



**Politecnico
di Torino**

Politecnico di Torino

Corso di laurea magistrale in Ingegneria meccanica

Anno accademico 2021/2022
Sessione di Laurea Luglio 2022

**Aspetti modellistici e topologici nella
simulazione del ciclo indicato di un motore
alternativo con OpenFOAM**

Relatori:

Prof. Mirko Baratta
Prof.ssa. Daniela Anna Misul
Prof. Tommaso Lucchini
Ing. Lorenzo Sforza

Candidato:

Gianmarco Monti

Ai miei genitori

Sommario

Abstract	X
Abstract	XII
Elenco abbreviazioni	XIV
Indice delle figure	XV
Indice delle tabelle	XVII
1 Introduzione	1
1.1 Computational Fluid Dynamics (CFD)	2
1.2 Procedura di analisi	4
1.3 Modelli di turbolenza	4
1.4 Discretizzazione	9
2 Pre-processing	10
2.1 Geometria	10
2.2 Ipotesi preliminari per la generazione della mesh	14
2.3 Generazione mesh	19
2.4 Preparazione file .stl di riferimento	21
2.5 Patches	23
2.6 BlockMesh	26
2.7 SnappyHexMesh	27
2.8 Gap Level Increment	28
2.9 Mesh motion	32
2.10 Criteri di qualità della mesh	35
3 Mesh base	36
3.1 Raffinamenti volumetrici	36
3.2 Durata angolare mesh	41
3.3 Numero di celle	43
4 Moti della carica	47
4.1 Stepped-lip bowl	49
4.2 PIV Particle Image Velocimetry	53
5 Set up simulazioni	56
6 Risultati simulazioni	62
6.1 Simulazione Ø	63
Ciclo indicato	63
Compressione ed espansione	64
Scarico e aspirazione	66

7	Coefficiente di efflusso attraverso la valvola, portata d'aria, swirl	72
8	Analisi di sensitività	85
8.1	Modifica traccia di pressione nei condotti di aspirazione	86
8.2	Aggiunta serbatoio di aspirazione	87
8.3	Procedura generazione layers	88
8.4	Mesh da 5 milioni di celle	92
9	Heat Transfer	95
10	Campi di velocità e confronto dei campi di moto con le analisi PIV	106
	Aspirazione	106
	Compressione	111
11	Conclusioni e Sviluppi futuri	114
	Ringraziamenti	116
	Appendici OpenFOAM	I
	BlockMeshDict	I
	CreateEngineStdDict	III
	CreatePatchDict	V
	EngineGeometry	XI
	SnappyHexMeshDict	XVI
	EngineControlDict	XXVI

Abstract

La richiesta di disponibilità energetica a livello mondiale è in continua crescita a causa dell'aumento della popolazione e della qualità della vita. Per quanto concerne il settore dei trasporti in particolare, l'utilizzo di combustibili fossili destinati alla propulsione terrestre è stata la principale soluzione adottata da molti anni, in quanto presenta vantaggi come l'ampia disponibilità e facilità di stoccaggio a bordo veicolo.

Tuttavia il settore dei trasporti è tra i maggiori responsabili della produzione del global greenhouse gas (GHG) e delle principali emissioni di inquinanti. Questo aspetto negativo, insieme all'incessante volontà di migliorare il processo di combustione al fine di incrementarne l'efficienza, ha condotto i governi e la comunità scientifica a spingere la ricerca verso un processo di decarbonizzazione del settore dei motori a combustione interna.

Da un lato, l'utilizzo di combustibili alternativi è una soluzione in grado di abbassare il quantitativo di CO₂ emessa accompagnato da un processo di miglioramento di efficienza, dall'altro il processo di elettrificazione del powertrain si sta rivelando una soluzione che nel lungo termine potrebbe avere un impiego molto diffuso.

In questo scenario, i motori diesel ancora giocano un ruolo importante nel garantire, se correttamente sviluppati, un futuro sostenibile. In particolare diventano fondamentali le caratteristiche del moto del fluido che si sviluppa in camera di combustione nel determinare le prestazioni del motore. I moti che si sviluppano in camera garantiscono il corretto miscelamento dell'aria con il combustibile, così come l'avvio del processo di combustione e il conseguente controllo degli inquinanti. È dunque essenziale capire come prevedere questi fenomeni al fine di controllarli nella maniera più sostenibile possibile.

In questo panorama la simulazione fluidodinamica CFD sui motori a combustione interna rappresenta uno strumento essenziale in grado di sviluppare una metodologia capace di predire i moti della carica all'interno del cilindro e la loro influenza sul processo di mescolamento aria combustibile.

In questo lavoro è stata svolta una analisi sulla procedura di generazione della mesh al fine di condurre delle simulazioni cold flow full-cycle attraverso l'utilizzo di OpenFOAM, un codice open-source per analisi CFD, e della Lib-ICE, una libreria di programmi sviluppata dall'ICE Group del Politecnico di Milano specificamente per le simulazioni concernenti i motori a combustione interna.

L'obiettivo della tesi è quello di ottenere delle simulazioni il più possibili precise e che possano fornire in output il controllo delle principali grandezze fisiche che caratterizzano i processi di mescolamento dell'aria all'interno del cilindro e la seguente formazione dei campi di moto, così da gettare le basi per simulare l'iniezione e la combustione dell'idrogeno.

I risultati ottenuti sono stati validati tramite confronto con i dati sperimentali, come la curva di pressione sull'intero ciclo, l'andamento della portata d'aria, il trend dello swirl ratio, la temperatura in camera di combustione. La mesh è stata sviluppata per riprodurre un motore diesel monocilindrico con accesso ottico

del Sandia National Laboratories, dal quale sono presenti dei database con vari risultati sperimentali ottenuti. La mesh è stata ottenuta garantendo un buon compromesso tra qualità e peso computazionale per il running della simulazione, che ricopre l'intero ciclo motore. E' emerso che la curva di pressione durante la fase di aspirazione presenta un trend poco accurato rispetto ai dati sperimentali, dovuto alla scarsa qualità della mesh nella zona della sede valvola durante i primi angoli dopo l'apertura delle valvole di aspirazione. Sono stati in seguito discussi gli step necessari alla ottimizzazione della mesh stessa.

Si è in seguito effettuata un'analisi sui modelli di scambio termico mediante wall functions per la corretta predizione dei flussi termici scambiati in camera di combustione e l'effetto che essi hanno sull'accuratezza dei risultati della simulazione. In ultimo, si sono analizzati gli effetti dei condotti tangenziale ed elicoidale nel promuovere i moti di swirl durante la fase di aspirazione e compressione.

Abstract

The demand for energy availability worldwide is constantly growing due to the increase of the population and the quality of life. As far as the transport sector is concerned, the use of fossil fuels for land propulsion has been the main solution adopted for many years, as it has advantages such as wide availability and ease of storage on board of the vehicle.

However, the transport sector is responsible for almost 14% of global greenhouse gas (GHG) production and the main pollutant emissions. This negative aspect, together with the relentless desire to improve the combustion process in order to increase its efficiency, has led governments and the scientific community to push the research towards a process of decarbonisation of the internal combustion engine sector.

On the one hand, the use of alternative fuels is a solution capable of lowering the amount of CO₂ emitted together with an efficiency improvement process, on the other hand the electrification process of the powertrain is proving to be a solution that in the long term could have a widespread use.

In this scenario, diesel engines still play an important role in ensuring, if properly developed, a sustainable future. In particular, the characteristics of the motion of the fluid that develops in the combustion chamber are fundamental in determining the performance of the engine. The motions that develop in the chamber ensure the correct mixing of the air with the fuel, as well as the start of the combustion process and the consequent control of pollutants. It is therefore essential to understand how to predict these phenomena in order to control them as sustainably as possible.

In this context, the CFD fluid dynamic simulation on internal combustion engines represents an essential tool capable of developing a methodology in order to predict the motions of the charge inside the cylinder and their influence over the air-fuel mixing process.

In this work an analysis was carried out on the mesh generation procedure in order to conduct full cycle cold flow simulations through the use of OpenFOAM, an open-source code for CFD analysis, and the Lib-ICE, a library of programs developed by the ICE Group of the Politecnico di Milano specifically for simulations concerning internal combustion engines.

The main goal of the thesis is to obtain simulations that are as accurate as possible and that can provide the control of the main physical quantities that characterize the mixing processes of the air inside the cylinder and the following formation of the motion fields, in order to lay the foundations for simulating the injection and combustion of hydrogen.

The results obtained were validated by comparison with experimental data, such as the pressure curve over the whole cycle, the air mass flow rate, the swirl ratio trend, the temperature in the combustion chamber. The mesh was developed to reproduce a single-cylinder diesel engine with optical access from Sandia National Laboratories, from which there are databases with various experimental results obtained. The mesh was

obtained by ensuring a good compromise between quality and computational weight for the running of the simulation, which covers the entire motor cycle. It emerged that the pressure curve during the intake phase presents an inaccurate trend compared to the experimental data, due to the poor quality of the mesh in the valve seat area during the first crank angle degrees after opening the intake valves. The steps necessary for the optimization of the mesh itself were then discussed.

An analysis on the heat exchange models through the use of wall functions was then carried out, in order to understand the correct prediction of the heat flows exchanged in the combustion chamber and the effect they have on the accuracy of the simulation results. Finally, the effects of the tangential and helical ducts in promoting swirl motions during the intake and compression phases were analyzed.

Elenco abbreviazioni

BDC	bottom dead center
BEV	battery electric vehicle
bTDC	before top dead center
CAD	crank angle deegre
CFD	computational fluid dynamics
CN	Courant number
EVC	exhaust valve closing
EVO	exhaust valve opening
FCEV	fuel cell electric vehicle
HEV	hybrid electric vehicle
IMEPg	gross indicated mean effective pressure
ICE	Internal combustion engine
IVC	intake valve closing
IVO	intake valve opening
LES	large eddy simulation
OpenFOAM	open Source Field Operation and Manipulation
PHEV	plug-in hybrid electric vehicle
PIV	particle image velocimetry
pmi	pressione media indicata
RANS	Reynolds-averaged Navier-Stokes Equations
RE	re-entrant
SL	stepped lip
SOI	start of injection
stl	standard triangle language
TDC	top dead center
WOT	Wide open throttle

Indice delle figure

Figura 1.1 Relazione tra y^+ e u^+ nelle tre regioni dello strato a parete.....	8
Figura 2.1 Sezione pistone stepped-lip.....	10
Figura 2.2 Pistone stepped-lip.....	11
Figura 2.3 File stl di riferimento.....	12
Figura 2.4 File stl modificato.....	13
Figura 2.5 Vista del cilindro e dei condotti di aspirazione e scarico vicino le valvole.....	13
Figura 2.6 Geometria prima e dopo le ipotesi semplificative.....	14
Figura 2.7 Dettaglio valvole di swirl.....	15
Figura 2.8 Valvole a farfalla reali nei condotti di aspirazione.....	16
Figura 2.9 Legge di alzata valvole	16
Figura 2.10 Alzata valvole.....	17
Figura 2.11 Gioco laterale.....	17
Figura 2.12 Effetto del rapporto di compressione sulla pressione massima al TDC.....	18
Figura 2.13 Effetto ipotesi semplificativa nel trascurare il cinematismo comprimibile.....	19
Figura 2.14 Dettaglio geometria e patches in preparazione alla generazione mesh.....	20
Figura 2.15 Procedura logica della generazione mesh.....	21
Figura 2.16 Dettaglio condotto elicoidale e valvola di aspirazione	22
Figura 2.17 Nomi delle patches valvole di aspirazione.....	24
Figura 2.18 Nomi delle patches valvole di scarico.....	24
Figura 2.19 Nomi delle patches condotti di aspirazione	25
Figura 2.20 Nomi delle patches condotti di scarico.....	25
Figura 2.21 Nomi delle patches pistone	26
Figura 2.22 BlockMesh.....	27
Figura 2.23 Confronto tra la mesh A e la mesh B durante la fase di scarico	31
Figura 2.24 Confronto tra la mesh A e la mesh B durante la fase di aspirazione	31
Figura 2.25 Deformazione mesh durante la fase di aspirazione dal min lift al max lift	33
Figura 2.26 Non ortogonalità e skewness	35
Figura 3.1 Box di raffinamento volumetrico	37
Figura 3.2 Mesh al maximum lift	38
Figura 3.3 Mesh durante la fase di aspirazione con dettaglio valvole	39
Figura 3.4 Mesh durante la fase di compressione con dettaglio valvole	39
Figura 3.5 Mesh vista dal basso	40
Figura 3.6 Mesh durante la fase di compressione	40
Figura 3.7 Durata mesh fase di scarico	41
Figura 3.8 Durata mesh fase di aspirazione	42
Figura 3.9 Durata mesh fase di compressione	43
Figura 3.10 Valvola aspirazione condotto elicoidale	44
Figura 3.11 Numero di celle fase di aspirazione	45
Figura 3.12 Dettaglio valvola aspirazione del condotto tangenziale al minimum lift	46
Figura 3.13 Numero di celle nell'intero ciclo	46
Figura 4.1 Condotto tangenziale ed elicoidale.....	48
Figura 4.2 Moti di swirl e di squish.....	48
Figura 4.3 Evoluzione forma stepped lip del pistone	49
Figura 4.4 Profilo del pistone convenzionale (RE) e stepped-lip (SL)	49
Figura 4.5 Efficienza di iniezione al variare del SOI_{main}	51
Figura 4.6 Effetto combinato spray e campi di velocità	52
Figura 4.7 Set-up per i rilievi PIV	53
Figura 4.8 Posizioni dei piani per il calcolo dei campi di moto	54
Figura 4.9 Calibrazione ottica immagini rilievi PIV	54
Figura 4.10 Campi di moto e posizione centro di swirl per $Rs=2.2$	55
Figura 5.1 Suddivisione volumi su cui applicare le boundary conditions	56
Figura 5.2 Pressione sperimentale nei condotti di aspirazione	57
Figura 5.3 Andamento curva di pressione nel cilindro sperimentale	58

Figura 6.1 Ciclo indicato	63
Figura 6.2 Pressione in camera di combustione sull'intero ciclo	64
Figura 6.3 Pressione in camera di combustione durante la fase di compressione	65
Figura 6.4 Evoluzione pressione in camera durante la compressione	65
Figura 6.5 Pressione simulata durante la fase di scarico e aspirazione	66
Figura 6.6 Evoluzione pressione durante la fase di scarico	67
Figura 6.7 Pressione durante la fase di aspirazione	68
Figura 6.8 Andamento temperatura nel cilindro	69
Figura 6.9 Evoluzione temperatura durante la fase di compressione	70
Figura 6.10 Massa in camera di combustione	71
Figura 7.1 Andamento coefficiente di efflusso	73
Figura 7.2 Campi di velocità attraverso le valvole durante la fase di aspirazione	73
Figura 7.3 Campi di velocità durante l'aspirazione	74
Figura 7.4 Mass flow rate e alzata valvola.....	75
Figura 7.5 Dettaglio andamento della portata d'aria e della massa nel cilindro durante le fasi finali dell'aspirazione.....	76
Figura 7.6 Evoluzione flusso durante la fase di aspirazione.....	76
Figura 7.7 Riflusso verso la valvola di aspirazione	77
Figura 7.8 Andamento swirl ratio.....	78
Figura 7.9 Andamento Turbulent Kinetic Energy (TKE)	78
Figura 7.10 Campi di moto della carica durante l'aspirazione	80
Figura 7.11 Effetto dei condotti elicoidale e tangenziale sullo swirl	81
Figura 7.12 Linee di flusso durante la fase di aspirazione	81
Figura 7.13 Inclinazione asse dello swirl durante la compressione	82
Figura 7.14 Moto di squish durante la compressione	84
Figura 8.1 Traccia di pressione simulata durante l'aspirazione ottenuta con diversi set-up	86
Figura 8.2 Geometria con parte di serbatoio di aspirazione	87
Figura 8.3 Mesh del file .stl con aggiunta della capacità di aspirazione.....	87
Figura 8.4 Parametri caratteristici del boundary layer.....	88
Figura 8.5 Utilizzo del parametro <i>feature angle</i>	89
Figura 8.6 Effetto boundary layers sui campi di velocità e di moto nelle valvole di aspirazione.....	90
Figura 8.7 Dettaglio mesh 5 milioni di celle.....	92
Figura 8.8 Pressione nel cilindro con confronto tra mesh di riferimento e mesh raffinata.....	93
Figura 8.9 Campi di velocità con mesh da 5 milioni di celle.....	93
Figura 8.10 Confronto campo di velocità tra le due mesh pochi istanti dopo l'IVO.....	94
Figura 9.1 Wall Heat Flux con modelli di wall functions e approccio Low Reynolds.....	97
Figura 9.2 Yplus sul cylinderHead.....	99
Figura 9.3 Yplus sul pistone e liner.....	99
Figura 9.4 Yplus sulle valvole di aspirazione e scarico.....	99
Figura 9.5 Confronto modelli di scambio termico per Wall Heat Transfer.....	100
Figura 9.6 Heat Transfer confronto tra 3 modelli.....	101
Figura 9.7 Confronto ciclo di pressione durante la compressione con diversi modelli di scambio termico.....	102
Figura 9.8 Confronto calori scambiati sulle patches del cylinderHead.....	102
Figura 9.9 Temperatura nel cilindro con diversi modelli di scambio termico.....	103
Figura 9.10 Effetto del Prandtl sul calore scambiato.....	104
Figura 9.11 Effetto del Prandtl sulla curva di pressione.....	104
Figura 9.12 Effetto del Prandtl sulla curva di temperatura.....	105
Figura 10.1 Moti di swirl valutati su 3 piani in funzione dell'altezza dal firedeck a -240 CAD.....	107
Figura 10.2 Moti di swirl valutati su 3 piani in funzione dell'altezza dal firedeck a -180 CAD.....	109
Figura 10.3 Moti di swirl valutati su 3 piani in funzione dell'altezza dal firedeck a -150 CAD.....	110
Figura 10.4 Moti di swirl e campi di velocità valutati su 3 piani in funzione dell'altezza dal firedeck a -60 CAD.....	112
Figura 10.5 Moti di swirl e campi di velocità valutati su 3 piani in funzione dell'altezza dal firedeck a +50 CAD.....	113

Indice delle tabelle

Tabella 2.1 Dati geometrici motore.....	11
Tabella 2.2 Posizione valvole di aspirazione e scarico nelle varie fasi	21
Tabella 2.3 Suddivisione in patches della intera geometria.....	23
Tabella 3.1 Livelli di raffinamento.....	37
Tabella 5.1 Specie chimiche presenti.....	59
Tabella 5.2 Modelli di turbolenza, scambio termico.....	59
Tabella 5.3 Angoli apertura e chiusura valvole.....	59
Tabella 5.4 Temperature sulle superfici del motore.....	60
Tabella 5.5 Pressioni dei gas in camera e nelle capacità.....	60
Tabella 5.6 Temperature dei gas in camera e nelle capacità.....	61
Tabella 9.1 Costanti modello turbolenza $k - \varepsilon$	97
Tabella 9.2 Wall Heat Flux per modelli di scambio termico mediante wall functions.....	98

1 Introduzione

Nella storia dell'umanità, i motori a combustione interna hanno da sempre rivestito un ruolo fondamentale nella vita quotidiana. Decenni di sviluppi tecnologici si sono susseguiti nell'ottica di migliorare l'efficienza dei combustibili e del processo di combustione stesso, con la finalità di ridurre al minimo le emissioni di inquinanti e dei costi. Negli ultimi anni, a causa della progressiva crisi climatica in atto, la comunità scientifica si è adoperata per affrontare il problema delle emissioni di inquinanti e della CO₂, perfezionando l'efficienza dei sistemi di post-trattamento e le performance del propulsore.

Tuttavia le nuove normative vigenti per il controllo delle emissioni di inquinanti e dei gas serra richiedono che ci si spinga verso un processo di decarbonizzazione, ossia si cerca, nel periodo di medio-lungo termine, di eliminare o ridurre il più possibile la dipendenza della mobilità dal petrolio. Sebbene si stimi che i motori a combustione interna rappresenteranno ancora per i prossimi 30 anni la principale soluzione tecnologica per la propulsione terrestre, è possibile che la mobilità futura sarà caratterizzata da un mix di diverse soluzioni che includono i veicoli elettrici ed ibridi (BEV e HEV) e i cosiddetti veicoli fuel-cell (FCEVs). Tuttavia, l'applicazione del motore a combustione interna sarà ancora centrale, sia se usato come unica sorgente di propulsione, sia se usato come ausilio nei veicoli elettrificati. È dunque di grande interesse continuare a migliorare l'efficienza termica dei MCI trovando un compromesso con i costi di applicazione e di mantenimento.

Per ottenere un miglioramento dell'efficienza del processo di combustione è fondamentale porre l'attenzione sui moti della carica che si sviluppano all'interno del cilindro, che influenzano il mescolamento aria-combustibile e l'inizio e lo sviluppo della combustione stessa, processo che si tradurrà infine nella formazione degli inquinanti.

Per queste ragioni, ultimamente si pone molta attenzione sulla progettazione corretta dell'intera geometria del motore, come il design dei condotti di aspirazione e scarico, della camera di combustione, del pistone e delle valvole stesse, la cui struttura accurata può influenzare la corretta previsione della struttura dei moti all'interno del cilindro. Negli ultimi anni si è sviluppata pertanto una nuova branca dell'ingegneria che è in grado di analizzare, predire e simulare i processi termo-fluidodinamici che avvengono nei motori a combustione interna; si tratta della Computational Fluid Dynamics (CFD), che può garantire un risparmio sui costi, tempi e impiego di risorse. L'uso della CFD può dunque perfezionare la comprensione sulla formazione dei campi di moto e sulle proprietà fisiche dei gas all'interno del motore, così come la corretta calibrazione dei modelli che permettono di simulare i fenomeni ingegneristici di interesse.

Nel seguente lavoro è stata svolta una analisi sulla procedura di generazione della mesh di un motore diesel monocilindrico ad accesso ottico al fine di condurre delle simulazioni cold flow full-cycle attraverso l'utilizzo del software open source OpenFOAM per le simulazioni CFD e del supporto della Lib-ICE, una libreria di modelli e utilities sviluppata dall'ICE Group del Politecnico di Milano, che è specifica per le simulazioni dei motori a combustione interna.

Il seguente lavoro si colloca nell'ottica di proseguire un'analisi effettuata in precedenza che si focalizzava principalmente sulla verifica e la validazione della procedura di generazione semi-automatica della Lib-ICE mediante l'utilizzo di OpenFOAM. Le modifiche che sono state effettuate e le ipotesi di partenza per la generazione della mesh sono descritte nel capitolo 2.

1.1 Computational Fluid Dynamics (CFD)

La CFD è una branca dell'ingegneria che viene impiegata per simulare e predire i problemi fluidodinamici con l'ausilio del calcolo numerico. Indipendentemente dalle vaste applicazioni esistenti sui motori a combustione interna, al giorno d'oggi, quando si tratta di simulare e predire i processi di mescolamento aria combustibile, si fa pertanto affidamento alla *Computational Fluid-Dynamics*. Si tratta di una tecnica che trova spazio in un'ampia gamma di applicazioni ingegneristiche, tra le quali si annoverano anche le simulazioni sull'aerodinamica di veicoli e quelle sui combustori delle turbine a gas.

Le ragioni che hanno condotto alla grande diffusione della CFD in campo industriale possono essere spiegate considerando i vantaggi di tale analisi:

- Possibilità di analizzare modelli fisici complessi dove la sperimentazione ha dei limiti
- Riduzione dei tempi di analisi
- Costi ridotti nell'analisi dei modelli, al fine di ottimizzare le qualità del prodotto

La procedura prevede la risoluzione numerica di modelli matematici complessi con l'obiettivo di analizzare l'evoluzione temporale dei fluidi in un dominio di controllo, in funzione delle loro principali grandezze fluidodinamiche quali pressione, temperatura, velocità e densità. I codici di calcolo utilizzati permettono inoltre di studiare sistemi fisici caratterizzati da flussi di massa, energia, turbolenza e reazioni chimiche.

I codici numerici implementati nella CFD si basano sulla conservazione delle principali equazioni fluidodinamiche che sono in grado di determinare il comportamento dei fluidi oggetto di studio:

- conservazione della massa (equazione di continuità)
- conservazione della quantità di moto
- conservazione dell'energia (primo principio della termodinamica)

L'insieme di tali equazioni di conservazione applicate ad un fluido viscoso compongono le equazioni di Navier-Stokes. Esse si basano sul concetto di flusso, dove la variazione di una grandezza generica all'interno del dominio di interesse è data dal bilancio tra la quantità della stessa grandezza entrante e uscente dal dominio considerato, sommato ad un eventuale contributo di sorgente che genera la grandezza nota.

Per una grandezza scalare generica ϕ vale:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \varphi d\Omega = - \oint_S \vec{F} * d\vec{S} + \int_{\Omega} Q_v d\Omega + \oint_{\Omega} \vec{Q}_s * d\vec{S}$$

Dove:

- Ω è il volume di controllo
- S è la superficie definita dal volume di controllo
- \vec{F} è il flusso
- Q_v e Q_s sorgenti di volume e superficie

Il flusso \vec{F} può essere generato da due contributi:

- un contributo convettivo: indica la quantità della grandezza φ che si conserva nel tempo che viene trasportata dal flusso $\vec{F}_c = \varphi \vec{U}$
- un contributo diffusivo: indica la quantità della grandezza φ che si conserva nel tempo che viene trasportata grazie alla presenza del suo stesso gradiente $\vec{F}_d = -k\rho \vec{\nabla} \varphi$

1.2 Procedura di analisi

I motori a combustione interna ricoprono una delle aree più complesse da analizzare mediante la CFD. Tra le difficoltà che si incontrano rientra sicuramente la geometria utilizzata, per la quale è necessario ottimizzare la forma dei condotti di aspirazione e scarico, la camera di combustione, il movimento del pistone e delle valvole.

La definizione di una robusta metodologia per eseguire una simulazione CFD full-cycle in un motore a combustione interna richiede vari step preliminari necessari per validare un dominio o griglia di calcolo affidabile, che non deve solamente garantire una mesh di buona qualità, ma deve essere anche soddisfacente da un punto di vista di costo computazionale. Per tale ragioni l'approccio tipico utilizzato in una procedura CFD richiede di discretizzare il dominio di interesse in una mesh, che non è altro che una griglia di calcolo sulla quale applicare i metodi di risoluzione iterativi basati sulla risoluzione delle equazioni di Navier-Stokes.

La procedura di generazione mesh implementata in OpenFOAM è semiautomatica e deve essere il risultato di un compromesso tra la qualità del dominio che si intende utilizzare e il costo computazionale speso. Naturalmente una mesh più fine permette di ottenere risultati più accurati, ma anche una maggiore pesantezza di calcolo. Di contro, una mesh caratterizzata da un numero di celle molto basso può causare problemi di convergenza dei risultati e tradursi in un'approssimazione grossolana dei risultati fisici.

1.3 Modelli di turbolenza

Una volta definito il dominio di calcolo è necessario definire i modelli di turbolenza utilizzati. Il flusso dei gas attraverso le valvole di aspirazione e scarico e le caratteristiche di turbolenza in camera di combustione sono tra i principali fattori che controllano il mescolamento aria combustibile nei motori a combustione interna. L'evoluzione del fluido in camera è governata dal flusso di aria entrante, che interagisce con le pareti del cilindro e il pistone creando dei vortici rotanti che generano turbolenza durante le fasi di aspirazione e compressione. La turbolenza permette di incrementare massa, momento e diffusività energetica, e predirla in maniera corretta è un requisito necessario per ottenere una simulazione CFD di qualità. Ci sono 3 diversi approcci che possono essere utilizzati per modellare la turbolenza nelle simulazioni CFD:

- DNS (Direct Numerical Simulation): prevede che la descrizione del fenomeno avvenga attraverso la risoluzione numerica completa delle equazioni di Navier-Stokes, senza la necessità di introdurre dei sotto-modelli di turbolenza o delle ipotesi. E' una tecnica in grado di risolvere le equazioni fluidodinamiche su qualsiasi scala di turbolenza ma richiede una mesh molto fine e alto costo computazionale. Per tali motivi la simulazione diretta rimane confinata a bassi numeri di Reynolds e geometrie semplici.
- LES (Large Eddy Simulation): la tecnica di simulazione LES si colloca nel mezzo tra la simulazione diretta e la modellistica RANS. Essa consiste nel simulare in maniera diretta le strutture vorticosi più

intense tramite una griglia che sia sufficientemente fitta, mentre le strutture più piccole vengono modellate in maniera semplificata. La derivazione delle equazioni LES è simile a quella delle equazioni della modellistica RANS con la differenza che per la simulazione LES rispetto alla RANS, si deve effettuare un'operazione di filtraggio spaziale invece che temporale. Con tale tecnica si cerca di restringere il calcolo risolutivo alle più piccole scale di turbolenza, consentendo 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.

- RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes Equation): le grandezze risultano non più istantanee, ma mediate in un certo periodo di tempo, sufficientemente piccolo rispetto ai fenomeni che si vogliono seguire. Questo approccio consente una notevole riduzione dei tempi di calcolo, poiché le scale del moto medio sono molto più grandi di quelle delle fluttuazioni turbolente. La stessa griglia di calcolo risulta essere meno fitta rispetto ad una simulazione diretta o ad una LES perché deve essere in grado di descrivere solo i gradienti del campo di moto medio. Per queste ragioni si tratta del modello di turbolenza maggiormente utilizzato nelle simulazioni CFD nei motori a combustione interna.

Nell'equazione della conservazione del momento viene introdotto un termine aggiuntivo che è il tensore di Reynolds, definito come segue:

$$r_{ij} = -\rho \overline{u_i u_j} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij}$$

dove μ_t è la viscosità turbolenta e k è l'energia cinetica turbolenta.

Nel presente lavoro, per le ragioni sopra discusse, si è utilizzato l'approccio RANS. Per predire il tensore di Reynolds è dunque necessario sviluppare dei modelli in grado di calcolare la turbolenza che si sviluppa nei flussi in considerazione. Sono generalmente usate le equazioni a due modelli come il $k - \varepsilon$ che offre accuratezza in un ampio range di turbolenza. In questo modello le variabili descritte dalle equazioni di trasporto sono l'energia cinetica turbolenta k e la sua velocità di dissipazione ε . I due termini sono legati in un'unica espressione in cui compare anche la viscosità turbolenta:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$$

Le equazioni che governano il trasporto delle grandezze k ed ε sono le seguenti:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \vec{v} * (\rho k \vec{U}) = \vec{v} * \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \vec{\nabla} k \right) + \bar{r} : \vec{\nabla} \vec{U} - \rho \varepsilon$$

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \vec{v} * (\rho \varepsilon \vec{U}) = \vec{v} * \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \vec{v} \varepsilon \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} \bar{r} : \vec{v} \vec{U} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}$$

In entrambe le equazioni, il primo termine rappresenta la derivata parziale della grandezza in esame, che offre informazioni su quanto varia la grandezza stessa (k ed ε) nel tempo. Il secondo termine rappresenta il trasporto della grandezza per convezione mentre i termini a destra dell'equazione rappresentano rispettivamente il trasporto della grandezza per diffusione, il grado di produzione e il grado di dissipazione della variabile.

Nella CFD i flussi turbolenti governano la fluidodinamica e nel loro moto sono influenzati dalla presenza delle pareti dove diviene importante anche il fenomeno della viscosità. Per predire correttamente il flusso turbolento che si instaura a parete è necessario avere un'accurata rappresentazione della regione molto vicina alla parete di interesse. Il modello di turbolenza che viene usato nel presente lavoro è il $k - \varepsilon$, che risulta essere robusto e abbastanza accurato, ma funziona bene solamente se il flusso nella zona in prossimità con la parete è completamente sviluppato dal punto di vista turbolento, mentre è ottimo nel descrivere il flusso nel core. Nelle applicazioni che prevedono di utilizzare la modellistica RANS, difficilmente si lavora con dei numeri di Reynolds elevati e tali da garantire un corretto grado di turbolenza nella zona a contatto con le pareti. Per risolvere questo problema si può:

1. Modificare il modello di turbolenza lavorando con uno che presenta dei valori di numero di Reynolds più bassi come il $k - \omega$ ma ciò richiede che nelle regioni vicino le pareti vi sia un altissimo numero di celle e ciò comporta alto costo computazionale;
2. Usare le wall functions, che sono delle equazioni che riescono a modellare la zona più vicina allo strato della parete andando a creare un ponte tra la zona più interna vicina alla parete e quella dove domina la turbolenza, piuttosto che usare una mesh molto fitta per risolvere accuratamente lo strato limite.

I modelli di wall functions che si usano in OpenFOAM sono i modelli epsilon e mut che servono per imporre il valore dell y^+ , ossia di un valore adimensionale che definisce la distanza della prima cella dalla parete. È bene notare come l'utilizzo di un approccio "wall function" non necessita di risolvere lo strato viscoso interno a contatto con la parete, e questo porta ad una notevole riduzione del costo computazionale e del numero di celle. Nonostante i modelli wall functions si basino su delle relazioni empiriche che sono valide solamente in determinate condizioni, il risultato che offrono è piuttosto accurato.

Al fine di conoscere le condizioni per le quali sia possibile utilizzare delle wall functions in maniera corretta, è necessario definire la regione vicino la parete sulla quale si sviluppano i flussi.

I principali parametri che vengono utilizzati per definire la zona a parete sono:

$$y^+ = \frac{y * \mu_T}{\nu}$$

$$\mu_T = \sqrt{\frac{\tau_\omega}{\rho}}$$

$$u^+ = \frac{u}{\mu_T}$$

dove:

- y^+ è adimensionale e indica quale è la posizione del sublayer in cui ogni cella si colloca rispetto la parete
- μ_T è la velocità del fluido nella prima cella a parete
- y è la distanza della prima cella a parete
- ν è la viscosità cinematica del fluido
- τ_ω è lo sforzo di taglio a parete
- u^+ è la velocità adimensionale

Lo strato a parete può essere suddiviso in 3 zone in funzione del valore che assume l' y^+ : il sub-layer laminare (linear sublayer), una zona di transizione (buffer layer) e il sublayer turbolento (logarithmic area).

1. linear sublayer ($y^+ < 5$)

In questa zona il fluido è dominato dalla viscosità e si assume che lo sforzo di taglio del fluido sia uguale a quello a parete τ_ω . Il profilo di velocità in questa zona è lineare ed è dato dalla condizione

$$u^+ = y^+$$

2. Logarithmic area ($30 < y^+ < 300$)

In questa zona il flusso è controllato dagli stress di tipo turbolento e il profilo di velocità varia lentamente con una funzione logaritmica.

3. Buffer layer ($5 < y^+ < 30$)

Questa zona in OpenFOAM viene suddivisa in due parti, in cui la prima usa le relazioni lineari come avviene nel linear sublayer e la seconda utilizza delle funzioni logaritmiche. I modelli di turbolenza $k - \varepsilon$ usati nel seguente lavoro, per i quali sono implementate le epsilon-wall functions e mut-wall functions, permettono alla prima cella di essere collocata nel buffer layer.

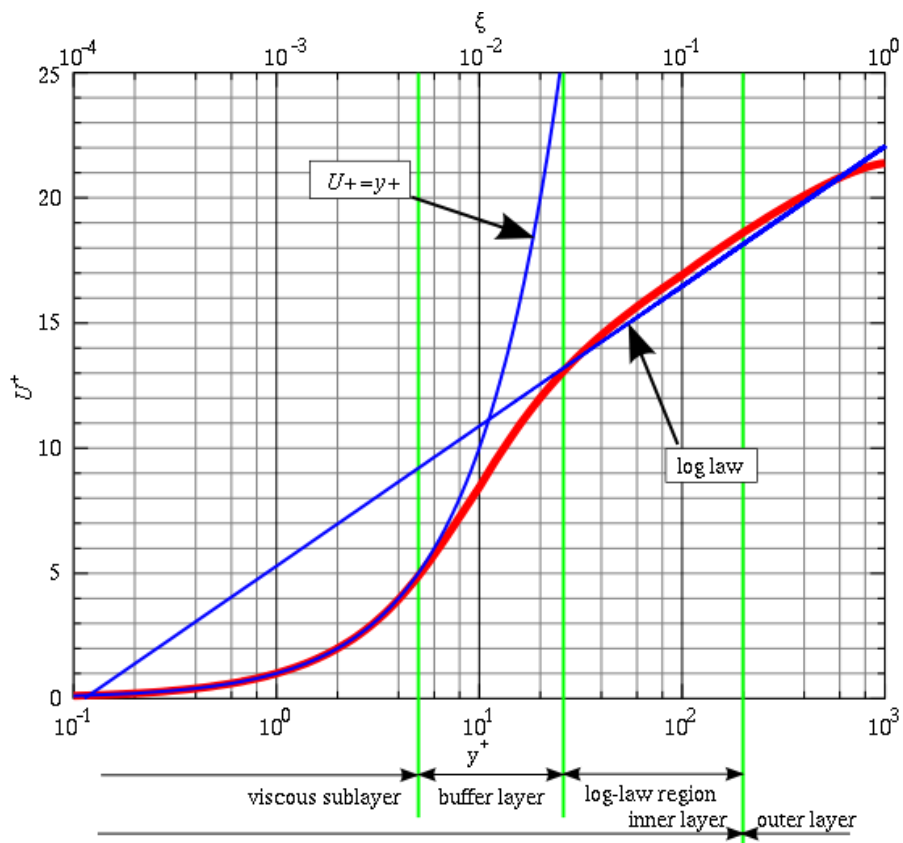


Figura 1.1 Relazione tra y^+ e u^+ nelle tre regioni dello strato a parete

Nel grafico è mostrato l'andamento dell' y^+ in funzione del parametro di velocità adimensionale u^+ nelle tre regioni che compongono lo strato limite a parete. La zona del buffer layer è quella di interesse affinché vengano applicate le wall functions in maniera corretta.

1.4 Discretizzazione

Il sistema di equazioni differenziali di Navier-Stokes non possono essere risolte in maniera analitica. Risulta dunque necessario discretizzarle in equazioni algebriche che possano essere numericamente risolte. Il metodo utilizzato è quello dei volumi finiti, in cui le equazioni vengono integrate in un volume sui cui bordi sono imposte le condizioni al contorno. L'interno di tale dominio viene suddiviso in tanti volumi elementari, e tramite la forma integrale delle equazioni del problema considerato vengono scritte le relazioni che intercorrono tra i volumi confinanti così da poter essere risolte per via numerica. L'approssimazione delle variazioni delle variabili attraverso i volumi del dominio sono imposte dagli schemi di interpolazione, i cui più utilizzati sono l'upwind e il lineare. Il primo è meno accurato ma più stabile mentre il secondo è più accurato ma instabile.

È necessario avere anche una discretizzazione temporale, per cui il dominio temporale viene suddiviso in time-steps Δt . Al fine di ottenere una stabilità nel processo di discretizzazione il time step non deve essere maggiore di un valore soglia che è dato dal numero di Courant $C_o = u \frac{\Delta t}{\Delta x}$ dove u è la velocità del flusso, Δx è l'intervallo spaziale in cui viene discretizzato il dominio, ossia la dimensione della cella. Per assicurare la stabilità del processo deve essere soddisfatta la condizione $C_o < 1$. Tuttavia, se si utilizza uno schema di discretizzazione temporale di tipo esplicito, come quello usato nel presente lavoro, si possono accettare valori di Courant maggiori.

2 Pre-processing

In questo capitolo vengono descritti gli step necessari da effettuare in preparazione alla generazione mesh e alle simulazioni. Ciò include la descrizione della geometria utilizzata, la suddivisione in patches e le ipotesi che sono alla base della generazione della mesh stessa.

Il punto di partenza per una simulazione CFD è spesso la generazione della geometria che si intende studiare, attraverso un software CAD. Risulta essenziale lavorare con una geometria che non sia affetta da errori a livello geometrico, al fine di evitare problemi nel processo di generazione della mesh. Nel presente lavoro l'intera geometria è stata ottenuta dal sito del Sandia National Laboratories ed è stata verificata attraverso il software *Converge* in preparazione al suo utilizzo in OpenFOAM.

2.1 Geometria

Il motore che è stato analizzato nel lavoro è un diesel di derivazione automobilistica del Sandia National Laboratories per destinazione light duty, monocilindrico, ad accesso ottico. Sia l'intero file .stl che caratterizza la geometria del motore su cui effettuare le simulazioni CFD, sia i dati sperimentali a supporto delle simulazioni, sono stati scaricati dal sito principale dell'ECN (Engine Combustion Network). La geometria di riferimento utilizzata prevede un pistone stepped-lip che è una versione in scala del pistone di produzione Ford per il motore Scorpion 6.7L, come è mostrato in figura 2.1.



Figura 2.1 Sezione pistone stepped-lip

La sezione è ottenuta tagliando la geometria con un piano ortogonale rispetto alla posizione delle valvole di aspirazione.



Figura 2.2 Pistone stepped-lip

Nella figura è mostrata la geometria del pistone utilizzata nella simulazione.

I dati geometrici del motore sono presenti in tabella:

Dati motore

Alesaggio	[mm]	82
Corsa	[mm]	90.4
Lunghezza biella	[mm]	166.675
Altezza di squish	[mm]	1.36
Off set piede di biella	[mm]	1.5875
Rapporto di compressione	[-]	15.82
Velocità di rotazione	[rpm]	1500

Tabella 2.1 Dati geometrici motore

Nella tabella sono riportati i dati relativi ai principali parametri motoristici che caratterizzano la geometria in esame.



Figura 2.3 File stl di riferimento

In figura è rappresentata la geometria originaria scaricata dal sito ECN. Verranno fatte successivamente delle ipotesi e modifiche per lavorare con una geometria più semplificata.

Per testare l'affidabilità del software OpenFOAM la geometria nel complesso non viene stravolta, tuttavia per garantire un buon compromesso tra peso computazionale e qualità dei risultati è stato necessario effettuare delle ipotesi semplificative alla geometria originaria. In particolare il file .stl originario come mostrato in figura 2.3, prevede la presenza di due serbatoi di aspirazione e scarico che servono per simulare le condizioni di pressione e temperatura dell'ambiente esterno. Come ipotesi questi due volumi vengono tagliati e non considerati nella simulazione CFD, sia perché genererebbero numerosissime celle, sia perché l'accuratezza dei risultati non verrebbe pregiudicata in maniera sostanziale da questa ipotesi semplificativa. Si decide pertanto di posizionare le patches di *inlet* e *outlet* direttamente al termine dei due condotti di aspirazione e scarico, coincidendo con l'imbocco dei condotti nei serbatoi. In tal modo si riduce al minimo l'incertezza sulle condizioni al contorno da impostare in queste regioni; infatti le condizioni del fluido nei serbatoi sono diverse, e il fluido che esce dai serbatoi vede diminuire la sua pressione per aumentare la sua velocità prima di raggiungere le valvole di aspirazione. Questo comporta che il fluido si troverebbe in condizioni diverse da quelle in cui si trovava nel serbatoio. Posizionando però le patches di *inlet* e *outlet* all'imbocco dei serbatoi questa differenza si riduce, ed è ragionevole ipotizzare che il fluido mantenga inalterate le sue condizioni all'uscita dalle due capacità, che essendo dei volumi molto grandi non vanno ad influenzare in maniera sostanziale le variazioni delle grandezze fisiche al suo interno.

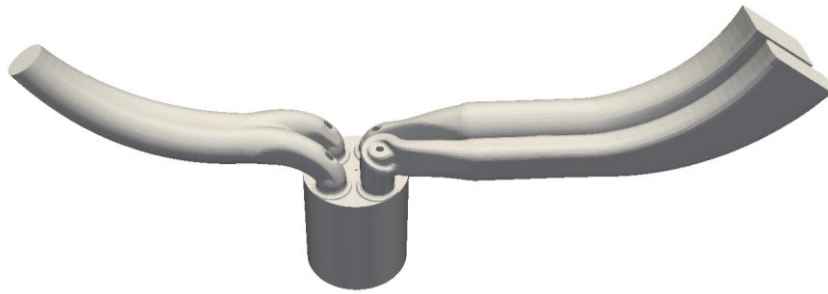


Figura 2.4 File stl modificato

Nella figura è mostrato il file stl ottenuto tagliando per ipotesi i serbatoi di aspirazione e scarico e posizionando l'inlet ed outlet in corrispondenza dell'imbocco con le capacità.

I volumi di interesse che caratterizzano la geometria sono i condotti di aspirazione (elicoidale e tangenziale), condotti di scarico, pistone, cilindro, due valvole di aspirazione e due di scarico. Il condotto elicoidale è combinato insieme a quello tangenziale per garantire un corretto sviluppo dei moti di swirl all'interno della camera di combustione. Nei set-up sperimentali il grado di swirl voluto è ottenuto commutando due valvole a farfalla poste sui 2 condotti di aspirazione. Tuttavia nella seguente simulazione si lavora con le due valvole a farfalla completamente aperte, il che corrisponde ad avere il grado di swirl nominale di R_s 2.2.

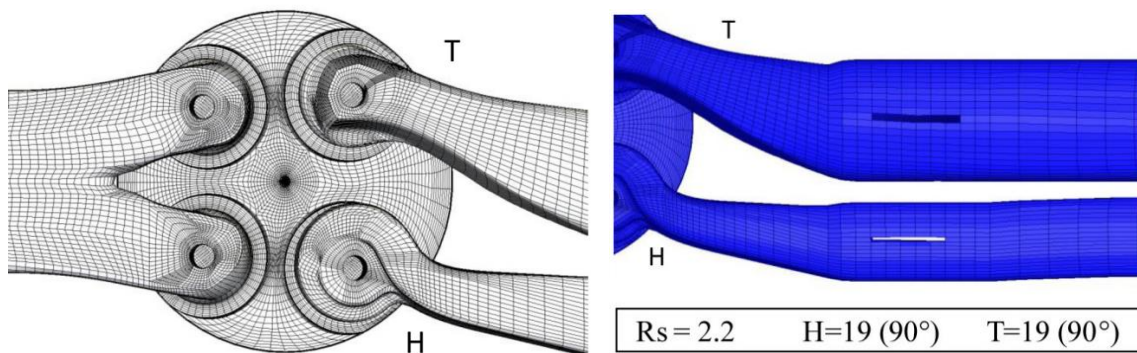


Figura 2.5 Vista del cilindro e dei condotti di aspirazione e scarico vicino le valvole

A sinistra sono rappresentate le porte di aspirazione elicoidale e tangenziale e le porte di scarico con una vista dall'alto.

A destra un dettaglio delle valvole di swirl nei condotti nella loro posizione completamente aperta, con grado di swirl nominale di 2.2.

2.2 Ipotesi preliminari per la generazione della mesh

L'obiettivo del seguente lavoro è quello di generare una mesh che possa soddisfare i requisiti di qualità e che abbia un ridotto peso computazionale, e che sia inoltre in grado di fornire delle simulazioni il più possibile precise a valle di un'attenta analisi nella calibrazione delle condizioni al contorno.

Il presente lavoro riprende le ipotesi semplificative che sono state assunte nel lavoro precedente cercando dove possibile di migliorarle, effettuando delle modifiche alla geometria che possano permettere di lavorare con un motore più realistico al fine di ottenere risultati più accurati. Le ipotesi applicate sono state le seguenti:

- Aggiunta degli interi condotti di scarico e aspirazione: in tal modo si cercano di ottenere nelle simulazioni delle oscillazioni di pressione che si sviluppano in maniera più corretta nei condotti.

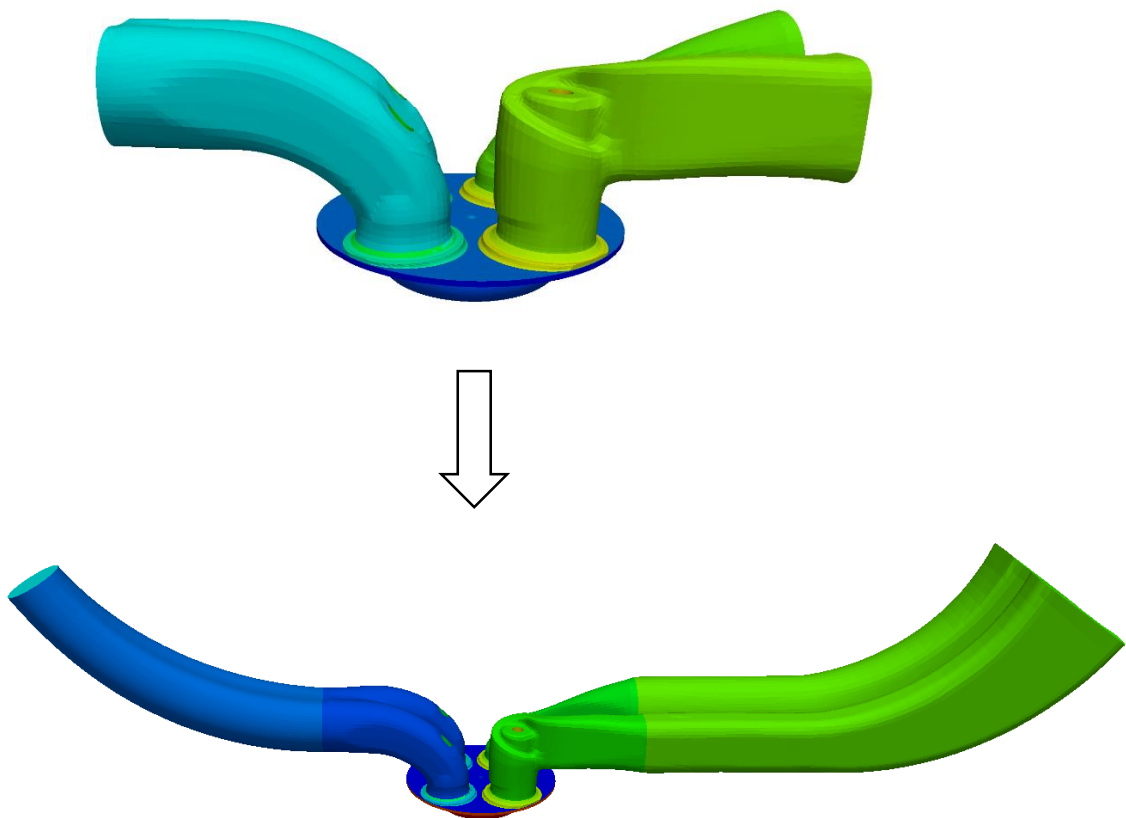


Figura 2.6 Geometria prima e dopo le ipotesi semplificative

In alto, la geometria semplificata del precedente lavoro con i condotti corti. Nella figura in basso è mostrata la geometria che verrà utilizzata per la generazione della mesh dopo aver aggiunto i condotti completi di aspirazione e scarico.

L'aggiunta dei condotti è stata effettuata attraverso *MeshMixer* lavorando sul file *.stl* dell'intero motore da cui sono stati generati i due pezzi di condotto che sono stati successivamente aggiunti mediante l'utilità *surfaceAdd* nell'ambiente di OpenFOAM, creando così una nuova patch che fa riferimento ai condotti di scarico e aspirazione aggiunti, che sono stati definiti come *intakeLongDuct* ed *exhaustLongDuct*. La geometria esterna dei due condotti è poi stata chiusa con le patch di *inlet* e *outlet*. Dopo aver generato le nuove patch locali i file *.stl* vengono assemblati per definire la geometria completa del motore, generando quattro nuovi file che vengono nuovamente uniti attraverso la funzione *surfaceAdd*. Separare i file è necessario per definire le caratteristiche del motore valide per ciascuna fase del ciclo e anche perché gli stessi file vengono utilizzati separatamente dalla procedura semi-automatica di generazione mesh e dalla simulazione.

