



ALMA MATER STUDIORUM
UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE (DIN)

LAUREA IN INGEGNERIA MECCANICA

**VALUTAZIONE TECNICA DI FATTIBILITÀ PER LA
CONVERSIONE DI UN MOTORE A COMBUSTIONE
INTERNA AL FUNZIONAMENTO CON METANOLO
PER APPLICAZIONI AL BANCO PROVA**

Elaborato finale di laurea in ING-IND/08 Macchine a fluido

Relatore:

Prof. Giacomo Silvagni

Candidato:

Paolo Tassi

Anno accademico 2025/2026

Abstract

I combustibili fossili da sempre sono stati utilizzati come combustibile principale nel settore dei trasporti, dato la loro elevata densità energetica e la loro facilità nell'essere trasportati. I combustibili fossili, però non sono l'unico combustibile utilizzabile per alimentare i motori a combustione interna, diversi paesi come il Brasile utilizzano combustibili come l'alcol, l'utilizzo di alcol riduce l'impatto ambientale derivato dai motori a combustione interna, diminuendo la produzione di gas serra come CO_2 , inoltre gli alcoli sono uno ottimo sostituto dei combustibili fossili per quando in futuro questi ultimi si esauriranno.

In questa tesi si discuterà del relativo impiego del metanolo come combustibile per motori ad accensione comandata e motori ad accensione per compressione, prima descrivendo il funzionamento e i parametri principali di un motore a combustione interna, per poi analizzare quali adattamenti bisogna effettuare al motore e alla sala prova, per poi analizzare diversi studi su come utilizzare il metanolo come combustibile, e i diversi vantaggi in termini di emissioni inquinanti e clima-alteranti.

INDICE

Simbologia	5
Elenco figure.....	6
Introduzione	7
1. Introduzione ai motori a combustione interna	8
1.1 Cicli termodinamici ideali.....	9
1.1.1 Rendimento termodinamico	10
1.1.2 Anomalie di combustione.....	10
1.1.3 Determinazione della potenza per via termica.....	14
1.2 Curve caratteristiche.....	16
2. Introduzione alla sala prova	19
2.1 Macchinari per sala prova.....	19
2.2 Impianti per sala prova.....	19
2.2.1 Impianto di raffreddamento.....	20
2.2.2 Impianto di alimentazione del combustibile.....	21
2.2.3 Immissione ed estrazione aria e gas di scarico.....	24
2.2.4 Trattamenti aria comburente.....	26
3. Adattamento di un motore all'utilizzo del metanolo.....	27
3.1 Compatibilità dei materiali.....	27
3.2 Considerazioni tecniche	27
3.3 Principali difficoltà.....	28
3.4 Flussi all'interno del motore.....	29
3.5 Fornitori di sistemi di iniezione.....	31
4. Caratteristiche del metanolo	35
4.1 Caratteristiche come combustibile	35
4.2 Produzione sostenibile di metanolo ed etanolo.....	36
4.3 Rischi intrinseci del metanolo.....	38
4.4 Stabilità delle miscele di etanolo e metanolo.....	38
5. Stoccaggio e sicurezza.....	39
5.1 Stoccaggio.....	39
5.2 Gestione all'interno di un laboratorio di ricerca.....	41
6. Impiego del metanolo in un motore SI.....	43
6.1 Prestazioni ed emissioni di un motore SI con miscele di metanolo- benzina variandone il rapporto di compressione.....	43

6.2 Conversione di un motore CI in un motore SI alimentato a metanolo.....	45
6.2.1 Confronto tra i diagrammi T-s del ciclo Otto e ciclo Diesel.....	49
6.2.2 Analisi del Funzionamento a Miscela Magra con Alimentazione a Metanolo.....	50
6.2.3 Metodologia Sperimentale e Stabilità della Combustione..	50
6.2.4 Confronto Termodinamico tra metanolo e gas naturale.....	51
6.2.5 Analisi del Sistema di Sovralimentazione e delle Emissioni.....	52
6.2.6 Effetti del Lavaggio dei Gas e Regolazione della Pressione.....	53
6.2.7 Mappatura del Carico ed Efficienza Complessiva.....	55
6.2.8 Conclusioni e Sviluppi Futuri.....	57
7. Impiego del metanolo in un motore CI.....	58
7.1 Effetti dell'utilizzo di acqua come additivo per il metanolo in un motore Diesel	58
7.1.1 Sistema di iniezione del combustibile.....	59
7.1.2 Effetti dell'aggiunta di acqua sulle caratteristiche di combustione.....	60
7.1.3 Dinamica del Rilascio del Calore e Influenza del Carico...	60
7.1.4 Impatto della Fasatura di Iniezione del Metanolo (MIT) ...	61
7.1.5 Analisi delle Fasi di Combustione (CA5, CA50, CA90)....	62
7.1.6 Comportamento delle Temperature Massime e Rendimento Indicato.....	62
7.1.7 Caratteristiche della Combustione ed Effetti Termodinamici.....	63
7.1.8 Caratteristiche delle Emissioni.....	64
7.1.9 Analisi della Distribuzione dell'Energia e Bilancio Termico.....	64
Conclusioni	66
Bibliografia.....	67

Simbologia

λ = rapporto tra l'AFR effettivo e l'AFR_{st}

AFR_{st} = rapporto tra la quantità di combustibile e quantità di aria aspirata

ρ_f = densità aria in aspirazione

λ_v = coefficiente di riempimento

k' = tonalità termica

η_c = rendimento di combustione

η_{th} = rendimento termodinamico

η_i = rendimento indicato

η_o = rendimento organico

n = numero di giri

τ = numero di tempi del motore

ROHR = Rate Of Heat Release

MFB = Mass fraction burned

PMI = pressione media indicata

DHMDC = Dual-Fuel Hydrated Methanol Diesel Combustion

MSR = methanol substitution ratio

Elenco delle figure

Figura 1	Diagramma di indicatore del ciclo otto.....	9
Figura 2	Diagramma di indicatore del ciclo Diesel.....	9
Figura 3	Propagazione fronte di fiamma.....	11
Figura 4	Diagramma pressione agente sul cilindro.....	12
Figura 5	Rappresentazione della detonazione.....	13
Figura 6	Rappresentazione della pressione agente nel cilindro in caso di detonazione	14
Figura 7	Diagramma BSFC.....	17
Figura 8	Curva di rilascio del calore e della frazione di massa bruciata (MFB)...	18
Figura 9	Freno dinamometrico.....	19
Figura 10	Impianto di raffreddamento sala prova.....	20
Figura 11	Impianto di alimentazione combustibile.....	21
Figura 12	Sensore di Coriolis.....	22
Figura 13	Schema 2D dell'impianto di alimentazione del laboratorio	23
Figura 14	Impianto immissione ed emissione di aria	24
Figura 15	Impianto di trattamento dell'aria comburente	26
Figura 16	Sistema di iniezione PFI	29
Figura 17	Sistema di iniezione DI.....	30
Figura 18	Iniettori BOSCH.....	31
Figura 19	Iniezione Dual fuel bosh.....	32
Figura 20	Unità di controllo elettronico BOSH per sistemi di flex-fuel.....	33
Figura 21	Molecola metanolo.....	36
Figura 22	Rappresentazione del legame π tra un idrocarburo e il metanolo	39
Figura 23	Serbatoio a tetto galleggianti.....	40
Figura 24	Curva di potenza per il metanolo.....	43
Figura 25	Curva BSFC per il metanolo.....	43
Figura 26	Iniettore BOSCH EV14.....	46
Figura 27	Conversione da motore Diesel a motore a metanolo.....	47
Figura 28	Diagramma T-s	49
Figura 29	Rappresentazione sistema di Dual-fuel per un motore diesel-metanolo..	59

Introduzione

Fin dalla prima rivoluzione industriale i combustibili fossili sono stati utilizzati ampiamente come fonte di energia, sia nelle industrie, sia nel settore automotive. Questo utilizzo ha portato nel corso degli anni a un aumento della percentuale di CO₂ nell'atmosfera e a un aumento di gas inquinanti, motivo per cui negli ultimi anni la ricerca si è indirizzata verso fonti di energia più pulite che diminuiscono l'impatto ambientale. La difficoltà più grande nel sostituire i combustibili fossili con fonti di energie sostenibili e rinnovabili è nella densità energetica, i combustibili fossili hanno una densità energetica maggiore rispetto a qualunque altra fonte di energia (eccetto l'energia nucleare) il che rende la loro sostituzione molto complicata. Il metanolo e l'etanolo e più in genere gli alcoli, sono i candidati migliori come sostituti dei combustibili fossili come benzina e gasolio, dato che hanno un minore impatto ambientale e la loro produzione è più sostenibile. In questa tesi si parlerà degli aspetti tecnici che bisogna adottare all'interno di una sala prova per alimentare un motore con combustibili alternativi sia dall'impianto di alimentazione a bassa pressione, fino al sistema di iniezione del carburante in camera di combustione, per poi analizzare diverse prove condotte da università di tutto il mondo che hanno studiato l'utilizzo del metanolo in diverse applicazioni.

1. Introduzione ai motori a combustione interna

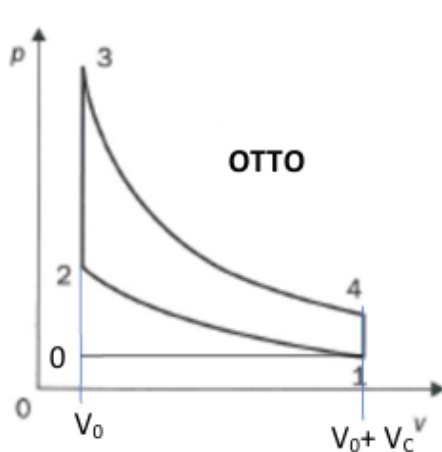
I motori a combustione interna sono macchine termiche motrici che convertono l'energia termica liberata da un combustibile in energia meccanica, bruciando il combustibile dentro la macchina stessa. I motori a c.i (acronimo di combustione interna) sono macchine volumetriche caratterizzate da un volume di lavoro che varia periodicamente, e conferiscono ai motori a c.i un funzionamento ciclico. I criteri di classificazione dei motori a c.i sono molteplici e possono essere basati su diversi parametri che ne caratterizzano il funzionamento. Siccome la combustione caratterizza principalmente il processo di conversione dell'energia, si distinguono due macrocategorie di motori a c.i [1]:

1. Motori ad accensione comandata; in questo tipo di motore la combustione viene accesa attraverso un innesco, ovvero un arco elettrico che scocca tra due elettrodi che innalza localmente la temperatura e avvia la combustione della miscela aria combustibile. La combustione in questo tipo di motori è molto rapida (appena una decina di gradi) e dal punto di vista termodinamico si semplifica la combustione supponendola che avvenga a volume costante (combustione isocora). Il ciclo termodinamico su cui si basa questa categoria di motori è il ciclo Otto che prende il nome dal suo inventore Nikolaus Otto. Il combustibile in questo tipo di motori può essere iniettato nei collettori di aspirazione (iniezione indiretta o PFI) garantendo una miscelazione migliore con l'aria aspirata, oppure direttamente all'interno del cilindro durante la fase di compressione (iniezione diretta o DI), questa soluzione diminuisce la probabilità di autoaccensione della miscela, ma rispetto all'iniezione indiretta il combustibile ha meno tempo per miscelarsi con l'aria aspirata. La regolazione della coppia in questo tipo di motori avviene attraverso un componente nel collettore di aspirazione che prende il nome di valvola a farfalla che regola la portata di aria in aspirazione mantenendo il rapporto stechiometrico costante e pari a $\lambda=1$.
2. Motori ad accensione per compressione o motori Diesel; in questa categoria di motori il combustibile viene iniettato alla fine della fase di compressione, per garantire l'accensione del combustibile, questi motori sono caratterizzati da un rapporto di compressione parecchio elevato, le elevate temperature dovute all'alto rapporto di compressione creano una condizione ideale per cui il combustibile si accende spontaneamente, motivo per cui questi motori vengono chiamati anche motori ad accensione spontanea. Il ciclo termodinamico su cui si basano è il ciclo Diesel che prende il nome da Rudolf Diesel. L'unica differenza

rispetto ai motori a ciclo otto è che la combustione avviene a pressione costante. In questo tipo di motori la regolazione della coppia avviene attraverso la quantità di combustibile direttamente iniettata nella camera di combustione, questo rende possibile in condizioni di basso carico di far lavorare il motore con un rapporto stechiometrico elevato anche fino ad un valore di $\lambda=5$

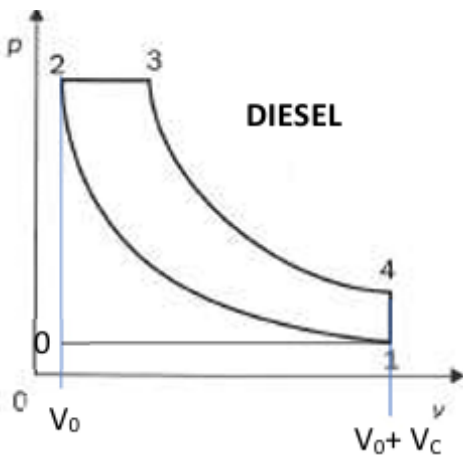
1.1 Cicli termodinamici ideali

Come detto in precedenza i motori a combustione interna si basano su due cicli termodinamici (ciclo Otto in figura 1 e ciclo Diesel in figura 2)



- 0-1 aspirazione isocora*
- 1-2 compressione isoentropica*
- 2-3 combustione isocora*
- 3-4 espansione isoentropica*
- 4-1 scarico spontaneo isocoro*
- 1-0 scarico forzato isocoro*

Figura 1 Ciclo Otto



- 0-1 aspirazione isocora*
- 1-2 compressione isoentropica*
- 2-3 combustione isobara*
- 3-4 espansione isoentropica*
- 4-1 scarico spontaneo isocoro*
- 1-0 scarico forzato isocoro*

Figura 2 Ciclo Diesel

Le figure sopra riportate rappresentano i diagrammi pressione e volume dei due cicli termodinamici, questi diagrammi vengono anche chiamati diagrammi di indicatore e l'area racchiusa dal ciclo rappresenta il lavoro svolto da un singolo ciclo.

$$Li = \oint p dV \quad (1)$$

Lavoro indicato per ciclo

L'equazione (1) rappresenta il lavoro indicato per ciclo, ma questo parametro è dipendente dalla cilindrata del motore; quindi, per confrontare motori con diverse cilindrata si utilizza un parametro chiamato **pressione media indicata**, che non è altro che il lavoro indicato per unità di cilindrata.

$$P_{mi} = L_i/V = (1/V) \oint p \, dV \quad (2)$$

Pressione media indicata

La pressione media indicata è un parametro molto utilizzato dai motoristi per paragonare motori con diverse cilindrata, e come vedremo metteremo a paragone la pressione media indicata del motore quando viene alimentato con il metanolo.

1.1.1 Rendimento termodinamico

Il rendimento termodinamico esprime quanto efficacemente un sistema termodinamico converte l'energia termica in lavoro utile.

$$\eta_{thO} = 1 - \frac{1}{r_c^{k-1}} \quad (3)$$

Rendimento del ciclo Otto

$$\eta_{thD} = 1 - \frac{\tau_p^{k-1}}{r_c^{k-1} k (\tau_p - 1)} \quad (4)$$

Rendimento del ciclo Diesel

Come si può vedere dalle equazioni 3 e 4 il rapporto di compressione (r_c) è presente in entrambe le equazioni ed essendo al denominatore un aumento del rapporto di compressione comporta ad un aumento del rendimento termodinamico. Dalle equazioni risulta ovvio che a parità di rapporto di compressione il ciclo Otto ha un rendimento più elevato, dato che nel ciclo Otto non è presente τ_p , che indica la frazione di calore introdotta a pressione costante. Nelle normali applicazioni però il motore a ciclo Diesel ha un rendimento termodinamico più elevato perché ha un rapporto di compressione molto più elevato rispetto ai motori a ciclo Otto. I motori a ciclo Otto hanno un rapporto di compressione più basso per non incorrere in detonazioni e autoaccensioni che possono provocare danni agli organi interni del motore come pistoni, valvole, ecc.

1.1.2 Anomalie di combustione

In un tradizionale motore ad accensione comandata, la combustione viene avviata da una scintilla che scocca tra gli elettrodi di una candela, in un istante ben determinato che varia dai 10 ai 40 gradi prima del punto morto superiore durante la

fase di compressione. La combustione si propaga dalla candela alle pareti della camera di combustione senza cambiamenti bruschi di velocità e in questo processo si distinguono tre fasi

1. **Fase di incubazione:** In questa fase il primo nucleo della miscela di aria/combustibile brucia gradualmente, innalzando la pressione all'interno del cilindro
2. **Combustione turbolenta:** la fiamma si propaga in modo rapido e turbolento e raggiunge gran parte del volume della camera di combustione, e data la legge di moto del pistone il volume durante questa fase varia poco, per questo motivo a livello teorico possiamo considerarla a volume costante.
3. **Completamento della combustione:** il fronte di fiamma raggiunge le pareti del cilindro che sottraggono calore alla fiamma fino a farla spegnere.

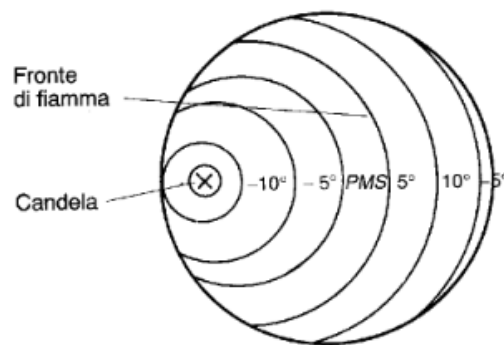


Figura 3 Propagazione fronte di fiamma

Nella figura numero 3 viene raffigurata la propagazione del fronte di fiamma in base alla posizione angolare della manovella rispetto al punto morto superiore i valori di -10° , -5° ecc. indicano la posizione del pistone rispetto al punto morto superiore, possiamo osservare come la scintilla non avviene a cavallo del punto morto superiore (PMS), ma avviene con un leggero anticipo, (non possiamo parlare di anticipo di accensione dato nelle zone limitrofe all'arco elettrico la temperatura è talmente elevata che la combustione inizia pressoché istantaneamente, si parla di un paio di gradi di ritardo) questo per fare in modo che il passaggio dalla fase di incubazione alla fase di combustione turbolenta avvenga quando il pistone è sul PMS, in modo da ottimizzare il calore generato dalla fiamma.

