

POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Aerospaziale



TESI DI LAUREA MAGISTRALE

ANALISI CFD di Resistenza di un'imbarcazione da Canottaggio

Relatori:

Prof. Cristiana Delprete

Prof. Paolo Baldissera

Candidata:
Martina Giaveno

Dicembre 2018

INDICE

INDICE	3
INDICE DELLE FIGURE.....	5
INDICE DELLE TABELLE	8
OBIETTIVO DI RICERCA E STRUTTURA TESI.....	9
1 INTRODUZIONE.....	10
1.1 Cfd nell'ingegneria Nautica	10
1.1.1 Campi di Applicazione	11
1.1.2 Metodi e Ricerche.....	12
2 RESISTENZA.....	15
2.1 Richiami di Fluidodinamica.....	15
2.1.1 Forze di pressione e attrito	15
2.1.2 Forze statiche	16
2.2 Componenti della Resistenza	18
2.2.1 Moto Ondoso.....	20
2.3 Coefficienti di riferimento per i problemi di ingegneria navale.....	23
2.4 Analisi dimensionale.....	24
2.5 Metodi pratici	26
2.6 Coefficiente di resistenza d'attrito.....	28
2.6.1 Formula di Froude	28
2.6.2 Formula di Schoenherr	29
2.6.3 Formula ITTC 1957 e Hughes.....	30
2.6.4 Formula Grigson	31
2.7 Derivazione del fattore di forma $(1 + k)$	31
2.8 Resistenza dell'aria dello scafo.....	32
3 EQUAZIONI DI GOVERNO DEL PROBLEMA	34
3.1 Equazioni di Navier-Stokes	34
3.2 Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS)	36
3.3 Modelli Fisici utilizzati durante le simulazioni.....	37
3.4 Dynamic Fluid Body Interaction	43
4 SET-UP SIMULAZIONE.....	45

4.1	Modello Geometrico	45
4.2	Mesh	49
4.2.1	Analisi e riparazione superficie importata	49
4.2.2	Volume di controllo	50
4.2.3	Condizioni al contorno.....	51
4.2.4	Generazione mesh di volume.....	53
4.2.5	Valutazione mesh	57
4.2.6	Rimeshatura superficiale	59
4.3	Setup fisico e numerico	62
4.4	Modello di validazione.....	64
5	ELABORAZIONE E RISULTATI.....	72
5.1	Imbarcazione senza solco	72
5.1.1	Risultati	72
5.1.2	Confronto con modelli empirici.....	76
5.1.3	Coefficiente di resistenza dovuto all' aria	79
5.2	Imbarcazione con solco	80
5.3	Caso con remesh iniziale	83
5.4	Moto ondoso	90
6	CONCLUSIONI	93
	BIBLIOGRAFIA	95

INDICE DELLE FIGURE

Figura 2.1: Forze di Pressione Su Un Profilo [19]	16
Figura 2.2:Forze d'attrito Su Un Profilo [19].....	16
Figura 2.3:Forze di pressioni agenti su un corpo generico [19]	16
Figura 2.4:Forze di pressioni agenti su un'imbarcazione [19]	17
Figura 2.5:sforzi normali e tangenziali agenti su un'imbarcazione [19].....	19
Figura 2.6:distribuzioni di pressione e velocità [19].....	20
Figura 2.7:sistema d'onde primario [21]	21
Figura 2.8:sistema d'onde secondario [20]	22
Figura 4.1:Rowing Single Scull Turbosquid.....	46
Figura 4.2:Scafo Single Scull	47
Figura 4.3:Scafo Single Scull Con Solco.....	47
Figura 4.4:Dettaglio Solco.....	48
Figura 4.5:Dettaglio Solco Vista Laterale.....	48
Figura 4.6:Errori Comuni Sulle Superfici.....	50
Figura 4.7:Virtual Towing Tank.....	51
Figura 4.8:Mesh di volume	55
Figura 4.9:Vista piano orizzontale, dettaglio attorno scafo	55
Figura 4.10:Vista piano orizzontale	56
Figura 4.11:Vista frontale	56
Figura 4.12:Parametro wall y+.....	58
Figura 4.13:Cell quality	58
Figura 4.14: Volume change	59
Figura 4.15:mesh raccordo interno scafo.....	59
Figura 4.16:mesh di volume 1	61
Figura 4.17:mesh di volume 2	61
Figura 4.18:MOERI Container Ship	65
Figura 4.19:caso 1 vista dall'alto	66
Figura 4.20:caso 1 vista frontale.....	67
Figura 4.21:caso 2 vista dall'alto.....	68
Figura 4.22:caso 2 vista frontale.....	68