- Aggiunta valvole di swirl per la valutazione corretta della curva di pressione durante la fase di aspirazione: le valvole a farfalla utilizzate per generare un corretto grado di swirl al variare della apertura sono state inserite nei condotti di aspirazione prima delle due porte di aspirazione elicoidale e tangenziale con l'obiettivo di riprodurre più fedelmente il moto del fluido attraverso i condotti di aspirazione. Le valvole sono state inserite nella posizione completamente aperta, tale da permettere di ottenere il grado di swirl nominale di $R_s=2.2$. Quello che ci si aspetta è che l'introduzione di tali valvole produca una caduta di pressione ulteriore durante la fase di aspirazione in modo da riprodurre in maniera più realistica la curva di pressione ottenuta sperimentalmente, garantendo inoltre un corretto valore del coefficiente di efflusso attraverso le valvole e una portata di aria più realistica. Tuttavia, differentemente dalla loro rappresentazione reale, in cui le valvole presentano la stessa sezione dei condotti nei quali sono inserite, nel seguente lavoro sono state rappresentate come dei piatti rettangolari, e ci si aspetta che tale geometria non determini delle cadute di pressione notevoli.

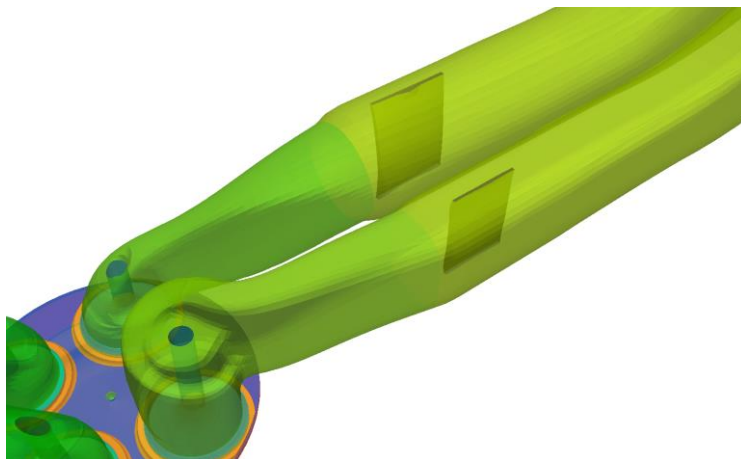


Figura 2.7 Dettaglio valvole di swirl

Attraverso *MeshMixer* sono state inserite le valvole nei condotti di aspirazione per cercare di riprodurre in maniera fedele le cadute di pressione durante la fase di aspirazione. In questa posizione tuttavia l'effetto è trascurabile.

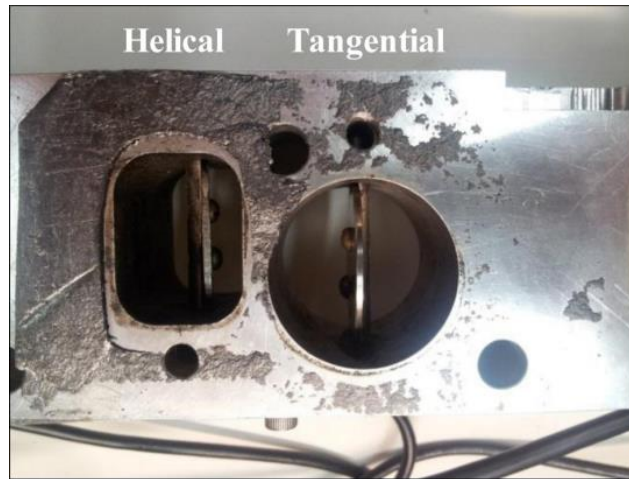


Figura 2.8 Valvole a farfalla reali nei condotti di aspirazione
 Attraverso la variazione del grado di apertura delle valvole è possibile variare il grado di swirl. La condizione WOT è quella corrispondente al grado nominale di swirl usato nel lavoro.

- La fase di incrocio valvole non viene simulata: generare una mesh nella zona di incrocio valvole quando ci si trova al TDC è al minimum lift di entrambe le valvole di aspirazione e scarico richiede un grande costo computazionale e un elevato numero di celle. Analizzando i dati sperimentali, si nota che la massima alzata raggiunta nella fase di overlap è di 0.1 mm circa, e le condizioni di efflusso che si generano impatterebbero in maniera trascurabile sulle curve di pressione e sui campi di temperatura. Per queste ragioni si trascura l'incrocio e l'efflusso nella zona di overlap. Nel lavoro è stato scelto un livello di alzata minimo di 0.25 mm. La legge di alzata è riportata nella figura 2.9. In figura 2.10 è riportato un esempio di alzata valvola al minimum lift e al massimo valore di alzata durante la fase di aspirazione.

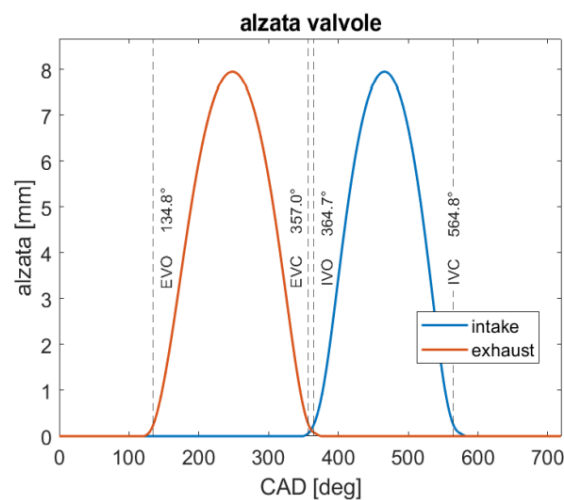


Figura 2.9 Legge di alzata valvole
 Nella figura è riportata la legge di alzata delle valvole e gli angoli corrispondenti di apertura e chiusura.

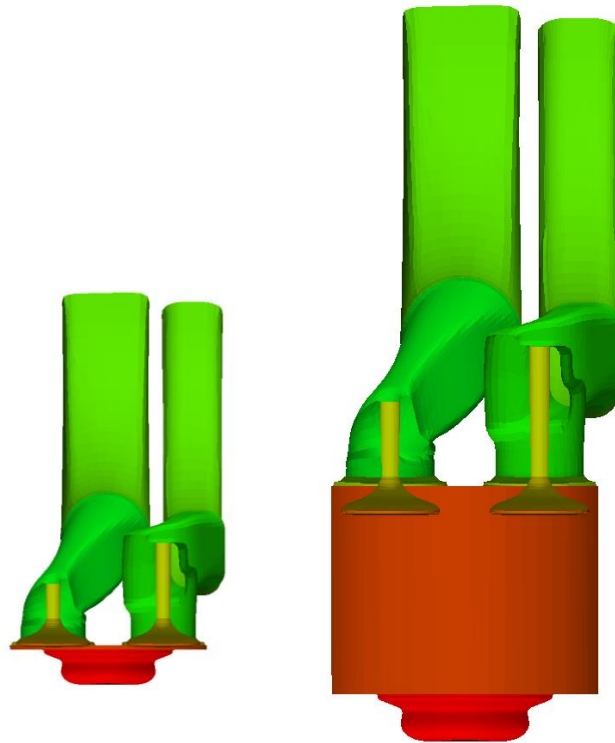


Figura 2.10 Alzata valvole

Nella figura è rappresentata la posizione delle valvole di aspirazione al minimum lift e al maximum lift rispettivamente nelle immagini di sinistra e destra.

- Viene eliminato il volume del gioco laterale del pistone per ridurre un notevole numero di celle della mesh. Si è notato infatti che generando una mesh della geometria originaria con il gioco laterale si raggiungevano oltre 1 milione di celle, perché la procedura di generazione imposta da snappyHexMesh genera una mesh non ottimizzata per il gioco laterale che si sviluppa in direzione longitudinale e richiede un notevole numero di celle.

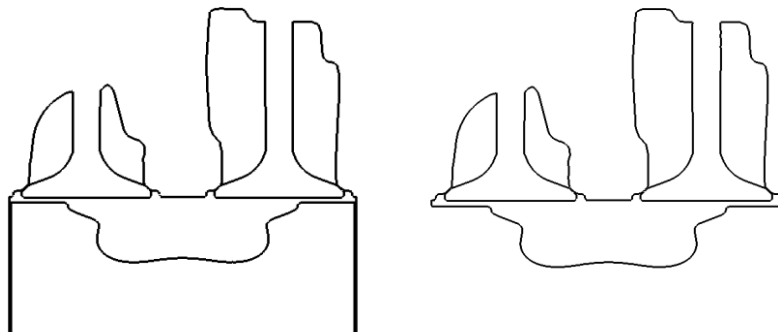


Figura 2.11 Gioco laterale

In figura sono rappresentate due sezioni del motore tagliate con un piano che passa per i condotti di aspirazione, con e senza gioco laterale, rispettivamente nelle immagini di sinistra e di destra.

- Il motore è caratterizzato dalla presenza di un cinematismo della biella comprimibile, a causa delle modifiche che si sono rese necessarie per effettuare i rilievi ottici, che modifica il rapporto di compressione. Tale effetto è stato ampiamente trattato in letteratura e pertanto nel lavoro presente viene trascurato. Si è infatti notato che lavorando con un rapporto di compressione più basso di quello sperimentale di 15.82, che è il valore del rapporto di compressione utilizzato per lo studio, l'effetto della variazione del volume di spazio morto è molto limitato. Infatti, la curva di pressione che si ottiene (la blu nella figura 2.12) sovrastima solo leggermente quella sperimentale.

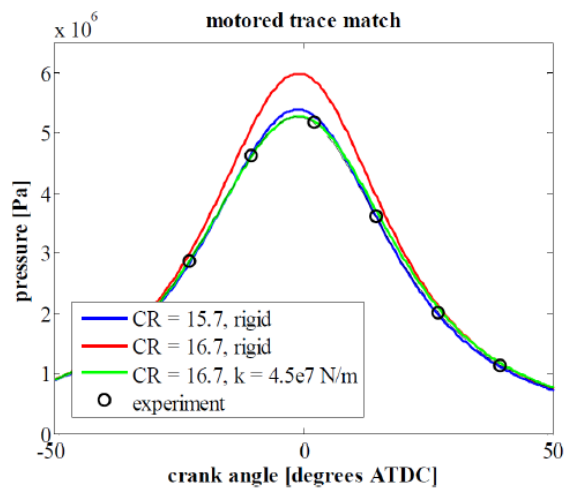


Figura 2.12 Effetto del rapporto di compressione sulla pressione massima al TDC

Se si trascura la legge per rendere il cinematismo comprimibile l'effetto che si ottiene è una sovrastima della curva di pressione rispetto a quella sperimentale.

Come conseguenza se il fenomeno del cinematismo comprimibile non viene considerato, ci si aspetta che la curva di pressione ottenuta nelle simulazioni debba sovrastimare l'andamento di pressione sperimentale.

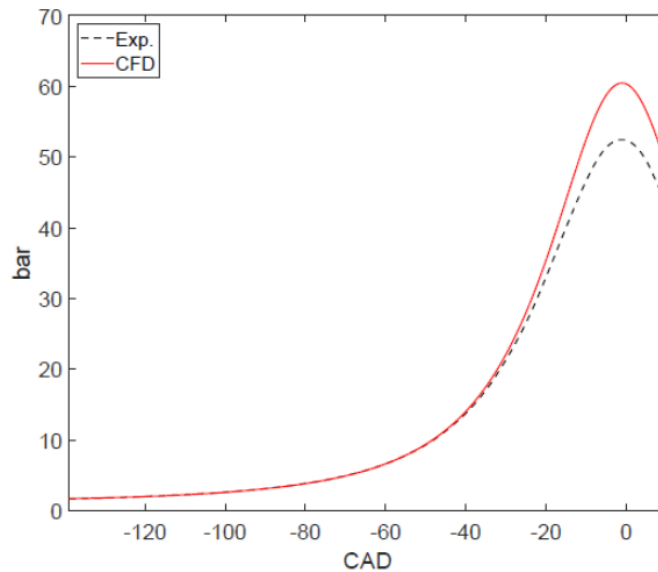


Figura 2.13 Effetto ipotesi semplificativa nel trascurare il cinematiso comprimibile
 Se si trascura la comprimibilità della biella la curva di pressione simulata (in rosso) deve sovrastimare quella sperimentale (in nero).

2.3 Generazione mesh

In questo capitolo viene mostrata la procedura utilizzata per generare la mesh ponendo l'attenzione sui metodi di raffinamento utilizzati che garantiscano un buon compromesso tra qualità e numero massimo di celle. Le criticità maggiori si sono riscontrate quando il pistone raggiunge il TDC. In queste fasi infatti, il volume nel cilindro è minimo e risulta difficile mantenere una buona risoluzione delle celle senza che degenerino.

Il processo semi-automatico di generazione mesh prevede l'utilizzo di molteplici mesh in grado di ricoprire l'intero ciclo motore di 720 gradi di angolo di manovella. In OpenFOAM le mesh vengono generate andando a fornire un file .stl del motore al generatore automatico di mesh *snappyHexMesh*, quando il pistone si trova al TDC e con le valvole al minimum lift, che nel lavoro presente è stato imposto ad una altezza di 0.25 mm. Inoltre i file di riferimento per le quattro fasi di *exhaust*, *noOverlap*, *intake*, *compression* devono essere chiusi, così come le valvole non attive nella fase corrente devono chiudere i condotti separando il volume della camera di combustione con quello del condotto.

Lo step preliminare consiste nel suddividere l'intero file .stl del motore in sottozone o patches da fornire a *snappyHexMesh* per definire i vari raffinamenti.

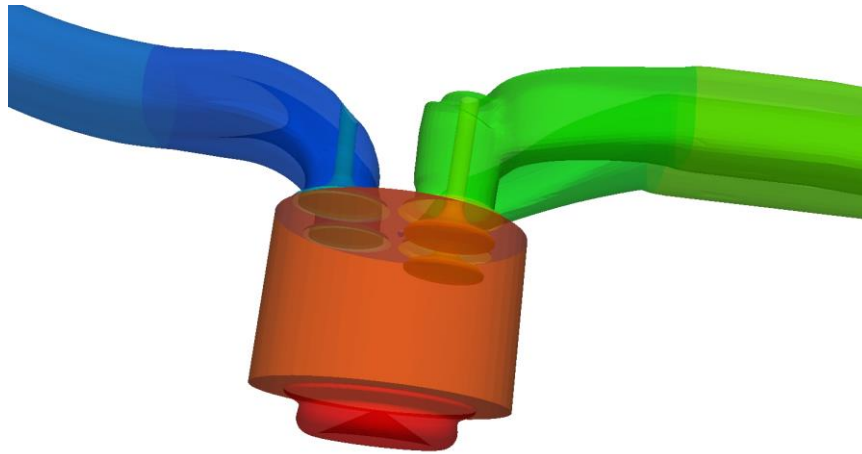


Figura 2.14 Dettaglio geometria e patches in preparazione alla generazione mesh

Nella figura è possibile notare la suddivisione in patches del motore, visibili con diversi colori, come le valvole di aspirazione e scarico, il pistone, il cilindro e i condotti di aspirazione e scarico.

L'utilità di snappyHexMesh contiene inoltre i criteri di qualità imposti al fine di ottenere la mesh voluta, e permette anche di raffinare localmente le geometrie e di aggiungere i layers per aumentare la qualità della mesh stessa. Il solutore definisce nel momento iniziale la posizione del pistone e delle valvole in accordo con l'angolo di manovella al quale si decide di far partire la simulazione. La massima durata di validità per la quale la mesh conserva i suoi parametri qualitativi è di 15 gradi di angolo di manovella, mentre la minima è di 0.1 CAD. Partendo dall'EVO viene generata la prima mesh e successivamente avviene la deformazione dell'intera geometria e della mesh stessa finché non vengono soddisfatti i requisiti di durata e qualità. Quando uno di questi fattori viene meno, la procedura di deformazione mesh si blocca e viene generato un nuovo file .stl del motore sul quale viene generata una nuova mesh. Questa procedura avviene fino a quando l'intero ciclo motore non viene ricoperto. Di seguito sono mostrati i passaggi seguiti dalla procedura di generazione mesh:

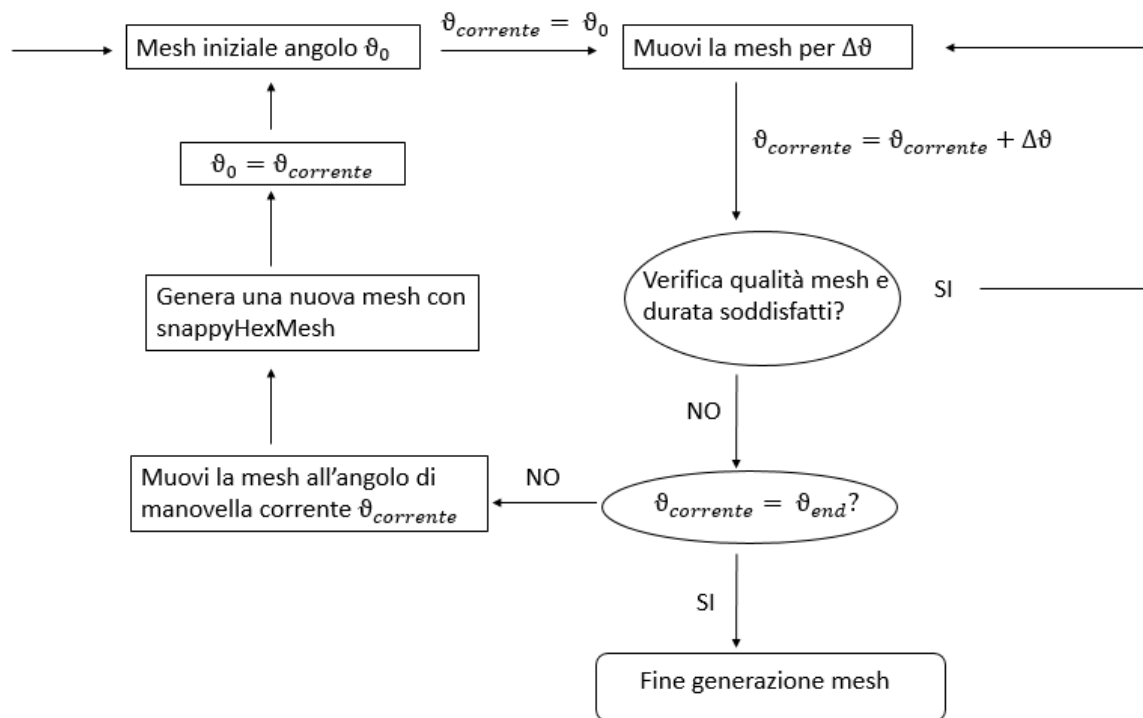


Figura 2.15 Procedura logica della generazione mesh

Nell'immagine sono riportati gli step logici e temporali utilizzati dalla procedura semi-automatica di generazione mesh di SnappyHexMesh.

2.4 Preparazione file .stl di riferimento

I file devono rispettare dei criteri di validità affinché l'utility di generazione mesh funzioni correttamente. Il primo passo è stato traslare le valvole di aspirazione e scarico al minimum lift o verso la sede in modo tale da chiudere i condotti e isolare la camera di combustione dall'ambiente esterno. La procedura è stata eseguita manualmente mediante il software *CONVERGE STUDIO*. In tabella 2.2 è sintetizzata la posizione che le valvole devono assumere nelle 4 fasi di riferimento.

Fase motore	Nome di riferimento	Valvole di aspirazione	Valvole di scarico
scarico	<i>exhaust.stl</i>	chiuse con interferenza	minimum lift
non incrocio valvole	<i>noOverlap.stl</i>	chiuse con interferenza	chiuse con interferenza
aspirazione	<i>intake.stl</i>	minimum lift	chiuse con interferenza
compressione	<i>compression.stl</i>	chiuse con interferenza	chiuse con interferenza

Tabella 2.2 Posizione valvole di aspirazione e scarico nelle varie fasi

È necessario fornire al solutore la geometria con le corrette posizioni delle valvole a inizio fase. Sarà la procedura stessa poi a muovere le valvole durante la generazione mesh per deformare le celle.

Sono state due le criticità rilevate mentre si traslavano le valvole nella corretta posizione:

- Quando viene traslata la valvola di aspirazione e scarico nella posizione di chiusura contro la sede, è inevitabile che i triangoli della mesh dello stelo valvola non coincidano con quelli del foro del condotto. Ciò può causare degli errori nella geometria del file che risulterebbe aperto. È stato dunque necessario operare manualmente rimuovendo i triangoli in conflitto mediante il software Converge. È sempre consigliato fare un check automatico sulla geometria per evitare che vi siano superfici aperte o intersezioni tra triangoli non volute.
- La posizione della valvola di aspirazione del condotto elicoidale risulta essere distorta lungo la sua direzione normale. Infatti quando si va a traslare la valvola in modo tale da chiudere il condotto, essa lo chiude solamente in parte, generando delle intersezioni tra sede valvola e condotto. La causa è stata ritrovata nel fatto che la valvola stessa sia disallineata nel file originario e risulta essere leggermente traslata nel piano perpendicolare al suo asse. È stato quindi necessario chiudere la valvola con interferenza traslandola leggermente più in alto, in modo tale da non avere superfici aperte. Questo problema non ha pertanto compromesso la qualità dei risultati della simulazione, in quanto si tratta di un errore nello spostamento dell'ordine di grandezza del micron.

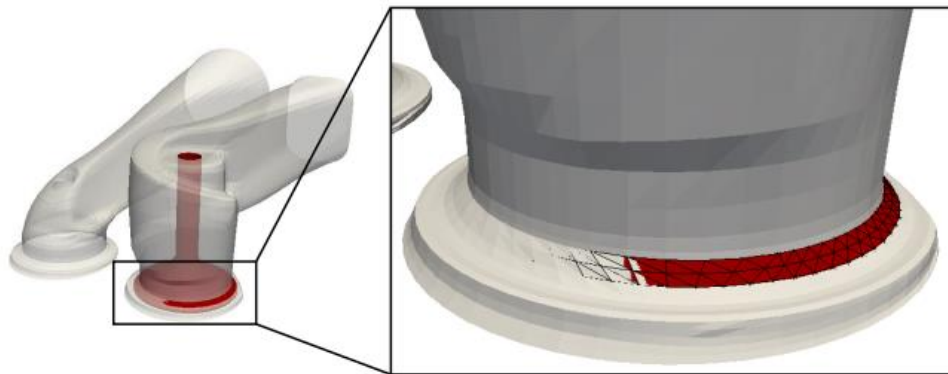


Figura 2.16 Dettaglio condotto elicoidale e valvola di aspirazione

La figura riporta i condotti di aspirazione con la valvola del condotto elicoidale. L'ingrandimento mostra il condotto elicoidale con la valvola traslata per chiudere il condotto. Si nota che i triangoli del condotto non coincidono con i triangoli dello stelo della valvola.

2.5 Patches

L'ultimo step della preparazione dei file di riferimento consiste nel suddividere l'intera geometria in patches, così da poterle fornire al solutore snappyHexMesh per la generazione dei raffinamenti utili per creare la mesh. Nella tabella 2.3 viene riportata la nomenclatura utilizzata per la definizione delle varie patches.

Geometria	Patches
valvola di aspirazione	intakeValveStems intakeValveDiagonals intakeValveTops intakeValveSides intakeValveBottoms
valvola di scarico	exhaustValveStems exhaustValveDiagonals exhaustValveTops exhaustValveSides exhaustValveBottoms
pistone	pistonBowl liner flatPiston
cilindro	cylinderHead intakeValveSites intakeValveSites1 exhaustValveSites exhaustValveSites1
condotto di aspirazione	helicoidalDuct directDuct swirlValves intakeLongDuct inlet
condotto di scarico	exhaustDuct exhaustLongDuct outlet

Tabella 2.3 Suddivisione in patches della intera geometria

Nella tabella sono riportati i nomi delle patches create per suddividere l'intero dominio, che servono a SnappyHexMesh per generare la mesh nei singoli volumi di controllo.

Sia le valvole di aspirazione che di scarico richiedono una suddivisione in più patches che possa permettere un affinamento specifico per le singole superfici. Ad esempio il diagonal e il site della valvola necessitano di un affinamento maggiore perché sono le superfici che principalmente indirizzano il fluido verso il cilindro. Lo stelo valvola invece può essere raffinato con un livello minore.

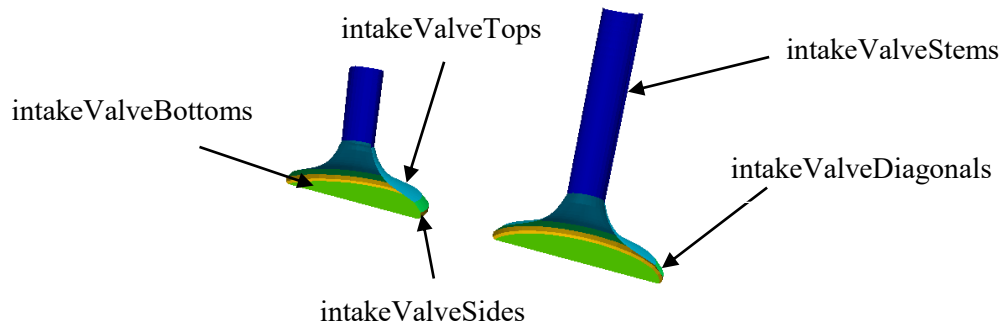


Figura 2.17 Nomi delle patches valvole di aspirazione

Nella figura sono riportati i nomi delle patches delle valvole di aspirazione.

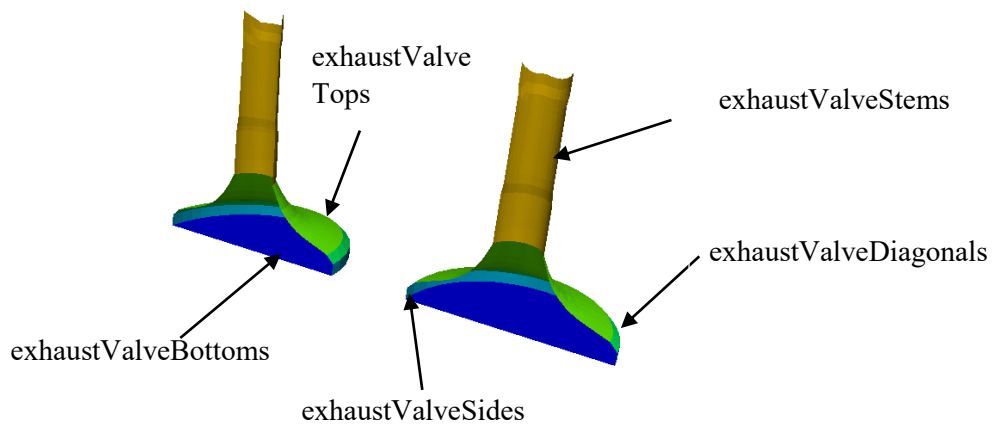


Figura 2.18 Nomi delle patches valvole di scarico

Nella figura sono riportati i nomi delle patches delle valvole di scarico.

Anche i condotti di aspirazione e scarico sono suddivisi in più patches, così come il pistone:

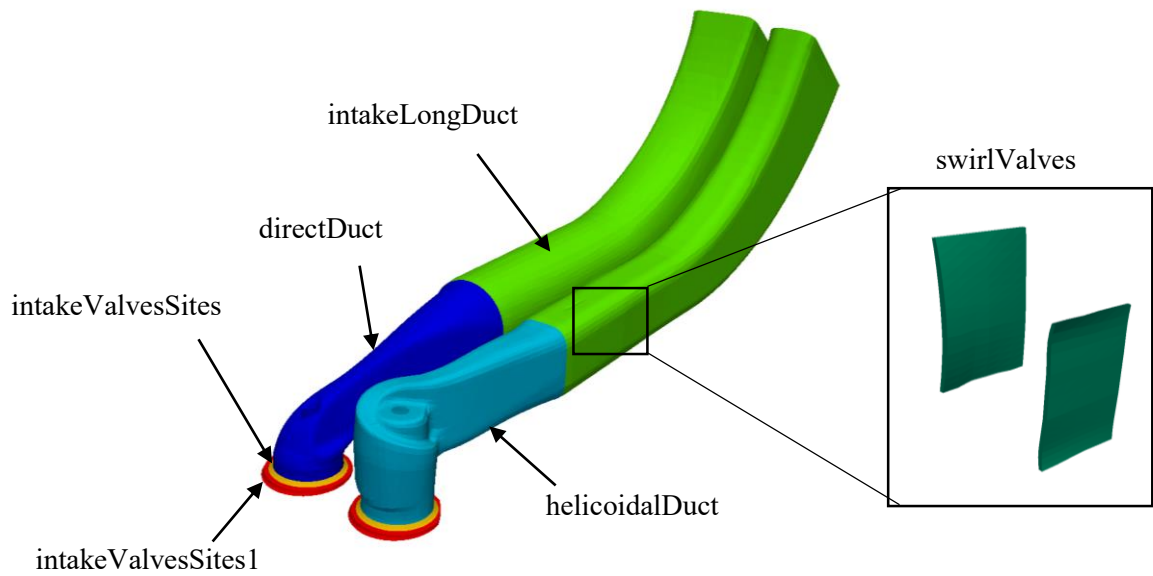


Figura 2.19 Nomi delle patches condotti di aspirazione

Nella figura sono riportati i nomi delle patches dei condotti di aspirazione. A destra è mostrato un ingrandimento con le valvole di swirl inserite nei condotti.

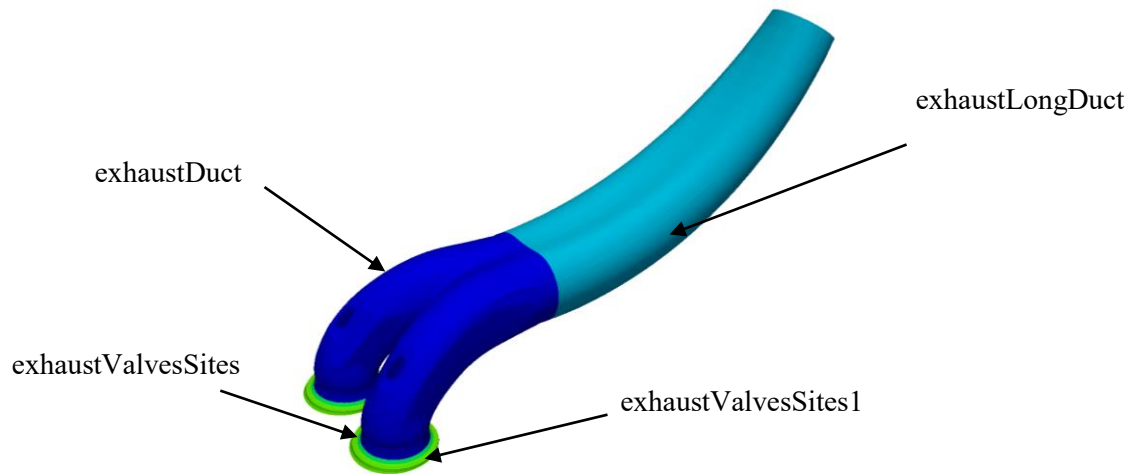


Figura 2.20 Nomi delle patches condotto di scarico

Nella figura sono riportati i nomi delle patches dei condotti di scarico.

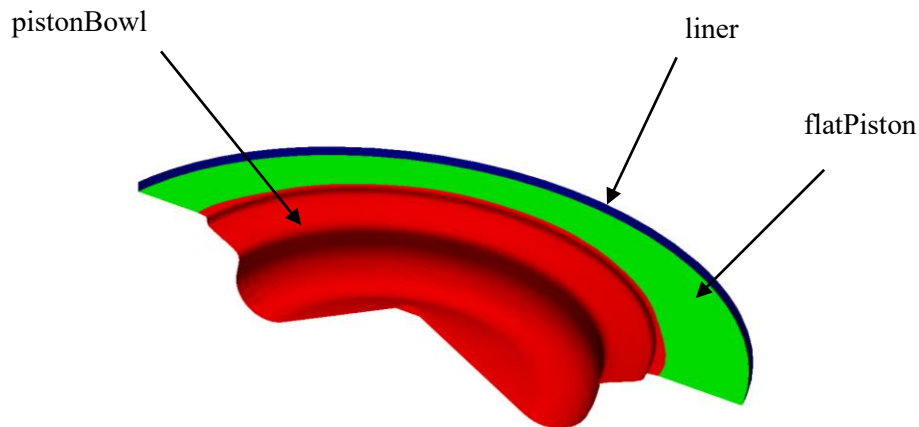


Figura 2.21 Nomi delle patches pistone
Nella figura sono riportati i nomi delle patches del pistone.

2.6 BlockMesh

Le modifiche effettuate sulla geometria del motore hanno avuto delle conseguenze sul processo di generazione mesh. In particolare l'aggiunta dei condotti di aspirazione e scarico ha portato a dover ridefinire il *blockMesh* iniziale, che serve a generare il primo dominio di lavoro della mesh base, che verrà poi estratta e utilizzata dalla procedura di *snappyHexMesh* per generare la mesh di riferimento. È stato necessario ridefinire la dimensione delle celle base ottenute dal *blockMesh*, perché la nuova geometria del motore non poteva essere caratterizzata dallo stesso numero e dalla stessa dimensione delle celle del precedente lavoro. In particolare si è passati da un valore di 1.25 mm, ad un valore di 4 mm di dimensione di celle base. Questa modifica è stata scelta con cautela, infatti avere un livello di partenza eccessivamente raffinato comporta una mesh con celle troppo piccole e dunque grande peso computazionale. Il valore di 4 mm si è pertanto ritenuto opportuno per avere un *blockMesh* adeguato a ricoprire l'intera geometria garantendo un buon compromesso tra qualità e numero di celle. Il livello di raffinamento base dato dal *blockMesh* rappresenta il livello \emptyset . Si sottolinea che per ottenere una buona qualità con il successivo infittimento della mesh attraverso *snappyHexMesh* è necessario che il fattore di forma delle celle che si imposta nel *blockMesh* sia unitario, che comporta lavorare con celle base cubiche così da avere una regione il più uniforme possibile.

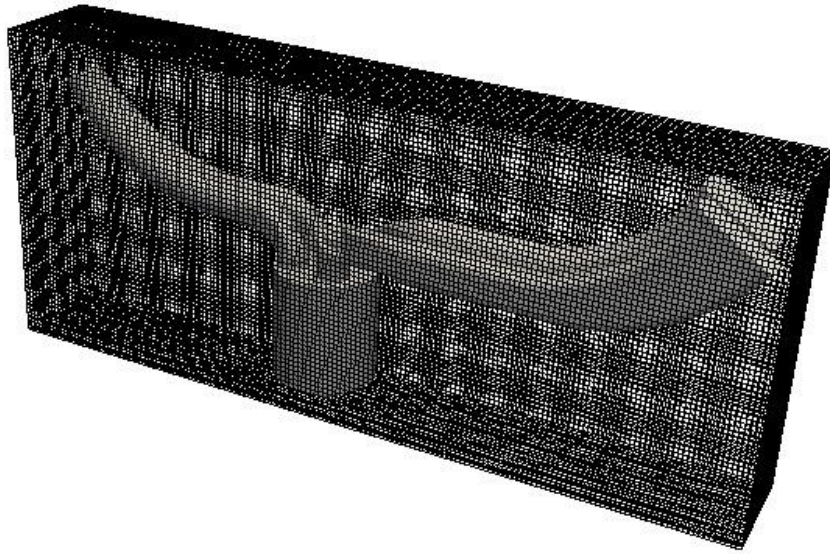


Figura 2.22 BlockMesh

In figura è raffigurato il file .stl all'angolo di manovella di 540 CAD per la fase di aspirazione e la relativa mesh base ottenuta con blockMesh.

2.7 SnappyHexMesh

È stata posta un'attenzione particolare alla definizione della procedura di raffinamento della mesh attraverso il dizionario di snappyHexMesh, al fine di ottenere una mesh che fosse di qualità, soprattutto nelle zone critiche di raffinamento, come le valvole al minimum lift, in cui il gap tra la valvola e la sede valvola è così sottile che introdurre celle in questa zona diventa critico.

L'utilità richiede la suddivisione in patches dell'intera geometria sulle quali poter applicare i raffinamenti superficiali, volumetrici e la procedura di inserimento layers sulle pareti. Il tutto viene svolto attraverso le tre fasi *castellated*, *snap e layers*, attraverso le quali viene generata la mesh statica ad un particolare angolo di manovella per poi essere deformata successivamente mediante l'utilità *moveEngineDynamicMesh*.

I livelli di raffinamento utilizzati nella procedura non hanno permesso di ottenere delle celle orientate, che teoricamente garantirebbero dei risultati migliori nella fase di deformazione mesh. Per descrivere la complessa geometria in esame è stata dunque generata una mesh con celle non orientate, soffermandosi molto sulla scelta dei vari raffinamenti superficiali da applicare. Si è ritenuto inoltre opportuno introdurre dei raffinamenti volumetrici, che consentono di definire dei domini di controllo localizzati su determinate zone della geometria su cui affinare ulteriormente. Tuttavia il volume preso in considerazione rimane definito per tutto il ciclo e il raffinamento avviene allo stesso modo anche in quegli istanti temporali in cui non è necessario avere un elevato livello di raffinamento. Questo potrebbe rappresentare una criticità, in quanto si avrebbe un

incremento nel numero di celle non desiderato. Tuttavia nel caso oggetto di studio si è riuscito ad avere un buon compromesso tra qualità e numero di celle. Il dettaglio dei raffinamenti volumetrici applicati è descritto nel paragrafo 3.1.

SnappyHexMesh produce la mesh in maniera automatica partendo dal file.stl del motore e dalla mesh di base ottenuta attraverso l'utility blockMesh. Avere aumentato la dimensione delle celle base comporta però dover ridefinire i livelli di raffinamento nell'utility snappyHexMesh. In particolare è stato necessario aumentarli di molto così da ottenere un livello pari a 6 o 7 nelle zone critiche come ad esempio nel gap tra le sedi valvola, in cui avere una mesh particolarmente definita influenza lo sviluppo corretto dei moti. In queste zone si raggiungono pertanto dimensioni di celle tra i 0.0625 mm e 0.0325 mm. Ovviamente impostando alti livelli di raffinamento superficiale snappyHexMesh è costretto a processare maggiormente durante la procedura e la stessa generazione mesh ne soffre in termini di durata ma questo è un compromesso accettabile per avere una mesh di buona qualità.

2.8 Gap Level Increment

SnappyHexMesh permette di raffinare ulteriormente quelle zone in cui il gap tra due superfici della geometria diventano molto piccoli, ossia in quelle zone in cui il dominio geometrico è caratterizzato da 1 o 2 celle. Il raffinamento è specificato attraverso la funzione *gapLevelIncrement* che introduce un raffinamento ulteriore su quello che è già applicato sulla superficie. Permette di incrementare il livello delle celle solo quando è necessario e solo sulle patch critiche. Tuttavia è un parametro che va utilizzato con cautela, perché sebbene permetta di raffinare in zone critiche senza ottenere un numero troppo elevato di celle, se usato in maniera scorretta potrebbe causare delle celle deformate che interromperanno la deformazione della mesh.

Sono state generate due mesh per verificare il corretto utilizzo del *gapLevelIncrement*: una mesh A in cui si sono impostati valori di GLI elevati nelle fasi di aspirazione e scarico sulle patches critiche, come il diagonal, top, side e site della valvola. Una mesh B in cui l'uso del *gapLevelIncrement* è stato ridotto al minimo e si è preferito agire sui livelli di raffinamento superficiali standard. Gli script mostrano un esempio dei valori di raffinamento superficiali con l'uso del *gapLevelIncrement* che sono stati impostati su snappyHexMesh per generare la mesh durante la fase di aspirazione, sia per la mesh A che la mesh B.

Script Livelli di raffinamento di snappyHexMesh per la mesh di tipo A con grande uso del *gapLevelIncrement*

```
// Surface based refinement
// ~~~~~
// Specifies two levels for every surface. The first is the minimum level
// every cell intersecting a surface gets refined up to the minimum level.
// The second level is the maximum level. Cells that 'see' multiple
// intersections where the intersections make an angle > resolveFeatureAngle get
refined up to the maximum level.
```

```
refinementSurfaces
{
    geometry
    {
        level (0 0);
        regions
        {
            cylinderHead          {level (2 2); gapLevelIncrement 4;}
            injector              {level (2 2);}
            liner                  {level (2 2); gapLevelIncrement 3;}
            flatPiston            {level (2 2); gapLevelIncrement 4;}
            pistonBowl            {level (2 2);}
            outlet                 {level (1 1);}
            exhaustDuctValveClose {level (0 0);}
            exhaustLongDuct       {level (0 0);}
            exhaustValveSites     {level (2 2);}
            exhaustValveSites1    {level (2 2);}

            exhaustValveBottomsClose {level (1 1);gapLevelIncrement 2;}
            exhaustValveSidesClose   {level (2 2);}
            exhaustValveDiagonalsClose {level (1 1);}
            exhaustValveTopsClose    {level (2 2);}
            exhaustValveStemsClose   {level (1 1);}

            inlet                  {level (1 1);}
            directDuct              {level (1 1); gapLevelIncrement 1;}
            helicoidalDuct          {level (1 1); gapLevelIncrement 1;}
            intakeLongDuct          {level (0 0);}
            intakeValveSites        {level (2 2); gapLevelIncrement 4;}
            intakeValveSites1       {level (2 2); gapLevelIncrement 3;}
            intakeValveBottoms      {level (2 2); gapLevelIncrement 2;}
            intakeValveSides         {level (4 4); gapLevelIncrement 1;}
            intakeValveDiagonals    {level (3 3); gapLevelIncrement 4;}
            intakeValveTops          {level (3 3);}
            intakeValveStems         {level (1 1);}
        }
    }
}
```

* *

Script Livelli di raffinamento di snappyHexMesh per la mesh di tipo B con poco uso del *gapLevelIncrement*

```
// Specifies two levels for every surface. The first is the minimum level.  
// every cell intersecting a surface gets refined up to the minimum level.  
// The second level is the maximum level. Cells that 'see' multiple  
//Intersections where the intersections make an angle angle > resolveFeatureAngle get  
refined up to the maximum level.
```

```
refinementSurfaces  
{  
    geometry  
    {  
        level (0 0);  
        regions  
        {  
            cylinderHead           {level (2 2);gapLevelIncrement 4;}  
            injector                {level (2 2);};  
            liner                   {level (2 2);gapLevelIncrement 3;}  
            flatPiston              {level (2 2);gapLevelIncrement 4;}  
            pistonBowl              {level (2 2);};  
            outlet                  {level (1 1);};  
            exhaustDuctValveClose   {level (0 0);};  
            exhaustLongDuct         {level (0 0);};  
            exhaustValveSites       {level (2 2);};  
            exhaustValveSites1      {level (2 2);};  
            exhaustValveBottomsClose {level (1 1); gapLevelIncrement 2;}  
            exhaustValveSidesClose  {level (2 2);};  
            exhaustValveDiagonalsClose {level (1 1);};  
            exhaustValveTopsClose   {level (2 2);};  
            exhaustValveStemsClose  {level (1 1);};  
  
            inlet                   {level (1 1);};  
            directDuct              {level (1 1); gapLevelIncrement 1;}  
            helicoidalDuct          {level (1 1); gapLevelIncrement 1;}  
            intakeLongDuct          {level (0 0);};  
            intakeValveSites        {level (5 5); gapLevelIncrement 1;}  
            intakeValveSites1       {level (3 3); gapLevelIncrement 2;}  
            intakeValveBottoms      {level (2 2); gapLevelIncrement 2;}  
            intakeValveSides        {level (4 4); gapLevelIncrement 1;}  
            intakeValveDiagonals    {level (4 4); gapLevelIncrement 3;}  
            intakeValveTops         {level (3 3);};  
            intakeValveStems        {level (1 1);};  
        }  
    }  
}
```

* * * * *

I grafici mostrano il confronto che si ha tra le due mesh generate nelle fasi di scarico ed aspirazione in termini di numero di mesh e durata angolare tra le varie mesh prodotte.

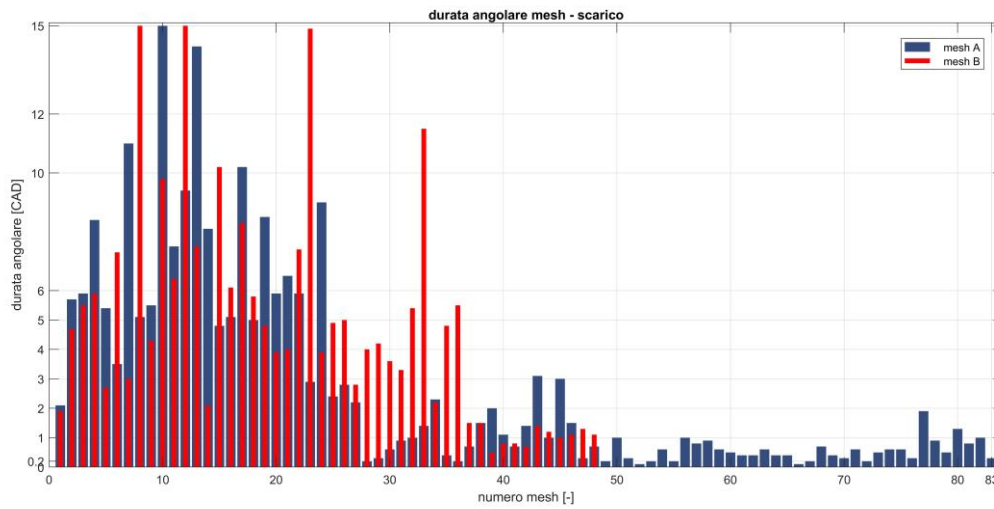


Figura 2.23 Confronto tra la mesh A e la mesh B durante la fase di scarico

La mesh A è caratterizzata da un uso grande del gapLevelIncrement che permette di incrementare il numero di celle ma genera una griglia di calcolo più deformata, con conseguente incremento del numero di mesh durante l'intera fase e una durata angolare molto minore, arrivando a durate minori di 0.5 CAD. La mesh B al contrario lavora con un minor gapLevel e le durate sono maggiori e il numero di mesh generate minori.

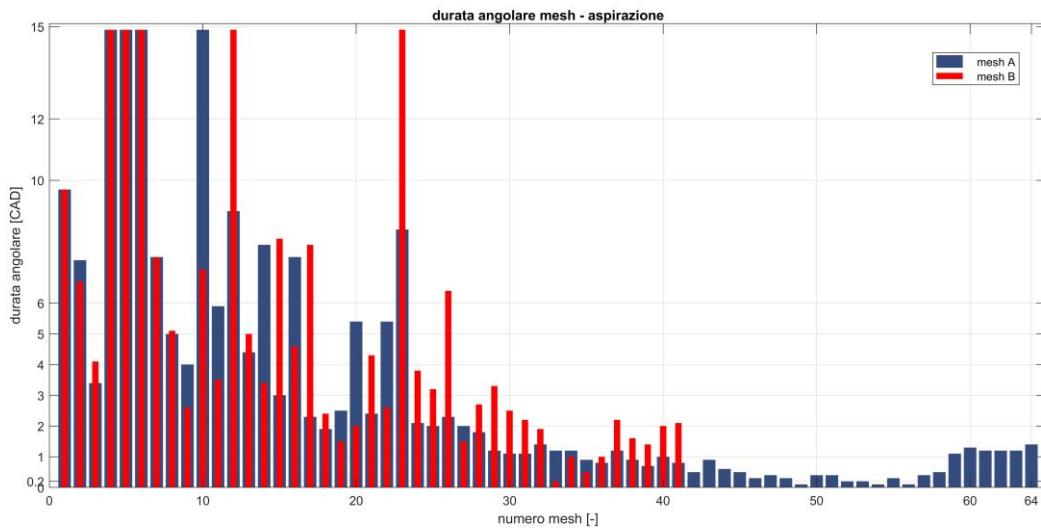


Figura 2.24 Confronto tra la mesh A e la mesh B durante la fase di aspirazione

Anche in questo caso la mesh A è caratterizzata da un uso grande del gapLevelIncrement e genera un numero di mesh eccessivo. La mesh B è il miglior compromesso tra qualità e numero di mesh generate.

I risultati mostrano chiaramente come l'utilizzo eccessivo del *gapLevelIncrement* causi problemi nella generazione della mesh, sia perché la procedura risulta più lenta sia perché produce un eccessivo numero di mesh che sono caratterizzate da celle deformate, e ciò compromette la qualità dei risultati.

Per queste ragioni si è ritenuto ragionevole lavorare con le mesh B generate per le varie fasi di *exhaust*, *noOverlap*, *intake*, *compression*.

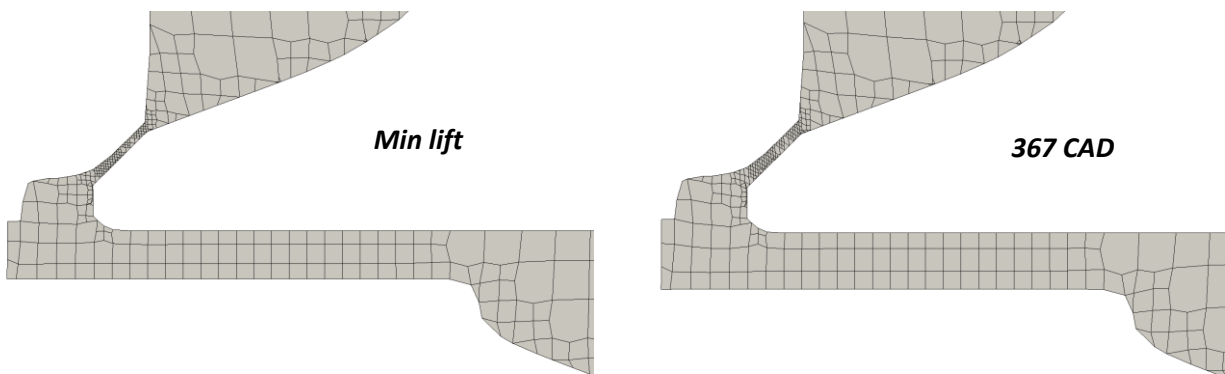
2.9 Mesh motion

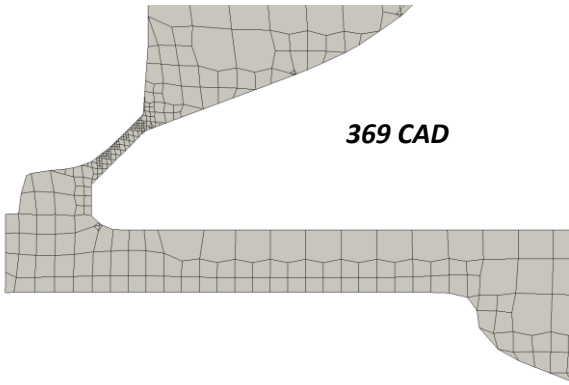
A seguito della generazione della mesh base di tipo statico e della suddivisione in patches del motore, inizia la procedura di deformazione delle celle della mesh. OpenFOAM permette di avere a disposizione una procedura automatica di deformazione che si basa sulla risoluzione dell'equazione di Laplace attraverso il metodo dei volumi finiti, per imporre ai nodi interni della mesh il movimento dei bordi. u_c è la velocità del centro della cella e u_p la velocità dei punti della griglia, γ la diffusività.

$$\nabla \cdot (\gamma \nabla u_c) = 0$$

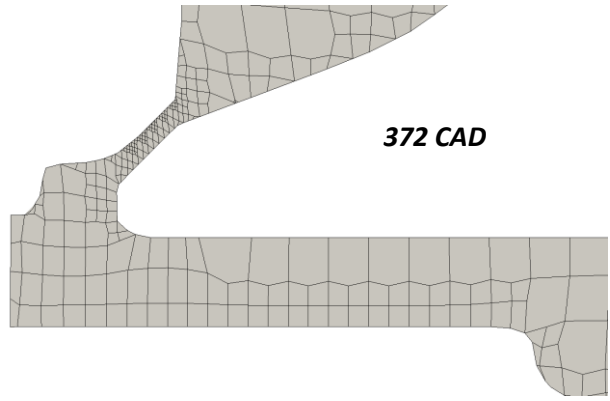
$$x_{new} = x_{old} + u_p \Delta t$$

Per la procedura di deformazione vengono utilizzate due procedure, la prima con la diffusività costante e la seconda con la diffusività variabile in funzione della distanza delle celle dal bordo in movimento. La mesh che viene scelta sarà quella che rispetterà i requisiti di durata di deformazione in termini di angolo di manovella e di qualità. Viene riportato di seguito un esempio del funzionamento del processo di deformazione della mesh, che vede la valvola del condotto di aspirazione tangenziale venire deformata progressivamente dall'istante in cui si trova al minimum lift fino a quando raggiunge la massima alzata. Sono state effettuate molteplici deformazioni in diversi istanti temporali, perché la validità di deformazione della mesh imposta è di massimo 15 gradi di angoli di manovella.