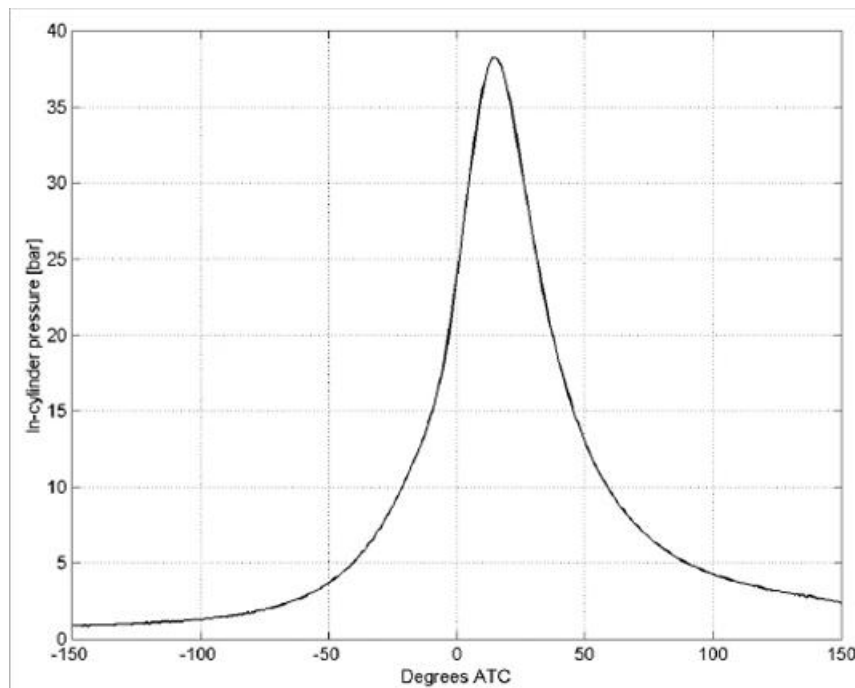


Figura 4 Diagramma pressione agente sul cilindro

Nella figura 4 è rappresentato il diagramma della pressione agente sul pistone in base all'angolo di manovella. Questo grafico è fondamentale quando si fanno dei test nelle sale prove dato che si può osservare direttamente l'andamento della pressione del cilindro preso in considerazione (nel nostro caso è un motore pluricilindrico il sensore di pressione viene montato su un singolo cilindro, mentre per esempio in Formula uno quando testano i nuovi motori ogni cilindro ha il suo sensore di pressione). Cambiando i parametri come λ o l'anticipo di accensione, si può osservare direttamente come varia la pressione in tempo reale, mentre il motore è sul banco prova, ma il parametro più importanti da osservare sono le anomalie di combustione, come la detonazione, che nel caso dei motori ad accensione comandata è il principale ostacolo.

La detonazione si manifesta quando parte della miscela aria combustibile si accende senza che sia la candela con la scintilla ad innescare la combustione, ogni combustibile ha una caratteristica che si chiama temperatura di autoaccensione, e se la temperatura di una parte di superficie della camera di combustione durante la fase di compressione raggiunge o supera la temperatura di autoaccensione la miscela si accende spontaneamente (accensione per superficie) oppure la detonazione avviene quando il fronte di fiamma una volta che si propaga comprime gli endgas (la miscela aria combustibile non ancora raggiunta dal fronte di fiamma) e comprimendoli questi ultimi si scaldano e portando la miscela ad una temperatura maggiore di quella di autoaccensione innescando una combustione localizzata separata dal fronte di fiamma generato dalla candela.

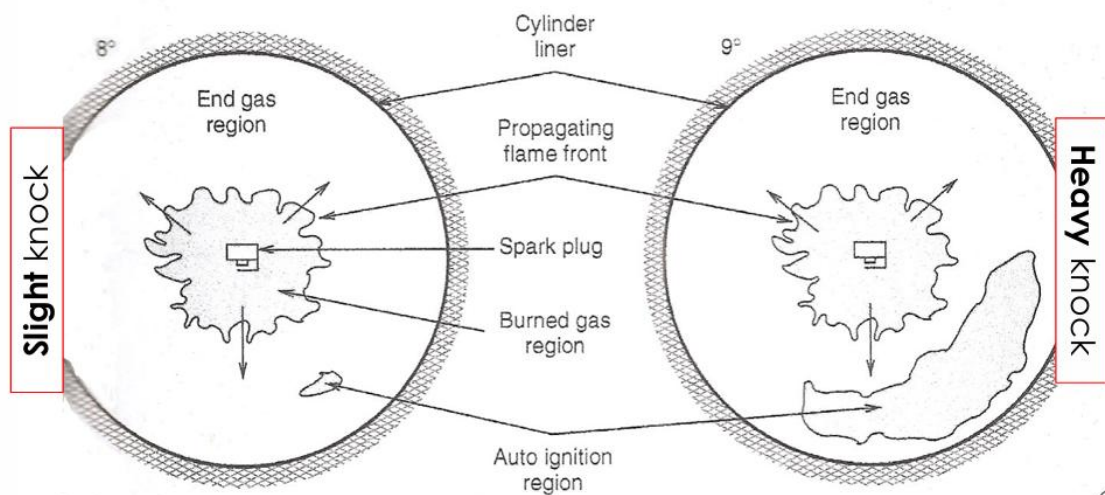


Figura 5 Rappresentazione della detonazione

Quando questo fenomeno accade all'interno del cilindro si ha un aumento rapido della pressione che comporta ad una sollecitazione sui pistoni che può portare alla loro rottura. La proprietà di un combustibile di resistere all'autoaccensione è chiamato numero di ottano (RON; Research Octane Number), questa proprietà del combustibile è molto importante come vedremo il numero di ottano del metanolo è molto elevato e questo garantisce al motore di lavorare con un rapporto di compressione più elevato, aumentando secondo la formula raffigurata nella equazione 3 il rendimento termodinamico, diminuendo teoricamente i consumi e aumentando la potenza, ma vedremo più avanti che solo questo parametro non può garantire una aumento di potenza, sulla potenza incidono anche potere calorifico, velocità del fronte di fiamma, rapporto stechiometrico (λ). La velocità del fronte di fiamma è una caratteristica che influenza la resistenza della detonazione, perché una velocità maggiore permette alla fiamma di raggiungere tutta la camera di combustione in meno tempo e completare la combustione degli endgas. Il metanolo grazie alla sua proprietà antidetonante, negli anni 80 è stato utilizzato in Indycar e ancora oggi nelle gare di accelerazione (Dragster) viene utilizzato.

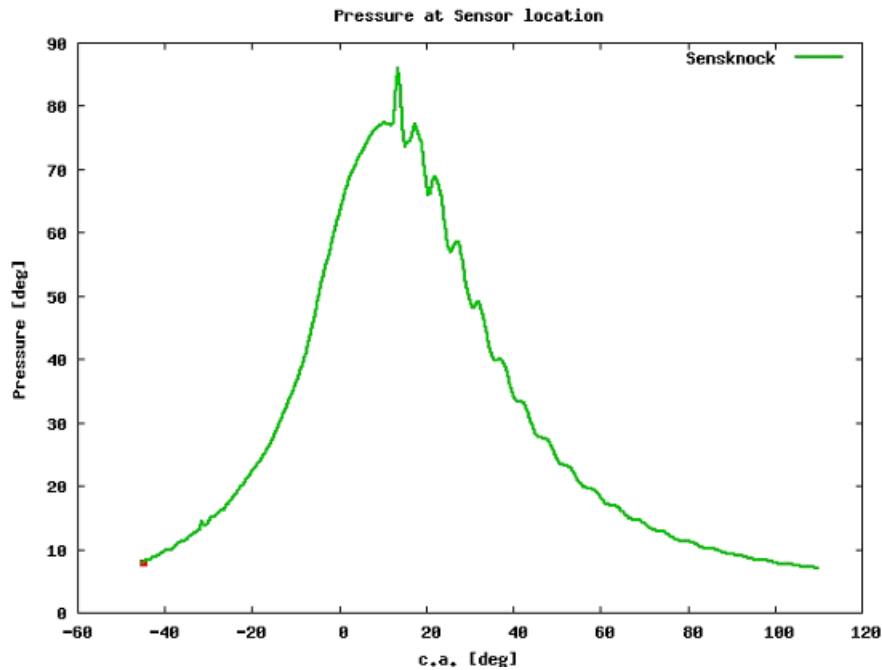


Figura 6 Andamento della pressione nel cilindro in caso di detonazione

In figura 6 è rappresentato l'andamento della pressione in caso di detonazione, e si può notare come la pressione abbia delle brusche variazioni, che causano un forte stress meccanico sui vari organi del motore e danno origine al tipico rumore di un motore che sta detonando.

1.1.3 Determinazione della potenza per via termica

$$P_o = \rho_f \cdot V_c \cdot \lambda_v \cdot k' \cdot \eta_c \cdot \eta_{th} \cdot \eta_i \cdot \eta_o \cdot \frac{2n}{\tau} \quad (5)$$

Formula generale della potenza

Nella equazione (5) è riportata la formula generale della potenza per i motori a c.i., è interessante osservare il parametro k' . Questo parametro prende il nome di tonalità termica ed è il rapporto tra la massa di combustibile bruciato per il suo potere calorifico diviso la massa di aria aspirata, oppure si definisce come la quantità di calore liberata dalla combustione di 1 kg di miscela.

$$k' = \frac{m'_{fuel} H_i}{m_f} \quad (6)$$

$m'_{fuel} = \lambda m_{fuel}$ ovvero è la quantità di combustibile che effettivamente partecipa alla combustione, se la miscela è magra, λ è minore di 1 e quindi m'_{fuel} è minore della massa introdotta in camera di combustione, inoltre, il parametro m'_{fuel} consente di calcolare la quantità di calore introdotta nella fase di combustione

$$Q_I = m'_{fuel} \cdot H_i \cdot \eta_c \quad (7)$$

La formula del calore liberato durante la combustione anche se è molto semplice ci aiuta a capire la principale differenza, tra i combustibili tradizionali come la benzina e gli alcoli, che vedremo più avanti nel capitolo 4 che gli alcoli hanno in genere un potere calorifico inferiore H_i minore rispetto alla benzina, e vedremo che questo è uno dei fattori limitanti dell'utilizzo del metanolo come combustibile.

Nella equazione (6) k' assume valori diversi in caso il motore sia ad iniezione indiretta (PFI) o diretta (DI)

1. $m'_{fuel} = m_{fuel} \longrightarrow \lambda \geq 1 \text{ DI} \longrightarrow mf = m_{air}$
2. $m'_{fuel} = m_{fuel} \longrightarrow \lambda \geq 1 \text{ PFI} \longrightarrow mf = m_{fuel} + m_{air}$
3. $m'_{fuel} = \lambda m_{fuel} \longrightarrow \lambda < 1 \text{ DI} \longrightarrow mf = m_{air}$
4. $m'_{fuel} = \lambda m_{fuel} \longrightarrow \lambda < 1 \text{ PFI} \longrightarrow mf = m_{fuel} + m_{air}$

Queste espressioni se sostituite nella equazione (6) danno come espressione di k' le seguenti equazioni

1. $k' = \frac{1}{\lambda \cdot (AFR)_{st}} \cdot H_i$
2. $k' = \frac{1}{1 + \lambda \cdot (AFR)_{st}} \cdot H_i$
3. $k' = \frac{1}{(AFR)_{st}} \cdot H_i$
4. $k' = \frac{1}{\frac{1}{\lambda} + (AFR)_{st}} \cdot H_i$

Queste espressioni che ci siamo ricavati da operazioni matematiche e considerazioni tecniche, come le differenze tra PFI e DI, ci permettono di fare diverse considerazioni; $l'(AFR)_{st}$ è il rapporto stechiometrico ideale (air/fuel ratio) che nel caso dei motori a ciclo Otto è attorno a 14.7 mentre per il metanolo è molto più basso (6.5) quindi il basso rapporto stechiometrico può compensare il potere calorifico inferiore più basso del metanolo.

Esempio:

Prendiamo come riferimento un motore ad iniezione diretta e proviamo a calcolare la tonalità termica nel caso di una alimentazione a benzina e una a metanolo con miscela grassa e miscela magra

Dati:

$$H_i \text{ benzina} = 42,9 \text{ MJ/Kg}$$

$$H_i \text{ metanolo} = 20,09 \text{ MJ/Kg}$$

$$\lambda \text{ magro} = 1.2$$

$$\lambda \text{ grasso} = 0.8$$

$$\text{AFR}_{\text{st}} \text{ benzina} = 14.7$$

$$\text{AFR}_{\text{st}} \text{ metanolo} = 6.5$$

Miscela magra o stechiometrica ($\lambda \geq 1$)

$$k'_{\text{benzina}} = \frac{1}{1.2 \cdot 14.7} \cdot 42.9 = \mathbf{2.43 \text{ MJ/kg}}$$

$$k'_{\text{metanolo}} = \frac{1}{1.2 \cdot 6.5} \cdot 20.09 = \mathbf{2.58 \text{ MJ/kg}}$$

Miscela grassa ($\lambda < 1$)

$$k'_{\text{benzina}} = \frac{1}{14.7} \cdot 42,9 = \mathbf{2.91 \text{ MJ/kg}}$$

$$k'_{\text{metanolo}} = \frac{1}{6.5} \cdot 20,9 = \mathbf{3.21 \text{ MJ/kg}}$$

Dai semplici calcoli che abbiamo fatto, risulta che a livello teorico, la tonalità termica del metanolo risulta più grande della benzina e che quindi se mettiamo nella equazione (5) k'_{metanolo} al posto di k'_{benzina} e manteniamo costanti tutti gli altri parametri abbiamo un aumento di potenza solo cambiando il combustibile. Vedremo nei capitoli successivi che la realtà è più complessa e che bisogna tenere in considerazione altri fattori.

1.2 Curve caratteristiche

L'obiettivo principale quando si testano nuovi motori in una sala prova è quella di determinare le curve caratteristiche di un motore, le curve principali che caratterizzano un motore sono 3;

1. curva di potenza
2. curva di coppia
3. curva di consumo specifico

Queste curve caratterizzano un motore a delle condizioni di funzionamento specifiche, queste condizioni sono il numero di giri e il carico resistente (che può essere espresso in percentuale al suo valore massimo o alla pressione media effettiva), infatti la potenza e la coppia ad un determinato regime di rotazione possono essere variate dall'unità di controllo cambiando il carico. Le curve caratteristiche di un motore sono tutte in funzione del numero di giri e tipicamente vengono tracciati a carico massimo, così che si riesca a conoscere la potenza e

coppia massima a qualunque regime di rotazione. L'andamento della curva di coppia e potenza nella prima fase è di tipo crescente, dal regime di rotazione minimo del motore (800-1000 rpm), aumentando il numero di giri, la coppia aumenta e di conseguenza la potenza dato che solo legate dalla seguente relazione

$$P = M_t \cdot \omega \quad (8)$$

Dove M_t è la coppia e ω è il regime di rotazione. Quindi nella prima fase la potenza aumenta perché aumenta sia la coppia che il numero di giri, nella seconda fase la coppia si stabilizza su un valore massimo, e oscilla attorno a questo valore mentre la potenza aumenta perché aumenta il regime di rotazione, nell'ultima fase la potenza raggiunge il suo punto di massimo e inizia a calare, dato che la coppia cala drasticamente e non riesce a compensare l'aumento del numero di giri. L'andamento che ho appena descritto è l'andamento tipico di un motore aspirato ed è l'andamento più comune che un motore a combustione interna possa avere, innumerevoli fattori influenzano questo comportamento, dalla fasatura, dalla sovralimentazione, dalla gestione elettronica ecc. Il consumo specifico di combustibile c_{sc} misura l'efficienza con cui il motore converte l'energia del combustibile in potenza utile, viene espresso in g/kWh.

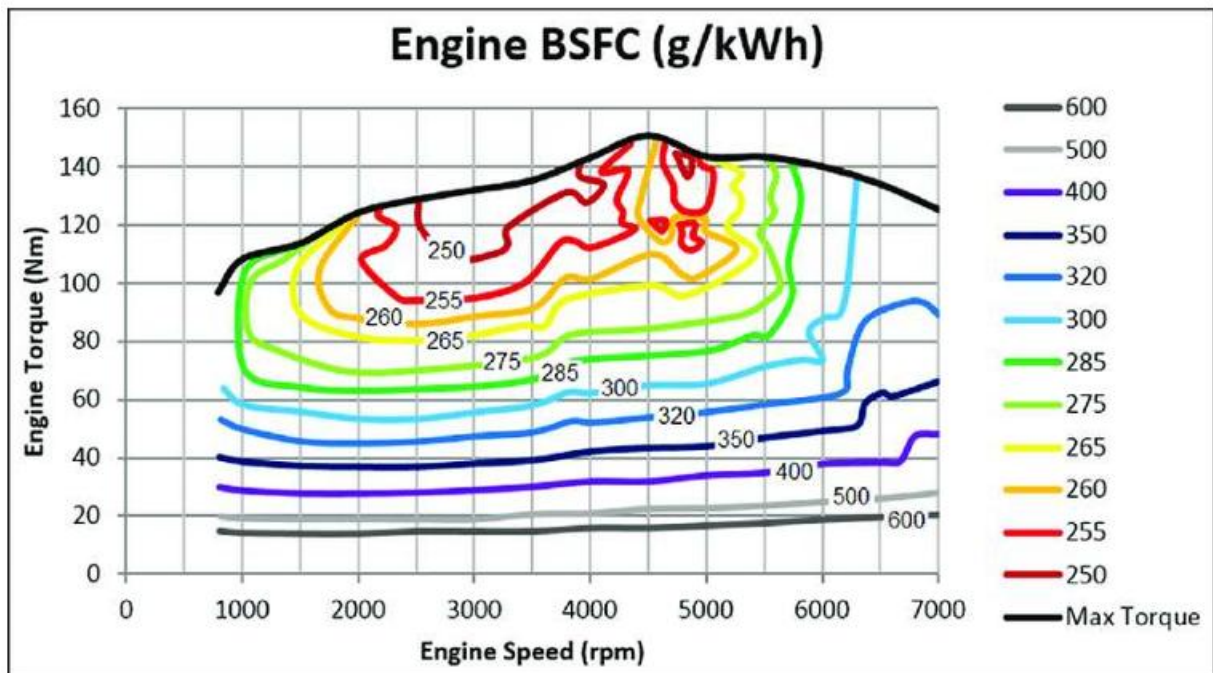


Figura 7 Diagramma BSFC (Brake Specific Fuel Consumption)

Nella figura 7 è rappresentato il consumo specifico di un motore aspirato, e i valori di BSFC sono rappresentati per qualunque regime di rotazione e carico del motore, i valori di consumo specifico più bassi sono in corrispondenza del valore di coppia massima (più precisamente quando la velocità di rotazione è leggermente inferiore a quello del valore di coppia massima).