Figura 4.23:caso 3 vista dall'alto.....	69
Figura 4.24:caso 3 vista frontale.....	69
Figura 4.25:infittimento superficie libera.....	69
Figura 4.26:resistenza totale caso 1	70
Figura 4.27:resistenza totale caso 2	71
Figura 4.28:resistenza totale caso 3	71
Figura 5.1:andamento resistenza di pressione e di attrito nel tempo a $v=2$ m/s	72
Figura 5.2:andamento resistenza di pressione e di attrito nel tempo a $v=3$ m/s	72
Figura 5.3:andamento resistenza di pressione e di attrito nel tempo a $v=4$ m/s	73
Figura 5.4:andamento resistenza di pressione e di attrito nel tempo a $v=5$ m/s	73
Figura 5.5:andamento resistenza di pressione e di attrito nel tempo a $v=6$ m/s	73
Figura 5.6:andamento resistenza totale caso senza solco	74
Figura 5.7:andamento resistenza di pressione (residua) caso senza solco.....	75
Figura 5.8:andamento resistenza d'attrito caso senza solco	75
Figura 5.9:distribuzioni componenti resistenza totale all'aumentare numero di Fr	76
Figura 5.10:confronto resistenza d'attrito con modelli empirici	79
Figura 5.11:Resistenza totale per caso senza e con solco.....	81
Figura 5.12:Resistenza di pressione per caso senza e con solco.....	82
Figura 5.13:Resistenza d'attrito per caso senza e con solco	82
Figura 5.14:confronto resistenza d'attrito con modelli empirici caso con solco	83
Figura 5.15:Resistenza di pressione seconda serie simulazioni	85
Figura 5.16:Resistenza d'attrito seconda serie simulazioni	85
Figura 5.17:Resistenza totale seconda serie simulazioni	85
Figura 5.18:distribuzione componenti resistenza totale a $v=2$ m/s.....	86
Figura 5.19:distribuzione componenti resistenza totale a $v=4$ m/s.....	87
Figura 5.20:distribuzione componenti resistenza totale a $v=6$ m/s.....	87
Figura 5.21:confronto con modelli empirici seconda serie simulazioni.....	88
Figura 5.22:distribuzione sforzo di taglio a parete a $v=2$ m/s.....	88
Figura 5.23:distribuzione sforzo di taglio a parete a $v=4$ m/s.....	89
Figura 5.24:distribuzione sforzo di taglio a parete a $v=6$ m/s.....	89
Figura 5.25:esempio di distribuzione di pressione per single scull senza solco a $v=2$ m/s.....	90

Figura 5.26:punto d'arresto a $v=2$ m/s	90
Figura 5.27:moto ondoso a $v=2$ m/s.....	91
Figura 5.28:moto ondoso a $v=4$ m/s.....	91
Figura 5.29:moto ondoso a $v=6$ m/s.....	92

INDICE DELLE TABELLE

Tabella 4.a:Condizioni al contorno	52
Tabella 4.b:Riepilogo Mesher	54
Tabella 4.c:Elementi Mesh Usati per i casi di studio	57
Tabella 4.d:Elementi Mesh Usati seconda serie di simulazioni.....	60
Tabella 4.e:Confronto settaggi di default tra le due mesh.....	60
Tabella 4.f:Confronto settaggi superficie di controllo scafo	61
Tabella 4.g:Smorzamento	63
Tabella 4.h:parametri solver.....	64
Tabella 4.i:Elementi Mesh Usati modello validazione.....	66
Tabella 4.j:risultati per i 3 casi di validazione	70
Tabella 5.a:risultati caso senza solco.....	74
Tabella 5.b:riepilogo dati simulazione.....	77
Tabella 5.c:coefficienti d'attrito caso senza solco	77
Tabella 5.d:coefficienti d'attrito modelli empirici	78
Tabella 5.e:resistenza aerodinamica	80
Tabella 5.f:risultati caso con solco.....	81
Tabella 5.g:coefficiente d'attrito caso con solco	83
Tabella 5.h:risultati seconda serie simulazioni.....	84
Tabella 5.i:differenze imbarcazione con e senza solco per seconda serie simulazioni.....	84
Tabella 5.j:differenze percentuali tra prima e seconda serie.....	86
Tabella 5.k:coefficiente d'attrito seconda serie di simulazioni	87

OBIETTIVO DI RICERCA E STRUTTURA TESI

L'obiettivo della tesi è calcolare la resistenza di un'imbarcazione da canottaggio generica, scomponendola nelle sue componenti principali, resistenza di pressione e d'attrito, e valutare come l'aggiunta di una scanalatura influisca sulla resistenza stessa.

