UNIMORE
UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI MODENA E REGGIO EMILIA

Dipartimento di Ingegneria “Enzo Ferrari”

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria del Veicolo

Sviluppo di una metodologia CFD in ambiente open source per l’analisi termo-fluidodinamica del raffreddamento di motori ad alte prestazioni

Relatore:

Prof. Stefano Fontanesi

Correlatori:

Ing. Davide Frigeri

Ing. Claudiu Di Gaetano

Candidato:

Orazio Ciotola

ANNO ACCADEMICO 2025-2026

Indice

Indice delle figure ____ *IV*

Indice delle tabelle ____ *VII*

1 Introduzione ____ *1*

1.1 Contesto e motivazioni ____ **1**

1.2 Obiettivi del lavoro ____ **2**

1.3 Sviluppo della metodologia ____ **2**

2 Fondamenti di CFD ____ *5*

2.1 Formulazione delle equazioni di governo ____ **5**

2.1.1 Principio di conservazione della massa ____ 6

2.1.2 Equazione di bilancio della quantità di moto ____ 7

2.1.3 Conservazione dell'energia ____ 7

2.1.4 Relazioni di chiusura ____ 8

2.2 Discretizzazione delle equazioni di governo ____ **8**

2.3 Modellazione della turbolenza ____ **10**

2.3.1 Caratteristiche del moto turbolento ____ 10

2.3.2 Formulazione RANS e problema di chiusura ____ 11

2.3.3 Modello k-ε ____ 13

2.3.4 Modelli k-ω e k-ω SST ____ 15

2.4 Strato limite e trattamento di parete ____ **16**

2.4.1 Struttura dello strato limite turbolento ____ 17

2.4.2 Parametro $y+$ e modellazione *near-wall* ____ 19

2.5 Scambio termico ____ **21**

2.5.1 Conduzione e convezione ____ 21

2.5.2 Coefficiente di scambio termico convettivo ____ 22

2.5.3 *Conjugate Heat Transfer* ____ 24

3 Analisi e selezione della strategia di meshing ____ *26*

3.1 *SALOME* ____ **26**

3.2 *swiftBlock* **29**

3.3 *cfMesh* **31**

3.3.1 Ottimizzazione della rappresentazione geometrica 34

3.3.2 Ottimizzazione del *boundary layer* 35

4 Sviluppo del modello fluidodinamico del circuito di raffreddamento ***37***

4.1 Geometria e preparazione del dominio di calcolo **37**

4.2 Generazione della griglia di calcolo **38**

4.2.1 Definizione delle regioni di analisi 41

4.3 Impostazione del modello numerico **42**

4.3.1 Modello fisico e *solver* 43

4.3.2 Condizioni al contorno 43

4.3.3 Modellazione della turbolenza 45

4.3.4 Schemi numerici e monitoraggio della convergenza 46

4.4 Verifica del modello e analisi dei risultati **47**

4.4.1 Analisi di sensibilità alla mesh 47

4.4.2 Influenza del modello di turbolenza 50

4.4.3 Applicazione a configurazioni geometriche alternative 53

4.4.4 Definizione della configurazione numerica di riferimento 57

5 Determinazione del coefficiente di scambio termico convettivo (HTC) ***59***

5.1 Impostazione dell'analisi termica **59**

5.1.1 Modello termofisico del refrigerante 59

5.1.2 Condizioni termiche di analisi 60

5.2 Procedura di calcolo dell'HTC **61**

5.2.1 Calcolo del *wall heat flux* 61

5.2.2 Definizione della temperatura di riferimento 62

5.2.3 Implementazione della procedura in OpenFOAM 63

5.3 Verifica della metodologia **64**

5.3.1 Influenza del salto termico imposto 64

5.3.2 Influenza del modello di turbolenza 65

5.4 Distribuzione locale delle grandezze termiche **67**

5.4.1 Distribuzione del *wall heat flux* 67
5.4.2 Distribuzione locale dell'HTC 68

6 Modello termo-fluidodinamico CHT ***71***

6.1 Definizione del modello e generazione della griglia **71**
6.1.1 Dominio computazionale e suddivisione in regioni 72
6.1.2 Generazione delle griglie di calcolo 73
6.1.3 Accoppiamento tra le regioni 76

6.2 Proprietà termofisiche e condizioni al contorno **77**
6.2.1 Proprietà termofisiche 77
6.2.2 Condizioni termiche 78
6.2.3 Carichi termici della camera di combustione 80

6.3 Analisi dei risultati **83**
6.3.1 Verifica della soluzione e bilancio energetico 83
6.3.2 Distribuzione dei flussi termici 85
6.3.3 Distribuzione del campo termico 87
6.3.4 Riformulazione delle condizioni al contorno delle valvole 89

7 Conclusioni e sviluppi futuri ***92***

Bibliografia ***96***

Sitografia ***98***

Appendice - Codici e procedure ***99***

Appendice A – Preparazione della geometria e della mesh **99**

Appendice B – Definizione delle regioni e degli accoppiamenti **100**

Appendice C – Procedure per l'analisi termica **104**

Indice delle figure

Figura 1 – Rappresentazione bidimensionale della discretizzazione ai volumi finiti. 9
Figura 2 – Rappresentazione schematica della cascata energetica della turbolenza. 11
Figura 3 – Rappresentazione schematica dello sviluppo dello strato limite. 16
Figura 4 – Profilo adimensionale di velocità nello strato limite turbolento e relative regioni near-wall. 19
Figura 5 – Sviluppo dello strato limite termico e del profilo di temperatura in prossimità della parete. 23
Figura 6 - Mesh tridimensionale del caso test ottenuta con SALOME. 27
Figura 7 – Discretizzazione del boundary layer ottenuto con SALOME sul cilindro CAD. 28
Figura 8 – Mesh strutturata esaedrica del caso test ottenuta con swiftBlock. 29
Figura 9 - Discretizzazione del boundary layer ottenuta mediante grading con swiftBlock. 30
Figura 10 – Raffinamento del blocco centrale e relativa propagazione ai blocchi periferici con swiftBlock. 30
Figura 11 – Mesh tridimensionale a prevalenza esaedrica del caso test ottenuta con cfMesh. 32
Figura 12 - Discretizzazione del boundary layer a 5 strati ottenuta con cfMesh. 32
Figura 13 - Raffinamenti volumetrico e superficiale del caso test ottenuti con cfMesh. 33
Figura 14 – Confronto della discretizzazione superficiale: senza feature edges a sinistra, con feature edges a destra. 35
Figura 15 - Geometria del dominio fluido: dominio completo a sinistra, semidominio di calcolo a destra. 38
Figura 16 - Vista in sezione della mesh con raffinamenti locali nei passaggi a sezione ridotta. 39
Figura 17 - Dettaglio della discretizzazione del boundary layer. 40
Figura 18 - Sezioni di monitoraggio della portata: ingresso alla testata (a), ramo verso il cilindro (b) e ramo verso l'aspirazione (c). 41
Figura 19 - Regioni di monitoraggio della velocità: passaggio tra le valvole di scarico (A) e passaggio sul lato opposto (B). 42
Figura 20 - Andamento della perdita di carico per le mesh da 2 mm e 1 mm con modello $k-\omega$ SST. 47

Figura 21 - Andamento delle portate nei principali rami per le mesh da 2 mm e 1 mm con modello $k-\omega$ SST. 48
Figura 22 - Confronto della mesh nelle regioni a maggiore y^+: prima del raffinamento a sinistra, dopo il raffinamento locale a destra. 49
Figura 23 - Andamento della perdita di carico per le mesh da 2 mm, 1 mm e 1 mm con raffinamento locale, con modello $k-\omega$ SST. 50
Figura 24 - Andamento della perdita di carico con i modelli k−ω SST e k−ε sulla mesh di riferimento. 51
Figura 25 - Confronto qualitativo del campo di velocità normalizzato: $k-\omega$ SST a sinistra, $k-\varepsilon$ a destra. 52
Figura 26 - Confronto della wall shear stress normalizzata: $k-\varepsilon$ a sinistra, $k-\omega$ SST a destra. 53
Figura 27 - Confronto delle configurazioni geometriche alternative, da sinistra a destra: D10, D9 e D8. 54
Figura 28 - Andamento della perdita di carico con i modelli k−ω SST e k−ε per la configurazione D9. 56
Figura 29 - Andamento della perdita di carico con i modelli k−ω SST e k−ε per la configurazione D8. 56
Figura 30 - Andamento della perdita di carico per le mesh da 2 mm, 1 mm e 1 mm raffinata con modello k−ε. 57
Figura 31 - Schema del criterio di campionamento della temperatura di riferimento a 1 mm dalla parete. 63
Figura 32 - Valori dell'HTC medio per i diversi salti termici imposti con modello k−ε. 65
Figura 33 - Valori dell'HTC medio per i diversi salti termici imposti con i modelli k−ε e k−ω SST. 66
Figura 34 - Confronto del wall heat flux normalizzato per $\Delta T = 10$ K: k−ω SST a sinistra, k−ε a destra. 68
Figura 35 - Confronto dell'HTC normalizzato per $\Delta T = 10$ K: k−ω SST a sinistra, k−ε a destra. 69
Figura 36 - Suddivisione del dominio nelle regioni computazionali del modello CHT. 72
Figura 37 - Geometria semplificata della candela utilizzata nel modello CHT. 73
Figura 38 - Confronto della mesh della valvola: prima del riallineamento a sinistra, dopo il riallineamento a destra. 75

Figura 39 - Distribuzione normalizzata del flusso termico imposto sul liner lungo la direzione assiale. 81
Figura 40 - Distribuzione radiale normalizzata del flusso termico imposto sulla superficie di testata affacciata alla camera di combustione. 82
Figura 41 - Andamento delle temperature medie delle principali regioni del modello CHT. 84
Figura 42 - Distribuzione normalizzata del wall heat flux nelle principali regioni del modello CHT. 86
Figura 43 - Distribuzione normalizzata del campo di temperatura nel modello CHT. 87
Figura 44 - Confronto della distribuzione normalizzata della temperatura nelle valvole: aspirazione a sinistra, scarico a destra. 89

Indice delle tabelle

Tabella 1 - Confronto delle principali caratteristiche delle mesh da 2 mm e 1 mm. 40

Tabella 2 - Confronto dei valori medio e massimo di y^+ per le diverse configurazioni di mesh con modello k−ω SST. 49

Tabella 3 - Confronto delle principali grandezze fluidodinamiche ottenute con i modelli k−ω SST e k−ε sulla mesh di riferimento. 52

Tabella 4 - Confronto delle principali grandezze fluidodinamiche per le configurazioni D10, D9 e D8 con modello k−ε. 55

Tabella 5 - Confronto del wall heat flux medio e dell'HTC medio per i diversi salti termici imposti con modello k−ε. 64

Tabella 6 - Confronto del wall heat flux medio e dell'HTC medio per i diversi salti termici imposti con i modelli k−ε e k−ω SST. 66

Tabella 7 - Principali caratteristiche delle mesh delle regioni del modello CHT. 75

Tabella 8 - Proprietà termofisiche rappresentative assegnate alle regioni solide del modello CHT. 78

Tabella 9 – Principali condizioni al contorno termiche applicate alle principali superfici del modello CHT. 80

Tabella 10 - Ripartizione dei carichi termici della camera di combustione e modalità di applicazione alle principali superfici. 82

Tabella 11 - Valori minimo, medio e massimo della temperatura, con relativa escursione termica, nelle regioni del modello CHT. 88

Tabella 12 - Confronto termico delle valvole nella configurazione iniziale e in quella con condizione convettiva. 90

1 Introduzione

1.1 Contesto e motivazioni

Nello sviluppo dei moderni motori a combustione interna la gestione termica rappresenta un aspetto fondamentale. L'incremento delle prestazioni, la progressiva riduzione degli ingombri e la necessità di garantire affidabilità e durata dei componenti richiedono, infatti, un controllo sempre più accurato delle condizioni termiche raggiunte durante il funzionamento del motore. In tale contesto, la progettazione del sistema di raffreddamento assume un ruolo determinante, poiché deve garantire un'adeguata asportazione del calore e contribuire a mantenere i componenti all'interno delle condizioni operative previste.

La progettazione dei circuiti di raffreddamento risulta particolarmente complessa quando le geometrie considerate presentano condotti interni articolati, variazioni di sezione, ramificazioni e zone difficilmente accessibili. L'impiego della fluidodinamica computazionale, o CFD (*Computational Fluid Dynamics*), permette di affiancare alle tradizionali attività sperimentali una descrizione tridimensionale del comportamento del fluido, rendendo accessibili informazioni difficilmente ottenibili mediante le sole misure sperimentali. La possibilità di analizzare nel dettaglio la soluzione numerica consente inoltre di confrontare differenti configurazioni già durante le fasi di sviluppo del componente, fornendo uno strumento di supporto alla progettazione.

L'efficacia di un'analisi CFD non dipende tuttavia esclusivamente dalla formulazione fisica del problema. La preparazione della geometria, la generazione della griglia di calcolo, la scelta dei modelli numerici e la definizione delle procedure di *post-processing* costituiscono elementi che possono influenzare sia la qualità dei risultati sia i tempi necessari alla preparazione e all'esecuzione delle simulazioni. Questo aspetto assume particolare rilevanza in ambito industriale, dove le analisi devono essere non soltanto sufficientemente accurate, ma anche robuste, ripetibili ed eseguibili in tempi compatibili con le esigenze del progetto.

Risulta quindi particolarmente utile definire una metodologia che non sia limitata alla soluzione di uno specifico caso, ma che stabilisca una sequenza coerente di operazioni, dalla preparazione della geometria fino all'analisi termo-fluidodinamica del sistema. Su questa esigenza si inserisce il presente lavoro di tesi.

1.2 Obiettivi del lavoro

L'obiettivo principale del presente lavoro è lo sviluppo, in ambiente *open source*, di una metodologia CFD tridimensionale per l'analisi termo-fluidodinamica di circuiti di raffreddamento motore, con particolare attenzione alla robustezza, alla ripetibilità e alla possibilità di contenere i tempi richiesti per la preparazione e l'esecuzione delle analisi. La procedura è quindi costruita non soltanto per risolvere il singolo problema numerico, ma per definire un *workflow* sufficientemente flessibile da poter essere impiegato anche su differenti configurazioni geometriche e, più in generale, in un contesto di sviluppo industriale.

La metodologia viene applicata al circuito di raffreddamento di un motore monocilindrico utilizzato come caso di studio ed è sviluppata prevalentemente mediante OpenFOAM, *software open source* per simulazioni CFD. Il caso applicativo costituisce il riferimento attraverso il quale vengono progressivamente definite e verificate le diverse parti della metodologia, dalla discretizzazione del dominio fino alla modellazione dello scambio termico con i componenti solidi.

Non essendo disponibili, per la configurazione analizzata, dati sperimentali sufficienti a una validazione quantitativa completa del modello, l'attenzione è stata rivolta principalmente alla costruzione di un modello numericamente robusto e fisicamente coerente, piuttosto che alla valutazione della sua capacità predittiva. La valutazione dei risultati viene quindi condotta attraverso verifiche di sensibilità, controlli di convergenza, bilanci delle grandezze di interesse e analisi della coerenza qualitativa dei campi ottenuti rispetto al comportamento fisico atteso.

Il lavoro assume pertanto un carattere prevalentemente metodologico: il *workflow* definito è finalizzato a ridurre i tempi necessari per passare dalla preparazione della geometria e della mesh alla caratterizzazione fluidodinamica del circuito, fino alla valutazione dello scambio termico.

1.3 Sviluppo della metodologia

L'attività è stata organizzata secondo una progressiva estensione della complessità fisica e numerica del modello, in modo da verificare separatamente i differenti aspetti della

procedura prima della loro integrazione all'interno dell'analisi termo-fluidodinamica completa.

Una fase preliminare è stata dedicata alla definizione della strategia di generazione della griglia di calcolo. A partire da un caso test comune sono stati confrontati differenti strumenti di *meshing open source*, fino all'individuazione della soluzione di riferimento per le successive applicazioni. La procedura è stata successivamente integrata con strumenti dedicati alla preparazione della geometria, alla gestione delle *feature* superficiali e al controllo del *boundary layer*, con l'obiettivo di aumentarne la robustezza e ridurre gli interventi manuali richiesti nell'applicazione a domini tridimensionali di maggiore complessità.

La metodologia è stata successivamente trasferita al circuito di raffreddamento del motore in esame. In una prima fase il problema è stato trattato solamente dal punto di vista fluidodinamico, considerando il refrigerante come fluido incomprimibile e definendo una configurazione numerica di riferimento. La soluzione è stata analizzata al fine di verificare la stabilità dei risultati e individuare un setup utilizzabile nelle successive applicazioni.

Definita la caratterizzazione fluidodinamica del circuito, il modello è stato esteso mediante l'introduzione dell'equazione dell'energia. È stata quindi definita una procedura per la determinazione del coefficiente di scambio termico convettivo a partire dal flusso termico a parete e da un'opportuna temperatura di riferimento del refrigerante. Il campo locale di HTC così ottenuto è stato infine utilizzato per verificare la coerenza della procedura al variare delle condizioni termiche considerate.

L'ultima estensione riguarda la costruzione del modello CHT. Al dominio fluido vengono affiancate le principali regioni solide del motore, accoppiate attraverso opportune interfacce termiche. Le proprietà dei materiali e le condizioni al contorno vengono definite in modo da rappresentare una determinata condizione operativa stazionaria del sistema. La consistenza della soluzione viene verificata attraverso il controllo della convergenza, dei bilanci energetici e dello scambio termico tra le differenti regioni. La successiva analisi delle distribuzioni di temperatura e dei flussi termici permette quindi di valutare la coerenza del comportamento termo-fluidodinamico complessivo del modello.

La procedura sviluppata segue pertanto una struttura modulare, nella quale il livello di complessità viene progressivamente incrementato. Tale impostazione consente di isolare e verificare i singoli elementi della metodologia e di individuare eventuali criticità prima della loro integrazione nel modello completo. La procedura costituisce così la base per un *workflow* ripetibile e potenzialmente industrializzabile, applicabile anche a circuiti di raffreddamento analoghi.

2 Fondamenti di CFD

La fluidodinamica computazionale, o CFD (*Computational Fluid Dynamics*), comprende l'insieme dei metodi numerici impiegati per lo studio del moto dei fluidi e dei fenomeni fisici ad esso associati, quali lo scambio termico, il trasferimento di massa e, più in generale, i processi di trasporto. L'analisi viene condotta attraverso la risoluzione numerica delle equazioni che governano il comportamento del fluido all'interno del dominio di interesse.

In ambito ingegneristico, la CFD rappresenta uno strumento di grande utilità a supporto dell'attività sperimentale, poiché consente di ridurre tempi e costi di sviluppo e, al tempo stesso, di ottenere informazioni dettagliate sulla distribuzione spaziale e temporale delle principali grandezze fluidodinamiche, spesso difficilmente accessibili attraverso le sole misure sperimentali.

2.1 Formulazione delle equazioni di governo

La descrizione matematica del moto di un fluido si basa sulle equazioni di governo della fluidodinamica, formulate a partire dai principi di conservazione della massa, della quantità di moto e dell'energia. Tali relazioni costituiscono il fondamento della CFD e permettono di descrivere l'evoluzione spaziale e temporale delle principali grandezze che caratterizzano il campo fluidodinamico.

Tali equazioni vengono formulate nell'ipotesi del continuo, secondo la quale il fluido viene considerato come un mezzo continuo anziché come un insieme discreto di molecole. Questa approssimazione può essere adottata quando le dimensioni caratteristiche del problema sono molto maggiori rispetto alle scale molecolari. In questo modo, proprietà quali densità, pressione, temperatura e velocità possono essere definite in ogni punto del dominio come grandezze macroscopiche continue e differenziabili.

La validità dell'ipotesi del continuo può essere valutata mediante il numero di Knudsen, definito come

$$K_n = \frac{\lambda}{L} \tag{1}$$

dove λ rappresenta il cammino libero medio molecolare e L una lunghezza caratteristica del problema. Per valori di $K_n < 0.01$, gli effetti microscopici legati alla struttura molecolare del fluido possono essere trascurati e l'ipotesi del continuo può essere considerata valida.

Le equazioni fondamentali della fluidodinamica possono essere ricondotte a una forma generale di trasporto riferita a una generica grandezza ϕ:

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\phi\bar{u}) = \nabla \cdot \left(\Gamma_\phi \nabla\phi \right) + S_\phi \tag{2}$$

dove ρ rappresenta la densità del fluido, $\bar{u}$ il vettore velocità, Γ_ϕ il coefficiente diffusivo associato alla grandezza considerata e S_ϕ l'eventuale termine sorgente.

Il primo termine descrive la variazione locale nel tempo della grandezza trasportata, mentre il secondo ne rappresenta il trasporto convettivo dovuto al moto del fluido. Il termine al secondo membro contenente Γ_ϕ descrive invece il contributo diffusivo, legato ai gradienti spaziali di ϕ, mentre S_ϕ tiene conto di eventuali fenomeni di produzione o dissipazione all'interno del dominio.

Le equazioni di conservazione della massa, della quantità di moto e dell'energia possono quindi essere interpretate come specifiche applicazioni dell'equazione generale di trasporto, ottenute assegnando opportunamente la variabile ϕ, il relativo coefficiente diffusivo Γ_ϕ e il termine sorgente S_ϕ.

2.1.1 Principio di conservazione della massa

Il principio di conservazione della massa impone che la quantità di massa contenuta in un sistema non possa variare se non per effetto dei flussi che attraversano i suoi confini. Applicando tale principio a un volume di controllo e considerando il bilancio tra la variazione locale di massa e il flusso netto attraverso la superficie che lo delimita, si ottiene l'equazione di continuità. In forma differenziale, essa può essere espressa come:

$$\frac{\partial\rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\bar{u}) = 0 \tag{3}$$

Nel caso particolare di densità costante, l'equazione di continuità si riduce alla condizione

$$\nabla \cdot (\bar{u}) = 0 \tag{4}$$

2.1.2 Equazione di bilancio della quantità di moto

Il bilancio della quantità di moto deriva dall'applicazione della seconda legge di Newton a un mezzo continuo, secondo la quale la variazione nel tempo della quantità di moto è determinata dalla risultante delle forze esterne agenti sul sistema. Nel caso di un fluido, tali forze possono essere distinte in forze di volume, agenti sull'intera massa fluida, e forze di superficie, esercitate attraverso le superfici che delimitano il volume considerato. Tra le prime rientra, ad esempio, la forza gravitazionale, mentre le seconde comprendono i contributi dovuti alla pressione e agli sforzi viscosi.

Per un fluido newtoniano, in cui gli sforzi viscosi dipendono linearmente dalla velocità di deformazione, il bilancio della quantità di moto può essere espresso:

$$\frac{\partial(\rho\bar{u})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\bar{u} \otimes \bar{u}) = -\nabla p + \nabla \cdot \bar{\bar{\tau}} + S_M \tag{5}$$

dove p rappresenta la pressione, $\bar{\bar{\tau}}$ il tensore degli sforzi viscosi ed S_M il termine associato alle forze di volume.

2.1.3 Conservazione dell'energia

Il principio di conservazione dell'energia deriva dal primo principio della termodinamica e stabilisce che la variazione dell'energia contenuta in un sistema è determinata dagli scambi di calore e dal lavoro esercitato su di esso. Per un fluido, la conservazione dell'energia totale può essere espressa in forma differenziale come:

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho E\bar{u}) = -\nabla \cdot (p\bar{u}) + \nabla \cdot (\bar{\bar{\tau}} \cdot \bar{u}) + \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + S_E \tag{6}$$

dove E rappresenta l'energia specifica totale del fluido data dalla somma dei contributi di energia interna, cinetica e potenziale. I termini a primo membro descrivono rispettivamente la variazione locale e il trasporto convettivo dell'energia. Al secondo membro, il termine $-\nabla \cdot (p\bar{u})$ rappresenta il lavoro associato alle forze di pressione, mentre $\nabla \cdot (\bar{\bar{\tau}} \cdot \bar{u})$ tiene conto del contributo degli sforzi viscosi. Il termine $\nabla \cdot (\lambda \nabla T)$ descrive il trasferimento di calore per conduzione, secondo la legge di Fourier, con λ conducibilità termica e T temperatura, mentre S_E rappresenta eventuali sorgenti di energia.

2.1.4 Relazioni di chiusura

Le equazioni di conservazione introdotte costituiscono un sistema di equazioni differenziali non lineari alle derivate parziali che, in forma scalare, comprende un'equazione per la conservazione della massa, tre per il bilancio della quantità di moto e una per la conservazione dell'energia. Le incognite del problema sono invece sette: densità, pressione, temperatura, energia interna e le tre componenti del vettore velocità. Per ottenere un sistema matematicamente chiuso è pertanto necessario introdurre ulteriori relazioni tra le variabili termodinamiche.

Nell'ipotesi di gas perfetto, tali relazioni possono essere espresse come

$$p = \rho\, R\, T \tag{7}$$

$$e = c_v\, T \tag{8}$$

dove R è la costante specifica del gas, e è l'energia interna e c_v il calore specifico a volume costante.

La definizione completa del problema richiede inoltre l'assegnazione di opportune condizioni iniziali e al contorno, necessarie per determinare univocamente la soluzione del sistema.

2.2 Discretizzazione delle equazioni di governo

Le equazioni differenziali che governano il moto del fluido non ammettono, salvo casi particolari, una soluzione analitica e devono quindi essere risolte attraverso metodi numerici. Nell'ambito della fluidodinamica computazionale, uno degli approcci maggiormente utilizzati è il metodo dei volumi finiti (*Finite Volume Method*, FVM), basato sulla suddivisione del dominio di calcolo in un numero finito di volumi di controllo, come mostrato in Figura 1.

A ciascun volume di controllo è associato un nodo computazionale, generalmente posto nel centro della cella, nel quale vengono definite le grandezze del campo. Le equazioni di conservazione vengono quindi integrate su ciascun volume e, applicando il teorema della divergenza, i termini espressi in forma di divergenza vengono trasformati in integrali di superficie, rappresentativi dei flussi attraverso le facce della cella.

$$\int_V \frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t}\, dV + \oint_S \rho\phi\bar{u} \cdot \bar{n}\, dS = \oint_S \Gamma_\phi \nabla\phi \cdot \bar{n}\, dS + \int_V S_\phi\, dV \tag{9}$$

Nella formulazione discreta, gli integrali di superficie vengono ricondotti alla somma dei contributi valutati sulle singole facce del volume di controllo. Il bilancio di ciascuna cella viene quindi espresso in termini dei flussi che attraversano le sue facce. Tale formulazione garantisce la conservazione delle grandezze trasportate anche a livello discreto, poiché il flusso uscente da una cella attraverso una faccia comune coincide con quello entrante nella cella adiacente.

Le variabili di campo sono generalmente definite nei centri delle celle, mentre i flussi devono essere valutati in corrispondenza delle facce. È pertanto necessario ricostruire i valori delle grandezze sulle superfici mediante opportune procedure di interpolazione. La scelta degli schemi numerici utilizzati per la discretizzazione dei diversi termini influenza l'accuratezza e la stabilità della soluzione, oltre alla quantità di diffusione numerica introdotta.

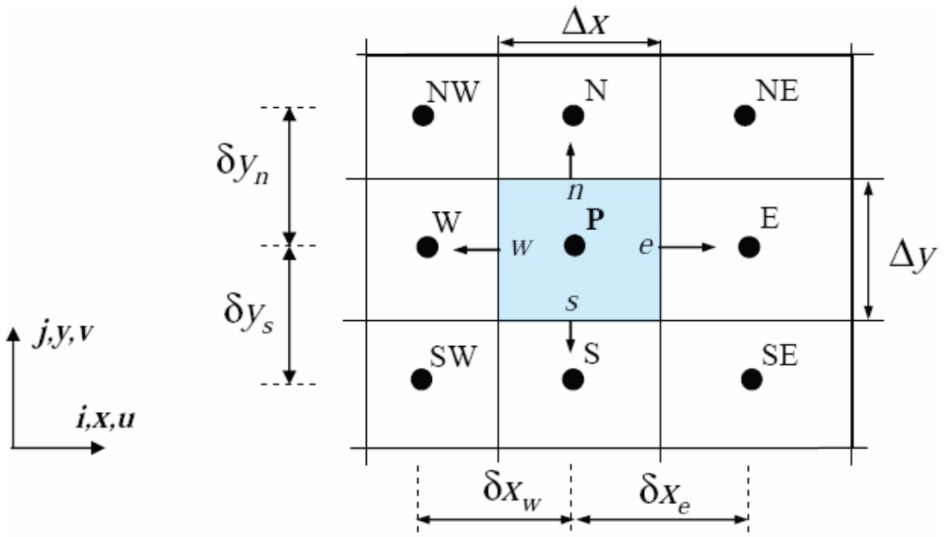


Figura 1 – Rappresentazione bidimensionale della discretizzazione ai volumi finiti.

La formulazione ai volumi finiti può essere applicata anche a griglie non strutturate e a celle di forma poliedrica, caratteristica particolarmente utile nella discretizzazione di geometrie tridimensionali complesse. L'applicazione della procedura a tutti i volumi del dominio conduce infine a un sistema di equazioni algebriche nelle incognite del problema, la cui soluzione viene generalmente ottenuta mediante procedure iterative fino al soddisfacimento dei criteri di convergenza stabiliti.

2.3 Modellazione della turbolenza

La maggior parte dei flussi di interesse ingegneristico si sviluppa in regime turbolento, caratterizzato da un moto fortemente irregolare. A differenza del regime laminare, nel quale il moto presenta una struttura maggiormente ordinata, la turbolenza è caratterizzata dalla presenza simultanea di strutture vorticose distribuite su un ampio intervallo di scale spaziali e temporali.

La risoluzione diretta dell'intero campo turbolento richiederebbe una discretizzazione spaziale e temporale estremamente raffinata, comportando un elevato costo computazionale. Per questo motivo, nelle applicazioni CFD di interesse ingegneristico, l'effetto delle strutture turbolente non risolte direttamente viene rappresentato mediante opportuni modelli di turbolenza.

2.3.1 Caratteristiche del moto turbolento

La tendenza di un flusso a sviluppare un comportamento turbolento è strettamente legata al rapporto tra gli effetti inerziali e quelli viscosi, espresso dal numero di Reynolds:

$$\mathrm{Re} = \frac{\rho U L}{\mu} \tag{10}$$

dove ρ è la densità del fluido, U la velocità caratteristica, L la lunghezza caratteristica e μ la viscosità dinamica. All'aumentare del numero di Reynolds, gli effetti inerziali assumono un peso crescente rispetto a quelli viscosi e il flusso può evolvere verso il regime turbolento. Il valore critico al quale tale transizione si verifica dipende tuttavia dalla geometria e dalle condizioni del moto.

Nel moto turbolento coesistono strutture vorticose di dimensioni differenti. Le strutture di scala maggiore sono principalmente influenzate dalla geometria e dalle condizioni globali del flusso e contengono gran parte dell'energia cinetica turbolenta. Secondo la teoria della cascata energetica, introdotta da Richardson, tale energia viene progressivamente trasferita dalle strutture più grandi verso vortici di dimensioni inferiori, fino a raggiungere le scale alle quali gli effetti viscosi diventano predominanti e l'energia cinetica viene dissipata, come mostrato in Figura 2.

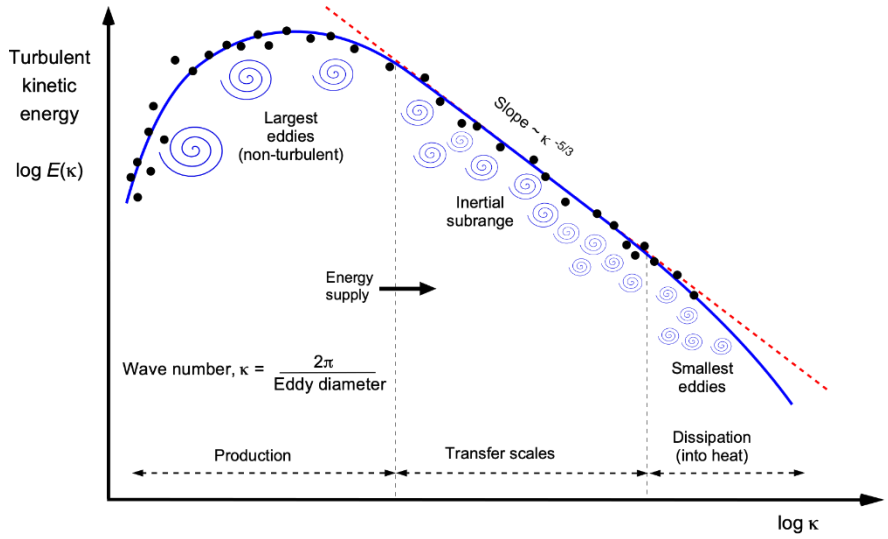


Figura 2 – Rappresentazione schematica della cascata energetica della turbolenza.

Le dimensioni caratteristiche delle strutture turbolente più grandi sono descritte dalla cosiddetta scala integrale, mentre il limite inferiore dello spettro è rappresentato dalla scala di Kolmogorov, associata alle strutture più piccole del moto turbolento. A tale scala gli effetti viscosi diventano predominanti e portano alla dissipazione dell'energia cinetica turbolenta.

All'aumentare del numero di Reynolds, la separazione tra le scale maggiori e quelle dissipative cresce, ampliando l'intervallo di strutture che caratterizzano il campo turbolento e rendendone progressivamente più complessa la descrizione numerica.

2.3.2 Formulazione RANS e problema di chiusura

Nelle applicazioni CFD di interesse ingegneristico non è generalmente necessario risolvere direttamente tutte le strutture turbolente. L'obiettivo è invece descrivere correttamente il campo medio e rappresentare mediante opportuni modelli l'effetto delle fluttuazioni turbolente. Su questo principio si basa l'approccio RANS (*Reynolds-Averaged Navier–Stokes*), nel quale le grandezze istantanee vengono scomposte nella somma di un valore medio e di una componente fluttuante.

$$\varphi(x_i, t) = \bar{\varphi}(x_i, t) + \varphi'(x_i, t) \tag{11}$$

dove $\bar{\varphi}$ rappresenta il valore medio della generica grandezza φ, mentre φ' ne descrive la fluttuazione rispetto a tale valore medio, caratterizzata da media nulla.

Applicando la decomposizione di Reynolds alle equazioni di governo e mediandole, si ottiene un sistema formalmente simile a quello originario. Tuttavia, a causa dei termini

non lineari presenti nelle equazioni di Navier–Stokes, il processo di media introduce nuove quantità legate alle correlazioni tra le fluttuazioni di velocità. In particolare, nell'equazione della quantità di moto compaiono i cosiddetti sforzi di Reynolds, legati alle correlazioni tra le fluttuazioni di velocità e rappresentativi del contributo della turbolenza al trasporto della quantità di moto.

