

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA



FACOLTA' DI INGEGNERIA

DIPARTIMENTO DI

TECNICA E GESTIONE DEI SISTEMI INDUSTRIALI

CORSO DI LAUREA TRIENNALE IN
INGEGNERIA MECCANICA E MECCATRONICA
CURRICULUM MECCANICO

TESI DI LAUREA TRIENNALE

**STUDIO DEL CICLO IDEALE DI UN MOTORE A
COMBUSTIONE OXY-FUEL INTERNA CON
INIEZIONE DIRETTA D'ACQUA**

RELATORE: CH.MO PROF. ING. ALARICO MACOR

CORRELATORE: CH.MO ING. MARTINA SCAMPERLE

LAUREANDO: ANDREA DA RIN DELLA MORA

Anno accademico 2013/2014

INDICE

INTRODUZIONE.....	5
Richiami di termodinamica.....	9
1.1.Sistema termodinamico.....	9
1.2.Energia, lavoro e calore.....	10
1.3.Primo principio della termodinamica.....	10
1.4.Secondo principio della termodinamica.....	11
1.5.Il gas ideale.....	11
1.6.Trasformazioni del gas ideale.....	12
1.6.1.Trasformazione a volume specifico costante.....	12
1.6.2.Trasformazione a pressione costante.....	13
1.6.3.Trasformazione adiabatica o isoentropica.....	13
1.7.Miscele di gas ideali.....	14
Presentazione dello studio.....	17
2.1.Schema dell'impianto.....	17
2.2.Caratteristiche del motore.....	18
2.3.Ciclo ideale e sue trasformazioni.....	19
2.4.Combustibile e combustione.....	21
Modellazione del ciclo.....	23
3.1.Equazioni per la modellazione del ciclo.....	23
3.1.1.Trasformazione 1-2.....	25
3.1.2.Trasformazione 2-3.....	26
3.1.3.Trasformazione 3-5.....	27
3.1.4.Trasformazione 5-6.....	28
3.1.5.Trasformazione 3-4.....	29
3.1.6.Calcolo del rendimento e della PME.....	29
3.2.Condizioni per la soluzione.....	30

Analisi dei risultati.....	31
4.1. Analisi con temperatura di iniezione variabile.....	31
4.2. Analisi con rapporto di dosatura variabile.....	33
4.3. Analisi con pressione di aspirazione variabile.....	36
CONCLUSIONI.....	39
BIBLIOGRAFIA.....	43

INTRODUZIONE

I motori endotermici sono macchine che hanno lo scopo di trasformare l'energia termica, principalmente derivata da energia chimica dei combustibili, in energia meccanica. Questi motori vengono anche chiamati motori a combustione interna in quanto il combustibile, presente in miscela con il fluido operante all'aspirazione o introdotto in seguito tramite iniezione, viene bruciato nel fluido di lavoro in modo tale che i prodotti della combustione vengano a far parte del fluido stesso.

Solitamente l'ossigeno necessario alla combustione, in quanto reazione di ossidazione, è fornito dal fluido di lavoro costituito dall'aria dell'atmosfera. Essa è infatti composta principalmente di azoto ed ossigeno.

In questi motori, dopo la combustione e l'espansione, il fluido di lavoro viene espulso attraverso i gas di scarico. Questi nell'ipotesi ideale di combustione dovrebbero essere formati solamente da anidride carbonica (CO_2), vapor d'acqua (H_2O) e azoto (N_2). In realtà, per diversi motivi tra cui quello che la combustione non avviene in modo completo, i gas di scarico sono composti non solo da questi gas ma anche dai seguenti principali composti nocivi:

- ossido di carbonio (CO)
- idrocarburi incombusti (HC)
- ossidi di azoto (NO_x)
- anidride solforosa (SO_2)
- particolato (PM)

Nonostante l'anidride carbonica non venga considerata un elemento nocivo, in quanto presente nel ciclo naturale, il suo incremento nell'atmosfera causa un aumento dell'effetto serra. Questo incremento è dovuto al fatto che gli idrocarburi, costituiti in parte da carbonio, vengono estratti dal sottosuolo dove sono stati immagazzinati per millenni. La loro combustione crea quindi "nuova" anidride carbonica che va così a sconvolgere l'equilibrio che si era creato nel ciclo naturale.

Dall'industrializzazione avvenuta alla fine del diciottesimo secolo ad oggi, l'aumento di anidride carbonica nell'atmosfera è stato stimato intorno alle 100 ppmv (Chang'an Wang et al. 2012, p.264).

Un sistema per il controllo e la riduzione dell'anidride carbonica è quello del *carbon capture and sequestration (CCS)* che consiste nel condensare questo gas ed immagazzinarlo nel sottosuolo o in profondità negli oceani. Il modo migliore per poter utilizzare questo sistema è quello di realizzare una combustione oxy-fuel, in cui il combustibile viene bruciato con ossigeno concentrato.

Una combustione oxy-fuel ideale prevede di sostituire completamente l'aria con l'ossigeno. Questo permetterebbe di eliminare completamente le emissioni di NO_x in quanto la presenza di azoto nella reazione dovrebbe essere nulla; in realtà questo è sempre presente in quantità notevolmente minore a causa della sua presenza nell'ossigeno concentrato (Andrew Van Blarigan et al. 2014, pp.22-23).

La combustione oxy-fuel ideale comporta, inoltre, un aumento significativo della temperatura rispetto alla combustione in aria, in quanto non è presente un gas inerte nella reazione che fa sì che la quantità di combustibile, che è possibile bruciare, sia minore.

La temperatura di combustione stechiometrica in ossigeno sarebbe talmente elevata che i limiti di resistenza dei metalli, con cui vengono usualmente costruiti i motori endotermici, verrebbero notevolmente superati; inoltre, essi utilizzano come lubrificante degli oli che, pur se sintetici, hanno limiti di temperature di utilizzo molto inferiori fuori dai quali il rischio di grippaggio è molto elevato (Boretti A., Osman A., Aris I. 2011, p.10102).

Per poter diminuire la temperatura è stato pensato di usare una miscela di ossigeno concentrato e anidride carbonica anziché soltanto l'ossigeno in modo tale di avere in aspirazione un gas inerte alla combustione con il risultato di ridurre la quantità di combustibile che è possibile bruciare. Questo permette di non alterare le emissioni rispetto alla combustione con solo ossigeno.

Essendo l'anidride carbonica un prodotto della combustione, la quantità necessaria a formare la miscela in aspirazione con l'ossigeno concentrato può essere ricavata dalla separazione della stessa dai gas di scarico (*EGR, exhaust gas recirculation*), mentre la parte restante può essere separata dal vapore acqueo per poi essere condensata.

Per ridurre ulteriormente la temperatura all'interno del cilindro è stato pensato di iniettare dell'acqua al termine della reazione di combustione. Questo non ha solamente lo scopo di abbassare la temperatura dei gas di scarico ma anche quello di aumentare la pressione all'interno del cilindro aumentando dunque il lavoro positivo di ciclo e di conseguenza il rendimento del ciclo stesso.

Lo studio di questo ciclo è stato realizzato in confronto allo studio fatto da Wu Zhi-jun et al. su motori di nuova concezione chiamati: *internal combustion rankine cycle (ICRC)*; ed, in particolare, nel capitolo 4 verranno messi in confronto i risultati ottenuti.

Questi mostrano che è possibile arrivare a rendimenti molto elevati, anche superiori al 50% in alcune condizioni di massa d'acqua iniettata elevata.

Nel capitolo 1 verranno richiamati i principali principi di termodinamica e le principali equazioni utilizzate per lo studio e modellazione del ciclo, mentre nel capitolo 2 verranno elencate le caratteristiche usate per la modellazione.

Nel capitolo 3 verrà presentata la modellazione del ciclo ideale che è stata fatta con un software di calcolo, *engineering equation solver* (EES), che permette di risolvere equazioni termodinamiche in quanto contiene le caratteristiche termofisiche di molte sostanze, tra cui quelle utilizzate nell'analisi.

Alcune proprietà termofisiche, che generalmente nei calcoli vengono considerate costanti, possono in verità variare a seconda di altre proprietà del sistema. Ad esempio, considerando una trasformazione adiabatica, essa è usualmente calcolata attraverso l'uso della costante k , risultato del rapporto tra il calore specifico a pressione costante e quello a volume costante. Entrambi i calori specifici, invece, dipendono dalla temperatura facendo sì che anch'essa dipenda dalla temperatura.

Il software ha permesso di utilizzare queste proprietà come variabili avvicinando ulteriormente i risultati ai casi reali.

La modellazione del ciclo attraverso EES ha permesso di calcolare in maniera molto veloce l'effetto dell'iniezione dell'acqua a diverse temperature e quantità sul rendimento del ciclo, sulla temperatura massima del ciclo e sulla pressione media effettiva, mettendo in evidenza il lavoro prodotto dal vapore nelle diverse quantità.

Richiami di termodinamica

1.1. Sistema termodinamico

La termodinamica è quella scienza che studia le varie forme di energia, come si trasformano ed in particolare la trasformazione del calore in energia.

Alla base dello studio di queste trasformazioni, si definisce come sistema termodinamico una quantità di materia o una porzione di spazio separata dal resto dell'universo attraverso una frontiera. Un sistema termodinamico può essere sede di trasformazioni interne e di scambi di materia ed energia con l'ambiente esterno.

Un sistema si trova in equilibrio termodinamico quando è contemporaneamente in equilibrio meccanico, termico e chimico. Per un sistema in questa condizione è possibile individuare una serie di coordinate che ne definiscano lo stato termodinamico. Questo è definito attraverso le sue condizioni di pressione, temperatura, volume, entalpia, energia interna ed entropia. Ognuna di queste è definita in funzione dello stato termodinamico, perciò, nel caso in cui una di queste coordinate dovesse variare, il sistema sarà sede di una trasformazione termodinamica da uno stato di equilibrio ad un altro.

Le trasformazioni possono essere reversibili o irreversibili. Quando una trasformazione avviene attraverso successioni di stati di equilibrio ed è possibile che la stessa avvenga in senso opposto attraverso gli stessi stati è definita reversibile; questo significa, inoltre, che l'energia spesa per la trasformazione da uno stato ad un altro è uguale a quella prodotta dalla stessa quando avviene in senso opposto. Al contrario se una trasformazione avviene da uno stato ad un altro e poi in senso opposto e l'energia spesa non eguaglia l'energia prodotta, essa è detta irreversibile.

1.2. Energia, lavoro e calore

In fisica con il termine di energia si intende indicare la capacità di compiere lavoro.

Le forme di energia che più ci interessano in questo studio sono l'energia termica e l'energia meccanica.

Ogni qualvolta una forza provoca al sistema uno spostamento si ha un lavoro che è il prodotto della forza per la componente dello spostamento parallela alla direzione della forza stessa. Questa grandezza ha significato soltanto lungo un processo e per questo è chiamata grandezza di scambio.

Il calore, altra grandezza di scambio, è quella forma di energia che un sistema termodinamico scambia con il resto dell'universo, attraverso la frontiera, a causa di una differenza di temperatura.

1.3. Primo principio della termodinamica

Il primo principio della termodinamica afferma che: *“In un processo ciclico la quantità di calore netto scambiata fra il sistema e l'esterno è uguale alla quantità di lavoro netto scambiato”*.

Questo significa che queste due forme di energia, termica e meccanica, possono solamente essere convertite dall'una all'altra senza essere né create né distrutte.

