



Università di Pisa
Facoltà di Ingegneria
Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea

**Studio CFD dell'influenza della forma della
camera di combustione di un motore ad
iniezione diretta sul miscelamento tra aria
ed idrogeno**

Candidato

Marco Scarselli

Relatori

Prof. Ing. Luigi Martorano

Dott. Ing. Marco Antonelli

Sessione di Laurea 9/12/2013

Anno Accademico 2012/2013

Indice

Sommario	4
Abstract	5
Introduzione	6
1 Computational Fluid Dynamics	7
1.1 Introduzione alla fluidodinamica computazionale	7
1.2 Procedura di analisi	8
1.2.1 Vantaggi e limiti delle tecniche di simulazione	11
1.3 Fluent	12
1.4 Modello di turbolenza	13
1.5 Modello della conservazione della specie	16
1.6 Scelta del solutore e metodi numerici	17
2 L'idrogeno e il suo impiego nei motori a combustione interna	22
2.1 Proprietà chimico-fisiche dell'idrogeno	22
2.2 Uso dell'idrogeno nei motori a combustione interna	26
2.3 Sistemi di alimentazione dell'idrogeno	28
3 Il motore	31
3.1 Caratteristiche tecniche e modifiche apportate	32
3.2 Gli iniettori	33
4 Moto dell'aria all'interno del cilindro	35
4.1 Moti secondari	36

4.1.1	Swirl	36
4.1.2	Tumble	38
4.1.3	Squish	39
5	Importazione in Gambit e mesh del modello	40
5.1	Mesh e indici di qualità	42
5.2	Gambit e la mesh del modello	43
5.2.1	Collettori di aspirazione e scarico	44
5.2.2	Marmitta e filtro	45
5.2.3	Anelli di aspirazione e scarico	47
5.2.4	Cilindro	48
5.2.5	Iniettori	49
5.3	Condizioni al contorno	50
6	Importazione del modello in Fluent e prime simulazioni	52
6.1	Problem Setup	52
6.2	Valutazione del coefficiente di riempimento	59
6.2.1	Parametri di simulazione	59
6.2.2	Simulazioni eseguite e risultati	61
6.3	Calcolo del tempo di iniezione	63
6.4	Risultati con anticipo di iniezione di 150°	63
6.5	Influenza dell'anticipo di iniezione	65
6.5.1	170 BTDC	67
6.5.2	190 BTDC	69
6.5.3	210 BTDC	71
6.5.4	230 BTDC	73
6.6	Definizione di efficienza di miscelamento	75
6.7	Analisi delle linee di flusso	76
7	La geometria della camera di combustione e la sua importanza nel miscelamento	78
7.1	Simulazioni con variazione della profondità della bowl	82
7.2	Simulazioni con variazione dell'inclinazione delle pareti della bowl	88
7.3	Confronto tra 45° e 60°	95

7.4	Influenza della forma della parete	99
7.5	Proposta definita di una geometria della camera di combustione . . .	101
8	Conclusioni	104
A	Consigli per la costruzione e simulazione del modello	106
	Bibliografia	107

Sommario

L'obiettivo del presente lavoro è quello di simulare, tramite un codice fluidodinamico, l'iniezione diretta dell'idrogeno e il conseguente miscelamento con l'aria, in un motore a combustione interna di 500 cm^3 , e di confrontare i risultati ottenuti con un modello preesistente validato con i dati sperimentali ottenuti precedentemente al banco dal personale di laboratorio. Il modello è stato usato per verificare come la geometria della camera di combustione influenzasse il miscelamento aria-idrogeno nel cilindro. Partendo dal modello 3D del motore Diesel originale, già modellato per lavori precedenti e, sul CAD SolidWorks 2010, sono state effettuate le modifiche che hanno permesso la trasformazione del motore Diesel a motore ad idrogeno. La geometria è stata riportata nel software Gambit, con il quale è stata creata la griglia di calcolo. La mesh così ottenuta è stata quindi riportata su Fluent 14 che, mediante l'imposizione delle condizioni al contorno, delle condizioni iniziali, dei parametri di movimento della griglia e delle impostazioni del solutore, ha elaborato le soluzioni sul dominio in esame. Dopo la validazione del modello tramite il confronto con i dati preesistenti, è stata effettuata una campagna di prove al variare di alcuni elementi geometrici della bowl; è stata inoltre definita un'efficienza di miscelamento che permettesse una valutazione quantitativa della qualità del miscelamento aria-idrogeno nella camera di combustione.

Abstract

The aim of this work is to simulate, through a code fluid , the direct injection of hydrogen and the subsequent mixing with the air , into a internal combustion engine of 500cm^3 , and to compare the results obtained with a pre-existing model validated with experimental data obtained at the brake. The model was used to verify how the geometry of the combustion chamber would influence the hydrogen-air mixing in the cylinder. Starting from the original 3D model of the diesel engine, already modeled for previous work and, on the CAD SolidWorks 2010, changes were made that allowed the transformation of the diesel engine to hydrogen engine. The geometry has been reported in Gambit software, with which it was created the computational grid. The mesh so obtained was then recorded on Fluent 14 that, through the imposition of boundary conditions, initial conditions, the motion parameters of the grid and settings of the solver, has developed solutions on the domain under investigation. After validation of the model by comparison with the previous data, was carried out a series of tests to changes in certain geometric elements of the bowl; has also been defined mixing efficiency which would allow a quantitative assessment of the quality of mixing air-hydrogen in the combustion chamber.

Introduzione

La necessità di trovare combustibili alternativi, si fa sempre più importante anche nel settore della mobilità. L'instabilità del mercato dei combustibili fossili liquidi tradizionali, le limitazioni sulle emissioni, sempre più stringenti, l'effetto serra e la riduzione dei giacimenti di petrolio sono i quattro motivi principali che stanno spingendo le case produttrici a rivolgere la loro attenzione a combustibili alternativi, tra cui l'idrogeno. L'idrogeno è il combustibile più pulito in assoluto in quanto la sua combustione dà luogo unicamente a acqua e a ossidi di azoto, che si formano con meccanismo termico, ma che possono essere facilmente controllati e limitati. L'idrogeno in forma molecolare non è presente in natura perciò deve essere prodotto. Proprio la produzione di idrogeno e le difficoltà di stoccaggio di questo combustibile non ne hanno permesso fin'ora la diffusione, tuttavia, in un futuro, la necessità di trovare sistemi di accumulo per le energie rinnovabili, sempre più diffuse, e le nuove tecnologie di stoccaggio potrebbero essere elementi determinanti per l'utilizzo dell'idrogeno come combustibile alternativo nel campo della mobilità.

Capitolo 1

Computational Fluid Dynamics

1.1 Introduzione alla fluidodinamica computazionale

La CFD, acronimo per Computational Fluid Dynamics, è una branca della meccanica dei fluidi che utilizza metodi numerici per risolvere ed analizzare problemi riguardanti la fluidodinamica mediante il calcolatore. Si basa sull' utilizzo di codici di calcolo al fine di analizzare sistemi fisici caratterizzati da flussi di massa, energia, turbolenza, reazioni chimiche e flussi multifase. Le equazioni fondamentali su cui si basa la CFD sono la conservazione della massa, la conservazione della quantità di moto (equazioni di Navier-Stokes) e la conservazione dell'energia termica. Le tre equazioni di bilancio sono riportate sotto in ordine di elencazione e in forma differenziale.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \underline{v}) = 0$$
$$\rho \frac{\partial \underline{v}}{\partial t} + \rho \underline{v} \cdot \text{grad} \underline{v} = -\text{grad} p + \mu \nabla^2 \underline{v} + \rho \underline{f}$$
$$\frac{D(\rho u)}{Dt} = -\text{div} \underline{q}'' + \dot{q}''' - p \text{div} \underline{v} + \varphi$$

Queste equazioni sono equazioni differenziali, non lineari, alle derivate parziali. Le soluzioni analitiche delle stesse possono essere trovate solo per fluidi laminari e

newtoniani; quelli reali sono caratterizzati da turbolenza e da geometria e forme complicate. In questi casi tali equazioni sono di difficile risoluzione ma con l'avvento dei moderni calcolatori, possono essere risolte tramite l'integrazione numerica per via iterativa. Nella risoluzione numerica sono necessarie alcune equazioni di chiusura, cioè tali da permettere una relazione tra le varie grandezze. Tuttavia possono essere discretizzate e integrate con opportuni metodi numerici iterativi. Il calcolatore, grazie alla straordinaria capacità di calcolo che può offrire, ha reso possibile la loro soluzione anche su domini estesi e di forma complicata.

1.2 Procedura di analisi

Le componenti fondamentali di un codice CFD sono:

- il modello matematico
- il dominio di calcolo
- il metodo di discretizzazione
- l'algoritmo di risoluzione
- i criteri di validità del calcolo

Il modello matematico è l'insieme delle equazioni differenziali e dei modelli che rappresentano il sistema fisico considerato. All'interno di ogni codice è possibile usare più modelli per rappresentare un fenomeno (ad esempio la turbolenza), rispondenti a diverse, qualitativamente e quantitativamente, approssimazioni numeriche del fenomeno stesso; così come è possibile utilizzare diverse rappresentazioni analitiche di grandezze fisiche quali densità o viscosità. Ciò perché non esiste uno schema di simulazione universale valido per ogni problema fluidodinamico e sono spesso esperienza e riscontro sperimentale a guidare l'utilizzatore attraverso scelte e semplificazioni non invalidanti.

Il dominio di calcolo è dato dalla suddivisione in parti del dominio fisico che si vuole analizzare. Tale suddivisione, o discretizzazione, restituisce un numero arbitrario di celle non sovrapposte (detta anche griglia di calcolo o mesh), per ognuna

delle quali, ad ogni iterazione, vengono calcolati i valori delle variabili incognite (tipicamente temperatura, pressione e velocità). Naturalmente una discretizzazione più fine comporta una maggiore accuratezza dei risultati, ma anche una maggiore pesantezza di calcolo e possibili problemi di convergenza del risultato. Per contro, utilizzando un numero troppo basso di celle, si avranno approssimazioni molto grandi dei risultati in zone in cui le grandezze fisiche presentano forti gradienti. E' molto importante dunque spendere le risorse di calcolo di cui si dispone in zone sensibili del sistema che si sta analizzando, attraverso l'infittimento della griglia di calcolo, e per questo può essere utile uno studio di convergenza

Il metodo di discretizzazione è l'approccio che si utilizza nella suddivisione del dominio di calcolo e può essere di tre tipi:

- metodo delle differenze finite
- metodo degli elementi finiti
- metodo dei volumi finiti

La scelta di uno di tali metodi influenza il modo in cui le equazioni differenziali costituenti il modello di calcolo sono approssimate ad equazioni algebriche. L'idea di base del DFM è quella di convertire l'operatore differenziale in quello delle differenze in avanti cioè di sostituire alle derivate i rapporti incrementali, di cui le prime ne sono il limite. Ad esempio la derivata prima di una funzione, fatta rispetto al tempo, è approssimabile a:

$$\frac{\partial f}{\partial t} = \frac{f(k+1) - f(k)}{T}$$

in cui il tempo T prende il nome di tempo di campionamento e per poter approssimare bene la derivata è necessario che T sia il più piccolo possibile. Con il metodo FEM, il continuo viene discretizzato in un insieme di elementi di dimensioni finite, connessi fra loro in punti predefiniti, detti nodi. Le incognite del sistema delle equazioni differenziali, sono sostituite con delle funzioni, dette funzioni di base o funzioni di forma che le approssimino con errore accettabile ai fini pratici e siano relativamente facili da calcolare; su ciascun elemento caratterizzato da questa forma elementare, la soluzione del problema è espressa dalla combinazione lineare delle

funzioni di forma. Questo metodo è molto utilizzato per la risoluzioni di problemi strutturali, legati ad esempio alla resistenza meccanica. Il principio fondamentale del VFM risiede nella suddivisione del dominio geometrico del modello fisico da studiare in un numero finito di volumi elementari o di controllo, su cui andare ad intergere le equazioni di conservazione delle quantità fluidodinamiche. Nei punti nodali (centri dei volumi di controllo) sono definite le più importanti proprietà del fluido: le variabili relative al bilancio di massa e dell'energia (pressione, temperatura, densità, etc) sono assegnate nei punti nodali della griglia, mentre le proprietà relative al bilancio della quantità di moto sono assegnate sul confine dei volumi di controllo: In questo modo alcuni problemi di convergenza e oscillazione della soluzione, nelle variabili pressione e velocità, vengono circoscritti. Il metodo dei volumi finiti è molto utilizzato in campo della ricerca ingegneristica perché permette una risoluzione dettagliata e completa delle equazioni di conservazione, quali quelle che regolano il comportamento fluidodinamico di un sistema: esempi di leggi di conservazione sono relative alla ben nota equazione di conservazione dell'energia totale di un sistema, della quantità di moto, di massa e così via.

La scelta di uno di tali metodi influenza il modo in cui le equazioni differenziali costituenti il modello di calcolo sono approssimate ad equazioni algebriche. I codici di calcolo maggiormente diffusi sul mercato si avvalgono del metodo dei volumi finiti. In questo, note le condizioni al contorno (proprietà del fluido ai confini del dominio di calcolo) applicate al modello fisico, si procede alla discretizzazione del sistema in volumi elementari; quindi, nota la forma integrale delle equazioni del sistema, si ricavano le relazioni che legano le variabili termodinamiche tra volumi confinanti, per poi risolvere numericamente tramite iterazioni successive.

L'algoritmo di risoluzione numerica è lo schema iterativo seguito dal codice per giungere alla soluzione del problema a partire dalle condizioni iniziali. Ne esistono diversi, ma i più comuni e generalmente implementati nei codici CFD sono:

- SIMPLE
- PISO
- SIMPISO

Gli algoritmi SIMPLE e SIMPISO sono usati nel calcolo di sistemi stazionari, in quelli cioè in cui l'evoluzione non dipende dal tempo, mentre l'algoritmo PISO è usato per sistemi in transitorio e per modelli aventi una mesh distorta, come può avvenire nei casi in cui si usa la funzione Dynamic Mesh, in cui l'evoluzione della griglia di calcolo, dipendente da tantissimi parametri, può portare a in alcuni istanti del calcolo a mesh troppo distorte, con conseguenti problemi di convergenza, risolvibili mediante l'utilizzo dell'algoritmo PISO. I vari metodi differiscono per il processo di correzione e di iterazione, fatto ad ogni passo dell'iterazione, dei valori ricavati per le variabili velocità e pressione al passo precedente. Indipendentemente dal tipo di algoritmo, l'iterazione viene fermata quando si è raggiunto il livello di accuratezza della soluzione numerica desiderato, ovvero quando la differenza dei valori delle grandezze fra un'iterazione e la successiva è minore di un livello precedentemente fissato dall'utilizzatore.

I criteri di validità del calcolo stabiliscono l'accuratezza della soluzione numerica che ci si appresta a trovare e la sua possibilità di raggiungimento. I criteri più significativi sono:

- consistenza: uno schema numerico è detto consistente se il sistema di equazioni che produce può essere dimostrato equivalente al sistema originario di equazioni differenziali al tendere a zero della grandezza delle celle
- stabilità: un metodo di risoluzione è detto stabile se non amplifica l'errore numerico ad ogni iterazione
- convergenza: capacità del metodo numerico di produrre una soluzione esatta al tendere a zero della grandezza del volume o dell'elemento di controllo

Il soddisfacimento di queste tre condizioni assicura la coerenza di una soluzione dal punto di vista numerico, ma non necessariamente la sua validità da un punto di vista fisico.

1.2.1 Vantaggi e limiti delle tecniche di simulazione

I vantaggi nell'uso di tali tecniche di simulazione sono:

- possibilità di studiare una gamma di scenari di progettazione in tempi e costi molto inferiori rispetto alla pratica sperimentale;
- possibilità di studiare sistemi la cui sperimentazione sia difficoltosa;
- possibilità di studiare sistemi in condizioni operative limite dal punto di vista della sicurezza o di simulare condizioni accidentali;
- interfacciarsi con strumenti di CAE (Computer Aided Engineering) e con i vantaggi a questi connessi: minore tempo di risposta al mercato nel lancio di nuovi prodotti, conseguente alla riduzione dei tempi morti relativi, ad esempio, alla progettazione sequenziale; riduzione degli errori nell'interpretazione del modello; possibilità di interfacciarsi con le macchine utensili a controllo numerico e quindi avviare una produzione migliore, più rapida e più economica.

Le limitazioni sono invece date dal fatto che le tecniche CFD non riproducono in modo assolutamente fedele i fenomeni fisici, poiché:

- i modelli e le equazioni differenziali usate per descrivere il sistema fisico sono frutto di semplificazioni ed approssimazioni;
- nella discretizzazione da equazioni differenziali ad algebriche si introducono ulteriori approssimazioni;
- nella risoluzione delle equazioni discretizzate viene utilizzato un metodo iterativo che, in quanto tale, non porta mai ad una esatta soluzione del problema.

1.3 Fluent

Il codice di calcolo scelto nell'analisi CFD è Fluent, uno dei software più diffusi sul mercato e uno dei più utilizzati in ambiti accademici e industriali. I problemi fluidodinamici sono risolti mediante il metodo dei volumi finiti: il dominio geometrico deve essere discretizzato in un numero finito di volumi elementari, su cui le equazioni andranno ad essere integrate e quindi risolte numericamente. La discretizzazione del dominio e la conseguente creazione della griglia di calcolo, mesh, viene effettuata mediante Gambit 2.4.6, un preprocessore di Fluent; in questo ambiente è

possibile creare direttamente il modello CAD del sistema o importarlo da altri software commerciali, quali SolidWorks o ProE. È opportuno notare come i programmi di modellazione CAD specializzati, consentano di realizzare delle geometrie complesse con relativa semplicità, dato che sono stati ideati e ottimizzati per tale scopo e quindi nei casi di sistemi di geometria complessa è bene importare il modello CAD; nell'ambito della simulazione dell'iniettore e della sua applicazione nel motore, data la semplicità costruttiva, i modelli CAD sono stati creati in Gambit e successivamente definite le relative griglia di calcolo. Nei casi di gradienti delle grandezze fluidodinamiche che ci si può attendere in zona contraddistinte da altrettanti gradienti geometrici della forma, quali strizioni dei condotti, brusche deviazioni, sarà utilizzata una mesh molto fine al fine di non perdere delle informazioni importanti connesse al gradiente stesso. Per questi motivi, sono state definite in Gambit delle funzioni, dette size-fuction, che permettono di ottenere un grado di infittimento maggiore in prossimità delle zone critiche: mediante queste è possibile fissare la lunghezza dello spigolo dell'elemento di mesh in funzione della distanza da un'entità topologica specificata precedentemente dall'utente, ad esempio spigoli, superfici e volumi.

1.4 Modello di turbolenza

Le equazioni di Navier-Stokes contengono già tutte le informazioni necessarie per trattare moti turbolenti. Tuttavia, la dimensione della mesh e la lunghezza dei time steps non permettono di risolvere accuratamente tali equazioni su tutte le scale di turbolenza (sarebbe necessaria una mesh fittissima, con tempi di calcolo troppo grandi), rendendo necessari alcuni modelli aggiuntivi. La turbolenza è un fenomeno di primaria importanza nei motori a combustione interna (in generale in tutti i casi nei quali si presenta combustione) in quanto incrementa il miscelamento aria-combustibile e aumenta la velocità di combustione.

Il moto turbolento è caratterizzato dalla fluttuazione caotica delle variabili che lo caratterizzano (velocità, pressione, temperatura, concentrazione, ecc.) intorno a valori medi, che sono anch'essi variabili nel tempo, ma molto più lentamente. La descrizione del comportamento istantaneo del fluido generalmente è di scarso

interesse per le applicazioni, anche perché i valori misurati ad un dato istante non saranno mai esattamente gli stessi ad istanti successivi. È preferibile descrivere la variazione dei valori medi delle variabili di interesse, caratterizzando la turbolenza in modo statistico. Il valore medio di una grandezza generica è definito dalla relazione

$$a_m = \frac{1}{\Delta t} \int_{-\frac{\Delta t}{2}}^{\frac{\Delta t}{2}} a \, dt$$

Si può decomporre il valore istantaneo di a nella somma del valor medio più la sua fluttuazione

$$a = a_m + a_a$$

dove

$$\frac{1}{\Delta t} \int_{-\frac{\Delta t}{2}}^{\frac{\Delta t}{2}} a' \, dt = 0$$

L'intervallo di tempo deve essere abbastanza lungo da mediare le fluttuazioni dovute alla turbolenza, ma deve risultare sufficientemente breve rispetto alla scala di variazione temporal delle grandezze medie. L'entità delle fluttuazioni viene valutata tramite le loro medie quadratiche $a'_m{}^2$.

In particolare nel caso delle velocità si considerano le seguenti quantità:

$$\sqrt{a'_x{}^2 + a'_y{}^2 + a'_z{}^2} \quad \textit{intensità della turbolenza}$$

$$k = \frac{1}{2}(a'_x{}^2 + a'_y{}^2 + a'_z{}^2) \quad \textit{energia cinetica turbolenta}$$

Nei flussi turbolenti si assiste ad una cascata di energia che rappresenta un trasferimento dell'energia cinetica turbolenta (per unità di massa), da vortici di grandi dimensioni a vortici di piccole dimensioni. I grandi vortici ricevono energia dal moto medio del fluido, alle scale di lunghezza macroscopiche che li caratterizzano. I piccoli vortici, invece, sono responsabili della dissipazione di energia cinetica. Si può pensare che i piccoli vortici si trovino in uno stato di equilibrio in cui ricevono tanta energia dai grandi vortici quanta ne dissipano in calore (Teoria dell'equilibrio

universale di Kolmogorov). Il moto alle più piccole scale coinvolte nei fenomeni di turbolenza è quindi governato dalle seguenti grandezze:

$$\text{dissipazione} \quad \varepsilon = \frac{-dk}{dt}$$

$$\text{viscosità cinematica} \quad \nu$$

Combinando le grandezze precedenti è possibile determinare le corrispondenti scale di lunghezza, tempo e velocità dette di Kolmogorov:

La lunghezza della scala di Kolmogorov è diversi ordini di grandezza inferiore a quella dei più grandi vortici, ma rimane molto più grande dei liberi cammini medi delle molecole, per cui i fenomeni di turbolenza sono rappresentabili nel continuo. A livello computazionale ci sono tre diversi metodi per simulare la turbolenza:

- Simulazione Numerica Diretta
- Large Eddy Simulation
- Reynolds Averaged Navier-Stokes Equations

La simulazione numerica diretta o DNS si basa sulla constatazione che le equazioni di Navier-Stokes contengono tutte le informazioni necessarie a predire il comportamento turbolento. Si tratta di risolvere in transitorio le equazioni di Navier-Stokes, simulando i fenomeni di instabilità che danno origine ai vortici. La DNS può essere vista come una sorgente di dati di valenza simile a quella sperimentale. Il grosso problema è che la risoluzione delle equazioni dovrebbe essere accurata su tutto l'intervallo di lunghezze coinvolte (fino alla scala di Kolmogorov), con un numero di nodi estremamente elevato. Analogamente il passo temporale dovrebbe essere quello della scala di Kolmogorov, eccessivamente piccolo. Le applicazioni pratiche della DNS sono limitate dalla capacità di calcolo dei calcolatori.

La Large Eddy Simulation (LES) cerca di ovviare il problema della risoluzione alle più piccole scale di turbolenza, risolvendo le equazioni alle scale di turbolenza più grosse e simulando le scale più piccole con dei modelli di sottogriglia (SGS, Subgrid-Scale). La tecnica LES, consente di ottenere risultati simili alla DNS, ma

con uno sforzo computazionale di qualche percento inferiore. Tuttavia è un metodo ancora troppo oneroso dal punto di vista computazionale.

Le Reynolds Averaged Navier-Stokes Equation (RANS) sono una rivisitazione delle equazioni di bilancio viste in precedenza applicano alle equazioni l'operatore di media temporale. Ad esempio effettuando la media temporale l'equazione di conservazione della quantità di moto diventa:

$$\frac{\partial(\rho \underline{v})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \underline{v} \underline{v}) = \nabla \cdot (\underline{\tau} - p \underline{I}) + \rho g - \nabla \cdot (\rho \underline{v}' \underline{v}')$$

Il termine $\rho \underline{v}' \underline{v}'$ è detto tensore degli sforzi di Reynolds $-\tau_{Re}$ ed è dovuto alla turbolenza. In un moto turbolento il valore effettivo del tensore degli sforzi quindi è dato dalla somma del tensore degli sforzi viscoso e quello turbolento.

