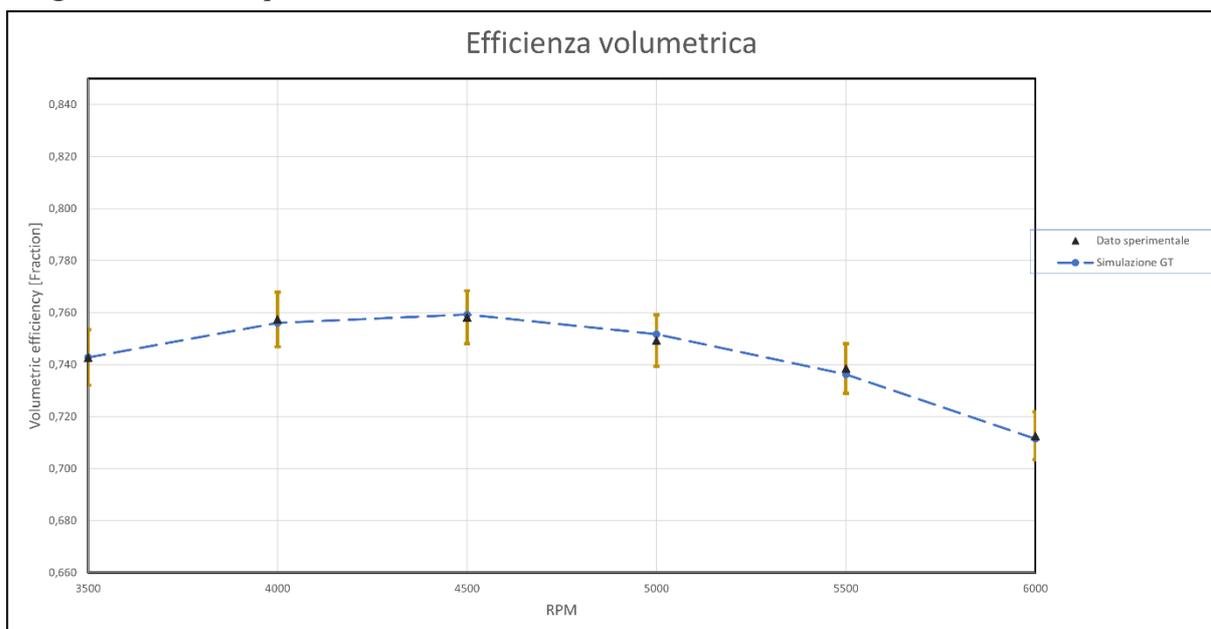


Figura 3-48: coefficiente di rimpiego della simulazione GT confrontato con i dati sperimentali



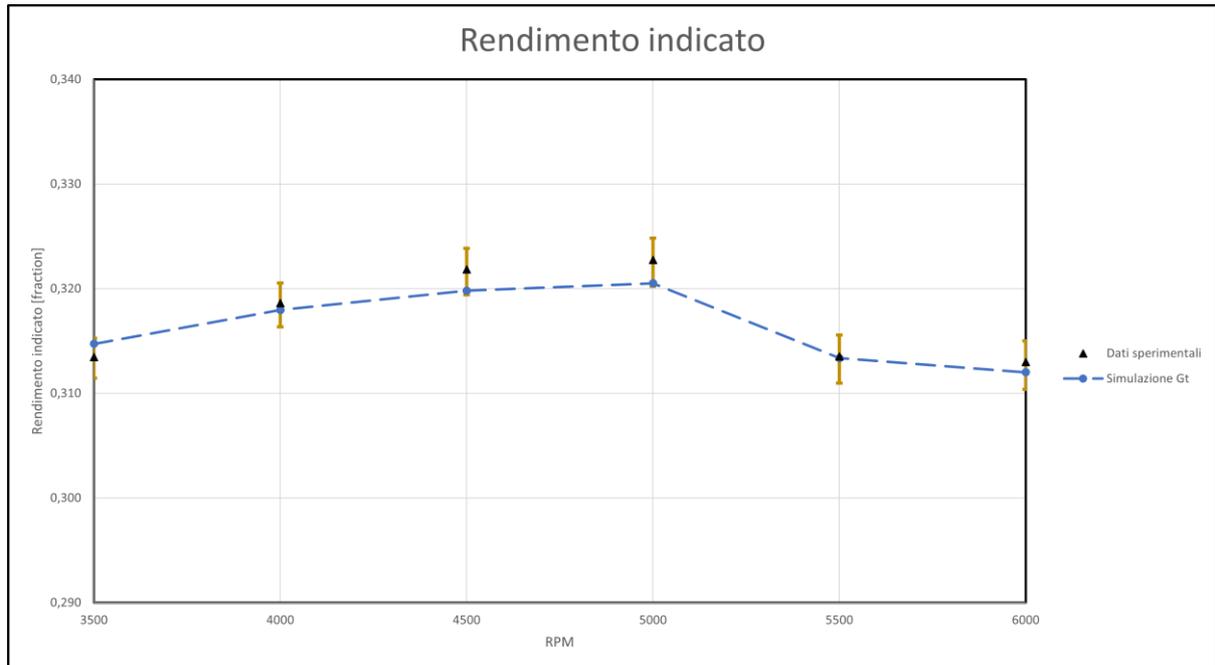


Figure 3-49: Confronto tra i dati di rendimento indicato della simulazione GT e dei dati sperimentali

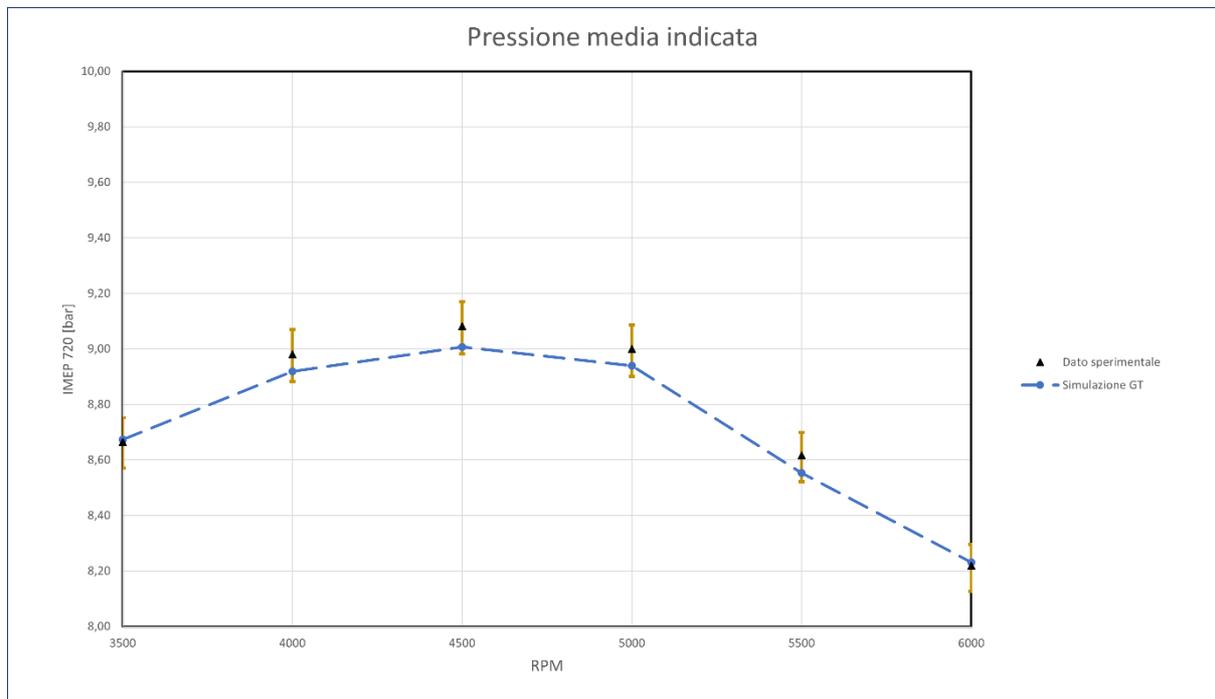


Figure 3-50: Confronto tra i dati sperimentali di PMI e i dati derivati dal modello GT



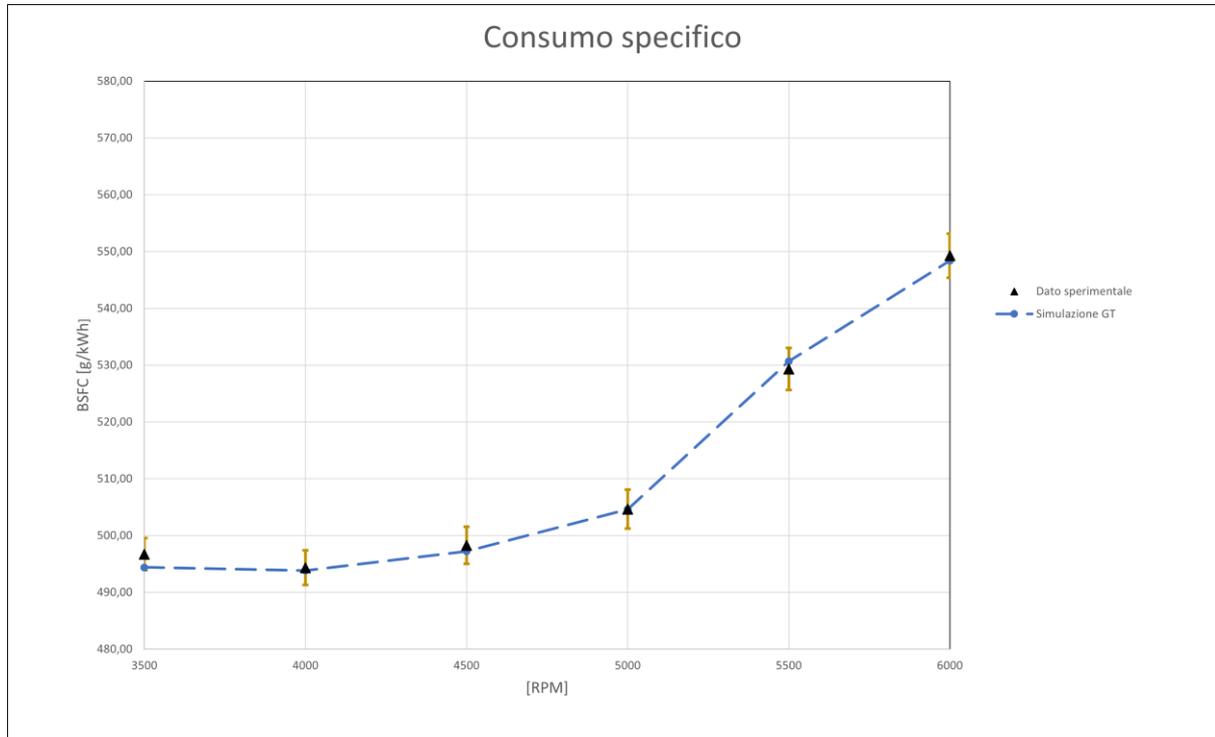


Figure 3-51: Andamento della BSFC e confronto tra i dati sperimentali e risultati ottenuti tramite il modello 1D

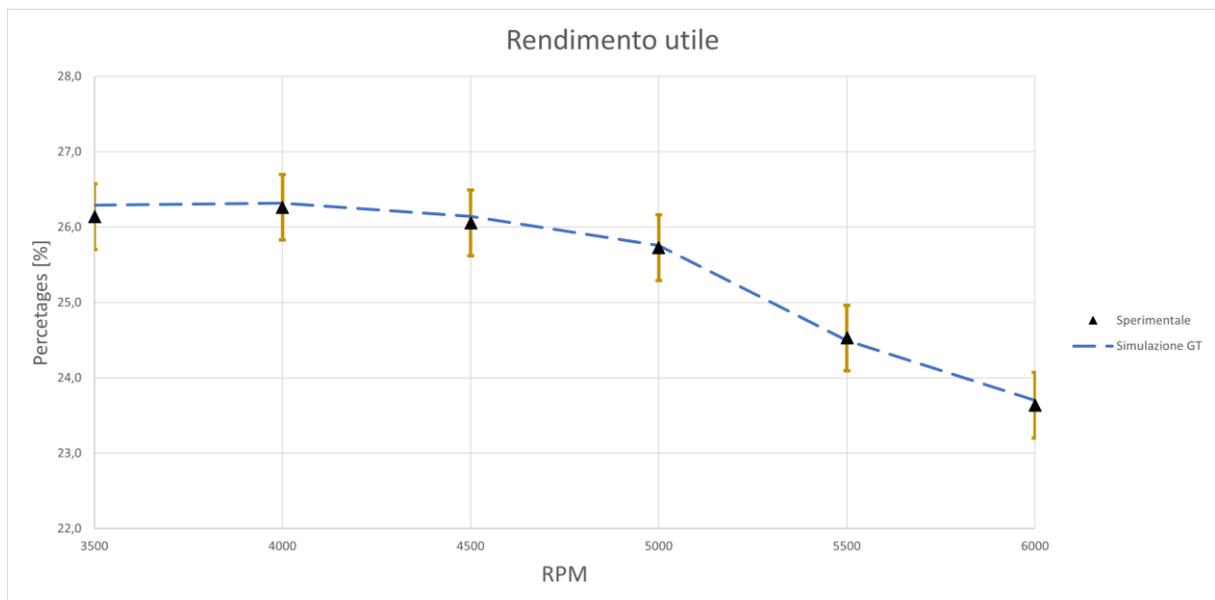


Figure 3-52: Confronto tra rendimento utile calcolato sperimentalmente e tramite la simulazione GT



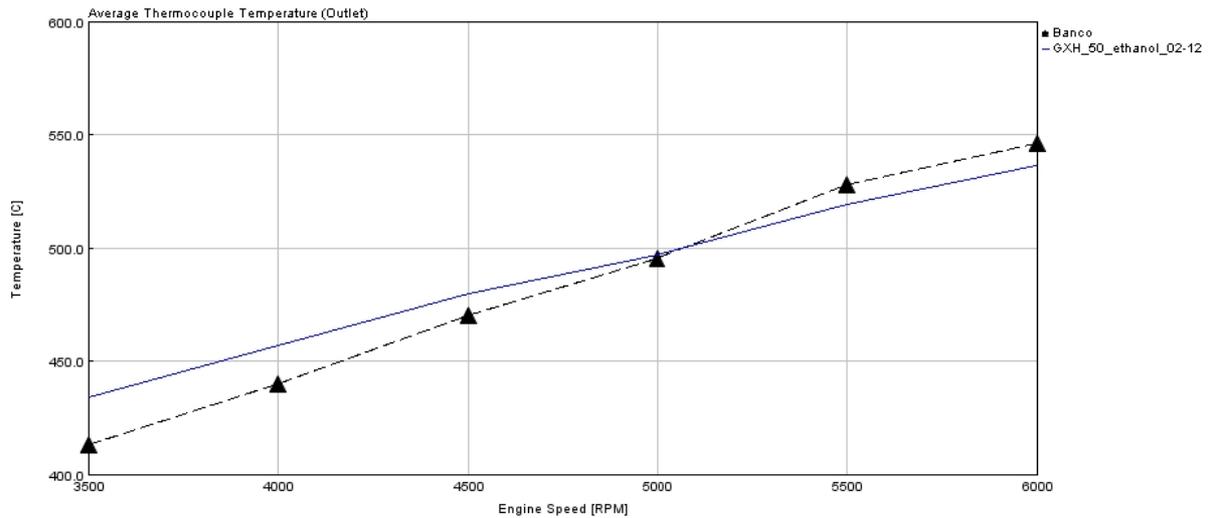


Figure 3-53: Confronto tra le temperature di scarico registrate tramite termocoppia e quelle calcolate tramite il modello

### 3.6 CONFRONTO TRA I MODELLI A ETANOLO E100 E BENZINA

In questo capitolo si vogliono mettere in evidenza le differenze nei singoli risultati che un cambio di combustibile comporta.

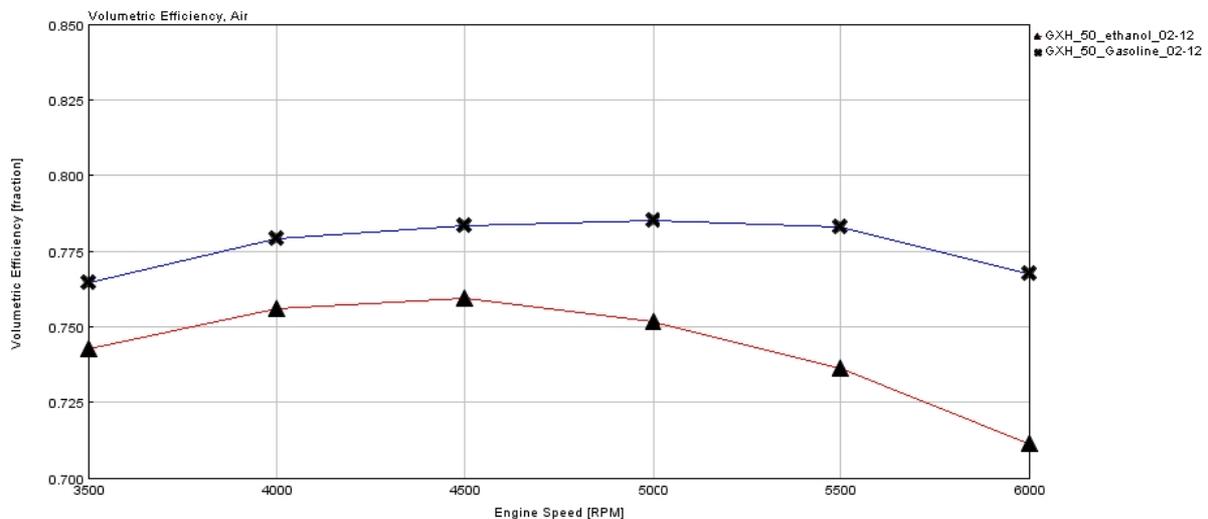


Figure 3-54: Efficienza volumetrica in condizioni di piena ammissione dei modelli ad etanolo (in rosso) confrontato con il modello a benzina (in blu)

Si nota, in figura 3-54, una differenza fino all'8% nel parametro  $\lambda_v$  a favore del motore alimentato a benzina in tutti i regimi di rotazione.

L'etanolo pur avendo un calore di vaporizzazione pari a circa il doppio rispetto alla benzina, a causa del suo posizionamento rispetto all'asse del *port* e della geometria del condotto stesso non riesce a sfruttare la sua proprietà di asportare calore dalla carica.



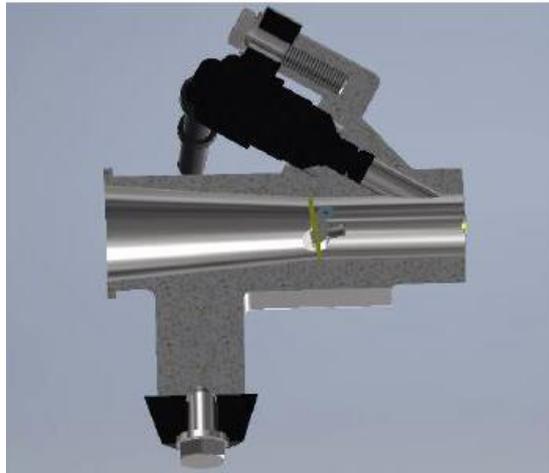


Figure 3-55: Sezione del condotto di aspirazione

In figura 3-55 viene raffigurata la sezione del condotto di aspirazione e dell'iniettore. Il diametro del condotto relativamente contenuto (14 mm) e la bassa pressione di iniezione (per regolamento massimo 5 Bar) non permettono l'evaporazione del combustibile prima che esso vada a contatto con le pareti del condotto. Quest'ultime essendo relativamente all'ambiente calde, in quanto scambiano per conduzione con la testa motore, permettono l'evaporazione del combustibile. Il risultato è che solo il 5% del calore di vaporizzazione viene sfruttato per raffreddare la carica mentre tutto la restante parte viene utilizzata per raffreddare involontariamente le pareti del condotto di aspirazione. In più l'etanolo essendo un alcool tende ad evaporare più difficilmente di un idrocarburo quale è la benzina; questo porta ad una sottrazione di spazio da parte delle gocce di etanolo all'aria comburente con conseguente decremento del coefficiente di riempimento.