In termini matematici questo significa che:

$$\oint dQ = \oint dL$$

Scrivendo ora il primo principio come $\oint d(Q-L) = 0$, si nota che la differenza Q-L è una funzione di stato in quanto l'integrale circolare è nullo e lo si può definire come energia totale del sistema. Ora sapendo che l'energia totale del sistema E_T è la somma dell'energia interna, dell'energia potenziale e dell'energia cinetica del sistema stesso, è possibile scrivere l'equazione del primo principio nel seguente modo:

$$dQ = du + dL + d\frac{w^2}{2} + g \cdot dz$$

1.4. Secondo principio della termodinamica

Il secondo principio della termodinamica stabilisce la non equivalenza delle diverse forme di energia ai fini della produzione di lavoro. Questo principio pone dei limiti al primo principio, secondo il quale è possibile trasformare completamente qualsiasi quantità di calore, disponibile ad una certa temperatura; in lavoro.

Gli enunciati del secondo principio sono vari ma i principali sono quello di Clausius e quello di Kelvin-Planck.

Secondo Clausius: *“E' impossibile costruire una macchina operante secondo un processo ciclico, il cui unico effetto sia il trasferimento di calore da un corpo a temperatura più bassa ad un corpo a temperatura più elevata”.*

Secondo Kelvin-Planck: *“E' impossibile costruire una macchina operante secondo un processo ciclico, il cui unico effetto sia la trasformazione in lavoro di tutto il calore estratto da una sorgente a temperatura uniforme e costante nel tempo”.*

Secondo questo principio, dunque, per trasformare una quantità di calore in lavoro è necessario avere almeno due sorgenti di calore a temperature diverse. Inoltre questo significa che un processo ciclico che assorbe una quantità di calore Q_1 da una sorgente a temperatura T_1 , trasforma parte di questo calore in lavoro L e scarica la restante quantità di calore Q_2 alla sorgente a temperatura T_2 , opererà con un certo rendimento, dato da:

$$\eta = \frac{|L|}{|Q|} = \frac{|Q_1| - |Q_2|}{|Q_1|} = 1 - \frac{|Q_2|}{|Q_1|}$$

1.5. Il gas ideale

Si definiscono come gas ideali tutti quei gas per i quali sono valide le leggi di Boyle e Mariotte e di Gay-Lussac, riassunte dalla seguente relazione tra pressione, volume specifico e temperatura:

$$p \cdot V = n \cdot \bar{R} \cdot T$$

dove, p indica la pressione, V il volume, n il numero di moli, \bar{R} la costante universale del gas ideale e T la temperatura assoluta.

Considerando invece il volume specifico anziché il volume l'espressione diventa:

$$p \cdot v = R \cdot T$$

con la costante $R = \frac{\bar{R}}{M}$, dove M è la massa molecolare del gas.

Si definisce calore specifico lungo una qualsiasi trasformazione reversibile il rapporto fra la quantità di calore scambiata durante un processo e la variazione di temperatura che il sistema contemporaneamente subisce.

In particolare sono molto importanti i calori specifici della trasformazione a volume costante, c_v , e della trasformazione a pressione costante, c_p , in quanto, per un gas ideale, essendo l'energia interna soltanto funzione della temperatura, si ha che:

$$du = c_v \cdot dT$$

$$dh = c_p \cdot dT$$

dove u è l'energia interna, h l'entalpia e T la temperatura assoluta.

Si definisce anche $k = \frac{c_p}{c_v}$ e vale $c_p = c_v + R$

1.6. Trasformazioni del gas ideale

Le principali trasformazioni che interessano nello studio seguente sono:

- trasformazione a volume specifico costante (isocore);
- trasformazione a pressione costante (isobare);
- trasformazioni a entropia costante (isoentropiche o adiabatiche).

Nella seguente analisi delle diverse trasformazioni riterremo trascurabili le variazioni di energia cinetica e potenziale applicando la legge del primo principio nella seguente formulazione:

$$dQ = du + dL$$

1.6.1. Trasformazione a volume specifico costante

Essendo nullo il lavoro scambiato in una trasformazione a volume specifico costante, l'equazione del primo principio può essere scritta come:

$$dQ = du = c_v \cdot dT$$

e per una trasformazione finita:

$$Q = U_2 - U_1 = c_v \cdot (T_2 - T_1)$$

Inoltre essendo $v_1 = v_2$, dalla legge dei gas perfetti si può scrivere:

$$\frac{p_1 \cdot v_1}{T_1} = \frac{p_2 \cdot v_2}{T_2} \quad \text{quindi} \quad \frac{p_1}{T_1} = \frac{p_2}{T_2}$$

1.6.2. Trasformazione a pressione costante

Per una trasformazione a pressione costante, il lavoro può essere scritto come:

$$L = p_2 \cdot v_2 - p_1 \cdot v_1$$

L'equazione del primo principio ora può essere scritta nel seguente modo

$$Q = (U_2 + p_2 \cdot v_2) - (U_1 + p_1 \cdot v_1) = h_2 - h_1 = c_p \cdot (T_2 - T_1)$$

Essendo la trasformazione a pressione costante, $p_2 = p_1$, dalla legge del gas ideale si ricava:

$$\frac{v_1}{T_1} = \frac{v_2}{T_2}$$

1.6.3. Trasformazione adiabatica o isoentropica

Per questa trasformazione, essendo nullo il calore scambiato, l'equazione del primo principio si riduce a:

$$du + dL = 0 \quad \text{oppure} \quad c_v \cdot dT + p \cdot dv = 0$$

Scrivendo l'equazione per una trasformazione finita si ha:

$$L = U_1 - U_2 = c_v \cdot (T_1 - T_2)$$

Ricavando dall'equazione di stato il valore di p , cioè: $p = \frac{R \cdot T}{v}$ e sostituendola nell'equazione del primo principio si ottiene:

$$c_v \cdot dT + R \cdot T \cdot \frac{dv}{v} = 0$$

Integrando ora questa equazione e tenendo conto che:

$$R = c_p - c_v \quad \text{e} \quad k = \frac{c_p}{c_v}$$

si ottiene la caratteristica legge di una trasformazione adiabatica

$$p \cdot v^k = \text{cost}$$

oppure sostituendo il valore della pressione prima e quello del volume costante poi, entrambi ricavati dall'equazione dei gas ideali si ottiene:

$$T \cdot v^{k-1} = \text{cost}$$
$$T \cdot p^{\frac{1-k}{k}} = \text{cost}$$

1.7. Miscele di gas ideali

Per miscela di gas ideali si intende una miscela di più specie gassose distinte (N) che non interagiscano chimicamente e che si mantengano in rapporto fisso di massa. Questa costituisce un fluido termodinamico in cui, in condizioni di densità sufficientemente bassa e di distanza media tra le molecole tale da rendere trascurabile le forze reciproche, la probabilità d'urto tra le particelle è irrilevante e l'energia interna è legata solamente al valore dell'energia cinetica media statistica delle molecole.

In questa circostanza la miscela di gas si comporta globalmente come gas ideale in cui vale la legge di Gibbs-Dalton e cioè: *“La pressione e l'energia interna totali di una miscela di gas ideali sono rispettivamente uguali alla somma delle pressioni e delle energie interne dei singoli componenti, qualora ciascuno occupasse, alla medesima temperatura della miscela, l'intero volume occupato dalla stessa”*.

Questo può essere scritto in formule come:

$$p = \sum_1^N p_i \quad \text{e} \quad u = \sum_1^N u_i$$

E' naturale inoltre aspettarsi che ogni singolo gas rispetti la legge dei gas ideali, cioè:

$$p_i = \frac{n_i \cdot \bar{R} \cdot T}{V}$$

e che per la miscela valga:

$$p = \frac{n \cdot \bar{R} \cdot T}{V} \quad \text{con} \quad n = \sum_1^N n_i$$

dove n indica la quantità totale molare di gas che costituisce la miscela.

Per una miscela si definisce la frazione molare dell'i-esimo componente la frazione

$$x_i = \frac{n_i}{n} = \frac{p_i}{p} = \frac{V_i}{V}$$

La massa totale della miscela sarà data da:

$$m = \sum_1^N m_i = \sum_1^N n_i \cdot \bar{M}_i$$

dove m_i è la massa del singolo gas ed \bar{M}_i la sua massa molecolare.

Si può definire inoltre la massa molecolare equivalente della miscela come:

$$\bar{M}_m = \frac{m}{n} = \sum_1^N x_i \cdot \bar{M}_i$$

Dalla relazione dei gas ideali per la miscela risulta:

$$p \cdot V = n \cdot \bar{R} \cdot T = m \cdot \frac{\bar{R}}{\bar{M}_m} \cdot T \quad , \text{ quindi, } p \cdot v = R_m \cdot T$$

dove v rappresenta il volume specifico della miscela ed R_m la sua costante particolare.

dove:

$$R_m = \frac{\bar{R}}{\bar{M}_m} = \frac{\bar{R}}{n} \cdot m = \frac{\bar{R}}{m} \cdot \sum_1^N \frac{m_i}{\bar{M}_i} = \sum_1^N \frac{m_i}{m} \cdot \frac{\bar{R}}{\bar{M}_i} = \sum_1^N \frac{m_i}{m} \cdot R_i$$

essendo R_i la costante particolare del singolo componente ed $\frac{m_i}{m}$ la sua frazione di massa nella miscela, che può essere calcolata come:

$$\frac{m_i}{m} = \frac{n_i \cdot \bar{M}_i}{\sum n_i \cdot \bar{M}_i}$$

Per una miscela di gas ideali, inoltre, valgono le seguenti espressioni:

$$s = \sum_1^N \frac{m_i}{m} \cdot s_i \quad h = \sum_1^N \frac{m_i}{m} \cdot h_i$$

$$c_v = \sum_1^N \frac{m_i}{m} \cdot c_{vi} \quad c_p = \sum_1^N \frac{m_i}{m} \cdot c_{pi}$$

