

# POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in  
Ingegneria Meccanica

TESI DI LAUREA MAGISTRALE

## Modellazione preliminare ed analisi CFD di un motore due tempi a pistoncini liberi con “loop scavenging”



**Politecnico  
di Torino**



Relatori:

- Prof. Mirko Baratta
- Prof.ssa Daniela Misul
- Prof. Carlo Beatrice
- Prof. Dario Di Maio

Candidato:

- Alessandro Nicastro

Anno accademico:  
2022/2023



## Abstract

This thesis is part of a project carried out in collaboration between “Politecnico di Torino” and the National Research Council STEMS. The objective of the project is to create an innovative model of two-stroke internal combustion engine with a "free-piston" configuration, for heavy applications of transport on wheels. The work carried out with this paper is focused on the development of some preliminary CFD analyses, i.e. "Computational Fluid Dynamics", to support and enrich the numerical simulations carried out by CNR STEMS researchers. The main objective of these simulations was to analyze the washing process of the combustion chamber using fresh charge, also called SCAVENGE. To have a better overview, in this sense, two different geometries of the intake and exhaust ports were examined, which mainly differ from each other in size and positioning along the cylinder liner.

The first step was, therefore, to define the two geometries of the engine cylinder. All the guidelines, together with a detailed presentation of the final geometries obtained, are reported in chapter 2.

The second step was to transpose the CAD models, i.e. "Computer Aided Design", into an appropriate CFD simulation software (CONVERGE 3.1.9 was used) so as to be able to proceed with the detailed configuration of all the parameters that are necessary to define the fluid dynamic analyses. The relevant procedure is exposed in detail in chapter 3. In chapter 4 the optimization of some parameters relating to the spatial and temporal discretization is presented; this optimization was necessary in order to reduce the computational time of the several simulations. Initially, in fact, the duration of each simulation was too long and without intervening on the discretization it would not have been possible to obtain the numerical results in acceptable times.

In the last two chapters, 5 and 6, the results obtained from the simulations of the two different geometries are presented and some conclusions are drawn, together with some hints for possible future works that carry forward the research.

## Sommario

Questo elaborato di tesi fa parte di un progetto svolto in collaborazione tra il Politecnico di Torino e il Consiglio Nazionale delle Ricerche STEMS. L'obiettivo del progetto è quello di creare un modello innovativo di propulsore a combustione interna due tempi con configurazione "free-piston", per applicazioni pesanti di trasporto su ruota. Il lavoro svolto con questo elaborato si è concentrato sullo sviluppo di alcune preliminari analisi CFD, abbreviazione di "Computational Fluid Dynamics", per supportare ed arricchire le simulazioni numeriche svolte dai ricercatori del CNR STEMS. L'obiettivo principale di tali simulazioni è stato quello di analizzare il processo di lavaggio della camera di combustione tramite carica fresca, anche detto SCAVENGE. Per avere una panoramica migliore, in tal senso, sono state esaminate due diverse geometrie delle porte di aspirazione e scarico che principalmente differiscono tra loro per dimensione e posizionamento lungo la camicia del cilindro.

Il primo passo è stato, quindi, proprio quello di definire le due geometrie del cilindro motore. Tutte le linee guida, insieme ad una presentazione dettagliata delle geometrie finali ottenute, sono riportate al capitolo 2.

Il secondo passo è stato quello di trasporre i modelli CAD, abbreviazione di "Computer Aided Design", in un opportuno software di simulazione CFD (è stato utilizzato CONVERGE 3.1.9) così da poter procedere alla configurazione dettagliata di tutti i parametri necessari a definire le successive analisi fluidodinamiche. La relativa procedura è esposta nel dettaglio al capitolo 3. Nel capitolo 4 è presentata l'ottimizzazione di alcuni parametri relativi alla discretizzazione spaziale e temporale; tale ottimizzazione è stata necessaria col fine di ridurre il tempo computazionale delle varie simulazioni. Inizialmente, infatti, la durata di ciascuna simulazione era troppo elevata e senza intervenire sulla discretizzazione non sarebbe stato possibile ottenere i risultati numerici in tempi accettabili.

Negli ultimi due capitoli, 5 e 6, vengono presentati i risultati ottenuti dalla simulazione delle due diverse geometrie considerate e vengono tratte alcune conclusioni, insieme ad alcuni spunti per eventuali lavori futuri che portino avanti la ricerca per questa applicazione motoristica.

# INDICE

Abstract.....	3
Sommario .....	4
Elenco delle figure.....	7
Elenco delle tabelle.....	9
1 Introduzione .....	10
1.1 Breve presentazione dell'applicazione oggetto di studio .....	10
1.2 Fluidodinamica computazionale (CFD).....	12
1.3 Equazioni di Navier-Stokes .....	13
1.3.1 Legge di conservazione della massa.....	14
1.3.2 Legge di conservazione della quantità di moto .....	14
1.3.3 Legge di conservazione dell'energia totale .....	15
2 Definizione preliminare della geometria.....	17
2.1 Introduzione ai motori a 2 tempi.....	17
2.2 Tipologie di geometria tipiche per SCAVENGE .....	18
2.2.1 Cross scavenging .....	18
2.2.2 Loop scavenging.....	19
2.2.3 Uniflow scavenging .....	19
2.3 Definizione geometria.....	20
2.3.1 Posizione porte .....	20
2.3.2 Numero porte .....	21
2.3.3 Forma e dimensione porte .....	22
2.3.4 Direzione condotto adiacente alle porte .....	24
2.3.5 Prima geometria finale: riassunto dati ed immagini.....	27
2.3.6 Seconda geometria finale: riassunto dati ed immagini.....	28
2.4 Paragone con altre geometrie presenti in letteratura.....	29
3 Configurazione analisi CFD.....	30
3.1 Definizione boundaries (contorni) .....	30
3.2 Inserimento pistone al BDC.....	33
3.2.1 Legge del moto del pistone.....	34
3.3 Definizione specie chimiche .....	36
3.4 Definizione parametri temporali della simulazione.....	36
3.4.1 Punti di inizio e fine simulazione .....	36
3.4.2 Time step .....	37

3.4.3	Numero di Courant-Friedrichs-Lewy (CFL).....	38
3.5	Condizioni al contorno.....	39
3.6	Definizione regions (regioni) e inizializzazione simulazione.....	41
3.6.1	Regions .....	41
3.6.2	Inizializzazione simulazione.....	42
3.7	Definizione mesh .....	44
3.7.1	Mesh base .....	44
3.7.2	Raffinamento mesh.....	46
3.7.3	Fixed embeddings.....	46
3.7.4	Adaptive Mesh Refinement (AMR) .....	47
4	Discretizzazione temporale e spaziale.....	48
4.1	Gestione e analisi della discretizzazione.....	49
4.1.1	Discretizzazione temporale.....	49
4.1.2	Discretizzazione spaziale.....	50
4.2	Conclusioni sulla discretizzazione.....	56
5	Analisi dei dati ottenuti .....	58
5.1	Definizione dei principali parametri del processo di SCAVENGE.....	59
5.1.1	Delivery ratio .....	59
5.1.2	Scavenge ratio.....	60
5.1.3	Scavenging efficiency.....	60
5.1.4	Charging efficiency .....	61
5.1.5	Trapping efficiency.....	61
5.2	Risultati finali simulazioni CFD.....	61
5.2.1	Tabella e grafici riassuntivi dei risultati ottenuti.....	63
5.2.2	Fenomeno di “Backflow” .....	67
6	Conclusioni.....	71
6.1	Commenti sulla discretizzazione .....	71
6.2	Commenti dei risultati ottenuti relativi al processo di SCAVENGE.....	72
6.3	Commenti dei profili di pressione e temperatura ottenuti .....	75
6.4	Spunti finali per lavori futuri .....	76
7	Fonti .....	78

## Elenco delle figure

<i>Figura 1 - Schema motore free piston, fonte [15]</i> .....	11
<i>Figura 2 - Fasi principali di un motore a 2 tempi [2]</i> .....	17
<i>Figura 3 - Cross scavenging (sinistra [2], destra [3])</i> .....	18
<i>Figura 4 - Loop scavenging (sinistra [3]) &amp; interazione dei flussi d'aria tra loro e con le pareti (destra [3])</i> .....	19
<i>Figura 5 - Uniflow scavenging (sinistra [3], destra[4])</i> .....	19
<i>Figura 6 – Alcuni esempi di configurazione loop scavenging tratti da [2]</i> .....	21
<i>Figura 7 - Rapporto area porte di scarico e porte di aspirazione, fonte [2]</i> .....	22
<i>Figura 8 - Nomenclatura per design porte di aspirazione, fonte [2]</i> .....	24
<i>Figura 9 - Angolo AM2 (da modello CAD) e porta di aspirazione principale</i> .....	24
<i>Figura 10 - "Focus point" e porte di aspirazione secondarie</i> .....	25
<i>Figura 11 - Disposizione finale porte di aspirazione e scarico</i> .....	25
<i>Figura 12 - Numerazione porte di aspirazione</i> .....	26
<i>Figura 13 – Upsweep angle porte di aspirazione</i> .....	26
<i>Figura 14 - Immagini della prima geometria finale (modello CAD)</i> .....	27
<i>Figura 15 - Immagini della seconda geometria finale (modello CAD)</i> .....	28
<i>Figura 16 - Geometria utilizzata in [5]</i> .....	29
<i>Figura 17 - Geometria utilizzata in [6]</i> .....	29
<i>Figura 18 - Geometria utilizzata in [7]</i> .....	29
<i>Figura 19 - Geometria senza boundaries (sinistra) e geometria dopo implementazione boundaries (destra)</i> .....	30
<i>Figura 20 – Vista laterale</i> .....	31
<i>Figura 21 – Vista dall'alto</i> .....	31
<i>Figura 22 – Vista dal basso</i> .....	32
<i>Figura 23 - Notare la zona rossa di immissione (inflow) insieme a tutte le altre</i> .....	32
<i>Figura 24 - Particolare pistone (sinistra), visuale d'insieme (destra)</i> .....	33
<i>Figura 25 - Legge del moto pistone, fonte [1]</i> .....	34
<i>Figura 26 - 180° aTDC (sinistra), 90° aTDC (destra)</i> .....	35
<i>Figura 27 - 45° aTDC (sinistra), 0° aTDC (destra)</i> .....	35
<i>Figura 28 – Boundaries</i> .....	39
<i>Figura 29 - Regioni del dominio fluido</i> .....	41
<i>Figura 30 - Andamento pressione interna al cilindro, fonte [1]</i> .....	43
<i>Figura 31 – Andamento temperatura interna al cilindro, fonte [1]</i> .....	43

<i>Figura 32 - Esempificazione del metodo di "taglio celle" con cui opera CONVERGE, fonte [8] .....</i>	<i>44</i>
<i>Figura 33 - Cell pairing, fonte [8] .....</i>	<i>45</i>
<i>Figura 34 - Mesh base applicata alla geometria in esame .....</i>	<i>45</i>
<i>Figura 35 - Utilizzo AMR in una reale simulazione.....</i>	<i>47</i>
<i>Figura 36 - Sim1 numero totale celle.....</i>	<i>51</i>
<i>Figura 37 - Sim1 walltime.....</i>	<i>51</i>
<i>Figura 38 - Sim2 numero totale di celle.....</i>	<i>52</i>
<i>Figura 39 - Sim2 walltime.....</i>	<i>52</i>
<i>Figura 40 - Sim3 numero totale celle.....</i>	<i>53</i>
<i>Figura 41 - Sim3 walltime.....</i>	<i>53</i>
<i>Figura 42 - Sim4 numero totale celle.....</i>	<i>54</i>
<i>Figura 43 - Sim4 walltime.....</i>	<i>54</i>
<i>Figura 44 - Sim6_4 numero totale celle.....</i>	<i>55</i>
<i>Figura 45 - Sim6_4 walltime.....</i>	<i>55</i>
<i>Figura 46 - Velocity magnitude at 95 °aTDC (Sim3 left &amp; Sim4 right).....</i>	<i>56</i>
<i>Figura 47 - Velocity magnitude at 105 °aTDC (Sim3 left &amp; Sim4 right).....</i>	<i>57</i>
<i>Figura 48 – Confronto geometria usata in Sim4 (sopra) e Sim6_4 (sotto).....</i>	<i>58</i>
<i>Figura 49 - Scavenging efficiency (Sim4 sinistra, Sim6_4 destra)) .....</i>	<i>63</i>
<i>Figura 50 - Sim4 charging efficiency.....</i>	<i>64</i>
<i>Figura 51 - Sim6_4 charging efficiency.....</i>	<i>64</i>
<i>Figura 52 - Sim4 profilo pressione.....</i>	<i>65</i>
<i>Figura 53 - Sim6_4 profilo pressione .....</i>	<i>65</i>
<i>Figura 54 - Sim4 profilo temperatura .....</i>	<i>66</i>
<i>Figura 55 - Sim6_4 profilo temperatura .....</i>	<i>66</i>
<i>Figura 56 - Sim4 grafico backflow.....</i>	<i>68</i>
<i>Figura 57 - Sim6_4 grafico bacflow .....</i>	<i>68</i>
<i>Figura 58 – Sim4 rendering grafico fenomeno di backflow.....</i>	<i>69</i>
<i>Figura 59 - Sim6_4 rendering grafico fenomeno di backflow .....</i>	<i>70</i>
<i>Figura 60 - Confronto scavenging efficiency.....</i>	<i>74</i>
<i>Figura 61 - Confronto charging efficiency .....</i>	<i>74</i>
<i>Figura 62 - Profili di pressione e temperatura (Sim4 sopra, Sim6_4 sotto).....</i>	<i>75</i>



## Elenco delle tabelle

<i>Tabella 1 - Dati iniziali CNR STEMS [1]</i> .....	17
<i>Tabella 2 – Posizione porte prima geometria</i> .....	21
<i>Tabella 3 - Porta di scarico prima geometria</i> .....	22
<i>Tabella 4 – Porte di aspirazione prima geometria</i> .....	23
<i>Tabella 5 - Riassunto dati geometria porte di aspirazione e scarico, prima geometria</i>	27
<i>Tabella 6 - Riassunto dati geometria porte di aspirazione e scarico, seconda geometria</i> .....	28
<i>Tabella 7 - Leggenda boundaries prima parte</i> .....	30
<i>Tabella 8 - Pistone</i> .....	33
<i>Tabella 9 - Leggenda boundaries seconda parte</i> .....	33
<i>Tabella 10 – Composizione semplificata dell'aria utilizzata per la prima simulazione</i>	36
<i>Tabella 11- Start/end time simulazione</i> .....	36
<i>Tabella 12 – Time step</i> .....	37
<i>Tabella 13 - Valori tipici per numero CFL, fonte [8]</i> .....	38
<i>Tabella 14 - Leggenda boundaries completa</i> .....	39
<i>Tabella 15 - Condizioni al contorno "wall boundaries", fonte [1]</i> .....	40
<i>Tabella 16 - Condizioni al contorno INFLOW &amp; OUTFLOW, fonte [1]</i> .....	40
<i>Tabella 17 - Dati di inizializzazione per le varie regioni del dominio fluido, fonte [1]</i>	42
<i>Tabella 18 - Valori base grid</i> .....	45
<i>Tabella 19 - Risultati discretizzazione</i> .....	48
<i>Tabella 20 - Discretizzazione temporale</i> .....	49
<i>Tabella 21 - Discretizzazione spaziale</i> .....	50
<i>Tabella 22 – Condizioni NTP (Normal Temperature and Pressure) aria</i> .....	59
<i>Tabella 23 – Parametri simulazioni finali</i> .....	62
<i>Tabella 24 - Confronto discretizzazione temporale simulazioni finali</i> .....	62
<i>Tabella 25 - Confronto discretizzazione spaziale simulazioni finali</i> .....	62
<i>Tabella 26 - Confronto condizioni iniziali simulazioni finali (dati forniti da STEMS [1])</i> .....	62
<i>Tabella 27 - Risultati finali parametri relativi al processo di SCAVENGE</i> .....	63
<i>Tabella 28 - Durata fenomeno di backflow</i> .....	67
<i>Tabella 29 – Parametri rilevanti discretizzazione spaziale e temporale</i> .....	71
<i>Tabella 30 - Richiamo di Tabella 27</i> .....	72

# 1 Introduzione

La ricerca e l'innovazione per migliorare l'efficienza dei motori a combustione interna e per ridurre le emissioni di inquinanti vengono portate avanti, ormai, da diversi decenni. Basti pensare che le prime direttive riguardanti la classificazione "euro" (euro 0, euro 1, euro 2 ecc...) sono state introdotte in Italia nel 1991, come riportato in [13]. Ad oggi, però, l'Unione Europea sembra aver scelto di perseguire limitazioni agli inquinanti ancora più severe. Oltre alle normative già emesse, si sta infatti lavorando al pacchetto "Fit For 55". Questo è un ulteriore insieme di proposte, volte a rivedere e aggiornare le normative dell'UE. Tra gli obiettivi proposti per le autovetture c'è quello di ridurre le emissioni di CO<sub>2</sub> del 55% entro il 2030 e di raggiungere la neutralità climatica entro il 2050 (fonte [14]). Queste linee guida, verso cui si sta orientando l'Unione Europea, lasciano ben poco spazio ai veicoli la cui propulsione è determinata dalla combustione di combustibili fossili, che inevitabilmente provocano emissioni inquinanti di vario genere. In questo scenario, quindi, la ricerca verso soluzioni alternative ai combustibili fossili potrebbe portare a soluzioni innovative molto interessanti. Per le autovetture leggere sembra che l'elettrificazione possa essere una possibile applicazione, e diversi modelli di auto elettriche sono effettivamente già presenti sul mercato. Per quanto riguarda, invece, i mezzi di trasporto pesante su ruota, l'elettrificazione va incontro a diverse problematiche, principalmente dovute all'ingombro e al peso dei pacchi batteria per applicazioni di questo tipo. Ecco, quindi, che soluzioni alternative di vario genere potrebbero risultare di interesse per questo settore di applicazioni. I ricercatori dell'Istituto di Scienze e Tecnologie per l'Energia e la Mobilità Sostenibili (CNR STEMS [1]) stanno seguendo, tra i vari progetti, un'applicazione di motore ibrido Idrogeno-Elettrico per mezzi pesanti. La ricerca su questa tipologia di applicazione è ancora in fase di studio preliminare; l'obiettivo di questa tesi è stato quindi di supportare, tramite una serie di simulazioni CFD, il lavoro svolto dai ricercatori del CNR STEMS.

## 1.1 Breve presentazione dell'applicazione oggetto di studio

Il sistema di propulsione che si sta cercando di sviluppare in STEMS presenta una serie di caratteristiche atipiche rispetto ai sistemi più comunemente diffusivi in questo momento. In particolare, alcune caratteristiche peculiari del sistema oggetto di studio sono:

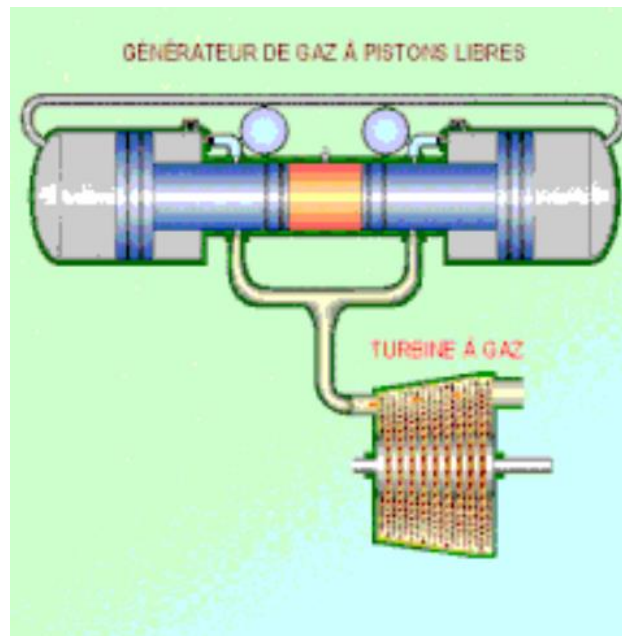
- ALIMENTAZIONE: idrogeno-elettrico
- TIPOLOGIA: motore a 2 tempi
- MANOVELLISMO: assente (motore a "pistoni liberi")

Una migliore introduzione dei motori a 2 tempi verrà data nel paragrafo 2.1. Nel paragrafo corrente, invece, si vuole sottolineare il fatto che l'applicazione studiata non presenta alcun manovellismo, ovvero il pistone è libero di scorrere all'interno del cilindro (in inglese "free piston"), le cui pareti presentano l'unico vincolo al moto del pistone stesso. Si noterà però che, nel seguito della trattazione, verranno comunque utilizzati come riferimento i "gradi di manovella" (*Crank Angle Degree, CAD*). Questi saranno angoli di manovella fittizi, utilizzati solo come riferimento.

Nella realtà, infatti, la posizione del pistone in un'applicazione "free piston" è determinata dal bilancio di tutte le forze agenti, istante per istante, sul pistone stesso. Per meglio comprendere il funzionamento di questa tipologia di applicazione è bene tenere presente che, tipicamente, sono presenti due zone, ovvero la camera di combustione ed una zona di "rebound" (ovvero di "rimbalzo"). In entrambe sono presenti gas, ma in condizioni termodinamiche differenti. Sono proprio le forze generate da questi gas che determinano il moto del pistone. Per questo motivo, nella realtà, non ha senso parlare di "angolo di manovella", che è stato appunto definito fittizio.

La seguente immagine ha lo scopo di chiarificare lo schema base di un motore "free piston".

Figura 1 - Schema motore free piston, fonte [15]



Nell'immagine sopra riportata si può ben notare l'assenza di un manovellismo e la presenza di opportune "camere di rimbalzo" laterali, opposte alla "camera di combustione" centrale. In maniera molto semplicistica e schematica si può pensare che il principio di funzionamento di questa tipologia di motore sia la seguente: inizialmente l'alta pressione interna alla camera di combustione permette il moto del pistone in un verso (espansione), tale moto fa comprimere i gas presenti nelle camere di rimbalzo che a loro volta provocano il moto inverso del pistone (compressione). A seconda dell'applicazione, poi, ci potranno essere numerose altre forze in gioco. Considerando, ad esempio, una possibile applicazione ibrida idrogeno-elettrico, i pistoni potrebbero eccitare delle opportune bobine avvolte intorno al cilindro e si verrebbe così a generare l'elettricità necessaria per far muovere un autoveicolo. In questo caso d'esempio, oltre alle forze dei gas agenti sul pistone, andrebbero considerate anche tutte le forze provocate dalla presenza di un campo elettromagnetico (oltre che, ovviamente, alle perdite per attrito tra pistone e camicia del cilindro). I ricercatori di STEMS stanno valutando la possibilità di un'applicazione di questo genere e, come già detto, l'obiettivo di questo elaborato di tesi è stato quello di supportare, tramite opportune analisi CFD, le ricerche svolte.

## 1.2 Fluidodinamica computazionale (CFD)

*“La fluidodinamica computazionale, o CFD, (dall’inglese Computational Fluid Dynamics) è una disciplina dell’ingegneria che si occupa di modellare, simulare e analizzare principalmente i fenomeni cosiddetti termo-fluidodinamici, questi coinvolgono il moto dei fluidi, il trasferimento di calore e molti altri fenomeni”<sup>1</sup>*

Ciò di cui si occupa, dunque, la CFD è di risolvere e studiare fenomeni complessi relativi al flusso di fluidi. Questa scienza si basa sulla risoluzione numerica delle leggi di conservazione, in particolare:

- Legge di conservazione della massa
- Legge di conservazione della quantità di moto
- Legge di conservazione dell’energia

Tali leggi, insieme, prendono il nome di “Equazioni di Navier-Stokes”. Queste altro non sono che equazioni differenziali di cui, attualmente, non è ancora stata trovata una soluzione analitica, se non in casi specifici o molto semplificati. Non essendo possibile, quindi, ricorrere ad un approccio analitico si necessitano modelli numerici in grado di produrre risultati, benché approssimati. Sebbene, negli anni, la precisione e la velocità di calcolo delle analisi CFD sia cresciuta di molto, i risultati ottenuti non saranno mai completamente precisi. Ne consegue che, osservando i dati ottenuti tramite analisi CFD, si debba prestare particolare attenzione nella loro interpretazione. La logica che sta dietro a molteplici metodi numerici si basa sul “convertire” il sistema di equazioni differenziali continue in un sistema discretizzato di equazioni algebriche. Ovviamente, così facendo, si andranno inevitabilmente a perdere informazioni ed è per questo motivo che si generano errori e risultati non completamente precisi nelle analisi CFD. Questa tipologia di analisi, se svolta correttamente, rimane comunque molto utile perché è in grado di produrre risultati interessanti e molto economici. Ad esempio, rispetto alla realizzazione di prototipi su cui effettuare un’indagine reale, tramite l’uso di CFD si ha generalmente un risparmio, sia in termini monetari che di tempo speso per il progetto. Un altro grande vantaggio dell’analisi fluidodinamica sta nel fatto che questa permette, tramite sistemi di post-processing, di vedere con maggior chiarezza il comportamento dei fluidi in esame. Ecco, quindi, che questo strumento risulta indispensabile per molti settori differenti tra loro ed è molto utilizzato nel campo aeronautico, spaziale, motoristico, automobilistico, marittimo, elettronico e molti altri ancora.

---

<sup>1</sup> Fonte: [16]

### 1.3 Equazioni di Navier-Stokes

Al cuore della fluidodinamica computazionale, come già accennato al paragrafo precedente, si trovano le equazioni di Navier-Stokes. Queste altro non sono equazioni differenziali e ciascuna di esse esprime una legge di conservazione. Per ricavarle si possono usare due approcci; ciascuno di essi è corretto e si può scegliere quello più adatto a seconda del caso in esame. Il primo è detto Euleriano e consiste nel fissare un sistema di coordinate nello spazio tridimensionale e osservare il flusso dei fluidi che lo attraversa in funzione del tempo. Ciò che avviene, quindi, è che si definisce un volume di controllo arbitrario e si osserva l'evoluzione nel tempo delle caratteristiche del fluido che attraversa tale volume di controllo. Le grandezze fisiche del flusso come la densità, la velocità e la pressione sono, pertanto, definite in ciascun punto dello spazio e variano con il tempo. Questo approccio è particolarmente utile per la simulazione di flussi complessi in cui è necessario seguire il comportamento del fluido nel tempo. Per quanto riguarda, invece, l'approccio Lagrangiano, si può dire che questo rappresenta un'alternativa all'approccio Euleriano nella meccanica dei fluidi. In questo caso, si segue il movimento di particelle individuali di fluido nel corso del tempo anziché fissare un sistema di coordinate nello spazio. Ogni particella di fluido è quindi trattata come una "traccia", e le grandezze fisiche come densità, velocità e pressione sono associate a ciascuna particella. Questo approccio è particolarmente utile per studiare fenomeni fluidodinamici che coinvolgono il trasporto di materiale o particelle all'interno del fluido, come ad esempio la dispersione di inquinanti o il comportamento di particelle sospese. L'approccio lagrangiano consente di seguire il destino di particelle specifiche nel flusso. In sintesi, dunque, l'approccio euleriano è basato su un sistema di coordinate fisse nello spazio ed è adatto per lo studio di flussi globali, mentre l'approccio lagrangiano segue il movimento delle particelle di fluido ed è adatto per analizzare il comportamento particolare del materiale all'interno del fluido. In questa trattazione verranno presentate le equazioni di Navier-Stokes con approccio Euleriano. Va ancora specificato che ciascuna equazione può essere espressa in due forme: integrale o differenziale. Con la forma integrale si fa riferimento all'intero dominio fluido (volume di controllo Euleriano) preso in considerazione per l'analisi. La forma differenziale, invece, rappresenta un approccio più "locale" ed è valida per un singolo punto arbitrario del dominio di calcolo. Osservando tali equazioni si può notare una certa ricorrenza nella forma, ovvero, indicando con " $\rho$ " una grandezza generica, con " $\overrightarrow{F(\rho)}$ " il suo flusso attraverso le superfici del dominio e con " $s$ " un generico termine pozzo/sorgente della quantità " $\rho$ ", le equazioni di Navier-Stokes sono scritte nella seguente forma generica.

*Equazione 1 - Forma integrale generica equazioni di Navier-Stokes*

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \rho \, dV + \oint_{\partial\Omega} \overrightarrow{F(\rho)} \, dS = \int_{\Omega} s \, dV$$

*Equazione 2 - Forma differenziale generica delle equazioni di Navier-Stokes*

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \overrightarrow{F(\rho)} = s$$

### 1.3.1 Legge di conservazione della massa

La legge di conservazione della massa, anche detta “Principio di conservazione della massa” esprime il concetto che la massa di fluido non cambi con il moto del volume di controllo (fonte: [19]). Immaginando un volume di controllo arbitrario, ma che non cambi forma nel tempo, se al suo interno si manifesta un aumento o diminuzione di massa, questo sarà dovuto ai flussi in ingresso e uscita dal volume di controllo stesso. Questo concetto, espresso in formule, diventa la prima equazione di Navier-Stokes. In formulazione integrale, indicando con “ $\rho$ ” la densità e con “ $\vec{u}$ ” la velocità del fluido, si ha che.

*Equazione 3 – Legge di conservazione della massa, formulazione integrale*

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \rho dV + \oint_{\partial\Omega} \rho \vec{u} \cdot \vec{n} dS = 0$$

In questa equazione si ha che il primo termine rappresenta la variazione di massa all’interno del volume di controllo, mentre il secondo è la massa entrante o uscente dal volume. L’equazione è pari a zero e ciò significa che non si ha, in questo volume di controllo, “creazione” o “distruzione” di massa. Sotto una serie di ipotesi (qua non riportate, si veda [19]) si può ottenere anche la seguente formulazione differenziale.

*Equazione 4 - Legge di conservazione della massa, formulazione differenziale*

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0$$

### 1.3.2 Legge di conservazione della quantità di moto

La seconda equazione del sistema esprime il concetto di conservazione della quantità di moto. In fisica questa quantità scalare si ottiene moltiplicando la massa per la velocità. Se il sistema che si studia è isolato, ovvero non interagisce in alcun modo al di fuori che con sé stesso, la quantità di moto di un sistema si conserva. Se, invece, il sistema non è isolato risulta più corretto parlare di “bilancio” della quantità di moto. Per ricavare le equazioni relative a tale bilancio, si procede come già fatto per la conservazione della massa. Si avrà dunque che la variazione di quantità di moto all’interno del volume di controllo potrà avere due cause: *flussi di quantità di moto in ingresso e uscita dal sistema* oppure *quantità di moto generata o distrutta tramite interazioni del sistema con l’esterno*. Esprimendo questi concetti tramite formule, si ottiene la seguente formulazione integrale.

*Equazione 5*

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \rho \vec{u} dV + \oint_{\partial\Omega} (\rho \vec{u} \times \vec{u}) \cdot \vec{n} dS = \sum_i \vec{f}_i$$

Si nota che, a destra dell'uguale, è presente il termine  $\sum_i \vec{f}_i$ . Questo rappresenta tutte le forze che agiscono sul sistema e possono essere, tipicamente, suddivise in due categorie:

- **Forze di volume:** quelle, cioè, che agiscono direttamente sulla massa stessa del sistema (es: campo gravitazionale, possibili campi elettromagnetici ecc...)
- **Forze di superficie:** sono quelle che si manifestano alla frontiera del volume di controllo (es: pressione e tensore degli sforzi)

Le prime possono essere come “  $\int \rho \vec{a} dV$  ” dove  $\vec{a}$  è un generico campo che agisce direttamente sulla massa stessa del sistema e genera la forza di volume che agisce su di esso. Le seconde, invece, si possono esprimere introducendo il concetto di “tensore degli sforzi”. In maniera molto generica e senza addentrarsi in dettagli o casi particolari, il tensore degli sforzi rappresenta tutte le forze applicate sulla frontiera del volume di controllo, ovvero sulla superficie che lo racchiude. Tale tensore degli sforzi verrà indicato con “  $\vec{\pi}$  ”. Introducendo questi concetti nell'equazione precedente si ha la seguente.

*Equazione 6 - Legge di bilancio quantità di moto, forma integrale*

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \rho \vec{u} dV + \oint_{\partial\Omega} (\rho \vec{u} \times \vec{u}) \cdot \vec{n} dS = - \oint_{\partial\Omega} \vec{\pi} \cdot \vec{n} dS + \int \rho \vec{a} dV$$

Da cui si arriva alla formulazione differenziale seguente.

*Equazione 7 - Legge di bilancio quantità di moto, forma differenziale*

$$\frac{\partial \rho \vec{u}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u} \times \vec{u} + \vec{\pi}) = \rho \vec{a}$$

### 1.3.3 Legge di conservazione dell'energia totale

La terza equazione del sistema esprime il concetto di conservazione dell'energia totale. In fisica, infatti, possono essere catalogate diverse forme di energia, ma nei processi termodinamici l'unica che si conserva è l'energia totale. Si pensi, ad esempio, all'energia meccanica (moto ordinato di particelle): questa non è tipicamente conservativa nei processi termodinamici perché va via via disperdendosi e trasformandosi in energia interna al sistema (moto disordinato delle particelle, calore ad esempio). L'energia totale di un sistema è quindi data proprio dalla somma dei due tipi di energia appena citati, interna e meccanica.

*Equazione 8 - Energia totale*

$$E_{totale} = E_{interna} + E_{meccanica}$$

Per un sistema isolato l'energia totale si conserva, nel caso di sistemi aperti, invece, questo non per forza avviene e si deve quindi considerare il bilancio di energia dei processi termodinamici.

