

Università degli studi di Padova

Dipartimento di Ingegneria Industriale DII

Tesi di Laurea Magistrale in Ingegneria Aerospaziale

**Studio dell'aerodinamica di un
radiatore di motocicletta tramite
approccio computazionale**

Laureando:

Tommaso Negosanti

Relatore:

Prof. Francesco Picano

Anno accademico 2020/2021

*“Essentially, all models are wrong,
but some are useful”* **George Edward Pelham Box**

Alla mia famiglia

Sommario

Il questo lavoro di tesi si vogliono caratterizzare numericamente delle sezioni bidimensionali di una motocross utilizzata per gare agonistiche. Tale studio necessiterà la fruizione di mezzi porosi, i quali saranno descritti esaustivamente nell'apposito capitolo.

Sarà inoltre descritto l'intero processo di analisi CFD il quale sarà composto principalmente da tre fasi: preparazione della geometria, nel quale si andranno a modificare le sezioni fornite dall'azienda e si discretizzeranno per generare una mesh computazionale; analisi del sistema, in cui si parlerà delle impostazioni utilizzate per lo svolgimento della simulazione e la motivazione di tali scelte; valutazione dei risultati ottenuti, in cui si commenterà quanto ottenuto dall'analisi numerica della sezione.

L'operazione di simulazione sarà effettuata per quattro sezioni in pianta della parte frontale della moto in modo da ottenere dei risultati di riferimento. Le sezioni saranno poi modificate in modo da valutare gli ipotetici miglioramenti di portata ottenibili variando le parti che compongono le sezioni stesse in modo da identificare quale componente sia meglio modificare per ottenere l'aumento di portata maggiore. Saranno successivamente proposte delle soluzioni per sviluppi futuri del lavoro svolto.

Indice

1	Introduzione	1
2	Modellistica dei radiatori	3
2.1	Modellazione matematica di un mezzo poroso	4
2.1.1	Modello di Darcy	4
2.1.2	Modello di Darcy-Forchheimer	5
2.1.3	Modello di Forchheimer-Brinkman	6
2.2	Zone porose in CFD	6
2.2.1	Calcolo dei coefficienti	8
3	Introduzione ai flussi turbolenti	11
3.1	Modellazione della turbolenza	14
3.1.1	RANS/URANS	15
3.1.2	LES e DES	18
3.1.3	DNS	18
4	Software utilizzati	21
4.1	OpenFOAM	22
4.1.1	Struttura di un <i>case</i> OpenFOAM	23
4.1.2	Algoritmi per la generazione della mesh	26
4.2	ANSYS Fluent	27
4.3	SALOME	29
5	Simulazioni preliminari di validazione	32
5.1	Mezzi porosi in canali piani	34
5.2	Confronto dei risultati sperimentali e numerici	36
5.3	Scelta del modello di turbolenza	37

6	Analisi numeriche delle sezioni di radiatori motociclistici	39
6.1	Sezione 1	43
6.2	Sezione 2	52
6.3	Sezione 3	60
6.4	Sezione 4	64
7	Valutazione ipotetica delle migliorie applicabili	67
7.1	Rimozione delle alette	67
7.1.1	Sezione 1	68
7.1.2	Sezione 2	70
7.1.3	Sezione 3	72
7.1.4	Sezione 4	74
7.2	Rimozione del serbatoio	76
7.2.1	Sezione 2	76
7.2.2	Sezione 3	78
7.2.3	Sezione 4	80
7.3	Esempi di modifiche apportabili	81
8	Conclusioni	83
A	Esempio di dictionary	88

Capitolo 1

Introduzione

I radiatori , detti anche scambiatori di calore, permettono la dissipazione dell'energia termica generata dalla combustione della miscela di carburante ed aria che avviene all'interno del motore. Se eccessiva, tale energia dilata le componenti e genera deformazioni strutturali al cilindro in cui il pistone scorre provocando attriti e trafiletti di olio, i quali portano al repentino deterioramento del motore ed alla riduzione della vita operativa dello stesso. Per ovviare a questo problema i motori a combustione interna sono generalmente forniti di tubazioni le quali attraversano la camicia e la testata del blocco motore ed al quale interno circola un fluido refrigerante, tipicamente una miscela di acqua e fluido anti-congelamento, che ha il compito di asportare calore dal motore per conduzione, lambendo il cilindro.

Una volta asportata l'energia termica in eccesso, per poter essere riutilizzato in un nuovo ciclo di raffreddamento il fluido necessita il rilascio del calore accumulato. Il fluido refrigerante caldo viene quindi fatto circolare all'interno del radiatore, il quale, essendo composto da tubazioni tipicamente piatte alle quali sono saldate delle alette, massimizza la superficie bagnata dall'aria che lo attraversa, generando uno scambio di calore che rigenera il fluido circolante all'interno delle tubature. Si evince quindi come uno scambio di calore più elevato, il quale può essere ottenuto mediante un'efficienza di scambio termico al radiatore più elevata od una maggiore portata di aria fresca attraverso esso, permetta al motore di lavorare a regimi più alti e quindi di aumentare le prestazioni propulsive a parità di volume del motore stesso.

Questo lavoro di tesi si è posto come obiettivo principale il miglioramento dello scambio di calore al radiatore montato sulla moto XX125 MY22, prodotto da Fantic Motors, osservabile in figura [1.1](#), che compete in gare motociclistiche cross.

Essendo impossibile modificare il radiatore, per aumentare il flusso di calore si è visto necessario modificare la sezione frontale nella quale è montato in modo da au-

mentare la componente normale alla superficie radiante e quindi la portata attraverso esso a pari velocità.

Per prima cosa si è deciso di effettuare gli studi non sul modello completo tridimensionale della moto, bensì su sezioni 2D di essa, in modo da ridurre notevolmente il carico computazionale e quindi il tempo speso in simulazioni.

Una volta ottenuti i disegni tecnici necessari, forniti dall'azienda produttrice, si sono modellati tramite software CAD e semplificati i vari componenti in modo da assicurare un grado di fedeltà accettabile rimuovendo dettagli non necessari allo sviluppo delle simulazioni. Concluso il processo, si sono importati tali modelli all'interno di softwares appositi e sono state eseguite analisi CFD in modo da valutare gli andamenti delle grandezze di interesse sulla versione attuale della moto. Sono successivamente state proposte modifiche alla componentistica in esame sulla base di analisi fluidodinamiche su sezioni modificate confrontate con quelle di riferimento.

Essendo la moto utilizzata esclusivamente in piste terrose, il radiatore risulta essere soggetto all'accumulo di detriti e fango i quali ostruiscono il passaggio dell'aria attraverso esso, peggiorandone le prestazioni, di conseguenza le soluzioni proposte rappresenteranno un connubio tra un migliore flusso al radiatore ed una buona protezione da fonti esterne di intasamento delle vie aeree.



Fig. 1.1: Fantic XX125 MY22

Capitolo 2

Modellistica dei radiatori

Il radiatore, composto da un numero molto elevato di alette e tubazioni di forme complesse, risulta essere un componente difficile sia da discretizzare geometricamente che simulare. La discretizzazione di una geometria di tale complessità richiederebbe infatti una dimensione di elementi di mesh molto piccola per essere rappresentata fedelmente, il che si tradurrebbe in una densità di elementi di griglia elevato e quindi un costo computazionale molto grande in relazione alla dimensione del componente. Tuttavia, il fatto che la geometria del radiatore presenti un susseguirsi di alette ripetitivo e regolare rende possibile ricondurre il componente ad un blocco di materiale poroso.



Fig. 2.1: Tipico radiatore da moto

Un mezzo poroso è per definizione un materiale solido che presenta al suo interno cavità più o meno regolari che permettono il passaggio di gas o fluidi.

Dal punto di vista computazionale, la simulazione di un mezzo poroso presenta un costo computazionale esponenzialmente minore rispetto alla simulazione del radiatore nella sua forma reale, il che rappresenta un grande vantaggio soprattutto quando si necessita una prototipazione veloce o si lavora con cluster informatici di capacità limitate.

2.1 Modellazione matematica di un mezzo poroso

La modellazione matematica di mezzi porosi si occupa di stimare numericamente le perdite di carico generate dall'attraversamento del materiale in base a determinati coefficienti e si basa principalmente su tre modelli:

- Modello di Darcy
- Modello di Darcy-Forchheimer
- Modello di Forchheimer-Brinkman

2.1.1 Modello di Darcy

Il modello di Darcy, coniato in onore dell'inventore Henry Darcy, è stato il primo modello matematico in grado di descrivere ciò che accade ad un flusso che attraversa un mezzo poroso. Tale modello descrive l'effetto del passaggio di un flusso attraverso un mezzo poroso come perdita di carico Δp . Le ipotesi imposte per la validità di tale modello tuttavia risultano molto stringenti e non applicabili a flussi di usuale utilizzo in campo aerodinamico essendo che i contributi inerziali del flusso vengono omessi. Ciò implica che le forze di accelerazione nel flusso sono trascurate, in contrapposizione a quanto invece si osserva nelle equazioni di Navier-Stokes.

Trascurare i contributi inerziali può essere considerato accettabile solo nel caso in cui l'area esposta al flusso del mezzo poroso risulti essere molto grande ed il flusso stesso presenti una velocità bassa siccome, in questo caso, le resistenze viscosse risultano essere molto maggiori di quelle inerziali, supponendo che non insorgano fenomeni turbolenti. Tale limitazione permette quindi l'applicazione del modello di Darcy solo nel caso in cui si consideri un flusso passante attraverso un mezzo poroso a basso numero di Reynolds.

L'equazione di Darcy è esprimibile come [6](#):

$$\Delta p = V \cdot \Delta x \cdot \frac{\mu}{\alpha} \quad (2.1)$$

dove Δp rappresenta le perdite di carico risultanti dall' attraversamento del mezzo poroso, Δx è pari allo spessore del mezzo stesso lungo la direzione presa in considerazione, μ è la viscosità dinamica del flusso ed α rappresenta la permeabilità del mezzo poroso, che quantifica numericamente la capacità del materiale di lasciarsi attraversare o penetrare da liquidi o gas ed è misurata in *darcy*. E' osservabile inoltre come la legge di Darcy non sia valida nei casi seguenti, alcuni dei quali già discussi in precedenza:

- Effetti legati a flussi ad alta velocità
essendo che il termine inerziale è trascurato
- Effetti molecolari
- Effetti dati dalla ionizzazione del flusso
- Flussi non-Newtoniani
essendo che la viscosità risulta essere una funzione del rateo di taglio

In generale, la trattazione di scambiatori termici involve flussi a numeri di Reynolds elevati il che impedisce l'utilizzo di tale modello nel campo di velocità che sarà utilizzato per lo svolgimento di questo lavoro di tesi.

2.1.2 Modello di Darcy-Forchheimer

Investigando sui flussi attraverso i mezzi porosi , Phillip Forchheimer, uno scienziato Austriaco, nota come la linearità del flusso descritto dal modello di Darcy venga a mancare a numeri di Reynolds elevati. Da tale osservazione nasce il modello di Darcy-Forchheimer. Esso è in grado di predire le perdite di carico Δp anche per flussi a Reynolds moderati e che quindi includano effetti non lineari come, ad esempio, piccole turbolenze. L' equazione di Darcy-Forchheimer è la seguente [6]:

$$\frac{\Delta p}{l} = - \left(\underbrace{\frac{\mu V}{\alpha}}_{\text{Termine viscoso}} + \underbrace{\frac{C_F}{\sqrt{\alpha}} \frac{1}{2} \rho V^2}_{\text{Termine inerziale}} \right) \quad (2.2)$$

dove C_F rappresenta la forma normalizzata della resistenza, ovvero il coefficiente di frizione, mentre ρ rappresenta la densità del flusso. L' equazione appena presentata differisce da quella di Darcy per il solo termine a destra del segno di addizione, noto come termine di Forchheimer e che, a differenza del termine a sinistra che modella gli effetti viscosi, prende in considerazione le caratteristiche inerziali del flusso attraverso il mezzo poroso.

2.1.3 Modello di Forchheimer-Brinkman

Il modello matematico di Forchheimer-Brinkmann è a sua volta un derivato del modello di Darcy-Forchheimer. Esso rappresenta la modellazione più generale di un flusso attraverso un mezzo poroso. Il modello è descritto dall'equazione osservabile qui sotto [6]:

$$\frac{\Delta p}{l} = - \left(\frac{\mu}{\alpha} V + \frac{C_F}{\sqrt{\alpha}} \frac{1}{2} \rho V^2 - \tilde{\mu} \nabla^2 V \right) \quad (2.3)$$

In questo caso l'unico termine da definire risulta essere $\tilde{\mu}$ che rappresenta la viscosità effettiva del fluido. In generale, il termine Laplaciano rappresenta l'effetto di flussi che presentano un sottile strato limite in corrispondenza dei muri in cui vige la condizione di non-scivolamento. Tale termine risulta essere non negligibile solo nel caso in cui il mezzo poroso presenti una porosità, ovvero il rapporto tra volume occupato dal fluido all'interno del mezzo poroso ed il volume totale del solido, elevata, ipotesi che per quanto riguarda i radiatori, specialmente quelli che saranno studiati durante questo lavoro di tesi, difficilmente si realizza.

Per semplificare matematicamente la trattazione quindi si utilizzerà come modello matematico dei mezzi porosi quello di Darcy-Forchheimer.

2.2 Zone porose in CFD

Come precedentemente accennato, un mezzo poroso agisce su di un flusso che lo attraversa generando delle perdite di carico. Per dimostrare tale fatto si considera il seguente caso: si ipotizza un flusso passante attraverso un canale che presenta una sezione costante ed uguale sia in entrata che in uscita ed al centro di tale canale si pone una zona porosa.

L'equazione della continuità sarà della forma

$$\rho \cdot U_1 \cdot A_1 = \rho \cdot U_2 \cdot A_2 \quad (2.4)$$

ma essendo che la sezione in entrata e la sezione in uscita sono uguali e quindi $A_1 = A_2$ e supponendo inoltre che il flusso sia incomprimibile l'equazione di continuità si ridurrà a

$$U_1 = U_2 \quad (2.5)$$

Da tale equazione si evince che il mezzo poroso non induce una perdita di velocità e quindi di energia cinetica. L'unico modo che il mezzo poroso ha di rimuovere energia dal flusso è tramite un calo di pressione. In generale, non è possibile conoscere a priori il Δp indotto ma sperimentazioni su tale argomento evidenziano come

una maggiore velocità di attraversamento del mezzo risulta in un maggiore calo di pressione. Matematicamente ciò si traduce in una equazione data dalla combinazione lineare dei contributi della velocità, della forma:

$$\Delta p = C_1 \cdot U + C_2 \cdot U^2 + C_3 \cdot U^3 + \dots \quad (2.6)$$

la quale necessita la determinazione dei coefficienti C_i per essere risolta.

Normalizzando l'equazione [2.6](#) per lo spessore t del mezzo poroso e troncandola al secondo ordine si ottiene

$$\frac{\Delta p}{t} = \frac{C_1}{t} \cdot U + \frac{C_2}{t} \cdot U^2 \quad (2.7)$$

con, rispettivamente, $\frac{C_1}{t}$ e $\frac{C_2}{t}$ la resistenza intrinseca del flusso e la resistenza inerziale.

Si introduce ora \mathbf{S} , il termine pozzo che modella matematicamente l'effetto del passaggio attraverso il mezzo poroso che provoca le perdite di carico sul flusso.

Il termine \mathbf{S} genererà il calo pressorio solo ed esclusivamente se il punto (o la cella computazionale), risulterà interno al dominio poroso, e quindi

$$\begin{cases} S \neq 0 & \text{se } P \in \text{dominio poroso} \\ S = 0 & \text{se } P \notin \text{dominio poroso} \end{cases} \quad (2.8)$$

Il termine sorgente in forma vettoriale lungo un arbitrario asse del sistema di riferimento globale sarà dato da [1](#)

$$S_i = \frac{\Delta p}{t_i} = - \left(\frac{C_{1i}}{t_i} + \frac{C_{2i}}{t_i} |u_{ij}| u_i \right) \quad (2.9)$$

con t_i lo spessore lungo la direzione di riferimento, u_{ij} il modulo di velocità e u_i la proiezione del vettore velocità lungo la coordinata di riferimento.

Supponendo un flusso incomprimibile, governato dalle equazioni di Navier-Stokes, che attraversa il mezzo poroso, l'equazione del moto di un fluido che attraversa un mezzo poroso sarà data da [2](#):

$$\frac{\partial(\rho U)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U U) = -\nabla p + \nabla \cdot (\mu((\nabla U) + (\nabla U)^T)) - \frac{2}{3}\mu(\nabla \cdot U)I + \rho g + \mathbf{S} \quad (2.10)$$

Lo svolgimento sopra descritto è applicabile ad ogni asse che compone il sistema di riferimento in esame, che nel caso più generale è rappresentato da un sistema tridimensionale i quali assi sono denominati x,y,z. Nel caso generale, dovendo quindi risolvere tra equazioni per tre direzioni diverse, la determinazione della soluzione

del sistema necessiterà che i due parametri C_1 e C_2 rappresentino due vettori di tre elementi ciascuno, i quali esplicitati avranno una forma del tipo $\{C_{1x}, C_{1y}, C_{1z}\}$ e $\{C_{2x}, C_{2y}, C_{2z}\}$.

Nel caso si stia utilizzando un mezzo poroso per descrivere un radiatore è possibile generalmente applicare una forte semplificazione essendo che per natura dello scambiatore di calore stesso una sola direzione permette il passaggio di fluido mentre le altre due essendo pareti solide lo bloccano. Per tener conto di tale fenomenologia vengono quindi imposti sugli assi ortogonali a quello lungo il quale è consentito il passaggio del fluido dei coefficienti C_{1i} e C_{2i} di 3 o 4 ordini di grandezza maggiori, in modo da generare un'ostruzione all'attraversamento sul fluido operante.

2.2.1 Calcolo dei coefficienti

In generale, il termine pozzo S_i , all'interno degli algoritmi dei software CFD, viene implementato come [1](#)

$$S_i = - \left(\mu D u_i + \frac{1}{2} \rho |u_{ij}| u_i F \right) \quad (2.11)$$

dove D rappresenta il coefficiente di Darcy mentre F il coefficiente di Forchheimer. Nota quindi la legge di Darcy-Forchheimer in forma originale [\(2.2\)](#), è possibile ricavare i due coefficienti comparando tale equazione a quanto ottenuto nella [2.11](#), definendo così le due incognite come

$$D = \frac{C_1}{t} = \frac{\mu}{\alpha} \quad (2.12)$$

e

$$F = \frac{C_2}{t} = \frac{C_F}{\sqrt{\alpha}} \quad (2.13)$$

E' importante far notare al lettore che il coefficiente di frizione C_F e la permeabilità α siano di difficile valutazione sia sperimentalmente che matematicamente. Per definire i due coefficienti D ed F nel caso di una radiatore vengono quindi preferiti i seguenti metodi:

Approccio sperimentale

Si pone il mezzo poroso in esame all'interno di una galleria del vento. Variando la velocità a monte del mezzo poroso si va a misurare la pressione a valle ottenendo così il valore della perdita di carico. Una volta raccolti una serie di dati per un range sufficiente di velocità si inseriscono i punti all'interno di un

grafico ed interpolandoli tramite il metodo *curve-fitting* si ottiene l'andamento della perdita di pressione rispetto alla velocità. Da tale interpolazione si otterrà quindi una curva descritta da un polinomio del tipo

$$\Delta p = C_1 \cdot U + C_2 \cdot U^2 \quad (2.14)$$

Noti i coefficienti C_i e noto dall'equazione 2.11 che

$$\frac{\Delta p}{t} = \mu \cdot D \cdot u + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot F \cdot u^2 \quad (2.15)$$

eguagliando le equazioni 2.14 e 2.15 si esplicitano i due coefficienti necessari ai software CFD per rappresentare il mezzo poroso come:

$$D = \frac{C_1}{\mu \cdot t} \quad (2.16)$$

$$F = \frac{2 \cdot C_2}{\rho \cdot t} \quad (2.17)$$

Approccio analitico

Dato l'elevato numero di studi condotti per relazionare il salto di pressione sia alla velocità del flusso che alla geometria del mezzo poroso, sono presenti in letteratura diversi modelli empirici. I due modelli applicabili alla situazione in esame in sostituzione all'approccio analitico, sono modelli generalmente utilizzati per la valutazione delle perdite di carico attraverso piastre perforate e sono riportati, in maniera riassuntiva, di seguito:

Modello 1

3 Il primo modello presentato è il modello di Idelchick. Esso risulta valido per

$$0 < \frac{t}{d_h} < 0.015, \quad Re > 10^5 \quad (2.18)$$

con d_h il diametro equivalente (o diametro idraulico) della sezione di passaggio del fluido che rappresenta il diametro che avrebbe una ipotetica sezione circolare con pari rapporto tra perimetro e sezione. Si calcola il coefficiente di resistenza pressoria come

$$k = [0.707 \cdot (1 - \alpha)^{0.375} + 1 - \alpha^2] \cdot \frac{1}{\alpha^2} \quad (2.19)$$

dove α rappresenta la porosità.

L'equazione di Idelchick può essere modificata e ricondotta al coefficiente di Forchheimer ponendo

$$f = \frac{k}{t} \quad (2.20)$$

E' inoltre osservabile come k rappresenti un coefficiente di resistenza quadratico il che rende ipotizzabile che il contributo dato dal termine di Darcy sia nullo e che quindi valga

$$\Delta p = \frac{\rho}{2} \cdot F \cdot t \cdot u^2 \quad (2.21)$$

Modello 2

4 Il modello 2 presenta meno limitazioni del modello precedente e prevede correzioni differenziando piastre perforate sottili e piastre perforate spesse. Il modello assume un coefficiente denominato coefficiente di scarica pari a

$$\gamma = 0.6 + 0.4 \cdot \alpha^2 \quad (2.22)$$

Per piastre sottili ovvero piastre per le quali vale $\frac{L}{d_h} \rightarrow 0$ il coefficiente di resistenza vale

$$k = \left(\frac{1}{\gamma} - \alpha \right)^2 \quad (2.23)$$

mentre per piastra spesse ovvero $\frac{L}{d_h} \gg 0$ esso vale

$$k = \left(\frac{1}{\gamma} - 1 \right)^2 + (1 - \alpha)^2 \quad (2.24)$$

Come nel modello precedente, il coefficiente di resistenza può essere modificato ottenendo il coefficiente di Forchheimer

$$f = \frac{k}{\alpha^2 \cdot L} \quad (2.25)$$

Similarmente a quanto osservato prima, il coefficiente di resistenza risulta essere quadratico e di conseguenza il termine di Darcy, lineare rispetto alla velocità, viene supposto pari a 0, ottenendo nuovamente una perdita di carico pari a

$$\Delta p = \frac{\rho}{2} \cdot f \cdot L \cdot u^2 \quad (2.26)$$

Capitolo 3

Introduzione ai flussi turbolenti

La turbolenza è un fenomeno fisico che definisce un particolare andamento di un flusso fluido. La natura della turbolenza è di carattere estremamente complesso ed al giorno d'oggi non completamente compresa perciò non esiste una unica definizione universalmente accettata che la descriva.