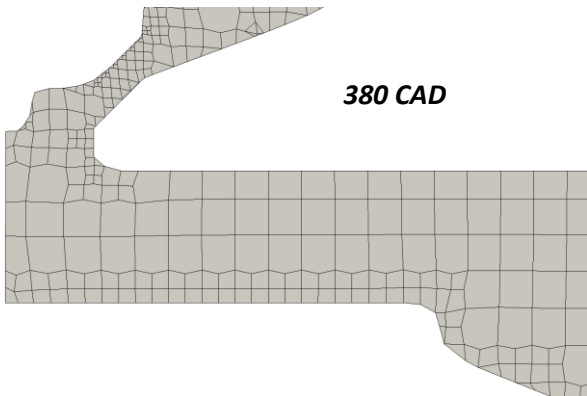




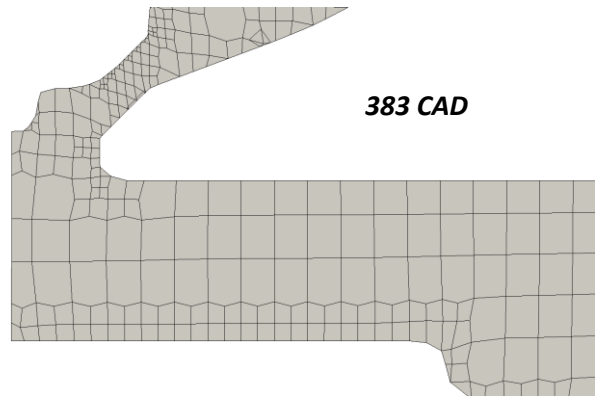
369 CAD



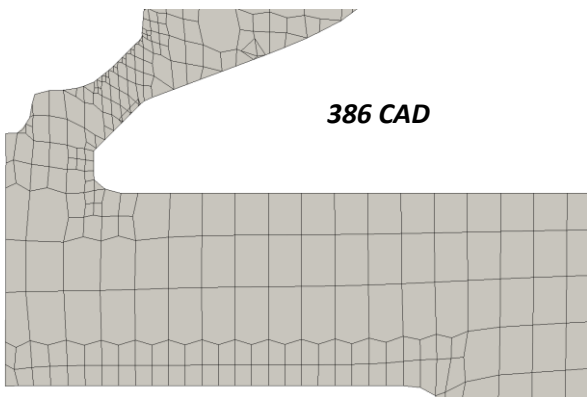
372 CAD



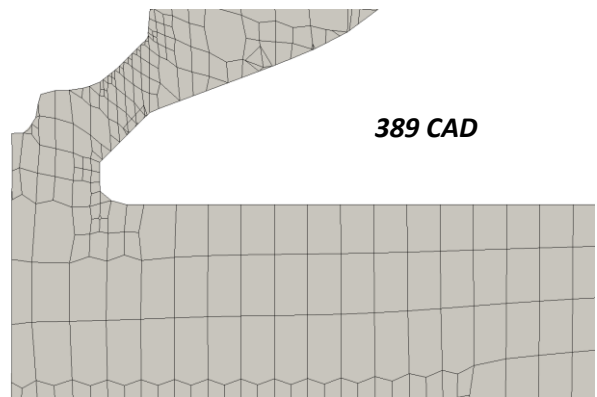
380 CAD



383 CAD



386 CAD



389 CAD

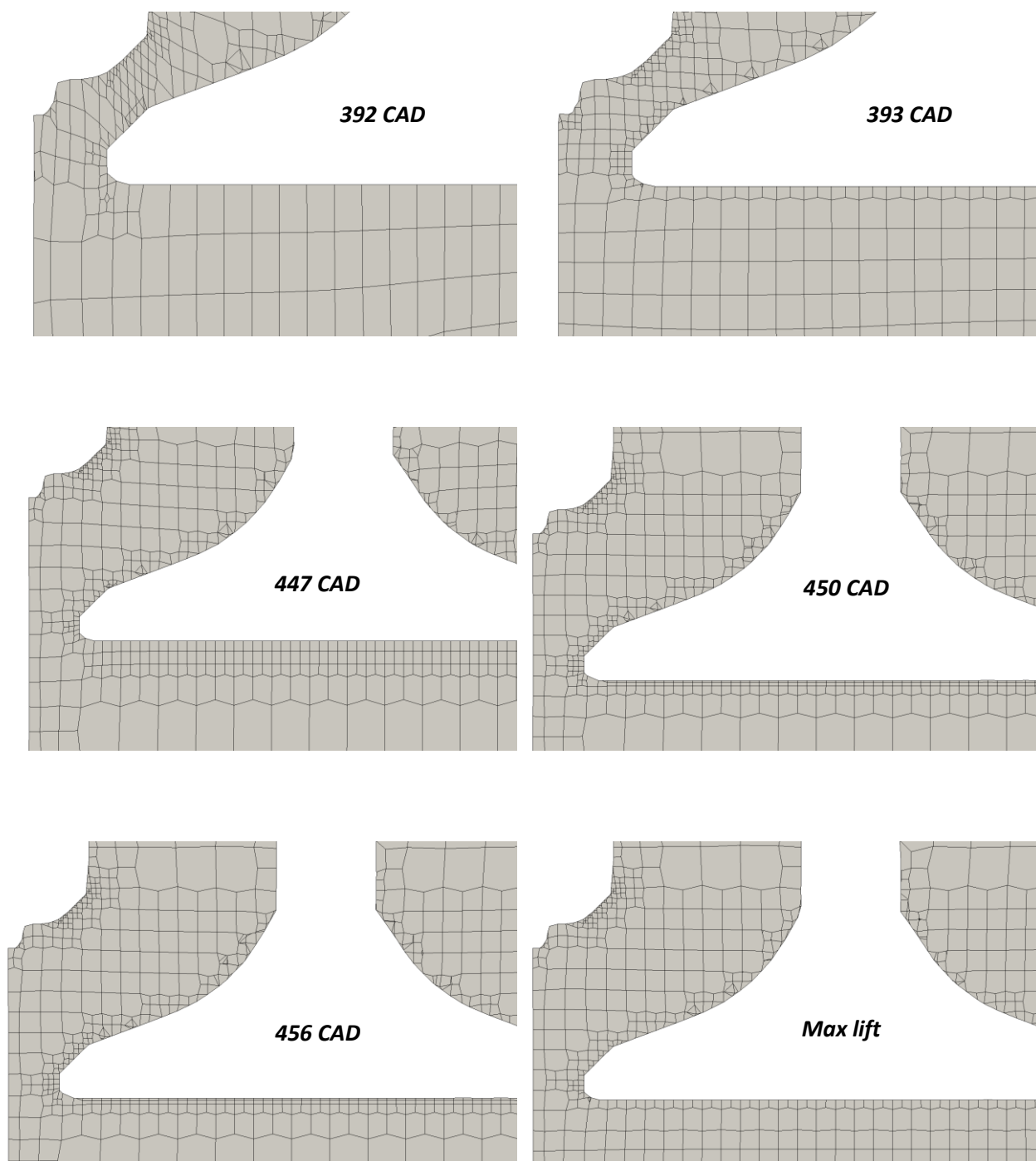


Figura 2.25 Deformazione mesh durante la fase di aspirazione dal min lift al max lift

In figura sono mostrati i vari intervalli in cui la procedura di generazione mesh deforma le celle delle valvole di aspirazione. Si noti come il minimum lift sia la condizione più critica in cui le celle sono schiacciate per effetto del minimo volume del pistone. Man mano che le valvole si aprono le celle della mesh si dilatano soprattutto nella parte centrale tra la valvola e la sede, mentre a contatto con le pareti restano di dimensioni minori. Alla massima alzata si ha la condizione per cui le celle sono maggiormente dilatate e in questi angoli di manovella la procedura di generazione mesh genera minori problemi.

Come si nota dalle immagini, le celle diventano progressivamente più grandi man mano che ci si allontana dal minimum lift fino alla massima alzata. In queste fasi infatti la procedura deforma la mesh allungando le

celle, che restano di piccole dimensioni negli strati a contatto con la sede valvola e il diagonal della valvola mentre si distendono nella parte centrale.

2.10 Criteri di qualità della mesh

Poiché la qualità della mesh influenza i risultati della simulazione, è necessario tenere in conto degli accorgimenti durante il processo di generazione. L'accuratezza della deformazione della mesh che si ottiene attraverso il processo di discretizzazione dei volumi finiti dipende fortemente da due fattori che sono degli indici di qualità della mesh stessa: *skewness* e *non-ortogonalità*. Le complesse geometrie dei motori a combustione interna presentano inevitabilmente questi due difetti che devono essere limitati per quanto possibile.

La non-ortogonalità influenza l'accuratezza della discretizzazione del termine diffusivo nelle equazioni di trasporto del flusso. E' definita per una faccia come l'angolo tra il vettore uscente dalla faccia stessa e il vettore che unisce i centri di due celle adiacenti che condividono la stessa faccia. Si cerca il più possibile di mantenere il valore di non ortogonalità $\alpha < 80$.

La skewness è definita come:

$$skewness = \frac{||m||}{||PQ||}$$

ed è tipica in mesh con struttura di celle prevalentemente tetraedriche. Avere un fattore di skewness > 4 potrebbe causare problemi nella discretizzazione, tuttavia è accettato un valore di skewness fino a 10.

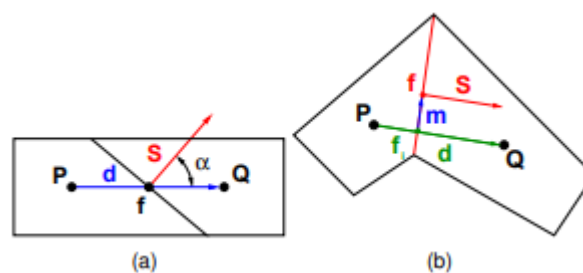


Figura 2.26 Non ortogonalità e skewness

In figura sono riportati due esempi che fanno riferimento ad una mesh con due celle con una faccia non ortogonale (sinistra) e al due celle con i parametri per definire la skewness (destra).

3 Mesh base

La mesh di riferimento che è stata utilizzata per le simulazioni verrà mostrata nel seguente capitolo. L'intera procedura di generazione automatica impiega circa 10 ore nel realizzare le mesh per la fase di scarico, non incrocio, aspirazione e compressione. Sono state generate 109 mesh che ricoprono l'intero arco angolare di 720 CAD. Al fine di ottenere una corretta procedura si è posta particolare attenzione su vari aspetti, cercando di garantire:

- raffinamenti superficiali e volumetrici ottimali per le varie patches
- una non eccessiva durata angolare della mesh che si ha a seguito della deformazione delle celle
- un numero di celle compreso tra 200.000 e 600.000 nelle fasi di scarico e aspirazione, mentre durante la fase di compressione in cui le valvole sono chiuse è possibile avere una mesh meno fine in modo tale da velocizzare la simulazione senza pregiudicare la qualità dei risultati.

Inoltre per la mesh di riferimento non si è tenuta in conto la procedura di aggiunta di layers. Nel capitolo 8.3 verrà tuttavia mostrata la procedura che è stata seguita per generare una mesh completa con i layers nello strato limite a parete, al fine di verificare la qualità della procedura imposta da snappyHexMesh e l'impatto che i layers possono avere nell'accuratezza dei risultati della simulazione.

3.1 Raffinamenti volumetrici

Le zone critiche che richiedono dei livelli elevati di raffinamento sono le sedi valvola, in cui una corretta rappresentazione della mesh influenza lo sviluppo dei moti che giungono in camera di combustione. Poiché un elevato raffinamento comporta un notevole incremento del numero di celle, è necessario limitare le zone che si intendono raffinare maggiormente. Tuttavia, poiché durante l'apertura delle valvole il flusso investe anche parte dei condotti e le superfici al di sotto delle valvole stesse, si è reso necessario raffinare anche le zone circostanti alle singole valvole, isolando i volumi di interesse con delle box. Si sono pertanto adottati i seguenti raffinamenti volumetrici:

- raffinamento dell'interno del cilindro fino al livello 1, in modo tale da avere una distribuzione uniforme di celle di 2 mm di dimensione
- raffinamento su una porzione dei condotti di aspirazione vicina al cilindro di livello 1, essendo la zona più interessante per cogliere correttamente lo sviluppo dei moti durante la fase di aspirazione
- raffinamento al di sotto delle valvole di aspirazione di livello 2, che comporta avere una dimensione di celle di 1 mm di lato. Il raffinamento include l'intera alzata della valvola, dal minimum lift fino alla massima alzata di 7.95 mm. Questo è stato scelto al fine di garantire una transizione più graduale della mesh in una zona in cui il flusso d'aria esce dallo strato limite che incontra tra sede e valvola e si propaga nel cilindro dando origine alle strutture vorticoso turbolente. La corretta predizione del flusso in questa zona è necessaria per simulare correttamente lo sviluppo dei moti di swirl che si originano in camera durante la fase di aspirazione, e soprattutto quando ci si trova al minimum lift in

cui le valvole generano una forte laminazione che si traduce in velocità massime del flusso attraverso la sede valvola.

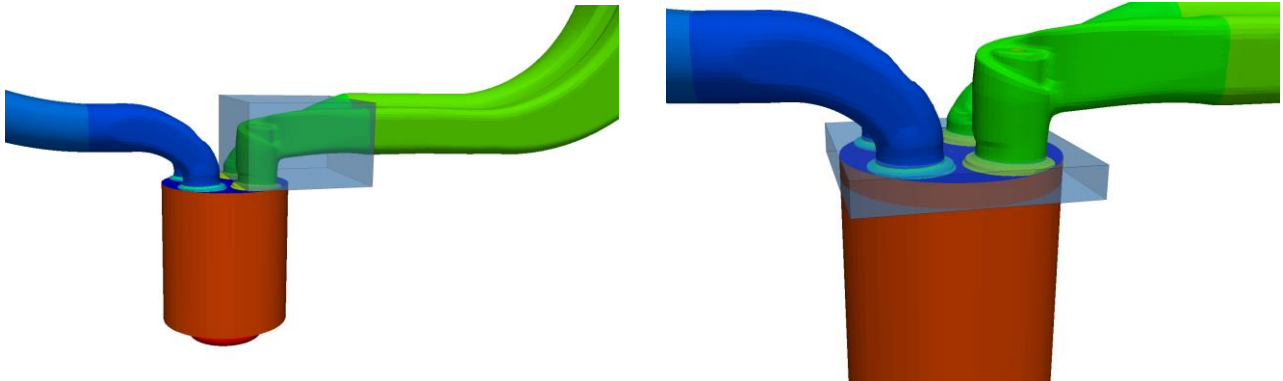


Figura 3.1 Box di raffinamento volumetrico

Nella figura di sinistra è mostrato il box scelto per raffinare a livello volumetrico la parte di condotto di aspirazione vicino le valvole. Nella figura di destra si nota dove agisce il raffinamento volumetrico al di sotto delle valvole di aspirazione e scarico, al fine di garantire una graduale propagazione del flusso in camera.

Nella tabella seguente vengono indicati i livelli di raffinamenti utilizzati in snappyHexMesh e le corrispondenti dimensioni delle celle:

Livello	Dimensione cella
0	4 mm
1	2 mm
2	1 mm
3	0.5 mm
4	0.25 mm
5	0.125 mm
6	0.0625 mm
7	0.03125 mm

Tabella 3.1 Livelli di raffinamento

Nella tabella sono indicati i livelli di raffinamento scelti per la generazione della mesh. Si arriva fino ad un livello 7 nelle zone vicine alla sede valvola, dove è richiesta una maggiore qualità della mesh e le celle sono di dimensioni di circa 0.03 mm.

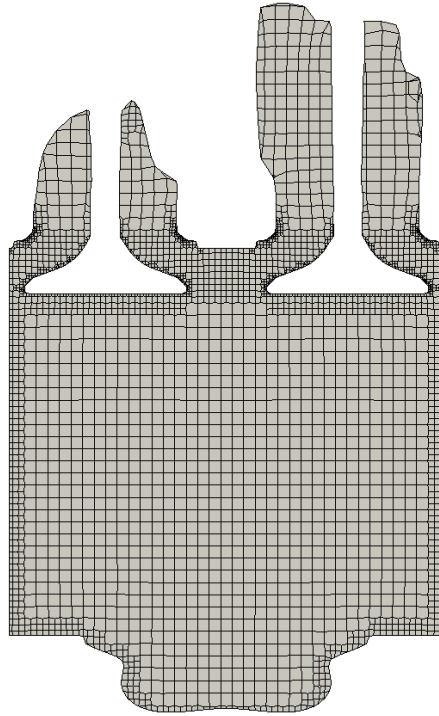


Figura 3.2 Mesh al maximum lift

In figura 3.2 è mostrato un dettaglio della mesh ottenuta tagliando la geometria con un piano parallelo alle valvole di aspirazione, in cui sono visibili i tre raffinamenti volumetrici adottati. La mesh riproduce correttamente l'intera geometria e le forme delle celle non presentano distorsioni durante la fase di deformazione. Alla massima alzata si ottengono nel gap tra valvola e sede valvola circa 15 celle, che sono sufficienti per cogliere correttamente lo sviluppo dei moti.

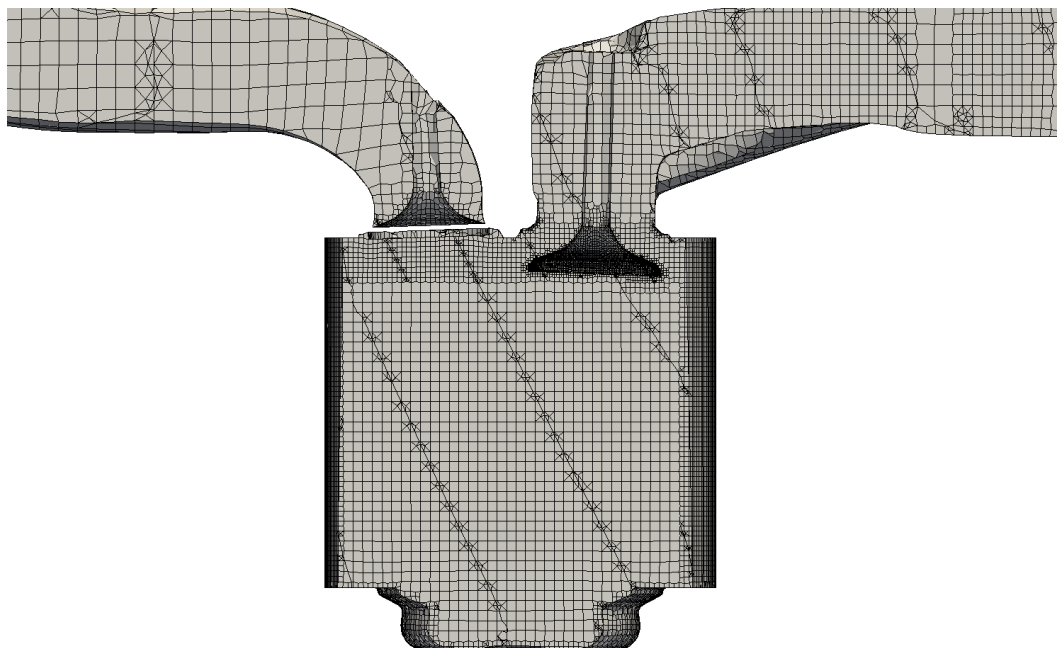


Figura 3.3 Mesh durante la fase di aspirazione con dettaglio valvole

La mesh in figura è ottenuta sezionando la geometria con un piano parallelo ad entrambe le valvole di aspirazione e scarico, durante la fase di aspirazione a circa 450 CAD, quando la valvola di aspirazione è alla massima alzata (valvola di destra). Si nota il raffinamento più fine al di sotto delle valvole.

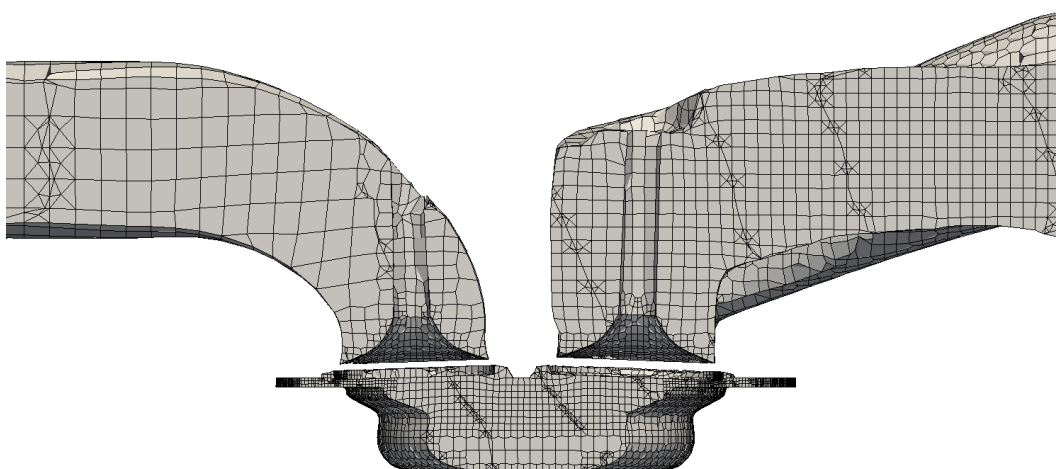


Figura 3.4 Mesh durante la fase di compressione con dettaglio valvole

Il dettaglio in figura mostra la mesh ottenuta durante la fase di compressione quando le valvole sono entrambe chiuse. Il livello di raffinamento sulle valvole in queste condizioni è minore rispetto a quello ottenuto per la fase di scarico e aspirazione, perché durante la compressione la qualità della mesh dipende quasi esclusivamente dal raffinamento nel cilindro, che è stato tenuto allo stesso livello delle altre fasi.

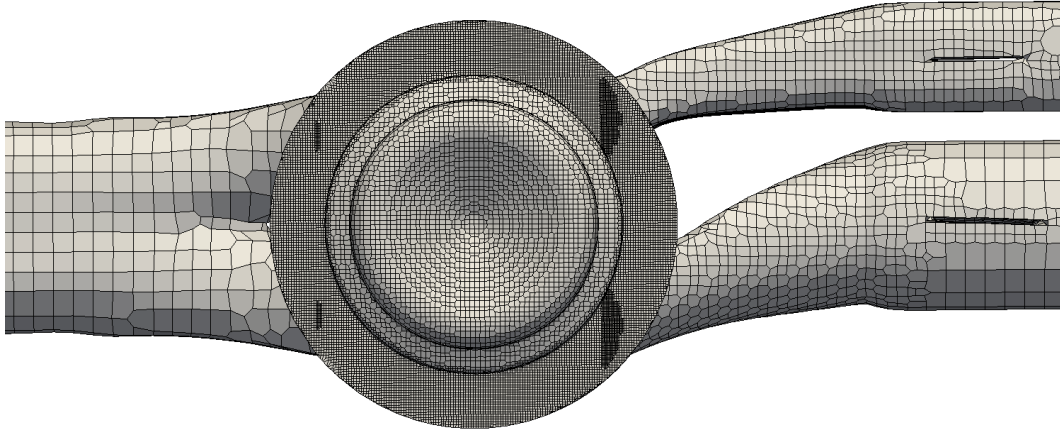


Figura 3.5 Mesh vista dal basso

In figura è mostrata la mesh al di sotto del cilindro. Si nota il raffinamento maggiore sul cilindro e minore sul pistone. I condotti di aspirazione e scarico sono anche visibili. Il box volumetrico inserito sulla prima parte dei condotti di aspirazione permette di ottenere un livello di raffinamento maggiore.

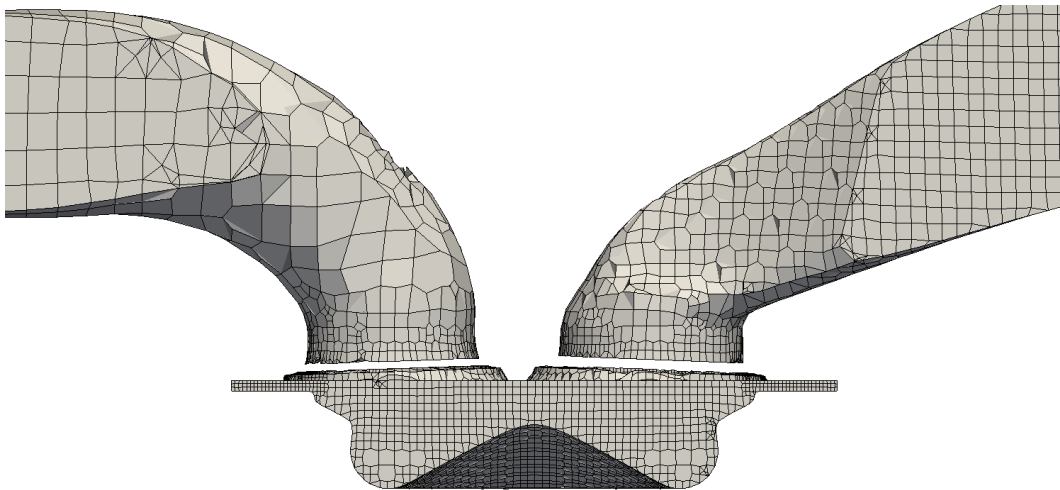


Figura 3.6 Mesh durante la fase di compressione

In figura è mostrato un dettaglio della mesh durante la fase di compressione quando il pistone si avvicina al TDC, ottenuta sezionando la geometria con un piano passante per il foro centrale dell'iniettore.

3.2 Durata angolare mesh

La durata angolare delle singole mesh generate dalla procedura semi-automatica è un indicatore importante che permette di valutare la qualità della mesh stessa. Infatti durate brevi pregiudicano la qualità dei risultati, perchè vuol dire che la procedura automatica si interrompe spesso a causa di celle instabili che si deformano in maniera non corretta e che determinano l'interruzione della procedura. Lo svantaggio è che le celle che degradano presenteranno una forma molto diversa rispetto le celle adiacenti. Questo problema si verifica spesso nelle zone critiche durante le fasi di scarico e aspirazione quando le valvole si trovano alla minima alzata e il pistone va verso il TDC. Infatti le celle si trovano ad essere schiacciate e vengono deformate in maniera non corretta. Inoltre avere un numero eccessivo di mesh caratterizzate da basse durate è uno svantaggio da un punto di vista di costo computazionale, in quanto fa aumentare lo spazio in archivio e appesantisce la simulazione, che richiederà un numero maggiore di ore di running.

L'ideale sarebbe avere un numero di mesh caratterizzato da durate massime (14.9 CAD) nelle zone non critiche, ad esempio quando il pistone si muove verso il BDC e le celle al di sotto delle valvole si dilatano, e durate non troppo brevi (circa 5 CAD) quando ci si trova nelle fasi critiche verso la chiusura delle valvole durante lo scarico e l'aspirazione.

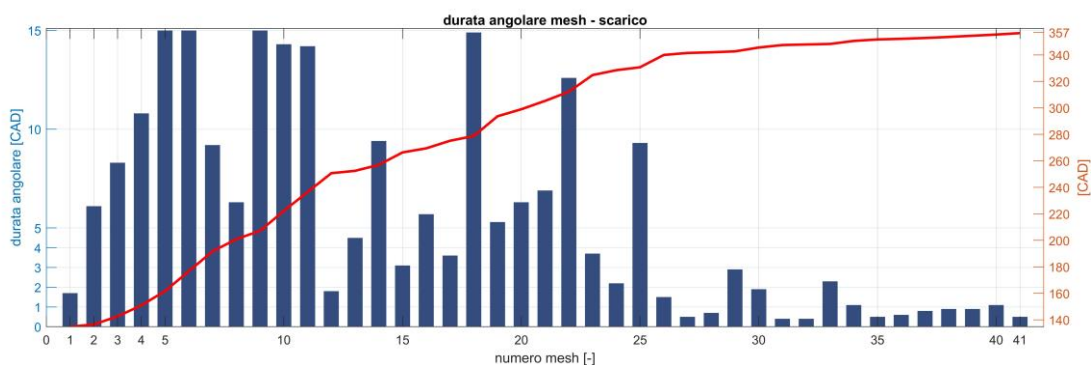


Figura 3.7 Durata mesh fase di scarico

Nel grafico è mostrato l'andamento del numero di mesh ottenute durante la fase di scarico in funzione della durata angolare.

Nella figura 3.7 è stata mostrata la durata angolare delle mesh generate per la fase di scarico, insieme al numero di mesh ottenute e allo specifico angolo di manovella. Per lo scarico si sono ottenute 41 mesh, che è un buon risultato essendo la fase più critica dal punto di vista di generazione mesh. La fase di scarico inizia a 134.8 CAD dopo il punto morto superiore di combustione, mentre il pistone viene spinto verso il BDC dai gas in espansione. In questa prima fase la generazione della mesh non presenta problemi. La durata minima è di circa 4 CAD e si ha all'inizio all'apertura delle valvole di scarico (EVO). Successivamente le durate

aumentano e si mantengono a valori oltre i 10 CAD fino a quando si arriva a circa 460 gradi di angolo di manovella. Da questo momento in poi le durate diminuiscono perché le valvole hanno raggiunto la massima alzata e iniziano a richiudersi e ad essere traslate verso l'alto. Anche il pistone è in risalita verso il TDC e comprime le celle al di sotto delle valvole di scarico, pregiudicando la qualità delle mesh deformate. Superati i 340 CAD, durante gli ultimi 20 gradi prima del TDC e prima della chiusura delle valvole di scarico, le durate si mantengono al di sotto dei 3 CAD. Tuttavia solo in pochi casi si hanno durate minori di 1 CAD, e la procedura non ha presentato interruzioni fino all'EVC.

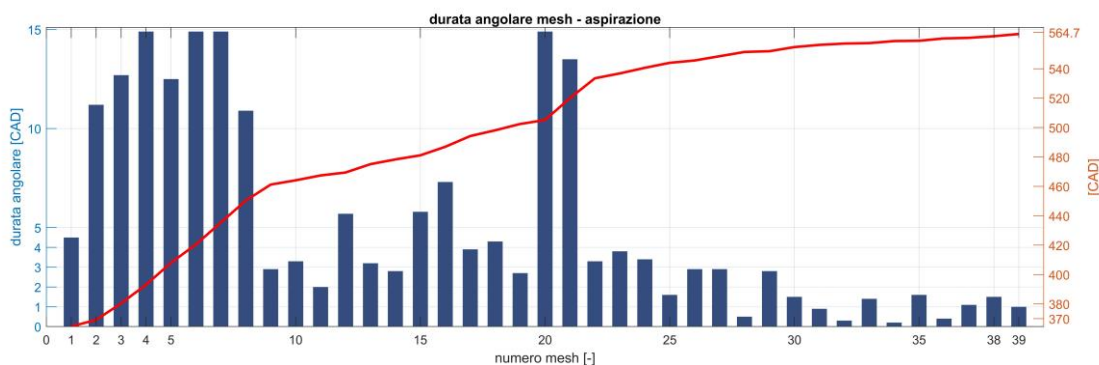


Figura 3.8 Durata mesh fase di aspirazione

Nel grafico è mostrato l'andamento del numero di mesh ottenute durante la fase di aspirazione in funzione della durata angolare.

La fase di aspirazione inizia all'apertura delle valvole di aspirazione a 364.7 CAD e presenta ottime durate nei primi angoli di manovella quando il pistone è in espansione verso il BDC e le valvole si stanno aprendo, condizione per cui le celle si dilatano e vengono deformate correttamente. Dopo il punto morto inferiore il pistone inizia la risalita verso il punto morto superiore ma le valvole sono ancora in fase di apertura e ciò non pregiudica la qualità della deformazione delle celle. Arrivate al max lift a circa 465 CAD, ci si trova nella situazione per cui le celle vengono compresse mentre le valvole iniziano la risalita per andare a chiudere il condotto, e le durate diminuiscono ma mai in maniera brusca, raggiungendo solo in tre casi delle durate minori di 1 CAD verso gli ultimi angoli di manovella prima dell'IVC.

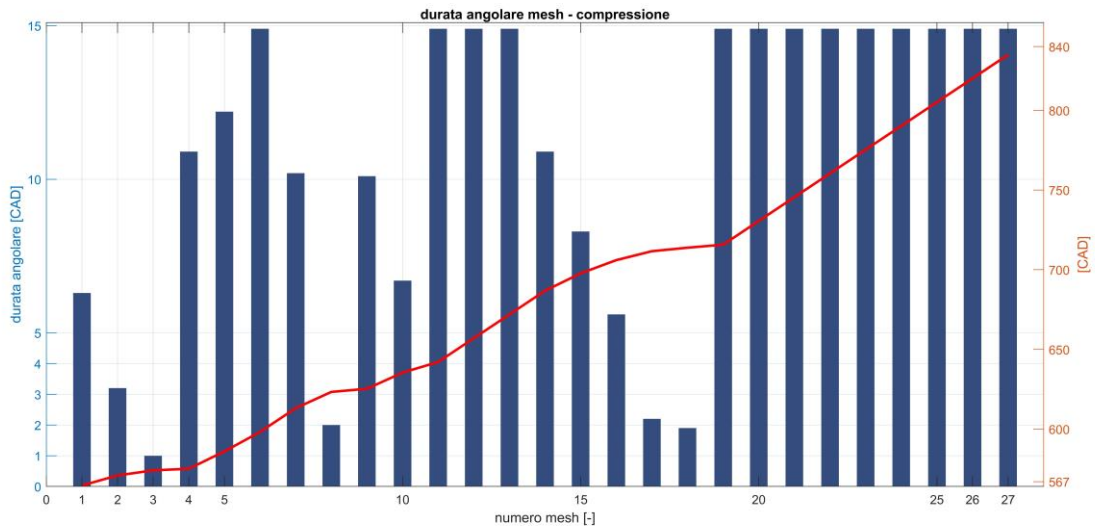


Figura 3.9 Durata mesh fase di compressione

Nel grafico è mostrato l'andamento del numero di mesh ottenute durante la fase di compressione in funzione della durata angolare.

La fase di compressione è quella che presenta meno criticità, in quanto tutte le valvole sono chiuse e non si incorre in problemi di deformazione celle in queste zone critiche. Le durate angolari della mesh durante la fase di compressione fino a 720 CAD sono buone e quasi sempre maggiori di 5 CAD. Dopo il punto morto superiore di combustione e durante tutta la fase di espansione si raggiungono durate massime di 14.9 CAD, fino al completamento del ciclo motore.

3.3 Numero di celle

La scelta di ottenere un numero di celle compreso tra le 200 mila e 600 mila è un buon compromesso tra qualità della mesh e peso non eccessivo della simulazione. La fase di aspirazione è quella caratterizzata da raffinamenti maggiori e da una qualità maggiore della mesh, che come conseguenza comporta avere un maggior numero di celle soprattutto nelle zone critiche al di sotto delle valvole di aspirazione. Il diagonal, il site e il side delle valvole di aspirazione sono state infatti le regioni su cui si è posta una maggiore attenzione durante la definizione dei livelli di raffinamento in snappyHexMesh, essendo le principali regioni a contatto con il flusso d'aria entrante che deve essere simulato il più correttamente possibile. È stato scelto un livello che potesse garantire la corretta dimensione delle celle e la cui dimensione non pregiudichi il loro collasso durante la deformazione. Nel dettaglio in figura 3.10 si osservano i diversi livelli di raffinamento impostati per la generazione della mesh sulle patches della valvola di aspirazione.

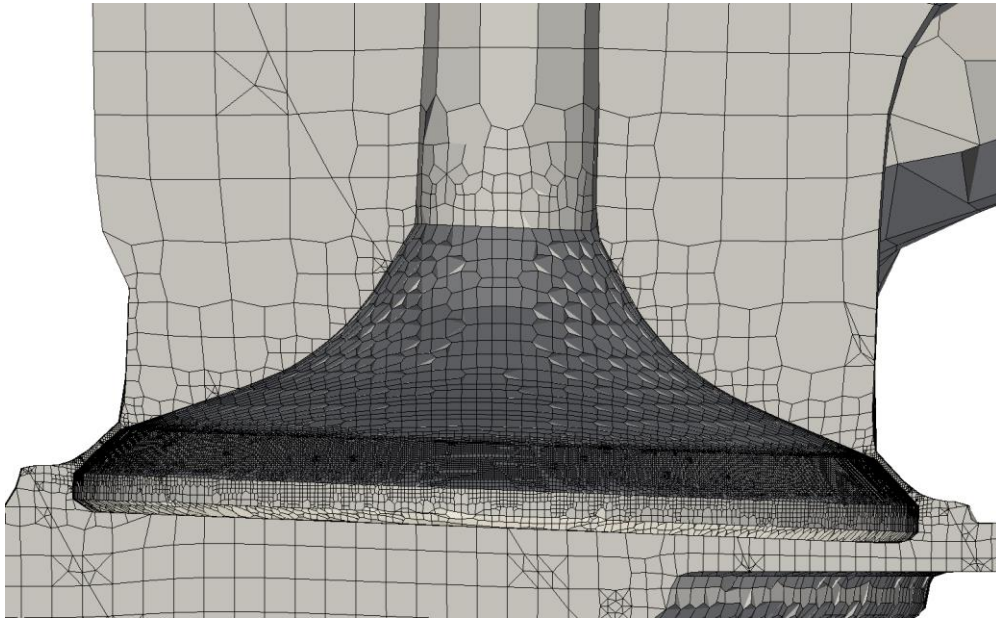


Figura 3.10 Valvola aspirazione condotto elicoidale

In figura è mostrato il dettaglio della mesh generata sulla valvola di aspirazione, quando si trova al minimum lift.

Si nota che sul diagonal della valvola e sul site della sede valvola si raggiunge un livello di raffinamento pari a 6 e le dimensioni delle celle sono minime e pari a circa 0.06 mm. È la zona maggiormente raffinata e quella in cui la procedura causa i maggiori problemi durante lo schiacciamento delle celle nella fase di aspirazione quando ci si avvicina al TDC. Il top della valvola è anch'esso responsabile dell'attaccamento della vena fluida del flusso in entrata, e presenta un raffinamento di livello 3 ossia celle di 0.5 mm di lato. Lo stelo valvola è invece meno responsabile del corretto sviluppo dei moti e viene raffinato in maniera meno fine con un livello di 1.

Nella figura 3.11 si riporta l'andamento del numero di celle ottenute per la fase di aspirazione in funzione degli angoli di manovella.

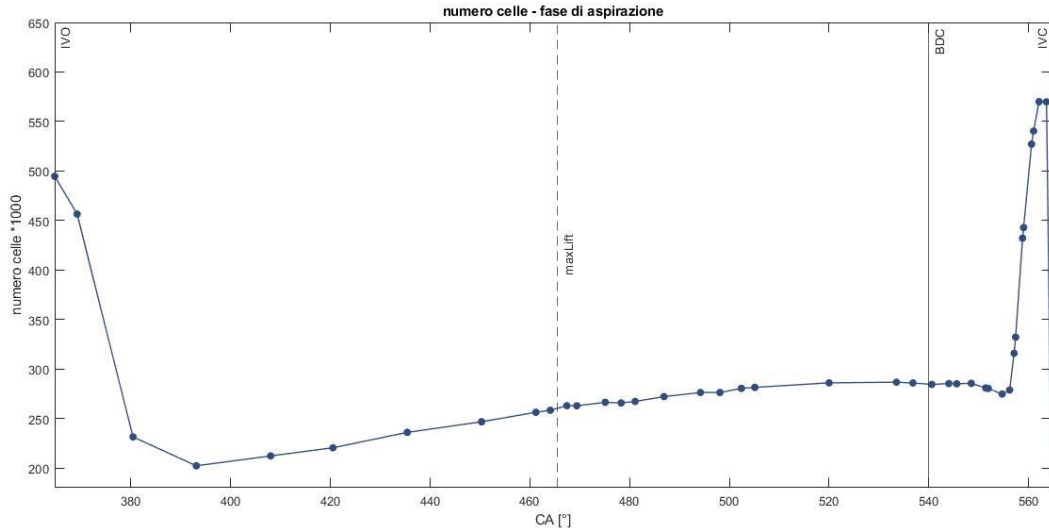


Figura 3.11 Numero di celle fase di aspirazione

In figura è riportato l'andamento del numero di celle generate dalla mesh per la fase di aspirazione dall'IVO all'IVC.

Si osserva che il numero delle celle generate dipende fortemente dal moto delle valvole: all'apertura delle valvole di aspirazione il numero di celle è circa 500 mila, essendo la condizione più critica in cui il gap tra diagonal e sede valvola è minimo. Mentre il pistone continua la sua corsa verso il BDC le valvole continuano ad aprirsi e le celle vengono dilatate, e ciò non comporta durante la fase di generazione mesh alcuni problemi. Il numero di celle presenta un andamento leggermente crescente all'aumentare dei CAD rimanendo in un range compreso tra le 200 mila e 300 mila. Quando ci si avvicina alla chiusura delle valvole il numero di celle aumenta e al minimum lift si hanno valori massimi.

Si precisa inoltre che lavorando con valvole leggermente distorte lungo la direzione parallela al loro asse, si ottengono dei gap al minimum lift tra valvola e sede valvola che sono di dimensioni leggermente differenti, se si confrontano i due gap sulle singole valvole di aspirazione attraverso una slice che taglia le valvole con un piano parallelo al loro asse. È importante notare come al minimum lift si ottengono infatti 2 celle nel gap tra sede valvola e valvola. Avere due celle non è tuttavia sufficiente talvolta a stimare correttamente il moto del fluido nello strato limite. L'ideale sarebbe infatti avere un minimo di 3 celle così che le due esterne a contatto con le superfici simulino il flusso e quella interna lo faccia propagare correttamente. Per avere un maggior numero di celle al minimum lift sarebbe infatti necessario aumentare di molto il raffinamento, condizione che farebbe aumentare eccessivamente il numero di celle totali. Questo problema delle 2 celle è presente solo al minimum lift, mentre già dal successivo CAD si ottengono minimo 3 celle tra valvola e sede valvola.

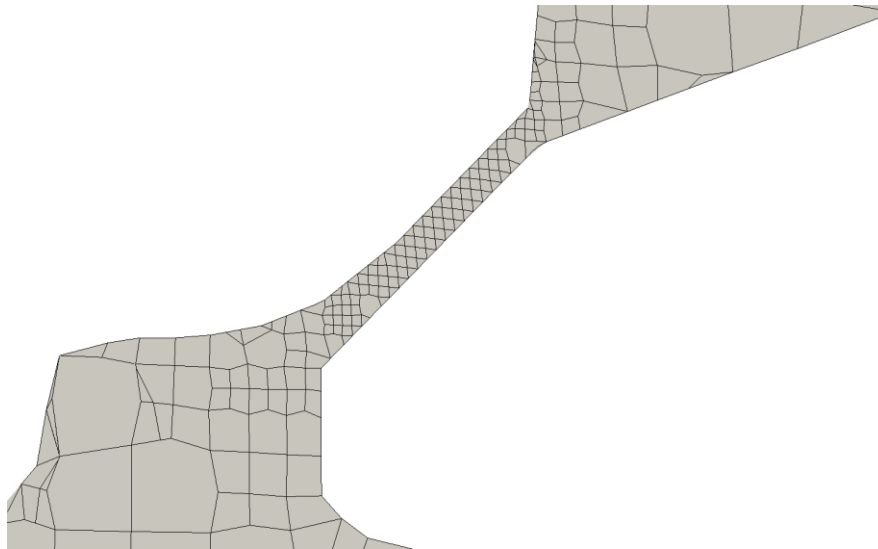


Figura 3.12 Dettaglio valvola aspirazione del condotto tangenziale al minimum lift
 Al minimum lift si ottengono 2 celle nel gap tra valvola e sede valvola.

Per aumentare il numero di celle si è dapprima generata una mesh con dei livelli di raffinamento maggiori, che tuttavia non ha portato benefici nell'aumentare il numero minimo di celle nella zona di interesse. Un modo per migliorare lo strato limite consiste nell'aggiunta dei layers a parete, la cui procedura verrà descritta nel paragrafo 8.3. Si riporta infine l'andamento complessivo del numero di celle sull'intero ciclo motore nella figura 3.13. Si nota chiaramente che le condizioni per le quali si assiste ad un brusco incremento del numero di celle siano dovute alla apertura e chiusura delle valvole e quando si raggiunge il volume minimo del pistone nei punti morti. La fase di compressione è quella meno critica per quanto riguarda il processo di generazione mesh, e anche il numero di celle cala in maniera sostanziale, in quanto si risparmia un notevole numero di celle per non dover generare la mesh delle valvole di aspirazione e scarico, essendo in posizione di chiusura.

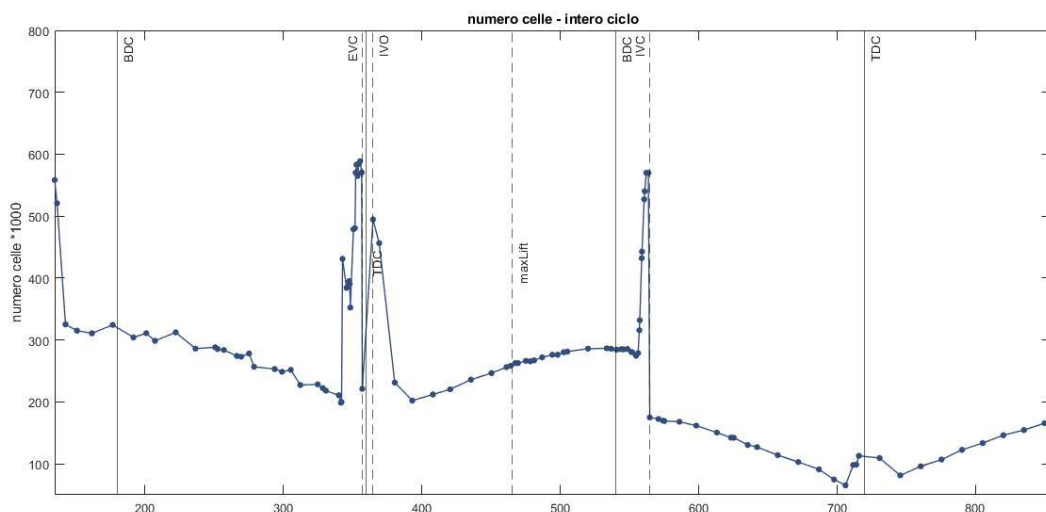


Figura 3.13 Numero di celle nell'intero ciclo
 In figura è riportato l'andamento del numero di celle generate dalla mesh durante l'intero ciclo che inizia all'EVO.

4 Moti della carica

La turbolenza generata durante la fase di aspirazione e compressione è fondamentale nei motori a combustione interna per promuovere il mescolamento aria-combustibile in maniera ottimale. Se si tratta di un motore diesel, in particolare, durante l'intera fase di aspirazione viene a crearsi un moto rotatorio organizzato della carica attorno ad un asse parallelo all'asse del cilindro, che prende il nome di swirl, a seguito dell'avvenuta interazione tra il getto d'aria entrante e le pareti del cilindro. La sua struttura organizzata riesce a mantenersi anche durante la compressione e ciò è utile in un motore ad accensione per compressione per far sì che a fine compressione si abbia uno swirl abbastanza intenso per ottenere un corretto mescolamento aria-combustibile. Il momento angolare iniziale che permette la formazione del moto di swirl si ottiene principalmente dalla componente tangenziale della velocità del fluido che entra nel cilindro. Tale moto viene impresso alla carica entrante attraverso due diverse geometrie dei condotti di aspirazione: un condotto tangenziale orientato che indirizza il flusso verso le pareti con una forte componente tangenziale di velocità; un condotto elicoidale che è progettato per imprimere un moto rotatorio alla carica ancora prima di averla immessa nel cilindro, generando un flusso spazialmente più uniforme e con meno perdite energetiche. Inoltre lo swirl è responsabile di incrementare la quantità di energia cinetica turbolenta che permette di generare mescolamenti di scala minore rispetto allo swirl. Il numero di swirl aumenta progressivamente in funzione dell'alzata valvola, a causa del maggiore effetto della forma del condotto e della minore dissipazione causata da una più stretta sede valvola. Sebbene si stimi che da un quarto a tre quarti del momento angolare iniziale attorno l'asse del cilindro venga a dissiparsi verso la fine della compressione a causa dell'attrito con le pareti, la turbolenza generata dallo swirl può essere incrementata grazie a degli accorgimenti sulla forma del pistone. La stepped-lip ad esempio, permette di incrementare lo swirl verso la fase finale della compressione, grazie alla particolare forma a gradino che permette al fluido di generare meno attrito con le pareti e ad avere una transizione più graduale nel passaggio, e ciò provoca una minore dissipazione di turbolenza.

A differenza di quanto accade per lo swirl, che viene generato durante la fase di aspirazione e permane durante la compressione, vi è un altro moto che si sviluppa nei motori diesel durante le fasi finali della compressione: il moto di squish. Esso si genera grazie a delle particolarità costruttive nella camera di combustione. In particolare sono moti prodotti dalla tipica forma del cielo dello stantuffo a tazza. Il flusso intrappolato tra il cielo del pistone e la testa del cilindro rifluisce verso il centro della camera producendo un vortice toroidale intorno la periferia della camera. Il moto che ne deriva è organizzato ed è causato da un diverso rapporto di compressione che si ha a livello locale.

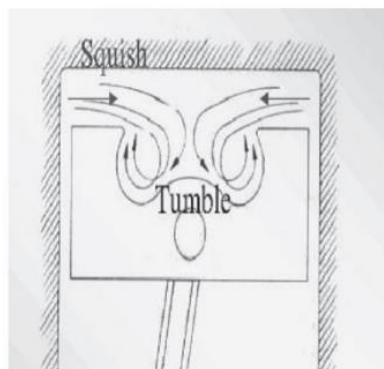


Figura 4.1 Condotto tangenziale ed elicoidale

Il condotto tangenziale imprime al moto una forte componente di velocità tangenziale all'entrata in camera di combustione (immagine a sinistra). Il condotto elicoidale imprime alla carica un momento angolare e una rotazione prima di entrare in camera, aumentando la turbolenza e il grado di swirl (immagine a destra).



(a) Swirl motion



(b) Squish motion

Figura 4.2 Moti di swirl e di squish

In figura sono mostrate le tipiche strutture vorticosi che si formano in un motore ad accensione per compressione. Lo swirl (a) è un moto della carica organizzato che si sviluppa ruotando con una precessione parallela all'asse del cilindro. Grazie ai condotti tangenziali ed elicoidali e alla forma del pistone, tale struttura conserva il momento e si mantiene inalterata durante la compressione. Lo squish (b) si forma a causa di un diverso rapporto di compressione locale che si ha quando il pistone va verso il TDC e il volume in camera è minimo.