Seguendo la logica utilizzata per ricavare le equazioni dei paragrafi precedenti, anche per quanto riguarda l'energia totale si può dire che, all'interno di un opportuno volume di controllo arbitrario, se si ha variazione di energia totale, questa è causata dai flussi in ingresso o uscita di energia. Questi flussi possono essere catalogati in tre diverse tipologie principali:

- **Flusso avvevivo ( $\rho e_t \vec{u}$ ):** è rappresentato dall'energia che entra nel sistema a causa dell'ingresso fisico di un flusso con determinate proprietà (es: iniezione all'interno del volume di controllo di un fluido ad elevata temperatura o velocità)
- **Flusso termico ( $\vec{q}$ ):** è rappresentato dagli scambi termici che avvengono alla frontiera del dominio, tra le particelle appartenenti al dominio stesso e quelle esterne
- **Flusso meccanico ( $\vec{\pi} \cdot \vec{u}$ ):** è rappresentato dalle deformazioni fisiche della superficie del dominio fluido, causate dal tensore degli sforzi

Esprimendo questi concetti, in formule, si ottiene quanto segue.

*Equazione 9 - Legge di bilancio dell'energia totale, forma integrale*

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \rho e_t dV = - \oint_{\partial\Omega} (\rho e_t \vec{u} + \vec{q} + \vec{\pi} \cdot \vec{u}) \cdot \vec{n} dS$$

*Equazione 10 - Legge di bilancio dell'energia totale, forma differenziale*

$$\frac{\partial \rho e_t}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho e_t \vec{u} + \vec{q} + \vec{\pi} \cdot \vec{u}) = 0$$

Si osservi che non è stato introdotto alcun modello per quanto riguarda il tensore degli sforzi o per il termine relativo alla trasmissione di calore. Così facendo non si sono dovute introdurre ipotesi che avrebbero ristretto il campo di validità delle equazioni sopra riportate. Per completezza si citano solo alcuni modelli tipici per quanto riguarda il tensore degli sforzi e per la legge di trasmissione di calore, ovvero: ipotesi di fluido Newtoniano (tensore sforzi) e modello di Fourier (calore). Tramite questi modelli è possibile ottenere un sistema avente pari numero di equazioni ed incognite che, quindi, può essere risolto. In generale, però, non è ancora stata trovata una soluzione analitica per il sistema di equazioni appena descritto. Per questo motivo, dunque, la risoluzione passa attraverso metodi numerici, in cui è necessario effettuare una discretizzazione del modello che si vuole esaminare. Proprio questa discretizzazione è la fonte principale di incertezza dei risultati delle analisi CFD.



## 2 Definizione preliminare della geometria

Nella prima fase di lavoro è stato necessario analizzare i dati forniti da STEMS e in seguito, tramite un'adeguata ricerca di informazioni nella letteratura tecnica, si è potuta definire una ragionevole geometria 3D della camera di combustione del motore in esame. L'obiettivo di questa prima parte di lavoro è stato quindi quello di ottenere un modello CAD ragionevole, basato sulle linee guida ed esperienza di autori di vari articoli e manuali presenti in letteratura.

Nella seguente tabella sono riportati i dati relativi al caso studiato da STEMS, inizialmente forniti.

Tabella 1 - Dati iniziali CNR STEMS [1]

PRINCIPALI INFORMAZIONI MOTORE	
Tipologia	2-tempi
Configurazione	Boxer (free piston)
Corsa Unitaria	144 mm
Diametro di alesaggio	120 mm
Rapporto di compressione	14
Scavenging	Loop Scavenging

### 2.1 Introduzione ai motori a 2 tempi

I motori a 2 tempi sono caratterizzati dal fatto che ad ogni singolo giro dell'albero motore corrisponde un ciclo completo di compressione, combustione, espansione (generazione di potenza) e lavaggio della camera di combustione (scavenge). Ogni corsa di espansione del pistone equivale, quindi, alla generazione di potenza all'albero motore. La differenza con un più tradizionale motore a 4 tempi sta nel fatto che quest'ultimo è in grado di generare potenza solamente 1 corsa su 2 di espansione, in compenso il motore a 4 tempi è generalmente in grado di ottimizzare le perdite di combustibile e di ridurre la quantità di inquinanti emessi; questi ultimi sono i principali motivi per cui il 4 tempi ha riscosso un maggior successo.

Nell'immagine a lato sono riportate le principali fasi di funzionamento di un tipico motore a 2 tempi.

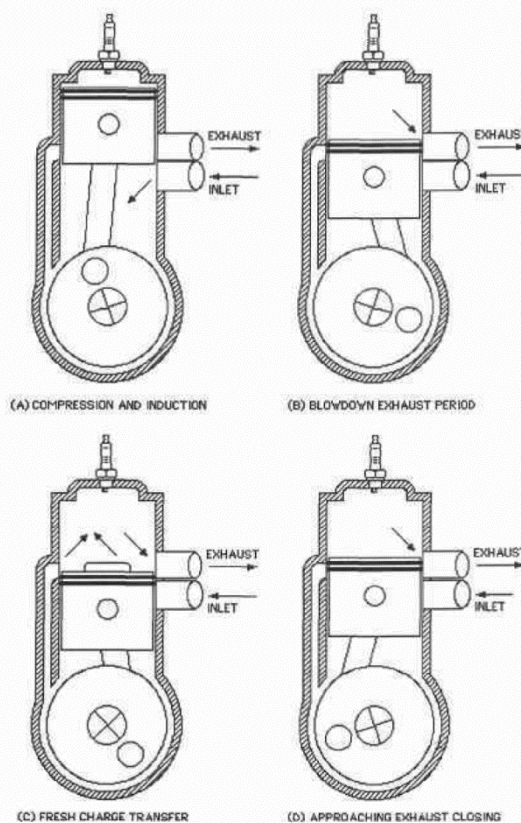


Figura 2 - Fasi principali di un motore a 2 tempi [2]

## 2.2 Tipologie di geometria tipiche per SCAVENGE

Per quanto riguarda il processo di lavaggio della camera di combustione (anche detto “scavenge”) tramite aria fresca, le più comuni configurazioni sono tre, ciascuna con caratteristiche e geometria diverse:

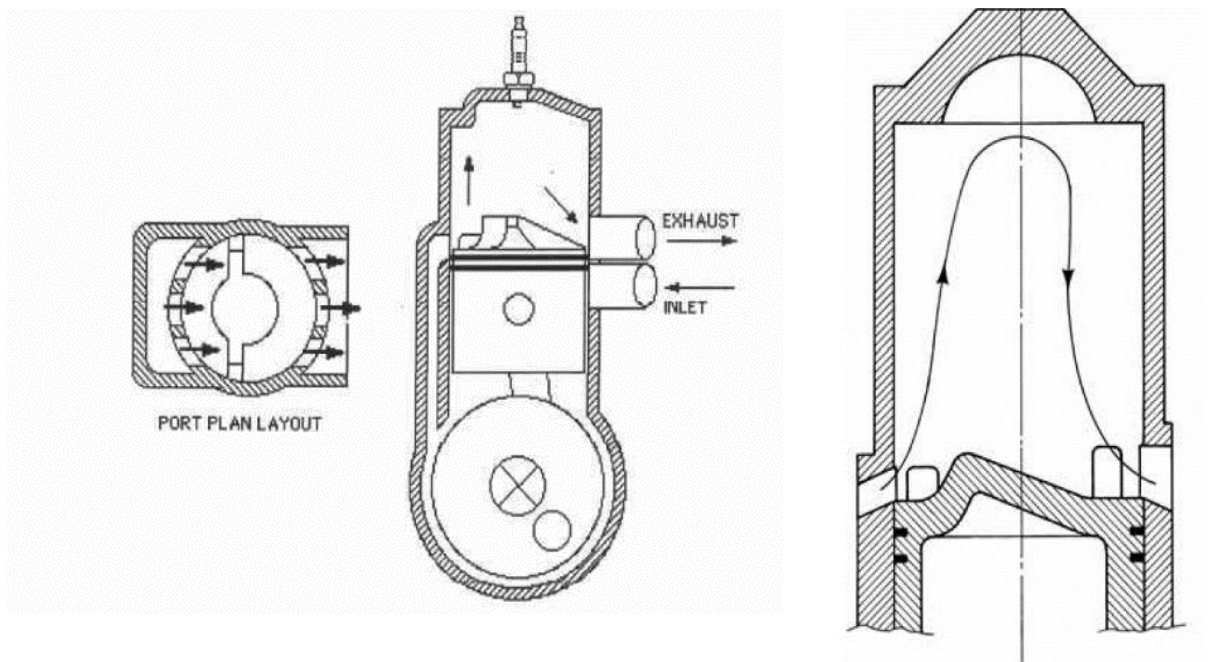
- Cross-Scavenging
- Loop-Scavenging
- Uniflow-Scavenging

La scelta della tipologia non è arbitraria, ma basata sull’esperienza e su dati empirici presenti in letteratura, e dipende molto dalla geometria e dalle dimensioni del motore in esame. Nei paragrafi seguenti (2.2.1, 2.2.2, 2.2.3) saranno brevemente analizzate le tre configurazioni appena citate.

### 2.2.1 Cross scavenging

Questo tipo di geometria prevede che le porte di ingresso e di scarico siano poste in maniera diametralmente opposta. Il cielo dello stantuffo presenta un deflettore in grado di modificare la traiettoria del getto d’aria in ingresso, in modo tale da farla ricircolare nella camera di combustione stessa. Idealmente, quindi, la carica fresca andrà a spazzare i gas combusti e questi verranno espulsi dalla camera di combustione. Alcune immagini esplicative di questo processo sono riportate nelle immagini seguenti.

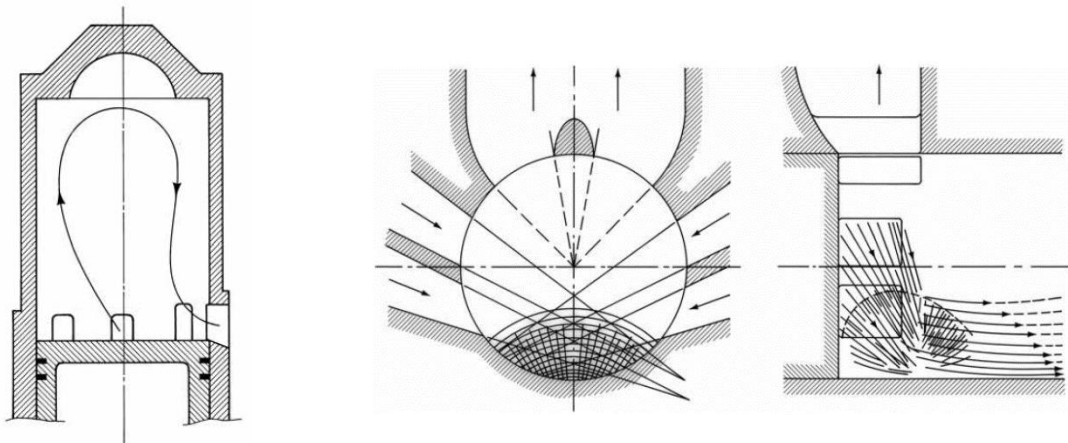
Figura 3 - Cross scavenging (sinistra [2], destra [3])



## 2.2.2 Loop scavenging

Questo tipo di configurazione è quella adattata al motore studiato in questo lavoro di tesi. Questo tipo di configurazione prevede che l'aria immessa dalle porte di aspirazione sia ricircolata all'interno della camera di combustione e che spazzi via i gas combusti, rimpiazzandoli. La traiettoria del flusso d'aria fresca è determinata dal particolare orientamento delle porte di aspirazione, che mirano a far interagire più flussi fra loro, o con le pareti del cilindro, e creando in questo modo il moto di ricircolo. Alcune immagini esplicative di questo fenomeno sono riportate di seguito.

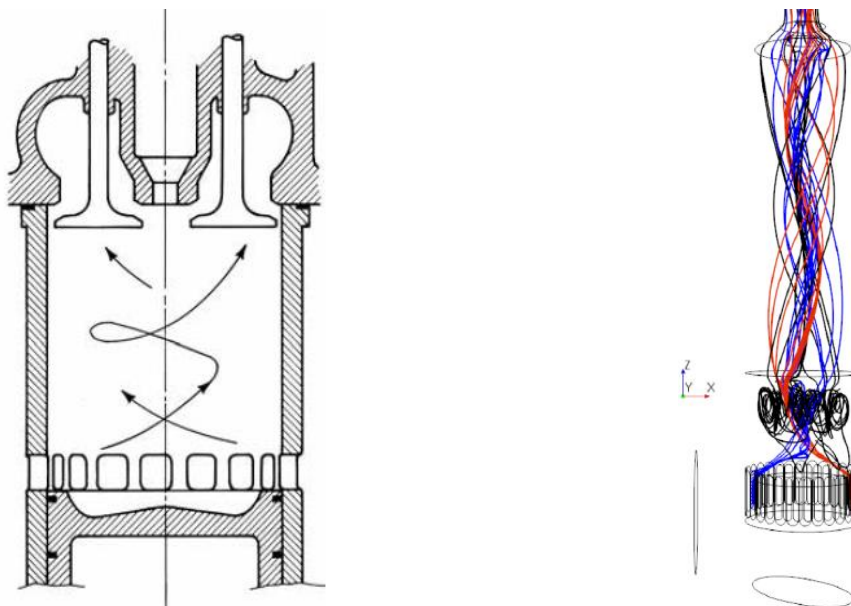
Figura 4 - Loop scavenging (sinistra [3]) & interazione dei flussi d'aria tra loro e con le pareti (destra [3])



## 2.2.3 Uniflow scavenging

Questa configurazione è comunemente ritenuta essere quella con la maggior efficienza (fonte [2]). La carica fresca viene immessa ad un'estremità della camera di combustione ed i gas combusti sono spazzati e poi espulsi all'altra estremità della camera. Uno schema rappresentativo di questa configurazione è riportato nelle immagini seguenti.

Figura 5 - Uniflow scavenging (sinistra [3], destra[4])



## 2.3 Definizione geometria

La definizione della geometria non è stata banale ed ha richiesto una ricerca accurata di informazioni ed esempi analoghi. Innanzitutto, i dati forniti da STEMS (Tabella 1) indicavano chiaramente che la configurazione fosse LOOP SCAVENGING e su questa ci si è quindi concentrati.

Per ottenere un adeguato modello CAD è stato necessario ricavare molte informazioni sia per le porte di aspirazione che per quelle di scarico, tra cui:

- Posizione
- Numero
- Forma e dimensione (altezza e larghezza)
- Direzione tridimensionale del condotto adiacente a ciascuna porta

Nei successivi paragrafi verrà quindi spiegato nel dettaglio come si è giunti alla geometria finale della camera di combustione.

### 2.3.1 Posizione porte

Per definire la posizione delle porte di aspirazione e scarico è stato necessario individuare dei ragionevoli valori per la fasatura di apertura e chiusura di ciascuna porta. Alcuni esempi e linee guida sono presenti in letteratura a tal fine, ma quelli usati in questo elaborato sono stati forniti direttamente dai ricercatori del CNR STEMS [1] e sono riportati di seguito.

- IVO (apertura porta di aspirazione): 131° aTDC
- EVO (apertura porta di scarico): 120° aTDC

Tramite questi valori si è poi potuta calcolare la distanza in “mm” dal punto morto superiore (TDC). Bisogna sottolineare che il progetto prevede una configurazione “free piston” in cui, quindi, non è presente un manovellismo meccanico. All’inizio del progetto non si avevano dati a sufficienza, quindi, per definire una ragionevole legge del moto del pistone. Per tale motivo si è usata, in prima approssimazione, una semplice relazione lineare (come suggerito dai ricercatori di STEMS) per correlare i valori espressi in [°aTDC] con ragionevoli valori espressi in [mm aTDC]. Le formule usate per tale correlazione sono riportate di seguito, insieme ad una tabella riassuntiva con i valori ottenuti.

*Equazione 11*

$$\text{posizione IVO [mm aTDC]} = \text{stroke [mm]} * \frac{\text{IVO}}{180^\circ}$$

*Equazione 12*

$$\text{posizione EVO [mm aTDC]} = \text{stroke [mm]} * \frac{\text{EVO}}{180^\circ}$$

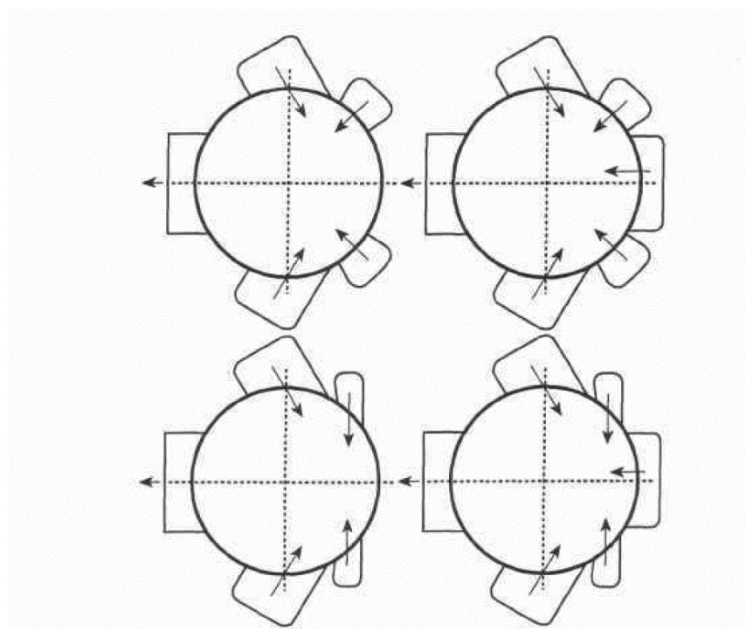
Tabella 2 – Posizione porte prima geometria

POSIZIONE PORTE		
ASPIRAZIONE	131° aTDC	104.8 mm aTDC
SCARICO	120° aTDC	96.0 mm aTDC

### 2.3.2 Numero porte

Per quanto riguarda la definizione del numero di porte di aspirazione e scarico sono state molto utili le fonti [2] e [3]. Nella prima vengono suggeriti diversi layout tipici per una configurazione “loop scavenging”, alcune immagini tratte direttamente dal testo sono riportate di seguito.

Figura 6 – Alcuni esempi di configurazione loop scavenging tratti da [2]



Tra le configurazioni proposte in [2] non è riportato in maniera esplicita un criterio di selezione tra le molteplici possibilità; per finalizzare la scelta è stata illuminante la lettura di un paragrafo di [3], in cui una frase particolare recita:

*“The jets of scavenging mixture, on entering the cylinder, mix readily with gases in the immediate neighborhood of the jet efflux. More efficient scavenging — that is, less mixing — is obtained by **reducing the size of the inlet ports while increasing their number**”<sup>2</sup>*

Per tale motivo si è scelto di utilizzare la configurazione con il massimo numero di porte di aspirazione presente tra gli esempi in [2], ed una singola porta di scarico, riassumendo:

- PORTE DI ASPIRAZIONE: 5
- PORTE DI SCARICO: 1

<sup>2</sup> Fonte [3], pag. 264

### 2.3.3 Forma e dimensione porte

Per quanto riguarda la forma delle porte si è scelto di utilizzare porte rettangolari, come suggerito in [3], siccome tale forma consente un miglior sfruttamento dell'area laterale del cilindro ed inoltre permette un più preciso controllo del timing di apertura e chiusura di ciascuna porta.

Per quanto riguarda, invece, la dimensione delle porte si è scelto di seguire alcune linee guida riportate in [2]. Inizialmente, quindi, è stata definita la larghezza della porta di scarico per la quale l'autore suggerisce un valore opportuno per il rapporto tra la larghezza della porta stessa e il diametro del cilindro (tra 0.55 e 0.75 volte il diametro). L'altezza della porta, invece, è stata scelta in modo da massimizzare l'area della porta stessa; tale altezza è quindi data dalla distanza tra IVO e BDC. Riassumendo tali informazioni si ha che:

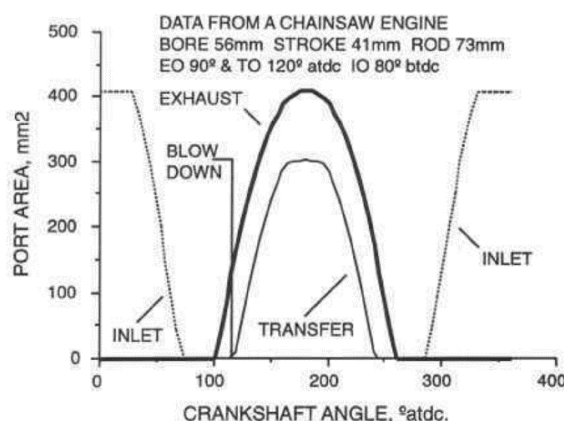
- FORMA: rettangolare
- LARGHEZZA: tra 0.55 e 0.75 volte il diametro (si è utilizzato il valor medio 0.65)
- ALTEZZA: distanza tra IVO e BDC

Tabella 3 - Porta di scarico prima geometria

PORTE DI SCARICO	
Forma	Rettangolare
Numero	1
Larghezza	78.0 mm
Altezza	48.0 mm
Area totale	3744.0 mm <sup>2</sup>

Una volta definita l'area della porta di scarico è stato possibile ottenere la geometria delle porte di aspirazione. In [2] viene infatti suggerito che l'area complessiva delle porte di aspirazione sia inferiore a rispetto a quelle di scarico; si riporta di seguito un grafico, direttamente estratto da tale fonte, in cui è possibile osservare quanto appena detto. Si noti che le porte di aspirazione (indicate nel grafico come "transfer") hanno complessivamente un'area minore di quelle di scarico (indicate con "exhaust") e un'indicazione di prima approssimazione è che l'area delle porte di aspirazione sia  $\frac{3}{4}$  di quella delle porte di scarico.

Figura 7 - Rapporto area porte di scarico e porte di aspirazione, fonte [2]



Un'ulteriore informazione relativa alle porte di aspirazione sta nel valore suggerito dall'autore per il rapporto tra la larghezza delle porte di aspirazione ed il diametro del cilindro, compreso fra 1.2 e 1.35 (valor medio 1.28). Riassumendo le informazioni relative alle porte di aspirazione si ha che:

- FORMA: rettangolare
- LARGHEZZA: tra 1.2 e 1.35 volte il valore del diametro (si è usato 1.28)
- AREA TOTALE:  $\frac{3}{4}$  dell'area totale delle porte di scarico
- ALTEZZA: definita di conseguenza (avendo larghezza e area della singola porta)

Nella seguente tabella si riportano dunque le dimensioni effettive delle porte di aspirazione.

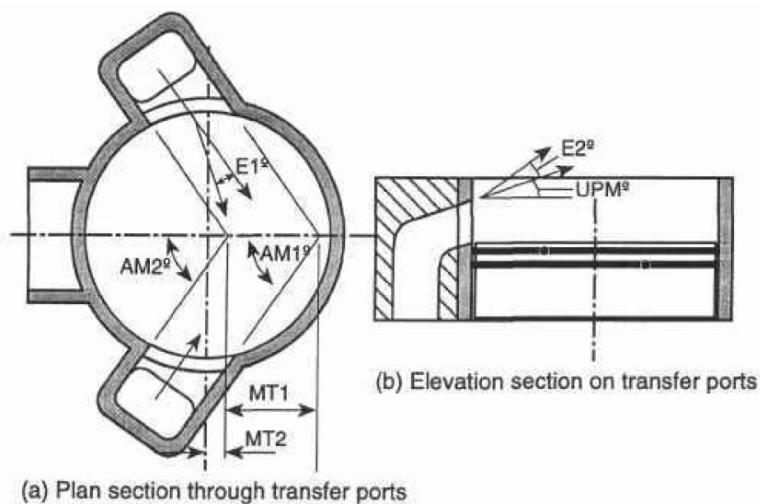
Tabella 4 – Porte di aspirazione prima geometria

<b>PORTE DI ASPIRAZIONE</b>	
<b>Forma</b>	Rettangolare
<b>Numero</b>	5
<b>Larghezza</b>	30.6 mm
<b>Altezza</b>	18.4 mm
<b>Area (singola porta)</b>	561.6 mm <sup>2</sup>
<b>Area totale</b>	2808.0 mm <sup>2</sup>

### 2.3.4 Direzione condotto adiacente alle porte

Per completare il set di informazioni necessario alla modellazione del modello CAD, si riportano in questo paragrafo i dati delle direzioni tridimensionali dei condotti adiacenti alle porte di aspirazione e scarico. Queste informazioni sono fondamentali in quanto determinano la direzione del flusso d'aria in ingresso e uscita dal cilindro e, se mal dimensionate, porterebbero ad un funzionamento pessimo o addirittura nullo del motore. Per tale motivo sono state fondamentali, a tal proposito, le indicazioni e le linee guida presenti in [2]; queste, a detta dell'autore, sono basate sull'esperienza di numerosi modelli reali di motori già sviluppati e ben funzionanti. Un breve riassunto di tali informazioni è riportato di seguito.

Figura 8 - Nomenclatura per design porte di aspirazione, fonte [2]



Facendo riferimento all'immagine soprastante, il primo passo è definire l'orientamento delle due porte principali, ovvero quelle che influiscono di più sul processo di lavaggio. A tal proposito è dunque necessario determinare gli angoli  $AM1$  e  $AM2$ . Nel caso di questa tesi si è scelto di utilizzare una geometria non rastremata e quindi tali angoli saranno tra loro uguali ed è stato sufficiente definire solo  $AM2$ ; per tale valore l'autore consiglia un valore compreso tra  $50^\circ$  e  $55^\circ$ . Un secondo parametro molto importante è il cosiddetto "upsweep angle", ovvero quello indicato con  $UPM$  nell'immagine; questo verrà discusso poco più avanti in questo paragrafo.

Infine, la mezzeria della porta di aspirazione laterale è stata posta sulla mezzeria del cilindro e si è così determinata completamente la posizione della porta, in questo modo non è stato necessario definire a priori i valori di  $MT1$  e  $MT2$ . A lato si può vedere un'immagine direttamente estratta dal modello CAD.

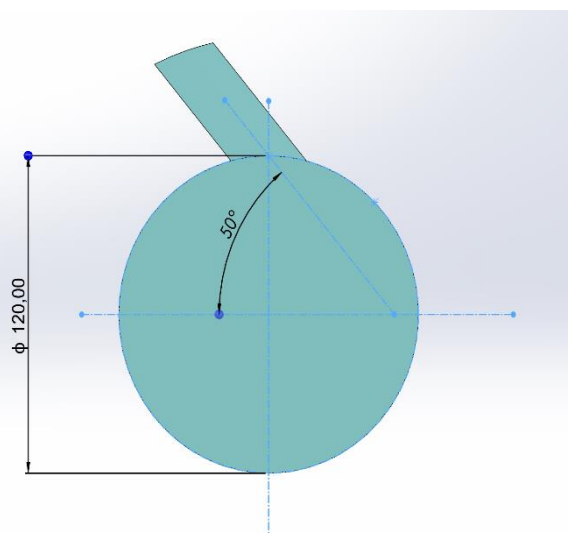


Figura 9 - Angolo  $AM2$  (da modello CAD) e porta di aspirazione principale



Una volta determinate completamente tali informazioni per le due porte di aspirazione principali laterali si è proseguito con le restanti porte. Queste sono state posizionate in maniera equidistante tra loro, mantenendo comune il “focus point”, ovvero il punto in cui si intersecano le direzioni di ciascuna porta. Infine, è stata aggiunta un’ultima porta di aspirazione, chiamata “porta di aspirazione posteriore”, mantenendo sempre il criterio di equidistanza e facendo in modo che il “focus point” fosse lo stesso per tutte le porte.

Nell’immagine a lato si è cercato di chiarificare quanto appena detto tramite una figura.

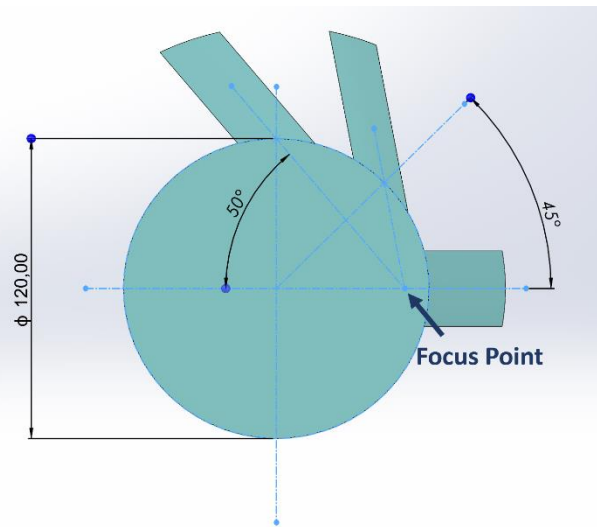
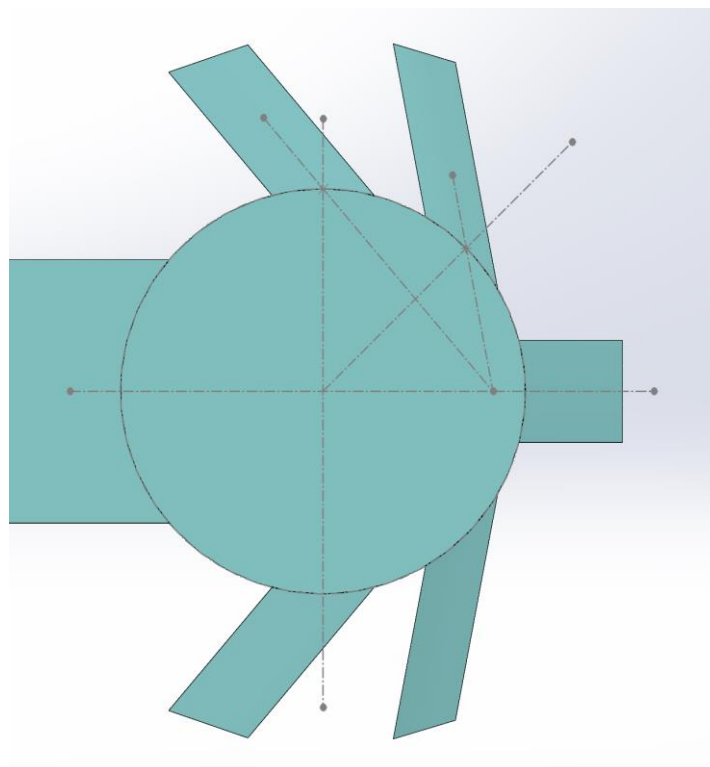


Figura 10 - "Focus point" e porte di aspirazione secondarie

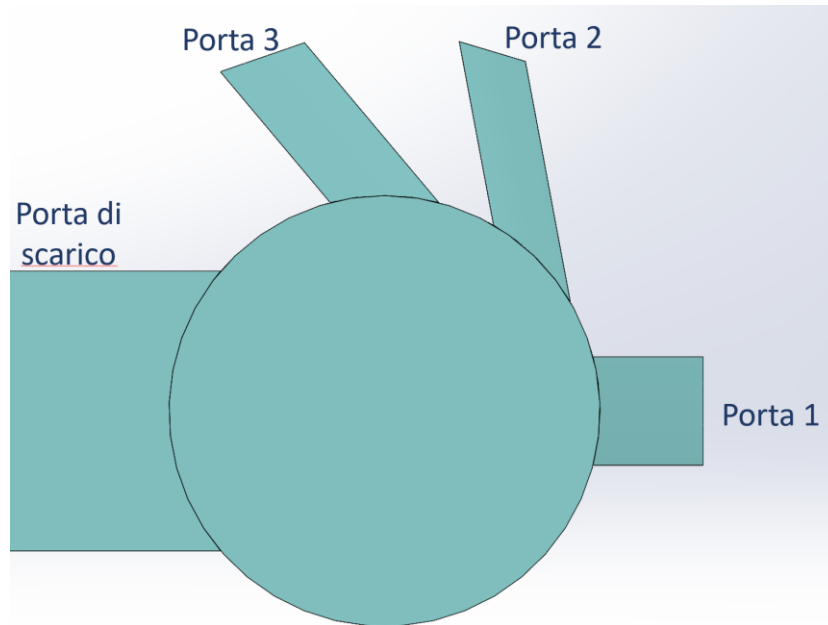
Bisogna sottolineare che, tramite l’ipotesi di simmetria delle porte laterali rispetto al piano di simmetria centrale del cilindro, è stato possibile ottenere le cinque porte di aspirazione. Per quanto riguarda invece la porta di scarico, questa è stata posta in maniera diametralmente opposta rispetto alla “porta di aspirazione posteriore”. La disposizione finale delle porte, così ottenuta, è riportata nella seguente immagine.

Figura 11 - Disposizione finale porte di aspirazione e scarico



Per comodità e chiarezza si è deciso di numerare le porte di aspirazione, in modo da avere precisi riferimenti nella discussione che seguirà. Tenendo in conto della simmetria esistente nella geometria precedentemente proposta, si è deciso di numerare solo tre delle cinque porte.