Seguendo l'approssimazione di Boussinesq, si ha la viscosità turbolenta ε_m e una diffusività termica turbolenta ε_h . Queste assumono lo stesso valore in quanto i vortici che trasferiscono materia sono gli stessi che trasferiscono energia. Noto quindi ε_m si conosce anche il valore di ε_h . Per trovare la viscosità turbolenta è necessario aggiungere alcune equazioni di chiusura alle precedenti equazioni di bilancio. Sono stati proposti diversi modelli per definire la viscosità turbolenta. I più usati (ed anche i più precisi) sono i modelli a due equazioni. Tra i modelli a due equazioni più diffusi si trovano il modello k- ε , il modello k-w (dove w è definito come il rateo di dissipazione dell'energia per unità di volume e di tempo) e il modello k-k τ . Tra questi il più utilizzato è il modello k- ε , basato su un'equazione di bilancio dell'energia cinetica turbolenta (k) e su un'equazione di bilancio della dissipazione di energia cinetica turbolenta (ε). Le due equazioni sono complete e, discretizzate, consentono di ricavare il valore di ε_m e di risolvere quindi le altre equazioni di bilancio, attraverso una relazione di chiusura.

1.5 Modello della conservazione della specie

Dovendo analizzare il miscelamento dell'idrogeno con l'aria, è necessario attivare anche il modello di trasporto e conservazione delle singole specie chimiche. L'equazione di conservazione della specie Y_i è:

$$\frac{\partial(\rho Y_i)}{\partial t} = \nabla \cdot (\rho Y_i \underline{v}_i + \rho Y_i \underline{v}_i) = w_i$$

dove \underline{v}_i è la velocità di diffusione della specie Y_i , governata dalla legge di diffusione di Fick:

$$Y_i \underline{v}_i = D \nabla Y_i$$

con D coefficiente di diffusione.

1.6 Scelta del solutore e metodi numerici

Fluent imposta il problema attraverso un sistema di equazioni differenziali opportunamente discretizzate, e ad ogni iterazione le risolve numericamente avvicinandosi sempre più alla soluzione. Come input viene fornito il dominio computazionale, ovvero la mesh, costruita in ambiente Gambit. Fluent 12.0 e Fluent 13.0, le versioni con cui è stato fatto questo studio, offrono, per ragioni di maggior robustezza del calcolo, un unico tipo di solutore: il solutore Coupled. Rispetto alla versione 6.0 non offrono la possibilità di scegliere il solutore Segregated. Entrambi i solutori compiono le stesse operazioni di base:

- Integrazione delle equazioni differenziali del sistema nei singoli volumi discreti, così da costruire equazioni algebriche per le variabili incognite, quali pressione, velocità, temperatura e per quelle relative a variabili dei modelli addizionali eventualmente introdotti.
- Linearizzazione delle equazioni discretizzate e risoluzione del conseguente sistema lineare per permettere l'aggiornamento delle variabili incognite.

I due modelli numerici impiegano entrambi il modello di discretizzazione dei volumi finiti, ma differiscono nell'approccio utilizzato per linearizzare e risolvere le equazioni discretizzate. Il solutore segregated è caratterizzato dalla risoluzione sequenziale delle equazioni del sistema (da ciò il suo nome, le equazioni sono separate, segregate tra loro). Nella risoluzione verranno compiute molte iterazioni, ed all'interno di ognuna di esse, il solutore eseguirà le seguenti operazioni:

- aggiornamento delle proprietà del fluido, basate sulla soluzione corrente, o, se si è alla prima iterazione, sull'inizializzazione del sistema fatta dal programma in base alle condizioni iniziali;
- risoluzione a turno delle equazioni di bilancio della quantità di moto per le varie componenti di velocità, usando i valori correnti di pressione e flusso di massa, così da aggiornare il campo di velocità;
- se le velocità ottenute al passo precedente non soddisfano le equazioni di continuità locale, si deriva, dall'equazione di continuità e da quelle linearizzate di bilancio della quantità di moto, un'equazione di correzione della pressione, che viene risolta per ottenere le necessarie correzioni per la pressione stessa, per il campo di velocità e per il flusso di massa, così da soddisfare il requisito di continuità;
- se necessario, sono risolte equazioni con incognite scalari, quali la turbolenza, utilizzando i valori aggiornati delle grandezze significative;
- si effettua una verifica di convergenza dell'intero set di equazioni.

Si continua questo loop fintanto che non si raggiunge il livello di convergenza.

Il solutore coupled risolve le equazioni di continuità di massa e di bilancio della quantità di moto del sistema contemporaneamente (equazioni accoppiate), mentre quelle relative a grandezze scalari aggiuntive sono risolte sequenzialmente. In questo caso, per ogni iterazione, il solutore eseguirà:

- aggiornamento delle proprietà del fluido, basate sulla soluzione corrente;
- risoluzione simultanea delle equazioni di continuità di massa e di bilancio della quantità di moto;
- se necessario, sono risolte equazioni con incognite scalari, quali la turbolenza, utilizzando i valori aggiornati delle grandezze significative;
- verifica di convergenza dell'intero set di equazioni.

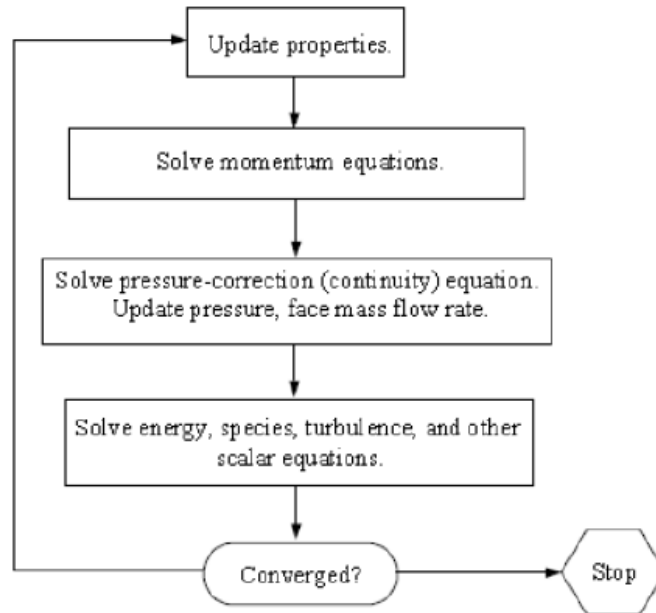


Figura 1.1: Solutore segregated

In entrambi i solutori, le equazioni non lineari del problema, discretizzate sui volumi finiti, sono linearizzate per produrre un sistema di equazioni nelle variabili dipendenti, per ogni singola cella della griglia di calcolo. Tale sistema è poi risolto, iterativamente, per produrre valori aggiornati delle variabili. Fluent 12.0 e 13.0 usano unicamente il solutore Coupled per i maggiori vantaggi rispetto al segregated:

- maggiore accuratezza e robustezza della soluzione in presenza di flussi comprimibili;
- numero di iterazioni richieste per la risoluzione indipendente dalla dimensione della mesh, contrariamente al solutore segregated in cui il numero di iterazioni richieste aumenta all'aumentare della dimensione della mesh;
- se accoppiato con un metodo implicito permette di avere un'elevatissima stabilità e consente di utilizzare fattori di sottorilassamento elevati.

Il rovescio della medaglia sta nella maggior quantità di memoria richiesta durante il calcolo, ma con la potenza dei moderni calcolatori questo problema è trascurabile.

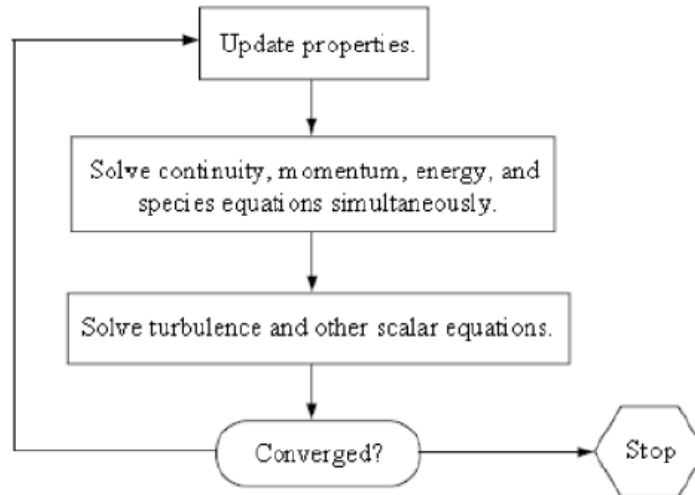


Figura 1.2: Solutore coupled

Come già detto in precedenza, Fluent è un codice che utilizza una discretizzazione ai volumi finiti, una tecnica che utilizza la forma integrale delle equazioni di bilancio.

Fluent considera il valore della grandezza scalare f nei baricentri delle rispettive celle; tuttavia nella discretizzazione è richiesto anche il valore di e sulle varie facce. Per ricavare tale valore è necessaria dunque un'interpolazione, che il programma compie utilizzando il valore di e nel baricentro della cella confinante attraverso la faccia; tale interpolazione può essere essenzialmente di primo o di secondo ordine. Nel primo caso si considera il valore nel baricentro della cella come media di tutti i valori all'interno di essa, per cui questo viene assunto anche sulla faccia in questione; nel secondo si ha una vera e propria interpolazione in cui al valore del baricentro si aggiunge, o si sottrae, il prodotto del gradiente di e calcolato fra i valori dei due baricentri, nota la loro distanza, per la distanza della faccia dal baricentro stesso. Naturalmente una discretizzazione del secondo ordine fornisce risultati più accurati, soprattutto quando il flusso del fluido non ha la stessa direzione degli elementi della griglia di calcolo; dunque in un flusso stazionario, laminare e senza eccessive deviazioni, il primo ordine può essere sufficiente, mentre in casi più complessi è opportuno utilizzare una discretizzazione al secondo ordine; il prezzo da pagare, in quest'ultimo caso, sarà una maggiore pesantezza del calcolo e possibili problemi di convergenza del risultato numerico. Lo schema generale di discretizzazione fin qui descritto, è

applicato da Fluent a tutte le equazioni differenziali caratterizzanti il sistema, con opportune modifiche a seconda dei vari casi.

La figura seguente ricapitola brevemente la fase di discretizzazione compiuta da Fluent.



Figura 1.3: Schema utilizzato da Fluent

Capitolo 2

L'idrogeno e il suo impiego nei motori a combustione interna

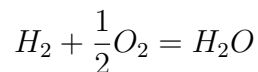
Negli ultimi anni si sta diffondendo l'idea dell'utilizzo dell'idrogeno come vettore energetico, con lo scopo di diminuire la dipendenza dai combustibili fossili tradizionali e limitare le emissioni inquinanti. Il fascino di questo combustibile è dovuto al fatto che la sua combustione produce unicamente vapor d'acqua ed eventualmente NO_x , che si formano con meccanismo di tipo termico. D'altro canto gli elevati costi di produzione, la difficoltà di stoccaggio a causa della bassa densità e dell'elevata infiammabilità dell'idrogeno e la mancanza di una rete infrastrutturale di distribuzione, ne rendono problematico l'utilizzo.

2.1 Proprietà chimico-fisiche dell'idrogeno

L'idrogeno, a temperatura ambiente, non può essere reso liquido per sola compressione, in quanto la sua temperatura critica è di appena 20K (-253°C) e quella temperatura di solidificazione alla pressione ambiente è di 14 K (-259°C). Dal punto di vista dello stoccaggio la temperatura critica riveste un ruolo importantissimo poichè risulta impossibile stoccare idrogeno liquido a meno che non si raggiunga tale temperatura, estremamente onerosa da raggiungere dal punto di vista energetico. Avere un combustibile liquido comporta una maggior facilità di trasporto, una maggiore disponibilità di energia (dovuta al fatto che la densità del liquido è di gran lunga

maggiore di quella di un gas) e una maggior facilità di distribuzione. L'idrogeno è incolore e inodore, non è tossico, ma può provocare asfissia, eliminando l'ossigeno dall'aria. Avendo la molecola con il peso atomico più basso in assoluto l'idrogeno ha una bassissima densità sia nello stato gassoso che in quello liquido, rispettivamente 0.08376 Kg/m^3 e 71.3 Kg/m^3 a 20K. Considerando anche le dimensioni ridotte della molecola nello stoccaggio e nel trasporto si possono avere problemi di tenuta, con conseguenti perdite che potrebbero essere estremamente pericolose vista l'elevata infiammabilità dell'idrogeno in aria. Tuttavia l'elevata diffusività molecolare dell'idrogeno consente una rapida diminuzione della concentrazione di idrogeno, limitando la criticità alle immediate vicinanze della perdita. Nel caso dell'utilizzo di idrogeno bisognerà porre la massima attenzione nella progettazione di componenti di sicurezza che disperdano rapidamente la perdite.

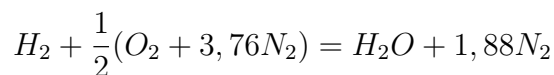
La combustione dell'idrogeno, come tutte le altre reazioni di combustione, avviene attraverso una serie di reazioni elementari che sommate insieme portano alla reazione globale



Per descrivere opportunamente la reazione è necessario fare riferimento a 8 specie chimiche principali e ad almeno 18 reazioni elementari. Si tratta di una reazione esotermica che necessita, per l'innescò, della presenza di radicali liberi generati dalla dissociazione di una molecola di idrogeno o di ossigeno. La combustione dell'idrogeno con ossigeno da luogo unicamente ad acqua, mentre se effettuata in aria può provocare la formazione di NO_x con meccanismo termico. È possibile limitare la loro formazione diminuendo il rapporto di equivalenza, realizzando combustioni magre in modo da tenere bassa la temperatura di fiamma o facendo un ricircolo dei gas combusti, in modo da diminuire la temperatura di combustione e diluire la concentrazione di ossigeno. E' possibile operare con combustioni magre con l'idrogeno poichè si hanno ampi limiti di infiammabilità rispetto agli altri combustibili tradizionali; inoltre il potere calorifico dell'idrogeno, ovvero la quantità di calore liberata dalla combustione di un kg di idrogeno, è decisamente il più alto tra quello di tutti gli altri combustibili. Tuttavia, per la combustione nei motori a combustione interna, che avviene in un volume chiuso, nel quale la quantità d'aria è fissata dalle con-

dizioni di funzionamento del motore, è bene riferirsi al potere calorifico per unità di volume, detto anche densità energetica, ovvero alla quantità di energia liberata dalla combustione di un normal metro cubo di gas: si nota quindi che causa della bassissima densità dell'idrogeno, la densità di energia è la più bassa di tutti gli altri combustibili. Si ha, per esempio, $18,25 \text{ MJ}/\text{m}^3$ a 200 bar e 298 K per idrogeno in stato gassoso contro i circa $31 \text{ MJ}/\text{m}^3$ di benzina e diesel; se fosse conveniente ottenere idrogeno liquido, la sua densità di energia arriverebbe a $84,91 \text{ MJ}/\text{m}^3$. Questa bassa densità energetica comporta notevoli svantaggi in ambito veicolare, in quanto nel motore è necessario immettere ad ogni ciclo una grossa quantità di idrogeno nel cilindro attraverso il possibile utilizzo di più iniettori, a cui va sommata la quantità di energia stoccata nel serbatoio decisamente bassa, che causerebbe problemi di autonomia. Una caratteristica molto importante dell'idrogeno sono gli ampi limiti di infiammabilità. Per ogni tipo di combustibile si possono individuare due limiti di infiammabilità: il limite di infiammabilità inferiore e il limite di infiammabilità superiore, definiti rispettivamente come la minima e la massima concentrazione di idrogeno in aria che consente la propagazione della combustione. Al di sotto del limite inferiore di infiammabilità la combustione non può avvenire essendo troppo scarsa la concentrazione di combustibile (miscela troppo povera) e non consentendo la diffusione radicalica; al di sopra del limite superiore di infiammabilità invece la miscela non contiene abbastanza ossigeno per supportare la combustione (miscela troppo ricca); tra i due limiti vi sono le caratteristiche necessarie a far sì che la miscela possa bruciare una volta innescata. In condizioni di pressione e temperatura normali, i limiti di infiammabilità vanno dal 4% al 75% (concentrazione espressa in termini volumetrici) e risulta esplosivo in un intervallo di concentrazione più limitato che va dal 15% al 59%. L'esplosione si differenzia dalla combustione classica per la velocità di propagazione delle onde di combustione. In un'esplosione si è in regime di detonazione, cioè le onde di combustione si muovono a velocità supersonica. Avviene in presenza di ostacoli o di ambienti chiusi che impediscano la libera espansione dei gas combusti. La combustione classica invece avviene in regime di deflagrazione, ovvero la propagazione delle onde di combustione avviene a velocità subsonica. I limiti di infiammabilità aumentano con l'aumentare della temperatura in quanto l'agitazione termica delle molecole favorisce il meccanismo di formazione e propagazione dei radicali.

La reazione di combustione dell'idrogeno in aria è data da:



Il rapporto stechiometrico (stoichiometric Air to Fuel Ratio), ovvero la quantità di aria per bruciare completamente un kg di idrogeno è pari a

$$A.F.R._{st} = \frac{1}{4}(32 + 3,76 \times 28) = 34$$

Considerando un motore che lavori in condizioni stechiometriche, nella camera di combustione la quantità d'aria sarà 34 volte la quantità di idrogeno iniettato. Se si va a considerare il rapporto stechiometrico in termini molari, si ha

$$A.F.R._{mol} = \frac{1}{2}(1 + 3,76) = 2,38$$

Da questo valore si può calcolare la percentuale di idrogeno in volume contenuta all'interno della camera di combustione, che risulta pari a 29,57%. Essendo la frazione molare uguale alla concentrazione volumica (per la legge dei gas perfetti), si ha che, in un motore che operi con rapporto stechiometrico, il volume dell'idrogeno presente nella camera di combustione è il 29,57% del volume totale, mentre nel caso della benzina, solamente l'1,7% del volume totale è occupato dal carburante. Ciò mette in rilievo alcuni aspetti critici dei motori ad idrogeno se l'iniezione è indiretta nel collettore di aspirazione oppure se l'iniezione diretta è anticipata prima della chiusura della valvola di aspirazione, si ha una forte riduzione del riempimento del cilindro e quindi un peggioramento nelle condizioni di funzionamento del motore.

Altra proprietà molto importante in campo motoristico è la ravvicinata distanza di quenching ad una parete. La reazione di combustione, quando si avvicina ad una parete più fredda della temperatura di fiamma, si interrompe, a causa dell'abbassamento di temperatura, che interrompe il meccanismo di propagazione dei radicali. La distanza a cui si avviene lo spegnimento della combustione è detta distanza di quenching. Distanze di quenching troppo grandi provocano combustioni incomplete, con incremento delle emissioni di incombusti e CO (nel caso degli idrocarburi). D'altro canto distanze di quenching troppo piccole portano il fronte di fiamma a lambire la parete, provocandone un elevato surriscaldamento locale, con

possibile crackizzazione dell'olio lubrificante. L'idrogeno ha la minore distanza di quenching fra tutti gli altri combustibili e per evitare eccessivi riscaldamenti della parete del cilindro è bene cercare di avere miscele il più povere possibile vicino alle pareti.

2.2 Uso dell'idrogeno nei motori a combustione interna

Esistono molteplici criteri di classificazione dei motori a combustione interna: modo di avviare la combustione, tempo di ciclo descritto (2 o 4 tempi), natura del combustibile, tipo di alimentazione dell'aria, alimentazione del combustibile, tipo di regolazione, sistema di raffreddamento. L'idrogeno può essere utilizzato nei motori sia nei motori a due tempi che in motori a quattro tempi e il ciclo descritto è generalmente un ciclo Otto, con accensione comandata dalla candela. Si stanno conducendo studi anche sull'impiego dell'idrogeno in motori a ciclo Diesel con tecnologia HPDI (High Pressure Direct Injection) di tipo dual fuel. In questi motori, l'idrogeno viene iniettato, in camera di combustione, pochi istanti dopo l'iniezione di una piccolissima quantità di gasolio, che avendo una temperatura di autoaccensione decisamente più bassa dell'idrogeno, si accende spontaneamente, fornendo l'energia necessaria all'ignizione dell'idrogeno. La maggior quantità di energia è fornita dalla combustione dell'idrogeno, il gasolio serve unicamente da fonte di ignizione. Il rendimento di questi motori è generalmente superiore a quello dei motori ad accensione comandata, potendo operare con rapporti di compressione tipici di un motore Diesel e garantendo una combustione diffusiva più lenta e controllata. D'altro canto, la presenza del gasolio, seppur in minima quantità, comporta emissioni di idrocarburi incombusti, particolato e SO_x , praticamente assenti in un motore ad accensione comandata.

I motori ad accensione comandata, fanno riferimento al ciclo termodinamico Otto. Nei motori reali, il ciclo effettivamente svolto dal motore è molto diverso dal ciclo termodinamico teorico, principalmente a causa della non stazionarietà del processo. Un altro aspetto vantaggioso dell'idrogeno è l'elevata temperatura di autoaccensione che conferisce a questo combustibile una maggiore resistenza alla detonazione rispetto

ai combustibili più usati. E' possibile quindi aumentare il rapporto di compressione, oltre che il valore del rendimento indicato del motore ad accensione comandata, come si evince dalla seguente:

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{\rho^{k-1}}$$

Il vantaggio in realtà è solo teorico, poiché elevati rapporti di compressione favoriscono l'insorgere di preaccensioni.

Una temperatura massima non troppo elevata, consente di ottenere non solo un elevato coefficiente k delle trasformazioni termodinamiche, favorendo il rendimento indicato, ma anche di ridurre la dissociazione gassosa impedendo la formazione di NO_x . L'elevata velocità di propagazione del fronte di fiamma (circa un ordine di grandezza superiore a quella della benzina), ha il vantaggio di aumentare il rendimento indicato: infatti tale trasformazione è talmente rapida da risultare isovolumica. Però c'è la possibilità dell'insorgenza di notevoli vibrazioni e elevate sollecitazioni meccaniche in camera di combustione dovute a combustioni eccessivamente violente. La preaccensione è definita come una combustione anomala non controllata che si innesca prima dello scoccare della scintilla per la presenza di punti o gas caldi all'interno del cilindro. Questo è dovuto all'effetto sinergico dell'ampio intervallo d'inflammabilità e della bassa energia di accensione dell'idrogeno, che è minima proprio ai valori stechiometrici. La preaccensione può essere assimilata ad un'accensione fortemente anticipata, che comporta un rilascio del calore eccessivamente rapido, il quale causa elevati valori di pressione e di temperatura nel cilindro e aumento delle perdite di calore alle pareti. Inoltre tali condizioni favoriscono preaccensioni ulteriormente anticipate al ciclo successivo. Se il fenomeno perdura, la preaccensione può verificarsi anche in fase di aspirazione causando ritorni di fiamma nei collettori di aspirazione. Per diminuire il rischio di preaccensioni si ricorre a tre strategie:

L'alta diffusività consente invece consente all'idrogeno di disperdersi molto più facilmente della benzina in aria consentendo miscele più uniformi di aria e carburante e rapide dispersioni in caso di perdite si scontrano con la piccola distanza di quenching, la quale consente alle fiamme di idrogeno di avvicinarsi maggiormente, rispetto alla benzina, alle pareti del cilindro ma consente di dar luogo più facilmente a punti caldi, con generazione indesiderata di ritorni di fiamma nel collettore d'aspirazione

- iniezione diretta: la carica che entra nel cilindro è composta unicamente da aria e venendo a contatto con gas combusti del ciclo precedente non può dar luogo a alcuna accensione prematura;
- ricircolo dei gas combusti (E.G.R): parte dei gas combusti vengono reimmessi nel collettore di aspirazione in modo da mantenere più bassa la temperatura di combustione e diminuire quindi la temperatura di combustione. L'EGR, riducendo la temperatura di fiamma e diluendo l'aria in ingresso, è anche un'ottima strategia per diminuire la formazione di NO_x .
- riprogettazione del motore: è la strategia più onerosa ma più efficace: ridurre il rapporto di compressione consente di avere una temperatura inferiore alla fine della compressione, in modo da rendere più difficili le preaccensioni; progettare un sistema di raffreddamento efficace e mirato a incrementare lo scambio termico con quei punti della camera che sono interessati dalle temperature maggiori; favorire l'espulsione dei gas caldi utilizzando un sistema di scarico a più valvole.

L'unico inquinante emesso da un motore a combustione interna alimentato da idrogeno è costituito dagli ossidi di azoto che si formano con meccanismo termico. La quantità di ossidi di azoto che si formano dipende da vari fattori:

- rapporto aria/carburante;
- rapporto di compressione;
- numero di giri;
- tempo di accensione.