4.1 Stepped-lip bowl

Nei motori diesel a iniezione diretta, la geometria della camera di combustione influenza le interazioni che ci sono tra i moti di swirl e di squish. In particolare, la forma del pistone ha un peso importante sulle emissioni e l'efficienza della combustione. Nei diesel tradizionali la tipica forma a tazza (bowl) viene utilizzata principalmente per promuovere il moto di swirl. Durante la corsa di compressione, il volume di squish viene infatti compresso verso la bowl, facendo diminuire l'inerzia della carica che risulta in un incremento del momento angolare necessario per conservare il moto di swirl. Durante gli anni sono stati in molti a presentare un'evoluzione della forma tradizionale, cercando soluzioni che permettessero di ridurre consumi ed emissioni di inquinanti. Una soluzione innovativa è stata introdurre un labbro a gradino smussato in sostituzione del classico sporgente presente nelle forme tradizionali. La forma che ne deriva prende il nome di "stepped-lip (SL)". In figura 4.3 vengono mostrati tutti i vari design che sono stati ideati per la forma SL. In figura 4.4 un dettaglio del confronto tra le due forme del pistone.

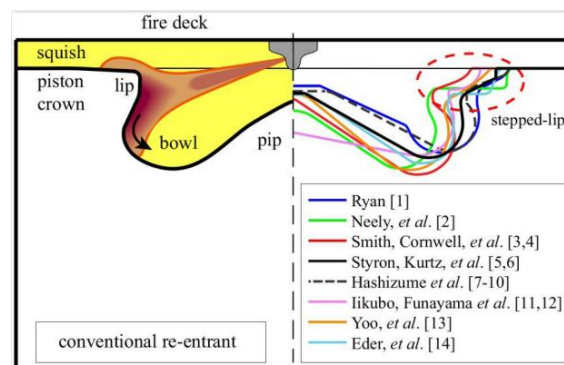


Figura 4.3 Evoluzione forma stepped lip del pistone

In figura è mostrato il confronto tra le due diverse geometrie del pistone tradizionale e stepped-lip, e l'evoluzione di quest'ultimo negli anni.



Figura 4.4 Profilo del pistone convenzionale (RE) e stepped-lip (SL)

Si osserva che a differenza del tradizionale, il pistone SL presenta il tipico gradino in prossimità del bordo di attacco con la parte piana del pistone.

In particolare, il pistone che caratterizza il motore diesel monocilindrico oggetto di studio è di tipo “stepped-lip”. Tra i vantaggi c’è il fatto che la presenza del labbro permette alla carica di stanziare maggiormente nella parte bassa del pistone e conservare la struttura vorticoso formatasi con lo swirl, promuovendo così il miscelamento con il combustibile in anticipo, prima che la carica si sposti nella parte alta del pistone. Inoltre si ottengono delle minori perdite energetiche in termini di calore scambiato, sia perché la stepped-lip presenta un volume minore rispetto alla tradizionale, sia perché una minore area di squish fa diminuire il flusso termico.

Un ulteriore vantaggio di questo accorgimento risiede nel fatto che la stepped-lip si è dimostrata più efficiente per quanto concerne la riduzione di emissioni di inquinanti sotto precise condizioni di funzionamento, rispetto alla geometria convenzionale. In particolare, S. Busch, K. Zha, F. Perini et al. [4] hanno studiato due diversi timing in cui è stata effettuata l’iniezione per le quali la stepped lip presenta sia benefici in termini di riduzione di emissioni e incremento di efficienza, sia peggioramenti rispetto alla tradizionale forma del pistone. Infatti sebbene le geometrie tradizionali siano caratterizzate dalla formazione di un unico vortice toroidale in camera di combustione, nella stepped lip la generazione dei moti dipende fortemente dall’evento di iniezione. Le analisi CFD presenti in letteratura mostrano come per un evento di iniezione che avviene poco dopo il TDC, per il quale si osservano benefici nell’adottare la stepped lip, la simulazione predice la formazione di due zone di ricircolazione addizionali creati dallo squish, quando c’è un’interazione tra un gradiente di pressione che spinge il fluido verso la testa del cilindro e un momento radiale che lo spinge verso il basso.

Gli esperimenti effettuati riproducono due diversi punti di funzionamento e per entrambi il carico è controllato variando il SOI:

- combustione diesel a carico parziale con strategia tradizionale pilot-main, 9 bar IMEPg – CDC9
- combustione premiscelata altamente diluita, 3 bar IMEPg – LTC3

Per quanto riguarda la CDC9 i miglioramenti in termini di efficienza che si ottengono con la SL riguardano i range di iniezioni che si hanno tra circa 5 e 13 CAD aTDC, mentre i vantaggi diminuiscono per eventi di iniezione anticipati rispetto al TDC o attorno a 20 CAD dopo il punto morto superiore. Le rilevazioni ottiche sono state eseguite per i seguenti angoli di SOI_{main} :

- SSEp17b: SOI_{main} : = 0.9 CAD BTDC: ci si trova in prossimità del punto morto, dove non sono presenti differenze nella fase della combustione premiscelata.
- SSEp07b: SOI_{main} : = 9.1 CAD ATDC: tempo di iniezione intermedio, è presente un miglioramento della combustione premiscelata con il pistone SL.
- SSEp02a: SOI_{main} : = 18.1 CAD ATDC: iniezione main ritardata, in cui le emissioni di soot sono più alte per il pistone SL rispetto alla geometria convenzionale.

Per il carico LTC3 si osserva che per iniezioni anticipate o ritardate si assiste ad un peggioramento dell’efficienza per il pistone convenzionale rispetto allo SL.

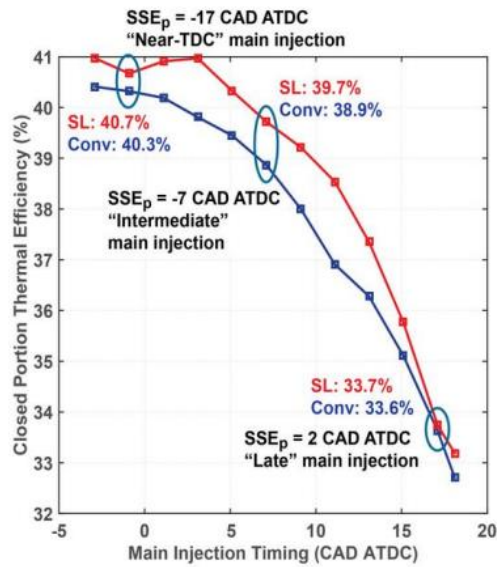


Figura 4.5 Efficienza al variare del SOI_{main}

Utilizzando un pistone SL c'è un miglioramento dell'efficienza per iniezioni che avvengono nei primi CAD dopo il TDC rispetto ad un pistone con geometria tradizionale.

I risultati hanno dimostrato che la stepped-lip presenta delle maggiori disomogeneità per quanto riguarda i moti creati dallo swirl e livelli di turbolenza più alti, che comporta però una più rapida dissipazione di turbolenza più si procede verso il TDC. Inoltre lo squish che viene prodotto crea dei vortici più intensi come conseguenza di una minore inerzia del fluido durante la fase di compressione.

Inoltre Stephen Busch et al. evidenziano l'importanza del target dello spray per un più efficiente funzionamento del motore, grazie al fatto che l'interazione dello spray con la forma stepped-lip del pistone e con i moti in camera garantisce una combustione premiscelata più efficiente per l'effetto del migliore mescolamento, in funzione di quando avviene temporalmente l'iniezione. In figura 4.6 sono riportati alcuni risultati dello studio condotto sull' injection timing.

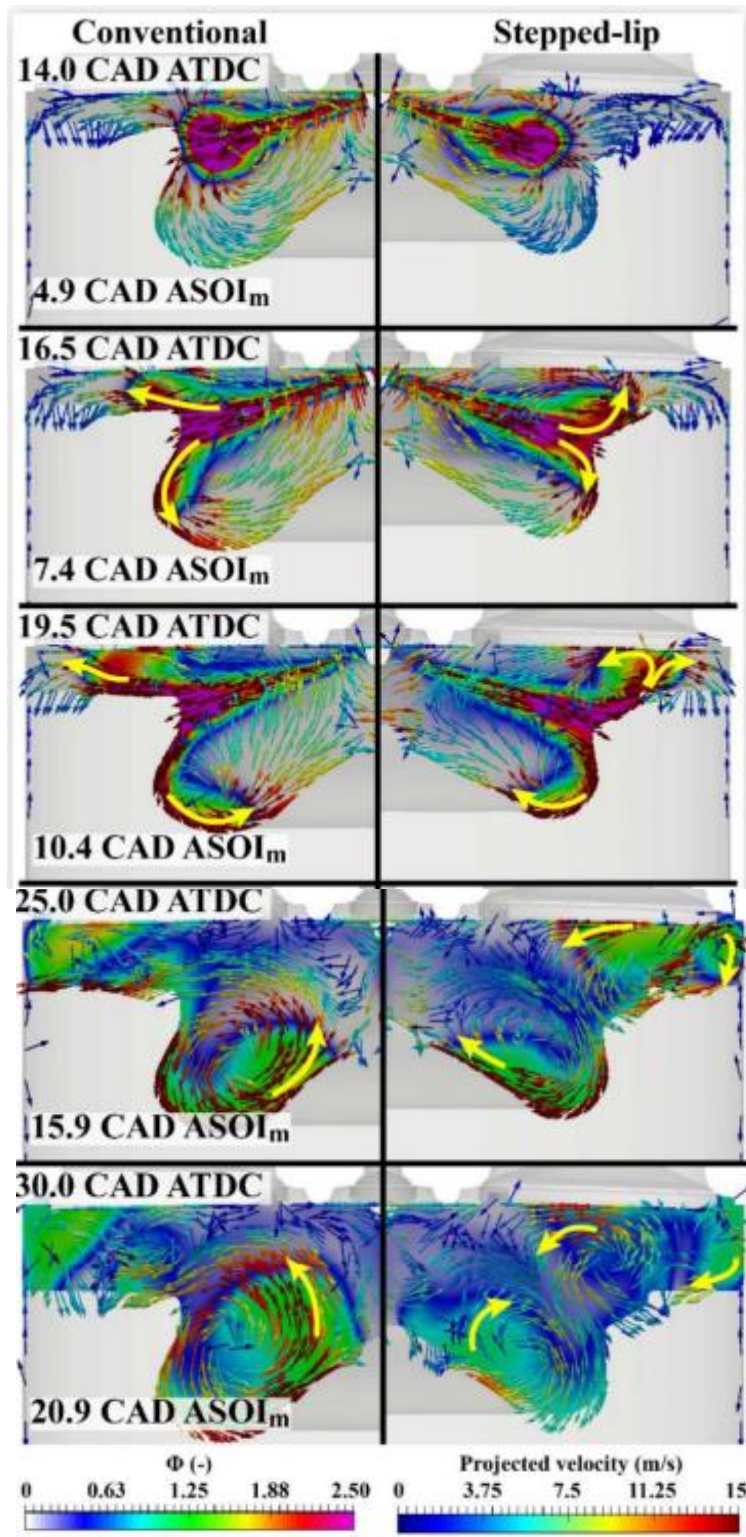


Figura 4.6 Effetto combinato spray e campi di velocità

In figura è mostrata una sezione verticale che contiene l'asse dello spray, in cui è evidenziata la dosatura e i campi di velocità ottenuti per iniezioni intermedie rispetto al TDC. Nel pistone SL si formano dei vortici nella zona di squish più intensi e che si conservano anche per iniezioni ritardate, determinando una maggiore efficienza nel processo di mescolamento e una migliore combustione premiscelata.

4.2 PIV Particle Image Velocimetry

Per misurare i campi di moto dei fluidi, l'accuratezza dei flussi e i fenomeni legati alla turbolenza è stato necessario convalidare i risultati delle simulazioni con quelli delle misure sperimentali ottenute tramite l'analisi Particle Image Velocimetry (PIV).

Le misure sperimentali sono state eseguite su un motore ad accesso ottico durante la fase di aspirazione, compressione ed espansione in assenza di iniezione. In figura 4.7 si riporta il set-up utilizzato per le misure.

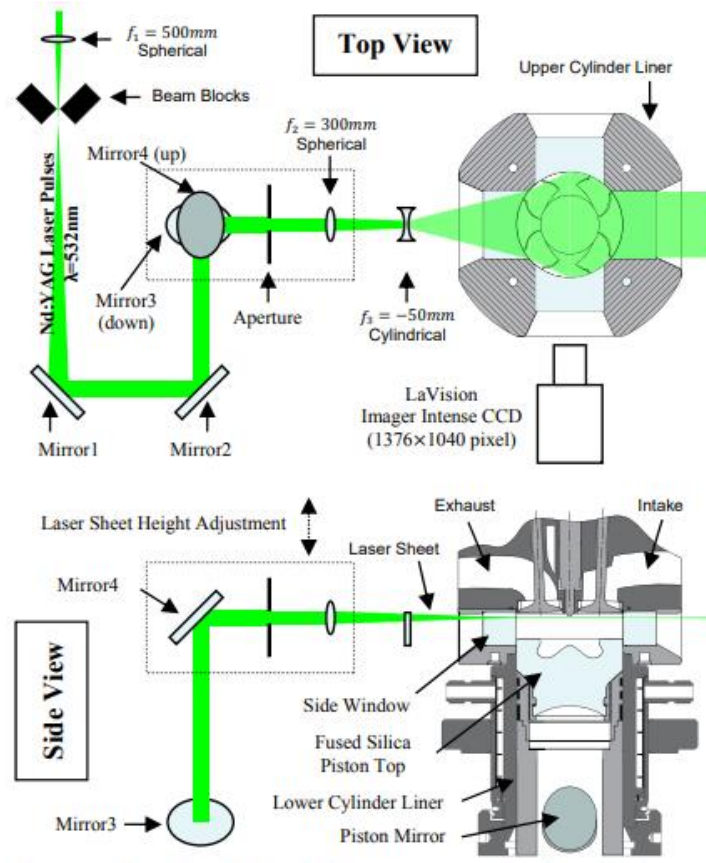


Figura 4.7 Set-up per i rilievi PIV

La distanza minima del pistone dalla testa del cilindro viene variata grazie alla filettatura dello stantuffo, in modo da modificare il rapporto di compressione

Le misurazioni PIV permettono di osservare l'evoluzione del campo delle velocità medie ad un dato piano di swirl ($r-\theta$). Le velocità istantanee sono ricavate a tre diverse distanze dalla testa del cilindro ($dz = 3 \text{ mm}$, 10 mm e 18 mm) su tre piani orizzontali nella camera di combustione e per tre gradi di swirl differente: $R_s = 1.5$, 2.2 , 3.5 , in funzione dell'apertura delle valvole a farfalla che regolano il flusso nella porta tangenziale ed elicoidale.

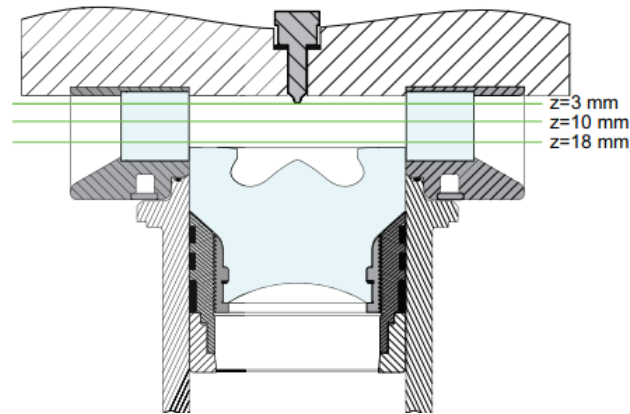


Figura 4.8 Posizioni dei piani per il calcolo dei campi di moto
Le velocità istantanee sono ricavate a tre distanze dalla testa del cilindro

Una particolarità di questi rilievi sperimentali deriva dal fatto che il pistone in quarzo usato per i rilievi ottici riesca a riprodurre correttamente la geometria dello stantuffo. Nonostante ciò, la forma caratteristica reale della bowl crea una distorsione ottica nelle immagini, che è stata corretta successivamente, ma che genera nell'acquisizione delle immagini una fascia nera che coinvolge la parte interna all'interfaccia tra la bowl e la parte piana del pistone.

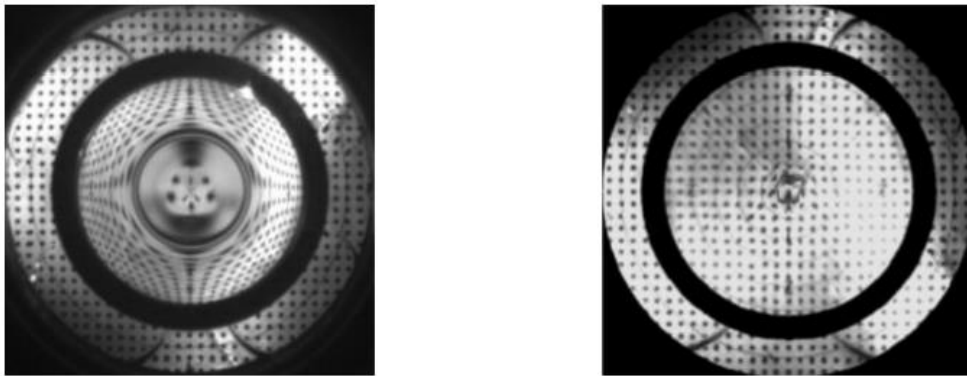


Figura 4.9 Calibrazione ottica immagini rilievi PIV
La fascia nera rappresenta l'interfaccia tra la parte piana dello stantuffo e la bowl del pistone.
A sinistra l'immagine distorta della testa del cilindro è ottenuta nelle misurazioni sperimentali.
A destra è rappresentata l'immagine corretta.

Si riportano i campi di velocità ottenuti sperimentalmente su 3 piani in funzione della distanza dalla testa del cilindro. Le misure sono state prese a diversi angoli di manovella caratteristici della fase di compressione.

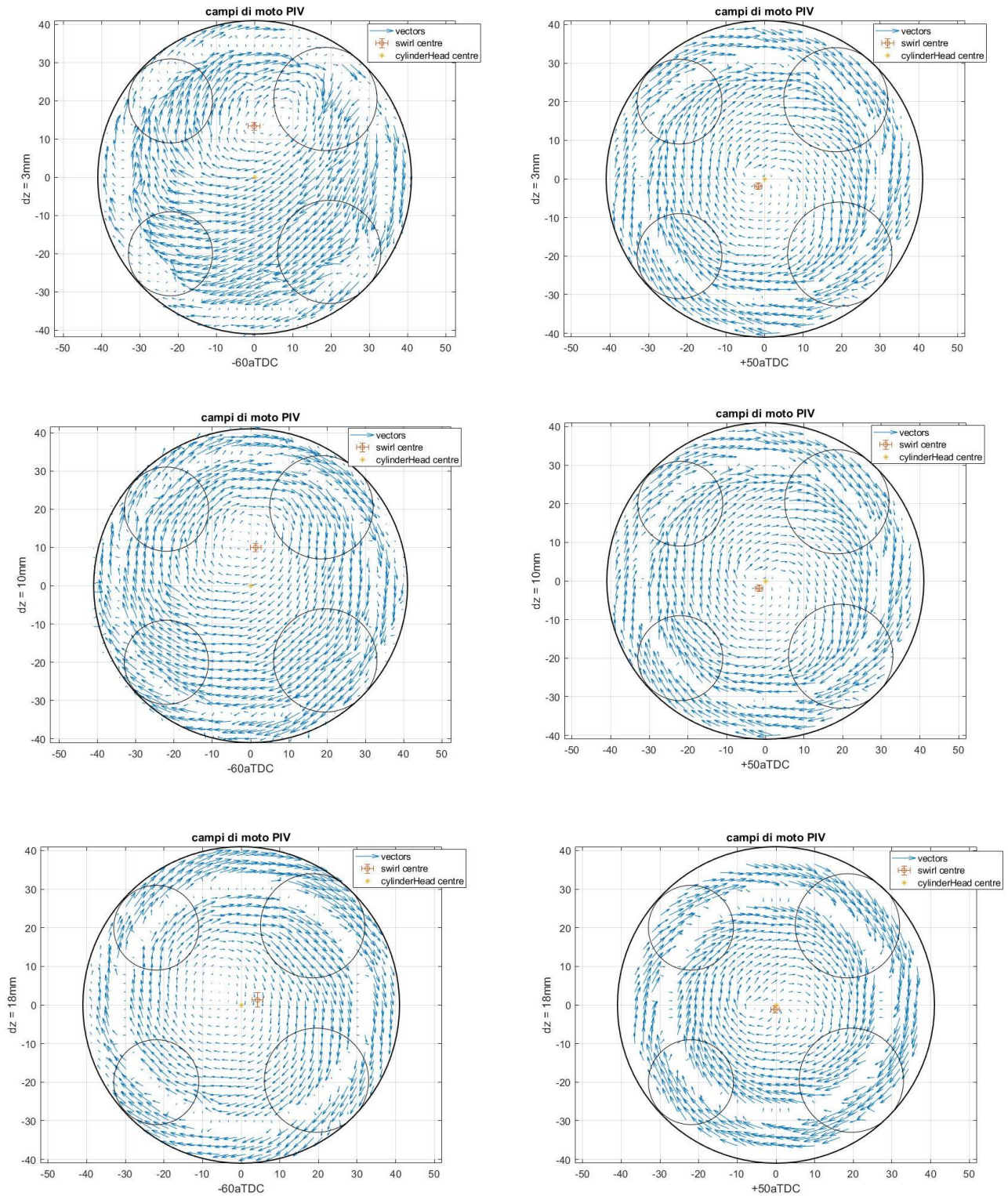


Figura 4.10 Campi di moto e posizione centro di swirl per $R_s=2.2$

Nelle immagini sono rappresentati i campi di moto ottenuti nelle misure sperimentali con grado di swirl nominale di 2.2, a diversi piani in funzione della distanza dalla testa del cilindro. Nella colonna di sinistra le misurazioni sono prese durante la fase di compressione. Il centro di swirl si sposta gradualmente verso la valvola di aspirazione del condotto elicoidale con una precessione oraria più ci si allontana dal firedeck. Nella colonna di destra le misurazioni sono prese durante la fase di espansione. La struttura globale è più omogenea con il centro di swirl posizionato al centro della testa del cilindro.

5 Set up simulazioni

L'obiettivo principale delle simulazioni fluidodinamiche è quello di verificare se il modello preso in esame sia in grado di fornire dei risultati che riescano a riprodurre correttamente quelli sperimentali. Affinché questo sia possibile è necessario calibrare in maniera accurata le condizioni al contorno che sono imposte sull'intera geometria. Per tale ragione è necessario analizzare in maniera approfondita il set-up dei vari casi, partendo dalle informazioni fornite dalle misure sperimentali, dalle quali è stato anche possibile ottenere le curve sperimentali di pressione, temperatura, massa aspirata che sono state prese come riferimento. Tuttavia i dati sperimentali noti sono solamente la temperatura dei gas aspirati, mentre emergono molte incongruenze con i valori di pressione da applicare alle singole patch di *inlet* e *outlet*. Si è perciò reso necessario trovare, dove possibile, un riscontro con le boundary conditions applicate in letteratura, confrontando vari set-up presenti in alcuni articoli che fanno riferimento alle simulazioni CFD del motore Sandia. Ottenere un corretto set-up permette infatti di ottenere dei risultati realistici sia in termini di qualità della simulazione, sia in termini di tempo computazionale speso.

Le condizioni al contorno da imporre su tutte le superfici del cilindro e dei condotti sono i valori di temperatura, pressione e le concentrazioni delle specie chimiche. Inoltre, grazie all'utility *createDict* è stato possibile ottenere dei volumi separati sull'intera geometria, dove poter applicare separatamente le condizioni al bordo. Inoltre è molto importante la calibrazione delle condizioni di pressione e temperatura sulle patch di *inlet* e *outlet* che si riferiscono sostanzialmente ai valori di pressione e temperatura dei serbatoi di aspirazione e scarico, e che sono quelli che influenzano maggiormente la qualità dei risultati.

L'analisi delle condizioni al contorno ottimali da scegliere è stata eseguita partendo dall'analisi dei vari set up imposti in letteratura. Tuttavia, nonostante vi sia un'ampia disponibilità di simulazioni sperimentali, sia la presenza di pochi dati a disposizione che le incongruenze emerse a livello di significato fisico hanno generato molte incertezze che verranno discusse qui di seguito:

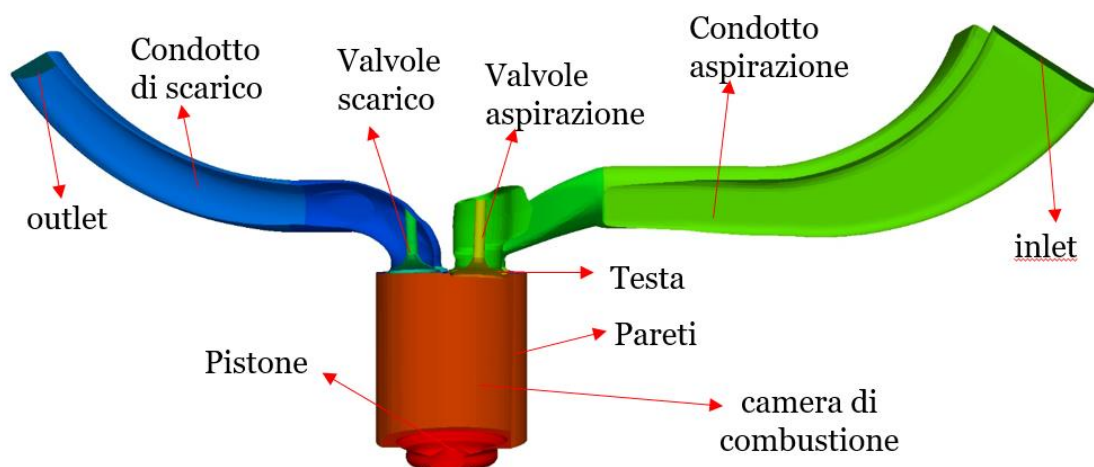


Figura 5.1 Suddivisione volumi su cui applicare le boundary conditions

- Incertezza sulle condizioni di temperatura nei condotti all'aspirazione e allo scarico: nei vari articoli disponibili in letteratura si parla di *intake port temperature* e di *exhaust port temperature*, tuttavia non ci sono abbastanza informazioni su quale sia la parte del condotto a cui siano effettivamente riferite. Questa incertezza ha portato a dover ipotizzare delle temperature costanti sugli interi condotti e a trascurare lo scambio termico dei gas dal momento in cui entrano nei condotti a quello in cui raggiungono le valvole.
- Incertezza sul valore di temperatura e pressione da impostare sulla patch di *inlet*: in alcuni articoli si fa riferimento ad una temperatura di aspirazione 372 K, ritenuta eccessiva. In altri la temperatura imposta è di 329 K, che è sicuramente un valore più realistico. La pressione sulla patch di *inlet* è invece la traccia di pressione sperimentale ricavata dal sensore di pressione, il cui andamento è mostrato in figura 5.2.
- Incertezza sul valore di pressione e temperatura da impostare sulla patch di *outlet*: l'unico dato presente è in un articolo in cui si è imposta una temperatura di 500 K dei gas di scarico, che è stata ritenuta eccessiva. Nel set-up che verrà mostrato la temperatura è stata abbassata ad un valore ritenuto più ragionevole. Il dato sperimentale di pressione sulla patch di *outlet* è invece noto e pari a 1.457 bar, ed è stato utilizzato quel valore di riferimento per la simulazione.

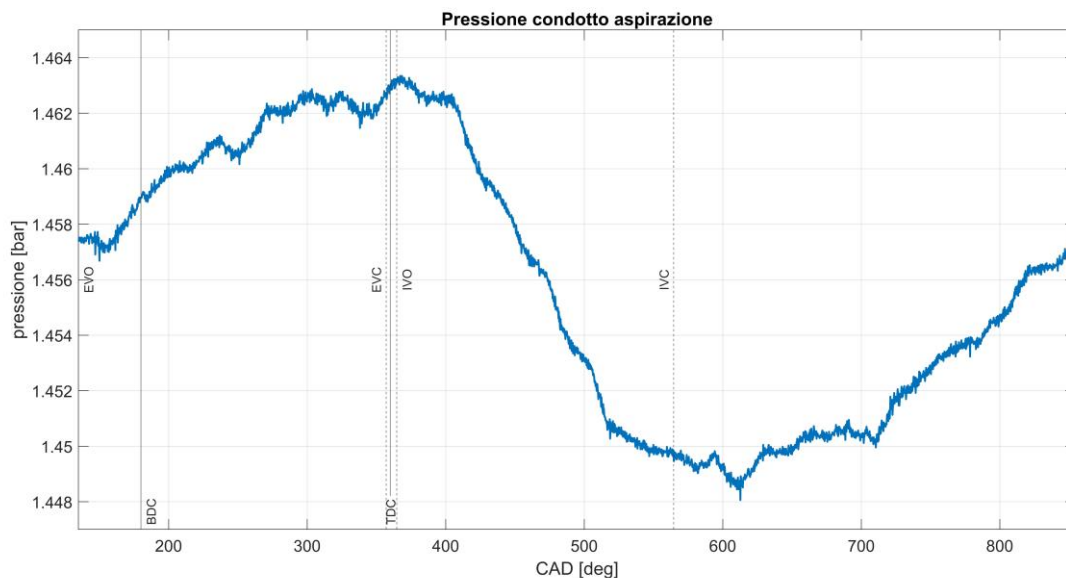


Figura 5.2 Pressione sperimentale nei condotti di aspirazione

La traccia di pressione nei condotti di aspirazione è un dato sperimentale, che oscilla tra un valore di 1.44 e 1.46 bar. All'EVO è stato inizializzato il valore di pressione iniziale.

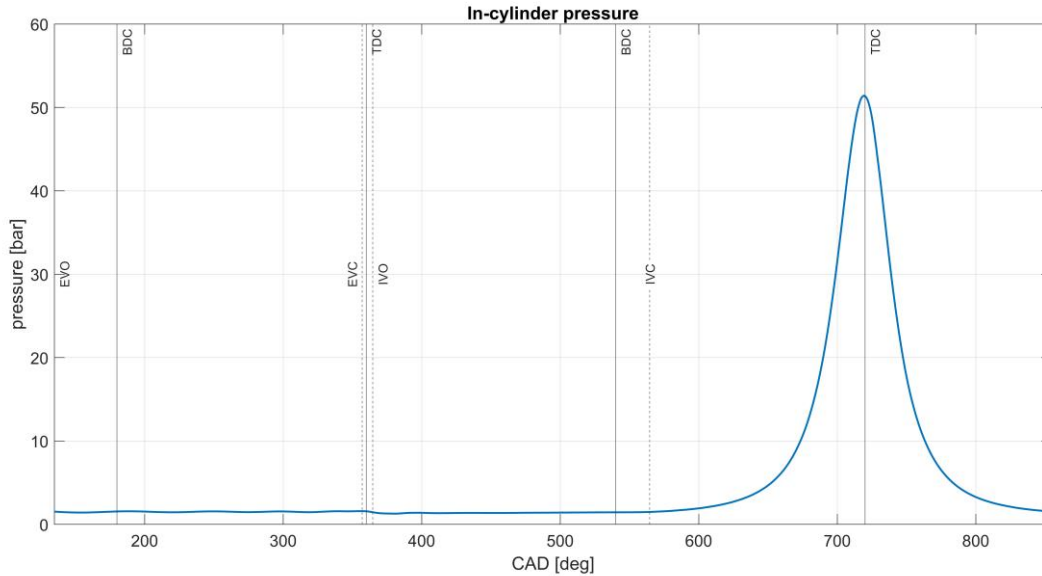


Figura 5.3 Andamento curva di pressione nel cilindro sperimentale

L'andamento della traccia di pressione sperimentale è mostrato in figura. L'andamento della pressione simulata è stato confrontato con questa curva sperimentale al fine di validare la qualità dei risultati.

L'ipotesi che è stata condotta riguarda il simulare l'intero ciclo motore avendo a disposizione diversi set-up che fanno riferimento a diverse condizioni di funzionamento del motore. Confrontando sempre i risultati forniti dal secondo ciclo consecutivo con le curve sperimentali si è in grado di stabilire se il set-up sia corretto o meno.

Di seguito sono mostrati tutti i dati relativi ai due set-up principali utilizzati per le simulazioni, che comprende la definizione delle temperature sulle singole superfici, le pressioni, la composizione chimica delle specie presenti, la scelta del modello di scambio termico e dei modelli di turbolenza, nonché i dati specifici per inizializzare la simulazione come la scelta dei time-steps e degli angoli di manovella su cui impostare l'inizio e la fine della simulazione. È bene notare che i risultati sperimentali sul motore Sandia sono stati ottenuti simulando il ciclo motore con una miscela composta da solo azoto, mentre i campi di moto forniti dalle PIV fanno riferimento ad un set up in cui viene utilizzata una miscela di aria di varia composizione. Per queste ragioni, al fine di ottenere un confronto il più possibile diretto con i dati sperimentali, nelle simulazioni sono stati usati due set up che fanno riferimento alle due diverse composizioni della miscela. In particolare, per quanto riguarda i risultati relativi alle analisi sulle grandezze termodinamiche e le curve di pressione, temperatura e massa, si fa riferimento al set-up Ø. Le analisi sui campi di moto e il confronto con le PIV sono stati effettuati dopo aver simulato il motore con il set-up 1.

Composizione chimica

	O₂ [frazione in massa]	H₂O [frazione in massa]	N₂ [frazione in massa]	CO₂ [frazione in massa]
Set-up Ø	0%	0%	100%	0%
Set-up 1	5%	1%	81%	13%

Tabella 5.1 Specie chimiche presenti

I due set up utilizzati nelle simulazioni fanno riferimento a due diverse composizioni delle specie chimiche con le quali sono state effettuate le misure sperimentali. In particolare nelle misure sperimentali è stato effettuato un ciclo con iniezione di solo azoto prima di simulare l'iniezione di combustibile. Questo è stato preso come riferimento per il set-up Ø. Il secondo set-up vede l'utilizzo di una miscela di aria con una composizione leggermente diversa. Le misure sperimentali sui campi di moto sono state validate attraverso questa composizione chimica.

Modello scambio termico	Han Reitz
Mut	mutkScalableWallFunction
Epsilon	compressible::epsilonScalableWallFunction
k	compressible::kqRWallFunction

Tabella 5.2 Modelli di turbolenza, scambio termico

I modelli sono implementati nella libreria di OpenFOAM e sono stati lasciati i valori di default.

Attraverso l'utility engineControlDict è stato possibile definire lo startTime e l'endTime del ciclo, che inizia quando si apre la valvola di scarico, ossia all'EVO, che è stata posta al valore di 134.8 CAD.

Angoli apertura e chiusura valvole	CAD
EVO ≡ start time	134.8
EVC	357
IVO	364.7
IVC ≡ end time	564.6

Tabella 5.3 Angoli apertura e chiusura valvole

Temperatura superfici [K]

Superficie	Set-up Ø	Set-up 1
Condotti di aspirazione	329	350
Condotti di scarico	410	410
Valvole di aspirazione	370	370
Valvole di scarico	360	360
Inlet	329	350
Outlet	410	410
Pistone	440	440
Pareti	430	430
Testa del cilindro	440	440

Tabella 5.4 Temperature sulle superfici del motore

In tabella sono riportati i valori di temperatura assegnati alle superfici del motore. In rosso i parametri modificati nel secondo set-up utilizzato, che è quello con cui sono state effettuate le simulazioni per analizzare i campi di moto.

Pressione volumi [bar]

Volumi	Set-up Ø	Set-up 1
Capacità di aspirazione	1.45	1.45
Capacità di scarico	1.457	1.457
Camera di combustione	1.52	1.52

Tabella 5.5 Pressioni dei gas in camera e nelle capacità

In tabella sono riportati i valori di pressione assegnati al gas nelle capacità e in camera di combustione. Le pressioni riferite alla capacità sono le stesse che verranno impostate sulle patches di inlet ed outlet nella simulazione, perché per ipotesi i serbatoi vengono tagliati.

Temperatura volumi [K]

Volumi	Set-up Ø	Set-up 1
Capacità di aspirazione	329	329
Capacità di scarico	410	410
Camera di combustione	351 (calcolata con la legge dei gas)	351 (calcolata con la legge dei gas)

Tabella 5.6 Temperature dei gas in camera e nelle capacità

In tabella sono riportati i valori di temperatura assegnati al gas nelle capacità e in camera di combustione. Le temperature riferite alla capacità sono le stesse che verranno impostate sulle patches di inlet ed outlet nella simulazione e verranno mantenute costanti lungo tutti i condotti perché si trascura lo scambio termico.

6 Risultati simulazioni

Il set-up precedentemente illustrato permette di eseguire le simulazioni fluidodinamiche sul ciclo motore che è distribuito su 720 gradi di angoli di manovella. E' stato necessario sempre effettuare 2 cicli consecutivi di simulazione, in cui nel primo si impongono le condizioni al contorno, mentre le condizioni di partenza del secondo ciclo si ottengono mappando i campi di pressione e temperatura dell'ultimo angolo di manovella del ciclo precedente. Il secondo ciclo è importante in quanto permette di capire se le condizioni al contorno applicate si mantengano stabili nel tempo, ed è dunque il ciclo simulato che offre dei risultati più realistici dal punto di vista fluidodinamico. Per queste ragioni è il ciclo che verrà sempre preso come riferimento nelle analisi dei risultati.

Si riportano i risultati ottenuti per la simulazione Ø di riferimento, analizzando le curve di pressione, massa, temperatura e altre grandezze che verranno discusse in seguito.

In tutte le simulazioni effettuate si sente l'influenza delle incertezze che stanno alla base della generazione della mesh e delle condizioni al contorno non pienamente corrette:

- Nella zona di *non overlap* la curva di pressione genera un delta di pressione minore di quello che ci si aspetterebbe.
- La temperatura dei gas all'uscita della fase di scarico, quando ci si trova all'IVO, è maggiore di quella imposta nelle condizioni al contorno, probabilmente dovuto alla mancata simulazione della fase di incrocio valvole.
- Le oscillazioni di pressione nella fase di scarico sono caratterizzate dall'aver una fasatura corretta ma un'ampiezza leggermente differente rispetto ai risultati sperimentali. Inoltre si osserva in tutte le simulazioni che si perde l'ultima oscillazione nella fase finale dello scarico, dove la curva di pressione tende ad appiattirsi prima di raggiungere la fase di non incrocio valvole, raggiungendo dei valori più bassi di pressione. La mancata presenza dell'ultima oscillazione può essere causata da una non corretta lunghezza dei condotti di scarico imposta nelle simulazioni rispetto a quella utilizzata nei set up sperimentali. Ci si aspetterebbe infatti che una lunghezza minore del condotto garantisca una maggiore propagazione delle onde. Tuttavia si è fatto sempre riferimento ai parametri geometrici del motore fornito dal SANDIA, che sono stati considerati corretti.
- In tutte le simulazioni effettuate con diversi set-up nei primi angoli di manovella dopo l'IVO (circa 20 CA) non si raggiunge mai il valore minimo di pressione sperimentale pari a 1.29 bar circa. Si è cercato di ottenere il delta di pressione mancante agendo sia sulle condizioni al bordo per la fase di aspirazione, sia introducendo una caduta di pressione ulteriore con l'introduzione della valvola per lo swirl nel condotto di aspirazione, ma i risultati presentano solo un leggerissimo miglioramento. Come verrà descritto nel capitolo 8, si è compreso che la causa è da cercarsi nella qualità della mesh durante i primi angoli di apertura delle valvole di aspirazione.

6.1 Simulazione Ø

Ciclo indicato

Il ciclo indicato rappresenta il ciclo di lavoro effettivamente realizzato all'interno del motore e viene tracciato istante per istante mediante i valori di pressione e volume all'interno della camera di combustione. Il ciclo indicato differisce dal ciclo limite perché tiene in conto di tutte le perdite fluidodinamiche del fluido reale. Nel presente lavoro le perdite a cui si fanno riferimento sono dovute agli scambi termici tra il fluido e le pareti del cilindro, le perdite all'aspirazione e allo scarico che si hanno a causa del lavoro di pompaggio e le perdite di lavoro dovute al fatto che l'apertura e chiusura delle valvole non avviene in maniera istantanea. Poiché la simulazione del presente lavoro è di tipo cold-flow non essendoci combustione, le perdite per intemperività e per incompletezza della combustione non vengono considerate. La mancanza di iniezione di combustibile e di conseguenza del processo di combustione influiscono sul ciclo indicato, che generalmente dovrebbe presentare un'amplificazione di pressione in corrispondenza della fase di combustione al TDC, che permette di ottenere un lavoro utile molto maggiore rispetto a quello fornito dalla combustione stessa. Nel caso in esame la mancanza di combustione si traduce in un appiattimento della curva di espansione subito dopo aver raggiunto il picco di pressione a fine compressione. Il lavoro che ne deriva è quasi nullo, e non avrebbe senso definire i principali parametri motoristici quali pme, pmi, lavoro utile, lavoro indicato, rendimento organico, poiché non avrebbero significato fisico.

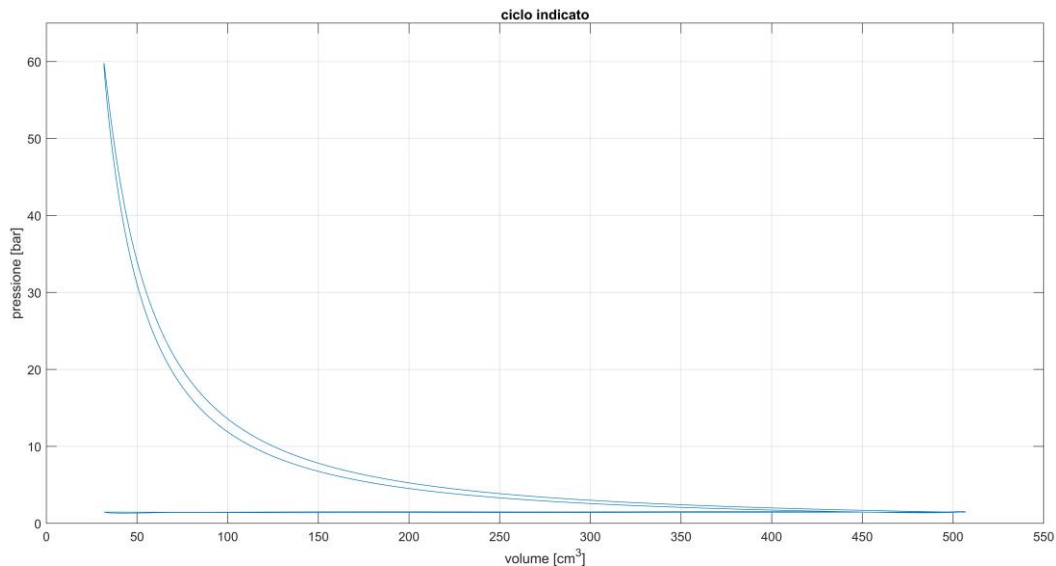


Figura 6.1 Ciclo indicato

In figura è mostrato il ciclo di lavoro compiuto dal fluido. Si noti che non essendoci combustione l'area sottesa dal ciclo è molto piccola. Inoltre poiché la corsa di espulsione avviene con una certa sovrappressione rispetto all'ambiente di scarico e la corsa di aspirazione in depressione, ci saranno delle laminazioni attraverso le valvole che introducono una perdita a causa del lavoro di ricambio fluido.

Compressione ed espansione

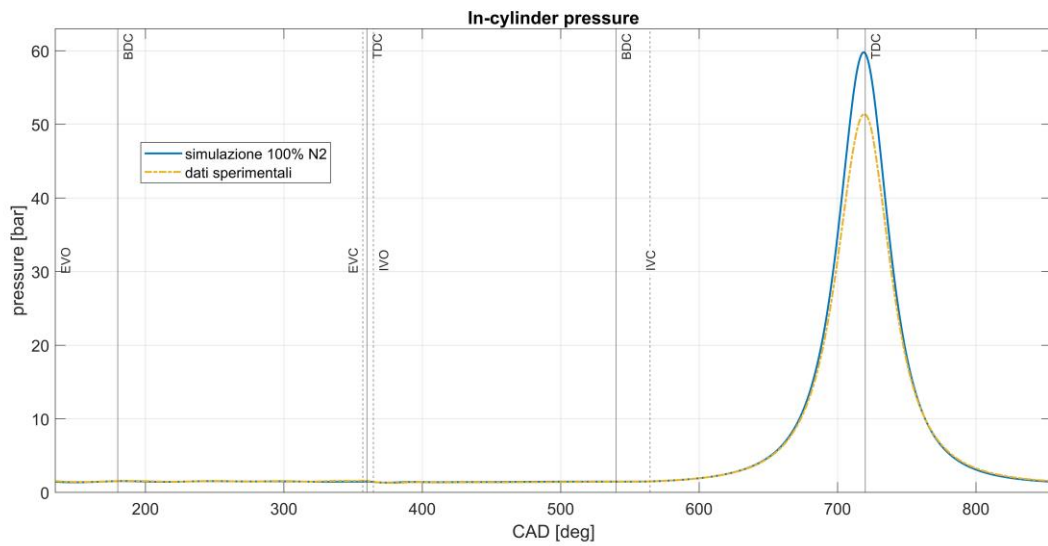


Figura 6.2 Pressione in camera di combustione sull'intero ciclo

La curva di pressione simulata sovrastima correttamente quella sperimentale al TDC di compressione, raggiungendo un picco di quasi 60 bar.

Nella figura 6.2 è mostrato il confronto tra l'andamento della curva di pressione del secondo ciclo simulato e la curva di pressione ottenuta dai dati sperimentali, al variare dell'angolo di manovella. Dopo la chiusura delle valvole di aspirazione la pressione aumenta gradualmente fino a raggiungere il valore di picco in prossimità del TDC a circa 720 CAD. A questo punto la pressione inizia a diminuire fino a raggiungere il valore che aveva a inizio ciclo. La simulazione sovrastima del 16% circa il picco di pressione che si raggiunge in camera rispetto al valore ottenuto dalla curva sperimentale, raggiungendo il valore di pressione di circa 60 bar. Questo è un effetto positivo perché si ricorda che il motore deve sovrastimare il picco di pressione, perché si sta trascurando l'effetto della comprimibilità del cinematismo.

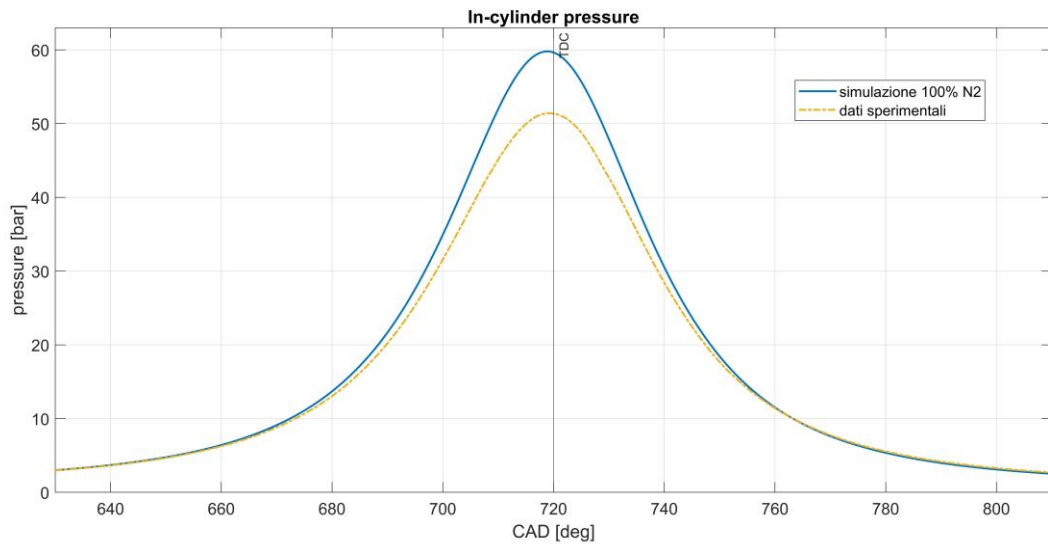


Figura 6.3 Pressione in camera di combustione durante la fase di compressione
 In figura è mostrato un ingrandimento sulla curva di pressione 90 CAD prima e dopo il TDC.

In figura 6.4 si mostra l'evoluzione della pressione durante la fase di compressione.

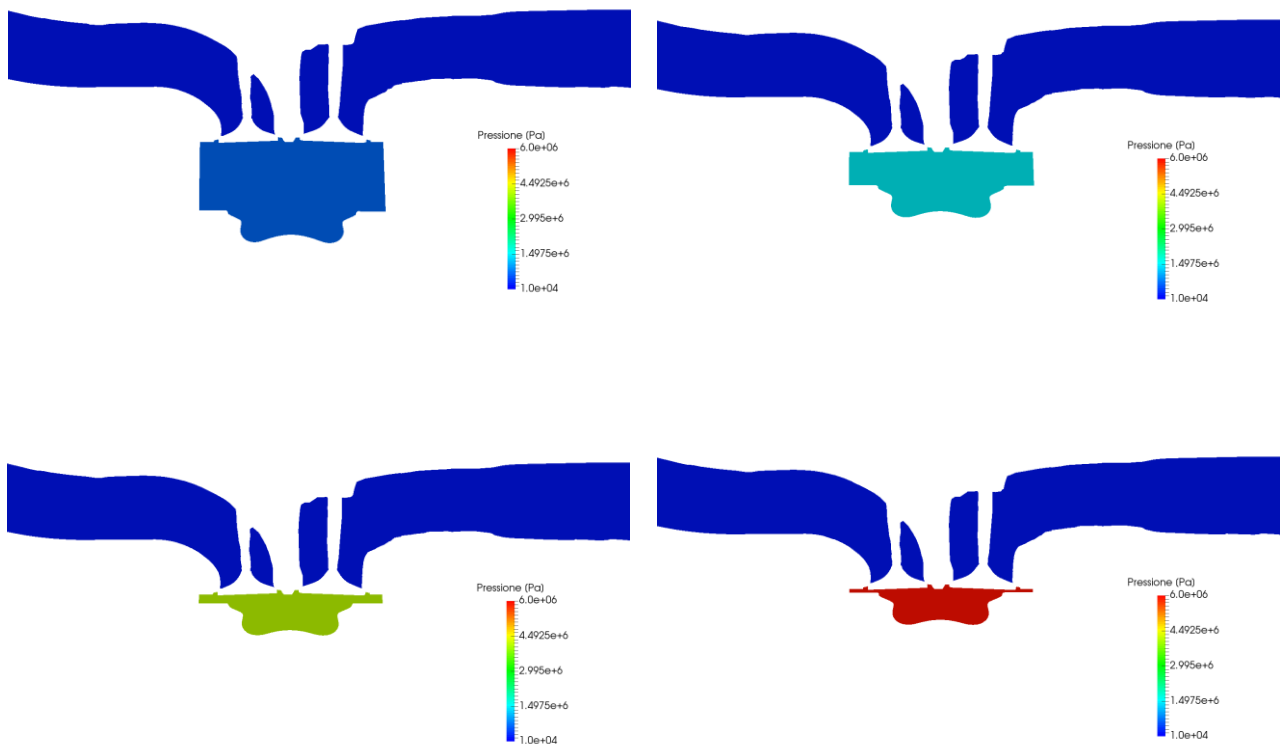


Figura 6.4 Evoluzione pressione in camera durante la compressione

Si noti come per la prima fase di compressione il valore di pressione aumenti gradualmente fino a raggiungere il picco al TDC, per poi tornare a scendere durante la fase di espansione.

Scarico e aspirazione

E' possibile analizzare l'effetto dei condotti lunghi riprodotti correttamente nelle oscillazioni di pressione che si hanno durante la fase di scarico, dall'EVO fino la EVC.