Pur non essendo definita la turbolenza presenta caratteristiche ben note, di seguito riportate:

- Irregolarità: un'approccio totalmente deterministico per flussi turbolenti risulta molto difficile. Generalmente i flussi turbolenti sono descritti statisticamente.
- Diffusività: in un flusso turbolento aumenta la velocità di miscelamento ed i rateo di trasferimento di momento, calore e massa.
- Dissipazione: l'energia cinetica posseduta dal fluido viene convertita in calore a cause dei forti sforzi di taglio viscosi. I flussi turbolenti cessano di esistere velocemente quando non viene più fornita energia.
- Alto numero di Reynolds: la turbolenza è generata da una complessa interazione tra la forze viscosi e di convezione
- Rotazionalità: la vorticità del flusso è diversa da zero. Uno dei meccanismi chiave della turbolenza risulta essere il vortex-stretching tridimensionale.
- Continuità: il fenomeno si sviluppa in scale molto più grandi di quelle molecolari ovvero nel campo del continuo

Note le caratteristiche, si procede ad enunciare la definizione di turbolenza che sarà utilizzata in questo lavoro di tesi.

La turbolenza è un andamento aperiodico e tempo-variante in cui tutte e tre le componenti del vettore velocità fluttuano sia nel tempo che nello spazio. Tutte le quantità di trasporto (pressione, temperatura, ecc.) mostrano fluttuazioni simili. I flussi turbolenti sono formati da un grande range di dimensioni dei vortici ed in generale si ha che i vortici più grandi, i quali presentano dimensioni nello stesso ordine di grandezza della geometria che li generano, estraggono energia dal flusso medio mentre quelli più piccoli convertono l'energia cinetica in energia termica attraverso la dissipazione viscosa. E' osservabile come i vortici di grande scala siano instabili ed abbiano la tendenza di dividersi in vortici più piccoli mentre il comportamento dei vortici di scala piccole presentino un comportamento più universale.

Per predire la natura laminare o turbolenta di un flusso viene utilizzato il numero di Reynolds. Il numero di Reynolds è un numero adimensionale definito come:

$$Re_L = \frac{\rho \cdot U \cdot L}{\mu} = \frac{U \cdot L}{\nu} \quad (3.1)$$

dove U rappresenta la velocità caratteristica, L la lunghezza caratteristica, μ la viscosità dinamica e ν la viscosità cinematica.

In generale si parla di flusso turbolento se:

- Fluidodinamica esterna:
 - $Re_x \geq 500000$ per corpi aerodinamici
 - $Re_d \geq 20000$ per corpi tozzi
- Fluidodinamica interna:
 - $Re_{dh} \geq 2300$ con dh il diametro idraulico del condotto interessato

E' inoltre noto come l'effetto di soffiaggi, risucchi, rugosità ed altri fenomeni di disturbo anticipino il passaggio da laminare a turbolento.

Esistono due tipologie principali di turbolenza:

- Wall bounded: la turbolenza generata dalla presenza di pareti alle quali è imposta la condizione di no-slip
- Free-stream: la turbolenza che si origina in assenza od in lontananza da pareti

In particolare, nel caso di turbolenza wall bounded si osserva che esiste una diretta correlazione tra la distanza normale dalla parete e la velocità all'interno dello strato limite. Questa relazione è denominata legge di parete ed è basata su osservazioni empiriche di figure come Prandtl, Von Karmann, Nikuratz e Milikan e dimostrata sia numericamente che sperimentalmente.

La legge di parete descrive il profilo di velocità medio vicino alle pareti come:

$$\frac{U}{u_\tau} = f\left(\frac{y \cdot u_\tau}{\nu}\right) \quad (3.2)$$

od in breve

$$u^+ = f(y^+) \quad (3.3)$$

La velocità e la coordinata normale adimensionalizzata sono quindi descrivibili matematicamente come

$$y^+ = \frac{y \cdot u_\tau}{\nu} \quad (3.4)$$

e

$$u^+ = \frac{U}{u_\tau} \quad (3.5)$$

u_τ è denominata velocità di taglio ed è calcolabile come

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (3.6)$$

dove lo sforzo di taglio a parete è calcolabile come

$$\tau_{wall} = \mu \frac{\partial u}{\partial y} \quad (3.7)$$

E' possibile suddividere lo strato limite in tre diverse zone, in modo da differenziare la trattazione matematica in sottocategorie di semplice fruizione:

- Zona logaritmica o log-law zone: descrive una zona dello stato limite nella quale è possibile descrivere l'andamento della velocità normalizzata tramite una semplice equazione logaritmica

$$u^+ = \frac{1}{\kappa} \ln y^+ + C^+ \quad (3.8)$$

dove $4.5 < C^+ < 5.5$, solitamente posto $C^+ = 5$, mentre la costante di Karman $0.36 < \kappa < 0.42$ è solitamente posta $\kappa = 0.41$. La regione logaritmica è generalmente interna al dominio compreso tra $30 < y^+ < 300$.

- Sub-layer viscoso: ovvero la zona più vicina alla parete dove il flusso è laminare e gli sforzi viscosi sono molto elevati. In questa zona vale la legge

$$u^+ = y^+ \quad (3.9)$$

ed il range di applicazione risulta essere $y^+ < 5$

- Buffer layer: dove si verifica la transizione da flusso laminare a flusso turbolento. Al momento non esiste nessuna funzione in grado di descrivere accuratamente questa regione che è compresa tra $5 < y^+ < 30$

Nelle analisi CFD è possibile utilizzare tre diversi approcci di risoluzione della turbolenza, in base alle necessità dell'utente:

- Risoluzione del Sub-layer viscoso o low-RE: richiede elementi di mesh molto fini vicino alla parete e quindi presenta un costo computazionale molto elevato. Essendo i profili delle quantità trasportate risolti, questo approccio risulta molto accurato e quindi fondamentale nel caso in cui si sia interessati alle forze a parete od al trasferimento di calore.
- Funzioni di parete o high-RE: rispetto al metodo precedente la mesh necessaria risulta essere molto più grossolana e quindi meno costosa computazionalmente essendo che tali funzioni modellano matematicamente tutto quello che avviene per $y^+ < 30$. Ovviamente, l'accuratezza dei risultati diminuisce ed è quindi consigliabile quando l'interesse principale è il miscelamento nelle regioni esterne allo strato limite.
- Metodi y^+ -insensibili: questo approccio utilizza delle funzioni a parete utilizzabili per tutto il boundary layer ovvero $1 < y^+ < 300$. Questo approccio risulta molto flessibile ma non tutti i modelli di turbolenza lo supportano.

3.1 Modellazione della turbolenza

La maggior parte dei flussi di interesse ingegneristico ed in natura presenta turbolenza, ciò ha reso necessario lo sviluppo di modelli matematici in grado di descrivere questo fenomeno.

Lo scopo della modellazione matematica della turbolenza è quello di sviluppare equazioni in grado di predire i campi medi di velocità, pressione e temperatura senza necessariamente calcolare il flusso turbolento completo per ogni istante temporale filtrando le fluttuazioni istantanee delle grandezze che risultano di scarso interesse ingegneristico.

I principali metodi che permettono l'eliminazione della necessità di risolvere le piccole scale turbolente sono:

- RANS/URANS
- LES/DES

- DNS

3.1.1 RANS/URANS

Nel caso di flussi stazionari si utilizzando le RANS (Reynolds Average Navier Stokes) mentre per flussi non-stazionari si usano le URANS (Unsteady Reynolds Average Navier Stokes).

Utilizzando la decomposizione di Reynolds è possibile ottenere delle equazioni di Navier-Stokes che rappresentano l'andamento medio di un flusso turbolento. La decomposizione di Reynolds asserisce che:

$$\underbrace{\phi(x, t)}_{\text{valore istantaneo}} = \underbrace{\bar{\phi}(x)}_{\text{valore medio}} + \underbrace{\phi'(x, t)}_{\text{valore di fluttuazione}} \quad (3.10)$$

Applicando tale decomposizione al vettore velocità ed alla pressione all'interno delle equazioni di Navier-Stokes per flussi incomprimibili si ottiene il sistema di equazioni RANS/URANS:

$$\begin{cases} \nabla \cdot (\bar{\mathbf{u}}) = 0 \\ \frac{\partial \bar{\mathbf{u}}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\mathbf{u}}\bar{\mathbf{u}}) = -\frac{1}{\rho}(\nabla \bar{p}) + \nu \nabla^2 \bar{\mathbf{u}} + \frac{1}{\rho} \nabla \cdot \tau^R \end{cases} \quad (3.11)$$

dove la derivata temporale nell'equazione del momento risulta nulla se si considerano le equazioni RANS.

Il termine τ^R rappresenta il tensore degli stress di Reynolds ed è esprimibile matematicamente come

$$\tau^R = -\rho(\overline{\mathbf{u}'\mathbf{u}'}) = -\rho \begin{bmatrix} \overline{u'u'} & \overline{u'v'} & \overline{u'w'} \\ \overline{v'u'} & \overline{v'v'} & \overline{v'w'} \\ \overline{w'u'} & \overline{w'v'} & \overline{w'w'} \end{bmatrix} \quad (3.12)$$

Questo termine introduce 6 nuove incognite (9 se la matrice non fosse simmetrica), nelle equazioni di Navier-Stokes rendendo necessarie altrettante equazioni per rendere il sistema determinato. Utilizzando l'ipotesi di Bousinesq è tuttavia possibile per semplificare il problema, modellando matematicamente il termine tensoriale. Sfruttando tale ipotesi il tensore infatti prende la forma di:

$$\tau^R = -\rho(\overline{\mathbf{u}'\mathbf{u}'}) = 2\mu_t \bar{\mathbf{S}}^R - \frac{2}{3}\rho k \mathbf{I} = \mu_t [\nabla \bar{\mathbf{u}} + \nabla \bar{\mathbf{u}}^T] - \frac{2}{3}\rho k \mathbf{I} \quad (3.13)$$

dove $\bar{\mathbf{S}}^R = \frac{1}{2}[\nabla \bar{\mathbf{u}} + \nabla \bar{\mathbf{u}}^T]$ rappresenta il tensore denominato strain-rate, \mathbf{I} è la matrice identità, μ_T la viscosità turbolenta introdotta dall'ipotesi di Bousinesq e

$k = \frac{1}{2}\overline{u' \cdot u'} = \frac{1}{2}(\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2})$ è l'energia cinetica turbolenta. La definizione delle sei incognite aggiuntive ottenute nell'equazione 3.12 si riducono quindi alla definizione della sola nuova incognita μ_t . Esistono molti modelli in letteratura in grado di ricavare la viscosità turbolenta, ognuno dei quali presenta determinati campi di applicazione e limiti. Tutti i modelli che modellano la viscosità turbolenta presentano tuttavia una forma generale delle equazioni di trasporto della forma

$$\underbrace{\nabla_t \phi}_{\text{Termine transitorio}} + \underbrace{\nabla \cdot \bar{\mathbf{u}} \phi}_{\text{Convezione}} = \underbrace{P^\phi}_{\text{Produzione}} + \underbrace{\epsilon^\phi}_{\text{Dissipazione}} + \underbrace{D^\phi}_{\text{Diffusione}} + \underbrace{S^\phi}_{\text{Termini sorgente}} \quad (3.14)$$

dove il termine *Produzione* è il responsabile della generazione di vortici, il termine *Dissipazione* distrugge i vortici, il termine *Diffusione* è il responsabile del trasporto, della diffusione e delle redistribuzione delle grandezze dati dalla turbolenza ed i *Termini sorgente* rappresentano tutti i termini addizionali come ad esempio le forze gravitazionali.

Di seguito verranno brevemente introdotti i modelli più utilizzati:

Spalart-Allmaras

Modello matematico che introduce una sola equazione per determinare la viscosità turbolenta. Applicabile in casi di aerodinamica esterna, studio di turbomacchine e flussi ad alta velocità. Non approssima bene l'andamento della viscosità turbolenta nel caso di flussi con forti fenomeni di separazione.

Standard $k - \epsilon$

Modello a due equazioni. Molto robusto e molto utilizzato pur presentano grosse limitazioni applicative. Scarsa accuratezza dei risultati nel caso di flussi con grandi gradienti di pressione, in caso di separazione oppure di grandi curvature delle linee di flusso. Generalmente utilizzato per inizializzare le simulazioni, progetti preliminari delle geometrie e studi parametrici. Esso supporta il solo utilizzo delle funzioni di parete.

Realizable $k - \epsilon$

Derivato del modello precedentemente descritto. Utilizzabile per flussi complessi che presentano sforzi repentini, rotazionalità moderata, vorticità e transizioni locali del flusso (separazione dello strato limite, stalli in diffusori, ecc.). Presenta meno limitazioni del modello standard.

$k - \omega$

Modello a due equazioni. Offre prestazioni superiori ai modelli sopra citati per la computazione di strati limite e flussi a basso numero di Reynolds. Applicabile

anche per flussi interni allo strato limite con gradienti di pressione avversi e separazione.

SST $k - \omega$

E' un modello ibrido che sfrutta i vantaggi dei modelli $k - \omega$ e $k - \epsilon$ diminuendone gli svantaggi utilizzando una funzione di mixing denominata Shear Stress Transport (SST) la quale è in grado di passare da una trattazione $k - \omega$ vicino alle pareti ad una $k - \epsilon$ per condizioni di flusso libero. Fornisce previsioni più accurate della separazione rispetto a tutti gli altri modelli RANS. Può essere utilizzato sia con che senza le funzioni di parete ed è il modello di più largo utilizzo per simulazioni RANS. Presenta una problematica per quanto riguarda zone in cui sono presenti elevati sforzi normali, come ad esempio zone di ristagno e zone di forte accelerazione, in quanto tende a produrre livelli di turbolenza elevata.

Matematicamente, il modello presenta due equazioni [5]

$$\begin{cases} \frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \beta * \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \sigma_k \nu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \\ \frac{\partial \omega}{\partial t} + U_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \alpha S^2 - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \sigma_\omega \nu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \frac{\rho \sigma_\omega 2}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \end{cases} \quad (3.15)$$

dove P_k è denominato limitatore di produzione e rispettivamente la prima equazione rappresenta la modellazione dell'energia cinetica turbolenta e la seconda equazione il rateo di dissipazione specifico. La funzione di miscelamento F_1 può essere descritta matematicamente come

$$F_1 = \tanh \left[\min \left(\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta * \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega}, \frac{4\sigma_\omega 2k}{CD_{k\omega} y^2} \right)^4 \right) \right] \quad (3.16)$$

ed essa prende il valore di $F_1 = 1$ nel caso ci si trovi internamente allo strato limite e $F_1 = 0$ nel caso in cui il punto sia in condizioni di flusso libero. La viscosità turbolenta è invece calcolata come

$$\nu_T = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, S F_2)} \quad (3.17)$$

dove F_2 rappresenta una seconda funzione di mixing. L'utilizzo di questo modello prevede la definizione di alcune costanti numeriche, come ad esempio σ_k , β , a , i quali valori di riferimento utilizzati nella grande maggioranza dei casi sono riportati nell'articolo pubblicato da NASA che descrive in dettaglio

il modello. Come per tutte le altre casistiche il modello di turbolenza in esame presenta diverse digressioni, ognuna delle quali aggiunge o rimuove termini dalle due equazioni.

3.1.2 LES e DES

L'approccio LES (Large-eddy simulation) similamente alle equazioni RANS, filtra parzialmente le scale turbolente utilizzando la decomposizione LES

$$\phi(\mathbf{x}, t) = \tilde{\phi}(\mathbf{x}, t) + \phi'(\mathbf{x}, t) \quad (3.18)$$

dove il simbolo $\tilde{\phi}$ rappresenta la grandezza filtrata e quindi le grandezze risolte mentre le grandezze istantanee vengono modellate e mediate nello spazio rimuovendo così le componenti fluttuanti delle piccole scale.

Applicando la filtrazione alle equazioni di Navier-Stokes per flussi incomprimibili si ottiene

$$\begin{cases} \nabla \cdot (\tilde{\mathbf{u}}) = 0 \\ \frac{\partial \tilde{\mathbf{u}}}{\partial t} + \nabla \cdot (\tilde{\mathbf{u}}\tilde{\mathbf{u}}) = \frac{-\nabla \tilde{p}}{\rho} + \nu \nabla^2 \tilde{\mathbf{u}} - \frac{1}{\rho} \nabla \cdot \tau^{SGS} \end{cases} \quad (3.19)$$

dove τ^{SGS} è il tensore dello stress delle scale di turbolenza più piccole della lunghezza di griglia. Il tensore dello stress, similmente a quanto visto per il caso delle equazioni RANS, può essere modellato utilizzando modelli matematici derivati dall'ipotesi di Boussinesq (Smagorinsky, WALE, ecc.).

In alternativa alle LES è possibile utilizzare il modello DES o Detached eddy simulation. E' un modello ibrido che combina i vantaggi delle tecniche RANS e LES, applicando i modelli RANS per predire lo strato limite e successivamente quelli LES per la risoluzione delle grandi scale vorticoso tempo-dipendenti e tridimensionali.

Come intuibile i modelli LES e DES richiedono mesh molto più fini rispetto alle RANS e tali metodi sono intrinsecamente tempo-varianti e tridimensionali.

3.1.3 DNS

Una Direct Numerical Simulation (DNS) è l'unica metodologia che risolve il sistema di Navier-Stokes senza l'ausilio di alcun modello di turbolenza. Ciò significa intrinsecamente che l'intero range di scale turbolente spaziale e temporale deve essere risolto per raggiungere un risultato numerico. Per risolvere tutte le scale è intuibile come si necessiti di mesh con elementi più piccoli delle microscale turbolente, denominate scale di Kolmogorov, le quali presenta dimensioni pari ad un ordine di grandezza

$$\eta = \left(\frac{\nu^3}{\epsilon} \right)^{1/4} \quad (3.20)$$

con ν la viscosità cinematica e η il rateo della dissipazione di energia cinetica. Dovendo presentare elementi molto piccoli è intuibile come il numero di elementi computazionali cresca esponenzialmente rispetto ai casi precedenti. E' possibile stimare il numero di elementi necessari alla discretizzazione spaziale del dominio, i quali varranno:

$$N_x = \frac{L_x}{\Delta} \approx \frac{L_0}{\eta} \propto Re^{3/4}$$

$$\text{Per un sistema } 3D \rightarrow N_{tot} = N_x \cdot N_y \cdot N_z \approx N_x^3 \propto Re^{9/4}$$

dove Δ rappresenta la spaziatura della mesh. Oltre alle piccole scale è necessario utilizzare una piccola discretizzazione spaziale in grado di carpire anche le informazioni riguardanti i fenomeni transitori il che richiederà un piccolo Δt . Come per la discretizzazione spaziale è possibile stimare il numero di passi temporali necessari come

$$N_{\Delta t} = \frac{T}{\Delta t} \approx \frac{T_0}{\tau_\eta} \propto Re^{1/2} \quad (3.21)$$

Il costo computazionale totale della simulazione sarà quindi dato dalla combinazione delle discretizzazioni necessarie, ovvero

$$\text{Costo computazionale} = N_{\Delta t} \cdot N_{tot} \propto Re^{1/2} \cdot Re^{9/4} \approx Re^3 \quad (3.22)$$

il che evidenzia come anche per simulazioni a Reynolds relativamente bassi, il costo computazionale risulti molto elevato. Questo tipologia di simulazione produce risultati paragonabili a quanto ottenibile con l'effettiva sperimentazione, tuttavia, è generalmente poco utilizzato per scopi industriali essendo il costo computazionale e di conseguenza il tempo speso per lo svolgimento dei calcoli numerici troppo elevato.

Capitolo 4

Software utilizzati

L'avvento dei calcolatori e l'aumento esponenziale delle prestazioni degli stessi (legge di Moore), ha provocato un cambiamento drastico nell'approccio con un cui un generico componente o sistema di componenti vengono progettati.

Grazie ai computer è infatti ora possibile utilizzare software specifici per il disegno, il dimensionamento e le analisi di sistemi fisici sfruttando la potenza di calcolo della macchina digitale ed il calcolo numerico, ovvero la branca della matematica applicata che fornisce gli elementi chiave per la risoluzione di modelli aritmetici discreti, per risolvere le equazioni matematiche che descrivono la fisica del problema.

Essendo in grado di sviluppare un numero elevatissimo di operazioni matematiche in parallelo, il calcolatore permette di simulare un determinato fenomeno fisico ed ottenere risultati che rispecchino gli andamenti reali della fisica del problema in breve tempo.

All'interno dei software menzionati prima, una volta conclusa l'analisi è generalmente possibile esaminare nel dettaglio i risultati ottenuti dalla simulazione numerica, in modo da evidenziare eventuali zone problematiche e carpire importanti informazioni utili all'ottimizzazione di ciò che è stato esaminato, il tutto senza il bisogno di sviluppare analogicamente il sistema in esame.

Una delle branche ingegneristiche che ha goduto maggiormente di questo nuovo approccio è l'aerodinamica, la quale studia la dinamica dei gas principalmente sfruttando il sistema di equazioni di Navier-Stokes.

E' infatti possibile, suddividendo preventivamente il dominio di interesse in piccoli elementi, simulare la fisica di un flusso di fluido utilizzando il calcolatore, il quale è in grado di risolvere il sistema di equazioni di Navier-Stokes, appositamente modificato utilizzando l'aritmetica dei numeri finiti. L'insieme di operazioni descritte sopra è generalmente denominata analisi CFD (*Computational Fluid Dynamic*), ovvero

un'analisi computazionale della meccanica dei fluidi.

In questo lavoro di tesi verranno esplorati due dei più noti software che sfruttano le analisi CFD, OpenFOAM ed ANSYS Fluent, ed un software adibito alla preparazione e discretizzazione delle geometrie d'interesse, SALOME.

4.1 OpenFOAM

OpenFOAM, acronimo di *Open Field Operation And Manipulation*, è un software open-source per le analisi CFD creato da Hendy Weller nel 1989 e distribuito da OpenFoam Foundation.

Il software è distribuito sotto licenza GPL (*General Public License*) che permette all'utente di utilizzare, modificare e ridistribuire il programma liberamente sia in ambiti privati che commerciali.

Il software è inoltre sviluppato utilizzando il popolare linguaggio di programmazione C++, racchiude al proprio interno un numero elevato di solutori numerici pre-impostati sia per flussi tempo-varianti che tempo-invarianti e contiene altrettante *utilities* necessarie per il *pre-processing* del dominio computazionale ed il *post-processing* dei risultati ottenuti dalla simulazione.

OpenFOAM utilizza principalmente il metodo dei volumi finiti, in inglese *Finite Volume Method*, il quale discretizza il dominio dividendolo in un numero finito di volumi di controllo di geometria nota.