Analizzando i gas combusti è possibile trovare tracce di monossido e biossido di carbonio dovuti alla combustione dell'olio che trafila in camera di combustione.

2.3 Sistemi di alimentazione dell'idrogeno

I sistemi di alimentazione dell'idrogeno sperimentati sono di vario tipo:

- sistemi a carburazione;
- sistemi a iniezione indiretta continua;
- sistemi a iniezione indiretta sequenziale;
- sistemi a iniezione diretta.

I sistemi a carburazione e a iniezione continua hanno mostrato enormi limiti per l'idrogeno, in quanto sono causa di possibili ritorni di fiamma nel collettore d'aspirazione in alcune condizioni di funzionamento. Le altre due tecniche si sono invece rivelate più adatte all'impiego di un combustibile come l'idrogeno, avente un ampio intervallo di infiammabilità e una velocità di propagazione del fronte di fiamma molto elevata. L'iniezione indiretta sequenziale presenta lo svantaggio della perdita di potenza a causa del basso coefficiente di riempimento che si ottiene e di combustione anomala nel caso di arricchimento della miscela. Ricorrendo invece all'iniezione diretta il riempimento del cilindro non risulta pregiudicato e, grazie al vasto campo di infiammabilità, è possibile effettuare una regolazione di potenza di qualità agendo sul rapporto aria combustibile, evitando le perdite dovute all'utilizzo della valvola a farfalla. Rispetto ad altri tipi di alimentazione, l'iniezione diretta permette un maggior controllo dei parametri di combustione. Per massimizzare il riempimento del cilindro è utile iniettare l'idrogeno a valvole chiuse, sebbene il miscelamento della carica diminuisca al diminuire dell'anticipo di iniezione. Occorre sottolineare che l'iniezione a valvole chiuse avviene nella seconda parte della corsa di compressione e tende ad ostacolare il buon miscelamento dell'idrogeno con l'aria, causando così combustioni incomplete e irregolari (che possono dare luogo a irregolarità nel funzionamento e a una diminuzione del rendimento termico). Il miscelamento è tanto più scarso quanto più bassa è la pressione di iniezione. È necessario quindi trovare un compromesso fra avere buoni riempimenti del motore e ottenere un buon miscelamento. Con l'iniezione diretta è possibile lavorare con miscele quasi stechiometriche, considerando che il rischio di preaccensioni e di ritorni di fiamma è inferiore rispetto ai sistemi ad iniezione indiretta. Miscele stechiometriche tuttavia comportano un forte aumento della temperatura di fiamma e maggiori emissioni di NO_x , oltre a incrementare la possibilità di formazione di hot spot. L'iniezione diretta dell'idrogeno

può avvenire a valvola di aspirazione aperta o nella seconda parte della corsa di compressione, dando luogo ad una combustione stratificata. Per abbattere le emissioni di NO_x è possibile effettuare un'iniezione multipla ritardata, così da creare una sorta di fuel staging che dapprima lavora con un rapporto di equivalenza bassissimo, in modo da limitare la temperatura di fiamma e in seguito, con le iniezioni successive, si completa la combustione in un ambiente in cui l'ossigeno è diluito dai prodotti della combustione dell'iniezione precedente. All'aumentare del rapporto di equivalenza aumentano le emissioni di NO_x e per rapporti di equivalenza troppo piccoli e troppo grossi aumentano il consumo specifico, rispettivamente a causa della lentezza della combustione (bassi rapporti di equivalenza) e eccessive perdite di calore (elevati rapporti di equivalenza). L'iniezione indiretta ha il più elevato consumo specifico in tutto il campo di funzionamento del motore per i motivi già detti in precedenza e può essere causa anche di vibrazioni non volute a causa dell'elevatissima velocità di combustione (la miscela che si forma è molto omogenea). Inoltre essendo la combustione premiscelata le emissioni di NO_x aumentano notevolmente all'arricchirsi del rapporto di equivalenza. L'iniezione diretta anticipata è migliore rispetto all'iniezione indiretta, ma a causa della perdita di riempimento ha un consumo specifico rispetto all'iniezione ritardata, ma rispetto a quest'ultima, per miscele magre ha minori emissioni di NO_x in quanto il flusso è maggiormente miscelato e non si ha formazione di punti ad elevato rapporto di equivalenza. L'iniezione ritardata è inadatta per l'utilizzo ad elevati rapporti di equivalenza (potenza massima), in quanto l'iniettore non riesce a iniettare la portata necessaria avendo a disposizione pochi gradi di manovella. Ad esempio, per un motore che gira a 5000 giri/min, con questo angolo si hanno a disposizione solamente 5 ms, prima che venga raggiunto il punto morto superiore. Ciò significa che tutta la quantità d'idrogeno dovrebbe essere iniettata in 2-3 ms e quindi pressioni di iniezione dell'ordine di 15-20 MPa. Tuttavia per bassi rapporti di equivalenza offre il minore consumo specifico, garantendo il massimo riempimento del motore, nonostante la combustione sia di tipo stratificato. L'iniezione multipla non è eccezionale a livello di rendimento, ma è la tecnica che consente la maggior riduzione degli NO_x a rapporti di equivalenza elevati.

Capitolo 3

Il motore

Il motore originale è il Lombardini 15 LD 500, un propulsore monocilindrico diesel quattro tempi.



Figura 3.1: Motore Lombardini 15 LD 500

L'impiego per cui è stato concepito è quello di fornire potenza, tramite un'opportuna presa di forza standard disposta posteriormente, a piccoli autocarri, motocoltivatori e gruppi elettrogeni. In generale può essere impiegato, grazie alle sue caratteristiche di coppia relativamente costante col numero di giri, con carichi variabili per servizi discontinui oppure con carichi costanti per lunghi e gravosi periodi.

3.1 Caratteristiche tecniche e modifiche apportate

Le specifiche tecniche principali sono:

- numero cilindri: 1
- cilindrata: 503 cm^3
- alesaggio: 87 mm
- corsa: 85 mm
- rapporto di compressione: 19:1

È stato scelto un motore con ciclo Diesel in quanto dispone di un rapporto di compressione più alto rispetto ad un motore benzina e la regolazione del carico avviene per qualità senza bisogno della valvola a farfalla. Questo tipo di regolazione è migliore in quanto non comporta le perdite in aspirazione dovute alla presenza della valvola a farfalla, ma può essere usata unicamente con combustibili aventi un ampio campo di infiammabilità, come l'idrogeno.

Per poter funzionare ad idrogeno è stato necessario apportare alcune modifiche:

- a causa dell'elevata temperatura di autoaccensione dell'idrogeno, la combustione non può auto innescarsi a seguito dell'innalzamento di temperatura dovuto alla compressione ma è necessario utilizzare una candela, posta al centro della testa;
- è stato diminuito il rapporto di compressione fino a 10:1, in modo da ridurre il rischio di preaccensione nella camera;
- è stato sostituito il pistone originale con un altro avente una bowl differente in modo da favorire la miscelazione dell'idrogeno con l'aria;
- Sono stati inseriti due iniettori per l'idrogeno del tipo Synerject E9-11, inseriti all'interno di due distanziali orientabili, in modo da canalizzare il flusso e migliorare la miscelazione; questi iniettori sono per benzina assistita da aria e sono stati utilizzati per l'iniezione dell'idrogeno;
- è stato infine inserito un sensore di pressione.

3.2 Gli iniettori

È necessario utilizzare due iniettori per iniettare la quantità di idrogeno necessaria in modo da poter sempre lavorare in condizioni di flusso bloccato all'uscita degli iniettori. Gli iniettori E9-11, sono pensati per l'iniezione di benzina assistita da aria ad una pressione fino a 12 bar relativi. I disegni dei condotti di passaggio di questi iniettori sono stati dedotti da varie prove fluidodinamiche, esaminando il campo di velocità creato all'uscita, in quanto non erano disponibili disegni dettagliati dell'iniettore.

La quantità di idrogeno da iniettare dipende dall'aria introdotta nel cilindro ad ogni ciclo e dal rapporto di equivalenza che si vuole ottenere. Infatti, conoscendo l'aria aspirata e il rapporto di equivalenza si ha che:

$$m_{H_2} = \frac{m_{aria}}{A.F.R._{st}} \phi$$

dove ϕ è il rapporto di equivalenza. La portata di fluido iniettata in condizioni statiche (iniettore del tutto aperto), considerando che l'iniettore inietta a velocità supersonica:

$$\dot{m}_{H_2} = \rho_{cr} c_{cr} \Omega_{gola}$$

dove ρ_{cr} e c_{cr} sono rispettivamente la densità e la velocità critica, ovvero la densità e la velocità calcolate nella sezione ristretta; Ω_{gola} è la sezione di passaggio ristretta ideale, considerando la trasformazione completamente isoentropica (e quindi l'efflusso privo di strato limite lungo le pareti). La densità e la velocità critiche, considerando l'idrogeno come un gas perfetto, sono facilmente valutabili come un'espansione dinamica isoentropica. Nelle prove sperimentali condotte nel laboratorio fluidodinamico e nel laboratorio di elettronica, misurando la portata di idrogeno iniettata in condizioni statiche e conoscendo le condizioni di ristagno a monte, è stato possibile valutare l'area ideale di efflusso, compresa fra 1,65 e 1,67 mm^2 . Nota la portata e la quantità di idrogeno da iniettare è possibile valutare il tempo di iniezione necessario:

$$t_{inj} = \frac{m_{H_2}}{\dot{m}_{H_2}}$$

Noto il tempo di iniezione è possibile valutare l'anticipo minimo di iniezione, che deve essere tale da garantire le condizioni critiche per tutto l'arco di iniezione. L'iniettore si mantiene bloccato solamente se la pressione critica è maggiore della pressione a valle poiché a causa della compressione, la pressione della camera di combustione aumenta e l'iniezione non può essere troppo ritardata per non avere perdite di portata o addirittura spiacevoli reflussi all'interno dell'iniettore.

Capitolo 4

Moto dell'aria all'interno del cilindro

La dosatura del combustibile non è sufficiente da sola a garantire buone prestazioni del motore. Nei motori a combustione interna il campo di moto all'interno del cilindro gioca un ruolo fondamentale. I dettagli relativi al campo di moto dell'aria all'interno del cilindro controllano:

- il processo di miscelamento aria-combustibile sia in termini di preparazione della carica premiscelata, che in termini di evaporazione e combustione delle gocce che bruciano con fiamma di tipo diffusivo;
- lo scambio termico con le pareti del condotto;
- la concentrazione degli inquinanti allo scarico.

Questo significa che diventa essenziale essere in grado di predire le caratteristiche del campo di moto e intervenire affinché queste favoriscano le prestazioni del motore. Questo è oggi possibile grazie alla disponibilità di elevate risorse computazionali e di avanzati modelli di calcolo. I campi di velocità all'interno del cilindro di un motore sono fortemente non stazionari con elevate intensità di turbolenza. Il flusso turbolento è composto da vortici di varie dimensioni. L'energia cinetica turbolenta si trasferisce dai vortici di dimensioni maggiori, fortemente instabili, a vortici di dimensioni via via più piccole. I vortici di dimensione minima scompaiono per effetto di una dissipazione della loro energia cinetica ad opera delle forze viscosive. In un flusso turbolento, si generano fluttuazioni di velocità, temperatura, densità, pressione e concentrazione. L'influenza di tali componenti di fluttuazione sulle reazioni, sul

rilascio del calore e sulla struttura della fiamma dipende dai relativi tempi caratteristici associati a ciascun elemento. Sebbene esista una distribuzione continua di scale di lunghezza associate alle fluttuazioni turbolente di velocità e di variabili di stato, è conveniente focalizzare l'attenzione su alcune lunghezze estreme che determinano effetti separati sui flussi turbolenti. Per caratterizzare il campo di moto, oltre alle classiche grandezze medie e di fluttuazione, si utilizzano in genere scale spaziali e temporali caratteristiche, ovvero:

- la scala integrale delle lunghezze l , che dà una misura dei vortici di dimensione maggiore ed è confrontabile con le dimensioni delle valvole, con l'alessaggio o con la corsa a seconda della fase (dell'ordine di 3-5 mm);
- la scala integrale dei tempi t , che dà una misura del tempo medio di vita dei vortici di dimensione massima;
- la microscala delle lunghezze di Kolmogorov η , che è una misura dei vortici che hanno la dimensione minima oltre la quale gli effetti di dissipazione molecolare sono tali da distruggere il vortice non appena si forma; essa è legata alla velocità di dissipazione dell'energia cinetica e alla viscosità cinematica del fluido (dell'ordine di 0,01-0,03 mm).

4.1 Moti secondari

Oltre alla turbolenza, il campo di moto all'interno del cilindro di un motore a combustione interna è caratterizzato dalla presenza di moti secondari organizzati di tipo rotatorio sia su piani perpendicolari all'asse del cilindro, sia su piani passanti per tale asse. E' intervenendo su di essi che si cerca di favorire il processo di formazione della carica e la combustione. E' importante comprendere l'importanza dell'intensificazione di tali moti secondari per favorire il processo di formazione della miscela e il successivo processo di combustione.

4.1.1 Swirl

Con il termine swirl si definisce il moto rotatorio organizzato dell'aria su un piano circolare perpendicolare all'asse del cilindro. La caratterizzazione dello swirl

avviene attraverso indici o coefficienti di swirl, ricavati attraverso appositi sistemi di misura. Generalmente si usa un anemometro ad elica (una ventola leggera libera di ruotare intorno al proprio asse coincidente con l'asse del cilindro) posta ad una distanza prefissata dalla testa. La velocità di rotazione ω_s della ventola è usata direttamente come indice di swirl oppure permette di ricavare il rapporto di swirl $R_s = \omega_s D / v_{is}$, dove D è l'alesaggio e v_{is} una velocità caratteristica del flusso d'aria (in genere la velocità che avrebbe un flusso isoentropico dovuto al salto di pressione monte-valle della valvola di aspirazione). Sul rapporto di swirl, che è pari al rapporto fra una velocità caratteristica del moto di swirl di esso, si interviene attraverso la geometria del condotto di aspirazione e della valvola di aspirazione:

- particolari configurazioni del condotto di aspirazione e delle valvole di aspirazione permettono la realizzazione del moto di swirl all'ingresso del cilindro:
 - schermo sulla parete della circonferenza delle valvole di aspirazione, in modo da imporre al flusso una direzione preferenziale; è un sistema che produce elevate perdite di carico, riduce la luce di efflusso, aumenta il peso delle valvole e richiede artifici per impedire la rotazione della valvola;
 - condotti di aspirazione orientati, tali da conferire al getto uscente dalla valvola una distribuzione di velocità non uniforme lungo la circonferenza, orientando quindi il flusso verso la parete del cilindro, che gli impone a sua volta un moto rotatorio di swirl; sono poco efficaci alle piccole alzate, quando cioè la velocità del fluido nel condotto di aspirazione è bassa; alle grandi alzate comportano coefficienti di efflusso bassi dato che viene usata solo una parte della luce per smaltire tutta la portata;
- un condotto di aspirazione di particolare forma imprime al flusso un moto rotatorio prima dell'ingresso nel cilindro tipo condotti elicoidali con i quali si ottengono coefficienti di efflusso migliori che con la valvola schermata e elevati rapporti di swirl anche alle piccole alzate.

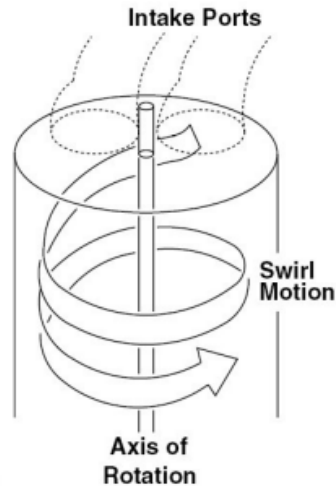


Figura 4.1: Moto di swirl

4.1.2 Tumble

Con il termine Tumble si indica un moto rotatorio organizzato su un piano passante per l'asse del cilindro che si forma durante la fase di aspirazione ed è intensificato durante la fase di compressione. Il moto di tumble si forma anche senza particolari configurazioni dei condotti e delle valvole dato che è la conseguenza diretta dell'interazione del flusso d'aria entrante con la parete del cilindro. Durante la fase di aspirazione si comincia a formare un moto rotatorio organizzato in un unico vortice su un piano assiale. Durante la successiva fase di compressione, la risalita del pistone schiaccia il vortice, riducendone la dimensione e aumentandone l'energia cinetica. Il vantaggio principale del moto di Tumble è quello di aumentare il mescolamento e l'intensità di turbolenza alla fine della corsa di compressione, favorendo e accelerando il processo di combustione. Disegnando il gruppo condotto-valvole di aspirazione in maniera da aumentare la componente di velocità perpendicolare all'asse e dirigendo il flusso sotto la valvola di scarico si intensifica il moto di tumble. Ciò significa ridurre la luce di passaggio per aumentare la velocità fino a valori dell'ordine di 100-130 m/s. Questo penalizza però il riempimento del cilindro. comandata

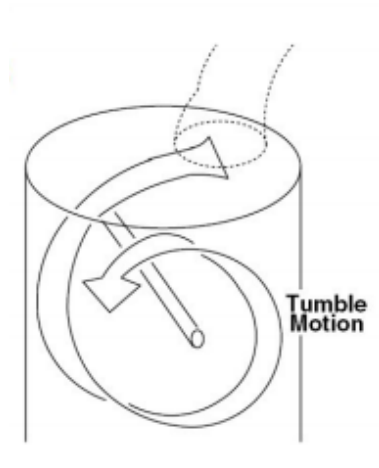


Figura 4.2: Moto di tumble

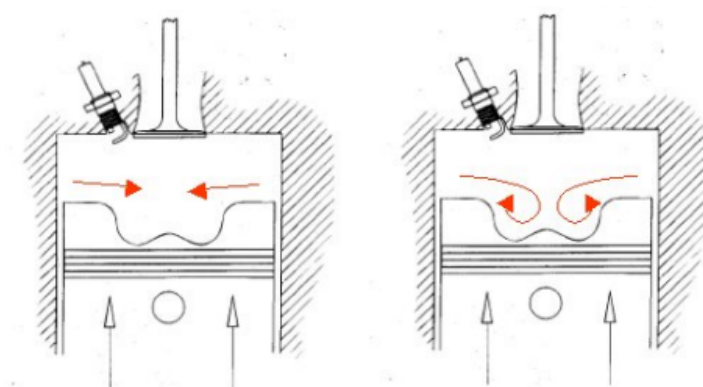


Figura 4.3: Moto di squish

4.1.3 Squish

Il termine Squish indica il moto rotatorio organizzato della carica su un piano contenente l'asse del cilindro. Lo squish si genera durante l'ultimo tratto della fase di compressione per interazione fra il flusso d'aria e le pareti del cilindro. E' la particolare conformazione della testa del cilindro a generare lo squish, cioè un doppio vortice alla fine della fase di compressione.

Capitolo 5

Importazione in Gambit e mesh del modello

Si è partiti dal file STEP fornito dalla Lombardini, il quale è stato modificato su SolidWorks per ottenere le specifiche desiderate di rapporto di compressione. Si riporta nelle figure sottostanti i volumi che saranno importati su Gambit per eseguirne la mesh.

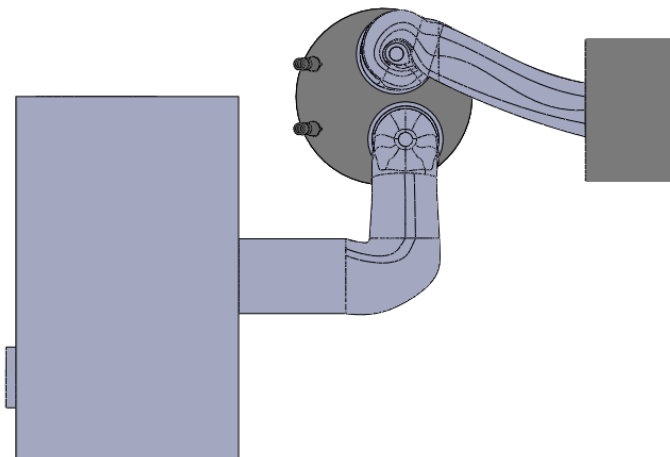


Figura 5.1: Vista motore dall'alto

Ora si riporta di seguito l'immagine del pistone, o meglio, l'immagine della zona soprastante al pistone, il quale è caratterizzato unicamente dalla forma della bowl.

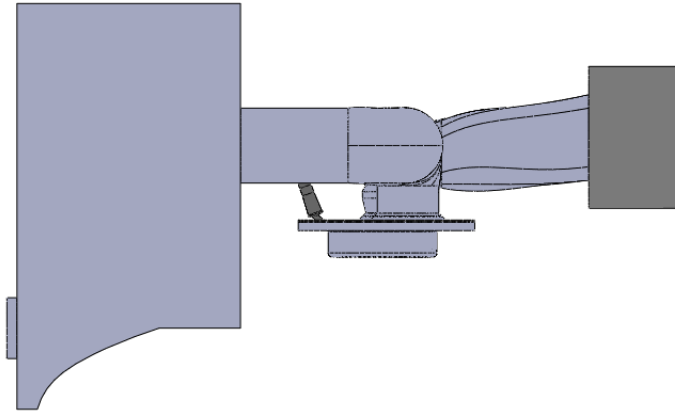


Figura 5.2: Vista motore di lato

Lo scopo di questa tesi è quello di vedere come varia il coefficiente di riempimento in funzione della forma della bowl. In un primo momento sarà quindi necessario ottenere una corretta simulazione del motore di partenza e poi utilizzare bowl differenti.

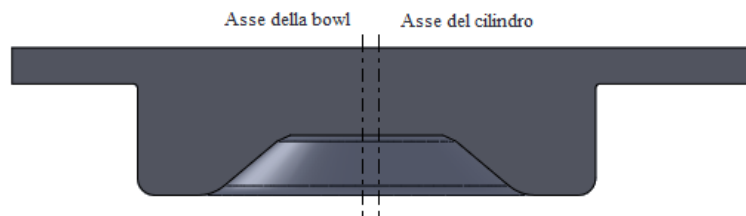


Figura 5.3: Bowl di partenza

Gli iniettori Synerject E9-11, ricostruiti su base sperimentale, sono stati modificati in modo da ottenere un'area equivalente di passaggio di $1,66 \text{ mm}^2$, con un'area effettiva di gola (che corrisponde alla sezione più piccola, ovvero quella di uscita), pari a $2,75 \text{ mm}^2$, e un rapporto fra area di efflusso reale e area di efflusso ideale in condizioni isoentropiche di circa 1,7 (valore ricavato da prove in laboratorio). Come già detto in precedenza, la disposizione dei distanziali è di fondamentale importanza: infatti dall'inclinazione reciproca della bocca di efflusso dipende l'effettiva riuscita

dell'iniezione. Dai dati sperimentali, i migliori risultati sono stati ottenuti con un'inclinazione del condotto di uscita di entrambi i distanziali pari a 45° rispetto alla direzione normale al piano passante per le valvole di aspirazione e scarico.

5.1 Mesh e indici di qualità

Il dominio della soluzione viene decomposto in un numero di volumi finiti di forma definita. Nel caso di modelli 3D gli elementi usati possono essere tetraedri, esaedri, piramidi o prismi.

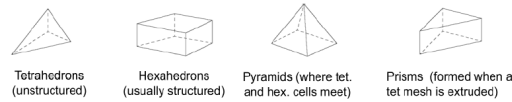


Figura 5.4: Elementi di mesh

Maggiore è il numero di elementi impiegati e migliore è il grado di approssimazione alla soluzione esatta. Ciò richiede però un maggior costo in termini di memoria e tempo di calcolo. Quello che si ricerca è un compromesso tra il livello di accuratezza della soluzione e la spesa in termini di risorse disponibili. Per controllare la qualità della mesh si può controllare il parametro di skewness. La skewness valuta la forma di ogni elemento della mesh e indica quanto una cella o una faccia è simile a quella ideale equilatera o equiangola. Il valore della skewness è compreso tra 0 e 1 dove 0 sta per una qualità della mesh eccellente e 1 per una qualità inaccettabile.

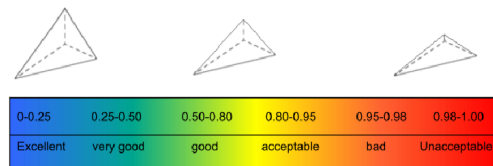


Figura 5.5: Qualità della mesh

5.2 Gambit e la mesh del modello

L'ambiente Gambit è il pre-processore di Fluent. Esso permette di creare o modificare una geometria, oppure di importarla dal CAD, e di creare la discretizzazione in volumi finiti del dominio.