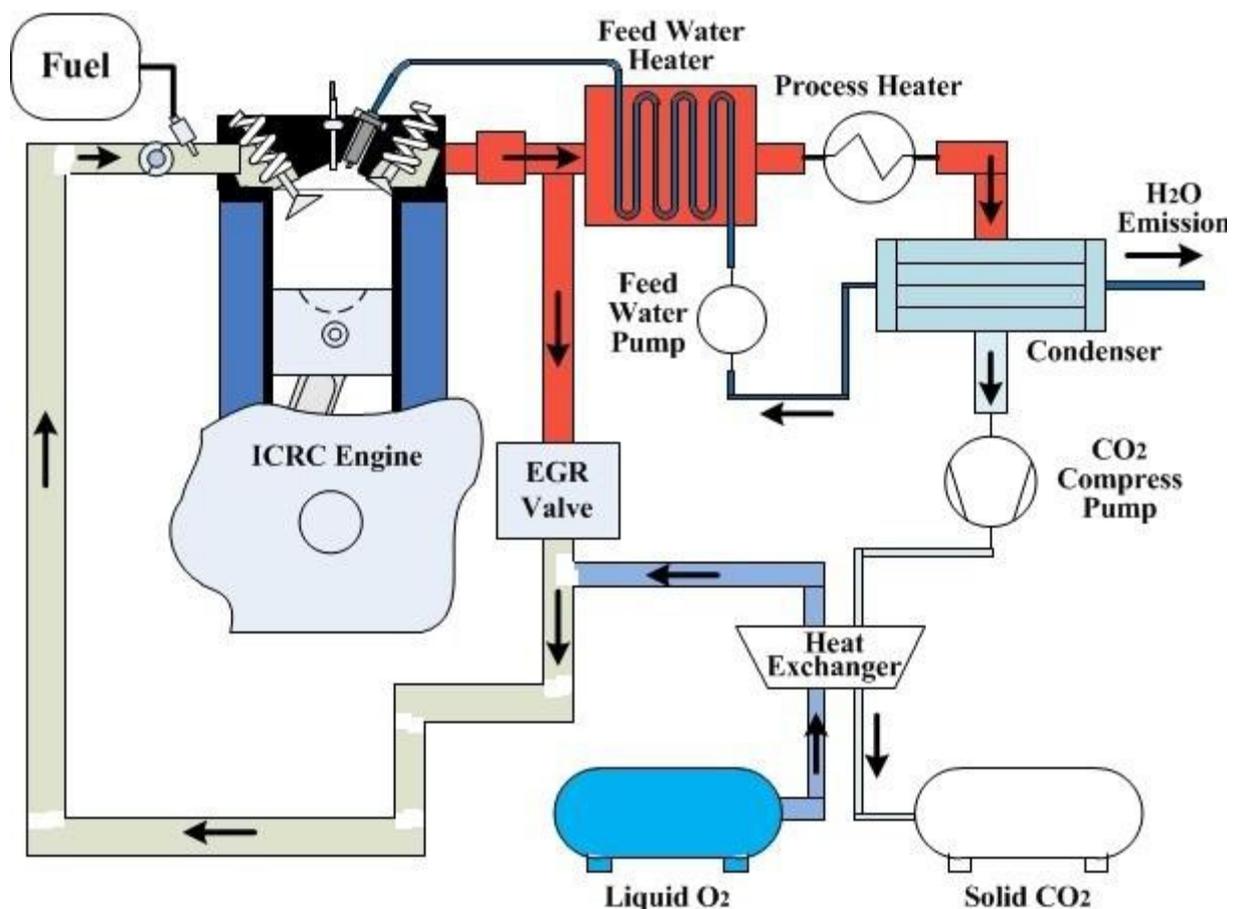
Per una miscela quindi valgono tutte le relazioni del gas ideale con le opportune modifiche (sopra) e con l'unica eccezione che la costante k di una trasformazione adiabatica va calcolata secondo la definizione e non come sommatoria delle singole k_i , cioè:

$$k = \frac{c_p}{c_v} = \frac{\sum_1^N m_i \cdot c_{pi}}{\sum_1^N m_i \cdot c_{vi}} \neq \sum_1^N \frac{m_i}{m} \cdot k_i$$

Presentazione dello studio

2.1. Schema dell'impianto

Per la modellazione del ciclo termodinamico è stato scelto di usare il seguente schema come base.



1. Illustrazione: Schema dell'impianto

Come si vede nello schema, il motore aspira una miscela di ossigeno e anidride carbonica. L'ossigeno è contenuto in un serbatoio in concentrazione elevata, mentre la quantità di anidride carbonica necessaria a formare la miscela è direttamente prelevata allo scarico del motore con un sistema EGR (*exhaust gas recirculation*).

Come si vede nello schema, i gas di scarico, oltre a fornire l'anidride carbonica necessaria alla miscela, hanno la funzione di preriscaldare l'acqua che viene iniettata alla fine della combustione.

Successivamente si separano l'anidride carbonica e il vapor d'acqua che formano i gas di scarico. L'acqua è fatta condensare; la quantità necessaria all'iniezione viene prelevata e messa in pressione attraverso una pompa, mentre la parte in eccesso viene espulsa come scarico.

L'anidride carbonica, invece, una volta separata dagli altri componenti della combustione viene condensata e immagazzinata in un serbatoio in modo tale da poter applicare il principio del *carbon capture and sequestration (CCS)*.

2.2.Caratteristiche del motore

E' stato pensato di utilizzare un motore a quattro tempi con accensione per scintilla; questo significa che il ciclo in esame è simile a quello Otto con la differenza di avere una ulteriore trasformazione a volume costante dopo la combustione, l'iniezione dell'acqua appunto.

Differentemente dallo schema si è scelto di usare l'iniezione diretta del combustibile.

Il motore in esame a quattro tempi esegue il ciclo termodinamico attraverso quattro corse del pistone realizzando le seguenti quattro fasi:

1. immissione della carica nel cilindro;
2. compressione della carica;
3. combustione, iniezione d'acqua ed espansione;
4. espulsione dei prodotti della combustione.

Nell'immissione della carica nel cilindro, il pistone spostandosi verso il punto morto inferiore (PMI), crea un'aspirazione del fluido di lavoro, nel caso in esame la miscela di ossigeno e anidride carbonica, nel cilindro.

Il pistone raggiunto il PMI si sposta verso il punto morto superiore (PMS) comprimendo la miscela.

Per semplicità, è stato scelto di utilizzare nel modello un'iniezione istantanea del combustibile al PMS con successiva combustione istantanea. L'energia di attivazione necessaria all'avvio della reazione viene data, come di consueto in questi motori, dalla scintilla.

Al termine della combustione è stata modellata l'iniezione diretta dell'acqua, che sempre per

semplicità è stata realizzata al PMS. Inoltre, nella modellazione, l'acqua vaporizza istantaneamente abbassando la temperatura dei gas prodotti dalla combustione ed aumentando la pressione nel cilindro.

La miscela in seguito espande spostando il pistone verso il PMI.

Il pistone, ora, tornando verso il PMS, ed essendo aperta la valvola di scarico, espelle la miscela di gas.

Le caratteristiche del motore assunte per l'analisi sono:

- alesaggio $D=56,5$ mm;
- corsa $c=49,5$ mm;
- rapporto volumetrico $r_v=9,2$.

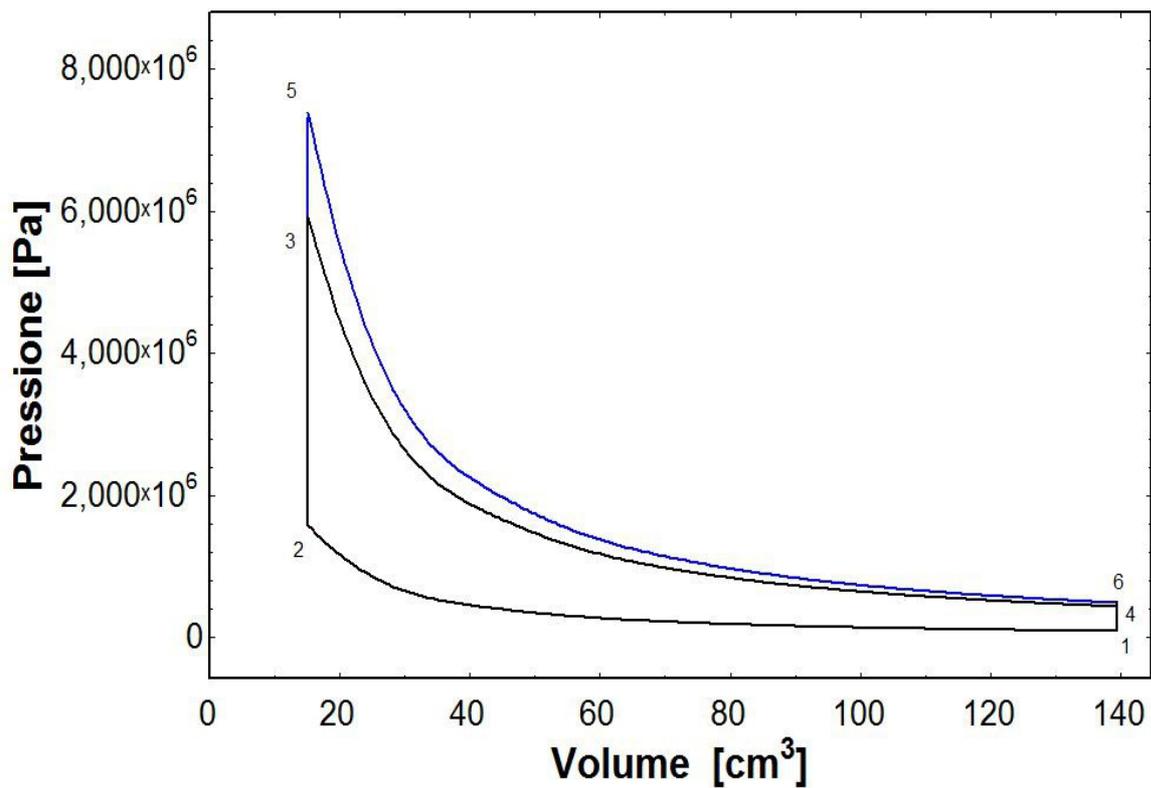
Questo perché come detto il lavoro è stato svolto anche come confronto allo studio di Wu Zhi-jun et al. e quindi sono state prese le stesse caratteristiche del motore per poter avere un confronto più diretto.

2.3.Ciclo ideale e sue trasformazioni

Il ciclo ideale compiuto da questo motore è molto simile al ciclo Otto teorico del motore a combustione interna con accensione per scintilla.

Le trasformazioni termodinamiche assunte per la modellazione di questo ciclo teorico sono pertanto:

- trasformazione 1-2: trasformazione isoentropica o adiabatica (trasformazione ideale compiuta senza scambio di calore con l'esterno) di compressione del fluido di lavoro. Pertanto questa trasformazione corrisponde al lavoro compiuto dal pistone;
- trasformazione 2-3: trasformazione isocora (a pressione costante) in cui viene introdotto istantaneamente il calore fornito;
- trasformazione 3-5: trasformazione isocora causata dalla vaporizzazione istantanea dell'acqua iniettata con conseguente aumento della pressione, dovuto al vapore formatosi, e diminuzione della temperatura;
- trasformazione 5-6: trasformazione isoentropica o adiabatica di espansione della miscela formata dai gas della combustione e dal vapore d'acqua. Questa trasformazione dunque coincide con il lavoro prodotto dal fluido operante
- trasformazione 6-1: trasformazione isocora che rappresenta la sottrazione istantanea del calore.



2. Illustrazione: Diagramma pressione-volume del ciclo

Mentre la trasformazione 3-4 è una trasformazione isoentropica che rappresenterebbe l'espansione in un ciclo otto tradizionale.

Essendo questo lo studio del ciclo ideale il lavoro di aspirazione e quello per lo scarico dei gas, rappresentabili nel diagramma p-v come una linea orizzontale, si annullano a vicenda.

Per questo motivo è stato scelto di non rappresentare le corse di aspirazione e scarico nel diagramma.

2.4. Combustibile e combustione

Per la modellazione del ciclo è stato scelto di usare come combustibile il propano (C_3H_8). Questo combustibile ha un potere calorifico inferiore, o anche detto utile, H_u pari a 46,35 MJ/Kg.

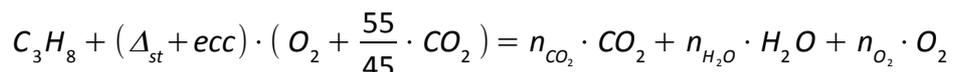
La combustione, come detto in precedenza, è una combustione oxy-fuel che prevede come unico comburente l'ossigeno, ma, per ridurre la temperatura, nella modellazione è stato utilizzato come comburente una miscela composta da O_2 per il 45% in volume e da CO_2 per il restante 55%. Questo perché la velocità di fiamma è maggiormente influenzata dalla presenza di anidride carbonica rispetto a quella dell'azoto e una percentuale inferiore di ossigeno provocherebbe delle instabilità nella reazione (Fujimori T., Yamada T. 2013, p.2114).