OpenFOAM presenta diversi pregi e difetti:

PRO:

- Codice sorgente completamente documentato
- Possibilità di utilizzare Mesh poliedriche non-strutturate
- Parallelizzazione CPU automatica delle simulazioni
- Fornisce al proprio interno diversi modelli pronti all'uso
- Supporto e training fornito direttamente dagli sviluppatori
- Nessun costo di licenza

CONTRO:

- Numerosi progetti forked, che non rappresenta necessariamente un difetto ma può indurre confusione soprattutto in utenti poco esperti
- Assenza di interfaccia grafica che risulta essere la limitazione più grande riducendo drasticamente l'intuitività del programma

E' inoltre importante sottolineare che l'assenza di interfaccia grafica richiede l'avvio delle azioni preliminari e della simulazione stessa tramite comandi testuali inseriti dall'utente all'interno del terminale Linux (unico sistema operativo supportato) e l'utilizzo di un programma aggiuntivo, denominato *paraview*, necessario alla visione e valutazione dei risultati ottenuti.

4.1.1 Struttura di un *case* OpenFOAM

Come precedentemente accennato OpenFoam presenta un grandissimo svantaggio, l'assenza di interfaccia grafica.

La definizione dei parametri necessari al corretto svolgimento di una simulazione è infatti possibile solo ed esclusivamente modificando predeterminati file di testo, denominati *dictionary*, utilizzando parole e termini preimpostati nel codice sorgente denominati *keywords* che attivano o disattivano funzioni corrispondenti interne al codice. Un esempio di *dictionary* è visionabile in appendice ?? E' intuibile come questo procedimento necessiti una vasta conoscenza del programma e grandi capacità mnemoniche da parte dell'utilizzatore e come il processo di modifica sia facilmente soggetto ad errori di battitura.

I file attinenti l'analisi CFD sono contenuti all'interno della cartella *case*, nominabile a piacimento, la quale contiene a sua volta diverse sottocartelle, ognuna delle quali specializzate in diverse operazioni.

Tipicamente, una cartella *case* presenterà una struttura del tipo

```
case
├── system
│   ├── controlDict
│   ├── fvSchemes
│   └── fvSolution
├── constant
│   ├── polyMesh
│   ├── transportProperties
│   └── momentumTransport
├── 0
│   ├── p
│   └── U
```

la quale sarà modificata aggiungendo *dictionary* specifici per il caso trattato.

Cartella *system*

La cartella *system* contiene al proprio interno le informazioni riguardo i parametri associati alla procedura risolutiva del caso in esame. All'interno di tale cartella sono obbligatoriamente presenti i tre *dictionary*

- *controlDict*
in cui viene definito il solutore da utilizzare, l'istante di tempo di fine ed inizio simulazione, il Δt applicato, fondamentale soprattutto per la stabilità dei solutori transient, ed infine i *keywords* necessari al controllo e "stampa" dei risultati della simulazione.
- *fvSchemes*
nel quale sono specificati le informazioni relative alla discretizzazione degli enti matematici necessari alla risoluzione del problema. Le operazioni aritmetiche definibili all'interno di questo file di testo sono: derivate temporali (d/dt), gradienti tipicamente di velocità e di pressione, divergenze, laplaciani, interpolazioni e gradienti normali alla superficie dei volumi di controllo. Sono disponibili una quantità elevata di schemi pre-impostati sia di primo che di secondo ordine.
- *fvSolution*
il quale contiene per ogni grandezza controllata il solutore lineare utilizzato per la risoluzione delle equazioni algebriche all'interno di ogni volume di controllo, il valore dei residui sotto il quale la soluzione è considerata a convergenza, i fattori di rilassamento dei parametri ed, in particolare, i correttori utilizzati

tipicamente per favorire la convergenza della soluzione a scapito del tempo computazionale (i.e. *non-orthogonality corrector*).

Cartella *constant*

Come intuibile dal nome, la cartella *constant* contiene al proprio interno tutti parametri che durante l'intera durata del tempo di simulazione si mantengono costanti. Esempi di file che sono usualmente trovati all'interno di essa sono:

- *transportProperties*
Che contiene informazioni riguardanti le costanti di trasporto come ad esempio la viscosità cinematica ν del o dei flussi operanti
- *momentumTransport*
All'interno del quale vengono definite le metodologie di risoluzione della turbolenza. I trattamenti della turbolenza disponibili all'interno di OpenFOAM sono:
 - laminar: applicabile a flussi laminari e che quindi non presentano turbolenza
 - RAS (o URANS): (Unsteady) Reynolds Averaged Navier Stokes, che considera l'effetto della turbolenza ma non il campo istantaneo delle velocità ottenendo quindi come risultato un campo con grandezze mediate. Il grande vantaggio di tale modello è il basso costo computazionale e la possibilità di essere utilizzato anche per casi stazionari e bidimensionali.
 - LES(Large Eddy Simulations) e DES(Detached Eddy Simulations): Che sono intrinsecamente tridimensionali e tempo-varianti, a differenza delle RANS. Queste equazioni filtrano la turbolenza in base alla dimensione delle celle di mesh e di conseguenza richiedono mesh molto fini per ottenere una buona risoluzione.
 - DNS: Direct Numerical Simulation, molto accurate e ricoloducibili ad esperimenti reali. Simulano tutte le schiere vorticose ma, come intuibile, presentano un costo computazionale elevatissimo.
- *polyMesh*: che rappresenta la sotto-cartella contenente le coordinate di tutti i nodi che compongono la mesh computazionale e la natura di particolari zone definite dall'utente, come ad esempio una zona porosa.

Cartella 0

All'interno della cartella 0 sono specificate tutte le condizioni in cui il dominio computazionale si trova all'istante iniziale. E' necessaria associare una ed una sola condizione iniziale ad ogni regione della geometria definita all'interno della cartella *polyMesh* e per ogni grandezza necessaria alla risoluzione delle equazioni di Navier-Stokes.

4.1.2 Algoritmi per la generazione della mesh

In aggiunta ai toolbox che risolvono il sistema fluidodinamico, OpenFOAM contiene al proprio interno due *utilities* fondamentali per il pre-processing del dominio computazionale, *blockMesh* e *snappyHexMesh*.

blockMesh

Il toolbox *blockMesh* permette la creazione di semplici sagome tramite la definizione geometrica di tutti i punti appartenenti ad esse, esplicandoli numericamente in coordinate cartesiane all'interno del dictionary *blockMeshDict*, il quale è posizionato all'interno della cartella *system*. I vari punti così definiti possono successivamente essere interpolati tramite segmenti dritti od ad arco in modo da garantire all'utente una maggiore libertà nella creazione della geometria. Una volta terminato il profilo, è necessario imporre il numero di divisioni per cui ogni lato verrà frazionato in modo da ottenere un dominio computazionale composto da un numero finito di elementi, detti celle, all'interno dei quali si risolveranno le equazioni matematiche. E' inoltre possibile inserire diverse tipologie di *grading*, ovvero una variazione pilotata della densità di celle, in modo da poter concentrare gli elementi di mesh nell'intorno di zone fonte di fenomeni di piccola scala, come, ad esempio, la turbolenza a parete. Questa utility permette la creazione di mesh computazionali ottime e nella maggior parte dei casi puramente ortogonali, tuttavia, può e deve essere utilizzata solo per domini reali semplificabili con geometrie semplici.

snappyHexMesh

Per trattare geometrie più complesse è messa a disposizione dell'utente l'algoritmo *snappyHexMesh*. Questo meshatore rende possibile la creazione automatica, a seconda di parametri impostati dall'utente, di mesh esaedriche attorno a qualunque tipologia di geometrie, il tutto rispettando criteri di qualità necessari alla convergenza della soluzione. I parametri di controllo del codice che pilota la creazione della mesh vengono definiti all'interno del file di testo *snappyHexMeshDict*, anch'esso pre-

sente all' interno della cartella *system*. A differenza del meshatore descritto sopra (4.1.2), questa *utility* non ha capacità di generare geometrie in autonomia e richiede dei file sorgente, usualmente di estensione ".stl" (Stereolithography), i quali contengono al loro interno la o le geometrie sulle quali effettuare le analisi. L'utilizzo di questo toolbox risulta quindi dipendente da file esterni che richiedono un fornitore o nozioni di software adibiti al disegno CAD. Anche in questo caso, alla difficoltosa gestione dei parametri di controllo della mesh si aggiunge l'assenza di interfaccia grafica che complica ulteriormente l'utilizzo di *snappyHexMesh* rendendolo meno accessibile all'utente finale.

4.2 ANSYS Fluent

In combinazione al software open-source OpenFOAM è stato utilizzato Fluent, un toolbox specializzato in analisi CFD contenuto all'interno di ANSYS Workbench. A differenza di OpenFOAM, ANSYS Workbench è distribuito sotto licenza commerciale dall'omonimo proprietario ANSYS e presenta un'interfaccia grafica la quale semplifica l'utilizzo del programma.

Il software organizza tutta l'analisi CFD, partendo dalla generazione della geometria fino alla valutazione dei risultati, utilizzando moduli appositi, ognuno dei quali specializzato per diverse mansioni.

Tipicamente, il workflow proposto dal software per una analisi CFD prevede l'utilizzo in ordine numerico dei seguenti moduli:

1. Design Modeler

all'interno del quale viene generato il dominio geometrico sul quale verrà effettuata la simulazione fluidodinamica. Il toolbox permette sia il disegno CAD che l'importazione di file esterni, come ad esempio file .step, rendendo la creazione della geometria semplice e veloce.

2. Mesh Module

Il quale genera la griglia computazione discretizzante la geometria proveniente dal modulo precedente, utilizzando dei parametri definiti dall'utente. I parametri principali più comunemente utilizzati per la generazione di una mesh computazionale sono i seguenti:

- Sizing: applicabile a segmenti, facce e volumi. Permette di definire il numero di divisioni o la lunghezza dei singoli elementi ottenendo una discretizzazione più o meno fine.

- Mapped Meshing: impone all'algorithmo la generazione di una mesh strutturata all'interno della faccia o volume nel quale è applicata questa condizione. Nel particolare caso si necessiti una mesh strutturata composta da elementi esaedrici, le geometrie alle quali applicare la mesh devono rispettare determinate condizioni che potrebbero risultare troppo stringenti nel caso si stia lavorando con geometrie complesse.
- Inflation layers: impone la creazione di celle esaedriche molto piccole e allungate lungo la direzione del gradiente maggiore attorno ad elementi scelti dall'utente, i quali generalmente rappresentano le pareti della geometria. Questo parametro risulta di cruciale importanza nel caso si considerino casistiche con turbolenze, le quali necessitano modelli di chiusura, alcuni dei quali presentati al capitolo [3](#), per ottenere una soluzione finita dalle equazioni di Navier-Stokes.

3. Fluent

adibito principalmente allo svolgimento dell'analisi CFD. Presenta al proprio interno diverse voci, ognuna delle quali permette di definire parametri fondamentali per la simulazione.

Le voci generalmente utilizzate per lo svolgimento della simulazioni sono:

- General: dove è possibile impostare che genere di simulazione si vuole portare avanti.
- Models: il quale contiene a sua volta delle sotto-sezioni la più importante delle quali è la voce Viscous, in cui si definisce il modello di chiusura per le equazioni RANS
- Cell Zone Conditions: voce sfruttata per definire la zona porosa utilizzata in sostituzione al radiatore
- Boundary Conditions: dove si specificano le condizioni al contorno ed iniziali, come la velocità dell'aria in entrata
- Methods: il quale dà la possibilità all'utente di scegliere quale schema di risoluzioni delle equazioni da utilizzata ed il tipo di discretizzazione applicata ad ogni ente matematico in gioco
- Controls: in cui si definiscono i coefficienti di sotto-rilassamento, fondamentali per simulazioni statiche

Pur essendo presente un modulo apposito alla valutazione dei risultati ottenuti dalla simulazione, Fluent offre all'utente la possibilità di visionare quanto

ottenuto senza cambiare finestra utilizzando le apposite voci contenute internamente a *Results*.

4.3 SALOME

Per generare le geometrie necessaria alla definizione del dominio geometrico sul quale sono state effettuate le simulazioni CFD, è stato utilizzato SALOME, un software open-source distribuito sotto licenza LGPL (*Lesser General Public License*), adibito al disegno assistito al calcolatore e alla generazione di mesh computazionali.

Similarmente ad ANSYS Workbench, SALOME è organizzato in moduli, ognuno del quale specializzato in una sola mansione. I moduli utilizzati durante lo svolgimento di questo lavoro di tesi sono:

- **Shaper**
Permette il disegno parametrico delle geometrie in maniera semplice ed intuitiva, sfruttando l'utilizzo di elementi mono-dimensionali, vincoli e dimensionamenti, e la successiva estrusione della geometria disegnata.
Questo modulo è stato inserito all'interno di SALOME solo di recente e risulta ancora in fase di sviluppo.
Essendo la modalità di disegno parametrica (i.e. Solidworks) è possibile modificare la geometria a posteriori.
Questo modulo permette inoltre l'importazione di file provenienti da altri software CAD, operazione che si è vista fondamentale per quanto verrà esposto di seguito.
- **Geometry**
Simile al modulo precedentemente presentato ma con il difetto di non utilizzare il disegno parametrico precludendo così la modifica a posteriori della geometria una volta confermata, il che, come intuibile, rende il tutto poco agevole nel caso in cui ci sia un errore da parte dell'utente o la necessità di una modifica una volta conclusa la simulazione. L'unico vantaggio nell'utilizzo di questo modulo è la presenza di script aggiuntivi, non fruibili tramite il modulo *Shaper*, in grado di fornire funzionalità spesso fondamentali nella definizione del disegno tecnico.
- **Mesh**
Presenta un funzionamento molto simile al modulo mesh interno ad ANSYS Workbench.

La geometria da discretizzare è automaticamente importata dal modulo *Geometry* (o *Shaper*) insieme a speciali selezioni dette *named selection* precedentemente create dall'utente e sulle quali sono applicabili parametri in grado di controllare la generazione della griglia computazionale, come ad esempio le dimensioni degli elementi e numero di divisioni. E' inoltre possibile impostare la forma degli elementi di mesh, in generale di struttura tetraedrica o esaedrica, selezionando uno dei tanti algoritmi offerti da SALOME. Una volta conclusa la generazione, è possibile esportare la mesh da SALOME ed importarla all'interno del software CFD preferito agevolmente. E' inoltre importante evidenziare come oltre alla creazione di una mesh computazionale è possibile esportare quanto discretizzato come file con estensione ".stl" in modo da migliorare la triangolazione delle superfici e quindi facilitare la meshatura con l'utility *snappyHexMesh* esposta al paragrafo [4.1.2](#).

Capitolo 5

Simulazioni preliminari di validazione

L'implementazione del mezzo poroso in sostituzione allo scambiatore di calore, come visto in precedenza, richiede la definizione di due coefficienti, inerziale e viscoso, affinché le equazioni di Navier-Stokes risultino determinate. Non essendo disponibili i valori della curva Perdite di carico-Velocità del radiatore montato sul modello Fantic XX125 MY22, si sfrutteranno i dati riguardanti un'autovettura che compete per l'Università di Padova nel campionato FSAE, dai quali si ricaveranno i coefficienti utilizzando il metodo riportato al paragrafo [2.2.1](#).

I dati a disposizione sono i seguenti:

Velocità [km/h]	Perdite di carico [Pa]
20	50
30	94
40	148
50	209
60	283
70	365
80	455

Tabella 5.1: Dati radiatore

Andando a posizionare i punti riportati in tabella [5.1](#) in un grafico con in ascissa la velocità ed in ordinata le perdite di carico, ed interpolando tali punti utilizzando una curva, riportata in immagine [5.1](#), si ottiene un polinomio della forma :

$$\Delta p = 5.86 \cdot U + 0.66 \cdot U^2 \quad (5.1)$$

dalla quale è possibile ricavare il valore dei coefficienti di interesse ponendo l'uguaglianza con l'equazione [2.14](#)

$$C_1 = 5.86, C_2 = 0.66 \quad (5.2)$$

Noti tali coefficienti, lo spessore del radiatore e quindi del mezzo poroso e supposto come fluido operante l'aria alle condizioni di atmosfera standard, ovvero:

- Temperatura 15°C
- Densità 1.225 kg/m³
- Viscosità cinematica $1.50 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$
- Viscosità dinamica $1.81 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$

è possibile ricavare, tramite le equazioni [2.16](#) e [2.17](#), i due coefficienti incogniti necessari alla determinazione dell'equazione [2.11](#).

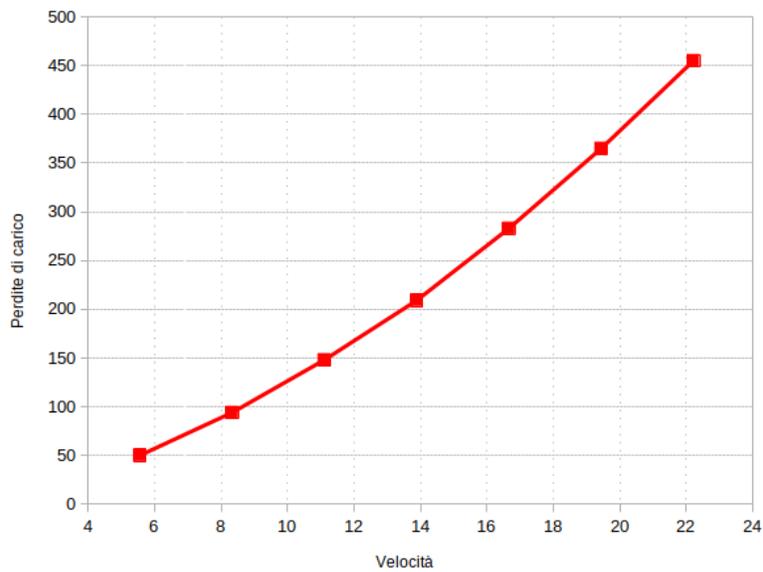


Fig. 5.1: Grafico Perdite-Velocità

5.1 Mezzi porosi in canali piani

Per validare i modelli matematici utilizzati si è andato a considerare un modello computazionale per il quale risulta semplice ricavare analiticamente le perdite di carico a valle del mezzo poroso, in modo poi da ottenere facilmente una corrispondenza tra risultati analitici e numerici, in modo da poter confrontarli successivamente valutandone l'errore ottenuto.

Il caso in esame è composto da un condotto bidimensionale, visionabile in figura [5.2](#), al quale centro è posto un mezzo poroso (in giallo nell'immagine) al quale è applicata la condizione di porosità esplicita, ovvero il modello di Darcy-Forchheimer.

Le condizioni iniziali e quelle al contorno imposte sono le seguenti:

- Inlet: flusso con velocità pari a 20 m/s
- Outlet: pressione 0
- Pareti solide poste complanarmente al piano XY a $Z=0$ ed un piano parallelo a $Z=0.02$. A tali entità è imposta la condizione di *slip* che permette il libero scorrimento del flusso senza l'insorgenza di sforzi a parete.
- Pareti complanari ai piani XZ ad $Y=0$ ed ad $Y=0.02$. In questo caso la condizione imposta risulta essere quella di *empty* la quale forza OpenFOAM a trattare il dominio in esame come bidimensionale pur essendo effettivamente 3D. Tale condizione non è di necessaria imposizione nel caso si utilizzi Fluent per svolgere la simulazione.



Fig. 5.2: Dominio computazionale

Note le condizioni dell'aria in atmosfera standard, riportate al capitolo [5](#), e fissata sia la velocità che lo spessore del mezzo poroso pari a $t=0.01$, si ricavano i coefficienti di Darcy e Forchheimer utilizzati per definire le perdite di carico sul flusso come:

$$D = \frac{C_1}{\mu \cdot t} = 3909350.65$$
$$F = \frac{2 \cdot C_2}{\rho \cdot t} = 10.79$$

E' inoltre possibile risalire alle perdite di carico analitiche previste dal modello utilizzato usando la formula [2.15](#) moltiplicata per lo spessore del mezzo poroso, ottenendo:

$$\Delta p_{analitico} = \mu \cdot D \cdot t \cdot u + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot F \cdot t \cdot u^2 = 381.69 \text{ Pa} \quad (5.3)$$

Si impone quindi la condizione di mezzo poroso alla parte di dominio interessata specificando la zona ed il valore dei coefficienti del mezzo all'interno dell'apposito file *fvModels*, contenuto nella cartella *case* in esame, e si procede allo studio del caso utilizzando il solutore *simpleFoam*, il solutore più utilizzato interno ad OpenFOAM per casi tempo-invarianti. Una volta raggiunta la convergenza imposta tramite la definizione dei valori dei residui si esaminano i risultati ottenuti utilizzando paraview.

Come è possibile visionare dal grafico [5.3](#), la velocità rimane costante e pari al valore in inlet per tutta la lunghezza del condotto mentre la pressione subisce un calo in corrispondenza del mezzo poroso, in dimostrazione a quanto detto in precedenza.

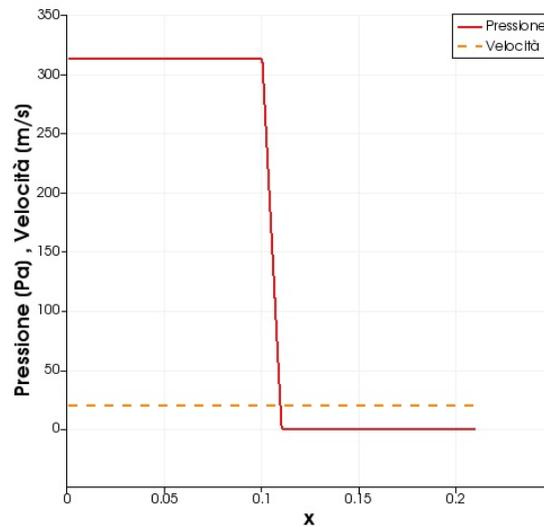


Fig. 5.3: Grafico p,U-x

Dallo stesso grafico è inoltre possibile ricavare l'entità della perdita di carico andando a sottrarre la pressione iniziale a quella finale ottenendo così il valore

$$\Delta p_{norm} = p_{iniziale} - p_{finale} = 313.56 - 0 = 313.56 \text{ Pa} \quad (5.4)$$

Essendo il caso incomprimibile, OpenFoam normalizza la pressione rispetto alla densità in modo da semplificare e velocizzare la risoluzione delle equazioni di Navier-Stokes il che rende necessaria un'operazione aggiuntiva per risalire alla pressione

reale, ovvero

$$\Delta p = \Delta p_{norm} \cdot \rho = 313.56 \cdot 1.225 = 384.11 \text{ Pa} \quad (5.5)$$

Rapportando il valore ottenuto numericamente ed il valore ottenuto analiticamente si ottiene l'errore percentuale indotto dalla trattazione finita del problema che sarà quindi pari a:

$$err_{\%} = 0.6\% \quad (5.6)$$

Dato l'errore molto basso si suppone quindi il modello numerico validato.