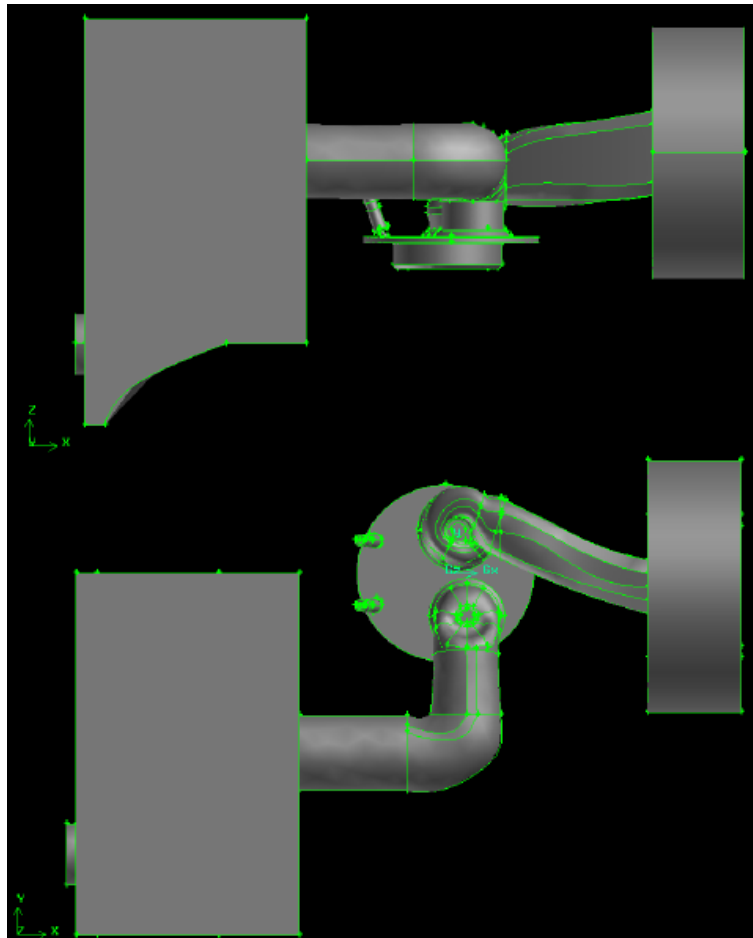


Figura 5.6: Modello importato in ambiente Gambit

Gambit consente anche di effettuare operazioni Booleane su superfici, volumi, con unioni, separazioni, definizione di un nome o di una tipologia. Il risultato è un file in formato msh, definitivo in quanto a geometria, che farà da input al risolutore Fluent. Per quanto riguarda la creazione della mesh, nei casi stazionari, si è soliti preoccuparsi soltanto della tipologia degli elementi più adatta al dominio fluido ed al loro dimensionamento, in base ai gradienti delle grandezze fondamentali che ci

si possono attendere ed al livello di accuratezza desiderata. Nel caso in esame, invece, la simulazione è tempo-variante, con la geometria del modello che viene continuamente modificata, come è intuibile, pensando al funzionamento di un motore ed al movimento relativo delle sue parti; per tale ragione non si deve discretizzare il dominio pensando solo alle condizioni iniziali, ma soprattutto all'evoluzione del modello nel tempo. Fluent richiede un certo tipo di mesh in zone prossime a superfici in movimento, quali quelle del pistone e delle valvole. Si riporta di seguito la mesh di ciascun volume.

5.2.1 Collettori di aspirazione e scarico

I condotti di aspirazione e scarico sono stati meshati con elementi tetraedrici, utilizzando una size function, partendo da elementi molto fini in prossimità delle valvole. La maggior finitura della mesh in prossimità delle valvole è richiesta, oltre da motivi fluidodinamici (la zona delle valvole infatti è quella in cui si hanno i maggiori gradienti delle grandezze significative e generazione di turbolenza), anche da motivi dovuti alla deformazione del dominio (e quindi della mesh) a causa dell'apertura delle valvole. Sfruttando l'elevata capacità di calcolo dei calcolatori a disposizione, la mesh vicino alle valvole è molto fine, in modo da ridurre i problemi di elevata distorsione delle celle che possono verificarsi durante la fase di apertura delle valvole.

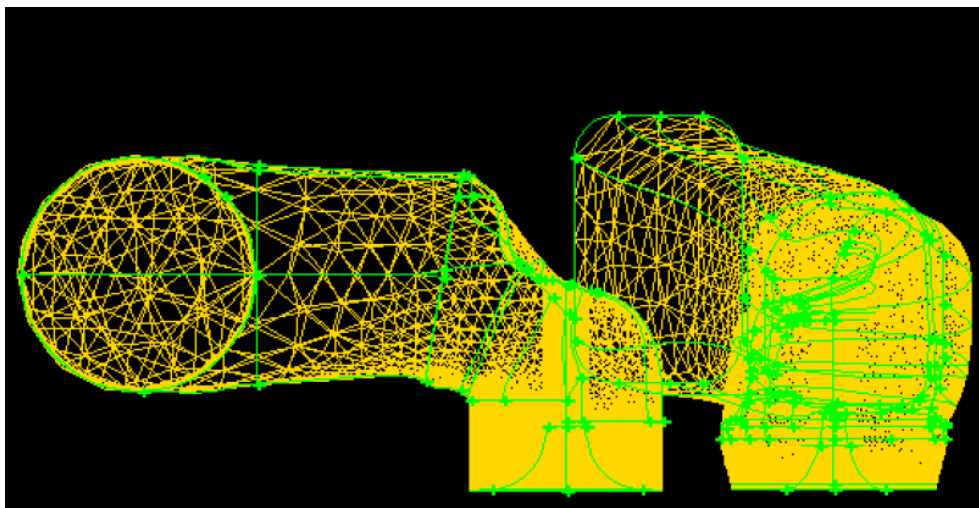


Figura 5.7: Mesh dei collettori di aspirazione

5.2.2 Marmitta e filtro

La marmitta è stata discretizzata con una size function avente un fattore di crescita molto elevato, in modo da ottenere una mesh grossolana e diminuire lo sforzo computazionale richiesto. La marmitta non ha praticamente influenza sull'aspirazione e sul miscelamento, tranne che per i pochi gradi di incrocio delle valvole, e non si ha alcun interesse a valutare con precisione l'andamento delle grandezze al suo interno.

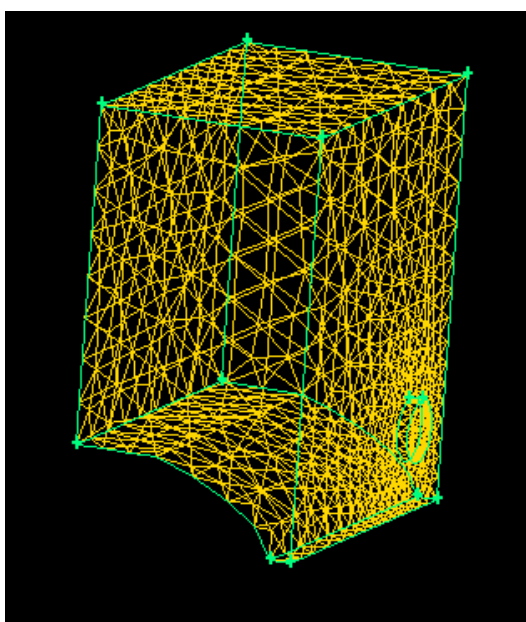


Figura 5.8: Mesh della marmitta

Il filtro è stato discretizzato con una mesh di tipo esaedrico, considerando che la componente preponderante della velocità è radiale, mentre la marmitta è stata discretizzata con una size function avente un fattore di crescita molto elevato, in modo da ottenere una mesh grossolana e diminuire lo sforzo computazionale richiesto.

Il filtro dell'aria è composto da tre diversi volumi: un primo volume esterno molto piccolo che rappresenta l'aria atmosferica, una seconda parte intermedia spessa 27 mm che rappresenta il filtro vero e proprio e una terza parte interna che rappresenta il collettore d'aspirazione. Le dimensioni sono quelle del filtro originale del motore.

Su Gambit la faccia compresa fra l'aria atmosferica interna e la faccia esterna del filtro sono state unite in modo tale da poter imporre come condizione al contorno un

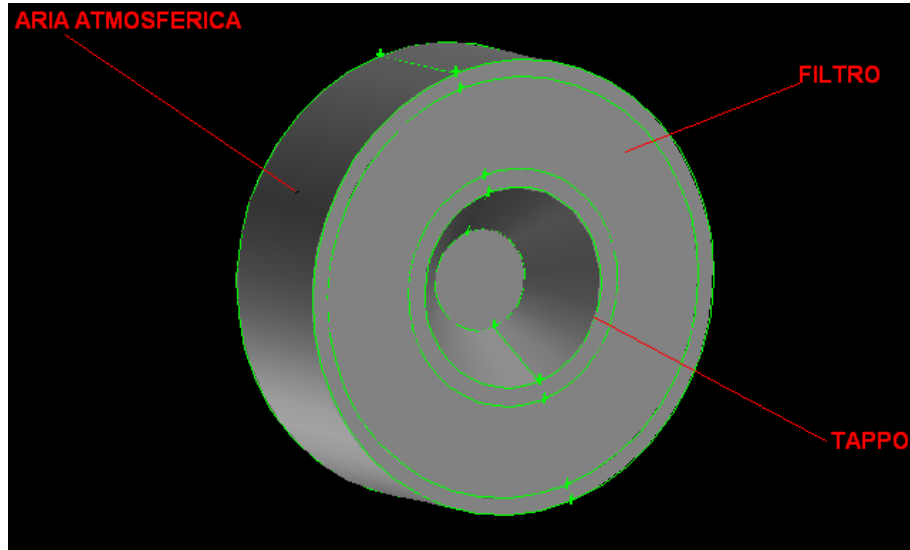


Figura 5.9: Modello del filtro

porous jump direttamente su Fluent per tenere conto della porosità del filtro. Infatti per un mezzo poroso la pressione è legata alla velocità dall'equazione di Darcy:

$$\Delta p = -\left(\frac{\mu v}{\alpha} + \frac{1}{2}C\rho v^2\right)\Delta l$$

dove μ è la viscosità dinamica del fluido, α è la permeabilità del mezzo poroso, v è la velocità normale al mezzo poroso, C è il coefficiente di pressione detto costante di Forchheimer, ρ è la densità dell'aria e Δl è lo spessore del mezzo poroso. I valori di α e di C vengono inseriti in seguito in Fluent e sono stati ricavati da lavori precedenti di sperimentazione sul questo filtro.

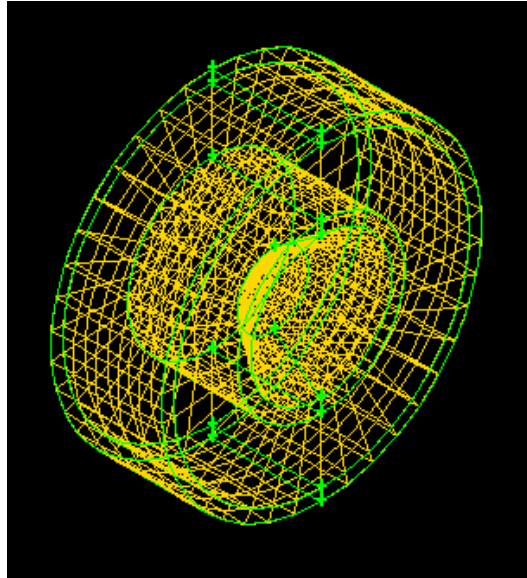


Figura 5.10: Mesh del filtro

5.2.3 Anelli di aspirazione e scarico

I due volumi compresi fra le valvole di aspirazione e scarico, attraverso i quali si ha l'efflusso a valvole aperte, detti anelli di aspirazione e scarico, sono meshati a esaedri con schema Cooper. Questo tipo di discretizzazione permette a Fluent di aggiungere o togliere file di esaedri nelle fasi di alzata o di chiusura delle valvole.

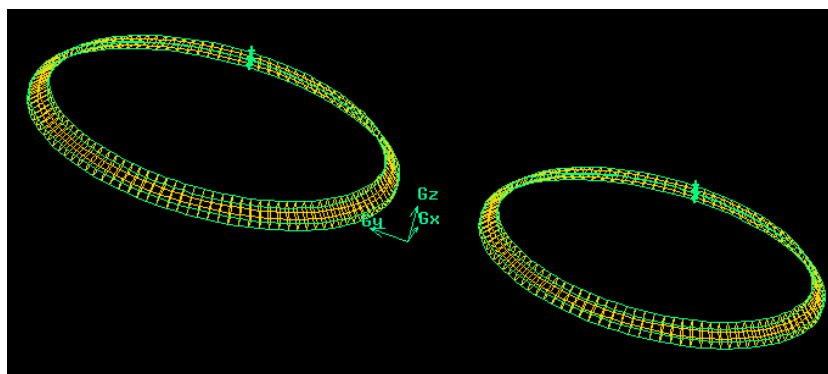


Figura 5.11: Mesh anelli di aspirazione e scarico

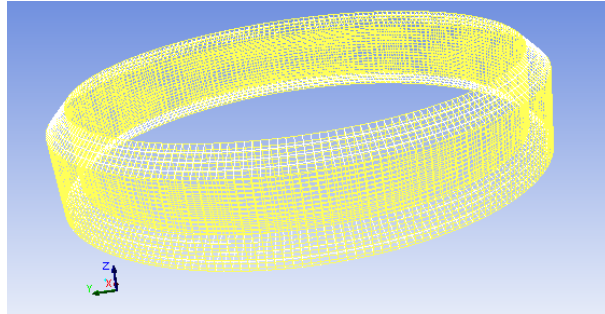


Figura 5.12: Aggiornamento della mesh degli anelli

5.2.4 Cilindro

Per quanto riguarda lo spazio interno al cilindro è necessario utilizzare tre volumi (già separati sul CAD): il primo compreso tra la superficie superiore della testa e un piano ortogonale all'asse dell'altezza di pochi millimetri è stato discretizzato con elementi tetraedrici; il secondo, sottostante, e alto appena qualche decimo di millimetro, è stato discretizzato a esaedri con schema Cooper; il terzo volume, ovvero il pistone, con la bowl ricavata, e la parte di fluido immediatamente sopra di esso è stato meshato a tetraedri. Tale accorgimento si è reso necessario affinché Fluent possa applicare lo schema cilindro-pistone implementato al suo interno; durante il movimento di quest'ultimo infatti, nella prima parte della corsa si avrà uno stiramento delle celle tetraedriche, con rinnovamento totale della mesh a frequenza impostabile dall'utente, mentre a partire da una data configurazione la mesh esaedrica sarà aggiornata aggiungendo layer di celle. La mesh della bowl rimarrà invece fissa, e sarà soggetta a semplice traslazione. Le superfici di separazione di tali volumi sono state indicate quali interface, in maniera tale che il fluido possa passare da un volume all'altro.

Il primo volume è necessario in quanto all'interno di esso avviene la traslazione del piattello delle valvole nelle fasi di apertura e chiusura ed è quindi necessario che la mesh si modifichi. Il volume globale di questi tre volumi, che rappresentano il volume dello spazio morto superiore, è tale da garantire un rapporto di compressione di 10:1.

Il volume degli anelli di aspirazione è separato da quello dei condotti di aspirazione e scarico e da quello del cilindro sottostante, e le facce laterali sono state

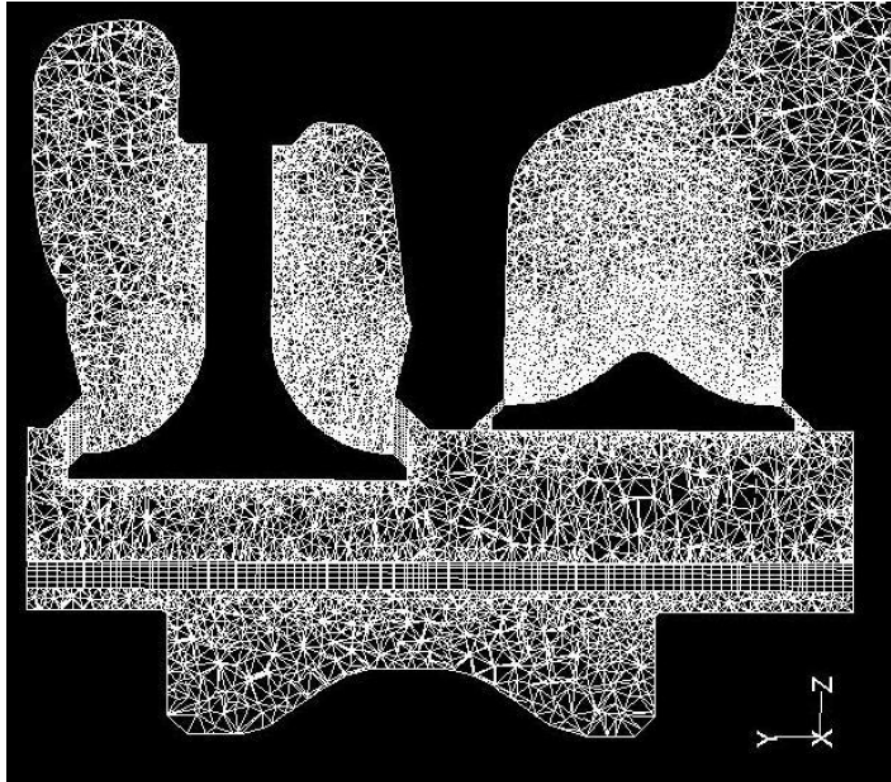


Figura 5.13: Mesh della camera di combustione

lasciate disconnesse, in modo da assegnare alle superfici cilindriche la tipologia di interfaccia. In questo modo Fluent vede le superfici tra un volume e l'altro come comunicanti e permette il trasporto di fluido (con tutte le sue proprietà fisiche) fra un volume e l'altro. Poiché il volume degli anelli non può essere azzerato, per la chiusura della valvola è necessario rimuovere l'interfaccia e collettore. Tra le opzioni presenti in Dynamic Mesh, in Fluent è possibile impostare la rimozione automatica dell'interfaccia all'istante voluto, senza bisogno di modificarla manualmente, mediante l'impostazione di un evento.

5.2.5 Iniettori

Gli iniettori utilizzati hanno i distanziali ruotati a 45° , poiché la concentrazione di idrogeno è risultata migliore da precedenti simulazioni. La meshatura dell'iniettori è stata la più complicata, in quanto è stato necessario coniugare una mesh fittissima

a causa delle dimensioni del volume dell'iniettore e un numero di celle non troppo elevato per non appesantire il calcolo.

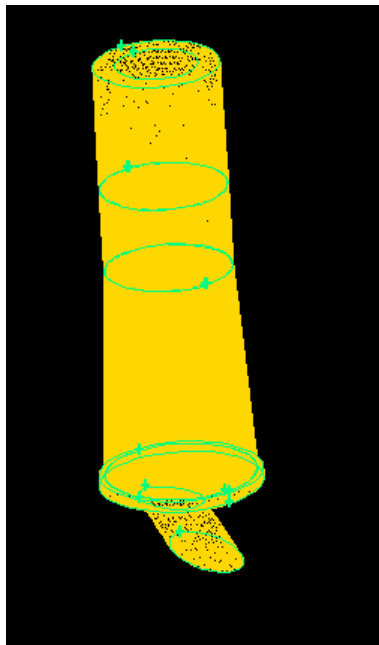


Figura 5.14: Mesh degli iniettori

5.3 Condizioni al contorno

Sempre su Gambit è stata assegnato un ingresso per l'aria e per l'idrogeno, ovvero una pressure inlet, che nel caso specifico rispondono alla superficie del filtro di aspirazione e a quella di ingresso degli iniettori, e un'uscita per l'aria, ovvero un pressure outlet, in corrispondenza dello scarico. Tale assegnazione permetterà a Fluent di identificare tali superfici come comunicanti con ambienti aventi pressione nota.

Alcune superfici di confine del dominio sono state identificate come wall e nominate, in modo tale da poterle poi ritrovare rapidamente in Fluent per l'assegnazione di loro particolari condizioni al contorno, principalmente temperatura. Ogni superficie di cui non si è specificata una particolare natura (interface, inlet o outlet) è intesa dal software come wall. Al termine di tali operazioni si prevede al salvataggio ed all'esportazione del file .msh ottenuto, che farà da input geometrico per Fluent.

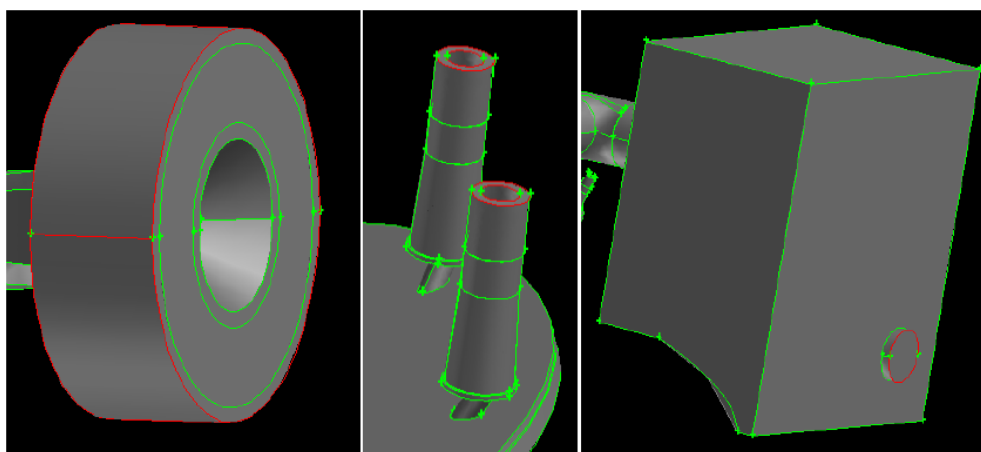


Figura 5.15: Condizioni al contorno in ambiente Gambit

Capitolo 6

Importazione del modello in Fluent e prime simulazioni

Il seguente capitolo sarà sviluppato in sottocapitoli corrispondenti alle voci per impostare i parametri su Fluent. Innanzitutto si importano i file msh. Da File -> Read -> Mesh si importa il primo volume e successivamente, attraverso il comando Mesh -> Zone -> Append Case File si aggiungono tutti i restanti.

6.1 Problem Setup

General

Innanzitutto è necessario spuntare la voce Transient, in modo da poter effettuare la simulazione in transitorio. A questo punto è possibile scalare il modello attraverso il comando Scale, che porta le dimensioni il modello da metri a millimetri. Prima di fare il Check del modello è necessario unire le interfacce create su Gambit andando sulla voce Mesh Interfaces.

Models

Qui è possibile attivare i modelli necessari per la simulazione. In questo caso ne sono stati attivati due:

- turbolenza: è stato attivato il modello $k - \varepsilon$ Realizable e i parametri sono mantenuti quelli di default;
- conservazione della specie chimica: questo modello è necessario per valutare la concentrazione di idrogeno all'interno della camera di combustione; è stata utilizzato il miscuglio aria-idrogeno, composto da 4 elementi. Importante è assegnare ai vari elementi una legge lineare alla conducibilità termica e la legge dei gas perfetti per quando riguarda la variazione di densità.

Cell Zone Conditions

In questa finestra è possibile visualizzare i volumi importati; qui è possibile impostare l'opzione Porous Zone per quanto riguarda la parte intermedia del filtro. I parametri da inserire sono stati presi da precedenti lavori.