L'introduzione di tali termini determina quindi un nuovo problema di chiusura, poiché il numero delle incognite risulta maggiore rispetto al numero delle equazioni disponibili. Per rendere risolvibile il sistema è necessario introdurre ulteriori relazioni capaci di modellare l'effetto delle fluttuazioni turbolente sul campo medio.

Una delle ipotesi più diffuse è quella proposta da Boussinesq, secondo la quale gli sforzi di Reynolds possono essere messi in relazione con il campo di velocità medio introducendo una viscosità turbolenta μ_t. In questo modo, il contributo della turbolenza al trasporto della quantità di moto viene trattato in maniera analoga a quello della viscosità molecolare, assumendo gli sforzi turbolenti proporzionali al tensore della velocità di deformazione del moto medio.

$$\tau^{ij,turb} = -\rho\overline{u_i' u_j'} \approx 2\mu_t S_{ij} - \frac{2}{3}\rho k \delta_{ij} \tag{12}$$

dove S_{ij} rappresenta il tensore della velocità di deformazione del moto medio, definito come

$$S_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i}\right)$$

Il problema della modellazione della turbolenza viene quindi ricondotto alla determinazione della viscosità turbolenta μ_t, che da un punto di vista dimensionale può essere espressa come

$$\mu_t = C_\mu \rho q L \tag{13}$$

dove C_μ è una costante adimensionale, mentre q e L rappresentano rispettivamente una scala caratteristica di velocità e una scala caratteristica di lunghezza della turbolenza. Negli approcci più semplici, detti modelli a zero equazioni, tali scale vengono determinate mediante relazioni algebriche basate sulle caratteristiche del moto medio, senza introdurre ulteriori equazioni di trasporto. La loro applicabilità risulta tuttavia limitata a configurazioni relativamente semplici.

Per ottenere una descrizione più generale del campo turbolento si ricorre ai modelli a due equazioni, nei quali la viscosità turbolenta viene determinata attraverso la soluzione di due ulteriori equazioni di trasporto relative a grandezze caratteristiche della turbolenza. Tra i modelli più diffusi rientrano il $k-\varepsilon$ e il $k-\omega$, le cui formulazioni costituiscono la base dei modelli considerati nelle successive fasi di definizione e verifica della metodologia numerica.

2.3.3 Modello k-ε

Il modello $k-\varepsilon$ appartiene alla famiglia dei modelli di turbolenza a due equazioni e introduce due grandezze caratteristiche del campo turbolento: l'energia cinetica turbolenta k, associata alle fluttuazioni del campo di velocità, e il tasso di dissipazione ε, che descrive la velocità con cui tale energia viene dissipata alle scale più piccole per effetto della viscosità.

L'energia cinetica turbolenta è definita come

$$k = \frac{1}{2}\,\overline{u_i' u_i'} \tag{14}$$

La relazione comprende quindi i contributi delle tre componenti fluttuanti della velocità.

L'evoluzione dell'energia cinetica turbolenta k può essere ricavata a partire dalle equazioni di Navier–Stokes mediate, ottenendo un'equazione di trasporto nella quale compaiono differenti meccanismi di trasferimento, produzione e dissipazione dell'energia:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial\left(\rho \bar{u}_j k\right)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\mu \frac{\partial k}{\partial x_j}\right) - \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\frac{\rho}{2}\,\overline{u_j' u_i' u_i'} + \overline{p' u_j'}\right) - \overline{\rho u_i' u_j'}\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \mu\,\overline{\frac{\partial u_i'}{\partial x_k}\frac{\partial u_i'}{\partial x_k}} \tag{15}$$

I termini al primo membro rappresentano rispettivamente la variazione locale e il trasporto convettivo di k dovuto al moto medio. Al secondo membro compaiono invece la diffusione molecolare, il trasporto turbolento associato alle fluttuazioni di velocità e pressione, la produzione di energia cinetica turbolenta a spese del moto medio e, infine, la dissipazione viscosa alle scale più piccole.

Alcuni di questi contributi non risultano direttamente noti. Il modello $k-\varepsilon$ quindi introduce opportune relazioni di chiusura che consentono di ricondurre l'equazione precedente a una forma modellata utilizzabile nella soluzione delle RANS.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial\left(\rho \bar{u}_j k\right)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] + P_k - \rho\varepsilon \tag{16}$$

Nella forma modellata, P_k rappresenta la produzione di energia cinetica turbolenta dovuta al trasferimento di energia dal moto medio alle fluttuazioni, mentre $\rho\varepsilon$ ne descrive la dissipazione. Il termine diffusivo comprende invece sia il contributo molecolare sia quello associato al trasporto turbolento.

Il tasso di dissipazione ε consente inoltre di introdurre una scala caratteristica del processo dissipativo. Per flussi turbolenti sviluppati e ad elevato numero di Reynolds, esso può essere messo in relazione con l'energia cinetica turbolenta e con una scala di lunghezza L attraverso

$$\varepsilon \approx \frac{k^{\frac{3}{2}}}{L} \tag{17}$$

Poiché ε deve essere determinato localmente all'interno del campo di moto, il modello introduce una seconda equazione di trasporto, nella quale vengono rappresentati i meccanismi di diffusione, produzione e dissipazione della grandezza:

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial\left(\rho \bar{u}_j \varepsilon\right)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right] + P_k \frac{\varepsilon}{k} C_{\varepsilon_1} - \rho \frac{\varepsilon^2}{k}\, C_{\varepsilon_2} \tag{18}$$

I coefficienti $\sigma_k = 1.0$ e $\sigma_\varepsilon = 1.3$ intervengono nella modellazione dei termini diffusivi delle rispettive equazioni, mentre $C_{\varepsilon 1}$ e $C_{\varepsilon 2}$ regolano i contributi di produzione e dissipazione nell'equazione di ε. Nel modello $k - \varepsilon$ standard vengono assunti $C_{\varepsilon 1}$ =1.44 e $C_{\varepsilon 2}$ =1.92.

Una volta determinate k ed ε, la viscosità turbolenta viene calcolata mediante

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{19}$$

dove, nella formulazione standard, C_μ =0.09. In questo modo le due equazioni aggiuntive consentono di determinare la viscosità turbolenta necessaria alla chiusura delle equazioni RANS.

Il modello $k - \varepsilon$ standard presenta tuttavia alcune limitazioni. L'ipotesi di Boussinesq introduce una relazione lineare tra gli sforzi turbolenti e la deformazione del campo

medio; inoltre, la formulazione risulta meno adatta in prossimità delle pareti e in presenza di forti gradienti di pressione, separazione o marcate anisotropie del campo turbolento.

2.3.4 Modelli k-ω e k-ω SST

Un approccio alternativo al modello $k-\varepsilon$ è rappresentato dal modello $k-\omega$, appartenente anch'esso alla famiglia dei modelli a due equazioni. L'energia cinetica turbolenta k rimane una delle grandezze trasportate, mentre il tasso di dissipazione ε viene sostituito dal tasso di dissipazione specifica ω, proporzionale al rapporto ε/k.

Anche in questo caso le equazioni descrivono il bilancio tra trasporto, diffusione, produzione e dissipazione delle grandezze turbolente.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t}+\frac{\partial\left(\rho\bar{u}_j k\right)}{\partial x_j}=P_k-\rho\beta^* k\omega+\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] \tag{20}$$

$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t}+\frac{\partial\left(\rho\bar{u}_j \omega\right)}{\partial x_j}=\alpha\frac{\omega}{k}P_k-\rho\beta\omega^2+\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\omega}\right)\frac{\partial \omega}{\partial x_j}\right] \tag{21}$$

I coefficienti α, β, β^*, σ_ke σ_ω dipendono dalla specifica formulazione adottata.

Nella formulazione $k-\omega$ standard, una volta determinate k e ω, la viscosità turbolenta può essere ricavata secondo la relazione

$$\mu_t=\rho\frac{k}{\omega} \tag{22}$$

Rispetto al $k-\varepsilon$, il modello $k-\omega$ risulta particolarmente adatto alla descrizione della regione prossima alla parete, dove può essere utilizzato anche all'interno della zona dominata dagli effetti viscosi , favorendo una corretta descrizione dello strato limite e dei forti gradienti che si sviluppano in prossimità delle superfici.

Il modello presenta tuttavia una maggiore sensibilità alle condizioni imposte nelle regioni lontane dalle pareti e, in particolare, al valore di ω assegnato al flusso indisturbato. Il $k-\varepsilon$, al contrario, mostra generalmente un comportamento più robusto nelle regioni di *free stream*.

Per combinare i vantaggi dei due approcci, Menter [13] ha introdotto il modello $k-\omega$ SST (*Shear Stress Transport*). La formulazione utilizza il comportamento del $k-\omega$ nella regione prossima alla parete e passa progressivamente a una formulazione riconducibile

al $k-\varepsilon$ allontanandosi dalla superficie. La transizione tra i due modelli è regolata mediante opportune funzioni di *blending*, in modo da evitare un passaggio discontinuo tra le differenti formulazioni.

La formulazione SST introduce inoltre una limitazione della viscosità turbolenta, finalizzata a rappresentare più correttamente il trasporto degli sforzi di taglio. Tale modifica risulta particolarmente importante in presenza di gradienti di pressione avversi e consente di migliorare la previsione dell'eventuale separazione dello strato limite.

Il modello $k-\omega$ SST consente quindi di sfruttare la maggiore accuratezza del $k-\omega$ nella regione prossima alla parete limitandone, al tempo stesso, la sensibilità alle condizioni di flusso indisturbato. Per tale motivo rappresenta una delle formulazioni maggiormente impiegate nelle applicazioni CFD nelle quali la corretta descrizione dello strato limite e dei fenomeni di separazione assume particolare importanza.

2.4 Strato limite e trattamento di parete

La presenza di una parete solida esercita un'influenza diretta sul campo di moto del fluido. Per effetto della condizione di *no slip*, la velocità si annulla in corrispondenza della superficie e aumenta progressivamente allontanandosi da essa, fino a risentire sempre meno della presenza della parete. Si individua così una regione caratterizzata da elevati gradienti di velocità, denominata strato limite, la cui rappresentazione è mostrata in maniera semplificata in Figura 3.

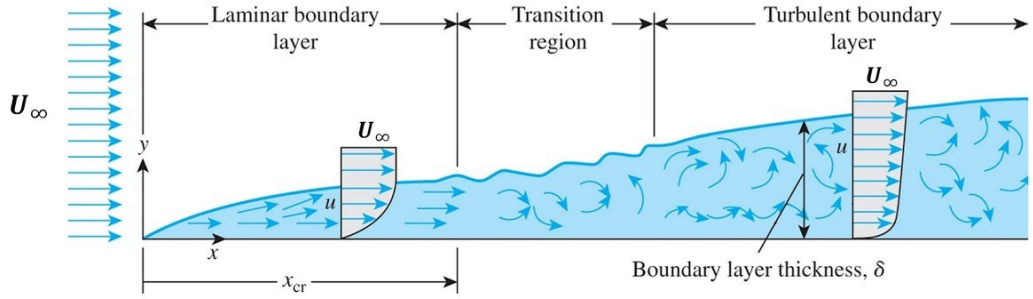


Figura 3 – Rappresentazione schematica dello sviluppo dello strato limite.

Nel caso di moto turbolento, il comportamento del flusso all'interno dello strato limite è determinato dall'interazione tra gli effetti viscosi, predominanti nelle immediate vicinanze della parete, e quelli turbolenti, che assumono progressivamente maggiore importanza all'aumentare della distanza dalla superficie. Ne deriva una struttura non

uniforme della regione *near-wall*, che può essere suddivisa in differenti zone in funzione del peso relativo dei due contributi.

La corretta rappresentazione di questa regione costituisce un aspetto particolarmente delicato nelle simulazioni CFD. L'annullamento della velocità a parete determina infatti forti variazioni non soltanto del campo di velocità, ma anche delle grandezze caratteristiche della turbolenza, rendendo necessaria un'adeguata risoluzione spaziale in direzione normale alla superficie. Una discretizzazione sufficientemente fine permette di descrivere direttamente tali gradienti, ma comporta un aumento del costo computazionale; in alternativa, il comportamento della regione più prossima alla parete può essere ricostruito mediante opportuni modelli di parete.

La scelta del trattamento *near-wall* risulta quindi strettamente connessa sia al modello di turbolenza adottato sia alle caratteristiche della griglia in prossimità delle superfici. Questo aspetto assume particolare rilevanza nelle applicazioni in cui le grandezze di parete costituiscono un risultato di interesse, come gli sforzi tangenziali e, in presenza di scambio termico, il flusso termico e il coefficiente di scambio convettivo.

2.4.1 Struttura dello strato limite turbolento

Per descrivere il comportamento del moto turbolento in prossimità di una superficie è utile introdurre grandezze adimensionali che permettano di confrontare il peso relativo degli effetti viscosi e turbolenti. A tale scopo si definisce innanzitutto la velocità di attrito u_τ, legata allo sforzo tangenziale alla parete τ_w attraverso la relazione

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \tag{23}$$

dove ρ rappresenta la densità del fluido. A partire da questa grandezza vengono quindi definite la velocità adimensionale u^+ e la distanza adimensionale dalla parete y^+:

$$u^+ = \frac{U}{u_\tau}, \qquad y^+ = \frac{u_\tau y}{\nu} = \frac{\rho\, u_\tau\, y}{\mu} \tag{24}$$

dove U rappresenta la componente media della velocità parallela alla parete, y la distanza dalla superficie, mentre ν e μ indicano rispettivamente la viscosità cinematica e dinamica del fluido.

L'utilizzo di tali variabili consente di distinguere all'interno dello strato limite turbolento regioni caratterizzate da un diverso rapporto tra gli effetti viscosi e quelli associati alla turbolenza.

i. Nella zona immediatamente adiacente alla parete, indicata come sottostrato viscoso (*viscous sublayer*), il contributo viscoso risulta dominante e gli sforzi turbolenti possono essere considerati secondari. In questa regione il profilo di velocità assume, in forma adimensionale, un andamento pressoché lineare:

$$u^+ = y^+ \tag{25}$$

relazione generalmente associata a valori di y^+ inferiori a circa 5.

ii. Allontanandosi ulteriormente dalla superficie si incontra la *buffer region*, che costituisce la zona di transizione tra il sottostrato viscoso e la regione dominata dalla turbolenza. In tale intervallo, indicativamente compreso tra $5 < y^+ < 30$, gli effetti viscosi e turbolenti risultano entrambi rilevanti e nessuno dei due può essere trascurato. Il profilo di velocità non è pertanto riconducibile né alla semplice relazione lineare valida nel sottostrato viscoso né alla legge logaritmica caratteristica delle regioni più esterne.

iii. Per valori maggiori della distanza adimensionale si raggiunge la regione logaritmica (*log-layer*), nella quale il trasporto della quantità di moto è prevalentemente governato dalla turbolenza e il contributo diretto della viscosità molecolare assume un peso minore. Il profilo medio di velocità può essere descritto mediante la legge logaritmica di parete:

$$u^+ = \frac{1}{\kappa}\ln(y^+) + B \tag{26}$$

dove κ è la costante di von Kármán, generalmente assunta pari a circa 0,41, mentre B rappresenta la costante additiva della legge di parete. La regione logaritmica viene generalmente individuata a partire da valori di y^+ dell'ordine di 30, mentre la sua estensione superiore dipende dalle caratteristiche del flusso e dal numero di Reynolds.

Procedendo ulteriormente verso l'esterno si entra nel cosiddetto *velocity defect layer*, nel quale l'influenza diretta della parete si riduce progressivamente e il campo di moto risulta maggiormente condizionato dalle caratteristiche del flusso esterno. La suddivisione appena introdotta, mostrata in Figura 4, evidenzia quindi come il comportamento *near-*

wall vari sensibilmente con la distanza dalla superficie e come il parametro y^+ rappresenti una grandezza fondamentale per stabilire quale porzione dello strato limite venga effettivamente risolta dalla griglia numerica.

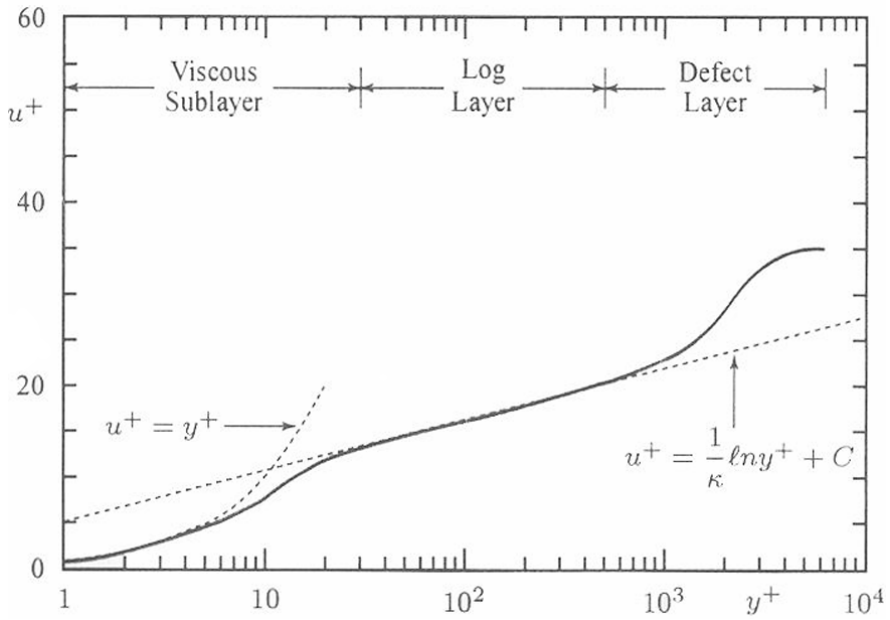


Figura 4 – Profilo adimensionale di velocità nello strato limite turbolento e relative regioni near-wall.

2.4.2 Parametro y^+ e modellazione *near-wall*

La corretta rappresentazione della regione prossima alla parete dipende in modo diretto dalla posizione della prima cella della griglia all'interno dello strato limite. Il parametro y^+ consente di esprimere tale distanza in forma adimensionale e costituisce quindi un riferimento fondamentale nella definizione del trattamento numerico della parete.

Una prima possibilità consiste nel non risolvere direttamente il sottostrato viscoso, collocando il centro della prima cella all'interno della regione logaritmica. In questo caso il comportamento del flusso tra la parete e il primo punto computazionale viene ricostruito mediante opportune *wall functions*, basate sulla legge logaritmica di parete. Tale strategia, associata a un approccio *High Reynolds*, permette di contenere il numero di celle richiesto nella regione *near-wall*, evitando la discretizzazione diretta dei forti gradienti presenti in prossimità della superficie.

Affinché tale approssimazione risulti coerente, il primo punto della griglia deve ricadere all'interno del *log-layer*, quindi per valori di y^+ generalmente superiori a circa 30. Deve invece essere evitato, per quanto possibile, il posizionamento della prima cella nella *buffer region*, dove gli effetti viscosi e turbolenti risultano contemporaneamente rilevanti

e il profilo di velocità non può essere descritto accuratamente né dalla relazione lineare del sottostrato viscoso né dalla legge logaritmica di parete.

Un approccio alternativo consiste nel risolvere direttamente la regione prossima alla parete, portando il primo punto computazionale all'interno del sottostrato viscoso. In questo caso le equazioni vengono integrate fino alla parete e la griglia deve essere sufficientemente raffinata da descrivere l'elevato gradiente delle grandezze fluidodinamiche e turbolente. Tale strategia, indicata generalmente come approccio *wall-resolved* e tipicamente associata a formulazioni *Low Reynolds*, richiede valori di y^+ dell'ordine dell'unità.

Una corretta risoluzione della regione *near-wall* non dipende tuttavia unicamente dal valore di y^+ associato alla prima cella. Per descrivere adeguatamente l'evoluzione delle grandezze all'interno dello strato limite è infatti necessario disporre di un numero sufficiente di punti di calcolo nella direzione normale alla superficie. Per questo motivo, nelle mesh tridimensionali vengono generalmente introdotti più strati di celle progressivamente crescenti, in modo da risolvere i forti gradienti *near-wall* mantenendo al tempo stesso una transizione regolare verso la griglia del resto del dominio.

Fissato un valore obiettivo di y^+, la distanza y del primo punto computazionale dalla parete può essere stimata invertendo la definizione introdotta in precedenza:

$$y = \frac{y^+ \nu}{u_\tau} = \frac{y^+ \mu}{\rho\, u_\tau} \tag{27}$$

La relazione (27) consente quindi di stimare la distanza del centro della prima cella dalla parete in funzione del valore obiettivo di y^+, delle proprietà del fluido e dello sforzo tangenziale sulla superficie. Lo spessore del primo strato di celle deve essere successivamente definito in maniera coerente con tale distanza. Il valore di y^+ effettivamente ottenuto viene infine verificato sulla soluzione numerica, poiché u_τ, e quindi y^+, dipendono dal campo di moto risultante.

La scelta tra l'impiego di *wall functions* e la risoluzione diretta della regione viscosa rappresenta un compromesso tra accuratezza e costo computazionale e deve essere coerente con il modello di turbolenza e con le grandezze di interesse. Quando l'analisi riguarda fenomeni a parete, assume quindi particolare importanza la corretta costruzione degli strati di celle adiacenti alla superficie.

2.5 Scambio termico

La modellazione dello scambio termico rappresenta un aspetto fondamentale nelle applicazioni termo-fluidodinamiche, poiché la distribuzione delle temperature e dei flussi termici influenza direttamente lo stato termico dei componenti, le sollecitazioni a cui essi sono sottoposti e, più in generale, il comportamento del sistema. In ambito motoristico, una corretta previsione dei fenomeni di trasferimento del calore risulta quindi importante sia per la valutazione delle condizioni operative dei componenti sia per la progettazione dei sistemi di gestione termica.

Dal punto di vista numerico, lo scambio termico è strettamente connesso al campo fluidodinamico. Il moto del fluido, il regime di turbolenza, le proprietà termofisiche e le caratteristiche geometriche del dominio influenzano infatti il trasferimento di energia tra il fluido e le superfici solide. Nei sistemi di raffreddamento, in particolare, il calore attraversa i componenti per conduzione e viene successivamente trasferito al fluido refrigerante attraverso meccanismi convettivi.

Per descrivere questi fenomeni, l'impiego di modelli di *Conjugate Heat Transfer* (CHT) permette di risolvere in maniera accoppiata il trasferimento di calore nel fluido e nei componenti solidi, determinandone sia la distribuzione di temperatura sia la quantità di calore scambiata con i circuiti di raffreddamento.

In tale contesto, assumono particolare importanza anche le grandezze locali che caratterizzano lo scambio termico a parete, quali il flusso termico e il coefficiente di scambio convettivo. La loro corretta valutazione è strettamente legata alla descrizione della regione *near-wall* e, di conseguenza, al modello di turbolenza, al trattamento di parete e alla discretizzazione adottata nelle immediate vicinanze delle superfici.

2.5.1 Conduzione e convezione

I due principali meccanismi di trasmissione del calore coinvolti nelle analisi termo-fluidodinamiche considerate sono la conduzione e la convezione. La prima è associata alla presenza di un gradiente di temperatura all'interno di un mezzo materiale e rappresenta il meccanismo attraverso il quale il calore si propaga prevalentemente nei componenti solidi. La seconda interessa invece lo scambio termico tra una superficie e un fluido in movimento ed è quindi direttamente legata alle caratteristiche del campo

fluidodinamico. Questa distinzione è alla base della descrizione CHT, nella quale la conduzione nei solidi viene accoppiata allo scambio termico con i domini fluidi adiacenti.

Nel caso della conduzione, il flusso termico è legato al gradiente locale di temperatura attraverso la legge di Fourier:

$$\bar{q}'' = -\lambda \nabla \mathrm{T} \tag{28}$$

dove $\bar{q}''$ rappresenta il vettore flusso termico per unità di superficie $[W/m^2]$, λ la conducibilità termica del materiale $[W/(m\,K)]$ e T la temperatura. Il segno negativo indica che il trasferimento di calore avviene nella direzione di diminuzione della temperatura.

Nel trasferimento di calore tra due domini solidi può inoltre manifestarsi una resistenza termica di contatto, associata alla non idealità dell'accoppiamento tra le superfici e responsabile di una possibile discontinuità di temperatura all'interfaccia.

Lo scambio convettivo risulta invece dall'interazione tra il trasporto di energia associato al moto del fluido e i fenomeni diffusivi che si sviluppano in prossimità della superficie. La sua intensità dipende pertanto da numerosi fattori, tra cui le proprietà termofisiche del fluido, la velocità, il regime di moto, la geometria e le condizioni della superficie. In presenza di turbolenza, anche il trasporto turbolento contribuisce in maniera significativa allo scambio energetico, rendendo evidente il legame tra modellazione del campo di moto e previsione del comportamento termico.

Dal punto di vista macroscopico, lo scambio convettivo tra fluido e parete viene comunemente espresso attraverso la legge di Newton:

$$q'' = h\,(T_w - T_{ref}) \tag{29}$$

dove q'' è il flusso termico superficiale, T_w la temperatura della parete, T_{ref} una temperatura rappresentativa del fluido e h il coefficiente di scambio termico convettivo $[W/m^2(K)]$, o *Heat Transfer Coefficient* (HTC).

2.5.2 Coefficiente di scambio termico convettivo

Il coefficiente di scambio termico convettivo h, introdotto nella relazione di Newton, rappresenta una grandezza particolarmente utile per quantificare localmente l'intensità dello scambio termico tra un fluido e una superficie. A partire dall'equazione (29), esso può essere espresso come

$$h = \frac{q''}{T_w - T_{ref}} \tag{30}$$

dove q'' rappresenta il flusso termico superficiale, T_w la temperatura della parete e T_{ref} la temperatura di riferimento del fluido.

Dal punto di vista numerico, il flusso termico a parete viene determinato a partire dalla soluzione del campo energetico, mentre l'HTC costituisce una grandezza derivata e richiede anche la definizione di una temperatura di riferimento del fluido. Poiché il suo valore dipende direttamente da tale scelta, la temperatura di riferimento deve essere individuata secondo un criterio univoco e applicato in modo coerente, così da rendere confrontabili i coefficienti ottenuti.

Analogamente a quanto osservato per il campo di velocità, in prossimità della parete si sviluppa uno strato limite termico, all'interno del quale la temperatura varia dal valore assunto sulla superficie verso quello caratteristico del fluido lontano dalla parete, come mostrato in Figura 5. Il gradiente termico presente in questa regione determina direttamente il flusso di calore scambiato con la superficie e rende la sua corretta rappresentazione particolarmente importante nella previsione dell'HTC.

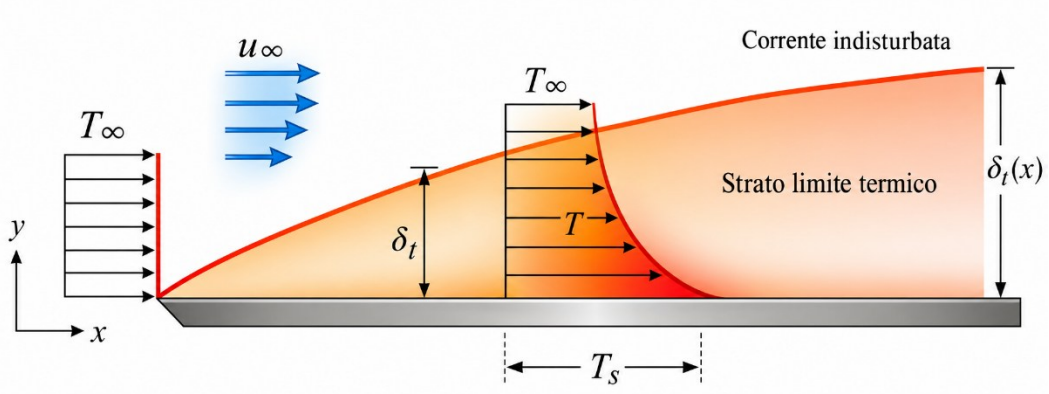


Figura 5 – Sviluppo dello strato limite termico e del profilo di temperatura in prossimità della parete.

La modellazione dello scambio termico a parete risulta pertanto strettamente legata alla strategia *near-wall* adottata. Quando la griglia consente di risolvere direttamente la regione prossima alla superficie, il gradiente termico viene ricostruito attraverso il campo di temperatura calcolato nelle celle adiacenti alla parete. Qualora, invece, tale regione non venga risolta direttamente, possono essere impiegate opportune *thermal wall functions*, mediante le quali il comportamento termico della regione non direttamente risolta dalla griglia viene rappresentato attraverso relazioni di parete. La previsione dell'HTC risulta

quindi influenzata dalla risoluzione della griglia in prossimità della superficie e dal modello di turbolenza adottato, che devono essere coerenti con il trattamento *near-wall* scelto.

2.5.3 *Conjugate Heat Transfer*

Il termine *Conjugate Heat Transfer* (CHT), o scambio termico coniugato, identifica un approccio numerico nel quale il problema fluidodinamico e quello termico dei componenti solidi vengono risolti in maniera accoppiata. A differenza di una simulazione puramente fluidodinamica, nella quale la temperatura delle pareti può essere assegnata come condizione al contorno, una formulazione CHT permette di determinare direttamente il campo di temperatura all'interno dei solidi in funzione dello scambio termico con i domini fluidi adiacenti.

Il dominio di calcolo viene pertanto suddiviso in regioni caratterizzate da una differente descrizione fisica. Nel fluido vengono risolte le equazioni di conservazione della massa, della quantità di moto e dell'energia, insieme agli eventuali modelli di turbolenza, mentre nei domini solidi il problema è governato essenzialmente dalla diffusione dell'energia termica. Per un solido isotropo, in presenza di un eventuale termine sorgente volumetrico S_T, l'equazione può essere espressa nella forma

$$\rho_s c_{p,s} \frac{\partial T_s}{\partial t} = \nabla \cdot (\lambda_s \nabla T_s) + S_T \tag{31}$$

dove ρ_s, $c_{p,s}$ e λ_s rappresentano rispettivamente densità, calore specifico e conducibilità termica del materiale solido.

Un'analisi CHT può essere condotta in regime stazionario o transitorio. Nel primo caso si ricerca una condizione di equilibrio termico, per la quale il campo di temperatura non varia nel tempo e il termine $\partial T_s/\partial t$ dell'equazione (31) si annulla. Una formulazione transitoria consente invece di descrivere l'evoluzione temporale delle temperature, risultando necessaria quando le variazioni dello stato termico costituiscono parte dell'analisi, a fronte di un maggiore costo computazionale.

L'accoppiamento tra le diverse regioni avviene attraverso interfacce, mediante le quali vengono trasferite le informazioni necessarie alla determinazione dello scambio termico. Nel caso di un'interfaccia fluido-solido, la temperatura della parete non costituisce quindi una grandezza necessariamente imposta a priori, ma deriva dalla soluzione congiunta del

campo termico nel solido e del trasferimento di energia lato fluido. La definizione delle interfacce costituisce per questo motivo un elemento fondamentale del *setup* CHT.

Nel caso di perfetto contatto termico, all'interfaccia devono essere garantite la continuità della temperatura e del flusso termico normale.

Indicando con f e s rispettivamente il lato fluido e quello solido, le condizioni possono essere espresse, a meno delle convenzioni adottate per la direzione della normale all'interfaccia, come:

$$T_f = T_s \tag{32}$$

$$-\lambda_f \frac{\partial T_f}{\partial n} = -\lambda_s \frac{\partial T_s}{\partial n} \tag{33}$$

La presenza di una resistenza di contatto introduce una differenza di temperatura tra le superfici accoppiate.

L'impiego di una formulazione CHT permette quindi di determinare in maniera coerente sia la distribuzione di temperatura nei componenti solidi sia il calore trasferito al fluido refrigerante, mettendo in relazione il comportamento fluidodinamico del circuito con la risposta termica dei componenti che lo delimitano. Nelle applicazioni di raffreddamento, tale accoppiamento consente inoltre di valutare grandezze quali la temperatura locale delle pareti, il flusso termico e la quantità complessiva di calore asportata dal refrigerante.

I concetti introdotti nel presente capitolo costituiscono la base fisica e numerica della metodologia sviluppata nei capitoli successivi, dalla caratterizzazione fluidodinamica alla valutazione dello scambio termico, fino alla modellazione CHT.

3 Analisi e selezione della strategia di *meshing*

La generazione della griglia di calcolo costituisce una fase fondamentale nella definizione di una metodologia CFD, in quanto influenza sia la corretta rappresentazione della geometria sia la capacità del modello numerico di descrivere correttamente i fenomeni fluidodinamici di interesse.

Nel corso dell'attività sono state valutate differenti soluzioni di *meshing*, con l'obiettivo di individuare un approccio applicabile non soltanto al singolo caso analizzato, ma estendibile anche a geometrie differenti. Particolare attenzione è stata rivolta alla possibilità di ottenere griglie a prevalenza esaedrica, generalmente preferibili per garantire una discretizzazione regolare e contenere gli errori numerici.

Per confrontare i diversi approcci nelle medesime condizioni è stato definito un caso test comune, costituito da un condotto cilindrico di diametro 20 *mm* e lunghezza pari a 80 *mm*. La scelta di una geometria volutamente semplice permette di valutare le caratteristiche dei meshatori limitando l'influenza della complessità geometrica sul risultato. Oltre alla tipologia e alla qualità della discretizzazione ottenuta, sono state valutate la facilità di separazione delle diverse regioni del dominio, la possibilità di controllare la discretizzazione in prossimità delle pareti e la flessibilità nell'introduzione di raffinamenti locali.

Sulla base di tali criteri sono stati analizzati tre differenti strumenti: *SALOME*, mediante l'algoritmo *Body Fitting*, *swiftBlock*, utilizzato come interfaccia grafica per *blockMesh*, e infine la versione *open source* di *cfMesh*. Il confronto non è quindi finalizzato a stabilire in termini assoluti quale meshatore produca la griglia migliore sul caso test, ma a individuare la soluzione più adatta alla definizione di un *workflow* robusto, ripetibile e potenzialmente industrializzabile.

3.1 *SALOME*

Tra le prime soluzioni considerate per la generazione della griglia è stato analizzato *SALOME 9.15.0*, piattaforma *open source* che integra strumenti per la preparazione geometrica e la generazione della mesh attraverso il modulo *SMESH*. L'interesse si è concentrato in particolare sull'algoritmo *Body Fitting*, che consente di costruire una

griglia tridimensionale a prevalenza esaedrica a partire da una discretizzazione cartesiana, adattando le celle in prossimità del contorno geometrico.