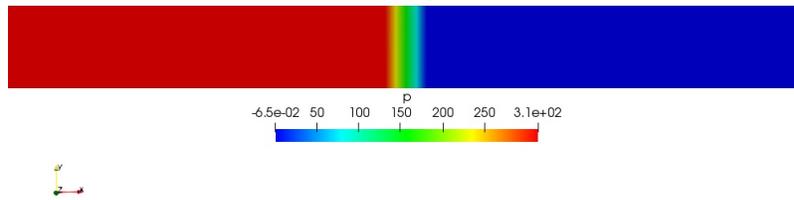


Fig. 5.4: Campo di pressione

5.2 Confronto dei risultati sperimentali e numerici

Utilizzando come dati di riferimento dei valori ricavati da un radiatore diverso da quello montato effettivamente sulla moto si è visto necessario verificare che i risultati ottenuti a monte del radiatore montato sull'autovettura fossero all'incirca in linea con quelli ottenuti da sperimentazioni su condotti radianti montati su motociclette reali. Per fare ciò, è stato fornito dall'azienda Fantic un file riguardante sperimentazioni in galleria del vento di una moto stradale. All'interno di tale file sono riportate misurazioni della velocità a valle del radiatore ottenute tramite venturimetri, le quali saranno confrontate con quanto ottenuto numericamente dalle simulazioni. Essendo a disposizione diverse sezioni per l'analisi CFD, si è scelta la sezione 3 siccome essa rappresenta una buona riproduzione della geometria presente all'interno della moto sperimentale. Viene quindi eseguita una simulazione della sezione, precedentemente preparata come mostrato al paragrafo [6.3](#), con velocità all'inlet pari a quella utilizzata per le sperimentazioni. Una volta raggiunta la convergenza, si valutano i risultati

ottenuti dalla simulazione imponendo una media integrale sulla faccia del mezzo poroso pesata per le aree degli elementi e si osserva che la velocità in uscita risulta pari a $U = 16 \text{ m/s}$. Mettendo in corrispondenza il dato ottenuto con quello sperimentale che risulta pari a 12.61 m/s si osserva una differenza di velocità $\Delta U \approx 3.5 \text{ m/s}$. Considerando che la geometria del condotto tra le due motociclette presenti forme e componentistiche interne diverse e che si stia mettendo in corrispondenza un risultato ottenuto numericamente con uno sperimentale la differenza di velocità risulta accettabile e quindi si considera attendibile l'utilizzo dei dati del radiatore esposti nella tabella 5.1 per sopperire alla mancanza della curva $\Delta P - U$ del radiatore montato effettivamente.

5.3 Scelta del modello di turbolenza

Trattando esclusivamente simulazioni statiche, bidimensionali e con presenza di fenomeni turbolenti l'unica opzione disponibile per la trattazione numerica del problema è rappresentata dalle equazioni RANS. Supponendo valida l'ipotesi di Boussinesq, per la determinazione dei risultati è necessario un modello di chiusura in grado di stimare la viscosità turbolenta introdotta dall'ipotesi stessa per ricavare il tensore degli stress e di conseguenza risolvere le equazioni. Essendo disponibili una grande varietà di modelli, la selezione di quello corretto spesso non risulta immediata e richiede considerazioni preventive frutto di esperienze pregresse sulla geometria esaminata. Non essendo presenti valutazioni preventive delle sezioni da esaminare si procede quindi a confrontare i risultati ottenuti per i due modelli più comunemente utilizzati, $k - \omega - SST$ e $k - \epsilon - Realizable$.

Noto come i modelli della famiglia $k - \omega$ diano risultati più accurati rispetto agli altri modelli ad costo computazionale però maggiore, si prendono come riferimento i risultati ottenuti mediante l'utilizzo di $k - \omega - SST$ per una sezione arbitraria e si confrontano con quanto ottenuto modellando la turbolenza via $k - \epsilon - Realizable$. Dalle simulazioni condotte si riportano i risultati raccolti in tabella:

	Pressione fronte radiatore [Pa]	Pressione retro radiatore [Pa]	Δp [Pa]	Velocità normale u_x [m/s]	Coefficiente di uniformità
kOmegaSST	13.65	-108.37	122.02	17.16	0.77
kEpsilonRE	-128.67	-274.01	145.34	19.09	0.76

Tabella 5.2: Confronto modelli di turbolenza

Dai risultati ottenuti tramite fluent è possibile asserire come la pressione che si sviluppa nell'intorno della faccia anteriore del radiatore nel caso di $k - \epsilon$ sia molto minore rispetto al caso antagonista. Questo fatto è imputabile alla peggior performance del modello nell'intorno delle alette, le quali essendo così vicine, generano fenomeni non rilevabili dal modello $k - \epsilon$ risultando in una differenza di pressione tra un modello e l'altro di più di cento pascal.

Per effetto cascata tutto ciò che si sviluppa a valle di questo fenomeno ne risente, portando ad una sovrastima numerica della velocità in attraversamento al radiatore. Essendo l'obiettivo principale di questo lavoro di tesi fortemente legato alla portata al radiatore è preferibile l'utilizzo del modello $k - \omega - SST$ in quanto permette una più accurata stima della velocità, e, inoltre, trattando solamente casistiche bidimensionali e discretizzabili con un numero di elementi relativamente basso, il carico computazionale aggiuntivo necessario all'implementazione del modello scelto sarà accettabile.

Capitolo 6

Analisi numeriche delle sezioni di radiatori motociclistici

Gli obiettivi da conseguire, come accennato in precedenza, sono due:

- Aumentare la portata di aria che attraversa il radiatore
- Prevenire l'intasamento dello scambiatore di calore dato da terra e detriti provenienti dalla pista

Per ridurre il carico computazionale essendo il numero di prove da effettuare cospicuo si è optato per simulazioni statiche, essendo l'obiettivo principale non legato a fenomeni transitori, e esclusivamente bidimensionali. Si sono quindi estrapolate quattro sezioni, necessarie a garantire la bidimensionalità delle simulazioni, intersecando con il modello completo della moto altrettanti piani paralleli al suolo, distribuiti in modo tale da ottenere sezioni che suddividano uniformemente il radiatore come osservabile in figura [6.1](#).

Le sezioni ottenute in questo modo presentano molti dettagli, fondamentali per la costruzione del veicolo ma nocivi per quanto riguarda le analisi computazionali della fluidodinamica attraverso esse, in quanto alcuni particolari geometrici, come spigoli e variazioni di curvatura repentine, possono indurre instabilità numeriche che, pur influenzando un numero molto piccolo di celle, provocano fenomeni transitori e residui elevati compromettendo la convergenza del risultato numerico della simulazione svolta. Per evitare l'insorgenza di tali fenomeni, le sezioni, ottenute come descritto in precedenza, vengono importate una ad una all'interno del software SALOME e semplificate manualmente, modificando le parti che le compongono e rimuovendo

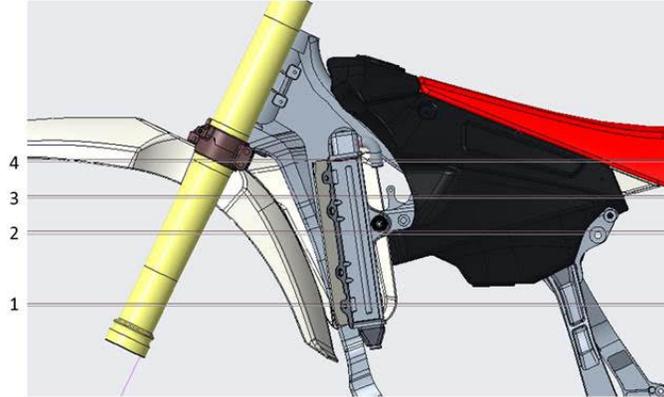


Fig. 6.1: Piani di sezione

tutto ciò che per quanto riguarda l'andamento del flusso risulta superfluo o di poco interesse.

Le simulazioni saranno condotte per tre velocità specifiche, 20km/h, 40km/h e 60 km/h, le quali rappresentano le velocità tipiche assunte dalla motocicletta durante le gare, in modo da effettuare le analisi all'interno del range di utilizzo del veicolo.

Similarmente a quanto visto per il caso precedente, noto lo spessore del mezzo poroso, pari a $t=0.032$ m e costante in tutte e quattro le sezioni, e noto il valore dei coefficienti C_1 e C_2 (5.2), è possibile calcolare i parametri descrittivi del mezzo poroso di Darcy e Forchheimer che modellano matematicamente le perdite date dal radiatore in esame, i quali valgono:

$$D = \frac{C_1}{\mu \cdot t} = 10110459.38$$

$$F = \frac{2 \cdot C_2}{\rho \cdot t} = 33.49$$

Essendo le simulazioni di tipo tempo-invariante con presenza di turbolenza, l'unica opzione in grado di risolvere le simulazioni numeriche svolte è l'utilizzo delle equazioni RANS, ovvero le Reynolds Average Navier-Stokes, descritte in dettaglio al paragrafo 3.1.1. Noto come tali equazioni richiedano un modello di chiusura per essere risolte determinativamente è stato scelto di utilizzare il modello utilizzato k-Omega-SST, in seguito a quanto ottenuto al paragrafo 5.3 nel quale è evidenziata la non trascurabilità degli effetti a parete. Per il medesimo motivo in concomitanza al modello k-Omega-SST è stato utilizzato un approccio "wall resolving", il quale risolve numericamente l'effetto dello strato limite che si viene a creare nell'intorno

delle pareti solide. Tale approccio fornisce risultati maggiormente accurati ad un costo computazionale maggiore rispetto all'utilizzo delle funzioni di parete essendo che la coordinata normalizzata y^+ richiesta per la corretta implementazione debba essere minore di 6, numero indicativo che rappresenta una dimensione degli elementi sufficientemente fine in grado di cogliere tutti i dettagli del flusso necessari alla risoluzione.

Ottenere in *pre-processing* il valore corretto di y^+ senza lo svolgimento preventivo di simulazioni aggiuntive non è semplice essendo che il coefficiente di frizione esatto risulta di difficile determinazione sperimentalmente, tuttavia, sono disponibili diversi modelli empirici in grado di stimare tale coefficiente e di ricavare indicativamente la distanza del primo centro di cella dalla parete in grado di garantire il y^+ desiderato. Nei casi in esame, il modello matematico utilizzato per la determinazione di C_f sarà quello di Schlichting, il quale risulta valido esclusivamente per valori di Reynolds minori di $Re < 10^9$ e presenta un'equazione della forma [7]:

$$C_f = [2\log_{10}(Re_x) - 0.65]^{-2.3} \quad (6.1)$$

Nota tale equazione è quindi possibile risalire alla distanza del primo centro di cella dalla parete per far sì che il valore di y^+ sia quello voluto utilizzando il seguente algoritmo:

1. Stima del numero di Reynolds: $Re = \frac{\rho U_{freestream} \cdot L_{boundary\ layer}}{\mu}$
2. Determinazione di C_f tramite l'equazione di Schlichting [6.1]
3. Computazione dello sforzo di taglio a parete: $\tau_w = C_f \cdot \frac{1}{2} \rho \cdot U_{freestream}^2$
4. Calcolo della velocità di frizione: $u_* = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}$
5. Una volta fissato il y^+ desiderato si ricava la distanza come: $y = \frac{y^+ \cdot \mu}{\rho \cdot u_*}$

Essendo il caso in esame incomprimibile, le velocità per le quali svolgere le simulazioni fissate e supponendo la lunghezza caratteristica della geometria pari alla lunghezza della carena esterna ovvero $L_{boundary\ layer} = 0.5\ m$, si ricavano dall'algoritmo descritto in precedenza i valori della distanza del primo strato dell'*inflation layer* per garantire un $y^+ < 6$, riportati nella seguente tabella:

E' importante inoltre osservare come tutte le sezioni in esame presentino una simmetria rispetto all'asse longitudinale del veicolo, il che permette di ottenere gli stessi risultati di una simulazione su di una sezione completa analizzando solo

Velocità	Reynolds	C_f	τ_w	u^*	y
60	567129.63	0.004	0.706	0.759	0.0002
40	378086.42	0.0045	0.338	0.526	0.0003
20	189043.21	0.005	0.097	0.281	0.0005

Tabella 6.1: Valori stimati

metà della geometria ed imponendo un vincolo speciale di simmetria, riducendo così cospicuamente il carico computazionale di ogni analisi svolta.

Vengono riportate di seguito le impostazioni del solutore numerico utilizzate per lo svolgimento delle simulazioni:

- Modello viscoso: k-Omega-SST con costanti del modello pari a quelle di default
- Fluido: aria in condizioni di atmosfera standard
- Insieme di celle che rappresentano il radiatore impostato come zona laminare e dominio poroso con assi di riferimento congruenti a quelli del sistema di riferimento globale e coefficienti di Darcy e Forchheimer pari a quanto specificato nelle equazioni [6](#)
- Condizioni iniziali ed al contorno:
 - Inlet: velocità impostata pari ad un valore tra i tre sopra riportati (in m/s)
 - Outlet: pressione pari a 0 (caso incomprimibile)
 - Symmetry: condizione imposta sull'asse longitudinale del veicolo, per il motivo sopra menzionato
 - Wall: sulla pareti della sezione e sul quale agisce la condizione di *No-slip*
- Metodo di risoluzione: Pressure-Velocity coupled, ovvero la risoluzione delle equazioni di momento e conservazione della massa in parallelo
- Discretizzazioni spaziali:
 - Gradienti: Least square cell based
 - Pressione: Secondo ordine
 - Momento: Upwind secondo ordine
 - Energia cinetica turbolenta: Upwind secondo ordine

- Rateo di dissipazione specifica: Upwind secondo ordine
- Fattori di rilassamento: default
- Valore di convergenza dei residui: 10^{-4} per l' equazione di continuità, 10^{-6} per il resto delle equazioni

Una volta impostati i parametri e svolte le operazioni preventive di preparazione e discretizzazione delle geometri si procede all'analisi numerica delle sezioni.

6.1 Sezione 1

La prima sezione rappresenta la sezione più in basso a partire dal suolo. Sezionando il modello completo della moto con un piano parallelo al suolo si ottiene un insieme di linee che rappresentano il contorno dei componenti presenti, come apprezzabile in figura [6.2](#).

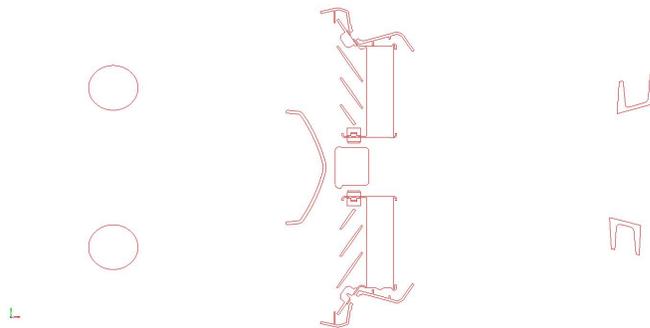


Fig. 6.2: Outline della sezione 1

Utilizzando tale traccia, si genera uno sketch all'interno di SALOME semplificando la complessa geometria ed ottenendo una sezione il cui profilo è apprezzabile nella figura sottostante

E' possibile notare come il componente facente parte del telaio a valle del radiatore sia stato rimosso in quanto non determinante per il flusso che attraversa il radiatore e che la sezione modellata presenti molti meno dettagli rispetto alla sezione reale.

Una volta conclusa la semplificazione, si esporta la geometria disegnata come file STEP (STandard for the Exchange of Product model data) e si importa il file all'interno del modulo adibito alla generazione della geometria contenuto nel software ANSYS workbench, DesignModeler. Sfruttando gli strumenti offerti dal toolbox si disegna quindi l'intero dominio computazionale generando una forma rettangolare

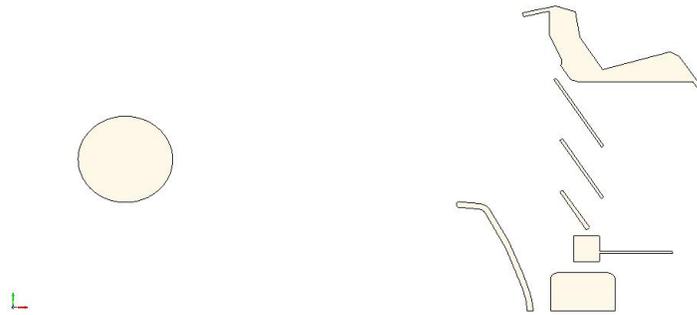


Fig. 6.3: Sezione 1 semplificata

suddivisa in sei zone anch'esse rettangolari, una delle quali conterrà la geometria esportata da SALOME. Per dimensionare il dominio totale computazionale si sono utilizzate le linee guida generalmente consigliate per una analisi computazionale fluidodinamica ovvero, nota grossolanamente la lunghezza della geometria da esaminare, si moltiplica tale lunghezza per dei coefficienti definiti in base alla distanza desiderata, in particolare:

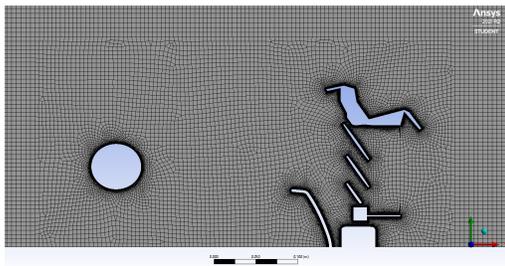


Fig. 6.4: Dimensionamento dominio

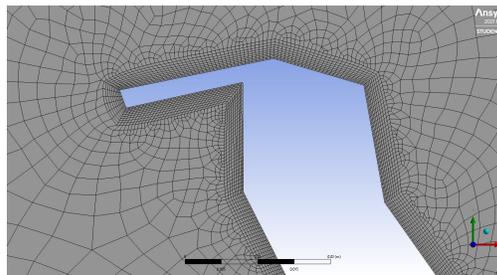
Generato quindi il dominio sopra citato, se ne ricava una superficie con l'apposito comando e tramite una operazione booleana si sottraggono le geometrie precedentemente importate tramite STEP ottenendo così un negativo della realtà.

Procedendo per step, una volta completa la geometria è necessario discretizzarla per poter utilizzare il solutore a volumi finiti. Utilizzando il modulo apposito si importa quindi la geometria appena ottenuta e si impongono delle linee guida all'algoritmo adibito alla generazione della mesh in modo da focalizzare gli elementi più piccoli nell'intorno delle zone più problematiche senza la necessità di raffinare l'intero dominio computazionale.

La mesh ottenuta presenta le seguenti statistiche ed è visionabile nella figura [6.5a](#).



(a) Mesh per la sezione 1



(b) Zoom sui particolari

E' importante valutare la qualità della mesh secondo alcuni parametri standard siccome elementi di bassa qualità potrebbero provocare instabilità numeriche durante lo svolgimento della risoluzione.

Generata la mesh e controllata è ora possibile procedere effettuando le analisi fluidodinamiche con i parametri riportati al paragrafo 6 della sezione in esame per le tre velocità scelte: 20 km/h, 40km/h, 60km/h.

Velocità 60 km/h

Per una velocità di 60 km/h, è osservabile come il primo oggetto impattato dall'aria, ovvero la sezione della forcella, generi una forte scia nella quale il flusso presenta velocità prossima allo zero, fenomeno che si ripete in egual modo a valle della carena esterna. A monte del parafango invece l'aria in movimento da sinistra a destra del dominio viene bruscamente fermata generando una zona in condizioni di ristagno che quindi presenta alta pressione a causa del principio di Bernoulli, il quale sostiene che nel caso di flusso irrotazionale la pressione totale debba rimanere costante a meno delle perdite di carico. Questa zona funge da estensione del corpo solido forzando il flusso di aria ad aggirare tale ostacolo variando la propria direzione ed inclinandosi rispetto alla direzione iniziale del flusso. Il flusso inclinato entra quindi all'interno del condotto in cui il radiatore è posto impattando nella zona bassa contro lo spigolo del radiatore che genera un distacco della zona fluida e quindi una zona di ricircolo nella quale le pressione risulta minore di quella ambiente richiamando il flusso di aria a se in concomitanza alla formazione di una addizionale zona di ristagno che si viene a generare dall'impatto del fluido con la carena. A causa di questi fenomeni il flusso devia nuovamente la propria direzione e raggiunge il pacco radiante presentando sia una componente di velocità ortogonale che parallela alla faccia del mezzo poroso. Il mezzo poroso, che per similitudine al radiatore presenta permeabilità lungo la direzione parallela alla faccia a monte dello scambiatore molto minore rispetto alla permeabilità ortogonale ad essa,

permette il passaggio della sola componente in direzione x della velocità riducendo quindi la portata possibile di una entità pari alla velocità in direzione y. Come anticipato, il mezzo poroso genererà a sua volta delle perdite di carico sul flusso che lo attraversa modellate matematicamente secondo il modello di Darcy-Forchheimer diminuendo quindi la pressione totale e statica in uscita. Nota la velocità assoluta alla faccia del radiatore e la componente normale ad essa è possibile risalire all'angolo di incidenza con cui il vettore velocità impatta la faccia usando formule trigonometriche, nominalmente:

$$\text{Angolo di incidenza} = \alpha = \arccos\left(\frac{5.23}{8.27}\right) = -50^\circ \quad (6.2)$$

ed all'entità della componente non utile alla portata ovvero:

$$u_y = U \cdot \sin \alpha = -6.4 \text{ m/s} \quad (6.3)$$

. Il grande valore di incidenza e l'altrettanto grande valore della componente della velocità lungo y evidenziano come la situazione attuale sia molto distante da quella ottimale ovvero un angolo di incidenza nullo che presenterebbe idealmente un aumento di portata pari a circa il 37%. Un'altro parametro fondamentale per la valutazione delle prestazioni del radiatore è il coefficiente di uniformità del flusso sul radiatore. Tale coefficiente permette di quantificare numericamente quanto una grandezza, in questo caso la componente x della velocità, sia uniforme in una determinata zona del dominio. Il coefficiente è calcolabile utilizzando la formula

$$\text{Indice di uniformità} = \gamma = \frac{\sum_{i=1}^n [(|\phi_i - \bar{\phi}_a|) A_i]}{2|\bar{\phi}_a| \sum_{i=1}^n A_i} \quad (6.4)$$

con i l'identificativo della cella, n il numero di celle appartenenti alla superficie, ϕ_i il valore della grandezza in esame nella cella i-esima e $\bar{\phi}_a$ il valore medio della grandezza in esame pesato per la dimensione delle aree di ogni elemento. Nel caso in esame il valore dell'indice di uniformità del flusso sul mezzo poroso risulta pari a $\gamma = 0.7$ il che rappresenta un flusso piuttosto uniforme considerando che 0 è il valore minimo di uniformità mentre 1 è quello massimo che indica come su tutta la superficie agisca il valore medio della grandezza calcolato.