Boundary Conditions

Qui è possibile inserire le condizioni al contorno sulle superfici. Una pressione pari a 0 per l'aria all'ingresso del filtro e allo scarico, con intensità di turbolenza nulla e una frazione massica di ossigeno pari al 0.23 (il resto è azoto); una pressione di 12 bar all'ingresso degli iniettori, con un'intensità di turbolenza del 5% e una frazione massica di aria pari a 0. Sono state date anche alcune condizioni al contorno di tipo termico alle pareti. Ciò è necessario per avere risultati più realistici, in quanto le pareti del cilindro, delle valvole e dei condotti si riscaldano durante il funzionamento del motore, influenzando le proprietà fisiche dei fluidi e quindi le caratteristiche di funzionamento del motore. Riprendendo i risultati di studi precedenti sul motore Diesel, sulla testa è stata imposta una temperatura costante di 500 K (230°C), nonostante tale temperatura dipenda dal rapporto di equivalenza locale e quindi dal miscelamento. Lungo l'asse del cilindro è stata imposta una temperatura decrescente linearmente allontanandosi dalla testa, fino a circa 400 K (130°C) in corrispondenza del punto morto inferiore. Per quanto riguarda le superfici del collettore di scarico, la valvola di scarico e la marmitta, è stata imposta una temperatura pari a 700 K (430°C), in virtù della maggior temperatura dei gas combusti. Per quanto riguarda la valvola di aspirazione, al piattello è stata assegnata una temperatura di

450 K (200°C), mentre allo stelo, che non si affaccia alla camera di combustione, ma è interessato dal flusso termico conduttivo è stata imposta una temperatura di 400 K (130°C). Per il collettore di aspirazione invece, è stata imposta una temperatura variabile linearmente lungo il suo asse, dai 400 K in prossimità del cilindro fino ai 300 K in prossimità del filtro (temperatura dell'aria esterna). Le condizioni al contorno di tipo termico sono molto approssimate, in quanto l'esatto risultato dovrebbe tener conto della combustione, dell'effettivo trasferimento di calore dal fluido alle pareti in transitorio (con meccanismo convettivo e radiativo), e della conduzione tra le varie parti del motore, che non hanno una geometria semplice. Per gli scopi di questo lavoro si ritiene che l'approssimazione utilizzata sia più che sufficiente.

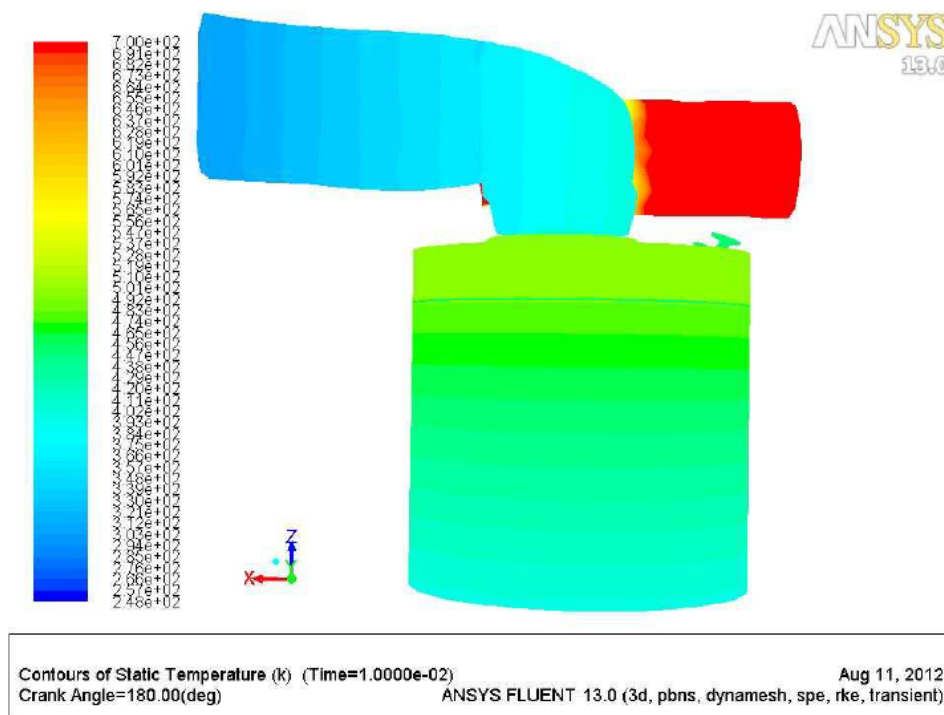


Figura 6.1: Profilo di temperatura

Per i profili di temperatura non costanti, sono state impostate su Microsoft Office Excel le funzioni di temperatura desiderate, opportunamente discretizzate, in funzione di una coordinata. In seguito sono stati riportati i valori di coordinate e temperatura su file di testo, opportunamente indicizzati, come richiesto da Fluent.

Infine i file sono stati caricati su Fluent (nella sezione Profiles) e il profilo termico assegnato alle superfici desiderate nella sezione Boundary Conditions.

In questa finestra è possibile importare il file della legge di movimento delle valvole, tramite la creazione di files di profilo, analogo a quelli usati per l'assegnazione dei profili termici alle pareti del cilindro, che mettono in relazione l'alzata della valvola con l'angolo di manovella.

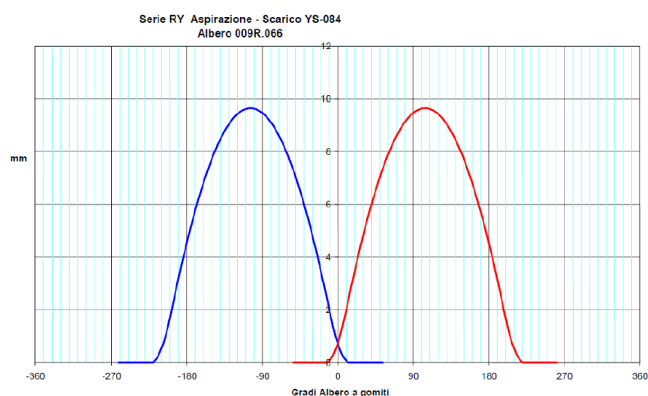


Figura 6.2: Profilo di apertura delle valvole

I profili di alzata delle valvole sono stati forniti dalla Lombardini.

Mesh Interfaces

Per poter andare ad unire le interfacce sui pareti dei volumi contigui è necessario cliccare sulla voce Create/Edit; si aprirà la finestra come riportato in figura:

Per unire le interfacce è necessario selezionarne una dall'elenco di sinistra e la corrispondente in quella di destra e successivamente cliccare su Create. Per semplificare l'operazione le interfacce corrispondenti sono state nominate su Gambit con il nome speculare, ovvero prima il volume di appartenenza e dopo il volume sul quale si rivolgono. Le interfacce saranno 13 in totale; a questo punto è possibile effettuare il Check.

Dynamic Mesh

Per poter accedere alle opzioni di questa finestra è necessario aver spuntato la voce Transient. Si spuntano tutte le voci di aggiornamento della mesh, che sono:

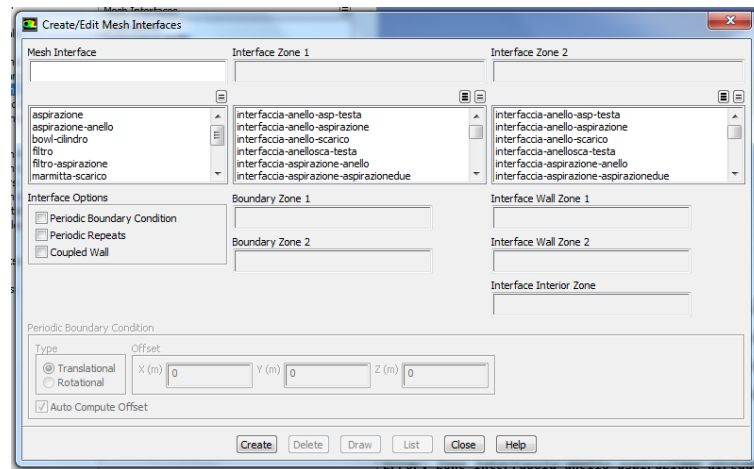


Figura 6.3: Finestra di accoppiamento delle interfacce

- smoothing
- layering
- remeshing

A questo punto è necessario impostare i parametri necessari al movimento e al successivo aggiornamento della mesh, nella sezione Dynamic Mesh.

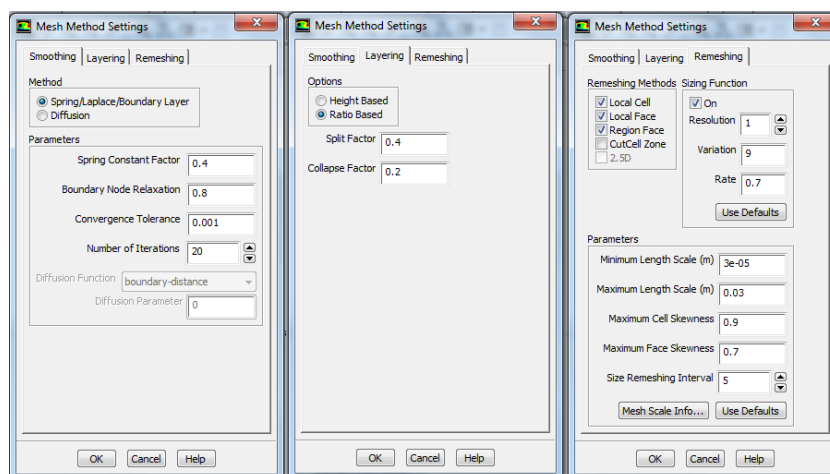


Figura 6.4: Finestre per i parametri di aggiornamento della mesh

Fluent implementa uno schema di base del caso cilindro-pistone, alle cui caratteristiche bisogna attenersi sia per quanto riguarda la suddivisione dei vari volumi, sia per il relativo tipo di mesh. Per il moto del pistone è necessaria la definizione di alcune grandezze caratteristiche, ovvero corsa, lunghezza della biella, velocità di rotazione (in giri/min) e passo di discretizzazione angolare.

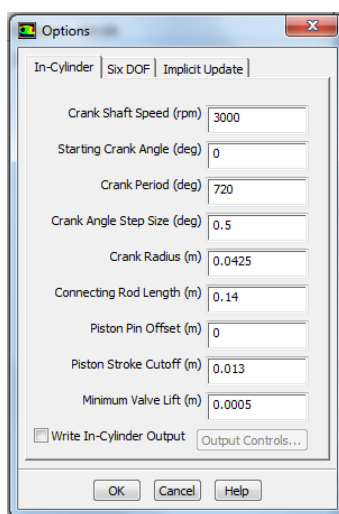


Figura 6.5: Schema Incylinder per l'implementazione dello schema pistone-cilindro

L'utilizzo di elementi esaedrici per i volumi degli anelli e della parte inferiore della camera di combustione, è richiesto da una particolare forma di aggiornamento della mesh, il relayering; tale funzione prevede, in tal senso, l'aggiunta e la rimozione di strati, layer, di celle esaedriche. Gli elementi tetraedrici utilizzati nella parte superiore della camera sono soggetti invece a stiramento ed eventuale remeshing di alcune loro zone. Mediante tali due funzioni è possibile aggiornare la discretizzazione della camera di combustione in seguito al moto delle valvole e del pistone, durante l'intero ciclo motore. Partendo dalla configurazione iniziale del modello, ovvero il PMS, la mesh dovrà evolversi per consentire il moto del pistone e della valvola di aspirazione verso il basso, e di quella di scarico verso l'alto. Per ciò che concerne le valvole, si avrà un aggiornamento di relayering degli anelli, ed un remeshing del volume della camera (e dei condotti) a contatto con le loro superfici. Per il pistone invece si avrà inizialmente una dilatazione nel senso della corsa del volume tetraedrico, soggetto a stiramento e remeshing, fino al raggiungimento di una quota

prestabilita (piston stroke cutoff), mentre a seguire, lo spostamento sarà compensato soltanto dal relayering del sottostante volume a celle esaedriche, che fino a quel momento era stato semplicemente traslato. Ciò è visibile nella figura sottostante.

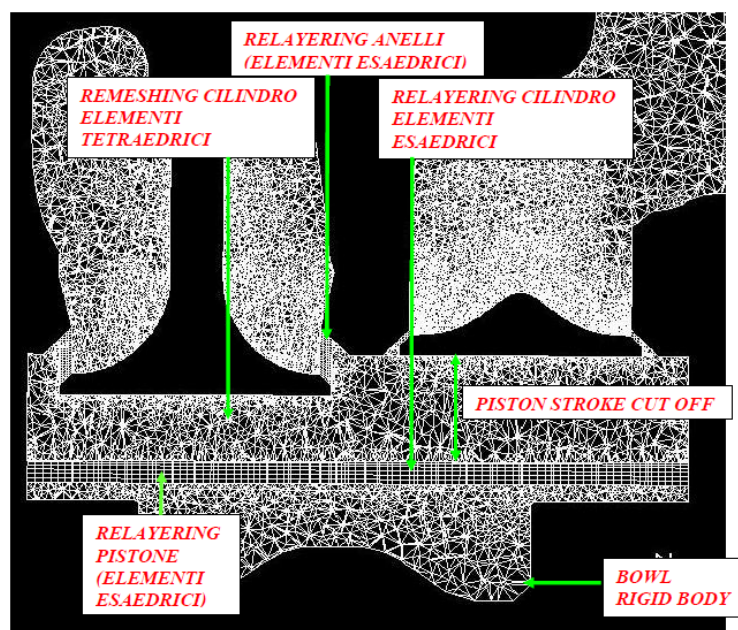


Figura 6.6: Aggiornamento della mesh per la camera di combustione

Il motivo di un tale schema risiede in due ragioni. La prima è l'estrema adattabilità alle deformazioni degli elementi tetraedrici, che possono sostenere senza problemi lo spostamento di superfici complesse quali sono le valvole, grazie anche al rinnovo periodico della mesh in zone in cui si superano dei parametri di distorsione degli elementi (skewness). La seconda è il costo computazionale minore degli strati di celle esaedriche (di dimensione ragionevole) con cui si va a completare l'abbassamento della superficie del pistone. E' evidente dunque la convenienza nel limitare l'uso di celle tetraedriche, e quindi il piston stroke cutoff, fino ad una quota di poco maggiore alla massima alzata delle valvole. La mesh della bowl è semplicemente soggetta a traslazione.

Per la chiusura delle valvole sarebbe necessario l'annullamento completo del volume degli anelli, pratica però impossibile in Fluent. Per ottenere il medesimo risultato, invece, si arresta la corsa della valvola ad una quota stabilita, il minimum valve

lift (0,5 mm nel nostro caso), e mediante un comando settato in precedenza (evento) si cancella l'interfaccia tra la camera e l'anello che consentiva il passaggio del fluido. Per la riapertura della valvola è sufficiente attivare un evento di creazione dell'interfaccia all'angolo di manovella desiderato. Tra gli eventi che sono stati impostati, oltre all'apertura e alla chiusura delle valvole compare anche l'apertura e la chiusura dei due iniettori. In totale si hanno 8 eventi.

6.2 Valutazione del coefficiente di riempimento

La prima simulazione fluidodinamica del motore è eseguita senza l'inserimento degli iniettori; questo è necessario, in primo luogo, per la verifica del perfetto funzionamento della simulazione in seguito ai parametri inseriti e, in secondo luogo, per poter valutare la quantità di idrogeno da iniettare. Infatti la prova è effettuata in modo da valutare la quantità d'aria aspirata dal motore e, di conseguenza, il coefficiente di riempimento a 3000 g/min. La ragione di tale scelta è dovuta al fatto che, alla massima potenza, a causa della maggior velocità di rotazione, la quantità di idrogeno da iniettare è massima e il tempo di miscelamento è più breve. Quindi riuscire ad ottenere un buon miscelamento alla massima potenza garantisce buoni miscelamenti anche ai carichi parziali.

6.2.1 Parametri di simulazione

Prima di poter passare alla simulazione è necessario settare tutti i parametri necessari per l'avvio della stessa.

Solution Methods

Per quanto riguarda l'algoritmo di risoluzione, è stato utilizzato l'algoritmo PISO, con valori di Skewness Correction e Neighbour Correction rispettivamente pari a 0 e 1; per il modello di discretizzazione si è utilizzato, come spiegato nel capitolo 1, il modello PRESTO!. Nella fase di aspirazione fintanto che non è stato raggiunto l'anticipo di iniezione è stata utilizzata una discretizzazione al primo ordine, mentre durante l'iniezione si è optato per il secondo ordine, in modo da limitare la diffusività numerica.

Solution Controls

In questa finestra è necessario settare i coefficienti di sottorilassamento. Questi coefficienti sono necessari poichè diminuiscono le variazioni nelle soluzioni consecutive, evitando che le variazioni tra un passo e l'altro risultino troppo grandi da rendere la convergenza lenta o impossibile. Non ci sono regole generali per la scelta di questi coefficienti e i valori ottimi dipendono da un numero elevato di parametri. Per quanto riguarda il caso in esame si sono utilizzati valori compresi tra 0.3 e 0.6.

Monitors

In questa finestra è possibile selezionare la grandezza fisica da tenere sotto controllo. Per valutare la massa d'aria che entra nel cilindro si crea una Surface Monitor, che in questo caso è l'interfaccia tra collettore di aspirazione e anello di aspirazione.

Solution Initialization

In questa finestra vengono inseriti dei valori di partenza alle superfici di ingresso e uscita di alcune grandezze fisiche necessarie per effettuare la simulazione. Di rilevante si riportano i valori di O_2 e N_2 , rispettivamente pari a 0.23 e 0.77, all'ingresso del filtro. Inoltre è possibile eseguire la Patch dei volumi interni del modello; in questo caso è necessario definire temperature, pressioni e presenza di gas di scarico all'interno del cilindro e del collettore di scarico generati dal ciclo precedente. Viene quindi inserita aria nel collettore di aspirazione a temperatura ambiente, gas di scarico nel cilindro, nel collettore di scarico e nel volume interno della marmitta (in frazione pari 0.05 di O_2 e 0.74 di N_2) alla temperatura di 1055 K.

Run Calculation

Qui è possibile settare il numero di steps passibili di simulazione: infatti, per valutare il coefficiente di rimepimento, è sufficiente fermarsi a 208°, in concomitanza con la chiusura della valvola di aspirazione. E' inoltre possibile scegliere il numero di iterazioni per ogni step; per la seguente simulazione è stato scelto 40, sufficienti a garantire una buona convergenza.

6.2.2 Simulazioni eseguite e risultati

Innanzitutto è stata eseguita una simulazione senza l'iniezione, sia per verificare l'effettivo funzionamento del modello, sia per avere un indice di bontà dello stesso. Infatti simulando l'aspirazione del motore è risultato una massa d'aria in entrata del motore pari a $4.23 * 10^{-4}$ Kg. Questo porta ad un coefficiente di riempimento pari a 0.69; le prove effettuate sul motore reale hanno portato ad un coefficiente di riempimento pari a 0.68. Il modello risulta quindi abbastanza accurato nonostante le seguenti semplificazioni:

- semplificazione dell'andamento della temperatura di parete del cilindro;
- modellazione monodimensionale del filtro e relativa scelta dei coefficienti dell'equazione di darcy;

Si riportano di seguito immagini nelle quale è mostrato il campo di velocità nel cilindro a 130 °di angolo manovella.

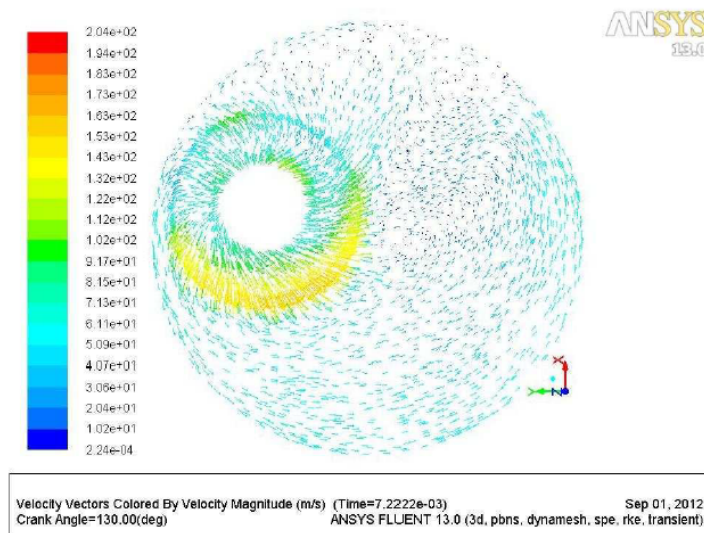


Figura 6.7: Moto all'interno del cilindro su un piano perpendicolare all'asse

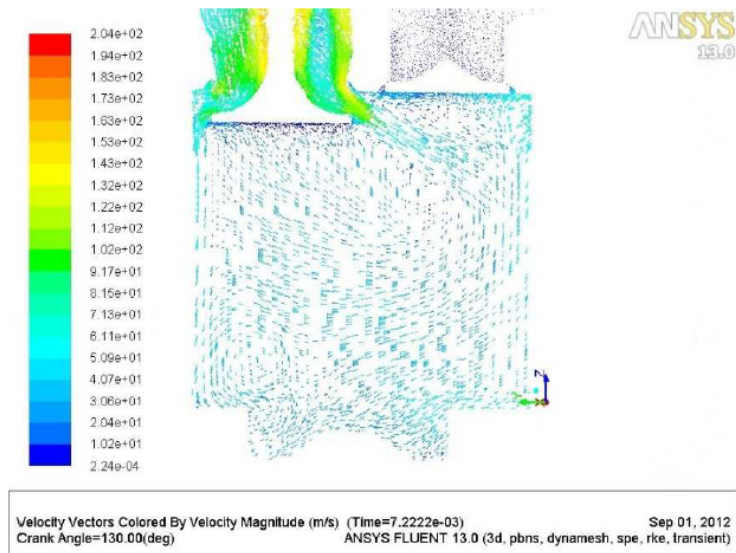


Figura 6.8: Moto all'interno del cilindro su un piano contenente l'asse

Si riporta l'andamento di pressione nel cilindro durante l'aspirazione; si nota che il cilindro va in depressione, come è giusto che sia.

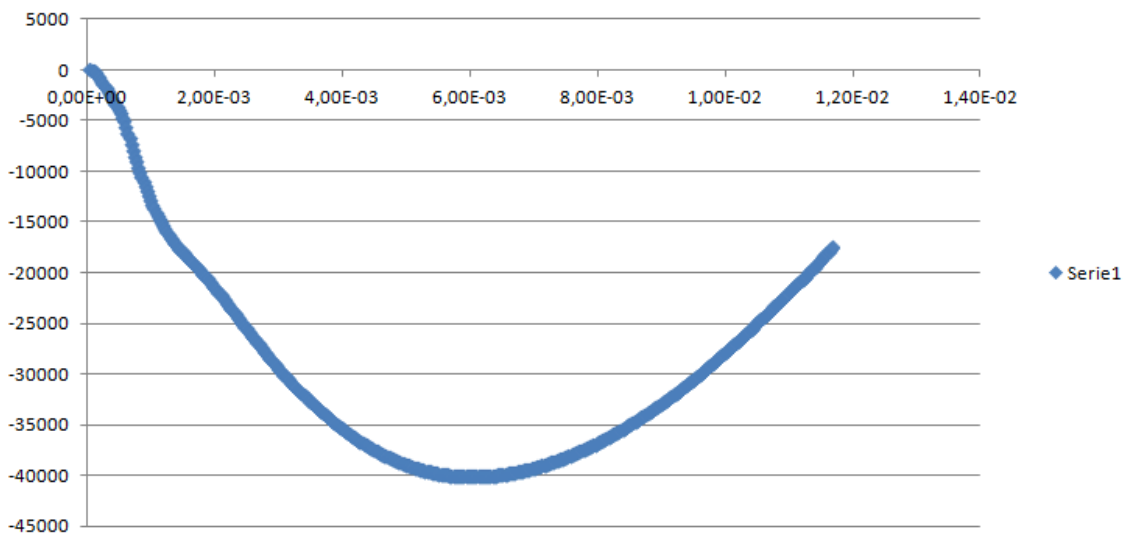


Figura 6.9: Andamento della pressione fino a chiusura della valvola di aspirazione

6.3 Calcolo del tempo di iniezione

E' possibile quindi passare al calcolo del tempo di iniezione. Poichè il rapporto stechiometrico tra aria e idrogeno è di 34.32:1 è necessaria una quantità di idrogeno pari a $1.233 \cdot 10^{-5}$ Kg. Poichè è necessario mantenere un rapporto di equivalenza pari a 0.8, la quantità di idrogeno da introdurre sarà pari a $9.86 \cdot 10^{-6}$ Kg. Considerando che l'ugello inietta con portata costante (ugello bloccato) si ottiene:

$$p_{cr} = p_{R1} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 6,87 * 10^5 bar$$

$$c_{cr} = c_{R1} \sqrt{\frac{2}{k+1}} = 1206 \frac{m}{s}$$

$$\rho_{cr} = \rho_{R1} \left(\frac{1}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} = 0,661 \frac{kg}{m^3}$$

Da queste si ricava una portata di 0.001323 Kg/s di idrogeno. Per ottenere l'arco di iniezione si ha:

$$t_{in} = \frac{m_{H_2}}{\dot{m}_{H_2}} = 0.00745s$$

che significa 0.00372 s per ciascun iniettore, pari a 66° di angolo manovella. Iniettando con un anticipo pari a 150°, l'iniezione inizia a 210° e termina a 276°.