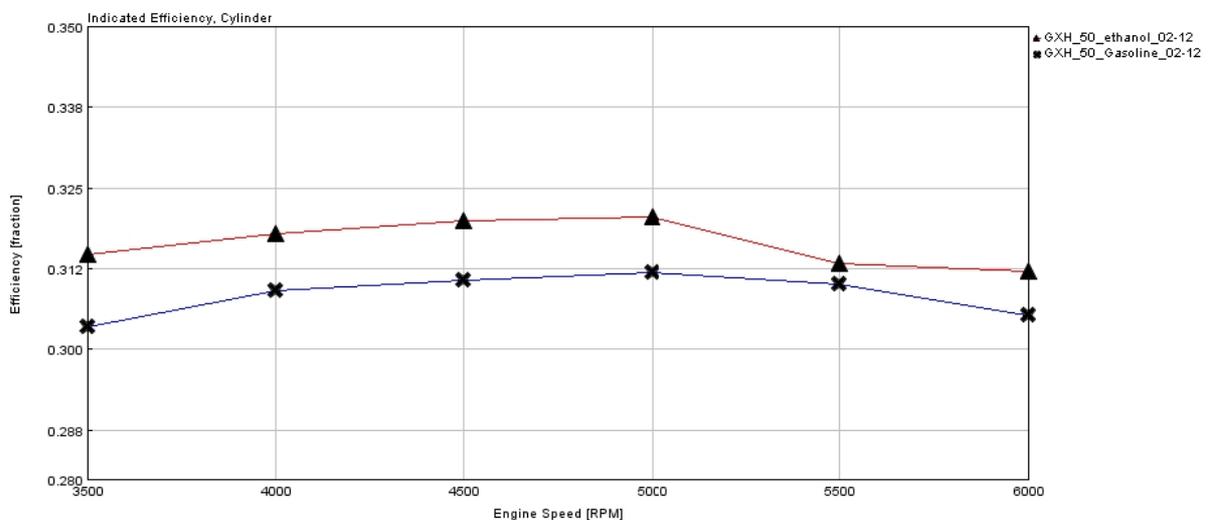


Figure 3-56: Rendimento indicato nelle simulazioni a benzina (in blu) e a E100 (in rosso)





Valutando i risultati proposti in figura 3-56, si nota come a parità di *layout* e calibrazione del propulsore con la sola discriminante del combustibile, il rendimento indicato del gruppo termico vada ad aumentare fino a raggiungere un miglioramento del 3,5%. Questo miglioramento è dovuto univocamente ad un decremento del calore dissipato durante la combustione verso le pareti del cilindro, figura 3-57.

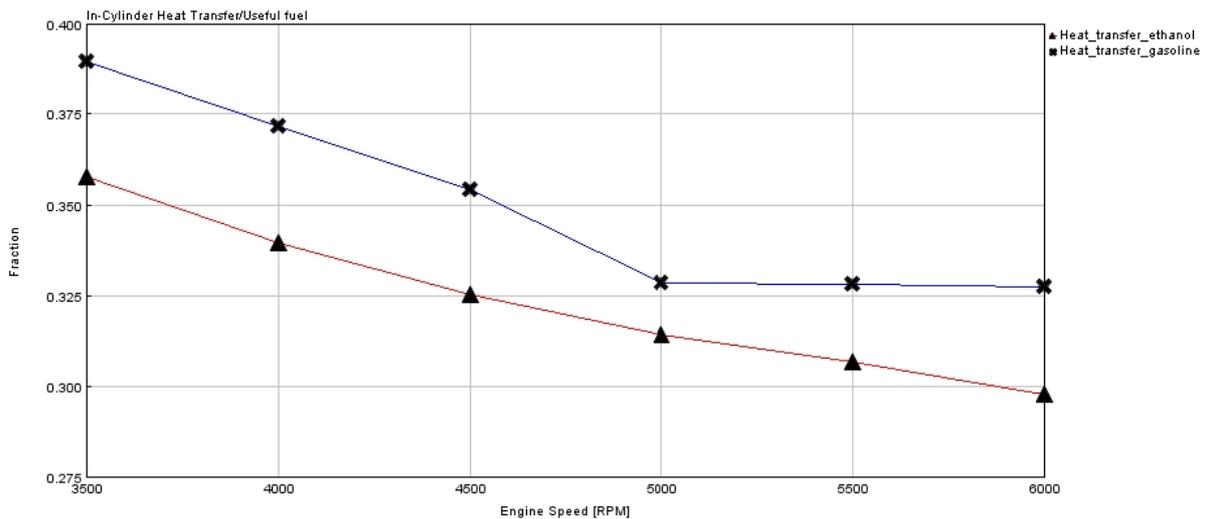


Figure 3-57: confronto del termine di heat transfer calcolato rispetto alla quantità di combustibile bruciata

Si può vedere come rapportando la potenza termica scambiata verso le pareti del cilindro con la potenza chimica iniettata, il comportamento del motore alimentato a E100 sia avvantaggiato su tutti regimi di rotazione. Questo vantaggio dipende dalle proprietà dell'etanolo che, come descritto in precedenza, possiede un calore di vaporizzazione doppio rispetto a quello della benzina: infatti si può verificare ciò dalla figura 3-58.

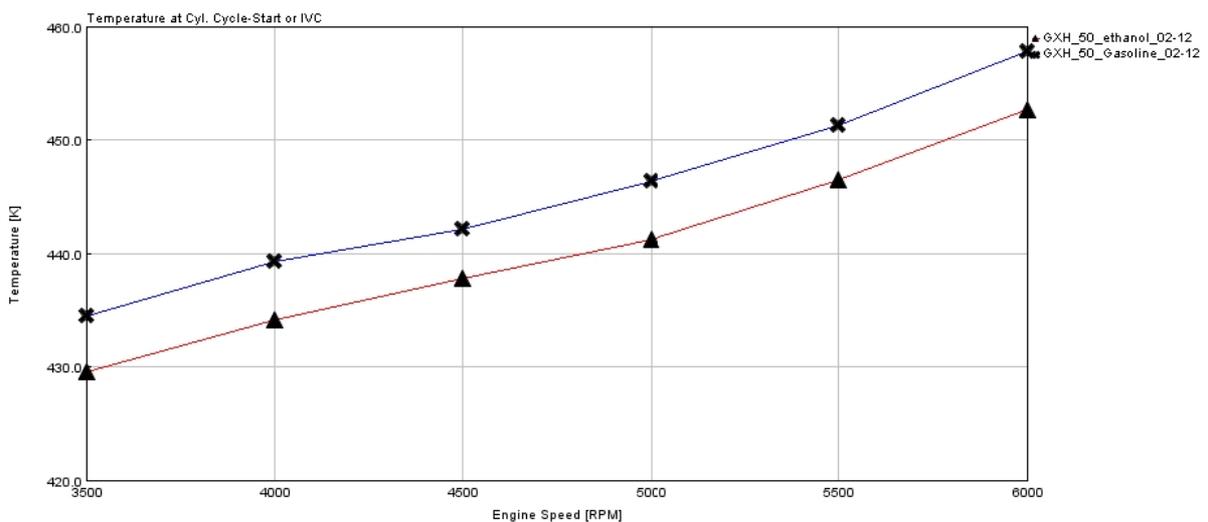


Figure 3-58: Confronto tra la temperatura della carica nell'istante di chiusura della valvola di aspirazione per il funzionamento ad etanolo e a benzina





Pur considerando la difficoltà che ha il combustibile a evaporare sottraendo calore alla carica, l'etanolo rimane comunque avvantaggiato in quanto riesce ad abbassare la temperatura della carica nell'istante in cui la valvola di aspirazione si va' a chiudere di un valore pari a circa 5 gradi Kelvin. Questa differenza si va' ad ampliare durante la compressione in quanto essa è assimilabile ad una politropica con un certo esponente  $K$ , portando il delta di temperatura a favore dell'E100 a circa 10 gradi Kelvin su tutto l'arco di funzionamento del motore.

Questa miglior efficienza nel bruciare combustibile porta ad avere un miglioramento anche sui termini di IMEP, dall'equazione 2.7, figura 3-59.

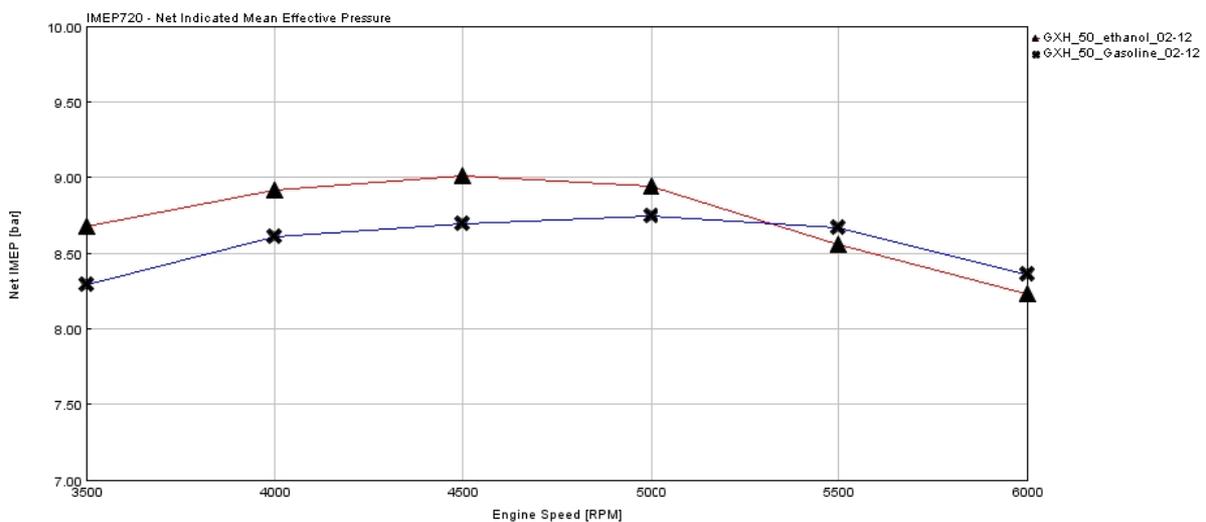


Figure 3-59: Confronto tra i valori di IMEP sviluppati dal modello al variare del combustibile

Combinando gli incrementi di rendimento con i decrementi del coefficiente di riempimento, si vanno a calcolare le variazioni sui valori di IMEP e si passa da un miglioramento massimo a bassi regimi di rotazione del 4,5% per poi arrivare ad un decremento dei valori di lavoro indicato sul ciclo pari all'1,3%, figura 3-60.

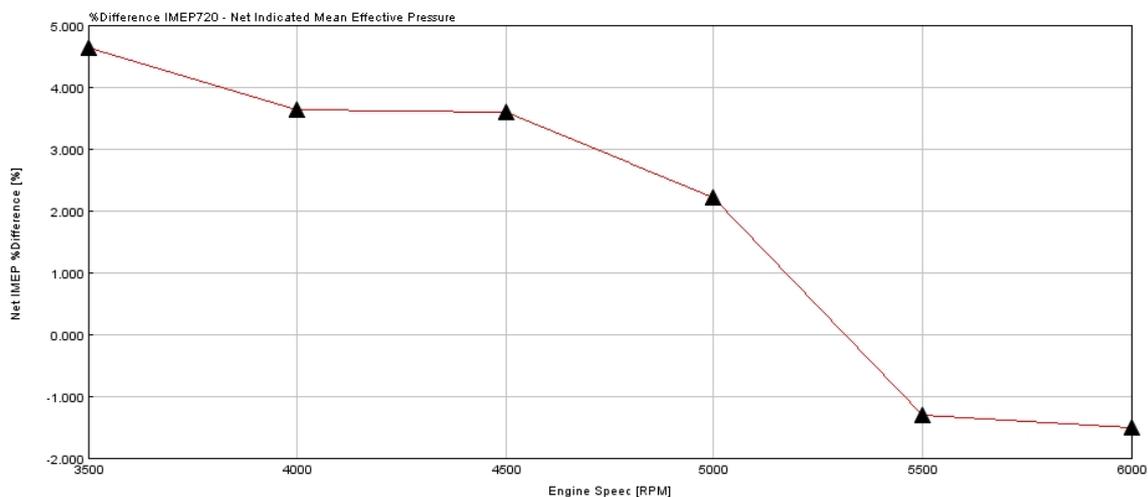


Figure 3-60: differenza percentuale tra i risultati di IMEP dei modelli alimentati a etanolo e a benzina





Infine, per quanto riguarda il rendimento utile, esso risulta in aumento per quanto viene illustrato nelle figure seguenti:

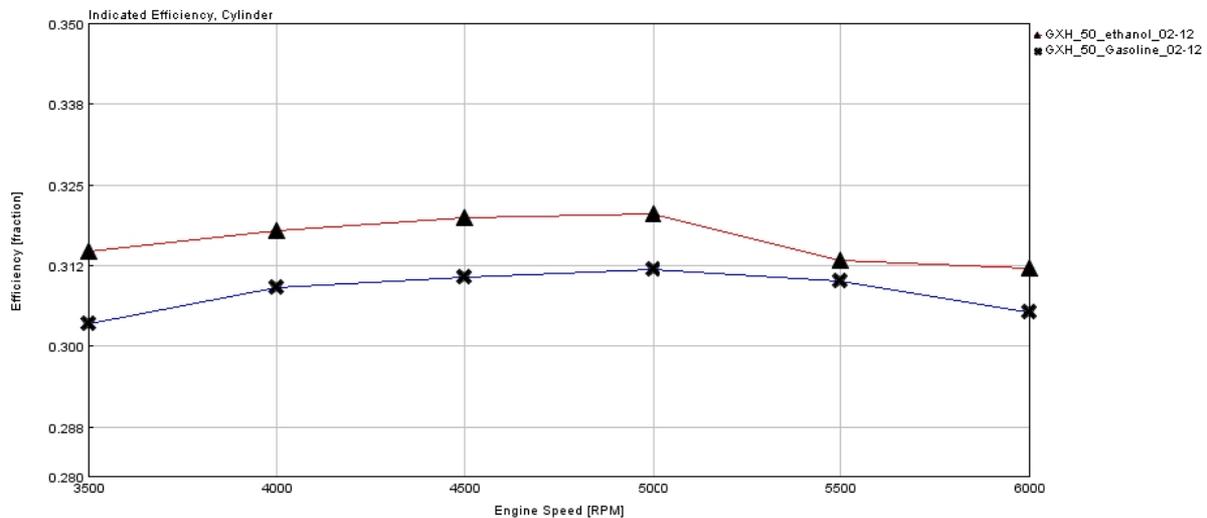


Figure 3-61: Confronto tra i risultati di rendimento utile delle simulazioni a etanolo e a benzina

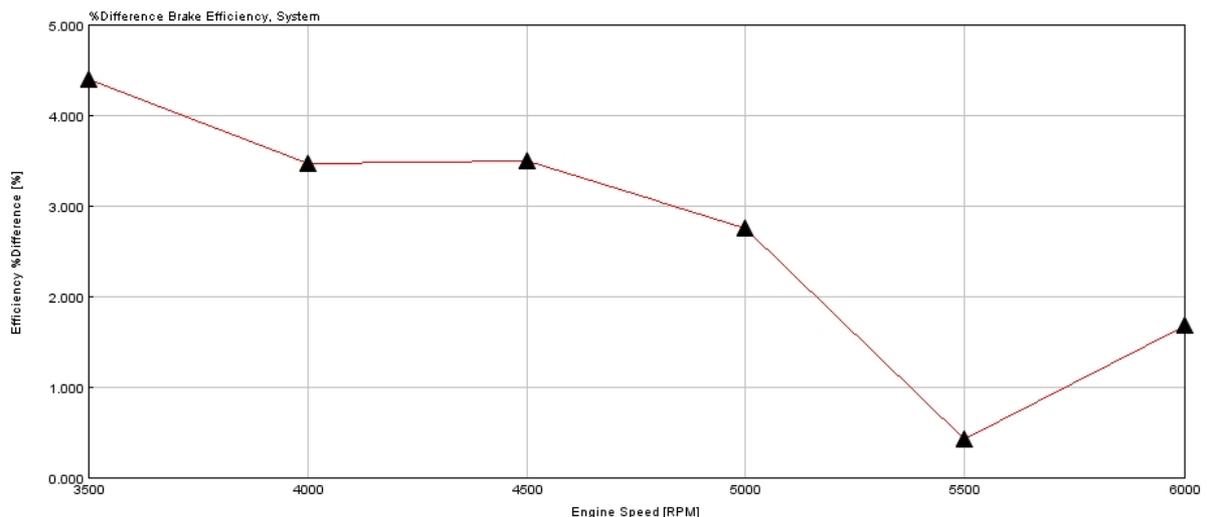


Figure 3-62: Differenza percentuale tra i rendimenti utili delle simulazioni a etanolo e a benzina

Il rendimento utile segue ovviamente il tracciato e i ragionamenti fatti per il rendimento indicato, ma al rendimento utile risulta avere un miglioramento percentuale massimo del 4,3% superiore al 3,5% del rendimento indicato. Questo ulteriore contributo viene dall'aumento dei valori di IMEP in quanto a parità di friction le pressioni di marcia a vuoto diventano meno provanti, equazione 3.10. In base a questo ragionamento il rendimento organico tende ad aumentare; discorso inverso per la quota parte del diagramma 3-59, dove il valore di IMEP scende relativamente al valore del motore alimentato a benzina.

$$\eta_o = 1 - \frac{P_v}{IMEP} \quad (3.10)$$



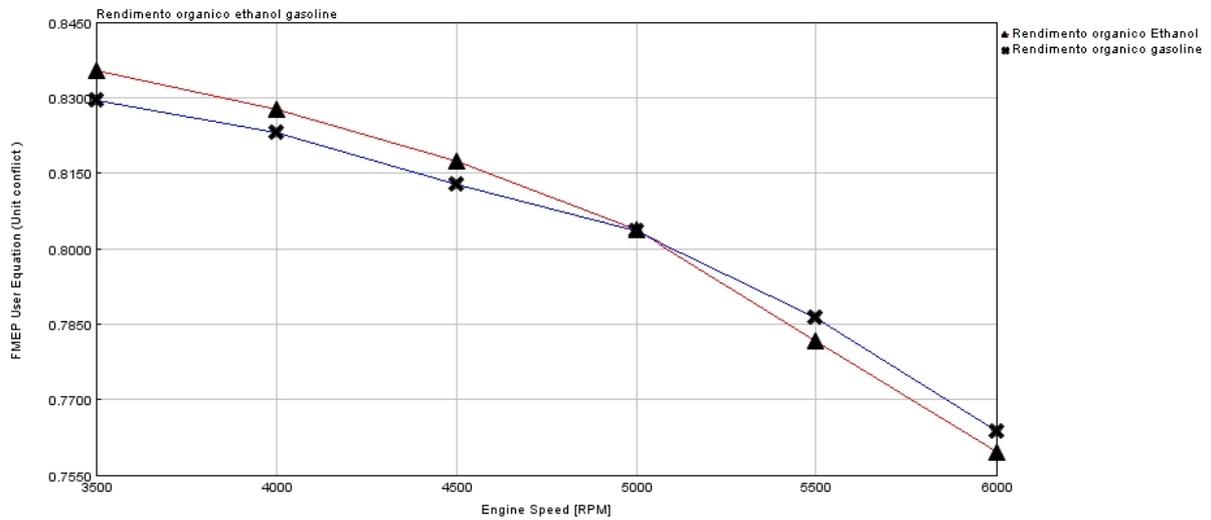


Figure 3-61: Andamento del rendimento organico alimentato a benzina e a etanolo

Quindi in seguito ai risultati proposti, si è deciso di continuare lo sviluppo del motore alimentato a Bioetanolo E100, in quanto ci permette un base di partenza migliore in termini di rendimento utile.