Il primo test è stato eseguito sul condotto cilindrico definito in precedenza, adottando una dimensione nominale delle celle pari a 1 *mm* nelle tre direzioni cartesiane. La mesh ottenuta risulta composta da 26.560 celle, di cui il 93% esaedriche. Il risultato evidenzia quindi una buona capacità dell'algoritmo di mantenere una struttura prevalentemente esaedrica anche in prossimità della superficie curva, dove l'adattamento al contorno richiede l'introduzione di celle poliedriche. In Figura 6 è riportata la mesh ottenuta con *SALOME.*

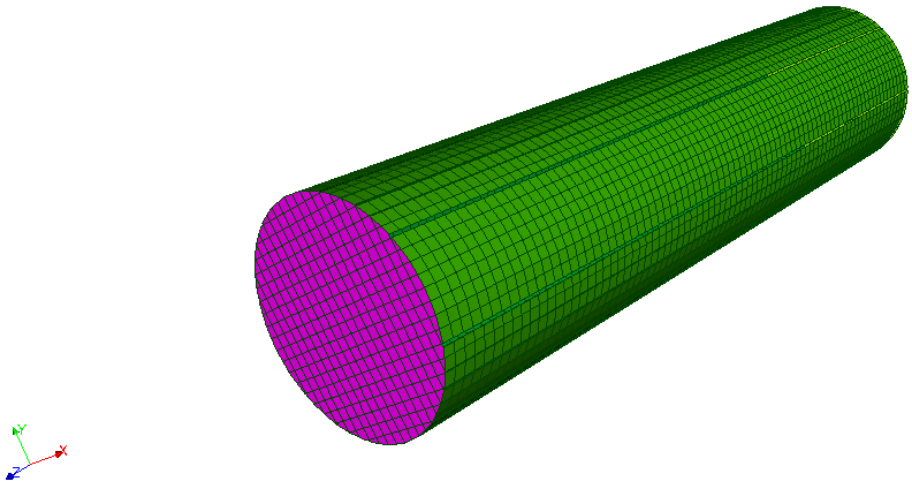


Figura 6 - Mesh tridimensionale del caso test ottenuta con SALOME.

Oltre alla tipologia delle celle generate, è stata valutata anche la separazione delle *boundary*. La suddivisione automatica delle superfici mediante *sharp edges* non è risultata sufficientemente robusta. Risultati più affidabili sono stati ottenuti definendo direttamente sulla geometria i gruppi *inlet*, *outlet* e *walls*, poi trasferiti alla mesh durante la generazione.

È stata inoltre verificata la possibilità di introdurre uno strato limite mediante il comando *Viscous Layers*. Sulla geometria importata la procedura non ha consentito di completare correttamente la generazione degli strati, mentre sullo stesso cilindro generato direttamente in SALOME è stata ottenuta una stratificazione composta da 5 *layer*, con un rapporto di crescita pari a 1,25. La differente affidabilità osservata in funzione della geometria rappresenta un limite significativo in termini di robustezza, soprattutto

considerando la semplicità del caso test. Anche sul cilindro CAD sono state osservate alcune discontinuità locali nella discretizzazione superficiale, visibili in Figura 7.

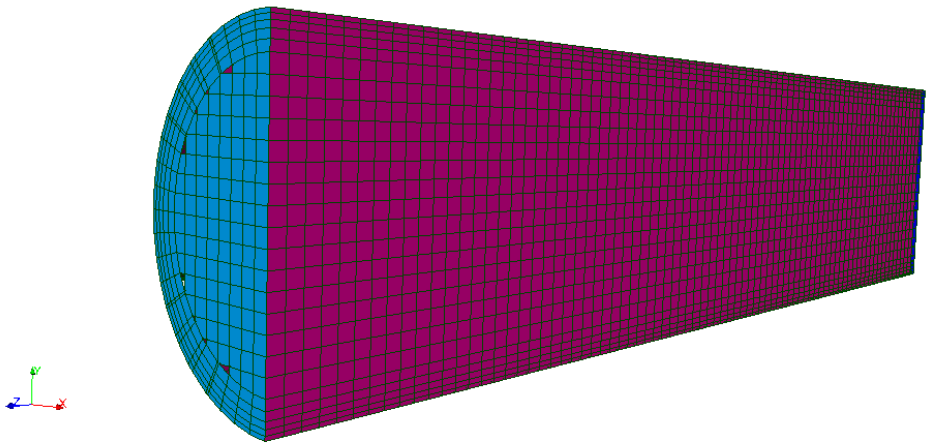


Figura 7 – Discretizzazione del boundary layer ottenuto con SALOME sul cilindro CAD.

Un ulteriore aspetto considerato riguarda la possibilità di introdurre raffinamenti locali. *SALOME* consente la definizione di *subMesh* all'interno del dominio e permette quindi di imporre una discretizzazione differente in determinate regioni. Tale approccio richiede però che la zona interessata dal raffinamento sia preventivamente definita all'interno della geometria. Risulta quindi necessario creare e partizionare opportunamente il dominio prima della generazione della mesh. L'introduzione di un raffinamento comporta un intervento sulla geometria stessa, rendendo la procedura poco flessibile durante le successive fasi di sviluppo della griglia.

Nel complesso, il *Body Fitting* di *SALOME* offre il vantaggio di un'interfaccia grafica completa e ha mostrato buone capacità di generare mesh a prevalenza esaedrica. I principali limiti emersi riguardano tuttavia la gestione dei raffinamenti volumetrici e soprattutto la scarsa robustezza della generazione dello strato limite su geometrie importate. Il fatto che tale criticità sia emersa già sul semplice condotto utilizzato come caso test ha reso la procedura poco adatta all'obiettivo di definire un *workflow* ripetibile e trasferibile a geometrie di maggiore complessità.

3.2 *swiftBlock*

Una seconda soluzione analizzata è *swiftBlock*, *add-on* per *Blender* sviluppato come interfaccia grafica per *blockMesh*, meshatore nativo di OpenFOAM. A differenza dell'approccio automatico adottato in *SALOME*, *swiftBlock* permette di definire direttamente la topologia dei blocchi e i relativi parametri di discretizzazione, offrendo quindi un controllo completo sulla generazione di mesh strutturate e interamente esaedriche.

La prima griglia è stata ottenuta mediante la costruzione di un singolo blocco a sezione quadrata, estruso lungo l'intera lunghezza del condotto e successivamente proiettato sulla superficie cilindrica di riferimento. La procedura ha consentito di ottenere una mesh conforme alla geometria e di definire facilmente le tre *boundary inlet*, *outlet* e *walls*, successivamente trasferite al caso OpenFOAM. Sulla mesh così ottenuta, composta da 1000 celle interamente esaedriche, il controllo mediante *checkMesh* di OpenFOAM non ha evidenziato errori topologici o geometrici. In Figura 8 si riporta il risultato ottenuto.

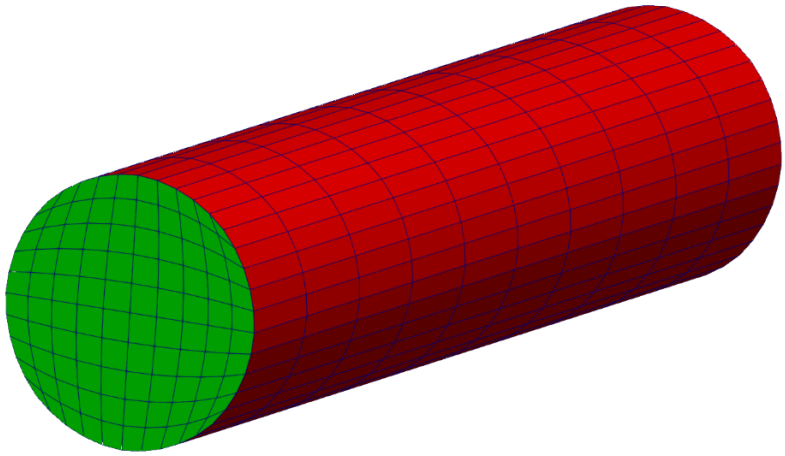


Figura 8 – Mesh strutturata esaedrica del caso test ottenuta con swiftBlock.

Per valutare la possibilità di controllare la discretizzazione in prossimità della parete, la topologia è stata successivamente modificata affiancando al blocco centrale quattro blocchi periferici; la struttura così ottenuta permette un controllo diretto della distribuzione delle celle a parete. Lo strato limite è stato riprodotto mediante il *grading* degli *edge* che collegano il blocco centrale alla parete, adottando, per coerenza con il test effettuato in *SALOME*, 5 celle in direzione radiale e un rapporto di crescita pari a 1,25. Il risultato mostra una progressiva riduzione della dimensione delle celle in prossimità della

superficie, mantenendo al tempo stesso una mesh completamente strutturata, come mostrato in Figura 9.

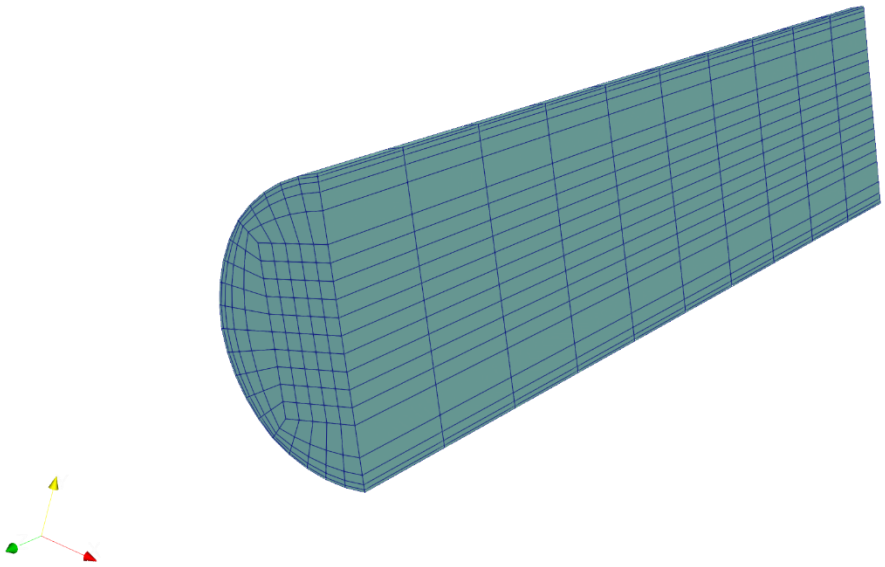


Figura 9 - Discretizzazione del boundary layer ottenuta mediante grading con swiftBlock.

È stata infine verificata la possibilità di introdurre un raffinamento nella zona centrale del dominio aumentando il numero di suddivisioni degli *edge* del blocco interno. L'aumento della risoluzione del blocco centrale tende a propagarsi anche ai blocchi periferici, come mostrato in Figura 10. Un raffinamento maggiormente confinato richiederebbe una modifica manuale della topologia, mediante l'introduzione di ulteriori blocchi dedicati alla transizione.

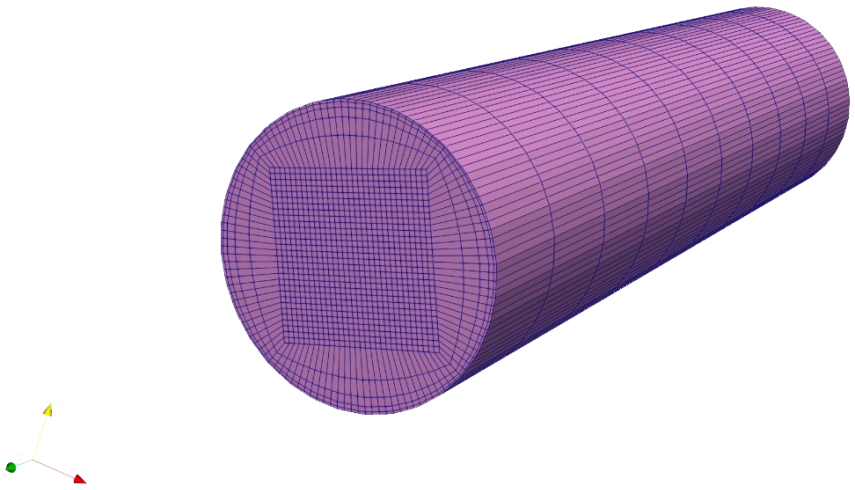


Figura 10 – Raffinamento del blocco centrale e relativa propagazione ai blocchi periferici con swiftBlock.

Nel complesso, *swiftBlock* ha permesso di ottenere mesh completamente esaedriche, con un controllo molto elevato della topologia, della distribuzione delle celle e del *grading* in

prossimità della parete. Tali vantaggi sono però accompagnati da una crescente richiesta di intervento manuale al crescere della complessità geometrica: la costruzione dei blocchi, la gestione delle proiezioni e l'introduzione di raffinamenti locali richiedono infatti modifiche dirette alla topologia della mesh.

Sebbene l'approccio si sia quindi dimostrato efficace sul semplice condotto utilizzato come caso test, la sua applicazione a domini interni significativamente più complessi è risultata poco adatta all'obiettivo di definire una procedura facilmente ripetibile e industrializzabile.

3.3 *cfMesh*

L'ultima soluzione analizzata sul caso test è *cfMesh* nella sua versione *open source*, una libreria di generazione automatica della griglia sviluppata per l'ambiente OpenFOAM. Tra le differenti metodologie di generazione della mesh disponibili è stato adottato l'approccio cartesiano, che consente di ottenere una mesh tridimensionale a prevalenza esaedrica, introducendo celle poliedriche solamente nelle regioni di transizione tra differenti livelli di discretizzazione. La geometria viene fornita in formato *.fms o .stl*, mentre i principali parametri della discretizzazione vengono definiti attraverso il file *meshDict*.

La separazione delle *boundary* è stata eseguita preliminarmente in *Blender* mediante la definizione di opportuni *vertex groups*, associati alle superfici di *inlet*, *outlet* e *walls*. La successiva separazione dei gruppi in oggetti indipendenti è stata automatizzata attraverso uno *script Python* dedicato, che consente di mantenere per ciascuna superficie la nomenclatura precedentemente assegnata. Le superfici così definite possono quindi essere trasferite alla geometria utilizzata dal meshatore e mantenute come differenti *boundary* nella mesh volumetrica.

In Figura 11 si riporta il risultato ottenuto con *cfMesh.*

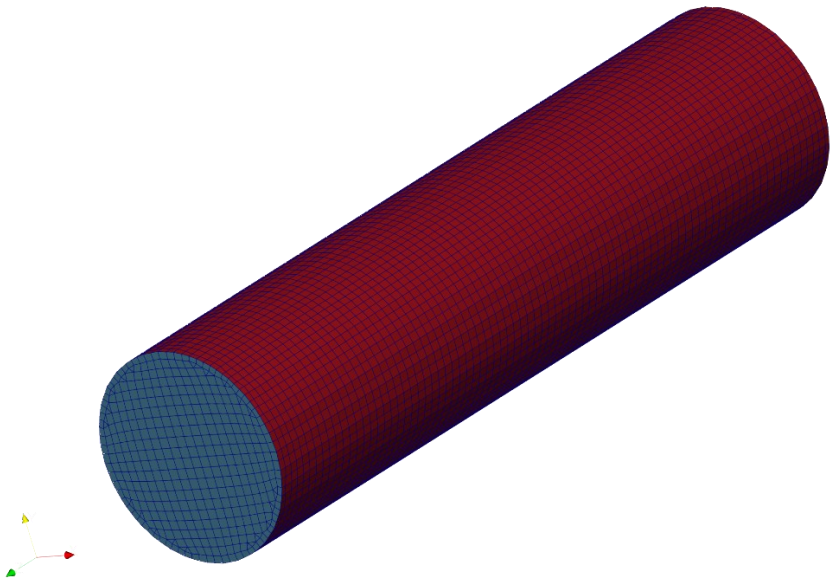


Figura 11 – Mesh tridimensionale a prevalenza esaedrica del caso test ottenuta con cfMesh.

Per verificare la capacità di gestire la discretizzazione in prossimità della parete è stato successivamente introdotto uno strato limite, riportato in Figura 12, mantenendo gli stessi parametri adottati nei test precedenti. In *cfMesh* i parametri relativi al *boundary layer* vengono definiti sempre all'interno del file *meshDict*, specificando il numero di strati e il rapporto tra lo spessore di due *layer* successivi. La procedura ha consentito di ottenere una stratificazione continua lungo la superficie cilindrica senza richiedere una preventiva decomposizione manuale del dominio come per *swiftBlock*.

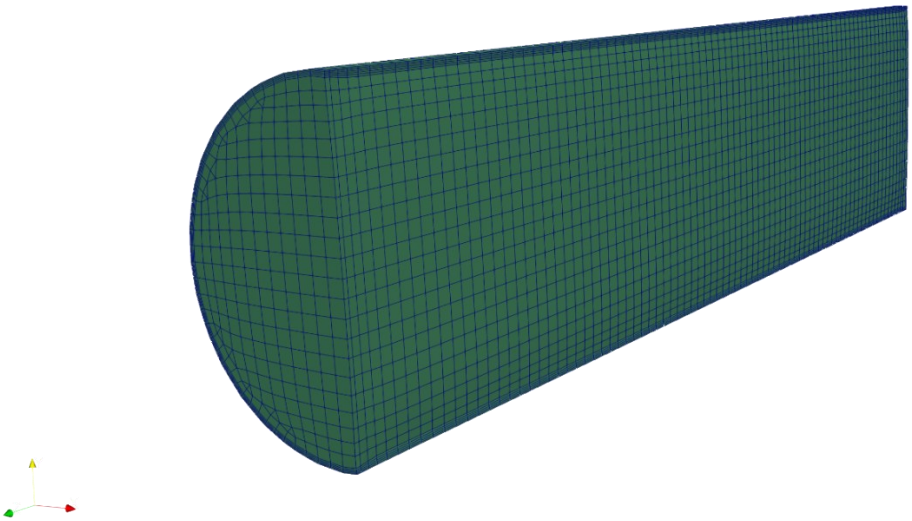


Figura 12 - Discretizzazione del boundary layer a 5 strati ottenuta con cfMesh.

È stata infine valutata la possibilità di introdurre raffinamenti locali nella mesh; *cfMesh* permette di definire direttamente nel *meshDict* regioni di raffinamento interne al volume mediante l'opzione *objectRefinement*, utilizzando primitive geometriche quali box, sfere,

linee o coni. Per ciascuna regione è possibile specificare la dimensione desiderata delle celle o il numero di livelli aggiuntivi di raffinamento. Il meshatore consente inoltre di applicare raffinamenti superficiali locali, associando una differente dimensione delle celle a specifiche *patch* o regioni della superficie mediante le relative impostazioni di *localRefinement*. Per agevolare il posizionamento delle regioni volumetriche, la mesh preliminare viene visualizzata in *ParaView*, dal quale è possibile ricavare le coordinate necessarie alla definizione delle primitive all'interno del *dictionary*. In questo modo il raffinamento può essere confinato alle sole zone di interesse, senza richiedere una modifica della geometria originale né una ridefinizione della topologia della mesh. Il risultato ottenuto con i raffinamenti precedentemente definiti è riportato in Figura 13.

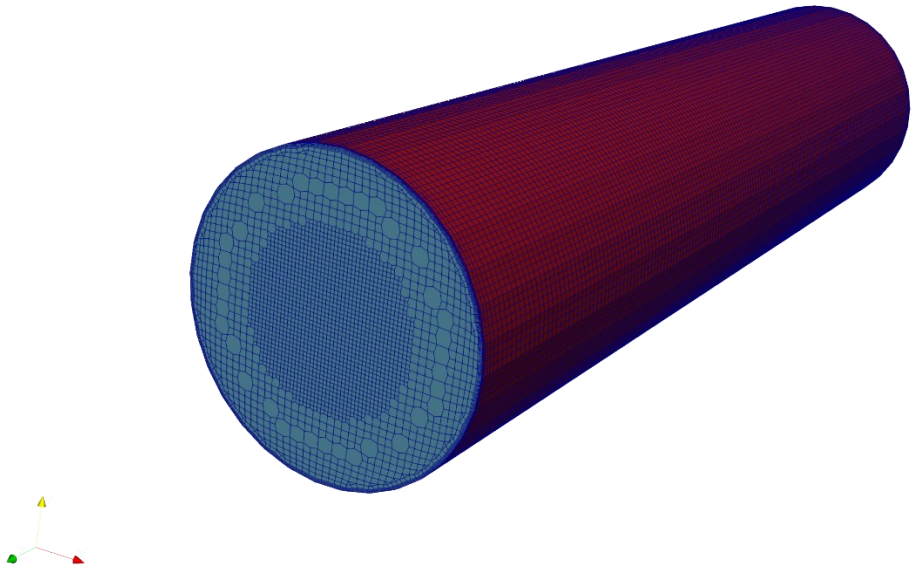


Figura 13 - Raffinamenti volumetrico e superficiale del caso test ottenuti con cfMesh.

Nel complesso, *cfMesh* ha mostrato sul caso test una maggiore flessibilità nella gestione delle *boundary*, del *boundary layer* e dei raffinamenti locali. La separazione delle *boundary* può essere predisposta direttamente sulla geometria superficiale, lo strato limite viene controllato attraverso il relativo *dictionary* e i raffinamenti volumetrici e superficiali possono essere introdotti in qualsiasi momento senza intervenire a priori sulla geometria o sulla struttura globale della mesh. L'assenza di un'interfaccia grafica dedicata non si è inoltre rivelata particolarmente penalizzante grazie all'utilizzo combinato di *Blender* e *ParaView*, che consentono di mantenere un controllo grafico rispettivamente sulla preparazione della geometria e sulla mesh generata, mentre i parametri della discretizzazione vengono definiti facilmente all'interno del file *meshDict*.

Alla luce dei risultati ottenuti sul condotto di riferimento, *cfMesh* è stato quindi adottato come meshatore di riferimento per il caso di studio e per le successive applicazioni a geometrie differenti.

A partire da tale configurazione di riferimento, il procedimento è stato successivamente integrato con alcuni strumenti e modifiche, finalizzati ad aumentarne la robustezza e l'efficienza nell'applicazione a geometrie di maggiore complessità.

3.3.1 Ottimizzazione della rappresentazione geometrica

L'applicazione di *cfMesh* a geometrie progressivamente più complesse ha evidenziato la necessità di controllare il modo in cui alcuni dettagli della superficie vengono interpretati dal meshatore. Nel processo di generazione della mesh, *cfMesh* tratta infatti come vincoli gli *edge* appartenenti al confine tra differenti *patch* e quelli esplicitamente definiti come *feature edges*, mentre i restanti *edge* della triangolazione superficiale non vengono mantenuti come vincoli. Nel caso di geometrie complesse ciò può comportare una rappresentazione non ottimale di alcuni spigoli caratteristici.

Per intervenire selettivamente su tali zone è stato utilizzato un *add-on* per *Blender*, mediante il quale gli *sharp edges* di interesse vengono individuati ed esportati in formato *.fedges*, per essere successivamente trasferiti al file *.fms* mediante l'*utility setFMSFeatureEdges*. In questo modo è possibile imporre al meshatore il rispetto di specifici dettagli geometrici senza ricorrere necessariamente a un raffinamento della regione circostante. Tale approccio risulta particolarmente vantaggioso nelle zone di limitato interesse fluidodinamico ed è stato utilizzato anche nelle applicazioni CHT descritte nel Capitolo 6. L'effetto dell'introduzione dei *feature edges* sulla discretizzazione superficiale è mostrato in Figura 14.

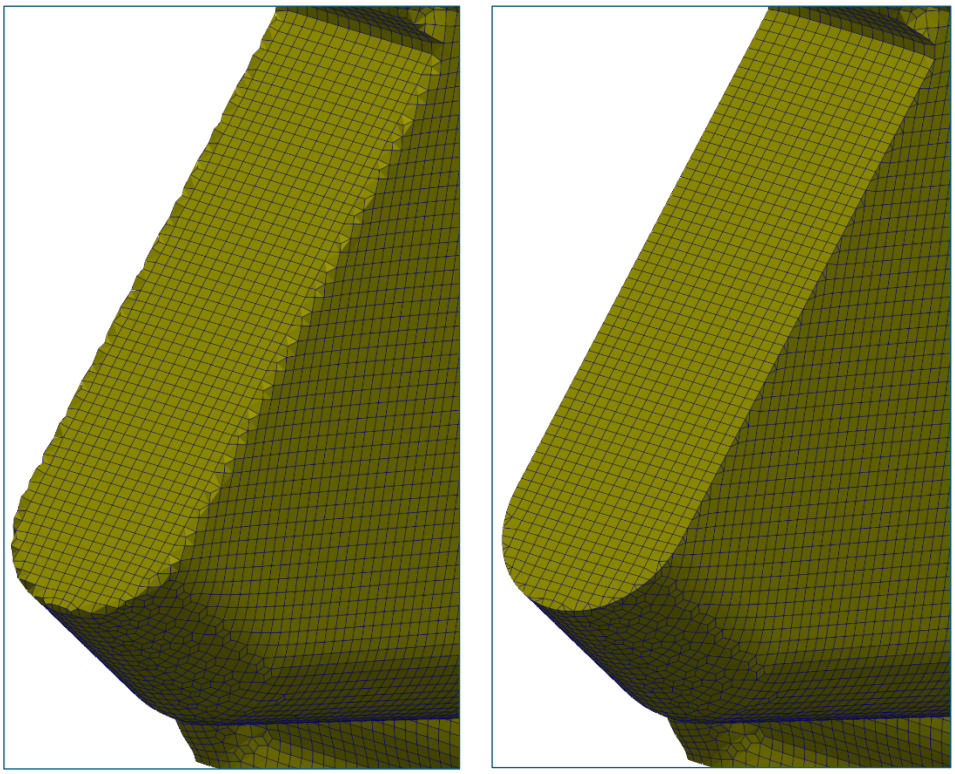


Figura 14 – Confronto della discretizzazione superficiale: senza feature edges a sinistra, con feature edges a destra.

Una seconda esigenza ha riguardato l'orientamento della geometria rispetto alla griglia cartesiana. Quando le direzioni principali di un componente risultano fortemente inclinate rispetto al sistema di riferimento, l'adattamento delle celle alla superficie può determinare una discretizzazione meno regolare. A tale scopo è stato sviluppato nel corso dell'attività uno *script Python* per *Blender*, riportato in Appendice A.1, che, a partire da un *edge* di riferimento, determina la rotazione necessaria ad allineare temporaneamente il componente agli assi cartesiani. Lo *script* genera inoltre le trasformazioni necessarie per riportare successivamente la mesh alla configurazione originale in OpenFOAM.

3.3.2 Ottimizzazione del *boundary layer*

Un secondo intervento ha riguardato la generazione del *boundary layer*. Se sul semplice condotto di riferimento la procedura standard aveva fornito risultati soddisfacenti, l'applicazione a geometrie più complesse, caratterizzate da curvature, raccordi e variazioni di sezione, ha richiesto un controllo più efficace degli strati in prossimità della parete.

Per tale motivo è stata utilizzata una versione modificata di *cfMesh*, nella quale sono stati introdotti ulteriori controlli sullo spessore del primo *layer* e sulla sua variazione lungo la

superficie. Le modifiche sono finalizzate a rendere più regolare l'adattamento degli strati alle condizioni geometriche locali e ad aumentare la robustezza della procedura sulle geometrie di maggiore complessità.

La possibilità di intervenire direttamente sull'algoritmo rappresenta inoltre uno dei principali vantaggi della natura *open source* di *cfMesh*. Questa caratteristica consente di adattare il meshatore alle specifiche esigenze applicative intervenendo direttamente sul processo di generazione della griglia, anziché ricorrere esclusivamente a un aumento della risoluzione. Nel presente lavoro tale possibilità ha contribuito a migliorare la robustezza della procedura limitando il numero complessivo di celle e il conseguente costo computazionale.

4 Sviluppo del modello fluidodinamico del circuito di raffreddamento

Nel Capitolo 2 sono stati introdotti i principali fondamenti teorici e numerici alla base della fluidodinamica computazionale. Il presente capitolo è dedicato allo sviluppo del modello CFD utilizzato per la caratterizzazione fluidodinamica del circuito di raffreddamento di un motore monocilindrico assunto come caso di studio.

L'analisi considera in particolare la perdita di carico complessiva, la velocità del fluido nelle zone di interesse e la ripartizione della portata tra i diversi rami. Tali grandezze permettono di descrivere il comportamento fluidodinamico previsto dal modello e costituiscono parametri utili per il confronto tra differenti configurazioni del circuito.

La geometria è stata dapprima preparata per la generazione della griglia di calcolo e successivamente trasferita in OpenFOAM per l'impostazione della simulazione. La soluzione numerica è stata quindi sottoposta a verifiche di sensibilità alla mesh e al modello di turbolenza adottato, con l'obiettivo di individuare una configurazione numerica sufficientemente robusta e ripetibile per le successive analisi comparative. La metodologia così definita è stata infine applicata allo studio di alcune modifiche geometriche, confrontandone l'effetto sulla ripartizione delle portate e sulla perdita di carico complessiva.

4.1 Geometria e preparazione del dominio di calcolo

L'analisi è stata condotta sul dominio fluido tridimensionale del circuito di raffreddamento, corrispondente all'intercapedine attraversata dal refrigerante nel motore monocilindrico oggetto di studio. Prima di procedere alla generazione della mesh, la geometria è stata sottoposta a una fase preliminare di preparazione, necessaria per renderla adatta alla successiva discretizzazione e all'impostazione delle condizioni al contorno.

La preparazione della geometria è stata eseguita mediante *Blender*. In una prima fase sono state corrette le principali irregolarità e verificata la continuità delle superfici. Questo passaggio risulta particolarmente importante ai fini della successiva generazione della

mesh, poiché la presenza di irregolarità locali e di superfici non correttamente definite può compromettere la discretizzazione del dominio.

Sfruttando la simmetria geometrica del circuito, il dominio è stato tagliato lungo il relativo piano di simmetria, mantenendone una sola metà per le successive simulazioni, come mostrato in Figura 15. Tale scelta consente di ridurre il numero complessivo di celle, contenendo il costo computazionale del calcolo senza modificare il problema fluidodinamico.

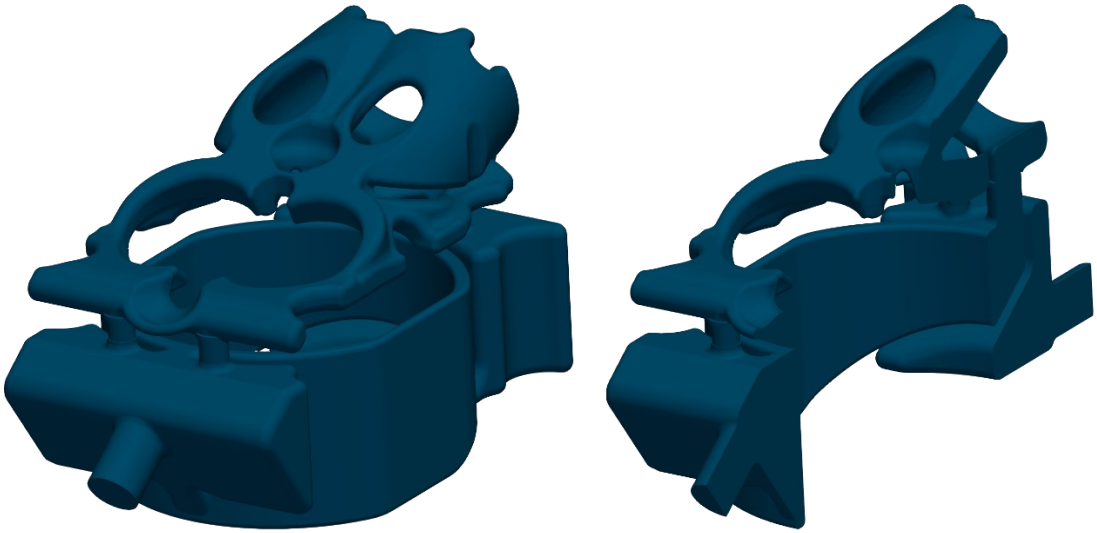


Figura 15 - Geometria del dominio fluido: dominio completo a sinistra, semidominio di calcolo a destra.

A seguito del taglio sono state definite le principali superfici del dominio, attraverso la procedura descritta nel Paragrafo 3.3, distinguendo l'ingresso e l'uscita del circuito, le pareti solide e il piano di simmetria. La corretta separazione di queste regioni risulta necessaria sia per l'assegnazione delle condizioni al contorno sia per le successive operazioni di *post-processing*.

La geometria così preparata è stata quindi trasferita in OpenFOAM per la successiva generazione della griglia di calcolo.

4.2 Generazione della griglia di calcolo

Il dominio fluido è stato discretizzato mediante *cfMesh*, individuato come soluzione più adatta al caso in esame a seguito delle prove preliminari descritte nel Capitolo 3. La generazione della griglia è stata impostata definendo una dimensione massima delle celle per il dominio e introducendo raffinamenti locali nelle regioni caratterizzate da passaggi

particolarmente stretti o da una maggiore complessità geometrica, come mostrato in Figura 16.

In queste zone, la sola risoluzione globale della mesh non permetteva di rappresentare adeguatamente la geometria dei condotti. Sono stati quindi introdotti appositi volumi di raffinamento per ridurre localmente la dimensione delle celle. In questo modo è stato possibile descrivere con maggiore dettaglio i passaggi più critici senza estendere il raffinamento all'intero dominio, limitando così il numero complessivo di celle.

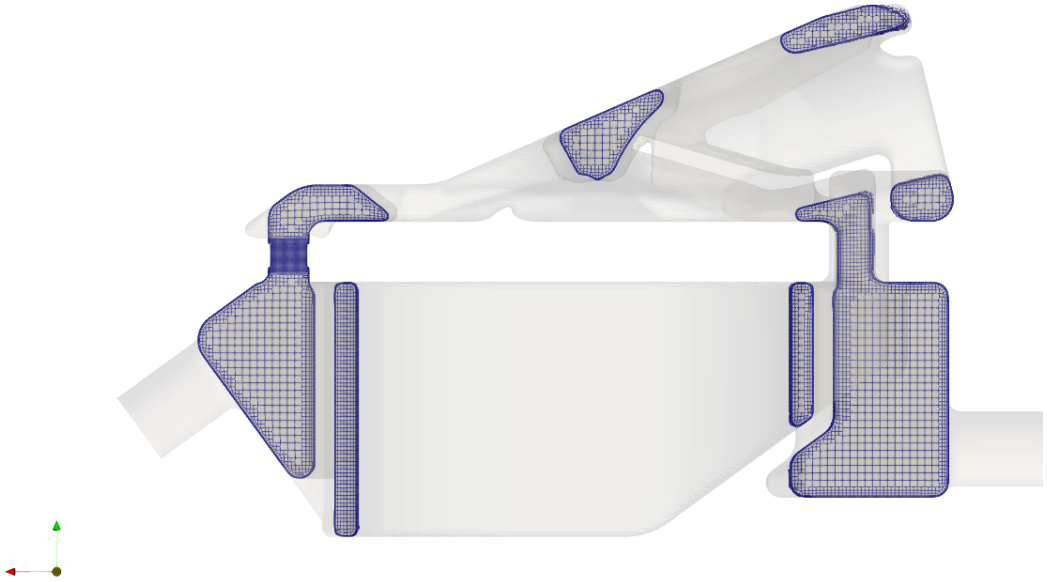


Figura 16 - Vista in sezione della mesh con raffinamenti locali nei passaggi a sezione ridotta.