Nel primo capitolo verrà fatta una panoramica sulle applicazioni della fluidodinamica computazionale nel settore dell'ingegneria aeronautica e marina e sull'evoluzione dei metodi numerici fino ad arrivare ai mezzi attualmente disponibili.

Nel secondo capitolo si approfondirà il concetto di resistenza. Dopo alcuni brevi richiami di fluidodinamica si parlerà dei vari criteri per ricavare le componenti della resistenza, dei metodi empirici più diffusi per valutarle, del moto e dei sistemi d'onde primario e secondario e infine della resistenza imputabile all'aria.

Nel terzo capitolo verrà fatta una trattazione più globale del problema, introducendo le equazioni che governano il fenomeno nel suo complesso. Inoltre verranno esposti i modelli fisici utilizzati nelle simulazioni numeriche di resistenza trattate nei capitoli seguenti.

Nel quarto si parlerà dei modelli geometrici utilizzati, della mesh, delle condizioni iniziali e al contorno, del set-up fisico e numerico e infine del processo di validazione seguito.

Nel quinto capitolo verranno esposti i risultati ottenuti che saranno ripresi nel capitolo finale dove si potrà trovare le conclusioni e spunti per lavori futuri.

Le modifiche apportate al CAD del modello geometrico di partenza sono state effettuate sfruttando la suite di programma di modellazione 3D di Autodesk, mentre per i calcoli fluidodinamici si è sfruttato il software STAR CCM+.

"Computational resources provided by hpc@polito (<http://hpc.polito.it>)".

1 INTRODUZIONE

1.1 CFD NELL'INGEGNERIA NAUTICA

Le tecniche di fluidodinamica computazionale (CFD) stanno diventando sempre più popolari nell'analisi delle caratteristiche del flusso in quasi tutti i rami dell'ingegneria e specialmente nella previsione della resistenza delle navi dove è presente un flusso complesso attorno allo scafo.

Mentre i test nei serbatoi di traino (towing tank) forniscono i risultati più accurati, la conoscenza dell'influenza della forma dello scafo è limitata.

Un vantaggio dei metodi numerici e delle formulazioni teoriche è proprio quello di consentire modifiche alle forme dello scafo rapidamente e ottenere un set di soluzioni per vari modelli geometrici in breve tempo, aiutando durante la fase di ottimizzazione della forma nel ciclo progettuale ed evitando di dover seguire il ciclo convenzionale con costruzione di modelli in scala testati nelle towing tanks. [1]

Le potenzialità della CFD continuano ad avanzare sempre più velocemente e con risultati sempre più accurati. Inizialmente i primi metodi numerici erano basati sull'essere funzionali, cioè miravano a ottenere risultati accettabili per le caratteristiche di maggior interesse in fase progettuale e costruttiva trascurando la completa risoluzione del campo di moto attorno allo scafo.

Oggi invece un grande loro vantaggio risiede nella risoluzione del campo di moto che avviene in modo dettagliato e porta ad un livello di comprensione notevole del comportamento fisico dello scafo, oltre a nuove informazioni sull'interfaccia aria-acqua, sulle interazioni struttura-fluido e sulle scale della turbolenza.

La capacità di estrarre informazioni sul campo di flusso come i valori di pressione e sollecitazione di taglio sia sulla superficie bagnata che sulla superficie di confine di un volume di controllo, consente inoltre di utilizzare la scomposizione della resistenza in componenti di forza oppure sfruttando una ripartizione di energia per ottenere una stima della resistenza numerica.

L'applicazione della CFD era per la maggior parte relegata nelle università e nei laboratori di ricerca e sviluppo, ma lentamente ha trasformato l'approccio della progettazione, passando da "build and test design" ad un "simulation based design" (SBD) con miglioramenti in termini di accuratezza, costo e sicurezza. [2]

Lo sviluppo dei metodi numerici e il loro successo sono ben documentato nella serie di atti dell'International Towing Tank Conference (ITTC). In particolare, il Comitato di Resistenza ha costantemente riferito sulle capacità delle varie tecniche CFD e dei loro sviluppi.