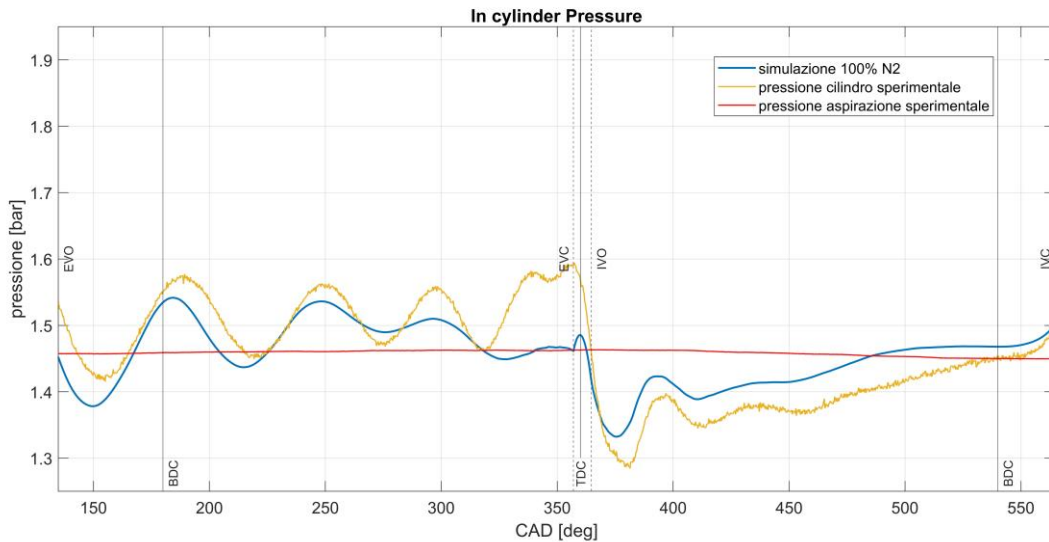


Figura 6.5 Pressione simulata durante la fase di scarico e aspirazione

L'andamento di pressione nel cilindro durante lo scarico e l'aspirazione è mostrato in figura. La curva simulata oscilla attorno il valore di pressione di scarico imposta.

Il secondo ciclo inizia all'apertura delle valvole di scarico con lo stesso livello di pressione che si è raggiunto in camera al termine del primo ciclo. Le tracce di pressione oscillano attorno al valore imposto sulla patch di outlet, in questo caso 1.45 bar. Come si evince dal grafico le prime tre oscillazioni di pressione che si hanno nei condotti vengono riprodotte correttamente, sebbene con un leggero ritardo rispetto la curva sperimentale e con un'ampiezza differente. Questo è probabilmente causato dalle non precise condizioni al bordo imposte sulla patch di outlet, dove probabilmente il valore di pressione imposto allo scarico di 1.45 bar risulta essere leggermente basso, il che causa un ritardo nella curva di pressione, che tra 150 e 160 CAD vede scendere notevolmente il suo valore rispetto la curva sperimentale. Come viene mostrato nelle immagini in figura 6.6, nei primi angoli dopo l'apertura delle valvole, il gas inizia a fluire verso i condotti, ma la pressione in camera è ancora minore di quella imposta all'outlet, pari a 1.45 bar. Quando si arriva a circa 180 CAD invece si osserva che la pressione in camera supera quella nei condotti.

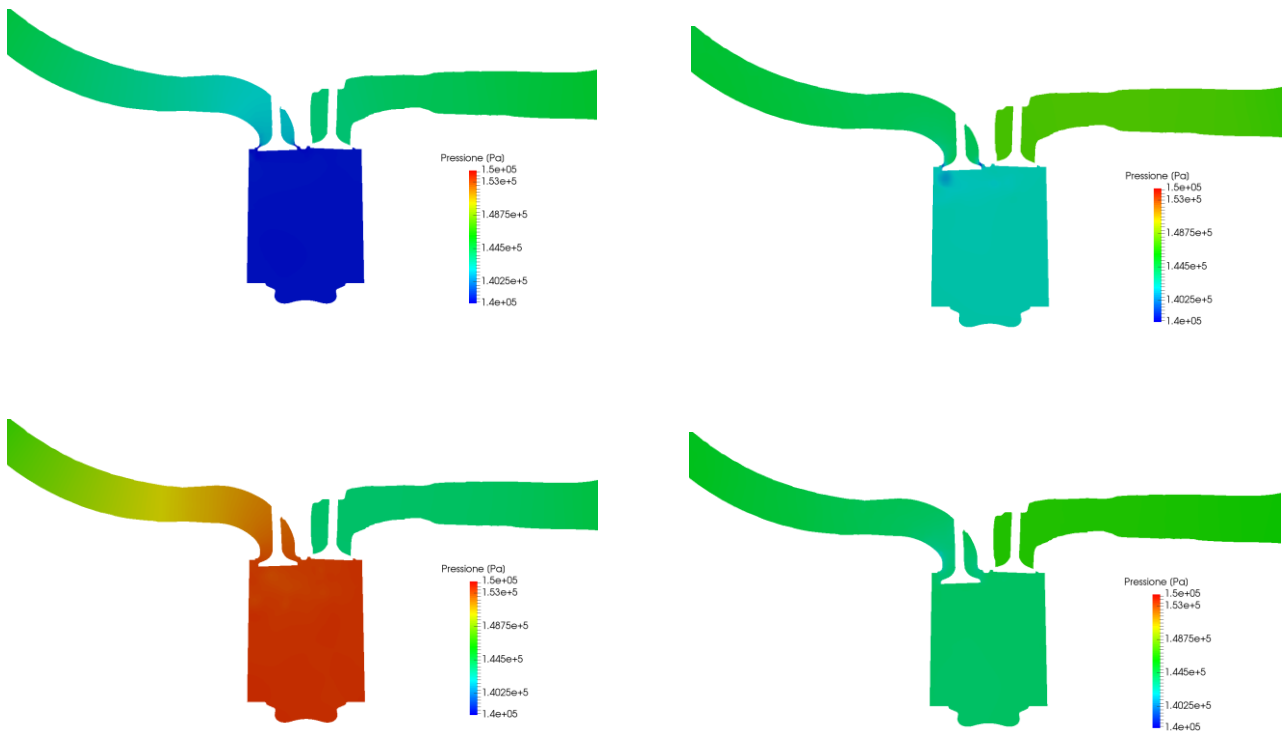


Figura 6.6 Evoluzione pressione durante la fase di scarico

In figura sono riportati gli andamenti di pressione durante lo scarico in quattro differenti istanti temporali, rispettivamente da 148 CAD a 213 CAD da sinistra verso destra. Solo quando si raggiungono i 180 CAD (immagine in basso a sinistra) si osserva che la pressione in camera supera quella nei condotti.

Le prime oscillazioni vengono colte in maniera corretta, tuttavia si perde sempre l'ultima oscillazione presente tra 320 CAD e l'EVC. Le motivazioni potrebbero essere varie:

- influenza della temperatura in camera di combustione e nei condotti di scarico: la temperatura in camera di combustione è stata calcolata con la legge dei gas perfetti conoscendo il valore di pressione e il volume massico del gas a inizio simulazione, ossia all'EVO. Inoltre la costante dei gas è stata calcolata a seconda se si lavora con solo azoto o con la miscela di aria. Nei vari set up presenti in letteratura era stata invece imposta una temperatura in camera pari a 650 K, ritenuta eccessiva per una simulazione *cold-flow*. La temperatura nel condotto di scarico si suppone costante sebbene nella realtà vari. Non avendo un riscontro con i set up sperimentali sulla legge di scambio termico fissata sul condotto si è ipotizzato di trascurare lo scambio termico e di imporre delle temperature costanti sull'intero condotto, pari al valore di temperatura all'outlet. Queste incertezze sul non corretto set-up delle temperature potrebbero determinare un gradiente di temperatura tale da generare una caduta di pressione improvvisa prima che le valvole di scarico si chiudano.
- lunghezza del condotto di scarico maggiore di quella che caratterizzava la geometria del motore sul quale sono state effettuate le prove sperimentali. Una minore lunghezza potrebbe infatti determinare

una maggiore propagazione delle onde nel condotto. Tuttavia si è deciso di non modificare la lunghezza dei condotti ma di prendere come riferimento la geometria fornita.

Dopo la chiusura delle valvole di scarico si assiste ad un leggero incremento della pressione durante la fase di non incrocio valvole. La mancata simulazione dell'incrocio non genera particolari problemi dal punto di vista fluidodinamico; come si è visto precedentemente infatti, la massima alzata raggiunta nella fase di *overlap* reale è di 0.1 mm circa, e le condizioni di efflusso non simulando correttamente la fase di incrocio generano errori trascurabili. Infatti la curva simulata presenta le stesse condizioni di pressione di partenza all'IVO della curva sperimentale. Il problema ricorrente in tutte le simulazioni effettuate con i diversi set up è il delta di pressione di circa 0.05 bar che non viene colto nei primi 20 CAD dopo l'apertura delle valvole di aspirazione. Questa leggera sovrappressione viene poi riprodotta su tutta la curva durante la fase di aspirazione, il che fa risultare una curva simulata che risulta essere traslata di circa 0.05 bar rispetto quella sperimentale. Tuttavia nonostante questa differenza, la pressione nel cilindro all'IVC eguaglia quella sperimentale, e la fase iniziale della compressione viene simulata in maniera corretta. Inoltre la pressione nel cilindro supera la pressione nel condotto di aspirazione in anticipo rispetto a ciò che accade per la curva sperimentale, circa a 485 CAD, ma i gas continuano ad entrare in camera di combustione fino al TDC, dove poi il flusso si inverte e contribuisce a svuotare leggermente il cilindro, come verrà successivamente mostrato nell'andamento della massa aspirata.

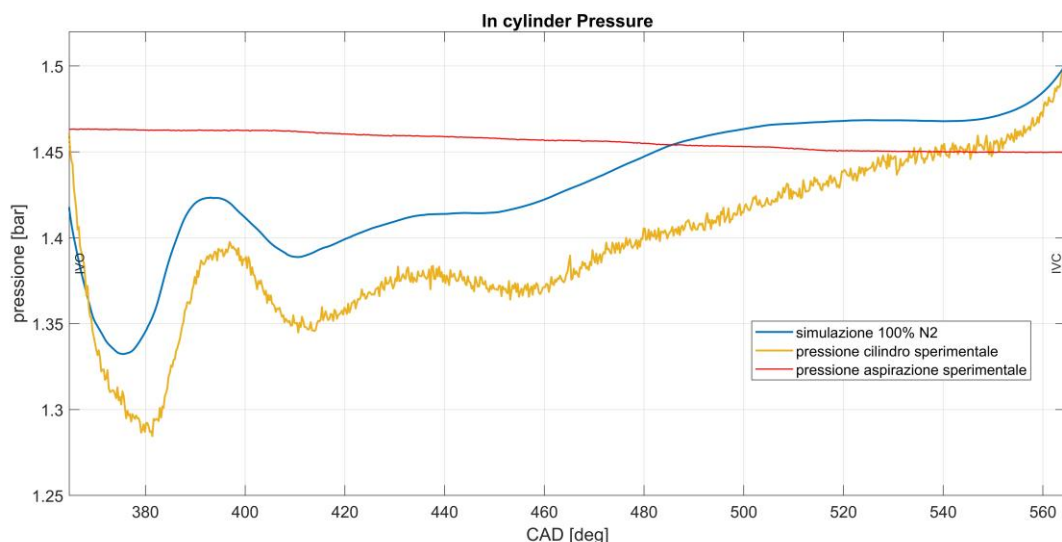


Figura 6.7 Pressione durante la fase di aspirazione

La curva simulata presenta valori molto simili a quella sperimentale all'IVO e all'IVC, mentre per tutta la fase di aspirazione il delta di pressione corretto non viene simulato, e la curva risulta come essere traslata di un valore di circa 0.05 bar.

L'andamento di temperatura nel cilindro sull'intero ciclo è riportato in figura 6.8. La temperatura iniziale all'EVO è stata imposta valutandola attraverso la legge dei gas perfetti, pari a circa 350 K. Si precisa che il grafico mostrato in figura è relativo al secondo ciclo simulato e dunque il valore di temperatura di partenza all'EVO deriva dalla condizione finale in cui si trova il fluido al termine del primo ciclo, e quindi ad un valore di temperatura all'apertura delle valvole di scarico minore, circa 317 K. Durante la fase di scarico il fluido subisce un graduale incremento di temperatura durante la risalita del pistone dal punto morto inferiore al punto morto superiore, sebbene i gas vengano spinti fuori durante lo scarico. Durante l'aspirazione l'aria entra nel motore ad una temperatura nota di 329 K, tuttavia si mescola con i gas più caldi presenti in camera e si riscalda, raggiungendo un valore che si mantiene pressoché costante per tutta la fase di aspirazione. All'IVC il fluido si trova ad un valore di temperatura che sottostima quello sperimentale di circa il 5%. Dopo la chiusura delle valvole di aspirazione, il pistone inizia la fase di compressione e comprime i gas presenti in camera fino al TDC, con conseguente incremento di temperatura che raggiunge il massimo al TDC e raggiunge correttamente il valore sperimentale di 720.8 K, sovrastimandolo leggermente del 4.5% circa. Questo spiega anche la sovrastima che si ottiene nella pressione al TDC.

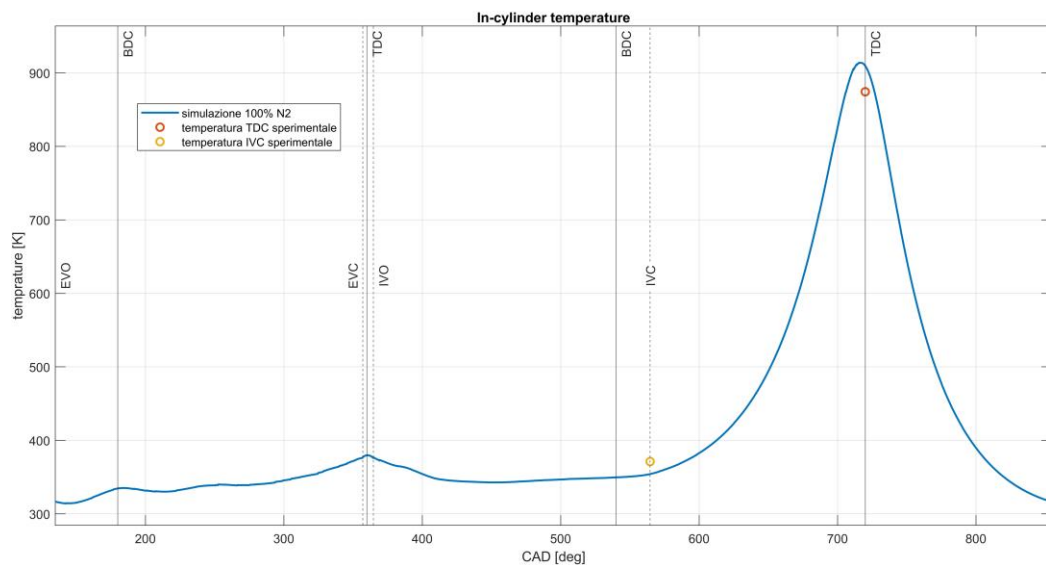


Figura 6.8 Andamento temperatura nel cilindro

La simulazione riproduce correttamente l'andamento di temperatura in camera di combustione. Le due temperature di riferimento all'IVC e al TDC valutate in camera sono raggiunte correttamente.

Si riportano i campi di temperatura valutati nel cilindro durante la fase di compressione, che aumenta gradualmente fino a raggiungere il massimo al TDC sia per effetto dell'aumento di pressione che di riduzione del volume del pistone.

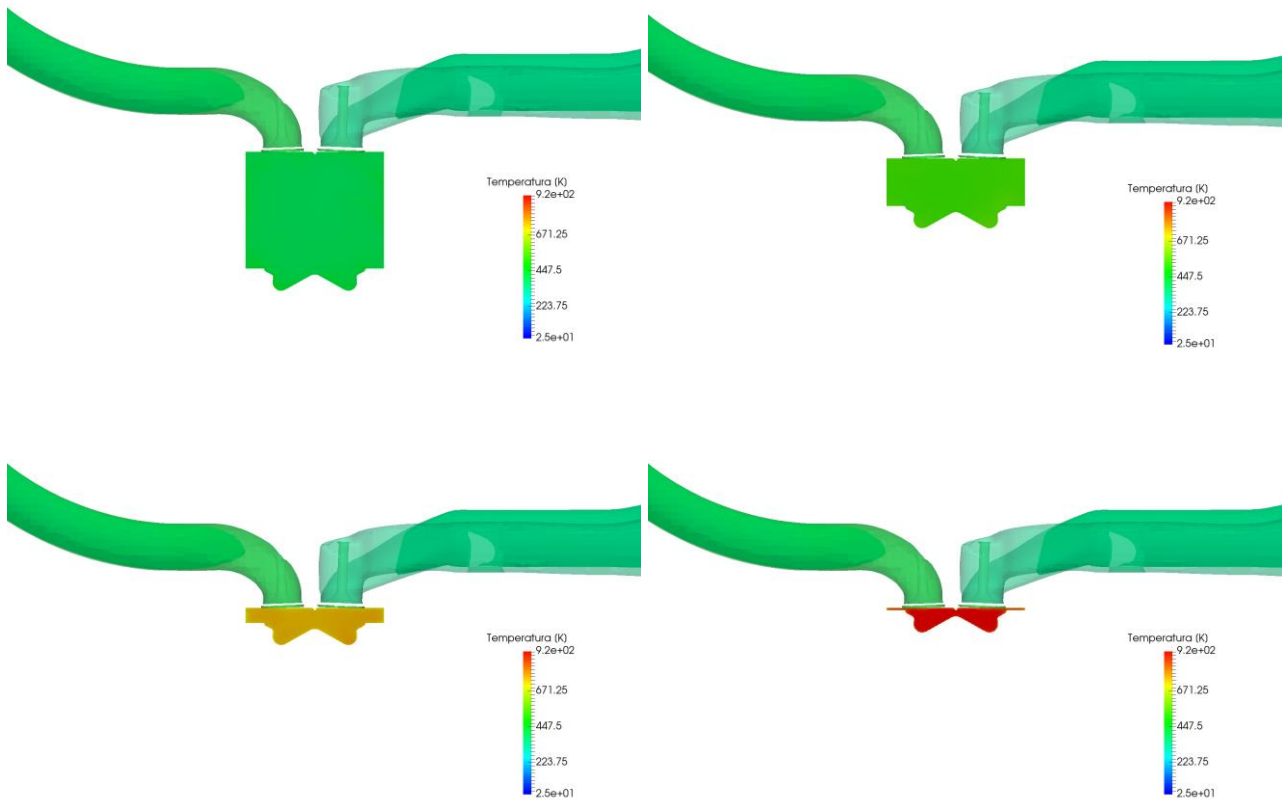


Figura 6.9 Evoluzione temperatura durante la fase di compressione

La temperatura in camera aumenta gradualmente fino a raggiungere il massimo valore in prossimità del TDC, dove si raggiungono i 920 K circa.

Per quanto riguarda l'andamento della massa nel cilindro, il riferimento che si ha a disposizione è il valore di massa sperimentale aspirata dal motore, che tuttavia non è comprensivo della massa intrappolata nello spazio morto. Nell'analisi di post processing è stata effettuata una correzione sul valore minimo di massa aspirata per tenere in conto di questo problema.

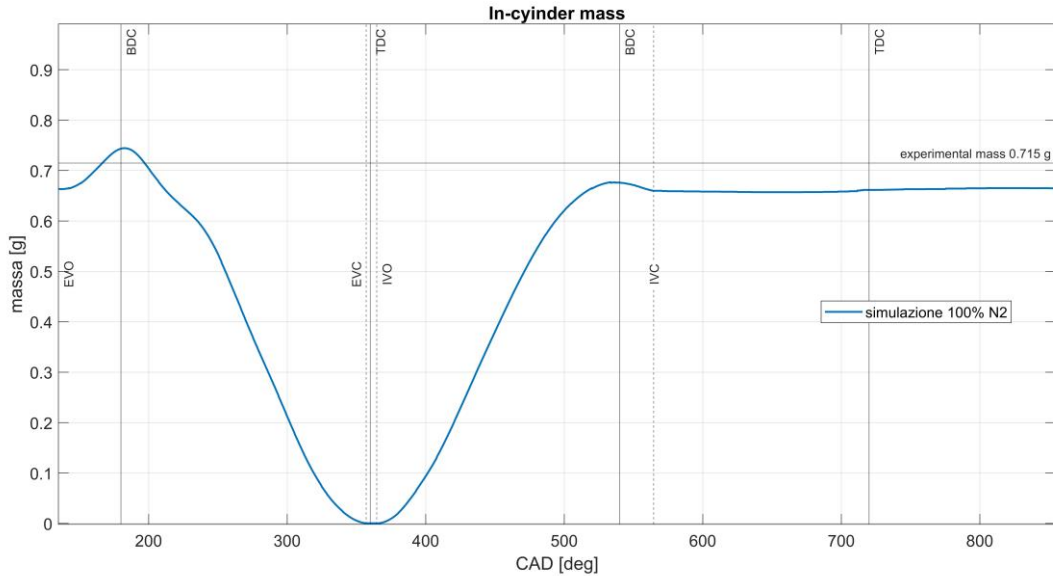


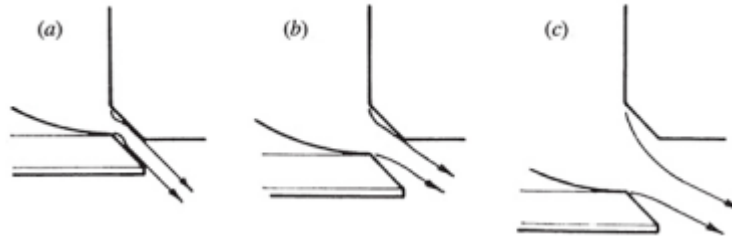
Figura 6.10 Massa in camera di combustione

L'andamento della massa è riportato in figura. Il valore di riferimento di massa sperimentale aspirata per ciclo è stato calcolato a partire dalla portata in massa e conoscendo il valore di velocità angolare del motore di 1500 rpm.

All'apertura delle valvole di scarico si ha un leggero aumento della massa in camera di combustione prima che il pistone raggiunga il punto morto inferiore, a causa di un leggero riflusso interno nel cilindro dato dal moto di espansione del pistone che risucchia aria dal condotto di scarico. Durante la risalita verso il punto morto superiore i gas vengono invece spinti fuori e si assiste ad un decremento progressivo della massa in camera, fino ad annullarsi quasi completamente alla chiusura delle valvole di scarico. La massa rimane costante poi per tutta la fase di non incrocio, e inizia ad aumentare quando si aprono le valvole di aspirazione quando i gas iniziano ad entrare in camera. Tuttavia per i primi 20 CAD dopo l'IVO i gas in camera entrano lentamente, e ciò è spiegato dal fatto che la pressione che si ha nella prima fase dell'aspirazione si mantiene ad un valore più alto di quello sperimentale. Avvicinandosi all'IVC, quando il pistone si trova al punto morto superiore si assiste ad un riflusso di parte della massa verso i condotti, per poi stabilizzarsi e rimanere costante per tutta la fase di compressione ad un valore minore di quello sperimentale, con un errore di circa il 7.8%. Il fenomeno del riflusso si evidenzia in modo più accurato nell'andamento della portata di aria in funzione dell'alzata valvola, che verrà mostrato nel capitolo 7.

7 Coefficiente di efflusso attraverso la valvola, portata d'aria, swirl

Le valvole di aspirazione e scarico rappresentano nei motori a combustione interna le maggiori restrizioni al passaggio del flusso di aria. Le condizioni di efflusso che si creano attraverso la valvola dipendono fortemente dal livello di alzata raggiunto:



- Piccole alzate: si osserva un distacco di vena fluida ma subito dopo la vena tende a riattaccarsi alla parete
- Alzate intermedie: il flusso si riattacca sulla sede ma non sul piatto valvola
- Grandi alzate: si osservano due distacchi di vena sia dal lato della sede che dal piatto valvola che riducono la sezione di passaggio del fluido formando una sezione contratta che è minore di quella teorica disponibile.

Queste considerazioni fanno sì che si abbia, a pari velocità del meato, una sezione di passaggio molto variabile con l'alzata.

Diventa interessante dunque comprendere le caratteristiche fluidodinamiche dell'efflusso attraverso la valvole di aspirazione. La portata d'aria attraverso la valvola è descritta dall'equazione per un flusso isoentropico attraverso una sezione ristretta, che è fondamentale calcolare per determinare il coefficiente di efflusso C_f definito come:

$$C_f = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{is}} = \frac{\dot{m}_a}{(\rho_{is} * c_{is} * A_{rif})}$$

Dove la portata isoentropica calcolata con la legge degli ugelli può essere calcolata conoscendo il ΔP nel meato valvola a valle delle ipotesi di fluido ideale, moto unidimensionale e flusso adiabatico.

La velocità attraverso la valvola è data dalla seguente espressione:

$$c_{is} = \sqrt{\left(2\rho \frac{k}{k-1} * \frac{p_1}{\rho} * \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]\right)}$$

Calcolata la portata di riferimento, la si può rapportare a quella calcolata nella simulazione ottenendo il *flow coefficient* C_f , che considera un'area di riferimento costante e pari a quella della sede valvola $A_{rif} = \pi \frac{d_v^2}{4}$

Si riportano i risultati ottenuti per la simulazione di riferimento.

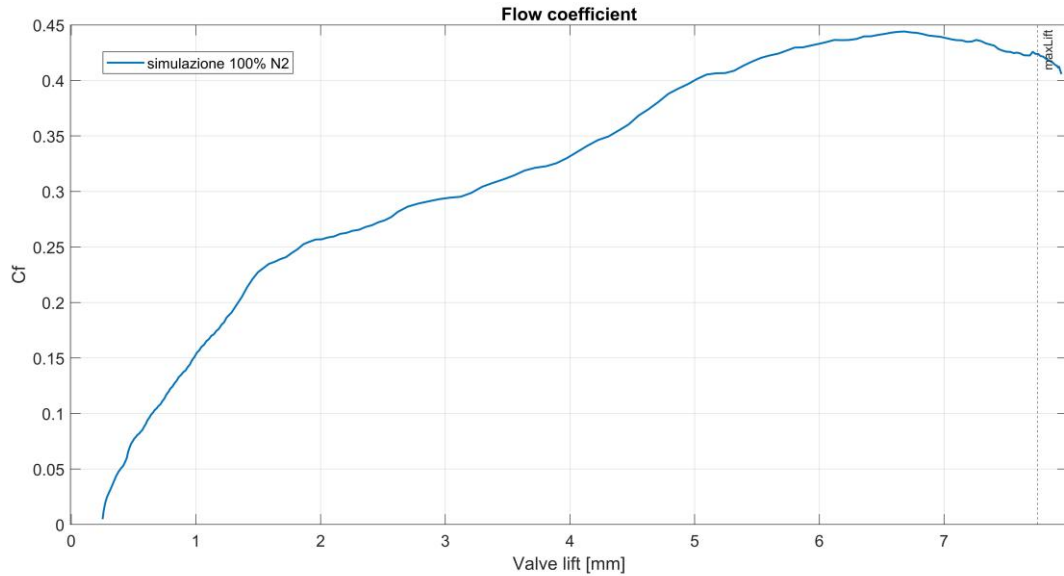


Figura 7.1 Andamento coefficiente di efflusso

In figura è riportato l'andamento del coefficiente di efflusso valutato in funzione dell'alzata valvola, considerando una sezione di riferimento costante.

Si nota come esso sia monotono crescente con l'alzata per poi raggiungere il picco poco prima della massima alzata valvola, circa a 430 CAD.

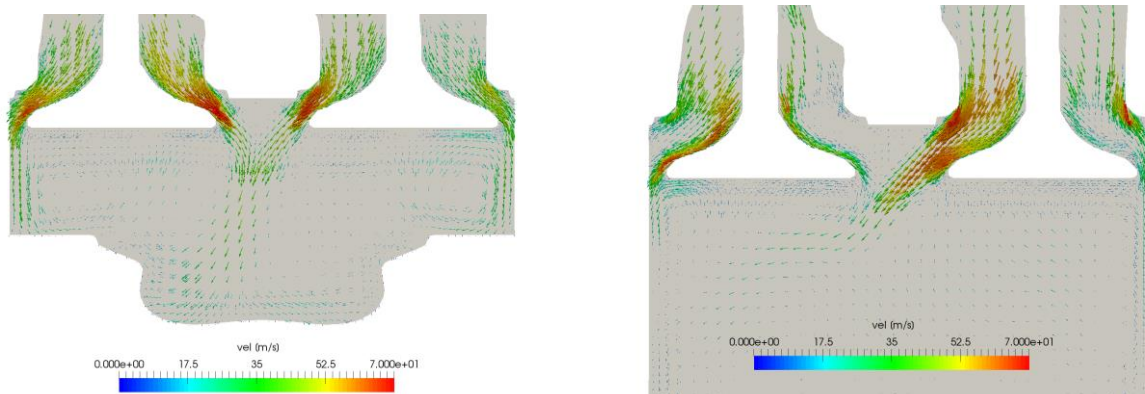


Figura 7.2 Campi di velocità attraverso le valvole durante la fase di aspirazione

L'effetto dell'apertura delle valvole di aspirazione è mostrato in figura. Nei primi istanti dopo il minimum lift si osserva che il fluido entra con grande velocità in camera attraversando la sede valvola da entrambe le valvole dei condotti tangenziale ed elicoidale. I flussi poi si incontrano e generano una leggera struttura vorticoso (immagine a sinistra). Per un livello di alzata maggiore (immagine a destra) gran parte del fluido entra in camera dalla valvola elicoidale.

Per alzate medie entrambe le sedi delle valvole di aspirazione tangenziale ed elicoidale contribuiscono a far entrare il flusso, che presenta velocità elevate di oltre 70 m/s. I due flussi poi si incontrano e generano le strutture vorticoshe tipiche del moto di swirl. In corrispondenza della massima alzata si vede chiaramente che la maggior parte del flusso si sviluppa attraverso la valvola del condotto elicoidale. Inoltre è visibile per la massima alzata come il distacco di vena sia marcato sia dal lato della sede che del piatto valvola.

È interessante anche osservare il campo di velocità generato dal flusso di gas entrante durante la fase di aspirazione in figura 7.3. Appena dopo l'apertura delle valvole il flusso raggiunge il valore massimo di velocità, circa pari a 140 m/s. Da questo istante in poi, la velocità decresce fino ad annullarsi al TDC.

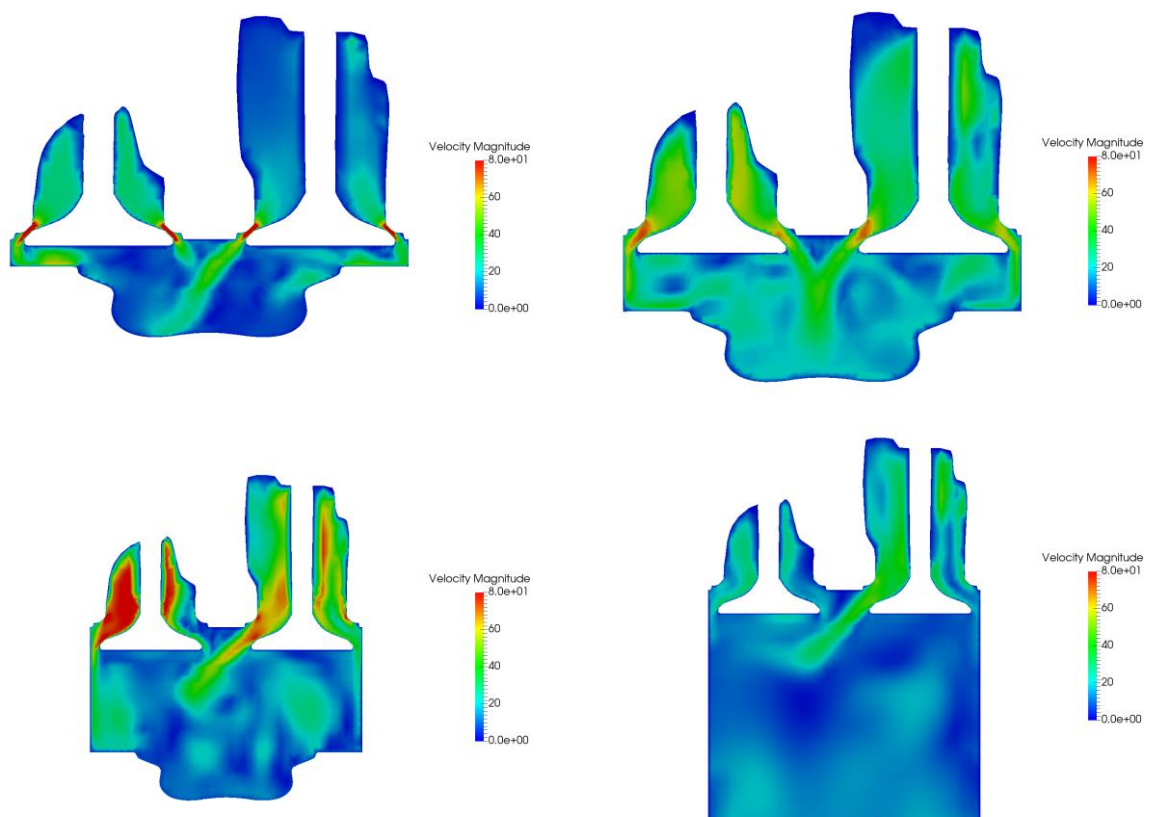


Figura 7.3 Campi di velocità durante l'aspirazione

Sono riportati i campi di velocità durante l'aspirazione valutando il flusso entrante in camera attraverso le due valvole di aspirazione, dall'istante di apertura valvole (immagine in alto a sinistra) fino a circa 500 CAD (immagini in basso a destra) quando le valvole sono in fase di chiusura e il flusso rallenta il suo moto di efflusso.

Si riporta ora l'andamento della portata d'aria nel cilindro in funzione degli angoli di manovella e dell'alzata valvola.

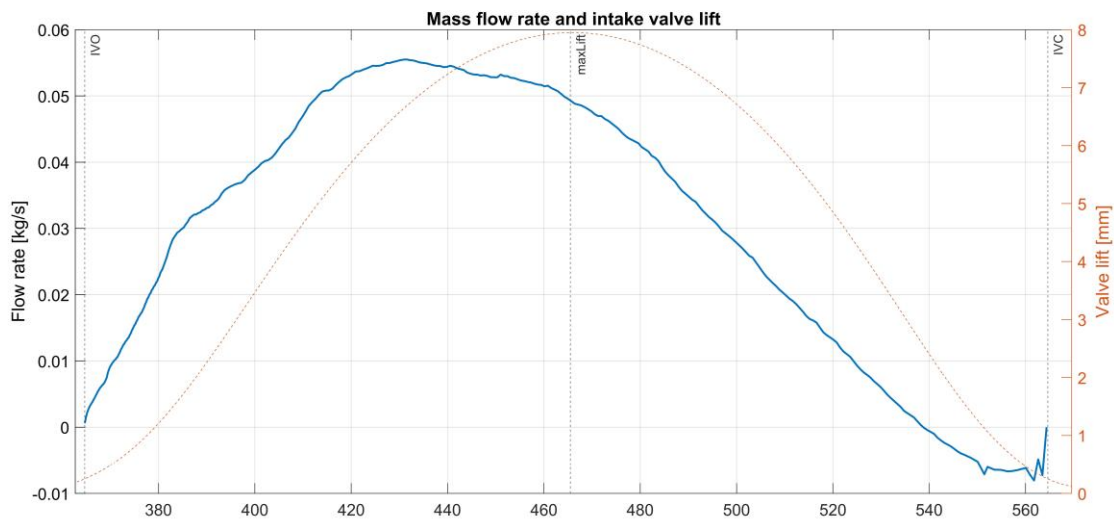


Figura 7.4 Mass flow rate e alzata valvola

La portata di aria aspirata durante la fase di aspirazione presenta un massimo in corrispondenza circa della massima alzata. Si assiste negli ultimi angoli prima della chiusura delle valvole ad un leggero riflusso nei condotti di aspirazione, come mostrato dal fatto che la portata diventa negativa dopo il BDC a 540 CAD.

L'andamento della portata ricalca come ci si aspetta quello del coefficiente di efflusso. Il fluido inizia ad entrare in camera all'apertura delle valvole di aspirazione e vede aumentare la portata fino a raggiungere un massimo a circa 430 CAD. Dopo il maximum lift la portata di aria segue un andamento decrescente fino ad annullarsi momentaneamente a 540 CAD quando ci si trova al BDC. Questo trend è confermato nell'andamento cumulativo della massa di aria, che aumenta dall'apertura delle valvole fino al BDC dove si ha il massimo valore di massa aspirata nel cilindro. Inoltre al BDC ci si avvicina il valore di massa aspirata sperimentale. Verso la fine dell'aspirazione, dopo il BDC si ha un riflusso di aria verso i condotti, come si nota dall'andamento della massa che non si mantiene costante subito dopo il BDC ma diminuisce leggermente prima di stabilizzarsi all'IVC. Questo è visibile anche nell'andamento della portata di aria che diventa negativo per circa 25 CAD, che per convenzione significa che il flusso è uscente dalla camera, per poi tornare ad annullarsi all'IVC.

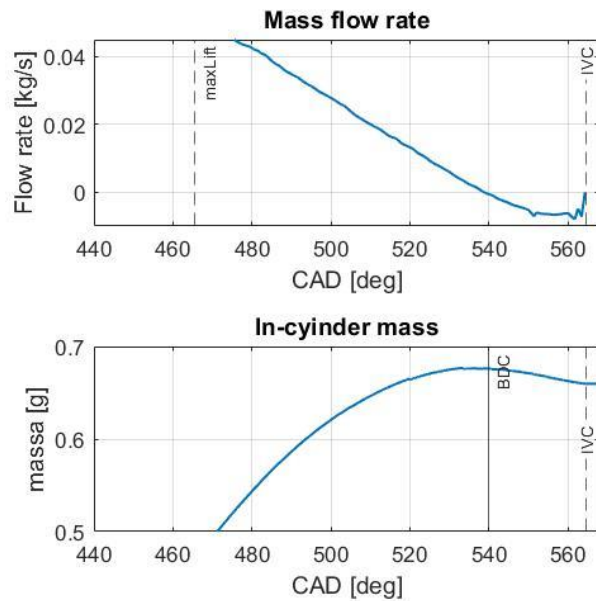


Figura 7.5 Dettaglio andamento della portata d'aria e della massa nel cilindro durante le fasi finali dell'aspirazione

L'aria continua ad entrare in camera durante la risalita delle valvole ma con una portata che diminuisce progressivamente, fino ad annullarsi al BDC. In parallelo la massa aspirata raggiunge il suo massimo al BDC, essendo un valore di massa cumulativa nel cilindro. Dopo il BDC si assiste al riflusso: la portata diventa negativa per poi tornare ad annullarsi all'IVC. La massa parallelamente diminuisce leggermente, fino all'IVC, per poi mantenersi costante per tutta la compressione.

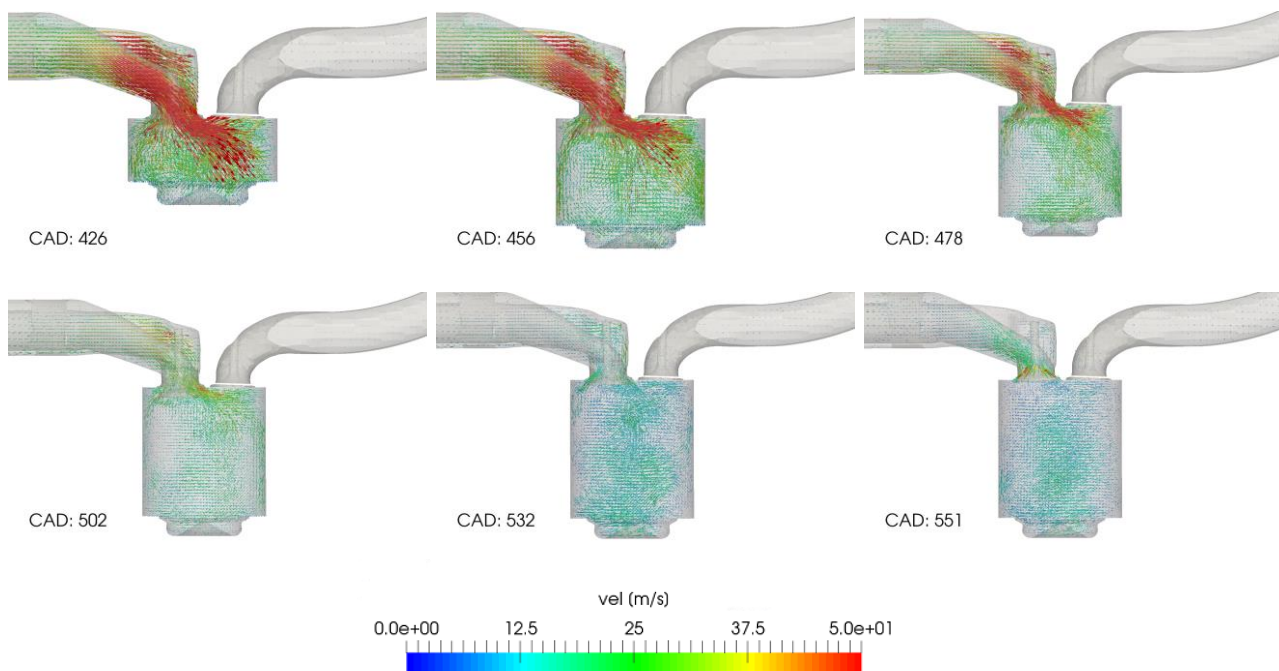


Figura 7.6 Evoluzione flusso durante la fase di aspirazione

Nelle immagini in figura è visibile il flusso entrante dalle valvole di aspirazione. Si noti come a circa 532 CAD si inizi ad invertire il moto del flusso, che risale verso le valvole di aspirazione, causando il riflusso.

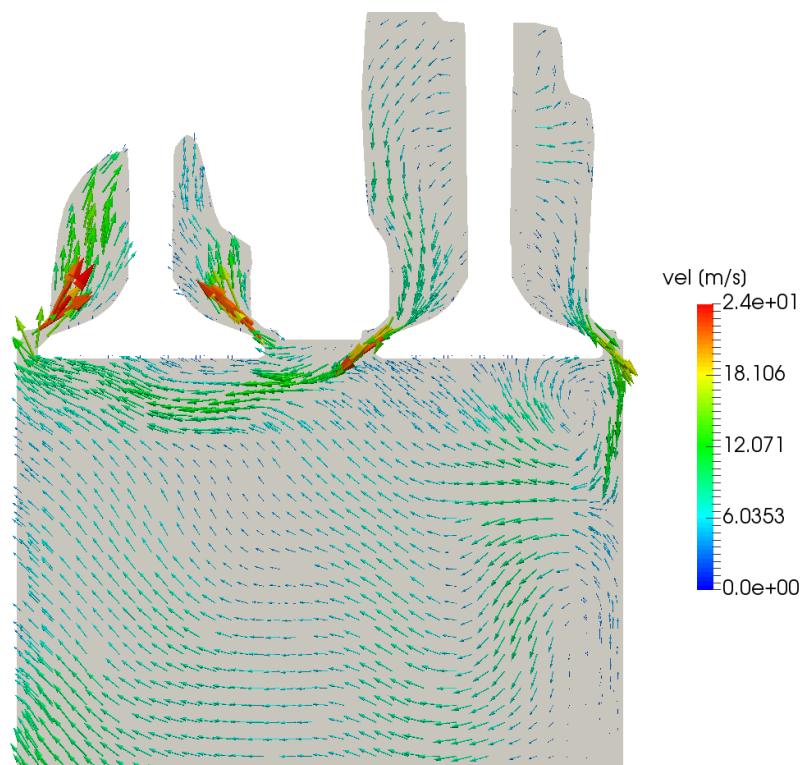


Figura 7.7 Riflusso verso la valvola di aspirazione

Nella figura è visibile il riflusso della carica quando il pistone raggiunge il BDC. La maggior parte del flusso continua ad entrare dalla valvola del condotto elicoidale, ma buona parte rifluisce verso la valvola del condotto tangenziale.

L'efflusso attraverso le valvole di aspirazione è responsabile a promuovere il moto di swirl che serve per imprimere alla carica un momento angolare tale da generare una turbolenza necessaria per il corretto mescolamento dei moti durante la fase di compressione. La forma dei condotti elicoidale e tangenziale permette alla carica di giungere in camera con una velocità tale da generare una struttura vorticoso che conserva la sua energia cinetica turbolenta anche durante la fase di compressione. L'andamento dello swirl per l'intera fase di aspirazione e compressione ottenuto nella simulazione è riportato in figura 7.8. L'intero processo di combustione è fortemente influenzato dal moto del flusso aspirato ed entrante all'interno della camera. Un altro parametro importante da determinare è la Turbulent Kinetic Energy (TKE), che rappresenta l'energia cinetica per unità di massa associata ai vortici del flusso turbolento. Maggiore sarà il valore assunto da questo parametro e maggiore sarà l'intensità della turbolenza generata dal fluido. L'andamento dell'energia cinetica turbolenta è riportata nella figura 7.9.

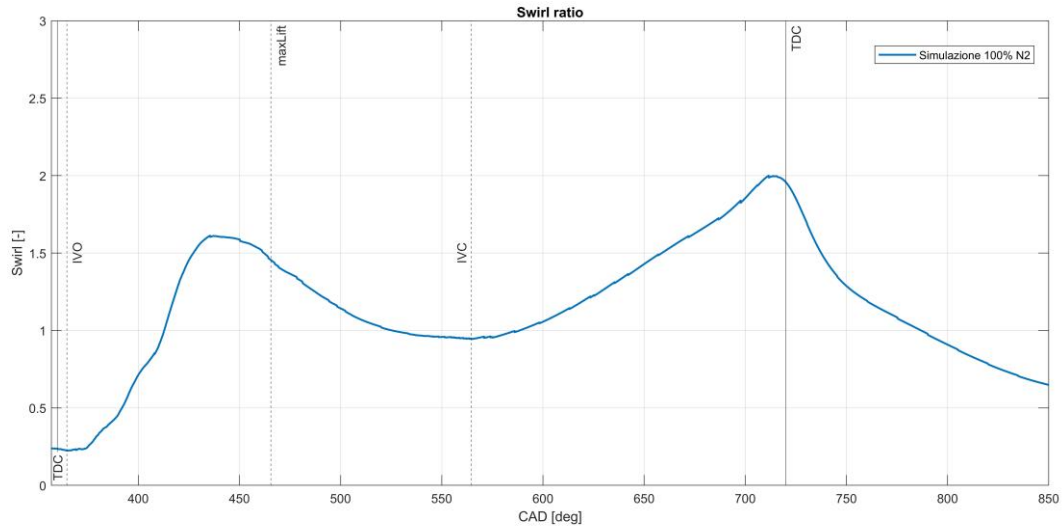


Figura 7.8 Andamento swirl ratio

Si riporta il trend dello swirl ratio ottenuto nella simulazione lavorando con grado di swirl nominale, dall'istante di apertura delle valvole di aspirazione fino a fine ciclo.

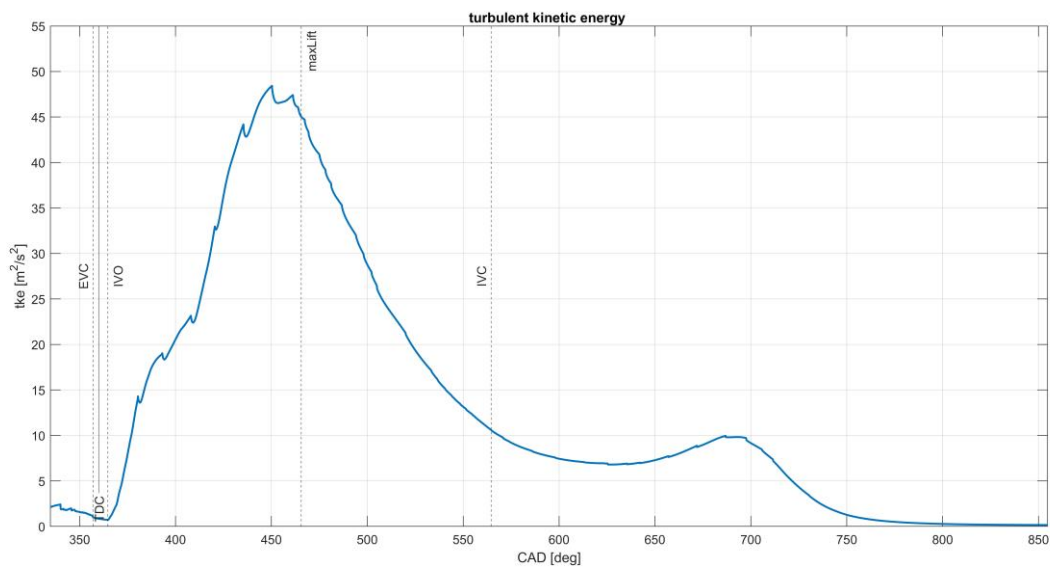


Figura 7.9 Andamento Turbulent Kinetic Energy (TKE)

La TKE della carica è incrementata in due diversi istanti temporali: il primo picco è osservabile durante la fase di aspirazione in corrispondenza della massima alzata valvola, in cui si ha anche il massimo valore del coefficiente di efflusso e del grado di swirl. Una seconda risalita si assiste al TDC di compressione, causata dal volume minimo in camera di combustione e dall'effetto combinato dello swirl e dello squish. È importante avere questo ulteriore incremento di TKE al TDC per favorire un mescolamento tra aria e combustibile che viene iniettato più energivoro.

Si osserva che il valore dello swirl aumenta in funzione dell'alzata valvola durante la fase di aspirazione, con un andamento che ricalca quello del coefficiente di efflusso e della portata d'aria. Si raggiunge un valore massimo di circa 1.6 in corrispondenza di 450 CAD circa, quando le valvole stanno raggiungendo la massima alzata. Questo valore è confrontabile con quelli riportati in letteratura, dove si fa riferimento ad un valore di swirl massimo per la fase di aspirazione raggiunto di circa 2. Inoltre questo risultato è in accordo con il fatto che la generazione dello swirl avviene principalmente alle massime alzate, dove si ha una minore dissipazione energetica per il flusso che attraversa un ampio gap nella sede valvola. L'andamento di questa curva fa inoltre riferimento al fatto che si sta lavorando con grado di swirl nominale utilizzato nelle simulazioni sperimentali, che corrisponde ad avere entrambe le valvole a farfalla nei condotti di aspirazione aperte. Si noti che il valore di swirl all'IVO non è nullo, ma determinato dal fatto che si tratta del 2° ciclo simulato e la carica presente a inizio simulazione è influenzata da una leggera turbolenza che permane dal ciclo precedente. Durante la fase di compressione si ha poi un incremento dello swirl fino a un valore di circa 1.8 al TDC. È interessante notare come la forma dei condotti e la forma del pistone SL riescano a mantenere la turbolenza generata dallo swirl per tutta la fase di compressione, dove si raggiunge addirittura il picco del valore di swirl quando il pistone è al minimo volume al TDC. Questo accade nonostante l'energia cinetica turbolenta si inizi a dissipare già dopo metà della fase di aspirazione.

Osservando l'evoluzione del flusso nelle immagini sottostanti in figura 7.10 dal punto di massima alzata valvola fino a fine aspirazione, è chiaro che lo swirl diminuisca progressivamente, e il moto che ne deriva è caratterizzato da minori velocità per effetto del decremento dell'energia cinetica turbolenta.