6.4 Risultati con anticipo di iniezione di 150°

Per avere una combustione ottimale è auspicabile avere la maggiore concentrazione di idrogeno in prossimità della candela in modo da avere una velocità di propagazione della combustione rapida e una minore concentrazione di idrogeno vicino alle pareti, in modo da evitarne il riscaldamento eccessivo e contenere le perdite termiche verso l'esterno.

Nelle immagini viene visualizzato il rapporto di equivalenza locale, ovvero il rapporto fra la il rapporto aria-idrogeno effettivamente presente in quel punto e il suo valore stechiometrico.

Per ottenere il rapporto di equivalenza locale si definisce una Field Function così espressa:

$$\Phi = 34.3 \frac{(1 - O_2 - N_2)}{(1 - H_2)}$$

Con un anticipo di 150°, la distribuzione dell'idrogeno è pessima. Nonostante in prossimità della candela la miscela abbia un rapporto di equivalenza di circa 0,7, e quindi la velocità di combustione sia abbastanza elevata, si possono notare alcune zone dove l'idrogeno è molto o poco concentrato. In particolare si ha una forte concentrazione di idrogeno sul bordo del cilindro, localizzata in due punti, uno sotto la valvola di aspirazione in cui il rapporto di equivalenza supera il valore stechiometrico, e uno sotto la valvola di scarico in cui si raggiunge il valore stechiometrico. Nei punti in prossimità del valore stechiometrico la velocità di combustione è la più elevata, così come la temperatura di fiamma, con conseguente riscaldamento delle pareti del cilindro, possibilità di pirolisi dell'olio, eccessive perdite di calore, riscaldamento della carica fresca in ingresso al motore (il punto a maggior concentrazione di idrogeno è sotto la valvola di aspirazione) e quindi peggioramento delle prestazioni e del rendimento del motore. Nelle figure viene riportata la situazione al punto morto superiore (l'anticipo di ignizione vista la velocità di combustione dell'idrogeno è ridotto) su tre diversi piani: un piano normale all'asse del cilindro e posto all'altezza degli elettrodi della candela (circa 3 mm sotto la superficie della testa) e due piani assiali di cui uno passante per le valvole di aspirazione e scarico e l'altro normale a quest'ultimo.

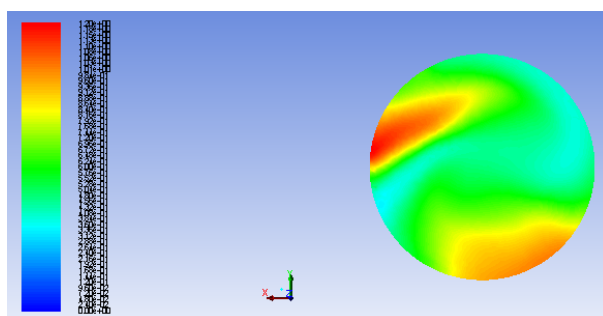


Figura 6.10: Piano contenente l'elettrodo della candela

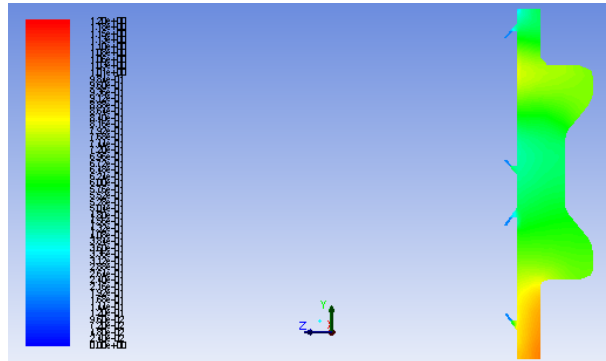


Figura 6.11: Sezione con piano contenente l'asse della bowl e normale x

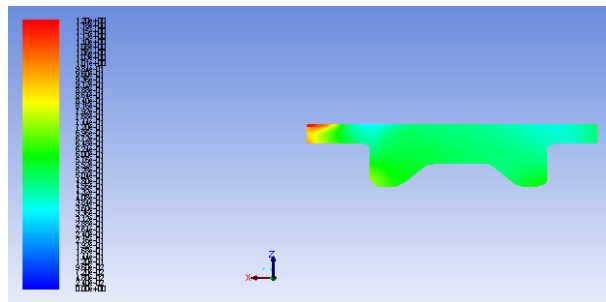


Figura 6.12: Sezione con piano contenente l'asse della bowl e normale y

6.5 Influenza dell'anticipo di iniezione

Se si effettua un'iniezione ritardata (150° BTDC), cioè quando la valvola di aspirazione è già chiusa, la portata aspirata è quella massima; se invece si aumenta l'anticipo la portata aspirata diminuisce a causa della presenza dell'idrogeno nel cilindro che, avendo un volume specifico maggiore dell'aria, occupa il volume della camera di combustione. Addirittura negli ultimi istanti dell'iniezione si ha un'inversione di flusso dal cilindro al collettore di aspirazione, con ulteriore diminuzione di riempimento e riflusso della miscela aria idrogeno nel collettore di aspirazione, che è tanto maggiore quanto maggiore è l'anticipo di iniezione. Per evitare la diminuzione di riempimento, dovuto alla presenza di idrogeno nel cilindro, dunque è bene ritardare il più possibile l'iniezione. Se da un lato un ritardo maggiore porta ad una diminuzione delle perdite per riempimento, dall'altro un ritardo eccessivo provoca un cattivo miscelamento dell'idrogeno. Sono state effettuate altre quattro simulazioni

con differente anticipo di iniezione per capire che effetto avesse l'anticipo stesso sul riempimento del motore. Le prove sono state effettuate con anticipi di iniezione di 170 °, 190 °, 210 ° e 230 °.

Si riporta in figura l'andamento del riempimento durante l'apertura della valvola per tutti e quattro gli anticipi di iniezione.

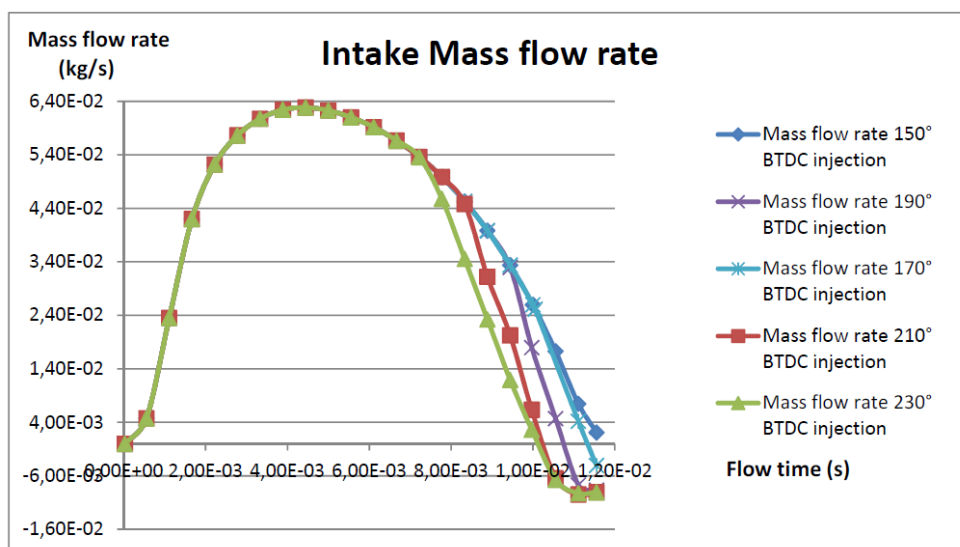


Figura 6.13: Andamento della portata durante il riempimento per vari i anticipi

Si riportano anche gli angoli di iniezione relativi ai vari angoli di anticipo:

- 170 BTDC: 65°
- 190 BTDC: 63°
- 210 BTDC: 61°
- 230 BTDC: 59°

6.5.1 170 BTDC

Quanto detto per il caso precedente vale lo stesso per l'iniezione con anticipo di 170° , nonostante lo sviluppo delle lingue sia meno marcato e il miscelamento migliore.

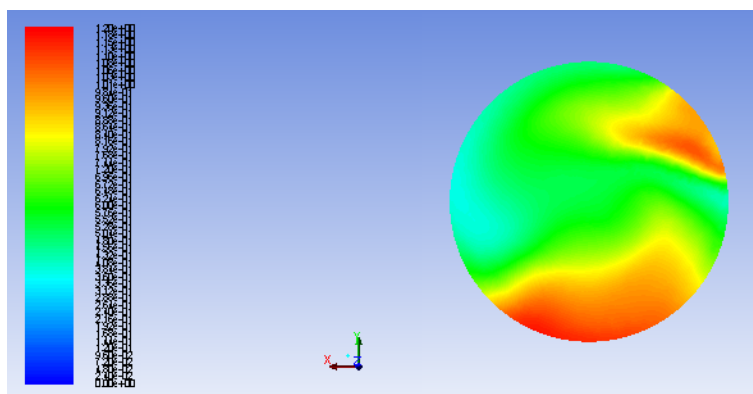


Figura 6.14: Piano contenente l'elettrodo della candela

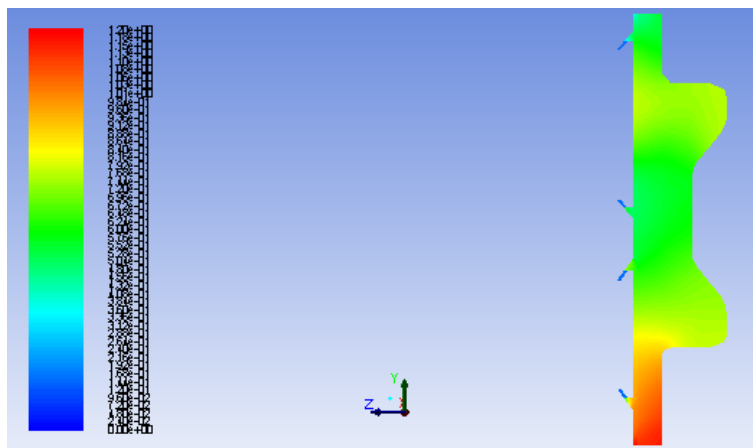


Figura 6.15: Sezione con piano contenente l'asse della bowl e normale x

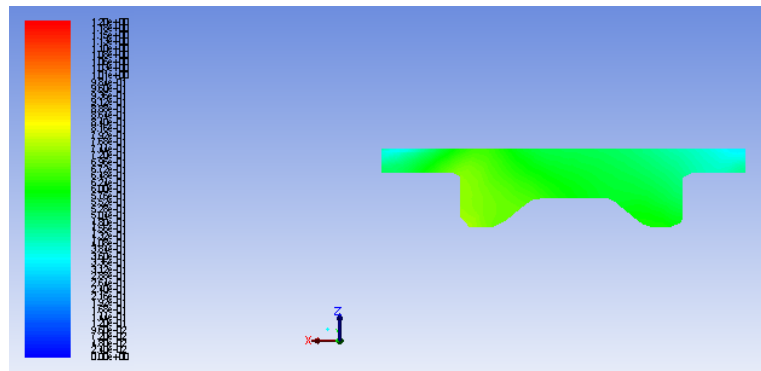


Figura 6.16: Sezione con piano contenente l'asse della bowl e normale y

6.5.2 190 BTDC

A 190° di anticipo, la dimensione delle lingue è ridotta e il rapporto di equivalenza non supera l'unità anche nei punti in cui l'idrogeno è più concentrato. In prossimità degli elettrodi della candela si ha un rapporto di equivalenza di circa 0,85, ottimale per una rapida propagazione della combustione. Rimangono sempre due zone periferiche in cui il rapporto di equivalenza è intorno a 0,9-0,95.

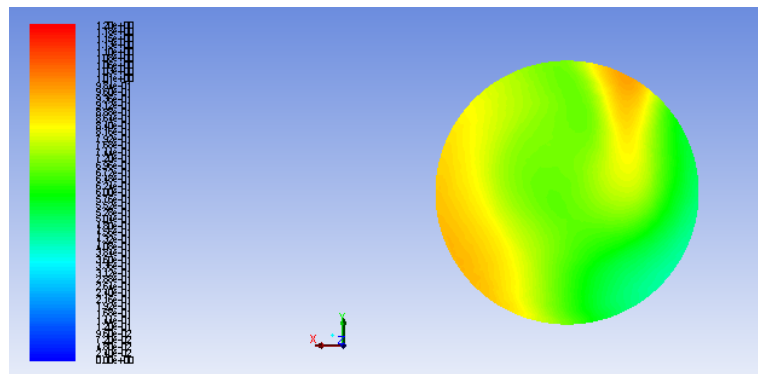


Figura 6.17: Piano contenente l'elettrodo della candela

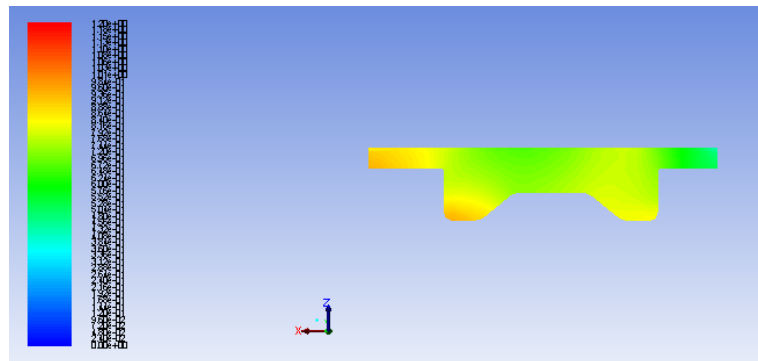


Figura 6.18: Sezione con piano contenente l'asse della bowl e normale x

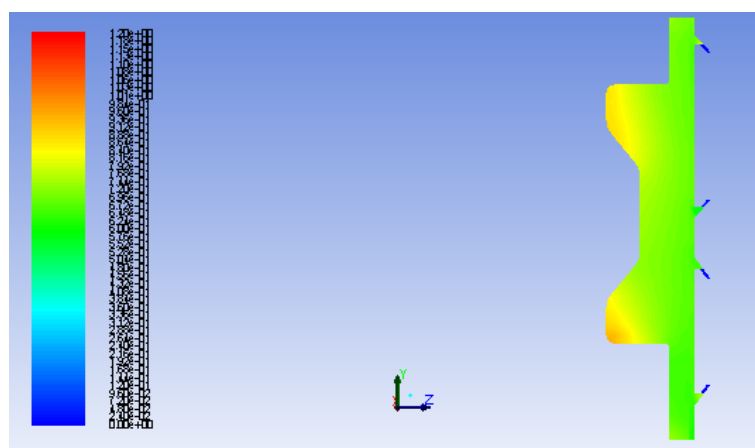


Figura 6.19: Sezione con piano contenente l'asse della bowl e normale y

6.5.3 210 BTDC

A 210° di anticipo si ha un accumulo di idrogeno nei pressi degli iniettori e della valvola di scarico, provocato dal moto di swirl impresso dal collettore di aspirazione. L'unico vantaggio è il rapporto di equivalenza pari a 1 sotto la candela che garantisce la massima velocità di combustione.

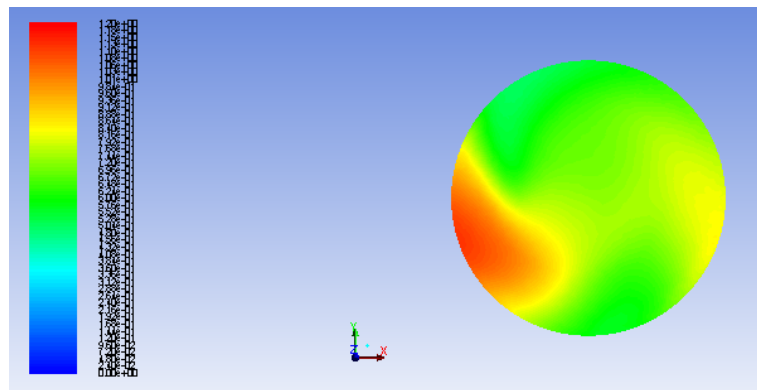


Figura 6.20: Piano contenente l'elettrodo della candela

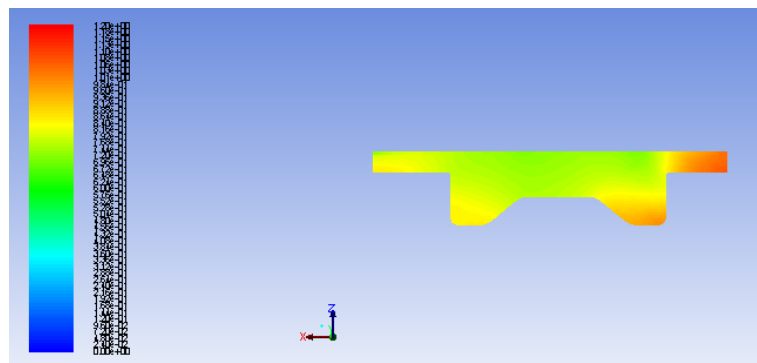


Figura 6.21: Sezione con piano contenente l'asse della bowl e normale x

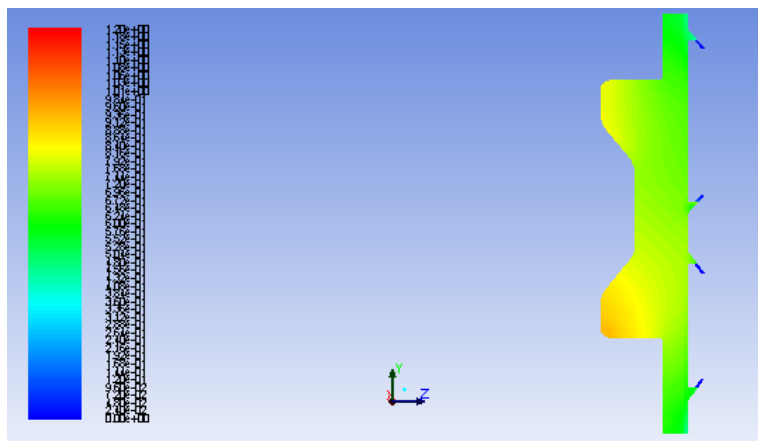


Figura 6.22: Sezione con piano contenente l'asse della bowl e normale y

6.5.4 230 BTDC

A 230° di anticipo si ha un accumulo di idrogeno nei pressi degli iniettori e della valvola di scarico, provocato dal moto di swirl impresso dal collettore di aspirazione, come nel caso a 210°; in questo caso però l'effetto risulta più marcato.

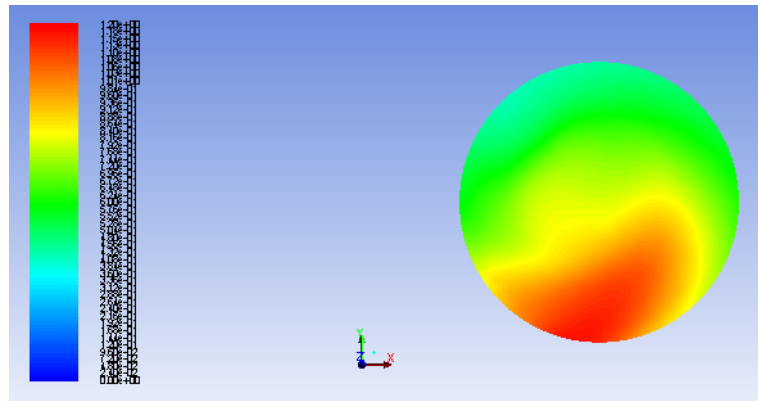


Figura 6.23: Piano contenente l'elettrodo della candela

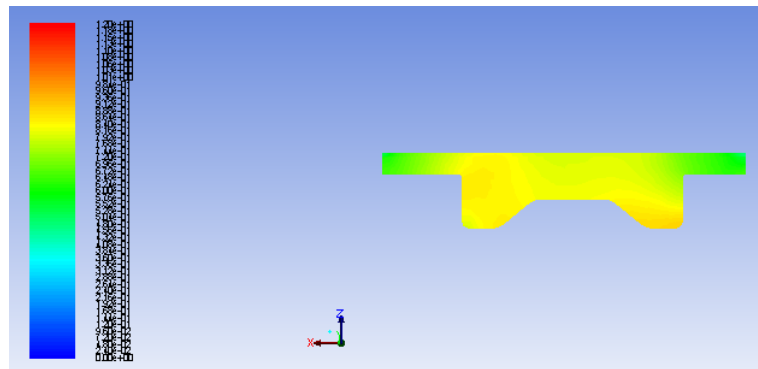


Figura 6.24: Sezione con piano contenente l'asse della bowl e normale x

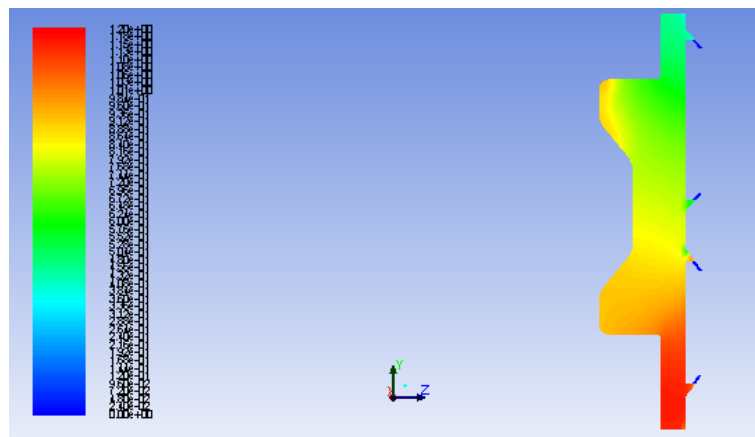


Figura 6.25: Sezione con piano contenente l'asse della bowl e normale y

6.6 Definizione di efficienza di miscelamento

Oltre al piano contenente la candela, è stato utilizzato un indice che permettesse di quantificare l'uniformità del miscelamento all'interno del volume della camera di combustione, a causa della difficoltà di rappresentazione. Questo indice può essere pesato sulla massa totale dei gas contenuti nella camera di combustione.

$$\eta_{mix} = \frac{1}{(1 + \frac{1}{M} \int_M |\Phi - \bar{\Phi}| dm)^2}$$

dove $\bar{\Phi}$ è pari a 0.8, mentre Φ è il rapporto di equivalenza locale, che è stato definito al capitolo precedente. Si riportano quindi i valori ottenuti per i casi precedenti:

1. 150 BTDC
 - $\eta_{mix}=0.646$
2. 170 BTDC
 - $\eta_{mix}=0.676$
3. 190 BTDC
 - $\eta_{mix}=0.847$
4. 210 BTDC
 - $\eta_{mix}=0.832$
5. 230 BTDC
 - $\eta_{mix}=0.791$

6.7 Analisi delle linee di flusso

Per poter capire la direzione seguita dall'idrogeno durante il miscelamento è necessario andare a visualizzare l'andamento delle linee di flusso all'interno del volume del cilindro all'angolo di manovella corrispondente alla fine iniezione. Si riportano le immagini relative al caso di 190 BTDC e 150 BTDC (iniezione a valvole chiuse).