In associazione con ITTC vi sono parecchi workshops internazionali mirati alla raccolta di dati di test di resistenza per confrontare i risultati dei metodi numerici contro i test sperimentali di alta qualità.

Nonostante il largo utilizzo e il sempre crescente numero di software a disposizione, ottenere risultati soddisfacenti che possano prevedere determinati comportamenti in modo affidabile non è assolutamente semplice, dal momento che l'incertezza associata alla misurazione sperimentale è ora sostituita dalle incertezze associate all'uso di tecniche numeriche, che contengono sempre livelli intrinseci di astrazione matematica lontani dalla realtà fisica [3]

Molte studi sull'incertezza e accuratezza dei risultati ottenuti sono stati compiuti per aiutare a verificare la validità della simulazione e sono stati riassunti nelle linee guide proposte dall'ITTC [4].

1.1.1 Campi di Applicazione

L'idrodinamica nautica consiste principalmente nella formulazione e la risoluzione di problemi non lineari. Grazie al miglioramento degli algoritmi di soluzione è ora possibile simulare anche campi viscosi non lineari.

Le applicazioni più importanti di CFD in ambito nautico sono:

- **RESISTENZA E ONDE:** la resistenza in acque calme è l'applicazione più utilizzata per CFD. Inizialmente il flusso potenziale era utilizzato per ottenere soluzioni approssimate della resistenza. Durante gli ultimi due decenni è stato possibile calcolare anche le varie componenti della resistenza e le onde prodotte dall'imbarcazione.
- **MANOVRABILITA':** la manovrabilità delle navi è diventata un fattore di grande importanza con l'aumentare delle esigenze di sicurezza. I metodi CFD sono diventati rilevanti per cercare di sostituire i costosi test sperimentali. Tuttavia, siccome si ha una grande dispersione dei risultati tra le simulazioni, il CFD non è ancora il metodo preferito per i problemi di manovrabilità.
- **COMPORAMENTO MARINO:** gli studi sul comportamento delle navi in acque profonde sono stati dominati dai metodi dei pannelli con risultati soddisfacenti. Recentemente si sono sviluppati modelli di turbolenza avanzati per far fronte a problemi con forte instabilità.

- ELICA: gli studi sulle eliche risultano molto numerosi, essendo tra le appendici che creano più problemi soprattutto nel calcolo della resistenza.

Per maggiori informazioni si rimanda a [5].

1.1.2 Metodi e Ricerche

Risalgono agli inizi degli anni '60 i primi lavori di risoluzione del flusso viscoso attorno allo scafo, ottenuti risolvendo l'equazione di strato limite semplificata. In questo primo approccio lo strato limite sulla maggior parte dello scafo poteva essere risolto entro la precisione ingegneristica richiesta, ma non si riusciva a prevedere il flusso nel campo di moto lontano e nella scia. Questo ha spinto i ricercatori a cercare metodi più avanzati.

Durante gli anni '80 sono state sviluppate un gran numero di ricerche basate sulle equazioni di Navier Stokes calcolate da Reynolds, le RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes).

Queste equazioni rappresentano l'approccio più consolidato nella modellizzazione della turbolenza nella CFD. Si tratta di equazioni del moto mediate nel tempo. In RANS però le oscillazioni del flusso non vengono risolte accuratamente nella dimensione spaziale e viene raggiunta perciò una soluzione media.

Durante gli anni '90 sono stati compiuti parecchi miglioramenti nella risoluzione del campo di flusso lontano dallo scafo, mentre per la zona vicino all'elica rimaneva ancora non accurata. Questo era dovuto ad una modellazione inadeguata della turbolenza. In seguito si sono adottati modelli più avanzati, quali il k- ω e il modello degli sforzi di Reynolds. [5,6,7]

Al workshop di Tokyo del 1994 sono state presentate ricerche che si concentravano sulla resistenza sia dello scafo che della scia. Oggetto di discussione era il trattamento della superficie libera ancora fino a quel momento problematico. [8]

Negli anni seguenti una varietà di metodi sono stati sviluppati per il calcolo della superficie libera e i metodi basati sulle equazioni RANS sono stati affinati.

Le soluzioni RANS sono importanti per il mondo accademico e per molti settori industriali in quanto producono alta qualità di risultati rispetto ai loro requisiti computazionali. Negli ultimi 20 anni un numero significativo di indagini sono state condotte da ricercatori in tutto il mondo per cercare di migliorare ulteriormente il calcolo delle prestazioni idrodinamiche delle navi. Se ne possono trovare diversi esempi in letteratura.