## 4. POSSIBILI SVILUPPI

Una volta calibrati i due modelli e deciso con quale continuare lo sviluppo del motore si è fatto uno studio sugli sviluppi più interessanti per incrementare l'efficienza globale del gruppo termico utilizzato.

### 4.1 AUMENTO DEL RAPPORTO DI COMPRESSIONE

Il motore studiato, come già detto, è stato progettato per un utilizzo destinato a piccoli lavori domestici (giardinaggio). Le caratteristiche d'impiego, in origine, puntavamo l'attenzione sull'affidabilità e sulla possibilità di utilizzare il motore per lunghe ore di lavoro continuato anche durante i mesi più caldi dell'anno. Tutte queste necessità non si sposano al meglio con gli obiettivi ideati dalla competizione a cui partecipa il Team H2politO. Detto questo il primo intervento ritenuto necessario all'aumento del rendimento utile del motore è stato l'incremento del rapporto di compressione<sup>8</sup>.

Prima di proseguire sull'aumento dell'RC si è preferito effettuare qualche test per capire il limite alla detonazione del motore studiato.

Effettuando delle "spazzolate" di anticipo andando oltre la taratura di MBT<sup>9</sup> *timing*, cioè la taratura di anticipo che restituisce la massima coppia motrice, ci si poteva aspettare l'insorgere di anomalie di combustione come la detonazione. Purtroppo, a causa di un RC alquanto basso e di un'efficienza volumetrica non da primato non si riusciva ad arrivare a pressioni in camera così alte da riuscire a "stressare" *l'end-gas* quanto basta per avere un accenno di detonazione.

In figura 4-1 vengono riportati i risultati delle prove condotte al banco prova facendo variare i parametri di anticipo d'accensione. Le seguenti prove sono state condotte sia a benzina che a etanolo, in quanto in questo caso si cercava il limite di detonazione, il quale, per quanto già spiegato precedentemente, non è stato trovato con l'utilizzo di qualsiasi carburante.

---

<sup>8</sup> RC rapporto di compressione

<sup>9</sup> Maximum braking torque timing



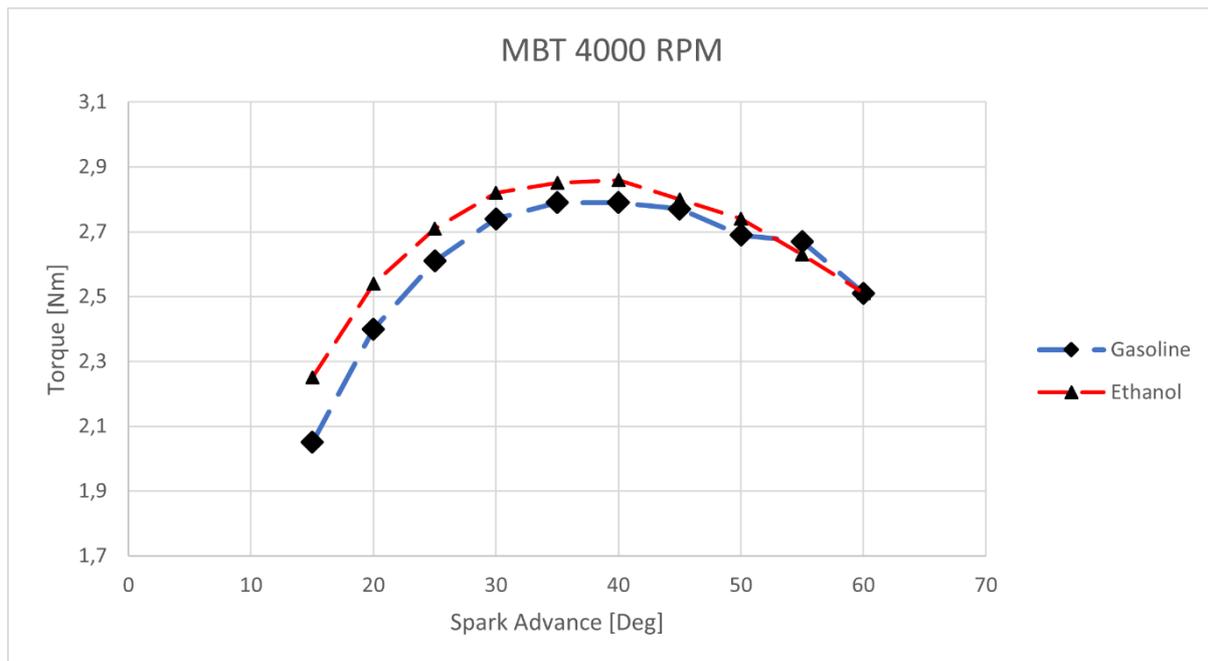


Figure 4-1: Andamento della coppia motore in funzione dell'angolo di anticipo e del combustibile utilizzato.

Conseguentemente ai ragionamenti eseguiti sui risultati sperimentali si è deciso in questo contesto di aumentare il rapporto di compressione fino ad un livello imposto da limiti geometrici del motore.

Essendo un corpo unico non si ha possibilità di abbassare la testa motore rispetto alla posizione del pistone, quindi l'unico modo per diminuire il volume di spazio morto e aumentare l'RC è quello di alzare il cielo dello stantuffo fino al livello che si preferisce. Nello specifico si è preferito alzare il cielo del pistone fino ad arrivare conseguentemente ad una altezza di *squish* pari a 0,36 mm, identificata come il limite per evitare interferenza tra pistone e testa durante il funzionamento a caldo, figura 4-2.

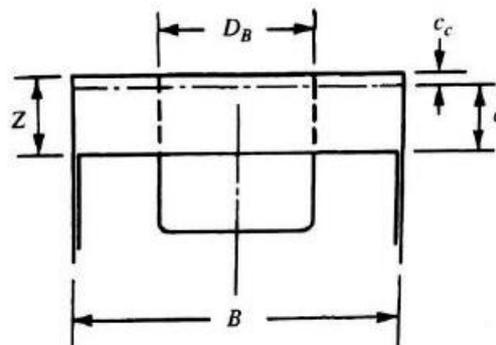


Figure 4-2: Geometria di riferimento di pistone e cilindro, parametro  $C_c$  definito come altezza di squish





In base a questo è stato calcolato di poter aumentare L'RC fino ad un valore pari a 13, trascurando in questa trattazione la resistenza dei componenti.

Aumentare il rapporto di compressione in un modello sviluppato tramite una combustione non predittiva inserisce un errore nei risultati, in quanto l'aumento del RC comporta anche un aumento della turbolenza generata in camera di combustione con conseguente aumento della velocità del fronte di fiamma. Questa imprecisione pur essendoci ci garantisce comunque di mettere la simulazione in una posizione conservativa rispetto ai risultati reali del motore con RC 13.

In seguito, si propongono i risultati della simulazione con RC 8 e sua conferma sperimentale confrontati con i risultati del modello con RC 13.

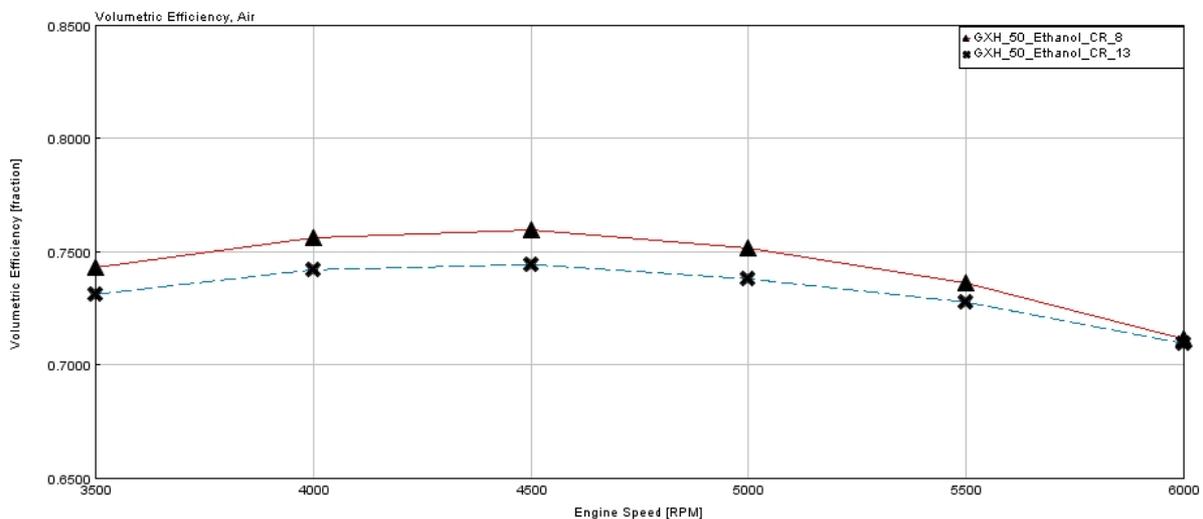


Figure 4-3: Confronto tra l'efficienza volumetrica tra la simulazione RC 8 (in rosso) e RC 13 (in celeste)

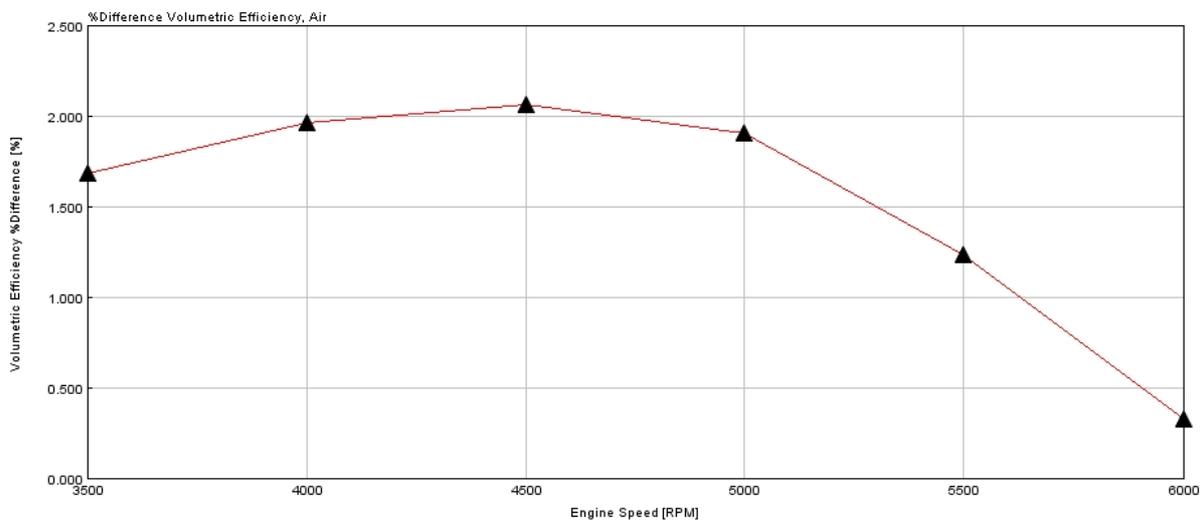


Figure 4-4: differenza percentuale tra i risultati di coefficiente di riempimento delle simulazioni con RC 8 e RC 13





Si nota come l'aumento del rapporto di compressione determini un decremento del coefficiente di riempimento di un punto percentuale (1%). Andando a valutare il *pumping loop*, figura 4-5:

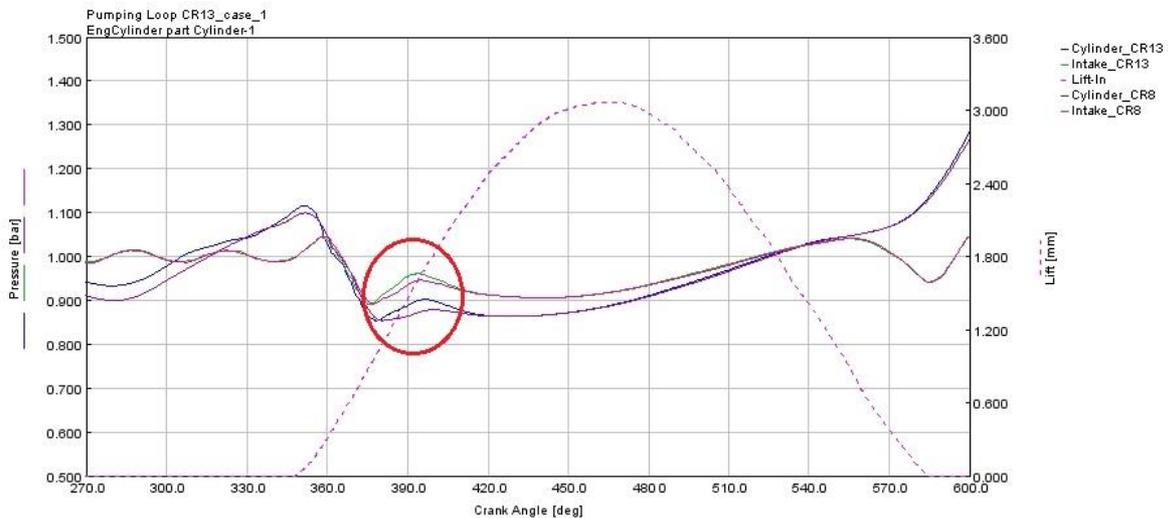


Figure 4-5: Pumping Loop a confronto per lo stesso punto motore ma con rapporto di compressione diverso

Si nota come nella regione cerchiata in rosso ci sia un aumento della pressione nel cilindro (RC 13 linea blu) che impedisce l'afflusso di carica fresca dal *port*; questo aumento di pressione è presente anche nel caso con RC 8 (linea bordeaux) ma non così marcato.



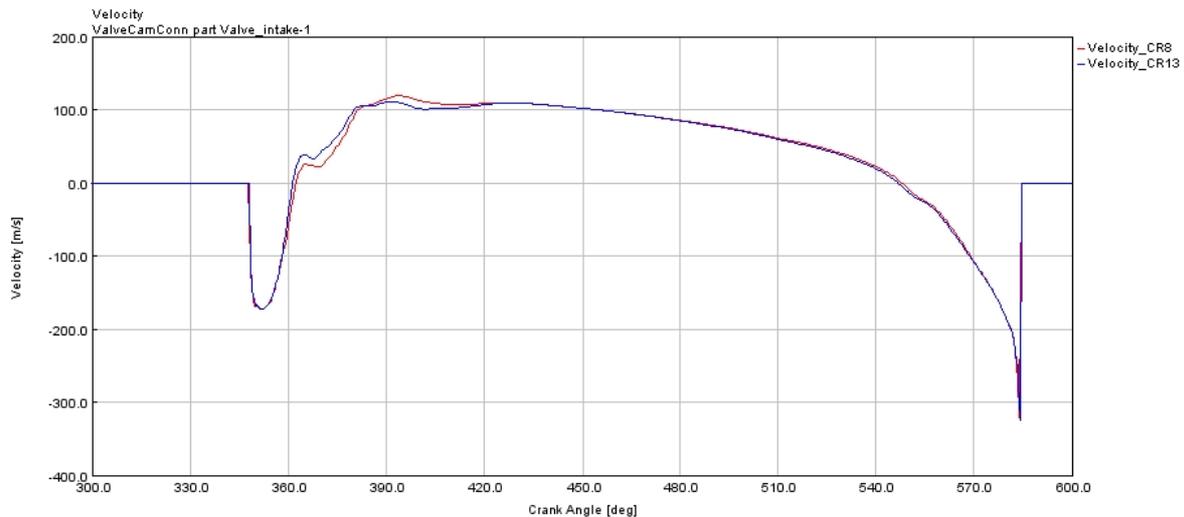


Figure 4-6: Confronto della velocità del flusso attraverso la tenda valvola tra RC 8 e RC 13

A sostegno di quanto detto in precedenza si nota come la velocità del flusso abbia una flessione intorno ai 390-400 gradi di manovella, come evidenziato anche dal *pumping loop*.

Grazie all'aumento del rapporto di compressione ci si può attendere un aumento del rendimento indicato a tutti i regimi di rotazione, figura 4-6.

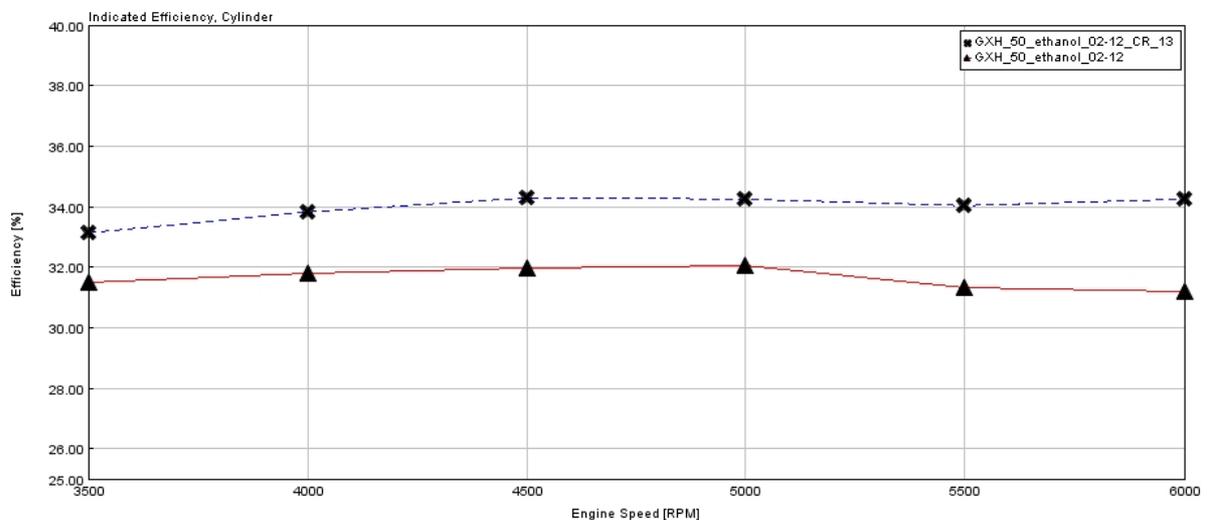


Figure 4-7: Andamento del rendimento indicato e confronto tra l'RC 8 e il 13

Secondo l'equazione 4.1:

$$\eta_i = \eta_{lim} * \eta_\theta \quad (4.1)$$

Si può andare a calcolare il rendimento termo-fluidodinamico ( $\eta_\theta$ ) per avere un'analisi puntuale dei termini che favoriscono un aumento dell'efficienza e quelli che la sfavoriscono.





$$\eta_{lim} = 1 - 1/\varepsilon^{k-1} \quad (4.2)$$

Nell'equazione 4.2, il termine  $\varepsilon$  definisce il rapporto di compressione del motore e  $k$  l'esponente della politropica, posto pari 1,36.