Particolare attenzione è stata inoltre dedicata al *boundary layer*. Nel caso in esame, a causa delle ridotte dimensioni di alcuni condotti e della complessità della geometria, non risultava conveniente adottare un approccio basato sulla collocazione della prima cella nella regione logaritmica, corrispondente a valori di y^+ superiori a circa 30. La mesh è stata pertanto costruita seguendo un approccio *low-Reynolds*, aumentando la risoluzione nelle immediate vicinanze delle pareti.

A tale scopo sono stati introdotti otto *layers*, con un rapporto di crescita pari a 1.25, come si evince in Figura 17. Questa scelta permette di concentrare la risoluzione nella direzione normale alla parete, dove si sviluppano i maggiori gradienti di velocità, mantenendo al tempo stesso una crescita graduale delle dimensioni delle celle verso il centro del dominio.

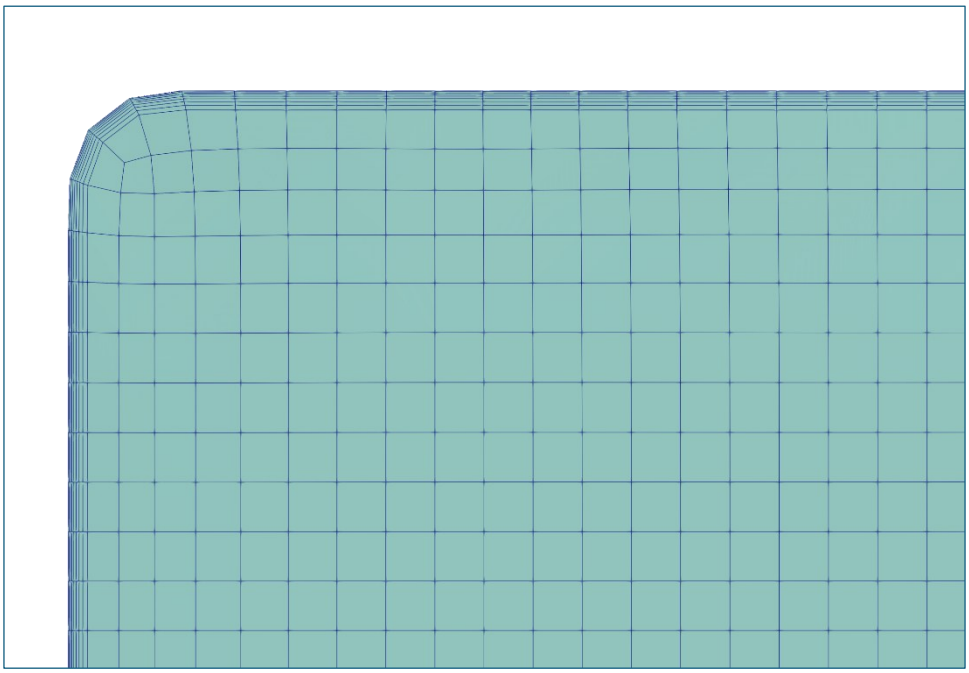


Figura 17 - Dettaglio della discretizzazione del boundary layer.

Per verificare che i risultati non dipendessero in maniera significativa dalla risoluzione della griglia, sono state successivamente considerate due mesh caratterizzate da una dimensione massima delle celle pari rispettivamente a 2 *mm* e 1 *mm*. Le restanti impostazioni principali sono state mantenute quanto più possibile invariate. La mesh da 2 *mm* comprende circa 1.20 milioni di celle, mentre quella da 1 *mm* circa 1.32 milioni, con un incremento di circa il 10%.

Le principali caratteristiche delle due discretizzazioni sono riportate in Tabella 1.

Tabella 1 - Confronto delle principali caratteristiche delle mesh da 2 mm e 1 mm.

Parametro	**Mesh 2 *mm***	**Mesh 1 *mm***
Numero di celle	1196263	1321647
Quota di celle esaedriche [%]	98.0	98.9
Non-ortogonalità media [°]	5.60	5.10
Non-ortogonalità massima [°]	69.01	64.85
***Skewness* massima**	2.57	2.54

Entrambe le griglie sono state sottoposte al controllo mediante il comando *checkMesh* di OpenFOAM. La verifica ha riguardato sia la correttezza topologica sia i principali parametri geometrici della mesh, tra cui non-ortogonalità e *skewness*. In entrambi i casi il controllo è stato completato senza evidenziare errori, restituendo l'esito *Mesh OK*.

4.2.1 Definizione delle regioni di analisi

Una volta generata la griglia di calcolo, sono state definite alcune regioni interne al dominio nelle quali monitorare le principali grandezze di interesse. Tale operazione è stata effettuata mediante il comando *topoSet* di OpenFOAM, configurato attraverso il file *topoSetDict*, riportato in Appendice B.1. Le regioni così individuate sono state successivamente utilizzate durante la simulazione per il monitoraggio delle portate, della pressione e della velocità media del refrigerante.

Per l'analisi della distribuzione della portata sono state individuate tre sezioni caratteristiche del circuito, riportate in Figura 18. La prima, indicata nel seguito come sezione di ingresso alla testata (a), è collocata a monte della prima ramificazione del flusso ed è pertanto attraversata dall'intera portata proveniente dall'ingresso. Il monitoraggio di tale sezione consente anche di verificare la conservazione della massa prima della successiva suddivisione del flusso.

A valle della zona di raffreddamento delle valvole di scarico sono state definite altre due sezioni, corrispondenti ai principali percorsi seguiti dal refrigerante. La sezione lato cilindro (b) consente di valutare la quota di portata che prosegue verso il raffreddamento del cilindro, mentre quella lato aspirazione (c) individua la frazione indirizzata verso il lato di aspirazione. Il confronto tra le due consente quindi di quantificare la ripartizione della portata tra i rami del circuito. Per le stesse regioni sono stati inoltre definiti opportuni volumi di controllo, utilizzati per il calcolo della pressione media.

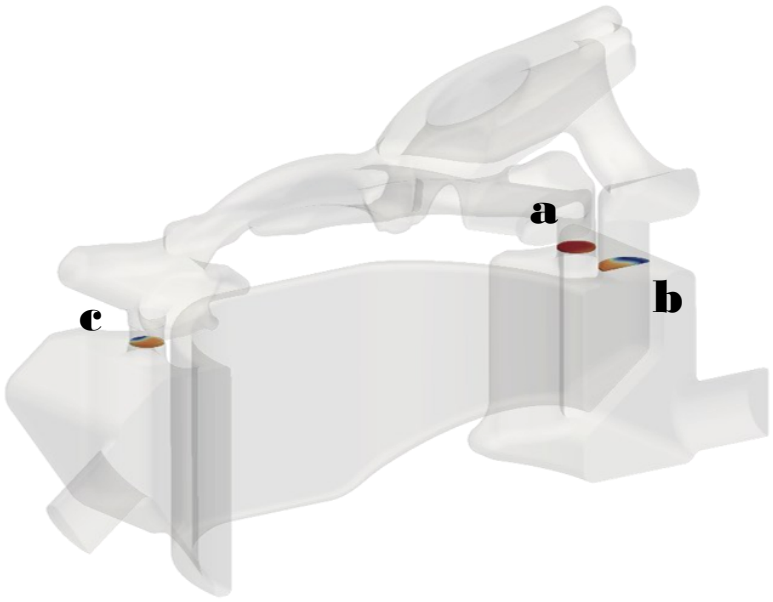


Figura 18 - Sezioni di monitoraggio della portata: ingresso alla testata (a), ramo verso il cilindro (b) e ramo verso l'aspirazione (c).

In Figura 19 sono state riportate due ulteriori zone, nelle quali valutare la velocità media del refrigerante. La prima comprende il passaggio in corrispondenza del ponticello tra le due valvole di scarico (A), mentre la seconda interessa il passaggio sul lato opposto della stessa regione (B). Tali aree sono state definite come *cellZone* e utilizzate per calcolare il valore medio del modulo della velocità nelle zone maggiormente interessate dal raffreddamento.

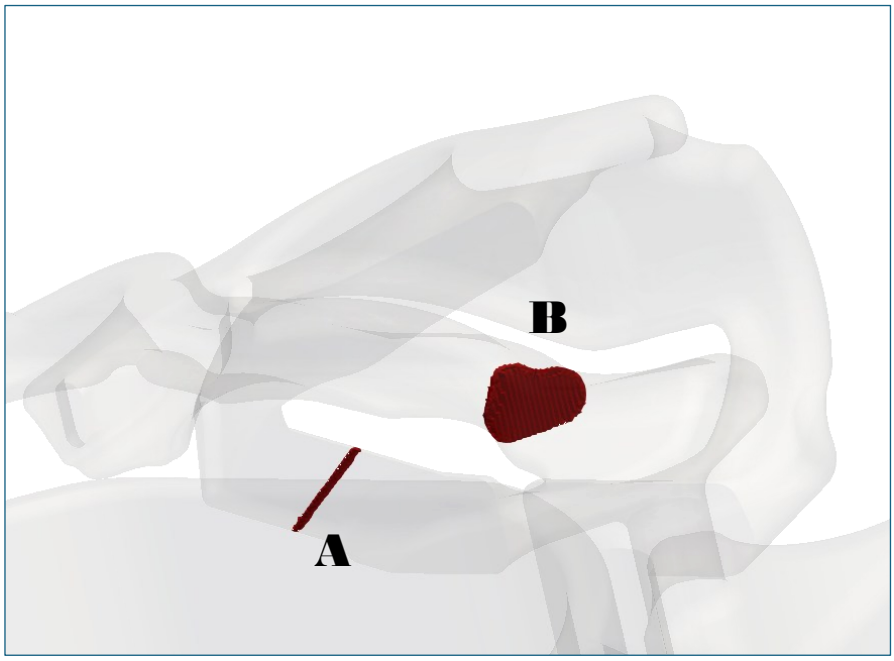


Figura 19 - Regioni di monitoraggio della velocità: passaggio tra le valvole di scarico (A) e passaggio sul lato opposto (B).

4.3 Impostazione del modello numerico

Definita la griglia di calcolo, il caso è stato configurato in OpenFOAM per descrivere il comportamento del refrigerante all'interno del circuito. In questa fase il modello è stato impostato considerando esclusivamente gli aspetti fluidodinamici del problema.

A tale scopo sono state definite le proprietà fisiche del fluido, le condizioni al contorno, il modello di turbolenza e gli schemi numerici utilizzati per la discretizzazione e la soluzione delle equazioni di governo. Sono state inoltre introdotte specifiche grandezze di monitoraggio, impiegate sia per verificare la convergenza numerica della soluzione sia per seguire l'andamento dei principali parametri fluidodinamici di interesse.

4.3.1 Modello fisico e *solver*

Per la definizione del modello numerico sono state adottate alcune ipotesi coerenti con gli obiettivi dell'analisi. Poiché in questa fase il modello è finalizzato alla sola rappresentazione fluidodinamica del dominio, il refrigerante è stato considerato come un fluido monofase, incomprimibile, isotermo e newtoniano, assumendo costanti le proprietà fisiche. Il problema è stato inoltre trattato in condizioni stazionarie, non essendo di interesse l'evoluzione temporale del campo fluidodinamico.

Il calcolo è stato eseguito mediante il *solver incompressibleFluid* di OpenFOAM 13, specificamente sviluppato per la simulazione di flussi turbolenti di fluidi incomprimibili e isotermi, sia in condizioni stazionarie che transitorie. Nel caso in esame è stata adottata una formulazione stazionaria, impostando l'opzione *steadyState* all'interno del sottodizionario *ddtSchemes* del file *fvSchemes*. Il calcolo procede quindi per iterazioni fino al raggiungimento di una soluzione convergente, senza rappresentare un'evoluzione temporale fisica del sistema.

Le proprietà del refrigerante sono state definite nel file *physicalProperties*, nel quale è stata assunta una viscosità cinematica costante pari a quella dell'acqua:

$$\nu = 1.0 \times 10^{-6}\ m^2/s\,.$$

Nella formulazione incomprimibile adottata, il campo p non è espresso direttamente in Pascal, ma rappresenta la pressione cinematica, definita come il rapporto tra la pressione e la densità del fluido, espressa in m^2/s.

Per esprimere la perdita di carico in Pascal, il Δp tra ingresso e uscita viene quindi moltiplicato per la densità del refrigerante pari a $\rho = 998.21\ kg/m^3$.

La modellazione della turbolenza è stata infine impostata attraverso il file *momentumTransport*, adottando una formulazione RANS (*Reynolds-Averaged Navier–Stokes*). La scelta del modello di chiusura e il relativo trattamento a parete vengono discussi separatamente nel Paragrafo 4.3.3.

4.3.2 Condizioni al contorno

Le condizioni al contorno sono state definite sulle quattro principali superfici del dominio: *inlet, outlet, walls* e *symmetry*. La loro impostazione è stata scelta in modo da

riprodurre la condizione di funzionamento assegnata al circuito, coerentemente con l'utilizzo del solo semidominio.

i. All'*inlet* è stata imposta una portata volumetrica mediante la condizione *flowRateInletVelocity.* Tale condizione determina il campo di velocità normale alla superficie in modo da rispettare il valore di portata specificato. Nel caso analizzato è stata assegnata una portata pari a

$$\dot{V} = 4.1667 \times 10^{-4}\ m^3/s$$

corrispondente a circa 25 *L/min* sul semidominio, ovvero 50 *L/min* nel dominio completo. Per la pressione è stata invece applicata una condizione *zeroGradient*, lasciando che il relativo valore all'ingresso fosse determinato dalla soluzione del campo fluidodinamico.

ii. In corrispondenza dell'*outlet* è stata impostata una condizione *zeroGradient* per la velocità, mentre la pressione cinematica è stata fissata a un valore relativo nullo. In questo modo l'uscita costituisce il riferimento di pressione del dominio e la perdita di carico complessiva può essere ricavata dal valore assunto dalla pressione all'ingresso.

iii. Sulle *walls* del circuito è stata applicata la condizione di *no-slip*, imponendo quindi velocità nulla del fluido in corrispondenza della parete. Per la pressione è stata mantenuta una condizione *zeroGradient*.

iv. Infine, sulla *symmetry* è stata applicata una condizione di simmetria, coerentemente con l'ipotesi introdotta durante la preparazione della geometria. Tale condizione permette di risolvere una sola metà del circuito senza introdurre flussi attraverso il piano di simmetria.

Per quanto riguarda le grandezze turbolente, all'*inlet* l'energia cinetica turbolenta k è stata determinata mediante la condizione *turbulentIntensityKineticEnergyInlet*, assegnando un'intensità di turbolenza pari al 5 %. In OpenFOAM il valore di k viene ricavato dalla velocità all'*inlet* secondo la relazione

$$k = \frac{3}{2}(I|U|)^2$$

dove I rappresenta l'intensità di turbolenza e $|\ U\ |$ il modulo della velocità.

La frequenza specifica di dissipazione ω è stata invece definita attraverso la condizione *turbulentMixingLengthFrequencyInlet*. Il valore imposto all'ingresso viene ricavato a partire da k e da una lunghezza caratteristica di mescolamento L, secondo

$$\omega = \frac{\sqrt{k}}{C_{\mu}^{1/4} L}$$

con $C_\mu = 0.09$. In questo modo le due grandezze turbolente in ingresso risultano legate direttamente alle condizioni del flusso e alla scala caratteristica della turbolenza assunta.

All'*outlet* è stata applicata una condizione *zeroGradient* sia per k sia per ω, in modo da non imporre il valore delle grandezze turbolente in corrispondenza della sezione di uscita.

In prossimità delle *walls* sono state utilizzate le condizioni *kLowReWallFunction*, *omegaWallFunction* e *nutLowReWallFunction*; in particolare, quest'ultima impone un valore nullo della viscosità cinematica turbolenta ν_t alla parete ed è specificamente prevista per formulazioni *low-Reynolds*. La scelta di tali condizioni risulta quindi coerente con la discretizzazione adottata a parete, orientata al raggiungimento di valori di y^+ prossimi all'unità.

4.3.3 Modellazione della turbolenza

La turbolenza è stata descritta mediante una formulazione RANS, configurata nel file *momentumTransport*. In OpenFOAM l'approccio viene selezionato mediante il parametro *simulationType*, mentre la formulazione di chiusura è definita nel relativo sottodizionario *RAS*. Tale scelta interviene direttamente nella determinazione della viscosità cinematica turbolenta e, di conseguenza, nella descrizione del trasporto di quantità di moto all'interno del circuito.

Come configurazione iniziale è stato adottato il modello $k-\omega$ SST, coerente con l'approccio *low-Reynolds* utilizzato nel modello. Una corretta descrizione degli effetti viscosi e turbolenti in prossimità delle pareti risulta infatti particolarmente importante nel presente studio, poiché influenza la resistenza idraulica incontrata dal refrigerante e, di conseguenza, la distribuzione del flusso tra i diversi percorsi del circuito.

Poiché tali grandezze possono dipendere dal modello di chiusura adottato, la scelta del $k-\omega$ SST non è stata considerata definitiva a priori. È stata infatti prevista una successiva analisi di sensibilità mediante confronto con il modello standard $k-\varepsilon$,

mantenendo invariate le restanti impostazioni numeriche. Il confronto consente di valutare sia le differenze nelle grandezze fluidodinamiche ottenute sia il comportamento dei due modelli in termini di convergenza e stabilità numerica.

4.3.4 Schemi numerici e monitoraggio della convergenza

Una volta definito il modello fisico, sono stati impostati gli schemi di discretizzazione e i criteri di soluzione. L'obiettivo è stato quello di mantenere un buon compromesso tra accuratezza e stabilità numerica, particolarmente importante in presenza di una geometria complessa e di numerose ramificazioni del flusso.

Gli schemi di discretizzazione sono stati definiti all'interno del file *fvSchemes*. Per i termini convettivi associati alla velocità è stato adottato uno schema del secondo ordine, mentre per le grandezze turbolente sono stati utilizzati schemi limitati, in modo da contenere eventuali oscillazioni numeriche e favorire la stabilità della soluzione. Per i termini diffusivi invece è stata introdotta una correzione della non ortogonalità della mesh.

La soluzione del sistema è stata gestita attraverso il file *fvSolution*, nel quale sono definiti sia i solutori lineari sia l'accoppiamento tra pressione e velocità. Nel caso stazionario in esame, l'algoritmo opera in modalità *SIMPLE*. Per migliorare la robustezza della simulazione sono stati inoltre adottati opportuni fattori di sotto-rilassamento, limitando le variazioni delle principali variabili tra iterazioni successive.

La convergenza è stata valutata combinando l'andamento dei residui con il monitoraggio delle principali grandezze fisiche di interesse. Mediante il file *functions* sono state monitorate durante il calcolo la perdita di carico complessiva, le portate, le pressioni locali e le velocità medie nelle zone di interesse. È stato inoltre verificato il bilancio tra la portata in ingresso e quella in uscita, così da controllare il rispetto del principio di conservazione della massa.

La soluzione è stata considerata stabilizzata quando, oltre alla riduzione dei residui, le grandezze monitorate raggiungevano valori pressoché costanti nel corso delle iterazioni e l'errore di continuità risultava trascurabile. In questo modo la verifica della convergenza è stata basata non soltanto su parametri numerici, ma anche sulle quantità effettivamente utilizzate nelle successive analisi del circuito.

4.4 Verifica del modello e analisi dei risultati

Una volta definito il *setup* numerico del caso, le simulazioni sono state utilizzate per valutarne la robustezza e la sensibilità alle principali scelte numeriche. Sono state quindi analizzate l'influenza della discretizzazione e del modello di turbolenza, considerando come grandezze di confronto la perdita di carico complessiva, la ripartizione delle portate e le velocità nelle regioni individuate in precedenza. La procedura è stata successivamente applicata ad alcune configurazioni geometriche alternative. Sulla base dell'insieme dei risultati è stata infine individuata la configurazione numerica di riferimento per le successive analisi.

4.4.1 Analisi di sensibilità alla mesh

L'analisi di sensibilità alla mesh è stata inizialmente condotta utilizzando il modello $k-\omega$ SST, scelto sulla base delle considerazioni riportate nel Paragrafo 4.3.3. Sono state quindi confrontate due griglie, caratterizzate da una dimensione massima delle celle pari rispettivamente a 2 *mm* e 1 *mm*, mantenendo invariate le restanti impostazioni del modello. L'andamento della perdita di carico ottenuto con le due discretizzazioni è riportato in Figura 20.

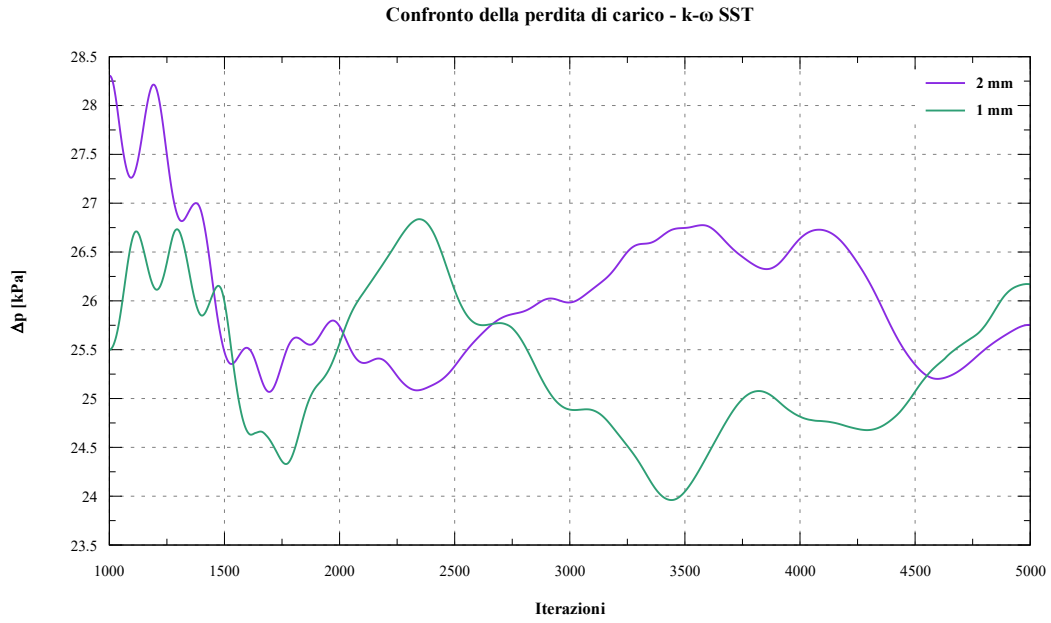


Figura 20 - Andamento della perdita di carico per le mesh da 2 mm e 1 mm con modello $k-\omega$ SST.

Per entrambe le discretizzazioni iniziali, l'andamento delle grandezze monitorate ha evidenziato oscillazioni persistenti nel corso delle iterazioni. Considerando le ultime 1000

iterazioni, la perdita di carico presenta un'ampiezza di circa il 5.9% rispetto al suo valore medio per entrambe le mesh; variazioni sono riscontrabili anche nelle portate dei due rami e nelle velocità medie, come mostrato in Figura 21. La portata nella sezione di ingresso alla testata rimane invece costante, in accordo con la portata imposta alla sezione di ingresso. Il passaggio a una maggiore risoluzione globale della griglia di calcolo non determina quindi, nel caso considerato, una completa stabilizzazione della soluzione.

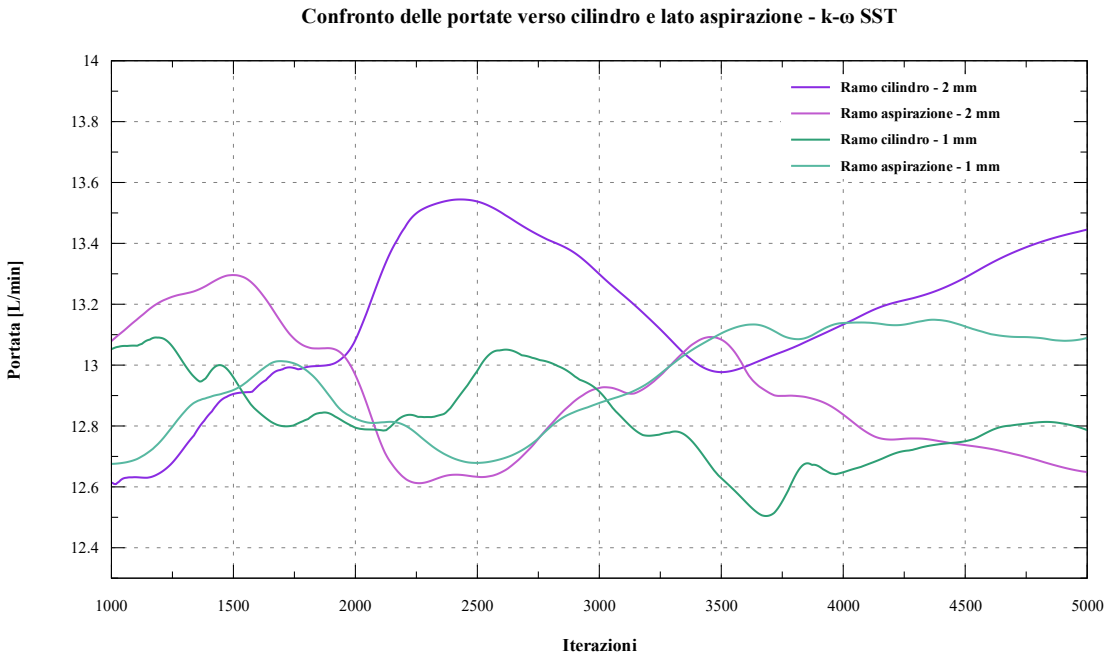


Figura 21 - Andamento delle portate nei principali rami per le mesh da 2 mm e 1 mm con modello $k-\omega$ SST.

A seguito del comportamento osservato, è stata approfondita la qualità della discretizzazione nella regione prossima alle pareti attraverso l'analisi del parametro y^+. Sebbene il valore medio risultasse prossimo all'unità per entrambe le mesh, sono stati rilevati localmente valori sensibilmente più elevati. Per la mesh da 2 *mm* il valore medio di y^+ risulta pari a circa 1.02, con un massimo di circa 5.69, mentre per la mesh da 1 *mm* il valore medio scende a circa 0.89 e il massimo a circa 5.04.

La localizzazione dei valori massimi ha permesso di identificare le zone nelle quali aumentare la risoluzione della griglia. La mesh da 1 *mm* è stata quindi raffinata localmente nelle aree così individuate. Il confronto tra la discretizzazione prima e dopo il raffinamento locale è mostrato in Figura 22.

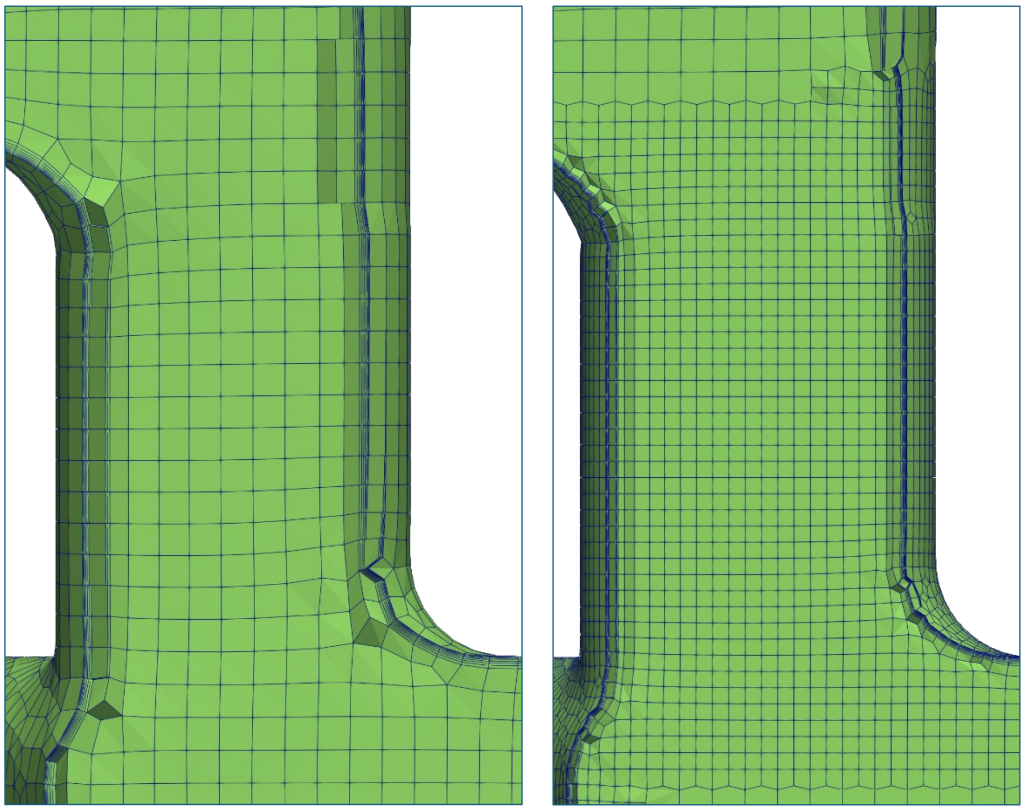


Figura 22 - Confronto della mesh nelle regioni a maggiore y^+: prima del raffinamento a sinistra, dopo il raffinamento locale a destra.

A seguito del raffinamento, il valore medio di $y+$ si mantiene prossimo all'unità, mentre il valore massimo si riduce ulteriormente fino a circa 4.45. I valori del parametro $y+$ ottenuti nelle tre configurazioni sono riassunti in Tabella 2.

Tabella 2 - Confronto dei valori medio e massimo di y^+ per le diverse configurazioni di mesh con modello $k-\omega$ SST.

Mesh	Numero celle	*y*+ medio	*y*+ max
2 *mm*	1196263	1.016	5.69
1 *mm*	1321647	0.888	5.04
1 *mm* con raffinamento	1377266	0.971	4.45

Con la griglia localmente raffinata si registra una marcata riduzione delle oscillazioni delle grandezze monitorate, osservabile nel confronto con le altre mesh in Figura 23. Nelle ultime 1000 iterazioni le variazioni della perdita di carico risultano inferiori allo 0.4%, con un valore medio prossimo a 24 *kPa,* mentre per le portate nei due rami le oscillazioni residue rimangono inferiori allo 0.1%. Anche le velocità nelle regioni di interesse mostrano un andamento sostanzialmente stabile nel corso delle iterazioni.

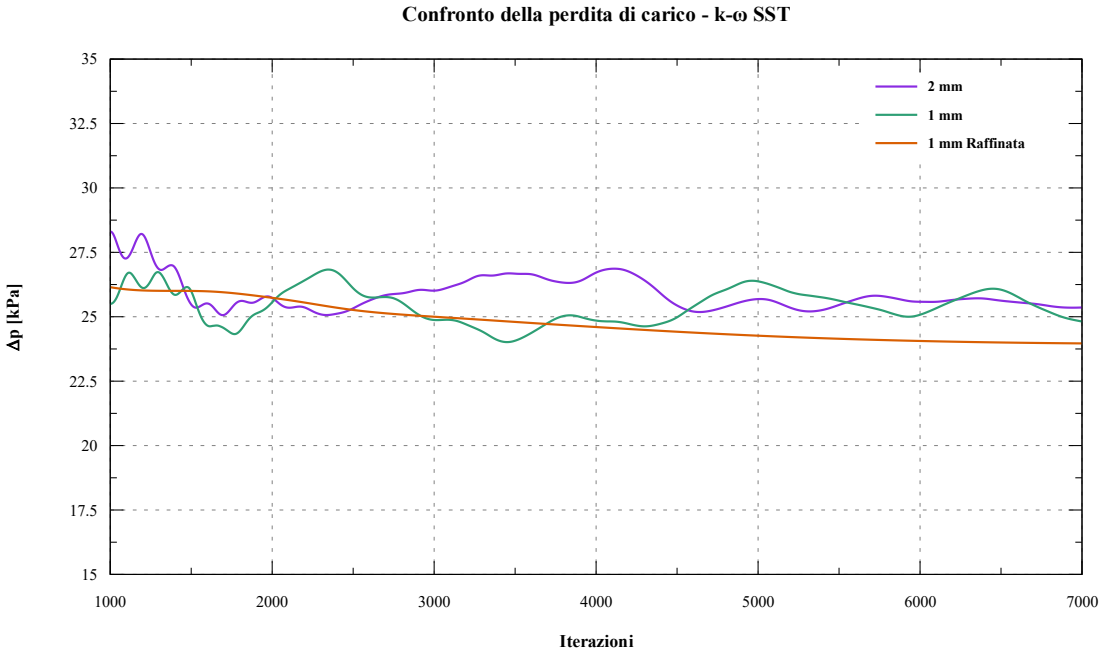


Figura 23 - Andamento della perdita di carico per le mesh da 2 mm, 1 mm e 1 mm con raffinamento locale, con modello $k-\omega$ SST.

Il miglioramento del comportamento numerico osservato non viene tuttavia interpretato come conseguenza diretta della sola riduzione dei valori locali di $y+$. Il raffinamento è stato introdotto con l'obiettivo di migliorare la risoluzione della regione prossima alla parete, mentre la maggiore stabilità della soluzione costituisce un risultato riscontrato nella configurazione raffinata.

La mesh da 1 *mm* con raffinamento locale è stata quindi adottata come discretizzazione di riferimento per il successivo confronto tra i modelli di turbolenza.

4.4.2 Influenza del modello di turbolenza

Individuata la mesh di riferimento, è stata valutata la sensibilità dei risultati al modello di turbolenza. Il confronto è stato eseguito sulla stessa discretizzazione, mantenendo invariate, per quanto possibile, le restanti impostazioni numeriche e le condizioni al contorno. Sono stati confrontati il modello $k-\omega$ SST, utilizzato nelle analisi precedenti, e il modello standard $k-\varepsilon$.

Entrambe le configurazioni raggiungono, sulla discretizzazione di riferimento, una condizione sufficientemente stabile delle principali grandezze monitorate, rendendo possibile un confronto diretto dei risultati, mostrati in Figura 24. La differenza più significativa si osserva nella perdita di carico complessiva del circuito: il modello $k-\omega$

SST restituisce un valore di circa 24 kPa, mentre con il modello $k-\varepsilon$ si ottiene una perdita di carico pari a circa 29 kPa. Quest'ultimo valore risulta quindi superiore di circa il 21% rispetto a quello ottenuto con il $k-\omega$ SST.