Il punto di svolta è stato nel 2000 al workshop tenutosi a Göteborg (Svezia), dove sono stati esposti diversi sviluppi sui codici e algoritmi CFD per l'applicazione nell'ingegneria navale. Sono state esaminate tre differenti navi di riferimento da varie istituzioni e università con codici diversi che implementavano tutte le RANS e i loro risultati sono stati confrontati con quelli sperimentali condotti in towing tanks. [9].

In seguito, Bartesaghi e Viola hanno studiato la resistenza e lo schema delle onde attorno ad uno scafo (Wigley hull) utilizzando le RANS. La pressione, la viscosità e la resistenza totale dello scafo sono state calcolate e confrontate con i dati sperimentali. La differenza tra i risultati numerici e i dati sperimentali era di circa l'1%. Questo studio ha mostrato come con il calcolo numerico basato su RANS sia possibile ottenere risultati sufficientemente accurati della resistenza dello scafo. [10]

Uno studio basato su codici RANS per ricavare le prestazioni della velocità, resistenza e auto-propulsione di varie navi commerciali (come trasportatori di container) è stato effettuato da Choi. Per discretizzare le equazioni di governo è stato utilizzato il metodo ai volumi finiti ed è stato applicato il modello di turbolenza degli sforzi di Reynolds. Il metodo VOF è stato implementato per la definizione della superficie libera. I termini convettivi sono stati discretizzati usando lo schema QUICK (Quadratic Upwind Interpolation for Convective Kinematics), mentre per i termini di diffusione si è utilizzato uno schema alle differenze finite centrato. Le previsioni di calcolo sono state successivamente convalidate con una serie di test su modelli in towing tank alle stesse condizioni, trovando accordo tra test sperimentali e risultati numerici. [11]

Jones ha applicato un codice FLUENT per risolvere le Equazioni RANS per calcolare il coefficiente totale di resistenza di un DTMB 5415 (imbarcazione diventata tipica per la convalida dei risultati con un ricco database di dati), utilizzando come modello di turbolenza $k-\epsilon$ e il metodo VOF. In questo studio due tipi di mesh sono state analizzate, una mesh strutturata esaedrica e una non strutturata tetraedrica più grossolana, con risultati che si discostavano per un massimo del 3,8% dai dati sperimentali per la prima mesh e in modo maggiore per la seconda (a causa della minor risoluzione). L'elevazione delle onde lungo la superficie dello scafo e nel campo vicino è stata trovata in accordo qualitativo con i dati sperimentali. [12]

Moctar ha studiato la resistenza e il movimento di alcune imbarcazioni usando due diversi codici di calcolo Comet e OpenFOAM. Entrambi i solutori hanno usato il metodo ai volumi finiti per la discretizzazione e il metodo VOF per la superficie libera, entrambi basati sulle equazioni RANS. Come modelli di turbolenza sono stati usati $k - \epsilon$ e $k - \omega$ SST (Shear Stress Transport) rispettivamente in COMET e OpenFOAM. Si è dimostrato come i valori ottenuti abbiano un'accuratezza sufficiente rispetto ai dati sperimentali. [13]

Un'analisi multifase per la resistenza di una nave in acqua calma è stata realizzata da Maki utilizzando due metodi differenti, il primo basato sul flusso potenziale, il secondo risolvendo le equazioni RANS stazionarie e utilizzando il Level Set Method per l'individuazione della superficie libera. I due metodi erano in accordo tra loro, predicendo correttamente l'elevazione della superficie libera e la resistenza totale. [14]

Uno studio sulla resistenza totale e la resistenza a prua e a poppa di un KVLCC2 è stato condotto da Guo (sia sperimentalmente che numericamente) dove due modelli di turbolenza, cioè k- ω SST e k- ω EASM (Explicit Algebraic Stress), sono stati utilizzati. I risultati approssimavano bene i valori ottenuti sperimentalmente, inoltre si dimostrava come entrambi i modelli di turbolenza davano una buona previsione di resistenza, affondamento, assetto ed elevazione d'onda attorno allo scafo. [15]