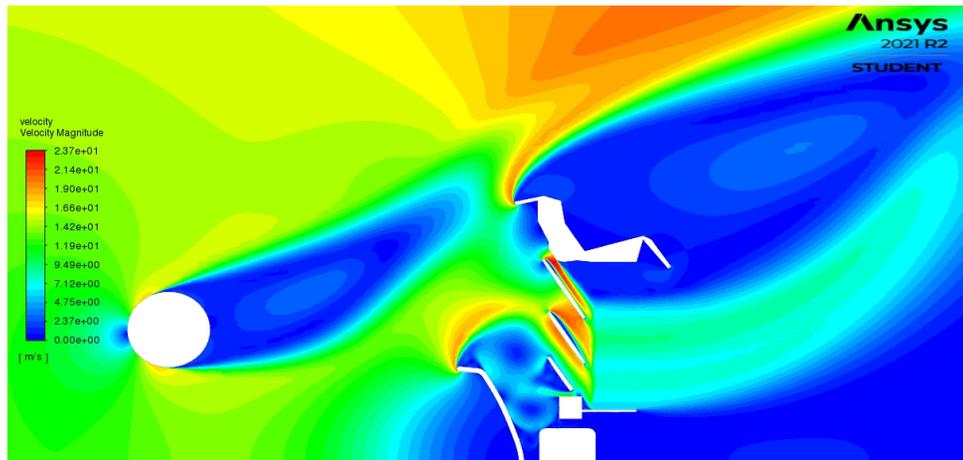


Fig. 6.6: Campo di velocità per 60 km/h

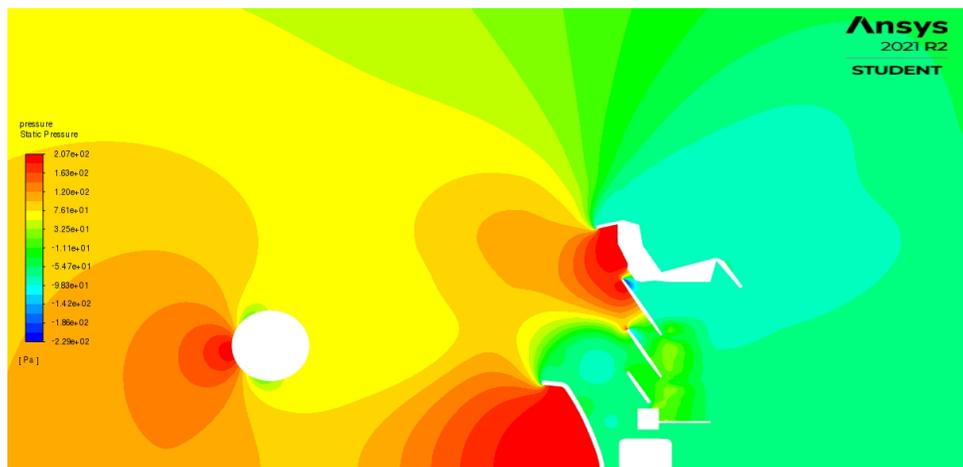


Fig. 6.7: Campo di pressione per 60 km/h

40 km/h

Diminuendo la velocità rispetto al caso precedente, la dinamica del fluido operante rimane invariata. E' infatti possibile evincere dalle figure [6.8](#) e [6.9](#) la permanenza delle zone di ristagno nella zona a monte del parafango e della carena esterna, che flettono il flusso e lo inclinano andando a generare anche in questo caso un flusso non ottimale in entrata al radiatore. Essendo la velocità in entrata minore rispetto al caso precedente il flusso presenterà pressione e velocità minori nell'intorno del mezzo poroso, come osservabile dai dati riportati in tabella [6.2](#). Similarmente a quanto svolto prima è possibile valutare la componente y della velocità che non contribuisce alla portata utile al raffreddamento del pacco radiante come

$$u_y = U \cdot \sin \alpha = 4.09m/s \quad (6.5)$$

dove $\alpha = \arccos\left(\frac{u_x}{|U|}\right) = -50^\circ$. La perdita rispetto ad un flusso completamente ortogonale alla faccia del radiatore per questa casistica risulta pari al 36% mentre il coefficiente di uniformità $\gamma = 0.73$, leggermente maggiore rispetto al caso precedente.

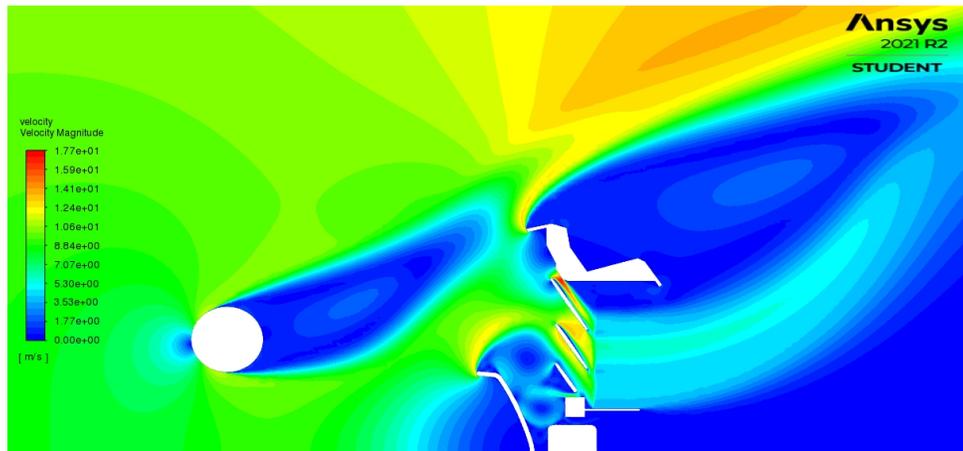


Fig. 6.8: Campo di velocità per 40 km/h

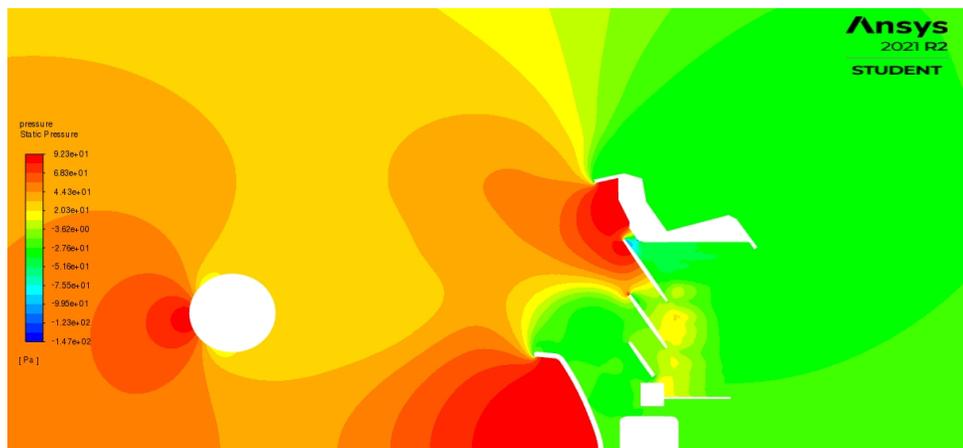


Fig. 6.9: Campo di pressione per 40 km/h

20 km/h

Diminuendo ulteriormente la velocità in entrata nel dominio non si osservano fenomeni aggiuntivi rispetto ai due casi precedenti. Valutando i dati ottenuti dalla soluzione numerica si evince che in questo caso l'incidenza del flusso rispetto alla faccia a monte del radiatore aumenti portandosi ad un valore di $\alpha = 54^\circ$ con una componente parallela pari a $u_y = 2.16\text{m/s}$, una perdita percentuale del 41% rispetto al caso ottimale ed un valore di uniformità pari a $\gamma = 0.78$.

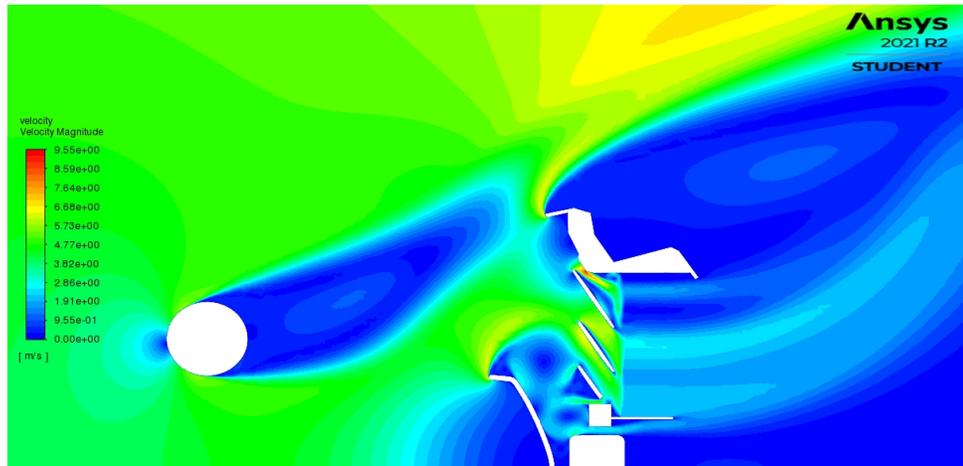


Fig. 6.10: Campo di velocità per 20 km/h

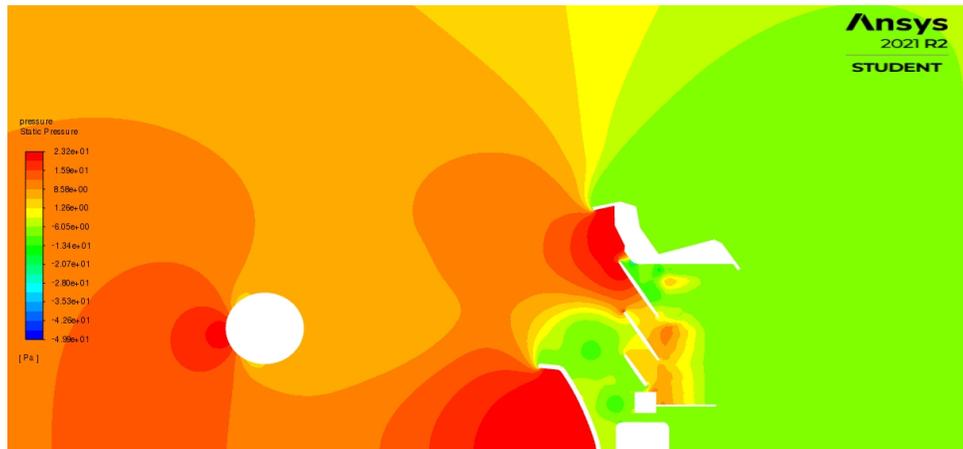


Fig. 6.11: Campo di pressione per 20 km/h

Le grandezze di interesse alla valutazione delle prestazioni aerodinamiche della sezione sono state ricavate mediando integralmente tutti i valori contenuti all'interno delle celle appartenenti alla rappresentazione bidimensionale del fronte del mezzo poroso, ovvero sommando per ogni cella la grandezza pesata secondo la lunghezza della cella stessa e dividendo il risultato per la lunghezza complessiva della linea ovvero 0.107 m. I risultati ottenuti per la sezione 1 di riferimento sono riportati per comodità nella tabella riassuntiva sottostante:

Caso di riferimento [km/h]	Pressione [Pa]	Delta di pressione [Pa]	Modulo di velocità [m/s]	Velocità normale alla superficie radiante [m/s]	Uniformità flusso
60					
Monte radiatore	-19.58		8.27	5.23	0.70
Valle radiatore	-75.50	55.92		5.20	
40					
Monte radiatore	-3.17		5.31	3.40	0.73
Valle radiatore	-33.01	29.84		3.36	
20					
Monte radiatore	3.01		2.69	1.59	0.78
Valle radiatore	-7.92	10.93		1.55	

Tabella 6.2: Risultati per la sezione 1

6.2 Sezione 2

Similarmente a quanto svolto per la prima sezione, una volta ricavata la traccia in pianta della sezione 2 osservabile in figura , ottenuta intersecando un piano sempre parallelo al suolo ma poco più in alto rispetto al caso precedente, si importa tale traccia all'interno di SALOME e se ne semplifica il profilo.

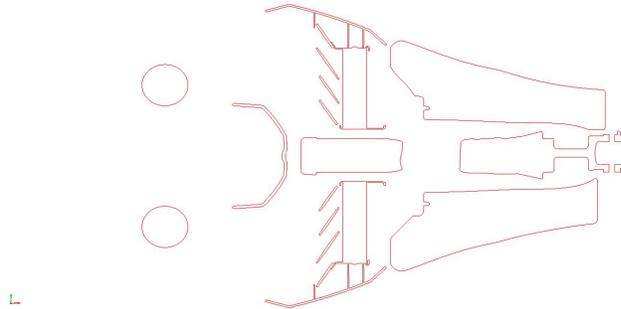


Fig. 6.12: Outline sezione 2

Rimuovendo spigoli, piccoli dettagli difficili da discretizzare e poco utili alla simulazione e considerando solo metà della sezione si ottiene la geometria semplificata pronta per l'importazione all'interno del *workbench* di ANSYS.

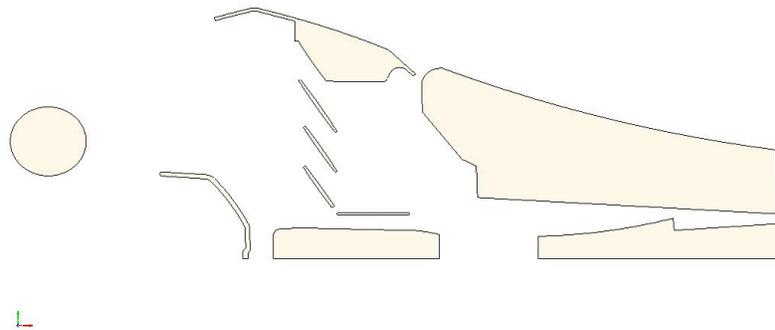


Fig. 6.13: Sezione 2 semplificata

Seguendo le stesse linee guida del caso precedente si genera il dominio geometrico utilizzando come parametro determinante la lunghezza caratteristica del componente e si suddivide tale dominio in sei zone, una delle quali contenente l'interezza della geometria. Utilizzando il toolbox adibito alla mesh si suddivide il dominio geometrico

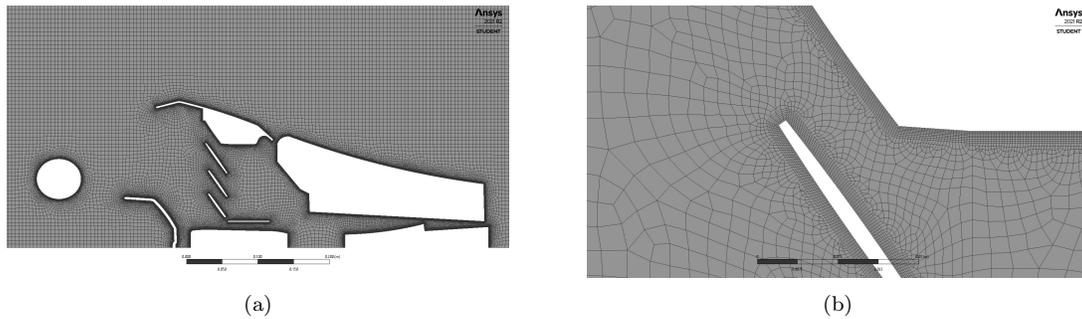


Fig. 6.14: Mesh nell'intorno della sezione in esame a sinistra e zoom sui dettagli a destra

in celle computazionali utilizzando i parametri dimensionali riportati a [6.4](#), ottenendo la mesh in figura [6.14a](#).

Concluse le operazioni preliminari di preparazione si procede qui di seguito ad esaminare i risultati numerici ottenuti dalle simulazioni.

60 km/h A differenza della sezione precedente che non presentava ostacoli a valle del radiatore, la sezione in esame presenta due ostruzioni, il serbatoio e parte del telaio. Essendo la sezione di uscita molto minore di quella in entrata, per il principio di Bernoulli il flusso, nell'intorno dell'uscita, presenterà velocità elevate ma pressioni molto piccole. La forza motrice per un flusso è generalmente rappresentata da un differenziale di pressione tra due zone distinte, quindi, una volta che la tale differenza diventa nulla ed il flusso cessa di accelerare raggiungendo una condizione di equilibrio perdendo la transitorietà e diventando un flusso stazionario. A causa della forte strozzatura geometrica tale condizione di equilibrio si verifica a portate massicce non sufficienti ad espellere l'interrezza del fluido presente a valle del radiatore il quale rallenta, aumentando la propria pressione statica. L'informazione di pressione, essendo il caso trattato subsonico, risale a monte del radiatore e limita la portata parzializzando il flusso in entrata nella sezione frontale, generando così una velocità media minore in corrispondenza della sezione radiante di ingresso e quindi una portata di flusso raffreddante minore. E' inoltre apprezzabile dall'immagine ?? come nella zona del mezzo poroso più vicina all'asse di simmetria addirittura il flusso circoli inversamente a quanto aspettato, ovvero dalla faccia posteriore verso la faccia anteriore, sintomo che conferma come sia presente una pressione statica più alta a valle che a monte. Per quanto riguarda le altre zone salienti, la sezione 2 presenta fenomenologie simili a quanto osservato per la sezione 1, ovvero una zona a valle della ellissi rappresentante la forcilla sezionata che presenta velocità nulle o comunque vicine allo zero ed una zona di ristagno in corrispondenza

del parafango con alta pressione, la quale devia il flusso proveniente dall'origine inclinandolo verso la carena. Tale inclinazione genera:

- Una perdita di flusso, essendo la componente parallela alla sezione di entrata della velocità maggiore rispetto al caso ideale di flusso completamente ortogonale
- Una zona di alta pressione in corrispondenza dell'impatto fluido-carena
- Una zona a velocità e pressioni basse causata dalla pronunciata curvatura del parafango che genera un distacco di vena fluida e quindi un ricircolo di flusso.

A causa dei fenomeni riportati il flusso in ingresso al radiatore presenterà un angolo non nullo che genererà perdite proporzionali all'entità della componente parallela alla faccia in esame. Per il caso con fluido in entrata al dominio con velocità pari a 60 km/h, sempre utilizzando una media integrale lungo la linea rappresentante la faccia del mezzo poroso a monte pesata secondo le lunghezze degli elementi che la compongono, si valutano la velocità totale e la componente normale che sono pari a:

$$U = 4.24 \text{ m/s}$$

$$u_x = 2.30 \text{ m/s}$$

Come visto in precedenza, utilizzando semplici formule geometriche è possibile risalire all'angolo di incidenza che il flusso presenta al momento del contatto con il mezzo poroso ed alla componente perduta di velocità come:

$$\alpha = \arccos\left(\frac{u_x}{|U|}\right) = -57^\circ$$

$$u_y = U \cdot \sin \alpha = -3.56 \text{ m/s}$$

e quindi l'entità percentuale della perdita rispetto al caso ideale che in questo caso risulta pari a 46%. Il coefficiente di uniformità in questo caso risulta essere $\gamma = 0.60$ il che evidenzia un peggior sfruttamento dell'area radiante disponibile rispetto alla sezione 1.

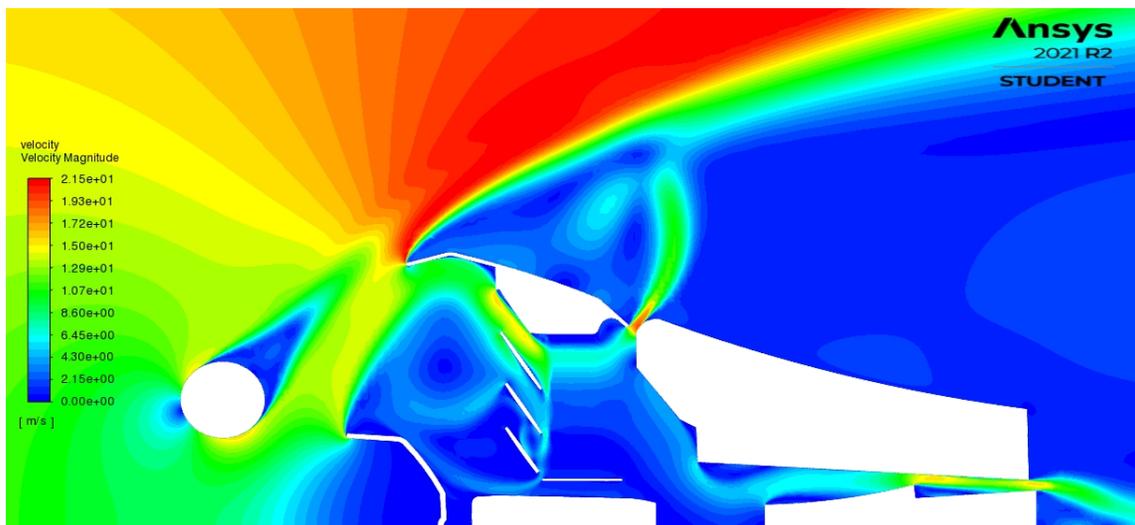


Fig. 6.15: Campo di velocità per 60 km/h

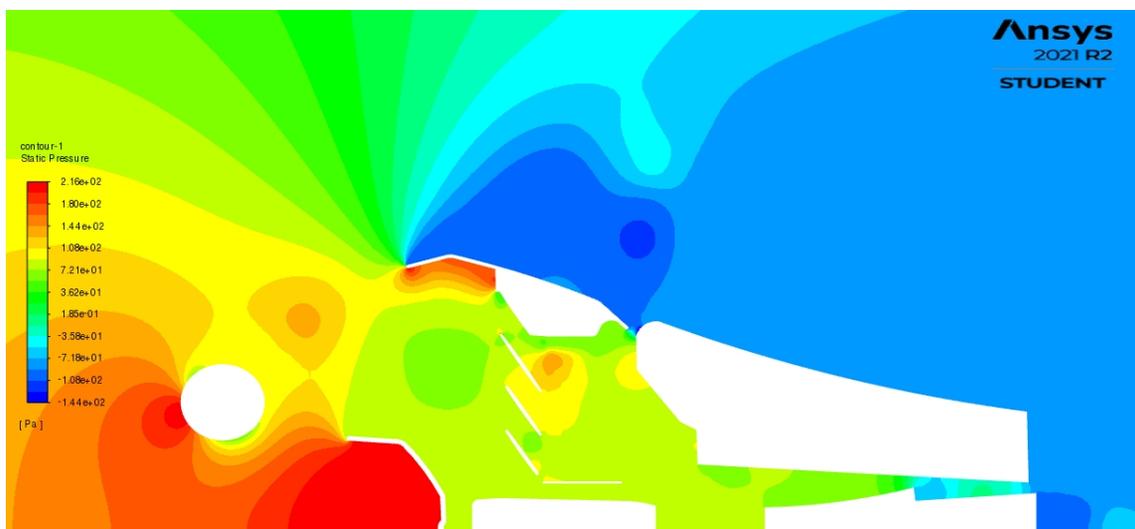


Fig. 6.16: Campo di pressione per 60 km/h

40 km/h Osservando la sezione antecedente il radiatore, è possibile notare in figura [6.17](#) come il ricircolo sia più pronunciato rispetto al caso precedente. Tale risultato è riconducibile alla velocità minore presentata dal flusso in ingresso che sottointende una inerzia del fluido minore. Essendo l'inerzia più piccola il flusso è più soggetto alle forze pressorie in gioco che lo flettono in direzione dell'asse di simmetria e quindi generando un flusso con maggiore incidenza e perdite di portata in prossimità del radiatore il che è confermato matematicamente utilizzando le formule ormai assodate:

$$\alpha = \arccos\left(\frac{u_x}{|U|}\right) = -55^\circ$$

$$u_y = U \cdot \sin \alpha = -2.67 \text{ m/s}$$

che utilizzano i dati presentati in tabella [6.3](#).

Oltre a tale fenomeno, l'andamento del flusso si presenta molto simile a quanto osservato per il caso a 60 km/h con però un calo di uniformità $\gamma = 0.56$.