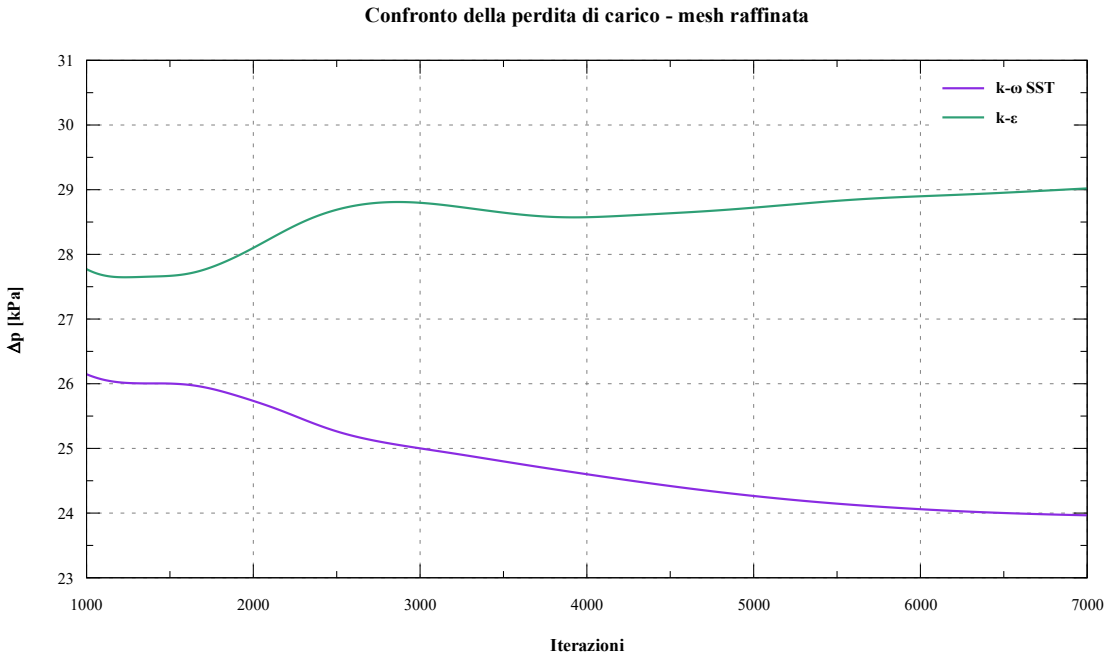


Figura 24 - Andamento della perdita di carico con i modelli k−ω SST e k−ε sulla mesh di riferimento.

La distribuzione della portata tra i due rami presenta invece differenze più contenute. Con il modello $k-\omega$ SST la portata risulta ripartita in maniera uniforme, con circa il 50.1% diretto verso il cilindro e il 49.9% verso il lato aspirazione. Il modello $k-\varepsilon$ determina una distribuzione rispettivamente pari a circa il 48.7% e al 51.3%. Anche le velocità medie nelle due regioni in prossimità delle valvole di scarico rimangono dello stesso ordine di grandezza, pur mostrando alcune differenze locali.

Il confronto qualitativo dei campi di velocità, riportato in Figura 25, mostra una descrizione complessivamente coerente dei principali percorsi del refrigerante, pur con alcune differenze locali nella distribuzione del moto.

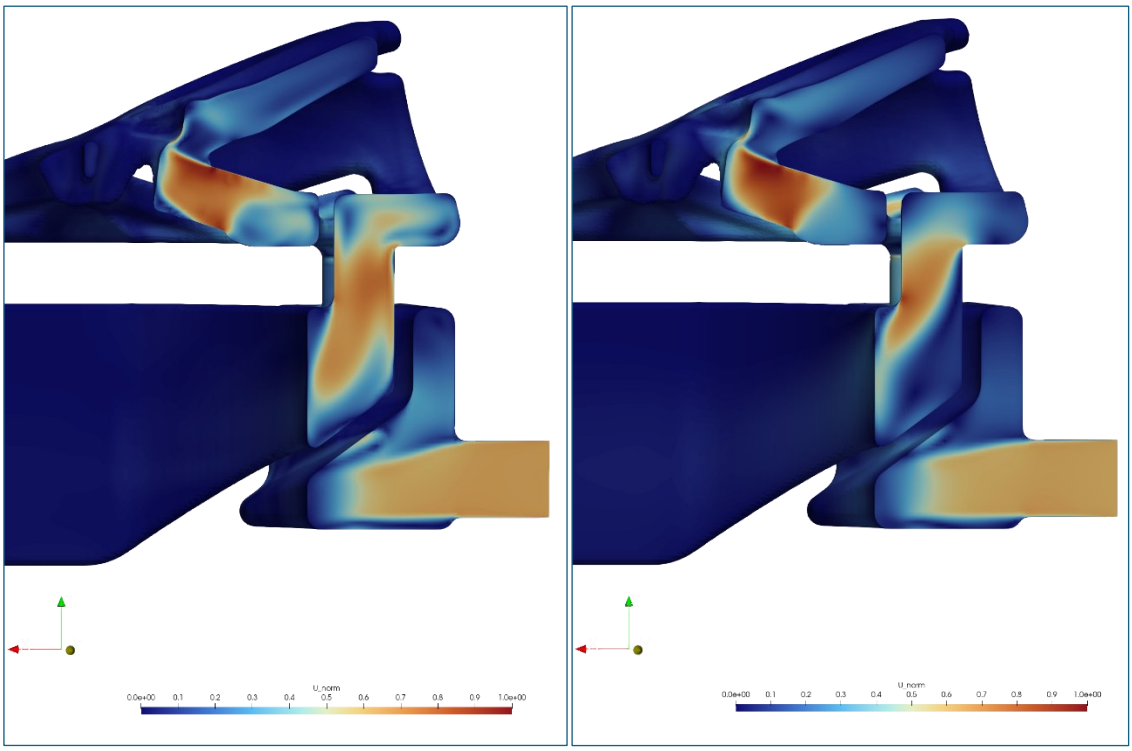


Figura 25 - Confronto qualitativo del campo di velocità normalizzato: $k-\omega$ SST a sinistra, $k-\varepsilon$ a destra.

A prima vista, l'incremento della perdita di carico ottenuto con il k−ε potrebbe essere associato a una maggiore diffusività turbolenta. Il confronto dei valori di viscosità cinematica turbolenta mostra tuttavia un andamento opposto: sia il valore medio sia il valore massimo risultano superiori nel caso $k-\omega$ SST. I principali risultati del confronto tra i due modelli di turbolenza sono riassunti in Tabella 3.

Tabella 3 - Confronto delle principali grandezze fluidodinamiche ottenute con i modelli k−ω SST e k−ε sulla mesh di riferimento.

Grandezza	Unità	*k-ω* SST	*k-ε*
Perdita di carico, Δp	*kPa*	23.97	29.02
Portata verso cilindro	%	50.1	48.7
Portata verso lato aspirazione	%	49.9	51.3
Velocità media U_1	*m/s*	3.23	3.24
Velocità media U_2	*m/s*	3.13	3.31
Viscosità turbolenta media, ν_t,avg	m^2/s	7.70×10^{-4}	2.10×10^{-4}
Viscosità turbolenta massima, ν_t,max	m^2/s	8.50×10^{-3}	1.80×10^{-3}

La sola viscosità turbolenta non risulta pertanto sufficiente a interpretare direttamente la differenza osservata nella perdita di carico. La risposta complessiva dipende infatti dalla distribuzione locale del campo di moto e degli sforzi viscosi e turbolenti previsti dai due modelli.

Per approfondire il confronto è stata quindi considerata anche la distribuzione della *wall shear stress*. La Figura 26 mostra che il modello $k-\varepsilon$ restituisce, in diverse regioni della superficie, valori più elevati degli sforzi tangenziali a parete rispetto al $k-\omega$ SST. Tale risultato è coerente con la maggiore perdita di carico ottenuta con il modello $k-\varepsilon$, pur non costituendone da solo una spiegazione univoca.

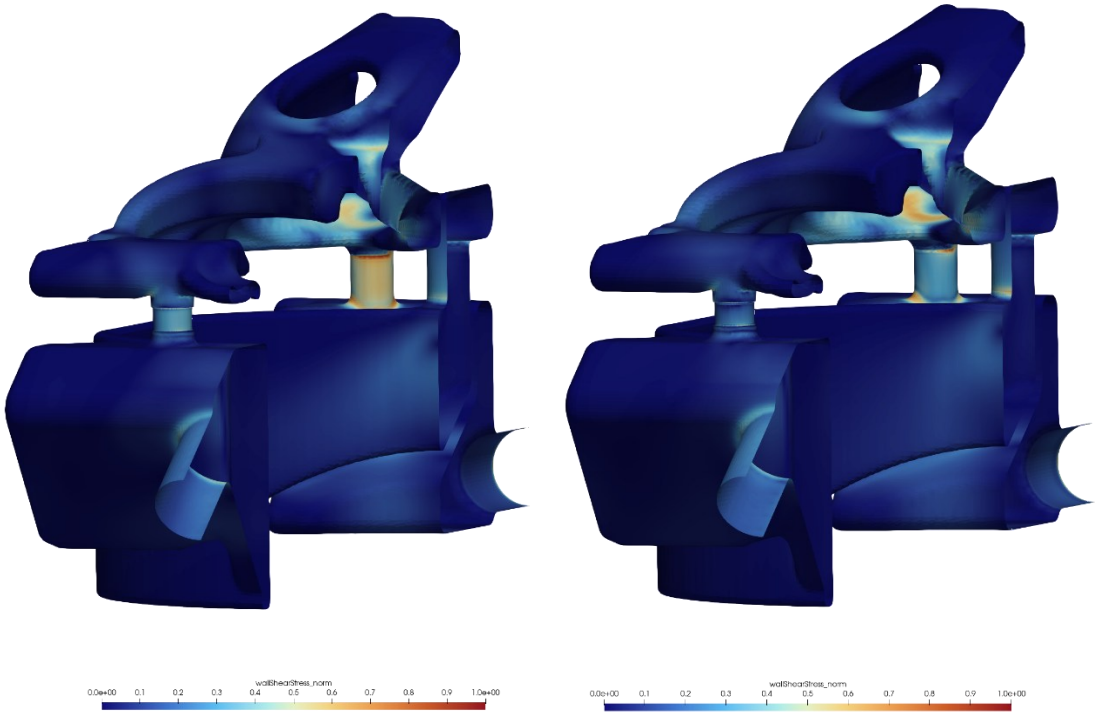


Figura 26 - Confronto della wall shear stress normalizzata: $k-\varepsilon$ a sinistra, $k-\omega$ SST a destra.

Il confronto evidenzia quindi che la scelta del modello di turbolenza può incidere in maniera significativa sulla previsione quantitativa della perdita di carico, mentre le differenze risultano più contenute per la ripartizione delle portate e per le velocità medie monitorate. In assenza di dati sperimentali di riferimento, il confronto non consente di stabilire quale dei due modelli fornisca una rappresentazione più accurata del comportamento reale. I risultati permettono tuttavia di quantificare la sensibilità della metodologia alla modellazione della turbolenza e costituiscono un elemento da considerare nelle successive analisi comparative.

4.4.3 Applicazione a configurazioni geometriche alternative

La procedura è stata successivamente applicata a differenti configurazioni geometriche del circuito, valutando l'effetto delle modifiche sulla ripartizione della portata e sulla

perdita di carico complessiva. La configurazione iniziale D10 presenta una distribuzione della portata pressoché uniforme tra il ramo diretto verso il cilindro e quello rivolto verso il lato aspirazione.

Le configurazioni alternative, riportate in Figura 27, sono state ottenute introducendo una progressiva restrizione del condotto che, dalla zona delle valvole di aspirazione, conduce verso l'uscita del circuito. La dimensione caratteristica del passaggio è stata ridotta da 10 mm a 9 mm e successivamente a 8 mm, ottenendo rispettivamente le configurazioni D9 e D8. La modifica è stata introdotta per valutare come l'aumento della resistenza idraulica del ramo influenzi la ripartizione della portata e la perdita di carico complessiva.

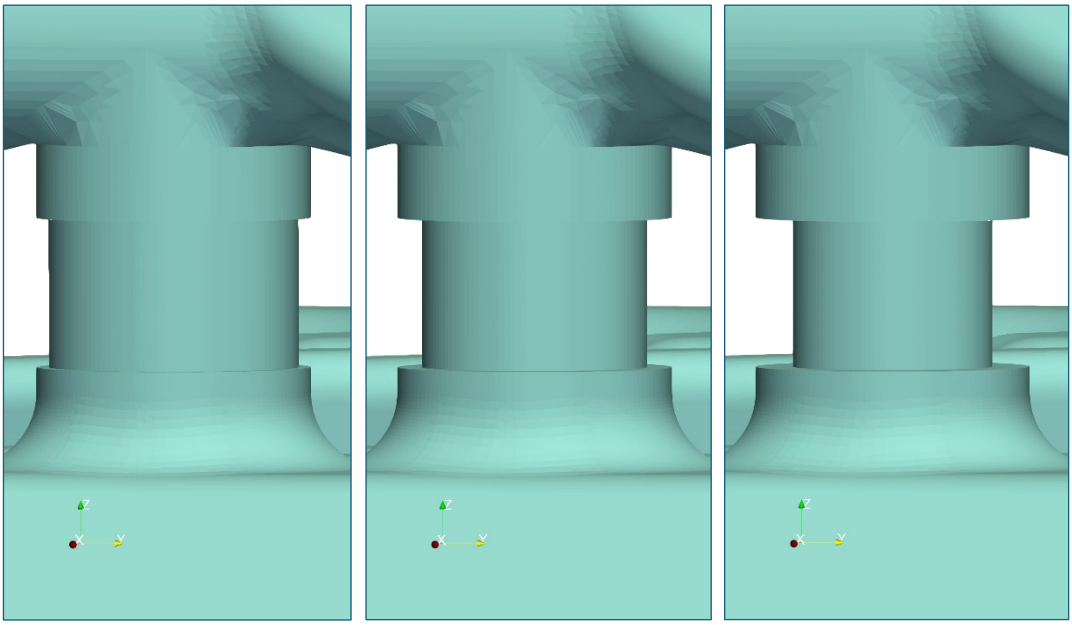


Figura 27 - Confronto delle configurazioni geometriche alternative, da sinistra a destra: D10, D9 e D8.

Le tre configurazioni sono state analizzate utilizzando sia il modello $k-\omega$ SST sia il modello $k-\varepsilon$. In questo modo è stato possibile valutare contemporaneamente l'effetto della modifica geometrica sulle principali grandezze fluidodinamiche monitorate e la sensibilità dei due modelli al variare della configurazione.

Considerando inizialmente i risultati ottenuti con il modello $k-\varepsilon$, la progressiva riduzione della sezione determina una redistribuzione della portata verso il ramo del cilindro. Nella configurazione D10 circa il 48.7% della portata è diretto verso tale ramo, mentre la quota aumenta al 52.9% per D9 e al 58.9% per D8. Parallelamente, la frazione indirizzata verso il lato aspirazione si riduce dal 51.3% al 47.1% e successivamente al 41.1%.

La variazione della ripartizione della portata è accompagnata da un incremento della perdita di carico complessiva. Questa passa da circa 29 *kPa* per D10 a 30.7 *kPa* per D9 e 32.8 *kPa* per D8, corrispondenti rispettivamente a incrementi di circa il 5.8% e il 13% rispetto alla configurazione iniziale. La quota di portata diretta verso il cilindro aumenta invece di circa l'8.6% per D9 e del 21% per D8. Le velocità medie nelle due regioni in prossimità delle valvole di scarico mostrano variazioni più contenute, mantenendosi complessivamente prossime ai valori ottenuti per D10. I principali risultati ottenuti nelle tre configurazioni sono riassunti in Tabella 4.

Tabella 4 - Confronto delle principali grandezze fluidodinamiche per le configurazioni D10, D9 e D8 con modello $k-\varepsilon$.

Configurazione	***Δp* [*kPa*]**	**Portata verso cilindro [%]**	**Portata verso lato aspirazione [%]**	**U_A [*m/s*]**	**U_B [*m/s*]**
D10	29.02	48.74	51.26	3.24	3.31
D9	30.71	52.91	47.09	3.27	3.30
D8	32.83	58.93	41.07	3.31	3.29

Il confronto con il modello $k-\omega$ SST mostra che la differenza nella previsione della perdita di carico già evidenziata nel paragrafo precedente permane anche al variare della geometria. Nelle configurazioni D9 e D8 emerge inoltre un diverso comportamento numerico dei due modelli.

Le simulazioni condotte con il $k-\omega$ SST presentano infatti oscillazioni persistenti della perdita di carico e delle altre grandezze monitorate. Considerando le ultime 1000 iterazioni, l'ampiezza relativa delle oscillazioni della perdita di carico risulta pari a circa il 7.4% per D9 e al 6% per D8; i relativi andamenti sono riportati rispettivamente in Figura 28 e Figura 29.

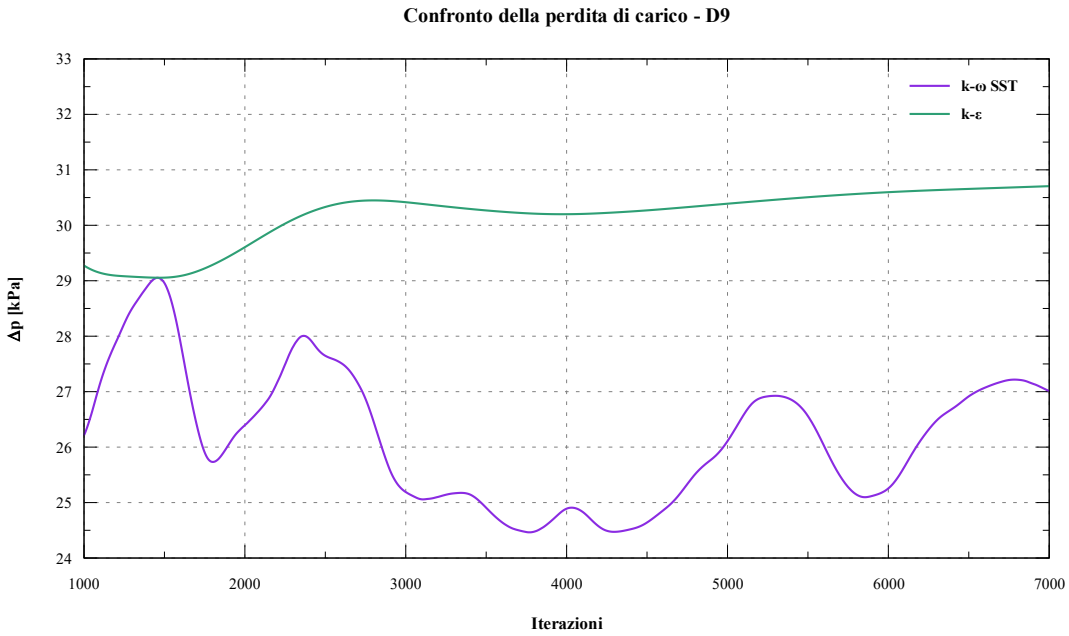


Figura 28 - Andamento della perdita di carico con i modelli k−ω SST e k−ε per la configurazione D9.

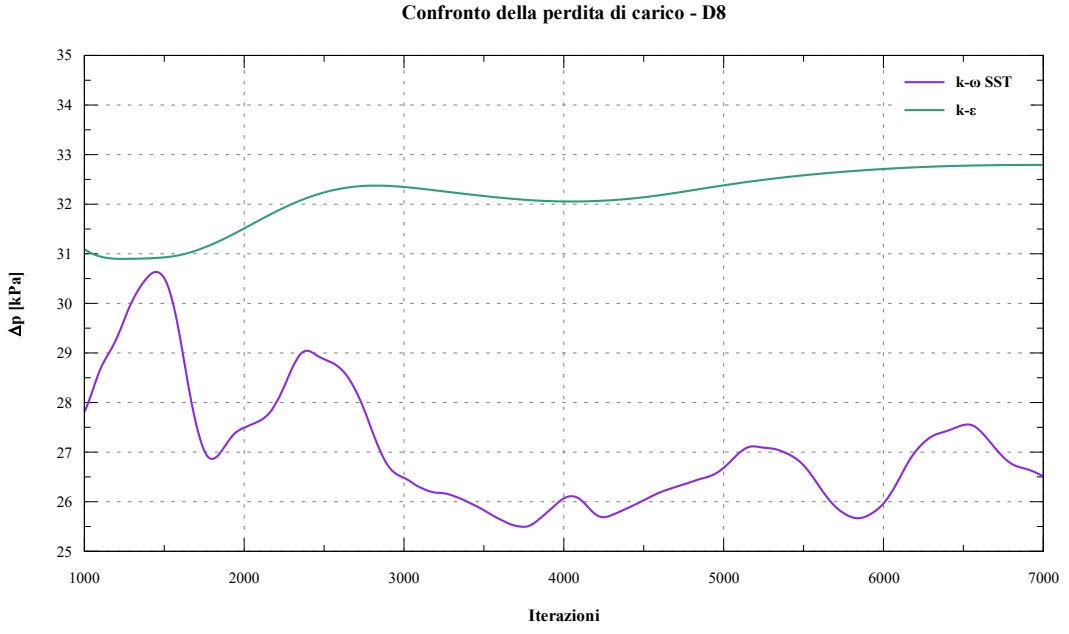


Figura 29 - Andamento della perdita di carico con i modelli k−ω SST e k−ε per la configurazione D8.

Nei corrispondenti casi $k-\varepsilon$, le variazioni rimangono invece inferiori allo 0.4%.

Poiché nei casi $k-\omega$ SST non viene raggiunta una stabilizzazione sufficiente delle grandezze monitorate, il confronto quantitativo diretto con il $k-\varepsilon$ non può essere effettuato con lo stesso grado di affidabilità adottato per la configurazione D10. Gli andamenti mostrano comunque che i valori della perdita di carico restituiti dal $k-\varepsilon$

rimangono superiori anche nelle geometrie modificate, mantenendo qualitativamente la tendenza osservata in precedenza.

Nel complesso, l'applicazione alle configurazioni D10, D9 e D8 mostra che la metodologia è in grado di evidenziare le variazioni delle grandezze monitorate associate alla modifica geometrica. La progressiva restrizione determina una redistribuzione della portata tra i due rami e un contemporaneo incremento della perdita di carico complessiva. Il confronto mette inoltre in evidenza una differente robustezza numerica dei due modelli di turbolenza sulle geometrie modificate, aspetto che deve essere considerato nella definizione della configurazione numerica di riferimento per le successive applicazioni della metodologia.

4.4.4 Definizione della configurazione numerica di riferimento

Come osservato nel Paragrafo 4.4.1, il modello $k-\omega$ SST raggiunge una condizione sufficientemente stabile sulla configurazione D10 soltanto dopo l'introduzione del raffinamento locale. Nelle geometrie D9 e D8, tuttavia, le oscillazioni riemergono nonostante sia mantenuta la stessa strategia di discretizzazione.

Con il k−ε, invece, sia le tre discretizzazioni della configurazione D10, riportate in Figura 30, sia i casi D9 e D8 raggiungono condizioni sufficientemente stabili.

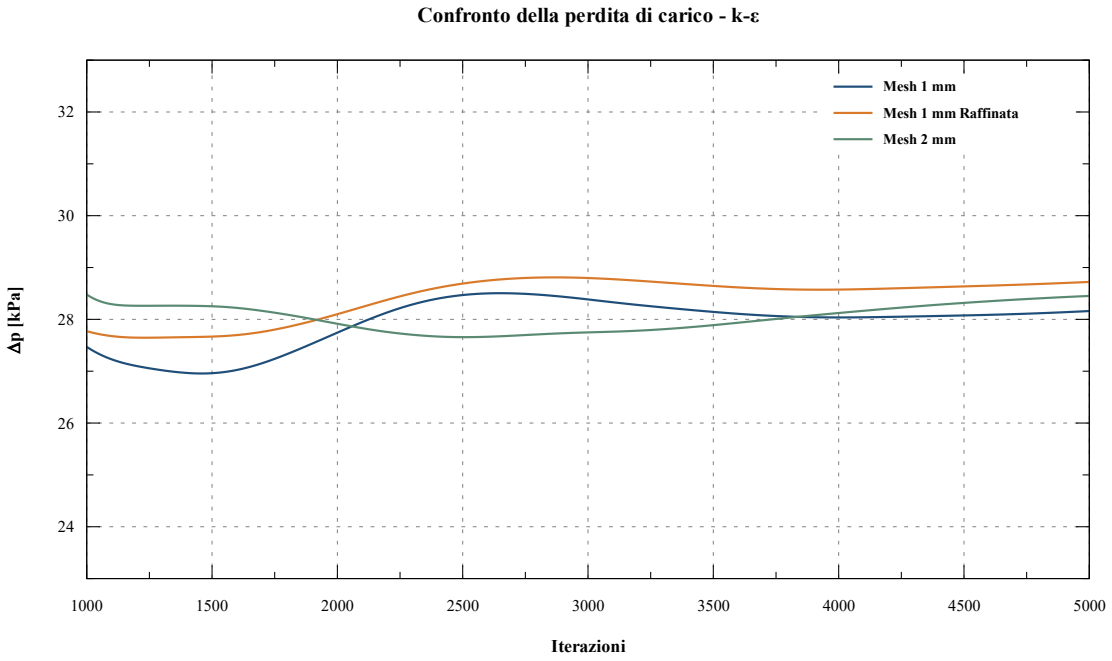


Figura 30 - Andamento della perdita di carico per le mesh da 2 mm, 1 mm e 1 mm raffinata con modello k−ε.

La maggiore robustezza osservata costituisce un aspetto particolarmente rilevante nell'ambito di una metodologia destinata all'analisi comparativa di differenti configurazioni geometriche e, più in generale, alla sua applicazione su circuiti di raffreddamento caratterizzati da problematiche analoghe. L'utilizzo di un modello in grado di mantenere un comportamento numerico stabile al variare del dominio consente infatti di ridurre la necessità di intervenire ripetutamente sulla discretizzazione o sulle impostazioni numeriche per ogni nuova configurazione, contenendo i tempi necessari alla preparazione e all'esecuzione delle simulazioni.

Occorre inoltre considerare che le simulazioni sono state condotte sulla geometria nominale del circuito, senza rappresentare esplicitamente alcuni aspetti propri del componente reale, quali la rugosità delle superfici, le irregolarità geometriche e le tolleranze associate al processo di fusione. Tali elementi possono influenzare sia la resistenza idraulica complessiva sia, localmente, la distribuzione del campo di moto. I valori assoluti ottenuti dal modello devono pertanto essere interpretati tenendo conto delle semplificazioni adottate, mentre il confronto tra configurazioni analizzate nelle medesime condizioni numeriche permette di valutare in maniera più significativa le variazioni relative introdotte dalle modifiche geometriche.

Sulla base di queste considerazioni, il modello $k-\varepsilon$ è stato quindi adottato come riferimento per le successive applicazioni della metodologia. Tale scelta non implica una maggiore accuratezza predittiva rispetto al $k-\omega$ SST, ma deriva dalla maggiore robustezza riscontrata nelle condizioni considerate e dalla necessità di disporre di una procedura numerica stabile e ripetibile per il confronto tra differenti configurazioni.

Nel complesso, le analisi svolte hanno consentito di definire una procedura CFD per la caratterizzazione fluidodinamica di circuiti di raffreddamento, comprendente la preparazione del dominio, la generazione e la verifica della griglia, la valutazione della sensibilità al modello di turbolenza e il confronto tra configurazioni geometriche alternative. La metodologia definita fornisce una base numerica ripetibile per successive analisi comparative su configurazioni analoghe.

5 Determinazione del coefficiente di scambio termico convettivo (HTC)

Nel Capitolo 4 è stata sviluppata e verificata la procedura adottata per la caratterizzazione fluidodinamica del circuito di raffreddamento. In questo capitolo il modello viene esteso alla descrizione dello scambio termico tra il refrigerante e le pareti, con l'obiettivo di determinare la distribuzione locale del coefficiente di scambio termico convettivo, o *Heat Transfer Coefficient* (HTC).

Come introdotto nel Paragrafo 2.5, il calcolo dell'HTC richiede la conoscenza del flusso termico superficiale e l'individuazione di una temperatura di riferimento del refrigerante. L'attività si è quindi concentrata sulla scelta di un criterio uniforme per la determinazione locale del coefficiente e sulla verifica del suo comportamento al variare delle condizioni termiche considerate.

La procedura è stata successivamente verificata rispetto al salto termico imposto e al modello di turbolenza adottato, per poi essere applicata all'analisi delle distribuzioni locali di *wall heat flux* e HTC.

5.1 Impostazione dell'analisi termica

Per poter valutare lo scambio termico nel circuito, il modello fluidodinamico descritto nel Capitolo 4 è stato esteso introducendo la risoluzione dell'equazione dell'energia. Le condizioni fluidodinamiche e la strategia di discretizzazione sono state mantenute invariate nelle diverse simulazioni, così da isolare l'effetto della variazione di temperatura sulla risposta termica del modello.

5.1.1 Modello termofisico del refrigerante

A differenza delle analisi esclusivamente fluidodinamiche, la descrizione del refrigerante richiede in questo caso la definizione delle proprietà che intervengono nel trasporto di energia. Il modello termofisico è stato definito nel *dictionary physicalProperties* mediante la formulazione *heRhoThermo*. All'interno del relativo *thermoType*, la variabile

energetica è stata impostata come *sensibleEnthalpy*, formulando quindi il problema energetico in termini di entalpia sensibile h.

Le principali proprietà termofisiche del refrigerante sono state definite in funzione della temperatura. In particolare, il calore specifico a pressione costante $c_p(T)$, la viscosità dinamica $\mu(T)$ e la conducibilità termica $\lambda(T)$ sono state assegnate mediante dati tabulati, mentre la densità $\rho(T)$ è descritta attraverso un'equazione di stato di tipo polinomiale. In questo modo, le proprietà impiegate nella soluzione vengono aggiornate in base alla temperatura locale del fluido, consentendo di considerarne la variazione nelle differenti condizioni analizzate.

Per il trattamento del trasporto termico turbolento in prossimità delle pareti è stata adottata la formulazione di Jayatilleke [10], assumendo un numero di Prandtl turbolento pari a 0,85.

5.1.2 Condizioni termiche di analisi

La temperatura del refrigerante all'ingresso è stata fissata a 363 K, mentre all'uscita è stata applicata una condizione a gradiente nullo. Sulle pareti del circuito è stata invece imposta una temperatura uniforme, modificata tra le diverse simulazioni in modo da ottenere tre differenti salti termici rispetto alla temperatura di ingresso.

Sono state considerate le condizioni:

- $\Delta T = T_w - T_{in} = 1\ K$
- $\Delta T = T_w - T_{in} = 10\ K$
- $\Delta T = T_w - T_{in} = 20\ K$

corrispondenti rispettivamente a temperature di parete pari a 364, 373 e 383 K.

La scelta di analizzare più salti termici è finalizzata alla verifica della procedura utilizzata per il calcolo dell'HTC. A parità delle restanti condizioni, l'aumento della differenza di temperatura tra parete e fluido determina infatti un incremento del flusso termico scambiato q''. Il coefficiente di scambio termico, ottenuto dal rapporto tra tali grandezze secondo la relazione di Newton, dovrebbe mostrare una sensibilità più contenuta. Il confronto tra le tre condizioni permette quindi di verificare che il valore ricavato non

dipenda direttamente dal salto termico imposto, ma mantenga un comportamento coerente nelle condizioni fluidodinamiche considerate.

La convergenza è stata valutata combinando l'andamento dei residui con la stabilizzazione delle principali grandezze fisiche. È stato inoltre verificato il bilancio energetico del dominio fluido, confrontando la potenza termica scambiata attraverso le pareti con la variazione del flusso entalpico del refrigerante tra ingresso e uscita.

5.2 Procedura di calcolo dell'HTC

Per la determinazione locale dell'HTC è necessario associare al *wall heat flux* una temperatura rappresentativa del refrigerante. A tale scopo è stata adottata una procedura che campiona la temperatura di riferimento a una distanza prefissata di 1 *mm* dalla parete, definendo così un criterio geometrico uniforme lungo l'intera superficie considerata.

Nei paragrafi successivi vengono descritti separatamente il calcolo del flusso termico superficiale e la procedura utilizzata per individuare la temperatura del fluido alla distanza di riferimento.

5.2.1 Calcolo del *wall heat flux*

Il flusso termico superficiale q''_w è stato determinato mediante il *function object wallHeatFlux* disponibile in OpenFOAM. Tale funzione calcola il flusso termico in corrispondenza delle pareti a partire dal modello di trasporto termofisico utilizzato nella soluzione e restituisce il relativo campo superficiale, espresso in W/m^2.

Nel caso in esame, il calcolo è stato applicato alla superficie *wall*, ottenendo per ciascuna faccia il valore locale di q''_w, successivamente utilizzato nella determinazione dell'HTC. Ai fini del calcolo del coefficiente viene considerato il valore assoluto del flusso termico, essendo di interesse l'intensità dello scambio e non il verso associato alla convenzione di segno adottata.

5.2.2 Definizione della temperatura di riferimento

Uno degli aspetti più delicati nella determinazione numerica del coefficiente di scambio termico convettivo riguarda la scelta della temperatura di riferimento del fluido T_{ref}. Infatti, mentre il flusso termico superficiale q''_w può essere ricavato direttamente dalla soluzione CFD, la temperatura del refrigerante da associare a ciascun punto della parete non è univocamente definita e deve quindi essere individuata mediante un opportuno criterio.

Una prima possibilità consiste nell'utilizzare la temperatura della prima cella adiacente alla parete. Tuttavia, in questo modo il valore dell'HTC risulta legato alla discretizzazione locale, poiché la distanza del centro cella dalla superficie può variare in funzione della mesh e degli eventuali raffinamenti. Inoltre, con un approccio *low-Reynolds* il centro della prima cella può trovarsi molto vicino alla parete, portando la temperatura del fluido a valori prossimi a T_w. Il termine al denominatore risulta quindi molto ridotto, con la possibilità di ottenere valori dell'HTC particolarmente elevati e poco confrontabili lungo la superficie.

Per superare tale limite, nel presente lavoro si è scelto di definire la temperatura di riferimento come la temperatura del fluido valutata a una distanza geometrica prefissata pari a 1 *mm* dalla parete. In questo modo, per ogni faccia della superficie, il coefficiente di scambio termico viene determinato associando al flusso termico locale una temperatura del refrigerante campionata sempre alla medesima distanza dalla superficie, secondo il criterio

$$T_{ref} = T(y = 1\ mm)$$

dove *y* rappresenta la distanza normale alla parete.

La formulazione locale dell'HTC assume pertanto la forma

$$h = \frac{| q''_w |}{| T_w - T_{ref} |}.$$

L'adozione di una distanza di campionamento prefissata riduce l'influenza della posizione della prima cella sul coefficiente calcolato. Il valore di 1 *mm* è stato scelto in modo da mantenere il punto sufficientemente vicino alla parete, evitando al tempo stesso che la temperatura di riferimento risulti eccessivamente prossima a quella superficiale. Il criterio adottato è schematizzato in Figura 31.