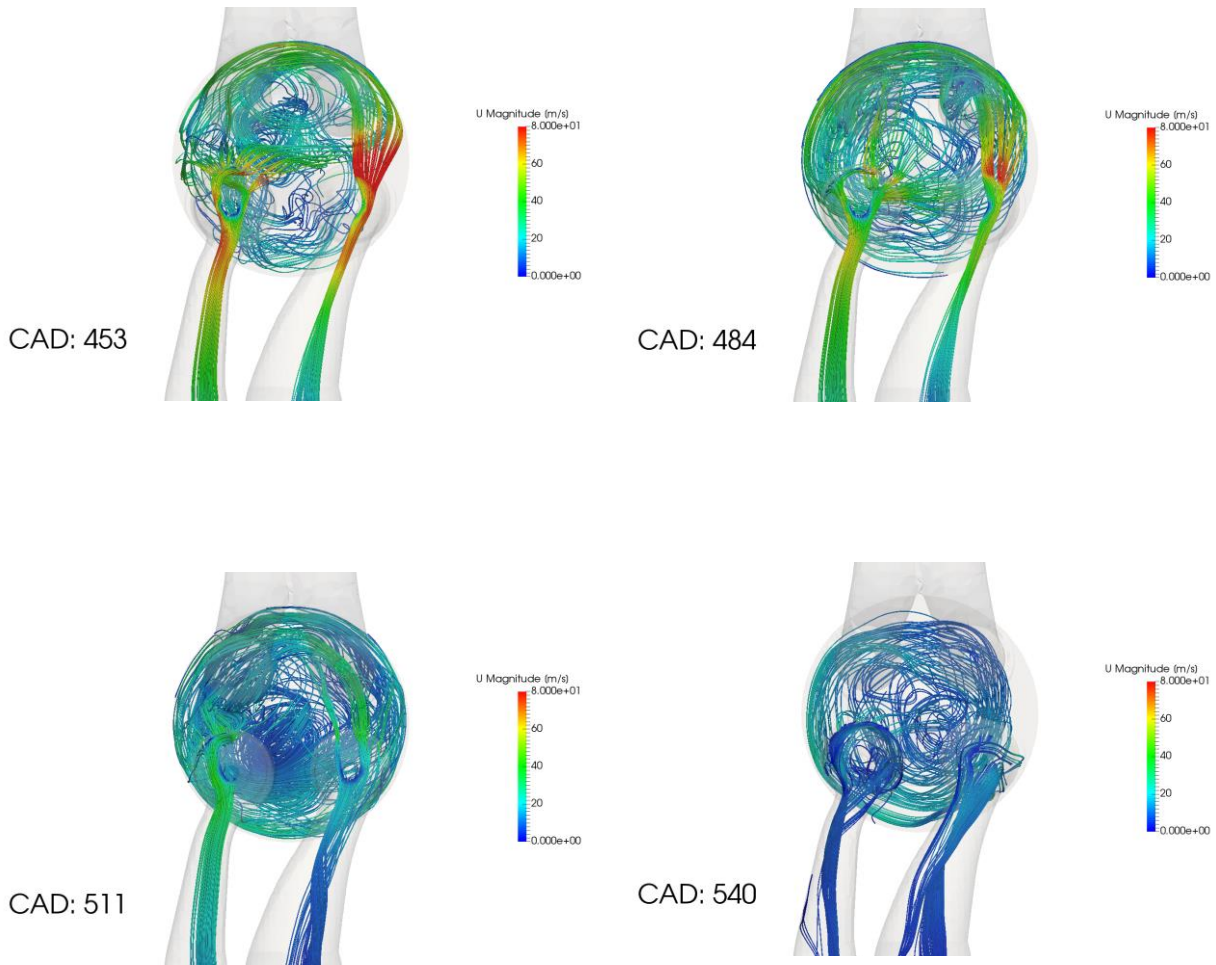


Figura 7.10 Campi di moto della carica durante l'aspirazione

L'evoluzione dello swirl è visibile nelle immagini. Dall'istante della massima alzata in poi diminuisce progressivamente sia il fluido entrante in camera sia la turbolenza generata dallo swirl, che si dissipa gradualmente ma conservando sempre una struttura vorticoso che permane durante la compressione.

Nelle immagini riportate in figura 7.11 si apprezzano meglio gli effetti dei due condotti e il moto vorticoso che viene a formarsi. In particolare, il condotto elicoidale imprime visibilmente un moto rotatorio alla carica che è il maggiore responsabile della formazione della struttura vorticoso, mentre il tangenziale permette al flusso di stabilirsi nella periferia della camera di combustione, caratterizzato da un forte momento angolare ed una elevata componente tangenziale della velocità. Nella figura 7.12 è mostrato il campo di velocità generato dai flussi entranti nei due condotti. La struttura vorticoso maggiore si ha nel flusso che entra nel condotto elicoidale, che presenta anche velocità leggermente maggiori.

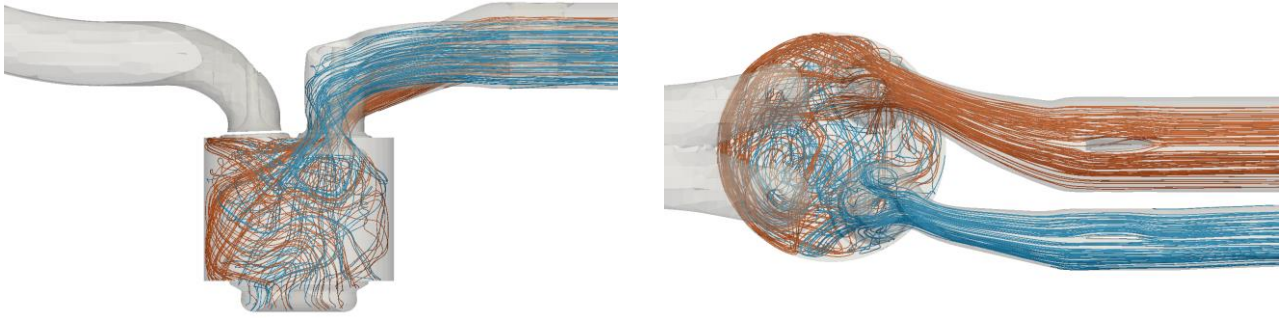


Figura 7.11 Effetto dei condotti elicoidale e tangenziale sullo swirl

Si apprezzano gli effetti distinti del condotto elicoidale (blu) nell'imprimere un moto rotatorio alla carica prima che essa raggiunga la camera di combustione e del condotto tangenziale (rosso) nell'imprimere una componente tangenziale di velocità di notevole intensità. L'effetto combinato dei due condotti genera un vortice lungo la periferia della camera che incrementa swirl e grado di turbolenza.

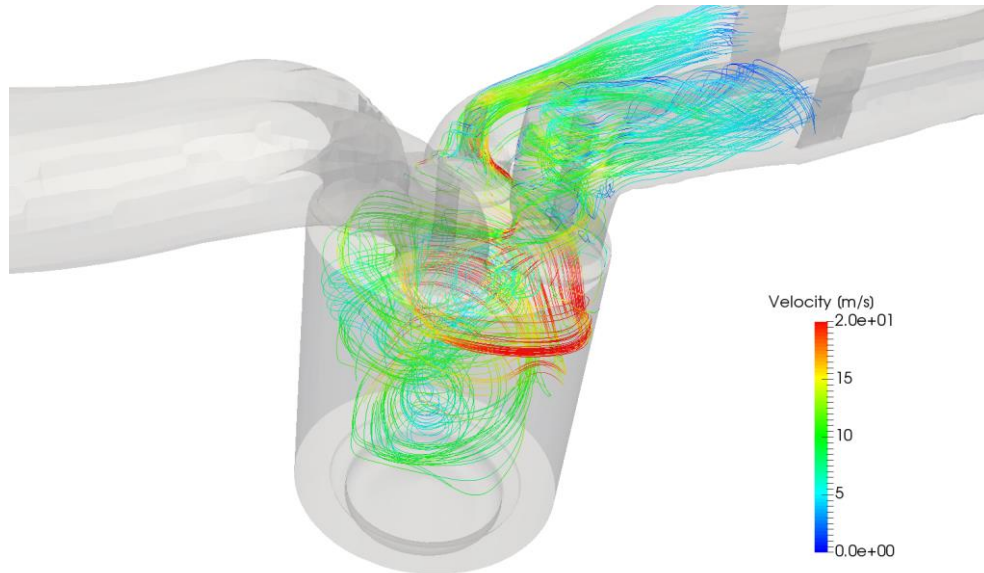


Figura 7.12 Linee di flusso durante la fase di aspirazione

In figura sono visibili i campi di velocità generati durante l'aspirazione a 540 CAD mediante linee di flusso. Il condotto elicoidale imprime al fluido una velocità maggiore attraverso la valvola.

Inoltre si osserva l'effetto che la geometria stepped-lip comporta sul flusso durante la fase di compressione: presentando una forma più larga per la presenza del gradino, il flusso risulta in una minore asimmetria e un maggiore grado di turbolenza, che si mantiene elevato durante la fase di aspirazione e la prima parte della compressione, mentre si dissipa più rapidamente nelle vicinanze del TDC. In figura 7.13 si riportano i campi di moto ottenuti per vari angoli di manovella mentre il pistone risale verso il TDC durante la fase di

compressione, nel piano XZ. Si rappresenta la componente tangenziale della velocità lungo l'asse Y. Emerge chiaramente dalle immagini in figura 7.13 che l'asse dello swirl risulta essere molto inclinato durante la fase di compressione, che parte dal bordo della bowl al di sotto delle valvole di aspirazione e raggiunge le valvole di scarico man mano che il pistone si avvicina al TDC. Questo effetto dell'inclinazione dello swirl è molto più marcato rispetto ad un pistone con geometria tradizionale RE (re-entrant). Lo stesso effetto dell'inclinazione dell'asse dello swirl verrà discusso nel capitolo riguardante il confronto dei campi di moto con le analisi PIV.

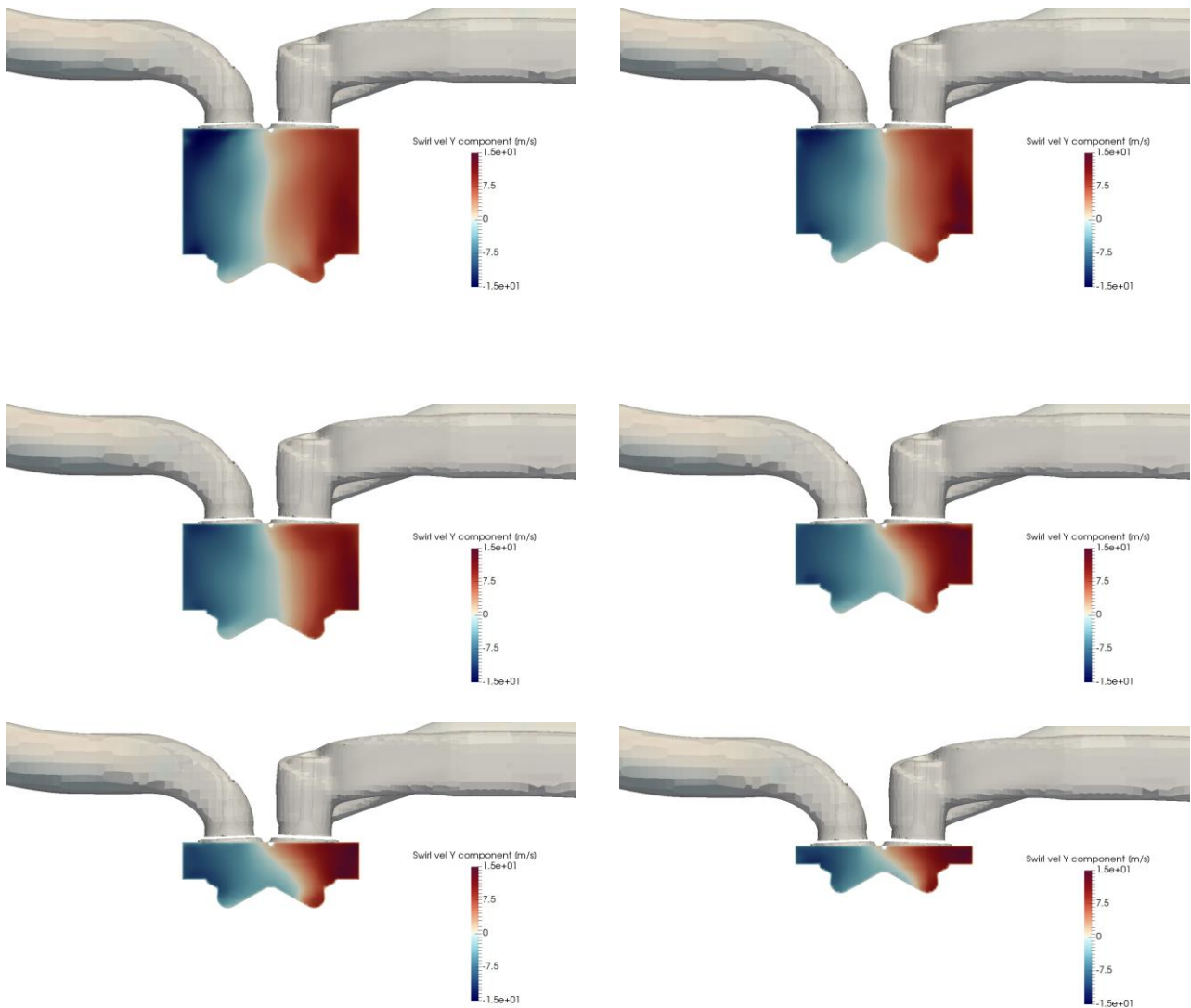


Figura 7.13 Inclinazione asse dello swirl durante la compressione

Il centro dello swirl segue una precessione oraria che si sposta dalle valvole di scarico a quelle di aspirazione. L'asse dello swirl risulta allo stesso modo inclinato verso le valvole di aspirazione. Questo fenomeno si accentua durante le ultime fasi della compressione quando il pistone si avvicina al TDC.

Un effetto simile è ben visibile se si analizzano i campi di moto che si sviluppano quando il pistone è schiacciato verso il TDC e il volume è minimo, ossia quando il principale moto che si sviluppa è quello di squish. La valutazione del momento creato dal moto di squish è infatti fondamentale per comprendere il meccanismo di formazione dei flussi nel cilindro durante la fase finale della compressione. Per valutarlo correttamente si adotta una decomposizione della velocità globale del flusso in camera di combustione:

$$u = u_{swirl} + u_{squish}$$

e si valutano le componenti di velocità su un piano verticale che taglia la camera di combustione tra le valvole di aspirazione e scarico. La velocità globale in camera deve essere depurata dalle componenti tangenziali di velocità che caratterizzano il moto di swirl al fine di ottenere il moto di squish.

La valutazione è stata fatta considerando le componenti che caratterizzano il moto di squish con la posizione del pistone a tre diversi angoli di manovella durante le ultime fasi della compressione verso il TDC. È infatti proprio in queste fasi temporali in cui si presenta generalmente l'iniezione e si nota maggiormente l'effetto della forma del pistone, che rappresenta la maggior parte del volume della camera di combustione.

A -40aTDC la forma del pistone non influenza molto la struttura globale del flusso in camera. Infatti come si nota dalla figura le linee di flusso presentano globalmente un andamento che parte dalla periferia della camera e si sposta in alto verso la valvola di scarico. Inoltre non è presente alcuna assialsimmetria vorticoso prodotta dal moto di squish.

A -20aTDC la struttura del flusso è ancora asimmetrica così come è stata prodotta dalla porta di aspirazione. Tuttavia un primo vortice è visibile al di sotto delle valvole di scarico, mentre globalmente sono sempre visibili gli andamenti delle linee di flusso che puntano verso le valvole di scarico.

Al TDC il volume di squish è minimo e la presenza del gradino tipico della stepped-lip permette alle linee di flusso di attaccarsi al bordo e di avere una transizione nel passaggio tra la zona superiore e quella inferiore del pistone più graduale. Questo impedisce di avere una separazione marcata del flusso e la formazione dei vortici derivanti dal moto di squish è anche in questo caso piuttosto attenuata, mentre i livelli di turbolenza raggiunti con il moto di swirl sono più intensi.

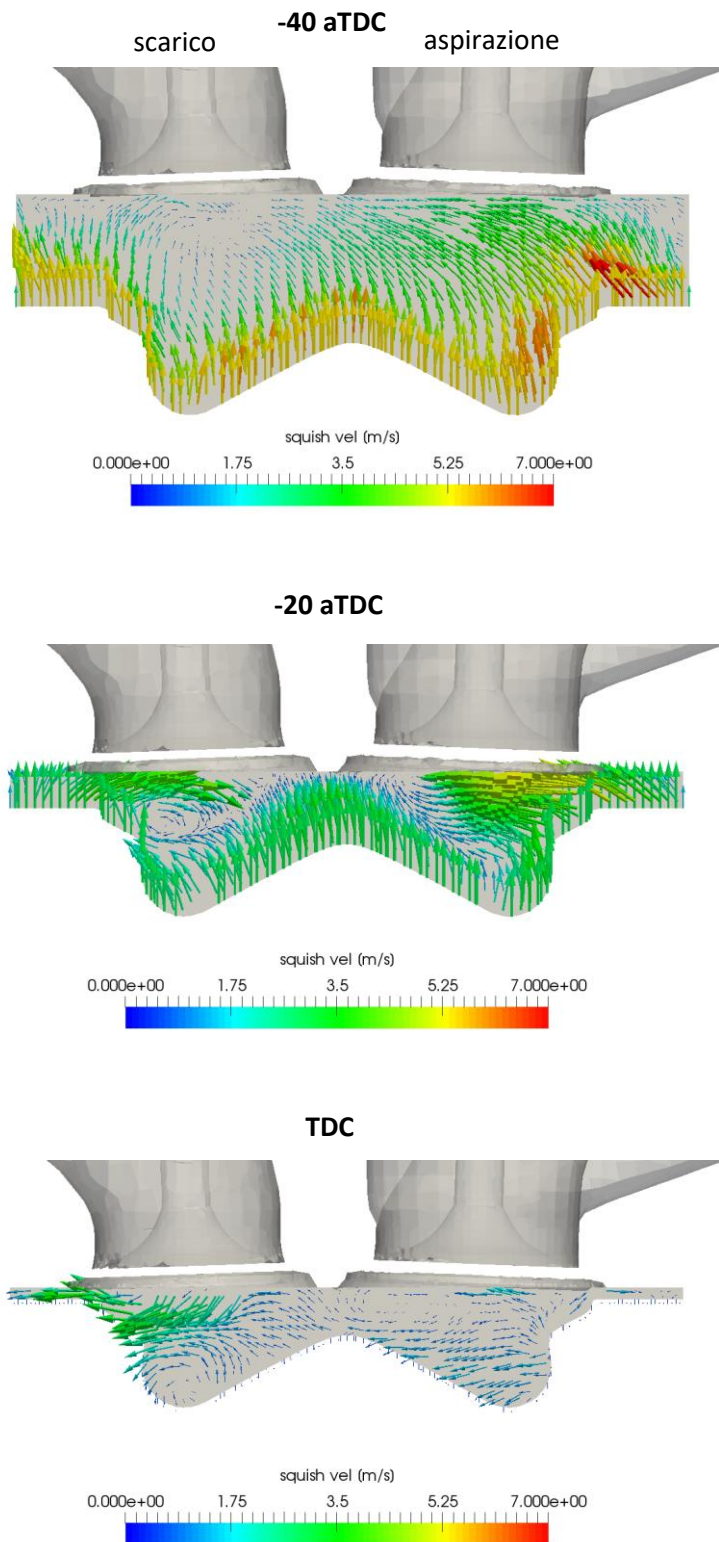


Figura 7.14 Moto di squish durante la compressione

Nelle immagini si apprezzano i campi di moto che si sviluppano nella zona di squish quando il pistone è nelle ultime fasi della compressione.

8 Analisi di sensitività

Per valutare diversi set up sono state effettuate varie simulazioni cercando di valutare la sensitività dei risultati al variare delle condizioni al contorno, come ad esempio una variazione della composizione della miscela, una variazione della temperatura di aspirazione o della traccia di pressione nei condotti di aspirazione. Una modifica alla pressione nei condotti di scarico ad esempio, a parità di tutte le altre condizioni, non pregiudica i risultati che si ottengono nelle fasi di aspirazione o compressione, ma comporta solamente una diversa fasatura o ampiezza delle onde di pressione che si sviluppano nei condotti e in camera di combustione durante la fase di scarico. Per questa ragione si è ritenuto opportuno focalizzarsi solamente sulla fase di aspirazione, che è quella più interessante nello sviluppo dei moti, ed è quella che influenza maggiormente gli andamenti delle grandezze nella fase di compressione.

La traccia di pressione che si ottiene tra l'IVO e l'IVC con diversi set-up rimane invariata, sebbene siano stati modificati la composizione della miscela e la temperatura nei condotti di aspirazione rispetto al set-up base \emptyset , a parità di pressione nei condotti di aspirazione. Si ricorda che la traccia di pressione imposta nei condotti di aspirazione è stata fornita dai dati sperimentali. Quello che è emerso è che l'andamento della curva di pressione che si genera in camera di combustione non risente delle condizioni al contorno, né dai diversi set-up utilizzati. Lo stesso accade modificando i modelli di scambio termico o altre condizioni come temperatura sulle pareti o sulle valvole di aspirazione. Tuttavia risulta chiaro che in tutti i casi non viene colta correttamente la caduta di pressione che invece caratterizza la curva sperimentale, sebbene questo non influenzi le condizioni di pressione e che si hanno all'IVO o all'IVC, che sono riprodotte correttamente dalle simulazioni. Come si è visto, una minore massa aspirata potrebbe riprodurre non correttamente il valore di pressione durante la fase di aspirazione. Le motivazioni che sono state ricercate sono le seguenti:

- La minore massa potrebbe essere causata dal riflusso nella fase finale dell'aspirazione, mentre il riflusso reale è quasi nullo.
- Condizioni sulla traccia di pressione nei condotti di aspirazione fornite nei dati sperimentali errate
- Mesh non correttamente raffinata al minimum lift: come si è visto infatti si ha un numero di celle che probabilmente non permette di simulare correttamente il flusso durante i primi angoli dopo l'IVO.

A valle di queste ipotesi, si è cercato di effettuare delle modifiche sul set-up e lavorare ulteriormente sulla qualità della mesh, per vedere gli effetti che si hanno sulla curva di pressione e sulle condizioni di efflusso nella fase di aspirazione.

8.1 Modifica traccia di pressione nei condotti di aspirazione

Si è deciso di vedere l'effetto che si ottiene aumentando o riducendo la pressione nei condotti di aspirazione, imponendo un valore costante sull'intero condotto, come condizione di partenza all'inlet. I risultati ottenuti sono riportati in figura 8.1.

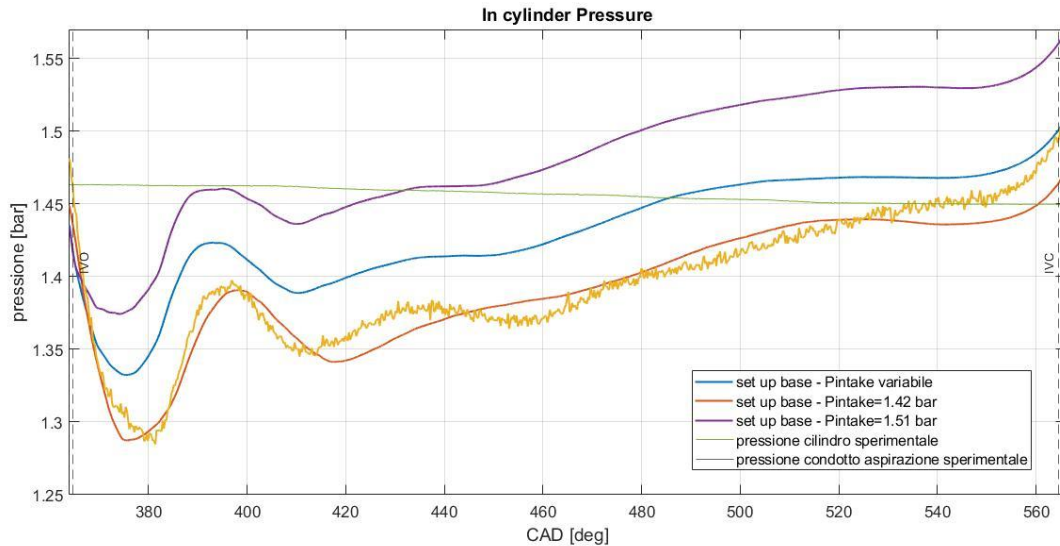


Figura 8.1 Traccia di pressione simulata durante l'aspirazione ottenuta con diversi set-up

È stata modificata la traccia di pressione nei condotti di aspirazione per valutare gli effetti sulla pressione simulata nel cilindro. La curva in blu è quella che si ottiene dal set-up base di riferimento.

L'effetto che si ottiene variando la pressione è solo una traslazione verso l'alto o verso il basso della curva, il che corrisponde ad avere una traslazione rispettiva sull'andamento della massa. Sebbene la curva ottenuta con pressione di 1.42 bar sui condotti possa sembrare molto prossima a quella sperimentale, questo risultato potrebbe essere fuorviante: infatti è importante notare che le condizioni che si ottengono all'IVC sono molto diverse rispetto a quelle sperimentali. Infatti partendo con un valore di pressione non corretto all'IVC si ottiene un picco di pressione al TDC di compressione molto basso, e pertanto non realistico. Lo stesso effetto ma opposto si ottiene imponendo una pressione maggiore costante di 1.51 bar sull'intero condotto. Si è arrivati alla conclusione che la traccia di pressione sperimentale sia corretta e modificarla non porta a buoni risultati.

8.2 Aggiunta serbatoio di aspirazione

L'ipotesi originaria prevedeva di adottare una geometria semplificata senza i serbatoi di aspirazione e scarico, in quanto genererebbero un numero eccessivo di celle durante la fase di meshing. Per valutare se l'aggiunta di un serbatoio potesse causare una caduta di pressione nella fase di aspirazione si è deciso di rigenerare i file stl inserendo circa 1/5 della capacità di aspirazione, che ha incrementato fino a 600.000 il numero di celle totali. Si è pertanto deciso di mantenere un livello di raffinamento minimo per il serbatoio, e si è solamente raffinata maggiormente la parte di geometria che corrisponde all'imbocco con un livello 1, ossia ottenendo celle di 2 mm di lato.

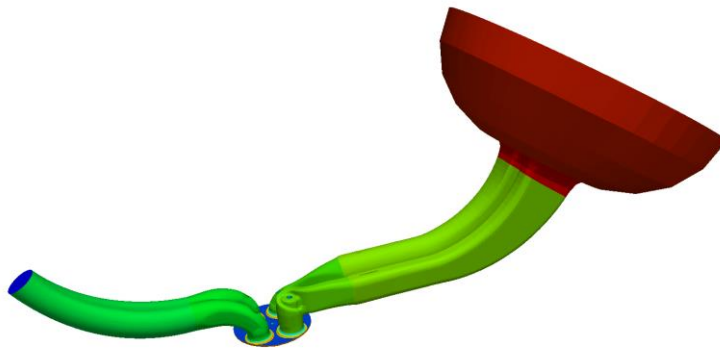


Figura 8.2 Geometria con parte di serbatoio di aspirazione

L'aggiunta è stata fatta manualmente attraverso "Converge Studio". Non sono state effettuate modifiche alla geometria originaria.

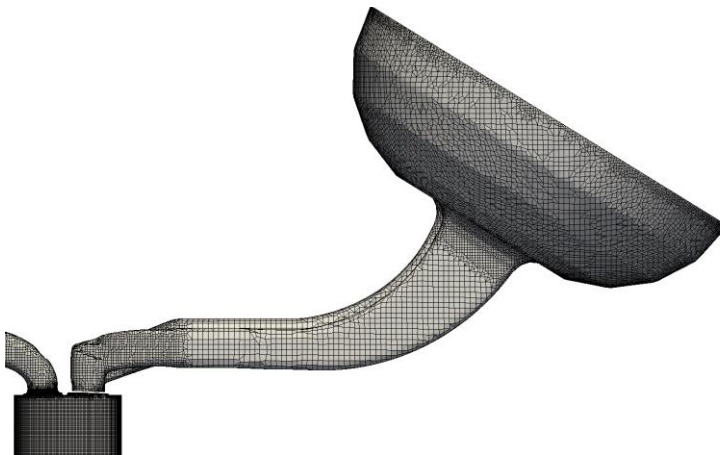


Figura 8.3 Mesh del file .stl con aggiunta della capacità di aspirazione

Il numero di celle viene incrementato notevolmente nonostante la capacità sia stata raffinata con il livello minimo.

Per brevità non si riporta il grafico dei risultati, perché si è osservato che l'influenza del serbatoio è minima proprio come ci si aspettava, e non si ottiene alcuna particolare modifica sulla traccia di pressione. L'ipotesi

originaria di non considerare i serbatoi è pertanto corretta, in quanto la modifica delle condizioni di pressione e temperatura all'interno della capacità è minima e dunque trascurabile per la simulazione.

8.3 Procedura generazione layers

Il dizionario di SnappyHexMesh presenta una procedura in grado di creare in fase di meshing i boundary layers, che consistono in una serie di strati di celle ortogonali rispetto alla parete solida, che hanno lo scopo di fornire un ulteriore infittimento della mesh a parete. Risulta importante la scelta dell'altezza delle celle a parete e lo spessore del layer. Lo scopo è quello di verificare la procedura fornita da snappyHexMesh e di verificare se l'inserimento dei layers porti benefici nella valutazione dei campi di moto e nella corretta simulazione del flusso nello strato limite a parete soprattutto durante la fase di aspirazione.

L'inserimento del boundary layer avviene nell'ultima fase di generazione della mesh e consiste nel determinare le patches sulle quali applicare i layers e il numero di strati da applicare mediante il parametro "*nSurfaceLayers*".

Generalmente uno strato limite è definito attraverso l'imposizione di alcune dimensioni. In particolare risultano utili la definizione dell'altezza della prima cella a parete, dell'ultima cella a parete e del rapporto di altezze tra uno strato e l'altro. In snappyHexMesh è possibile sfruttare la definizione dei seguenti parametri:

- `firstLayerThickness` // altezza della cella a parete
- `finalLayerThickness` // altezza dell'ultima cella dello strato
- `thickness` // spessore totale del boundary layer
- `expansionRatio` // rapporto tra le altezze delle celle di uno strato e quello successivo

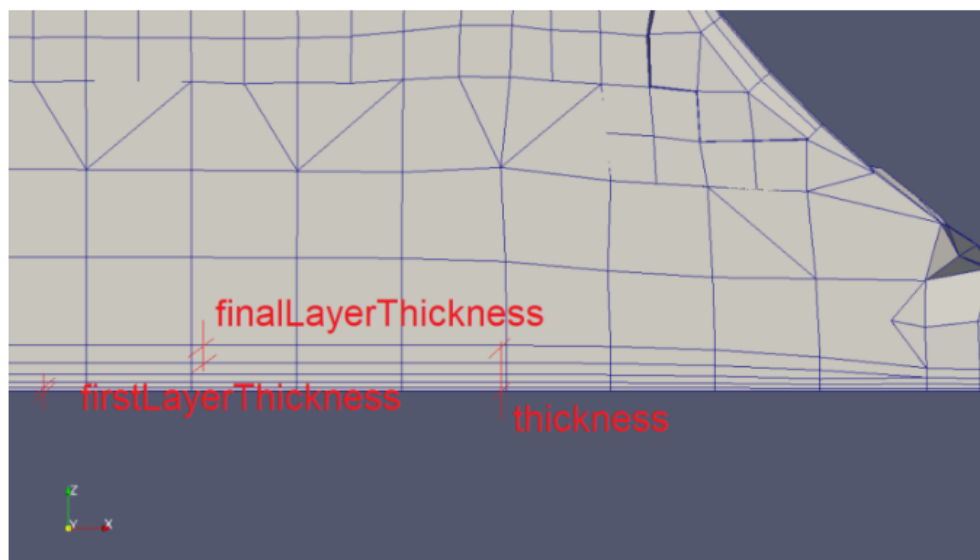


Figura 8.4 Parametri caratteristici del boundary layer

Nella procedura non è necessario definire tutti questi parametri, ma ci si limita a definirne due alla volta. In particolare sono stati definiti l'*expansionRatio* e il *firstLayerThickness*. Inoltre nella definizione dei parametri dimensionali, *snappyHexMesh* ci permette di utilizzare una definizione assoluta (ovvero specificare l'altezza delle celle in metri) oppure relative. Quest'ultima fa riferimento alla dimensione delle celle della mesh esaedrica in prossimità della parete, e ci consente quindi di far variare l'altezza del boundary layer in proporzione alla dimensione delle celle esaedriche. Si è notato che attivando il parametro *relativeSizes* la procedura di inserimento layer avviene senza errori e permette di generare una mesh in tempi più ridotti e con un durata angolare maggiore. Inserendo dei layers a spessore costante invece causa problemi soprattutto nelle fasi in cui le celle vengono schiacciate, come al TDC o in prossimità del min lift.

Un ultimo aspetto importante nella definizione del boundary layer è il *feature angle*. Quest'ultimo è un parametro che definisce l'angolo oltre il quale non si deve produrre un boundary layer negli spigoli della geometria. Si tratta di un parametro specifico di *snappyHexMesh* il cui controllo può migliorare i risultati delle mesh. Più è elevato maggiore è la tendenza delle celle a collassare negli spigoli.

Si riporta un esempio in cui è stata generata una mesh con uno strato di layer sul diagonal della valvola utilizzando due diversi valori del *feature angle*.

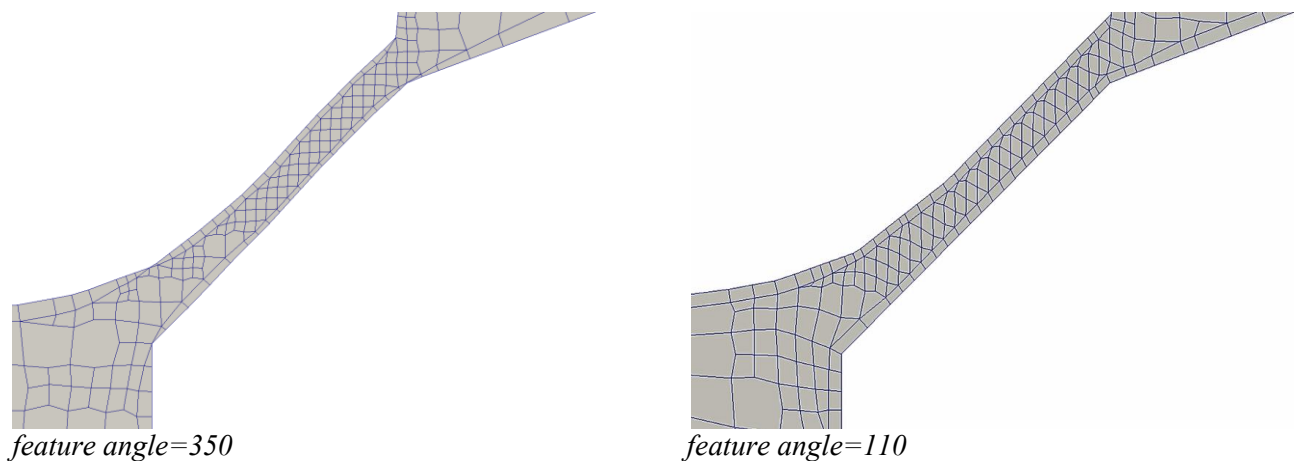


Figura 8.5 Utilizzo del parametro *feature angle*

Si nota che per garantire una transizione più graduale del layer in presenza di uno spigolo è necessario abbassare il valore del parametro.

La mesh che è stata generata prevede l'inserimento di due strati di layers sulle pareti delle valvole di aspirazione che influenzano maggiormente lo sviluppo dei moti. Sono stati inseriti due layers a spessore variabile rispetto alle dimensione delle celle sul *diagonal*, *site*, *side* e *top* delle valvole di aspirazione.

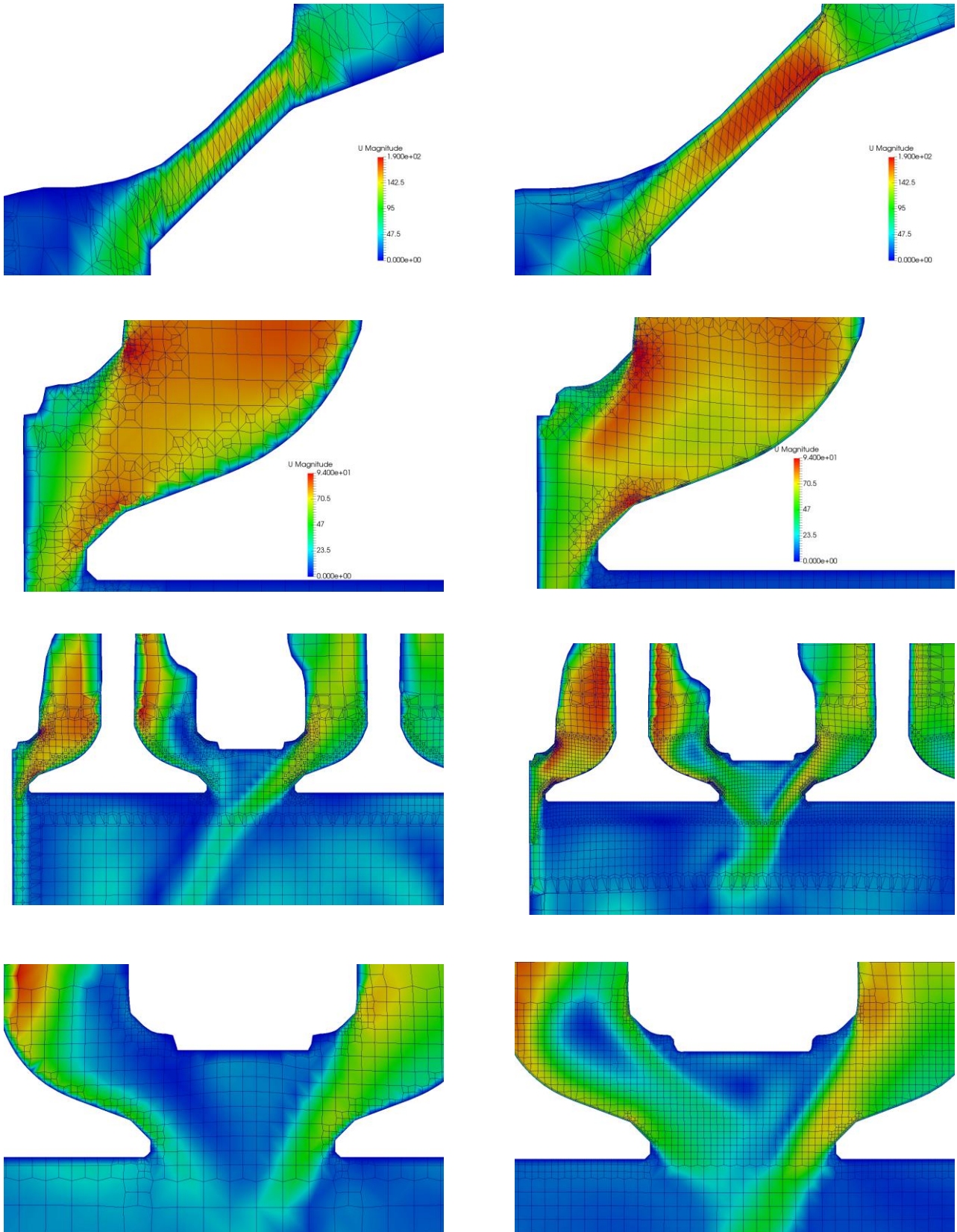


Figura 8.6 Effetto boundary layers sui campi di velocità e di moto nelle valvole di aspirazione

Nella colonna di sinistra viene riportato l'andamento del flusso e i campi di moto della mesh di riferimento senza layers. Nella colonna di destra si apprezza l'effetto dell'aggiunta dei layers. È possibile notare uno sviluppo più corretto del flusso nella zona della sede valvola grazie alla presenza dei layers, che simulano più correttamente lo strato limite in prossimità della parete.

Sebbene l'inserimento dei layers aumenti il numero di celle nel gap tra valvola e sede valvola, la qualità della mesh rimane la stessa. Infatti la procedura consiste nel restringere la mesh esistente e inserendo strati di celle a parete mediante estrusione delle celle già esistenti. Questa procedura dunque, se non eseguita con i parametri corretti potrebbe causare addirittura un peggioramento della qualità della mesh.

Anche in questo caso simulare con la stessa qualità della mesh ma inserendo i layers a parete non ha prodotto i risultati sperati, ma c'è stato solamente un miglioramento per quanto riguarda un più corretto sviluppo dei moti a parete. Questo vuol dire che la qualità delle celle della mesh nella sede valvola resta comunque di discreta qualità, e deve essere incrementato di molto il raffinamento per cercare di valutare più correttamente il flusso nello strato limite.

8.4 Mesh da 5 milioni di celle

È stato infine fatto un tentativo di miglioramento della qualità della mesh raffinando solamente la zona della sede valvola durante i primi 20 CAD dopo l'IVO, arrivando a 5 milioni di celle totali. La generazione della mesh e la simulazione hanno impiegato circa 7 giorni, e da un punto di vista di tempi risulterebbe improponibile pensare di generare un'intera mesh con questo livello di raffinamento e di simulare l'intero ciclo motore, a causa di un numero di processori a disposizione non adeguato per questo tipo di simulazioni pari a 24 CPUs. Le mesh al minimum lift e a 10 CAD dopo l'IVO sono mostrate in figura 8.7.

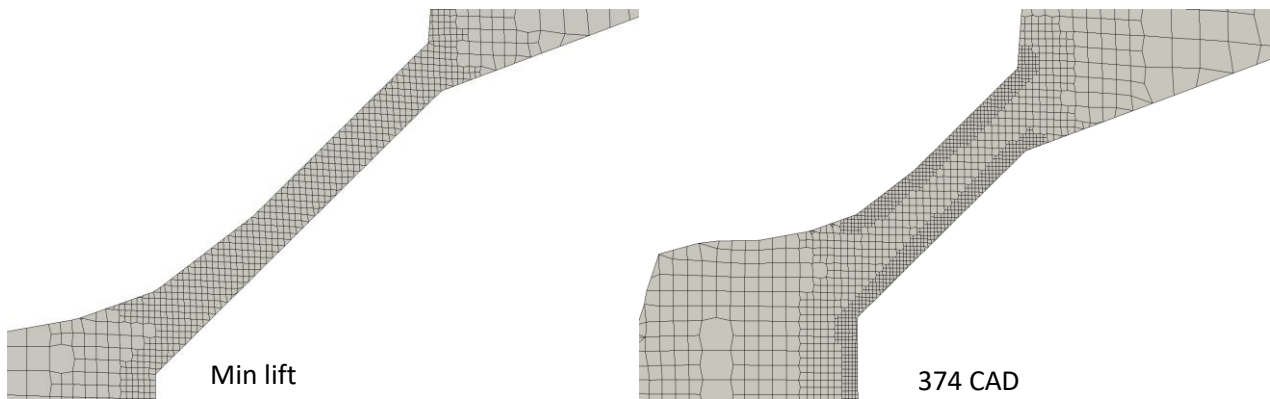


Figura 8.7 Dettaglio mesh 5 milioni di celle

Si nota che avendo aumentato di molto il raffinamento sul diagonal e site della valvola, si riesce ad ottenere al minimum lift un numero di celle tra valvola e sede valvola molto maggiore rispetto alla mesh base, che ne prevedeva solamente due. Effettivamente il moto del flusso all'apertura delle valvole viene colto in modo più accurato, e viene generata una caduta di pressione maggiore rispetto ai casi precedenti con la mesh base. Nel grafico in figura 8.8 è riportato il confronto tra la simulazione di riferimento e un'altra simulazione effettuata modificando la mesh, a parità di tutte le altre condizioni. Si nota che non si riesce ancora a cogliere la caduta di pressione voluta, ma il risultato ottenuto permette di capire che il problema che sta alla base della non completa accuratezza dei risultati deriva dalla impossibilità di generare mesh di notevole qualità, sia perché il dizionario di SnappyHexMesh a disposizione non permette di ottenere celle orientate, sia perché il costo computazionale richiesto se si volesse generare una mesh di oltre 5 milioni di celle risulta essere eccessivo. Tuttavia la mesh di contenuto costo computazionale che è stata generata come riferimento per le simulazioni rispetta i pattern generali durante l'intero ciclo motore e i parametri motoristici di interesse vengono predetti correttamente.

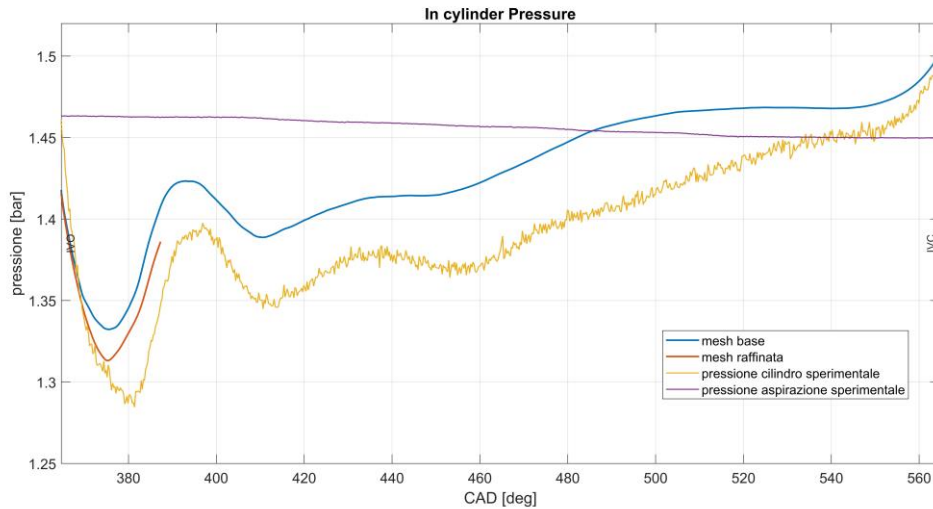


Figura 8.8 Pressione nel cilindro con confronto tra mesh di riferimento e mesh raffinata

Il confronto è stato effettuato a parità di tutte le altre condizioni, ma modificando solo la mesh nella sede delle valvole di aspirazione. La simulazione con mesh da 5 milione di celle è stata effettuata solo per i primi angoli dopo l'IVO, per valutare l'effetto della predizione del flusso all'aspirazione quando la valvola si trova al minimum lift. Con una mesh più fine il moto è riprodotto in maniera più accurata, e si coglie una caduta di pressione maggiore.

Si riportano in figura 8.9 i campi di moto generati con la nuova mesh per quattro diversi istanti temporali, dall'apertura delle valvole, in cui il flusso presenta una velocità molto elevata, fino a circa 386 CAD, dove è possibile osservare il mescolamento che avviene tra i due flussi entranti dalle due valvole di aspirazione.

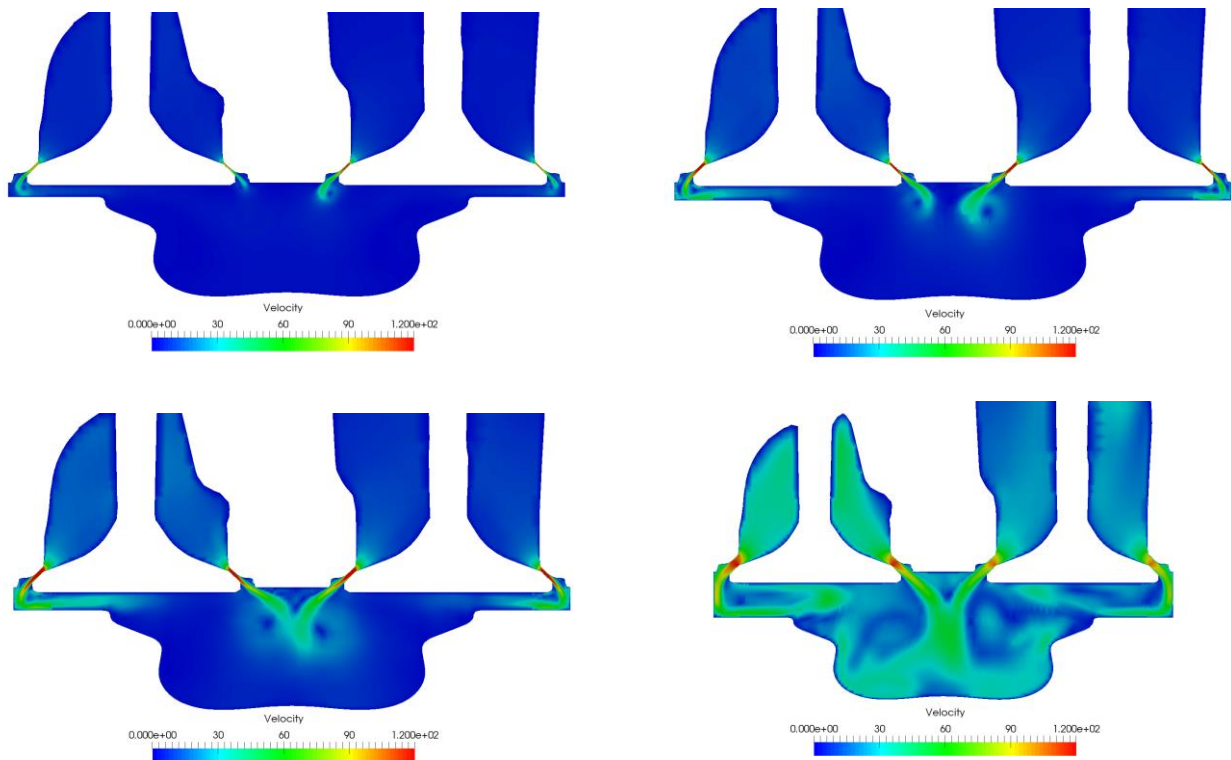


Figura 8.9 Campi di velocità con mesh da 5 milioni di celle

È interessante anche riportare un confronto tra il flusso che si sviluppa attraverso la valvola con la mesh di riferimento e quello che si sviluppa con la mesh più fine, nell'istante immediatamente successivo all'apertura delle valvole di aspirazione.

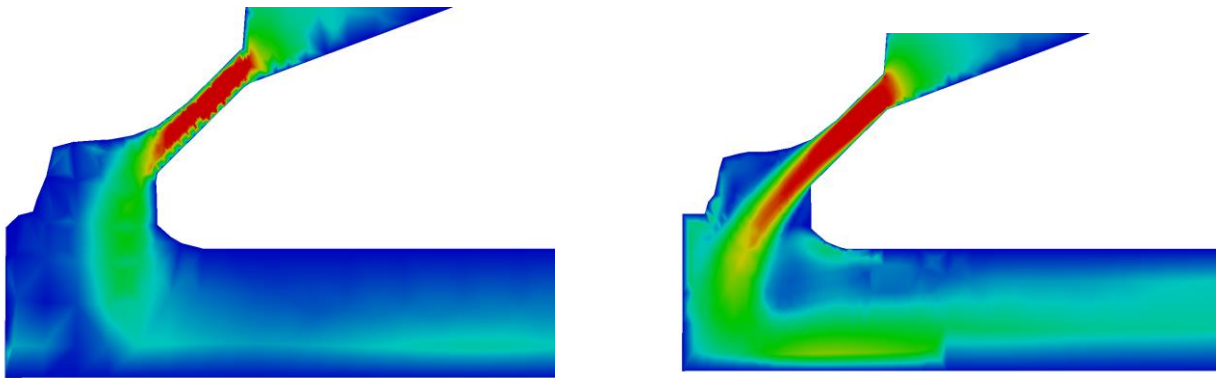


Figura 8.10 Confronto campo di velocità tra le due mesh pochi istanti dopo l'IVO
A sinistra dettaglio del min lift con mesh base. A destra mesh raffinata con 5 milioni di celle.