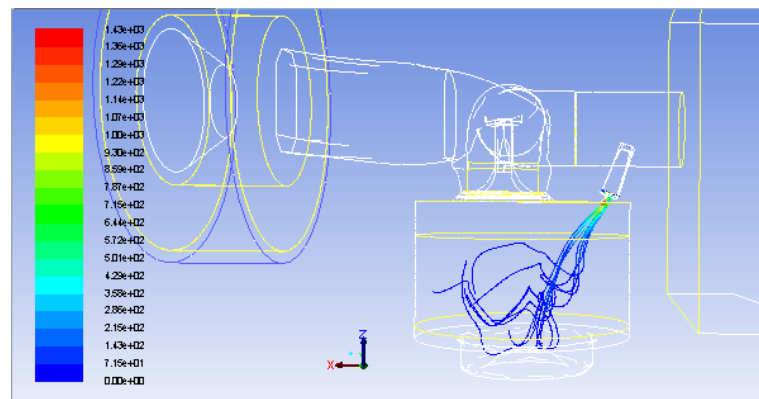


Figura 6.26: Linee di flusso seguite dall'idrogeno nel caso 150 BTDC

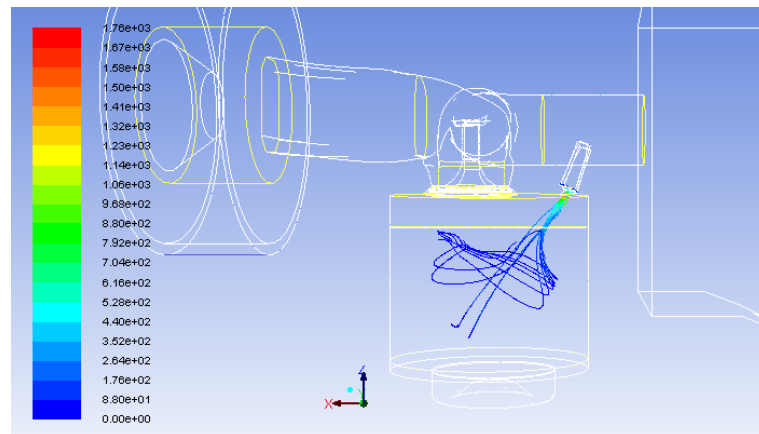


Figura 6.27: Linee di flusso seguite dall'idrogeno nel caso 190 BTDC

E' evidente come una bowl ottimizzata per anticipi di iniezione dopo il PMI non lo sia per anticipi di iniezione superiori. In questo caso infatti l'idrogeno non interagisce con le pareti della bowl, ma viene deviato immediatamente dal moto di swirl, per cui la qualità del miscelamento è dovuta principalmente al progetto del collettore di aspirazione, cioè l'elemento che genera il moto di swirl; si decide quindi di limitare le modifiche nel caso di iniezione a valvole chiuse, cercando di ottenere il miglior miscelamento possibile, in quanto anticipi di iniezione molto spinti hanno poco senso, grandi perdite volumetriche e scarsi rendimenti. Questa scelta è dettata anche dall'esigenza di poter ottenere anticipi di iniezione ancora minori, vista l'alta velocità di fiamma dell'idrogeno, a costo però di aumentare la pressione di iniezione. Infatti con pressioni di 60 bar è possibile arrivare ad avere anticipi di iniezione di pochi gradi; è facilmente intuibile l'importanza della forma della bowl in questi casi. E' inoltre importante dire che sarebbe opportuna effettuare l'iniezione a valvole chiuse per evitare possibili ritorni di fiamma (backfire) nel collettore di aspirazione, cosa possibile con l'iniezione diretta.

Capitolo 7

La geometria della camera di combustione e la sua importanza nel miscelamento

Il movimento dell'aria nei cilindri dei motori è, come accennato prima, caratterizzato da moti di Swirl, Squish e Tumble, che hanno un forte impatto sulla miscela aria-carburante e la combustione. Il moto di Swirl dell'aria è di solito generato dalla luce di aspirazione. Una buona progettazione del sistema di aspirazione genererà maggiore turbolenza e contribuirà a migliorare la combustione. L'interazione tra Swirl e Squish produce un campo di moto turbolento molto complesso a fine compressione. Questa interazione è molto più intensa nella camere di combustione rientranti. Per la conservazione del momento angolare, poichè il raggio di rotazione diminuisce, la velocità di rotazione aumenta. L'intensificazione della turbolenza è dovuta ai moti squish e reverse-squish del cielo vicino al PMS. In camere rientranti, dove la turbolenza è maggiore rispetto alle camere cilindriche, si ha una combustione più efficiente, che a sua volta provoca minori emissioni di NOX. Questo vale soprattutto per i motori Diesel, nei quali la bowl rientrante è ricercata per ottenere una combustione maggiormente localizzata. Questo è facilmente comprensibile dal fatto che nei motori Diesel, a causa sia dell'elevato rapporto di compressione richiesto (volume della camera di combustione è costituito interamente dalla bowl) sia degli anticipi di iniezione molto piccoli (accensione spontanea). Nei motori ad accensione

completa invece la bowl serve solo per generare la massima turbolenza possibile, al fine di migliorare il miscelamento dell'idrogeno con l'aria, in quanto gli anticipi di iniezioni sono molto più marcati.

Le ragioni per cui si interviene sulla bowl sono le seguenti:

- una modifica della sua geometria è più semplice dal punto di vista tecnologico e richiede un numero di lavorazioni minori rispetto alla testa;
- è possibile effettuare facilmente prove sperimentali andando a creare inserti che vengono serrati con interferenza sulla sommità superiore del pistone.

Vista la complessità dell'argomento e la molteplicità delle soluzioni possibili si è deciso di modificare la bowl mantenendo alcune proprietà geometriche costanti, ovvero:

- volume tale da garantire un rapporto di compressione pari a 10:1
- geometria assialsimmetrica
- centro della bowl di partenza lungo l'asse originale

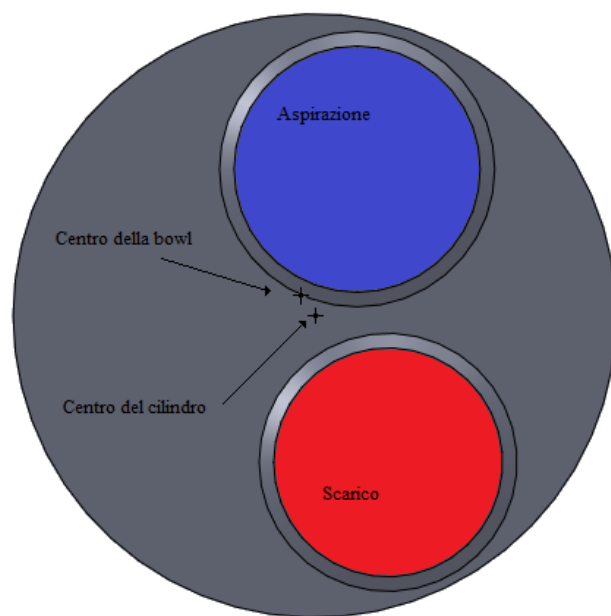


Figura 7.1: Posizione del centro della bowl

Inizialmente le modifiche riguarderanno esclusivamente due parametri:

- angolo di inclinazioni delle pareti della bowl
- profondità della bowl

Si riportano in figura le entità geometriche passibili di modifiche.

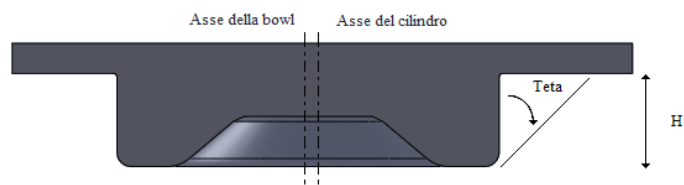


Figura 7.2: Entità geometriche su cui si interviene

Nonostante la simulazione con anticipo di iniezione di 150° sia risultata la peggiore dal punto di vista del miscelamento, le successive prove saranno effettuate mantenendo questo angolo in modo da far risaltare maggiormente il miglioramento del miscelamento espresso dalle relazioni di efficienza di miscelamento in quanto con un anticipo maggiore il miscelamento sarà sicuramente migliore.

7.1 Simulazioni con variazione della profondità della bowl

Altezza di 5 mm



Figura 7.3: Bowl con profondità 5 mm

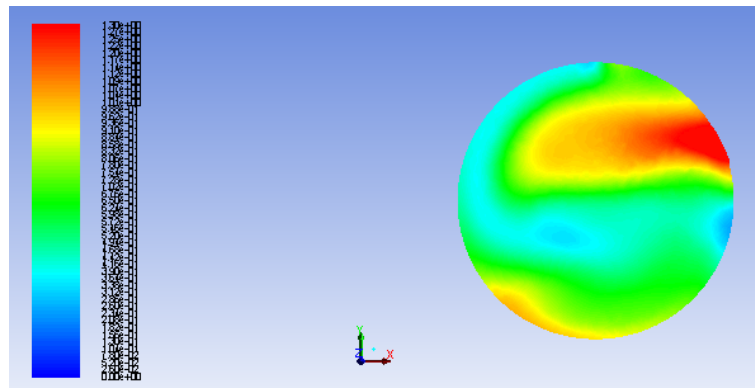


Figura 7.4: Piano contenente l'elettrodo della candela

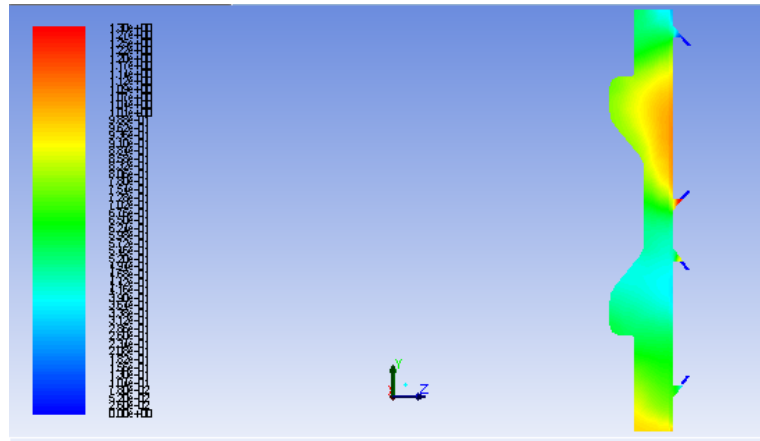


Figura 7.5: Sezione con piano contenente l'asse della bowl e normale x

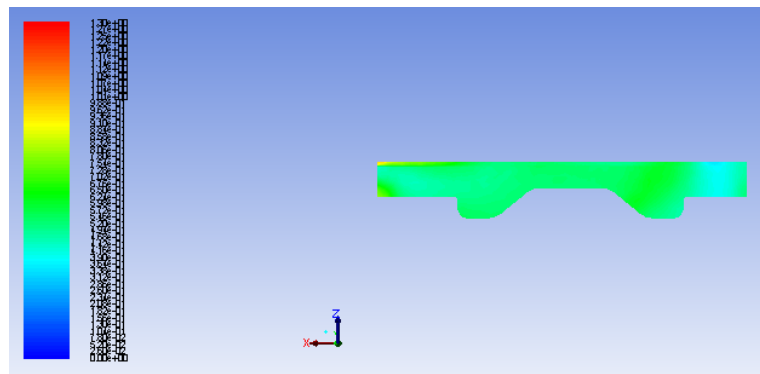


Figura 7.6: Sezione con piano contenente l'asse della bowl e normale y

Altezza di 7 mm

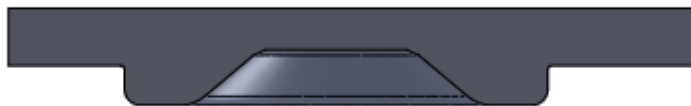


Figura 7.7: Bowl con profondità 7 mm

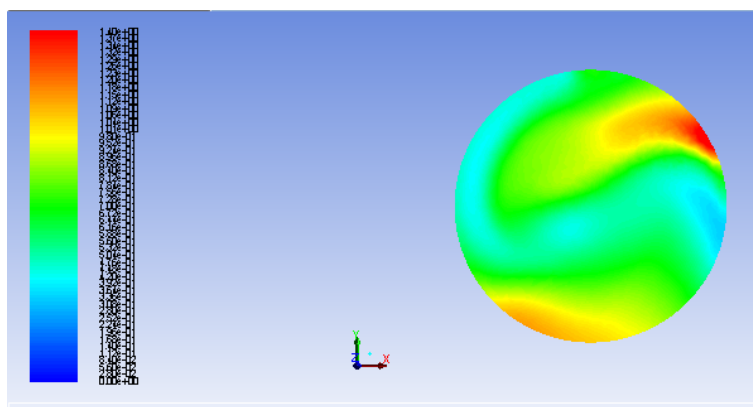


Figura 7.8: Piano contenente l'elettrodo della candela

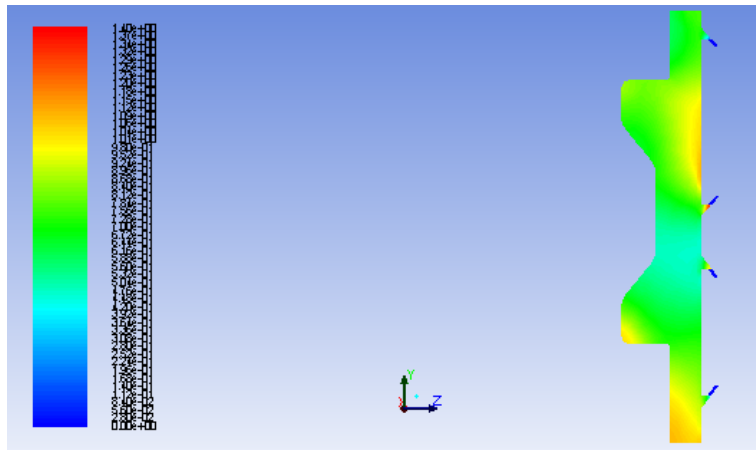


Figura 7.9: Sezione con piano contenente l'asse della bowl e normale x

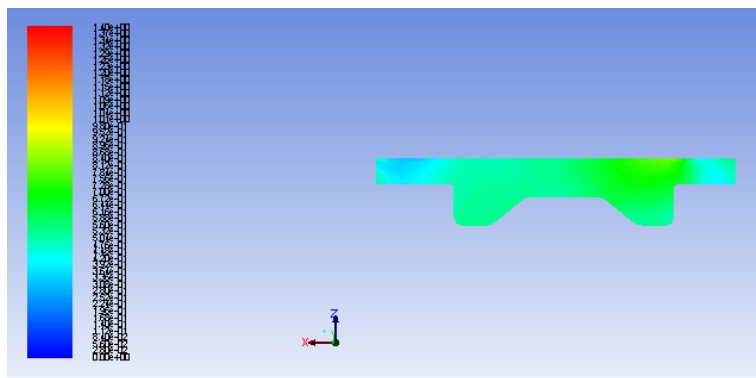


Figura 7.10: Sezione con piano contenente l'asse della bowl e normale y

Altezza di 10 mm



Figura 7.11: Bowl con profondità 10 mm

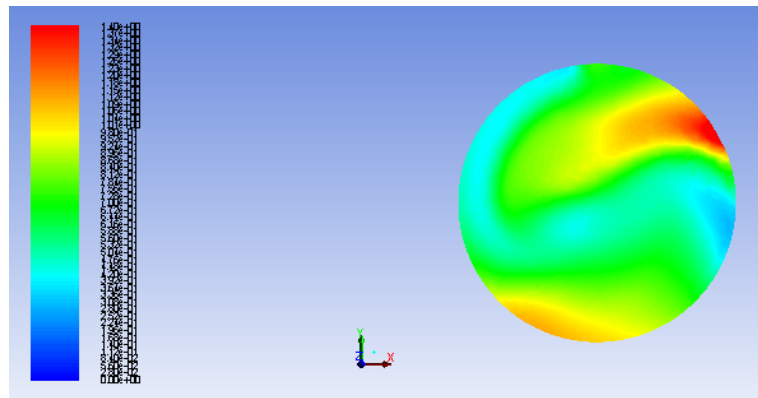


Figura 7.12: Piano contenente l'elettrodo della candela

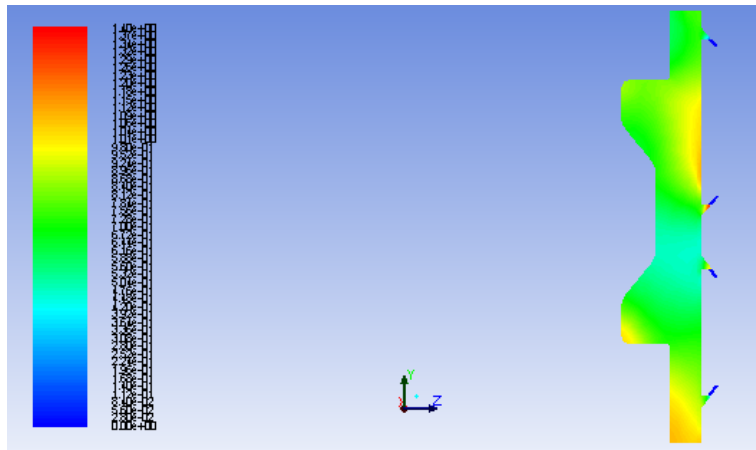


Figura 7.13: Sezione con piano contenente l'asse della bowl e normale x

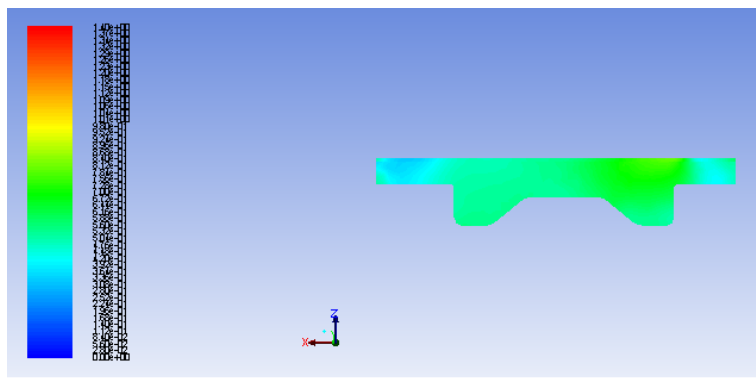


Figura 7.14: Sezione con piano contenente l'asse della bowl e normale y

7.2 Simulazioni con variazione dell'inclinazione delle pareti della bowl

Le prove vengono effettuate esclusivamente con bowl non rientranti; il motivo è stato scritto precedentemente.