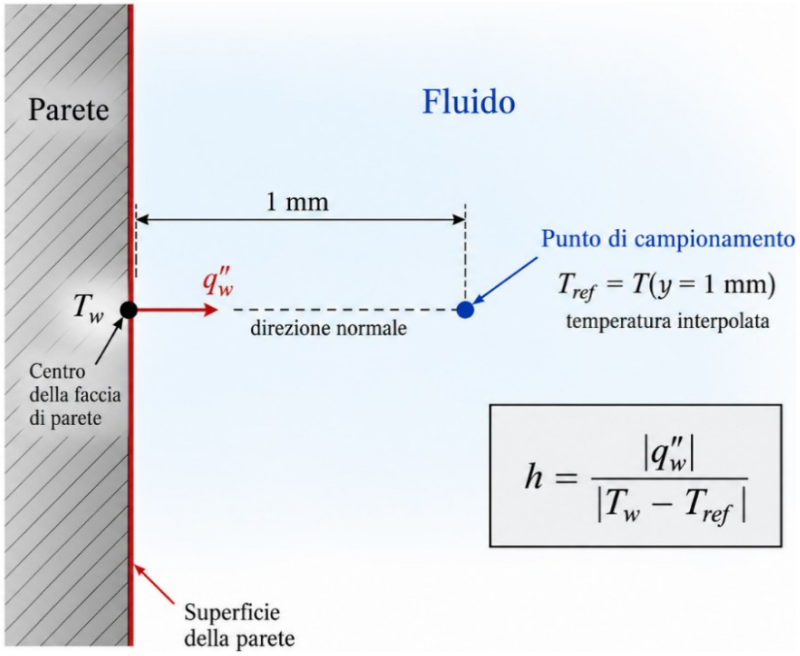


Figura 31 - Schema del criterio di campionamento della temperatura di riferimento a 1 mm dalla parete.

Nel paragrafo successivo viene descritta l'implementazione operativa di tale procedura all'interno di OpenFOAM, con particolare riferimento all'individuazione del punto di campionamento e al calcolo locale del coefficiente HTC sulla superficie del circuito.

5.2.3 Implementazione della procedura in OpenFOAM

La procedura descritta nel paragrafo precedente è stata implementata in OpenFOAM mediante una funzione dedicata, applicata alla superficie *wall*. Per ciascuna faccia viene individuato un punto di campionamento posto a una distanza nominale di 1 *mm* dalla parete e orientato verso il dominio fluido.

Una volta definita la posizione del punto, viene individuata la cella che lo contiene mediante strumenti di ricerca disponibili in OpenFOAM. La temperatura di riferimento T_{ref} viene quindi ricavata direttamente nella posizione di campionamento attraverso un'interpolazione del campo di temperatura. Nel codice sviluppato tale operazione è effettuata mediante *meshSearch* e *interpolationCellPoint*.

Il valore interpolato viene infine associato al *wall heat flux* della corrispondente faccia e utilizzato per calcolare localmente il coefficiente di scambio termico.

La procedura verifica inoltre che ciascun punto di campionamento ricada all'interno del dominio fluido, aspetto particolarmente importante nelle regioni geometricamente più

complesse. In questo modo è possibile applicare il metodo in maniera automatizzata all'intera superficie e ottenere sia il campo locale dell'HTC sia il relativo valore medio areale, utilizzato successivamente per il confronto tra le diverse condizioni di calcolo.

I dettagli della funzione implementata e il relativo codice vengono riportati in Appendice C.1.

5.3 Verifica della metodologia

Una volta definita la procedura per il calcolo locale dell'HTC, ne è stata verificata la consistenza attraverso il confronto tra differenti condizioni di calcolo. L'analisi è stata condotta valutando inizialmente l'effetto del salto termico imposto e, successivamente, l'influenza del modello di turbolenza adottato.

5.3.1 Influenza del salto termico imposto

La prima verifica è stata effettuata confrontando i risultati ottenuti per i tre salti termici definiti nel Paragrafo 5.1.2, mantenendo invariate le restanti condizioni di simulazione. Come discusso in precedenza, all'aumentare della differenza di temperatura imposta è atteso un corrispondente incremento del *wall heat flux*, mentre il coefficiente di scambio termico dovrebbe mostrare una sensibilità significativamente più contenuta.

I valori medi del *wall heat flux* e dell'HTC ottenuti nelle tre condizioni sono riportati in Tabella 5.

Tabella 5 - Confronto del wall heat flux medio e dell'HTC medio per i diversi salti termici imposti con modello k−ε.

ΔT imposto [*K*]	**T_w [*K*]**	**q'' medio [*W/m²*]**	**HTC medio [*W/(m² K)*]**
1	364	16127	32684
10	373	162374	33108
20	383	326730	33525

Il passaggio da un salto termico di 1 *K* a uno di 10 *K* determina un incremento del *wall heat flux* di circa un fattore 10, mentre il passaggio da 10 *K* a 20 *K* ne comporta approssimativamente il raddoppio. Il flusso termico segue quindi, con buona approssimazione, l'incremento del salto termico imposto. La variazione dell'HTC risulta

invece sensibilmente più contenuta, con incrementi di circa l'1% tra condizioni successive.

L'andamento dell'HTC medio al variare del salto termico imposto è riportato in Figura 32.

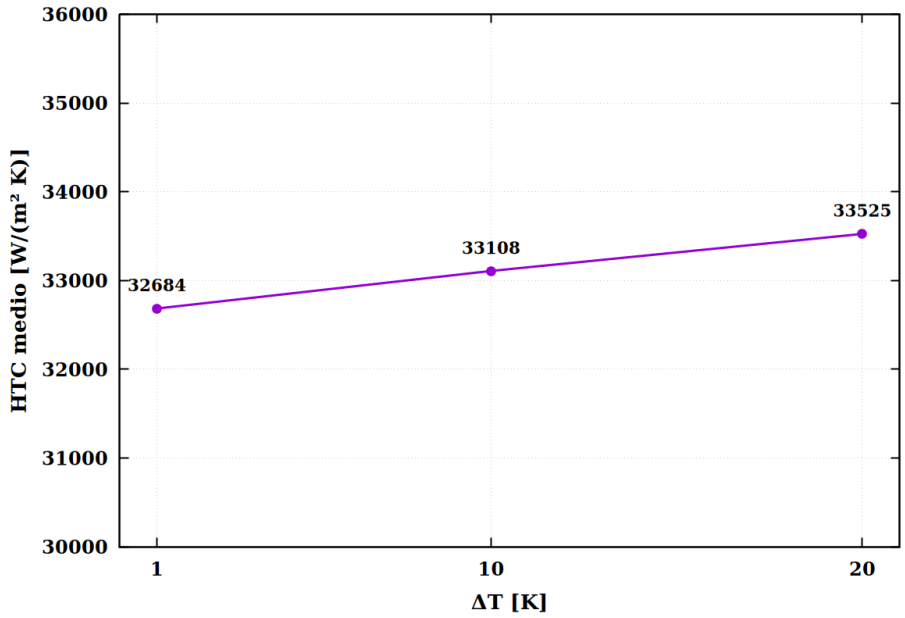


Figura 32 - Valori dell'HTC medio per i diversi salti termici imposti con modello k−ε.

Il confronto tra le tre simulazioni fornisce dunque una verifica della consistenza del criterio di campionamento adottato. L'HTC calcolato non segue direttamente l'entità del salto termico imposto, ma mantiene valori confrontabili nelle diverse condizioni di calcolo considerate. Il risultato supporta l'utilizzo del criterio di campionamento definito nel Paragrafo 5.2 per le successive analisi comparative.

5.3.2 Influenza del modello di turbolenza

Per completare la verifica della metodologia, è stata valutata l'influenza del modello di turbolenza sulla previsione dello scambio termico. A tale scopo, le simulazioni sono state ripetute utilizzando il modello $k-\omega$ SST, mantenendo invariate le restanti condizioni di calcolo e applicando la stessa procedura di determinazione dell'HTC con temperatura di riferimento interpolata a 1 *mm* dalla parete.

In Tabella 6 sono confrontati i valori medi di *wall heat flux* e HTC ottenuti con i modelli $k-\varepsilon$ e $k-\omega$ SST per i tre salti termici considerati.

Tabella 6 - Confronto del wall heat flux medio e dell'HTC medio per i diversi salti termici imposti con i modelli k−ε e k−ω SST.

ΔT [K]	q'' k-ε [W/m²]	q'' k-ω SST [W/m²]	HTC k-ε [W/(m² K)]	HTC k-ω SST [W/(m² K)]
1	16127	11634	32684	17568
10	162374	118597	33108	18224
20	326730	242963	33525	19054

Il confronto evidenzia una marcata sensibilità delle grandezze termiche al modello di turbolenza. Per la condizione con $\Delta T = 10\ K$, ad esempio, l'HTC medio risulta pari a circa 33 *kW/(m² K)* con il modello $k-\varepsilon$ e a circa 18 *kW/(m² K)* con il $k-\omega$ SST. Lo stesso andamento si osserva per il *wall heat flux* medio, che passa da circa 162 a 119 kW/m². Il confronto dell'HTC medio ottenuto con i due modelli di turbolenza è riportato in Figura 33.

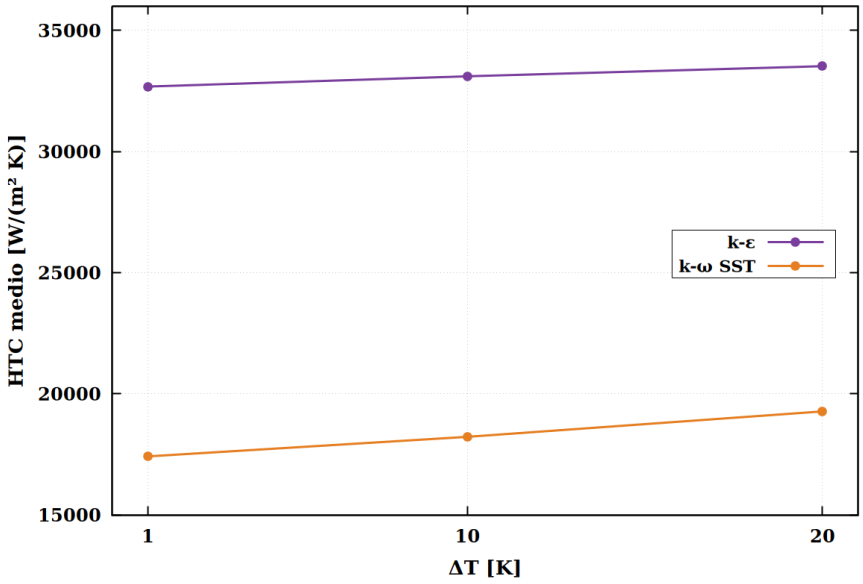


Figura 33 - Valori dell'HTC medio per i diversi salti termici imposti con i modelli k−ε e k−ω SST.

Nonostante le differenze quantitative, entrambi i modelli mostrano la stessa tendenza al variare del salto termico imposto: il *wall heat flux* cresce all'aumentare di ΔT, mentre l'HTC presenta variazioni più contenute. Il risultato conferma la coerenza della procedura rispetto alle condizioni termiche considerate, evidenziando al tempo stesso una marcata sensibilità quantitativa alla modellazione della turbolenza.

Tale risultato è coerente con quanto già osservato nel Paragrafo 4.4.2, dove la scelta del modello di turbolenza ha prodotto differenze nelle grandezze fluidodinamiche previste. Poiché anche la soluzione termica, e in particolare il flusso termico a parete, dipende dalla

rappresentazione del trasporto turbolento e della regione prossima alla parete, tali differenze si riflettono sul valore dell'HTC ricavato mediante la procedura sviluppata.

In assenza di dati sperimentali di riferimento, il confronto non consente di stabilire quale dei due modelli fornisca una previsione più accurata dello scambio termico reale. I risultati permettono tuttavia di quantificare la sensibilità della metodologia alla scelta del modello di turbolenza, aspetto da tenere in considerazione nelle successive applicazioni comparative.

5.4 Distribuzione locale delle grandezze termiche

Verificata la consistenza della procedura di calcolo, l'analisi è stata estesa alle distribuzioni locali delle grandezze termiche sulla superficie del dominio. Come condizione di riferimento è stato scelto il caso intermedio, con $\Delta T = 10\ K$, per il quale sono stati confrontati i campi ottenuti con i modelli $k - \varepsilon$ e $k - \omega$ SST.

Il confronto non è finalizzato alla validazione quantitativa del comportamento termico del circuito, non essendo disponibili dati sperimentali di riferimento, ma alla valutazione della risposta della procedura al variare del modello di turbolenza. L'attenzione viene pertanto rivolta alla distribuzione del *wall heat flux* e del coefficiente HTC e alla relazione tra i due campi.

5.4.1 Distribuzione del *wall heat flux*

In Figura 34 sono riportate le distribuzioni del *wall heat flux* ottenute con i due modelli di turbolenza per la condizione con $\Delta T = 10\ K$. In entrambi i casi, i valori più elevati tendono a concentrarsi in corrispondenza dei passaggi più ristretti e delle aree in cui il fluido raggiunge velocità maggiori. Tale comportamento risulta coerente con l'incremento dello scambio convettivo generalmente associato a un aumento della velocità del fluido in prossimità della parete.

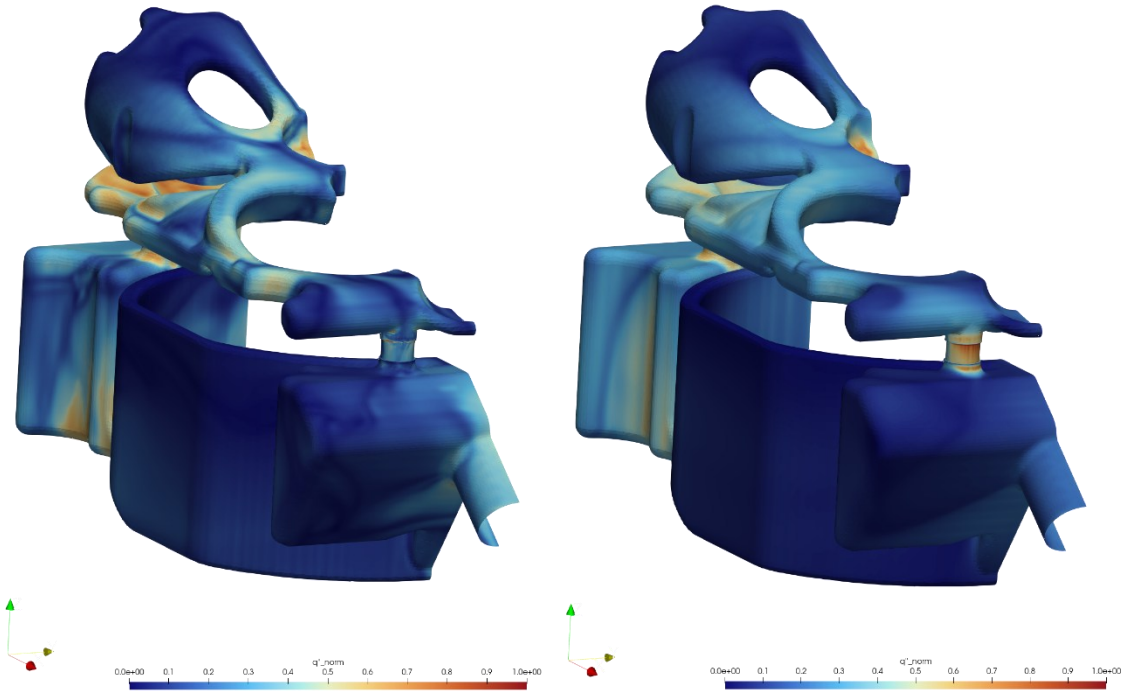


Figura 34 - Confronto del wall heat flux normalizzato per ΔT = 10 K: k−ω SST a sinistra, k−ε a destra.

Il confronto evidenzia comunque una diversa risposta dei due modelli. Il $k-\varepsilon$ restituisce complessivamente valori più elevati e un campo caratterizzato da variazioni più graduali, mentre nel caso $k-\omega$ SST risultano maggiormente evidenti alcune variazioni locali del flusso termico. Tale comportamento è coerente con le differenze già osservate nei valori medi e conferma la sensibilità della previsione dello scambio termico a parete rispetto al modello di turbolenza adottato.

5.4.2 Distribuzione locale dell'HTC

In Figura 35 sono riportate le distribuzioni del coefficiente di scambio termico ottenute con i due modelli di turbolenza per la condizione con $\Delta T = 10\ K$. In entrambi i casi, l'andamento dell'HTC risulta qualitativamente coerente con quello osservato per il *wall heat flux*, nelle stesse regioni in cui il flusso termico superficiale raggiunge i valori più elevati.

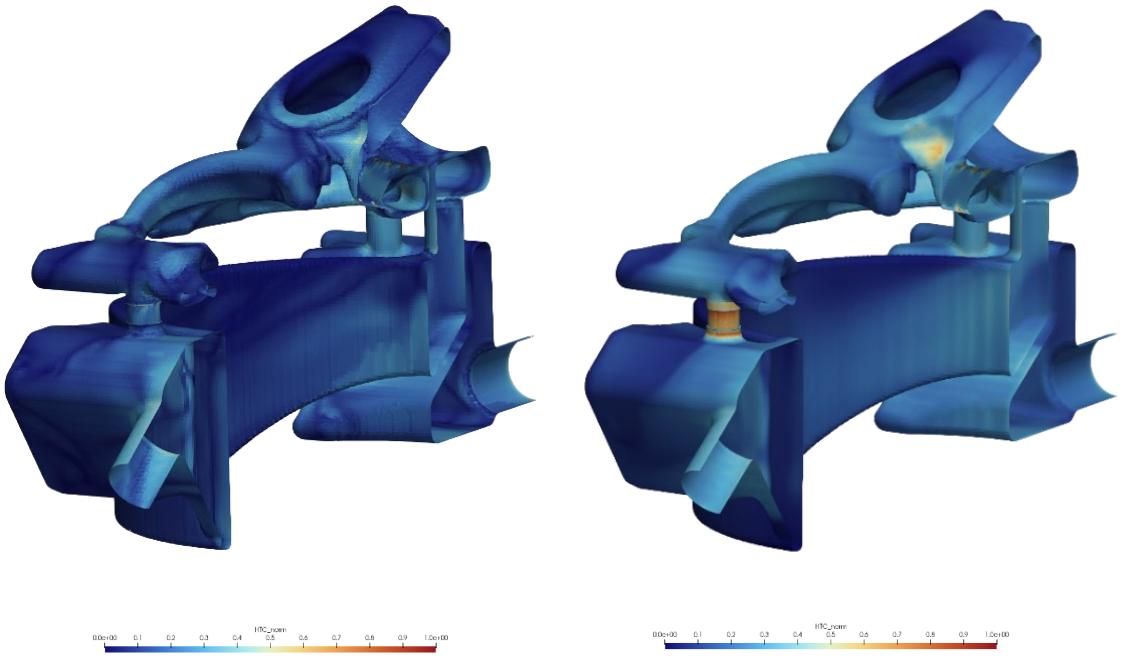


Figura 35 - Confronto dell'HTC normalizzato per ΔT = 10 K: k−ω SST a sinistra, k−ε a destra.

Tale comportamento è direttamente legato alla formulazione adottata,

$$h = \frac{| q''_w |}{| T_w - T_{ref} |},$$

nella quale il *wall heat flux* costituisce il numeratore, mentre il salto termico locale tra parete e temperatura di riferimento ne modula il valore. La distribuzione dell'HTC tende quindi a seguire quella del flusso termico, pur presentando variazioni locali legate alla temperatura del fluido campionata a 1 *mm* dalla parete.

Come già osservato nel Paragrafo 5.3.2, il confronto evidenzia una marcata differenza tra le distribuzioni ottenute con i due modelli. Il $k - \varepsilon$ restituisce valori complessivamente più elevati, mentre il $k - \omega$ SST presenta valori medi inferiori e gradienti locali più marcati.

In assenza di dati sperimentali di riferimento, i valori assoluti ottenuti non possono essere utilizzati per stabilire quale dei due modelli fornisca una previsione più accurata dello scambio termico reale. Le distribuzioni vengono pertanto considerate principalmente nell'ottica della verifica della procedura sviluppata e della sua capacità di restituire, secondo un criterio uniforme e ripetibile, un campo locale dell'HTC.

Nel complesso, la verifica condotta mostra una limitata sensibilità dell'HTC al salto termico imposto. Al variare del salto termico tra la temperatura imposta alle pareti e quella

di ingresso, il *wall heat flux* cresce in maniera pressoché proporzionale, mentre il coefficiente di scambio termico presenta variazioni sensibilmente più contenute. Tale comportamento, riscontrato con entrambi i modelli di turbolenza, fornisce una verifica di consistenza del criterio adottato per la temperatura di riferimento. I valori assoluti dell'HTC rimangono invece significativamente influenzati dal modello di turbolenza utilizzato, aspetto da considerare nelle successive applicazioni della metodologia.

6 Modello termo-fluidodinamico CHT

Le analisi sviluppate nei Capitoli 4 e 5 hanno permesso di definire e verificare progressivamente la metodologia adottata per la caratterizzazione del circuito di raffreddamento. L'ultima fase dell'attività ha riguardato l'estensione del modello mediante un approccio di *Conjugate Heat Transfer* (CHT), introducendo nel dominio computazionale anche i principali componenti solidi del motore. Tale configurazione consente di mettere in relazione il campo fluidodinamico del circuito di raffreddamento con la conduzione termica attraverso i componenti, determinando direttamente la distribuzione di temperatura nei solidi e il trasferimento di calore verso il refrigerante.

Il modello è stato pertanto suddiviso in più regioni computazionali, accoppiate mediante opportune interfacce termiche, così da garantire il trasferimento di energia tra componenti adiacenti e tra pareti solide e refrigerante. Alle diverse regioni sono state assegnate le relative proprietà termofisiche, mentre sulle superfici interessate sono state definite le condizioni al contorno necessarie a rappresentare, in forma semplificata, i principali carichi termici agenti sul sistema.

L'analisi è stata condotta in condizioni stazionarie, assumendo una configurazione geometrica fissa e condizioni termiche rappresentative di uno specifico punto di funzionamento del motore. L'obiettivo non è riprodurre l'evoluzione termo-fluidodinamica durante il singolo ciclo, né fornire una validazione quantitativa del campo termico in assenza di dati sperimentali dedicati, ma verificare l'applicabilità della procedura CHT e la coerenza del trasferimento energetico tra le differenti regioni.

I risultati vengono pertanto analizzati attraverso la verifica della stabilizzazione della soluzione, il controllo dei bilanci energetici e l'osservazione delle distribuzioni di temperatura e dei flussi termici nei principali componenti.

6.1 Definizione del modello e generazione della griglia

La costruzione del modello CHT ha richiesto l'estensione del dominio utilizzato nelle precedenti analisi, affiancando al circuito di raffreddamento i principali componenti solidi coinvolti nel trasferimento di calore. Ciascun componente è stato trattato come una

regione computazionale indipendente, dotata di una propria griglia e successivamente accoppiata alle regioni adiacenti mediante opportune interfacce.

La preparazione del modello ha pertanto previsto la definizione delle singole regioni, la generazione delle relative griglie di calcolo e, infine, la costruzione degli accoppiamenti necessari al trasferimento termico tra domini differenti. Nei paragrafi seguenti vengono descritte le principali scelte adottate per ciascuna di queste fasi.

6.1.1 Dominio computazionale e suddivisione in regioni

Anche per l'analisi CHT è stata mantenuta la suddivisione lungo il piano di simmetria già adottata nelle simulazioni precedenti, considerando una sola metà della geometria al fine di contenere il costo computazionale. La geometria è stata inoltre considerata in una configurazione fissa, con le valvole in posizione chiusa, coerentemente con l'impostazione stazionaria adottata per l'analisi.

Le regioni del modello sono in tutto 11 e rappresentano il circuito di raffreddamento, la porzione inferiore del blocco motore, la testata, le guide e le sedi delle valvole di aspirazione e scarico, le due valvole, il volume di sodio interno alla valvola di scarico, impiegato per il raffreddamento, e la candela. La suddivisione del dominio nelle diverse regioni computazionali è mostrata in Figura 36.

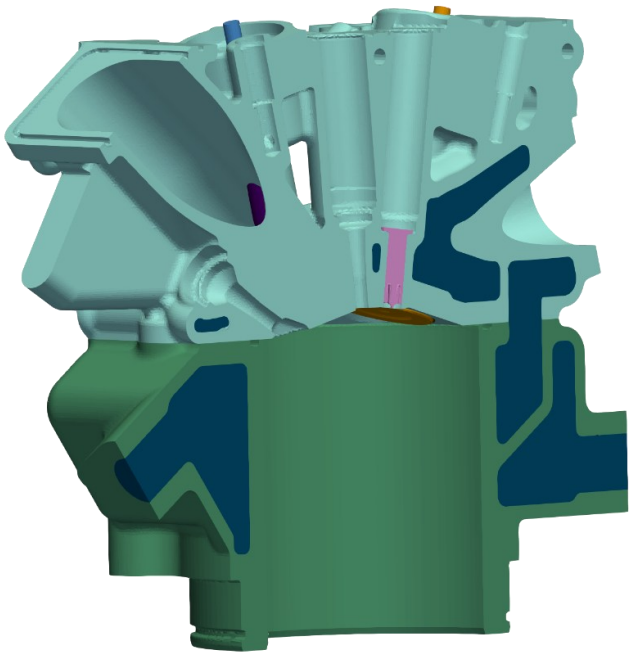


Figura 36 - Suddivisione del dominio nelle regioni computazionali del modello CHT.

La separazione dei componenti in regioni indipendenti consente di assegnare a ciascuno le relative proprietà termofisiche e di descrivere esplicitamente il trasferimento di calore attraverso le superfici di contatto. In questo modo è possibile seguire il trasferimento di energia dalla camera di combustione attraverso i componenti solidi fino al circuito di raffreddamento e alle altre superfici di scambio.

Le singole regioni sono state discretizzate indipendentemente, quindi il trasferimento termico tra domini adiacenti richiede la successiva definizione di specifiche interfacce di accoppiamento, descritte nel Paragrafo 6.1.3.

6.1.2 Generazione delle griglie di calcolo

La discretizzazione delle diverse regioni è stata effettuata ancora una volta mediante *cfMesh*, adottando il *workflow* definito nel Paragrafo 3.3. La regione fluida mantiene la discretizzazione del circuito di raffreddamento utilizzata nelle analisi precedenti, mentre per i componenti solidi sono state generate griglie indipendenti a partire dalle rispettive geometrie superficiali.

Al fine di rappresentare nel dominio computazionale esclusivamente gli elementi geometrici rilevanti per l'analisi CHT, su alcuni componenti sono state introdotte semplificazioni. L'intervento principale ha interessato la candela, dalla quale sono state rimosse la filettatura, la porzione superiore non coinvolta nelle interfacce del modello e l'elettrodo di massa. Tali modifiche, mostrate in Figura 37, hanno permesso di ridurre la complessità della discretizzazione mantenendo le sole superfici necessarie alla rappresentazione degli scambi termici considerati.

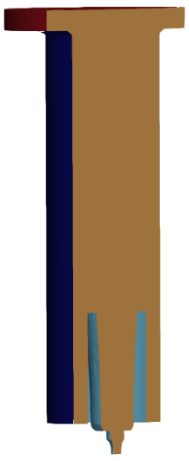


Figura 37 - Geometria semplificata della candela utilizzata nel modello CHT.

Per mantenere un criterio uniforme tra le diverse regioni, la generazione delle mesh è stata effettuata adottando una dimensione massima delle celle e una *boundary cell size* pari a 1 *mm*. Eventuali interventi locali sulla discretizzazione sono stati limitati alle sole zone in cui risultavano necessari per una corretta rappresentazione della geometria, evitando raffinamenti arbitrari e contenendo così il numero complessivo di celle e il conseguente costo computazionale.

Per migliorare la qualità della discretizzazione superficiale sono stati inoltre utilizzati gli strumenti per la gestione dei *feature edges* descritti nel Paragrafo 3.3.1.

La procedura è stata estesa anche a zone dei componenti solidi non direttamente rilevanti dal punto di vista dello scambio termico, nelle quali la sola triangolazione superficiale poteva determinare una rappresentazione poco regolare di spigoli e dettagli geometrici. La selezione dei *feature edges* ha permesso di preservare tali elementi senza ricorrere a un raffinamento delle regioni circostanti.

Un'ulteriore attenzione è stata rivolta all'orientamento dei componenti rispetto alla griglia cartesiana utilizzata da *cfMesh*. La procedura di riallineamento descritta nel Paragrafo 3.3.1 è stata applicata, ad esempio, alla candela, alle sedi, alle guide e alle valvole, le cui direzioni principali risultano inclinate rispetto al sistema di riferimento globale.

Le geometrie sono state temporaneamente riallineate agli assi cartesiani durante la generazione della mesh e successivamente riportate nella configurazione originaria mediante le trasformazioni prodotte dallo *script Python* riportato in Appendice A.1.

L'effetto del riallineamento sulla discretizzazione del componente è mostrato in Figura 38.

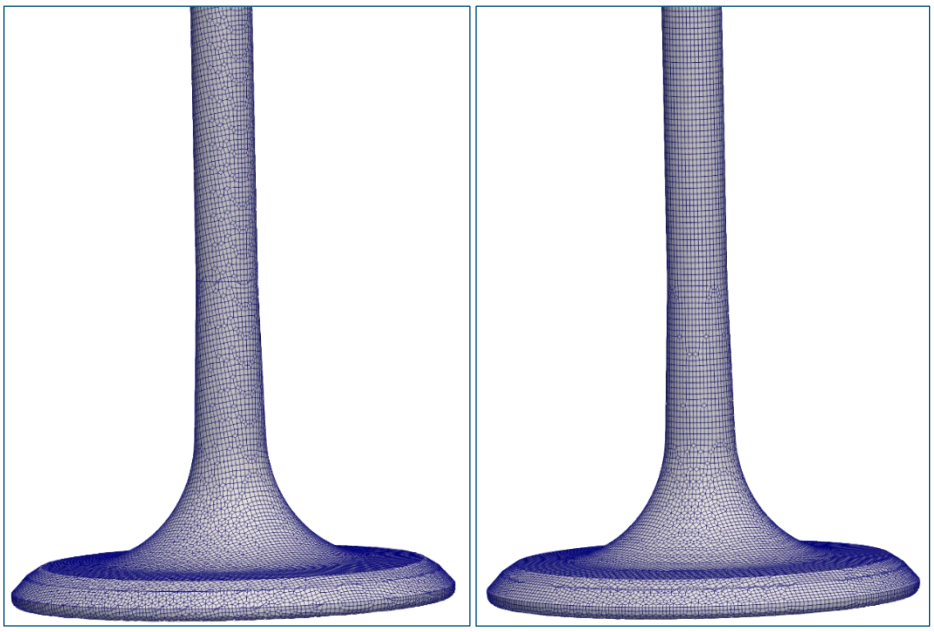


Figura 38 - Confronto della mesh della valvola: prima del riallineamento a sinistra, dopo il riallineamento a destra.

In questo modo le celle risultano maggiormente allineate alla direzione principale del componente e caratterizzate da una rappresentazione più regolare della geometria.

La qualità delle mesh ottenute è stata infine verificata mediante l'*utility checkMesh* di OpenFOAM. Tutte le regioni hanno superato i controlli previsti, restituendo l'esito *Mesh OK*. La strategia adottata ha quindi permesso di ottenere griglie idonee alla successiva analisi CHT, contenendo al tempo stesso il numero complessivo di celle. Le principali caratteristiche delle griglie ottenute, con il numero di celle associato a ciascuna regione, sono riportate in Tabella 7.

Tabella 7 - Principali caratteristiche delle mesh delle regioni del modello CHT.

Componente	Numero di celle	Quota sul totale
Circuito di raffreddamento	767925	30.21%
Blocco motore inferiore	763368	30.03%
Testata	899781	35.39%
Guida valvola di aspirazione	10501	0.41%
Guida valvola di scarico	10826	0.43%
Sede valvola di aspirazione	11030	0.43%
Sede valvola di scarico	8499	0.33%
Valvola di aspirazione	20804	0.82%
Valvola di scarico	39837	1.57%
Volume di sodio valvola di scarico	2822	0.11%
Candela	6786	0.27%
Totale	**2542179**	**100.00%**

6.1.3 Accoppiamento tra le regioni

Dal momento che le griglie delle singole regioni sono state generate indipendentemente, le superfici appartenenti a componenti adiacenti non presentano una corrispondenza diretta tra le rispettive facce. L'accoppiamento termico è stato quindi realizzato mediante interfacce non conformi, che consentono lo scambio di informazioni tra mesh differenti senza richiedere una discretizzazione coincidente sui due lati dell'interfaccia.

In OpenFOAM tali interfacce sono state definite mediante l'*utility* *createNonConformalCouples,* configurata attraverso il relativo *dictionary* riportato in Appendice B.2. Per ciascuna coppia di superfici appartenenti a regioni adiacenti viene generata una coppia di *patch* di tipo *nonConformalMappedWall*, attraverso la quale viene realizzato il collegamento tra i due domini. Sono stati definiti sia accoppiamenti fluido-solido sia interfacce tra differenti componenti solidi.

Gli accoppiamenti con il refrigerante interessano le superfici bagnate dal fluido all'interno della testata e del blocco inferiore. Le restanti interfacce descrivono invece il trasferimento termico tra i diversi componenti solidi, e collegano blocco inferiore alla testata, quest'ultima alle sedi, alle guide e alla candela, le valvole alle rispettive sedi e guide e, nel caso della valvola di scarico, al volume interno di sodio.

Alle *patch* associate al campo di temperatura è stata assegnata la condizione *coupledTemperature*, mediante la quale viene realizzato lo scambio termico tra le regioni accoppiate. La temperatura all'interfaccia non viene quindi imposta a priori, ma deriva dalla soluzione congiunta dei campi termici nei domini adiacenti. In questa prima applicazione non sono state considerate resistenze termiche di contatto, poiché l'analisi è principalmente finalizzata alla verifica della procedura CHT e del trasferimento energetico complessivo tra le diverse regioni. Le interfacce tra componenti solidi sono state pertanto considerate in condizioni di contatto termico ideale.

La definizione di tali accoppiamenti consente infine di collegare termicamente le diverse regioni del modello, permettendo all'energia introdotta sulle superfici soggette ai carichi termici di propagarsi attraverso i componenti solidi e di essere trasferita al refrigerante.

6.2 Proprietà termofisiche e condizioni al contorno

Una volta definito il dominio multi-regione e gli accoppiamenti tra i diversi componenti, il modello CHT è stato completato mediante l'assegnazione delle proprietà termofisiche e delle condizioni al contorno necessarie alla risoluzione del campo termico.