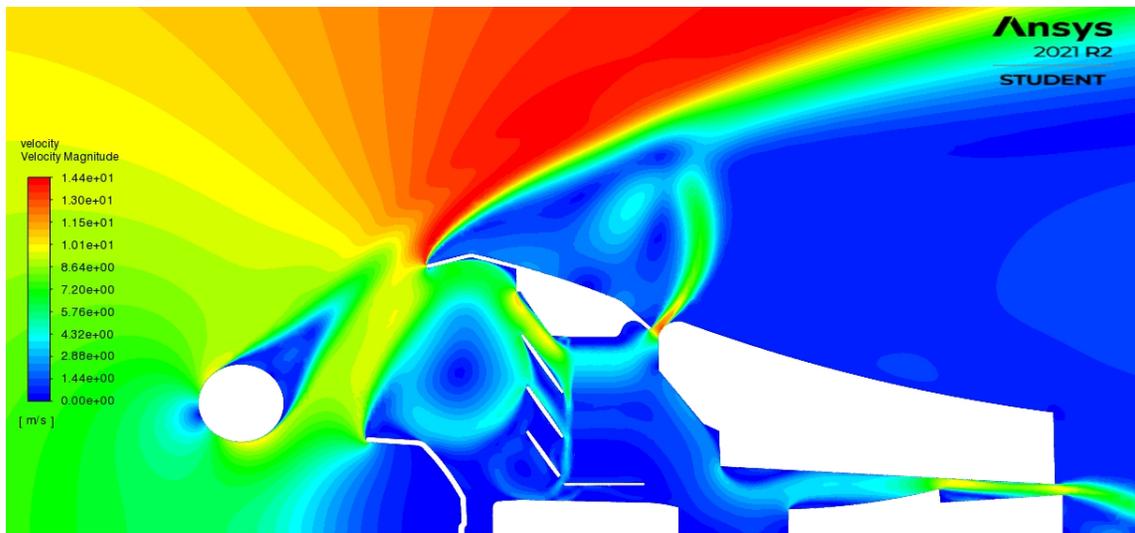


Fig. 6.17: Campo di velocità per 40 km/h

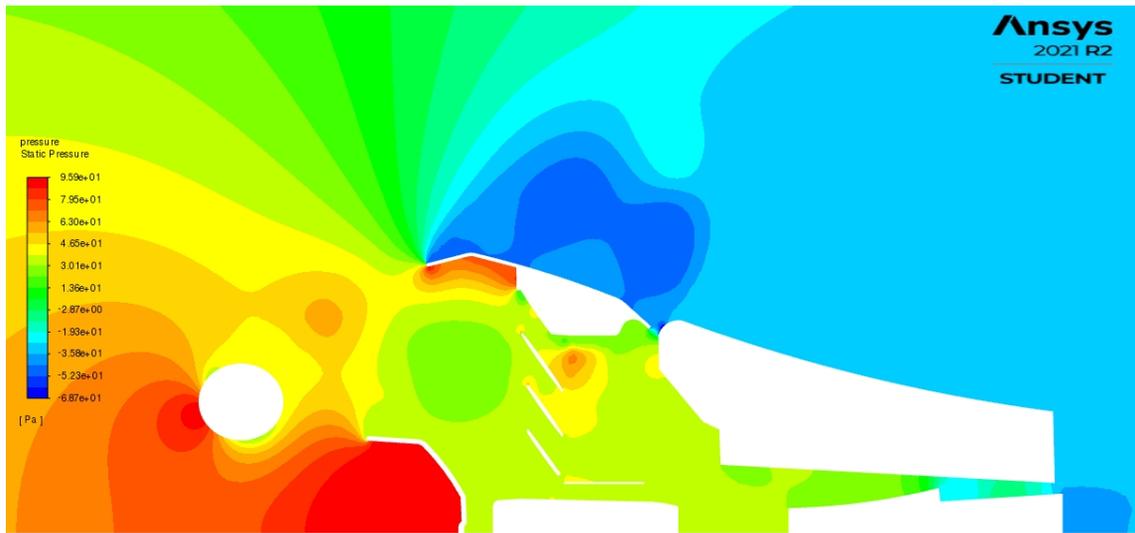


Fig. 6.18: Campo di pressione per 40 km/h

20 km/h In concomitanza con quanto osservato in precedenza, il flusso a più bassa velocità presenta una inerzia e quindi una rigidità direzionale minore, il che genera un flusso al radiatore ancora più inclinato rispetto al caso a 40 km/h di velocità in ingresso. Le perdite di portata in questo caso sono predominanti con una percentuale pari al 67% minore rispetto al caso ideale e con

$$\alpha = -67^\circ$$

$$u_y = -1.53 \text{ m/s} \gamma = 0.57$$

E' inoltre osservabile come il flusso in uscita dall'orifizio tra carena e serbatoio non si reinserisca all'intero della scia aerodinamica della moto, bensì esso si raccorda con il flusso in uscita dallo spazio tra serbatoio e telaio.

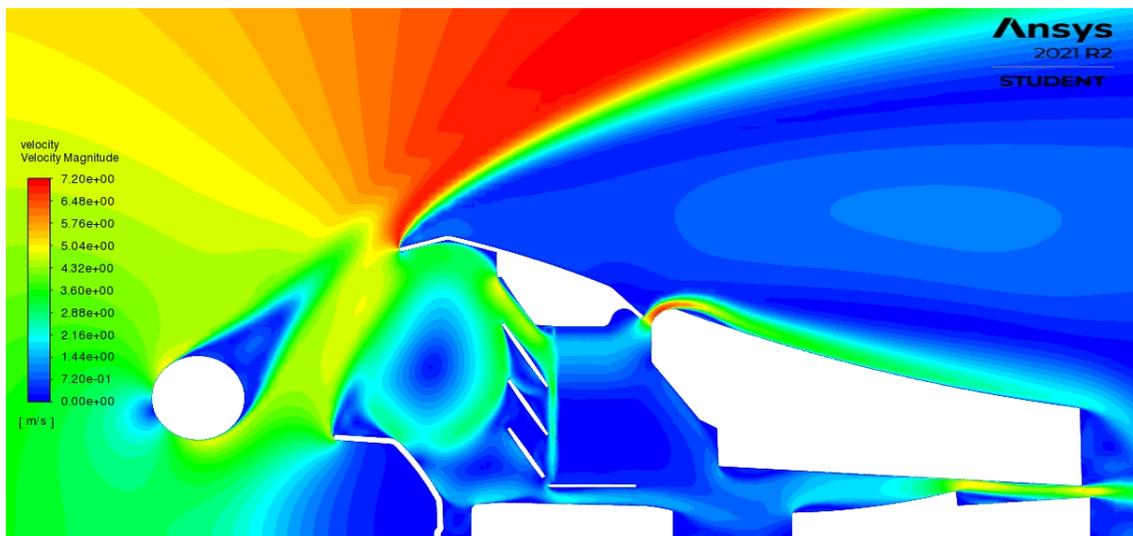


Fig. 6.19: Campo di velocità per 20 km/h

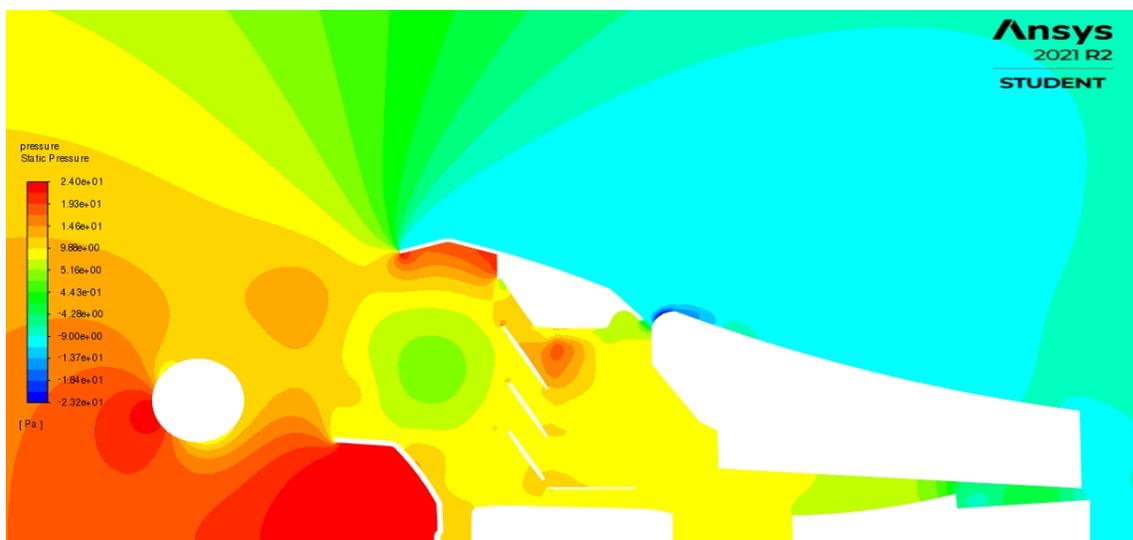


Fig. 6.20: Campo di pressione per 20 km/h

Come accennato in precedenza, per valutare le grandezze di interesse si è utilizzata una *Area-weighted average*, utilizzando come lunghezza complessiva rappresentata dalla faccia a monte del radiatore, la quale presenta una dimensione pari a quella della sezione 1 ovvero 0.107 m. Si riportano i risultati ottenuti nella seguente tabella riassuntiva seguente

Caso di riferimento [km/h]	Pressione [Pa]	Delta di pressione [Pa]	Modulo di velocità [m/s]	Velocità normale alla superficie radiante [m/s]	Uniformità flusso
60					
Monte radiatore	100.77		4.24	2.30	0.60
Valle radiatore	81.29	19.48		2.27	
40					
Monte radiatore	44.33		3.00	1.36	0.56
Valle radiatore	34.13	10.19		1.39	
20					
Monte radiatore	12.07		1.62	0.54	0.57
Valle radiatore	8.58	3.48		0.55	

Tabella 6.3: Risultati per la sezione 2

6.3 Sezione 3

Come usuale la preparazione della geometria anche in questo caso segue i seguenti passaggi:

1. Importazione del profilo dei componenti appartenenti alla sezione 3 e semplifi-

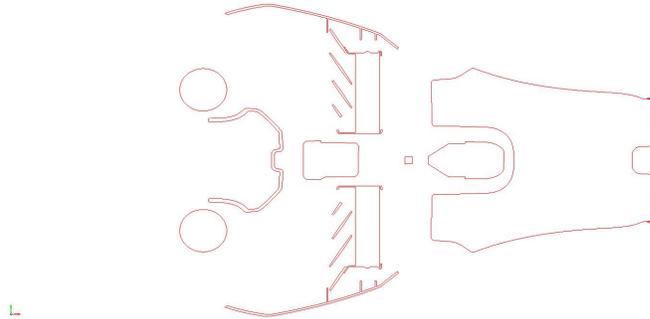


Fig. 6.21: Outline sezione 3

cazione della stessa

2. Importazione del profilo dei componenti appartenenti alla sezione 3

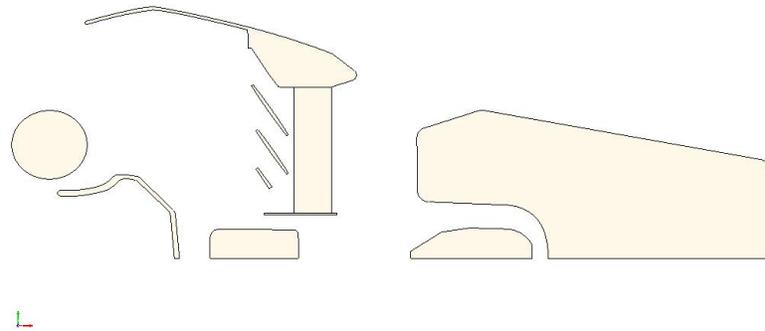


Fig. 6.22: Sezione 3 semplificata

3. Importazione all'intero di *DesignModeler* e generazione del dominio geometrico
4. Generazione della mesh computazionale tramite apposito modulo

Utilizzando le medesime impostazioni di fluent viste per le sezioni precedentemente trattate si procede alla valutazione dei risultati numerici ottenuti. Nel caso

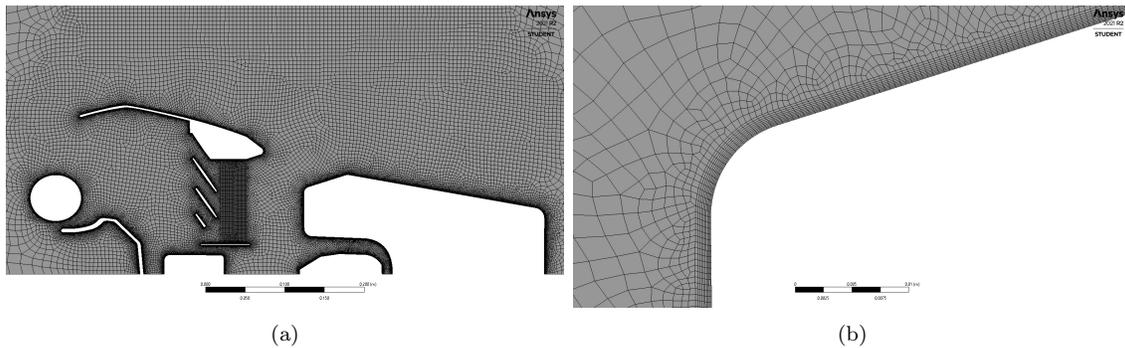


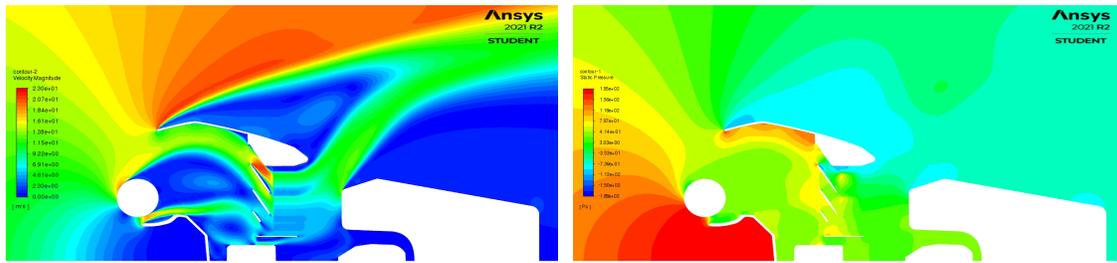
Fig. 6.23: Mesh computazionale per la sezione 3

della sezione 3, valutando i dati ottenuti, è opportuno dire che il flusso si comporta in maniera identica in tutte le casistiche di velocità utilizzate in questo lavoro di tesi. Sono infatti osservabili gli stessi fenomeni, elencati di seguito, per tutte le velocità:

- Zona di ristagno in cui la pressione risulta molto elevata nella zona del para-fango che genera una deviazione del flusso, in similitudine a quanto osservato nelle sezioni precedentemente studiate
- Scia della forcina interna al condotto che separa il flusso in entrata. Tale fenomeno, esaminando i dati numerici, risulta migliorativo per il coefficiente di uniformità sulla faccia del mezzo poroso.
- Sezione di uscita del flusso tra serbatoio e carena non fortemente limitante, a differenza di quanto osservato per la sezione 2

E' inoltre importante riportare quanto ricavato per quanto riguarda indici di uniformità, entità di portata persa ed angolo di inclinazione del flusso:

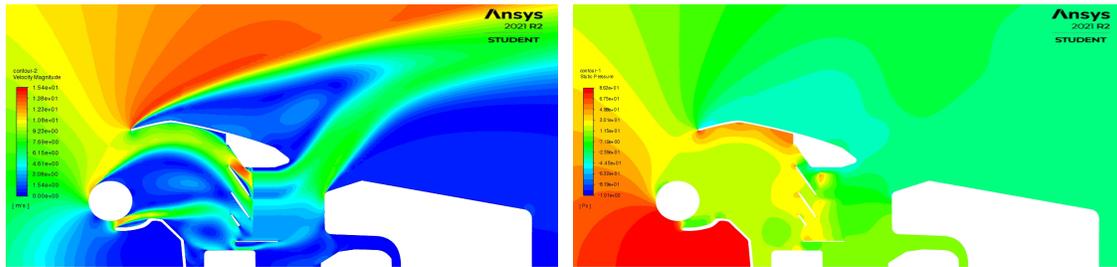
- **60 km/h:** $\gamma = 0.82$, $\alpha = 42^\circ$, $u_y = 5.12 \text{ m/s}$
- **40 km/h:** $\gamma = 0.84$, $\alpha = 44^\circ$, $u_y = 3.46 \text{ m/s}$
- **20 km/h:** $\gamma = 0.87$, $\alpha = 45^\circ$, $u_y = 1.59 \text{ m/s}$



(a) Campo di velocità

(b) Campo di pressione

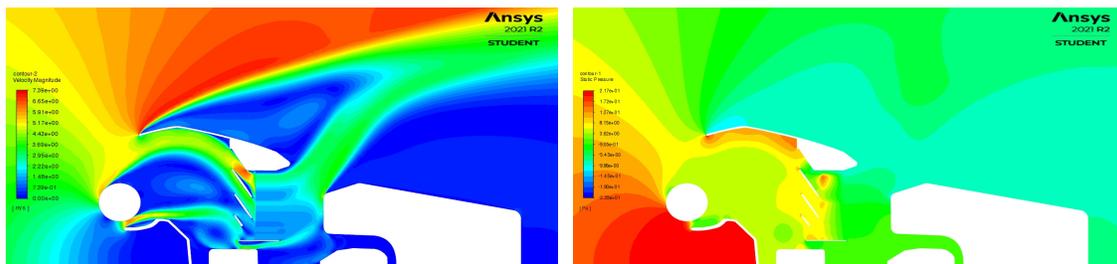
Fig. 6.24: 60 km/h



(a) Campo di velocità

(b) Campo di pressione

Fig. 6.25: 40 km/h



(a) Campo di velocità

(b) Campo di pressione

Fig. 6.26: 20 km/h

Anche in questo caso, si riassumono i risultati numerici principali in una tabella sinottica

Caso di riferimento [km/h]	Pressione [Pa]	Delta di pressione [Pa]	Modulo di velocità [m/s]	Velocità normale alla superficie radiante [m/s]	Uniformità flusso
60					
Monte radiatore	38.01	57.96	7.62	5.63	0.82
Valle radiatore	-19.95			5.62	
40					
Monte radiatore	19.76	30.87	5.00	3.60	0.84
Valle radiatore	-11.11			3.59	
20					
Monte radiatore	7.57	11.21	2.25	1.60	0.87
Valle radiatore	-3.65			1.59	

Tabella 6.4: Risultati per la sezione 3

6.4 Sezione 4

Seguendo i medesimi passaggi riportati nei paragrafi adibiti alle sezioni precedenti si semplifica la geometria in esame

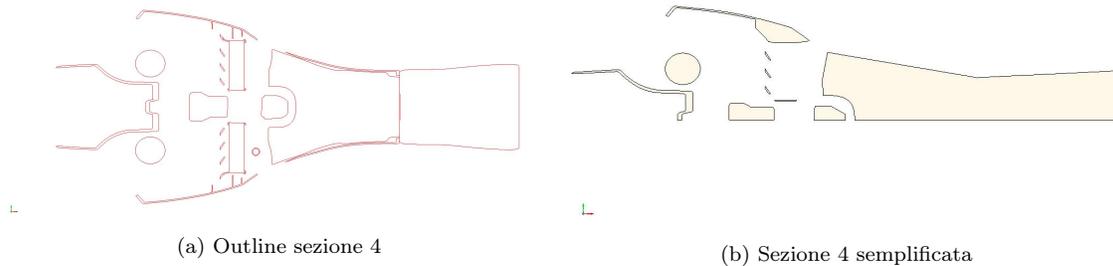


Fig. 6.27: Preparazione della sezione 4

e si genera la mesh computazionale utile alla simulazione numerica

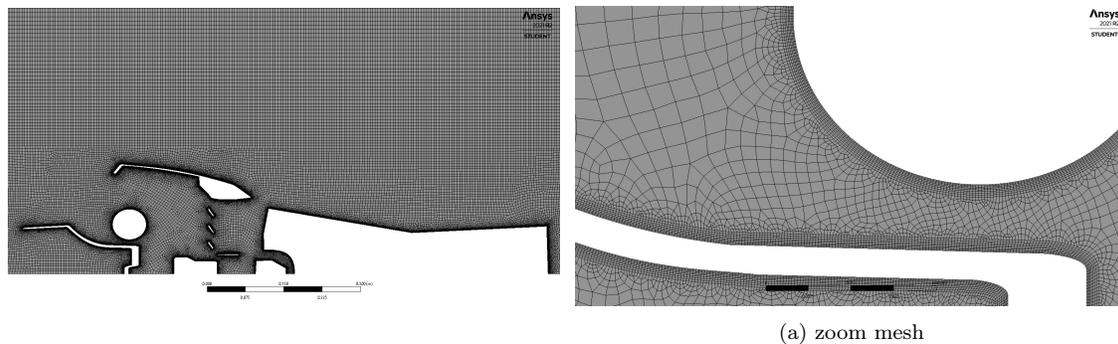
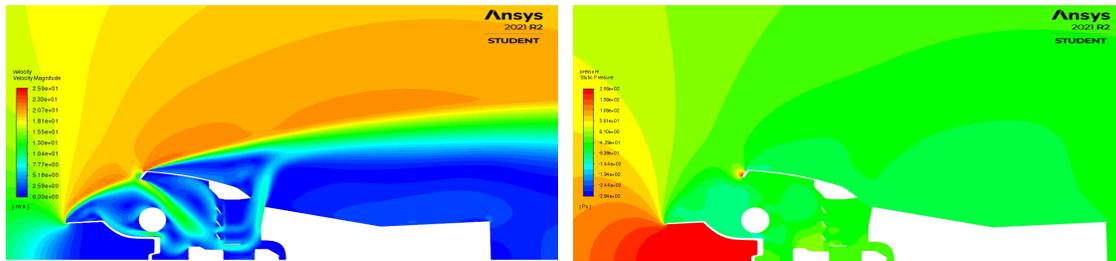


Fig. 6.28: Mesh della sezione 4

Come per gli altri casi, si osserva la generazione di una zona di alta pressione generata dall'intrappolamento del flusso all'interno del parafango, il che devia il flusso verso la direzione positiva dell'asse y . Le osservazioni importanti che saltano all'occhio sono:

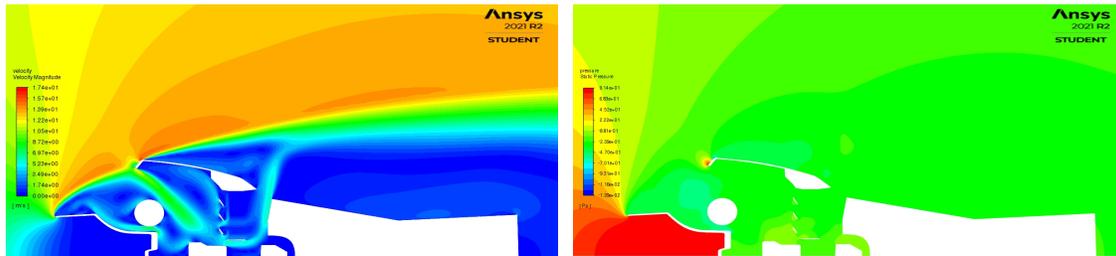
- la presenza della piegatura all'inizio della carenatura bloccano parte del flusso che sarebbe ipoteticamente entrato se non fosse stata presente
- una zona in cui il flusso scorre in maniera contraria al flusso principale. Ciò può essere sintomo di una sovrappressione a valle del radiatore generata dalla sezione di uscita troppo piccola rispetto a quella di entrata.