Con la mesh base si nota che all'uscita dalla sede valvola il flusso non propaga in maniera corretta, ma è come se ci fosse un muro che ne impedisca la propagazione graduale. A destra invece si noti come una griglia di calcolo di migliore qualità permetta una propagazione graduale del flusso, che all'uscita delle valvole tende a disperdersi in maniera più controllata e ampia in camera di combustione. Questo porta benefici nell'incremento di turbolenza durante le successive fasi e lo stesso mescolamento avviene in maniera più efficiente. Nell'immagine a sinistra inoltre si osserva come domina la viscosità numerica, visibile attraverso un'impronta delle celle che rende il flusso frastagliato nella parte esterna più vicina alla parete. Con la mesh raffinata questo problema viene meno; si noti come il livello di raffinamento a parete è tale da permettere al flusso di essere simulato in maniera molto accurata.

9 Heat Transfer

Uno dei principali fattori che limitano l'efficienza di un motore a combustione interna è il calore perso attraverso le pareti della camera di combustione. Maggiore è il calore scambiato, minore è il lavoro indicato ottenibile e di conseguenza maggiori saranno i consumi. Inoltre il calore scambiato ha un impatto non trascurabile sulla variazione di temperatura dei gas nel cilindro, che influenza le emissioni di inquinanti, come in particolare la formazione degli NO_x , essendo la specie inquinante maggiormente dipendente dalla temperatura.

La ricerca in generale si basa su tre strategie differenti che permettono di ottenere il flusso termico in un motore: la prima consiste nell'ausilio di calcolatori che permettono, attraverso le simulazioni fluidodinamiche, di calcolare il calore scambiato tra le pareti interne alla camera di combustione in maniera accurata e riducendo costi e tempi rispetto alle tecniche sperimentali; l'altra prevede l'ottimizzazione di strumenti che permettono di ottenere i flussi termici a livello sperimentale. Infine esiste l'approccio empirico che prevede la risoluzione dell'equazione di scambio termico basandosi sul calcolo del coefficiente di scambio termico convettivo attraverso i modelli empirici di Annand e Woschni e sulla determinazione dei numeri adimensionali di Nusselt, Prandtl e Reynolds.

Tra tutti, l'approccio metodologico messo in pratica dalla CFD si è rivelato negli ultimi anni un potente strumento in grado di rilevare con estrema accuratezza i flussi termici attraverso le pareti di un cilindro, attraverso delle procedure meno dispendiose dal punto di vista di tempi e costi rispetto alle procedure sperimentali.

La metodologia prevede di effettuare delle simulazioni full-cycle su un motore in cui si cerca di applicare un modello di wall function per calcolare il flusso termico, piuttosto che risolvere lo strato limite a parete, che è una procedura più dispendiosa dal punto di vista di costo computazionale.

I modelli di wall function più importanti che sono stati implementati sono quelli di Han and Reitz, Angelberger, Rakopoulos, Hug Chang.

Nell'analisi che segue si è valutata l'influenza che le diverse tipologie di wall functions hanno sugli andamenti qualitativi e quantitativi dei calori scambiati durante la fase di compressione, al fine di verificare la qualità e la correttezza dei risultati forniti dalle wall functions disponibili nella Lib-ICE di OpenFOAM.

Come si è visto, l'implementazione delle wall functions in OpenFOAM è necessaria per risolvere le equazioni fluidodinamiche nello strato limite a parete, garantendo un corretto valore dell' Y_{plus} . Al fine di valutare il calore scambiato attraverso le pareti di un ICE, sono stati applicati dei modelli di wall functions che si basano su un approccio RANS, scegliendo il $k - \varepsilon$ come modello di turbolenza. Il modello $k - \varepsilon$ contiene delle costanti numeriche che possono essere arbitrariamente scelte. Al fine di garantire un corretto modello di turbolenza, si è scelto di utilizzare i valori standard delle costanti usate in OpenFOAM, che sembrano essere i valori più comunemente utilizzati in questo tipo di approccio. I valori utilizzati sono mostrati nella tabella sottostante.

Costante	C_μ	C_1	C_2	C_3	σ_k	σ_h	σ_ε
Valore	0.09	1.55	1.92	-0.33	1	1	0.769

Tabella 9.1 Costanti modello turbolenza $k - \varepsilon$

Per calcolare il calore scambiato attraverso le pareti di un motore a combustione interna si fa riferimento all'equazione di scambio termico generale:

$$q_w = \rho c_p (\alpha + \alpha_t) \frac{dT}{dy_w}$$

in cui il calore scambiato è dato dal prodotto della densità del gas ρ , il calore specifico c_p , la diffusività termica α e il gradiente di temperatura normale alla parete dT/dy . Inoltre nell'approccio RANS la dimensione delle celle è troppo grande per poter calcolare il gradiente di temperatura in maniera accurata. Perciò è stato considerato un termine aggiuntivo α_t che indica la diffusività termica turbolenta che tiene conto della turbolenza che si sviluppa nello strato limite a parete.

Le equazioni che stanno alla base del calcolo del flusso termico variano in funzione dei modelli di wall functions utilizzati, ma tutti si basano sul calcolo della temperatura nella zona dello strato limite a parete in funzione della distanza dalla parete stessa.

Tommaso Lucchini, Gianluca D'Errico et al. [11] hanno effettuato delle analisi su modelli numerici di scambio termico per simulare motori a combustione interna. In particolare il motore oggetto di studio è di derivazione GM ed è stato simulato in assenza di iniezione.

Un approccio che è stato analizzato oltre ai modelli wall functions è il low Reynolds, che consiste nel raffinare la mesh nello strato limite a parete con i layer e risolvere in maniera più corretta il gradiente di temperatura in quella zona. Ciò è possibile riducendo il valore dell' y^+ al di sotto di 5. Con questo approccio non è più necessario modellare la diffusività termica turbolenta α_t e l'equazione per il calcolo di q_w risulta semplificata. Bisogna tuttavia considerare che si tratta di un metodo dispendioso dal punto di vista di costo computazionale, perché risulta necessario incrementare notevolmente il raffinamento della mesh.

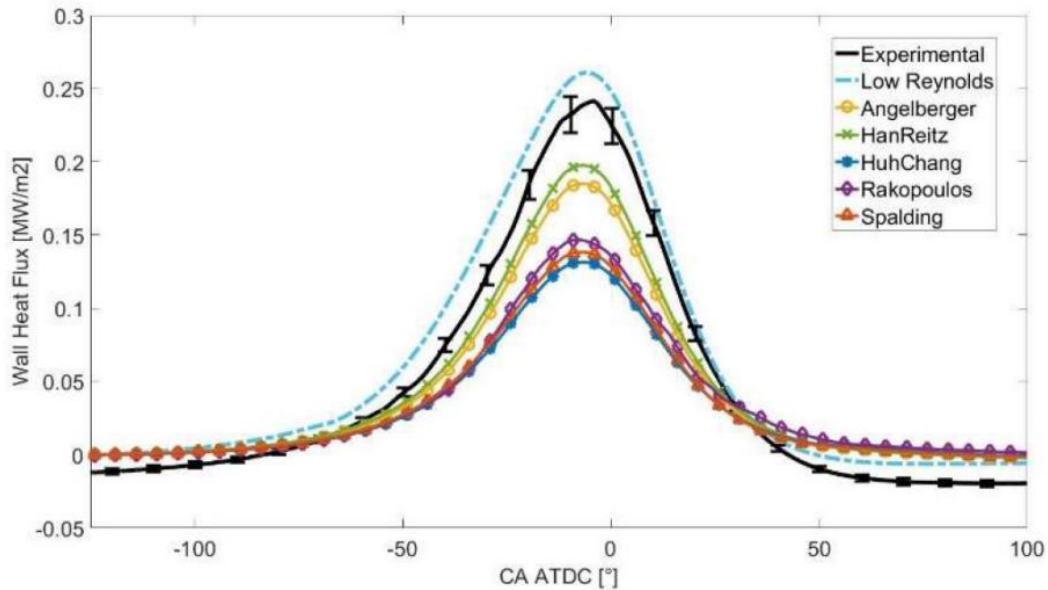


Figura 9.1 Wall Heat Flux con modelli di wall functions e approccio Low Reynolds

La figura 9.1 mostra i risultati che sono stati ottenuti in letteratura implementando le funzioni di scambio termico e applicando il modello low Reynolds. Da questo grafico risulta chiaro che tutti i modelli di wall functions non sono in grado di simulare correttamente il flusso termico, sottostimandolo in tutti i casi rispetto il valore sperimentale. Tra tutti, i modelli di Han Reitz ed Angelberger sono i più accurati nel riprodurre l'andamento della curva sperimentale, mentre i modelli di Hug Chang e Rakopoulos lo sottostimano eccessivamente.

Sulla base dei risultati e delle analisi effettuate in letteratura, nel presente lavoro si è cercato di stimare il flusso termico confrontando le diverse wall functions implementate in OpenFOAM. Il focus è sulla fase di compressione in cui si ottiene il picco del calore scambiato in prossimità del TDC.

Per poter valutare correttamente il campo di validità dell'*Yplus* per cui le diverse wall functions sono in grado di operare, si è utilizzata la funzione in OpenFOAM *EngineYPlus* che permette di determinare il valore dell'*Yplus* calcolato su ciascuna parete del motore di interesse per ogni angolo di manovella. In tal modo attraverso le equazioni in tabella 9.2 si può verificare il range di validità in cui operano le diverse wall functions.

Modello	Flusso termico	Range validità di y^+
Angelberger et al.	$q_w = \frac{\rho c_p \mu_\tau T \ln(T_w/T)}{\text{Pr } y^+}$	$y^+ < 11$
	$q_w = \frac{\rho c_p \mu_\tau T \ln(T_w/T)}{\text{Pr} \left(\frac{1}{k} \ln(y^+) + B \right) + P}$	$y^+ \geq 11$
Han and Reitz et al.	$q_w = \frac{\rho c_p \mu_\tau T \ln(T_w/T)}{2.1 \ln(y^+) + 2.5}$	All y^+
Hug Chang et al.	$q_w = \frac{\rho c_p \mu_\tau (T_w - T) - 0.5 \text{Pr} \frac{dP}{dT} \frac{v}{\mu_t} (y^+)^2}{\text{Pr } y^+}$	$y^+ < 11$
	$q_w = \frac{\rho c_p \mu_\tau (T_w - T) - \frac{dP}{dT} \frac{v}{\mu_t} (87.12 \text{Pr} + 2.195 y^+ - 28.98)}{13.2 \text{Pr} + 2.195 \ln(y^+) - 5.66}$	$y^+ \geq 11$
Rakopoulos et al.	$q_w = \frac{\rho c_p \mu_\tau T \ln(T_w/T) - \frac{dP}{dT} \frac{v}{\mu_t} \left(\frac{y^+ - 40}{0.4767 + \frac{1}{\text{Pr}}} + 117.31 \right)}{\frac{1}{0.4767} \left[\ln \left(y^+ + \frac{1}{0.4767 \text{Pr}} \right) - \ln \left(40 + \frac{1}{0.4767 \text{Pr}} \right) \right] + 10.2384}$	All y^+

Tabella 9.2 Wall Heat Flux per modelli di scambio termico mediante wall functions

Il valore dell' y^+ è stato valutato sulle patches cylinderHead, piston, liner e sulle valvole di aspirazione e di scarico, in cui la corretta riproduzione dello strato limite a parete è un requisito fondamentale per ottenere dei flussi termici il più possibile realistici. Poiché è stata eseguita una simulazione full cycle, tutte le condizioni all'IVC come temperatura della prima cella a parete, velocità e proprietà fisiche del fluido sono ben note, ed è dunque stato possibile calcolare il valore dell' y^+ . E' interessante riportare il confronto con i valori di y^+ che si ottengono all'IVO, sebbene la conoscenza delle condizioni all'apertura delle valvole di aspirazione non siano necessarie al fine di stimare il flusso termico nella fase di compressione/espansione.

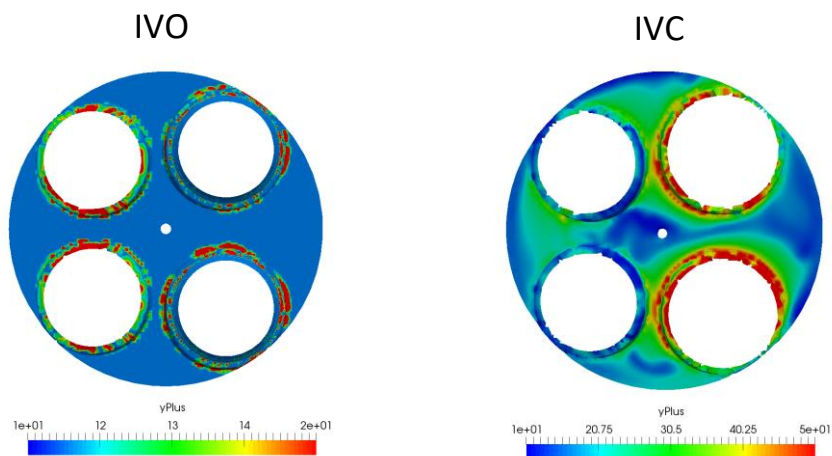


Figura 9.2 Yplus sul cylinderHead

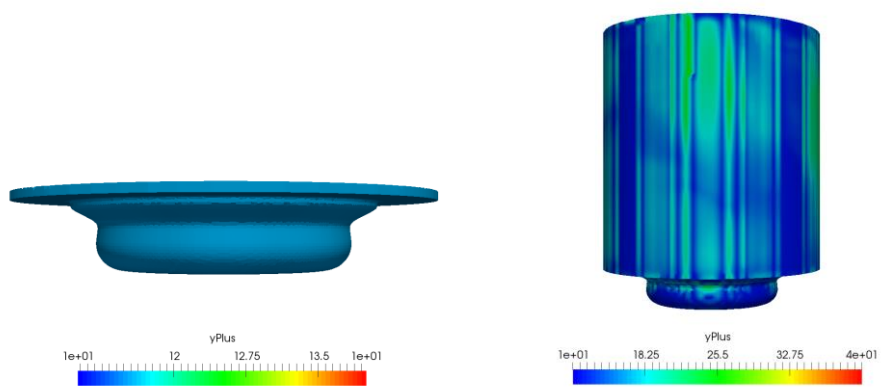


Figura 9.3 Yplus sul pistone e liner

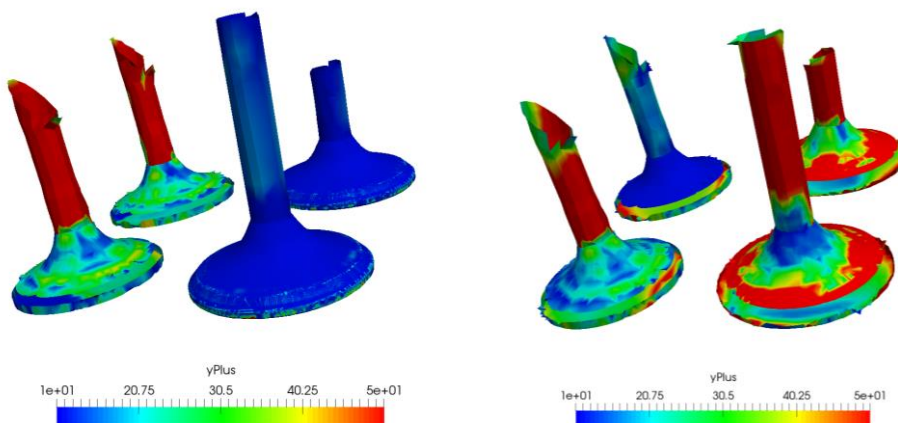


Figura 9.4 Yplus sulle valvole di aspirazione e scarico

Sul cylinderHead all'IVC si è ottenuto un valore minimo di 11 e un massimo che si raggiunge in prossimità delle sedi valvola di aspirazione pari a circa 50. Questo incremento del valore di y^+ si ottiene principalmente perché aumenta progressivamente la distanza della prima cella a parete nel corso della deformazione della mesh dall'IVO all'IVC. Si nota che all'IVO sulle pareti delle valvole di aspirazione si è calcolato un valore di y^+ che si attesta globalmente su bassi valori, perché in questa fase il flusso non è completamente sviluppato e le velocità globali sono basse, sebbene le velocità attraverso le sedi valvola siano massime quando ci si trova alla minima apertura delle valvole. All'IVC la situazione è opposta, e si ottengono dei valori molto più elevati dell' y^+ , in quanto le condizioni fluidodinamiche del flusso sono pienamente sviluppate e la distanza dalla prima cella a parete è maggiore.

Il range di validità per cui si ha la corretta implementazione del modello di turbolenza $k - \epsilon$ sembra essere comunque rispettato in tutti i casi: il valore minimo dell' y^+ è ovunque pari a 11, fino ad un massimo di circa 60.

È stato successivamente possibile determinare il calore scambiato dai risultati delle simulazioni, che viene rappresentato in funzione dell'angolo di manovella, in cui 720° rappresenta il TDC.

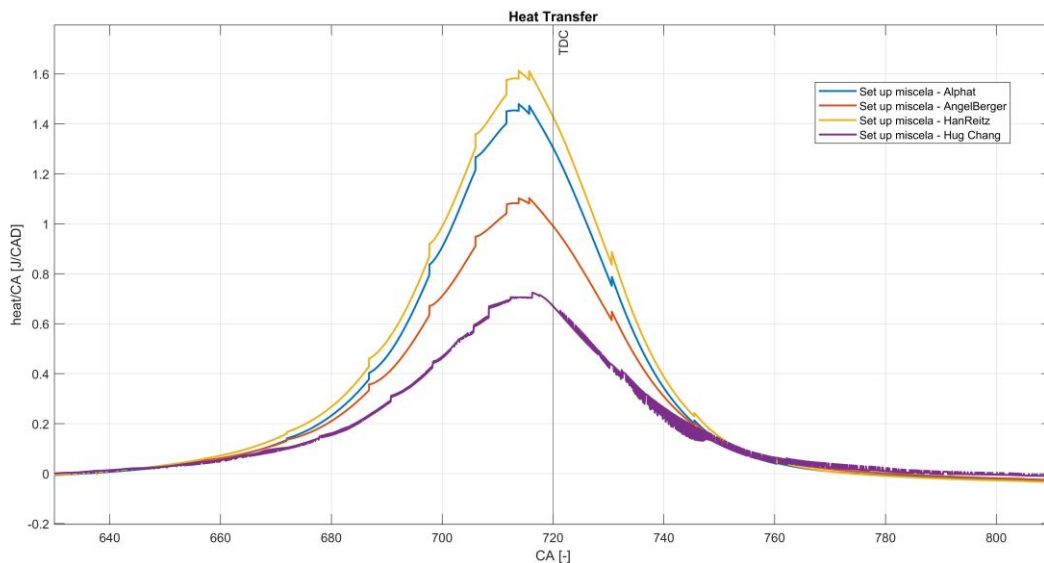


Figura 9.5 Confronto modelli di scambio termico per Wall Heat Transfer

I modelli che lavorano meglio sono quelli di Alphasat, Angelberger e HanReitz. Il modello di Hug Chang presenta una sottostima eccessiva del calore scambiato. Le oscillazioni non corrette durante la fase di espansione nella curva relativa ad Hug Chang confermano che lo scambio termico con questa funzione avviene in maniera non corretta.

I risultati mostrano che la wall function di HanReitz, Angelberger e Alphasat stimano più correttamente il calore scambiato. Il picco raggiunto con il modello di Han Reitz al TDC è di circa 1,6 J/CAD e ciò è in accordo con i risultati presenti in letteratura, in cui si faceva riferimento a un valore massimo di circa 2 J/CAD. Il modello di Hug Chang era stato inizialmente considerato ma presenta dei risultati piuttosto inconsistenti dal punto di

vista della curva di pressione, che va a sottostimare il picco di pressione sperimentale raggiunto al TDC, e dell'andamento di temperatura in camera, ed è stato per questo motivo trascurato nella trattazione.

È interessante osservare l'effetto che il flusso termico ha sul raggiungimento del picco di pressione durante la fase di compressione. Ci si aspetta che il calore scambiato influenzi in maniera significativa l'andamento di pressione in camera verso il TDC: in particolare, un maggiore flusso termico scambiato tra i gas e le pareti dovrebbe garantire un trasferimento maggiore di energia termica tra i gas, più caldi, verso le pareti che si trovano ad una temperatura minore di circa 440 K. I gas in tal modo si raffreddano più velocemente, e arrivano ad avere una temperatura minore al TDC, che corrisponde ad avere di conseguenza una pressione minore raggiunta a fine compressione.

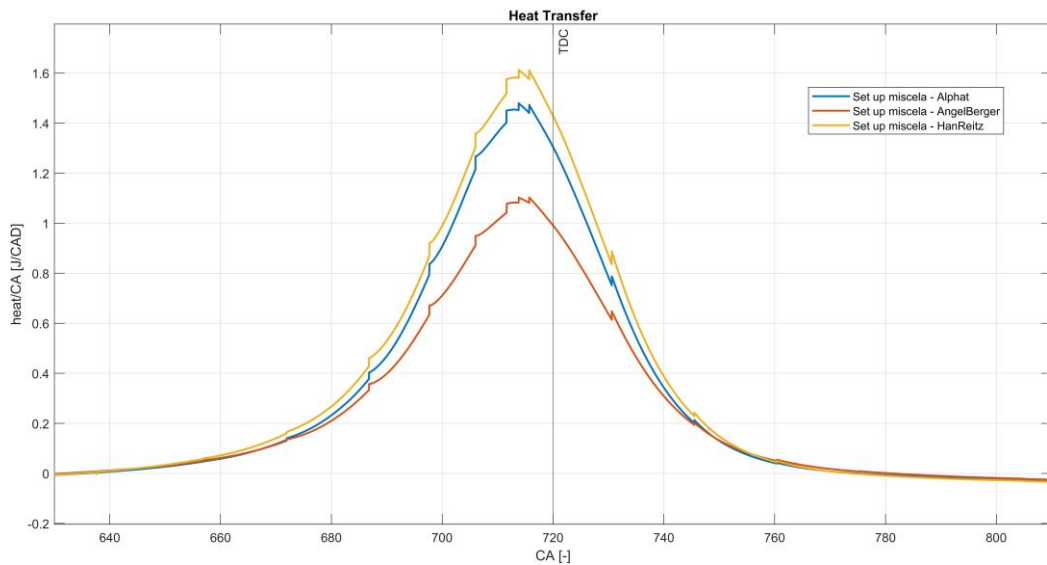


Figura 9.6 Heat Transfer confronto tra 3 modelli

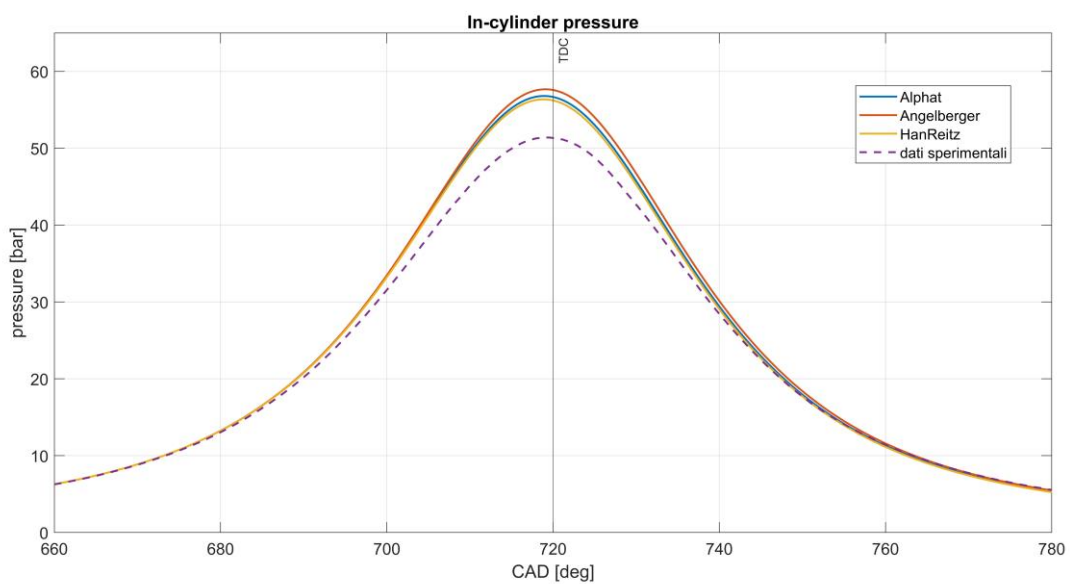


Figura 9.7 Confronto ciclo di pressione durante la compressione con diversi modelli di scambio termico

Come si nota dal confronto tra i grafici, la wall function Han Reitz, che è quella che permette di avere un maggiore scambio termico con le pareti, garantisce un picco di pressione al TDC minore. Questo risultato va in accordo con i risultati emersi in letteratura, essendo la funzione che garantisce una minore sottostima del calore scambiato. Viceversa, la wall function di Angelberger permette un minore scambio termico ma la curva di pressione ha un picco maggiore rispetto al valore di pressione raggiunto sperimentalmente.

È mostrato un confronto tra i flussi termici scambiati sul cylinderHead usando le funzioni di HanReitz e Angelberger.

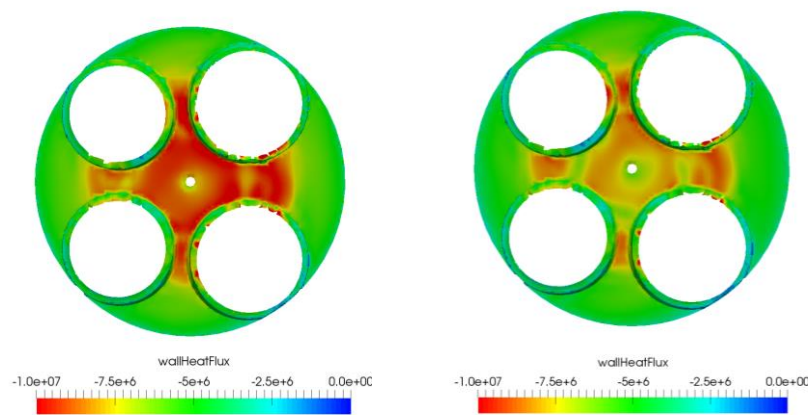


Figura 9.8 Confronto calori scambiati sulle patches del cylinderHead

Si nota che la funzione di Han Reitz presenta un valore assoluto del flusso termico di maggiore intensità rispetto a quello di Angelberger.

Un'ulteriore conferma della correttezza dell'implementazione delle wall functions è da ritrovarsi negli andamenti di temperatura, che è analogo all'andamento della curva di pressione. Anche in questo caso la wall function di Angelberger permette di ottenere il valore massimo di temperatura al TDC rispetto agli altri modelli, essendo la funzione che permette di scambiare di meno e che quindi permette ai gas di raffreddarsi in maniera più lenta durante la fase di compressione. Si nota che il valore sperimentale di temperatura al TDC viene raggiunto correttamente con il modello di Angelberger, e i valori raggiunti con le altre wall functions sono molto prossimi, sintomo del fatto che con il set-up scelto per tutti e 3 i modelli si riesce a simulare correttamente il ciclo motore.

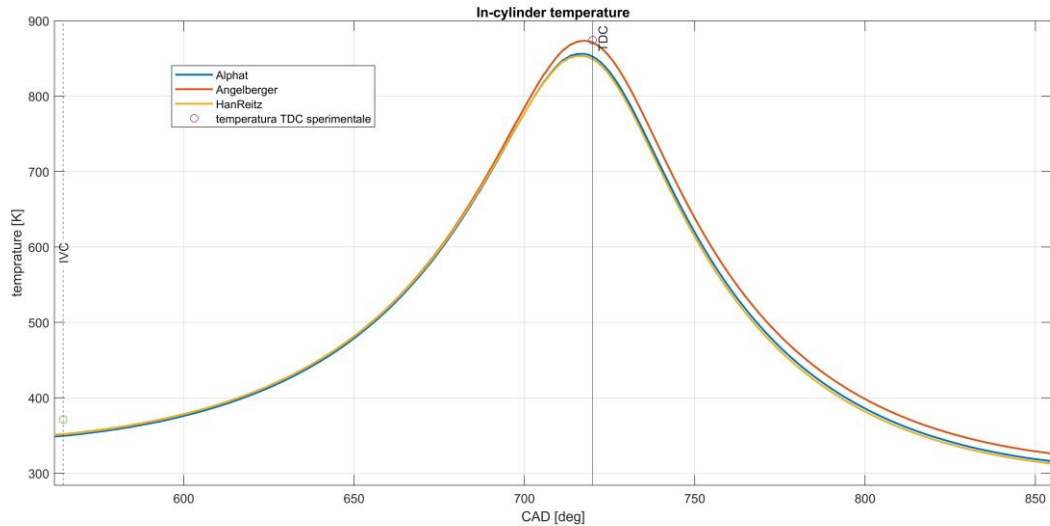


Figura 9.9 Temperatura nel cilindro con diversi modelli di scambio termico

È stata effettuata in ultimo un'analisi di sensitività stimando il calore scambiato utilizzando un numero di Pr costante, così da calcolare direttamente la diffusività termica turbolenta α_t come rapporto tra viscosità cinematica ν e Pr

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha_t}$$

Questo è possibile utilizzando la wall function di Alphasat di OpenFoam, che permette di variare arbitrariamente il numero di Pr . Il set up base prevede di usare un numero di $Pr = 0.85$, con il quale si ottiene un picco di calore scambiato pari a 56.8 bar che corrisponde ad avere una curva di pressione che sovrastima quella sperimentale di circa il 10%.

Per stimare più correttamente il picco di pressione è necessario aumentare lo scambio termico tra flusso e pareti del cilindro. Infatti ci si aspetta che incrementando la diffusività termica, che corrisponde ad abbassare il numero di Pr , viene incrementato lo scambio con le pareti, e si avranno a fine compressione dei gas a temperatura più bassa, il che corrisponde ad avere una curva di pressione al TDC minore, che si avvicina al valore di quella sperimentale.

In particolare si è deciso di abbassare il Pr a 0.65. I risultati sono mostrati nelle figure sottostanti:

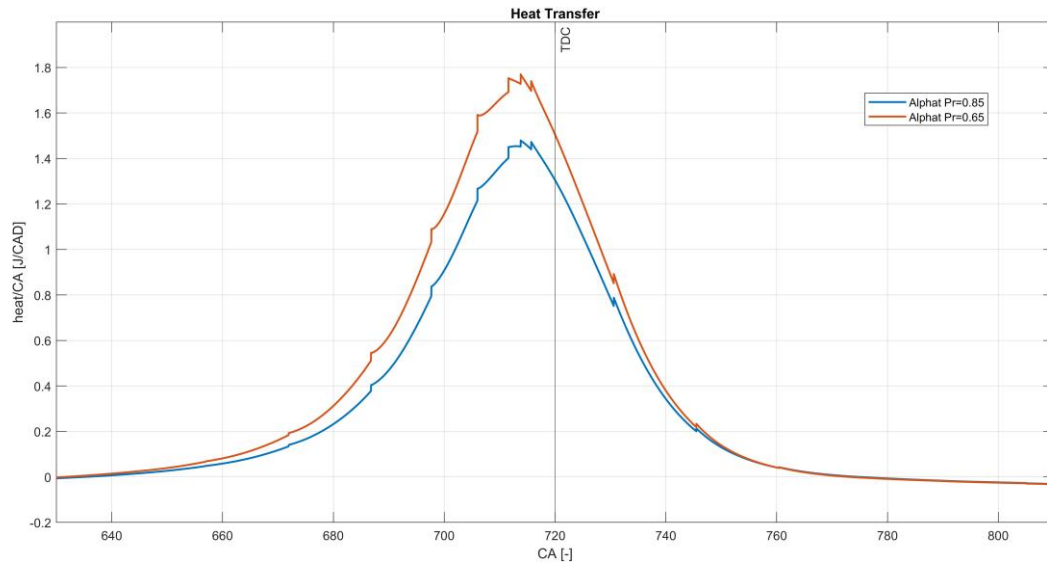


Figura 9.10 Effetto del Prandtl sul calore scambiato

Il grafico mostra l'effetto del numero di Prandtl sulla curva del calore scambiato. Abbassare Pr implica avere una maggiore diffusività termica, ossia un maggiore scambio termico.

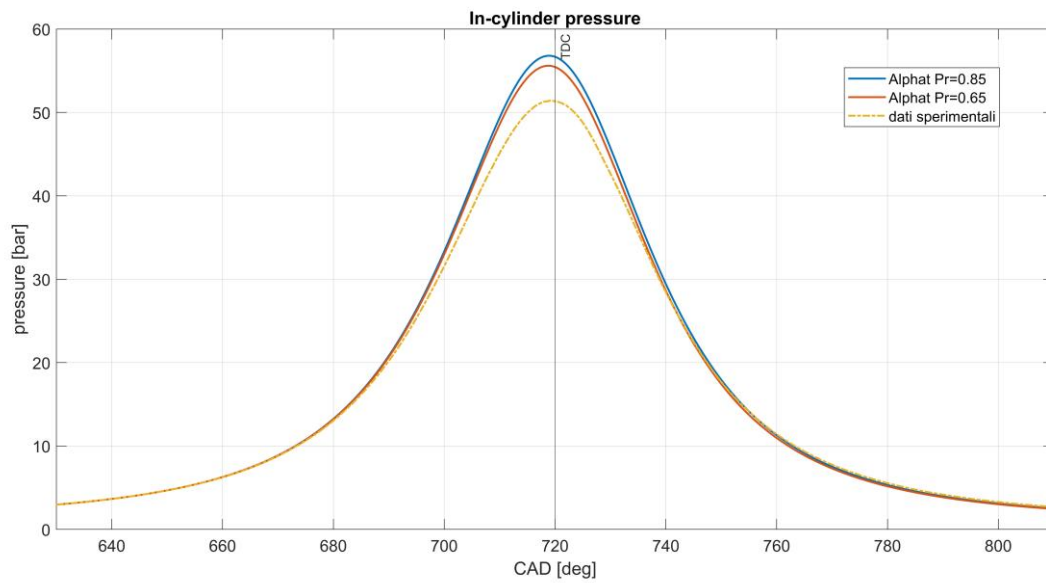


Figura 9.11 Effetto del Prandtl sulla curva di pressione

Abbassando il Pr si ha un maggiore calore scambiato tra i gas caldi e le pareti più fredde, che risulta in un raffreddamento della carica e di conseguenza una riduzione del picco di pressione al TDC.

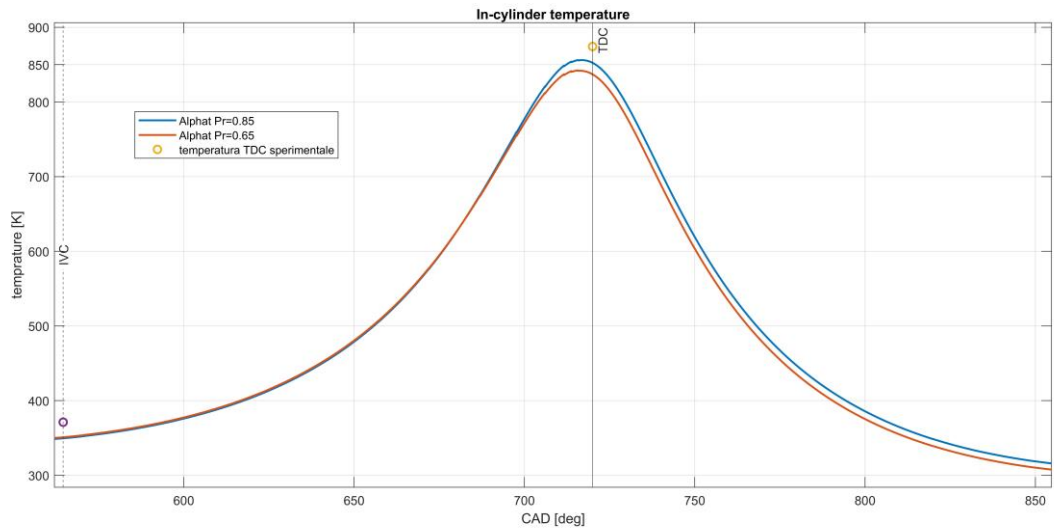


Figura 9.12 Effetto del Prandtl sulla curva di temperatura

Abbassando il Pr si ha un maggiore calore scambiato tra i gas caldi e le pareti più fredde, che risulta in un raffreddamento della carica quando il pistone si trova al TDC.

10 Campi di velocità e confronto dei campi di moto con le analisi PIV

La simulazione è stata in grado di riprodurre correttamente la formazione dello swirl durante la fase di aspirazione e di compressione, così come i profili di velocità. I campi di velocità nel piano XY a 3 diverse altezze dalla testa del cilindro sono state ottenute dopo aver simulato il ciclo motore con il set-up 1, che prevede l'utilizzo di una miscela di aria. In tal modo è stato possibile confrontare i risultati con le misurazioni sperimentali delle PIV. Le misure sono state prese durante la fase di aspirazione e di compressione, al fine di valutare gli effetti che i condotti hanno sullo sviluppo dei moti della carica, per alcuni angoli caratteristici. Come ci si aspetta, per effetto del design non simmetrico dei condotti di aspirazione, il moto di swirl caratterizzante il flusso presenta inevitabilmente una struttura non simmetrica rispetto l'asse di rotazione. Il centro di swirl presenta infatti due diversi comportamenti:

- durante la fase di compressione si assiste ad una precessione in senso orario, effetto che è maggiormente evidente nell'ultima parte della compressione e dopo il TDC, a causa di un forte momento angolare che il flusso genera effluendo dalla porta tangenziale
- un disallineamento dell'asse verticale dello swirl che fa spostare il centro di swirl verso le valvole di aspirazione, in particolare verso il condotto tangenziale.

Aspirazione

Durante l'aspirazione la simulazione mostra una suddivisione particolare del flusso, come se ci fosse una barriera disposta assialmente tra le valvole di aspirazione e scarico. Questo fenomeno è causato dal forte momento angolare indotto dal flusso entrante da entrambe le valvole di aspirazione. All'uscita del condotto tangenziale è possibile notare la formazione di vortici che vanno a disporsi al di sotto delle valvole di scarico.

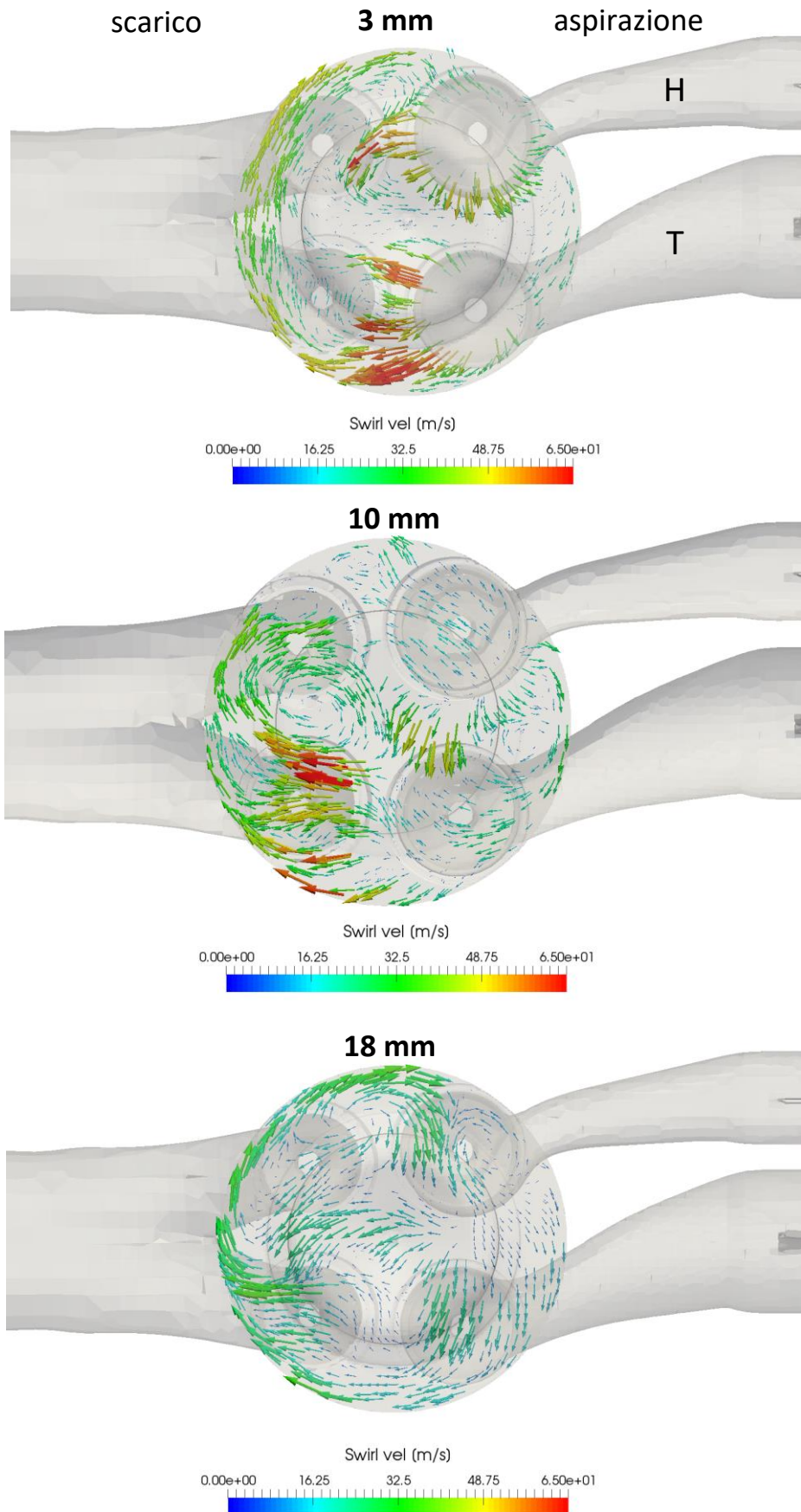
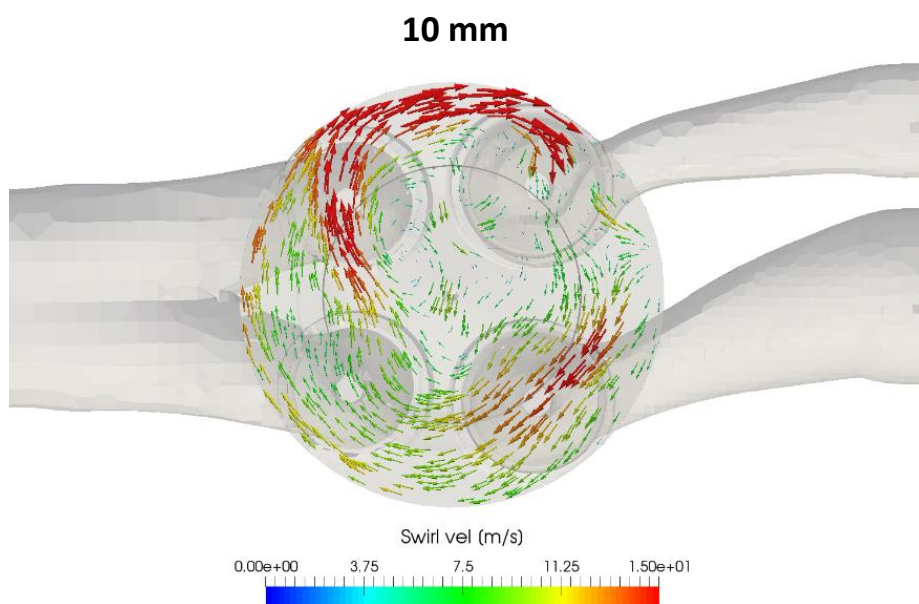
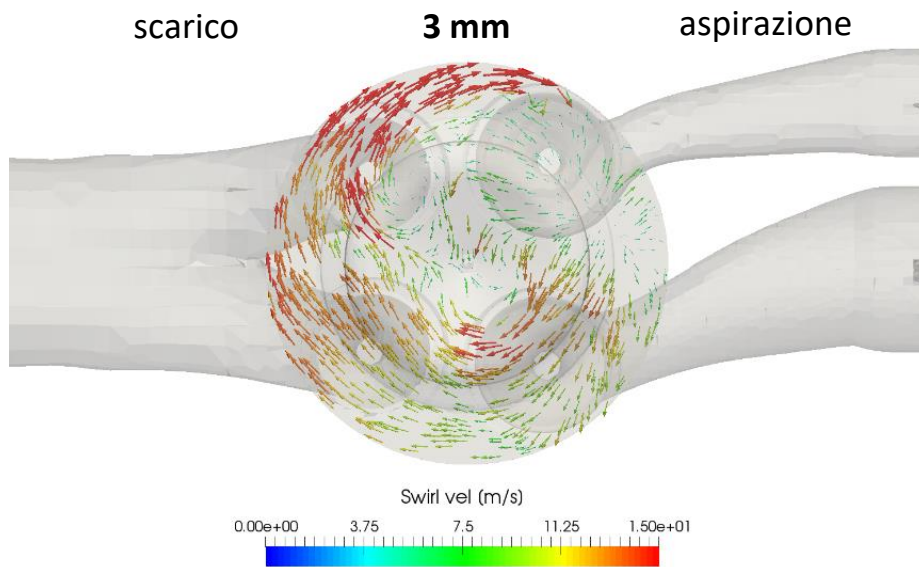


Figura 10.1 Moti di swirl valutati su 3 piani in funzione dell'altezza dal firedeck a -240 CAD
H=elicoidale, T=tangenziale

Questa separazione marcata del flusso tende ad attenuarsi dopo che si raggiunge la massima alzata valvola. In questa situazione si osserva che il flusso mostra una struttura più ordinata, sebbene ancora permangano delle asimmetrie generate durante la prima fase dell'aspirazione. Il flusso non viene più deviato in maniera consistente. Si apprezza infatti solamente un flusso di maggiore intensità localizzato verso le valvole di scarico, situazione che diviene più marcata per swirl maggiori, in caso in cui si decida di commutare le valvole per la generazione dello swirl.

Inoltre le velocità globali in camera diminuiscono man mano che la carica subisce la compressione e le valvole si chiudono.



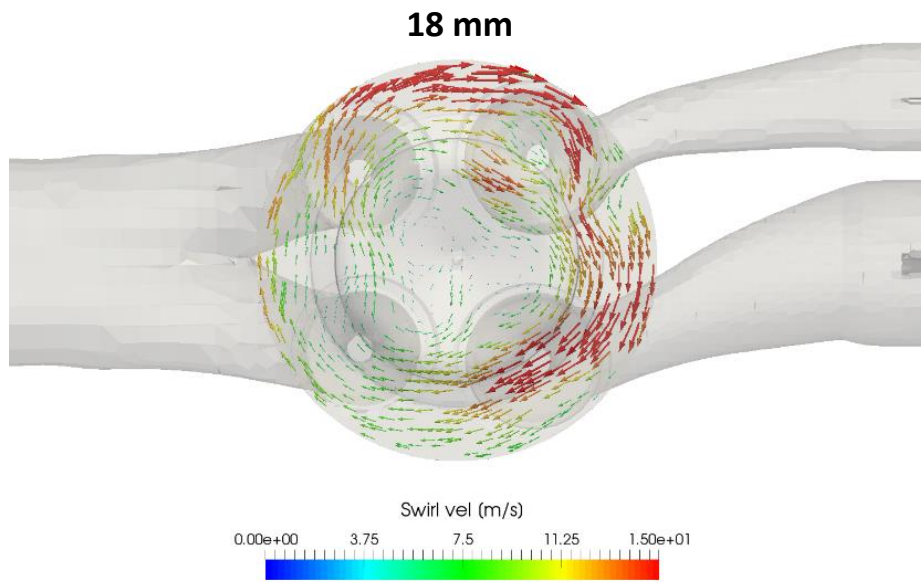
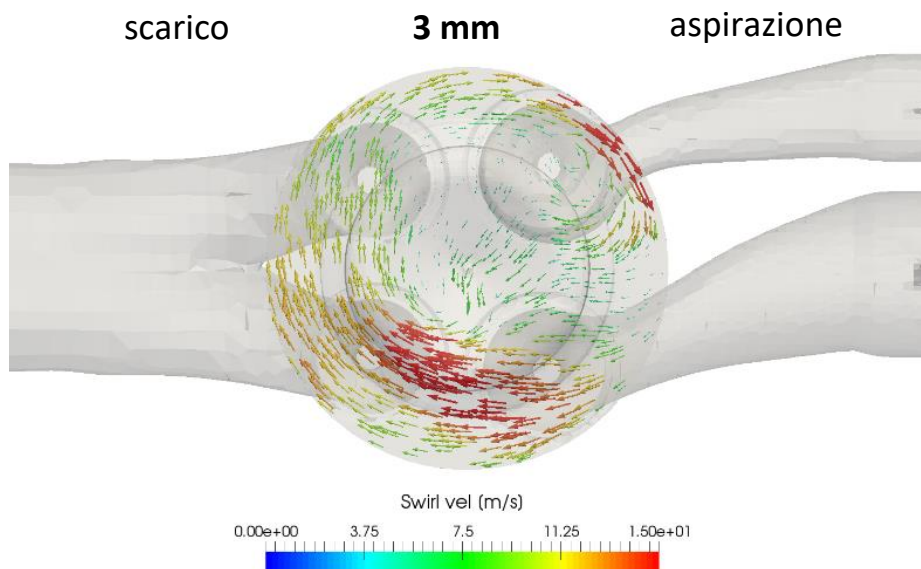
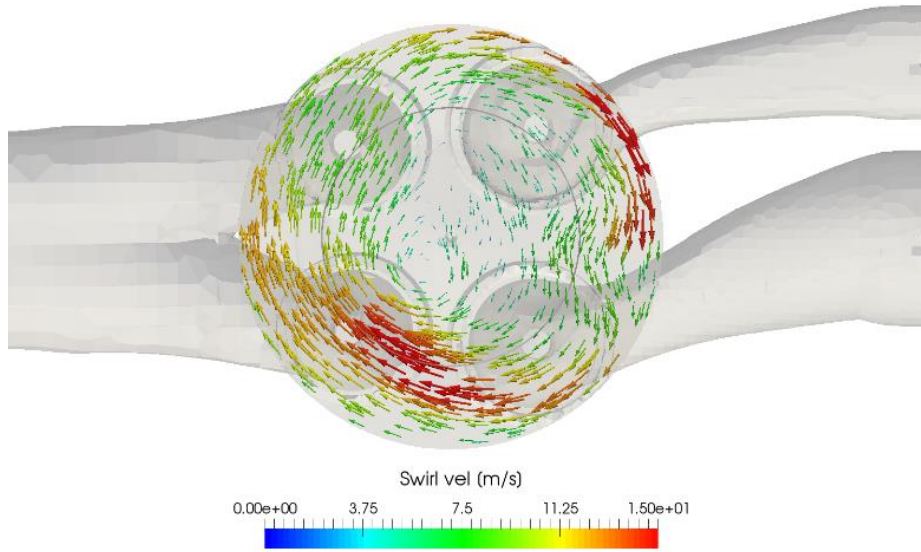


Figura 10.2 Moti di swirl valutati su 3 piani in funzione dell'altezza dal firedeck a -180 CAD

Appena dopo l'IVC ci sono ancora delle asimmetrie che permangono dopo la fase di aspirazione, sebbene siano minime perché si sta lavorando con grado di swirl nominale. La struttura del flusso tende a stabilizzarsi a seguito della chiusura delle valvole, e le velocità globali in camera tendono gradualmente a diminuire.