Figura 12 - Numerazione porte di aspirazione

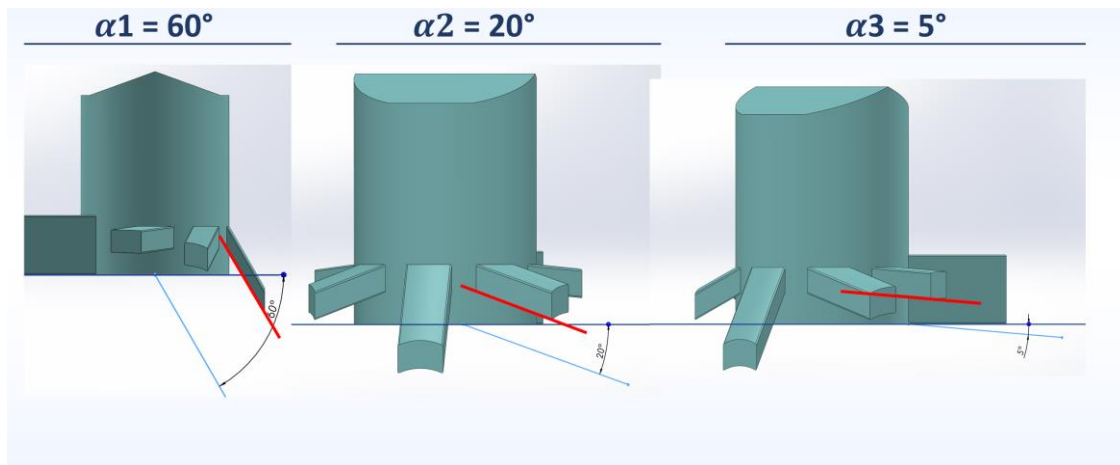


A questo punto è possibile discutere il cosiddetto “upsweep angle”, che nel seguito verrà indicato con “ $\alpha$ ”.

Riportando brevemente le linee guida date dall’autore di [2] si ha che:

- $\alpha_1$  (porta 1) è tipicamente compreso fra  $50^\circ$  e  $60^\circ$
- $\alpha_2$  (porta 2) è tipicamente compreso fra  $15^\circ$  e  $25^\circ$
- $\alpha_3$  (porta 3) è tipicamente compreso fra  $0^\circ$  e  $10^\circ$
- $\alpha$  exhaust (porta di scarico) è tipicamente  $0^\circ$

Figura 13 – Upsweep angle porte di aspirazione



### 2.3.5 Prima geometria finale: riassunto dati ed immagini

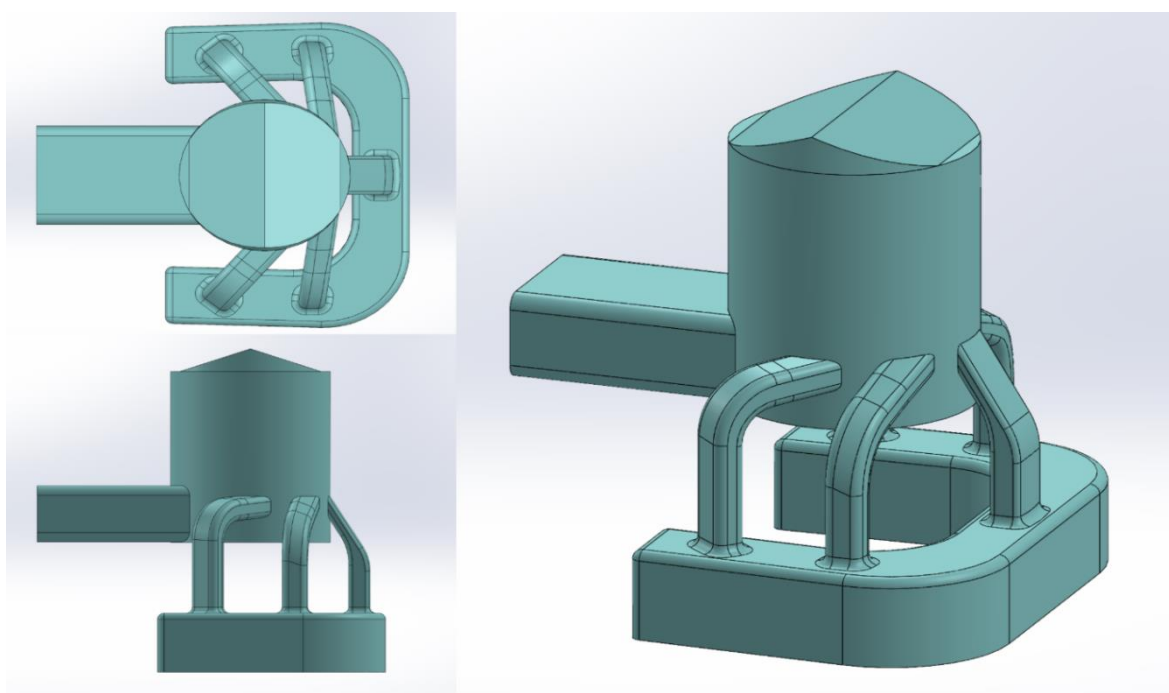
Tutte le linee guida espone nei precedenti paragrafi sono state utilizzate per definire una prima geometria di cui si riportano i principali dati geometrici nella tabella seguente. Bisogna sottolineare però che l'ipotesi fatta al paragrafo 2.3.1 in cui si definisce il posizionamento delle porte rispetto al punto morto superiore, è un'ipotesi di primo tentativo (si è infatti ipotizzata una linearizzazione per quanto riguarda la legge del moto del pistone, ovviamente non realistica).

Tabella 5 - Riassunto dati geometria porte di aspirazione e scarico, prima geometria

PRIMA GEOMETRI PORTE		
	ASPIRAZIONE	SCARICO
<b>Numero</b>	5	1
<b>Altezza</b>	18.4 mm	48.0 mm
<b>Larghezza</b>	30.6 mm	78.0 mm
<b>Area totale</b>	2808.0 mm <sup>2</sup>	3744.0 mm <sup>2</sup>
<b>Area singola porta</b>	561.6 mm <sup>2</sup>	3744.0 mm <sup>2</sup>
<b>Posizione (da correlazione lineare)</b>	<ul style="list-style-type: none"><li>• 131° aTDC</li><li>• 104.8 mm aTDC</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>• 120° aTDC</li><li>• 96.0 mm aTDC</li></ul>
<b>Raccordi</b>	5 mm	5 mm
<b><math>\alpha_1</math></b>	60°	-
<b><math>\alpha_2</math></b>	20°	-
<b><math>\alpha_3</math></b>	5°	-
<b>AM2 (=AM1)</b>	50°	-

Di seguito si riportano alcune immagini del modello CAD completo, ottenuto utilizzando tutti i dati soprariportati. Da notare che è stato inserito anche un collettore di aspirazione "fittizio", che sarà utile per le successive simulazioni CFD.

Figura 14 - Immagini della prima geometria finale (modello CAD)



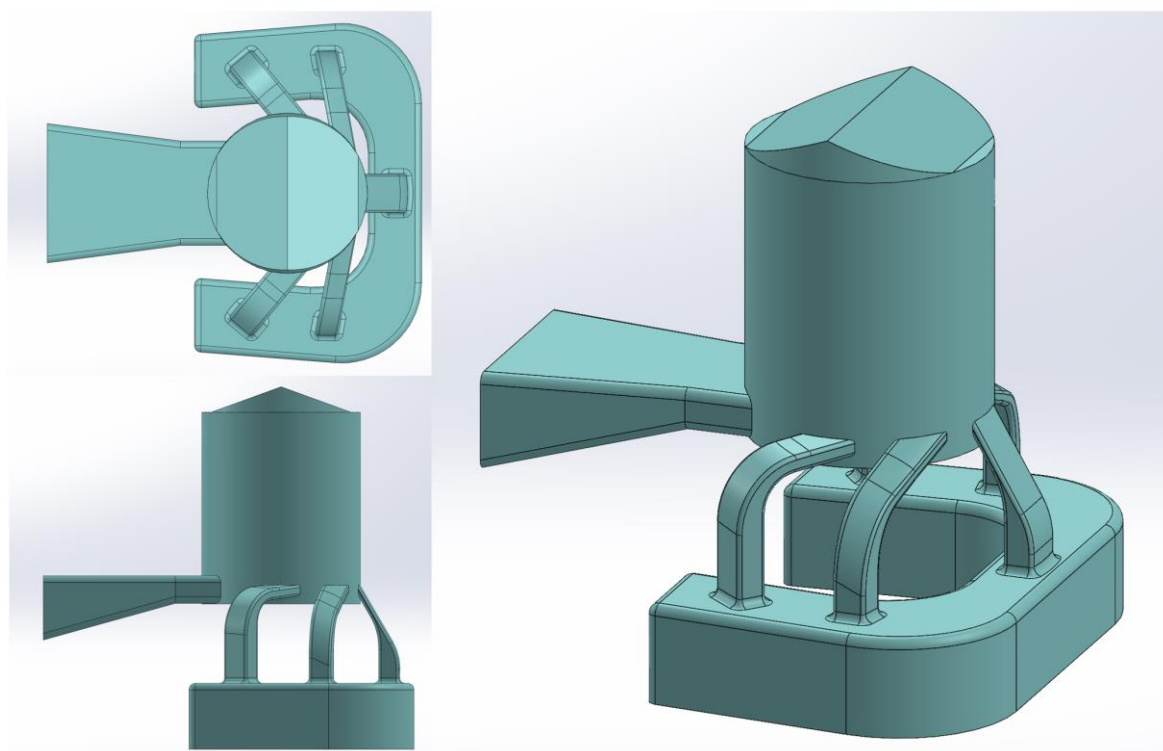
## 2.3.6 Seconda geometria finale: riassunto dati ed immagini

In una seconda fase più avanzata del progetto i ricercatori di STEMS, tramite opportune simulazioni monodimensionali, sono stati in grado di fornire una più realistica legge del moto del pistone, grazie alla quale è stato possibile riposizionare le porte di aspirazione e scarico in modo tale da mantenere una miglior coerenza tra le simulazioni CFD e le simulazioni monodimensionali condotte. I dati geometrici e le immagini di questa seconda geometria utilizzata per le simulazioni sono riportati di seguito.

Tabella 6 - Riassunto dati geometria porte di aspirazione e scarico, seconda geometria

SECONDA GEOMETRIA		
	ASPIRAZIONE	SCARICO
<b>Numero</b>	5	1
<b>Altezza</b>	8.6 mm	21.3 mm
<b>Larghezza</b>	28.8 mm	78.0 mm
<b>Area totale</b>	1244.5 mm <sup>2</sup>	1659.3 mm <sup>2</sup>
<b>Area singola porta</b>	248.9 mm <sup>2</sup>	1659.3 mm <sup>2</sup>
<b>Posizione (da legge del moto pistone)</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• 131° aTDC</li> <li>• 129.7 mm aTDC</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• 120° aTDC</li> <li>• 122.7 mm aTDC</li> </ul>
<b>Raccordi</b>	2 mm	5 mm
<b><math>\alpha_1</math></b>	60°	-
<b><math>\alpha_2</math></b>	20°	-
<b><math>\alpha_3</math></b>	5°	-
<b>AM2 (=AM1)</b>	50°	-

Figura 15 - Immagini della seconda geometria finale (modello CAD)



## 2.4 Paragone con altre geometrie presenti in letteratura

Durante tutta la ricerca di informazioni per lo sviluppo del modello CAD sono stati individuati diversi lavori relativi a motori a due tempi con geometria LOOP SCAVENGING. Questi sono stati tenuti in considerazione per effettuare alcuni semplici paragoni rispetto ai layout proposti in [2]; di seguito sono riportate alcune immagini direttamente estratte dai rispettivi lavori, si noti la somiglianza tra i vari layout presenti di seguito e quelli proposti in [2].

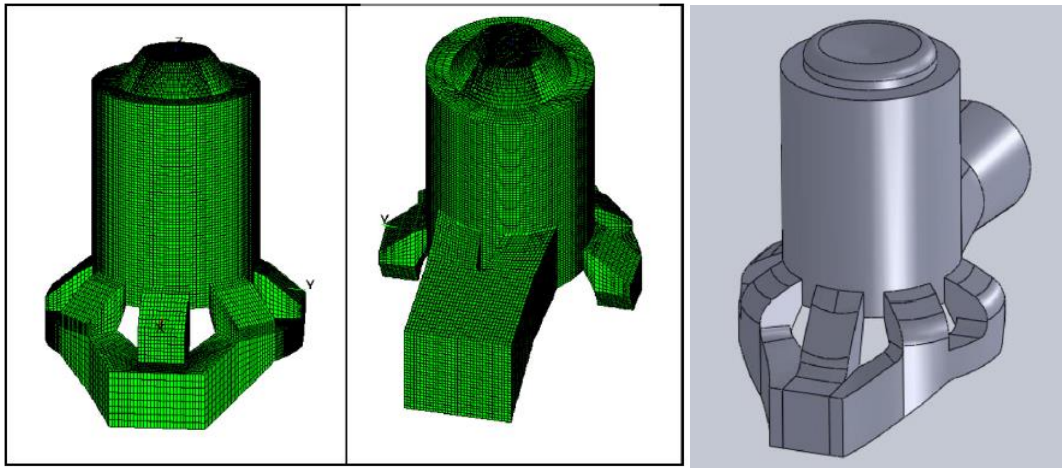


Figura 16 - Geometria utilizzata in [5]



Figura 17 - Geometria utilizzata in [6]

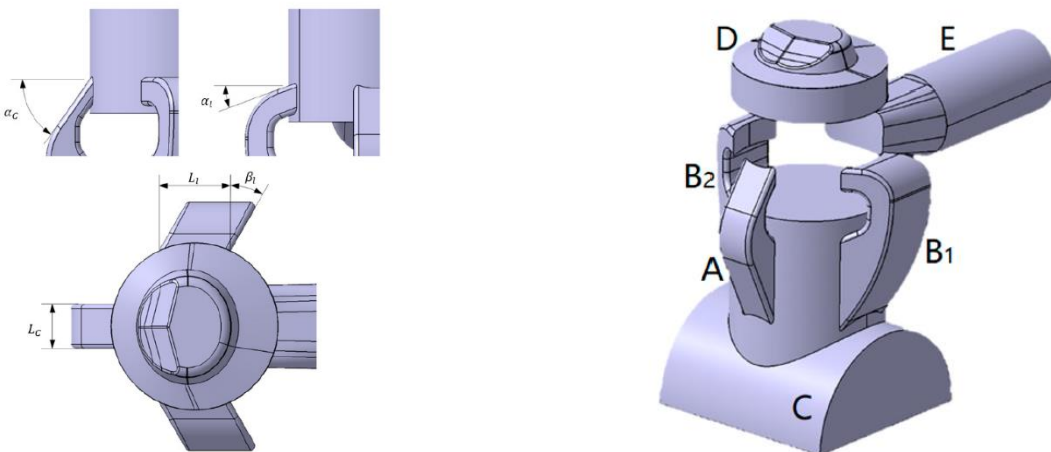


Figura 18 - Geometria utilizzata in [7]

### 3 Configurazione analisi CFD

Una volta ottenuto il modello CAD si è potuto procedere alla configurazione della prima analisi CFD. Il software utilizzato è CONVERGE 3.1.9; nei prossimi paragrafi verranno presentate le procedure necessarie a configurare la simulazione CFD e per farlo si useranno di esempio i dati relativi alla prima simulazione, nei prossimi capitoli verranno invece presentate le successive variazioni che sono state introdotte per ottenere simulazioni più snelle e veloci. Il software utilizzato è CONVERGE Studio 3.1.

#### 3.1 Definizione boundaries (contorni)

Il primo passo per la configurazione dell'analisi CFD è stato quello di definire e specificare in maniera opportuna i vari contorni (boundaries in inglese) della geometria. Questo passaggio serve per identificare diverse parti della geometria a cui poi, in un secondo momento, verranno assegnate opportune condizioni iniziali di pressione, temperatura ecc...

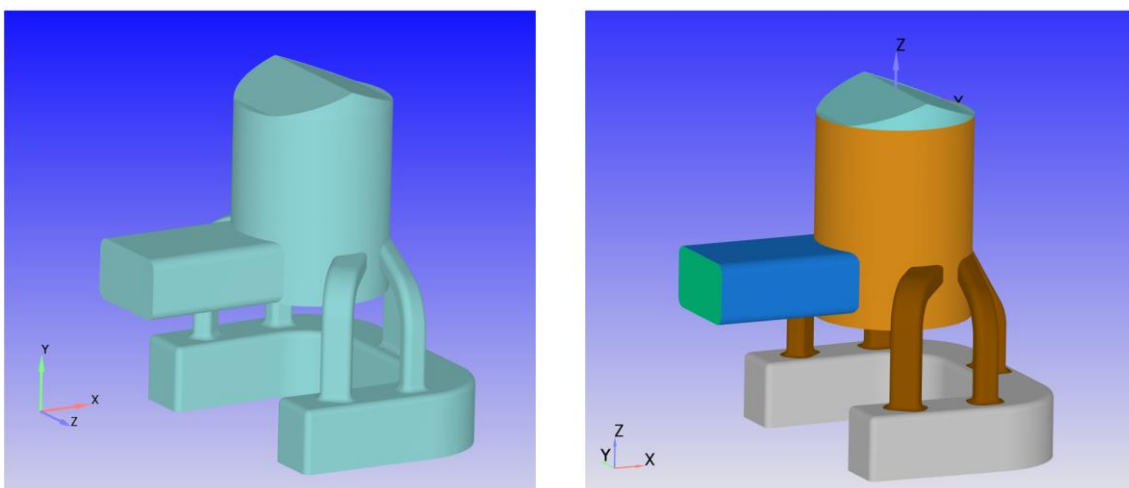



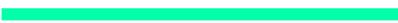





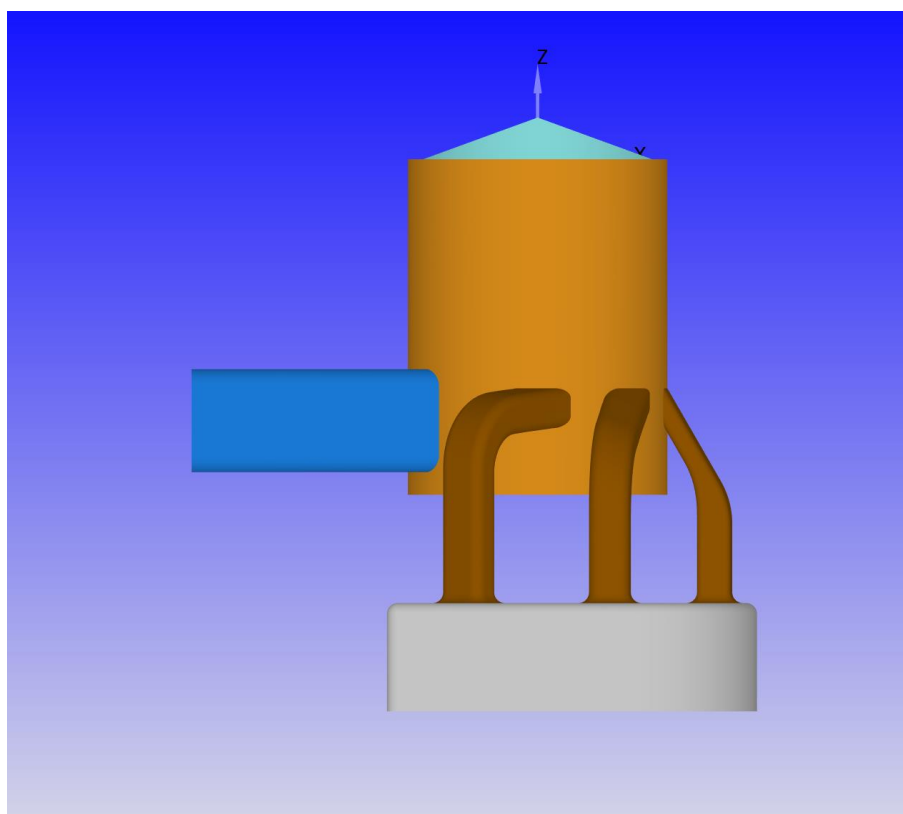
Figura 19 - Geometria senza boundaries (sinistra) e geometria dopo implementazione boundaries (destra)

Inizialmente sono quindi stati definiti i seguenti contorni (il colore corrisponde a quello dell'immagine sopra a destra).

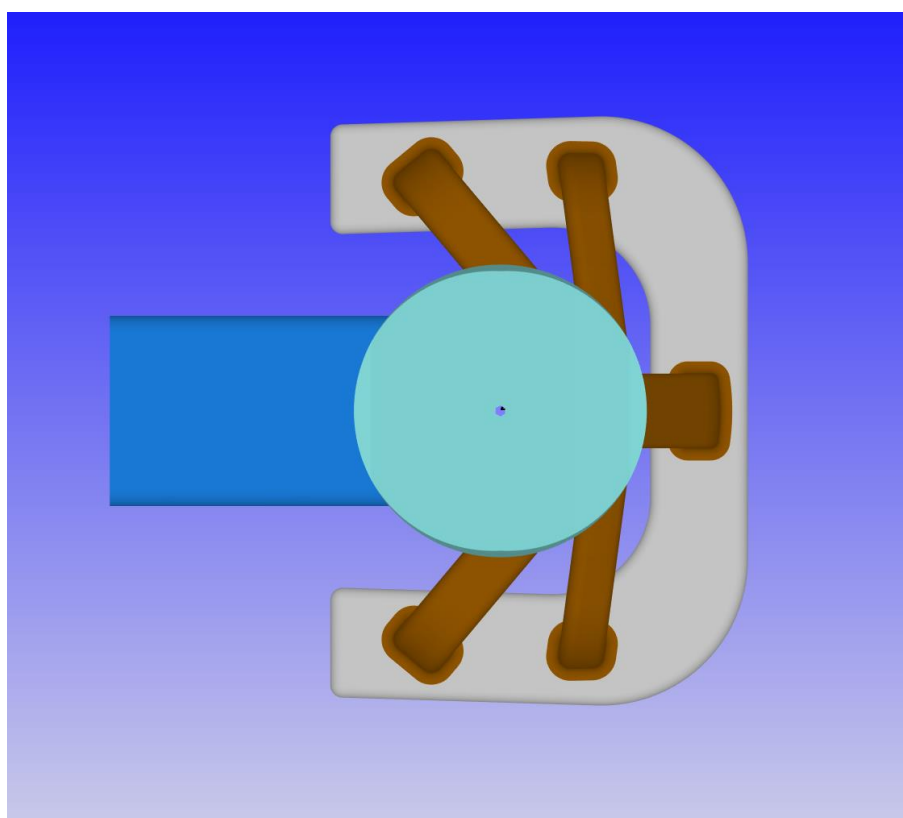
Tabella 7 - Leggenda boundaries prima parte

LEGGENDA	
BOUNDARY	COLORE
Camicia del cilindro	
Testa del cilindro	
Condotto di scarico	
Outflow	
Condotti di aspirazione	
Collettore di aspirazione	
Inflow	

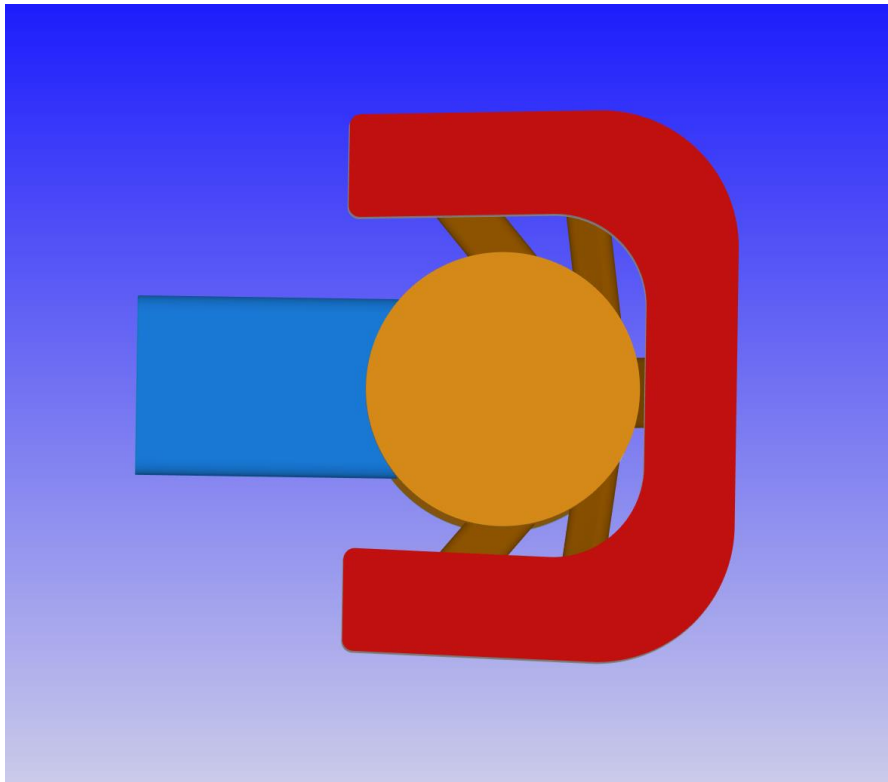
Di seguito sono riportate ulteriori immagini della geometria, per meglio evidenziare tutti i contorni definiti.



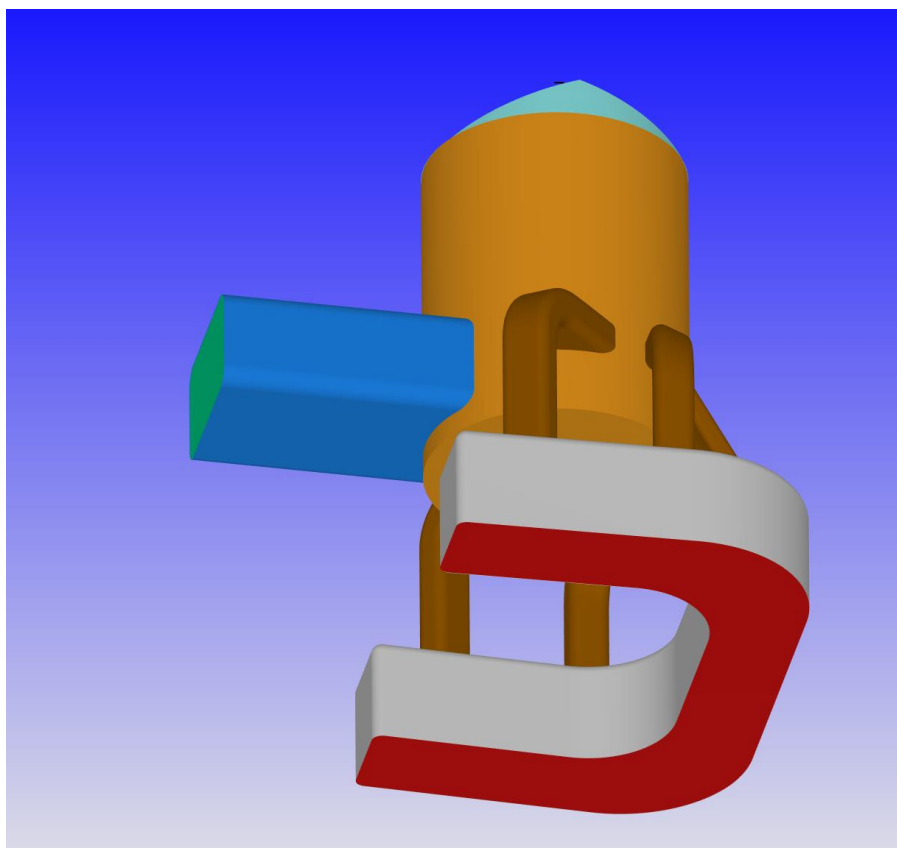
*Figura 20 – Vista laterale*



*Figura 21 – Vista dall'alto*



*Figura 22 – Vista dal basso*



*Figura 23 - Notare la zona rossa di immissione (inflow) insieme a tutte le altre*



## 3.2 Inserimento pistone al BDC



Come si può notare dalle precedenti immagini, nella geometria non era ancora stato inserito il pistone. Questo è stato creato direttamente su CONVERGE studio 3.1 ed è stato posizionato al BDC. Essendo questo un primo studio, si è adottata una forma semplificata di pistone, avente la parte superiore completamente piatta ed il diametro corrisponde a quello del cilindro. Ovviamente queste sono ipotesi, non realizzabili nella pratica costruttiva, ma per un primo modello CFD sono sufficienti. Per quanto riguarda l'altezza del pistone, è stato sufficiente imporre un valore maggiore della corsa, 165mm rispetta questo vincolo. La seguente tabella riporta i principali dati relativi al pistone.

Tabella 8 - Pistone

DIMENSIONI PISTONE	
Forma	Piatto
Diametro	120 mm
Altezza	165 mm

Anche per il pistone è stato necessario definire dei “contorni”; si è quindi optato per la definizione di solamente due di essi, ovvero:

Tabella 9 - Leggenda boundaries seconda parte

LEGGENDA	
BOUNDARY	COLORE
Camicia del pistone	
Testa del pistone	

Nelle seguenti immagini si può vedere una rappresentazione grafica di quanto ottenuto.

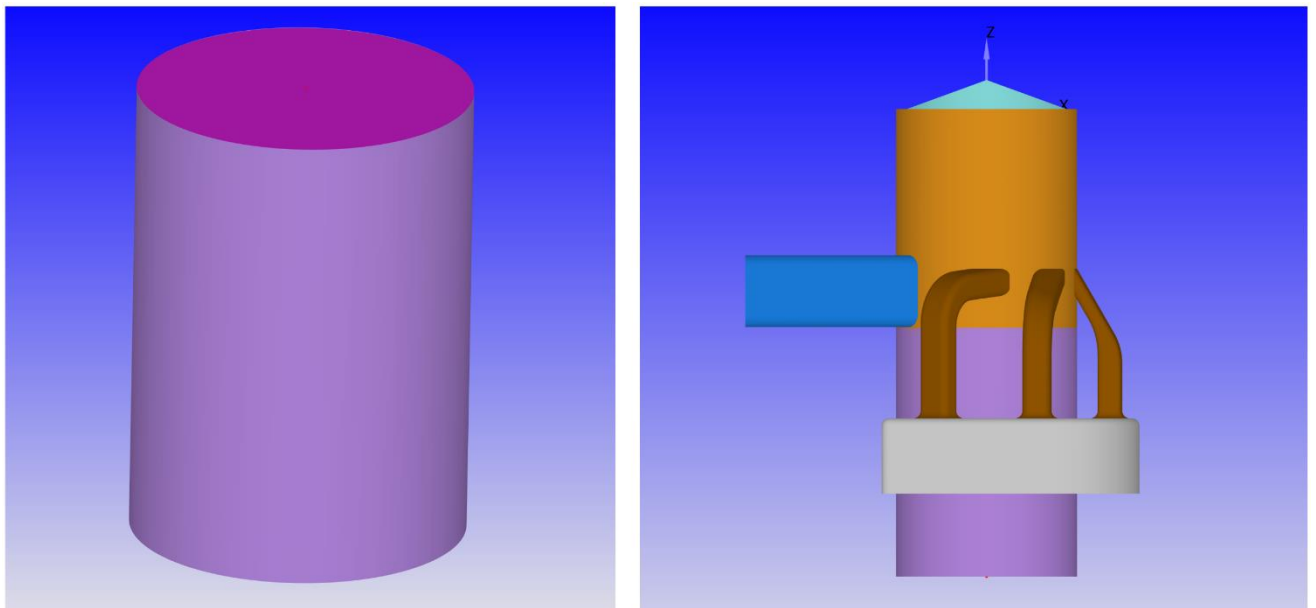
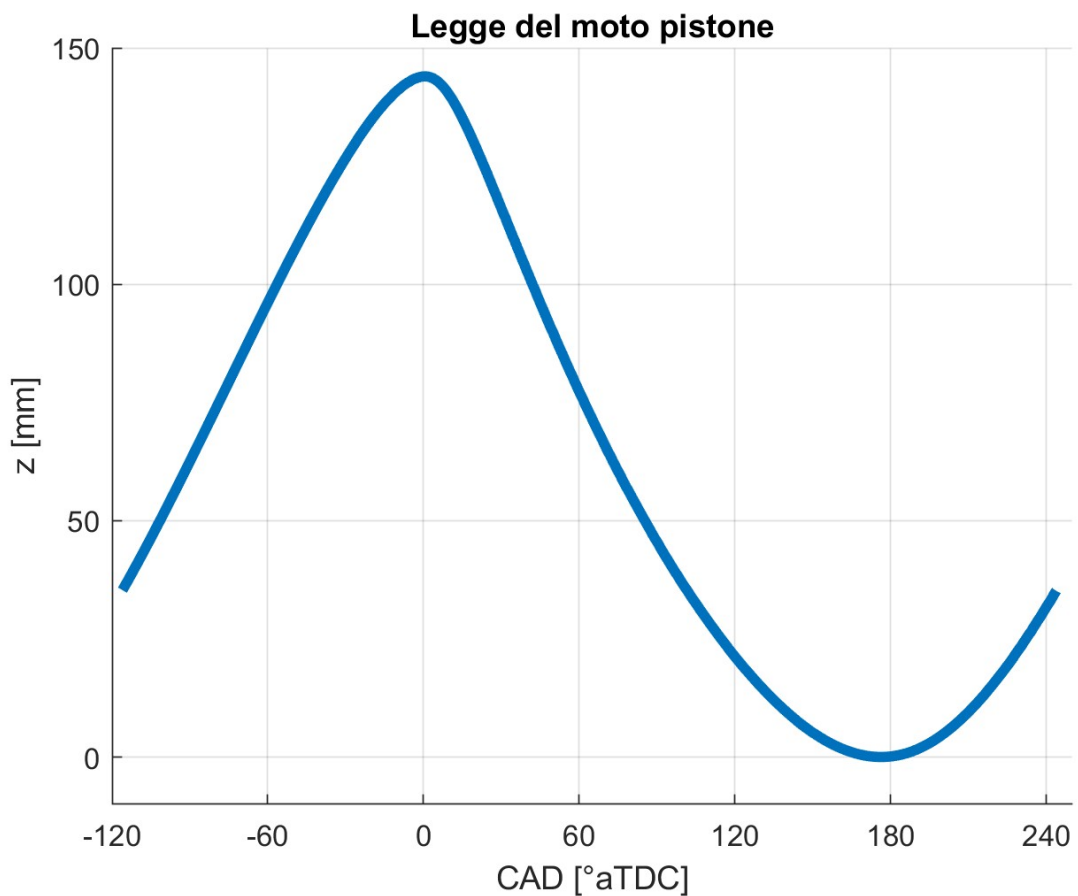


Figura 24 - Particolare pistone (sinistra), visuale d'insieme (destra)

### 3.2.1 Legge del moto del pistone

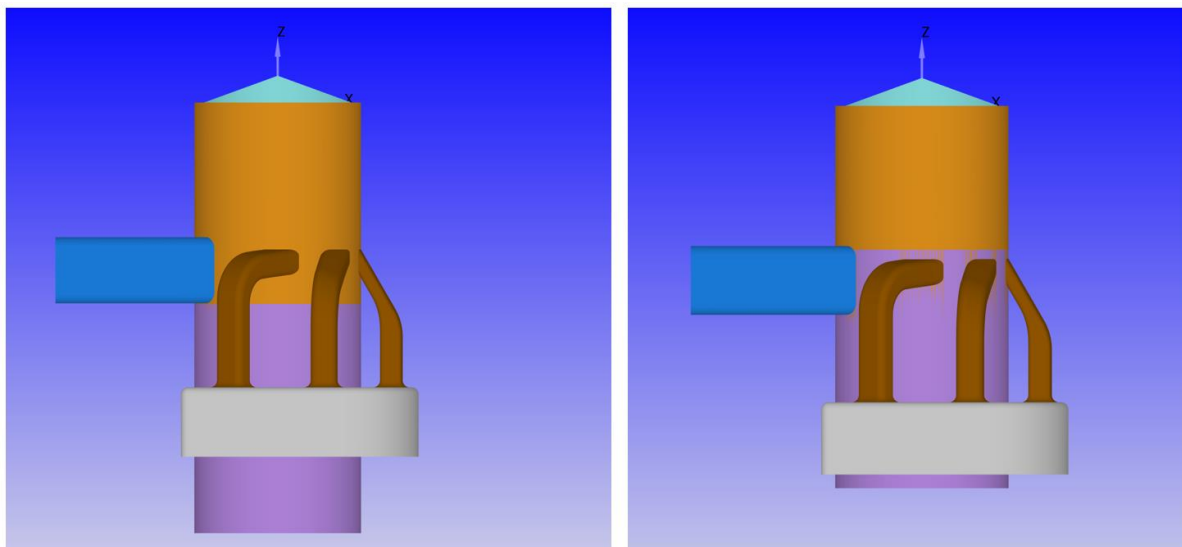
Un appunto a parte va fatto per quanto riguarda la legge del moto del pistone. Il software utilizzato è in grado di calcolare automaticamente la legge del moto del pistone richiedendo come input alcuni semplici dati come corsa, velocità di rotazione (rpm) e lunghezza della manovella. Il caso studiato in questo elaborato di tesi utilizza però una configurazione “free piston”, in cui non è presente alcun manovellismo. La definizione della legge del moto non è dunque banale e richiede un opportuno studio del bilancio di forze istante per istante che avviene sul pistone. Tale studio è stato condotto dai ricercatori del CNR STEMS [1] tramite l’utilizzo di GT-POWER ed i dati relativi ci sono poi stati comunicati. In questo modo è stato possibile implementare una legge del moto coerente all’applicazione studiata anche nel modello CFD. Di seguito si riporta un grafico riassuntivo dei dati elaborati dal CNR STEMS e poi implementati nella simulazione CFD. Si noti l’andamento atipico: solitamente si avrebbe una sinusoide perfetta, in questo caso si ha un andamento sinusoidale leggermente distorto.