Le condizioni termiche sono state differenziate in funzione della superficie considerata e definite introducendo opportune semplificazioni modellistiche, coerenti con gli obiettivi dell'analisi. In particolare, sono state assegnate condizioni rappresentative dello scambio con l'ambiente esterno e con i condotti di aspirazione e scarico, mentre sulle superfici direttamente interessate dalla combustione sono stati applicati specifici carichi termici. Tali aspetti vengono descritti separatamente nei paragrafi seguenti.

6.2.1 Proprietà termofisiche

Per la regione fluida è stato mantenuto il modello termofisico del refrigerante già descritto nel Capitolo 5, senza introdurre modifiche rispetto alle precedenti analisi termiche. Le proprietà del fluido continuano quindi a essere aggiornate in funzione della temperatura locale secondo la formulazione precedentemente definita.

Per le regioni solide è stato invece adottato il modello *constSolidThermo* disponibile in OpenFOAM. Ciascun componente è stato caratterizzato mediante la relativa densità ρ, il calore specifico c e la conducibilità termica k. Nell'ambito della presente analisi tali proprietà sono state considerate costanti rispetto alla temperatura e uniformi all'interno di ciascuna regione.

I valori adottati sono stati selezionati facendo riferimento a temperature tipiche di esercizio dei rispettivi componenti, così da utilizzare proprietà rappresentative delle condizioni termiche previste durante il funzionamento del motore. Pur non descrivendone quindi la variazione continua con la temperatura, tale approccio permette di tenere conto, in forma semplificata, delle differenti condizioni operative dei materiali considerati.

Un'altra semplificazione è stata introdotta per il volume di sodio contenuto all'interno della valvola di scarico, impiegato per favorire il trasferimento di calore dalla zona della testa della valvola verso lo stelo. Nel funzionamento reale, infatti, il comportamento termico del sodio è influenzato dal suo stato fisico e dal moto della valvola, che possono determinare un trasporto di energia non riconducibile alla sola conduzione.

Nell'ambito del modello sviluppato tali fenomeni non sono stati modellati. Il volume di sodio è stato trattato come una regione indipendente mediante lo stesso modello utilizzato per i domini solidi, assegnandogli proprietà termofisiche costanti e risolvendo al suo interno il trasferimento di calore per conduzione. Non vengono pertanto rappresentati il moto interno, i fenomeni convettivi associati né eventuali cambiamenti di fase. Questa semplificazione consente comunque di tener conto del contributo termico del sodio all'interno della valvola di scarico, mantenendo al tempo stesso una formulazione compatibile con l'approccio CHT stazionario adottato.

Le proprietà termofisiche rappresentative assegnate alle differenti regioni solide sono riportate in Tabella 8.

Tabella 8 - Proprietà termofisiche rappresentative assegnate alle regioni solide del modello CHT.

Componente	Materiale	ρ [kg/m^3]	c [$J/(kg \cdot K)$]	k [$W/(m \cdot K)$]
Testata	Lega di alluminio	2640	967	200.0
Blocco motore inferiore	Lega di alluminio	2640	967	200.0
Guide valvole di aspirazione e scarico	Lega di rame	8800	400	240.0
Sedi valvole di aspirazione e scarico	Lega di rame	8250	420	132.0
Valvola di aspirazione	Lega di titanio	4540	650	9.5
Valvola di scarico	Lega a base di nichel	8190	599	20.8
Sodio interno alla valvola di scarico	Sodio	808	1253	63.7
Candela	Acciaio	7900	550	20.0

6.2.2 Condizioni termiche

Oltre agli accoppiamenti tra le regioni descritti nel Paragrafo 6.1.3, la definizione del problema termico è stata completata assegnando specifiche condizioni al contorno alle superfici non coinvolte nelle interfacce tra i diversi domini. Tali condizioni sono state differenziate in funzione della zona considerata, così da rappresentare in forma semplificata i principali scambi termici agenti sui componenti del modello.

A tale scopo è stata utilizzata prevalentemente la *boundary condition externalTemperature* disponibile in OpenFOAM. La condizione consente di definire il trasferimento di calore attraverso una superficie imponendo una potenza termica Q, un flusso termico q'' oppure attraverso una temperatura di riferimento T_a e un coefficiente di

scambio termico h. In quest'ultimo caso viene rappresentato uno scambio di tipo convettivo con un ambiente equivalente, secondo la relazione:

$$q'' = h\,(T_a - T_w)$$

dove T_w rappresenta la temperatura locale della superficie. La temperatura di parete non viene quindi assegnata direttamente, ma deriva dalla soluzione del campo termico, mentre T_a e h definiscono le condizioni con cui la superficie scambia energia. La condizione *externalTemperature* viene applicata da OpenFOAM come condizione di flusso termico e può essere utilizzata sia per regioni solide sia per regioni fluide.

Sulle superfici esposte all'ambiente circostante sono stati adottati valori rappresentativi dello scambio con l'esterno, mentre per i lati di aspirazione e scarico sono state definite differenti coppie di valori T_a e h, così da rappresentare le diverse condizioni termiche dei gas presenti nei due rami. In particolare, al lato aspirazione sono state associate condizioni termiche più contenute, mentre le superfici lambite dai gas di scarico sono state caratterizzate mediante temperature di riferimento e coefficienti di scambio più elevati. Lo stesso criterio è stato adottato per le porzioni esposte delle guide e delle valvole, introducendo così nel modello la differente sollecitazione termica associata alle due zone della testata.

Le superfici appartenenti ai piani di simmetria risultano adiabatiche per costruzione, mentre sulle restanti superfici per le quali non è stato considerato uno scambio termico è stata adottata una condizione a gradiente nullo. Le interfacce tra le differenti regioni sono invece trattate mediante la condizione *coupledTemperature*, come già descritto nel Paragrafo 6.1.3.

Le principali condizioni termiche adottate nel modello sono riassunte in Tabella 9.

Tabella 9 – Principali condizioni al contorno termiche applicate alle principali superfici del modello CHT.

Zona fisica	Condizione	T [*K*]	h [*W/(m²·K)*]
Ingresso refrigerante	*fixedValue*	363	
Pareti esterne blocco motore	*externalTemperature*	303	20
Pareti esterne testata	*externalTemperature*	303	20
Zona *carter* motore	*externalTemperature*	353	20
Flangia di aspirazione	*externalTemperature*	303	20
Condotto di aspirazione	*externalTemperature*	303	250
Guida valvola di aspirazione	*externalTemperature*	303	100
Valvola di aspirazione	*externalTemperature*	303	330
Condotto di scarico	*externalTemperature*	1023	500
Guida valvola di scarico	*externalTemperature*	1023	200
Valvola di scarico	*externalTemperature*	1023	280
Flangia di scarico	*fixedValue*	723	
Piani di simmetria	*symmetry*		

6.2.3 Carichi termici della camera di combustione

Le superfici direttamente esposte alla camera di combustione sono state trattate separatamente rispetto alle condizioni termiche descritte nel paragrafo precedente. Poiché l'analisi è condotta in condizioni stazionarie, non viene riprodotta l'evoluzione istantanea del flusso termico durante il ciclo motore; vengono invece applicati carichi termici equivalenti, rappresentativi della condizione di funzionamento considerata.

Come riferimento è stata assunta una potenza termica complessiva associata alla camera di combustione pari a 17 *kW*. Tale contributo è stato ripartito tra pistone, pareti del cilindro e porzione superiore della camera, comprendente valvole e candela. Il pistone non è incluso tra le regioni del modello CHT; il relativo contributo quindi non può essere applicato direttamente alla superficie corrispondente. Per tenerne conto in forma semplificata, una parte della potenza termica ad esso associata è stata inclusa nella definizione del carico equivalente assegnato al *liner*, mentre i restanti contributi sono stati applicati alle superfici effettivamente rappresentate nel dominio computazionale.

È stata considerata una distribuzione del carico termico non uniforme. Sulla parete del cilindro è stata adottata una legge lineare lungo la direzione assiale, caratterizzata da un flusso massimo in prossimità della testata e progressivamente decrescente allontanandosi dalla camera di combustione. Indicando con z la distanza assiale misurata a partire dalla zona superiore del cilindro, la legge implementata può essere espressa come:

$$q_{liner}''(z) = a_l \cdot z + b_l$$

con: $a_l = -4.185 \times 10^6 \frac{W}{m^3}$ e $b_l = 4.269 \times 10^5 \frac{W}{m^2}$.

La distribuzione è stata applicata lungo una lunghezza di riferimento pari a 102 *mm*, come mostrato in Figura 39. In OpenFOAM tale andamento è stato implementato mediante una *boundary condition codedMixed*, che consente di valutare il valore locale del flusso termico in funzione della posizione di ciascuna faccia della superficie. L'implementazione della condizione è riportata in Appendice C.2.

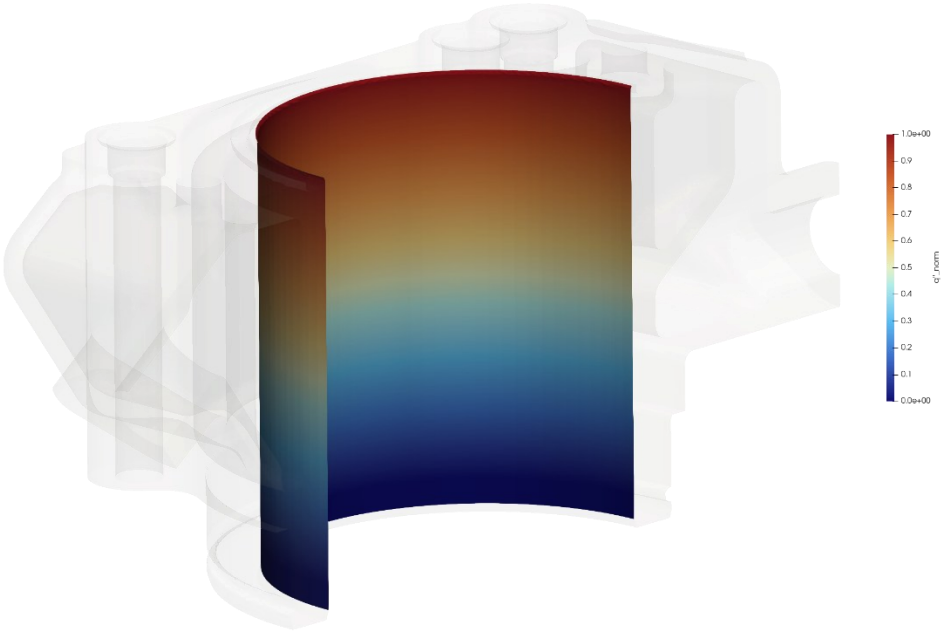


Figura 39 - Distribuzione normalizzata del flusso termico imposto sul liner lungo la direzione assiale.

Per la superficie della testata esposta alla camera di combustione è stata invece utilizzata una distribuzione radiale di tipo parabolico, come mostrato in Figura 40. Indicando con *r* la distanza dall'asse del cilindro, il flusso viene espresso nella forma:

$$q_{head}''(r) = a_h \cdot r^2 + b_h$$

con: $a_h = -2.694 \times 10^8 \frac{W}{m^4}$ e $b_h = 1.081 \times 10^6 \frac{W}{m^2}$.

La distribuzione è definita fino al raggio della camera, pari a 53 *mm*, ed è caratterizzata da un valore massimo in prossimità dell'asse del cilindro e da una progressiva riduzione verso la periferia. Anche in questo caso la legge è stata implementata mediante una condizione *codedMixed*, così da applicare direttamente la distribuzione spaziale alla geometria della testata. La relativa implementazione è riportata in Appendice C.2.

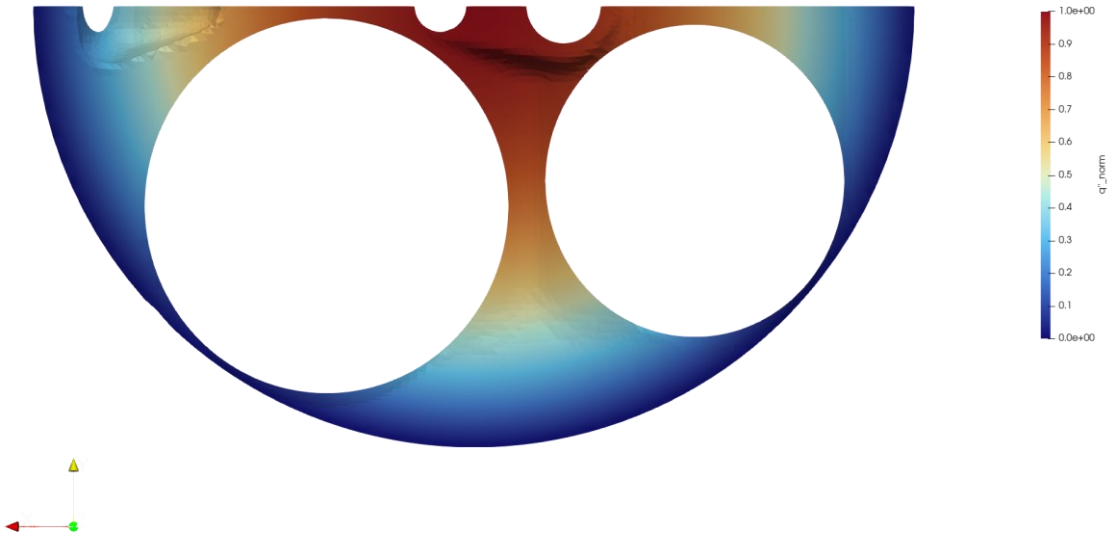


Figura 40 - Distribuzione radiale normalizzata del flusso termico imposto sulla superficie di testata affacciata alla camera di combustione.

Per le superfici delle valvole e della candela è stato adottato un approccio differente. La potenza termica Q imposta a ciascun componente è stata ricavata moltiplicando la rispettiva area proiettata per il flusso termico medio calcolato sulla superficie nominale della camera di combustione. La potenza così determinata viene quindi imposta come valore costante sulla rispettiva superficie affacciata alla camera di combustione mediante la *boundary condition externalTemperature*.

I valori di riferimento utilizzati per la ripartizione del carico termico e le modalità con cui questi sono stati applicati alle differenti superfici sono riassunti in Tabella 10.

Tabella 10 - Ripartizione dei carichi termici della camera di combustione e modalità di applicazione alle principali superfici.

Superficie / componente	Riferimento termico	Valore [W]	Distribuzione
Pistone	Potenza di riferimento	7100.0	———————————
Liner	Potenza di riferimento	3700.0	Lineare lungo l'asse
Testata	Quota di riferimento	6200.0	Parabolica radiale
Valvola di aspirazione	Potenza totale imposta	839.3	Costante sulla superficie
Valvola di scarico	Potenza totale imposta	676.0	Costante sulla superficie
Candela	Potenza totale imposta	22.3	Costante sulla superficie

È opportuno sottolineare che la ripartizione energetica di partenza è definita rispetto a una rappresentazione geometrica semplificata della camera di combustione. Le superfici

effettivamente presenti nel modello non coincidono esattamente con quelle di riferimento. I valori assegnati devono quindi essere interpretati come condizioni termiche equivalenti; la coerenza del trasferimento energetico risultante viene successivamente verificata attraverso il bilancio termico complessivo del modello.

6.3 Analisi dei risultati

In assenza di dati sperimentali relativi alla configurazione considerata, i risultati dell'analisi CHT non vengono utilizzati per una validazione quantitativa del campo termico del motore. L'analisi è invece finalizzata alla verifica della coerenza numerica ed energetica della procedura sviluppata, valutando la stabilizzazione della soluzione, il bilancio termico tra le differenti regioni e la continuità del trasferimento di energia attraverso le interfacce del modello.

Una volta verificati tali aspetti, vengono osservate le distribuzioni dei flussi termici e di temperatura ottenute nei principali componenti, con lo scopo di descrivere il comportamento restituito dal modello e individuare eventuali criticità riconducibili alle ipotesi introdotte nella sua definizione. In particolare, l'andamento termico della valvola di aspirazione viene successivamente approfondito, in quanto il confronto con la valvola di scarico evidenzia un comportamento che richiede una valutazione più attenta delle condizioni termiche assegnate.

6.3.1 Verifica della soluzione e bilancio energetico

La verifica della soluzione è stata condotta considerando principalmente la stabilizzazione delle grandezze termiche e la coerenza del trasferimento energetico tra le differenti regioni del modello. Poiché l'analisi è stata impostata in condizioni stazionarie, l'evoluzione delle temperature medie è stata utilizzata come principale indicatore del raggiungimento di una condizione termica stabile.

In Figura 41 è riportato l'andamento delle temperature medie di alcune delle principali regioni computazionali. Dopo una prima fase di assestamento, i valori tendono progressivamente a stabilizzarsi, mostrando nella parte finale della simulazione variazioni limitate.

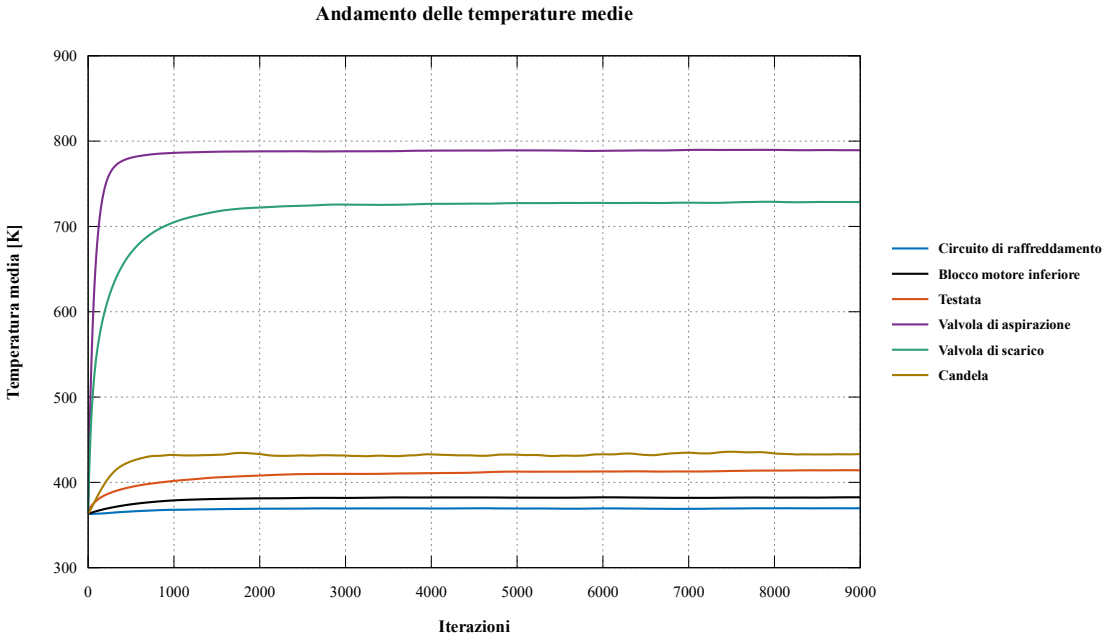


Figura 41 - Andamento delle temperature medie delle principali regioni del modello CHT.

Alla stabilizzazione delle temperature è stata affiancata la verifica del bilancio energetico del dominio fluido. La potenza trasferita al refrigerante è stata ricavata integrando il *wall heat flux* sulle interfacce del blocco inferiore e della testata. Per il semidominio simulato si ottiene una potenza complessivamente trasferita al refrigerante pari a circa 12,86 *kW*.

Tale valore è stato confrontato con la variazione del flusso entalpico del refrigerante tra ingresso e uscita:

$$\Delta \dot{H}_{fluid} = \dot{m} \left(h_{out} - h_{in} \right)$$

L'incremento entalpico ottenuto risulta pari a circa 12,92 *kW*, registrando quindi una differenza rispetto alla potenza trasferita attraverso le pareti inferiore all'1%. Il confronto non rappresenta una validazione della potenza termica effettivamente scambiata dal motore, ma costituisce una verifica della consistenza energetica interna del modello, mostrando come l'energia trasferita dalle regioni solide al refrigerante risulti coerente con l'aumento del contenuto entalpico del circuito di raffreddamento.

Un controllo analogo è stato effettuato sulle principali interfacce tra le differenti regioni solide, confrontando la potenza uscente da un componente con quella entrante nella regione adiacente. Gli scostamenti risultano generalmente contenuti entro pochi punti percentuali e sono attribuibili alla discretizzazione indipendente delle regioni e all'interpolazione richiesta dalle interfacce non conformi.

Nel complesso, la stabilizzazione delle temperature e la coerenza dei bilanci energetici indicano che la procedura CHT raggiunge una condizione termica numericamente stabile e permette di descrivere in maniera consistente il trasferimento di energia attraverso le varie regioni del dominio. Le distribuzioni di flusso e di temperatura ottenute vengono quindi analizzate nei paragrafi successivi principalmente in termini descrittivi.

6.3.2 Distribuzione dei flussi termici

Verificato il bilancio energetico complessivo, l'analisi è stata estesa alla distribuzione dei flussi termici, con l'obiettivo di individuare i principali percorsi attraverso cui l'energia viene trasferita dai componenti solidi al refrigerante e alle altre superfici di scambio.

La visualizzazione diretta del *wall heat flux* richiede tuttavia una particolare attenzione in presenza delle interfacce non conformi utilizzate nel modello. In seguito alla creazione degli accoppiamenti *NCC,* il trasferimento termico effettivo viene valutato sulle *patch* di tipo *nonConformalMappedWall* generate da OpenFOAM, mentre le superfici geometriche originali rimangono quelle direttamente visualizzabili in *ParaView*. Il campo *wallHeatFlux* associato a queste ultime può pertanto assumere valori nulli o non rappresentativi dello scambio realmente calcolato all'interfaccia.

Per consentire una rappresentazione coerente dei risultati è stato quindi predisposto un *coded function object* dedicato al solo *post-processing*. La procedura legge il valore di *wallHeatFlux* sulle *patch NCC* e lo riporta sulle corrispondenti facce della superficie geometrica originale attraverso una media pesata sull'area. Viene così generato un campo ausiliario, denominato *wallHeatFluxVis*, che permette di visualizzare in *ParaView* la distribuzione del flusso termico sulle superfici geometriche originali del modello. Tale operazione non modifica in alcun modo la soluzione CHT, ma interviene esclusivamente sulla rappresentazione dei risultati. L'implementazione del *function object* è riportata in Appendice C.3.

In Figura 42 è riportata la distribuzione del *wall heat flux* sulle principali superfici del modello. I valori più elevati si concentrano nelle zone direttamente interessate dai carichi della camera di combustione, in particolare sulla superficie della testata e nella porzione superiore del cilindro, coerentemente con le distribuzioni imposte attraverso le condizioni al contorno descritte nel Paragrafo 6.2.3.

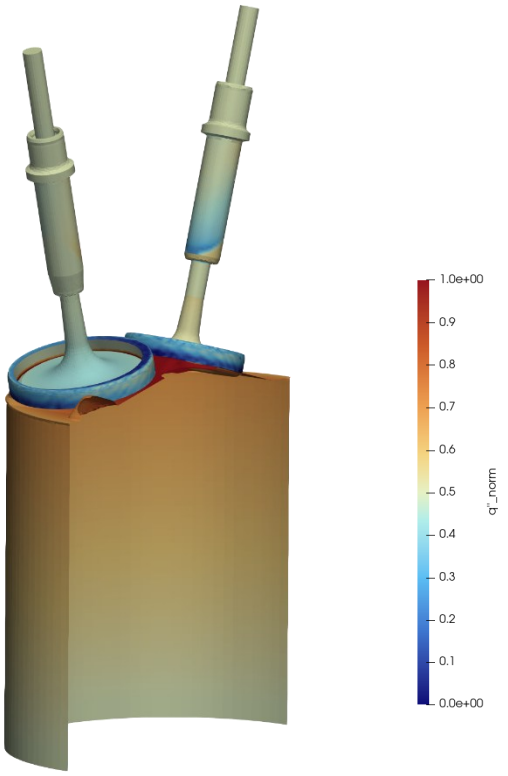


Figura 42 - Distribuzione normalizzata del wall heat flux nelle principali regioni del modello CHT.

L'energia introdotta in corrispondenza della camera viene successivamente trasferita attraverso i componenti solidi fino alle superfici accoppiate con il circuito di raffreddamento. La testata rappresenta il principale contributo allo scambio con il refrigerante, con una potenza trasferita pari a circa 9,49 kW nel semidominio analizzato. Le superfici della porzione inferiore del blocco contribuiscono invece complessivamente per circa 3,37 kW.

Il trasferimento termico attraverso le interfacce tra i componenti solidi evidenzia inoltre la presenza di percorsi preferenziali di smaltimento del calore. Questo comportamento risulta particolarmente evidente nel caso delle valvole, per le quali una quota significativa dell'energia ricevuta dalla superficie esposta alla camera di combustione viene trasferita alle rispettive sedi e successivamente alla testata.

Nel caso della valvola di aspirazione, alla quale viene assegnata una potenza termica pari a circa 0,84 kW, la maggior parte dell'energia viene smaltita attraverso la sede, mentre una quota inferiore viene ceduta attraverso le superfici esposte al condotto di aspirazione. Il trasferimento attraverso la guida risulta invece più contenuto. Un comportamento analogo viene osservato per la valvola di scarico, pur in presenza di differenti condizioni termiche sulle superfici esposte ai gas caldi del condotto di scarico.

La distribuzione dei flussi ottenuta risulta quindi coerente con la struttura degli accoppiamenti introdotti nel modello e permette di seguire il trasferimento dell'energia dalle superfici soggette ai carichi termici fino al circuito di raffreddamento. L'effetto di tali flussi sulla distribuzione delle temperature nei diversi componenti viene analizzato nel paragrafo successivo.

6.3.3 Distribuzione del campo termico

Verificata la coerenza dei principali trasferimenti energetici, è stata analizzata la distribuzione di temperatura nelle diverse regioni del modello, valutandone il comportamento rispetto ai carichi e alle condizioni al contorno assegnate.

Come mostrato in Figura 43, la distribuzione complessiva mostra temperature più elevate nelle zone maggiormente sollecitate termicamente e valori progressivamente inferiori nelle regioni sottoposte a condizioni meno severe.

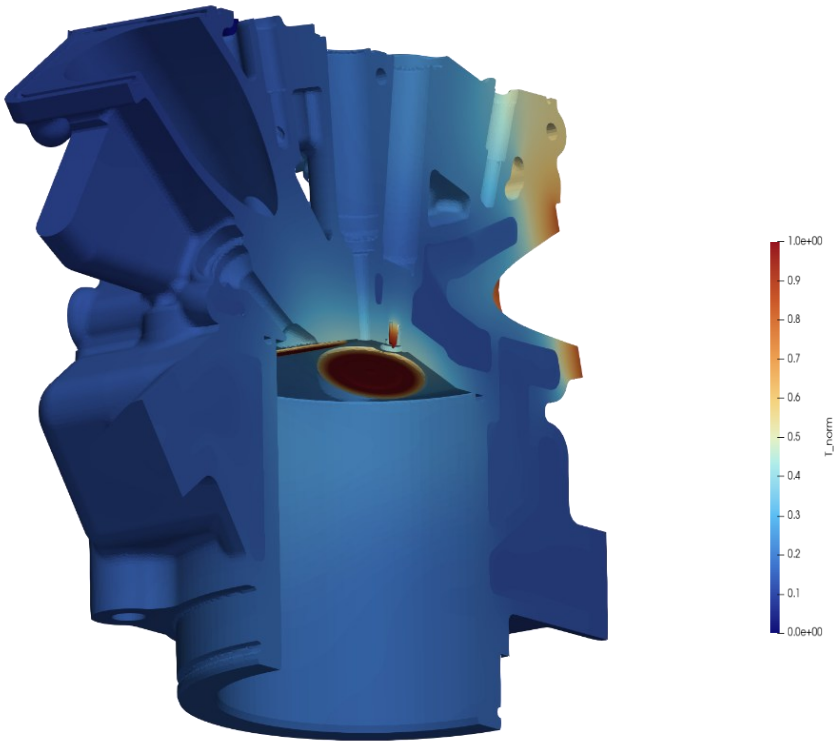


Figura 43 - Distribuzione normalizzata del campo di temperatura nel modello CHT.

Per fornire una migliore lettura del campo termico, in Tabella 11 sono riportati i valori minimo, massimo e medio volumetrico della temperatura per ciascuna regione, insieme alla relativa escursione termica. La temperatura media è calcolata sull'intero volume della

singola regione e deve pertanto essere interpretata come un indicatore del livello termico complessivo del componente. I valori di minimo e massimo corrispondono invece a estremi locali del campo e possono interessare porzioni limitate della geometria. I dati riportati vengono quindi utilizzati principalmente per confrontare gli ordini di grandezza e l'ampiezza della distribuzione termica all'interno delle differenti regioni.

Tabella 11 - Valori minimo, medio e massimo della temperatura, con relativa escursione termica, nelle regioni del modello CHT.

Regione	T min [°C]	T media,vol [°C]	T max [°C]	ΔT [K]
Refrigerante	89.8	96.1	158.2	68.4
Blocco inferiore	89.7	108.9	150.4	60.7
Testata	77.4	141.2	448.2	370.8
Guida aspirazione	97.3	99.5	102.7	5.4
Guida scarico	119.8	131.7	145.4	25.6
Sede aspirazione	118.8	173.3	246.1	127.3
Sede scarico	131.0	180.3	250.9	119.9
Valvola aspirazione	31.9	516.4	886.0	854.1
Valvola scarico	121.0	455.3	849.1	728.1
Sodio	123.5	373.2	751.1	627.6
Candela	113.8	160.8	527.1	413.3

I risultati mostrano escursioni più contenute nelle guide e nel blocco inferiore, mentre variazioni più ampie interessano la testata e i componenti direttamente esposti ai carichi della camera. Le maggiori escursioni vengono osservate nelle due valvole e nel volume di sodio contenuto nella valvola di scarico.

Particolare interesse è stato riservato al confronto tra le due valvole. Per entrambe, le temperature maggiori si concentrano nella zona del fungo e diminuiscono progressivamente lungo lo stelo, come evidenziato in Figura 44. Tuttavia, nonostante le differenti condizioni termiche assegnate ai lati di aspirazione e scarico, i livelli termici risultano dello stesso ordine di grandezza e il valore massimo raggiunto dalla valvola di aspirazione risulta superiore a quello della valvola di scarico. Tale comportamento non appare fisicamente coerente con la diversa sollecitazione termica associata alle due regioni e costituisce quindi un elemento di analisi.

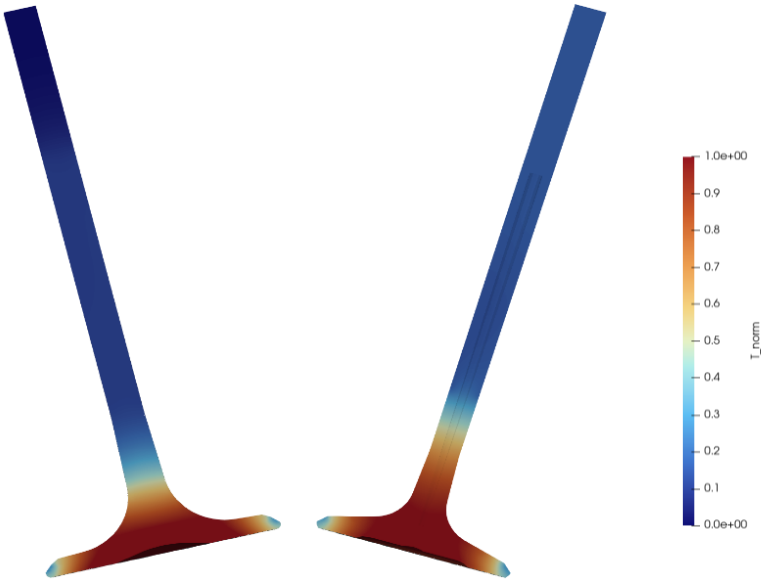


Figura 44 - Confronto della distribuzione normalizzata della temperatura nelle valvole: aspirazione a sinistra, scarico a destra.

La soluzione risulta stabilizzata e il bilancio energetico locale della valvola di aspirazione è coerente. Il comportamento osservato non sembra quindi riconducibile a un problema di convergenza o di trasferimento energetico tra le regioni. L'analisi è stata pertanto rivolta alle ipotesi adottate nella definizione delle condizioni al contorno della valvola, approfondite nel paragrafo successivo.

6.3.4 Riformulazione delle condizioni al contorno delle valvole

Il comportamento osservato nel confronto tra le due valvole ha portato a riconsiderare la modalità con cui viene rappresentato il carico termico sulle superfici direttamente esposte alla camera di combustione. Nella configurazione iniziale, descritta nel Paragrafo 6.2.3, a tali superfici veniva assegnata una potenza termica costante, ricavata a partire dal flusso medio di riferimento e dalle rispettive aree proiettate.

Per rendere la formulazione meno vincolata alla ripartizione iniziale della potenza, è stata quindi valutata una seconda modalità di applicazione del carico termico. Le superfici rivolte verso la camera di combustione sono state trattate mediante la *boundary condition externalTemperature*, già introdotta nel Paragrafo 6.2.2. In questo modo la potenza

trasferita non viene imposta direttamente, ma deriva dal flusso termico determinato localmente in funzione della temperatura della superficie.

La riformulazione è stata definita facendo riferimento alla modellazione termica delle valvole proposta da *Cerdoun et al.* [3], che considera le superfici delle valvole di aspirazione e scarico affacciate alla camera mediante una formulazione comune dello scambio termico, poiché entrambe le superfici sono direttamente esposte ai gas presenti nel cilindro. La stessa impostazione è stata adottata anche nel modello sviluppato. Per il punto operativo analizzato sono stati quindi assegnati una temperatura di riferimento T_a pari a 700 K e un coefficiente di scambio termico h pari a 1550 $\frac{W}{m^2K}$.

La nuova formulazione restituisce sulle superfici rivolte verso la camera una potenza termica complessiva pari a circa 0,31 kW per la valvola di aspirazione e 0,21 kW per quella di scarico. La differenza tra i due contributi non viene quindi definita a priori, ma deriva dalla geometria delle superfici e dal campo di temperatura calcolato.

Il confronto tra la configurazione iniziale a potenza imposta e la successiva formulazione convettiva è sintetizzato in Tabella 12, nella quale sono riportati, per entrambe le valvole, la potenza termica trasferita attraverso la superficie affacciata alla camera e i principali valori di temperatura ottenuti.

Tabella 12 - Confronto termico delle valvole nella configurazione iniziale e in quella con condizione convettiva.

Configurazione	Valvola	Condizione sulla faccia camera	Q camera [kW]	T media [$°C$]	T max [$°C$]
Iniziale	Aspirazione	Potenza imposta	0.839	516	886
Iniziale	Scarico	Potenza imposta	0.676	455	849
Convettiva	Aspirazione	T_a= 700 K; h = 1550 $W/(m^2 \cdot K)$	0.305	214	376
Convettiva	Scarico	T_a = 700 K; h = 1550 $W/(m^2 \cdot K)$	0.208	274	440

Con la formulazione iniziale, le temperature medie volumetriche risultavano pari a circa 516 °C per la valvola di aspirazione e 455 °C per quella di scarico, con massimi di 886°C e 849 °C. A seguito della modifica, le temperature medie si riducono a circa 214 °C e 274°C, mentre i valori massimi risultano pari a 376 °C e 440 °C.