Grazie all'equazione 4.2 e 4.1 si può calcolare il termine  $\eta_\theta$ , il quale rappresenta il rendimento termo-fluidodinamico del sistema, figura 4-8.

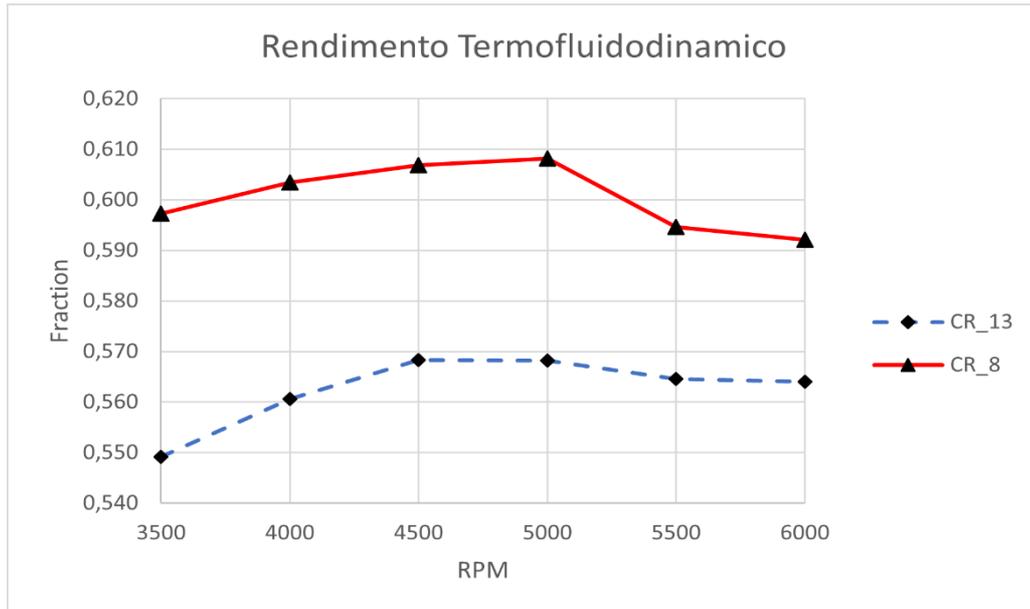


Figure 4-8: Calcolo del rendimento termo-fluidodinamico al variare del numero di giri e del rapporto di compressione

Si nota nella figura 4-8, appena presentata, come il rendimento termo-fluidodinamico scenda per circa l'8%.

Il rendimento  $\eta_\theta$ , tiene conto al suo interno dei seguenti fattori:

- Intempestività e incompletezza di combustione
- Perdite per scambi termici tra fluido e pareti del cilindro
- Perdite per fughe dagli interstizi
- Perdite per il ciclo di ricambio fluido

In questo contesto le perdite predominante sono da ricondursi agli scambi termici tra fluido e pareti del cilindro. Le perdite per intempestività e incompletezza sono state valutate nella CPOA eseguita per il motore con RC 8. Essendo un tipo di combustione non predittiva il *burn-rate* è rimasto invariato; pertanto, da questo non dipende la variazione nel rendimento termo-fluidodinamico. Le perdite per fughe vengono calcolate dal modello in maniera predittiva, ma queste sono relativamente alle perdite per scambi





termici trascurabili. Le perdite per ricambio fluido non partecipano ad aumentare o diminuire il delta tra i rendimenti termo-fluidodinamici, in quanto le stesse dipendono pesantemente dalla velocità del pistone o dalle condizioni di carico.

Le perdite per scambi termici vengono amplificati nel funzionamento con RC 13, in quanto le pressioni raggiunte durante la combustione sono notevolmente maggiori il che aumenta decisamente gli scambi termici tra fluido e pareti del cilindro. Si può notare come in figura 4-9 la pressione massima raggiunta nel ciclo passi da un valore pari a circa 38 bar ad un valore di circa 62 bar.

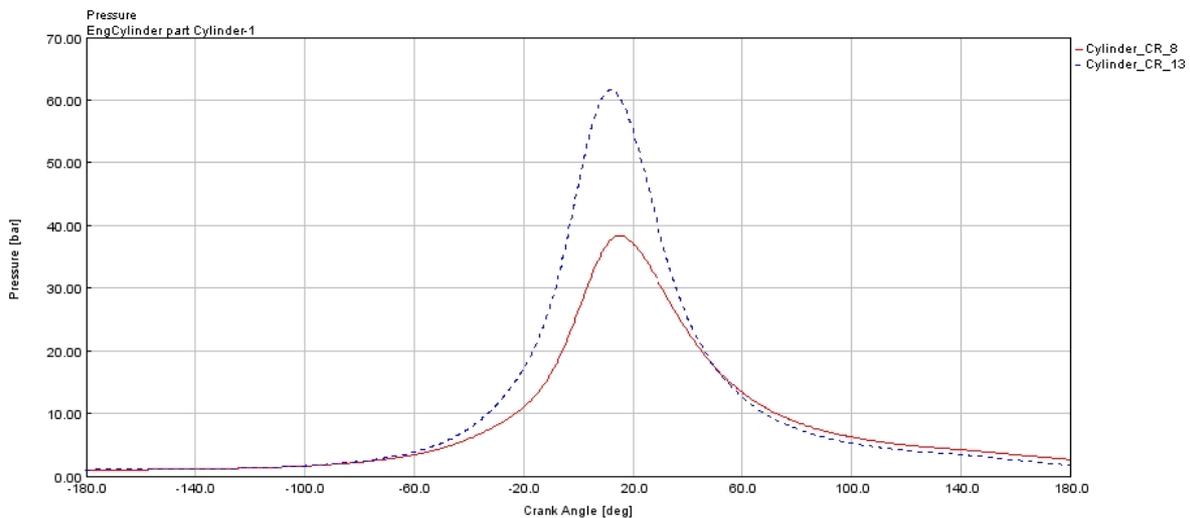


Figure 4-9: Confronto tra la pressione in funzione dell'angolo di manovella al variare del rapporto di compressione

Conseguentemente ai valori di rendimento indicato e di coefficiente di riempimento si possono valutare i risultati di IMEP proposti dal modello con RC 13 e confrontarli con i risultati del modello calibrato con rapporto RC 8.

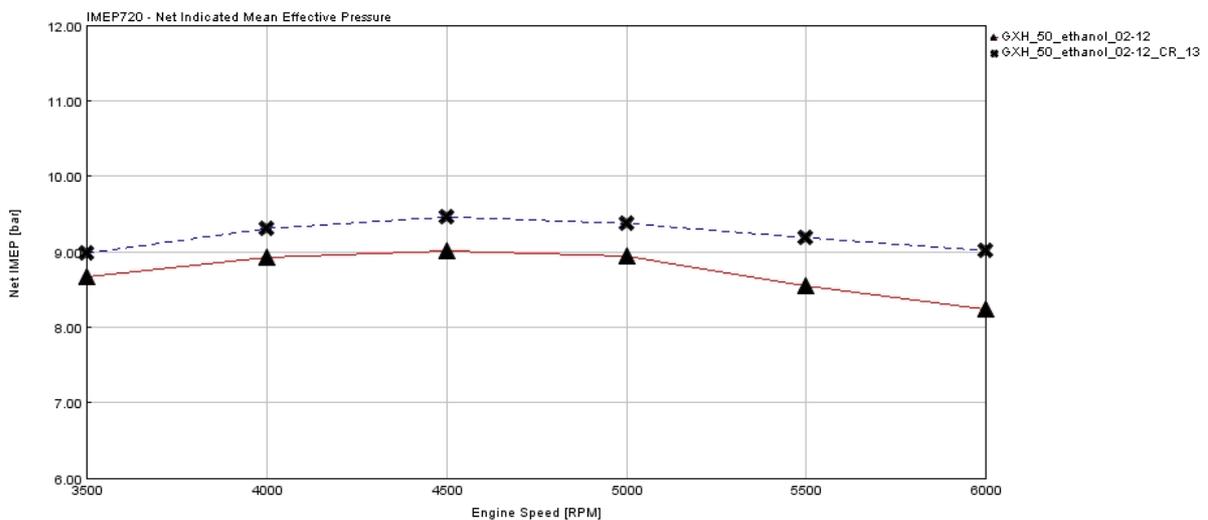


Figure 4-10: Risultati di IMEP per RC 8 e RC 13





Conseguentemente all'aumento di efficienza si registra un aumento della IMEP a tutti i regimi di rotazione fino ad ottenere un incremento massimo della pressione media indicata (IMEP) in termini di differenza percentuale del 9%.

Passando ai termini legate alle *friction* e al trascinamento degli ausiliari, avendo individuato i coefficienti della Chen-Flynn, si è in grado di calcolare in maniera predittiva i termini di *friction* corrispondenti all'aumento di rapporto di compressione, figura 4-12.

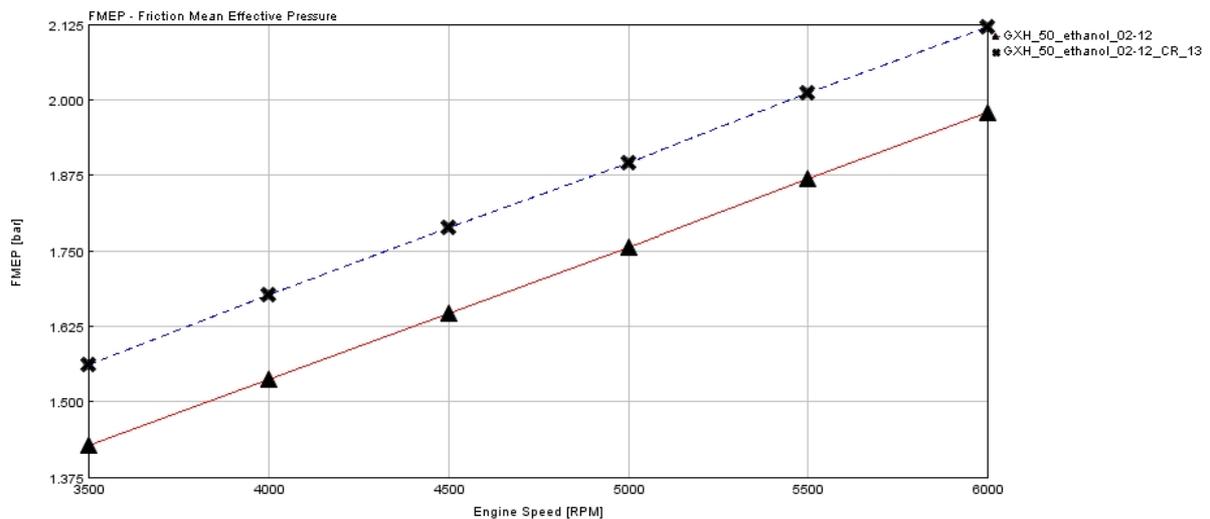


Figure 4-12: Confronto tra le pressioni di marcia a vuoto CR 8 e CR 13

Combinando questi dati con i risultati di IMEP, figura 4-11.

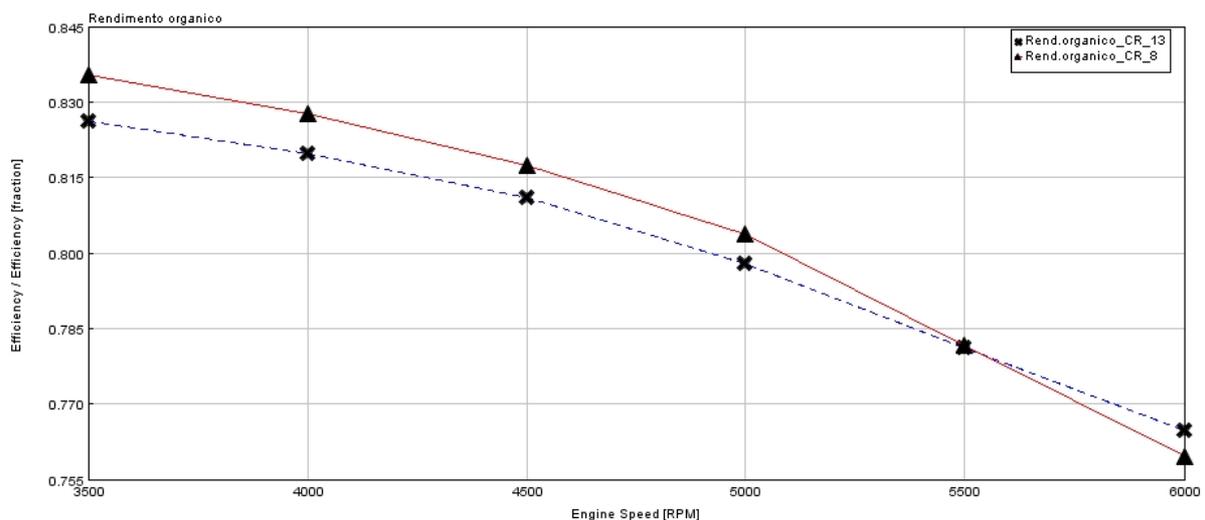


Figure 4-11: Andamento del rendimento organico al variare del rapporto di compressione





Riguardo le figure 4-11 e 4-12 si evidenzia come ci sia un aumento importante (circa l'8%) delle pressioni di marcia a vuoto, dovuto ad un aumento altrettanto importante delle pressioni generate in camera di combustione durante il processo di ossidazione della carica. Tale incremento è mitigato nel calcolo del rendimento organico tramite l'equazione 3.10 dall'aumento del valore di IMEP.

$$\eta_o = 1 - \frac{P_v}{IMEP} \quad (3.10)$$

Come conclusione dei risultati proposti si evidenziano i risultati della simulazione in termine di rendimento utile e di BSFC, figura 4-13 e 4-14.

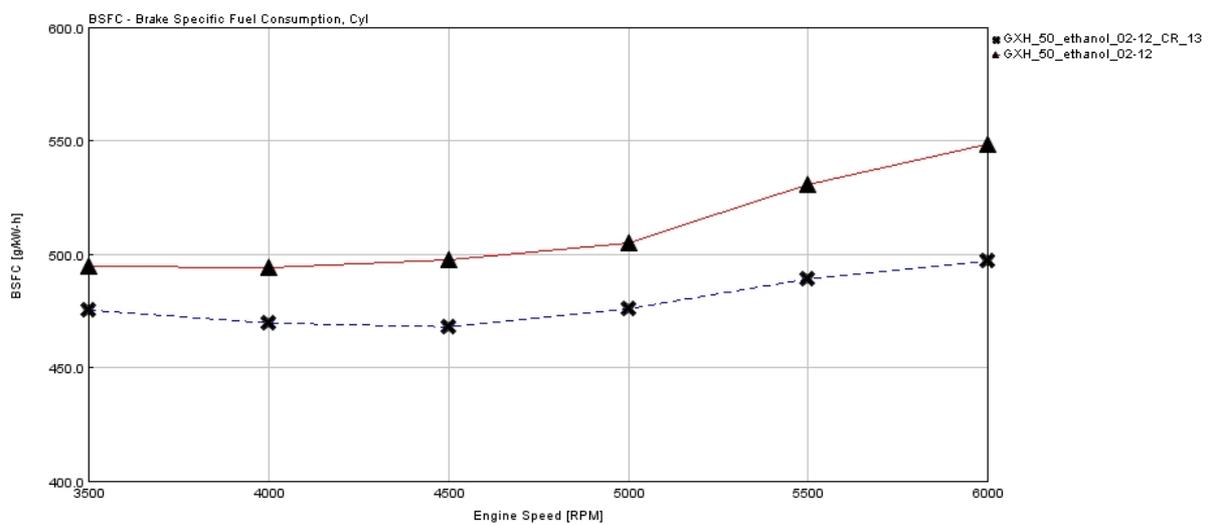


Figure 4-14: Andamento del consumo specifico (BSFC) al variare del numero di giri e del rapporto di compressione

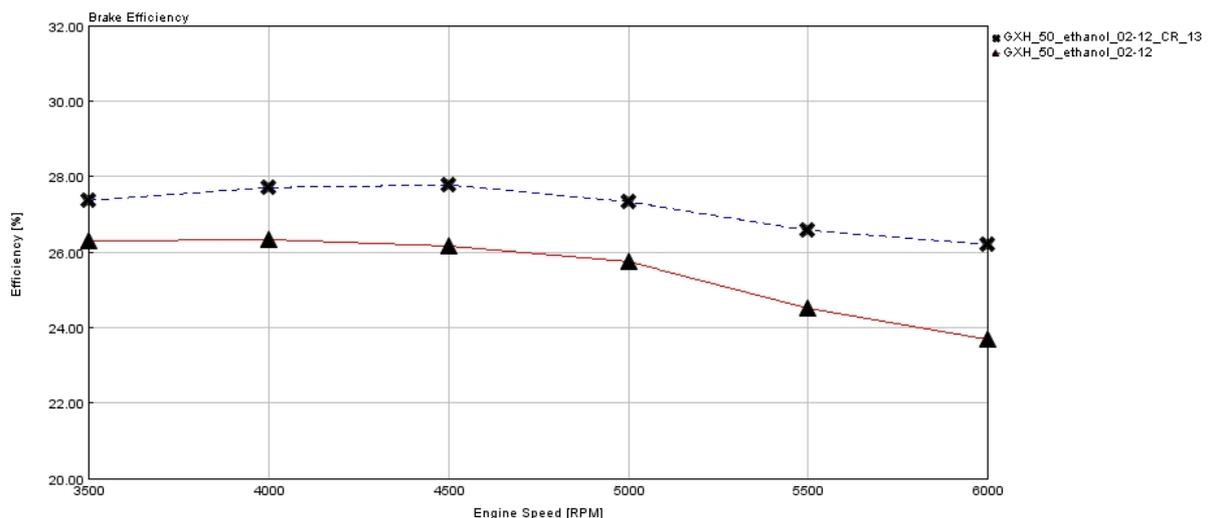


Figure 4-13: Andamento del rendimento utile in funzione del numero di giri e al variare del rapporto di compressione

Andando a considerare il rendimento utile si può stimare un miglioramento su tutto l'arco di funzionamento del motore con un incremento nell'efficienza utile media intorno





al 6%. Dato l'incremento di RC (da 8 a 13) ci si poteva aspettare un miglioramento più consistente, ma a causa delle perdite spiegate in precedenza gran parte del vantaggio in termine di rendimento limite si va' via via scemando, rimanendo una parte piuttosto esigua ma non trascurabile di esso.

## 4.2 STUDIO DI FATTIBILITÀ DELLO SPRAY TARGETING

Nel corso del capitolo 3.6 si è descritto come il grande calore di vaporizzazione dell'etanolo andasse tutto "sprecato" nel raffreddare il condotto di alimentazione e non la carica stessa.