Figura 25 - Legge del moto pistone, fonte [1]

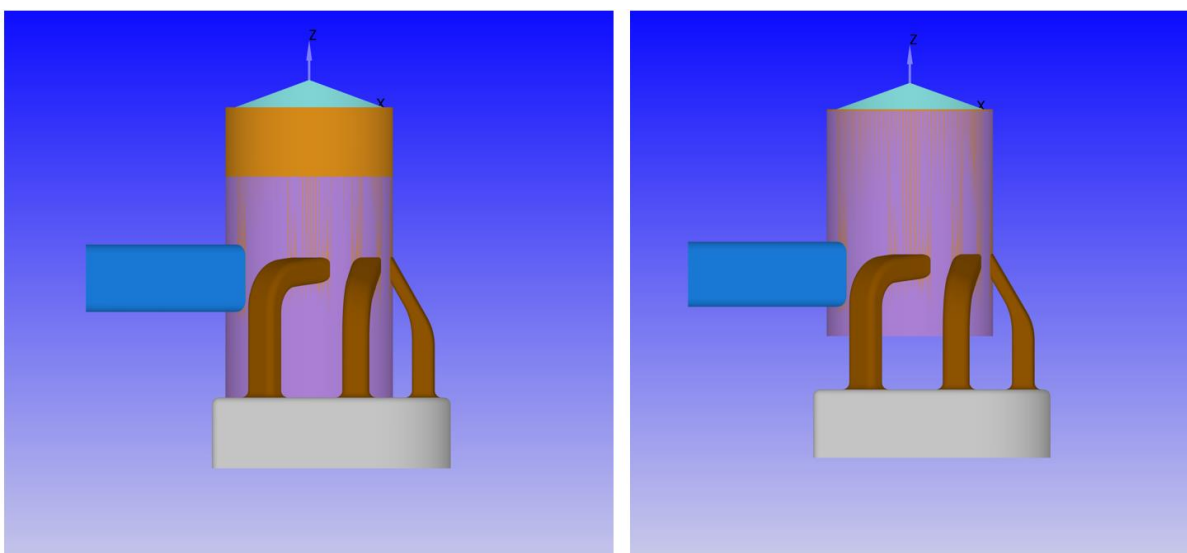


Di seguito si riporta una sequenza di immagini per meglio evidenziare il movimento del pistone.

*Figura 26 - 180° aTDC (sinistra), 90° aTDC (destra)*



*Figura 27 - 45° aTDC (sinistra), 0° aTDC (destra)*



### 3.3 Definizione specie chimiche

Prima di poter effettivamente lanciare la simulazione è stato necessario specificare quali specie chimiche dovessero prendere parte alla simulazione stessa. Inizialmente si è quindi scelto di considerare la sola presenza di aria all'interno del cilindro e dei vari condotti di aspirazione e scarico. Questa ipotesi ovviamente non è realistica nel normale funzionamento di qualsiasi motore a combustione, ma si è optato per questa semplificazione con l'obiettivo di ottenere una prima simulazione il più semplice possibile, così da poter poi eventualmente correggere eventuali errori nelle successive simulazioni. È stata inoltre definita un'ulteriore specie chimica "passiva", ovvero la cui presenza non altera in alcun modo il risultato della simulazione. Tale specie chimica passiva serve in fase di post-processing per tracciare la carica fresca e vedere quindi in quale direzione essa si muove durante la simulazione. Nella tabella seguente si riporta la composizione dell'aria utilizzata per questa simulazione.

Tabella 10 – Composizione semplificata dell'aria utilizzata per la prima simulazione

COMPOSIZIONE SEMPLIFICATA ARIA	
N <sub>2</sub>	77%
O <sub>2</sub>	23%

### 3.4 Definizione parametri temporali della simulazione

In questo paragrafo verranno riportati i principali parametri temporali di set-up utilizzati nella prima simulazione. In particolare, è stato necessario definire in maniera opportuna il punto di inizio e fine della simulazione, il "time-step", ovvero l'intervallo di tempo con cui si discretizza la variabile tempo della simulazione ed il numero di Courant-Friedrichs-Lewy.

#### 3.4.1 Punti di inizio e fine simulazione

Inizialmente si è optato per escludere dalla simulazione la parte di combustione; questa tipicamente avviene nell'intorno del TDC e quindi si è deciso di far iniziare la simulazione sufficientemente distante da tale punto, ma comunque prima che si apra la valvola di scarico. La prima simulazione, quindi, non sarà relativa ad un intero ciclo motore di un tipico due tempi ma consisterà solo in una parte di esso. Nella seguente tabella si riportano i punti selezionati per inizio e fine simulazione.

Tabella 11- Start/end time simulazione

PUNTI DI INIZIO E FINE SIMULAZIONE	
Start time	85 °aTDC
End time	360 °aTDC

### 3.4.2 Time step

Come suggerito dal manuale di CONVERGE [8], un time-step basso porta ad avere stabilità della simulazione ma allunga di molto il tempo di calcolo per la risoluzione. Al contrario, un time-step alto non garantisce stabilità della simulazione ma fa sì che venga risolta in tempi relativamente brevi. Su CONVERGE è possibile selezionare un algoritmo automatico che modifica il time-step in maniera opportuna (entro certi limiti selezionabili dall'utente) in modo da ridurre il più possibile il tempo computazionale. Di seguito si riporta una tabella riassuntiva dei valori utilizzati.

Tabella 12 – Time step

TIME STEP (dt)	
<b>Iniziale</b>	1e-06 s
<b>Massimo</b>	1e-05 s
<b>Minimo</b>	1e-07 s

Questi rappresentano rispettivamente:

- Il time-step iniziale, ovvero al primo passo della simulazione. Questo verrà poi successivamente modificato dall'algoritmo, ma sempre rimanendo entro i limiti imposti, ovvero  $dt_{min}$  e  $dt_{max}$
- Il massimo time-step consentito; si vuole evitare di avere time-step troppo grandi che potrebbero provocare instabilità della simulazione
- Il mino time-step consentito; si vuole evitare di avere time-step troppo piccoli che allungherebbero di molto il tempo computazionale della simulazione

### 3.4.3 Numero di Courant-Friedrichs-Lewy (CFL)

Un altro parametro importante per il controllo del time-step è il numero di Courant-Friedrichs-Lewy, abbreviato con CFL. Questo parametro serve a garantire la convergenza della soluzione numerica ed impone che il time-step sia più piccolo di un certo valore; in particolare CONVERGE richiede che vengano specificati il numero di CFL conduttivo, diffusivo e di Mach. Di seguito le rispettive formule, riportate sul manuale di CONVERGE stesso [8].

*Equazione 13 - CFL convettivo*

$$\max\_CFL\_u \geq u * \frac{\Delta t}{\Delta x}$$

*Equazione 14 - CFL diffusivo*

$$\max\_CFL\_nu \geq v * \frac{\Delta t}{\Delta x^2}$$

*Equazione 15 - CFL Mach*

$$\max\_CFL\_mach \geq c * \frac{\Delta t}{\Delta x}$$

Relativamente alle formule sopra riportate si ha che:

- $\Delta t$  è il time step
- $\Delta x$  è la dimensione della griglia (*mesh*)
- $u$  è la componente di velocità in direzione “x”
- $v$  è la componente di velocità in direzione “y”
- $c$  è la velocità del suono

Nella seguente tabella sono riportati i valori suggeriti (per applicazioni motoristiche) e quelli utilizzati nella simulazione per ciascuno dei parametri sopra riportati.

*Tabella 13 - Valori tipici per numero CFL, fonte [8]*

NUMERI di CFL		
	RANGE CONSIGLIATO	VALORE UTILIZZATO
<b>max_cfl_u</b>	0.5 – 3.0	1
<b>max_cfl_nu</b>	0.5 – 2.5	2
<b>max_cfl_mach</b>	0.5 – 100.0	50

### 3.5 Condizioni al contorno

A questo punto della configurazione è stato necessario impostare le condizioni al contorno per ciascun dei “contorni” definiti al paragrafo 3.1 e 3.2. Di seguito si riporta, per comodità, un’immagine della geometria ed una tabella con la leggenda dei colori.

Tabella 14 - Leggenda boundaries completa

LEGGENDA	
BOUNDARY	COLORE
Camicia del cilindro	
Testa del cilindro	
Condotto di scarico	
Outflow	
Condotti di aspirazione	
Collettore di aspirazione	
Inflow	
Camicia del pistone	
Testa del pistone	

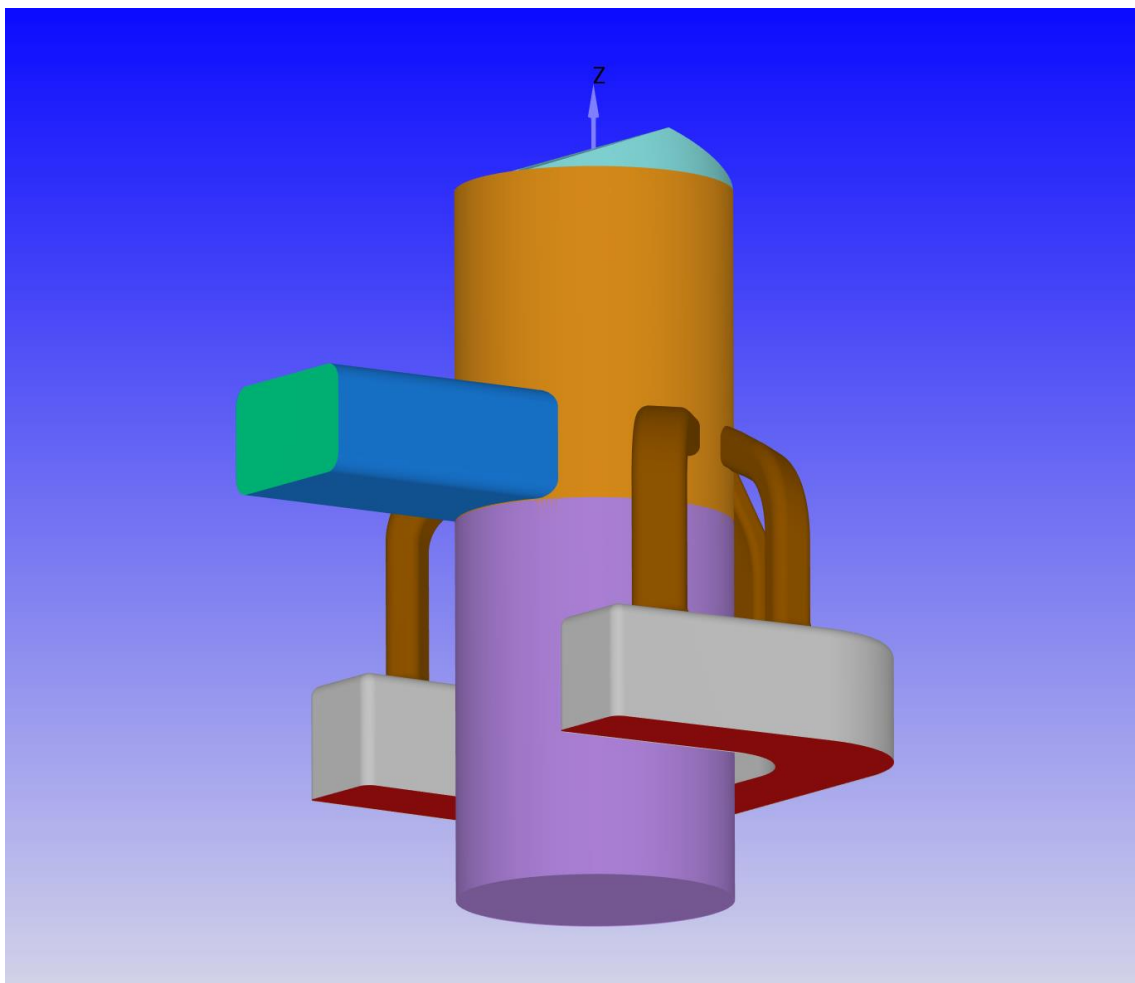


Figura 28 – Boundaries

La maggior parte dei contorni specificati sopra rappresentano nella realtà delle pareti, mobili o statiche, che racchiudono i flussi d'aria: essi sono identificati in CONVERGE come "wall boundaries". Due contorni fanno eccezione, i cosiddetti "inflow" ed "outflow". Questi ultimi rappresentano le zone di immissione ed espulsione dell'aria dall'intero modello e quindi hanno richiesto alcune informazioni in più rispetto a tutti gli altri contorni. I dati relativi a pressione e temperatura sono stati elaborati e forniti dai ricercatori del CNR STEMS [1]; per quanto riguarda invece la rugosità delle varie pareti si è inizialmente ipotizzato, per semplicità, che essa fosse nulla (ovviamente non realizzabile nella realtà). Nelle seguenti tabelle si cerca di riassumere i più importanti dati utilizzati per definire le condizioni al contorno di tutti i boundaries.

Tabella 15 - Condizioni al contorno "wall boundaries", fonte [1]

<b>CONDIZIONI AL CONTERNO</b>		
<b>BOUNDARY</b>	<b>TEMPERATURA</b>	<b>WALL MOTION TYPE</b>
<b>Camicia del cilindro</b>	400.0 K	Stationary
<b>Testa del cilindro</b>	550.0 K	Stationary
<b>Condotto di scarico</b>	542.0 K	Stationary
<b>Condotti di aspirazione</b>	368.0 K	Stationary
<b>Collettore di aspirazione</b>	368.0K	Stationary
<b>Camicia del pistone</b>	550.0 K	Translating
<b>Testa del pistone</b>	550.0 K	Translating

Tabella 16 - Condizioni al contorno INFLOW & OUTFLOW, fonte [1]

<b>INFLOW / OUTFLOW</b>			
	<b>Pressione</b>	<b>Temperatura</b>	<b>Specie chimica</b>
<b>Inflow</b>	2.53 bar	368.0 K	Aria
<b>Outflow</b>	1.92 bar	542.0 K	Aria



## 3.6 Definizione regions (regioni) e inizializzazione simulazione

Al paragrafo 3.5 sono state discusse le varie condizioni al contorno del dominio fluido della simulazione; in questo paragrafo vedremo invece come sono state definite le diverse regioni del dominio fluido e quali valori iniziali sono stati assegnati a ciascuna di esse.

### 3.6.1 Regions

Per chiarificare la differenza tra “contorni” e “regioni” si può immaginare che i primi (boundaries) siano degli strati bidimensionale che racchiudono il dominio fluido che va simulato, mentre le seconde (regions) sono esse stesse il dominio fluido tridimensionale. La comodità di dividere il dominio fluido in più parti, definite regioni, sta nel fatto che sarà poi possibile assegnare a ciascuna di essa diversi valori iniziali di temperatura, pressione ecc... Questo va fatto perché, chiaramente, il fluido presente inizialmente nel cilindro avrà proprietà diverse rispetto a quello nei condotti di aspirazione e scarico. Inoltre, dividendo il dominio in regioni sarà poi possibile, in fase di post processing, avere informazioni dettagliate per ciascuna di esse, altrimenti si avrebbero informazioni medie relative a tutto il volume fluido simulato. Il dominio fluido è quindi stato suddiviso in 4 diverse regioni, ovvero: collettore di aspirazione, condotti di aspirazione, cilindro, condotto di scarico. Nella seguente immagine si può chiaramente vedere tale suddivisione.

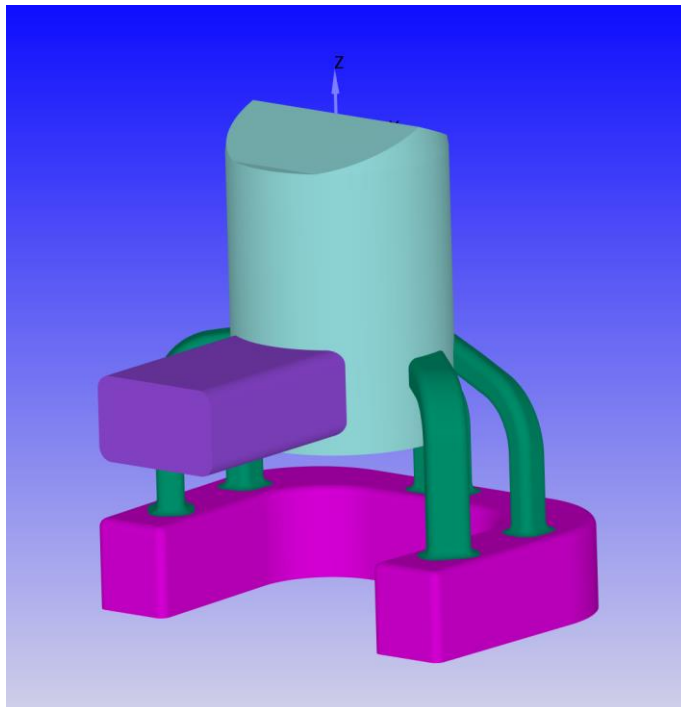






Figura 29 - Regioni del dominio fluido

LEGGENDA	
REGIONE	COLORE
Collettore di aspirazione	
Condotti di aspirazione	
Cilindro	
Condotto di scarico	

### 3.6.2 Inizializzazione simulazione

Una volta definite le regioni, come specificato nel paragrafo 3.6.1, è stato necessario assegnare a ciascuna di esse valori di temperatura iniziale, pressione iniziale ed anche specie chimica presente in tale regione a inizio simulazione. Per quanto riguarda le specie chimiche, come riportato nel paragrafo 3.3, nella prima simulazione si è optato per l'utilizzo esclusivamente di aria in tutto il dominio della simulazione e si è anche introdotta una specie passiva (cioè che non interferisce in alcun modo con la simulazione stessa), per poter tenere traccia del movimento della carica fresca, ovvero l'aria nei condotti e nel collettore di aspirazione.

Per quanto riguarda, invece, temperatura e pressione, i ricercatori di STEMS ci hanno comunicato direttamente i valori iniziali da loro impiegati per le loro simulazioni monodimensionali e quegli stessi dati sono stati utilizzati come punto di partenza per la simulazione CFD tridimensionale.

Un appunto a parte va fatto per quanto riguarda la modalità di selezione delle condizioni iniziali dell'aria interna al cilindro. Nella prima simulazione si è scelto di escludere la parte di combustione, come spiegato al paragrafo 3.4.1. Per tale motivo, quindi, la simulazione inizia a 85° aTDC e dunque le condizioni iniziali del fluido presente all'interno del cilindro sono state inserite di conseguenza. In tal senso è stato molto utile il supporto da parte dei ricercatori del CNR STEMS, che si sono occupati di sviluppare un modello monodimensionale su GT POWER per la valutazione del profilo di pressione e temperatura del fluido all'interno del cilindro stesso, in funzione dell'angolo di manovella. Tali dati ci sono poi stati comunicati e, da quelli, è stato possibile selezionare i valori opportuni per inizializzare la simulazione. Tali dati sono riportati nella pagina seguente in Figura 28 e Figura 29. Nella tabella seguente si riportano, invece, tutti i valori iniziali di pressione e temperatura per ciascuna regione.

Tabella 17 - Dati di inizializzazione per le varie regioni del dominio fluido, fonte [1]

DATI INIZIALI		
	PRESSIONE	TEMPERATURA
<b>Collettore di aspirazione</b>	2.53 bar	368.0 K
<b>Condotti di aspirazione</b>	2.53 bar	368.0 K
<b>Cilindro [85° aTDC]</b>	14.69 bar	1632.0 K
<b>Condotto di scarico</b>	1.92 bar	542.0 K

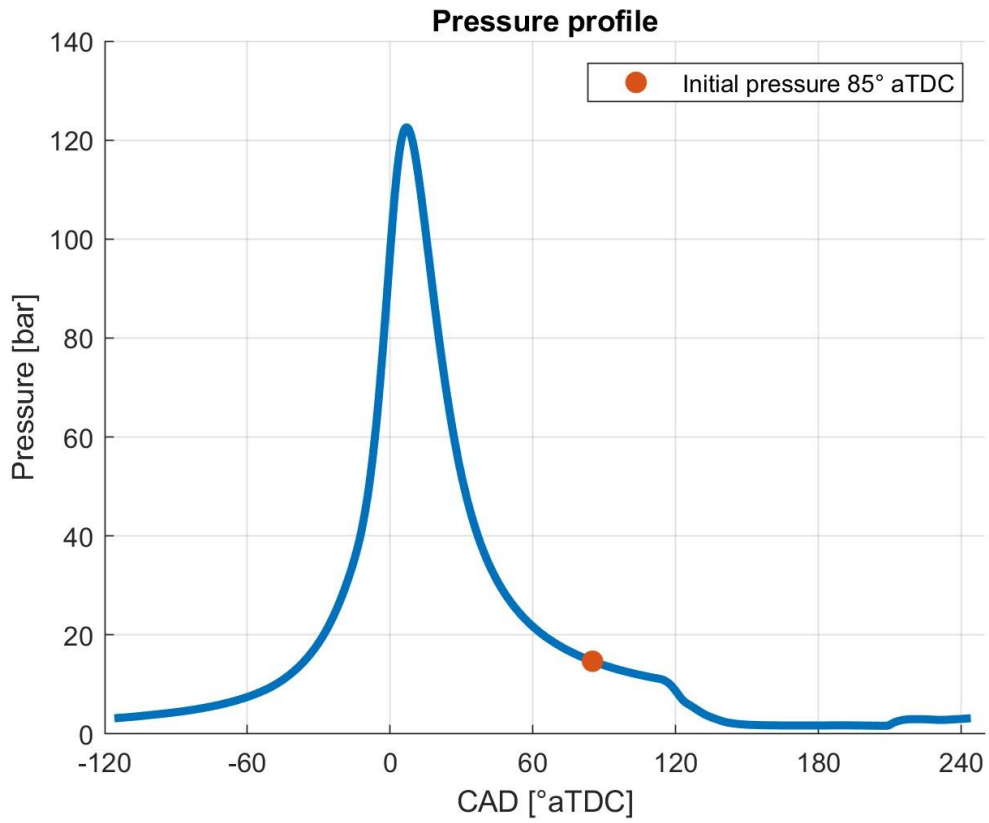


Figura 30 - Andamento pressione interna al cilindro, fonte [1]

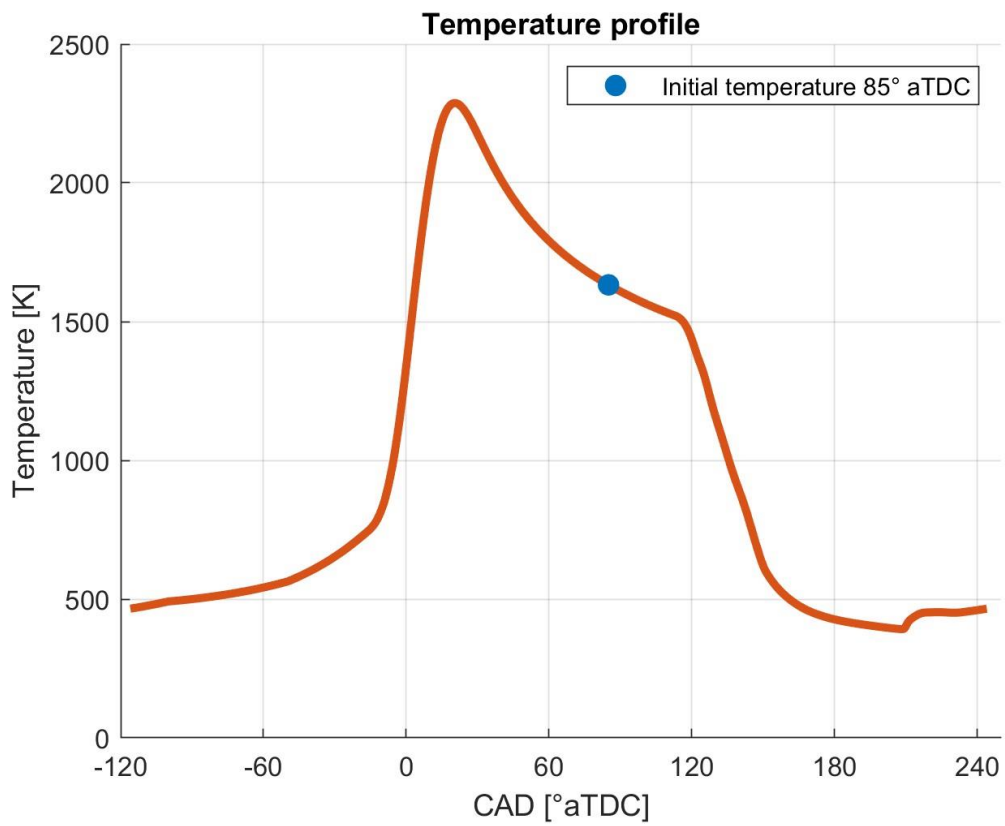


Figura 31 - Andamento temperatura interna al cilindro, fonte [1]

## 3.7 Definizione mesh

La definizione della *mesh* (griglia) è stata svolta tramite tre diversi passaggi. Col primo di questi si sono specificati i parametri della “griglia di base”. Nel secondo si sono, invece, definiti i cosiddetti “*fixed embedding*”, ovvero parti della griglia che si vuole a priori avere più fini. Nel terzo passaggio si sono, infine, definite le specifiche di AMR (*Adaptive Mesh Refinement*). L’AMR altro non è che un algoritmo automatico che permette di modificare la *mesh*, adattandola di volta in volta in base alle diverse condizioni, col fine di ottenere un’accuratezza maggiore della simulazione; questo algoritmo consente, quindi, di raffinare continuamente la *mesh*, ove si manifestino ad esempio zone con velocità o temperature rilevanti, a seconda delle specifiche impostate ad inizio simulazione. Nei seguenti paragrafi sono esposti più nel dettaglio i punti sopracitati.

### 3.7.1 Mesh base

CONVERGE è in grado di generare automaticamente la *mesh* (griglia) e lo fa ad ogni step temporale della simulazione. Ciò significa che ad ogni step temporale di simulazione la *mesh* viene ricalcolata in maniera automatica, di volta in volta. La logica con cui CONVERGE opera si basa su un piano cartesiano tridimensionale composto da numerose celle, in cui viene immersa la geometria da *meshare*. A questo punto il software taglia automaticamente le celle in corrispondenza della superficie di intersezione del volume tridimensionale che si vuole simulare. Le informazioni così ottenute (vettore normale, superficie ecc...), relative alle celle di intersezione, vengono ricalcolate e semplificate prima di essere memorizzate come celle effettive. L’immagine seguente vuole rendere più chiaro il processo di taglio celle con cui CONVERGE genera la *mesh*.

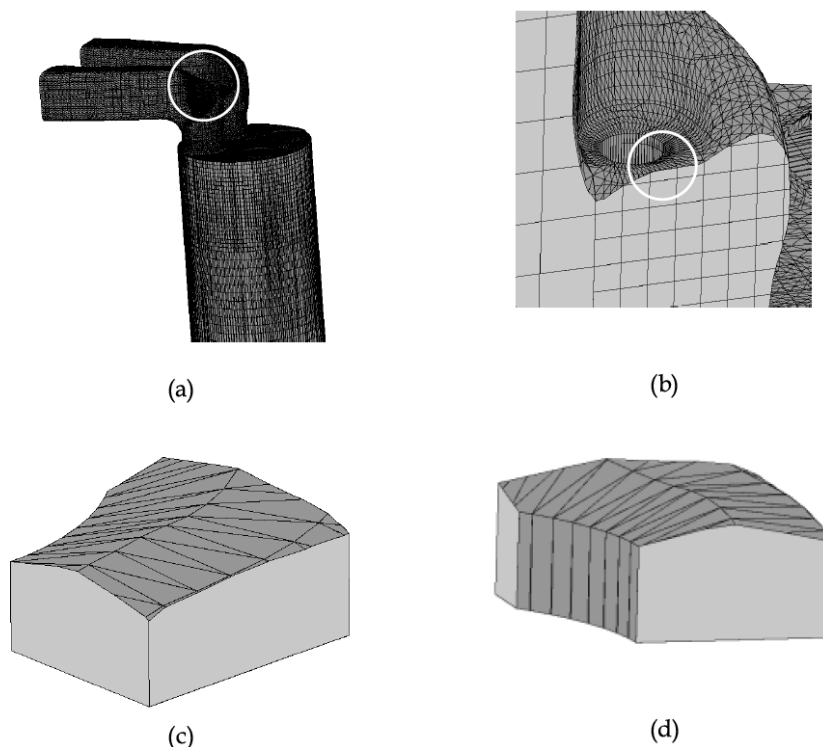


Figura 32 - Esempificazione del metodo di "taglio celle" con cui opera CONVERGE, fonte [8]

Oltre al metodo di taglio delle celle, CONVERGE utilizza anche un altro algoritmo, chiamato *cell pairing*. Questo meccanismo trova le celle tagliate che abbiano un volume inferiore al 30% rispetto ad una cella normale adiacente e le accoppia, andando a creare un singolo nodo. L'immagine a lato cerca di rendere più chiaro tale procedimento.