E' stato scelto inoltre di utilizzare una combustione in eccesso d'aria, questo per limitare ulteriormente le temperature ed in modo tale di essere sicuri della completa ossidazione del combustibile.

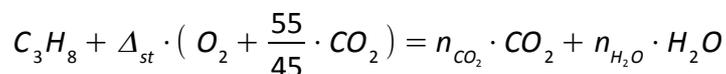
Una combustione si definisce stechiometrica quando la massa di combustibile iniettato è quella necessaria alla sua ossidazione completa nella miscela di O_2/CO_2 aspirata nel cilindro; mentre avviene in eccesso d'aria, quando il comburente aspirato è maggiore rispetto alla condizione stechiometrica.

Per combustione completa, invece, si intende che il processo sia completo e cioè che i prodotti della reazione siano soltanto CO_2 , H_2O ed O_2 .

La combustione modellata segue la seguente reazione chimica:



Mentre la combustione stechiometrica, dalla quale è possibile ricavare il termine Δ_{st} , rapporto molare tra miscela e combustibile, è la seguente:



Dal bilancio atomico della reazione si possono ricavare i termini:

- $\Delta_{st} = 5$;
- $n_{CO_2} = \frac{82}{9}$
- $n_{H_2O} = 4$

CAPITOLO 3

Modellazione del ciclo

3.1. Equazioni per la modellazione del ciclo

Per iniziare è stata scritta l'equazione per la determinazione della cilindrata, V_c , del motore che risulta essere la seguente:

$$V_c = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot c$$

dove D rappresenta l'alesaggio del pistone e c la corsa.

Conoscendo il rapporto volumetrico del motore, r_v , e la cilindrata, appena calcolata, sono stati calcolati i volumi al punto morto inferiore e al punto morto superiore attraverso la definizione data da:

$$r_v = \frac{V_{PMI}}{V_{PMS}}$$

e sapendo che:

$$V_{PMI} = V_c + V_{cc} \quad V_{PMS} = V_{cc}$$

dove V_{cc} è il volume della camera di combustione.

Sono poi state definite la temperatura e la pressione di aspirazione della miscela nel seguente modo:

$$p_1 = p_{amb} \quad T_1 = T_{amb}$$

in cui la p_{amb} e T_{amb} rappresentano rispettivamente la pressione e la temperatura dell'ambiente.

Applicando la legge dei gas ideali è ora possibile calcolare il numero delle moli di miscela aspirata, n_{asp} , nel cilindro:

$$p[1] \cdot V_c = n_{asp} \cdot \bar{R} \cdot T[1]$$

Conoscendo la frazione molare di ossigeno, x_{O_2} , e quella di anidride carbonica, x_{CO_2} , dati dalla composizione della miscela, è ora possibile calcolare il numero di moli di ossigeno e anidride carbonica che compongono la miscela aspirata con le seguenti relazioni:

$$n_{O_2} = x_{O_2} \cdot n_{asp} \quad n_{CO_2} = x_{CO_2} \cdot n_{asp}$$

Moltiplicando queste per la loro massa molecolare, che in EES è possibile ricavare tramite la funzione *MolarMass*, si ricava la massa di ossigeno, m_{O_2} , e di anidride carbonica, m_{CO_2} , aspirate:

$$m_{O_2} = n_{O_2} \cdot \text{MolarMass}(O_2)$$

$$m_{CO_2} = n_{CO_2} \cdot \text{MolarMass}(CO_2)$$

La loro somma darà la massa totale aspirata, m_{asp} :

$$m_{asp} = m_{O_2} + m_{CO_2}$$

Dalle frazioni molari è, inoltre, possibile calcolare il volume parziale occupato dal singolo gas come:

$$V_{O_2} = x_{O_2} \cdot V_{PMI}$$

$$V_{CO_2} = x_{CO_2} \cdot V_{PMI}$$

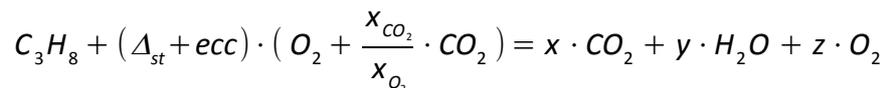
A questo punto è possibile calcolare i loro volumi specifici parziali attraverso le seguenti equazioni:

$$v_{O_2}[1] = \frac{V_{O_2}}{m_{O_2}} \quad v_{CO_2}[1] = \frac{V_{CO_2}}{m_{CO_2}}$$

Assunto il rapporto di dosatura in massa, Δ_m ; tra la miscela aspirata ed il combustibile è possibile calcolare il rapporto di dosatura molare, Δ , attraverso la relazione:

$$\Delta_m = \Delta \cdot \frac{\text{MolarMass}(O_2) + \frac{x_{CO_2}}{x_{O_2}} \cdot \text{MolarMass}(CO_2)}{\text{MolarMass}(C_3H_8)}$$

Ora seguendo l'equazione della reazione di combustione



e conoscendo il rapporto di dosatura stechiometrico molare, $\Delta_{st}=5$, è possibile eseguire i bilanci atomici seguenti:

$$x = 3 + (\Delta_{st} + ecc) \cdot \frac{x_{CO_2}}{x_{O_2}} \quad \text{Bilancio atomico del carbonio}$$

$$2 \cdot y = 8 \quad \text{Bilancio atomico dell'idrogeno}$$

$$2 \cdot x + y + 2 \cdot z = (\Delta_{st} + ecc) \cdot (2 + \frac{x_{CO_2}}{x_{O_2}} \cdot 2) \quad \text{Bilancio atomico dell'ossigeno}$$

conoscendo anche che vale la seguente relazione $\Delta = \Delta_{st} + ecc$.

Ora è possibile calcolare le frazioni massiche dei componenti della miscela in aspirazione nel seguente modo:

$$y_{O_2,g} = \frac{MolarMass(O_2)}{MolarMass(O_2) + \frac{x_{CO_2}}{x_{O_2}} \cdot MolarMass(CO_2)}$$

$$y_{CO_2,g} = \frac{\frac{x_{CO_2}}{x_{O_2}} \cdot MolarMass(CO_2)}{MolarMass(O_2) + \frac{x_{CO_2}}{x_{O_2}} \cdot MolarMass(CO_2)}$$

e quelle dei gas di scarico

$$x_{CO_2,g} = \frac{n_{CO_2} \cdot MolarMass(CO_2)}{n_{CO_2} \cdot MolarMass(CO_2) + n_{H_2O} \cdot MolarMass(H_2O) + n_{O_2} \cdot MolarMass(O_2)}$$

$$x_{H_2O,g} = \frac{y \cdot MolarMass(H_2O)}{x \cdot MolarMass(CO_2) + y \cdot MolarMass(H_2O) + z \cdot MolarMass(O_2)}$$

$$x_{O_2,g} = \frac{z \cdot MolarMass(O_2)}{x \cdot MolarMass(CO_2) + y \cdot MolarMass(H_2O) + z \cdot MolarMass(O_2)}$$

rispettivamente frazione massica di anidride carbonica, acqua ed ossigeno.

3.1.1. Trasformazione 1-2

A questo punto è possibile calcolare l'entropia della miscela al punto 1 del ciclo come:

$$s[1] = y_{O_2,g} \cdot entropy(O_2; T=T[1]; v=v_{O_2}[1]) + y_{CO_2,g} \cdot entropy(CO_2; T=T[1]; v=v_{CO_2}[1])$$

dove *entropy* è la funzione di EES che dà il valore dell'entropia.

Avendo supposto la compressione adiabatica, è stata definita l'entropia al punto 2 uguale a quella al punto 1, $s_2=s_1$, e dalla seguente relazione è stata ricavata la temperatura di fine compressione, T_2 :

$$s[2] = y_{O_2,g} \cdot entropy(O_2; T=T[2]; v=v_{O_2}[2]) + y_{CO_2,g} \cdot entropy(CO_2; T=T[2]; v=v_{CO_2}[2])$$

avendo calcolato i volumi specifici come:

$$v_{O_2}[2] = \frac{x_{O_2} \cdot V_{PMS}}{m_{O_2}} \quad v_{CO_2}[2] = \frac{x_{CO_2} \cdot V_{PMS}}{m_{CO_2}}$$

La pressione al punto 2 può essere calcolata attraverso la formula:

$$p[2] \cdot V_{PMS} = n_{asp} \cdot \bar{R} \cdot T[2]$$

Ora è possibile calcolare i calori specifici, c_v , nei punti 1 e 2 rispettivamente di inizio e fine compressione come:

$$cv[1] = y_{O_2g} \cdot cv(O_2; T=T[1]) + y_{CO_2g} \cdot cv(CO_2; T=T[1])$$

$$cv[2] = y_{O_2g} \cdot cv(O_2; T=T[2]) + y_{CO_2g} \cdot cv(CO_2; T=T[2])$$

dove cv è la funzione di EES che calcola il calore specifico a volume costante.

E' possibile infine calcolare il lavoro fatto dal pistone con la seguente equazione:

$$L_{12} = m_{asp} \cdot (cv[2] \cdot T[2] - cv[1] \cdot T[1])$$

3.1.2. Trasformazione 2-3

Per il calcolo della temperatura massima del ciclo, T_3 , è necessario calcolare la massa del combustibile, m_c , iniettata, attraverso la seguente relazione:

$$\Delta_m = \frac{m_{asp}}{m_c}$$

dalla quale si può calcolare la massa totale dopo la combustione, $m_3 = m_{asp} + m_c$ e il calore positivo del ciclo $Q_p = m_c \cdot H_u$, dove H_u è il potere calorifico del combustibile.

Ora la temperatura T_3 viene calcolata secondo la legge di una trasformazione isocora:

$$Q_p = m_3 \cdot cv[3] \cdot T[3] - m_{asp} \cdot cv[2] \cdot T[2] - m_c \cdot enthalpy(C_3H_8; T=T[1])$$

dove $enthalpy$ è la funzione di EES per definire l'entalpia e i calori specifici a volume costante, c_v , sono stati calcolati nel modo seguente:

$$cv[3] = x_{CO_2g} \cdot cv(CO_2; T=T[3]) + x_{H_2Og} \cdot cv(H_2O; T=T[3]) + x_{O_2g} \cdot cv(O_2; T=T[3])$$

Per il calcolo della pressione al punto 3 è necessario calcolare le masse di ogni singolo componente dei gas di scarico nel modo seguente:

$$m_{3CO_2} = x_{CO_2g} \cdot m_3 \quad m_{3H_2O} = x_{H_2Og} \cdot m_3 \quad m_{3O_2} = x_{O_2g} \cdot m_3$$

da cui è possibile calcolare il rispettivo numero di moli:

$$n_{3CO_2} = \frac{m_{3CO_2}}{MolarMass(CO_2)} \quad n_{3H_2O} = \frac{m_{3H_2O}}{MolarMass(H_2O)} \quad n_{3O_2} = \frac{m_{3O_2}}{MolarMass(O_2)}$$

e il numero di moli totali, $n_3 = n_{3CO_2} + n_{3H_2O} + n_{3O_2}$.