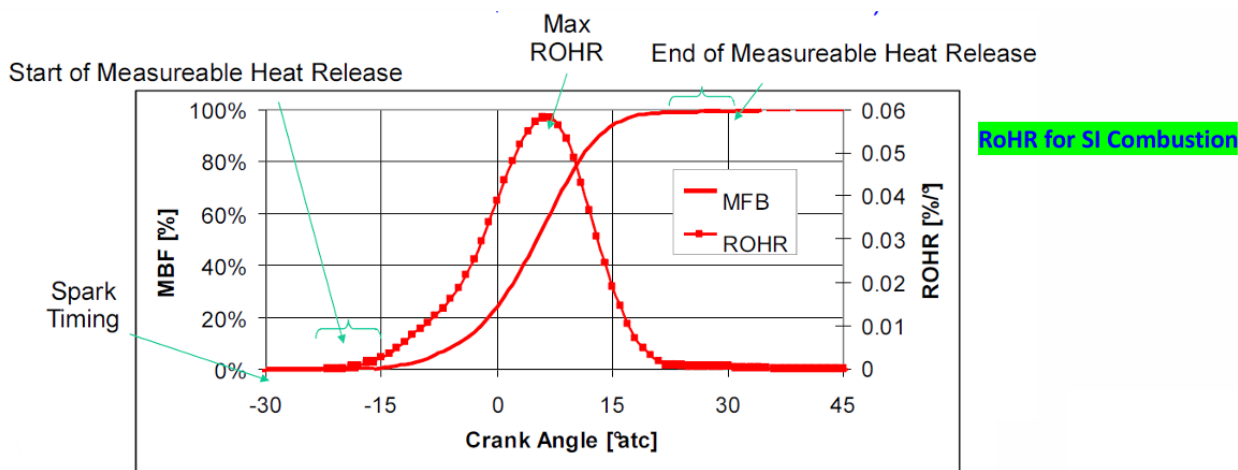


Figura 8 Curve di rilascio di calore e percentuale di massa di combustibile bruciato

La curva ROHR indica la variazione di calore rilasciato al combustibile, in funzione dell'angolo di manovella, mentre la curva MFB indica la percentuale di massa bruciata in corrispondenza di una determinata posizione angolare. I parametri utilizzati maggiormente dai motoristi sono; MFB10, MFB50 e MFB90, che corrispondono relativamente all'inizio della combustione e ad un rilascio misurabile di calore rilasciato dalla combustione (MFB10), a quando il 50% di combustibile ha effettuato la reazione di combustione (MFB50), e al completamento della combustione (MFB90). Il parametro più utilizzato è l'MFB50 perché questo parametro contiene informazioni relative alla velocità di propagazione del fronte di fiamma, tipicamente l'MFB50 di aggira attorno ai 5-7° dopo il PMS, dato che angoli di manovella troppo piccoli o negativi, possono aumentare in modo considerevole la pressione all'interno del cilindro e aumentare il rischio di detonazione, e valori troppo grandi non garantiscono una buona efficienza del motore oltre ad un aumento della temperatura dei gas di scarico, andando a sollecitare componenti come la turbina nel caso di un motore sovralimentato o la sonda lambda (la sonda lambda è una sonda posizionata nei collettori di scarico che misura la quantità di ossigeno presente nei gas di scarico, per poi mandare un segnale alla centralina che cambierà il rapporto stechiometrico in base alla quantità di ossigeno misurata dalla sonda).

2. Introduzione alla sala prova

2.1 Macchinari per sala prova

La sala prova è l'insieme di macchinari e impianti atti a misurare le prestazioni di un motore. La sala prova può essere strutturata in modo tale da misurare le prestazioni direttamente all'albero motore, oppure misurare le prestazioni alla ruota. Nel nostro campus di Forlì la sala prova è attrezzata per misurare le prestazioni all'albero motore, e il laboratorio è dotato di un freno a correnti parassite.



Figura 9 Freno a correnti parassite dell'università

Il freno dinamometrico è il cuore della sala prova perché grazie a questo macchinario si misurano le curve di coppia e di potenza, come ho detto in precedenza questo è un freno a correnti parassite ciò significa che il suo funzionamento si basa sulle “correnti parassite” o “correnti di Foucault”, queste correnti si generano in un conduttore che è all'interno di un campo magnetico variabile che si oppone al campo magnetico esterno, generando una forza frenante, la dinamo freno deve essere raffreddata, perché l'energia meccanica dissipata dal conduttore si trasforma in calore.

2.2 Impianti per sala prova

La sala prova è composta da diversi impianti, che sono rispettivamente:

- Impianto di raffreddamento
- Impianto di alimentazione del combustibile
- Immissione ed estrazione aria e gas di scarico
- Trattamenti aria comburente
- Impianto di estinzione
- Sistemi e impianti per la misurazione delle grandezze fisiche

2.2.1 Impianto di raffreddamento

L'impianto di raffreddamento ha la funzione di dissipare il calore generato dal motore e dalla dinamo freno.

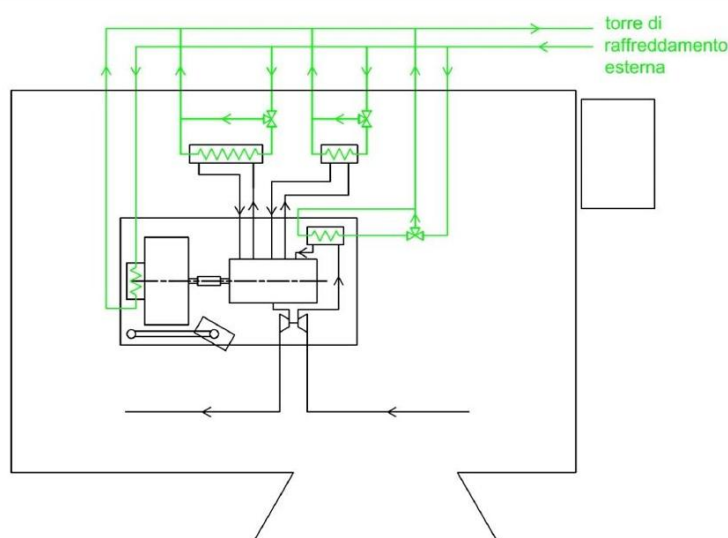


Figura 10 Impianto generico di raffreddamento

La dissipazione di calore avviene tramite gli scambiatori che utilizzano acqua proveniente da un circuito a ciclo chiuso dotato di torre evaporativa.

2.2.2 Impianto di alimentazione del combustibile

Il combustibile viene stoccato in dei serbatoi esterni alla sala prova, che vedremo più avanti per il metanolo ci sono norme specifiche, e attraverso l'utilizzo di una pompa viene mandato al motore, tipicamente la pressione di mandata non è elevata, dato che la funzione principale dell'impianto è di far arrivare il combustibile al motore.

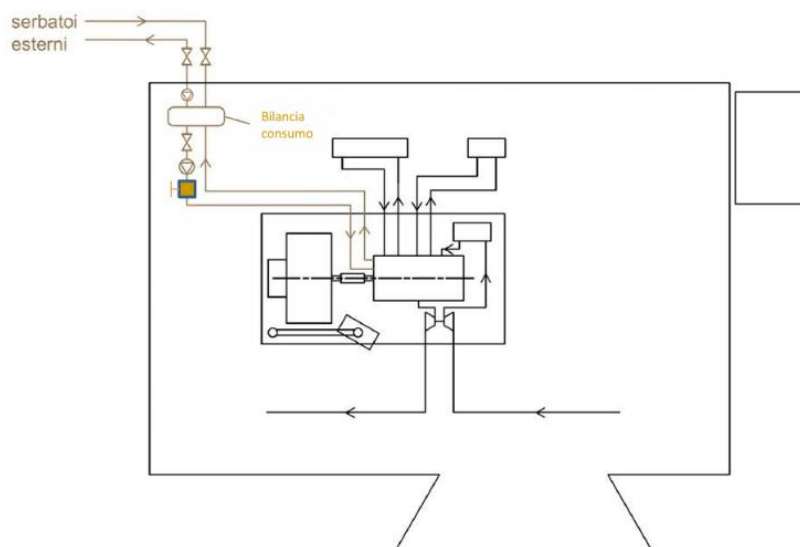


Figura 11 impianto generico di immissione del combustibile

Nella nostra sede l'impianto di immissione di combustibile è costituito da tre linee combustibile, ognuna per combustibili liquidi, in modo tale che si possano testare motori dual-fuel oppure testare prima un combustibile e poi l'altro senza apportare grosse modifiche al motore, ma semplicemente cambiando la linea di alimentazione, inoltre c'è anche una linea di alimentazione per l'idrogeno. Inoltre, abbiamo apportato all'impianto un sensore di portata di Coriolis tra la bilancia che misura i consumi e la pompa.



Figura 12 Interno di un sensore di Coriolis

Il sensore di Coriolis è un sensore che misura direttamente la portata in massa, il che risulta molto comodo nella misurazione e nei calcoli riguardanti i consumi. Due condotti a sezione costante e eguale lunghezza sono posti in sospensione e fatti oscillare da due sensori magnetici, quando il fluido è fermo la frequenza dei tubi è la stessa e non c'è sfasamento tra i due, ma quando inizia a scorrere si crea uno sfasamento tra le due oscillazioni dovuto alla forza di Coriolis. La variazione di fase è la quantità diretta di portata del fluido che scorre nelle tubazioni, tanto è più grande la variazione di fase tanto è maggiore la portata del fluido, inoltre il sensore di Coriolis misura anche la densità del fluido, i sensori magnetici rilevano anche il valore della frequenza di oscillazione, ed è inversamente proporzionale alla densità del fluido.

Nella pagina successiva è illustrato uno schema 2D dell'impianto di alimentazione a bassa pressione.

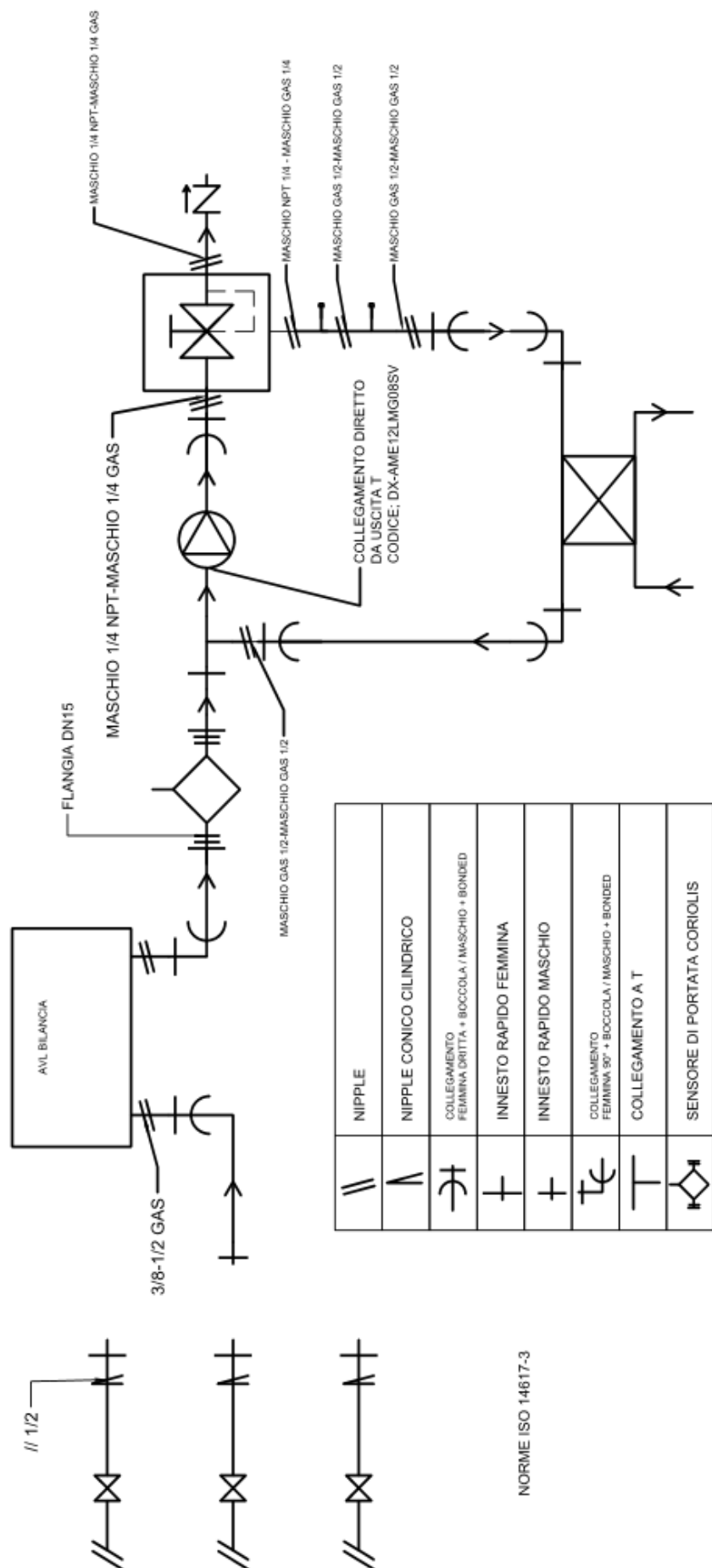


Figura 13 Schema 2D impianto di alimentazione sala prova

I nipple presenti nell'impianto sono realizzati in acciaio inossidabile (316L) che, come si vedrà più avanti in questa tesi, è uno dei pochi materiali compatibili per il metanolo e l'etanolo, il regolatore di pressione è di tipo back pressure che garantisce una corretta pressione di mandata facendo ritornare a monte del regolatore la pressione in eccesso.

2.2.3 Immissione ed estrazione aria e gas di scarico

Siccome il motore si trova in un ambiente chiuso bisogna immettere continuamente aria fresca e espellere continuamente i gas di scarico

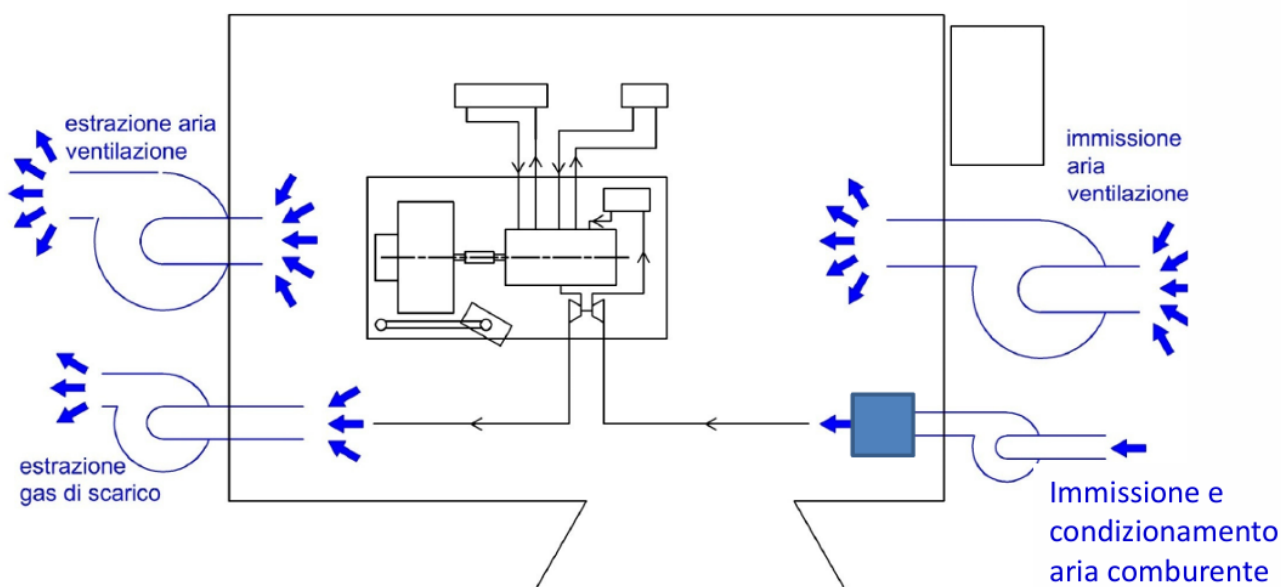


Figura 14 impianto generico di estrazione ed immissione aria e gas di scarico

Le ventole di estrazione e immissione dell'aria, servono a garantire una temperatura costante all'interno della sala prova, che senza questo impianto tenderebbe a scaldarsi per il calore generato dal motore. Per quanto riguarda il dimensionamento dell'impianto di ventilazione della sala, dipendono dalle dimensioni della sala prova, il rendimento termodinamico del motore, e dalla potenza del motore; quindi, possiamo considerare l'immissione di aria ed estrazione pressoché costante, mentre per quanto riguarda l'immissione del comburente vediamo con un esempio di calcolo come varia la portata d'aria

Esempio

Formule:

$$\dot{m}_{fuel} = \frac{P_{eng}}{LHV \cdot \eta_{th}}$$

$$\lambda = \frac{AFR}{AFR_{st}}$$

$$\dot{m}_{air} = \lambda \cdot \dot{m}_{fuel} \cdot AFR_{st}$$

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}_{air}}{\rho_{air}}$$

Dati:

$$P_{eng} = 100 \text{ kW}$$

$$\rho_{air} = 1.22 \text{ kg/m}^3$$

$$AFR_{st} \text{ benzina} = 14.7$$

$$AFR_{st} \text{ metanolo} = 6.5$$

$$\eta_{th} = 30 \%$$

$$\lambda = 1$$

$$LHV_{metanolo} = 20.9 \text{ MJ/Kg}$$

$$LHV_{benzina} = 43 \text{ MJ/Kg}$$

Calcoli:

Consideriamo costante il rendimento termodinamico

$$\dot{m}_{fuel_{benzina}} = \frac{100 \text{ kW}}{43000 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot 0.3} = 0.0078 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{air_{benzina}} = 1 \cdot 0.0078 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 14.7 = 0.1140 \text{ kg/s}$$

$$\dot{V}_{air_{benzina}} = \frac{0.1140}{1.22} = 0.0934 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\dot{m}_{fuel_{metanolo}} = \frac{100 \text{ kW}}{20900 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot 0.3} = 0.0159 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{air_{metanolo}} = 1 \cdot 0.0078 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 6.5 = 0.1037 \text{ kg/s}$$

$$\dot{V}_{air_{metanolo}} = \frac{0.1037}{1.22} = 0.0850 \text{ m}^3/\text{s}$$

Come si evince dai calcoli, anche se di poco (0.10 kg/s di differenza) il metanolo richiede meno portata di aria all'aspirazione, ma questo era prevedibile, siccome il metanolo ha un rapporto stechiometrico molto basso, ma il basso potere calorifico però fa sì che il valore non si discosti molto dalla portata d'aria della benzina, ma è importante osservare come la portata di combustibile, a parità di potenza e rendimento è maggiore (circa 8 grammi in più), questo valore può sembrare irrisorio, ma questa differenza si traduce in un aumento dei consumi, che come si vedrà dalle ricerche più avanti è proprio il fenomeno che avviene.

2.2.4 Trattamenti aria comburente

In un motore dotato di turbocompressore, l'aria compressa dal compressore deve essere raffreddata prima di entrare nei cilindri, l'aria viene raffreddata utilizzando uno scambiatore detto "intercooler" che tipicamente è uno scambiatore aria-aria, dato che quando è montato sulla vettura l'intercooler viene raffreddato dall'aria che la vettura incontra mentre va ad una certa velocità. In una sala prova per ovviare alla mancanza del flusso d'aria si sostituiscono gli intercooler aria-aria con un intercooler aria-acqua.