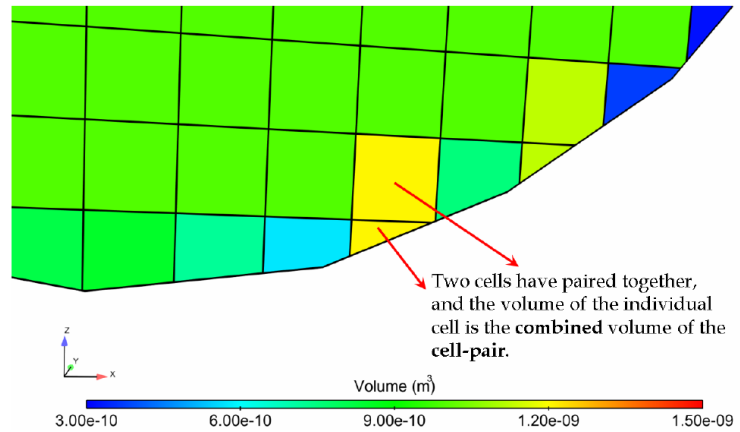


Figura 33 - Cell pairing, fonte [8]

Tramite i due meccanismi (*cell pairing* e *taglio celle*) CONVERGE è quindi in grado di definire automaticamente la *mesh* base (*base grid*). L'unica cosa richiesta all'utente, come dati di input, sono i parametri base della griglia cartesiana tridimensionale. Di seguito si riportano i valori utilizzati per la *mesh* base in questo elaborato di tesi ed un'immagine direttamente estratta dal software CONVERGE studio.

Tabella 18 - Valori base grid

BASE GRID	
<b>dx</b>	0.004 mm
<b>dy</b>	0.004 mm
<b>dz</b>	0.004 mm

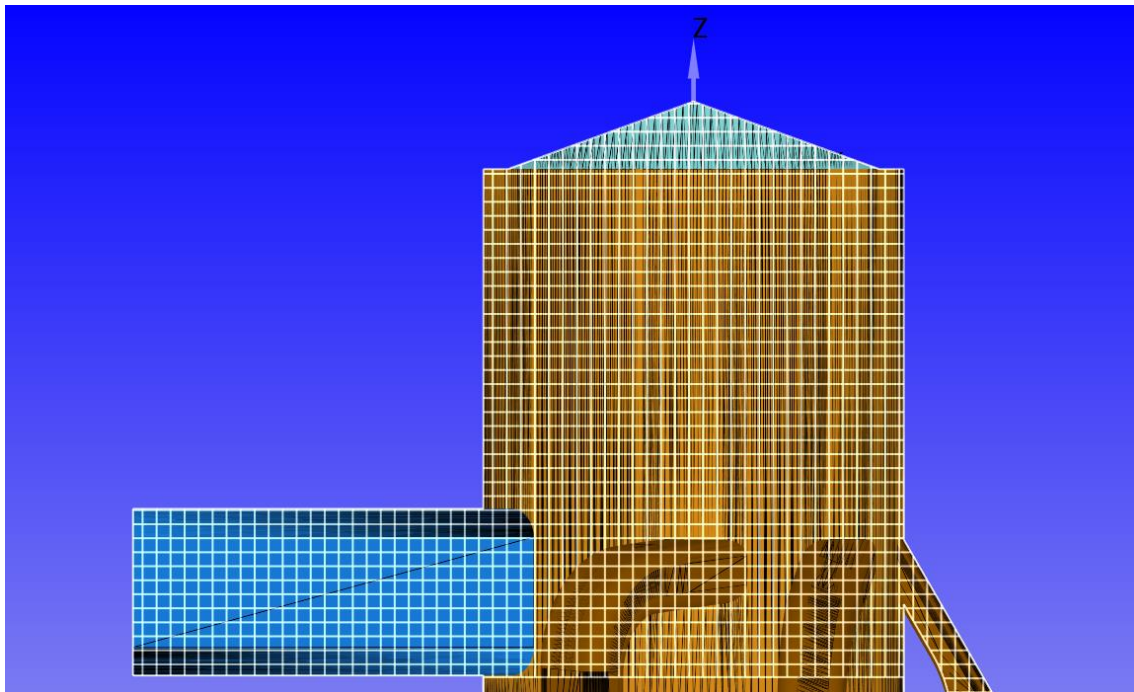


Figura 34 - Mesh base applicata alla geometria in esame

### 3.7.2 Raffinamento mesh

Immaginando di simulare un volume fluido qualsiasi non è difficile pensare che ci saranno zone più interessanti di altre, si vorrebbe allora avere una *mesh* più fine nelle zone da cui ci si aspetta di ottenere informazioni di maggiore interesse. Questo perché nelle simulazioni CFD una *mesh* più fine corrisponde a una maggiore accuratezza e precisione nei risultati della simulazione stessa. Ove la *mesh* base risulti troppo “grossolana” è quindi necessario un metodo di raffinamento della stessa. CONVERGE propone due diverse soluzioni a tale problema, queste sono definite: *Fixed Embeddings* e *Adaptive Mesh Refinement (AMR)*. Entrambe queste logiche si basano sul concetto di *grid scaling*, ovvero ridimensionamento della griglia, riassunto nella seguente formula.

Equazione 16 - Grid scaling, fonte [8]

$$dx_{scaled} = dx_{base} / 2^{grid\_scale}$$

- $dx_{base}$  è la dimensione base della griglia in direzione  $x$  (ma vale altrettanto anche per le direzioni  $y$  e  $z$ )
- $grid\_scale$  è il fattore di ridimensionamento della griglia (tipicamente un numero intero positivo), più tale fattore è grande e più si otterrà una mesh fine
- $dx_{scaled}$  è, infine, la dimensione della griglia una volta che è avvenuto il raffinamento

### 3.7.3 Fixed embeddings

I *fixed embeddings* servono a raffinare la *mesh* solo in alcune zone predeterminate del dominio fluido. Si pensi, ad esempio, alla simulazione di un’iniezione spray di combustibile all’interno della camera di combustione, è possibile aggiungere un *fixed embedding* nell’intorno dell’iniettore per migliorare l’accuratezza della simulazione di tale evento. La formula utilizzata per il calcolo della dimensione della griglia è quella riportata in Equazione 16 e ciò che è richiesto all’utente è di specificare il fattore di ridimensionamento e la zona in cui inserire il raffinamento. Come riportato sul manuale di CONVERGE [8], esistono diversi metodi per specificare tale zona, e questi sono:

- **Boundary embedding:** con questa funzione si può specificare una regione vicino alle pareti di contorno del volume fluido per meglio simulare ciò che lì avviene
- **Sphere embedding:** serve a specificare una regione sferica in cui si vuole raffinare la mesh
- **Cylinder embedding:** serve a specificare una regione cilindrica in cui si vuole raffinare la mesh
- **Nozzle and Injector embedding:** serve a specificare una regione conica intorno ad un eventuale iniettore, oppure molteplici regioni coniche in prossimità dei fori dell’iniettore stesso
- **Box embedding:** serve a specificare una regione a forma di parallelepipedo in cui si vuole raffinare la mesh
- **Region embedding:** serve a raffinare un’intera regione (vedi paragrafo 3.6)

### 3.7.4 Adaptive Mesh Refinement (AMR)

L'Adaptive Mesh Refinement (AMR) è un algoritmo automatico che serve a raffinare la *mesh* in base a condizioni di fluttuazione o movimento come quelle di temperatura e velocità. L'AMR è quindi molto utile, perché consente di raffinare la *mesh* in zone non note a priori, ma che risultano essere comunque di interesse e in cui si manifestano fenomeni complessi come, ad esempio, flussi supersonici o propagazione del fronte di fiamma. Tramite l'AMR è quindi possibile raffinare la *mesh* solo ed esclusivamente nella zona di interesse, senza quindi dover usare una *mesh* troppo fine in tutto il dominio fluido, cosa che appesantirebbe di molto il costo computazionale di risoluzione della simulazione stessa. Su CONVERGE sono presenti due diverse logiche che caratterizzano l'attivazione o meno dell'AMR. Queste sono: *sub-grid scale (SGS) based* oppure *value based*. Ciascuna di queste due logiche è ben dettagliata nel manuale ([8]). Per questa tesi si è scelto di utilizzare il primo criterio, ovvero il *SGS based*, in cui è richiesto all'utente di selezionare:

- La variabile di campo (pressione, temperatura, velocità...) che determina l'attivazione o meno dell'AMR
- Il *sub-grid criterion*, ovvero un valore soglia, al di sopra di cui si attiva l'AMR
- Il fattore di ridimensionamento (Equazione 16) che determina di quanto verrà raffinata la *mesh* nelle zone in cui interviene l'AMR

Nell'immagine seguente si può vedere un'applicazione reale dell'utilizzo di AMR avvenuto durante una delle simulazioni effettuate per questo elaborato di tesi.

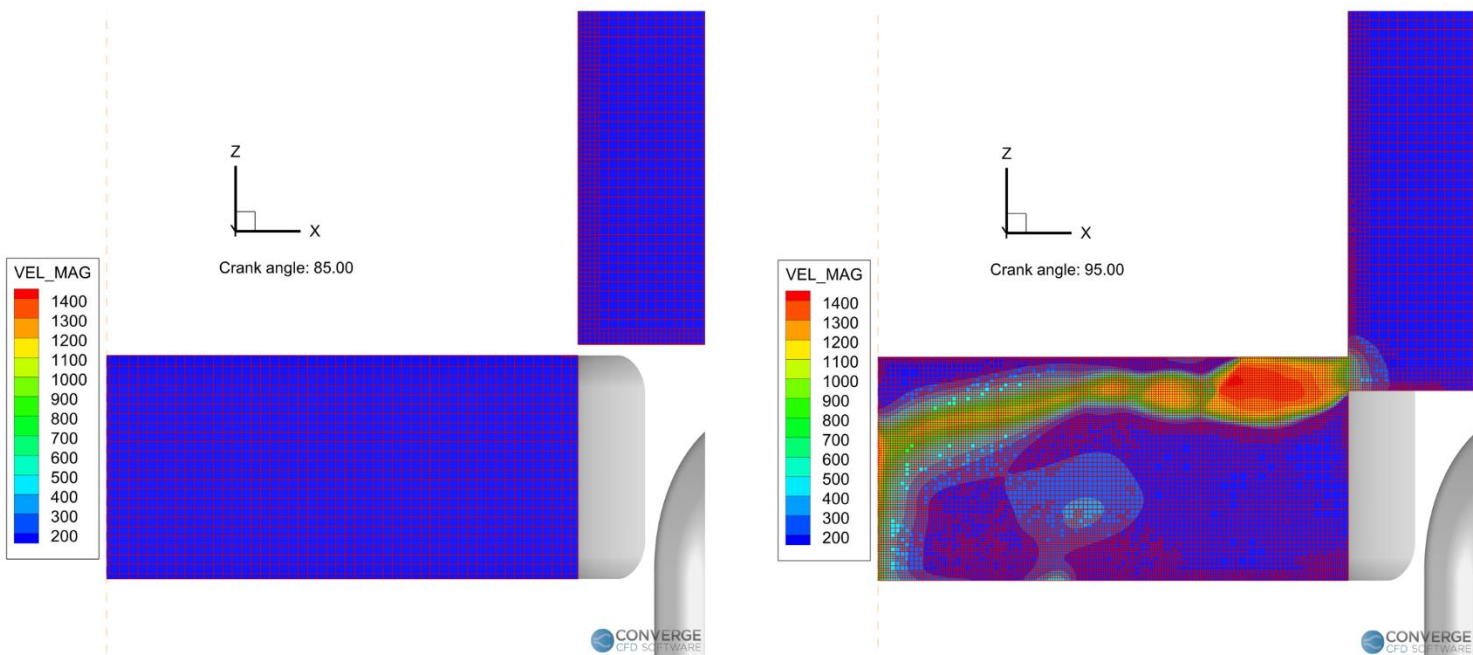


Figura 35 - Utilizzo AMR in una reale simulazione

## 4 Discretizzazione temporale e spaziale

Questo capitolo ha lo scopo di evidenziare il rapporto esistente tra il tempo computazionale richiesto a risolvere una simulazione e la qualità della discretizzazione temporale e spaziale. Una migliore discretizzazione, più “fine” quindi, sia in termini temporali sia in termini spaziali, comporta inevitabilmente un maggior tempo computazionale. Questa problematica è stata particolarmente evidente nelle prime simulazioni effettuate, in quanto la discretizzazione troppo fine comportava un tempo di risoluzione estremamente elevato. Per questo motivo prima di riuscire ad effettuare una simulazione “completa” è stato necessario interromperne diverse e ridefinire i parametri che gestivano la discretizzazione temporale o spaziale. Di seguito verranno, dapprima, presentati una serie di dati che riassumono ed evidenziano tale problematica e, in seguito, verrà spiegato dettagliatamente quali sono state le accortezze utilizzate per diminuire il tempo computazionale fino a risultati accettabili. In Tabella 19 si ha che:

- **Non Hydro / Full Hydro:** indica se sono stati svolti o meno calcoli fluidodinamici veri e propri
- **Tempo totale:** è il tempo totale impiegato dal calcolatore per finire la simulazione
- **CAD simulati:** è la quantità di CAD simulati dall’inizio a fine simulazione
- **Tempo/CAD:** rappresenta la quantità di tempo media necessaria affinché la simulazione procedesse di 1° CAD
- **Cores:** numero di processori utilizzati per svolgere la simulazione
- **Max num. celle:** è il massimo numero di celle utilizzato per la discretizzazione spaziale
- **Max walltime:** è il massimo quantitativo di tempo utilizzato per procedere di un intervallo temporale

Tabella 19 - Risultati discretizzazione

RISULTATI DISCRETIZZAZIONE					
	Sim1	Sim2	Sim3	Sim4	Sim6_4
<b>Geometria utilizzata</b>	Prima	Prima	Prima	Prima	Seconda
<b>Tipologia simulazione</b>	Non Hydro	Full Hydro	Full Hydro	Full Hydro	Full Hydro
<b>Tempo totale [s]</b>	47'003	346'860	543'731	300'406	78'059
<b>CAD simulati</b>	275	15	53.9	275	250
<b>Tempo/CAD [min/°]</b>	2.8	385.4	168.1	18.2	5.2
<b>Cores [-]</b>	12	12	12	32	32
<b>Max num. di celle</b>	3'728'721	3'992'273	4'001'841	1'999'389	2'010'692
<b>Max walltime [s]</b>	96.5	103.5	124.7	37.3	25.8



## 4.1 Gestione e analisi della discretizzazione

Come si può notare da Tabella 19, le prime due simulazioni “Full Hydro” hanno richiesto un quantitativo di tempo estremamente elevato per simulare una porzione molto ridotta di ciclo motore. Questo fenomeno era dovuto al fatto che la discretizzazione spaziale e temporale era troppo fine; per tale motivo si è quindi agito sui parametri che gestiscono la discretizzazione stessa, col fine di rendere le simulazioni più veloci.

### 4.1.1 Discretizzazione temporale

Per determinare la discretizzazione temporale si è scelto di utilizzare un algoritmo automatico presente in CONVERGE. Questo è in grado di adattare il “time-step” a seconda delle condizioni fluidodinamiche, aumentandolo o diminuendolo in maniera opportuna. Ciò che è necessario scegliere a priori sono gli estremi dell’intervallo in cui questo algoritmo può operare ( $dt_{min}$  e  $dt_{max}$ ) e i valori opportuni per i numeri CFL convettivi, diffusivi e di Mach (Equazione 13, Equazione 14, Equazione 15). L’unico che è stato modificato per aumentare la velocità della simulazione è stato il numero di CFL diffusivo, che più è alto e più velocemente fa procedere la simulazione. Nella tabella seguente si riportano i principali parametri utilizzati per il set-up della discretizzazione temporale nelle diverse simulazioni (escludendo Sim1 in cui non sono stati svolti calcoli fluidodinamici), in grassetto il parametro che è stato modificato per aumentare la velocità delle simulazioni.

Tabella 20 - Discretizzazione temporale

PARAMETRI DISCRETIZZAZIONE TEMPORALE					
Numero simulazione	$dt_{min}$ [s]	$dt_{max}$ [s]	CFL convettivo	CFL diffusivo	CFL Mach
Sim2	1e-07	1e-05	<b>1.0</b>	2.0	50.0
Sim3	1e-07	1e-05	<b>2.0</b>	2.0	50.0
Sim4	1e-07	1e-05	<b>2.0</b>	2.0	50.0
Sim6_4	1e-08	1e-04	<b>2.0</b>	2.0	50.0

L’aumento del numero CFL convettivo ha quindi consentito di utilizzare time-step più ampi e quindi, in generale, si è ridotto il numero di istanti temporali totali da simulare. Questo accorgimento non è però stato sufficiente a diminuire a sufficienza il tempo totale di calcolo delle simulazioni. Come si può notare da Tabella 19, passando dalla simulazione 2 alla 3 il parametro “Tempo/CAD” è passato da 385.4 [min/°] a 168.1 [min/°]. Si è ottenuta quindi una buona riduzione del tempo di calcolo relativo al singolo grado di manovella, che è però rimasto troppo elevato (quasi 3 ore per simulare un singolo grado di manovella). È quindi stato necessario agire anche sulla discretizzazione spaziale, che verrà approfondita nel prossimo paragrafo.

## 4.1.2 Discretizzazione spaziale

Per la discretizzazione spaziale è stata usata una mesh base cubica, con ciascun lato rispettivamente di 4mm. Una peculiarità del software CONVERGE è che questo ricrea di volta in volta la mesh, cioè per ogni nuovo time-step viene creata una nuova mesh che meglio si adatti alle condizioni di quel particolare time-step. Per questo motivo, quindi, il numero di celle che compongono la mesh, così come la loro dimensione, varia continuamente durante tutta la simulazione. Questo fenomeno è sfruttato anche tramite due algoritmi di raffinamento, ovvero: “AMR” e “Fixed Embeddings”. Questi consentono di ottenere risultati più dettagliati e precisi solo in alcune zone del volume fluido; infatti, la mesh viene raffinata tramite un adeguato fattore di scala solo ove predeterminate condizioni sono soddisfatte. Così facendo è possibile ottenere un’analisi CFD più dettagliata solo nelle zone di maggior interesse della simulazione, ad esempio dove i gradienti spaziali di velocità sono elevati. Il funzionamento di questa tipologia di algoritmi è stato descritto in maniera più dettagliata ai paragrafi 3.7.3 e 3.7.4. Qui verranno presentati i più rilevanti parametri usati per configurare la discretizzazione spaziale delle varie simulazioni condotte ed una serie di grafici relativi all’andamento del numero di celle che hanno composto la mesh e al quantitativo di tempo computazionale richiesto per risolvere ciascun time-step.

Tabella 21 - Discretizzazione spaziale

PARAMETRI DISCRETIZZAZIONE SPAZIALE						
Numero simulazione	Base Grid [mm]	AMR			Fixed embeddings	
		Max AMR cells	Sub_grid criterion	Scale factor	Boundary scale factor	Region scale factor
Sim1	0.004	-	-	-	3	2
Sim2	0.004	4'000'000	1	3	2	1
Sim3	0.004	4'000'000	1	3	2	1
Sim4	0.004	2'000'000	3	3	2	1
Sim6_4	0.004	2'000'000	1	3	2	1

In Tabella 21 le varie colonne rappresentano quanto segue:

- **Base grid:** dimensione del segmento che compone il cubo della mesh base
- **Max AMR cells:** è il massimo numero consentito di celle in cui può essere suddiviso il volume fluido (un valore troppo basso di questo parametro comporta una bassa accuratezza dei risultati, un valore elevato comporta un elevato tempo computazionale)
- **Sub\_grid criterion:** è un parametro che gestisce l’attivazione o meno dell’AMR, più è elevato e meno frequentemente questa verrà attivata
- **Scale factor:** è il massimo fattore di scala utilizzabile dall’AMR (vedi 3.7.2)
- **Boundary scale factor:** è il fattore di scala utilizzato quando si definiscono dei “Boundary fixed embeddings”
- **Region scale factor:** è il fattore di scala utilizzato quando si definiscono dei “Region fixed embeddings”

Di seguito sono riportati alcuni grafici relativi al numero di celle generate durante la simulazione e al corrispettivo “walltime”, ovvero il quantitativo di tempo richiesto per risolvere un singolo time-step di simulazione. Si noti come un maggior numero di celle implica un maggior “walltime”, questo perché, ovviamente, più celle compongono la mesh più alto sarà il numero di equazioni da risolvere.