10 mm



18 mm

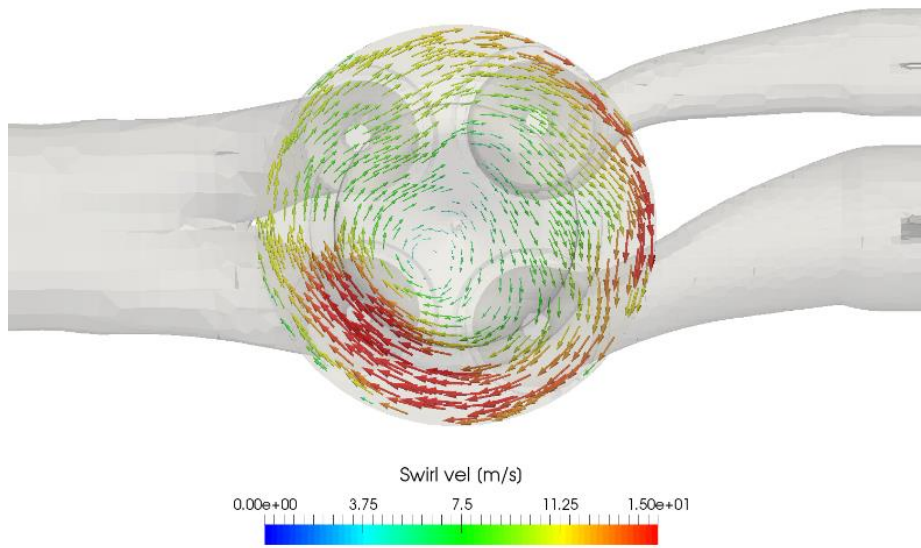


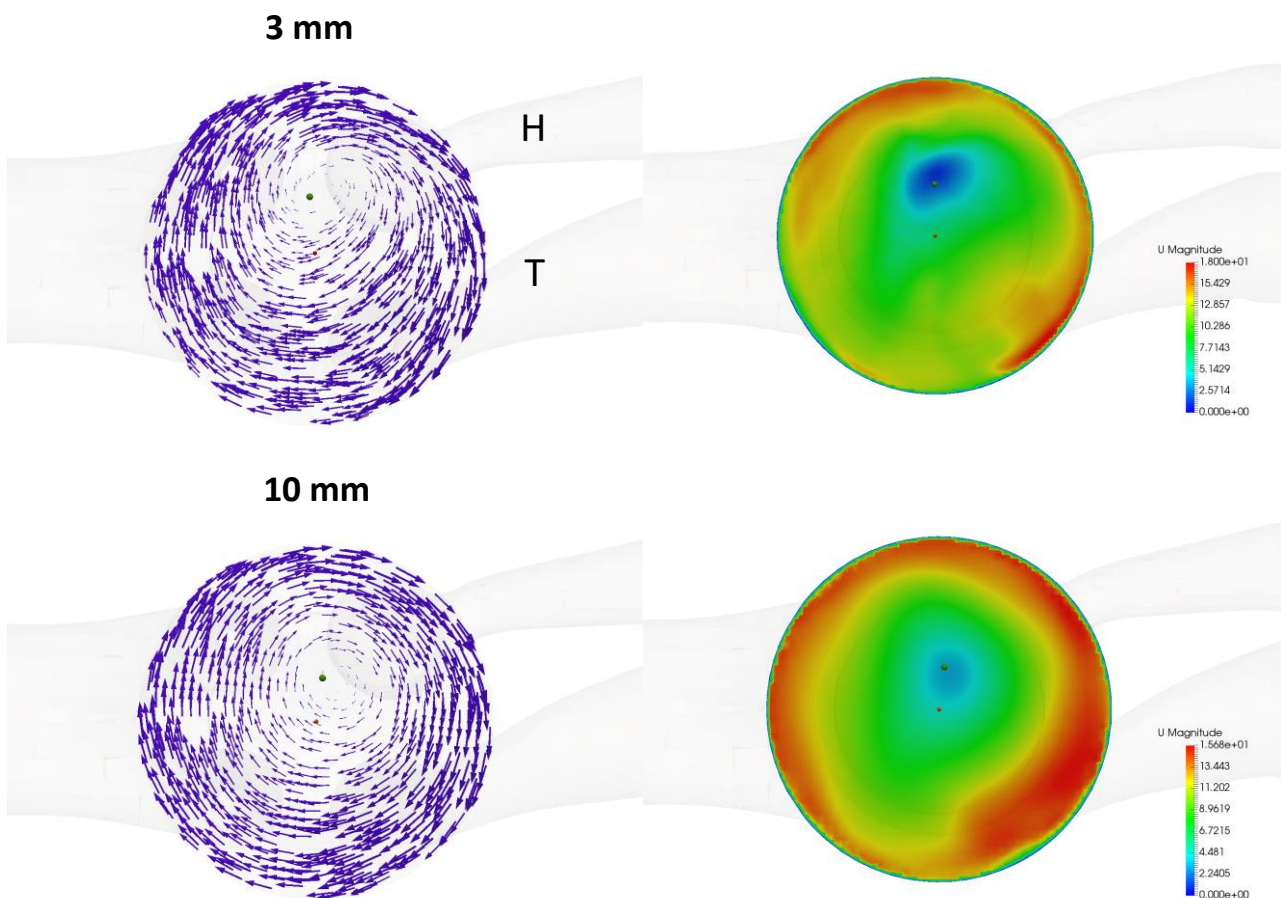
Figura 10.3 Moti di swirl valutati su 3 piani in funzione dell'altezza dal firedeck a -150 CAD

Compressione

Dopo la IVC, poiché non vi è alcun flusso entrante in camera, il campo di velocità in camera di combustione si riassetta formando un singolo vortice rotante in senso orario e le asimmetrie del flusso presenti durante la fase di aspirazione scompaiono, dando origine ad un unico moto rigido. Il centro di swirl per la prima fase della compressione presenta una maggiore variazione, che tende a spostarsi verso le valvole di aspirazione con una precessione oraria. Più ci si allontana dalla testa del motore più questo spostamento viene accentuato:

- A 3 mm dal firedeck il centro di swirl si trova leggermente spostato verso le valvole di scarico in direzione della valvola del condotto elicoidale.
- A 10 mm dalla testa del cilindro il vortice si sposta verso le valvole di aspirazione per poi muoversi verso la valvola del condotto tangenziale nel piano a 18 mm dal firedeck.

Si riportano per ognuno dei campi di moto i rispettivi campi di velocità. Come si nota dalle immagini, il flusso in camera presenta delle velocità maggiori nella periferia, perché risente della forte componente tangenziale indotta dalla porta tangenziale del condotto di aspirazione.



18 mm

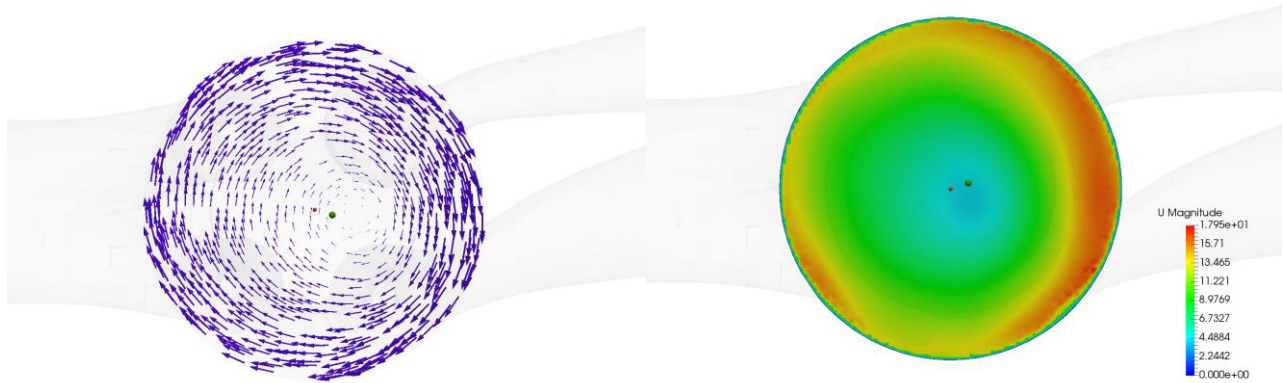


Figura 10.4 Moti di swirl e campi di velocità valutati su 3 piani in funzione dell'altezza dal firedeck a -60 CAD

Dopo il TDC durante la fase di espansione, si assiste ad un nuovo regime del flusso, che vede il centro di swirl stabile e posizionato molto vicino il centro del cilindro. In questa fase infatti ogni disomogeneità indotta dal momento angolare presente nelle precedenti fasi viene meno, e il flusso si stabilizza in una struttura simmetrica rispetto l'asse di rotazione.

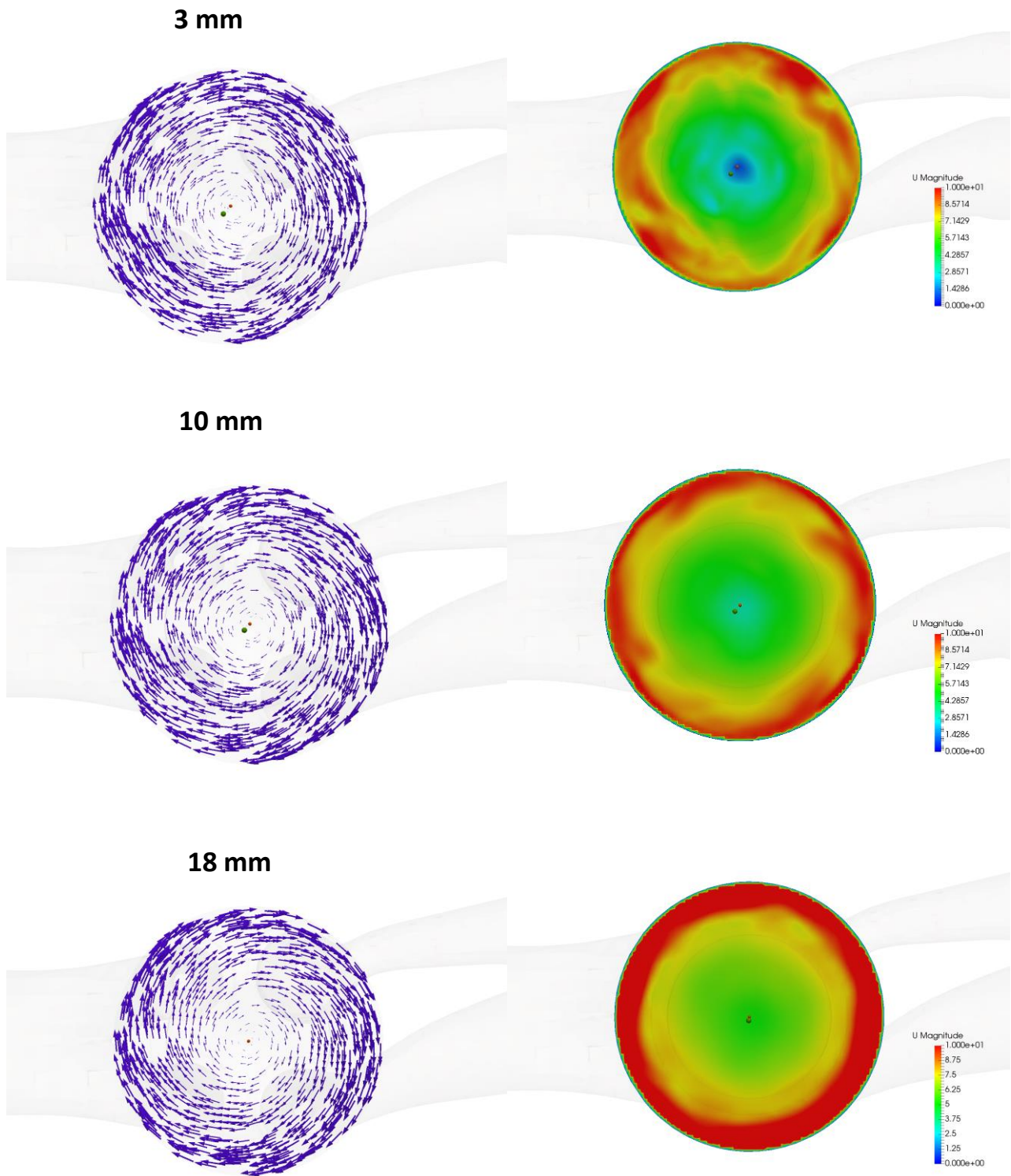


Figura 10.5 Moti di swirl e campi di velocità valutati su 3 piani in funzione dell'altezza dal firedeck a +50 CAD

11 Conclusioni e Sviluppi futuri

L'obiettivo principale del lavoro è quello di validare tramite il software OpenFOAM e l'utilizzo della Lib-ICE la procedura di simulazione di un ciclo cold-flow di un motore diesel monocilindrico, con lo scopo di ottenere dei risultati che siano il più possibile rappresentativi di quelli sperimentali. A tale scopo è stato necessario generare una mesh che rispettasse i requisiti di qualità e basso costo computazionale per garantire un'adeguata accuratezza in fase di simulazione. La mesh è stata generata tramite la procedura imposta nel dizionario di snappyHexMesh, ed è stata ottimizzata ponendo particolare attenzione ai raffinamenti volumetrici e superficiali sull'intera geometria, che è stata modificata rispetto a quella originaria tagliando i serbatoi di aspirazione e scarico ed eliminando il gioco laterale del pistone. Nonostante le incertezze esistenti sulle condizioni al bordo sperimentali, il set-up utilizzato è risultato essere il più realistico per inizializzare correttamente i valori di pressione e temperatura sulle varie patches. I principali output della simulazione, come il ciclo di pressione, l'andamento della temperatura in camera e la massa aspirata riproducono correttamente i risultati sperimentali, sebbene alcune oscillazioni della curva di pressione durante la fase finale di scarico presentino un'ampiezza leggermente diversa. È emerso inoltre che la curva di pressione durante la fase di aspirazione non rispecchia in maniera ottimale quella sperimentale, essendoci una caduta di pressione che non viene colta a causa della scarsa qualità della mesh, che non permette di simulare correttamente l'efflusso attraverso la valvola. Il tentativo di utilizzare una mesh molto più raffinata permette di risolvere questo problema, ma il costo computazionale che ne deriva è eccessivo. La griglia di calcolo utilizzata come riferimento rappresenta comunque un ottimo compromesso per ottenere risultati accurati.

Le analisi sui calori scambiati e i modelli di wall functions hanno permesso di capire che l'utilizzo di un modello piuttosto che un altro influenza notevolmente i risultati della simulazione. In particolare il modello di scambio termico di HanReitz è il più accurato nel simulare il picco di pressione al TDC di compressione, e anche una più corretta riproduzione delle onde di pressione durante la fase di scarico, mentre il modello di Hug Chang presenta risultati poco accurati.

Le analisi sui campi di moto e i campi di velocità sono stati fondamentali per comprendere l'effetto che i condotti elicoidali e tangenziali hanno nel garantire lo sviluppo corretto dei moti di swirl e di squish, che servono per generare la turbolenza necessaria in camera di combustione e promuovere un mescolamento aria e combustibile efficiente. In particolare è stato verificato che la porta elicoidale promuove maggiormente il moto interno di swirl in camera, mentre quella tangenziale offre alla carica una componente di velocità tale da generare un macrovortice esterno in camera di combustione. La fase di aspirazione è essenziale per generare un buon grado di swirl, che non si dissipa durante la compressione, ma le strutture vorticosi rimangono inalterate fino agli angoli prossimi al TDC, permettendo alla carica di mantenere quella turbolenza necessaria per favorire la combustione. I campi di moto sono stati infine validati tramite confronto con le misurazioni PIV, dove emerge che il centro di swirl subisce una precessione oraria spostandosi verso le valvole di aspirazione per piani con distanza crescente rispetto alla testa del motore.

Il presente lavoro ha permesso di validare la procedura di generazione mesh in ambiente OpenFOAM focalizzando l'attenzione sull'ottimizzazione della stessa mediante SnappyHexMesh, che ha permesso anche di verificare la procedura di inserimento dei layers a parete. Inoltre attraverso la simulazione, è stato possibile testare l'affidabilità del software stesso nel garantire che i risultati della simulazione sul motore SANDIA siano coerenti con quelli sperimentali. In tal modo sono state gettate le basi per un lavoro futuro in cui si potrà introdurre l'iniezione di combustibile, in particolare l'idrogeno, che dovrà prevedere una procedura differente indicata per la combustione. Ulteriori analisi che potrebbero essere effettuate prima di introdurre l'iniezione consistono nel provare a simulare l'incrocio valvole, verificando inoltre l'effetto che una modifica del minimum lift comporta sulle fasi di aspirazione e scarico. In tal modo la mesh che coprirà l'intero ciclo vedrà aumentare il costo computazionale, che prevederà necessariamente di effettuare un'analisi di compromesso. Un ulteriore step potrebbe prevedere di implementare il modello elastico che tenga in conto della deformazione della biella nel motore reale, al fine di analizzare l'effetto del rapporto di compressione sul picco di pressione al TDC, inserendo anche il gioco laterale del pistone.

Ringraziamenti

Desidero ringraziare tutte le persone che, con la loro vicinanza, mi hanno permesso di giungere alla fine del mio percorso di studi.

Ringrazio il professor Baratta, la professoressa Misul, il professor Lucchini e Lorenzo Sforza, per la disponibilità dimostrata nel corso di questi mesi e per aver reso possibile la stesura dell'elaborato.

Ringrazio Simone, che mi ha supportato nell'attività e che mi ha seguito in ogni step della realizzazione della tesi.

Ringrazio tutti i miei amici, che porterò sempre nel cuore, che sono stati indispensabili e lo saranno sempre.

Infine, un ringraziamento speciale ai miei genitori e alla mia famiglia, che con il loro costante supporto e immenso affetto mi hanno permesso di realizzare tutti i miei obiettivi.

Bibliografia

- [1] Gilles Decana, Stijn Broekaerta , Tommaso Lucchini , Gianluca D'Errico , Jan Vierendeelsa, Sebastian Verhelsta «Evaluation of wall heat flux calculation methods for CFD simulations of an internal combustion engine under both motored and HCCI operation » 2018
- [2] J. B. Heywood, Internal combustion engine fundamentals, McGraw-HillEducation, 2018.
- [3] «ICE - Internal Combustion Engine Group - Politecnico di Milano,» [Online]. Available: <http://www.engines.polimi.it/index.php.html>.
- [4] S. Busch, K. Zha, F. Perini, R. Reitz, E. Kurtz, A. Warey e R. Peterson, «Bowl Geometry Effects on Turbulent Flow Structure in a Direct Injection Diesel Engine,» *SEA International*, 2018.
- [5] «Engine Combustion Network,» [Online]. Available: <https://ecn.sandia.gov/engines/small-bore-diesel-engine/experimental-data/piston-bowl-geometry-study/>.
- [6] P. Federico, R. Reitz e P. Miles, «A comprehensive modeling study of in-cylinder fluid flows in a high-swirl, light-duty optical diesel engine,» *Computers & Fluids*, 2014.
- [7] P. Federico, K. Zha, S. Busch, P. Miles e R. D. Reitz, «Principal Component Analysis and Study of Port-Induced Swirl Structures in a Light-Duty Optical Diesel Engine,» *SEA International*, 2015.
- [8] F. Perini, . K. Zha, S. Busch, E. Kurtz, R. . C. Peterson, A. Warey e R. D. Reitz, «Piston geometry effects in a light-duty, swirl-supported diesel engine: Flow structure characterization,» *International journal of Engine Research*, vol. 19, marzo 2018.
- [9] F. Perini, R. Reitz, A. Dempsey, D. Sahoo, P. Miles e B. R. Petersen, «A computational investigation of the effects of swirl ratio and injection pressure on wall heat transfer in a light-duty diesel engine,» *SAE Technical Papers*, 2013.
- [10] T. Lucchini, G. D'errico, D. Paredi, L. Sforza e A. Onorati, «CFD Modeling of Gas Exchange, Fuel-Air Mixing and Combustion in Gasoline Direct-Injection Engines,» *SAE International*, 2019.
- [11] Gilles Decan, Stijn Broekaert, Tommaso Lucchini, Gianluca D'Errico, Jan Vierendeels, Sebastian Verhelst « Evaluation of Wall Heat Flux Models for Full Cycle CFD Simulation of Internal Combustion Engines under Motoring Operation» 2017.
- [12] F. Perini, S. Busch, E. Kurtz, A. Warey, R. C. Peterson e R. Reitz, «Limitations of Sector Mesh Geometry and Initial Conditions to Model Flow and Mixture

Formation in Direct-Injection Diesel Engines,» in *WCX SAE World Congress Experience*, 2019.

- [13] B. Petersen e P. Miles, «PIV Measurements in the Swirl-Plane of a Motored Light-Duty Diesel Engine,» 2011.
- [14] F. Perini¹ , K. Zha² , D. Sahoo² , S. Busch² , P. C. Miles² , R. D. Reitz¹ «Effects of in-cylinder non-uniformities on mixture preparation in a light-duty Diesel engine operating a light-load Partially Premixed Combustion strategy,» 2014
- [15] K. Zha, S. Busch, P. Miles, S. Wijeyakulasuriya, S. Mitra e P. K. Senecal, «"Characterization of Flow Asymmetry During the Compression Stroke Using Swirl-Plane PIV in a Light-Duty Optical Diesel Engine with the Re-entrant Piston Bowl Geometry,» *SEA Int. J. Engine*, 2015.
- [16] J. Hrvoje e T. Zeljko , «Automatic Mesh Motion for the Unstructured FiniteVolume Method,» *Isevier Science*, 2004.
- [17] S.Santoro, «Generazione semi automatica di una mesh full cycle per un motore diesel monocilindrico ad accesso ottico in OpenFOAM», 2021.
- [18] T. Lucchini, G. D'Errico e M. Fiocco, «Multi-Dimensional Modeling of Gas Exchange and Fuel-Air Mixing Processes in a Direct-Injection, Gas Fueled Engine,» *SAE Technical Papers*, 2011.
- [19] T. Lucchini , G. D'errico, R. Torelli e M. Fiocco, «Automatic mesh generation forfull-cycle CFD modeling of IC Engines: Application to the TCC Test Case,» *SAE Technical Papers*, 2014.

Appendici OpenFOAM

Per rendere fruibile il lavoro svolto sono stati di seguito inseriti i dizionari più importanti utilizzati per la generazione della mesh, per la calibrazione delle condizioni al contorno e per il running della simulazione. Si riporta per brevità un unico dizionario di snappyHexMesh che fa riferimento al set up usato per generare la mesh nella fase di aspirazione.

BlockMeshDict

```
/*-----* C++ *-----*\
| ===== |
| \\ / F i e l d | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox |
| \\ / O p e r a t i o n | Version: 4.0 |
| \\ / A n d | Web: www.OpenFOAM.org |
| \\ M a n i p u l a t i o n |
\*-----*/
FoamFile
{
    version 2.0;
    format ascii;
    class dictionary;
    object blockMeshDict;
}
// *****

convertToMeters 1.0;

x1 -0.3;
x2 0.35;
y1 -0.046;
y2 0.044;
z1 -0.01;
z2 0.26;

// (-0.23938 -0.0439 0.0928364) (0.339497 0.0409748 0.240628)

vertices
(
    ($x1 $y1 $z1)
    ($x2 $y1 $z1)
    ($x2 $y2 $z1)
    ($x1 $y2 $z1)
    ($x1 $y1 $z2)
    ($x2 $y1 $z2)
    ($x2 $y2 $z2)
    ($x1 $y2 $z2)
);
```



```

blocks
(
  hex (0 1 2 3 4 5 6 7) (163 23 65) simpleGrading (1 1 1) // 4mm base cell size
);

edges
(
);

boundary
(
  allBoundary
  {
    type patch;
    faces
    (
      (3 7 6 2)
      (0 4 7 3)
      (2 6 5 1)
      (1 5 4 0)
      (0 3 2 1)
      (4 5 6 7)
    );
  }
);

edges
(
);

mergePatchPairs
(
);

// ***** //

```

CreateEngineStlDict

```
/*-----*\
| ===== |
| \\ / F ield | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox |
| \\ / O peration | Version: 1.0 |
| \\ / A nd | Web: http://www.openfoam.org |
| \\ / M anipulation |
\*-----*/
```

```
FoamFile
{
    version          2.0;
    format           ascii;

    root             "";
    case             "";
    instance         "system";
    local            "";

    class            dictionary;
    object           setFieldsDict;
}
```

```
// ***** //
```

```
stlFileName intake;
```

```
convertToMeters 1;
```

```
mergeSTLsurfaces off;
```

```
moveSTLpoints on;
```

```
cylCrossSect none;
```

```
cylinderAxis (0 0 1);
```

```
readCrankAnglesFrom file;//dict;
```

```
CAfileName moveOutput.txt;
```

```
crankAngles
```

```
(
);
```

```
intakeValves
```

```
{
    calculateSurfaceNormals intakeValveBottoms;
```

```
intakeLiftFile "intakeValveLift";
```

```

intakeMinLift 0.00025;

patchesToMove
(
  intakeValveBottoms
  intakeValveSides
  intakeValveDiagonals
  intakeValveTops
);
};

exhaustValves
{
  calculateSurfaceNormals exhaustValveBottoms;

  exhaustLiftFile "exhaustValveLift";
  exhaustMinLift 0.00025;

  patchesToMove
  (
/*   exhaustValveBottomsClose
   exhaustValveSidesClose
   exhaustValveDiagonalsClose
   exhaustValveTopsClose
*/
  );
};

piston
{
  patchesToMove
  (
    pistonBowl
    flatPiston
  );
};

// only for post-processing - still experimental
orientPatchAsX none;

// ***** //

```

CreatePatchDict

```
/*-----* C++ *-----*\
| ===== |
| \\      / F ield      | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox |
| \\      / O peration  | Version: 2.0.0 |
| \\      / A nd        | Web:      www.OpenFOAM.org |
|  \\\\   / M anipulation |
\*-----*

FoamFile
{
    version      2.0;
    format       ascii;
    class        dictionary;
    object       createPatchDict;
}
// ***** //

// This application/dictionary controls:
// - optional: create new patches from boundary faces (either given as
//   a set of patches or as a faceSet)
// - always: order faces on coupled patches such that they are opposite. This
//   is done for all coupled faces, not just for any patches created.
// - optional: synchronise points on coupled patches.

// 1. Create cyclic:
// - specify where the faces should come from
// - specify the type of cyclic. If a rotational specify the rotationAxis
//   and centre to make matching easier
// - always create both halves in one invocation with correct 'neighbourPatch'
//   setting.
// - optionally pointSync true to guarantee points to line up.

// 2. Correct incorrect cyclic:
// This will usually fail upon loading:
// "face 0 area does not match neighbour 2 by 0.0100005%"
// "-- possible face ordering problem."
// - in polyMesh/boundary file:
//   - loosen matchTolerance of all cyclics to get case to load
//   - or change patch type from 'cyclic' to 'patch'
//   and regenerate cyclic as above

// Do a synchronisation of coupled points after creation of any patches.
// Note: this does not work with points that are on multiple coupled patches
//   with transformations (i.e. cyclics).
pointSync true;

// Patches to create.
patches
(
```

```

/*
1   intakeValveStems
2   intakeValveTops
3   intakeValveSides
4   intakeValveBottoms

5   exhaustValveStems
6   exhaustValveTops
7   exhaustValveSides
8   exhaustValveBottoms

9   cylinderHead
10  injector

11  intakeWalls
12  exhaustWalls

13  piston
*/

```

```
//INTAKEVALVE
```

```

{
  name intakeValveStems;
  patchInfo
  {
    type wall;
  }
  constructFrom patches;
  patches
  (
    intakeValveStems
  );
}
{
  name intakeValveTops;
  patchInfo
  {
    type wall;
  }
  constructFrom patches;
  patches
  (
    intakeValveTops
    intakeValveDiagonals
  );
}
{
  name intakeValveSides;

```

```

patchInfo
{
    type wall;}
constructFrom patches;
patches
(
    intakeValveSides
);
}
{
name intakeValveBottoms;
patchInfo
{
    type wall;
}
constructFrom patches;
patches
(
    intakeValveBottoms
);
}

//EXHAUSTVALVE
{
name exhaustValveStems;
patchInfo
{
    type wall;
}
constructFrom patches;
patches
(
    exhaustValveStems
);
}
{
name exhaustValveTops;
patchInfo
{
    type wall;
}
constructFrom patches;
patches
(
    exhaustValveTops
    exhaustValveDiagonals
);
}
{

```

```

name exhaustValveSides;
patchInfo
{
    type wall;
}
constructFrom patches;
patches
(
    exhaustValveSides
);
}
{
name exhaustValveBottoms;
patchInfo
{
    type wall;
}
constructFrom patches;
patches
(
    exhaustValveBottoms
);
}

//CYLINDERHEAD
{
name cylinderHead;
patchInfo
{
    type wall;
}
constructFrom patches;
patches
(
    cylinderHead
    intakeValveSites
    intakeValveSites1
    exhaustValveSites
    exhaustValveSites1
);
}

//INJECTOR
{
name injector;
patchInfo
{
    type wall;
}
}

```

```

        constructFrom patches;
    patches
        (
            injector
        );
}

//INTAKEDUCT
{
    name intakeWalls;
    patchInfo
    {
        type wall;
    }
    constructFrom patches;
    patches
    (
        directDuct
        helicoidalDuct
        intakeLongDuct
        swirlValve
    );
}

//EXHAUSTDUCT
{
    name exhaustWalls;
    patchInfo
    {
        type wall;
    }
    constructFrom patches;
    patches
    (
        exhaustDuct
        exhaustLongDuct
    );
}

//PISTON
{
    name piston;
    patchInfo
    {
        type wall;
    }
    constructFrom patches;
    patches
    (

```



```
flatPiston
pistonBowl
): } );
```

```
// *****  
//
```

EngineGeometry

```
/*-----*\
|=====|
| \\\ / Field | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox |
| \\\ / O peration | Version: 1.0 |
| \\\ / A nd | Web: http://www.openfoam.org |
| \\/ M anipulation |
\*-----*/
```

```
FoamFile
{
    version          2.0;
    format            ascii;

    root              "";
    case              "";
    instance          "";
    local             "";

    class             dictionary;
    object            engineGeometry;
}
```

```
// ***** //
```

```
motionSolver dummy;

conRodLength       conRodLength [0 1 0 0 0 0] 0.1666748;

bore                bore [0 1 0 0 0 0] 0.082;

pinOffset           pinOffset [0 1 0 0 0 0] -0.0015875;

stroke              stroke [0 1 0 0 0 0] 0.09040;

clearance           clearance [0 1 0 0 0 0] 0;// lascia così

rpm                 rpm [0 0 -1 0 0 0] 1500;

swirlCenter         ( 0 0 0.140 );
swirlRPMRatio       swirlRPMRatio [0 0 0 0 0 0] 1.0;
swirlAxis           ( 0 0 1 );
swirlProfile        swirlProfile [0 0 0 0 0 0] 1e-5;

//engineTopoChangerMesh  layerARGambit;
//engineTopoChangerMesh  accordionEngineMesh;
engineTopoChangerMesh fvMotionEngineMesh;
```

```

engineMesh    layered;

deformAngle    15;

piston
{
    patch            piston;

    coordinateSystem
    {
        type            cartesian;
        origin          (-4.17939e-06 -9.66714e-06 0.0205013);
        axis            (0 0 1);
        direction       (0 1 0);
    }

    minLayer          0.001;
    maxLayer           0.0025;

    pistonFaceSetName emptyFaces;
    pistonPointSetName emptyPoints;
    pistonCellSetName emptyCells;
    bowlInPistonPatchName noPatch;
    bowlInCylinderPatchName noPatch;
}

fvMotionEngineMesh
(
    intakeValve
    {
        // Valve coordinate system
        coordinateSystem
        {
            type            cylindrical;
            origin          (0.0155972 2.56777e-06 0.107491); //valveIntakeBottoms
center il centro è tra le valvole
            axis            (0.0393192 8.60797e-06 0.999227); //valveIntakeBottoms
normal
            direction       (0 1 0);
        }

        // Patch and zone names
        bottomPatch        intakeValveBottoms;
        poppetPatch        intakeValveTops; // contiene sia diagonal che top
        stemPatch          intakeValveStems;
        sidePatch          intakeValveSides;

        // Minimum valve lift

```

```

minLift          0.25e-3;

curtainInPortPatch    bau;//bau;//
curtainInCylinderPatch  bau;//bau;//

detachInPortPatch    off;//bau;
detachInCylinderPatch  off; //bau;
valveHeadPatch      noPatch;

detachFaces          off;

detachDistance      0.95e-3;
detachTol           0.005e-4;

// Vertex on edge of the step. For the converter
stemEdge            (-0.04 0 -0.0075);

// Valve diameter
diameter            0.0282;
deformationLift     0.0001;

liftProfileFile     "intakeValveLift";

layeringFacesTop    valveLayeringTop;
minTopLayer         0.000025;
maxTopLayer         0.0002;

layeringFacesBottom  valveLayeringBottom;
minBottomLayer      0.0001;
maxBottomLayer      0.0005;

staticCells INTAKEFIXEDCELLS1;
movingCells INTAKEMOVINGCELLS1;
}

```

```

exhaustValve
{
    // Valve coordinate system
    coordinateSystem
    {
        type          cylindrical;
        origin         (-0.0191156          -9.30831e-07          0.107504);
//valveExhaustBottoms centre
        axis          (-0.0336581          -3.43632e-05          0.999433);
//valveExhaustBottoms normal
    }
}

```

```

        direction      (0 1 0);
    }

    // Patch and zone names
    bottomPatch        exhaustValveBottoms;
    poppetPatch        exhaustValveTops;
    stemPatch          exhaustValveStems;
    sidePatch          exhaustValveSides;

    // Minimum valve lift
    minLift            0.25e-3;

    curtainInPortPatch    bau;//bau;//
    curtainInCylinderPatch    bau;//bau;//

    detachInPortPatch    off;//bau;
    detachInCylinderPatch    off; //bau;
    valveHeadPatch      noPatch;

    detachFaces        off;

    detachDistance     0.95e-3;
    detachTol          0.005e-4;

    // Vertex on edge of the step. For the converter
    stemEdge           (-0.04 0 -0.0075);

    // Valve diameter
    diameter           0.0254; ///
    deformationLift    0.0001;

    liftProfileFile    "exhaustValveLift";

    layeringFacesTop    valveLayeringTop;
    minTopLayer        0.000025;
    maxTopLayer        0.0002;

    layeringFacesBottom    valveLayeringBottom;
    minBottomLayer     0.0001;
    maxBottomLayer     0.0005;

    staticCells EXHAUSTFIXEDCELLS1;
    movingCells EXHAUSTMOVINGCELLS1;
}

);

```

```

pistonAuxPoints emptyPoints;
pistonZonePoints emptyPoints;
pistonLayerZonePoints emptyPoints;
headZonePoints emptyPoints;

moveDetach off;

headPointsSetName cylinderFixedPoints;
cylinderSetName cylinderCells;

scalePoints off;

offSet 0.0; //0.004;
delta 5e-4;
cylinderHeadName cylinderHead;
linerName liner;

checkMesh on;
checkMeshRunTime off;

headCellSetName off;

addAttachDetachBoundary off;
inCylinderFlowData
{
    pistonCentre (-4.17939e-06 -9.66714e-06 0.0205013);
    swirlTol 5e-3;
    tumbleTol 5e-3;
    tumbleAxis (1 0 0);
    swirlAxis (0 0 1);
}

maxNonOrtho 80;
maxMeshValidity 15.0;

//moveLiner on;

// ***** //

```

SnappyHexMeshDict

```
/*-----* C++ *-----*\
| ===== |
| \\ / Field | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox |
| \\ / Operation | Version: 2.2.0 |
| \\ / And | Web: www.OpenFOAM.org |
| \\ / Manipulation |
\*-----*\
FoamFile
{
    version 2.0;
    format ascii;
    class dictionary;
    object autoHexMeshDict;
}

// ***** //

// Which of the steps to run
castellatedMesh true;
snap true;
addLayers false;

// Geometry. Definition of all surfaces. All surfaces are of class
// searchableSurface.
// Surfaces are used
// - to specify refinement for any mesh cell intersecting it
// - to specify refinement for any mesh cell inside/outside/near
// - to 'snap' the mesh boundary to the surface

geometry
{
    geometry.stl
    {
        type triSurfaceMesh;
        name geometry;

        regions
        {

            cylinderHead {name cylinderHead;}
            injector {name injector;}
            flatPiston {name flatPiston;}
            pistonBowl {name pistonBowl;}
            liner {name liner;}

            outlet {name outlet;}
        }
    }
}
```

```

exhaustDuct          {name exhaustDuct;}
exhaustLongDuct     {name exhaustLongDuct;}
exhaustValveSites   {name exhaustValveSites;}
exhaustValveSites1  {name exhaustValveSites1;}

exhaustValveBottoms {name exhaustValveBottoms;}
exhaustValveSides   {name exhaustValveSides;}
exhaustValveDiagonals {name exhaustValveDiagonals;}
exhaustValveTops    {name exhaustValveTops;}
exhaustValveStems   {name exhaustValveStems;}

inlet                {name inlet;}
directDuct           {name directDuct;}
helicooidalDuct     {name helicooidalDuct;}
intakeLongDuct      {name intakeLongDuct;}
intakeValveSites    {name intakeValveSites;}
intakeValveSites1  {name intakeValveSites1;}
swirlValve          {name swirlValve;}

intakeValveBottoms {name intakeValveBottoms;}
intakeValveSides   {name intakeValveSides;}
intakeValveDiagonals {name intakeValveDiagonals;}
intakeValveTops    {name intakeValveTops;}
intakeValveStems   {name intakeValveStems;}

}
}

ref_cylinder
{
    type searchableCylinder;
    point1 (-1.38706e-05 2.7821e-06 0.00235019);
    point2 (-1.38706e-05 2.7821e-06 0.109741);
    radius 0.042; // bore/2 più 2 mm
}

ref_box_intake
{
    type searchableBox;
    min (0.003 -0.046 0.11);
    max (0.083 0.034 0.16);
}

ref_box_under_valves
{
    type searchableBox;
    min (-0.0425 -0.0425 0.099);
}

```



```

        max ( 0.0425 0.0425 0.111);
    }
}

// Settings for the castellatedMesh generation.
castellatedMeshControls
{
    // Refinement parameters
    // ~~~~~

    // If local number of cells is >= maxLocalCells on any processor
    // switches from from refinement followed by balancing
    // (current method) to (weighted) balancing before refinement.
    maxLocalCells 1000000;

    // Overall cell limit (approximately). Refinement will stop immediately
    // upon reaching this number so a refinement level might not complete.
    // Note that this is the number of cells before removing the part which
    // is not 'visible' from the keepPoint. The final number of cells might
    // actually be a lot less.
    maxGlobalCells 30000000;

    // The surface refinement loop might spend lots of iterations
    // refining just a few cells. This setting will cause refinement
    // to stop if <= minimumRefine are selected for refinement. Note:
    // it will at least do one iteration (unless the number of cells
    // to refine is 0)
    minRefinementCells 10;//30;

    // Number of buffer layers between different levels.
    // 1 means normal 2:1 refinement restriction, larger means slower
    // refinement.
    nCellsBetweenLevels 1;

    // Explicit feature edge refinement
    // ~~~~~

    // Specifies a level for any cell intersected by its edges.
    // This is a featureEdgeMesh, read from constant/triSurface for now.
    features
    (
        {

```

```

        file "geometry.eMesh";
        level 0;
    }

);

// Surface based refinement
// ~~~~~

// Specifies two levels for every surface. The first is the minimum level,
// every cell intersecting a surface gets refined up to the minimum level.
// The second level is the maximum level. Cells that 'see' multiple
// intersections where the intersections make an
// angle > resolveFeatureAngle get refined up to the maximum level.

```

```
refinementSurfaces
```

```
{
    geometry

    {
        level (0 0);

        regions
        {

            cylinderHead          {level (3 3);}
            injector               {level (2 2);}
            liner                   {level (2 2);}
            flatPiston             {level (3 3);}
            pistonBowl             {level (3 3);}

            outlet                  {level (1 1);}
            exhaustDuct             {level (0 0);}
            exhaustLongDuct        {level (0 0);}
            exhaustValveSites      {level (2 2);}
            exhaustValveSites1     {level (2 2);}

            exhaustValveBottoms    {level (1 1);gapLevelIncrement 2;}
            exhaustValveSides       {level (2 2);}
            exhaustValveDiagonals  {level (1 1);}
            exhaustValveTops        {level (2 2);}
            exhaustValveStems       {level (1 1);}

            inlet                   {level (1 1);}
            directDuct              {level (1 1);gapLevelIncrement 1;}
            helicoidalDuct          {level (1 1);gapLevelIncrement 1;}
            intakeLongDuct          {level (0 0);}
        }
    }
}
```

```

    intakeValveSites1      {level (5 5);gapLevelIncrement 1;}
    intakeValveSites      {level (3 3);gapLevelIncrement 2;}
    swirlValve             {level (1 1);}

    intakeValveBottoms    {level (2 2);gapLevelIncrement 2;}
    intakeValveSides      {level (4 4);gapLevelIncrement 1;}
    intakeValveDiagonals  {level (4 4);gapLevelIncrement 3;}
    intakeValveTops       {level (3 3);}
    intakeValveStems      {level (1 1);}

}

}

// Resolve sharp angles
resolveFeatureAngle 30;

// Region-wise refinement
// ~~~~~

// Specifies refinement level for cells in relation to a surface. One of
// three modes
// - distance. 'levels' specifies per distance to the surface the
//   wanted refinement level. The distances need to be specified in
//   descending order.
// - inside. 'levels' is only one entry and only the level is used. All
//   cells inside the surface get refined up to the level. The surface
//   needs to be closed for this to be possible.
// - outside. Same but cells outside.

refinementRegions
{
    ref_cylinder
    {
        mode inside;
        levels ((1E15 1));//era 2
    }

    ref_box_intake
    {
        mode inside;
        levels ((1E15 1));
    }

    ref_box_under_valves
    {
        mode inside;

```

```

        levels ((1E15 2)); //era 1
    }
}

// Mesh selection
// ~~~~~

// After refinement patches get added for all refinementSurfaces and
// all cells intersecting the surfaces get put into these patches. The
// section reachable from the locationInMesh is kept.
// NOTE: This point should never be on a face, always inside a cell, even
// after refinement.

locationsInMesh
(
    ((0.0727207299079274 -0.031234451206841 0.147300986522597) intake)
    ((0.0680067150023033 -0.00182955890105758 0.139600747048368) intake)
    ((-0.0706957150110115 -0.0107959888133472 0.136831346250102) exhaust)
    ((-0.00141375139355659 -0.00134589895606041 0.105000065456) engine)
);

// Whether any faceZones (as specified in the refinementSurfaces)
// are only on the boundary of corresponding cellZones or also allow
// free-standing zone faces. Not used if there are no faceZones.
allowFreeStandingZoneFaces true;
}

// Settings for the snapping.
snapControls
{
    //- Number of patch smoothing iterations before finding correspondence
    // to surface
    nSmoothPatch 5;//2;

    nSmoothInternal 4;

    //- Relative distance for points to be attracted by surface feature point
    // or edge. True distance is this factor times local
    // maximum edge length.
    tolerance 2.0;//1.0; //4.0;

    //- Number of mesh displacement relaxation iterations.
    nSolveIter 20;//10; //0;
}

```

```

//- Maximum number of snapping relaxation iterations. Should stop
// before upon reaching a correct mesh.
nRelaxIter 5;

// Feature snapping

//- Number of feature edge snapping iterations.
// Leave out altogether to disable.
nFeatureSnapIter 10;//12; //8;

//- Detect (geometric only) features by sampling the surface
// (default=false).
implicitFeatureSnap false;

//- Use castellatedMeshControls::features (default = true)
explicitFeatureSnap true;

//- Detect points on multiple surfaces (only for explicitFeatureSnap)
multiRegionFeatureSnap false;
}

addLayersControls
{
    relativeSizes true;

    // Per final patch (so not geometry!) the layer information
    layers
    {
    }

    // Expansion factor for layer mesh
    expansionRatio 1.1;

    // Wanted thickness of final added cell layer. If multiple layers
    // is the thickness of the layer furthest away from the wall.
    // Relative to undistorted size of cell outside layer.
    finalLayerThickness 0.8;//0.4;

    // Minimum thickness of cell layer. If for any reason layer
    // cannot be above minThickness do not add layer.
    // Relative to undistorted size of cell outside layer.
    minThickness 0.0005;

    // If points get not extruded do nGrow layers of connected faces that are
    // also not grown. This helps convergence of the layer addition process
    // close to features.
    // Note: changed(corrected) w.r.t 17x! (didn't do anything in 17x)

```

```

nGrow 0;

// Advanced settings

// When not to extrude surface. 0 is flat surface, 90 is when two faces
// are perpendicular
featureAngle 350;

// At non-patched sides allow mesh to slip if extrusion direction makes
// angle larger than slipFeatureAngle.
//slipFeatureAngle 10;

// Maximum number of snapping relaxation iterations. Should stop
// before upon reaching a correct mesh.
nRelaxIter 5;//3;

// Number of smoothing iterations of surface normals
nSmoothSurfaceNormals 5;

// Number of smoothing iterations of interior mesh movement direction
nSmoothNormals 5;//2;

// Smooth layer thickness over surface patches
nSmoothThickness 10;

// Stop layer growth on highly warped cells
maxFaceThicknessRatio 0.95;

// Reduce layer growth where ratio thickness to medial
// distance is large
maxThicknessToMedialRatio 0.5;//0.3;

// Angle used to pick up medial axis points
// Note: changed(corrected) w.r.t 17x! 90 degrees corresponds to 130 in 17x.
minMedianAxisAngle 90;

// Create buffer region for new layer terminations
nBufferCellsNoExtrude 0;

// Overall max number of layer addition iterations. The mesher will exit
// if it reaches this number of iterations; possibly with an illegal
// mesh.
nLayerIter 30;

meshQualityControls::relaxed.
nRelaxedIter 25;
nRelaxIter 10;
}

```

```

// Generic mesh quality settings. At any undoable phase these determine
// where to undo.
meshQualityControls
{

    //- Maximum non-orthogonality allowed. Set to 180 to disable.
    maxNonOrtho 70; //50; //65;

    //- Max skewness allowed. Set to <0 to disable.
    maxBoundarySkewness 6;
    maxInternalSkewness 4;

    //- Max concaveness allowed. Is angle (in degrees) below which concavity
    // is allowed. 0 is straight face, <0 would be convex face.
    // Set to 180 to disable.
    maxConcave 65;//70; //40;

    //- Minimum pyramid volume. Is absolute volume of cell pyramid.
    // Set to very negative number (e.g. -1E30) to disable.
    minVol 1e-22; //0;

    //- Minimum quality of the tet formed by the face-centre
    // and variable base point minimum decomposition triangles and
    // the cell centre. Set to very negative number (e.g. -1E30) to
    // disable.
    // <0 = inside out tet,
    // 0 = flat tet
    // 1 = regular tet
    minTetQuality -1;//-1E30;

    //- Minimum face area. Set to <0 to disable.
    minArea -1;

    //- Minimum face twist. Set to <-1 to disable. dot product of face normal
    //- and face centre triangles normal
    minTwist 0.02;//-1; //0.02

    //- minimum normalised cell determinant
    //- 1 = hex, <= 0 = folded or flattened illegal cell
    minDeterminant 0.001;

    //- minFaceWeight (0 -> 0.5)
    minFaceWeight 0.01; //0.02;

    //- minVolRatio (0 -> 1)
    minVolRatio 0.01; //0.01;

```

```

//must be >0 for Fluent compatibility
minTriangleTwist -1;

    minVolCollapseRatio 0.4;

// Advanced

//- Number of error distribution iterations
nSmoothScale 6;//8;//4;
//- amount to scale back displacement at error points
errorReduction 0.75;

relaxed
{
    maxNonOrtho 60;
    maxBoundarySkewness 6;
    maxInternalSkewness 4;
}
}

// Flags for optional output
// 0 : only write final meshes
// 1 : write intermediate meshes
// 2 : write volScalarField with cellLevel for postprocessing
// 4 : write current intersections as .obj files
debug 0;

// Merge tolerance. Is fraction of overall bounding box of initial mesh.
// Note: the write tolerance needs to be higher than this.
mergeTolerance 1e-5 ;// 1e-6

// ***** //

```


EngineControlDict

```
/*-----* C++ *-----*\
| ===== |
| \\ / F i e l d | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox |
| \\ / O p e r a t i o n | Version: 2.2.x |
| \\ / A n d | Web: www.OpenFOAM.org |
| \\ / M a n i p u l a t i o n |
\*-----*/
FoamFile
{
    version      2.0;
    format       binary;
    class        dictionary;
    location     "system";
    object       engineControlDict_temp;
}
// ***** //

initialCase      init;

nCycles         1;

numberOfSubDomains 22;

thetaOutput     140;

startTime       134.8;

endTime         854.8;

EVO             134.8;

EVC             357;

IVO             364.7;

IVC             564.6;

meshBlayerInsertion off;

bafflesCreation off;

importMeshes    off;

meshConversionScaleFactor 0.0254;

meshConverter   fluentMeshToFoam;
```

```

meshesToImport ( );

cylinderOutputZone cylinderCells;

averageDataFields ( p T U );

massFlowPatches ( inlet outlet );

parallelRun      on;

twoStrokesEngine off;

compressionChangeDict on;

solverName       pimpleColdEngineDyMFoam;

fieldsMapperName engineMapFieldsOctree;

mapMethod        interpolate;

differentMeshing on;

cfMesh           off;

custom_layers    on;

overlap          on;

OFVersionForSnappyHexMesh "v1912";

snappyHexMesh
{
    snappyPrefix      "$HOME/OpenFOAM/OpenFOAM-v1606+/platforms/linux64GccDPInt32Opt";
    mpiPrefix         "$HOME/OpenFOAM/ThirdParty-v1606+/platforms/linux64Gcc/openmpi-
1.10.2";
}

setInitialConditions ( );

startTimes       109 ( 134.8 136.5 142.6 150.9 161.7 176.7 191.7 200.9 207.2 222.2 236.5
250.7 252.5 257 266.4 269.5 275.2 278.8 293.7 299 305.3 312.2 324.8 328.5 330.7 340 341.5
342 342.7 345.6 347.5 347.9 348.3 350.6 351.7 352.2 352.8 353.6 354.5 355.4 356.5 357
364.7 369.2 380.4 393.1 408 420.5 435.4 450.3 461.2 464.1 467.4 469.4 475.1 478.3 481.1
486.9 494.2 498.1 502.4 505.1 520 533.5 536.8 540.6 544 545.6 548.5 551.4 551.9 554.7
556.2 557.1 557.4 558.8 559 560.6 561 562.1 563.6 564.6 570.9 574.1 575.1 586 598.2 613.1
623.3 625.3 635.4 642.1 657 671.9 686.8 697.7 706 711.6 713.8 715.7 730.6 745.5 760.4
775.3 790.2 805.1 820 834.9 849.8);

```


0.01
0.01

0.0125

0.00325//come inizio si puo abbassare a 0.00325

0.00325

0.00625

0.01

0.01

0.01

0.01

0.01

0.01

0.01

0.01

0.01

0.01

0.01

0.01

0.01

0.01

0.01

0.01

0.01

0.01

0.01

0.01

0.01

0.01

0.01

0.01

0.01

0.01

0.01

0.01

0.00625

0.00625

0.00625

0.00625

0.00625

0.00625

0.00625

0.00625

0.02 //tutta la fase di compression era 0.025

0.02

0.02

0.02

0.02
0.02
0.02
0.02
0.02
0.02
0.02
0.02
0.02
0.02
0.02
0.02
0.02
0.025
0.025
0.025
0.025
0.025
0.025
0.025
0.025
0.025
0.025
0.025
0.025

);

writeIntervals 109 { 3 };

// ***** //
// ***** //