Ora è possibile calcolare le frazioni molari dei singoli componenti della combustione:

$$x_{3CO_2} = \frac{n_{3CO_2}}{n_3} \quad x_{3H_2O} = \frac{n_{3H_2O}}{n_3} \quad x_{3O_2} = \frac{n_{3O_2}}{n_3}$$

da cui calcolare i loro volumi specifici parziali:

$$v_{CO_2}[3] = \frac{x_{3CO_2} \cdot V_{PMS}}{m_{3CO_2}} \quad v_{H_2O}[3] = \frac{x_{3H_2O} \cdot V_{PMS}}{m_{3H_2O}} \quad v_{O_2}[3] = \frac{x_{3O_2} \cdot V_{PMS}}{m_{3O_2}}$$

La pressione al punto 3 è calcolata attraverso la seguente equazione:

$$p[3] \cdot V_{PMS} = n_3 \cdot \bar{R} \cdot T[3]$$

3.1.3. Trasformazione 3-5

La trasformazione 3-5 consiste nell'iniezione e nell'istantanea vaporizzazione dell'acqua. E' stata calcolata la massa dei diversi componenti e la massa totale della miscela nel punto 5, che rappresenta la fine della vaporizzazione, con le formule seguenti:

$$m_{5w} = m_w + x_{H_2Og} \cdot m_3 \quad m_{5CO_2} = x_{CO_2g} \cdot m_3 \quad m_{5O_2} = x_{O_2g} \cdot m_3 \quad m_5 = m_3 + m_w$$

dove m_{5w} rappresenta la massa totale di acqua nel punto 5 risultato della somma della massa iniettata, m_w , e quella generata dalla combustione.

Da queste è possibile calcolare le frazioni massiche:

$$x_{5H_2Og} = \frac{m_{5w}}{m_5} \quad x_{5CO_2g} = \frac{m_{5CO_2}}{m_5} \quad x_{5O_2g} = \frac{m_{5O_2}}{m_5}$$

e quindi il numero delle moli:

$$n_{5CO_2} = \frac{m_5 \cdot x_{5CO_2g}}{\text{MolarMass}(CO_2)} \quad n_{5H_2O} = \frac{m_5 \cdot x_{5H_2Og}}{\text{MolarMass}(H_2O)} \quad n_{5O_2} = \frac{m_5 \cdot x_{5O_2g}}{\text{MolarMass}(O_2)}$$

$$n_5 = n_{5CO_2} + n_{5H_2O} + n_{5O_2}$$

Ora è possibile calcolare le frazioni molari dei componenti e i loro volumi specifici parziali:

$$x_{5CO_2} = \frac{n_{5CO_2}}{n_5} \quad x_{5H_2O} = \frac{n_{5H_2O}}{n_5} \quad x_{5O_2} = \frac{n_{5O_2}}{n_5}$$

$$v_{CO_2}[5] = \frac{x_{5CO_2} \cdot V_{PMS}}{m_{5CO_2}} \quad v_{H_2O}[5] = \frac{x_{5H_2O} \cdot V_{PMS}}{m_{5w}} \quad v_{O_2}[5] = \frac{x_{5O_2} \cdot V_{PMS}}{m_{5O_2}}$$

Usando l'equazione per le trasformazioni isocore è ora possibile calcolare la temperatura al punto 5:

$$m_3 \cdot cv[3] \cdot T[3] + m_w \cdot h_w = m_5 \cdot cv[5] \cdot T[5]$$

dove i calori specifici a volume costante, c_v , e l'entalpia dell'acqua, h_w , sono stati calcolati nel modo seguente:

$$cv[5] = x_{5CO_2g} \cdot cv(CO_2; T=T[5]) + x_{5H_2Og} \cdot cv(H_2O; T=T[5]) + x_{5O_2g} \cdot cv(O_2; T=T[5])$$

$$h_w = \text{enthalpy}(H_2O; T=T_w; p=p_w)$$

assumendo T_w e p_w rispettivamente la temperatura e la pressione di iniezione dell'acqua. Ora è possibile calcolare la pressione e l'entropia della miscela nel punto 5 con le seguenti equazioni:

$$p[5] \cdot V_{PMS} = n_5 \cdot \bar{R} \cdot T[5]$$

$$s[5] = x_{5CO_2g} \cdot \text{entropy}(CO_2; T=T[5]; v=v_{CO_2}[5]) +$$

$$+ x_{5H_2Og} \cdot \text{entropy}(H_2O; T=T[5]; v=v_{H_2O}[5]) + x_{5O_2g} \cdot \text{entropy}(O_2; T=T[5]; v=v_{O_2}[5])$$

3.1.4. Trasformazione 5-6

La trasformazione considerata in questo paragrafo è l'espansione della miscela, considerata adiabatica. Per questo motivo è stata definita l'entropia di fine espansione, $s_6=s_5$, così da poter calcolare la temperatura al punto 6 attraverso la seguente equazione:

$$s[6] = x_{5CO_2g} \cdot \text{entropy}(CO_2; T=T[6]; v=v_{CO_2}[6]) +$$

$$+ x_{5H_2Og} \cdot \text{entropy}(H_2O; T=T[6]; v=v_{H_2O}[6]) + x_{5O_2g} \cdot \text{entropy}(O_2; T=T[6]; v=v_{O_2}[6])$$

dove:

$$v_{CO_2}[6] = \frac{x_{5CO_2} \cdot V_{PMI}}{m_{5CO_2}} \quad v_{H_2O}[6] = \frac{x_{5H_2O} \cdot V_{PMI}}{m_{5w}} \quad v_{O_2}[6] = \frac{x_{5O_2} \cdot V_{PMI}}{m_{5O_2}}$$

Inoltre è stata calcolata la pressione della miscela nel punto 6 con l'usuale legge dei gas ideali:

$$p[6] \cdot V_{PMS} = n_5 \cdot \bar{R} \cdot T[6]$$

Ora è possibile calcolare il lavoro positivo di ciclo, L_{56} con la seguente formula:

$$L_{56} = m_5 \cdot (cv[5] \cdot T[5] - cv[6] \cdot T[6])$$

dove:

$$cv[6] = x_{5CO_2g} \cdot cv(CO_2; T=T[6]) + x_{5H_2Og} \cdot cv(H_2O; T=T[6]) + x_{5O_2g} \cdot cv(O_2; T=T[6])$$

3.1.5. Trasformazione 3-4

Per l'analisi è stato utile calcolare, inoltre, la trasformazione 3-4 che è l'espansione della miscela nel caso in cui non venga iniettata nessuna quantità d'acqua; questa corrisponde all'espansione del ciclo Otto ideale. Essendo considerata anch'essa una trasformazione adiabatica, le equazioni usate sono simili a quelle della trasformazione 5-6 ed in particolare l'entropia nel punto 3 può essere calcolata come:

$$s[3] = x_{CO_2,g} \cdot \text{entropy}(CO_2; T=T[3]; v=v_{CO_2}[3]) + \\ + x_{H_2O,g} \cdot \text{entropy}(H_2O; T=T[3]; v=v_{H_2O}[3]) + x_{O_2,g} \cdot \text{entropy}(O_2; T=T[3]; v=v_{O_2}[3])$$

inoltre imponendo l'entropia nel punto 4 uguale a quella del punto 3, $s_3=s_4$, caratteristica dell'adiabatica, è possibile calcolare la temperatura T_4 :

$$s[4] = x_{CO_2,g} \cdot \text{entropy}(CO_2; T=T[4]; v=v_{CO_2}[4]) + \\ + x_{H_2O,g} \cdot \text{entropy}(H_2O; T=T[4]; v=v_{H_2O}[4]) + x_{O_2,g} \cdot \text{entropy}(O_2; T=T[4]; v=v_{O_2}[4])$$

dove:

$$v_{CO_2}[4] = \frac{x_{3CO_2} \cdot V_{PMI}}{m_{3CO_2}} \quad v_{H_2O}[4] = \frac{x_{3H_2O} \cdot V_{PMI}}{m_{3H_2O}} \quad v_{O_2}[4] = \frac{x_{3O_2} \cdot V_{PMI}}{m_{3O_2}}$$

e la pressione di fine espansione, $p[4]$, è stata calcolata nel modo seguente:

$$p[4] \cdot V_{PMI} = n_3 \cdot \bar{R} \cdot T[4]$$

Infine è possibile calcolare il lavoro di espansione, L_{34} , come:

$$L_{34} = m_3 \cdot (cv[3] \cdot T[3] - cv[4] \cdot T[4])$$

dove:

$$cv[4] = x_{CO_2,g} \cdot cv(CO_2; T=T[4]) + x_{H_2O,g} \cdot cv(H_2O; T=T[4]) + x_{O_2,g} \cdot cv(O_2; T=T[4])$$

3.1.6. Calcolo del rendimento e della PME

La modellazione è stata fatta per studiare questo ciclo di nuova concezione e per questo motivo sono stati calcolati il rendimento del ciclo, η_t , parametro indispensabile per l'analisi di qualsiasi ciclo termodinamico, e la pressione media effettiva (PME), molto utile nell'analisi dei motori endotermici in quanto riassume con un unico valore tutta la termodinamica di questi motori.

Per far questo è stato calcolato il lavoro netto del ciclo, L_n , come:

$$L_n = L_{56} - L_{12} - L_p$$

dove, L_p è il lavoro fatto dalla pompa di iniezione dell'acqua ed è calcolato attraverso la seguente equazione:

$$L_p = \frac{m_w \cdot (p_a \cdot v_a - p_b \cdot v_b)}{\eta_p}$$

dove:

- p_a è la pressione di iniezione dell'acqua;
- v_a il volume specifico dell'acqua alla pressione di iniezione;
- p_b la pressione di aspirazione della pompa;
- v_b il volume specifico alla pressione di aspirazione dell'acqua;
- η_p il rendimento della pompa.

Il rendimento e la PME sono facilmente calcolabili con le seguenti equazioni:

$$\eta_t = \frac{L_n}{Q_p} \quad PME = \frac{L_n}{V_c}$$

Infine per l'analisi è stato calcolato il lavoro fatto dal vapore creato dall'acqua iniettata

$$L_w = L_{56} - L_{34} - L_p$$

3.2. Condizioni per la soluzione

Per la soluzione delle equazioni nel software si sono assunte le seguenti costanti:

- le caratteristiche geometriche del motore:
 - alesaggio $D=56,5$, corsa $c=49,5$, rapporto volumetrico $r_v=9,2$;
- il tipo di combustibile: il propano (C_3H_8) con potere calorifico $H_u=46,35$ MJ/Kg;
- la temperatura dell'ambiente: $T_{amb}=20^\circ C$;
- la composizione della miscela aspirata pari a 45% O_2 e 55% CO_2 ;
- la pressione di iniezione dell'acqua, $p_w=20$ MPa;
- il rendimento della pompa, $\eta_p=0,5$;

mentre sono state considerate variabili:

- la pressione di aspirazione, variabile tra 0,3 bar e 1 bar;
- il rapporto di dosatura, Δ_m , variabile tra 16 e 24;
- la temperatura di iniezione dell'acqua, T_w , variabile tra $0^\circ C$ e $100^\circ C$;
- il rapporto tra massa d'acqua iniettata e massa di miscela aspirata, variabile tra 0 e 1,8.