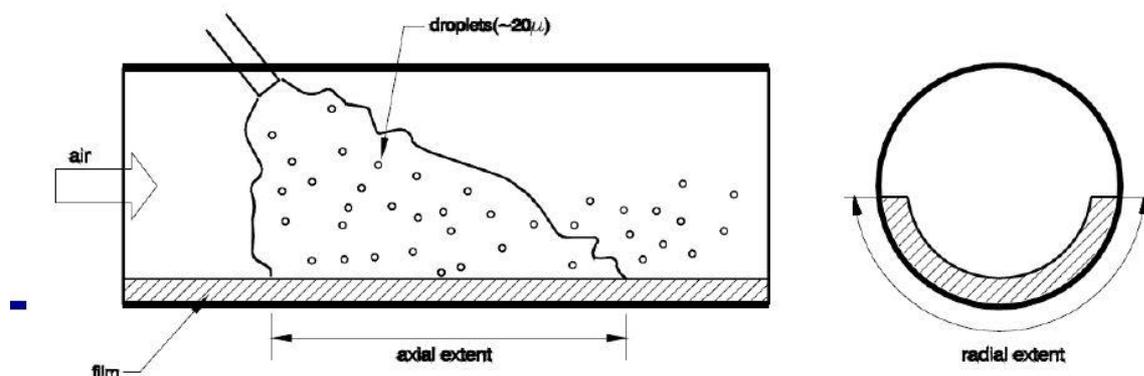


Figure 4-15: Condizione di Wall Wetting del condotto di alimentazione

In questo contesto si vuole ipotizzare che migliorando il funzionamento dell'iniettore in termini di pressione, di posizionamento e di *spray timing* si riesca a diminuire la quota parte di calore che viene sottratto alle pareti e che questa venga utilizzata esclusivamente per raffreddare la carica.

Precedentemente nel corso della trattazione si era calcolato che nel funzionamento a etanolo solo il 5% del calore di vaporizzazione del combustibile veniva utilizzato per raffreddare la carica. Tale percentuale per la diversa composizione chimica, quale è la benzina (idrocarburo), riusciva ad essere nettamente più elevata con circa il 30% del calore di vaporizzazione del combustibile che veniva utilizzato per raffreddare la carica.

In questo studio si è voluto ipotizzare che i miglioramenti elencati precedentemente possano garantire un'evaporazione migliore e utilizzare anche per l'etanolo il 30% del calore di vaporizzazione per raffreddare la carica.

Tale studio è stato eseguito con il rapporto di compressione RC pari a 8 per poter confrontare i risultati ottenuti con un modello calibrato.



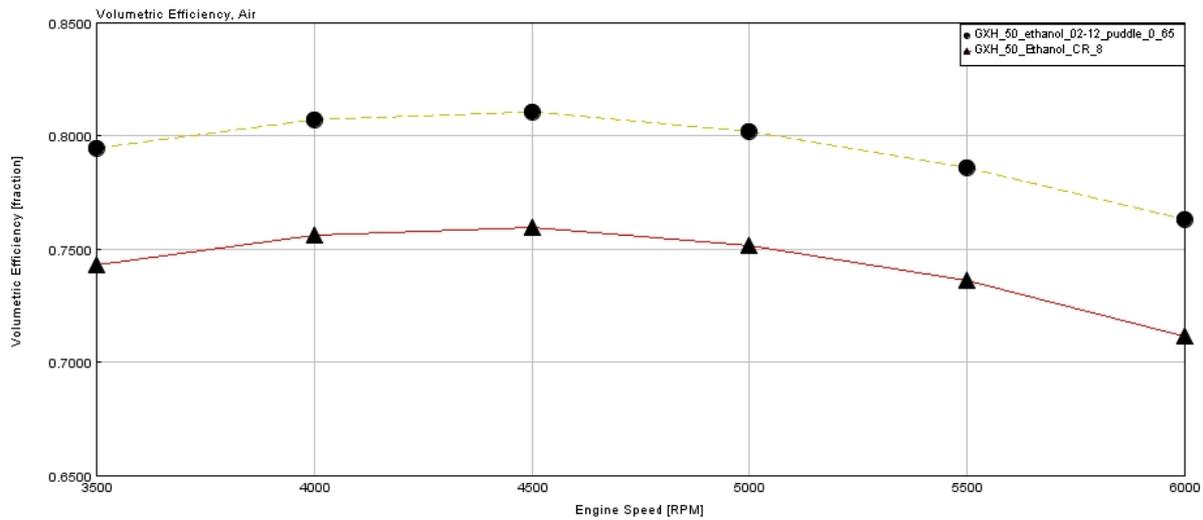


Figure 4-16: Confronto tra efficienza volumetrica al variare del fattore di Wall Wetting

Ipotizzando delle condizioni al contorno in termini di *spray* come descritte in precedenza si vanno ad analizzare i risultati del modello. In figura 4-16, si nota come l'efficienza volumetrica risenta in maniera estremamente positiva di queste condizioni di evaporazione, in quanto permette al motore di aspirazione con una temperatura più bassa (figura 4-17) e quindi con una densità maggiore.

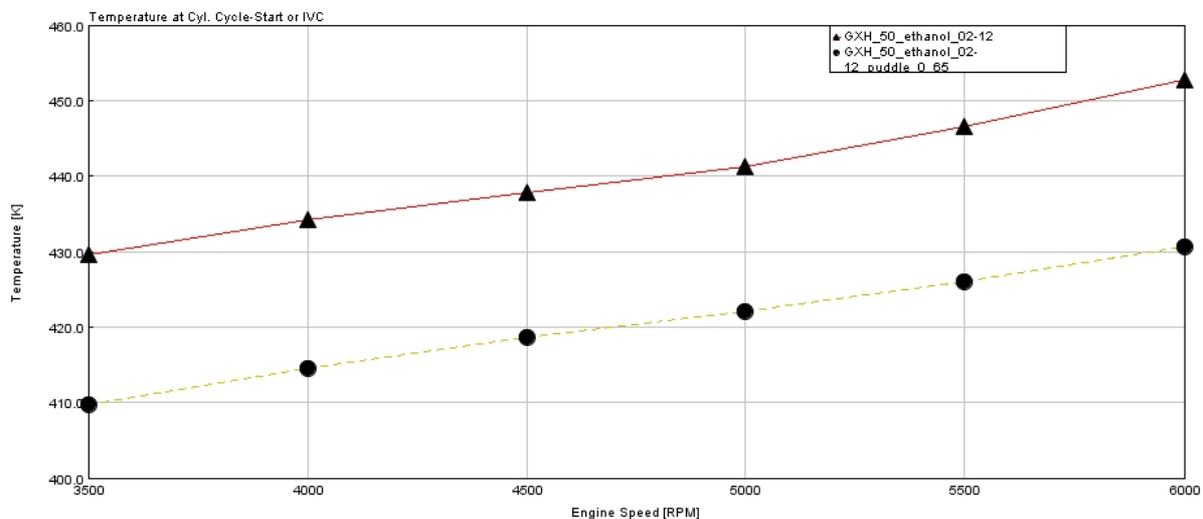


Figura 4-17: Confronto tra i risultati dei modelli per le temperature nell'istante di chiusura valvola di aspirazione

Questo miglior sfruttamento del calore di vaporizzazione del combustibile permette di avere una temperatura di fine aspirazione sensibilmente più bassa (figura 4-17); questo vantaggio viene amplificato alla fine della corsa di compressione in quanto questa può essere definita come una politropica con un dato esponente.

Quanto spiegato lo si ritrova come una minor influenza degli scambi termici durante il processo di combustione e un inevitabile aumento del rendimento indicato.



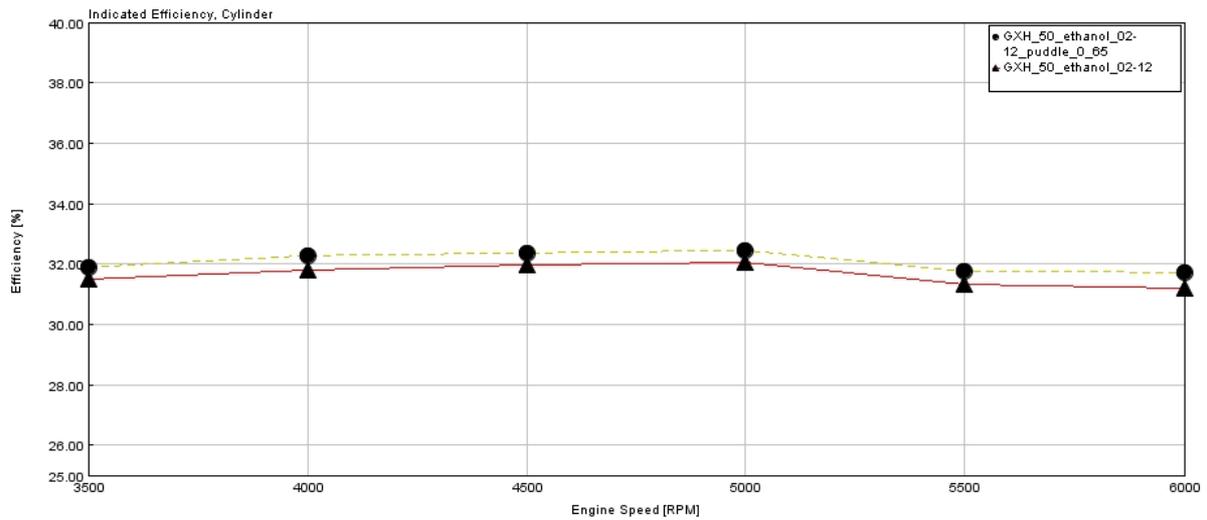


Figure 4-18: Rendimento indicato e confronto con diverse condizioni di iniezione

Conseguentemente a quanto descritto, si prosegue ad illustrare l'aumento dei termini di IMEP pari a circa il 7%, figura 4-19.

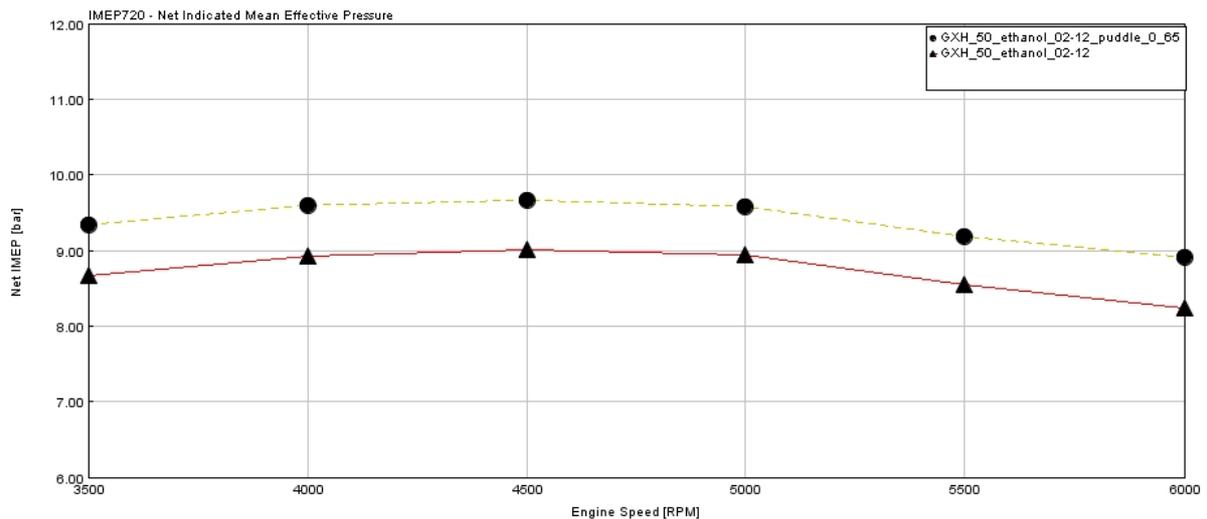


Figure 4-19: Risultati di IMEP al variare delle condizioni di iniezioni

Conseguentemente all'incremento di rendimento indicato, si riscontra un aumento del rendimento utile e conseguente diminuzione del consumo specifico, figura 4-20 e 4-21.



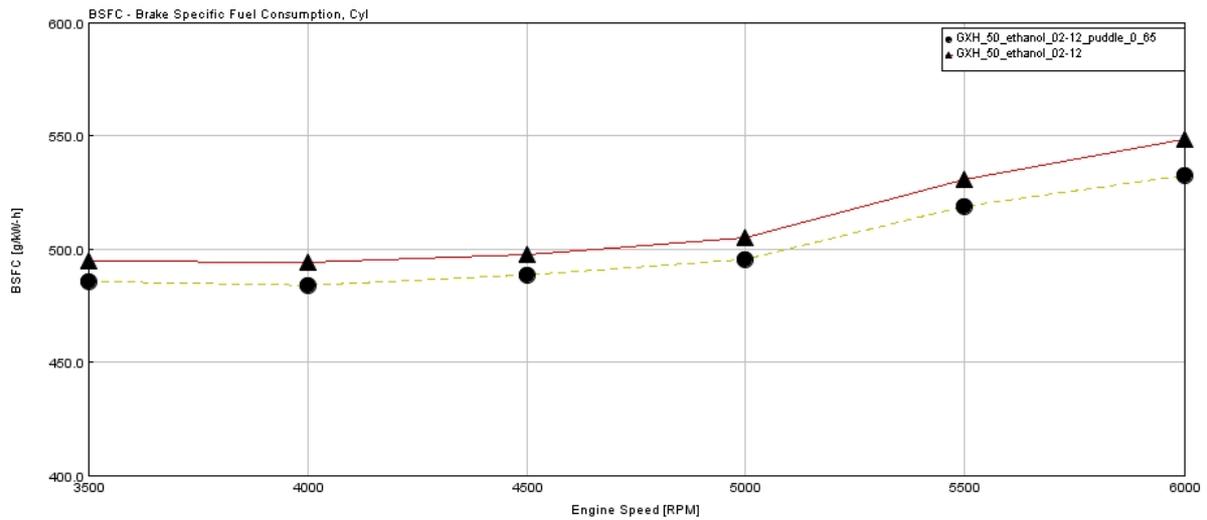


Figure 4-20: Andamento del consumo specifico al variare del numero di giri e in funzione delle condizioni di iniezione

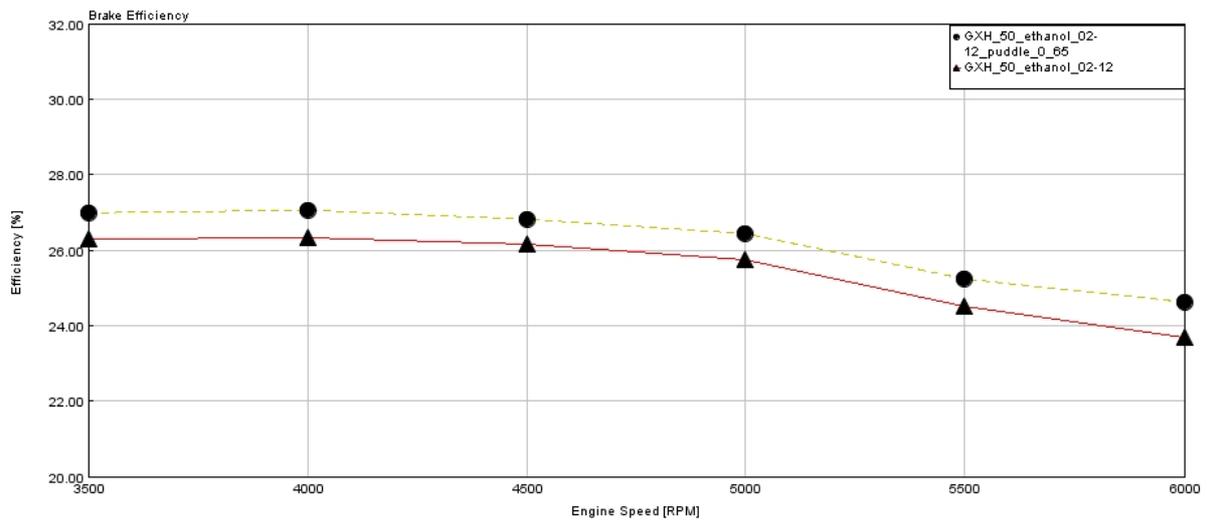


Figure 4-21: Andamento del rendimento utile in funzione del numero di giri e delle ipotesi di Wall Wetting

Si notano in questi ultimi due risultati come sia il rendimento utile che il consumo specifico riportino un miglioramento rispetto al caso “standard”, con un incremento medio percentuale del 2,5%.





### 4.3 SVILUPPI A CONFRONTO

Nei paragrafi 4.1 e 4.2 si sono valutati due potenziali sviluppi del motore ai quali entrambi corrispondeva un aumento del rendimento utile del gruppo termico.

Nei grafici seguenti si andrà a mettere a confronto i risultati del RC 13 con quelli derivanti dal miglioramento dello *spray*.

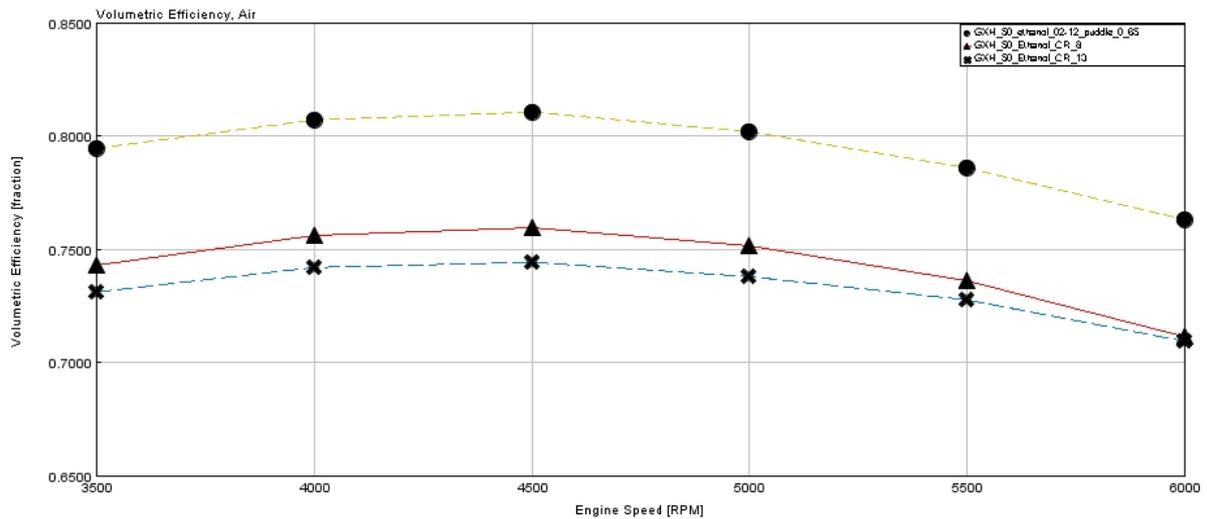


Figure 4-22: Confronto di efficienze volumetriche con differenti soluzioni

Si nota come per il coefficiente di riempimento il vantaggio sia a totale appannaggio della soluzione derivante da un miglioramento dello *spray* sia rispetto alla soluzione “standard” che al corrispondente risultato derivato dall’incremento del rapporto di compressione.