(a) Campo di velocità

(b) Campo di pressione

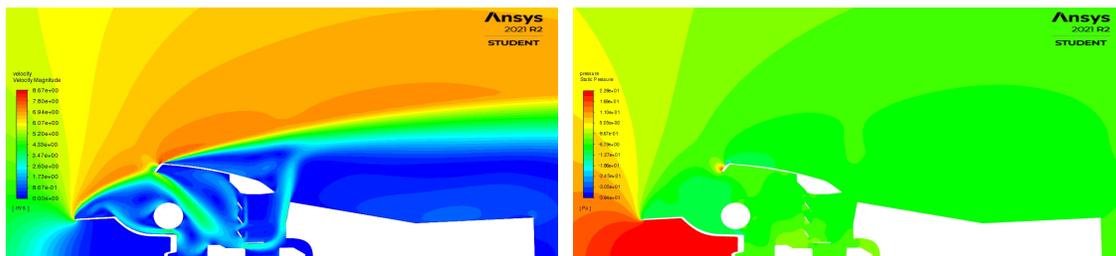
Fig. 6.29: 60 km/h



(a) Campo di velocità

(b) Campo di pressione

Fig. 6.30: 40 km/h



(a) Campo di velocità

(b) Campo di pressione

Fig. 6.31: 20 km/h

Caso di riferimento [km/h]	Pressione [Pa]	Delta di pressione [Pa]	Modulo di velocità [m/s]	Velocità normale alla superficie radiante [m/s]	Uniformità flusso
60					
Monte radiatore	-50.02	10.81	2.62	1.39	0.46
Valle radiatore	-60.82			1.42	0.52
40					
Monte radiatore	-21.94	5.58	1.74	0.82	0.54
Valle radiatore	-27.52			0.85	0.59
20					
Monte radiatore	-5.65	1.84	0.85	0.30	0.63
Valle radiatore	-7.48			0.31	0.69

Tabella 6.5: Risultati per la sezione 4

Capitolo 7

Valutazione ipotetica delle migliorie applicabili

Per valutare su quale componente agire in modo da ottenere il maggior miglioramento delle prestazioni aerodinamiche nelle sezioni in esame si è optato di estremizzare le analisi rimuovendo dalle sezioni un componente alla volta e valutandone le variazioni sul flusso compilate da tale modifica. L'operazione di rimozione è stata effettuata solo per un determinato numero di componenti forniti dall'azienda, in quanto modificare alcune parti, come ad esempio porzioni di telaio, significherebbe dover ricostruire buona parte della moto in esame. I componenti modificabili nel caso delle sezioni in corso di studi sono i seguenti:

- Alette fronte-radiatore
- Serbatoio

Si procede quindi alla rimozione delle parti dal dominio computazionale una ad una, studiandone numericamente l'effetto che tale modifica impone al flusso e valutandone gli stessi parametri riportati per il caso di riferimento, in modo da quantificare l'ipotetico miglioramento (o peggioramento) nell'andamento del fluido operante.

7.1 Rimozione delle alette

Per prima cosa si sono rimosse le alette il cui compito è quello di proteggere il radiatore da eventuali detriti provenienti frontalmente. Rimuovendo tale componente è possibile valutare l'angolo di incidenza del flusso nel caso in cui esso non sia guidato

da geometrie, in modo da risalire all'angolo di incidenza ottimale per il quale progettare eventuali alette sostitutive. Si procede ora alla valutazione di quanto ottenuto via analisi numerica per tutte le sezioni esaminate.

7.1.1 Sezione 1

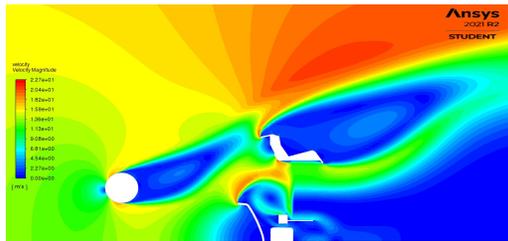
Andando in ordine numerico, si esamina la prima sezione utilizzando le impostazioni di fluent sfruttate in tutti gli studi precedenti e si valutano numericamente i risultati ottenuti. Si riportano i valori ottenuti in corrispondenza della faccia frontale del radiatore, mediati secondo *surface area-weighted average*, nella tabella riassuntiva seguente:

	Pressione [Pa]	Delta di pressione [Pa]	Modulo di velocità [m/s]	Velocità normale alla superficie radiante [m/s]	Uniformità flusso
60					
Monte radiatore	16.93		9.80	6.34	0.77
Valle radiatore	-54.82	71.75		6.18	
40					
Monte radiatore	11.54		6.52	4.03	0.70
Valle radiatore	-25.11	36.65		3.93	
20					
Monte radiatore	5.81		3.14	1.76	0.77
Valle radiatore	-6.43	12.24		1.71	

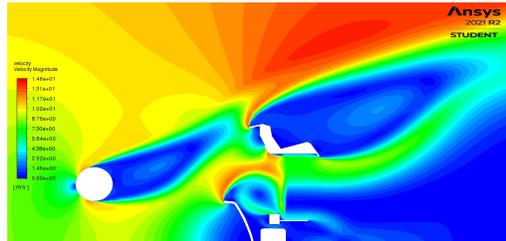
Tabella 7.1: Risultati per la sezione 1 senza alette

Mettendo in corrispondenza i dati riportati in tabella [6.2](#) con quelli appena mostrati si nota come la rimozione delle alette per la sezione 1 comporti un aumento di velocità e di uniformità in ingresso al mezzo poroso. Tale fatto è riconducibile ad una pressione più uniforme nella zona a monte del radiatore ed ad un differenziale di pressione tra monte e valle più elevato che accelera maggiormente il flusso. Le variazioni di portata massica in percentuale e dei coefficienti di uniformità osservati per la sezione senza alette rispetto a quella di riferimento sono:

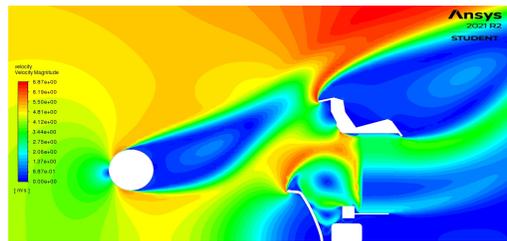
- **60 km/h:** +21% u_x , +7% γ
- **40 km/h:** +19% u_x , -3% γ
- **20 km/h:** +11% u_x , -1% γ



(a) 60 km/h

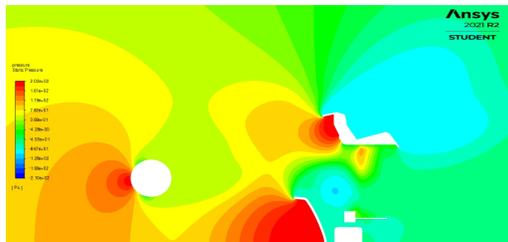


(b) 40 km/h

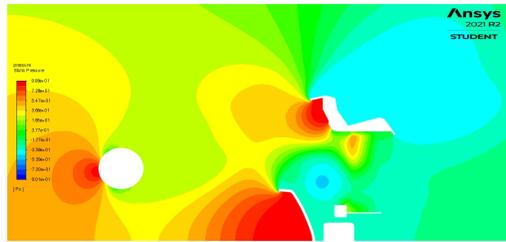


(c) 20 km/h

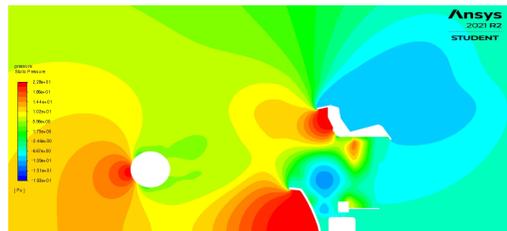
Fig. 7.1: Campi di velocità



(a) 60 km/h



(b) 40 km/h



(c) 20 km/h

Fig. 7.2: Campi di pressione

7.1.2 Sezione 2

Si procede ad effettuare la medesima valutazione per la sezione 2 della parte frontale della moto. I risultati ottenuti dalla simulazione evidenziano come in questo caso la rimozione delle alette sia fortemente peggiorativa. E' possibile notare infatti come nel peggior caso, ovvero per una velocità in entrata al dominio pari a 60 km/h, la componente della velocità normale alla superficie, la quale contribuisce alla portata di ingresso al radiatore, subisce una riduzione del 28% rispetto al caso di riferimento e che il coefficiente di uniformità del flusso cala di circa 19 punti percentuali. Questa differenza prestazionale tra sezione 1 e 2 indica come il componente rimosso non sia la causa principale delle basse performance osservate, infatti, come menzionato nella casistica di riferimento al paragrafo [6.2](#), la grande differenza tra sezione di entrata e sezioni di uscita genera un flusso strozzato limitando il flusso in entrata al radiatore.

	Pressione [Pa]	Delta di pressione [Pa]	Modulo di velocità [m/s]	Velocità normale alla superficie radiante [m/s]	Uniformità flusso
60					
Monte radiatore	95.29		5.23	1.66	0.40
Valle radiatore	81.32	13.97		1.63	
40					
Monte radiatore	42.50		3.60	1.09	0.47
Valle radiatore	34.75	7.75		1.04	
20					
Monte radiatore	11.16		1.85	0.50	0.60
Valle radiatore	8.13	3.03		0.48	

Tabella 7.2: Risultati per la sezione 2 senza alette

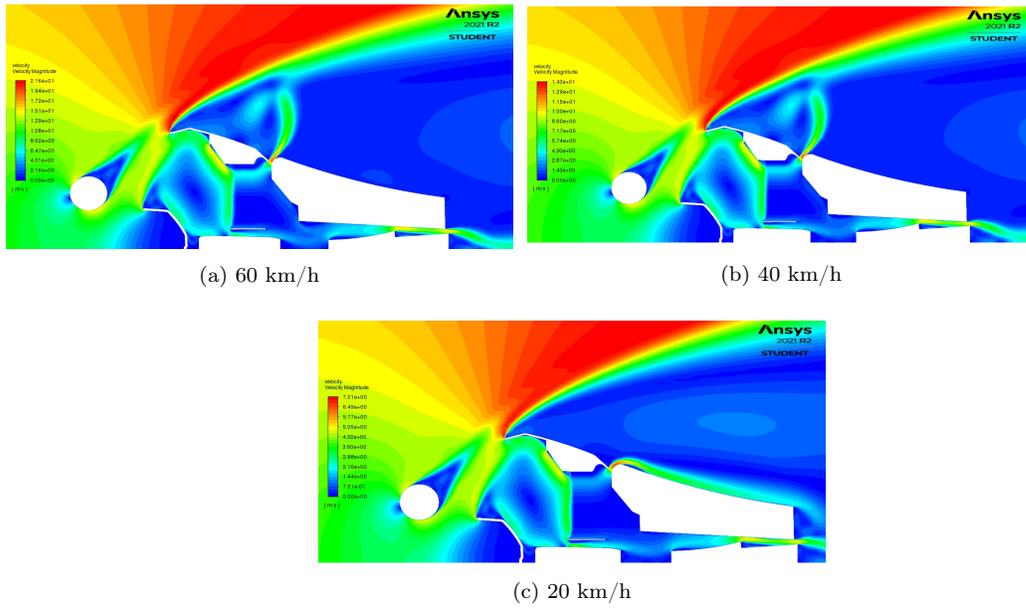


Fig. 7.3: Campi di velocità

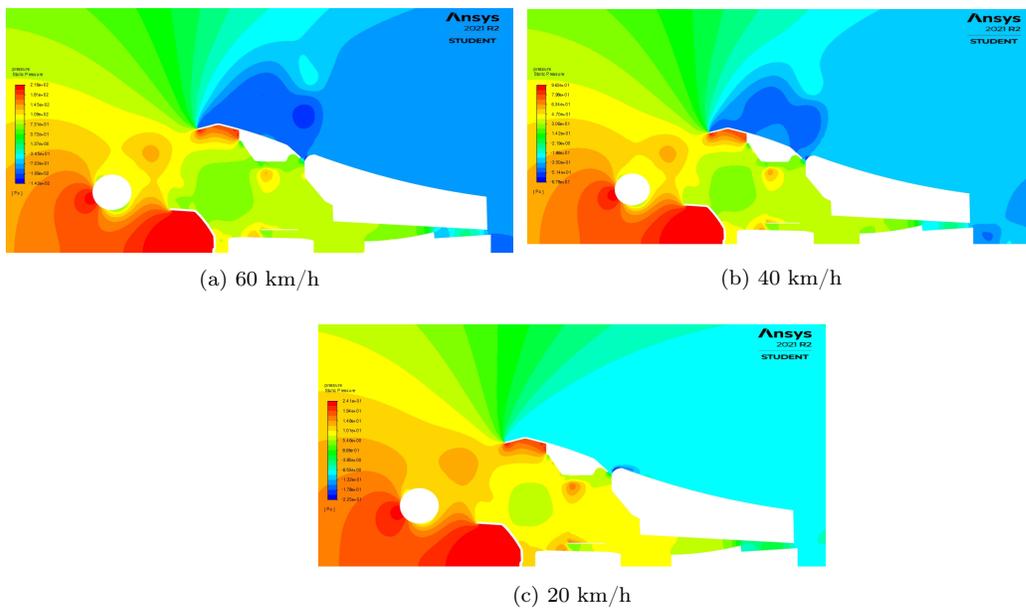


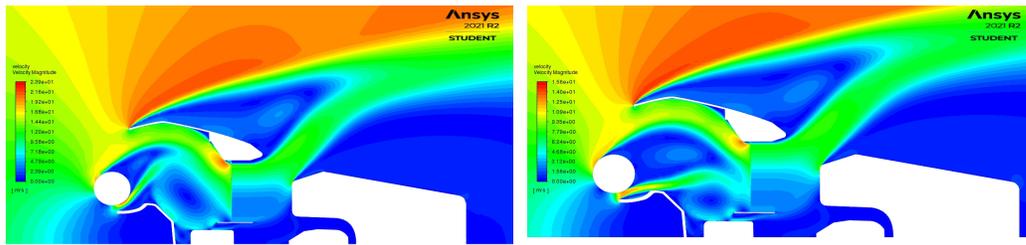
Fig. 7.4: Campi di pressione

7.1.3 Sezione 3

Il flusso circolante all'interno della sezione 3 senza alette rimane pressochè invariato rispetto al caso di riferimento. Non si osservano infatti cospicui miglioramenti per quanto riguarda la portata raffreddante in quanto l'aumento di velocità normale nel migliore dei casi raggiunge un valore percentuale di circa +12%, mentre l'indice di uniformità sulla faccia radiante cala di -1% rispetto al caso di riferimento.

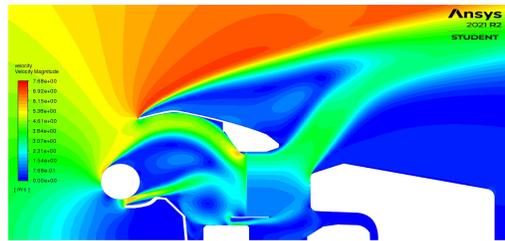
	Pressione [Pa]	Delta di pressione [Pa]	Modulo di velocità [m/s]	Velocità normale alla superficie radiante [m/s]	Uniformità flusso
60					
Monte radiatore	4.28	77.00	9.69	7.04	0.88
Valle radiatore	-72.72			6.96	
40					
Monte radiatore	7.42	39.40	6.02	4.37	0.88
Valle radiatore	-31.98			4.35	
20					
Monte radiatore	5.00	13.27	2.67	1.86	0.89
Valle radiatore	-8.27			1.85	

Tabella 7.3: Risultati per la sezione 3 senza alette



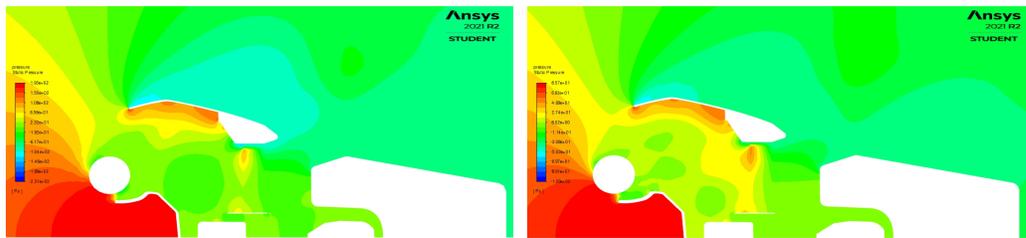
(a) 60 km/h

(b) 40 km/h



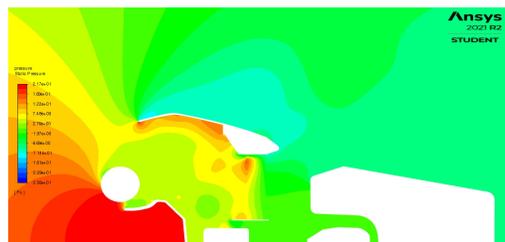
(c) 20 km/h

Fig. 7.5: Campi di velocità



(a) 60 km/h

(b) 40 km/h



(c) 20 km/h

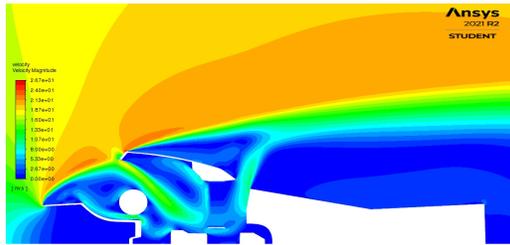
Fig. 7.6: Campi di pressione

7.1.4 Sezione 4

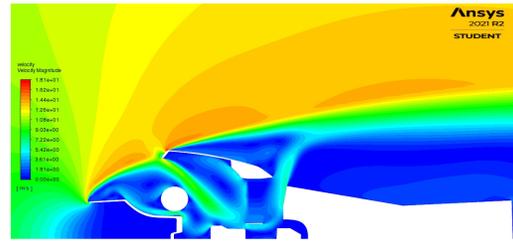
Nel caso della quarta sezione si osserva un aumento di velocità normale massimo del +54%. Pur sembrando un'ottima percentuale, calcolando il valore effettivo di velocità, si nota come l'aumento effettivo sia di piccola scala. Quantificando infatti la differenza tra la velocità appena ottenuta e quella nel caso di riferimento a pari velocità in ingresso si ottiene un aumento di velocità effettivo pari a 0.75 m/s. Per quanto riguarda invece l'uniformità del flusso, ad alte velocità esso subisce un buon aumento che tuttavia degenera in una perdita di quasi il 50% per una velocità all'inlet pari a 20 km/h. Come intuibile una uniformità così bassa non permette il corretto utilizzo del radiatore e ne compromette le proprietà di asportazione del calore dal fluido circolante all'interno, compromettendo l'intera sistema propulsivo.

	Pressione [Pa]	Delta di pressione [Pa]	Modulo di velocità [m/s]	Velocità normale alla superficie radiante [m/s]	Uniformità flusso
60					
Monte radiatore	-34.35		5.25	3.50	0.83
Valle radiatore	-63.58	29.23		3.49	
40					
Monte radiatore	-14.46		2.98	1.95	0.79
Valle radiatore	-28.26	13.80		1.94	
20					
Monte radiatore	-4.26		1.15	0.41	0.65
Valle radiatore	-6.70	2.44		0.41	

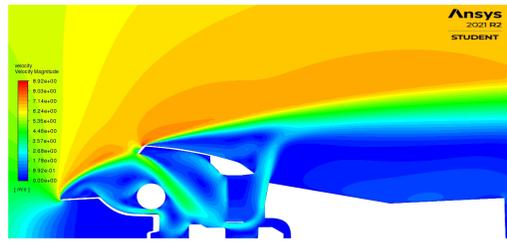
Tabella 7.4: Risultati per la sezione 4 senza alette



(a) 60 km/h

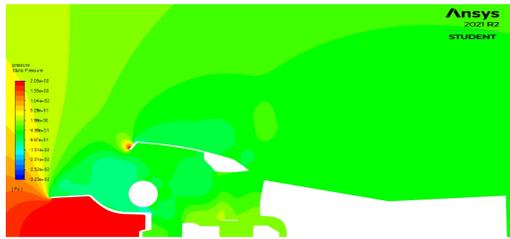


(b) 40 km/h

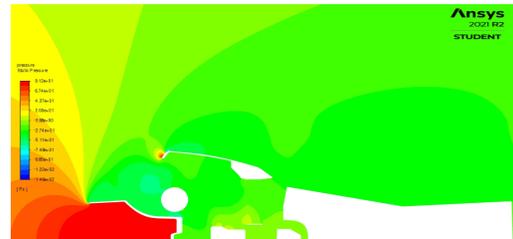


(c) 20 km/h

Fig. 7.7: Campi di velocità



(a) 60 km/h



(b) 40 km/h



(c) 20 km/h

Fig. 7.8: Campi di pressione

7.2 Rimozione del serbatoio

Il secondo componente in lista è rappresentato dal serbatoio. Come visto in precedenza la presenza del serbatoio in alcune delle sezioni esaminate generava delle sezioni di uscita troppo piccole non in grado di scaricare la portata ipoteticamente possibile, limitando la portata al nascere. La sezione 1 non verrà esaminata in quanto il serbatoio non risulta presente all'interno del piano di sezione.

7.2.1 Sezione 2

La sezione 2, come anticipato, è la sezione che soffre più pesantemente del problema descritto precedentemente. Rimuovendo il serbatoio da tale sezione infatti si osserva un incremento piuttosto stupefacente per quanto riguarda la portata in attraversamento del radiatore. Dalla simulazione numerica si ottengono i seguenti dati:

- **60 km/h:** +195% u_x , +27% γ
- **40 km/h:** +220% u_x , +31% γ
- **20 km/h:** +251% u_x , +30% γ

che confermano ulteriormente come il flusso fosse bloccato dalla presenza di un ostacolo. In aggiunta a quanto osservato per la velocità e l'uniformità del flusso è possibile notare come decresca anche l'angolo di incidenza presso la faccia radiante, il che indica una diminuzione della componente di velocità persa a causa della natura del radiatore.