Queste sono solamente alcune delle ricerche e pubblicazioni scientifiche disponibili sullo studio della resistenza di una nave. Oltre a studi condotti sfruttando le tecniche commerciali, sono stati creati dei codici dedicati esclusivamente allo studio delle caratteristiche idrodinamiche delle imbarcazioni, tra cui si trovano SteadyNavalFoam e WISDAM. Il primo è stato creato per la previsione di flussi stazionari attorno allo scafo e dimostra un'efficienza computazionale migliorata rispetto a OpenFOAM. Il secondo è stato creato per valutare la resistenza indotta delle navi durante la navigazione in mare aperto, quindi tenendo in considerazione non solo le onde prodotte dal movimento relativo del corpo rispetto al fluido, ma anche delle onde marine. La precisione e l'affidabilità di questo codice numerico sono state convalidate con risultati sperimentali mostrando un buon accordo. [16,17]

In [6] sono mostrati alcuni recenti risultati ottenuti tramite l'implementazione di un modello RANS per un flusso viscoso sulla superficie libera lungo lo scafo di una nave della serie S60 a differenti numeri di Froude. Attraverso il confronto dei risultati numerici con i dati sperimentali a disposizione si è verificato come il CFD può essere uno strumento complementare ai test in serbatoio durante la fase progettuale.

Dal 1960 ad oggi la CFD ha visto un progressivo aumento di utilizzo in tutti i settori industriali per la sua flessibilità in fase di progettazione andando a complementare i test sperimentali su modelli in scala in towing tank.

2 RESISTENZA

Le leggi di base della fisica che governano il movimento dei liquidi (come l'acqua) e quelli che regolano il movimento dei gas (come l'aria) sono gli stessi. La meccanica dei fluidi è la scienza delle forze che agiscono nei fluidi, dove tutto ciò che può fluire è considerato un fluido.

Poiché l'aria e l'acqua hanno proprietà diverse, in particolare in termini di densità e sono separati da una superficie di confine, ci sono fenomeni che si verificano solamente in acqua e non in aria e viceversa. L'esempio più ovvio di questo è la generazione di onde e fenomeni associati alla superficie di interfaccia tra acqua e aria.

Nel seguente capitolo dopo un breve richiamo fluidodinamica, che verrà ripreso nel capitolo 3, verranno esposte le scomposizioni tipiche della resistenza agente sullo scafo di un'imbarcazione. Per maggiori informazioni si rimanda a [19], [20], [21], [22].

2.1 RICHIAMI DI FLUIDODINAMICA

2.1.1 Forze di pressione e attrito

Se si vogliono considerare le forze sullo scafo bisogna capire i meccanismi fisici che governano il fenomeno. Qualsiasi oggetto che è completamente o parzialmente immerso in un fluido in movimento è soggetto a forze che agiscono sulla superficie esterna dell'oggetto. In termini di orientamento delle forze si possono distinguere le forze di pressione che agiscono perpendicolare alla superficie e le forze d'attrito che agiscono tangenzialmente alla superficie (cioè parallele localmente alla superficie)

Le forze di pressione sono anche presenti in un campo dove non c'è moto relativo, sono dovute al peso della colonna d'aria sopra l'oggetto. In acqua ferma sono il risultato del peso della colonna d'acqua più la colonna d'aria sopra l'oggetto.

Le forze di attrito richiedono che ci sia attrito tra l'oggetto e il fluido circostante, come nel caso in cui l'oggetto e il fluido nel quale è sommerso siano in movimento relativo tra loro. In quest'ultima situazione la pressione attorno all'oggetto non è più costante. Difatti, così come per le forze di attrito, la pressione varia lungo la superficie. [19]

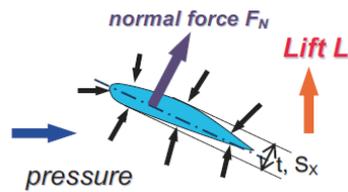


Figura 2.1: Forze di Pressione Su Un Profilo [19]

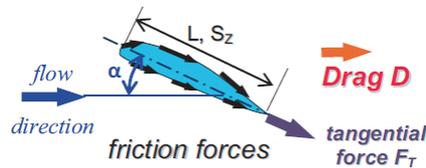


Figura 2.2: Forze d'attrito Su Un Profilo [19]

Se si integra attorno alla superficie si ottengono le forze di pressione e di attrito e si può risalire alle forze complessive risultanti di portanza L e resistenza D , scomponendo rispettivamente perpendicolarmente e parallelamente alla direzione del flusso entrante. Queste dipendono anche dall'angolo di incidenza α .

Si può ricavare dalle equazioni di equilibrio che per il caso di imbarcazioni dove $S_x \ll S_z$ e l'angolo di incidenza è prossimo allo zero, la forza componente di resistenza sarà costituita prevalentemente da forze di attrito. Un'eccezione è costituita dalla resistenza al moto ondoso, che è prevalentemente dovuta alle forze di pressione.