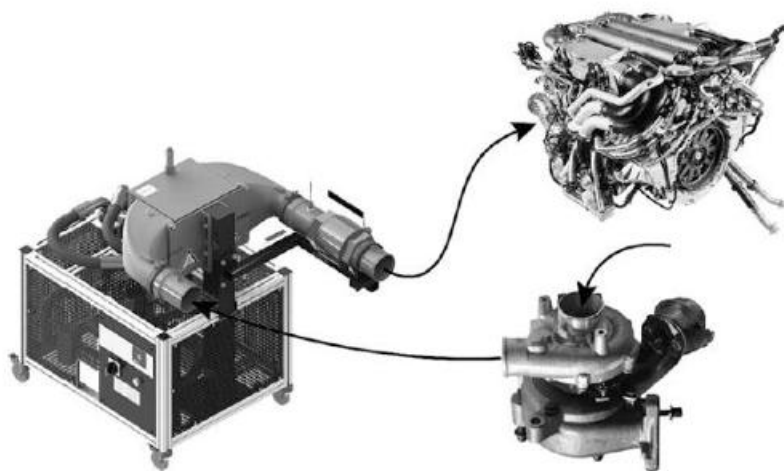


Figura 15 scambiatore aria-acqua

3. Adattamento di un motore all'utilizzo del metanolo

3.1 Compatibilità dei materiali

Il metanolo [2] come anche tutti gli alcoli è una molecola polare, questa caratteristica rende il metanolo una sostanza particolarmente corrosiva, gli alcoli sono particolarmente corrosivi per l'alluminio, magnesio e rame, motivo per cui è consigliato l'utilizzo di materiali come l'acciaio inossidabile austenitico per componenti che sono a contatto frequente con il metanolo. La conducibilità elettrica induce una corrosione elettrochimica nei materiali come il rame. La I&EC research (Industrial & engineering chemistry research) [3] ha condotto diverse prove sulla compatibilità di diverse plastiche e gomme con il metanolo misurandone il cambiamento di massa, volume, durezza superficiale e carico di rottura a trazione. Le prove mettevano a confronto il gasolio e il metanolo e hanno tratto le seguenti conclusioni:

- **Materiali elastomerici (Gomme):** Gomme come **FKM**, **NR** (gomma naturale) e **CR** (cloroprene) presentano variazioni contenute di massa e volume, mentre **NBR** (gomma nitrile-butadiene) e **SR** (gomma siliconica) mostrano variazioni significative. Tutti i materiali gommosi subiscono una riduzione della durezza e della resistenza alla trazione; l'**NBR** registra il calo di durezza più marcato, sebbene la riduzione della resistenza alla trazione rimanga entro il 20%. La diminuzione del contenuto di carbonio nell'**NBR** dopo l'immersione in metanolo è sensibilmente superiore rispetto a quella in diesel. L'**FKM** mostra una maggiore resistenza al metanolo grazie alla sua natura inerte e alla struttura densa.
- **Materiali plastici:** Le plastiche dimostrano una buona compatibilità con il metanolo, con lievi cambiamenti in termini di massa, volume e proprietà meccaniche. Tra queste, **PVC** e **PTFE** presentano le variazioni minori di massa e volume, sebbene il **PVC** subisca una riduzione della durezza rilevante. Osservazioni microscopiche e analisi elementari indicano che i quattro materiali plastici analizzati non subiscono alterazioni significative.

3.2 Considerazioni tecniche

Due delle differenze sostanziali tra il metanolo e i combustibili fossili come la benzina e il gasolio è nel potere calorifico e nel rapporto stechiometrico, queste differenze comportano un aumento di portata nel sistema di iniezione; ecco un

elenco delle principali considerazioni tecniche sull'adattamento di un motore all'utilizzo di metanolo [3]:

- Il metanolo è **corrosivo** per alcuni materiali utilizzati nei sistemi di iniezione convenzionali. Componenti come condotti del carburante, iniettori e guarnizioni devono essere realizzati in materiali resistenti al metanolo, come l'acciaio inossidabile o polimeri specifici, per garantire longevità e sicurezza.
- **Rivestimenti:** La placcatura in nichel-fosforo o i rivestimenti ceramici possono proteggere le superfici metalliche esposte al metanolo
- Il metanolo presenta **viscosità e potere lubrificante inferiori** rispetto alla benzina e al diesel. Ciò richiede l'uso di pompe del carburante e iniettori specializzati per garantire una corretta atomizzazione e prevenire l'usura delle parti mobili
- **Additivi per la lubrificazione:** Composti come gli esteri degli acidi grassi (ad esempio l'oleato di metile) e i mono/di-acilgliceridi vengono spesso aggiunti al metanolo per migliorarne la lubrificazione.
- Gli iniettori per il metanolo devono essere progettati per gestire **portate più elevate** a causa della minore densità energetica del metanolo. Inoltre, il pattern di spruzzo e la dimensione delle goccioline devono essere ottimizzati per garantire una combustione completa e ridurre al minimo le emissioni
- **Additivi per la combustione:** L'etanolo o il dimetiletere (DME) possono essere miscelati con il metanolo per stabilizzare la combustione, riducendo i rischi associati a una scarsa vaporizzazione.
- Il metanolo ha un **elevato calore latente di evaporazione**, che fornisce un effetto di raffreddamento durante l'iniezione. Questo può essere vantaggioso per il raffreddamento della carica, ma può richiedere regolazioni nella calibrazione del motore per evitare problemi come il "wall wetting" (bagnamento delle pareti) e la vaporizzazione incompleta.
- **Calibrazione della fasatura di iniezione:** La regolazione della fasatura di iniezione tramite la mappatura della ECU (Unità di Controllo Motore) assicura che il metanolo vaporizzi completamente senza causare il bagnamento delle pareti del cilindro

3.3 Principali difficoltà

- La minore volatilità del metanolo può causare difficoltà nell'**avviamento a freddo**. Le soluzioni includono il preriscaldamento del carburante o l'uso di un sistema *dual-fuel*, in cui il metanolo viene integrato con un carburante più volatile durante la fase di accensione

- Il metanolo può formare **depositi** nel sistema di iniezione, portando all'ostruzione degli iniettori. Per mitigare questo problema sono necessari additivi e una manutenzione regolare (Methanol Institute 2023).
- La necessità di materiali compatibili con il metanolo e la complessità dei sistemi a iniezione diretta possono far **aumentare i costi**. Ciò rende la transizione verso motori alimentati a metanolo più impegnativa dal punto di vista economico.
- Materiali compatibili:

Acciaio **inossidabile**: Acciaio inossidabile AISI 316

3.4 Flussi all'interno del motore

Pressione di iniezione

Una pressione di iniezione maggiore permette di avere una migliore nebulizzazione del combustibile e una migliore miscelazione con l'aria in aspirazione, riducendo gli idrocarburi incombusti HC e monossido di carbonio CO, d'altro canto una pressione di iniezione maggiore aumenta la produzione di NO_x dato che le temperature di combustione sono più elevate con una pressione di iniezione [4].

Sistemi di iniezione

- **PFI (Iniezione indiretta) con metanolo**: Il sistema di iniezioni indiretta permette una migliore miscelazione del metanolo con l'aria aspirata, diminuendo gli idrocarburi incombusti e il particolato, le modifiche dei sistemi PFI per l'utilizzo del metanolo comporta l'impiego di materiali resistenti ai suoi effetti corrosivi e l'adeguamento delle dimensioni degli iniettori per gestire le maggiori portate.

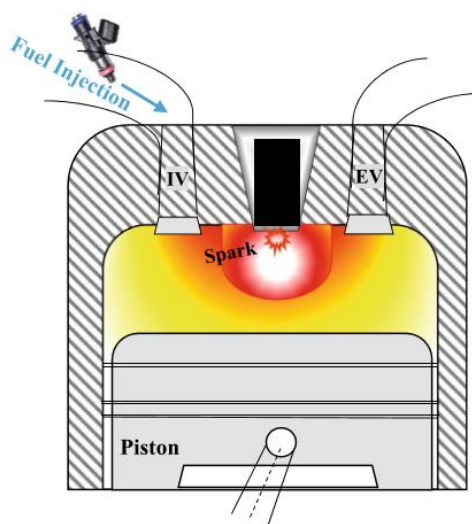


Figura 16 Iniezione PFI

- **DI (Iniezione diretta) con metanolo**: I sistemi DI offrono un controllo preciso della miscela aria-carburante, rendendoli particolarmente adatti al

metanolo. Le innovazioni nel design degli iniettori, come l'uso di leghe avanzate e rivestimenti, possono mitigare i problemi di corrosione. Il controllo della fasatura e della pressione di iniezione è fondamentale per ottimizzare le caratteristiche di combustione del metanolo

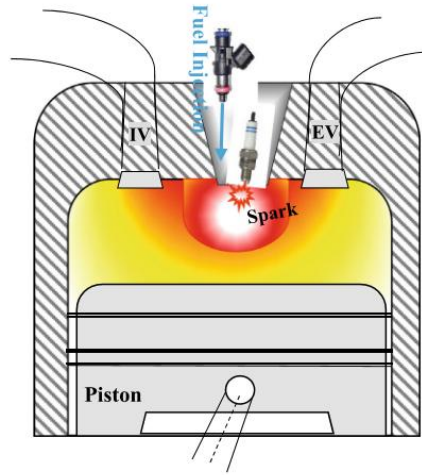


Figura 17 Iniezione DI

- **Iniezione Dual-Fuel con metanolo:** I sistemi a doppia iniezione possono ottimizzare i vantaggi del metanolo utilizzando l'iniezione indiretta (PFI) in condizioni di basso carico e quella diretta (DI) durante i carichi elevati. Questo approccio migliora l'efficienza e riduce le emissioni, ma richiede sistemi di controllo sofisticati e componenti hardware robusti per gestire le proprietà chimico-fisiche del metanolo

Le proprietà chimico fisiche del metanolo danno numerosi vantaggi, come già citato in precedenza, ovvero un numero di ottano elevato (109) consente di aumentare il rapporto di compressione e di conseguenza anche il rendimento termico, nonostante ciò, il metanolo presenta delle complicazioni sul sistema di iniezione:

- **Minore densità energetica:** Il metanolo ha una densità energetica di **20,9 MJ/kg**, notevolmente inferiore rispetto ai **43 MJ/kg** della benzina. Ciò richiede portate di carburante più elevate per mantenere costanti le prestazioni del motore, un requisito che i sistemi di iniezione tradizionali potrebbero non supportare adeguatamente.
- **Elevato calore latente di evaporazione:** Il calore latente di evaporazione del metanolo è di **1100 kJ/kg**, quasi tre volte superiore ai **370 kJ/kg** della benzina. Questa proprietà raffredda l'aria aspirata, riducendo il rischio di detonazione, ma complica la preparazione della miscela aria-carburante.
- **Corrosività e potere lubrificante:** Il metanolo è corrosivo per alcuni materiali presenti nei sistemi di alimentazione convenzionali e possiede un potere lubrificante inferiore, il che aumenta l'usura e il deterioramento dei componenti del sistema di iniezione.

Difficoltà nel Pompaggio del Metanolo (secondo AxFlow)

- **Basso NPSH:** Il basso NPSH del metanolo può influire sull'efficienza operativa delle pompe.
- **Scivolamento del Fluido:** La bassa viscosità (0,6mPa a 20 °C) può causare scivolamento del fluido all'interno della pompa, compromettendo le prestazioni.
- **Scarsa Lubrificazione:** Le proprietà del metanolo possono ridurre la lubrificazione, aumentando l'usura dei componenti della pompa.
- **Ebollizione:** Il basso punto di ebollizione (78,3 °C) complica il pompaggio, soprattutto nelle applicazioni con temperature variabili.
- **Sensibilità delle Guarnizioni Meccaniche:** Anche piccoli problemi con le guarnizioni possono causare fuoriuscite di gas, richiedendo guarnizioni robuste.

Axflow è una azienda specializzata nel costruire e distribuire pompe.

3.5 Fornitori di sistemi di iniezione

Bosh offre una gamma di iniettori adatti all'utilizzo di combustibili alternativi, sia per iniezioni PFI (Port fuel injection) che per iniezioni DI (Direct injection), questi iniettori nonostante utilizzino dei combustibili come il metanolo, etanolo e idrogeno che sono combustibili con un baso potere lubrificante, non hanno bisogno di un sistema di lubrificazione esterno, il che li rendono una scelta per i produttori di motori molto conveniente, dato che la lubrificazione degli iniettori per questo tipo di motori è una delle difficoltà più grandi



Figura 18 Iniettori BOSCH per sistemi flex-fuel

Vantaggi di questi iniettori

- Uso per diversi tipi di formazione di miscele
- Soluzione conveniente per il time-to-market con iniezione di carburante a metanolo
- Progettazione intelligente per una lunga durata di servizio e un comportamento stabile dell'iniezione quando si utilizzano combustibili gassosi o liquidi
- Progettazione robusta senza lubrificazione esterna aggiuntiva per l'uso di diversi carburanti
- Preparazione ottimale della miscela tramite tappo spruzzato
- Configurazione di progettazione per la certificazione marittima

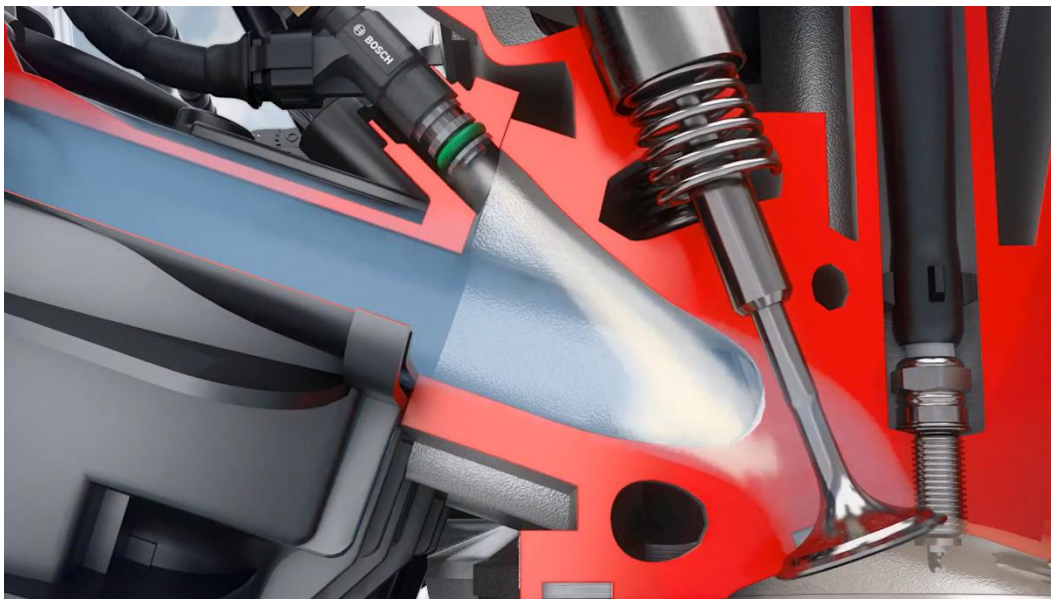


Figura 19 Esempio di iniezione indiretta Bosh per un motore dual-fuel.



Figura 20 Sistema di controllo elettronico BOSCH flex-fuel

Oltre agli iniettori la Bosh fornisce anche un sistema di iniezione progettato appositamente per lavorare con metanolo ed etanolo; questo sistema include un rail, un'unità di riscaldamento del combustibile per l'avviamento a freddo, dato che la scarsa capacità di evaporazione del metanolo rende difficoltoso l'accensione a freddo e una centralina.

Oltre a Bosh, come fornitore di componenti per l'iniezione di metanolo troviamo AEM, una azienda specializzata nella fornitura di componenti elettroniche e di sistemi di iniezione per automobili.

AEM offre un sistema di iniezione di acqua e metanolo, questa soluzione viene adottata spesso nelle gare di accelerazione dato che offre molti vantaggi, che approfondiremo nel capitolo successivo.

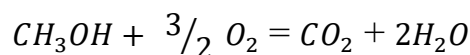
3.6 Miscele di acqua e metanolo

Miscelare il metanolo con una percentuale di acqua che varia dal 10 al 30 % può variare le caratteristiche del motore in termini di potenza e consumi [2]. L'obiettivo principale di aggiungere una percentuale di acqua nel metanolo è quella di aumentare il potere antidetonante dato che l'acqua permette di abbassare le temperature in camera di combustione, permettendo di alzare il rapporto di compressione aumentando il rendimento termodinamico. Chiaramente, una considerazione importante per tali miscele nei sistemi di combustione riguarda le

implicazioni sulla robustezza dell'accensione e sullo spegnimento della fiamma, sebbene diversi in diversi studi siano riusciti a far funzionare con successo il loro motore con miscele contenenti fino al 30% di acqua. Essi hanno riportato che, per ogni dato rapporto di equivalenza utilizzabile, un aumento del contenuto di acqua riduceva le emissioni di NO_x . Un rapporto di compressione (CR) e a un anticipo d'accensione costanti, rispettivamente pari a 12:1 e 14° prima del punto morto superiore. Nelle stesse condizioni, l'aggiunta di acqua aumentava generalmente il consumo energetico specifico (ovvero diminuiva l'efficienza termica al freno, BTE), pur rimanendo superiore rispetto all'isooctano fino a una percentuale del 20% di acqua nel metanolo; tuttavia, in un test con metanolo puro, l'aumento del CR ha mostrato un forte miglioramento della BTE. Sembra quindi esserci un ulteriore potenziale di miglioramento della BTE per le miscele metanolo-acqua con un CR più elevato. Diversi studi hanno testato miscele contenenti fino al 10% in volume di acqua e le hanno confrontate con il funzionamento a metanolo puro e a benzina, per regimi e carichi del motore da bassi a medi. Le miscele contenenti acqua hanno mostrato essenzialmente la stessa BTE del funzionamento a metanolo puro, il quale ha comportato a sua volta un aumento della BTE da 1 a 2 punti percentuali rispetto al funzionamento a benzina. Le ragioni principali di questo miglioramento sono l'elevata velocità di combustione del metanolo e le minori perdite per raffreddamento, dovute all'elevato calore di vaporizzazione e all'elevata capacità termica del metanolo e dell'acqua. Hanno inoltre riscontrato che le emissioni di NO_x erano inferiori per le miscele metanolo-acqua rispetto al funzionamento con metanolo puro, in concomitanza con le previste riduzioni delle temperature in cilindro e della temperatura adiabatica di fiamma (compensando così il previsto aumento della durata della combustione, che prolunga il tempo disponibile per la formazione di NO_x).

Ora vediamo una breve dimostrazione di come cambia il rapporto stechiometrico per una miscela di metanolo/benzina:

Per prima cosa vediamo il rapporto stechiometrico del metanolo



- Massa molare del metanolo: 32 g/mol
- Massa molare dell'ossigeno: 32 g/mol

Dalla relazione precedente vediamo che servono 1.5 moli di ossigeno per ogni mole di metanolo, quindi:

$$1.5 \cdot 32 = 48 \text{ gO}_2/\text{mol}$$

- Percentuale di ossigeno nell'aria: 23.2%

$$\frac{48}{0.232} \cong 206.9 \text{ g di aria}$$

AFR_{st}:

$$\frac{206.9}{32} \approx 6.5$$

Se il metanolo è miscelato con un 30% di acqua significa che per ogni kg di miscela abbiamo:

- 0.7 kg di metanolo
- 0.3 kg di acqua

$$AFR \text{ miscela} = 6.5 \cdot 0.7 = 4.52$$

Come volevasi dimostrare, e da quello che si poteva dedurre dalle considerazioni fatte in precedenza, l'apporto di acqua nel metanolo aumenta l'AFR, con un conseguente aumento dei consumi.

4. Caratteristiche del metanolo ed etanolo

4.1 Caratteristiche come combustibile

Il metanolo è la più semplice molecola di alcol presente in natura, con formula chimica **CH₃OH**, dalla formula chimica si può dedurre che la percentuale di carbonio per ogni mole di metanolo è relativamente bassa, molto più bassa rispetto alla percentuale di carbonio presente nei combustibili fossili, se prendiamo come riferimento la molecola di isottano (C₈H₁₈) per descrivere la benzina la percentuale di carbonio per mole nell'isottano è di **84.12%** mentre nel metanolo è di **37.48%** la percentuale così bassa di carbonio lo rende un ottimo combustibile per ridurre le emissioni di CO₂, CO e particolato carbonioso dovute all'attività umana. La molecola di metanolo come tutti gli alcoli contiene il legame OH che rende possibile la solubilizzazione in acqua e benzina [2].