Figura 36 - Sim1 numero totale celle

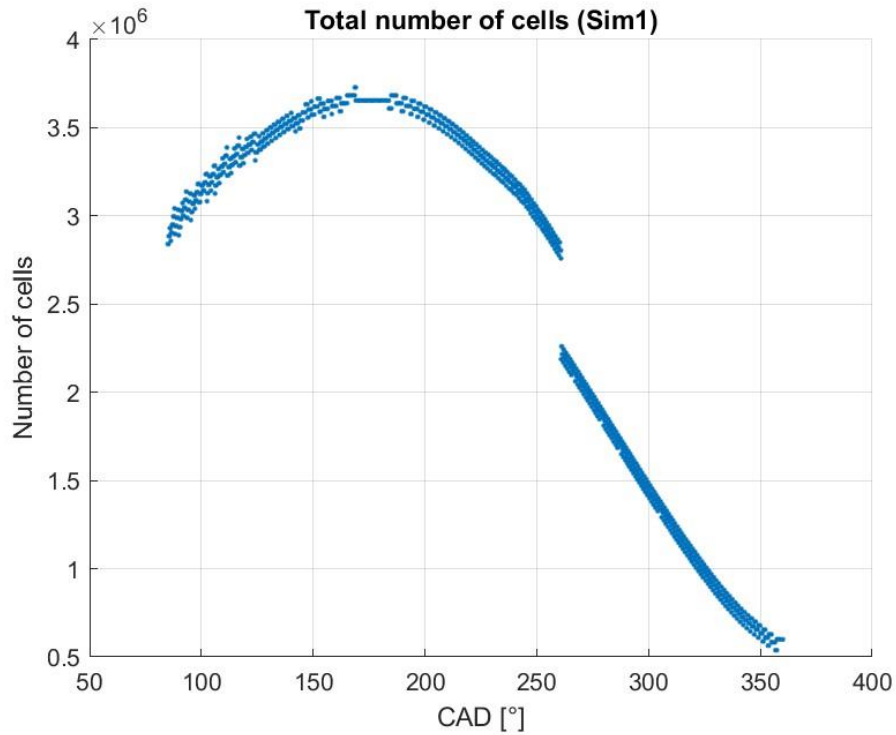


Figura 37 - Sim1 walltime

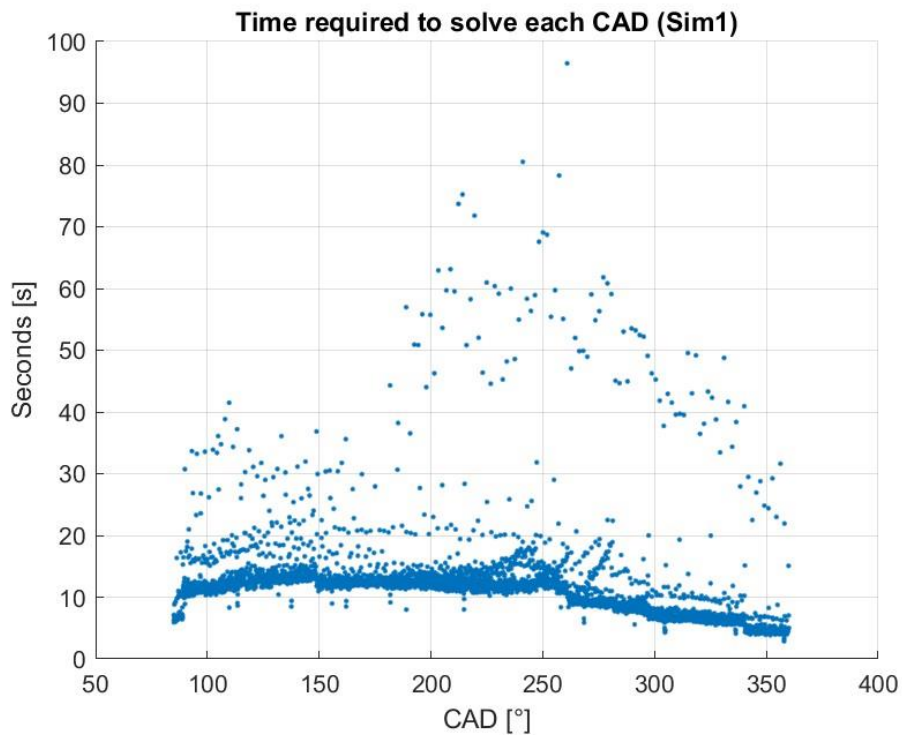


Figura 38 - Sim2 numero totale di celle

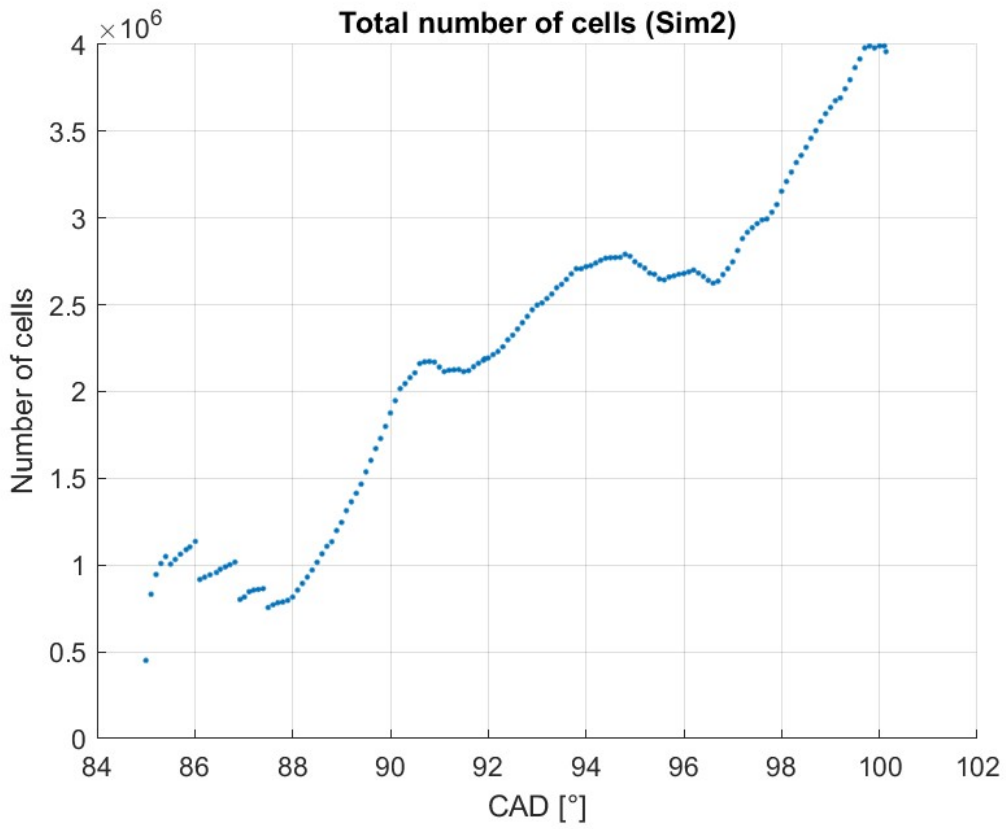


Figura 39 - Sim2 walltime

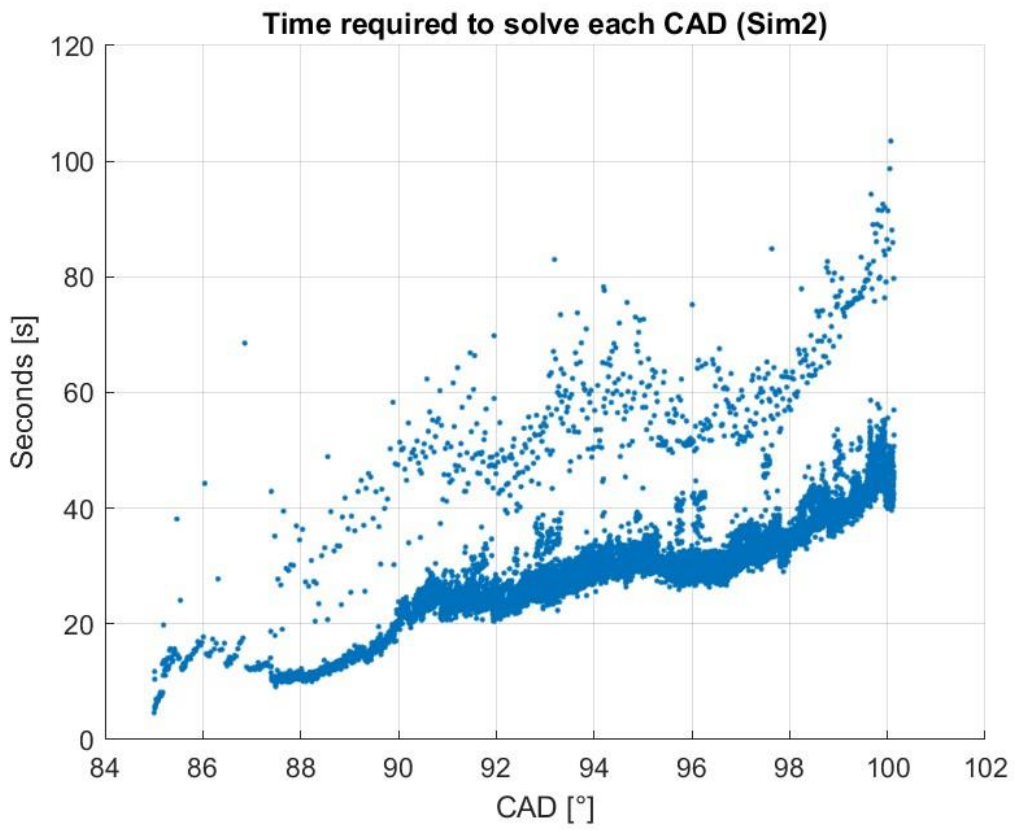


Figura 40 - Sim3 numero totale celle

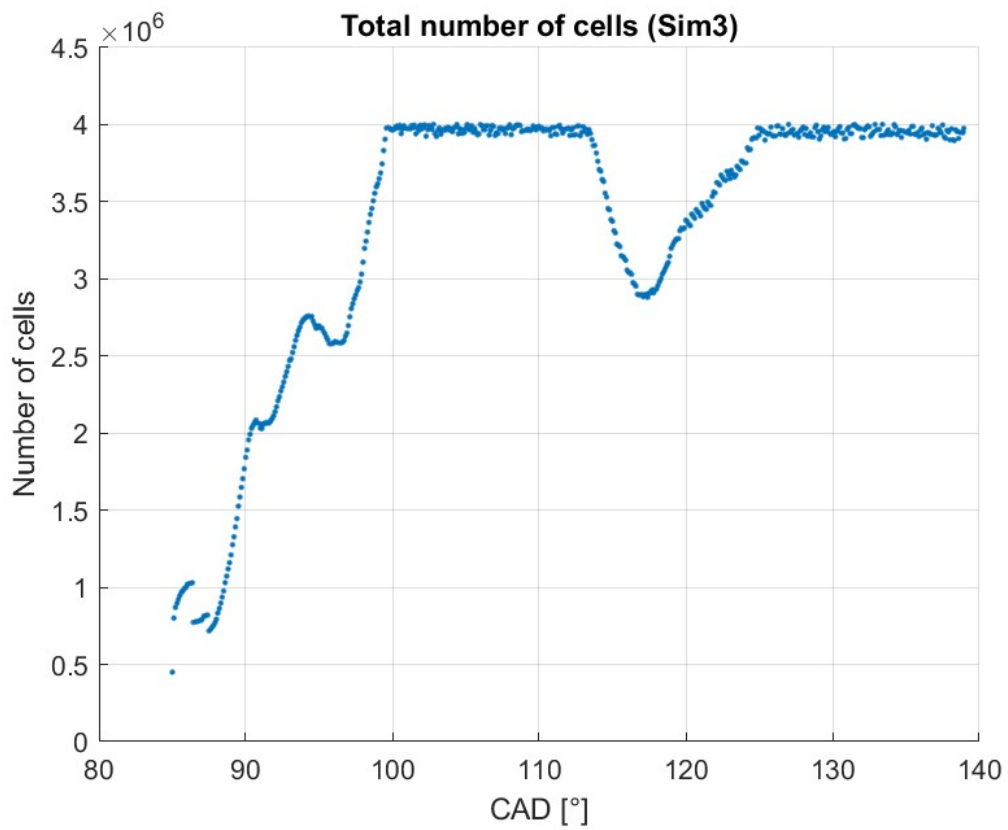


Figura 41 - Sim3 walltime

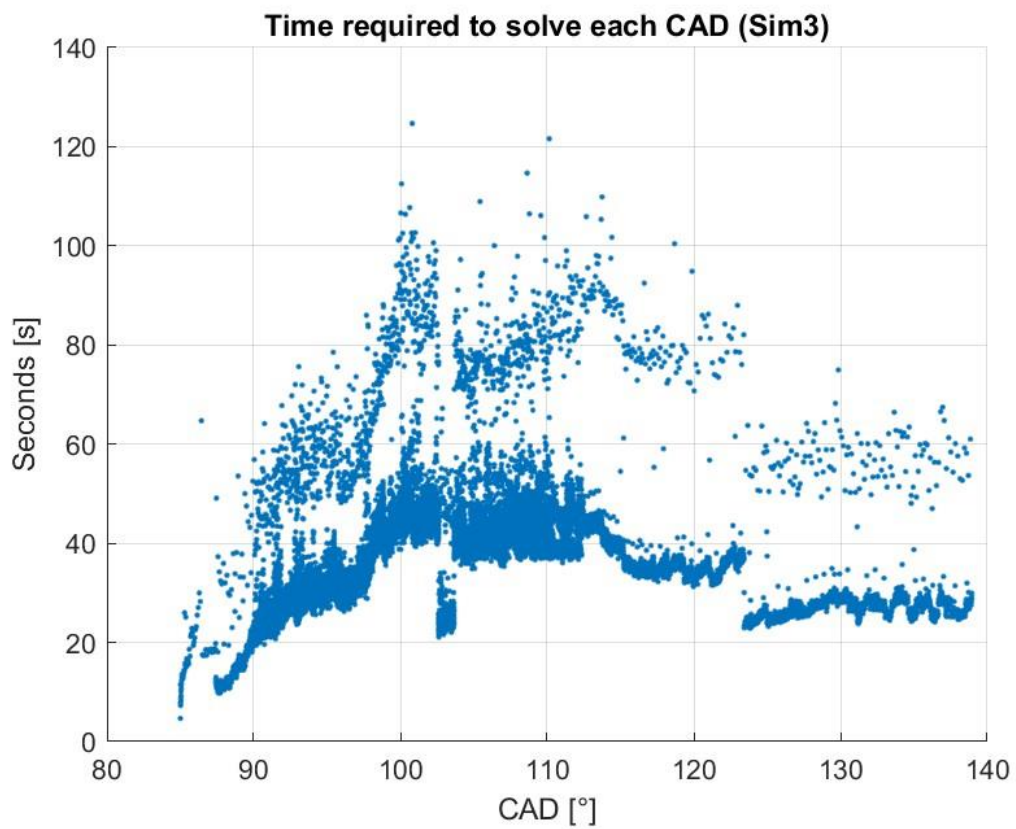


Figura 42 - Sim4 numero totale celle

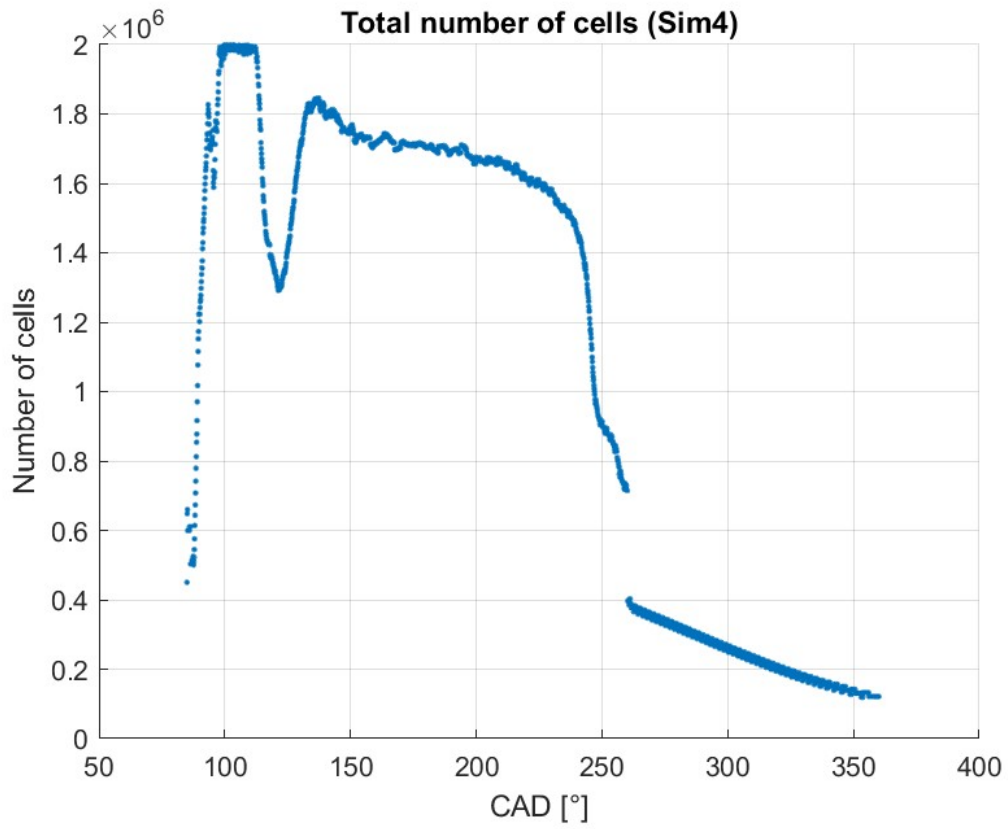


Figura 43 - Sim4 walltime

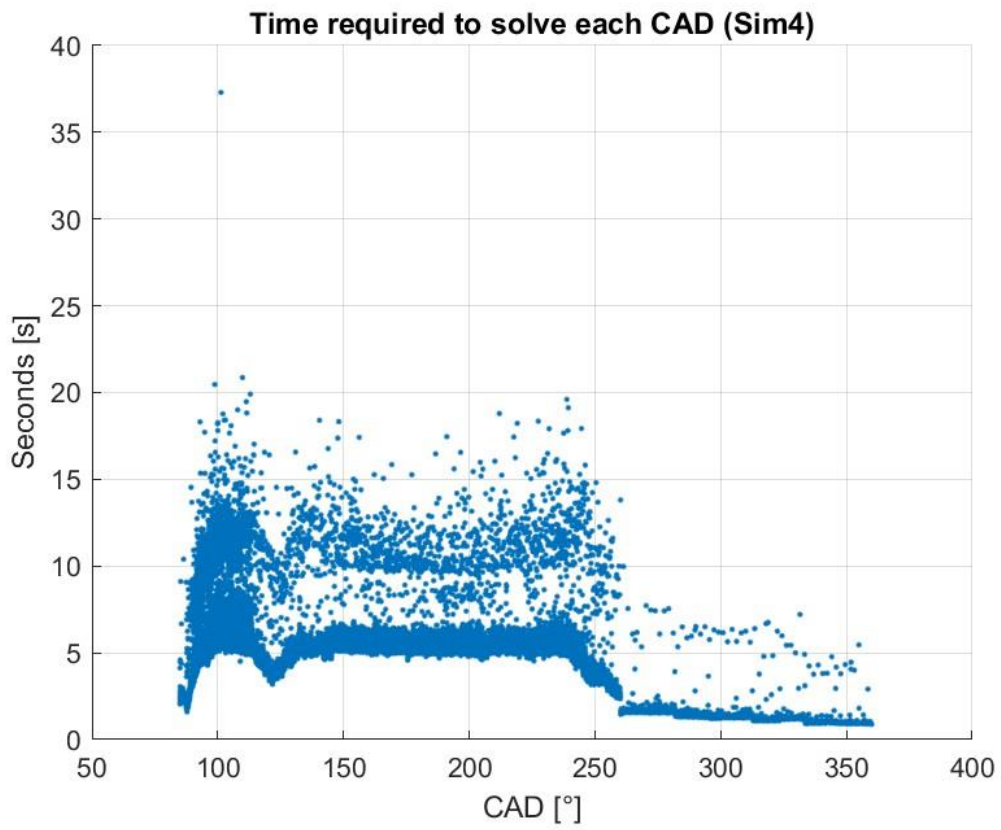


Figura 44 - Sim6\_4 numero totale celle

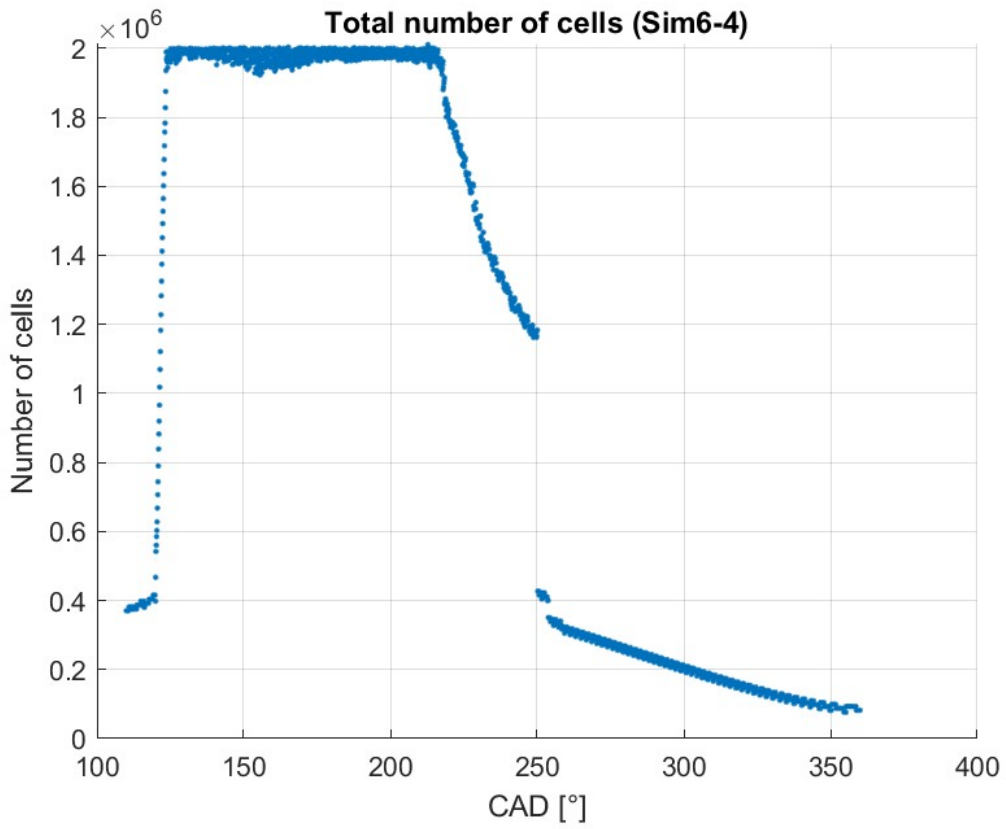
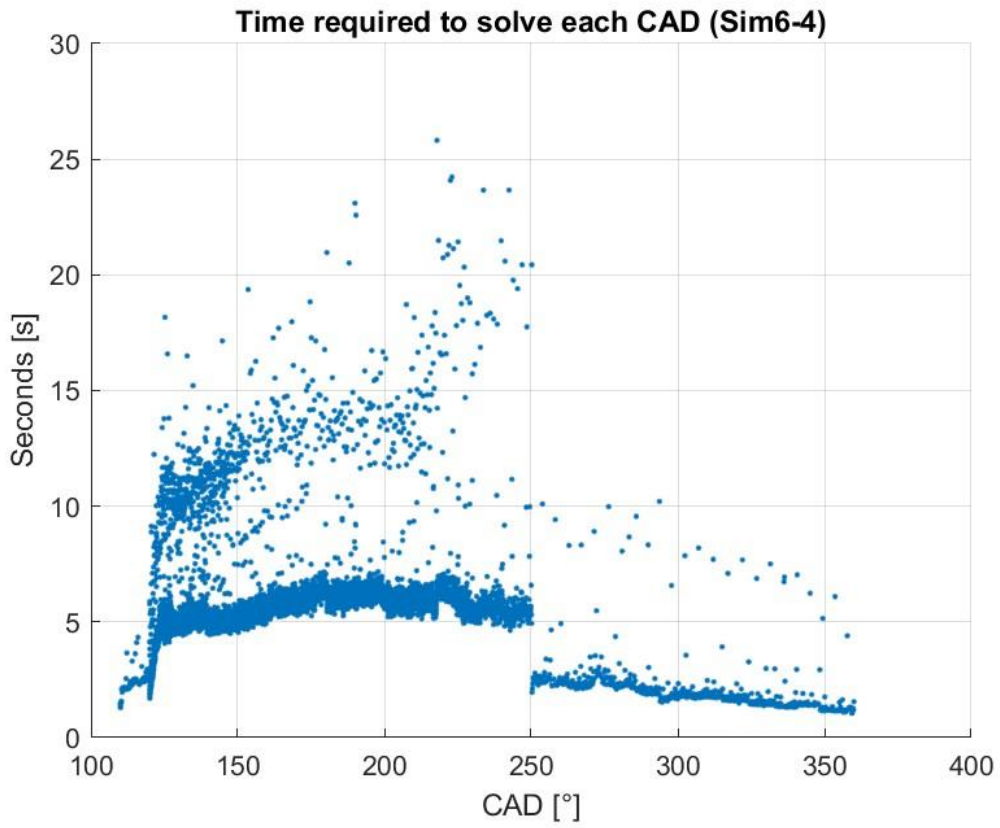


Figura 45 - Sim6\_4 walltime



## 4.2 Conclusioni sulla discretizzazione

Lo scopo di questo paragrafo è quello di sottolineare, almeno graficamente, le implicazioni del “peggiorare” la discretizzazione spaziale e temporale. I principali parametri su cui si è agito per ridurre il tempo computazionale delle simulazioni sono stati: il massimo numero di celle ammesse ed il numero di CFL (riportati rispettivamente in Tabella 21 e Tabella 20). Tramite le seguenti immagini si può osservare come si abbia una perdita di informazioni passando dalla Sim3 alla Sim4. Si osservi infatti che, a parità di tutto il resto, i risultati relativi al campo di velocità sono leggermente diversi. Questo ovviamente deriva dall’aver ridotto, in questo caso, il massimo numero di celle consentite da 4 milioni a solamente 2 milioni.

Figura 46 - Velocity magnitude at 95 °aTDC (Sim3 left & Sim4 right)

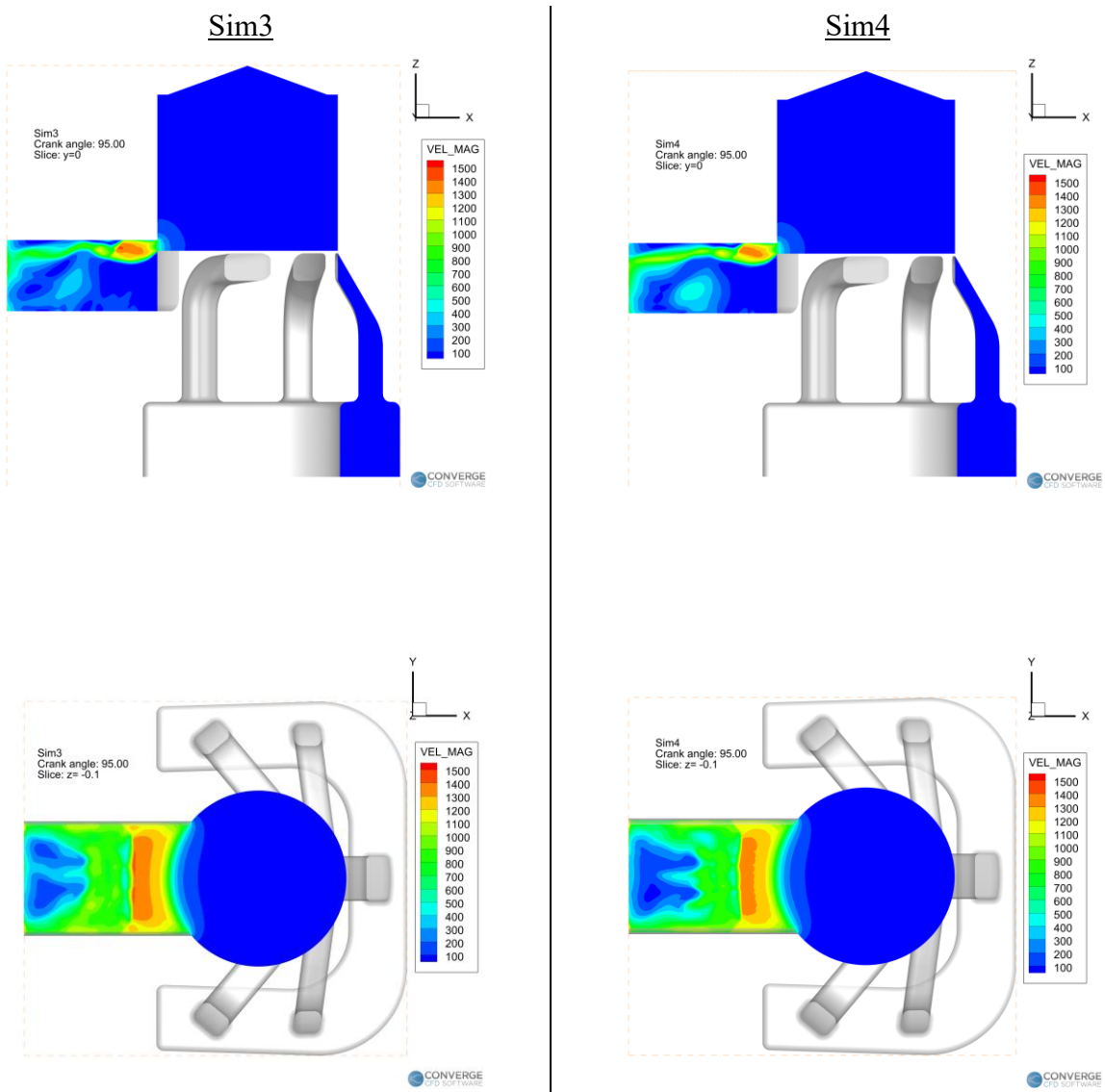
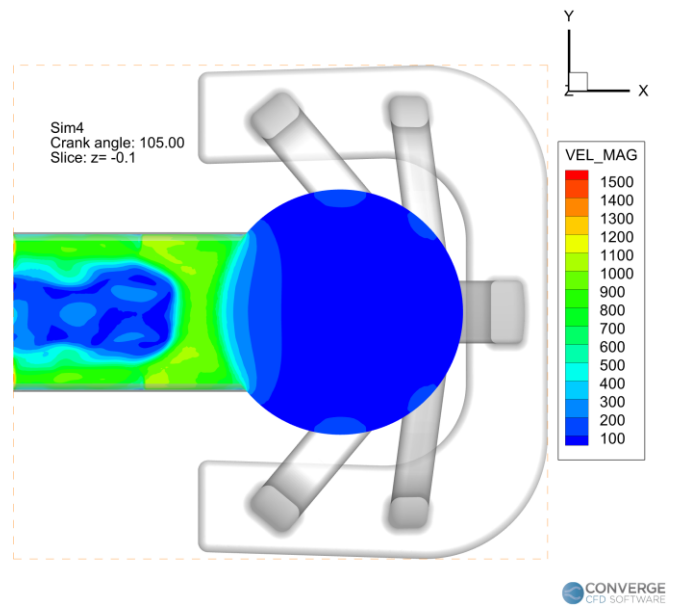
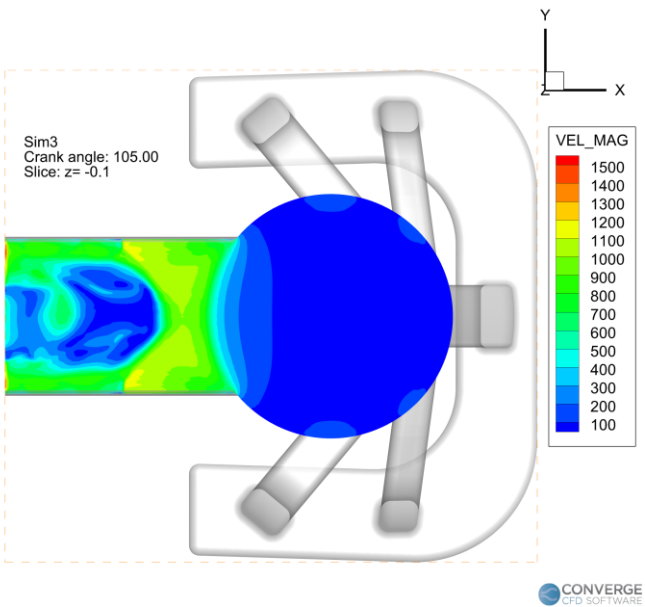
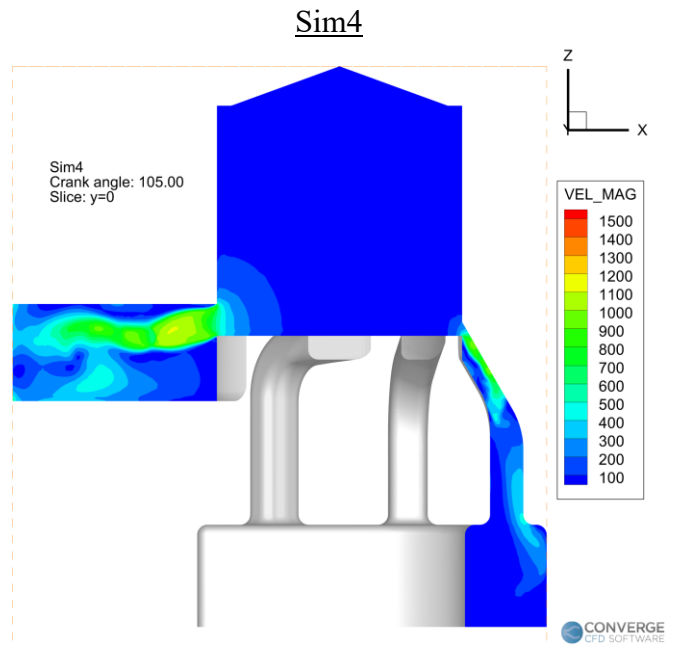
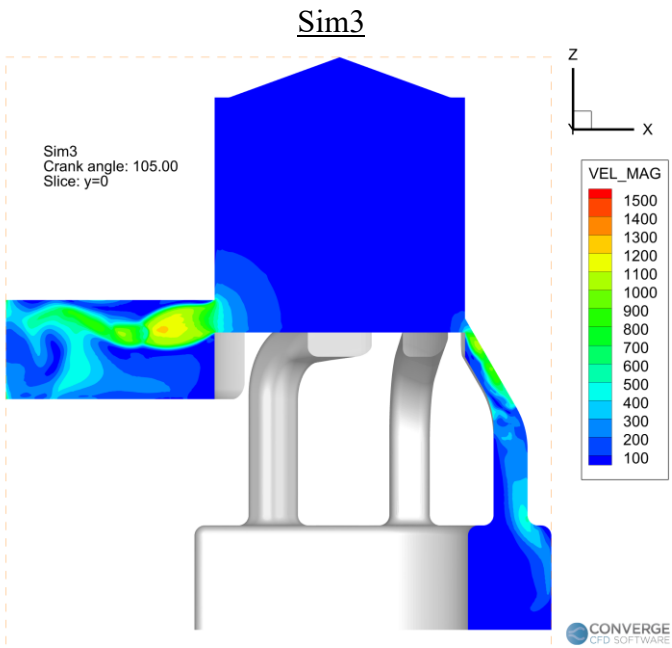




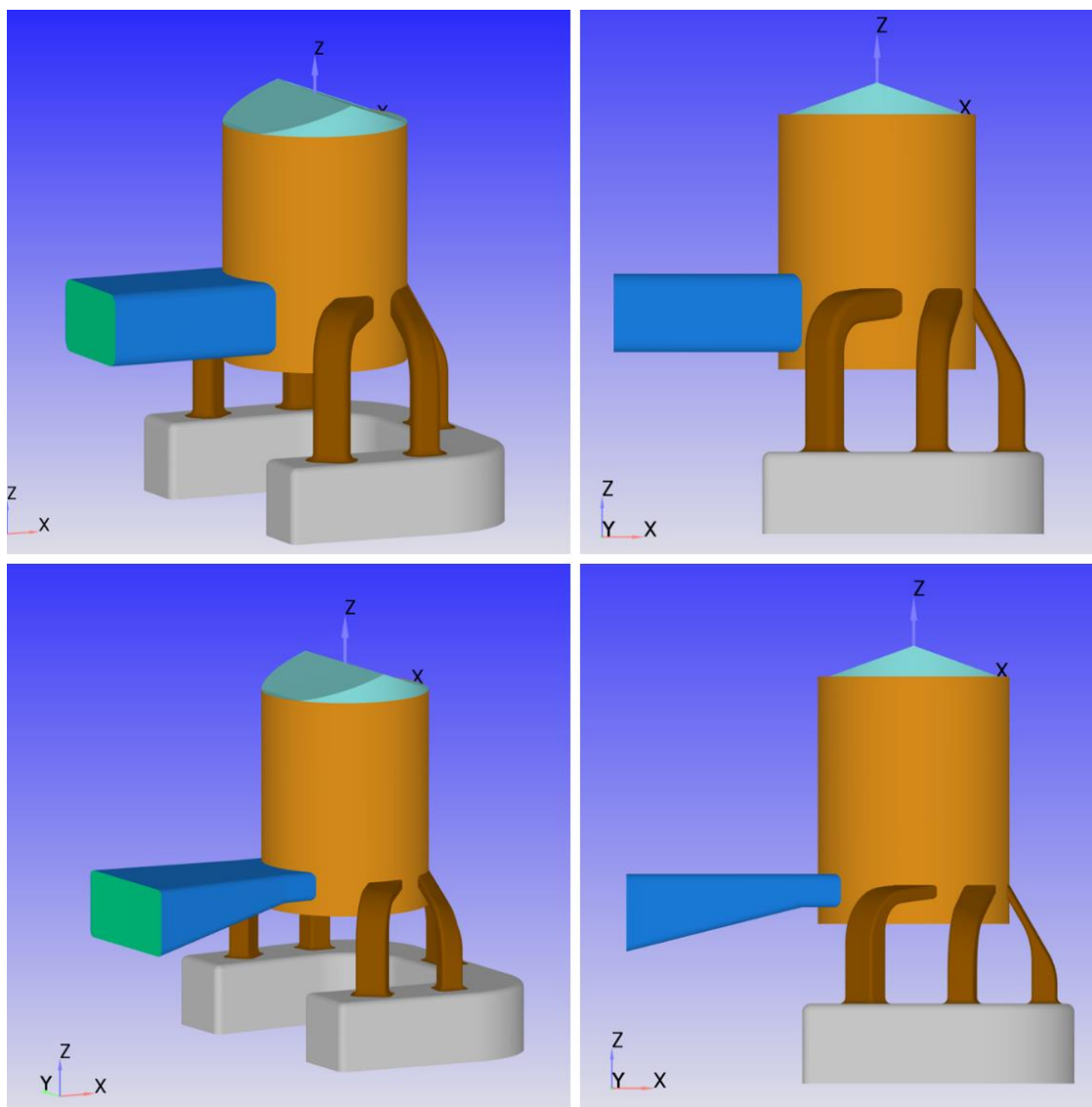
Figura 47 - Velocity magnitude at 105 °aTDC (Sim3 left & Sim4 right)



## 5 Analisi dei dati ottenuti

In questo capitolo verranno presentati i risultati ottenuti dalle simulazioni che sono state condotte ed i diversi set-up di ciascuna di esse. Si sottolinea che le simulazioni da 1 a 3 sono state condotte con l'obiettivo primario di definire una discretizzazione opportuna (si veda paragrafo 4). I risultati relativi al processo di scavenge, quindi, sono stati estrapolati solo per le due ultime simulazioni che, essendo più ampie, riescono a presentare una panoramica più generica e completa del fenomeno. Queste due simulazioni rappresentano quasi un intero ciclo motore, in cui la prima parte del ciclo, quella in cui avviene la fase di combustione, è stata esclusa. A tal proposito si ricorda ancora una volta che in questo elaborato di tesi non è stata simulata la fase di combustione vera e propria che avviene nel motore, ma si sono fissate le condizioni iniziali in un punto successivo a tale fase e si è simulato ciò che avviene da quel momento in poi, proprio per isolare ed avere un maggior focus sul processo di scavenge.

Figura 48 – Confronto geometria usata in Sim4 (sopra) e Sim6\_4 (sotto)



## 5.1 Definizione dei principali parametri del processo di SCAVENGE

I parametri principali, utilizzati per monitorare la bontà del processo di lavaggio (scavenge), che sono stati considerati sono i seguenti: delivery ratio, scavenge ratio, scavenging efficiency, charging efficiency, trapping efficiency. Facendo riferimento a 78[2], nei prossimi paragrafi questi parametri verranno brevemente analizzati prima di passare all'analisi vera e propria dei risultati ottenuti dalle simulazioni.

### 5.1.1 Delivery ratio

Il “delivery ratio” è un parametro che serve ad indicare, in maniera proporzionale, la quantità di carica fresca che è stata fatta ricircolare all'interno del cilindro durante tutto il processo di scavenge. Per farlo è necessario definire una quantità di carica fresca (aria) di riferimento e questa quantità di aria è stata considerata in condizioni NTP (Normal Temperature and Pressure, ovvero  $P=1\text{atm}$  e  $T=20^\circ\text{C}$ ). La formulazione matematica è riportata di seguito.

*Equazione 17 - Delivery ratio*

$$DR = \frac{m_{as}}{m_{dref}}$$

Nell' Equazione 17 il numeratore ( $m_{as}$ ) è la quantità d'aria fresca che, globalmente, è stata fatta ricircolare all'interno del cilindro durante tutto il processo di lavaggio (ovvero da quando si aprono le porte di aspirazione fino a quando tutte le porte sono chiuse). Il denominatore, invece, è definito come segue.

*Equazione 18 -  $m_{dref}$  delivery ratio*

$$m_{dref} = \rho_{air} * V_{sv}$$

“ $V_{sv}$ ” indica la cilindrata unitaria del pistone, invece “ $\rho_{air}$ ” è la densità dell'aria, calcolata con l'equazione di stato dei gas perfetti considerando, come già detto, condizioni di NTP.

*Equazione 19 - Equazione di stato gas perfetti, aria*

$$\rho_{air} = \frac{P_{air}}{\bar{R}_{air} * T_{air}}$$

*Tabella 22 – Condizioni NTP (Normal Temperature and Pressure) aria*

NTP aria		
Pressione	Temperatura	Costante specifica
101'000 Pa	293.15 K	287 J/(kg K)

## 5.1.2 Scavenge ratio

Lo “scavenge ratio” è un parametro molto simile al “delivery ratio”, l’unica differenza sta nella definizione della quantità d’aria di riferimento. La formulazione matematica è la seguente.

*Equazione 20 - Scavenge ratio*

$$SR = \frac{m_{as}}{m_{sref}}$$

*Equazione 21-  $m_{sref}$  scavenge ratio*

$$m_{sref} = \rho_{air} * (V_{sv} + V_{cv})$$

Si può notare che l’unica differenza rispetto al “delivery ratio” sta nel volume di riferimento preso in considerazione. In questo caso si utilizza il volume totale, dato da cilindrata unitaria più spazio morto. I due parametri appena presentati (scavenge e delivery ratio) sono a quantificare in maniera precisa la quantità di aria fresca che viene introdotta dalle porte di aspirazione nel motore, ma non contengono nessuna informazione relativa alla bontà o meno del processo di scavenge. Per questo motivo vengono introdotti i prossimi parametri.

## 5.1.3 Scavenging efficiency

La “scavenging efficiency” è definita come la quantità di aria fresca che rimane intrappolata all’interno del cilindro quando tutte le porte sono chiuse, rispetto alla quantità totale di gas presenti in quel momento. Grazie all’analisi CFD è anche possibile tracciare l’andamento di questo parametro, potendo risalire, istante per istante, alla quantità di carica fresca presente nel cilindro e alla quantità totale di gas presenti contemporaneamente. La formulazione matematica di questo parametro è la seguente.

*Equazione 22 – Scavenging efficiency*

$$SE = \frac{m_{tas}}{m_{tr}}$$

*Equazione 23 – Total trapped mass*

$$m_{tr} = m_{tas} + m_{ex} + m_{ar}$$

Nelle due equazioni precedenti i termini presenti indicano rispettivamente:

- $m_{tas}$ : è la quantità di aria fresca che rimane intrappolata all’interno del cilindro
- $m_{tr}$ : è la quantità totale di gas che rimangono intrappolati all’interno del cilindro
- $m_{ex}$ : è la quantità di gas di scarico che rimangono intrappolati nel cilindro
- $m_{ar}$ : è la quantità di aria presente all’interno del cilindro ma derivante da cicli di combustione precedenti (es: aria incombusta derivante dal ciclo precedente)

### 5.1.4 Charging efficiency

La “charging efficiency” esprime il rapporto tra la quantità di carica fresca intrappolata che rimane intrappolata nel cilindro e una quantità di carica fresca di riferimento. Quest’ultima rappresenta la quantità di aria che, idealmente, riempirebbe completamente il cilindro. Utilizzando la stessa nomenclatura di Equazione 21 e di Equazione 22 si ha la seguente formula per il calcolo della “charging efficiency”.

*Equazione 24 - Charging efficiency*

$$CE = \frac{m_{tas}}{m_{sref}}$$

Questo parametro è probabilmente uno dei più interessanti da monitorare se si vuole avere un’idea generica della qualità del processo di scavenge. Ovviamente più la “charging efficiency” è alta e migliore sarà stata la qualità di lavaggio della camera di combustione dai precedenti gas di scarico che la occupavano.

### 5.1.5 Trapping efficiency

L’ultimo parametro da tenere in considerazione è la “trapping efficiency”. Questa rappresenta il rapporto tra la quantità di carica fresca che si riesce ad intrappolare nel cilindro rispetto alla quantità totale di carica fresca che è stata iniettata dalle porte di aspirazione durante tutto il processo di lavaggio. Usando la stessa nomenclatura di Equazione 20 e Equazione 22 si ha la seguente formulazione matematica.

*Equazione 25 - Trapping efficiency*

$$TE = \frac{m_{tas}}{m_{as}}$$

Questo parametro serve, quindi, a monitorare quanta carica fresca si sta “sprecando”. Ovviamente più la “trapping efficiency” è bassa e più si ha un passaggio diretto di carica fresca allo scarico, ovvero il fenomeno meglio conosciuto come “cortocircuito”. È preferibile evitare tale fenomeno per non inficiare troppo l’efficienza globale del motore e, nel caso in cui la carica fresca contenga già combustibili fossili premiscelati, per evitare emissione diretta di inquinanti allo scarico e spreco di combustibile.