2.1.2 Forze statiche

Le forze di pressione agenti sulla superficie esterna di un oggetto immerso in un fluido immobile sono il risultato del peso della colonna di fluido sopra l'oggetto. Preso un punto P_1 sul fondo dell'oggetto e un secondo punto P_2 sulla parte superiore, in linea con il primo punto, ci sarà una differenza Δp di pressione uguale a

$$\Delta p = \rho g (h_2 - h_1)$$

Dove ρ è la densità, h sono le altezze delle colonne di fluido sopra di esso e g è l'accelerazione gravitazionale. Uno schema di quanto descritto è rappresentato nella figura a fianco presa da [19].

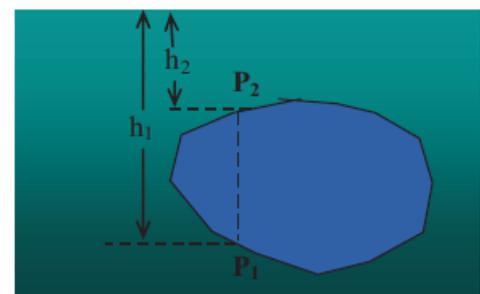


Figura 2.3: Forze di pressioni agenti su un corpo generico [19]

Poiché $h_1 > h_2$ la differenza di pressione tra cima e fondo causerà una forza diretta verso l'alto. Integrando le differenze di pressione su tutta la superficie risulta che l'oggetto nel suo insieme presenta un sollevamento verticale o forza di galleggiamento uguale a $\Delta = \rho g V$.

dove V è il volume dell'oggetto. Questo altro non è che il principio di Archimede il quale afferma che un corpo sommerso vede una forza verticale di sollevamento uguale al peso del volume di liquido spostato. Si noti che se i punti P fossero posizionati su lati diversi ma alla stessa profondità h , non ci sarebbe differenza di pressione. Questo è il motivo per cui in un oggetto immerso in un fluido immobile non si verifica una forza laterale.

Dato che una nave è un oggetto parzialmente immerso in acqua e parzialmente in aria, la situazione è più complicata.

Si ha che l'altezza della colonna di aria sopra un'imbarcazione sia molto più grande della dimensione verticale dell'imbarcazione stessa e la densità dell'aria sia molto piccola. Inoltre per tutte le applicazioni pratiche si può supporre che la pressione dell'aria che agisce sull'imbarcazione sia costante e uguale alla pressione atmosferica a livello del mare p_a .

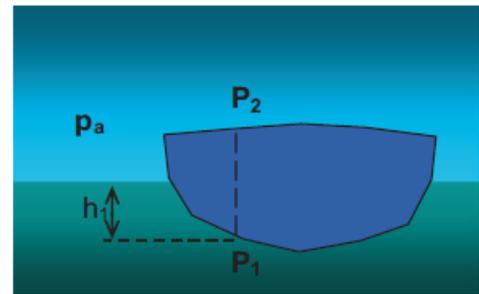


Figura 2.4: Forze di pressioni agenti su un'imbarcazione [19]

In un punto sommerso P_1 dello scafo la pressione statica è il risultato del peso della colonna d'acqua più il peso della colonna d'aria sopra di esso.

$$p_1 = p_a + \rho g h_1$$

Per un punto P_1 sul fondo e un punto P_2 sulla parte superiore dello scafo la differenza di pressione Δp diventa

$$\Delta p = p_1 - p_2 = p_a + \rho g h_1 - p_a = \rho g h_1$$

Si noti che la pressione atmosferica non compare nell'espressione finale della differenza di pressione e quindi non ha alcuna conseguenza per la forza verticale. Segue ora che il sollevamento verticale totale o la forza di galleggiamento è uguale a

$$\Delta = \rho g V$$

dove ∇ è il volume della parte immersa (in acqua) dello scafo. ∇ è anche chiamato il volume di spostamento (the displacement volume).

Questo principio è utilizzato per individuare la posizione della linea di galleggiamento dello scafo. Si ha infatti che la forza di galleggiamento in situazione di acqua calma deve equilibrare il peso dell'imbarcazione $m = \rho\nabla$.

2.2 COMPONENTI DELLA RESISTENZA

La resistenza è solitamente scomposta in varie componenti, anche se esse solitamente interagiscono tra loro e quindi non possono essere misurate individualmente.