La formula chimica dell'etanolo è **C₂H₅OH**, la percentuale di carbonio è un po' più alta rispetto al metanolo: **52.14%**, l'etanolo condivide molte caratteristiche con il metanolo, come il legame **OH**, che oltre a renderli entrambi solubili in acqua, apporta ossigeno alla combustione abbassando il rapporto stechiometrico a valori di **6,5** per il metanolo e **9** per l'etanolo, mentre per la benzina è **14,7**, l'apporto di ossigeno dovuto al legame OH però ha come svantaggio di ridurre il potere calorifico inferiore del combustibile; **20,09 MJ/Kg** per il metanolo **26,95 MJ/Kg** per l'etanolo e **42,9 MJ/Kg** per la benzina. Il metanolo e l'etanolo hanno in comune

una caratteristica fondamentale per i motori a combustione interna, ovvero una temperatura di autoaccensione più elevata rispetto alla benzina tradizionale e all'isottano: **738 K** per il metanolo, **698 K** per l'etanolo e **690 K** per l'isottano. Il numero di ottano indica la tendenza antidetonante di un combustibile e per l'etanolo e metanolo è di **109**, il che lo rende un ottimo combustibile per motori con un alto rapporto di compressione, come i motori da competizione, infatti storicamente il metanolo è stato utilizzato in indycar agli inizi degli anni 80, ma venne poi bandito per il fatto che la fiamma del metanolo non produce nessun colore e non è visibile per l'occhio umano il che rendeva molto pericoloso per i marshal spegnere le fiamme di un incendio e per questo motivo venne abbandonato. Nonostante questa pericolosa caratteristica se il metanolo viene miscelato con la benzina tradizionale, si riducono le emissioni di CO₂ e si aumenta il numero di ottano.

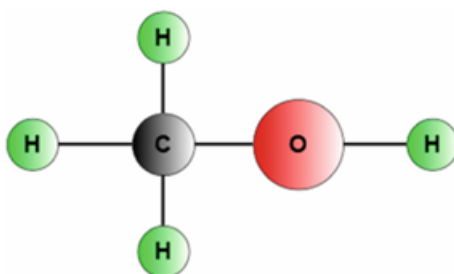
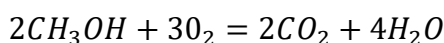


Figura 21 Molecola metanolo

Reazione di combustione:



4.2 Produzione sostenibile di metanolo ed etanolo

Gli alcoli leggeri rappresentano eccellenti carburanti per motori ad accensione comandata. L'etanolo, in particolare, ha acquisito grande popolarità come possibile sostituto della benzina grazie alla possibilità di essere prodotto da fonti rinnovabili. Il Brasile è stato il paese pioniere nello sviluppo del bioetanolo, soprattutto quello di prima generazione, ottenuto da colture alimentari come la canna da zucchero [4]. Tuttavia, la diffusione di questo carburante in altri mercati ha sollevato il problema del conflitto tra produzione alimentare e produzione energetica (“food versus fuel”), oltre a quello del cambiamento indiretto dell'uso del suolo (ILUC), legato alla conversione di terreni naturali in superfici agricole con conseguente rilascio di CO₂

precedentemente sequestrata. Il bioetanolo di prima generazione risulta sostenibile su larga scala soprattutto in Brasile, grazie a condizioni climatiche favorevoli e a un'elevata efficienza produttiva della canna da zucchero. Al contrario, negli Stati Uniti la produzione da mais richiede un maggiore impiego di energia e presenta un ritorno energetico inferiore su base ciclo di vita. In Europa, inoltre, non vi è una superficie agricola sufficiente per soddisfare l'intero fabbisogno energetico dei trasporti tramite etanolo. Per questo motivo, l'attenzione si è spostata verso biocarburanti di seconda e terza generazione, ottenuti dalla trasformazione di lignina e cellulosa, cioè dalle parti non commestibili delle colture. Questa soluzione consente di aumentare la resa senza interferire con la filiera alimentare. Il metanolo, noto storicamente come "alcol di legno", è l'alcol più semplice e può essere prodotto da qualsiasi materiale contenente carbonio, inclusi rifiuti e biomasse, attraverso processi termochimici. Rispetto all'etanolo, la sua produzione può risultare più rapida, con rese energetiche superiori e senza impatti sulla catena alimentare. Inoltre, il metanolo può essere sintetizzato combinando idrogeno e anidride carbonica, anche utilizzando CO₂ catturata dall'atmosfera ed energia elettrica da fonti rinnovabili. In questo caso si parla di "elettro-carburanti", ovvero combustibili che fungono da mezzo di accumulo per l'energia rinnovabile. Dal punto di vista energetico, il metanolo rappresenta un eccellente vettore di idrogeno: a parità di volume contiene circa il 40% di idrogeno in più rispetto all'idrogeno liquido, senza richiedere le complesse e costose condizioni di stoccaggio di quest'ultimo. Questo lo rende particolarmente interessante come mezzo di trasporto e accumulo dell'energia. Analogamente, anche altri combustibili sintetici, come il metano prodotto tramite processi "power-to-gas", possono contribuire allo stoccaggio dell'energia rinnovabile su larga scala sfruttando le infrastrutture esistenti. Il metanolo, essendo liquido a temperatura e pressione ambiente, è il più semplice e potenzialmente il più economico tra gli elettrocarburanti. Può inoltre fungere da materia prima per l'industria chimica, consentendo la produzione di materiali con un'impronta di carbonio neutra o addirittura negativa, se la CO₂ utilizzata proviene dall'atmosfera. Anche in un futuro caratterizzato da una forte elettrificazione dei trasporti leggeri, combustibili sintetici come il metanolo potrebbero risultare fondamentali per decarbonizzare settori difficili da elettrificare, quali aviazione, navigazione e trasporto pesante su lunga distanza. In questo contesto, il metanolo emerge come un vettore energetico strategico per i sistemi di trasporto del futuro

4.3 Rischi intrinseci del metanolo

Come già descritto in precedenza la fiamma dovuta alla combustione del metanolo non è visibile ad occhio nudo ma con una percentuale di benzina del 15% (quindi M85) la fiamma diventa visibile ad occhio nudo, il metanolo come l'etanolo sono tossici per l'essere umano in caso di ingestione, contatto con la pelle ed inalazione, ma questo pericolo può essere evitato progettando adeguatamente il serbatoio. Gli alcoli leggeri come il metanolo ed etanolo hanno una temperatura di infiammabilità più alta rispetto alla benzina 11-14 gradi centigradi per gli alcoli il che lo rende più sicuro rispetto alla benzina che ha una temperatura di - 45 °C.

La polarità del metanolo lo rende altamente corrosivo per i materiali come alluminio, magnesio e rame, anche i materiali ferrosi sono soggetti a corrosione ma in minore entità. L'acciaio inossidabile austenitico viene utilizzato per componenti che sono a stretto contatto con il metanolo.

4.4 Stabilità delle miscele di etanolo e metanolo

Le molecole di etanolo e metanolo sono delle molecole polari il che le rendono altamente solubili in acqua, questa loro caratteristica rende difficile la miscelazione con la benzina. Uno studio condotto dal dipartimento di ingegneria dell'autoveicolo dell'università Muhammadiyah di Magelang in Indonesia ha condotto delle prove utilizzando come benzina prodotta dalla Pertamina, contenente quattro diversi tipi di idrocarburi: aromatico, ciclico, alifatico e alcol [5]. Gli idrocarburi aromatici hanno una molecola non polare, il benzene in particolare è composto da sei atomi di carbonio che formano un anello e gli elettroni sparsi attorno a questo anello creano dei legami π con la molecola polare del metanolo, nonostante questi legami, il legame a idrogeno che si forma tra il metanolo e il vapore acqueo presente nell'aria è più forte del legame π il che tende a separare il metanolo dalla benzina impedendone la miscibilità e stabilità. Tuttavia, se la percentuale di metanolo è molto elevata (>50%) gli idrocarburi tendono a mantenere separati le molecole di metanolo con le molecole d'acqua permettendo agli idrocarburi di miscelarsi omogeneamente con il metanolo, inoltre altri studi hanno confermato che l'etanolo può essere utilizzato come co-solvente nelle miscele di metanolo/benzina impedendo al metanolo di legarsi con il vapore acqueo.

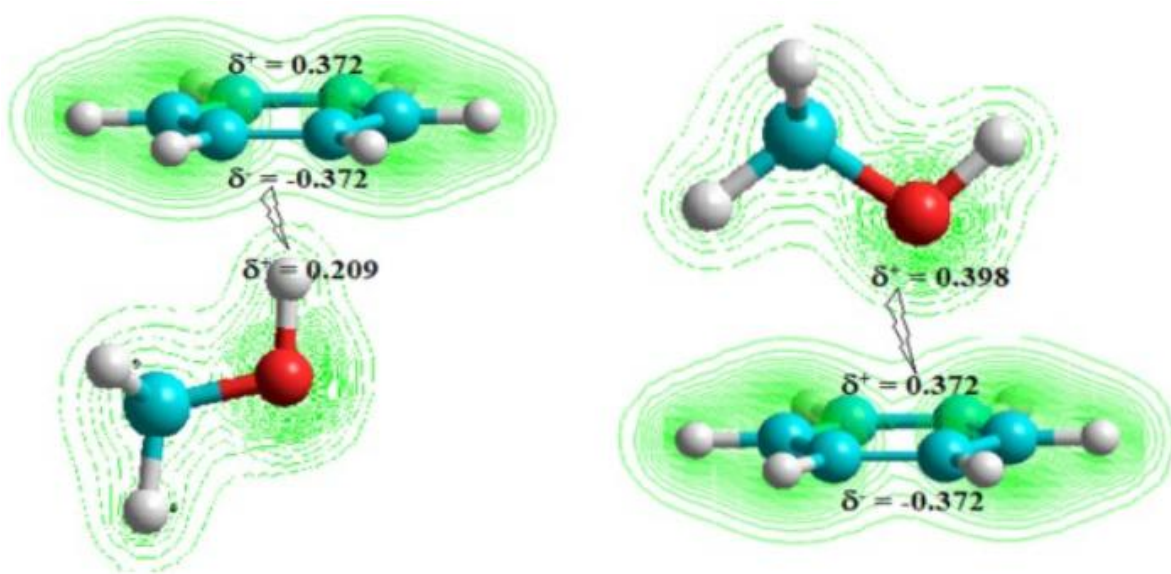


Figura 22 Legame π tra la molecola di metanolo e gli idrocarburi

5. Stoccaggio e sicurezza

5.1 Stoccaggio

Il modo migliore per stoccare il metanolo è quello di utilizzare un serbatoio a tetto galleggiante interno per ridurre al minimo lo spazio di vapore all'interno del serbatoio e limitare la quantità di aria disponibile a miscelarsi con i vapori. È inoltre necessario controllare i vapori emessi dotando gli sfiati del serbatoio di parafiamma almeno che lo spazio dei vapori non sia pressurizzato con un gas inerte. È fondamentale verificare che i componenti del parafiamma non siano fabbricati in lega di alluminio. Il metanolo è corrosivo per le leghe di alluminio ed è stato riportato un caso in cui un parafiamma guasto ha causato l'incendio di un serbatoio in seguito al rilascio di vapori eccessivi, come riportato sul “, *Methanol safe handling manual 5th edition*” [6]. Il parafiamma presentava componenti in lega di alluminio che si erano degradati e avevano ceduto in un arco di 13 anni. In questo caso, è evidente che anche la manutenzione preventiva dell'impianto fosse insufficiente. Un altro modo per controllare i vapori in un serbatoio di stoccaggio di metanolo è il polmonamento (o blanketing) con gas inerte. Questo sistema aggiunge un ulteriore livello di protezione contro l'accensione all'interno dello spazio di vapore e impedisce l'emissione di vapori infiammabili dal serbatoio. Tale misura è particolarmente rilevante se le normali temperature di un combustibile possono rendere la concentrazione di vapore nel volume libero del serbatoio entro i limiti di infiammabilità. Per questo motivo, il polmonamento è indicato per il

metanolo, ma viene utilizzato, ad esempio, anche nei serbatoi di stoccaggio della benzina. L'uso dell'azoto come gas inerte di copertura per il metanolo offre anche il vantaggio di preservarne la purezza. L'azoto è privo di anidride carbonica, la quale, a contatto con il metanolo, può causare corrosione in presenza di aria umida o salmastra. Per evitare la contaminazione del prodotto che potrebbe aumentarne l'acidità e la corrosività, l'azoto secco è quindi il gas preferito per il polmonamento del metanolo.

La pressione interna del serbatoio può essere controllata mediante l'uso di valvole di sfiato combinate di pressione e vuoto (PVRV - pressure relief/vacuum breaker valves). Gli sfiati possono essere configurati o meno con parafiamma, a seconda delle circostanze specifiche; tuttavia, l'uso dei parafiamma rappresenta la configurazione preferibile.



Figura 23 serbatoio a tetto galleggiante

Le valvole di sicurezza (PSV) dovrebbero essere dimensionate per il caso di incendio (fire case) e, se possibile, dovrebbero essere canalizzate per scaricare in un collettore della torcia (flare header). Se configurate per scaricare in atmosfera, si raccomanda caldamente che le valvole di sicurezza siano predisposte per sfiatare attraverso dei parafiamma. Oltre alla sicurezza antincendio, si consiglia di considerare le normative locali per la limitazione delle emissioni di idrocarburi durante la configurazione degli sfiati del serbatoio e dei dispositivi di scarico della pressione. L'uso di tubi di troppo pieno (overflow pipes) è sconsigliato. È noto, infatti, che il metanolo liquido si accumuli e goccioli dai tubi di troppo pieno quando la temperatura ambiente è inferiore alla temperatura di stoccaggio. Qualsiasi accumulo di metanolo liquido condensato all'interno del bacino di contenimento (bermed area) crea un pericolo di incendio e può essere classificato come rilascio ambientale. I serbatoi di stoccaggio, le autocisterne, i vagoni ferroviari e i

contenitori portatili sono tutti soggetti al rischio di BLEVE (Boiling Liquid Expanding Vapor Explosion - esplosione di vapori che si espandono da un liquido in ebollizione). Devono essere stabilite precauzioni di sicurezza che tengano conto dei rischi derivanti da: Sovrappressione, flusso di calore radiante e rischi di esposizione a sostane tossiche.

5.2 Gestione all'interno di un laboratorio di ricerca

Il regolamento (CE) n. 1907/2006 (REACH) modificato con 2020/878/UE stabilisce le seguenti procedure da eseguire in caso di primo soccorso o in caso di incendio all'interno di un laboratorio di ricerca.

Descrizione delle misure di primo soccorso

Note generali

Togliersi di dosso immediatamente gli indumenti contaminati. Autoprotezione del primo soccorritore.

Se inalata

Chiamare immediatamente un medico. Se il respiro è irregolare o interrotto, somministrare respirazione artificiale.

A contatto con la pelle.

In caso di contatto con la pelle lavarsi immediatamente ed abbondantemente con molta acqua.

A contatto con gli occhi

Sciacquare accuratamente per parecchi minuti. In caso di dubbio o se i sintomi persistono, avvisare il medico.

Se ingerita

Sciacquare la bocca e bere abbondantemente. Chiamare immediatamente un medico.

Principali sintomi ed effetti, sia acuti che ritardati In caso di inalazione: Tosse, Vertigini, Cefalea, In seguito a un contatto cutaneo: Ha un effetto sgrassante sulla pelle, Dopo contatto con gli occhi: Arrossamento congiuntivale dell'occhio, Congiuntivite, In caso di ingestione: Dolori addominali, Sensazione di malessere, Vomito, Avvelenamento del sistema nervoso centrale che può provocare convulsioni, respirazione difficoltosa, perdita di coscienza, Perdita del riflesso di raddrizzamento, e atassia, Grave deterioramento della vista, Pericolo di cecità, Dosi più consistenti possono indurre coma e provocare la morte

Misure di lotta antincendio

Mezzi di estinzione idonei

coordinare misure antincendio nelle zone circostanti! acqua nebulizzata, schiuma alcool-resistente, polvere estinguente secca, polvere BC, biossido di carbonio (CO₂)

Mezzi di estinzione non idonei

getto d'acqua

Pericoli speciali derivanti dalla sostanza o dalla miscela Combustibile.

In caso di ventilazione insufficiente e/o durante l'uso può formare con l'aria miscele esplosive/infiammabili. I vapori dei solventi sono più pesanti dell'aria e possono depositarsi sul pavimento. La presenza di sostanze o miscele infiammabili è particolarmente probabile negli ambienti che non sono interessati da aerazione, ad esempio quelli non areati posti in profondità, come fosse, canali e pozzi. I vapori sono più pesanti dell'aria e possono depositarsi sul pavimento e creare con l'aria miscele esplosive. I vapori possono creare con l'aria una miscela esplosiva.

Prodotti di combustione pericolosi

In caso di incendio possono svilupparsi: Monossido di carbonio (CO), Biossido di carbonio (CO₂)

Raccomandazioni per gli addetti all'estinzione

degli incendi In caso di incendio e/o esplosione non respirare i fumi. Utilizzare i mezzi estinguenti con le precauzioni abituali a distanza ragionevole. Indossare l'autorespiratore. Portare indumento protettivo chimico.

6. Impiego del metanolo in un motore SI

6.1 Prestazioni ed emissioni delle miscele di etanolo-metanolo

Diversi studi sulle prestazioni ed emissioni delle miscele di metanolo/benzina hanno dimostrato come il consumo specifico e la potenza massima erogata diminuiscono dell'8/9% all'aumentare della percentuale di metanolo miscelato nella benzina, questo è dovuto al basso potere calorifico del metanolo. In questo paragrafo sono elencati i principali risultati che sono emersi dalla prova condotta dal College of Mechanical and Electrical Engineering in Cina [7].

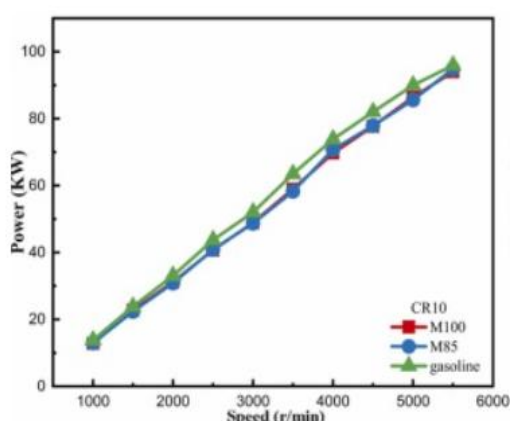


Figura 24 Curva potenza

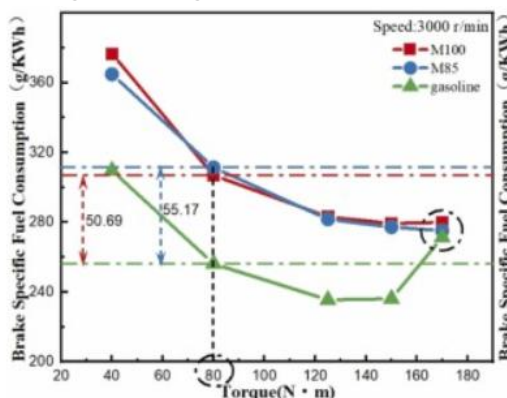


Figura 25 curva BSFC

Come si può osservare dai grafici la benzina tradizionale produce una potenza maggiore con un consumo specifico minore, anche se ai carichi elevati i consumi si eguagliano. Questo fenomeno è dovuto all'apporto di ossigeno del metanolo, dato che la molecola del metanolo contiene una grossa percentuale di ossigeno, che riduce la durata della combustione e migliora il rendimento di combustione.