Inclinazione di 15°



Figura 7.15: Bowl con pareti inclinate a 15°

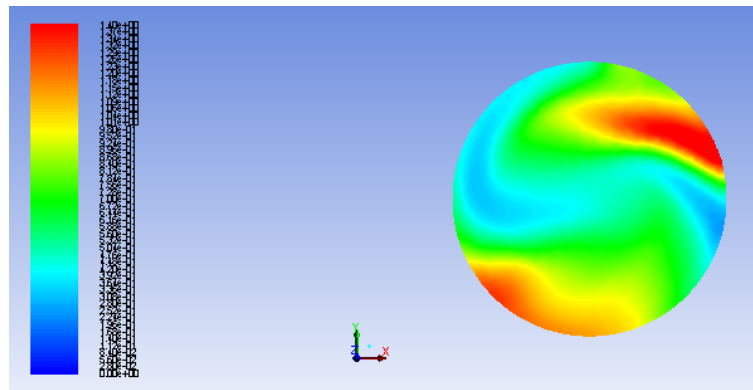


Figura 7.16: Piano contenente l'elettrodo della candela

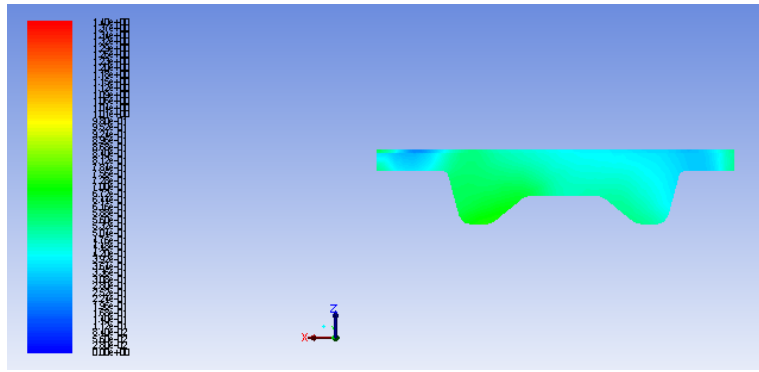


Figura 7.17: Sezione con piano contenente l'asse della bowl e normale x

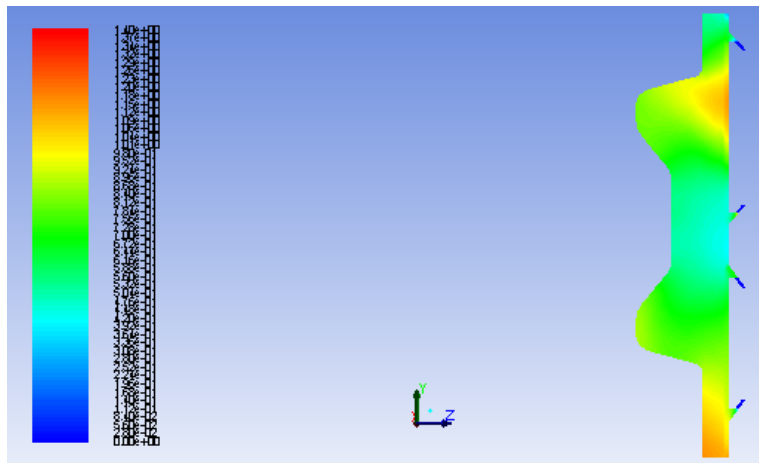


Figura 7.18: Sezione con piano contenente l'asse della bowl e normale y

Inclinazione di 30°



Figura 7.19: Bowl con pareti inclinate a 30°

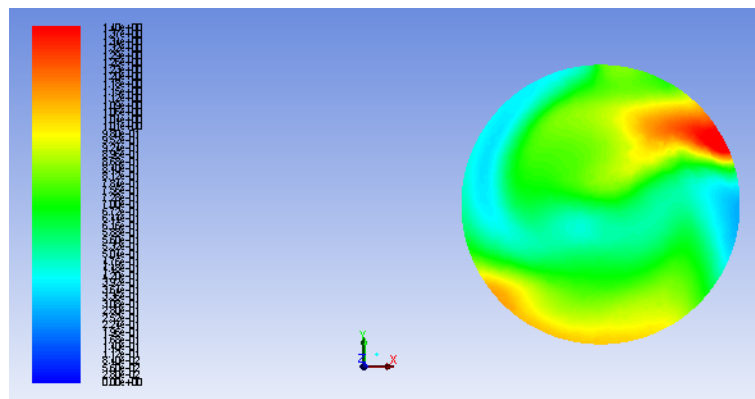


Figura 7.20: Piano contenente l'elettrodo della candela

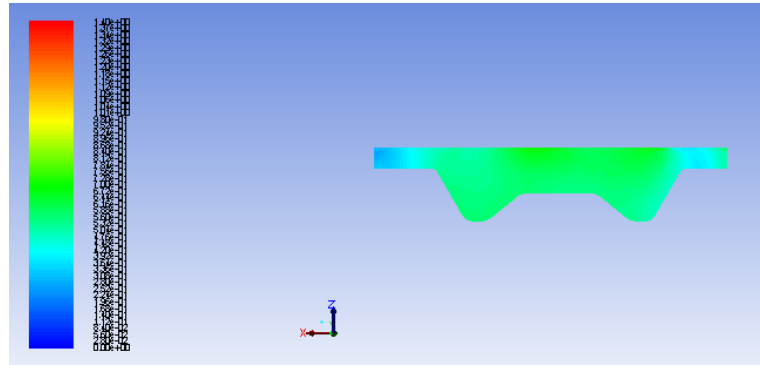


Figura 7.21: Sezione con piano contenente l'asse della bowl e normale x

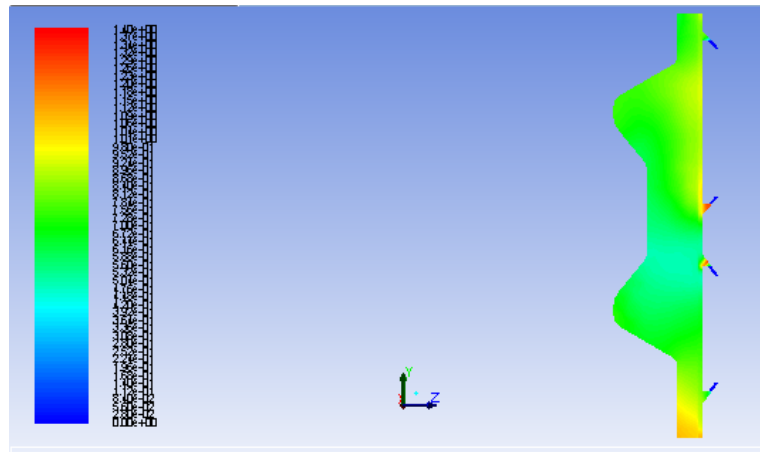


Figura 7.22: Sezione con piano contenente l'asse della bowl e normale y

Inclinazione di 45°



Figura 7.23: Bowl con pareti inclinate a 45°

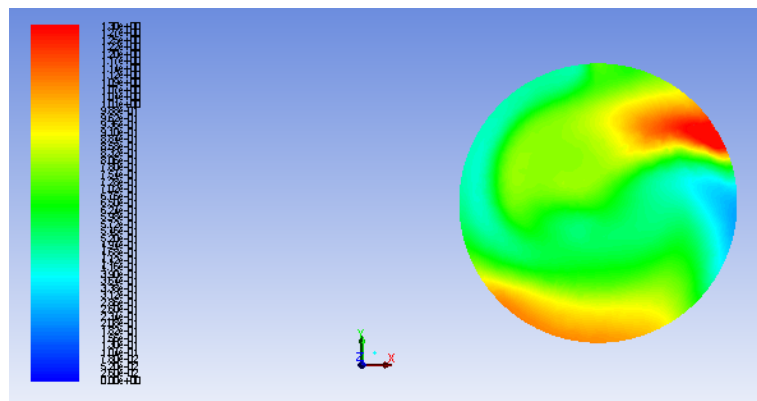


Figura 7.24: Piano contenente l'elettrodo della candela

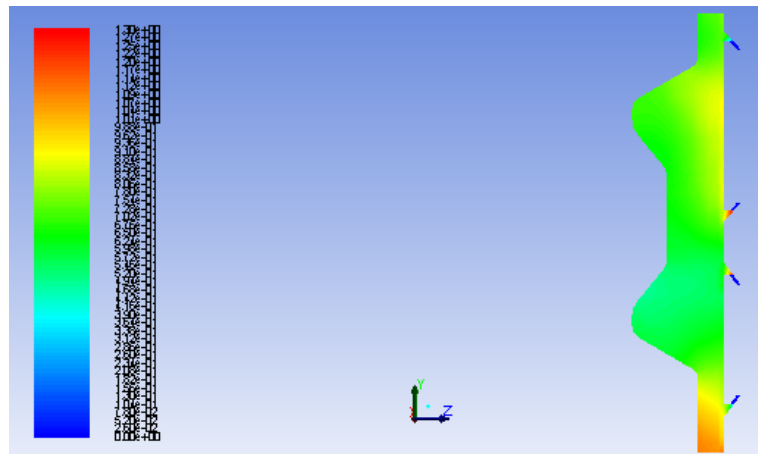


Figura 7.25: Sezione con piano contenente l'asse della bowl e normale x

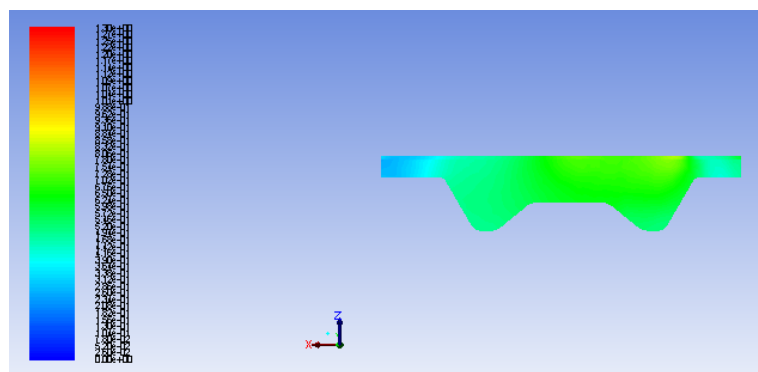


Figura 7.26: Sezione con piano contenente l'asse della bowl e normale y

Per la variazione di inclinazione delle pareti sono state scelti i valori di $0^\circ, 15^\circ, 30^\circ$ e 45° ; esse mostrano come, all'aumentare dell'angolo, il miscelamento migliori sia sul piano contenente la candela sia nell'intero volume della camera di combustione. Tutte mostrano una lingua al di sotto del collettore di aspirazione, dove il rapporto di equivalenza varia tra 1, al di sotto della valvola, e 1.4, vicino alla parete del cilindro. Questo potrebbe causare una preaccensione della carica a causa della formazione di hot spots. Invece per quanto riguarda la situazione nella zona dell'elettrodo della candela, la situazione migliora con l'aumentare dell'inclinazione dell'angolo della parete della bowl; si passa infatti da valori di rapporto di equivalenza di 0.4 nel caso di angolo di 15° a valori di 0.8 negli altri due casi. Questi ultimi due differiscono molto per quanto riguarda la zona attorno alla candela: infatti, nel caso di 30° si presentano lingue con rapporto di equivalenza piuttosto basso, situazione che non accade nel caso a 45° . Per quanto riguarda l'efficienza di miscelamento si sono ottenuti i seguenti valori:

- 15° : $\eta_{mix_M}=0.649$
- 30° : $\eta_{mix_M}=0.681$
- 45° : $\eta_{mix_M}=0.692$

Per le simulazioni con variazione di altezza, sono stati scelti i valori di 5 mm, 7 mm, 10 mm e 13 mm. In questo si ha che i casi migliori risultano per valori intermedi: infatti, come visibile in figura sottostante, nei casi di 13 mm e 5 mm il miscelamento risulta pessimo, in quanto si raggiungono valori del rapporto di equivalenza di 0,4-0,5 nella zona sotto la candela e valori superiori ad 1.2 nella zona sottostante alla valvola di aspirazione. Nei casi di 7 mm e 10 mm invece si nota come nei pressi della candela venga raggiunto il valore di rapporto di equivalenza di 0.8. Per quanto riguarda l'efficienza di miscelamento si sono ottenuti i seguenti valori:

- 5mm: $\eta_{mix_M}=0.652$
- 7mm: $\eta_{mix_M}=0.688$
- 10mm: $\eta_{mix_M}=0.684$

7.3 Confronto tra 45° e 60°

Vista la tendenza di un migliore miscelamento all'aumentare dell'angolo di inclinazione delle pareti della bowl sono state effettuate ulteriori due prove per mettere a confronto un angolo di 45° con uno di 60°. Per poter ottenere un angolo così ampio si è reso necessario diminuire la profondità della bowl, che è stata scelta pari a 7 mm, cioè la profondità che ha dato il miglior risultato nelle prove in cui veniva variata la bowl. Queste prove sono necessarie per capire se conviene aumentare ulteriormente l'angolo di inclinazione, magari arrivando ad ottenere un pistone piatto.

Inclinazione di 45° e profondità di 7 mm



Figura 7.27: Bowl con profondità 7 mm e pareti inclinate a 45°

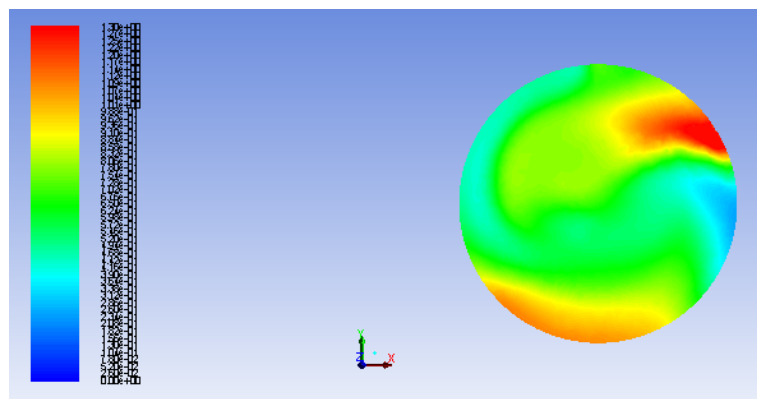


Figura 7.28: Piano contenente l'elettrodo della candela

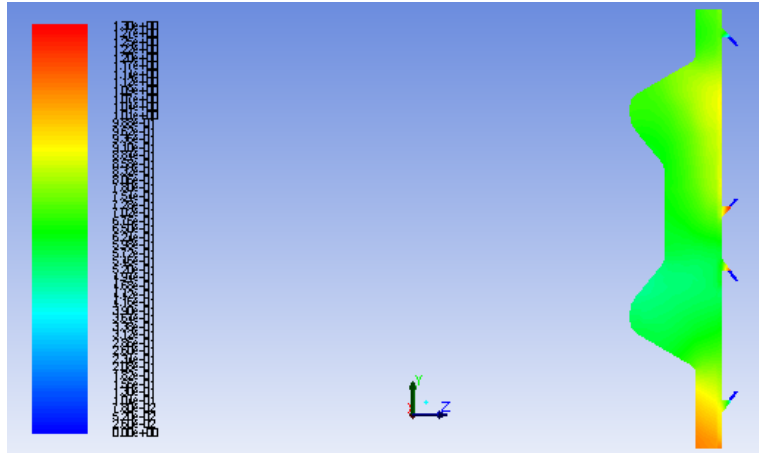


Figura 7.29: Sezione con piano contenente l'asse della bowl e normale x

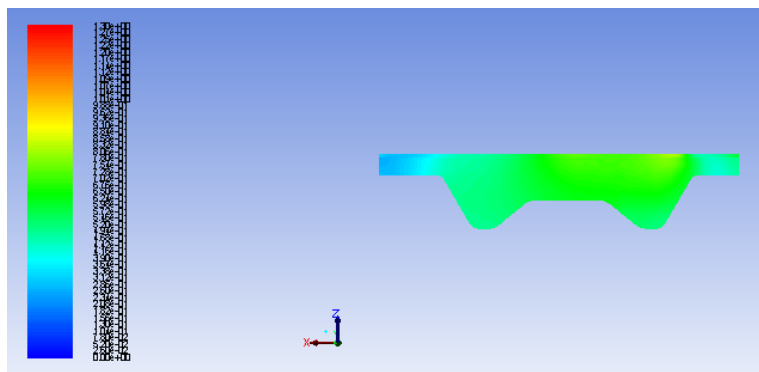


Figura 7.30: Sezione con piano contenente l'asse della bowl e normale y

Inclinazione di 60° e profondità di 7 mm



Figura 7.31: Bowl con profondità 7 mm e pareti inclinate a 60°

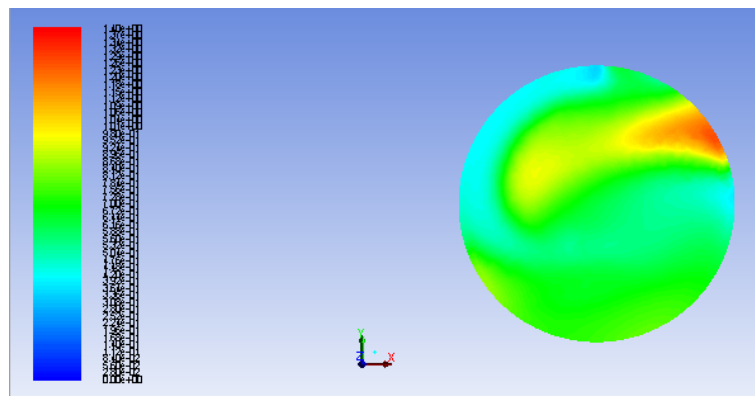


Figura 7.32: Piano contenente l'elettrodo della candela

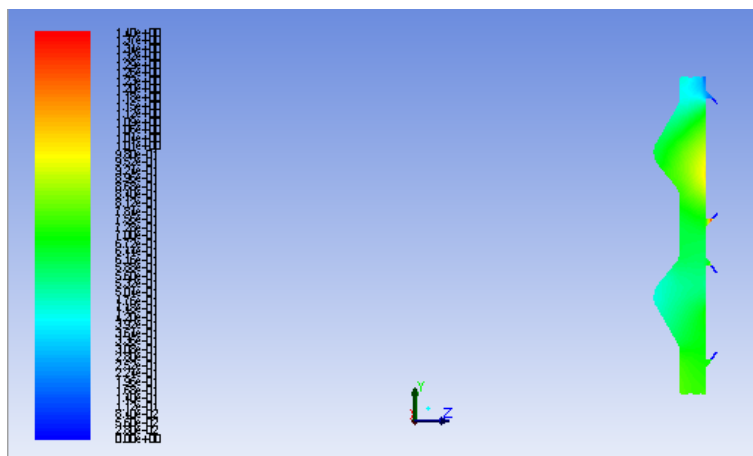


Figura 7.33: Sezione con piano contenente l'asse della bowl e normale x

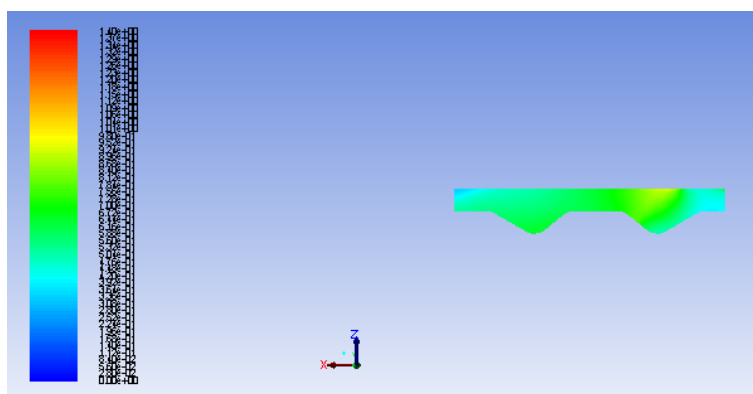


Figura 7.34: Sezione con piano contenente l'asse della bowl e normale y

Il caso con pareti inclinate a 45° risulta il migliore; infatti si ha un miscelamento più uniforme su tutta la superficie e nel volume. E' possibile notare come in entrambi i casi si sia ridotto notevolmente il valore del rapporto di equivalenza al di sotto della valvola di aspirazione, raggiungendo il valore massimo di 1,1 nel caso a 45° e 1,2 nel caso a 60° . La zona dove è la candela invece presenta un rapporto di equivalenza di 0,9, che assicura una rapida combustione della carica. Nel caso a 60° l'uniformità del miscelamento nella zona della valvola di scarico è migliore rispetto al caso a 45° . Per quanto riguarda l'efficienza di miscelamento si sono ottenuti i seguenti valori:

- $45^\circ: \eta_{mix_M} = 0.728$
- $60^\circ: \eta_{mix_M} = 0.703$

7.4 Influenza della forma della parete

E' stato inoltre indagato il caso in cui le pareti della bowl si presentino non rette, ma curve. I casi studiati sono quelli del miglior caso delle precedenti simulazioni, ovvero quello con le pareti a 45° . Per quanto riguarda la curvatura è stata utilizzato un raggio di curvatura pari a 12 mm, sia verso l'interno, che verso l'esterno.



Figura 7.35: Bowl con pareti curvate in fuori

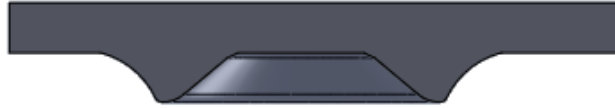


Figura 7.36: Bowl con pareti curvate in dentro

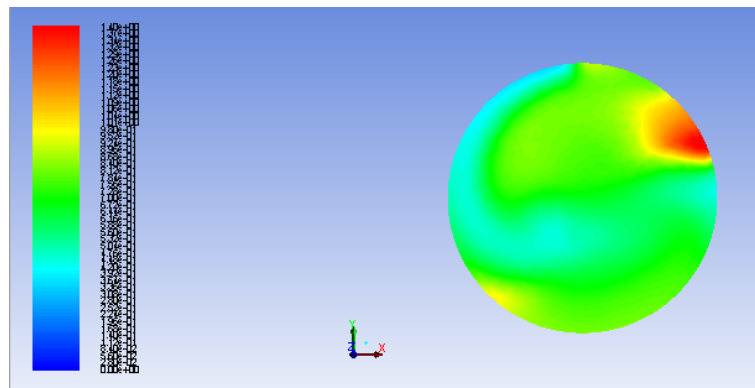


Figura 7.37: Bowl con pareti curvate in fuori

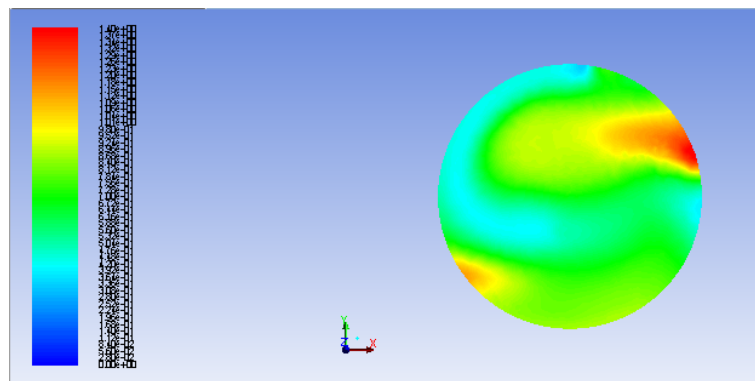


Figura 7.38: Bowl con pareti curvate in dentro

Innanzitutto in entrambi i casi l'uniformità di miscelamento si è rilevata peggiore sia sul piano contenente la candela, sia nel volume. In particolare si ha, in presenza della valvola di aspirazione, una zona in cui il rapporto di equivalenza torna a valori prossimi di 1,4. Nel caso con pareti curvate all'infuori si ha comunque una vasta

zona attorno alla candela in cui il valore del rapporto di equivalenza si attesta sui valori ottimali, ovvero 0,8. Per quanto riguarda l'efficienza di miscelamento si sono ottenuti i seguenti valori:

- in fuori°: $\eta_{mix_M}=0.715$
- in dentro°: $\eta_{mix_M}=0.704$

7.5 Proposta definitiva di una geometria della camera di combustione

E' stato abbandonato il vincolo di assialsimmetria, mantenendo comunque il centro della bowl sull'asse originale; la bowl proposta ha sempre una profondità di 7 mm, ma un'inclinazione delle pareti laterali variabile da 43.5° a 63.2° e un piston crown a sezione anulare di spessore 7,5 mm. La forma è riportata nella figura sottostante.

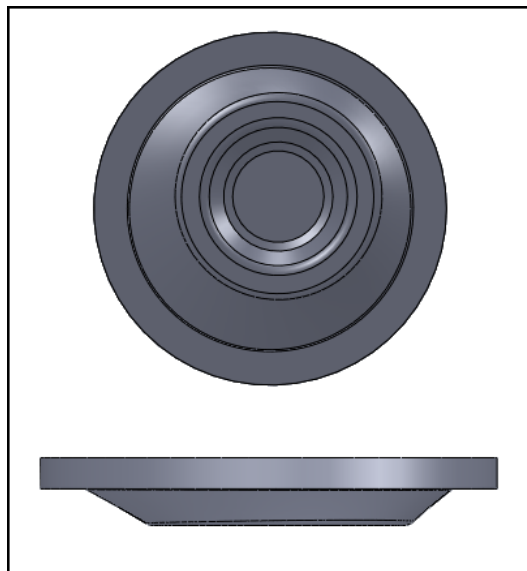


Figura 7.39: Geometria definitiva

Si riporta anche la figura del pistone con la bowl effettiva ricavata al proprio interno.

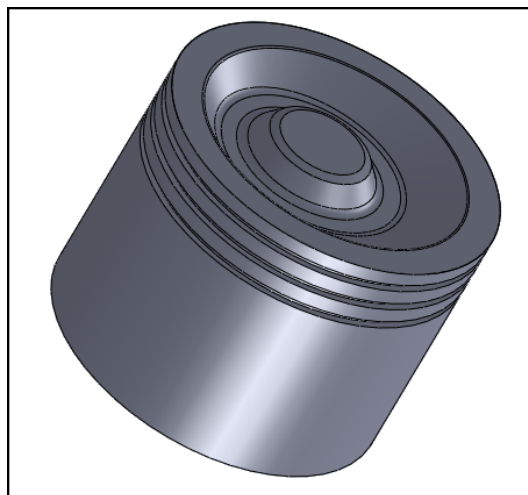


Figura 7.40: Pistone con bowl interna

Si riporta nella figura sottostante la distribuzione dell'idrogeno nel piano contenente la candela.

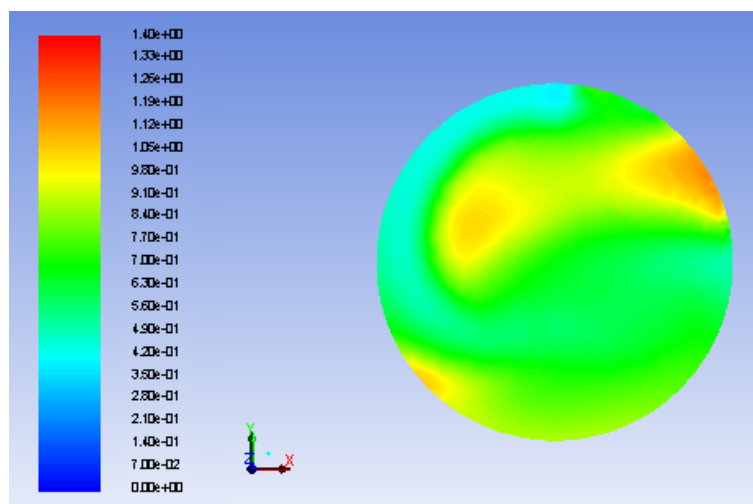


Figura 7.41:

Con questa soluzione si è ottenuto un miglioramento nella zona centrale e nella zona della valvola di scarico; nella zona intorno alla candela si è ottenuto un un rap-

porto di equivalenza vicino al rapporto stechiometrico, in quanto l'inclinazione crescente che il moto di swirl incontra causa un maggior concentramento dell'idrogeno nella parte interna del cilindro. Come efficienza di miscelamento si è ottenuto un valore di 0,731.

Capitolo 8

Conclusioni

Al termine di questo lavoro di tesi, in cui è stata fatta una serie di simulazioni numeriche dell'iniezione di idrogeno in un motore a combustione interna, si può concludere che la CFD è un metodo di indagine preliminare estremamente preciso e che può dare indicazioni preziosissime in fase progettuale, sebbene non possa rimpiazzare i dati sperimentali. I risultati ottenuti sono perfettamente in linea con le esperienze di laboratorio, nonostante gli errori dovuti alla non conoscenza delle temperature di parete, alla caratterizzazione del filtro dell'aria, alla geometria effettiva degli iniettori, agli effetti dinamici trascurati a causa della partenza da motore da fermo nelle simulazioni, alla propagazione dell'errore di troncamento. Per una migliore completezza del modello sarebbe opportuno implementare anche la combustione, per vedere l'effettivo moto del fronte di fiamma, determinare l'istante migliore per l'anticipo di ignizione e valutare la quantità di NOx che si sprigionano. Le prove eseguite hanno mostrato che fino ad un certo angolo compreso tra 45° e 60° l'idrogeno viene maggiormente concentrato all'interno del cilindro. Una inclinazione variabile in direzione contraria al moto di swirl ha permesso all'idrogeno di diffondersi maggiormente nella zona della valvola di scarico, che è rimasta su valori del rapporto di equivalenza bassi (0,4) nelle precedenti prove. La geometria proposta ha mostrato un miglioramento dell'efficienza di miscelamento del 13% rispetto alla geometria di partenza nel caso di iniezione a valvola chiusa; tuttavia a partire da questa sarà necessario effettuare una campagna di simulazioni con modifiche più mirate. Sarà necessario cercare il giusto compromesso tra le inclinazioni massima e minima, che

dipenderanno dallo spessore della piston crown. Sarà inoltre necessario investigare in maniera più scrupolosa quale sia la profondità ottima, in quanto è stata utilizzata sempre una profondità di 7 mm. In ultima istanza è necessario sottolineare che non sono state effettuate modifiche alla parte interna della bowl, in quanto la geometria dipende fortemente dalla posizione del centro della bowl nel cilindro, che è stata mantenuta fissa durante le simulazioni eseguite, in quanto avrebbe richiesto un numero elevato di prove. E' opportuno ricordare che la CFD è un metodo di indagine preliminare estremamente preciso, sebbene non possa rimpiazzare i dati sperimentali.

Appendice A

Consigli per la costruzione e simulazione del modello

- Inizializzazione iniziale: per l'inizializzazione iniziale è necessario selezionare i volumi corrispondenti all'intera camera di combustione e all'intero impianto di scarico e definire temperatura (1055 K) e specie chimiche, dovute ai gas residui (0,05 in massa di O_2 , 0,74 in massa di N_2 e il resto sarà vapore acqueo).
- Disattivazione collettore di scarico: alla chiusura della valvola di scarico (10°) è possibile disattivare l'intero impianto di scarico, al fine di ridurre il costo computazionale.
- Iniettori: è necessario calibrare gli iniettori, cioè aumentare l'area di efflusso rispetto ai calcoli teorici, in quanto si ha una perdita di portata durante la fase di iniezione. E' possibile disattivare la mesh degli iniettori durante la fase di aspirazione e attivarli quando necessario.
- Inizializzazione iniezione: è necessario fermarsi ad un timestep precedente rispetto a quello di iniezione; in questo modo la comparsa di un campo di moto improvviso dovuta alla comparsa dell'idrogeno viene gestita ad iniettori chiusi e fornisce una simulazione migliore durante la successiva apertura degli stessi.
- Disattivazione collettore di aspirazione: alla chiusura della valvola di aspirazione, è possibile disattivare il collettore di aspirazione, compreso di filtro.

Bibliografia

- [1] John B. Heywood. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill International Editions
- [2] Andrea Baccioli. *Analisi CFD dell'iniezione e del miscelamento in un motore ad iniezione diretta di idrogeno*.