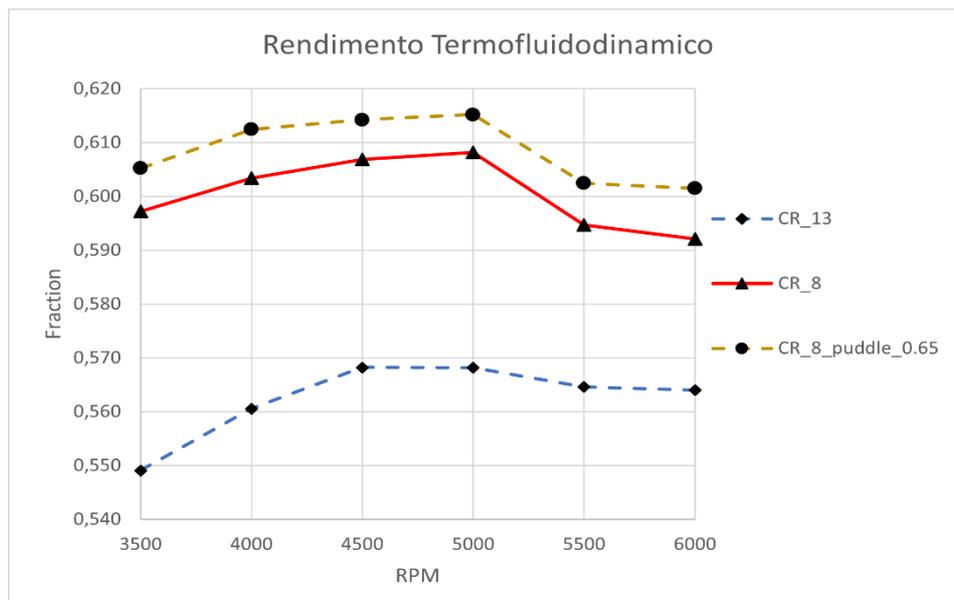


Figure 4-23: Andamento del rendimento termo-fluidodinamico in funzione delle varie soluzioni





Dalla figura 4-23, si nota come nel rendimento termo-fluidodinamico la soluzione adottata per migliorare le condizioni di *spray* favorisca un incremento del rendimento termo-fluidodinamico di circa un punto percentuale (1%).

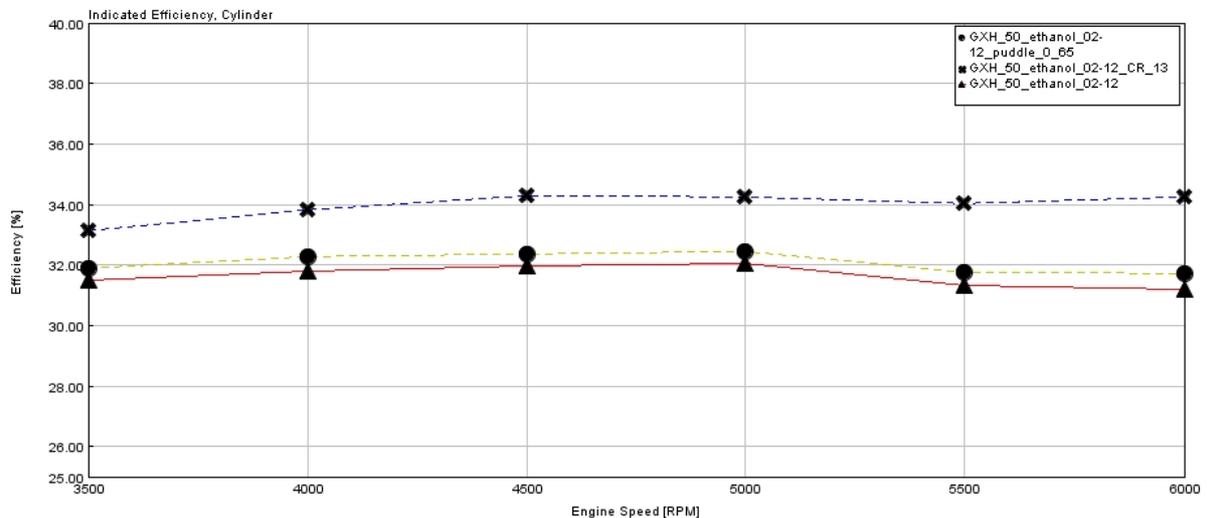


Figure 4-24: Confronto tra il rendimento indicato nelle varie soluzioni simulate

Vengono presentati nella figura 4-24 i risultati delle simulazioni aventi le diverse configurazioni studiate. Si nota come il rendimento indicato, nel quale viene considerato il rendimento limite e il rendimento termo-fluidodinamico, è a chiaro vantaggio della soluzione con RC 13. In quanto il rendimento limite derivante dall'equazione 4.2, dipende fortemente dal termine  $\epsilon$  pari al rapporto di compressione.

$$\eta_{lim} = 1 - 1/\epsilon^{k-1} \quad (4.2)$$

Corrispondentemente ai risultati ottenuti si vanno a presentare i successivi risultati di IMEP, di rendimento utile e consumo specifico.

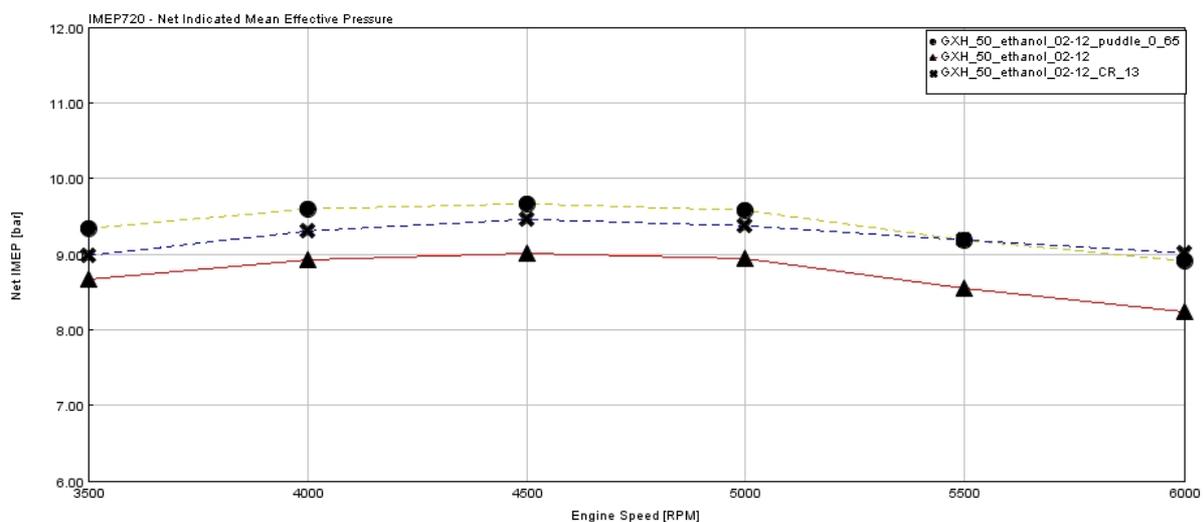


Figure 4-25: IMEP a confronto tra le diverse soluzioni proposte



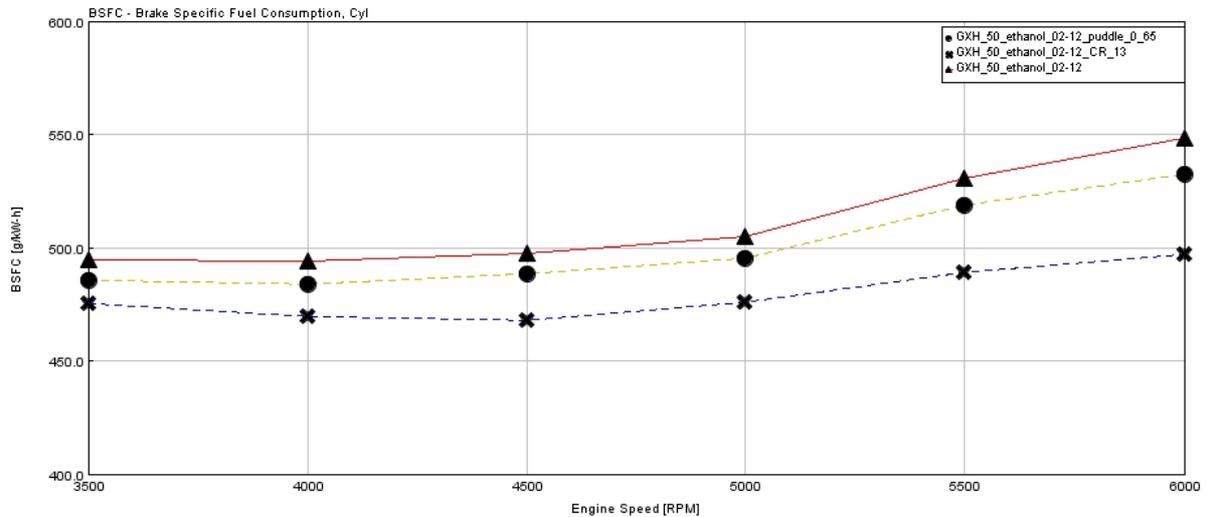


Figure 4-27: BSFC o consumo specifico a confronto tra le diverse soluzioni proposte

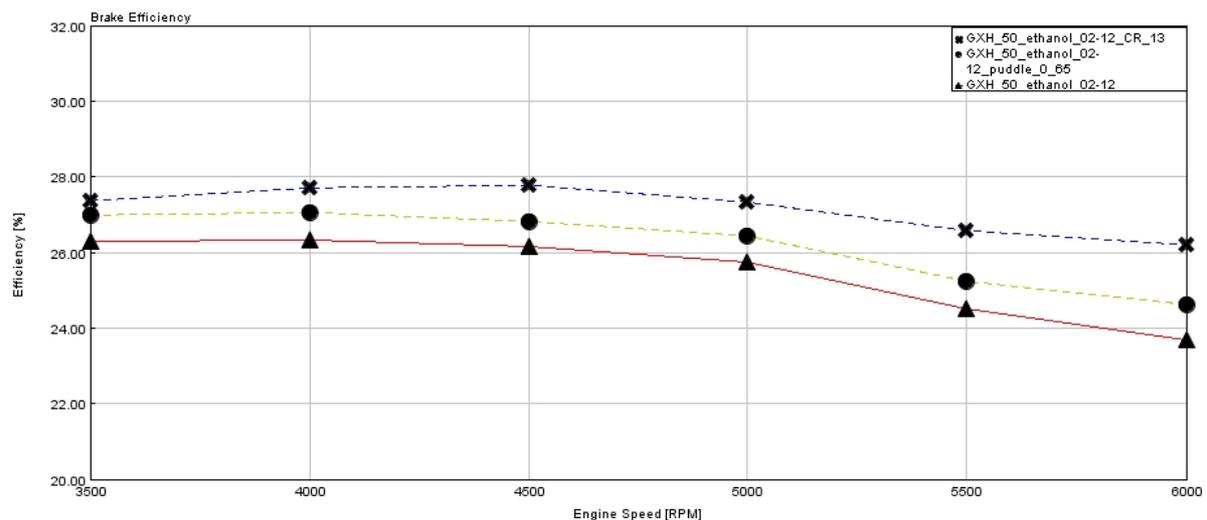


Figure 4-26: Rendimento utile a confronto tra le diverse soluzioni proposte

Dai risultati proposti si può affermare che entrambe le soluzioni comportano un miglioramento nelle efficienze del gruppo termico. A livello di rendimento sicuramente l'aumento del rapporto di compressione da solo può innalzare maggiormente i livelli di efficienza rispetto alla sola soluzione dello *spray*, nel quale bisognerebbe valutare attraverso uno studio al CFD una soluzione che garantisca una migliore evaporazione del combustibile, compatibilmente con il *layout* esterno del motore, il quale non lascia molti margini di manovra.

A livello teorico sicuramente la soluzione ideale sarebbe implementare le due soluzioni insieme i quali garantiscono un aumento importante dei livelli di rendimento.





I risultati di questo insieme di soluzioni vengono proposti in successione, per una maggior chiarezza si evidenzia che in verde verranno presentati i risultati delle simulazioni con entrambe le soluzioni adottate.