CAPITOLO 4

Analisi dei risultati

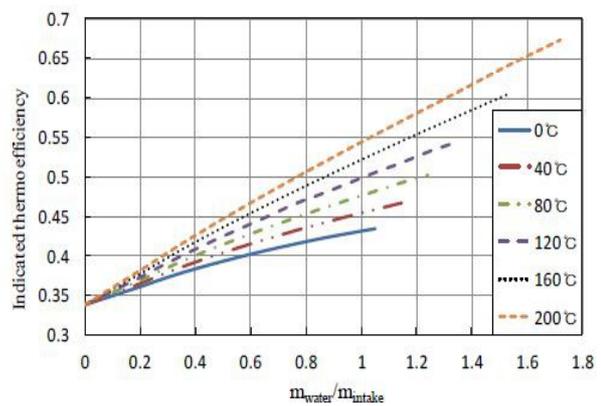
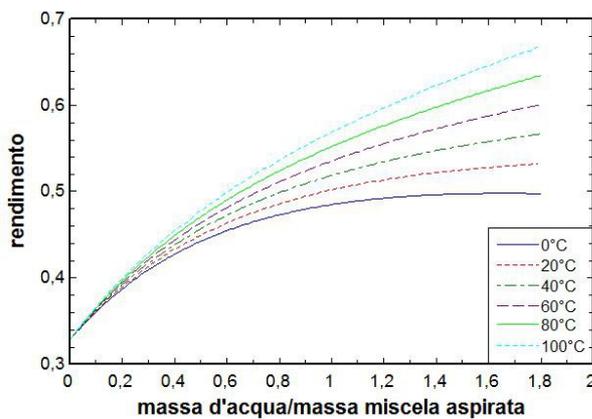
Nel seguito vengono presentati alcuni grafici ricavati dalla modellazione (a sinistra) e messi in confronto a quelli ricavati dallo studio di Wu Zhi-jun et al. (a destra).

4.1. Analisi con temperatura di iniezione variabile

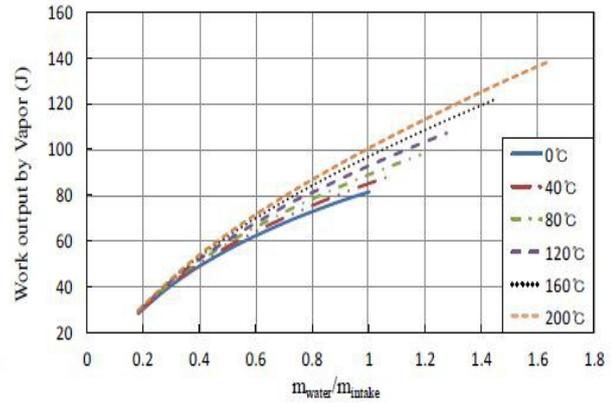
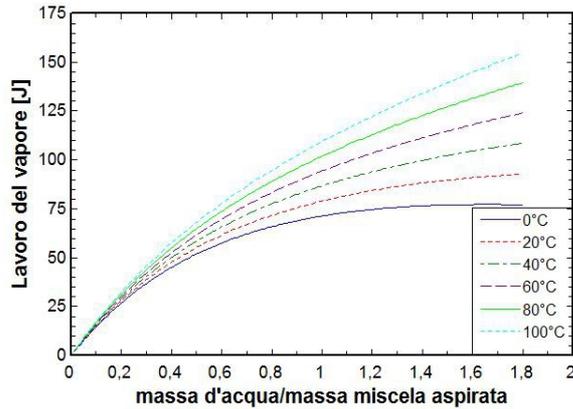
Come prima analisi si è voluto vedere la variazione del rendimento, della pressione media effettiva, del lavoro fatto dal vapore e della temperatura interna al cilindro al variare della temperatura di iniezione dell'acqua ed al variare della massa d'acqua iniettata.

La temperatura di iniezione è stata fatta variare da 0°C fino ad un massimo di 100°C con intervalli di 20°C, mentre il rapporto di dosatura è stato tenuto costante a 20.

Il rapporto tra massa d'acqua iniettata e massa di miscela aspirata è stata fatta variare da un minimo di 0, corrispondente al ciclo Otto, quindi senza iniezione d'acqua dopo la combustione, fino ad un massimo di 1,8.

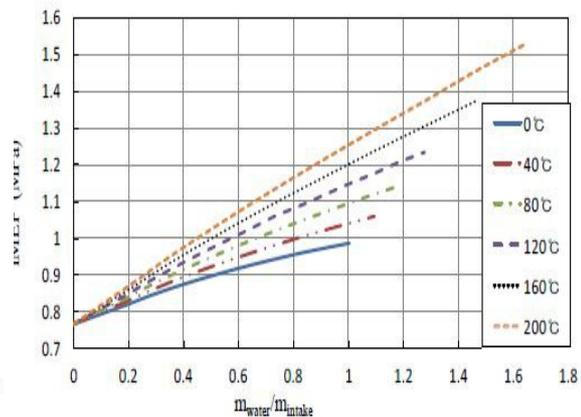
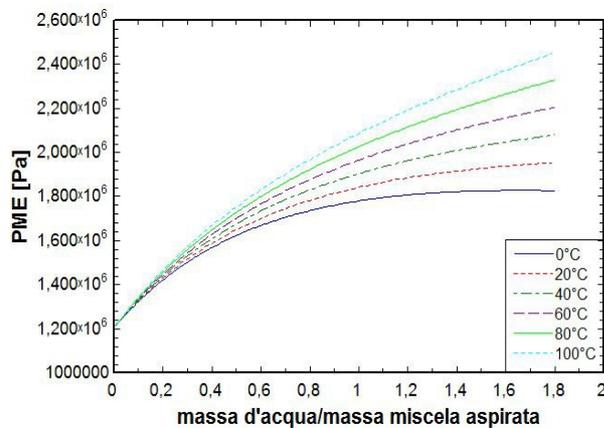


Come si vede da questi due grafici, il rendimento del ciclo aumenta significativamente all'aumentare della massa d'acqua iniettata e della temperatura di iniezione fino a raggiungere valori molto elevati, superiori anche al 60%.

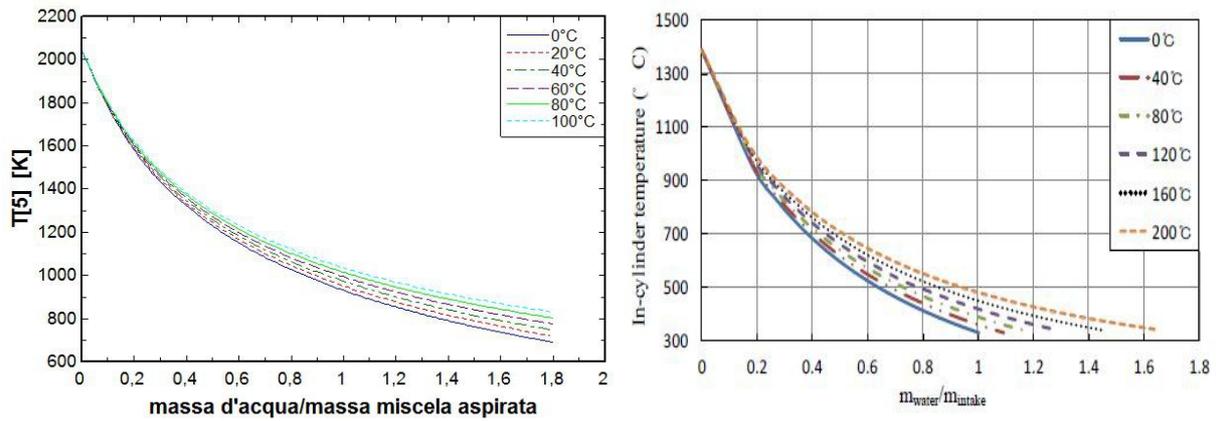


Inoltre, come sembra naturale, il lavoro fatto dal vapore aumenta all'aumentare della massa d'acqua iniettata e della temperatura di iniezione, in quanto aumenta la sua entalpia. Per le basse temperature di iniezione si raggiunge un limite sul lavoro del vapore intorno al rapporto unitario tra massa d'acqua e massa di miscela aspirata; mentre all'aumentare della temperatura di iniezione il rapporto tra massa d'acqua e massa di miscela aspirata influenza maggiormente il lavoro del vapore.

Il lavoro del vapore in questi grafici tiene conto del lavoro che la pompa deve fornire per aumentare la pressione dell'acqua fino alla pressione di iniezione.



Avendo appena visto il lavoro fatto dal vapore è naturale aspettarsi un andamento simile anche per quello della pressione media effettiva. I due grafici risultano essere simili con la differenza che l'aumento risulta essere più lineare nello studio di Wu Zhi-jun et al., e i valori sono generalmente minori di circa 0,4 MPa.



Come si vede da entrambi i grafici sopra, la temperatura nel cilindro dopo l'iniezione diminuisce notevolmente, come ci si aspetta, in quanto l'acqua viene iniettata anche con questo scopo. L'effetto risulta essere importante già a partire da rapporti tra massa d'acqua iniettata e miscela aspirata pari a 0,2 con una diminuzione superiore ai 400°C.

La differenza di temperature nei due diagrammi è dovuta al fatto che il primo rappresenta la temperatura della miscela subito dopo l'iniezione dell'acqua, mentre il secondo, ricavato dallo studio di Wu Zhi-jun et al., rappresenta la temperatura della miscela dopo l'espansione.

4.2. Analisi con rapporto di dosatura variabile

Come seconda analisi si è voluto vedere la variazione del rendimento, della pressione media effettiva, del lavoro fatto dal vapore e della temperatura interna al cilindro al variare del rapporto di dosatura tra miscela aspirata e combustibile ed al variare della massa d'acqua iniettata.

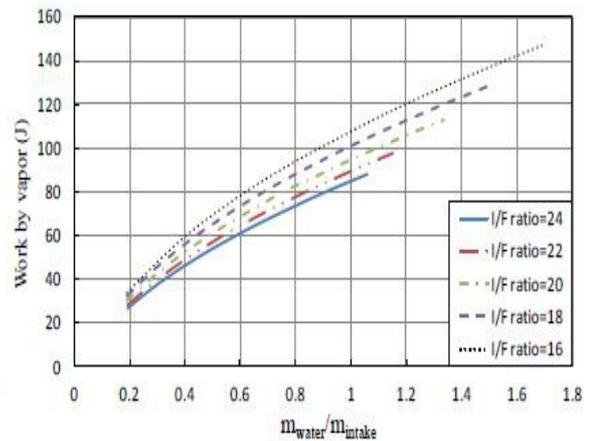
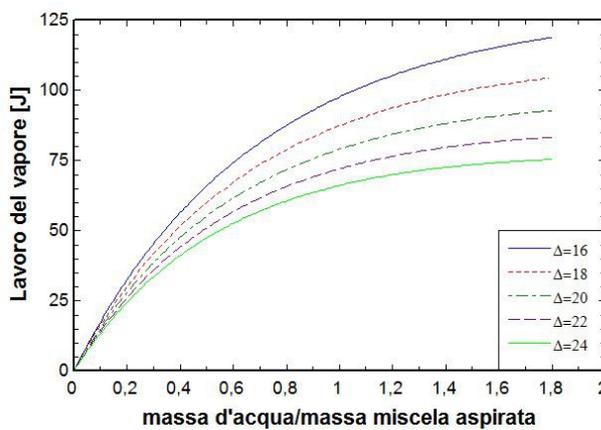
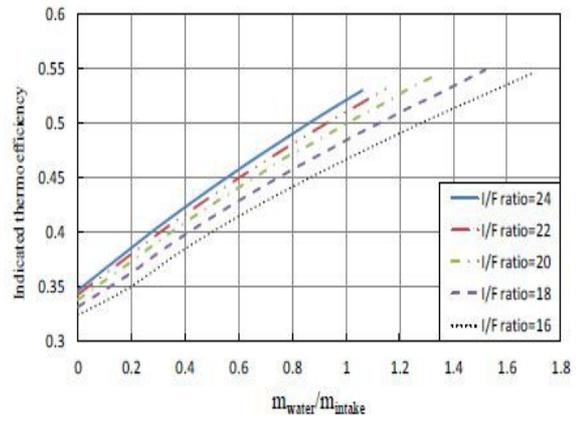
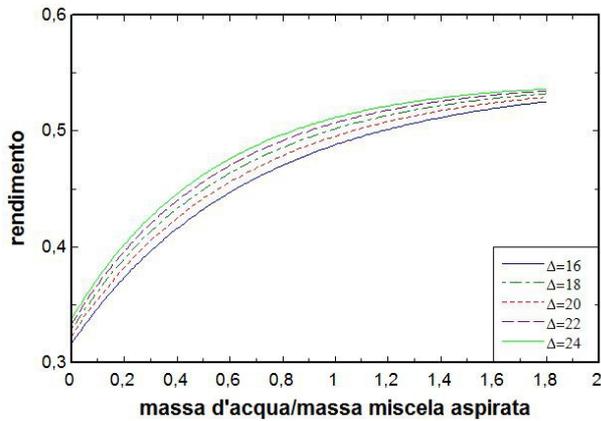
La variazione del rapporto di dosatura, in questi motori, è un sistema per poter variare la potenza fornita, infatti la combustione non risente del diverso rapporto di dosatura quando l'ossigeno concentrato è presente in percentuale elevata nella miscela.