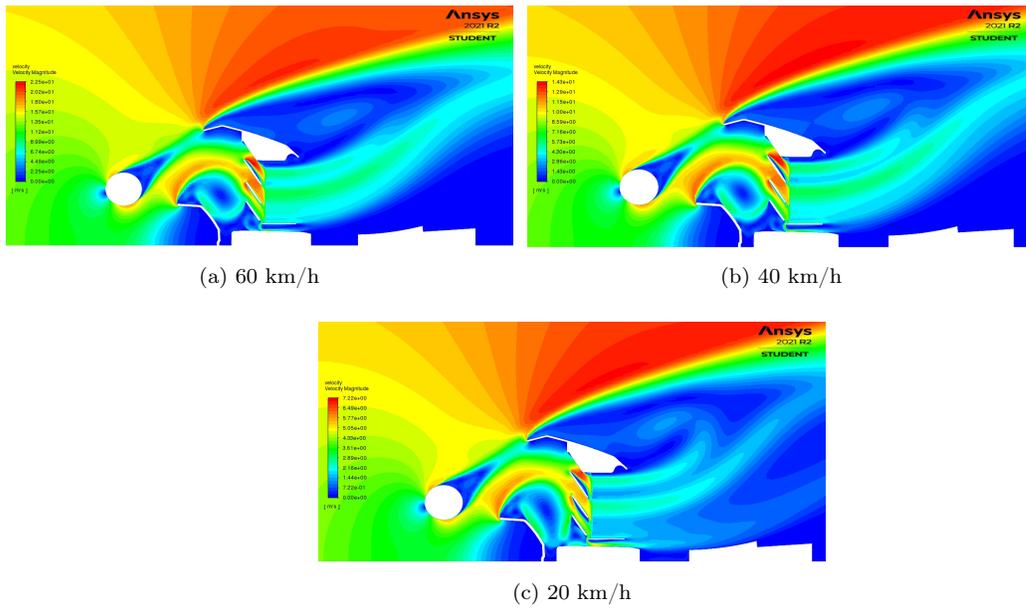


Fig. 7.9: Campi di velocità

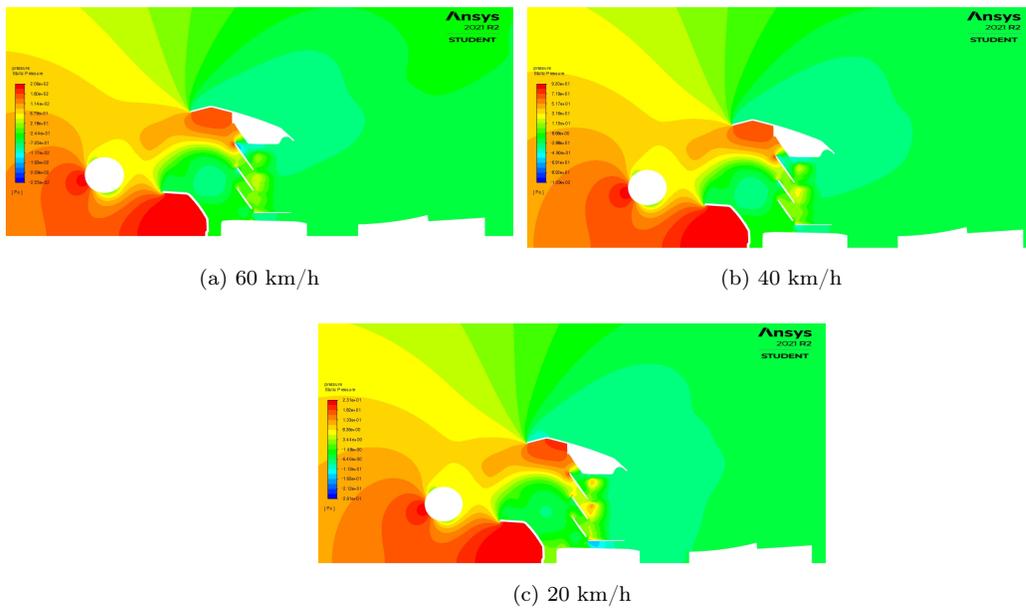


Fig. 7.10: Campi di pressione

7.2.2 Sezione 3

Anche per la terza sezione i risultati ottenuti sono promettenti. Si osserva infatti che, pur non soffrendo delle limitazioni di flusso, la sezione vede un discreto aumento sia la componente x della velocità che il coefficiente di uniformità. Nel peggiore dei casi, l'aumento della velocità lungo x risulta pari a +16% mentre l'uniformità aumenta di circa il 2%.

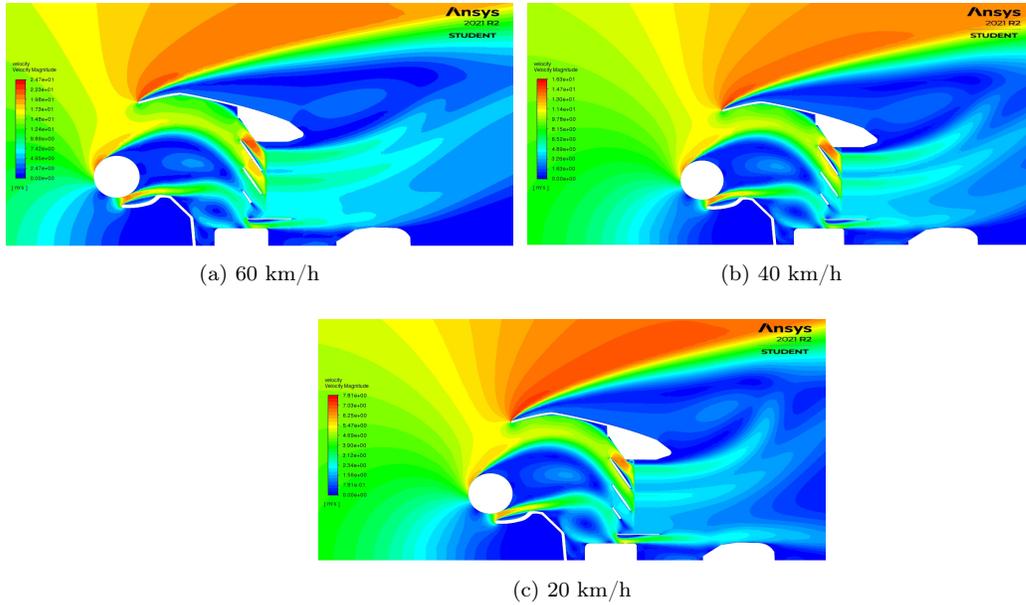
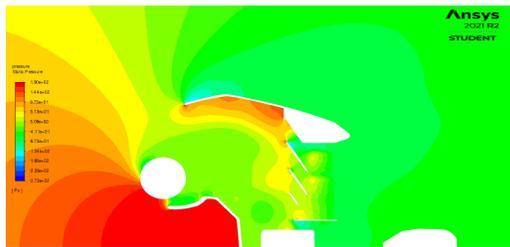
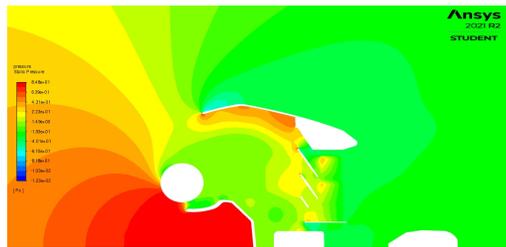


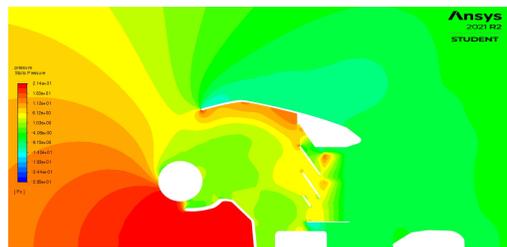
Fig. 7.11: Campi di velocità



(a) 60 km/h



(b) 40 km/h



(c) 20 km/h

Fig. 7.12: Campi di pressione

7.2.3 Sezione 4

La sezione 4 presenta un comportamento simile a quanto osservato per la seconda. Anche in questo caso infatti la presenza del serbatoio genera una strozzatura pronunciata che limita la portata in uscita e, per cascata di effetti, quella in entrata. Rimuovendo tale ostacolo si osservano dei miglioramenti importanti che però scemano al diminuire della velocità all'ingresso. I risultati ottenuti per le velocità sono:

- 60 km/h: 153% u_x , 37% γ
- 40 km/h: 138% u_x , 26% γ
- 20 km/h: 35% u_x , 1% γ

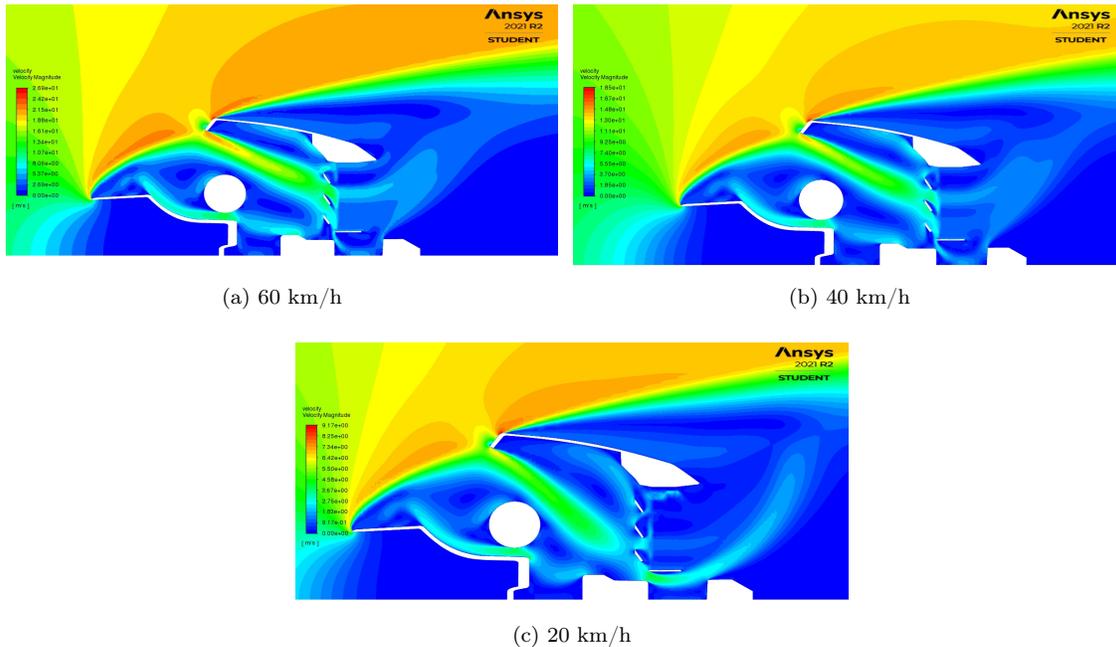


Fig. 7.13: Campi di velocità

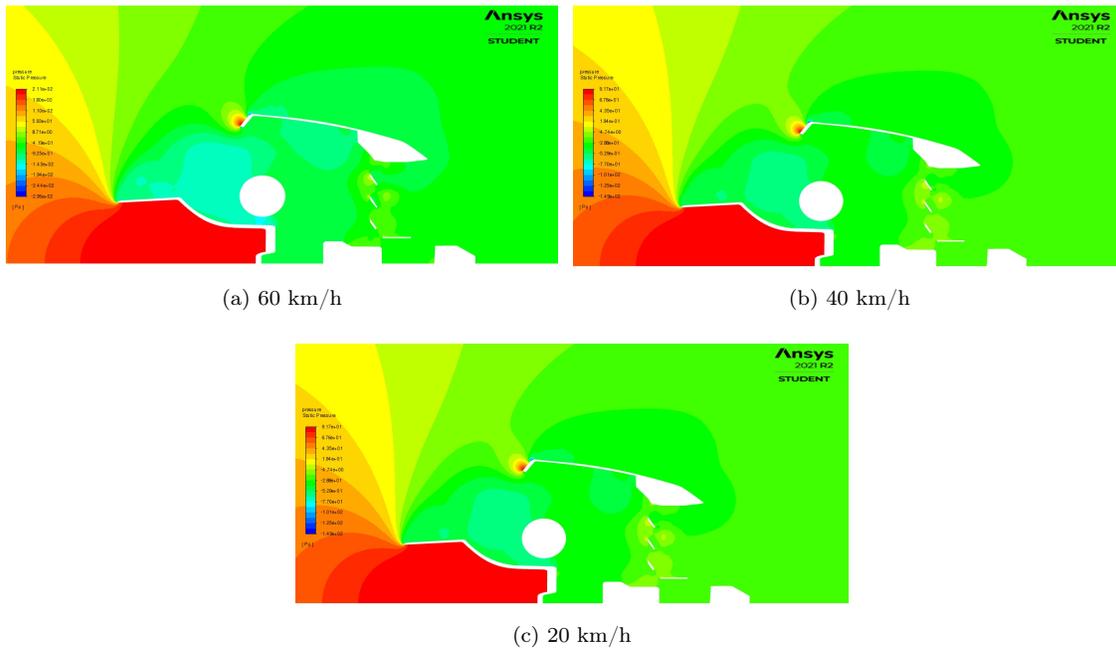


Fig. 7.14: Campi di pressione

7.3 Esempi di modifiche apportabili

In questo capitolo verranno riportate alcune soluzioni ipotetiche in grado di migliorare le caratteristiche del flusso rispettando le necessità presentate dall'ambiente di utilizzo. Come visto per le simulazioni precedenti, la presenza di una componente di velocità non perpendicolare alla faccia in entrata al radiatore rappresenta una perdita di portata che in determinate casistiche risulta importante. E' quindi ipotizzabile come la progettazione di alette in grado di riportare il flusso in entrata, deviato dalla zona di ristagno, in direzione assiale possa rappresentare un cospicuo aumento di portata. Il disegno di tali alette tuttavia risulta molto difficile dovendo tali componenti principalmente svolgere il compito di scudo dalla fanghiglia, in modo da tener pulito il radiatore. Per respingere i detriti le alette devono presentare una sovrapposizione tale da coprire interamente la parte frontale del radiatore, il che richiede angoli di incidenza rispetto all'asse x molto elevati. Tale condizione geometrica in concomitanza ad un flusso in entrata ad alta velocità genera un distacco di vena fluida sulle alette il quale devia il flusso in maniera diversa da quanto aspettato, il che usualmente si traduce in prestazioni aerodinamiche peggiori. Alcune configurazioni di alette potrebbero essere in grado di fornire miglioramenti proteggendo comunque

il radiatore potrebbero essere:

Alette ad S

La prima porzione dell'aletta presenta un bordo di attacco stondato e direzionato parallelamente alla direzione locale del flusso in modo da ridurre al minimo le perdite di carico in entrata. E' successivamente presente una sezione verticale necessaria ad estendere la proiezione della aletta sulla faccia del radiatore. La sezione finale invece guida il flusso in direzione dell'asse x in modo da limitare la componente y della velocità.

Alette separatrici

Le alette in questione sono suddivise in due parti. Nella prima parte è presente una forte curvatura che sfrutta la differenza di inerzia tra i detriti ed il flusso per separare le due cose in modo da ottenere un flusso di aria pulito al radiatore. La seconda parte invece è adibita alla reindirizzazione del flusso in direzione assiale per lo stesso motivo menzionato prima.

Invece di reindirizzare il flusso utilizzando le alette, il che comporta le problematiche descritte in precedenza, si è pensato di inclinare il radiatore stesso in modo da renderlo ortogonale al flusso. Tale configurazione, rispetto a quelle precedentemente trattate, non presenterebbe il problema del distacco della vena fluida dal profilo e, nel contempo, una riduzione della sezione frontale della moto, rendendola più snella e quindi con una resistenza aerodinamica complessiva minore. I problemi che potrebbe presentare questa soluzione sono rappresentati dal poco spazio di manovra disponibile nella sezione frontale e che una soluzione di questo genere comporterebbe il ri-disegnare l'interità delle carene frontali e le staffe di collegamento tra radiatore e telaio oltre che in caso di caduta, le stesse staffe sarebbero più propense a piegarsi e quindi compromettere il flusso di aria allo scambiatore.

Una ulteriore alternativa ipotetica potrebbe essere lo sfruttamento della zona di alta pressione che si viene a generare in corrispondenza del parafango. Prevedendo una fenditura appositamente progettata sarebbe infatti idealmente possibile generare un flusso addizionale ad alta velocità dato dal forte differenziale di pressione che è presente tra la zona a monte e la zona a valle del parafango. La principale problematica di questa soluzione è rappresentata dalla natura stessa del parafango, componente nel quale si raccolgono tutti i detriti raccolti dalla ruota che potrebbero essere trasportati insieme al flusso addizionale, sporcando ulteriormente il radiatore.

Capitolo 8

Conclusioni

L'obiettivo principale del lavoro svolto era valutare le possibilità in grado di aumentare la portata di aria attraversante il radiatore di una moto da cross tramite l'analisi numerica di sezioni bidimensionali. Si sono analizzate le prestazioni aerodinamiche delle varie sezioni allo stato d'arte attuale in modo da creare dei valori di riferimento e, successivamente, si sono modificate le stesse sezioni e studiate numericamente paragonando i risultati ottenuti con quanto trovato per il caso di riferimento, valutandone le variazioni delle grandezze del flusso. Tra le modifiche apportate, quella che ha ottenuto il maggior aumento dei valori sia di portata che di uniformità è la rimozione del serbatoio, il quale genera un'elevata strozzatura in uscita e quindi ne limita il flusso in entrata. Questo fenomeno è osservabile nella maggior parte delle sezioni in esame e si intensifica aumentando la velocità in entrata. Gli studi condotti, come accennato in precedenza, sono stati esclusivamente svolti in campi bidimensionali i quali sono ottimi per le stime delle grandezze presenti nel piano ma non considerano gli effetti tridimensionali generati da differenziali di pressione tra un piano e l'altro, i quali generano a loro volta una forza motrice, e quindi una componente di velocità, ortogonale ai piani esaminati. Una raccomandazione per studi futuri potrebbe essere effettuare un simile studio ma per un campo tridimensionale, in modo da considerare i fenomeni descritti prima, oppure, continuare a condurre studi in campo 2D ed applicare, invece che rimozioni, la modifica dei componenti in modo da ottenere dei fenomeni che aumenti la velocità in corrispondenza della faccia radiante di ingresso.

Elenco delle figure

1.1 Fantic XX125 MY22	2
2.1 Tipico radiatore da moto	3
5.1 Grafico Perdite-Velocità	33
5.2 Dominio computazionale	34
5.3 Grafico p,U-x	35
5.4 Campo di pressione	36
6.1 Piani di sezione	40
6.2 Outline della sezione 1	43
6.3 Sezione 1 semplificata	44
6.4 Dimensionamento dominio	44
6.6 Campo di velocità per 60 km/h	47
6.7 Campo di pressione per 60 km/h	47
6.8 Campo di velocità per 40 km/h	49
6.9 Campo di pressione per 40 km/h	49
6.10 Campo di velocità per 20 km/h	50
6.11 Campo di pressione per 20 km/h	50
6.12 Outline sezione 2	52
6.13 Sezione 2 semplificata	52
6.14 Mesh nell'intorno della sezione in esame a sinistra e zoom sui dettagli a destra	53
6.15 Campo di velocità per 60 km/h	55
6.16 Campo di pressione per 60 km/h	55
6.17 Campo di velocità per 40 km/h	56
6.18 Campo di pressione per 40 km/h	57
6.19 Campo di velocità per 20 km/h	58
6.20 Campo di pressione per 20 km/h	58
6.21 Outline sezione 3	60

6.22 Sezione 3 semplificata	60
6.23 Mesh computazionale per la sezione 3	61
6.24 60 km/h	62
6.25 40 km/h	62
6.26 20 km/h	62
6.27 Preparazione della sezione 4	64
6.28 Mesh della sezione 4	64
6.29 60 km/h	65
6.30 40 km/h	65
6.31 20 km/h	65
7.1 Campi di velocità	69
7.2 Campi di pressione	69
7.3 Campi di velocità	71
7.4 Campi di pressione	71
7.5 Campi di velocità	73
7.6 Campi di pressione	73
7.7 Campi di velocità	75
7.8 Campi di pressione	75
7.9 Campi di velocità	77
7.10 Campi di pressione	77
7.11 Campi di velocità	78
7.12 Campi di pressione	79
7.13 Campi di velocità	80
7.14 Campi di pressione	81
A.1 Esempio di file dictionary	88

Elenco delle tabelle

5.1 Dati radiatore	32
5.2 Confronto modelli di turbolenza	37
6.1 Valori stimati	42
6.2 Risultati per la sezione 1	51
6.3 Risultati per la sezione 2	59
6.4 Risultati per la sezione 3	63
6.5 Risultati per la sezione 4	66
7.1 Risultati per la sezione 1 senza alette	68
7.2 Risultati per la sezione 2 senza alette	70
7.3 Risultati per la sezione 3 senza alette	72
7.4 Risultati per la sezione 4 senza alette	74

Bibliografia

- [1] Inc. ANSYS. *Porous Media Conditions*. URL: <https://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/ug/node233.htm>.
- [2] ANSYS CFX-Solver. “Theory guide”. In: *Release 11* (2006).
- [3] Isaak E Idelchik. “Handbook of hydraulic resistance”. In: *Washington* (1986).
- [4] Werner Kast et al. “L1 pressure drop in single phase flow”. In: *VDI Heat Atlas*. 2010.
- [5] F. R. Menter. “Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications”. In: *AIAA Journal* 32.8 (1994), pp. 1598–1605. DOI: [10.2514/3.12149](https://doi.org/10.2514/3.12149). eprint: <https://doi.org/10.2514/3.12149>. URL: <https://doi.org/10.2514/3.12149>.
- [6] S M Sohel Murshed e Manuel Matos Lopes. *Heat Exchangers*. Rijeka: IntechOpen, 2017. DOI: [10.5772/62693](https://doi.org/10.5772/62693). URL: <https://doi.org/10.5772/62693>.
- [7] Herrmann Schlichting e Klaus Gersten. *Boundary-layer theory*. Springer Science & Business Media, 2003.

Appendice A

Esempio di dictionary

```
1 /*-----*----- C++ -----*/
2
3
4
5
6
7
8 FoamFile
9 {
10     version      2.0;
11     format       ascii;
12     class        dictionary;
13     location     "system";
14     object       fvSchemes;
15 }
16 // ..... //
17
18
19 ddtSchemes
20 {
21     default      steadyState;
22 }
23 gradSchemes
24 {
25     default      cellMDLimited leastSquares 0.333;
26     grad(U)      cellMDLimited leastSquares 0.333;
27     grad(p)      cellMDLimited leastSquares 0.333;
28     grad(k)      cellMDLimited leastSquares 1.0;
29     grad(omega)  cellMDLimited leastSquares 1.0;
30 }
31 divSchemes
32 {
33     default      none;
34     div(phi,U)   bounded Gauss linearUpwind grad(U);
35     div(phi,epsilon) bounded Gauss linearUpwind default;
36     div(phi,omega) bounded Gauss upwind;
37     div(phi,k)   bounded Gauss upwind;
38     div((nuEfff*dev(T(grad(U)))))) Gauss linear;
39     div((nuEfff*dev2(T(grad(U)))))) Gauss linear;
40 }
41
42 laplacianSchemes
43 {
44     default      Gauss linear limited 1;
45 }
46 interpolationSchemes
47 {
48     default      linear;
49 }
50 snGradSchemes
51 {
52     default      limited 1;
53 }
54 wallDist
55 {
56     method meshWave;
57 }
58 // ..... ///
```

Fig. A.1: Esempio di file dictionary