	Max Torque	%	Max Power	%	BSFC	%
M5E15	8.73	2.8	6.45	-1.1	342.51	8.4
M15E5	8.63	1.6	6.42	-1.5	339.96	7.6
M20	8.82	3.8	6.68	2.4	336.80	6.6
M10E10	8.70	2.4	6.55	0.4	350.34	10.9
E20	8.54	0.6	6.52	-0.1	327.85	3.8
Ron 90	8.49	0.0	6.52	-0.1	315.93	0.0

La tabella riportata di sopra mostra le performance di vari test su diverse miscele di combustibili prendendo come riferimento una benzina con numero di ottano 90 (RON=90). I risultati possono essere riassunti come segue:

- L'aumento di potenza e coppia con la miscela ternaria benzina-etanolo-metanolo (M10E10) rispetto alla benzina pura dimostra l'effetto positivo del numero di ottano più elevato di questi carburanti alcolici. Il miglioramento dell'indice di ottano consente al motore di funzionare con maggiore efficienza, soprattutto a carichi e regimi più elevati.
- Tutti i carburanti miscelati hanno mostrato un consumo specifico di carburante al banco (BSFC) superiore rispetto alla benzina pura. Tuttavia, i valori più elevati di BSFC sono stati registrati per la miscela M10E10, con un aumento del 10,89% rispetto alla benzina. Il maggiore consumo è dovuto alla minore densità energetica di etanolo e metanolo rispetto alla benzina. Il metanolo contiene circa 16 MJ/L, l'etanolo circa 21 MJ/L, mentre la benzina circa 32 MJ/L. Ciò significa che è necessario bruciare una maggiore quantità di carburante per ottenere la stessa energia, con un impatto negativo sull'economia di esercizio. Nel complesso, le miscele offrono comunque un buon compromesso tra miglioramento delle prestazioni ed efficienza.
- L'utilizzo di miscele ternarie ha comportato riduzioni significative delle emissioni di idrocarburi totali (THC), ossidi di azoto (NO_x) e monossido di carbonio (CO), con diminuzioni massime rispettivamente del 17%, 23% e 40%. Questi risultati evidenziano l'efficacia dei carburanti a base alcolica nel favorire una combustione più pulita, grazie alla loro struttura molecolare ossigenata che facilita un'ossidazione più completa del combustibile. L'aumento osservato delle emissioni di anidride carbonica (CO_2) conferma una combustione più completa.
- La riduzione del Coefficiente di Variazione della Pressione Media Effettiva Indicata (COV_{IMEP}) a regimi più elevati e con un maggiore contenuto di etanolo-metanolo nella miscela rappresenta un indicatore positivo di miglioramento della stabilità della combustione. Sia le miscele binarie sia quelle ternarie hanno mostrato valori di COV_{IMEP} inferiori rispetto alla benzina RON 90, indicando un processo di combustione più stabile tra i diversi cicli del motore. Questo miglioramento riduce significativamente il rischio di mancate accensioni e favorisce un funzionamento più regolare e affidabile.

$$\text{COV}_{IMEP} = \frac{\sigma(IMEP)}{\mu(IMEP)} \cdot 100$$

Inoltre, un coefficiente di variazione basso riduce il rischio di detonazione

- Il confronto delle curve di rilascio del calore ai regimi di 4000, 6000 e 8000 giri/min dimostra l'efficacia delle miscele benzina-etanolo-metanolo nel migliorare l'efficienza della combustione e le prestazioni del motore. I risultati indicano che i carburanti alcolici migliorano il rilascio di calore fornendo ossigeno aggiuntivo a supporto del processo di combustione.

Nel complesso, questi risultati suggeriscono che le miscele etanolo-metanolo-benzina rappresentano un'alternativa promettente alla benzina nei motori ad accensione comandata, soprattutto con l'obiettivo di ridurre le emissioni e migliorare la stabilità della combustione. Tuttavia, il maggiore consumo di carburante rimane una criticità, e sono necessarie ulteriori ottimizzazioni dei parametri del motore per migliorarne l'efficienza.

Si raccomandano ulteriori ricerche per superare i limiti dello studio attuale. Le future indagini potrebbero concentrarsi sull'ottimizzazione dell'anticipo di accensione per carburanti alcolici a diversi carichi e regimi, sulla valutazione degli effetti della geometria della camera di combustione e del rapporto di compressione, nonché sull'analisi della durabilità a lungo termine dei motori alimentati con miscele ternarie.

6.2 Conversione di un motore CI in un motore SI alimentato a metanolo

In questo paragrafo si vedrà come è possibile convertire un motore ad accensione per compressione (CI engine) in un motore ad accensione comandata (SI engine), questa scelta di convertire un motore a ciclo Diesel in un motore a ciclo Otto alimentato a metanolo porta innumerevoli vantaggi, la prova è stata condotta dal "Chair of Internal Combustion Engines" in Germania [8].

Per le indagini è stato utilizzato metanolo di grado chimico come combustibile (purezza >99%). Il contenuto di zolfo e acqua nel combustibile è trascurabile. Le specifiche principali dell'unità monocilindrica ad alta velocità sono riassunte nella tabella riportata qui sotto.

	Unità	Valore
Cilindrata motore	Litri	5
Rapporto di compressione geometrico	/	14,5
Rapporto di compressione effettivo	/	13,8
Velocità motore	g/min	1800

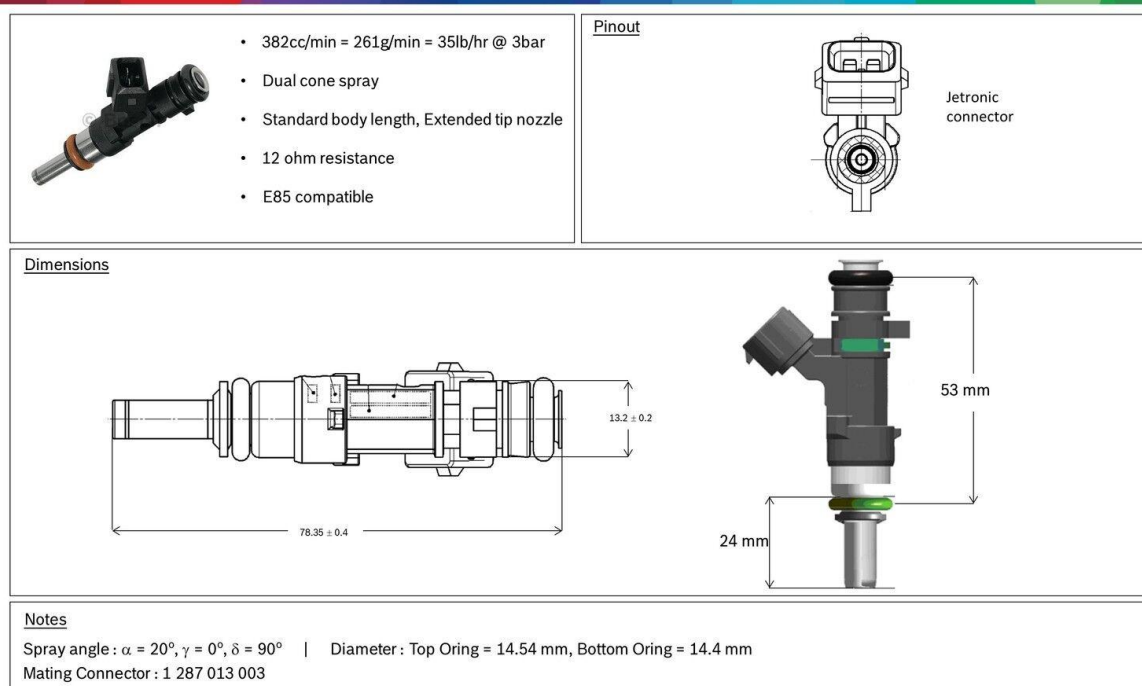
Per convertire il motore diesel di base ad accensione comandata, l'alloggiamento su cui è calettato dell'iniettore diesel è stato sostituito con un alloggiamento per candela. È stata utilizzata una candela da corsa di tipo freddo per evitare preaccensioni sulla candela stessa. Inoltre, con la candela selezionata M14 NGK Racing (R7437-9) si è evitato l'uso del platino per la stessa ragione. È stata scelta una camera di combustione aperta rispetto a un design a precamera per studiare il comportamento del metanolo in un sistema di combustione premiscelata con lunghe distanze di combustione. Per aumentare ulteriormente il livello di swirl (turbolenza vorticosa) a ~ 2 (AVL), sono stati utilizzati dei profili orientatori (swirl shrouds). Lo swirl è stato mantenuto come meccanismo principale di movimento della carica, come è pratica comune per i motori ad accensione comandata (SI) più grandi. Poiché la testata piatta del cilindro è stata ereditata dal motore diesel di base, introdurre il tumble (turbolenza capovolta) nel processo è difficile e comporterebbe una caduta di pressione eccessiva.

Per l'introduzione del combustibile sono stati utilizzati due iniettori low-pressure high-flow Bosch EV14 (pfi - port fuel injection) orientati verso ciascuna valvola di aspirazione.



0 280 158 124

381cc/min EV14 Injector



Robert Bosch (Australia) Pty Ltd | www.bosch-motorsport-shop.com.au | motor.sport@au.bosch.com | www.facebook.com/BoschMotorsportAustralia

Figura 26 Iniettore BOSCH high-flow, low-pressure

L'iniettore EV14 si è dimostrato il più adatto per il campo di carico raggiungibile limitato dalla combustione con detonazione.

Il pistone presentava un design a forma di ω con pareti assottigliate per ridurre il rapporto di compressione (CR). Di conseguenza, il pistone ha una forma prevalentemente piatta con una significativa altezza di squish e comporta lunghe distanze di combustione (vedere la forma principale nella figura 27). Per ridurre ulteriormente la compressione relativamente alta per un motore ad accensione comandata con una cilindrata unitaria di 5 litri, sono state applicate fasature Miller (per fasature Miller si intende un ritardo apposto della chiusura della valvola di aspirazione, in modo da ridurre la quantità di aria effettiva che viene compressa) per ridurre il rapporto di compressione efficace a 13.8.

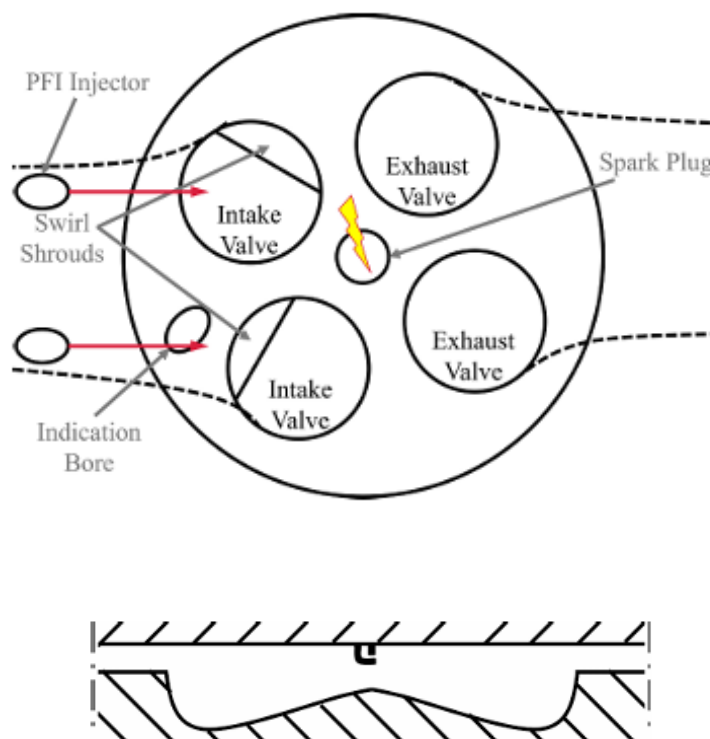


Figura 27 Conversione da motore a ciclo Diesel a motore a ciclo Otto alimentato a metanolo

La velocità nominale è di 1800 giri/min, tuttavia è possibile una velocità di rotazione operativa massima superiore.

L'alimentazione, il condizionamento e la misurazione della portata in massa del combustibile sono stati gestiti dal sistema FEV FuelCon. La pressione differenziale per l'iniezione del combustibile è stata impostata a ~3 bar e regolata dal FuelCon per compensare le pressioni di sovralimentazione più elevate. La

sensibilità su questo parametro, tuttavia, è risultata molto bassa in quanto la fasatura di iniezione (Fine Iniezione, EOI) era pre-ottimizzata e fissata a un valore vicino alla fasatura di apertura della valvola di aspirazione (IVO). Gli iniettori PFI a bassa pressione non forniscono un pattern di spruzzo che favorisca l'iniezione attraverso la valvola di aspirazione aperta. La temperatura del combustibile è stata impostata a 25 °C.

La pressione di sovralimentazione (p_2) è stata fornita da un gruppo compressore esterno. La temperatura dell'aria di sovralimentazione (T_2) è stata regolata dal sistema di automazione del banco prova (TestCellManager, TCM) e impostata a un valore di 45 °C. A parte la variazione della contropressione (p_5), le indagini sono state eseguite a $\Delta p_{scav} = p_2 - p_5 = 0$ mbar, (Δp_{scav} = differenza di pressione durante la fase di incrocio delle valvole) poiché una previsione significativa di un turbocompressore (TC) per un motore a metanolo ad alta velocità e grande alesaggio richiederebbe dati sperimentali. La p_5 , è stata impostata con valvole a farfalla nello scarico e regolata dal TCM.

Il condizionamento dell'olio lubrificante e del liquido di raffreddamento del motore è stato gestito dai sistemi FEV LubCon e FEV CoolCon. Tutte le indagini sono state eseguite in condizioni operative di motore caldo. Sia per l'olio lubrificante che per il liquido di raffreddamento, la temperatura prima del motore è stata impostata a 90 °C.

Il sistema di indicazione FEVIS di FEV è stato utilizzato in combinazione con trasduttori di pressione Kistler per i rilievi di pressione sia all'interno del cilindro (6125CU20, max. 250 bar) che in aspirazione e scarico (4545A10, max. 10 bar). Sono stati registrati ogni 250 cicli consecutivi con una risoluzione di 0,1° CA (angolo di manovella) per la pressione del cilindro e rispettivamente di 1° CA. I sensori di pressione di aspirazione e in camera di combustione non erano raffreddati, mentre il sensore di scarico era raffreddato.

Il carico è stato impostato a valori fissi della Pressione Media Indicata (PMI). Per il limite di detonazione (knock limit), è stata scelta un'ampiezza massima di picco (KA) di 5 bar, essendo un criterio convenzionale per motori simili a GNC (metano) e GNL. Se il massimo di 5 bar viene superato, la fasatura dell'accensione (ST, anticipo) viene ritardata di 0,5° CA.

La misurazione delle emissioni è stata realizzata con un sistema FEV EmissionRate FEVER. Il CO e il CO₂ sono misurati con un analizzatore a infrarossi non dispersivo (NDIR), l'O₂ è misurato con un sensore di ossigeno paramagnetico, gli idrocarburi (HC) con un rilevatore a ionizzazione di fiamma

(FID) e gli ossidi di azoto (NO_x) con un analizzatore a chemiluminescenza (CLD). Inoltre, è stato utilizzato un sistema FEV EmissionRate FEVER FTIR per il metanolo incombusto (CH_3OH) e la formaldeide (CH_2O).

Il particolato carbonioso è stato misurato con un opacimetro AVL Smoke Meter 415S. Non è stata utilizzata un'ulteriore strumentazione di misurazione del particolato poiché il metanolo è noto per una combustione priva di fuliggine. Le emissioni di massa di particolato (PM) e numero di particelle (PN) sono basse e la loro fonte principale è l'olio motore.

6.2.1 Confronto tra i diagrammi T-s del ciclo Otto e ciclo Diesel

Prima di analizzare e discutere la prova è interessante osservare come cambia il rendimento termodinamico semplicemente passando da un funzionamento a ciclo Diesel ad uno a ciclo Otto [1].

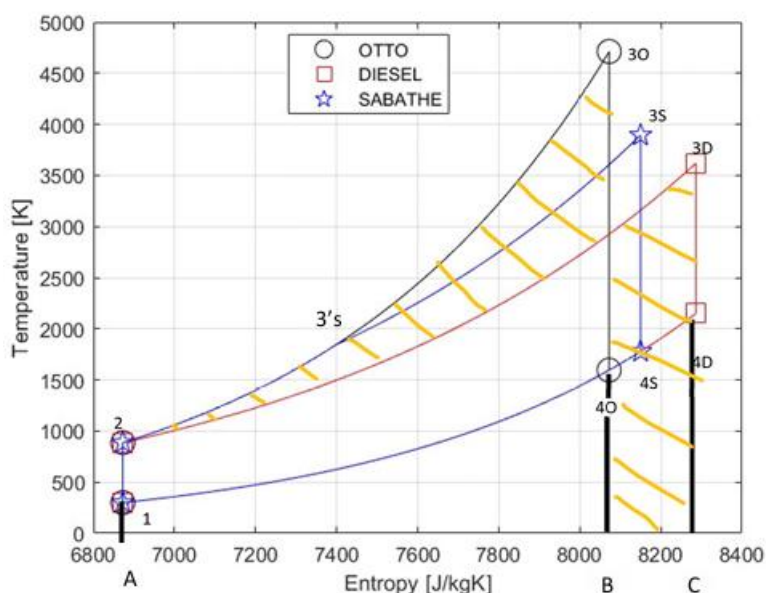


Figura 28 Diagramma T-s

In Figura 28 sono illustrati i cicli Otto, Diesel e Sabathé (che non verrà analizzato) in un diagramma T-s (temperatura-entropia), il diagramma T-s rappresenta la quantità di calore scambiato, in particolare l'area sottesa dalla curva 2-3 rappresenta la quantità di calore introdotta dalla combustione Q_1 (la curva 2-3O indica la combustione isocora del ciclo Otto, mentre la curva 2-3D indica la combustione isobara del ciclo Diesel) e l'area sottesa dalla curva 4-1 rappresenta la quantità di calore ceduto all'ambiente Q_2 e l'area circoscritta dal ciclo termodinamico rappresenta il lavoro svolto da esso.

$$\eta_{th} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \quad (9)$$

Nel caso in cui in un motore a ciclo Diesel vengano apportate le modifiche necessarie al funzionamento a ciclo Otto e, cosa fondamentale, il rapporto di compressione rimanga invariato, si può dedurre dalla Figura 28, che a parità di pressione massima di compressione, il calore introdotto Q_1 è maggiore per il ciclo Otto e il calore ceduto all'ambiente Q_2 è minore. Questo si traduce in un aumento del rendimento termodinamico. Riuscire a realizzare un motore a ciclo Otto con un rapporto di compressione come un motore a ciclo Diesel significherebbe un aumento significativo del rendimento termodinamico. Nella prova che verrà analizzata in questa tesi, il rapporto di compressione viene leggermente abbassato andando a diminuire (anche se di poco) quell'incremento teorico che si avrebbe, ma raggiungendo comunque un rendimento globale molto elevato per un motore a ciclo Otto

6.2.2 Analisi del Funzionamento a Miscela Magra con Alimentazione a Metanolo

Il rapporto aria-combustibile relativo (λ o AFR) costituisce un parametro fondamentale per l'ottimizzazione dei motori ad accensione comandata funzionanti a miscela magra. Nei motori di analoga cilindrata alimentati a gas naturale, si opera generalmente con valori di λ prossimi a 1,65. Questa strategia, oltre a sfruttare le proprietà termodinamiche del gas per incrementare l'efficienza, consente di abbassare le temperature dei gas di scarico, contenere la tendenza alla detonazione e abbattere le emissioni grezze di NO_x .