Per questa analisi è stato fatto variare il rapporto di dosatura da un minimo di 16 ad un massimo di 24, mentre il rapporto tra massa d'acqua iniettata e massa di miscela aspirata, come per l'analisi a differenti temperature di iniezione, è stata fatta variare da un minimo di 0 ad un massimo di 1,8; mentre la temperatura di iniezione è stata mantenuta costante a 20°C.

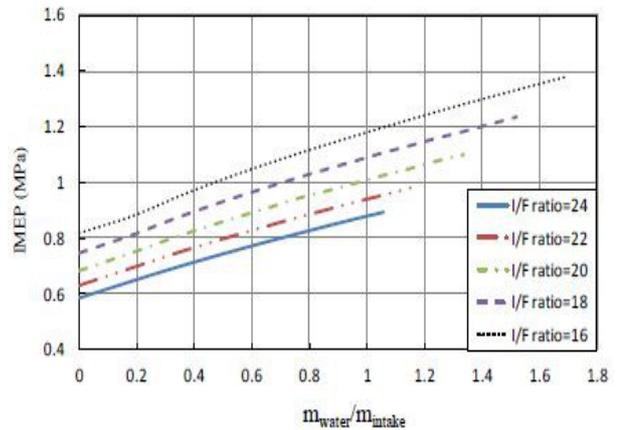
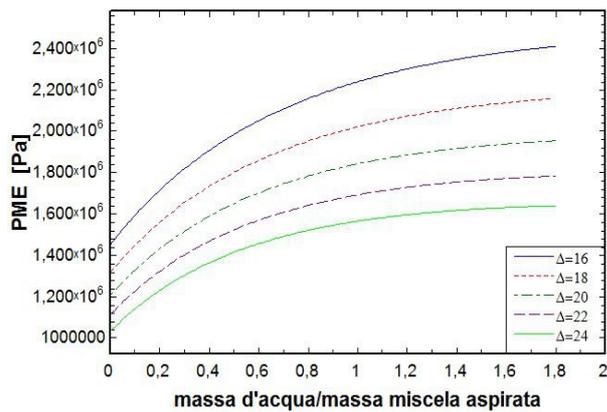
Come si vede nei seguenti due grafici il rendimento è influenzato dal rapporto di dosatura tra massa di miscela aspirata e massa di combustibile iniettata. In particolare, all'aumentare del rapporto di dosatura aumenta il rendimento. Questo si verifica in entrambi i casi, ma la differenza sta nel fatto che nel primo caso l'andamento non è lineare e

all'aumentare della massa d'acqua iniettata tendono ad assumere valori sempre più vicini intorno 53%.

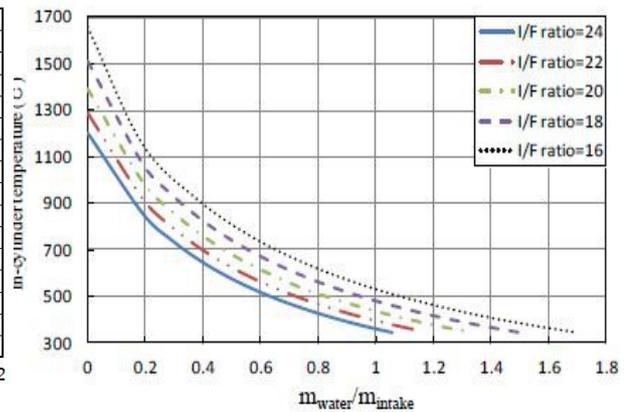
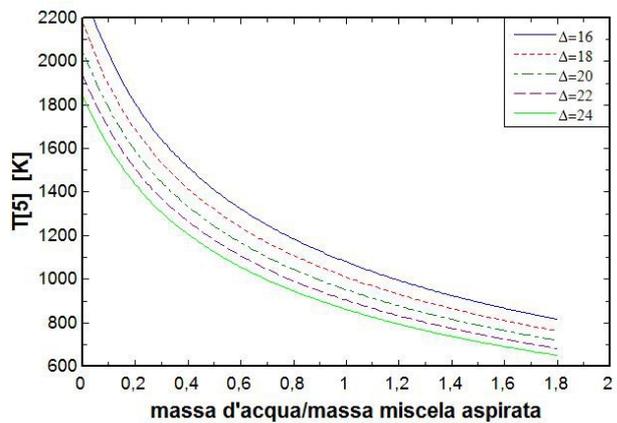
Il rendimento migliora all'aumentare del rapporto di dosatura. Questo è dovuto al fatto che con un rapporto di dosatura minore la quantità di combustibile è maggiore.



Anche il lavoro del vapore è influenzato dalla variazione del rapporto di dosatura. In particolare al diminuire del rapporto di dosatura aumenta il lavoro fatto dal vapore derivato dalla massa d'acqua iniettata. Questo può essere spiegato dal fatto che diminuendo il rapporto di dosatura aumenta il calore fornito dalla combustione al vapore.



Come il rendimento, anche la pressione media effettiva aumenta al diminuire del rapporto di dosatura.



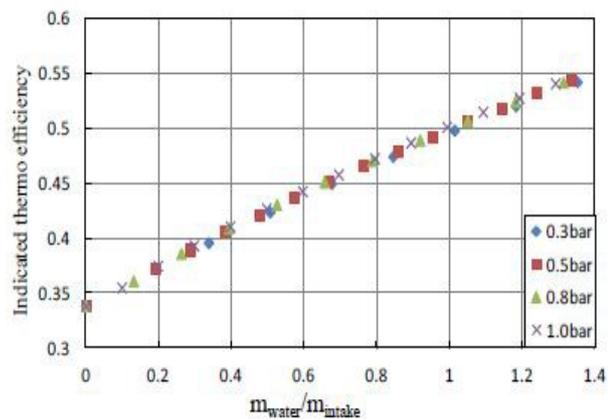
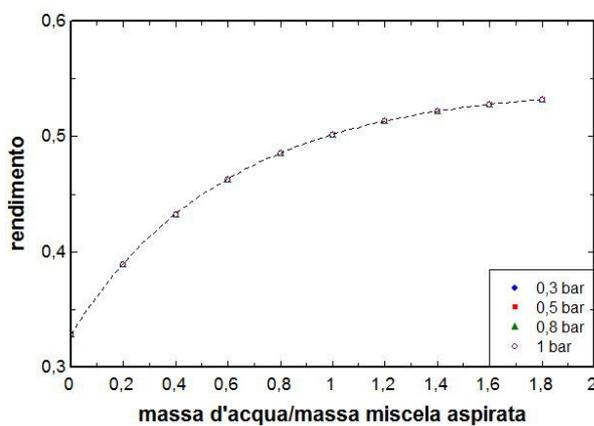
Come ci si aspetta, l'andamento della temperatura della miscela all'interno del cilindro diminuisce all'aumentare del rapporto di dosatura. Questo è naturale in quanto a parità di massa aspirata nel cilindro diminuisce la quantità di combustibile iniettata. All'aumentare della massa d'acqua iniettata, inoltre, la temperatura diminuisce. Questo perché una maggiore quantità d'acqua ha bisogno di assorbire maggior calore per la vaporizzazione, diminuendo la temperatura della miscela.

4.3. Analisi con pressione di aspirazione variabile

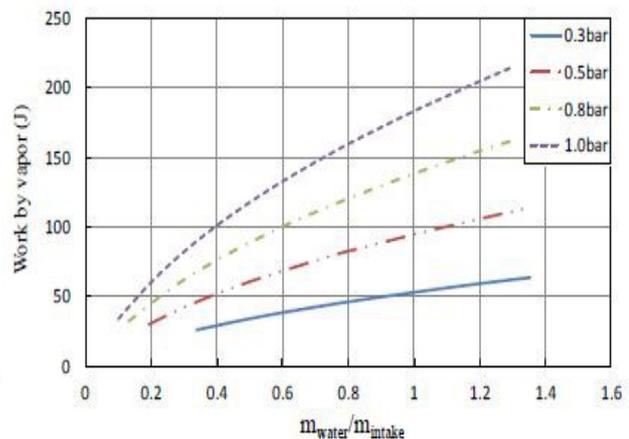
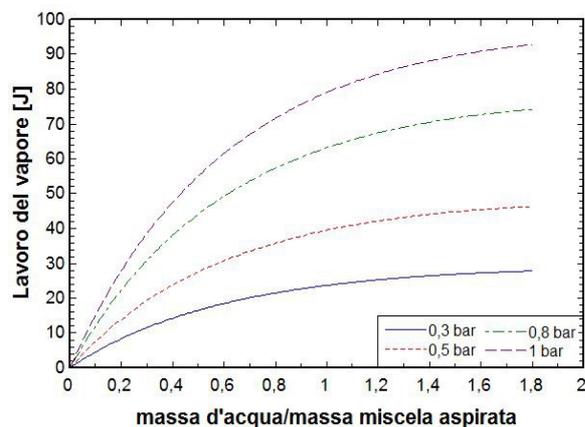
Come terza ed ultima analisi si è voluto vedere la variazione del rendimento, della pressione media effettiva, del lavoro fatto dal vapore e della temperatura interna al cilindro al variare della pressione di aspirazione ed al variare della massa d'acqua iniettata.

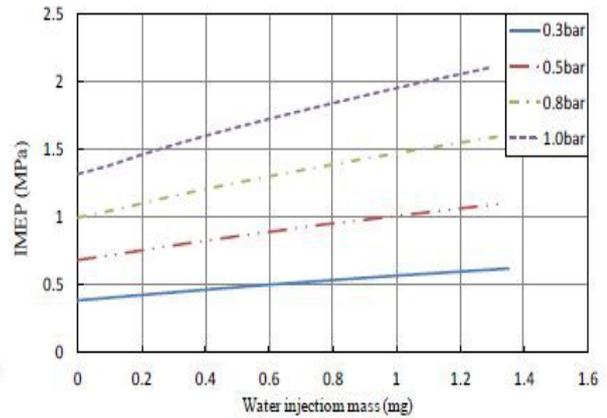
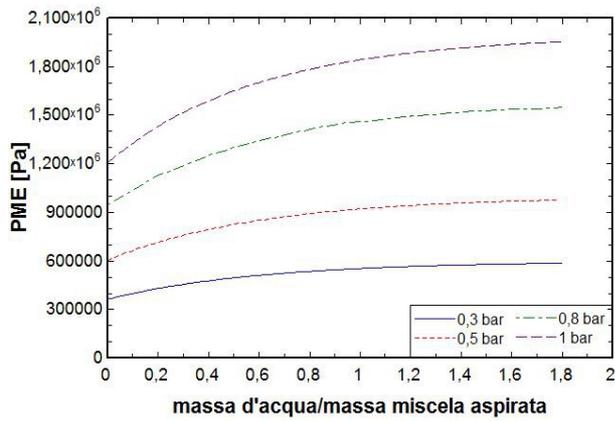
Questo perché un secondo metodo per variare la potenza fornita dal motore è quello di cambiare la pressione di aspirazione.