## 5.2 Risultati finali simulazioni CFD

In questo paragrafo verranno presentati tutti i principali risultati ottenuti dalle due simulazioni CFD finali. In particolare, l’attenzione è stata concentrata sul ricavare un opportuno profilo di pressione e temperatura medi interni al cilindro, così da poter effettuare un paragone con i dati derivanti dalla simulazione monodimensionale condotta dai ricercatori di STEMS. Oltre a ciò, sono poi stati ricavati anche tutti i parametri definiti al paragrafo 5.1 (scavenge ratio, delivery ratio, scavenge efficiency...). Prima di procedere oltre, per comodità, si riportano tutte le condizioni iniziali ed i parametri utilizzati per la discretizzazione ed il set-up delle due simulazioni. Per quanto riguarda,

invece, le condizioni al contorno, queste sono comuni alle due simulazioni e sono le stesse di quelle riportate al paragrafo 3.5.

Tabella 23 – Parametri simulazioni finali

PARAMETRI SIMULAZIONI FINALI				
Numero simulazione	Geometria usata	Starting point [°aTDC]	Ending point [°aTDC]	Engine speed [rpm]
Sim4	Prima	85	360	1200
Sim6_4	Seconda	110	360	1200

Tabella 24 - Confronto discretizzazione temporale simulazioni finali

PARAMETRI DISCRETIZZAZIONE TEMPORALE					
Numero simulazione	dt_min [s]	dt_max [s]	CFL convettivo	CFL diffusivo	CFL Mach
Sim4	1e-07	1e-05	2.0	2.0	50.0
Sim6_4	1e-08	1e-04	2.0	2.0	50.0

Tabella 25 - Confronto discretizzazione spaziale simulazioni finali

PARAMETRI DISCRETIZZAZIONE SPAZIALE						
Numero simulazione	Base Grid [mm]	AMR			Fixed embeddings	
		Max AMR cells	Sub_grid criterion	Scale factor	Boundary scale factor	Region scale factor
Sim4	0.004	2'000'000	3	3	2	1
Sim6_4	0.004	2'000'000	1	3	2	1

Tabella 26 - Confronto condizioni iniziali simulazioni finali (dati forniti da STEMS [1])

CONDIZIONI INIZIALI								
Numero simulazione	Cilindro		Collettore Scarico		Condotti Aspirazione		Collettore Aspirazione	
	Pres [bar]	Temp [K]	Pres [bar]	Temp [K]	Pres [bar]	Temp [K]	Pres [bar]	Temp [K]
Sim4	14.69	1632.0	1.92	542.0	2.53	368.0	2.53	368.0
Sim6_4	11.42	1530.9	1.92	542.0	2.53	368.0	2.53	368.0

## 5.2.1 Tabella e grafici riassuntivi dei risultati ottenuti

La seguente tabella riassume i risultati ottenuti dalle due simulazioni, espressi tramite i parametri relativi al processo di scavenge discussi al paragrafo 5.1.

Tabella 27 - Risultati finali parametri relativi al processo di SCAVENGE

RISULTATI SIMULAZIONI					
Numero simulazione	Delivery ratio	Scavenge ratio	Scavenging efficiency	Trapping efficiency	Charging efficiency
Sim4	4.74	4.40	0.98	0.29	1.24
Sim6_4	0.80	0.74	0.68	0.88	0.65

Di seguito, invece, si riportano una serie di grafici relativi a:

- Scavenging efficiency
- Charging efficiency
- Profilo di pressione
- Profilo di temperatura

Nei grafici relativi al profilo di pressione e temperatura sono riportati sia i dati ottenuti dalla simulazione CFD (in blu) condotta in questo elaborato di tesi, sia i dati della simulazione monodimensionale condotta dai ricercatori di STEMS (in rosso). Va sottolineato che i dati della simulazione CFD rappresentano una media delle pressioni e delle temperature relativamente a tutte le celle che compongono la discretizzazione spaziale con cui si è suddiviso il volume fluido del cilindro.

Figura 49 - Scavenging efficiency (Sim4 sinistra, Sim6\_4 destra)

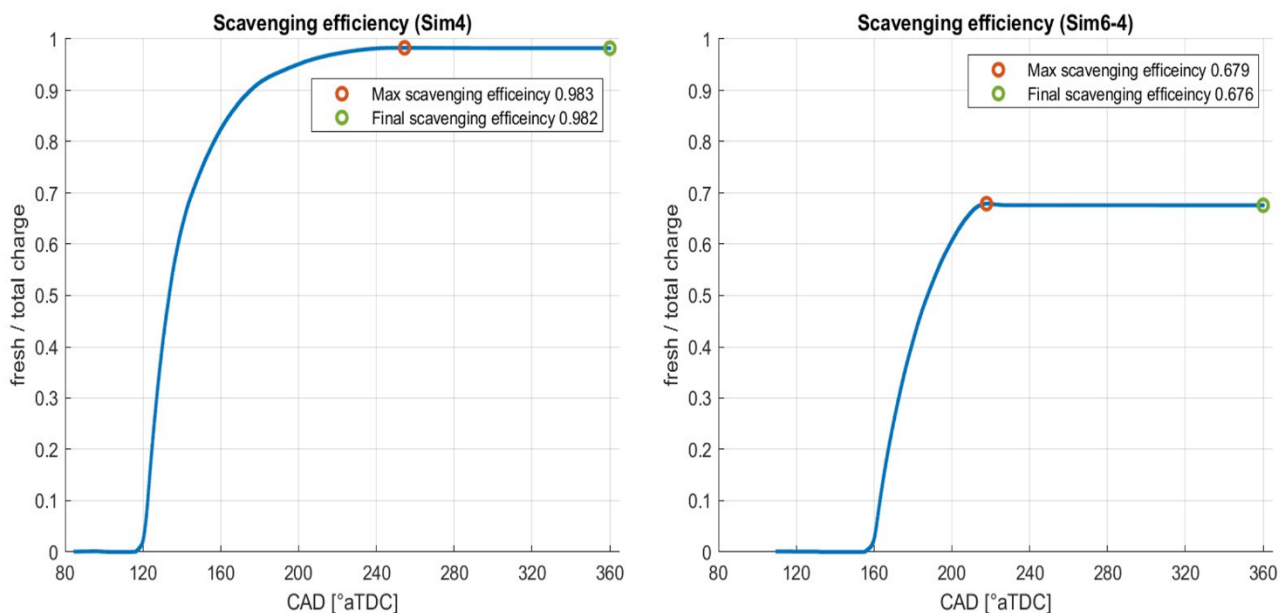


Figura 50 - Sim4 charging efficiency

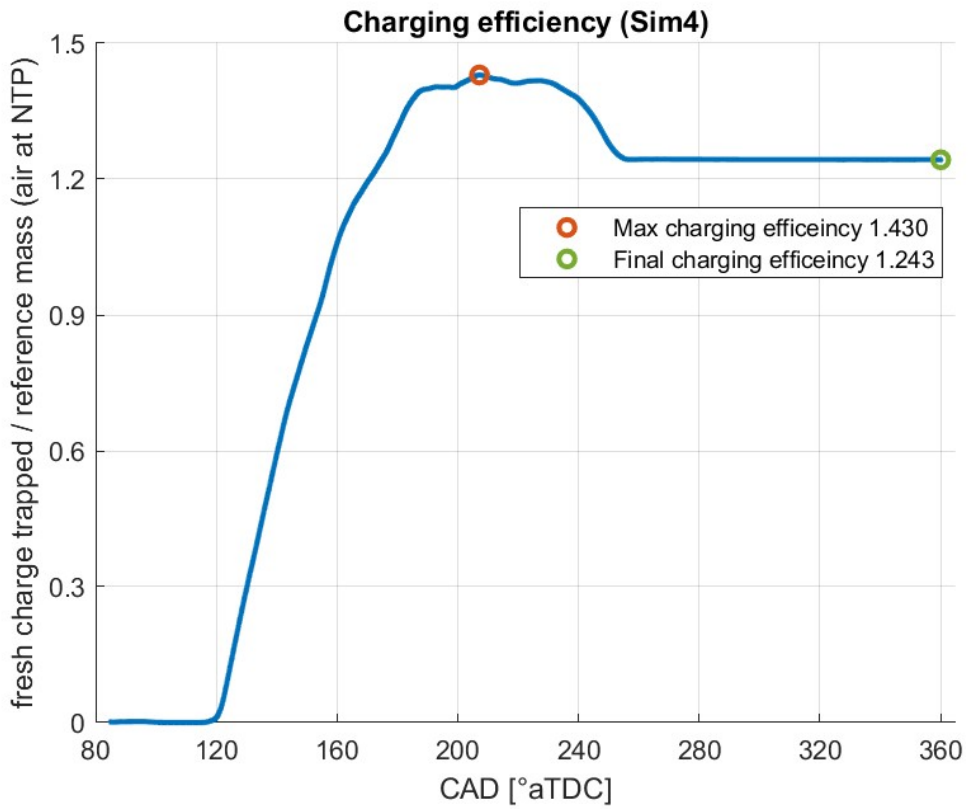


Figura 51 - Sim6 4 charging efficiency

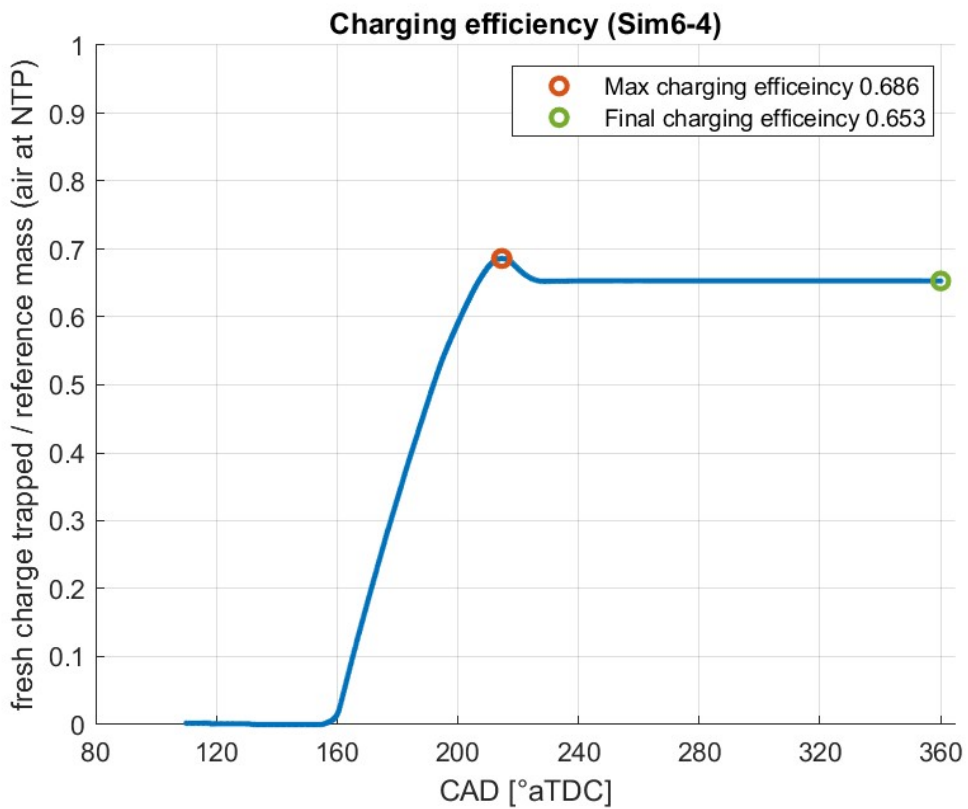




Figura 52 - Sim4 profilo pressione

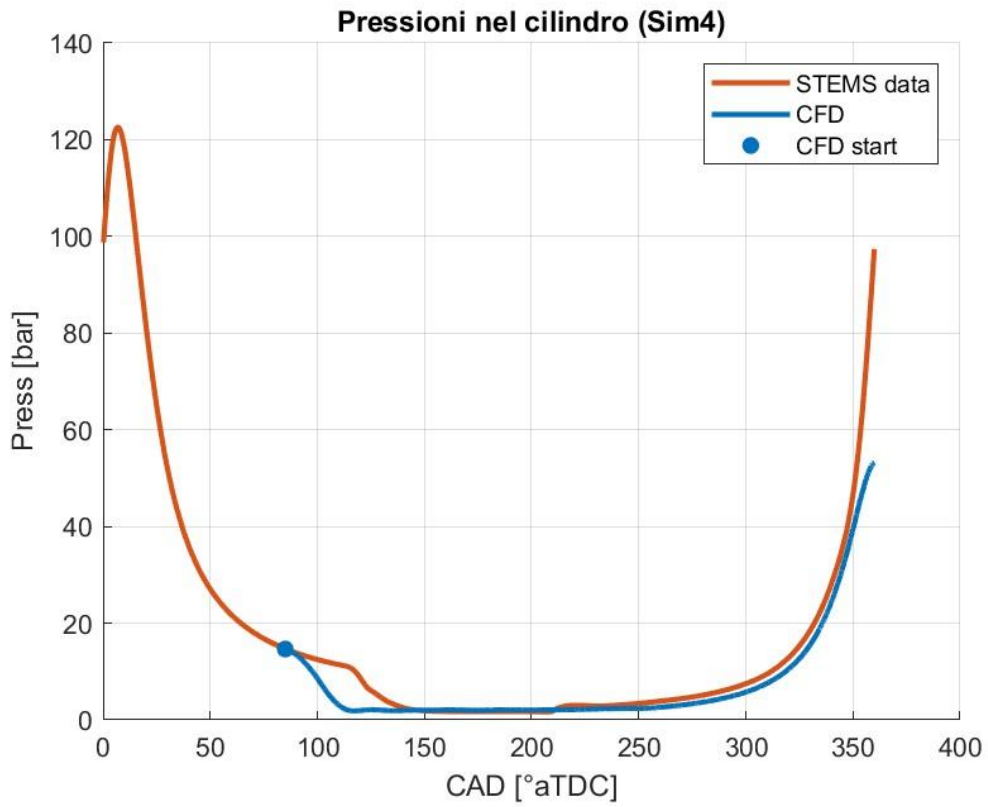


Figura 53 - Sim6\_4 profilo pressione

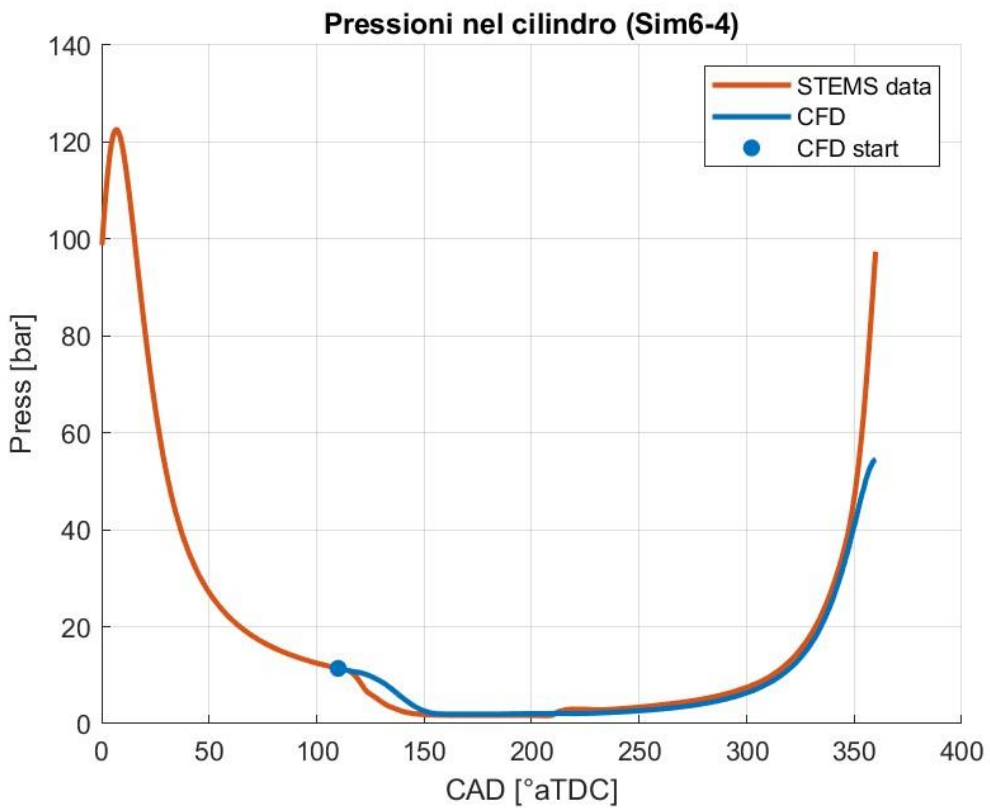


Figura 54 - Sim4 profilo temperatura

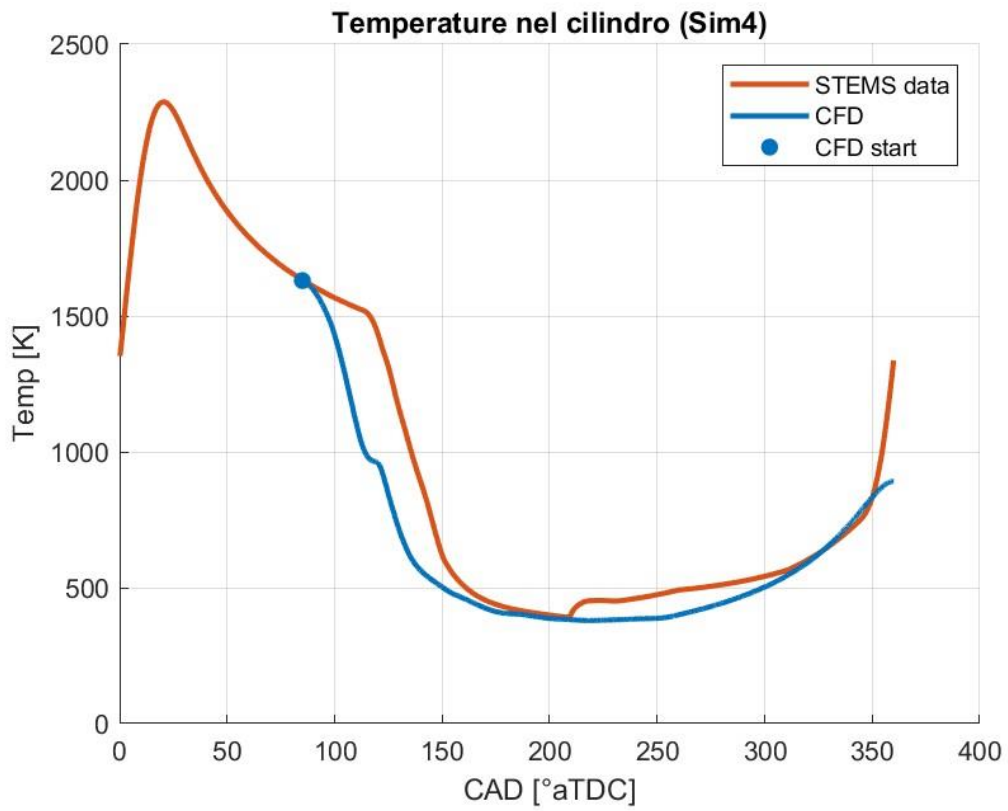
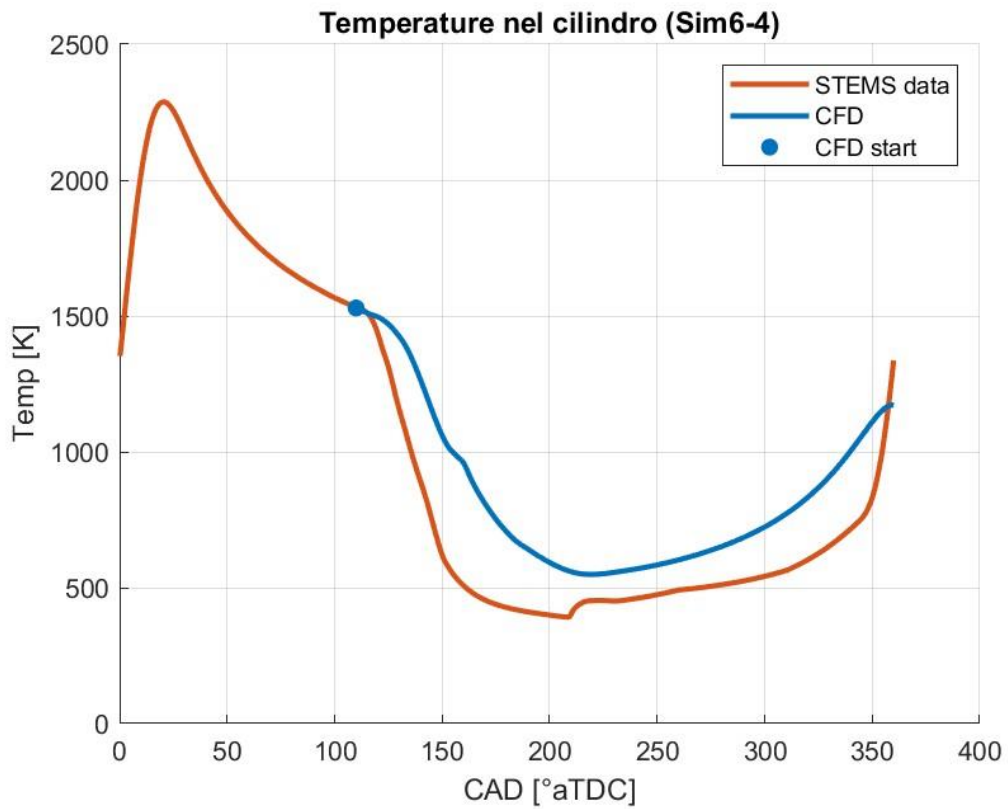


Figura 55 - Sim6 4 profilo temperatura



## 5.2.2 Fenomeno di “Backflow”

Attraverso l’analisi grafica dei risultati è stato possibile osservare la presenza di un “backflow” nelle porte di aspirazione. Ciò che avviene, in pratica, è che all’apertura delle porte di aspirazione si ha un primo riflusso dei gas contenuti nel cilindro verso il collettore di aspirazione. Questo fenomeno è ovviamente negativo perché sarebbe desiderabile, nel caso ideale, avere da subito un’immissione diretta della carica fresca nel cilindro e non viceversa. Questo fenomeno, comunque, è stato osservato in entrambe le geometrie simulate ed in parte è normale, essendo presenti pressioni elevate all’interno del cilindro nel momento di apertura delle porte di aspirazione. Uno spunto per eventuali lavori futuri potrebbe essere quello di cercare di ridurre il più possibile questo fenomeno. È possibile analizzare la durata di tale fenomeno osservando il flusso di massa d’aria tra i condotti di aspirazione ed il cilindro, quando tale flusso è negativo significa che il cilindro sta scaricando aria verso l’aspirazione e viceversa. Nei grafici seguenti (Figura 56 e Figura 57) questo fenomeno è ben visibile. Inoltre, nella seguente Tabella 28 sono riportati i punti di inizio e fine del fenomeno di “backflow” insieme alla sua durata, il tutto espresso in CAD [°aTDC].

Tabella 28 - Durata fenomeno di backflow

FENOMENO BACKFLOW			
Numero simulazione	Inizio backflow [°aTDC]	Fine backflow [°aTDC]	Durata [°aTDC]
Sim4	96.9	114.6	17.7
Sim6_4	131.0	153.6	22.6

In Figura 58 e Figura 59 si riportano una serie di immagini che cercano di evidenziare al meglio il fenomeno osservato; tali immagini sono state ottenute sezionando con un piano intermedio il cilindro in “x-z”. Si ricorda che durante tutte le simulazioni è stata utilizzata solamente aria pura come specie chimica, in quanto l’obiettivo era quello di esaminare il processo di lavaggio. Per distinguere, quindi, l’aria che deriva dai condotti e dal collettore di aspirazione è stato necessario definire un’opportuna specie chimica passiva denominata “INTAKE”. Questa specie passiva può essere immaginata come una sorta di “tracciante” che è presente solo nell’aria all’aspirazione. Nelle immagini che seguono, quindi, è possibile osservare l’andamento della concentrazione dell’aria che deriva dall’aspirazione e la sua evoluzione via via che si ha miscelamento con l’aria presente allo scarico e nel cilindro. Tale concentrazione è normalizzata ad 1, ma si noti che la leggenda accanto a ciascuna immagine ha come limite superiore 0.95, ciò significa che nelle regioni totalmente rosse si avrà concentrazione di carica fresca superiore a 0.95 (ma non per forza 1). In entrambe le sequenze di immagini è inoltre possibile apprezzare visivamente il fenomeno di “cortocircuito” della carica fresca che si dirige direttamente allo scarico senza prima aver spazzato via i precedenti gas presenti nel cilindro.

Figura 56 - Sim4 grafico backflow

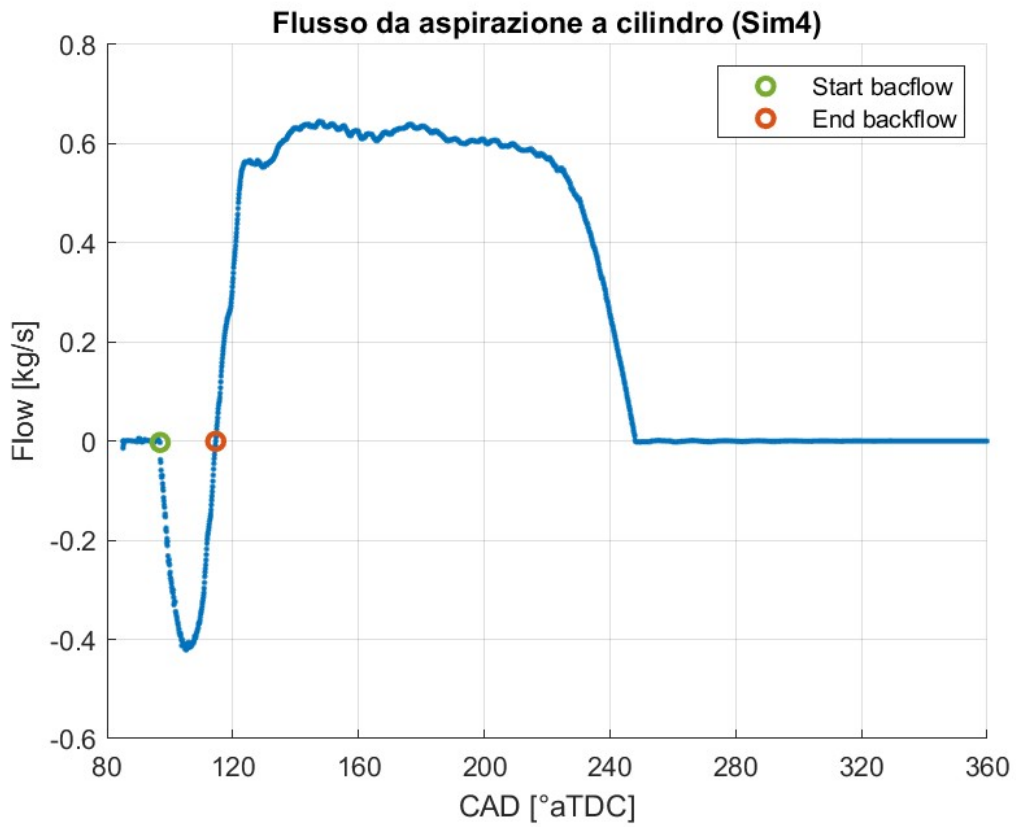


Figura 57 - Sim6 4 grafico bacflow

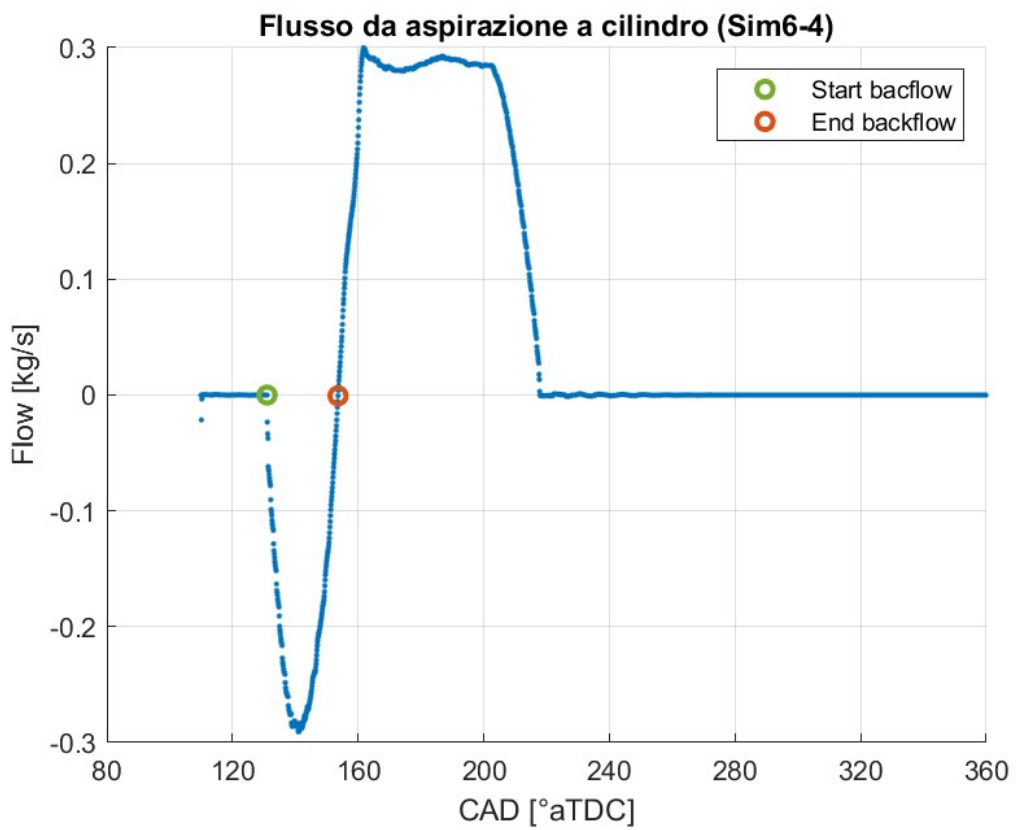


Figura 58 – Sim4 rendering grafico fenomeno di backflow

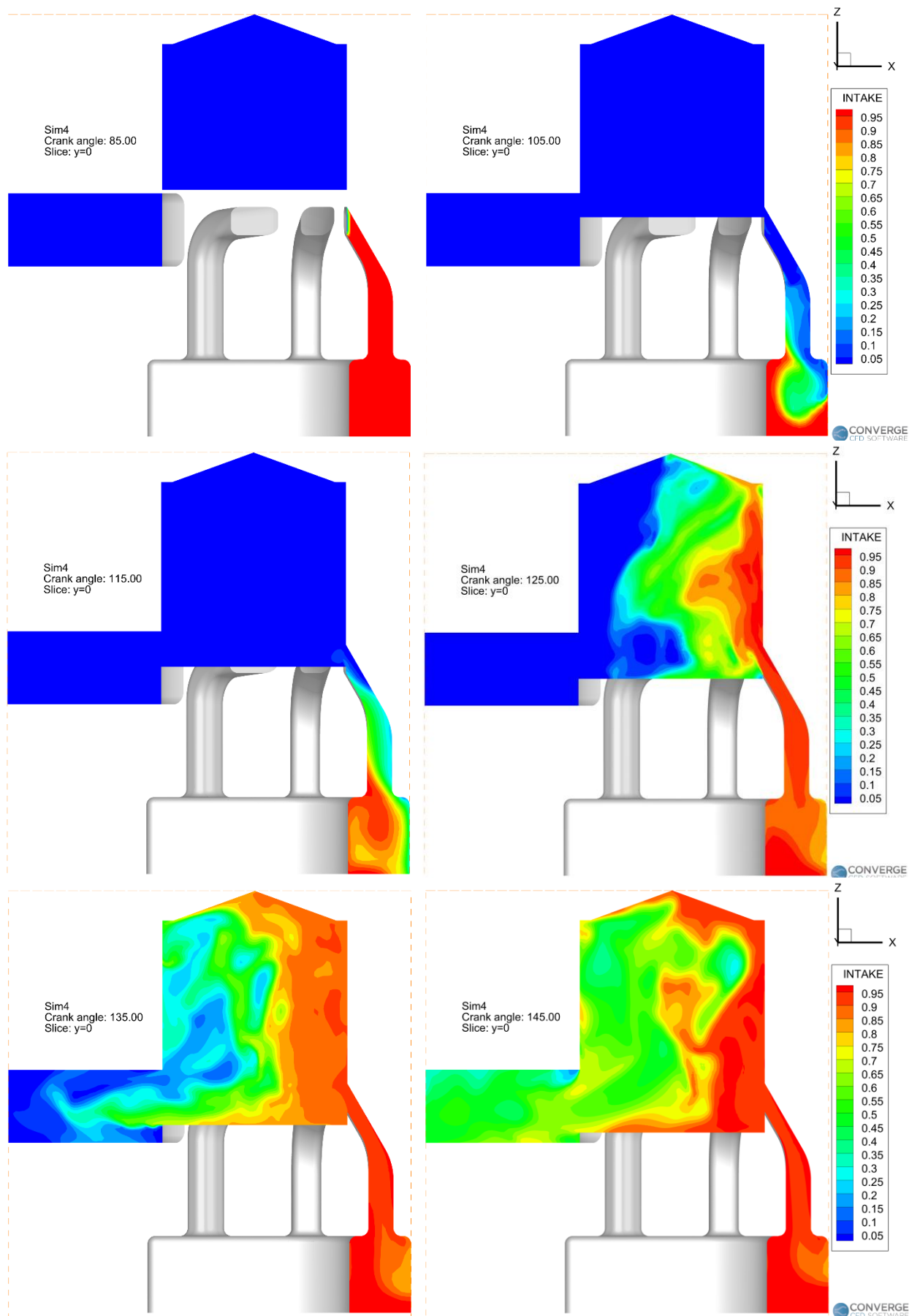
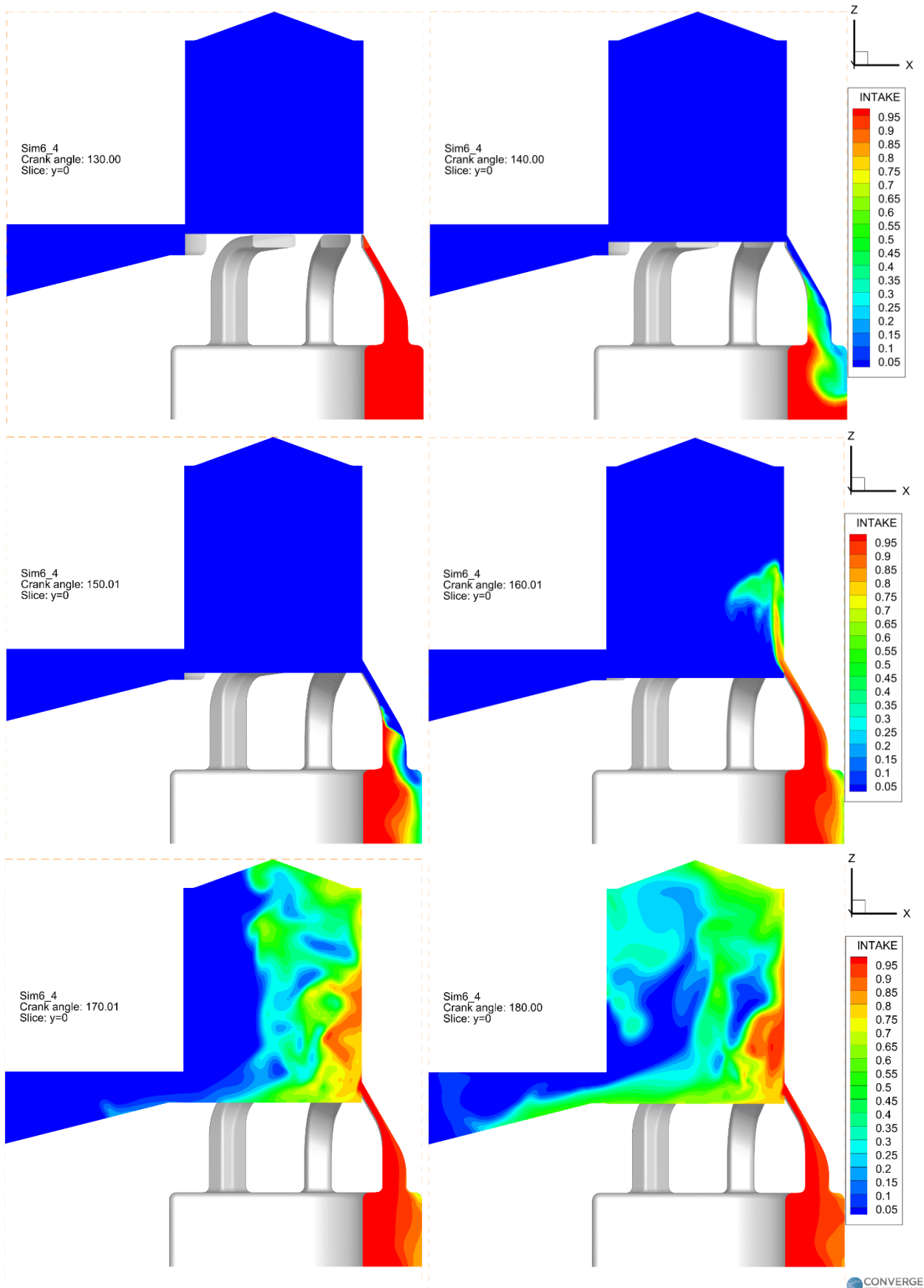


Figura 59 - Sim6\_4 rendering grafico fenomeno di backflow



## 6 Conclusioni

In questo capitolo verranno brevemente commentati i parametri usati per la discretizzazione e verranno suggerite ulteriori modifiche da effettuare per eventuali lavori futuri; inoltre verranno paragonati tra loro i risultati derivanti dalle simulazioni con le due diverse geometrie.