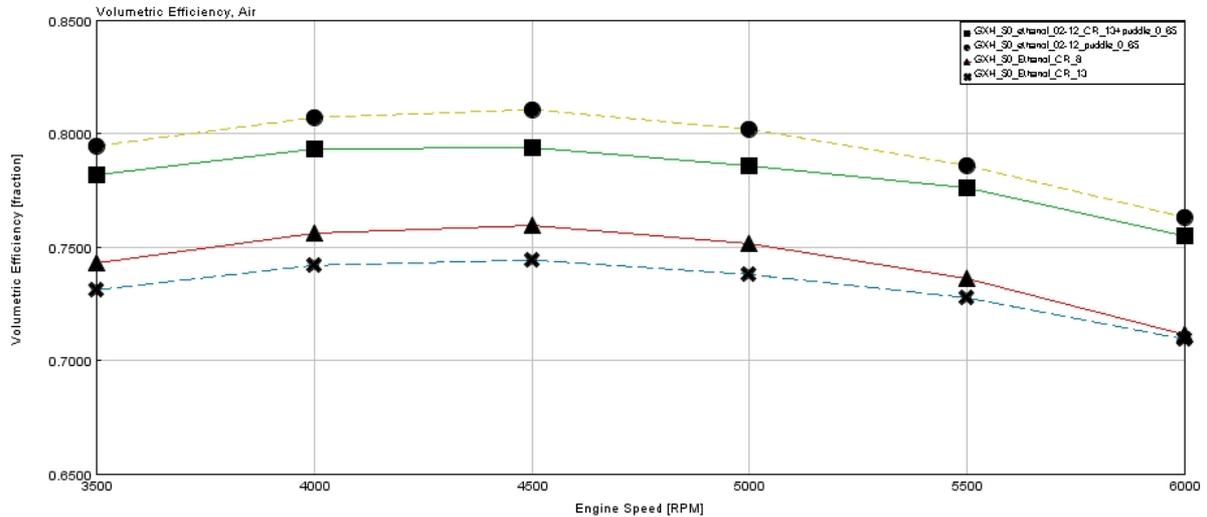


Figure 4-30: Efficienza volumetrica delle varie soluzioni studiate

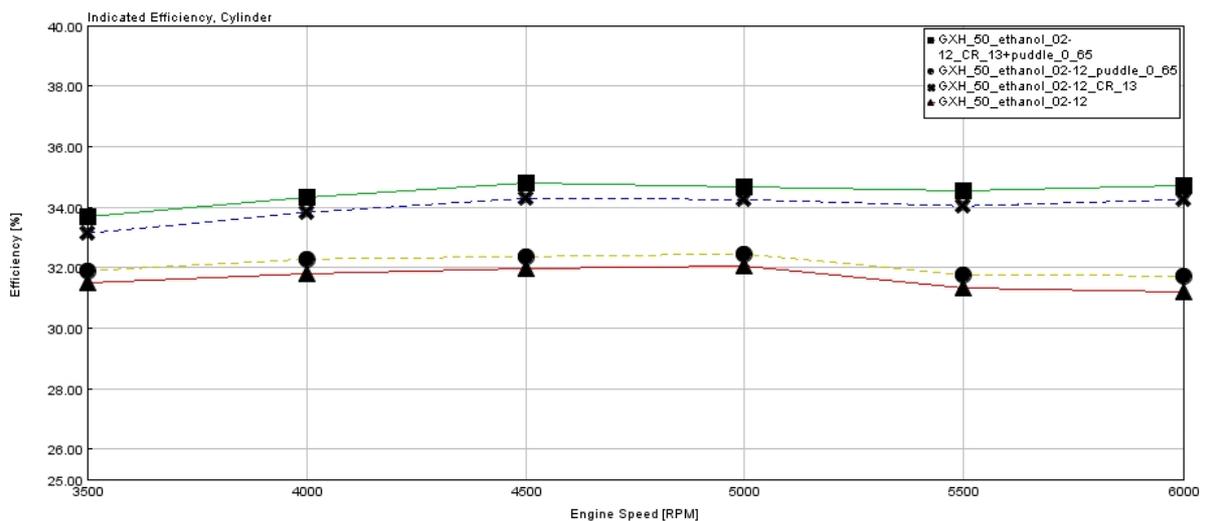


Figure 4-29: Rendimento indicato a confronto tra le diverse soluzioni

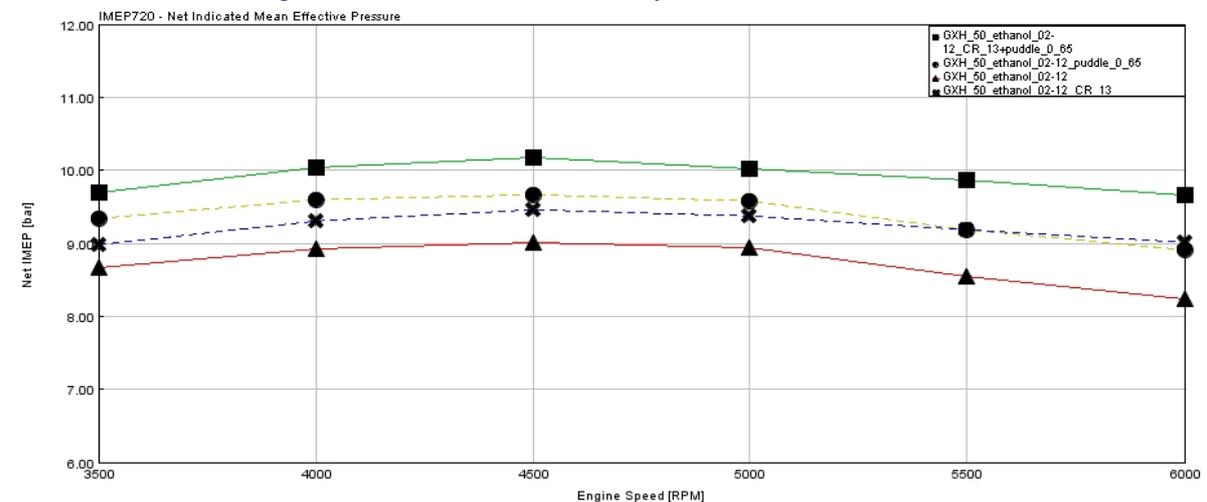


Figure 4-28: Risultati di IMEP a confronto con le diverse soluzioni studiate



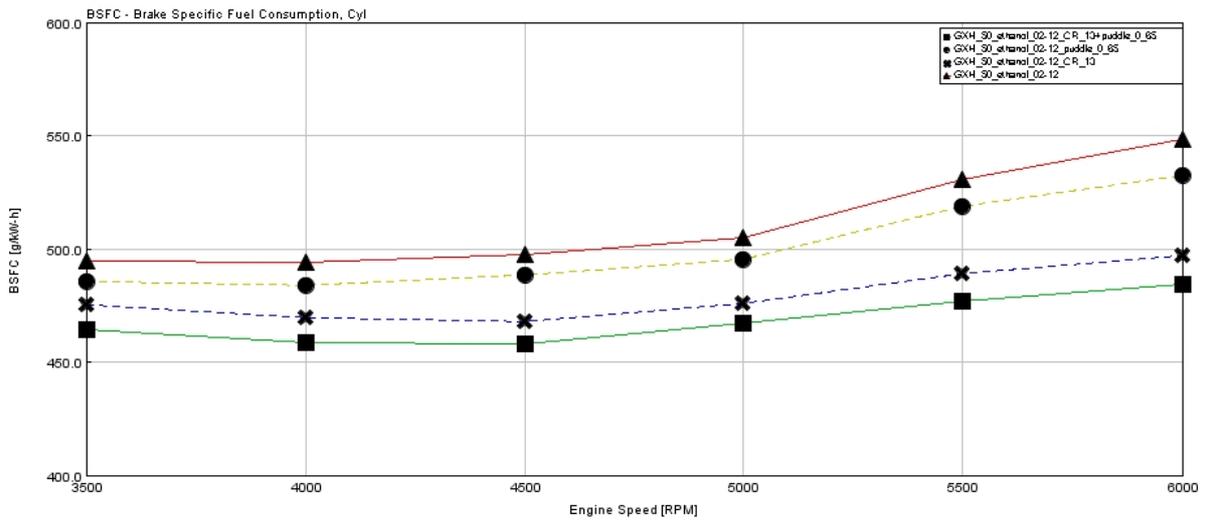


Figure 4-32: BSFC o consumo specifico a confronto con le diverse soluzioni

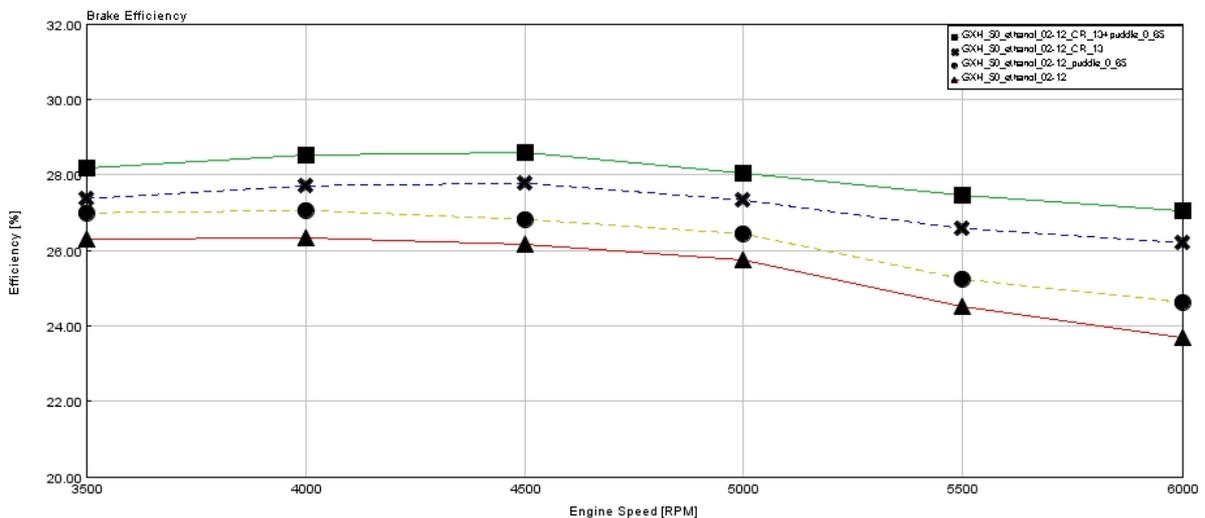


Figure 4-31: Rendimento utile a confronto con le diverse soluzioni

Si notano in tutti i risultati proposti una somma di vantaggi importanti, dovuto al fatto che le due soluzioni si sponano perfettamente, perché l'una va a compensare gli svantaggi dell'altra. Il tutto porta ad un miglioramento del rendimento utile evidente che passa nella soluzione a Etanolo standard da un valore pari al 26,3% a un risultato pari a 28,5%.





## 5. RISULTATI FINALI

In quest'ultimo capitolo verranno redatti i risultati ottenuti dalla simulazione e messi a confronto con il primo modello sviluppato e calibrato a benzina. Nello specifico verranno analizzate i risultati del motore alimentato a benzina con le soluzioni standard e confrontati con i risultati a etanolo provvisti di entrambi gli sviluppi studiati.

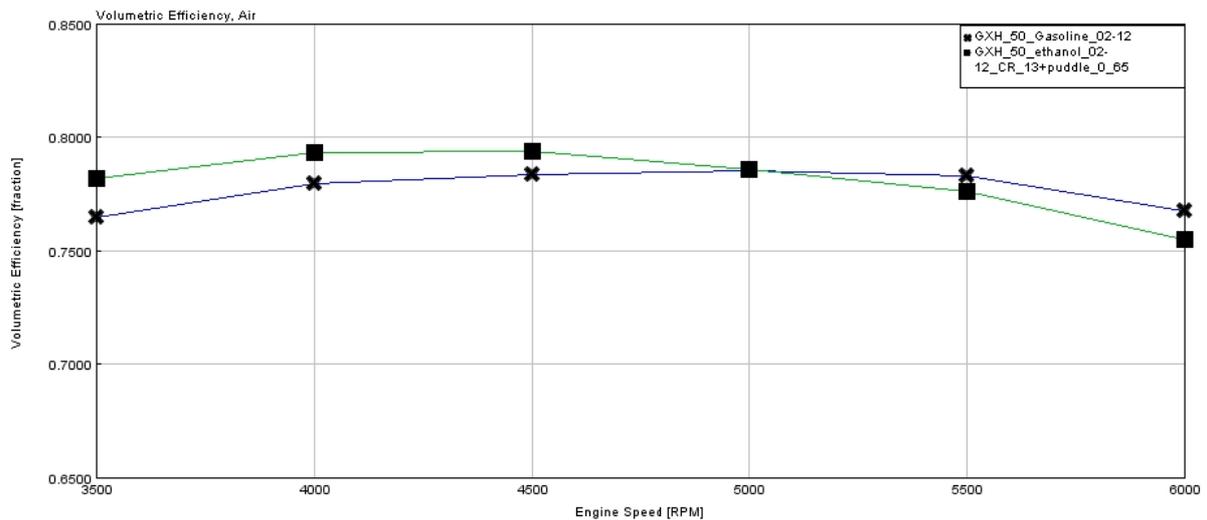


Figure 5-1: Efficienza volumetrica a confronto tra il motore standard a benzina e a etanolo sviluppato

Si nota come tra il motore in modalità standard a benzina e quello sviluppato a etanolo, il coefficiente di riempimento sia del tutto confrontabile a tutti i regimi di rotazione. Questo perché il funzionamento a etanolo e l'aumento del rapporto di compressione come già spiegato in precedenza non favoriscono la capacità del motore ad aspirare aria.

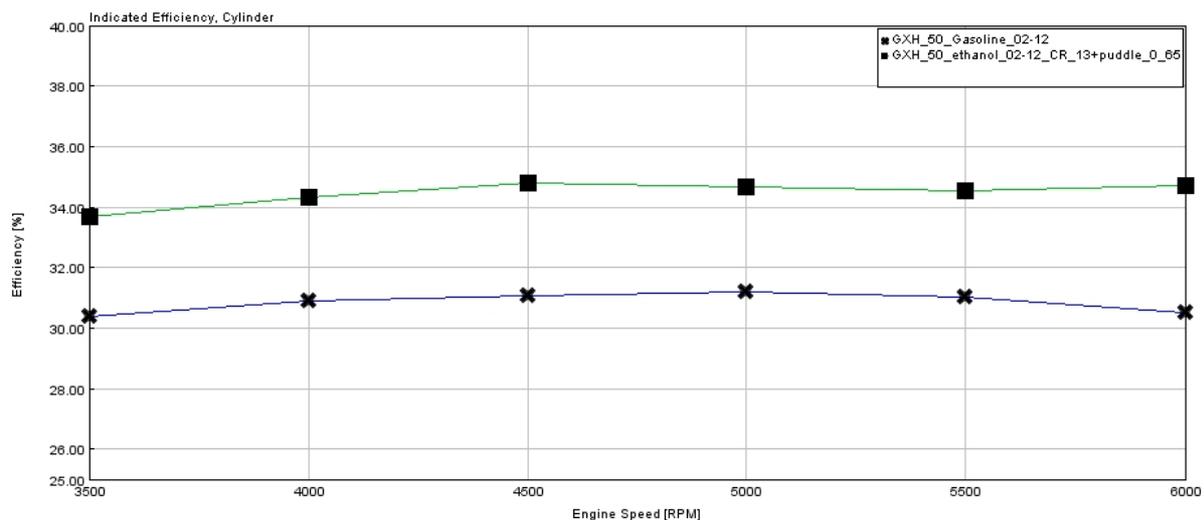


Figure 5-2: Rendimento indicato a confronto tra il motore standard a benzina e a E100 sviluppato

In questo caso il lavoro di sviluppo porta i suoi frutti in quanto si riconosce un aumento dei valori di rendimento indicato da un valore di circa 31% per arrivare a circa il 35% con un guadagno di circa 4 punti percentuali.





Conseguentemente al miglioramento dell'efficienza indicata si riscontrano incrementi nelle prestazioni del motore in termini di IMEP.

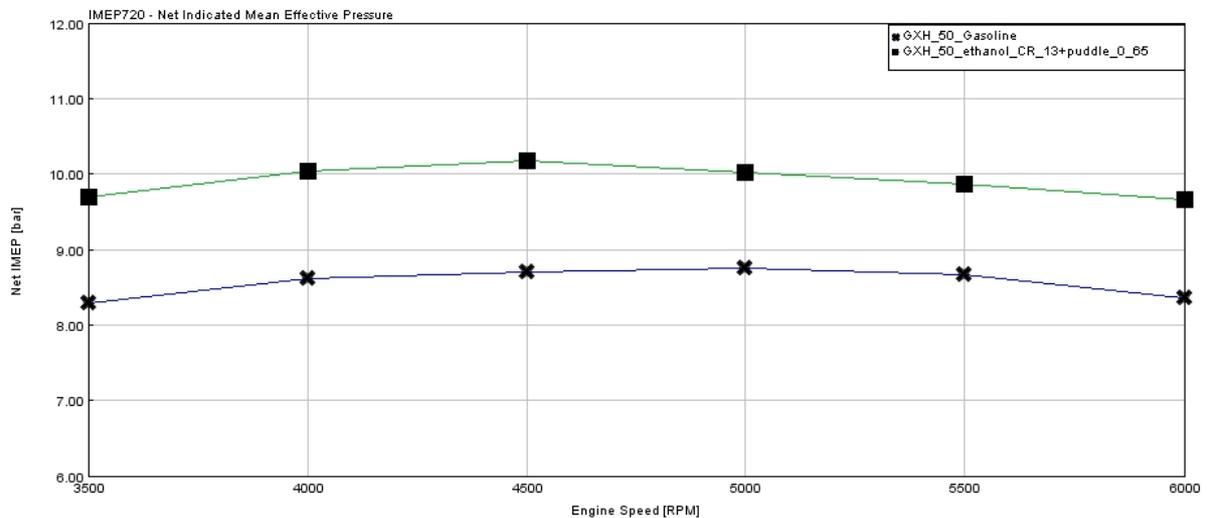


Figure 5-0-1: IMEP a confronto tra il motore standard a benzina e alimentato a E100 sviluppato

Avendo un coefficiente di riempimento confrontabile, ma con un rendimento indicato maggiore, ci si può aspettare di avere dei corrispondenti valori di IMEP più elevati fino a raggiungere un aumento in termini di differenza percentuale di circa il 13%.

Per quanto riguarda i parametri di pressione, di marcia a vuoto, si riscontra un inevitabile aumento che tende ad aumentare la quota parte di energia chimica dispersa per vincere gli attriti e l'azione dei servizi. L'aumento delle FMEP è per la maggior parte determinato dall'aumento delle pressioni che si instaurano in camera di combustione durante il processo di ossidazione della carica, figura 5-5.

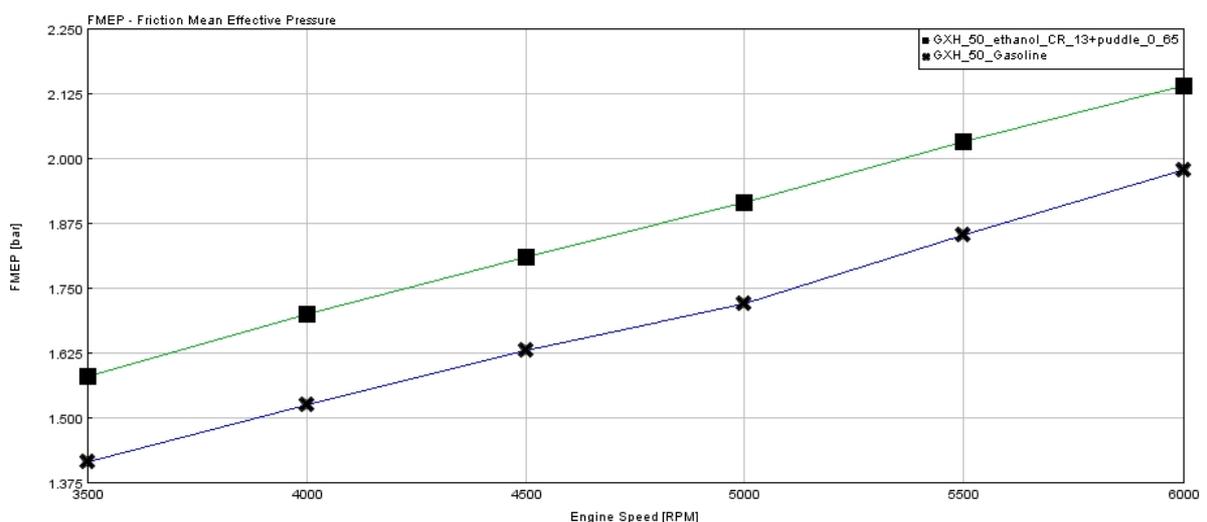


Figure 5-0-2: Pressione di marcia a vuoto e confronto tra il motore standard a benzina e quello sviluppato a etanolo



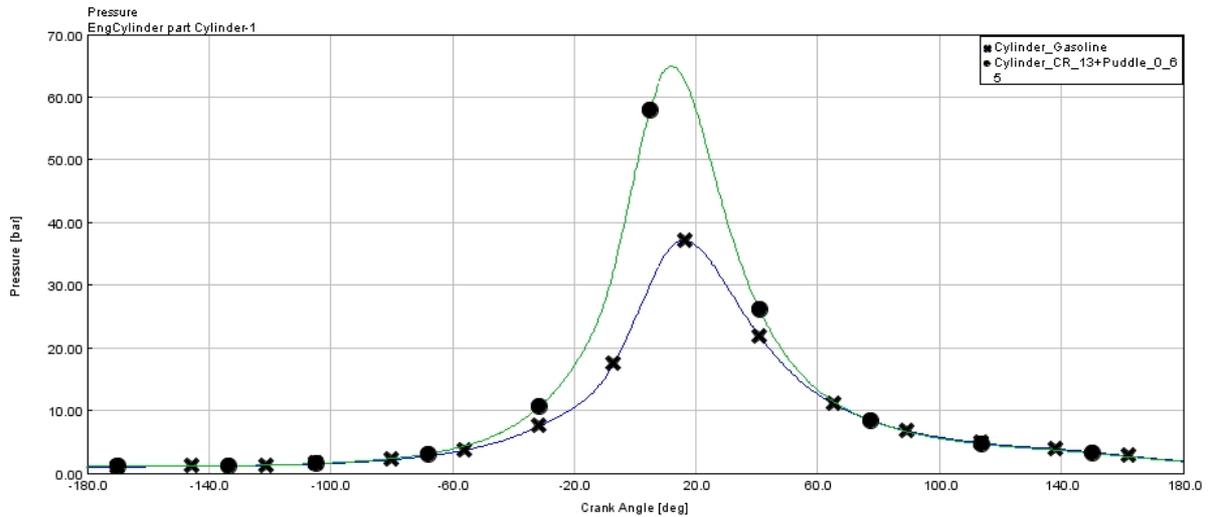


Figure 5-5: Pressione nel ciclo a confronto tra il motore standard a benzina e alimentato a E100 sviluppato

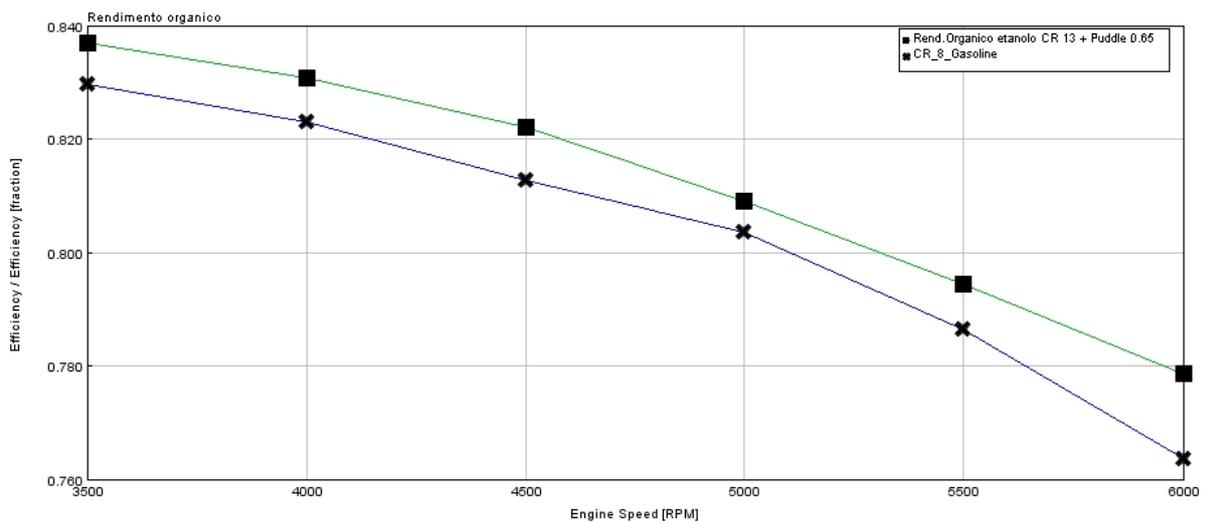


Figure 5-6: Rendimento organico del motore standard a benzina e quello alimentato a E100 sviluppato

In figura 5-6 vengono presentati i risultati di rendimento organico delle due configurazioni (standard benzina in blu e sviluppato a E100 in verde). Si nota come al contrario del termine di pressione di marcia a vuoto il rendimento organico aumenti in quanto i termini di IMEP aumentano più di quanto non lo facciano i termini di FMEP.



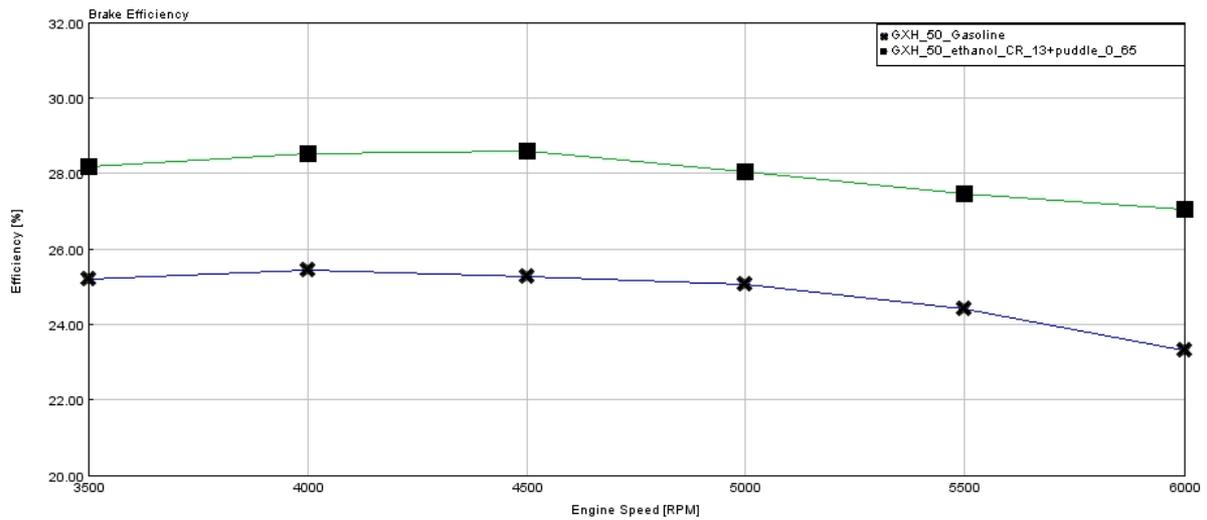


Figure 5-7: Rendimento utile a confronto tra il motore standard a benzina e alimentato a E100 con gli sviluppi

In conclusione, si arriva al calcolo di rendimento utile del motore, il quale grazie agli interventi già descritti in precedenza riesce a guadagnare importanti punti di efficienza rispetto al motore standard alimentato a benzina.