Il confronto restituisce quindi un risultato più coerente con le differenti condizioni termiche associate ai lati di aspirazione e scarico. In particolare, la valvola di scarico presenta sia una temperatura media sia una temperatura massima superiori a quelle della

valvola di aspirazione, pur essendo le due superfici affacciate alla camera trattate mediante la medesima formulazione convettiva. La diversa risposta deriva pertanto dalle condizioni termiche complessive a cui i due componenti risultano sottoposti.

Il comportamento ottenuto evidenzia come la formulazione iniziale a potenza imposta, pur risultando coerente dal punto di vista del bilancio energetico, introducesse un vincolo particolarmente rigido nella definizione del carico termico delle valvole. La potenza veniva infatti determinata a priori sulla base di una ripartizione energetica semplificata, riducendo l'effetto delle differenti condizioni termiche presenti nei rami di aspirazione e scarico.

La formulazione convettiva permette invece al flusso termico sulle superfici affacciate alla camera di variare in funzione della temperatura locale della valvola. In questo modo il comportamento dei due componenti deriva in maniera più diretta dalle rispettive proprietà termiche e dalle condizioni al contorno già assegnate alle zone di aspirazione e scarico. Pur mantenendo una rappresentazione semplificata, tale impostazione restituisce quindi una risposta complessivamente più coerente.

L'intervento rimane inoltre localizzato alle superfici delle valvole e la potenza complessivamente trasferita al refrigerante si mantiene sostanzialmente invariata rispetto alla configurazione iniziale. Per tali ragioni, la *boundary condition* convettiva viene adottata nella configurazione finale del modello per le superfici delle valvole esposte alla camera di combustione.

Nel complesso, il modello CHT sviluppato ha mostrato una risposta numericamente stabile e una coerente conservazione dell'energia tra le differenti regioni accoppiate, consentendo di descrivere i principali percorsi di trasferimento termico dai componenti solidi al circuito di raffreddamento. Pur in assenza di una validazione sperimentale quantitativa, la procedura definita costituisce quindi una base metodologica consistente per successive applicazioni termo-fluidodinamiche su configurazioni analoghe.

7 Conclusioni e sviluppi futuri

In conclusione, il lavoro svolto ha portato alla definizione di una metodologia CFD per l'analisi termo-fluidodinamica di circuiti di raffreddamento motore, sviluppata secondo una struttura progressiva e modulare. Tale impostazione ha consentito di incrementare gradualmente la complessità del modello e, soprattutto, di isolare le principali criticità numeriche e modellistiche nei diversi livelli della procedura, intervenendo su ciascuna di esse prima di procedere alle fasi successive.

Nella caratterizzazione fluidodinamica, discussa nel Capitolo 4, le analisi di sensibilità hanno mostrato come il semplice incremento della risoluzione globale della mesh non fosse sufficiente a stabilizzare completamente la soluzione. L'analisi della discretizzazione in prossimità delle pareti e della distribuzione locale del parametro $y+$ ha invece permesso di individuare le regioni critiche sulle quali intervenire mediante raffinamenti mirati, ottenendo una significativa riduzione delle oscillazioni delle grandezze monitorate. La risoluzione *near-wall* rappresenta quindi uno dei principali parametri da controllare nell'applicazione della metodologia a geometrie differenti.

Il confronto tra i modelli di turbolenza considerati ha inoltre evidenziato una sensibilità non trascurabile dei risultati quantitativi. In assenza di dati sperimentali non è possibile stabilire quale formulazione descriva più accuratamente il comportamento reale; il $k-\varepsilon$ è stato tuttavia assunto come riferimento per la maggiore robustezza numerica osservata sia al variare della discretizzazione sia della configurazione geometrica. L'applicazione alle geometrie alternative D10, D9 e D8 ha inoltre mostrato come il modello sia in grado di evidenziare in maniera coerente gli effetti delle modifiche introdotte, confermandone l'utilità soprattutto come strumento comparativo durante la fase di progettazione del circuito.

L'estensione del modello allo scambio termico, trattata nel Capitolo 5, ha richiesto la definizione di un criterio uniforme per il calcolo locale dell'HTC. La temperatura di riferimento del refrigerante è stata pertanto campionata a una distanza geometrica prefissata di 1 *mm* dalla parete, riducendo la dipendenza del coefficiente dalla posizione della prima cella della mesh. Le verifiche condotte per i differenti salti termici considerati hanno mostrato l'incremento pressoché proporzionale atteso del *wall heat flux*, mentre l'HTC ha presentato variazioni molto contenute, dell'ordine di pochi punti percentuali. Il criterio adottato risulta quindi sufficientemente robusto e, essendo meno vincolato alla

discretizzazione locale, costituisce una base ripetibile per successive applicazioni comparative della procedura.

Anche nell'analisi termica è emersa una marcata influenza del modello di turbolenza sui valori assoluti dell'HTC. Pur restituendo valori differenti, entrambe le formulazioni hanno mantenuto la medesima tendenza al variare delle condizioni imposte. Questo risultato conferma il forte legame tra previsione dello scambio termico, descrizione del campo fluidodinamico e modellazione della regione *near-wall* e rappresenta quindi un elemento da tenere in considerazione nell'interpretazione quantitativa dei risultati in assenza di un riferimento sperimentale.

L'ultima estensione della metodologia ha riguardato la costruzione del modello di *Conjugate Heat Transfer*, trattato nel Capitolo 6. La discretizzazione indipendente delle singole regioni e il successivo accoppiamento mediante interfacce non conformi hanno permesso di trattare ciascun componente secondo le proprie caratteristiche geometriche e le specifiche esigenze di risoluzione, senza imporre una corrispondenza diretta tra le mesh dei domini adiacenti. Tale impostazione consente inoltre di intervenire localmente sulla discretizzazione di una singola regione senza propagare necessariamente le modifiche all'intero modello, rendendo la struttura del caso maggiormente flessibile rispetto a successive variazioni geometriche o della discretizzazione.

La consistenza della soluzione CHT è stata verificata attraverso la stabilizzazione delle temperature e il controllo dei bilanci energetici. Il bilancio lato fluido ha mostrato coerenza tra la potenza ceduta dai componenti solidi al refrigerante e l'incremento del relativo flusso entalpico tra ingresso e uscita. Un controllo analogo sulle principali interfacce solido-solido ha evidenziato scostamenti limitati tra la potenza ceduta da una regione e quella ricevuta dalla regione adiacente. Nel complesso, tali verifiche mostrano una buona consistenza energetica interna della procedura, pur non rappresentando una validazione della quantità di calore effettivamente scambiata dal motore.

L'analisi delle distribuzioni termiche ha inoltre permesso di individuare una criticità nelle condizioni al contorno inizialmente assegnate alle valvole. Nonostante le differenti condizioni termiche associate ai lati di aspirazione e scarico, la formulazione a potenza imposta sulle superfici delle valvole affacciate alla camera di combustione conduceva infatti a una temperatura media della valvola di aspirazione superiore a quella della valvola di scarico, risultato poco coerente con la differente sollecitazione termica dei due

componenti. La successiva riformulazione mediante una condizione convettiva equivalente ha restituito un andamento complessivamente più coerente. Questo passaggio evidenzia l'utilità della procedura non soltanto nella produzione dei risultati, ma anche nell'individuazione e nella successiva revisione delle ipotesi modellistiche che ne condizionano il comportamento.

Le verifiche svolte mostrano quindi che il *workflow* sviluppato consente di ottenere soluzioni numericamente stabili, energeticamente consistenti e capaci di rispondere alle modifiche geometriche e termiche secondo andamenti compatibili con il comportamento fisico atteso. Considerata l'assenza di dati sperimentali relativi alla configurazione analizzata, tali risultati devono tuttavia essere interpretati come una verifica della consistenza e dell'applicabilità della metodologia e non come una dimostrazione della sua accuratezza predittiva.

Un primo sviluppo futuro dovrà dunque riguardare il confronto con dati sperimentali di riferimento, quando questi saranno disponibili per il motore considerato. Ciò permetterà di affiancare alle verifiche di consistenza condotte nel presente lavoro una valutazione quantitativa delle previsioni del modello e di approfondire, in particolare, la sensibilità osservata rispetto alle scelte di discretizzazione e modellazione della turbolenza.

Ulteriori affinamenti potranno riguardare l'introduzione della rugosità superficiale nella caratterizzazione fluidodinamica e, per il modello CHT, l'impiego di proprietà termofisiche dei solidi dipendenti dalla temperatura, l'introduzione di eventuali resistenze termiche di contatto e una rappresentazione più completa del comportamento del sodio contenuto nella valvola di scarico, attualmente descritto mediante il solo trasferimento conduttivo.

Un ulteriore sviluppo potrà riguardare l'introduzione della modellazione del *boiling* del refrigerante nelle regioni in cui le condizioni locali di pressione e temperatura ne rendano rilevante il contributo. Il superamento dell'attuale descrizione monofase consentirebbe infatti di rappresentare gli effetti della formazione di vapore sullo scambio termico a parete e di descrivere in maniera più completa il comportamento del circuito nelle zone maggiormente sollecitate termicamente.

Particolare attenzione potrà infine essere rivolta alla definizione dei carichi termici applicati alle superfici esposte alla camera di combustione. Nel modello attuale tali condizioni sono state definite come grandezze equivalenti a partire da valori di

riferimento e da ipotesi sulla ripartizione del carico termico. La disponibilità di dati sperimentali o di informazioni più dettagliate sul processo di combustione permetterebbe di definire condizioni maggiormente rappresentative del reale funzionamento del motore e, conseguentemente, di migliorare la rappresentatività fisica del modello.

La metodologia sviluppata costituisce quindi una base numerica sulla quale proseguire la caratterizzazione termo-fluidodinamica del circuito di raffreddamento. La struttura modulare adottata permette di intervenire separatamente sui differenti livelli del modello e ne favorisce l'estensione a successive configurazioni del motore e, più in generale, a circuiti di raffreddamento caratterizzati da problematiche analoghe.

Bibliografia

[1] ASM Handbook Committee (1990). *Properties and Selection: Nonferrous Alloys and Special-Purpose Materials*. ASM Handbook, Vol. 2, ASM International. https://doi.org/10.31399/asm.hb.v02.9781627081627.

[2] Broatch, A., Olmeda, P., Margot, X. & Escalona, J. (2019). New approach to study the heat transfer in internal combustion engines by 3D modelling. *International Journal of Thermal Sciences*, 138, 405-415. https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2019.01.006.

[3] Cerdoun, M., Khalfallah, S., Beniaiche, A. & Carcasci, C. (2020). Investigations on the heat transfer within intake and exhaust valves at various engine speeds. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 147, 119005. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.119005.

[4] Cimarelli, A. & Stalio, E. (2023/2024). *Materiale didattico del corso di Aerodinamica e gestione termica del veicolo*. Università degli Studi di Modena e Reggio Emilia.

[5] Decan, G., Broekaert, S., Lucchini, T., D'Errico, G., Vierendeels, J. & Verhelst, S. (2018). Evaluation of wall heat flux calculation methods for CFD simulations of an internal combustion engine under both motored and HCCI operation. *Applied Energy*, 232, 451-461. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.09.214.

[6] Fink, J. K. & Leibowitz, L. (1995). *Thermodynamic and Transport Properties of Sodium Liquid and Vapor*. Argonne National Laboratory, Report ANL/RE-95/2. https://doi.org/10.2172/94649.

[7] Fonseca, L., Olmeda, P., Novella, R. & Molina Valle, R. (2020). Internal Combustion Engine Heat Transfer and Wall Temperature Modeling: An Overview. *Archives of Computational Methods in Engineering*, 27(5), 1661-1679. https://doi.org/10.1007/s11831-019-09361-9.

[8] Fontanesi, S. & Breda, S. (2024/2025). *Materiale didattico del corso di Simulazione Fluidodinamica di Sistemi Propulsivi*. Università degli Studi di Modena e Reggio Emilia.

[9] Jakubowski, M. (2025). Optimization of the cooling system in a prototype VCR engine using CFD analysis. *Combustion Engines*, 202(3), 36-43. https://doi.org/10.19206/CE-205445.

[10] Jayatilleke, C. L. V. (1966). *The influence of Prandtl number and surface roughness on the resistance of the laminar sub-layer to momentum and heat transfer*. Doctoral thesis, Imperial College London.

[11] Lee, M., Jianu, O. A. & Kar, N. C. (2024). Numerical Analysis of the Local Heat Transfer Coefficient in a Rotating Hollow Rotor Shaft Liquid Cooling System for

Electric Traction Motors. *2024 International Conference on Electrical Machines (ICEM)*. IEEE. https://doi.org/10.1109/ICEM60801.2024.10700180.

[12] Materion Corporation (s.d.). *Alloy 25 C17200 Rod and Bar Data Sheet*. Technical data sheet, Performance Materials.

[13] Menter, F. R. (1994). Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA Journal*, 32(8), 1598-1605. https://doi.org/10.2514/3.12149.

[14] Pátek, J., Hrubý, J., Klomfar, J., Součková, M. & Harvey, A. H. (2009). Reference Correlations for Thermophysical Properties of Liquid Water at 0.1 MPa. *Journal of Physical and Chemical Reference Data*, 38(1), 21-29. https://doi.org/10.1063/1.3043575.

[15] Patil, M. M., Pise, A. T. & Gokhale, N. (2015). Simulation of Conjugate Heat Transfer (CHT) Between Engine Head and Cooling Medium of Diesel Engine. *SAE Technical Paper*, 2015-01-1662. https://doi.org/10.4271/2015-01-1662.

[16] Pržulj, V., Penning, R. & Tiney, N. (2012). Conjugate Heat Transfer Modelling of Internal Combustion Engine Structures and Coolant Flows. *Proceedings of CHT-12, ICHMT International Symposium on Advances in Computational Heat Transfer*, Bath, UK. https://doi.org/10.1615/ICHMT.2012.CHT-12.460.

[17] Qin, S., Xie, C., Li, S., Yang, Q., Chen, J. & Sun, K. (2022). CFD Analysis and Optimization of a Diesel Engine Cooling Water Jacket. *Fluid Dynamics & Materials Processing*, 18(3), 647-659. https://doi.org/10.32604/fdmp.2022.017519.

[18] Special Metals Corporation (2004). *NIMONIC alloy 80A*. Technical Bulletin SMC-099.

[19] Weller, H. G., Tabor, G., Jasak, H. & Fureby, C. (1998). A tensorial approach to computational continuum mechanics using object-oriented techniques. *Computers in Physics*, 12(6), 620-631. https://doi.org/10.1063/1.168744.

[20] Wieland-Werke AG (s.d.). *Wieland-K52 - CuNi2Si | High copper alloy*. Technical data sheet.

[21] Yang, L., Lu, G. & Wang, T. (2024). Structure Improvement of Two-Cylinder Engine Cooling Water Jacket Based on Flow Field Simulation. *Sustainability*, 16(24), 11092. https://doi.org/10.3390/su162411092.

[22] Zhang, B., Zhang, P., Zhang, Z., Yang, S., Wang, C. & Zeng, F. (2021). Numerical Simulation of Flow Field Characteristics of the Cooling Water Jacket of a Marine Diesel Engine. *E3S Web of Conferences*, 261, 02040. https://doi.org/10.1051/e3sconf/202126102040.

Sitografia

[23] Blender Foundation (2024). *Blender 4.2 Python API Documentation*, in: https://docs.blender.org/api/4.2/

[24] Creative Fields (2015). *cfMesh User Guide, v1.1*, in: https://cfmesh.com/wp-content/uploads/2015/09/User_Guide-cfMesh_v1.1.pdf

[25] OpenFOAM Foundation (2025). *OpenFOAM v13 – Source Code Guide*, in: https://cpp.openfoam.org/v13/

[26] Kitware (2024). *ParaView 5.12 Documentation*, in: https://docs.paraview.org/en/v5.12.0/

[27] SALOME Platform (2026). *SMESH – Body Fitting 3D meshing algorithm*, in: https://docs.salome-platform.org/latest/gui/SMESH/cartesian_algo.html

[28] swiftBlock Developers (2023). *swiftBlock Addon for Blender – Documentation*, in: https://swiftblock.readthedocs.io/en/latest/

Appendice - Codici e procedure

Nella presente appendice sono riportati i principali codici, *script* e file di configurazione sviluppati e utilizzati nel corso dell'attività. Sono stati selezionati gli elementi maggiormente significativi ai fini del lavoro. I relativi richiami sono inseriti nei capitoli della tesi in cui vengono descritte le singole procedure.

Appendice A – Preparazione della geometria e della mesh

A.1 Script Python per il riallineamento delle geometrie

Lo script *Python* riportato di seguito è stato utilizzato per riallineare temporaneamente i componenti rispetto agli assi cartesiani prima della generazione della mesh con *cfMesh*. A partire da un *edge* selezionato in *Blender*, viene calcolata la rotazione attorno all'asse globale, nel caso considerato l'asse Y, e vengono generati i corrispondenti comandi OpenFOAM per applicare e invertire la trasformazione.

```
import bpy
import bmesh
import math
from mathutils import Matrix

obj = bpy.context.object
bm = bmesh.from_edit_mesh(obj.data)
mw = obj.matrix_world

e = [e for e in bm.edges if e.select][0]
d = (mw @ e.verts[1].co) - (mw @ e.verts[0].co)

phi = math.degrees(math.atan2(d.z, d.x))
angle_deg = min((phi, phi - 180.0, phi + 180.0), key=abs)

bpy.ops.object.mode_set(mode='OBJECT')
origin = obj.matrix_world.translation.copy()

R = (
    Matrix.Translation(origin)
    @ Matrix.Rotation(math.radians(angle_deg), 4, 'Y')
    @ Matrix.Translation(-origin)
)

obj.matrix_world = R @ obj.matrix_world
centre = f"({origin.x:.12g} {origin.y:.12g} {origin.z:.12g})"

print(
    f'surfaceTransformPoints -centre "{centre}" -rotate-y {angle_deg:.12g} '
    f'input.stl input_corrAxis.stl\n'
    f'transformPoints -centre "{centre}" -rotate-y {-angle_deg:.12g}'
)
```

Appendice B – Definizione delle regioni e degli accoppiamenti

B.1 *Dictionary topoSetDict*

Il *dictionary topoSetDict* riportato di seguito è stato utilizzato per definire le regioni interne del dominio impiegate nel monitoraggio delle principali grandezze fluidodinamiche. Per ciascuna tipologia di monitoraggio viene riportata una configurazione rappresentativa; le restanti regioni sono state definite mediante la medesima procedura.

```
actions
(
    // Calcolo portate
    {
        name    allPlaneFacesZone;
        type    faceZoneSet;
        action  new;
        source  searchableSurfaceToFaceZone;
        sourceInfo
        {
            surface triSurfaceMesh;
            file    "$FOAM_CASE/constant/geometry/flowRatePlaneSection.stl";
        }
    }

    {
        name    allPlaneFacesSet;
        type    faceSet;
        action  new;
        source  zoneToFace;
        sourceInfo
        {
            name allPlaneFacesZone;
        }
    }

    {
        name    inletToTop;
        type    faceSet;
        action  new;
        source  regionToFace;
        sourceInfo
        {
            set       allPlaneFacesSet;
            nearPoint (0.0499977 -0.0231928 0.209236);
        }
    }

    {
        name    flowRateZone1;
        type    faceZoneSet;
        action  new;
        source  setToFaceZone;
        sourceInfo
        {
            faceSet inletToTop;
        }
    }
```

```
// Calcolo pressione
{
    name    allplaneCells;
    type    cellSet;
    action  new;
    source  surfaceToCell;
    sourceInfo
    {
        file                    "$FOAM_CASE/constant/geometry/flowRatePlaneSection.stl";
        includeCut              true;
        includeInside           false;
        includeOutside          false;
        outsidePoints           ((0.049997 -0.023192 0.209236));
        nearDistance            1e-6;
        curvature               -1;
        useSurfaceOrientation false;
    }
}

{
    name    selectedCells_inletToTop;
    type    cellSet;
    action  new;
    source  regionToCell;
    sourceInfo
    {
        set          allplaneCells;
        insidePoints ((0.05039 -0.023987 0.202499));
    }
}

{
    name    cellZone_vol_inletToTop;
    type    cellZoneSet;
    action  new;
    source  setToCellZone;
    sourceInfo
    {
        cellSet selectedCells_inletToTop;
    }
}

// Calcolo velocità media
{
    name    planeCells;
    type    cellSet;
    action  new;
    source  surfaceToCell;
    sourceInfo
    {
        file                    "constant/geometry/criticZone_U_Plane1Section.stl";
        includeCut              true;
        includeInside           false;
        includeOutside          false;
        outsidePoints           ((0.092544 0.000002 0.219953));
        nearDistance            1e-6;
        curvature               -1;
        useSurfaceOrientation false;
    }
}

{
    name    selectedCells;
    type    cellSet;
    action  new;
    source  regionToCell;
    sourceInfo
    {
```

```
            set          planeCells;
            insidePoints ((0.091130 0.000002 0.218539));
        }
    }

    {
        name    U_cellZone_vol;
        type    cellZoneSet;
        action  new;
        source  setToCellZone;
        sourceInfo
        {
            cellSet selectedCells;
        }
    }
);
```

B.2 Configurazione di *createNonConformalCouples*

Il file di configurazione riportato di seguito è stato utilizzato per la generazione delle interfacce non conformi tra le differenti regioni del modello CHT mediante *createNonConformalCouples*. Sono riportati un accoppiamento fluido-solido e uno solido-solido, rappresentativi delle due tipologie di interfaccia adottate nel modello.

```
fields false;

nonConformalCouples
{
    // Accoppiamento fluido-solido
    topBlockFluid
    {
        owner
        {
            region topBlock;
            patch inter_topBlock_to_fluid;
            patchFields
            {
                T
                {
                    type coupledTemperature;
                    value uniform 363;
                }
            }
        }

        neighbour
        {
            region fluid;
            patch inter_fluid_to_topBlock;
            patchFields
            {
                p
                {
                    type fixedFluxPressure;
                }
                T
                {
                    type coupledTemperature;
                    value uniform 363;
                }
                U
```

```
                {
                    type noSlip;
                }
                k
                {
                    type kLowReWallFunction;
                    value uniform 0.0263;
                }
                omega
                {
                    type omegaWallFunction;
                    value uniform 210;
                }
                nut
                {
                    type nutLowReWallFunction;
                    value uniform 0;
                }
                alphat
                {
                    type compressible::alphatJayatillekeWallFunction;
                    Prt 0.85;
                    value uniform 0;
                }
            }
        }
    }

    // Accoppiamento solido-solido
    intSeatIntValve
    {
        owner
        {
            region intSeat;
            patch inter_intSeat_to_intValve;
            patchFields
            {
                T
                {
                    type coupledTemperature;
                    value uniform 363;
                }
            }
        }

        neighbour
        {
            region intValve;
            patch inter_intValve_to_intSeat;
            patchFields
            {
                T
                {
                    type coupledTemperature;
                    value uniform 363;
                }
            }
        }
    }
}
```

Appendice C – Procedure per l'analisi termica

C.1 Funzione per la determinazione locale dell'HTC

Il *coded function object* riportato di seguito è stato utilizzato per la determinazione locale dell'HTC sulle pareti del circuito. Per ciascuna faccia viene individuato un punto di campionamento posto a una distanza nominale di 1 *mm* dalla parete, nel quale viene interpolata la temperatura del refrigerante. Il valore così ottenuto viene combinato con il *wall heat flux* locale per il calcolo dell'HTC.

```
HTC
{
    type coded;
    libs ("libutilityFunctionObjects.so");
    name HTC_new;

    executeControl writeTime;
    writeControl writeTime;

    codeOptions
    #{
        -I$(LIB_SRC)/finiteVolume/lnInclude \
        -I$(LIB_SRC)/meshTools/lnInclude
    #};

    codeLibs
    #{
        -lfiniteVolume \
        -lmeshTools
    #};

    codeInclude
    #{
        #include "volFields.H"
        #include "surfaceFields.H"
        #include "interpolationCellPoint.H"
        #include "wallFvPatch.H"
        #include "meshSearch.H"
        #include "PstreamReduceOps.H"
    #};

    codeExecute
    #{
        const word patchName = "Walls";
        const label patchID = mesh().boundary().findIndex(patchName);
        const fvPatch& patch = mesh().boundary()[patchID];

        const volScalarField& T =
            mesh().lookupObject<volScalarField>("T");
        const volScalarField& q =
            mesh().lookupObject<volScalarField>("wallHeatFlux");

        interpolationCellPoint<scalar> Tinterp(T);

        const surfaceVectorField& fc = mesh().Cf();
        const vectorField& fcPatch = fc.boundaryField()[patchID];
        const fvPatchScalarField& qPatch = q.boundaryField()[patchID];
        const fvPatchScalarField& TPatch = T.boundaryField()[patchID];
        const scalarField& magSf = mesh().magSf().boundaryField()[patchID];
```

```
const scalar distance = 1.0e-3;
const label nAttempts = 20;

scalarField Tref(fcPatch.size(), 0.0);
scalarField validFace(fcPatch.size(), 1.0);

// Campionamento della temperatura a 1 mm dalla parete
const meshSearch& searchEngine = meshSearch::New(mesh());

forAll(fcPatch, faceI)
{
    const label ownerCellI = patch.faceCells()[faceI];

    vector nIn = mesh().C()[ownerCellI] - fcPatch[faceI];
    nIn /= mag(nIn) + VSMALL;

    label cellI = -1;
    point samplePoint = fcPatch[faceI];

    for (label attempt = 0; attempt < nAttempts; ++attempt)
    {
        const scalar factor =
            scalar(nAttempts - attempt)/scalar(nAttempts);

        samplePoint =
            fcPatch[faceI] + distance*factor*nIn;

        cellI = searchEngine.findCell(samplePoint);

        if (cellI != -1)
        {
            break;
        }
    }

    if (cellI == -1)
    {
        for (label attempt = 0; attempt < nAttempts; ++attempt)
        {
            const scalar factor =
                scalar(nAttempts - attempt)/scalar(nAttempts);

            samplePoint =
                fcPatch[faceI] - distance*factor*nIn;

            cellI = searchEngine.findCell(samplePoint);

            if (cellI != -1)
            {
                break;
            }
        }
    }

    if (cellI == -1)
    {
        validFace[faceI] = 0.0;
        continue;
    }

    Tref[faceI] = Tinterp.interpolate(samplePoint, cellI);
```

```
        }

        // Calcolo locale dell'HTC
        scalarField htc(TPatch.size(), 0.0);
        const scalar dTMin = 1e-6;

        forAll(htc, faceI)
        {
            if (validFace[faceI] > 0.5)
            {
                const scalar dT =
                    mag(TPatch[faceI] - Tref[faceI]);

                htc[faceI] =
                    mag(qPatch[faceI])/max(dT, dTMin);
            }
        }

        volScalarField htcObject
        (
            IOobject
            (
                "HTC",
                mesh().time().name(),
                mesh(),
                IOobject::NO_READ,
                IOobject::NO_WRITE,
                false
            ),
            mesh(),
            dimensionedScalar
            (
                "zero",
                dimensionSet(1, 0, -3, -1, 0, 0, 0),
                0.0
            )
        );

        htcObject.boundaryFieldRef()[patchID] == htc;

        if (mesh().time().writeTime())
        {
            const scalar Avalid = gSum(validFace*magSf);

            const scalar htcAreaAvg =
                gSum(htc*validFace*magSf)/(Avalid + VSMALL);

            Info<< "Area-averaged HTC = "
                << htcAreaAvg << " [W/(m2 K)]" << endl;

            htcObject.write();
        }
    #};
}
```

C.2 Implementazione dei carichi termici della camera di combustione

Le condizioni *codedMixed* riportate di seguito sono state utilizzate per applicare i carichi termici sulle superfici del *liner* e della testa cilindro esposte alla camera di combustione. Le distribuzioni vengono valutate localmente in funzione della posizione delle facce della *patch* e convertite nel corrispondente gradiente termico mediante la conducibilità del materiale.

```
// Testata: distribuzione radiale parabolica
topBlock_cylinderHead
{
    type            codedMixed;

    refValue        uniform 363;
    refGradient     uniform 0;
    valueFraction   uniform 0;
    value           uniform 363;

    name            parabolicHeadHeatFlux;

    code
    #{
        const scalar x0 = 0.006797;
        const scalar y0 = 0.0;
        const scalar R = 0.053;

        const scalar a = -2.693537472143093e8;
        const scalar b =  1.080878108464278e6;
        const scalar kappa = 200.0;

        const vectorField& Cf = this->patch().Cf();
        scalarField q(Cf.size(), 0.0);

        forAll(Cf, facei)
        {
            const scalar dx = Cf[facei].x() - x0;
            const scalar dy = Cf[facei].y() - y0;

            const scalar r =
                sqrt(sqr(dx) + sqr(dy));

            const scalar rEff = min(r, R);

            q[facei] =
                a*sqr(rEff) + b;
        }

        this->refValue() =
            scalarField(this->patch().size(), 363.0);

        this->refGrad() = q/kappa;

        this->valueFraction() =
            scalarField(this->patch().size(), 0.0);
    #};
}
```

```
// Liner: distribuzione assiale lineare
bottomBlock_liner
{
    type            codedMixed;

    refValue        uniform 363;
    refGradient     uniform 0;
    valueFraction   uniform 0;
    value           uniform 363;

    name            linearLinerHeatFlux;

    code
    #{
        const scalar zHead = -0.053715;

        const scalar a = -4.1851586e6;
        const scalar b =  4.2688618e5;
        const scalar zHeat = 0.102;
        const scalar kappa = 200.0;

        const vectorField& Cf = this->patch().Cf();
        scalarField q(Cf.size(), 0.0);

        forAll(Cf, facei)
        {
            const scalar zLocal =
                zHead - Cf[facei].z();

            const scalar zEff =
                min(max(zLocal, scalar(0)), zHeat);

            q[facei] =
                max(a*zEff + b, scalar(0));
        }

        this->refValue() =
            scalarField(this->patch().size(), 363.0);

        this->refGrad() = q/kappa;

        this->valueFraction() =
            scalarField(this->patch().size(), 0.0);
    #};
}
```

C.3 Function object per il post-processing del wall heat flux

Il *coded function object* riportato di seguito è stato utilizzato per ricostruire il *wall heat flux* sulle superfici geometriche originali in presenza di interfacce non conformi, così da consentirne una corretta visualizzazione in *ParaView*. A titolo rappresentativo viene riportata l'implementazione relativa alla regione della valvola aspirazione, adottando la medesima struttura per le altre regioni interessate.

```
wallHeatFluxVis_intValve
{
    type            coded;
    libs            ("libutilityFunctionObjects.so");

    name            wallHeatFluxVis_intSeat;
    region          intValve;

    executeControl  writeTime;
    writeControl    writeTime;

    codeInclude
    #{
        #include "volFields.H"
        #include "surfaceFields.H"
        #include "fvMesh.H"
        #include "nonConformalFvPatch.H"
        #include "nonConformalMappedWallFvPatch.H"
    #};

    codeExecute
    #{
        const fvMesh& fMesh = mesh();

        const volScalarField& q =
            fMesh.lookupObject<volScalarField>("wallHeatFlux");

        volScalarField qVis
        (
            IOobject
            (
                "wallHeatFluxVis",
                fMesh.time().name(),
                fMesh,
                IOobject::NO_READ,
                IOobject::NO_WRITE
            ),
            q
        );

        // Individuazione delle patch originali interessate dalle NCC
        boolList hasNcc(fMesh.boundary().size(), false);

        forAll(fMesh.boundary(), ncPatchi)
        {
            const fvPatch& fvp = fMesh.boundary()[ncPatchi];

            if (isA<nonConformalMappedWallFvPatch>(fvp))
            {
                const nonConformalFvPatch& ncFvp =
                    refCast<const nonConformalFvPatch>(fvp);
```

```
            hasNcc[ncFvp.origPatchIndex()] = true;
        }
    }

    // Ricostruzione del flusso sulle patch originali
    forAll(fMesh.boundary(), origPatchi)
    {
        if (!hasNcc[origPatchi])
        {
            continue;
        }

        const fvPatch& origFvp =
            fMesh.boundary()[origPatchi];

        const scalarField& qOrig =
            q.boundaryField()[origPatchi];

        const scalarField& AOrig =
            origFvp.magSf();

        scalarField sumQOrig(origFvp.size(), 0.0);
        scalarField sumQNcc(origFvp.size(), 0.0);

        forAll(qOrig, facei)
        {
            sumQOrig[facei] =
                qOrig[facei]*AOrig[facei];
        }

        forAll(fMesh.boundary(), ncPatchi)
        {
            const fvPatch& ncFvpBase =
                fMesh.boundary()[ncPatchi];

            if
            (
                !isA<nonConformalMappedWallFvPatch>
                (
                    ncFvpBase
                )
            )
            {
                continue;
            }

            const nonConformalFvPatch& ncFvp =
                refCast<const nonConformalFvPatch>
                (
                    ncFvpBase
                );

            if (ncFvp.origPatchIndex() != origPatchi)
            {
                continue;
            }

            const scalarField& qNc =
                q.boundaryField()[ncPatchi];

            const scalarField& ANc =
                ncFvpBase.magSf();
```

```
                const labelList& polyFaces =
                    ncFvp.polyFaces();

                forAll(qNc, ncFacei)
                {
                    const label origFacei =
                        polyFaces[ncFacei] - origFvp.start();

                    if
                    (
                        origFacei >= 0
                     && origFacei < origFvp.size()
                    )
                    {
                        sumQNcc[origFacei] +=
                            qNc[ncFacei]*ANc[ncFacei];
                    }
                }
            }

            const scalarField AGeom
            (
                fMesh.magFaceAreas(),
                fMesh.polyFacesBf()[origPatchi]
            );

            scalarField qMapped(origFvp.size(), 0.0);

            forAll(qMapped, facei)
            {
                if (AGeom[facei] > VSMALL)
                {
                    qMapped[facei] =
                        (sumQOrig[facei] + sumQNcc[facei])
                       /AGeom[facei];
                }
            }

            qVis.boundaryFieldRef()[origPatchi]
                == qMapped;
        }

        // Azzeramento delle NCC nel solo campo di visualizzazione
        forAll(fMesh.boundary(), patchi)
        {
            const fvPatch& fvp =
                fMesh.boundary()[patchi];

            if (isA<nonConformalFvPatch>(fvp))
            {
                qVis.boundaryFieldRef()[patchi]
                    == scalarField(fvp.size(), 0.0);
            }
        }

        qVis.write();
    #};
}
```