Tuttavia, l'estensione del limite di miscela magra è subordinata alla stabilità del processo di combustione (evitando fenomeni di mancata accensione) e alle capacità del sistema di sovralimentazione.

6.2.3 Metodologia Sperimentale e Stabilità della Combustione

Nelle indagini condotte su un motore a metanolo ad alta velocità per valutarne le capacità in regime di miscela magra, sono state impostate condizioni specifiche: la contropressione allo scarico (p_3) è stata mantenuta pari alla pressione di sovralimentazione (p_2), e la fasatura di fine iniezione (EOI) è stata collocata in prossimità dell'apertura della valvola di aspirazione (IVO).

Le misurazioni sono state eseguite al limite cinematico della detonazione, definito da un valore picco-picco inferiore a 10 *bar* o da un'ampiezza inferiore a 5 *bar*. L'anticipo dell'accensione è stato variato con incrementi discreti di 0, 5° CA (gradi di angolo manovella), registrando l'ultimo valore utile prima del superamento della soglia critica. Poiché l'ampiezza massima della detonazione

(KA) cresce repentinamente non appena si innesca il fenomeno aumentando l'anticipo, e data la natura intrinsecamente statistica della combustione in regime di detonazione, il valore massimo di KA mostra una spiccata variabilità proprio in corrispondenza del limite operativo. Si rileva inoltre che i fenomeni di preaccensione non hanno costituito una criticità, né a carichi medi ($PMI = 10 \text{ bar}$) né a carichi superiori.

L'incremento del coefficiente di variazione (COV) della pressione media indicata (PMI) associato a miscele progressivamente più magre spiega la contestuale riduzione del valore medio di KA. Variazioni cicliche più marcate, infatti, attenuano l'intensità media della detonazione a parità di valori di picco. Il limite geometrico di stabilità, fissato a un COV della $PMI = 5 \text{ bar}$, è stato riscontrato a un AFR relativo di 1,75. In tali condizioni, il centro della combustione (MFB_{50}) si mantiene pressoché stabile a circa 10° CA dopo il punto morto superiore; al contrario, l'anticipo d'accensione deve essere progressivamente aumentato per compensare il maggiore ritardo all'accensione e il prolungamento dei tempi di combustione tipici delle miscele molto magre.

6.2.4 Confronto Termodinamico tra metanolo e gas naturale

A differenza di quanto avviene con il gas naturale, dove l'introduzione della carica gassosa mitiga la tendenza alla detonazione all'aumentare dell'AFR, il metanolo mostra un comportamento differente. Se utilizzato in sistemi ad iniezione indiretta (PFI), il metanolo esercita un forte raffreddamento della carica per evaporazione, abbassando le temperature interne al cilindro. Tale effetto risulta particolarmente incisivo con miscele più ricche. Di contro, nelle miscele più magre si osserva una riduzione della temperatura dei gas residui dovuta a temperature di scarico più contenute.

Inoltre, l'incremento dell'AFR non penalizza eccessivamente la durata della combustione, poiché all'inizio di essa stessa si registrano temperature localmente più elevate nelle miscele magre (circa 10-15 K in più per $AFR = 1,4$ rispetto a 1,75). Di conseguenza, la diluizione della carica non rappresenta il fattore dominante per il controllo della detonazione come nel caso del gas naturale, poiché gli effetti termici contrastanti tendono a compensarsi.

Se si adottasse un sistema ad iniezione diretta (DI) di metanolo, l'effetto di raffreddamento interno al cilindro risulterebbe ancora più marcato, innalzando ulteriormente la resistenza alla detonazione con valori di AFR prossimi alla stechiometria. Nel sistema PFI oggetto di studio, un effettivo incremento della

resistenza alla detonazione si è palesato soltanto per valori di AFR vicini o superiori a 2, ovvero dove l'effetto termico dell'evaporazione perde di efficacia. Questa specifica risposta del metanolo rispetto al gas naturale assicura una finestra operativa dell'AFR più estesa, traducendosi in una risposta al carico più rapida.

6.2.5 Analisi del Sistema di Sovralimentazione e delle Emissioni

Mantenendo costante il carico, il fabbisogno di pressione di sovralimentazione cresce al progressivo smagrimiento della miscela. Tale richiesta è accentuata dall'impiego di profili orientatori (*swirl shrouds*) sulla valvola, introdotti per intensificare i moti vorticosi della carica. Le temperature dei gas di scarico (T_3) si attestano tra i 550 °C e i 600 °C. Tali livelli termici preservano l'integrità strutturale dei componenti e risultano ideali per il corretto funzionamento di turbocompressori di tipo convenzionale. Sotto il profilo puramente prestazionale, l'andamento della detonazione non giustificerebbe la necessità di operare a ridosso del limite di miscela magra; sono invece le normative sulle emissioni a vincolare la scelta dell'AFR entro un intervallo ristretto.

Mentre il monossido di carbonio (CO) si dimostra quasi insensibile alle variazioni di AFR, gli idrocarburi incombusti (HC) subiscono un forte incremento con miscele magre. Le emissioni di HC (rilevate tramite analizzatore FID) passano da circa per un AFR = 1.4 a circa per un AFR = 1.7. La causa principale è da ricercarsi nell'aumento della distanza di spegnimento della fiamma vicino alle pareti fredde con miscele diluite.

Le emissioni specifiche di metanolo gassoso (CH_3OH) e di formaldeide (CH_2O) mostrano valori apparentemente elevati se confrontate con il dato globale degli idrocarburi incombusti indicati (I). Questa discrepanza è riconducibile a due fattori:

- **Peso molecolare:** La presenza dell'atomo di ossigeno incrementa il peso molecolare dei composti ossigenati rispetto al computo degli $ISHC$ su base carbonio equivalente ($C1$). Per il metanolo e la formaldeide, questo aggravio ponderale è rispettivamente del 50% e del 53%.
- **Sensibilità della strumentazione:** La risposta del rilevatore FID nei confronti del metanolo e degli ossigenati in genere è limitata a circa il 65% (confrontando i valori di HC su base CH_4 e C_3H_8 con la somma dei componenti misurati via FTIR).

Nonostante i livelli assoluti di emissione appaiano alti, va considerato il ridotto fabbisogno d'aria stechiometrico del metanolo, che richiede una frazione molare di combustibile superiore a parità di AFR.

La formaldeide rappresenta l'inquinante più critico di questo layout. Essendo un prodotto di ossidazione parziale, si genera intrinsecamente durante lo spegnimento della fiamma nei pressi delle pareti. Se la temperatura dei gas di scarico è sufficiente (superiore a circa 600 °C), la formaldeide può formarsi nei condotti anche a partire dal metanolo incombusto, generando un andamento parabolico delle emissioni che tocca il massimo a un $AFR = 1,55$. In questo scenario agiscono forze contrapposte: l'aumento di metanolo nello scarico e la contemporanea riduzione dell'ossigeno residuo. Non è possibile stabilire univocamente se la formaldeide sia proporzionale al metanolo incombusto o costante. Il volume del *top land* del pistone (lo spazio sopra la prima fascia elastica), in cui la carica brucia con miscele ricche ma rimane incombusta con miscele magre, altera la superficie effettiva delle zone di spegnimento, rendendo complessa una quantificazione esatta.

Data l'elevata tossicità della formaldeide, l'adozione di un catalizzatore ossidativo è da considerarsi imprescindibile, indipendentemente dai limiti di legge attuali. Tuttavia, la conversione di metanolo e formaldeide non richiede formulazioni catalitiche complesse come quelle necessarie per il metano (la cui molecola è notoriamente stabile); l'impatto costruttivo sul sistema di post-trattamento rimane quindi sostenibile.

Per preservare la competitività dei motori ad accensione comandata rispetto ai propulsori diesel in termini di semplicità post-trattamento, è essenziale minimizzare la produzione di NO_x grezzi. Ulteriori riduzioni di NO_x richiederebbero il posticipo dell'accensione (accettando un compromesso sull'efficienza) o l'estensione del limite di miscela magra. Test effettuati incrementando l'energia di accensione del 25% hanno permesso di stabilizzare il funzionamento del motore fino a un $AFR = 1,8$, confermando l'importanza dell'ottimizzazione dei moti della carica e dei sistemi di accensione ad alta energia.

6.2.6 Effetti del Lavaggio dei Gas e Regolazione della Pressione

I profili orientatori generano perdite di carico che aumentano la contropressione richiesta. I turbocompressori di ultima generazione per motori diesel veloci consentono di ottenere pressioni di sovralimentazione superiori alla contropressione allo scarico, garantendo un gradiente di pressione di lavaggio

positivo ($\Delta p_{\text{scavenge}} = p_2 - p_3$). In un motore PFI, un simile gradiente richiederebbe fasature delle valvole senza incrocio o iniettori ad altissima polverizzazione per evitare il passaggio diretto di combustibile incombusto nello scarico.

Per analizzare il fenomeno, sono state valutate diverse pressioni differenziali di lavaggio regolando la contropressione a carico costante. Questo approccio migliora due aspetti chiave: la stabilità e la velocità della combustione, grazie alla riduzione della frazione di gas residui interni, (EGR interno che scende dal 7% a circa il 2,5%), e l'efficienza di pompaggio. Analizzando l'efficienza indicata ad alta pressione ($\eta_{\text{ind,HP}}$), si osserva che il fenomeno del passaggio diretto di combustibile allo scarico, si innesca per valori di $\Delta p_{\text{scavenge}}$ superiori a circa 100 mbar, ponendo il picco di massima efficienza tra 100 e 200 mbar. La perdita di carico introdotta dai profili orientatori in questo punto fisso è quantificabile in circa 100 mbar.

Il valore medio di KA aumenta al crescere di $\Delta p_{\text{scavenge}}$: la minore frazione di gas residui stabilizza i cicli a parità di AFR, consentendo di anticipare l'MFB50. Ciò evidenzia anche una miscelazione radiale non ottimale nel layout a singolo *swirl*, migliorabile ridisegnando il cielo del pistone. In questo contesto, il gas residuo agisce come gas caldo non raffreddato, peggiorando la detonazione poiché l'effetto dell'innalzamento termico prevale sui benefici della diluizione della carica.

Poiché il livello di contropressione allo scarico governa l'espansione dei gas, una riduzione della contropressione si traduce in un abbassamento delle temperature di scarico, con un gradiente di circa 15 K in meno ogni 100 mbar di incremento della pressione di lavaggio ($\Delta p_{\text{scavenge}}$). Se i dati di temperatura a $p_2 = p_3$ vengono riscaldati in base al rapporto delle pressioni di sovralimentazione, l'andamento termico segue fedelmente una trasformazione isentropica, nonostante lievi discrepanze nel CA al crescere del gradiente di lavaggio.

Le emissioni di NO_x aumentano al calare della contropressione p_3 per via di due fattori coordinati: la riduzione della frazione di gas residui (che, essendo caldi, innalzano le temperature locali pur diluendo la carica) e la possibilità di adottare MFB50 più anticipati. Ciononostante, il limite stringente IMO Tier III (International Maritime Organization's) viene superato solo al raggiungimento di un $\Delta p_{\text{scavenge}} = 300 \text{ mbar}$ in corrispondenza del MFB50 ideale per questo specifico AFR relativo.

Eliminare la parte di combustibile che fuoriesce dallo scarico durante la fase di incrocio delle valvole, consentirebbe quindi di incrementare ulteriormente il valore di $\Delta p_{\text{scavenge}}$, spostando l'efficienza massima verso pressioni differenziali superiori senza violare i vincoli sui NO_x previsti per il settore navale. Le soluzioni tecniche includono l'adozione di fasature variabili delle valvole o l'impiego di pressioni di iniezione più elevate per affinare lo spray di combustibile durante la fase di aspirazione.

6.2.7 Mappatura del Carico ed Efficienza Complessiva

Per definire la mappa operativa del motore, è stata eseguita una variazione del carico a un valore fisso di $AFR = 1,7$. Al fine di proiettare i risultati su un motore in scala reale, è stata integrata una simulazione termodinamica della contropressione considerando un'efficienza del turbocompressore inferiore di circa il 10% rispetto ai migliori sistemi monostadio commerciali attuali. Nel modello, il parametro $\Delta p_{\text{scavenge}}$ è stato ipotizzato costante al variare di p_3 , senza computare le variazioni sulle emissioni.

La pressione di sovralimentazione è stata depurata della quota di perdita introdotta dai profili orientatori, pari a circa 80 mbar a un carico di $PMI = 16 \text{ bar}$. Tale valore deriva da test comparativi in trascinamento (*motoring*) eseguiti su teste con e senza profili a differenti livelli di pressione, parametrizzando la perdita in funzione della sovralimentazione stessa. La pressione così corretta ($p_{2,\text{corr}}$) è stata inserita nel calcolo termodinamico del turbocompressore; con l'efficienza ipotizzata per il TC, la contropressione p_3 si colloca circa 300 mbar al di sotto di p_2 alla condizione di $PMI = 16 \text{ bar}$.

A parità di portata d'aria in massa, il sistema PFI a metanolo richiede una pressione di sovralimentazione superiore rispetto al motore diesel di derivazione. Tuttavia, l'incremento della massa dei gas di scarico dovuto al basso rapporto stechiometrico del metanolo e l'elevata concentrazione di acqua nei prodotti della combustione (che innalza il calore specifico) compensano parzialmente questa richiesta sul lato turbina.

Al crescere del carico, il valore di $\Delta p_{\text{scavenge}}$ si mantiene quasi costante. Il MFB50 deve essere posticipato per aggirare il limite della detonazione, riscontrando parallelamente una netta riduzione degli idrocarburi incombusti. L'efficienza indicata calcolata per la simulazione del turbocompressore ($\eta_{\text{ind, TC}}$) mostra un picco tra 12 e 14 bar di PMI, con valori vicini a $\eta_{\text{ind, HP}}$. Di conseguenza, le perdite

per pompaggio vengono efficacemente compensate dal turbocompressore ai carichi più elevati.

Coerentemente con i test a carico costante, le emissioni di CO rimangono stabili all'aumentare del carico, mentre gli HC diminuiscono per via delle maggiori temperature medie. Poiché l'MFB50 viene ritardato in funzione antidetonante, i NO_x si mantengono stabili fino a $PMI = 12 \text{ bar}$, punto in cui il ritardo dell'MFB50 si fa più marcato, determinando una flessione delle concentrazioni di ossidi di azoto. Sfruttando la naturale tolleranza alla detonazione garantita da un valore positivo di $\Delta p_{\text{scavenge}}$, sarebbe possibile anticipare l'MFB50 incrementando l'efficienza termica senza superare i limiti di detonazione ed emissioni. La durata complessiva della combustione mostra solo modesti incrementi all'aumentare del carico, malgrado la variabilità della fase di sosta.

Infine, l'analisi dell'efficienza globale efficace (η_e) proiettata su scala reale definisce le potenzialità del concetto. Ipotizzando una pressione media di attrito di circa 2 bar al pieno carico del motore diesel equivalente, corretta per l'assorbimento della pompa del combustibile ad alta pressione, il sistema raggiunge un'efficienza efficace del 44% a un carico moderato $PMI = 17 \text{ bar}$

6.2.8 Conclusioni e Sviluppi Futuri

I punti di funzionamento stabili rilevati al limite della detonazione definiscono la *knock border line* (linea di confine della detonazione). Per il metanolo, le variazioni di AFR generano effetti termodinamici e chimici speculari: l'arricchimento incrementa il raffreddamento evaporativo della carica, mentre lo smagrimo riduce la reattività chimica della miscela premiscelata grazie alla diluizione.

Nel range operativo del sistema PFI esaminato, questi fenomeni si bilanciano perfettamente. Poiché l'arricchimento della miscela non esaspera la detonazione, è possibile gestire transienti di carico rapidi muovendosi lungo le linee a sovralimentazione costante, collocando questo motore in una posizione intermedia tra un ciclo diesel e un motore a gas naturale in termini di prontezza di risposta.

L'area di stabilità della combustione tende a restringersi ai carichi più elevati. Oltre alle criticità legate a MFB50 molto ritardati, l'innalzamento delle pressioni a fine compressione richiede una maggiore energia d'accensione per evitare mancate accensioni. Ciononostante, la mappa di funzionamento globale si rivela

più estesa rispetto a configurazioni analoghe a gas naturale, persino in presenza di elevate frazioni di gas residuo e moti della carica non ottimizzati.

I benefici fondamentali risiedono nelle caratteristiche chimico-fisiche del combustibile. L'evaporazione del metanolo aumenta il potere calorifico inferiore (PCI) della miscela gassosa introdotta rispetto al dato del combustibile liquido, generando un incremento relativo del 5,6% grazie al recupero dell'entalpia di evaporazione. A questo si somma l'effetto dell'espansione molare post-combustione, che genera un ulteriore incremento di pressione del 3,8% a un AFR = 1.7. Ottimizzando la gestione dello scambio termico e sfruttando la superiore velocità di fiamma del metanolo rispetto al metano, i margini di miglioramento risultano significativi. Le massime potenzialità del combustibile potranno essere espresse attraverso il passaggio all'iniezione diretta (DI), abbinata a un profilo del pistone e condotti di aspirazione espressamente progettati per la cinematica del metanolo.

7. Impiego del metanolo in un motore CI

7.1 Effetti dell'utilizzo di acqua come additivo per il metanolo in un motore Diesel

In questo paragrafo verrà illustrato un test sull'utilizzo di acqua come additivo nel metanolo e si vedranno i principali vantaggi, la prova analizzata è stata condotta da "School of Energy and Power Engineering, China" in collaborazione con il "College of Mechanical and Electronic Engineering, China" [9].

Parametro	Valore
Tipo motore	F186A
Alesaggio (mm)	86
Corsa (mm)	72
Cilindrata (cm³)	420
r_c	16,5
Rapporto di swirl	2,5
Numero di valvole	2
Regime nominale motore (rpm)	3000
Potenza nominale motore (kW)	5,7

L'esperimento sul motore è stato eseguito utilizzando un motore 186FA modificato per essere equipaggiato con due sistemi common rail ad alta pressione, in grado di controllare in modo flessibile la pressione di iniezione del combustibile e la durata dell'iniezione stessa. La tabella riporta le specifiche di questo motore modificato.

Il combustibile principale applicato nei test del motore era il metanolo, mentre il diesel è stato utilizzato come combustibile pilota per accendere il metanolo. I due combustibili sono stati iniettati in modo indipendente attraverso due sistemi di iniezione diretta.