Tutto questo aumento di efficienza lo si ritrova come un miglioramento delle performance del motore in quanto il termine di efficienza volumetrica è rimasto pressoché costante. Quindi secondo le equazioni:

$$P_u = C * \omega \quad (5.1)$$

$$P_u = \eta_u * \lambda_v * \rho_a * \frac{H_i}{\alpha} * i * V * \frac{n}{m} \quad (5.2)$$

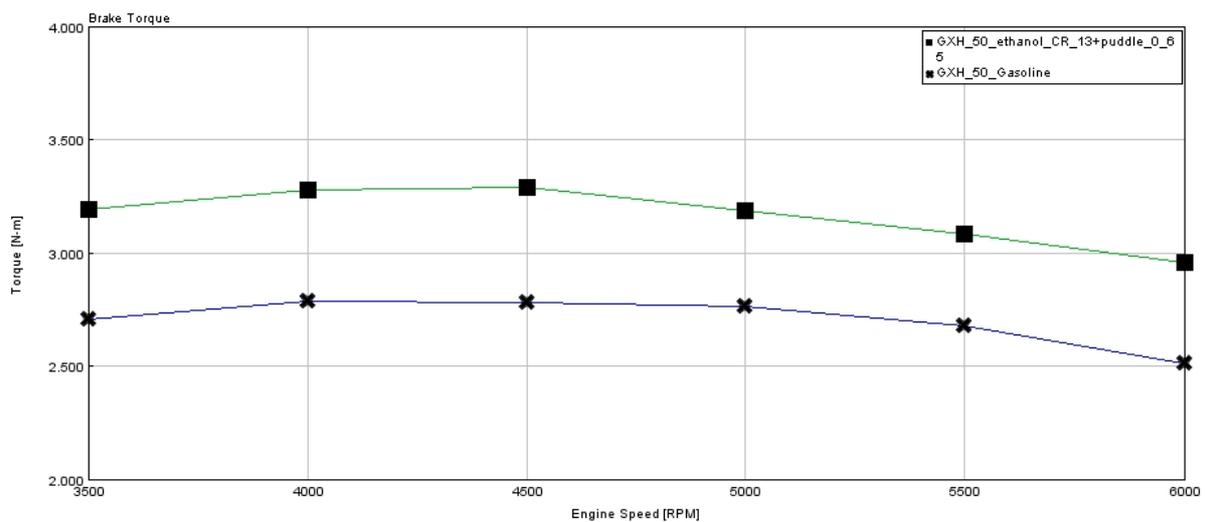


Figure 5-8: Risultati di coppia per il motore standard a benzina confrontati con le simulazioni per il motore alimentato a E100 sviluppato



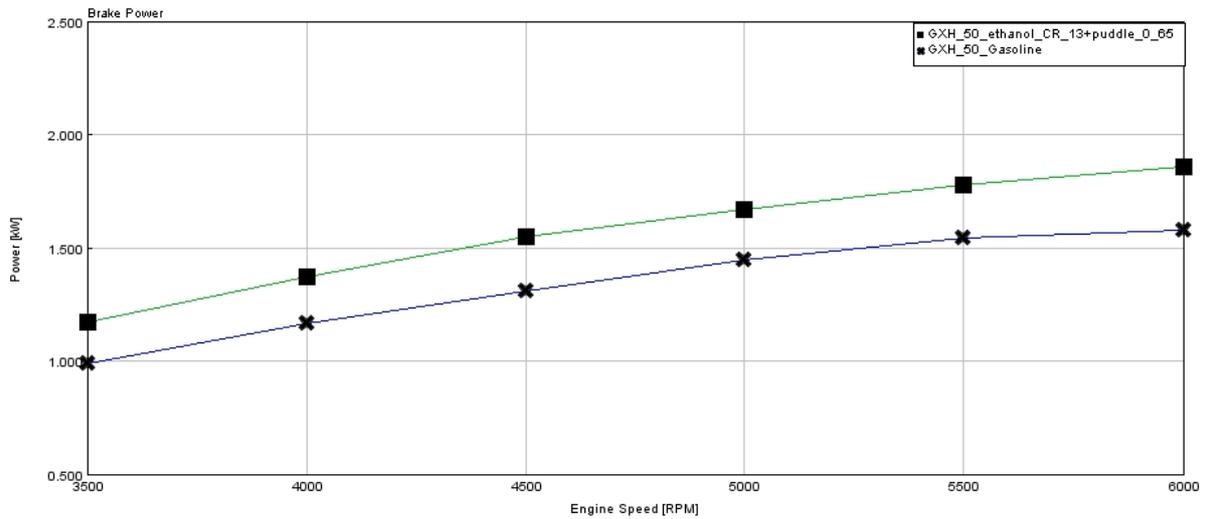


Figure 5-9: Confronto tra i valori di potenza sviluppati dal motore standard e il motore alimentato a E100 sviluppato

In figura 5-8 e 5-9 vengono presentati i risultati di coppia e potenza del motore nelle due configurazioni analizzate in questo capitolo. Si notano degli aumenti di potenza e di corrispondente coppia per valori di aumento di circa il 16%.





## CONCLUSIONI

Nel presente lavoro di tesi è stato affrontato un percorso che prevedeva la raccolta dati e la caratterizzazione di un motore a combustione interna tramite un modello 1D con l'ausilio del software della *Gamma Technologies (GT)*. Il modello impiegato nella fase di progettazione iniziale è stato studiato approfonditamente e, durante la fase di calibrazione e validazione, sono stati impiegati i principali strumenti per ottenere un profilo di combustione reale partendo dai dati di pressione rilevati al banco. La combustione sviluppata nel modello GT è di tipo non predittivo, quindi una volta calcolato e impostato il *burn-rate*, il software non è in grado di riconoscere gli eventi che possono modificare la velocità di combustione. La decisione di adottare una combustione di questo tipo è stata suggerita dall'impossibilità di poter sfruttare le potenzialità di una combustione predittiva. Il GXH-50 è un motore designato per un uso domestico per lavori di giardinaggio, pertanto, il suo *layout* impedisce ogni sviluppo interno alla testa, in quanto il blocco è unico. Questo rende impossibile lo sviluppo in senso fluidodinamica interna del motore. Per questa ragione la combustione predittiva non è stata ritenuta necessaria per questo tipo di lavoro.

Il regolamento della competizione a cui il team H<sub>2</sub>politO partecipa permette per i motori a combustione interna ad accensione comandata l'utilizzo di vari carburanti, quali: la benzina e l'etanolo E100. Per questa ragione si sono sviluppati e calibrati due modelli con lo stesso metodo, uno per la benzina e l'altro per l'etanolo. L'analisi locale dei vari rendimenti ha permesso di capire quale combustibile potesse avere migliori margini di sviluppo. La scelta è ricaduta sull'etanolo, in quanto dotato di un calore di vaporizzazione doppio rispetto alla benzina, ed essendo dotato di una molecola relativamente rigida, permette tempi di induzione maggiori e una resistenza alla detonazione superiore.

Una volta sviluppati entrambi i modelli e dopo aver compiuto un'analisi approfondita sulle variazioni dei rendimenti, ci si è accorti come gran parte delle inefficienze derivasse da perdite per scambio di calore tra fluido e pareti cilindro. Per migliorare tale inefficienza si è intrapreso uno studio di fattibilità sullo *spray* e si è cercato di capire se un miglior utilizzo dell'etanolo potesse limitare tale inefficienza. La ricerca ha avuto esito positivo e si è intrapreso, non in questo elaborato, uno studio al CFD rivolto al miglioramento dell'evaporazione del combustibile e cercare di aumentare sempre più la percentuale di calore sottratto alla carica e non alle pareti del condotto.

Un ulteriore sviluppo è stato rivolto all'aumento del rapporto di compressione. Tale aumento è stato deciso in quanto il motore non arrivava mai ad un limite di detonazione neanche nel funzionamento a benzina nelle prove più gravose. Si è deciso pertanto di





aumentare il livello di RC e cercare di capire come potesse reagire il motore a tali modifiche. Il miglioramento in termini di efficienza utile è stato soddisfacente ma inferiore alle previsioni (+1,5%). Un'analisi mirata dei rendimenti ha evidenziato come la maggior parte delle perdite si concentrassero in scambi termici e *friction*. Per quest'ultimo valore si è arrivati a valori di circa 2,2 bar, considerando che il motore studiato è sprovvisto di una pompa dell'olio o di una pompa dell'acqua. Si può affermare come le inefficienze nel contatto pistone cilindro siano molte. Per gli scambi termici l'aumento delle pressioni in camera dovuto all'incremento del RC ha comportato un decremento del rendimento termo-fluidodinamico di circa l'8%.

L'unione delle due soluzioni studiate, spray e aumento del rapporto di compressione, ha portato ad un miglioramento importante del gruppo termico. Le due soluzioni hanno dimostrato di poter compensare l'uno i deficit dell'altro. Soprattutto nel caso di eccessive perdite per scambio termico il miglior utilizzo dell'etanolo per raffreddare la carica ha permesso una temperatura di fine aspirazione di circa 15 gradi inferiore. Questo delta viene amplificato dalla politropica di compressione e corrisponde ad una temperatura massima nel ciclo più bassa (2340 K- 2200 K), a tutto svantaggio degli scambi termici tra fluido e pareti, i quali vengono inevitabilmente ridotti. Grazie a questi vantaggi i parametri di rendimento utile del motore sono aumentati riscontrando un incremento di efficienza del +3,5%.

Potenziati sviluppi futuri in ambito motoristico, possono concentrarsi nello sviluppo di un pistone, il quale migliori il suo scorrimento all'interno della canna cilindro, in ambito di simulazione sono stati registrati fino a 2,2 bar di FMEP, valori eccessivamente alti per un monocilindrico senza ausiliari.





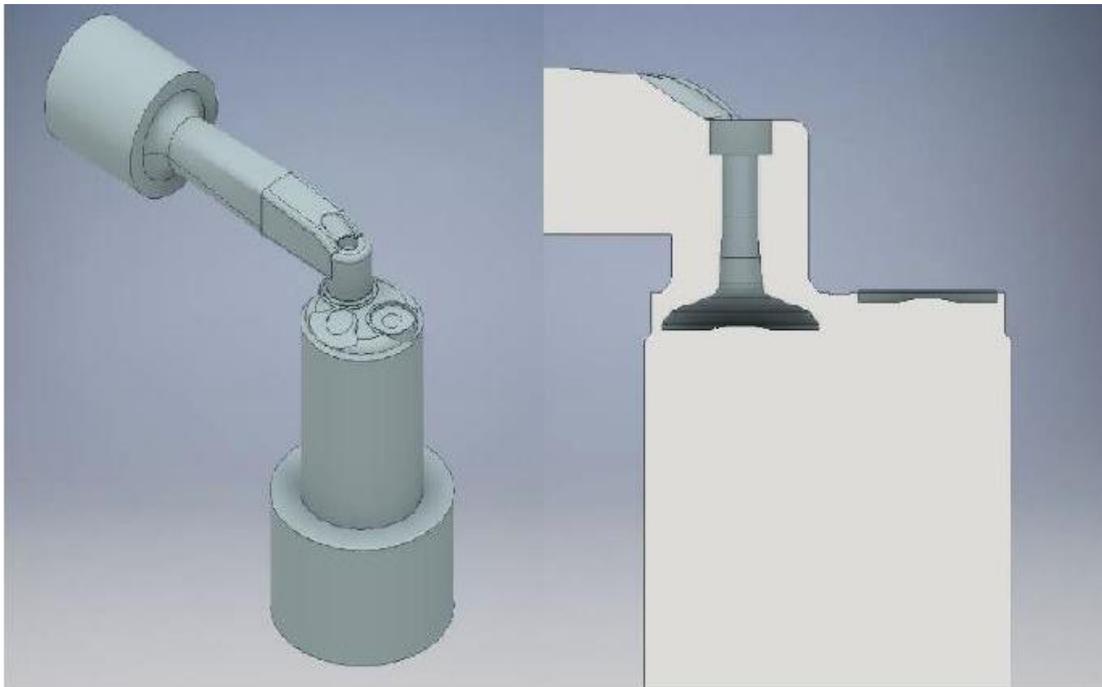
## APPENDICI

### A.1 CFD

Il modello di GT-Power richiede la conoscenza dei coefficienti di efflusso delle valvole e questo studio può essere condotto sia per via sperimentale, mettendo al banco di flusso una testata del motore che si vuole studiare, oppure per simulazione fluidodinamica fornendo al software le geometrie e le condizioni al contorno necessarie.

Il modello di geometria prevede un condotto di ingresso allungato preceduto da un diffusore che lo collega ad un volume più ampio. Dall'altro lato invece si ha un prolungamento della canna del cilindro, superiore a 3 volte l'alesaggio, che lo collega ad un secondo volume più ampio. Infine, una valvola viene posizionata all'interno della geometria che rappresenta il volume a disposizione del fluido e questa resta fissa.

Le prove sono in quantità identica al numero di alzate necessarie.



*Figure A.1-0-1: Geometria importata al CFD per il calcolo dei coefficienti di efflusso*





La *mesh* viene fatta impiegando differenti lunghezze di discretizzazione, che sono più piccole nella zona limitrofa alla testata mentre dimensioni maggiori nelle altre zone consentono tempistiche computazionali inferiori.

Si vanno a definire eventuali criteri di raffinamento automatico della *mesh* e i modelli fisici impiegati nella simulazione. Per quanto riguarda le condizioni al contorno rappresentate dalla differenza di pressioni tra ingresso ed uscita dal volume è stato selezionato un valore proposto in letteratura.

Sono state ottenute le portate reali elaborate dalla geometria, le quali possono fornire differenti valori dei coefficienti di efflusso a seconda del modo in cui si calcola la portata d'aria teorica. Nel caso specifico si è scelto di far riferimento alla portata d'aria dell'area isentropica, ovvero un tubo avente il diametro costante e pari a quello di riferimento della valvola in esame.

In seguito, vengono proposti i risultati utilizzati nei modelli 1D.

COEFFICIENTI DI EFFLUSSO RIFERITI AD UN'AREA COSTANTE					
L/D	Alzata [mm]	Portata misurata [g/s]	Area di riferimento[m <sup>2</sup> ]	Portata teorica[g/s]	CD (area costante)
0,025	0,3375	1,61E-03	1,43E-04	1,71E-02	0,094
0,05	0,675	3,00E-03	1,43E-04	1,71E-02	0,176
0,075	1,0125	4,42E-03	1,43E-04	1,71E-02	0,258
0,1	1,35	5,04E-03	1,43E-04	1,71E-02	0,295
0,125	1,6875	6,22E-03	1,43E-04	1,71E-02	0,364
0,15	2,025	6,69E-03	1,43E-04	1,71E-02	0,392
0,175	2,3625	7,03E-03	1,43E-04	1,71E-02	0,411
0,2	2,7	7,71E-03	1,43E-04	1,71E-02	0,451
0,238	3,213	8,71E-03	1,43E-04	1,71E-02	0,510

Tabella A.1-1: Coefficienti di efflusso valvola di scarico

COEFFICIENTI DI DEFLUSSO RIFERITI AD UN'AREA COSTANTE				
L/D	Alzata [mm]	Portata misurata [g/s]	Portata teorica [g/s]	CE
0,025	0,3375	1,58E-03	1,71E-02	0,092
0,05	0,675	3,05E-03	1,71E-02	0,179
0,075	1,0125	4,10E-03	1,71E-02	0,240
0,1	1,35	5,35E-03	1,71E-02	0,313
0,125	1,6875	6,05E-03	1,71E-02	0,354
0,15	2,025	6,96E-03	1,71E-02	0,407
0,175	2,3625	7,07E-03	1,71E-02	0,414
0,2	2,7	7,79E-03	1,71E-02	0,456
0,238	3,213	8,68E-03	1,71E-02	0,508

Tabella A.1-2: Coefficienti di deflusso valvola di aspirazione





<b>COEFFICIENTE EFFLUSSO VA</b>					
L/D	Alzata [mm]	Area di riferimento	Portata misurata [Kg/s]	Portata teorica	CE
0,025	0,3875	1,89E-04	2,05E-03	2,25E-02	0,091
0,05	0,775	1,89E-04	4,03E-03	2,25E-02	0,179
0,075	1,1625	1,89E-04	5,65E-03	2,25E-02	0,251
0,1	1,55	1,89E-04	7,24E-03	2,25E-02	0,321
0,125	1,9375	1,89E-04	8,37E-03	2,25E-02	0,372
0,15	2,325	1,89E-04	9,28E-03	2,25E-02	0,412
0,175	2,7125	1,89E-04	9,87E-03	2,25E-02	0,438
0,2	3,1	1,89E-04	1,08E-02	2,25E-02	0,480
0,2135	3,30925	1,89E-04	1,09E-02	2,25E-02	0,484

*Tabella A.1-3: Coefficiente di efflusso valvola di aspirazione riferita ad un'area costante*

<b>COEFFICIENTE DEFLUSSO VA</b>					
L/D	Alzata [mm]	Area di riferimento	Portata misurata [Kg/s]	Portata teorica [Kg/s]	CE
0,025	0,3875	1,89E-04	2,10E-03	2,25E-02	0,093
0,05	0,775	1,89E-04	4,03E-03	2,25E-02	0,179
0,075	1,1625	1,89E-04	5,62E-03	2,25E-02	0,250
0,1	1,55	1,89E-04	6,88E-03	2,25E-02	0,306
0,125	1,9375	1,89E-04	8,01E-03	2,25E-02	0,356
0,15	2,325	1,89E-04	9,01E-03	2,25E-02	0,400
0,175	2,7125	1,89E-04	9,79E-03	2,25E-02	0,435
0,2	3,1	1,89E-04	1,04E-02	2,25E-02	0,462
0,2135	3,30925	1,89E-04	1,08E-02	2,25E-02	0,480

*Tabella A.1-4: Coefficiente di deflusso riferito ad un'area costante della valvola di aspirazione*





## BIBLIOGRAFIA

1. **Heywood, Jhon B.** "*Internal Combustion Engine*". Seconda Edizione. s.l. : Mc Graw Hill Education, 2018.
2. **Shell Eco Marathon.** "2019 Official Rules", 2019.
3. **KISTLER.** "Measuring Spark Plug M10x1 (sensor type 6113B)" Datasheet.
4. **KISTLER.** "Torque Sensor with Dual-Range-Options (type 4503A)" Datasheet.
5. **Technologies, Gamma.** "GT-Suite Engine Performances Application Manual". *GT-Suite Manual*. 2016.
6. **KISTLER.** "*Instruction Manual KiBox To Go Type 2893B... KiBox Cockpit Version 3.2 for In-Veichle and Test Bench Combustion Analysis*". 2019.