In questa analisi la pressione di aspirazione è stata fatta variare da un minimo di 0,3 bar fino ad un massimo di 1 bar, il rapporto tra massa d'acqua iniettata e massa di miscela iniettata è stato fatto variare, come nelle altre due analisi, da un minimo di 0 ad un massimo di 1,8.



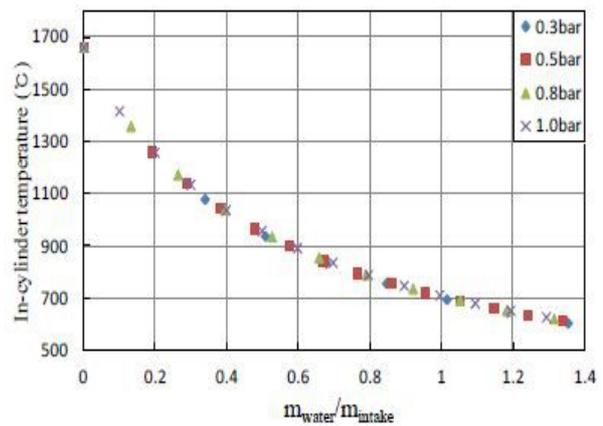
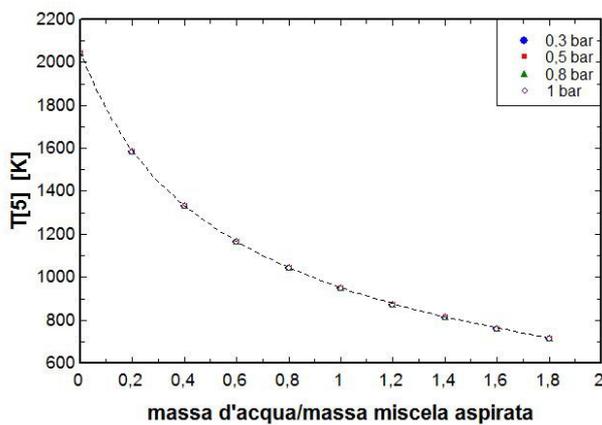
Da questi due grafici si nota che l'andamento del rendimento non varia significativamente al variare della pressione di aspirazione, al contrario i punti che rappresentano le diverse prove sono praticamente sovrapposti.





Da questi quattro grafici si nota che all'aumentare della pressione di aspirazione aumentano sia il lavoro prodotto dal vapore sia la PME.

A parità di pressione di aspirazione, però, l'aumento della pressione media effettiva con l'aumento della massa d'acqua iniettata non è così rilevante, nonostante il lavoro del vapore cresca in modo più marcato.



Come si vede, anche la temperatura della miscela nel cilindro non è influenzata dalla pressione di aspirazione ed infatti i risultati delle diverse prove risultano essere sovrapposti, mentre viene confermato l'andamento di quest'ultima al variare della massa d'acqua iniettata.

Nello studio di Wu Zhi-jun et al. si vede che le curve terminano a valori diversi di rapporto tra massa d'acqua iniettata e massa di miscela aspirata. Questo perché iniettando una maggiore quantità d'acqua la temperatura della miscela allo scarico scenderebbe sotto ai 300°C. Questa condizione viene evitata per due motivi. Il primo perché si correrebbe il rischio che vengano a formarsi dentro al cilindro delle gocce d'acqua che causerebbero erosione; inoltre, se si formassero le gocce d'acqua il volume specifico della miscela diminuirebbe notevolmente. Il secondo perché si vuole avere una temperatura sufficientemente elevata dei gas di scarico per riscaldare l'acqua fino a 200°C.

CONCLUSIONI

In questo studio è stato presentato un ciclo termodinamico di nuova concezione che, come abbiamo visto, è stato studiato per risolvere due principali cause di inquinamento dei motori endotermici. Infatti, grazie alla combustione oxy-fuel è possibile limitare le emissioni sia degli ossidi di azoto, NO_x , sia le emissioni di anidride carbonica, catturandola attraverso il sistema CCS.

Abbiamo visto come la combustione oxy-fuel non possa essere effettuata in presenza di solo ossigeno concentrato a causa delle temperature molto elevate che si raggiungerebbero.

In seguito è stata presentata una soluzione per limitare queste temperature, risultato di una condizione sulla miscela in aspirazione, composta non soltanto da ossigeno, ma, da una miscela di ossigeno e anidride carbonica, quest'ultima prelevata direttamente dai gas di scarico (EGR), e un'iniezione di acqua diretta nella camera di combustione con il compito di diminuire la temperatura della miscela assorbendo il calore necessario alla sua vaporizzazione, ma anche quello di aumentare il lavoro prodotto dall'espansione della miscela stessa aumentando la pressione interna al cilindro.

E' stato successivamente presentato lo schema di funzionamento di questi motori, ricavato il ciclo termodinamico alla base del loro funzionamento e sono state scritte le equazioni per la modellazione delle trasformazioni del ciclo stesso.

Queste equazioni sono state risolte con l'ausilio del software EES (*engineering equation solver*), che ha permesso di effettuare l'analisi al variare delle principali caratteristiche che influenzano il ciclo termodinamico. Inoltre, esso ha permesso di ricavare le proprietà termofisiche delle sostanze utilizzate nell'analisi, non costanti come usualmente si fa per semplicità nei calcoli, ma variabili ad esempio con la temperatura.

Nell'analisi si sono presentati i grafici del rendimento, del lavoro fatto dal vapore, della pressione media effettiva e della temperatura interna al cilindro al variare della temperatura di iniezione dell'acqua, del rapporto di dosatura tra massa di miscela aspirata e quella del combustibile iniettato e della pressione di aspirazione.

Questi sono stati confrontati con il lavoro fatto da Wu Zhi-jun et al. e mostrano come la temperatura interna al cilindro diminuisce notevolmente all'aumentare della massa d'acqua iniettata; mentre, il lavoro e di conseguenza anche il rendimento aumentano, a causa dell'aumentare del lavoro prodotto dal vapore.

Dai grafici si vede come il rendimento possa superare valori del 50% in condizioni di massa d'acqua iniettata pari alla massa di miscela di O_2/CO_2 aspirata, mentre la temperatura interna

al cilindro diminuisce di circa 1000°C da condizioni di massa d'acqua iniettata nulla a condizioni di massa d'acqua iniettata pari a quella di aspirazione.

Inoltre dai risultati si vede che il parametro che influenza maggiormente il rendimento del ciclo è la temperatura di iniezione dell'acqua.

Nello studio fatto non è stato considerato che l'ossigeno concentrato non è disponibile come invece è disponibile l'aria che usualmente si usa come fluido di lavoro nei motori endotermici. Questo significa che per essere più corretti nel confronto del rendimento di questo ciclo con quello del ciclo Otto bisogna considerare il lavoro necessario alla produzione dell'ossigeno concentrato. Per tener conto di questo, sapendo che con le ultime tecnologie per la produzione di ossigeno concentrato si ha bisogno di un'energia pari a 0,756 J/mg, è possibile stimare il lavoro necessario per la produzione dell'ossigeno necessario al singolo ciclo come:

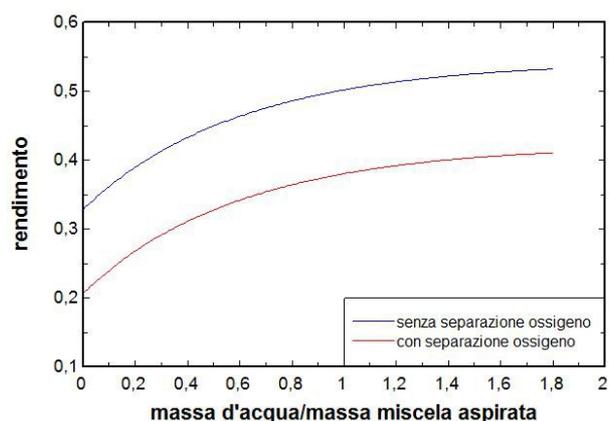
$$L_{O_2} = m_{O_2} \cdot 0,756$$

sottraendolo ora dal lavoro netto del ciclo è possibile calcolare il nuovo rendimento come segue:

$$\eta_{tO_2} = \frac{L_n - L_{O_2}}{Q_p}$$

Il grafico seguente mostra la differenza tra i due rendimenti in condizioni di rapporto di dosatura pari a 20, pressione di aspirazione di 1 bar, temperatura di iniezione dell'acqua di 20°C al variare del rapporto tra massa d'acqua iniettata e massa di miscela aspirata.

Come si vede considerando il lavoro per la produzione dell'ossigeno concentrato il rendimento diminuisce da un valore massimo superiore al 50% a valori intorno al 40%.



Questo studio, seppur avvicinandosi alla realtà, avendo considerato le sostanze componenti le miscele del fluido di lavoro come delle sostanze ideali, e non avendo tenuto conto di alcuni fenomeni ad esempio la dissociazione durante la combustione o le trasformazioni di compressione ed espansione adiabatiche e non politropiche, come sono le trasformazioni reali, risulta essere un caso limite del ciclo reale.

I risultati mostrano, quindi, che questo ciclo di nuova concezione può raggiungere rendimenti maggiori rispetto a quelli dei motori endotermici utilizzati al giorno d'oggi; essi, però, necessitano di essere confermati sperimentalmente.

BIBLIOGRAFIA

1. Chang'an Wang, Xiaoming Zhang, Yinhe Liu, Defu Che, 2012, "Pyrolysis and combustion characteristics of coals in oxyfuel combustion", *Applied Energy*, Vol.97, pp. 264-273
2. Boretti A., Osmann A., Aris I., 2011, "Direct injection of hydrogen, oxygen and water in a novel two stroke engine", *International journal of hydrogen energy*, Vol.36, pp. 10100-10106
3. Heil P., Toporov D., Förster M., Kneer R., 2011, "Experimental investigation on the effect of O₂ and CO₂ on burning rates during oxyfuel combustion of methane", *Proceedings of the Combustion Institute*, Vol.33, pp. 3407-3413
4. Toshiro Fujimori, Toshihiko Yamada, 2013, "Realization of oxyfuel combustion for near zero emission power generation", *Proceedings of the Combustion Institute*, Vol.34, pp. 2111-2130
5. Andrew Van Blarigan, Darko Kozarac, Reinhard Seiser, J.Y. Chen, Robert Cattolica, Robert Dibble, 2014, "Spark-ignited engine NO_x emissions in a low-nitrogen oxycombustion environment", *Applied Energy*, Vol.118, pp. 22-31
6. Wu Zhi-jun, YU Xiao, Fu Le-zhong, Deng Jun, Hu Zong-jie, Li Li-guang, 2014, "A high efficiency oxyfuel internal combustion engine cycle with water direct injection for waste heat recovery"
7. Cavallini A., Mattarolo L., 1992, *Termodinamica applicata*, Padova, Italia
8. Giacosa D., 2009, *Motori endotermici*, Milano, Italia