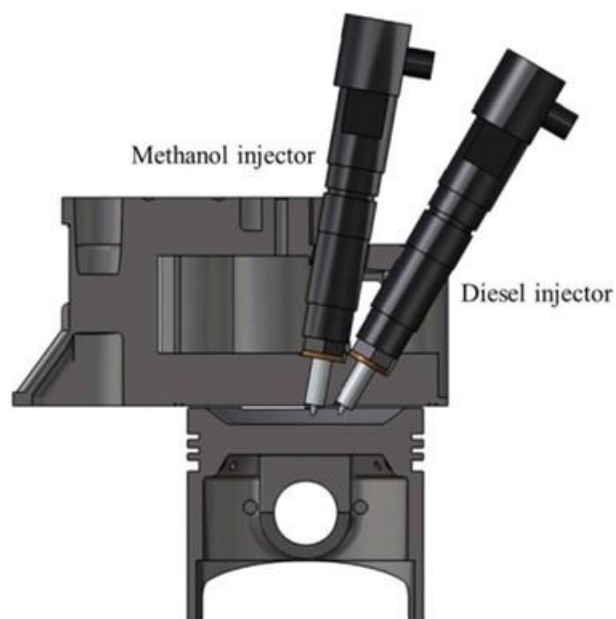


Figura 29 Disposizione iniettore metanolo e iniettore Diesel

7.1.1 Sistema di iniezione del combustibile

I combustibili di base utilizzati nell'esperimento sul motore erano metanolo industriale con una purezza del 99,9% e gasolio commerciale. L'obiettivo primario della ricerca risiede nella valutazione combinata del carico motore e della fasatura di iniezione del metanolo (MIT) in funzione dell'aggiunta di acqua.

Per isolare tali parametri ed evitare un'eccessiva complessità analitica, il titolo d'acqua nel combustibile è stato standardizzato nella configurazione a doppia alimentazione (**DHMDC**). Nello specifico, è stato impiegato metanolo con una frazione in massa d'acqua costante e pari al 20%, una scelta che riproduce fedelmente le miscele acqua-metanolo grezze (non distillate) caratteristiche dei moderni processi di sintesi industriale del metanolo.

La geometria di iniezione (rappresentata in figura 29) prevede due unità distinte all'interno della testa cilindro:

- **Iniettore Centrale Coassiale:** adibito all'iniezione diretta ad alta pressione del metanolo (combustibile principale).
- **Iniettore Inclinato Asimmetrico:** dedicato all'iniezione del gasolio pilota, necessario per garantire l'apporto energetico di innesco.

7.1.2 Effetti dell'aggiunta di acqua sulle caratteristiche di combustione

I test al banco dinamometrico sono stati condotti al regime nominale costante. Per assicurare un nucleo di accensione stabile e ripetibile, la pressione di iniezione del ciclo pilota (diesel) è stata vincolata a 50 MPa con una durata di apertura dell'ago fissa a 0,45 ms.

Sotto il profilo termodinamico, l'introduzione di un fluido inerte come l'acqua comporterebbe intrinsecamente un calo della potenza indicata a parità di massa complessiva iniettata per ciclo.

Per compensare questo deficit nella modalità DHMDC, i parametri di iniezione del metanolo sono stati ricalibrati incrementando la pressione di iniezione di 10 MPa rispetto alla modalità a metanolo puro (**DMDC**), mantenendo invece analoga la durata temporale dell'iniezione. Questa strategia ha permesso di mantenere il tasso energetico del metanolo anidro equivalente (o localmente superiore) rispetto alla configurazione DMDC.

Grazie alla costanza dell'apporto del diesel e alla sovrappressione del metanolo idrato, il surplus di massa introdotto ha bilanciato l'assorbimento termico dell'acqua, consentendo di eguagliare la potenza frenata utile all'albero rilevata dal dinamometro in entrambe le modalità operative. Per isolare l'effetto dell'acqua sulla cinetica di rilascio del calore, i due layout (DHMDC vs DMDC) sono stati confrontati a parità di fasatura di inizio iniezione del diesel (DIT) e del metanolo (MIT). All'interno del campo di stabilità del motore, la frazione di sostituzione del metanolo (**MSR**) nella modalità DHMDC è risultata leggermente più elevata a causa delle differenti risposte fluido-dinamiche e delle densità del fluido idrato.

7.1.3 Dinamica del Rilascio del Calore e Influenza del Carico

L'analisi comparativa dei profili di pressione in camera e del tasso di rilascio del calore apparente (AHRR), impostando DIT e MIT rispettivamente a 27° CA ATDC e 17° CA ATDC, evidenzia che il processo di combustione del metanolo miscelato con acqua (DHMDC) esibisce un inizio ritardato, ma evolve con una dinamica più rapida e concentrata nella maggior parte dei carichi esaminati.

L'acqua vanta un calore latente di evaporazione approssimativamente doppio rispetto a quello del metanolo. Di conseguenza, la frazione d'acqua al 20% esercita un'azione refrigerante immediata nella prima fase dell'iniezione. Questo

abbassamento localizzato della temperatura ritarda l'autoaccensione, dilatando però la finestra temporale utile per l'atomizzazione del getto e la miscelazione macroscopica con l'aria. Il prolungamento del ritardo chimico favorisce la formazione di una miscela premiscelata più omogenea e reattiva che, una volta innescata dal diesel pilota, genera una combustione iniziale estremamente energetica, accelerando la successiva propagazione sul metanolo.

Parallelamente, le severe condizioni di pressione e temperatura promuovono la dissociazione termica dell'acqua, liberando radicali altamente reattivi (OH , O , H) che accelerano la cinetica chimica dell'avanzamento del fronte di fiamma. Per questa ragione, la tipica scomposizione a due stadi del rilascio di calore (tipica dei sistemi dual-fuel) tende a sfumare nella modalità DHMDC in favore di un picco singolo e più centrato.

All'innalzarsi del carico termico del motore, il ritardo iniziale e la transizione netta tra i due stadi diventano meno percepibili: l'elevata energia termica immagazzinata nei gas in camera attenua e maschera l'effetto frigorifero locale dovuto all'evaporazione dell'acqua.

7.1.4 Impatto della Fasiatura di Iniezione del Metanolo (MIT)

Analizzando il comportamento al 75% del carico, l'anticipo della MIT determina un lieve posticipo nell'innescio del primo stadio di rilascio del calore, un fenomeno governato dalle interazioni cinetiche mutue tra le molecole di metanolo e le frazioni pesanti del gasolio. Al contrario, il secondo stadio di combustione subisce una forte accelerazione in entrambe le modalità, associata a una progressiva fusione dei due picchi di AHRR.

L'anticipo della MIT estende il tempo di interazione fluido-dinamica del metanolo (e dell'eventuale acqua) con il flusso d'aria e il combustibile pilota, inibendo i nuclei di pre-autoaccensione del diesel e ritardando l'inizio della fase utile. Tuttavia, l'omogeneizzazione della miscela risultante consente al metanolo di accendersi istantaneamente attorno ai nuclei di fiamma generati dal combustibile pilota, saldando i due stadi in un unico evento macroscopico. L'acqua accentua in modo marcato questa concentrazione del rilascio termico: l'effetto combinato di una MIT avanzata e della presenza del fluido idrato amplifica la rapidità di sviluppo della combustione.

7.1.5 Analisi delle Fasi di Combustione (CA5, CA50, CA90)

La mappatura dei punti notevoli della frazione di massa bruciata conferma che l'introduzione dell'acqua posticipa l'inizio della combustione (CA5), ma

determina un anticipo (o un posizionamento equivalente) del centro della combustione (CA_{50}) e della fine del processo (CA_{90}).

Il ritardo del CA_5 è causato direttamente dall'elevata capacità termica e dal calore latente dell'acqua, che deprimono la temperatura locale e riducono l'arricchimento locale (rapporto di equivalenza), estendendo il ritardo di accensione del diesel. Dato che l'MSR supera il 60% in tutte le prove, l'intervallo compreso tra CA_5 e CA_{50} descrive accuratamente la reattività iniziale del metanolo. La violenta fase premiscelata originata dall'acqua innesca un balzo repentino di pressione e temperatura che accelera la cinetica iniziale, anticipando il CA_{50} ai carichi bassi e medi (25%, 50% e 75%). Nonostante il ritardo iniziale del CA_5 , la durata complessiva della combustione nella modalità DHMDC si riduce del 3--15% rispetto alla DMDC, grazie all'azione combinata della propagazione rapida e dell'effetto chimico dei radicali liberi, anticipando il termine del ciclo (CA_{90}).

Al 100% del carico, lo scenario muta a causa dell'altissimo livello termico:

- L'effetto frigorifero sul CA_5 diventa quasi nullo.
- Il CA_{50} mostra un sensibile **ritardo** rispetto alla modalità a metanolo puro. La causa è lo switch dei fattori dominanti: a pieno carico l'effetto di raffreddamento perde efficacia, mentre emerge l'effetto di **diluizione dell'ossigeno** operato dall'acqua, che rallenta lo sviluppo centrale della fiamma (coerentemente con un picco di AHRR più contenuto).
- Il CA_{90} non subisce variazioni (nessun ritardo). Le alte pressioni e temperature della prima fase accelerano la dissociazione dell'acqua in radicali attivi, i quali compensano il rallentamento centrale e accelerano le reazioni finali di completamento.

7.1.6 Comportamento delle Temperature Massime e Rendimento Indicato (ITE)

L'aggiunta di acqua non influisce in modo penalizzante sulla temperatura media di picco nel cilindro rispetto al metanolo puro, ma mostra andamenti peculiari in base al carico:

- **Ai bassi carichi (25%):** L'azione iniziale dell'acqua è refrigerante, ma la successiva reazione premiscelata è talmente rapida e concentrata nel tempo da generare un picco di temperatura locale persino superiore rispetto alla modalità DMDC.

- **Agli alti carichi:** L'effetto termico dell'acqua si azzerava nel bilancio di picco, uniformando le temperature massime tra le due modalità.

L'efficienza termica indicata (ITE) risente dell'azione combinata di due fenomeni opposti: il peggioramento dovuto alla diluizione dell'ossigeno e all'assorbimento termico, e il beneficio derivante dall'accelerazione della combustione. Ai bassi carichi (25%), la bassa temperatura media all'interno del cilindro fa prevalere l'effetto termico negativo, traducendosi in una penalizzazione relativa dell'efficienza (indicata con l'intervallo ΔITE) superiore al 10%. Tale svantaggio si riduce progressivamente all'aumentare del carico, scendendo a circa il 3-5% al 75% del carico totale. Al 100% del carico, l'ottimizzazione dell'evaporazione dell'acqua fa sì che sia l'effetto di diluizione dell'ossigeno a dominare la perdita di rendimento, determinando un lieve incremento del gradiente ΔITE rispetto al punto di funzionamento a tre quarti di carico.

7.1.7 Caratteristiche della Combustione ed Effetti Termodinamici

L'introduzione di acqua nel ciclo di combustione del metanolo altera significativamente la termocinetica del processo. A causa dell'elevato calore latente di evaporazione dell'acqua, si genera un marcato effetto di raffreddamento locale post-iniezione. Questo fenomeno causa un incremento del ritardo d'accensione (posticipando il parametro CA_{50}), offrendo tuttavia un arco temporale maggiore per la formazione della miscela aria-combustibile. La conseguente transizione porta a una fase di combustione premiscelata iniziale più energetica, seguita da un rilascio di calore successivo estremamente rapido e concentrato.

La risposta del sistema varia in funzione del carico e della fasatura di iniezione:

- **Effetto del Carico:** Ai carichi parziali prevale l'effetto termico negativo dell'acqua, che penalizza l'efficienza termica indicata (ITE). Al contrario, al 100% del carico, le alte temperature in camera mitigano l'effetto refrigerante; in questa condizione, l'effetto dominante diventa la diluizione dell'ossigeno, che rallenta la fase centrale della combustione (ritardo del CA_{50}). Ciononostante, la produzione di radicali attivi derivanti dalla dissociazione dell'acqua accelera la cinetica chimica finale, mantenendo inalterato il completamento della combustione (CA_{90} non ritardato).
- **Fasatura di Iniezione:** Anticipando l'iniezione del metanolo si accelera la velocità di reazione e si fluidifica il passaggio tra la fase premiscelata e

quella diffusiva. L'acqua enfatizza tale comportamento, concentrando la densità del rilascio termico.

- **Temperature ed Efficienza:** Sebbene la temperatura massima nel cilindro non subisca variazioni rilevanti, la temperatura dei gas esausti allo scarico cala di 10-20 K grazie all'assorbimento termico dell'acqua.

7.1.8 Caratteristiche delle Emissioni

Sotto il profilo ecologico, l'iniezione d'acqua introduce effetti contrastanti sui macroinquinanti:

- **Incremento di CO e THC:** Si registra un sensibile aumento delle emissioni di monossido di carbonio e idrocarburi totali incombusti. Il fenomeno è riconducibile alla formazione di sacche di miscela anossiche (prive di ossigeno) e a bassa temperatura generate dall'evaporazione dell'acqua, nonché all'aumento della distanza di spegnimento della fiamma in prossimità delle pareti fredde del cilindro. Tali emissioni si riducono progressivamente all'innalzarsi del carico.
- **Abbattimento degli NO_x :** L'aggiunta di acqua consente una riduzione drastica degli ossidi di azoto (fino al 40%). Questo eccellente risultato è dovuto alla sinergia tra la diluizione locale dell'ossigeno, la rapidità della fase centrale di combustione e l'effetto chimico-catalitico del CO, che agisce come agente riducente per il NO.
- **Confronto con il Diesel Convenzionale (CDC):** Al pieno carico (100%), la modalità ad acqua e metanolo (DHMDC) si dimostra nettamente termicamente ed ecologicamente superiore al ciclo diesel standard. Nonostante l'incremento di incombusti rispetto al metanolo puro, la modalità DHMDC fa registrare un incremento dell'ITE dello 0,55%, un abbattimento del CO del -23,19% e una riduzione drastica dei NO_x pari a -67,54%.

7.1.9 Analisi della Distribuzione dell'Energia e Bilancio Termico

Il confronto energetico tra la modalità a doppia alimentazione con acqua (DHMDC) e quella a metanolo puro (DMDC) evidenzia profonde ridistribuzioni delle aliquote del bilancio termico, giustificando la variazione del lavoro utile lordo prodotta.

- **Perdite allo Scarico:** Coerentemente con il calo termico riscontrato nei gas esausti, la modalità DHMDC riduce le perdite di entalpia allo scarico di circa il 5-8% rispetto alla configurazione DMDC.

- **Perdite per Combustione Incompleta:** L'introduzione del fluido refrigerante incrementa la quota di energia chimica non rilasciata (circa +45% al massimo carico). Tuttavia, l'entità assoluta di tale perdita rimane confinata a livelli trascurabili, stabilendosi al di sotto dello 0,5% in condizioni di pieno carico.
- **Perdite per Trasferimento di Calore (Scambio Termico):** Rappresentano la voce di perdita più critica, mostrando un incremento superiore al 20% nella modalità con acqua. Questo anomalo aumento del flusso termico verso le pareti del cilindro, nonostante temperature medie in camera simili, è governato da due fattori causali:
 - . **Fattore Fluidodinamico/Geometrico:** La maggiore pressione di iniezione necessaria nel sistema DHMDC, congiuntamente all'effetto di raffreddamento preaccensione, aumenta la lunghezza di distacco della fiamma. La fiamma di diffusione del metanolo si ancora così più lontano dall'ugello dell'iniettore; a causa dell'alesaggio ridotto del motore, il fronte di fiamma ad alta temperatura viene spinto in stretta prossimità delle pareti metalliche del cilindro.
 - . **Fattore Termofisico:** L'acqua in fase vapore presenta una conducibilità termica intrinsecamente più elevata rispetto all'azoto gassoso. La sua presenza riduce lo spessore e la resistenza termica dello strato limite gassoso interposto tra il bulk della combustione e la parete.

In definitiva, sebbene la tecnologia d'iniezione d'acqua consenta un eccellente recupero energetico sul lato dello scarico, il severo incremento delle perdite per trasmissione termica parietale prevale nel bilancio complessivo, determinando una lieve riduzione del lavoro utile lordo rispetto all'alimentazione con solo metanolo.

Conclusioni

La finalità di questa tesi è stata di valutare quali fossero le adozioni tecniche e le principali differenze tra un motore alimentato dai combustibili fossili e metanolo. Per quanto riguarda i materiali da utilizzare, l'impegno del metanolo costringe ad utilizzare materiali come l'acciaio inossidabile, aumentando i costi di alcuni componenti, rispetto ai motori tradizionali, anche la sala prova deve essere adattata al metanolo adottando tubazioni in acciaio inox. Il principale vantaggio del metanolo è il numero di ottano elevato, questo permette di aumentare il rapporto di compressione, principale fattore che determina il rendimento termodinamico, motivo per il quale è stato ampiamente utilizzato nei motori ad alte prestazioni, come Indycar, Drag race, il basso potere calorifico e il basso rapporto stechiometrico tendono ad aumentare i consumi. In conclusione, il metanolo è un ottimo sostituto dei combustibili fossili, la sintesi del metanolo richiede carbonio, e può essere prodotto dalle biomasse il che riduce le emissioni di CO_2 il che si traduce in una produzione più sostenibile, con i giusti accorgimenti e le adozioni necessarie il metanolo è un ottimo combustibile alternativo per la transizione energetica e la decarbonizzazione delle fonti di energia, per alimentare i trasporti.

Bibliografia e testi di riferimento:

- [1] Vincenzo Dossena, Giancarlo Ferrari, Paolo Gaetani, Gianluca Montenegro, Angelo Onorati, Giacomo Persico, *Macchine a Fluido seconda edizione*, 2022
- [2] Sebastian Verhelst, James WG Turner, Louis Sileghem, Jeroen Vancoillie *Methanol as a fuel for internal combustion engine*, 2019
- [3] Qingxuan Wang, Cong Zhang, Ming Jia, Dong Han, Zhen Huang, *Material compatibility of methanol fuel with non-metallic components in engine fuel system*, 2026
- [4] Andreas Bartl, Franz Winter, Stefan Pflügl, Avinash Kumar Agarvsl, *Alcohol Production Processes and Their Utilisation in the Transport Sector*, 2026
- [5] Budi Waluyo, Muji Setiyo, Saifudin, Wardana, *Fuel performance for stable homogeneous gasoline-methanol-ethanol blends*, 2021
- [6] Methanol institute, *Methanol safe handling manual 5th edition*, 2020
- [7] Ruobing Liu Feng Zhou, Qi Cui, Hanyi Li, Haiyi Wang, Xixin Chen, Junhao Jin, Jingping Liu, *Evaluating the influence of the compression ratio on the combustion process using methanol, gasoline, and methanol-gasoline blends*, 2025
- [8] Arne Güdden, Stefan Pischinger, Jos' e Geiger, Benedikt Heuser, Martin Mütther *An experimental study on methanol as a fuel in large bore high speed engine applications – Port fuel injected spark ignited combustion* 2021
- [9] Qianming Wang, Wuqiang Long, Yang Wang, Ge Xiao, Xiaoyu Chen, Jianlin Cao, Yang Wang, *Experimental study on the effects of water addition in methanol on the performance of diesel-methanol diffusion combustion on a high-speed engine* 2024