### 6.1 Commenti sulla discretizzazione

I parametri più rilevanti, utilizzati per le due simulazioni finali, sono riportati nella tabella seguente, insieme al tempo computazione relativo a tale set-up.

Tabella 29 – Parametri rilevanti discretizzazione spaziale e temporale

PARAMETRI DISCRETIZZAZIONE PIU' RILEVANTI					
Numero simulazione	Tempo computazionale	Max CFL convettivo	Max numero celle	dt_min	dt_max
Sim4	300'406 s (circa 83 ore)	2.0	2'000'000	1e-07	1e-05
Sim6_4	78'059 (circa 22 ore)	2.0	2'000'000	1e-08	1e-04

I set-up utilizzati, ottenuti dopo diversi tentativi (si veda a tal proposito il capitolo 4), hanno consentito di ottenere il completamento delle simulazioni in tempi ragionevoli e, presumibilmente, con una discreta accuratezza dei risultati. Come si può notare, però, il tempo computazionale è comunque elevato in quanto per una singola simulazione sono state necessarie fino a 83 ore (più di 3 giorni). Si consideri, inoltre, che tali simulazioni non hanno coperto neanche un intero ciclo motore e non è stata introdotta la complicazione computazionale dei processi di combustione. Oltre a ciò, si deve considerare che, per avere una maggiore precisione dei risultati, sarebbe bene simulare almeno 3 o 5 cicli motore completi e considerare poi i dati derivanti solo dall'ultimo. In questo modo eventuali errori per quanto riguarda le condizioni iniziali del fluido (ad es: velocità iniziale e turbolenza in ciascuna cella) andrebbero ad essere drasticamente ridotti. È infatti impossibile conoscere a priori tali informazioni e per questo sarebbe bene procedere simulando più cicli e considerando i risultati solamente dell'ultimo. Alla luce di quanto appena esposto risulta evidente che 83 ore per simulare meno di un ciclo non sono accettabili, in quanto la simulazione di 5 cicli motore con combustione durerebbe, probabilmente, settimane. Tutte queste considerazioni suggeriscono che, per eventuali lavori futuri che seguano le linee guida esposte poc'anzi, potrebbe essere necessario ridurre ulteriormente il numero massimo di celle consentite ed aumentare al limite superiore del range consigliato il numero di CFL convettivo (paragrafo 3.4.3). Infine, per quanto riguarda i limiti consentiti per la discretizzazione spaziale (dt\_min e dt\_max) è bene che questi non vengano mai riscontrati come intervallo della discretizzazione; tale informazione non si può però conoscere a priori ed è necessario effettuare una prima simulazione e poi, eventualmente, aumentare o ridurre tali limiti.

## 6.2 Commenti dei risultati ottenuti relativi al processo di SCAVENGE

I risultati ottenuti sono riassunti nella Tabella 27, riportata di seguito per comodità.

Tabella 30 - Richiamo di Tabella 27

RISULTATI SIMULAZIONI					
Numero simulazione	Delivery ratio	Scavenge ratio	Scavenging efficiency	Trapping efficiency	Charging efficiency
Sim4	4.74	4.40	0.98	0.29	1.24
Sim6_4	0.80	0.74	0.68	0.88	0.65

Per poter valutare i numeri riportati nella tabella soprastante si deve considerare che l'obiettivo del processo di scavenge è quello di sostituire tutti gli eventuali gas di scarico presenti nel cilindro con carica fresca (aria pura in questo caso). Ricordando quindi le definizioni di "scavenge efficiency" e "charging efficiency" (rispettivamente Equazione 22 e Equazione 24) queste misurano proprio il concetto appena espresso. Più questi due parametri sono elevati e più sarà elevata la quantità di aria presente all'interno del cilindro alla fine del processo di lavaggio. Per quanto riguarda, invece, la "trapping efficiency" (Equazione 25), questa rappresenta il rapporto tra la carica fresca intrappolata nel cilindro e tutta la carica fresca utilizzata per il lavaggio del cilindro stesso. Il caso ideale sarebbe quello per cui tutta la carica fresca rimanesse intrappolata nel cilindro e quindi tale parametro è tanto migliore quanto più si avvicina all'unità. Gli ultimi due parametri, non ancora discussi, sono il "delivery ratio" e lo "scavenge ratio". Questi due rappresentano lo stesso concetto, ovvero servono a misurare la quantità di carica fresca totale che è stata introdotta durante tutto il processo di lavaggio, in maniera proporzionale ad una massa d'aria di riferimento (si vedano Equazione 17 e Equazione 20). Per questi due parametri non c'è un valore ottimo; infatti, un valore elevato porta sicuramente ad un buon lavaggio complessivo del cilindro, il problema di valori troppo elevati è che implicano elevate perdite di carica fresca che passa direttamente allo scarico senza prendere parte al processo di combustione. Viceversa, valori troppo bassi non consentiranno un lavaggio completo del cilindro ma limiteranno moltissimo le perdite di carica fresca allo scarico. Questi due parametri vanno quindi sempre considerati insieme a tutte le altre efficienze presentate in precedenza, così da poter avere una visione più globale di ciò che avviene durante il processo di scavenge. Riassumendo brevemente si ha quanto segue.

<b>DELIVERY RATIO:</b>	Valori elevati portano ad un buon lavaggio del cilindro ma, se eccessivamente elevati, implicano eccessive perdite di carica fresca allo scarico
<b>SCAVENGE RATIO:</b>	Vale quanto già detto per il "delivery ratio"
<b>SCAVENGING EFFICIENCY:</b>	Idealmente il suo valore massimo è 1, tanto più ci si riesce ad avvicinare a tale valore tanto migliore sarà stato il processo di lavaggio
<b>TRAPPING EFFICIENCY:</b>	Valore ideale è l'unità
<b>CHARGING EFFICIENCY:</b>	Più è elevata e migliore è il processo di lavaggio



Alla luce di quanto appena esposto si possono quindi comparare le due geometrie utilizzate in Sim4 e Sim6\_4. La prima geometria presenta una configurazione in cui le luci di scarico ed aspirazione si aprono prima (ed inevitabilmente si chiudono dopo) rispetto alla seconda geometria. Proprio per questo motivo la carica fresca in Sim4 ha più tempo per essere immessa ed il processo di lavaggio dura più tempo. Questo è evidente dagli elevati valori di “delivery ratio” che si ottengono ( $DR=4.74$  in Sim4). Una conseguenza diretta di ciò è che si riesce ad ottenere un valore di “scavenging efficiency” ( $SE=0.98$  in Sim4) che è molto vicino al caso ideale. Lo stesso vale per la “charging efficiency” che è anch’essa elevata ( $CE=1.24$  in Sim4). Il problema di questa configurazione risiede nella “trapping efficiency” ( $TE=0.29$  in Sim4) che risulta essere molto bassa e, come già detto, il caso ottimale prevede di avere questo parametro vicino all’unità. Per meglio comprendere questa problematica si pensi al caso di un motore sovralimentato all’aspirazione, in cui quindi la carica fresca è composta da aria a pressione e temperatura maggiori rispetto alle condizioni ambiente. Per sovralimentare il motore si immagina che venga utilizzato un apposito compressore, questo richiede quindi dell’energia per funzionare e per sovralimentare la carica fresca. Se questa carica fresca passa direttamente attraverso il cilindro e raggiunge subito lo scarico, senza svolgere lavoro nel ciclo motore, si avrà una perdita di efficienza del motore stesso dovuto alla perdita dell’energia che il compressore ha utilizzato per comprimere “inutilmente” la carica fresca che viene mandata direttamente allo scarico. Questo è il motivo per cui sarebbe meglio ottenere valori di “trapping efficiency” il più possibile vicino all’unità. Analizzando la seconda configurazione, utilizzata in Sim6\_4, si nota subito che i valori di “delivery ratio” ( $DR=0.80$  in Sim6\_4) sono molto bassi; infatti, sarebbe bene avere tale parametro almeno maggiore dell’unità. Per quanto riguarda la “trapping efficiency” ( $TE=0.88$  in Sim6\_4) si nota che il valore è parecchio maggiore del caso precedente.

Una ulteriore conseguenza diretta relativa ad un “basso delivery ratio” è rappresentata dai valori di “scavenging efficiency” e “charging efficiency” ( $SE=0.68$   $CE=0.65$  in Sim6\_4) notevolmente più bassi rispetto al caso precedentemente discusso. Questa è una limitazione importante, in quanto implica avere quantità minori di aria fresca in camera di combustione, il che limita la quantità di combustibile che potrà essere iniettato e quindi si ha una limitazione diretta sul lavoro utile che il motore potrà produrre in ogni singolo ciclo di lavoro. Per meglio apprezzare il paragone tra le due simulazioni sono stati inseriti in due grafici gli andamenti dei valori di “scavenging efficiency” e di “charging efficiency” relativi alle due diverse simulazioni. Tali grafici sono riportati in Figura 60 e *Figura 61* alla pagina seguente. Alla luce del paragone tra le due geometrie si può dire che presentano entrambe delle criticità non banali. Andrebbe condotta una campagna di analisi CFD più approfondita con lo scopo di ottimizzare la geometria delle porte di aspirazione e scarico, in modo tale da ottenere un buon compromesso tra tutti i parametri sopra presentati (delivery ratio, scavenging efficiency, charging efficiency ecc...). Le due simulazioni condotte in Sim4 e Sim6\_4 possono essere considerate come due possibili estremi in quanto presentano dei timing di apertura porte molto distanti fra loro ( $EVO = 87^\circ\text{aTDC}$  in Sim4 e  $EVO = 120^\circ\text{aTDC}$  in Sim6\_4). Un primo passo verso il processo di ottimizzazione potrebbe essere quello di indagare ciò che succede per un valore intermedio tra i due precedenti.

Figura 60 - Confronto scavenging efficiency

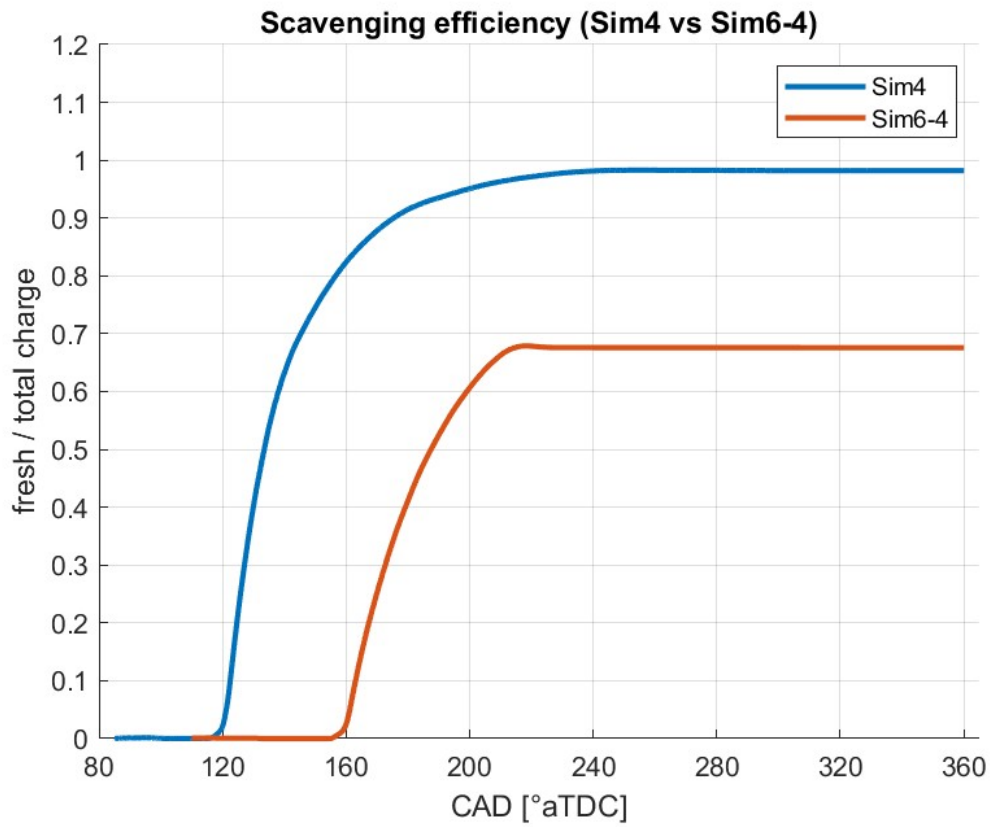
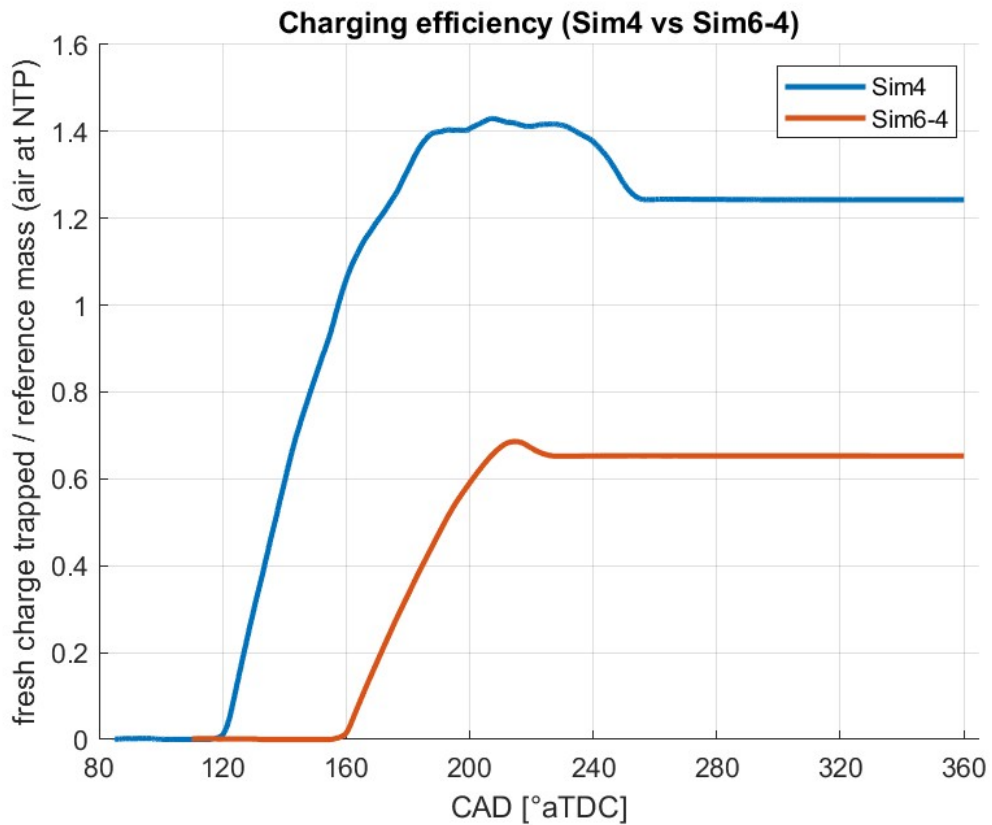


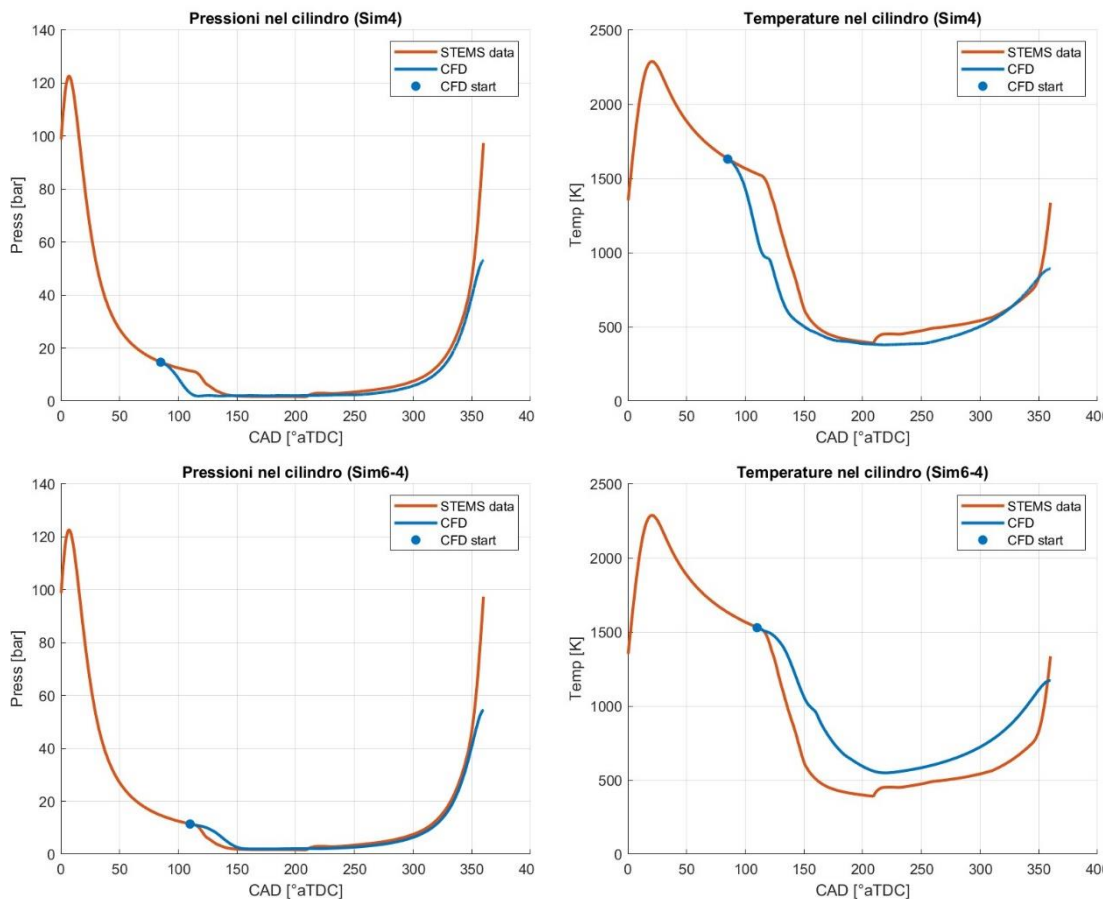
Figura 61 - Confronto charging efficiency



## 6.3 Commenti dei profili di pressione e temperatura ottenuti

I profili di pressione e temperatura ottenuti dalle due diverse simulazioni sono realistici; infatti, si può osservare che il paragone tra i risultati dell'analisi CFD condotta e le analisi condotte dai ricercatori di STEMS sono simili. Per comodità si riportano di seguito i grafici relativi a tale paragone.

Figura 62 - Profili di pressione e temperatura (Sim4 sopra, Sim6\_4 sotto)



Nonostante i risultati siano realistici si può notare che ci sono comunque differenze importanti tra i profili ottenuti dalle simulazioni CFD (in blu) e quelli ottenuti dai ricercatori di STEMS (in rosso). Queste diversità nel caso di Sim4 sono dovute ad una diversa fasatura dei timing di apertura valvole tra le due simulazioni; nel caso di Sim6\_4, invece, sono stati utilizzati i valori suggeriti da STEMS e quindi la differenza dei profili andrebbe ulteriormente analizzata attraverso ulteriori simulazioni col fine di rendere minima o nulla tale differenza. Un ulteriore fattore che potrebbe essere la causa di tali differenze è l'incompletezza del modello CFD in quanto, come già visto, tale modello non ha simulato la fase di combustione vera e propria e quindi le condizioni iniziali del fluido non sono del tutto veritiere (ad esempio velocità e turbolenza iniziali in ciascuna regione del volume fluido). Per ovviare a ciò andrebbe introdotto il modello di combustione ed andrebbero simulati più cicli motore, tipicamente dai 3 ai 5. I risultati di pressione e temperatura relativi all'ultimo ciclo motore sarebbero decisamente più attendibili, in quanto le condizioni iniziali sarebbero quelle derivanti dai cicli precedentemente simulati.

## 6.4 Spunti finali per lavori futuri

Il lavoro svolto in questo elaborato di tesi è relativo ad un progetto che, globalmente, è ancora alle prime fasi di studio. In particolare, i ricercatori di STEMS richiedevano un modello CFD che producesse risultati da poter paragonare con i risultati da loro ottenuti tramite altre tipologie di simulazioni. Il modello CFD sviluppato non è ancora del tutto completo in quanto, come già detto, non è stata introdotta la fase di combustione vera e propria. Un altro aspetto che andrebbe approfondito è la geometria delle porte di aspirazione e scarico in quanto, come già visto al paragrafo 6.2, i risultati relativi al processo di scavenge presentano criticità diverse nelle due diverse simulazioni (Sim4 e Sim6\_4). Nel paragrafo 5.2.2, inoltre, è stato presentato il fenomeno di “backflow”. Si è osservato che tale fenomeno è presente in entrambe le simulazioni ed ulteriori studi per cercare di ridurre l’intensità del fenomeno sarebbero utili a migliorare l’efficienza complessiva del processo di scavenge.

Un ulteriore aspetto importante che va sottolineato è che i risultati derivanti dalle simulazioni CFD non sono del tutto in linea con quelli derivanti dalle simulazioni condotte da STEMS (come ben visibile dai grafici riportati in Figura 62). Anche questa problematica andrebbe approfondita in futuro, procedendo tramite una serie di iterazioni tra le simulazioni 1D e quelle 3D. L’obiettivo sarebbe, quindi, quello di sviluppare un modello che mantenga la consistenza tra i risultati prodotti dalle analisi CFD e da quelle monodimensionali.

Infine, questo elaborato di tesi si è concentrato sullo sviluppo e conseguente analisi della sola configurazione “loop scavenging” (si veda paragrafo 2.2). Sarebbe estremamente utile ed interessante analizzare anche altre tipologie di configurazioni (come ad es: “uniflow” o “cross flow”). In tal senso, quindi, dopo aver ottenuto un modello completo per questo caso studio, si potrebbe eseguire un’analisi incrociata dei risultati presenti in lavori simili. In quest’ottica, infatti, è stato condotto uno studio simile a quello presentato in questa tesi, tale studio è relativo alla configurazione “uniflow scavenging” ed i risultati sono presenti in [27].

Riassumendo brevemente, le principali analisi che potrebbero essere affrontate in futuro per proseguire la ricerca sono le seguenti.

- Inserimento di un modello di combustione opportuno all’interno dell’analisi CFD
- Leggera revisione e modifica dei parametri relativi alla discretizzazione, in modo da ottenere simulazioni più veloci
- Simulazione di più cicli motore consecutivi, così da ovviare al problema delle condizioni iniziali non completamente accurate
- Ottimizzazione geometria delle porte di aspirazione e scarico
- Studio del fenomeno di backflow e eventuali modifiche alla geometria per ridurlo il più possibile
- Iterazioni tra simulazioni 1D e 3D così da ottenere una perfetta consistenza tra i risultati prodotti dalle diverse tipologie di simulazioni
- Confronto esteso tra configurazione “loop scavenging” ed “uniflow scavenging”



## 7 Fonti

- [1] CNR STEMS, Istituto di Scienze e Tecnologie per l'Energia e la Mobilità Sostenibili, via Marconi 4, 80125 NAPOLI
- [2] Gordon P. Blair, "Design and simulation of 2-stroke engine", 1996, Society of Automotive Engineers
- [3] John B. Heywood, "Internal combustion engine fundamentals (second edition)", 2018, McGraw-Hill
- [4] Nemati A., Ong J.C., Jensen M.V., Pang K.M. et al., "Numerical Study of the Scavenging Process in a Large Two-Stroke Marine Engine Using URANS and LES Turbulence Models," SAE Technical Paper 2020-01-2012, 2020, doi:10.4271/2020-01-2012
- [5] Mattarelli, E., Rinaldini, C., and Savioli, T., "Port Design Criteria for 2-Stroke Loop Scavenged Engines," SAE Technical Paper 2016-01-0610, 2016, doi:10.4271/2016-01-0610
- [6] Bozza F., Gimelli A., "1D-3D Analysis of the Scavenging and Combustion Process in a Gasoline and Natural-Gas Fuelled Two-Stroke Engine", SAE Technical Paper 2008-01-1087, 2008
- [7] Yuan Qiao, Xucheng Duan, Kaisheng Huang, Yizhou Song and Jianan Qian, «Scavenging Ports' Optimal Design of a Two-Stroke Small Aeroengine Based on the Benson/Bradham Model», State Key Laboratory of Automotive Safety and Energy, 2018
- [8] "CONVERGE 3.1 manual", 2023, Convergent Science
- [9] "CONVERGE studio 3.1 manual", 2023, Convergent Science
- [10] E. Mattarelli, S. Fontanesi, V. Gagliardi and S. Malaguti, "Multidimensional Cycle Analysis on a Novel 2-Stroke HSDI Diesel Engine", SAE Technical Paper 2007-01-0161
- [11] Mattarelli, E., Rinaldini, C., and Baldini, P., "Modeling and Experimental Investigation of a 2-Stroke GDI Engine for Range Extender Applications," SAE Technical Paper 2014-01-1672, 2014, doi:10.4271/2014-01-1672
- [12] Carlo Alberto Rinaldini, Enrico Mattarelli, Valeri Golovitchev, "CFD Analyses on 2-Stroke High Speed Diesel Engines", SAE Technical Paper 2011-24-0016

- [13] Tabella delle normative CEE sulle emissioni inquinanti, ACI, consultato il 13/09/2023, <http://www.up.aci.it/caserta/spip.php?article40>
- [14] Fit For 55, Consiglio dell'Unione Europea, consultato il 13/09/2023, <https://www.consilium.europa.eu/it/policies/green-deal/fit-for-55-the-eu-plan-for-a-green-transition/>
- [15] Free piston engine, Wikipedia, consultato il 13/09/2023, [https://en.wikipedia.org/wiki/Free-piston\\_engine](https://en.wikipedia.org/wiki/Free-piston_engine)
- [16] Fluidodinamica computazionale (CFD), SCM Tecnologie, consultato il 13/09/2023, <https://www.scmtec.com/fluidodinamica-computazionale-di-cosa-si-tratta/>
- [17] Computational fluid dynamics, ScienceDirect, consultato il 13/09/2023, <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/B9780123821003100101>
- [18] L'analisi fluidodinamica cfd: migliorare le performance e ridurre i costi, ttproject, consultato il 13/09/2023, <https://www.ttprj.com/lanalisi-fluidodinamica-cfd-migliorare-le-performance-e-ridurre-i-costi/#:~:text=Che%20si%20tratti%20di%20una,in%20cui%20esso%20si%20trova>
- [19] Stefano Lanzoni, "Le equazioni della meccanica dei fluidi", Dipartimento di ingegneria Idraulica, Marittima e Geotecnica Università di Padova
- [20] S. Scott Goldsborough and Peter Van Blarigan, "Optimizing the Scavenging System for a Two-Stroke Cycle, Free Piston Engine for High Efficiency and Low Emissions: A computational approach", SAE Technical Paper 2003-01-0001
- [21] Wang, X., Ma, J., and Zhao, H., "Evaluations of Scavenge Port Designs for a Boosted Uniflow Scavenged Direct Injection Gasoline (BUSDIG) Engine by 3D CFD Simulations," SAE Technical Paper 2016-01-1049, 2016, doi:10.4271/2016-01-1049
- [22] Mattarelli, E., Rinaldini, C., Savioli, T., Cantore, G. et al., "Scavenge Ports Optimization of a 2-Stroke Opposed Piston Diesel Engine," SAE Technical Paper 2017-24-0167, 2017, doi:10.4271/2017-24-0167
- [23] Krimplstätter, S., Winkler, F., Oswald, R., and Kirchberger, R., "Air Cooled 50cm<sup>3</sup> Scooter Euro 4 Application of the Two-Stroke LPDI Technology," SAE Technical Paper 2014-32-0008, 2014, doi:10.4271/2014-32-0008
- [24] Caprioli, S., Rinaldini, C., Mattarelli, E., Savioli, T. et al., "Design of a Novel 2-Stroke SI Engine for Hybrid Light Aircraft", SAE Technical Paper 2021-01-1179, 2021, doi:10.4271/2021-01-1179

- [25] R. Mikalsen, A.P. Roskilly, “Coupled dynamic-multidimensional modelling of free-piston engine combustion”, *Applied Energy* 86 (2009) 89–95, doi:10.1016/j.apenergy.2008.04.012
- [26] B. Jia et al, “Development and validation of a free-piston engine generator numerical model”, *Energy Conversion and Management* 91 (2015) 333–341, doi:10.1016/j.enconman.2014.11.054
- [27] Tomas Jano Rodriguez Lopez, “Preliminary design and CFD analysis of a free-piston engine with uniflow scavenging”, Politecnico di Torino, 2023