La suddivisione della resistenza in varie componenti è nata dall'impossibilità di misurare direttamente la resistenza di un'imbarcazione di grosse dimensioni in scala reale e quindi per facilitarne la stima è stato necessario compiere test su modelli da cui si sono ricavate tutte le conoscenze attualmente disponibili.

Inoltre conoscere l'influenza di ogni singola componente aiuta il progettista ad individuare le zone problematiche e a modificare la forma dello scafo in fase progettuale.

Si è visto nella sezione precedente come le forze che agiscono su un oggetto possono essere distinte in forze di pressione e forze di attrito, questo vale anche per la resistenza che agisce su un'imbarcazione. Si ottiene quindi una prima suddivisione fisica della resistenza (schematizzata nella figura seguente [19])

- Resistenza di attrito: le componenti delle forze di taglio τ di prua e di poppa tangenziali a ciascuno elemento di superficie vengono integrate su tutta la superficie risultando nella resistenza totale di taglio o resistenza di attrito.
Questa è dovuta alle particelle di acqua vicino alla superficie dello scafo che si muovono con la velocità della nave. A poca distanza dalla nave le particelle d'acqua assumono la velocità del flusso esterno.
La regione tra la superficie della nave e il flusso esterno costituisce lo strato limite. Il rapido cambiamento di velocità nella direzione normale allo strato limite induce forti sollecitazioni di taglio. Tramite un'integrale delle sollecitazioni di taglio sopra la superficie bagnata si ottiene la resistenza all'attrito.
- Resistenza di pressione: le componenti delle forze di pressioni p normali a ciascuno elemento di superficie vengono integrate su tutta la superficie risultando nella resistenza di pressione totale.

La resistenza di attrito nasce esclusivamente a causa della viscosità mentre la resistenza di pressione è dovuta in parte agli effetti viscosi e allo sviluppo delle onde.



Figura 2.5: sforzi normali e tangenziali agenti su un'imbarcazione [19]

A causa della difficoltà nell'individuare la resistenza di pressione nasce una nuova suddivisione delle componenti di resistenza:

- Resistenza alla pressione viscosa: questa può essere correlata alla viscosità del fluido e ai fenomeni associati allo strato limite.

La forma della nave induce un campo di moto dove la distribuzione delle velocità localmente non è uniforme. La media delle sollecitazioni di taglio risultanti è quindi più alta. Inoltre, le perdite di energia nello strato limite a causa di vortici e separazione del flusso impediscono un aumento della pressione totale a poppa (come illustrato nella teoria dei fluidi ideale) portando a delle perdite di carico.

Le navi snelle presentano una resistenza viscosa che consiste principalmente in resistenza d'attrito, anche se è presente una parte di resistenza dovuta alla pressione, con una minor resistenza alla pressione viscosa rispetto alle navi con forme tozze, dove aumenta la parte dovuta alla pressione.

- Resistenza d'onda totale: questa componente in una barca in movimento è causata dalla presenza dell'interfaccia aria-acqua. Il numero di Froude come si vedrà in seguito è il parametro che governa la resistenza d'onda. Il moto ondoso verrà ripreso nel paragrafo seguente, illustrandolo più nel dettaglio.

Si può notare che la resistenza "viscosa" prevale alle basse velocità della barca, invece la resistenza al moto ondoso diventa sempre più importante alle alte velocità della barca.

Si può trovare nella letteratura un ulteriore modo di scomposizione in:

- resistenza d'attrito
- resistenza "residua"

Quest'ultima è definita come la differenza tra la resistenza totale e la resistenza d'attrito calcolata. Questa decomposizione è la più utile per la predizione della resistenza, sia a livello numerico che sperimentale, ma non contribuisce molto alla comprensione dei meccanismi fisici che governano il problema.

Esiste in realtà una ulteriore componente della resistenza dovuta all'incontro con le onde del mare. A causa del carattere irregolare e periodico delle onde e del movimento della barca, la resistenza e le sue componenti in navigazione dipendono dal tempo, anche se nella pratica si considera il valore medio nel tempo. La differenza tra la resistenza media nel tempo e la resistenza in condizioni stabili in acqua calma è chiamata la resistenza aggiunta, che non è oggetto di studio di questa tesi.

2.2.1 Moto Ondoso

Ogni imbarcazione che si muove attraverso una superficie d'acqua genera onde.

Si è notato come queste onde mostrino un certo schema. Il meccanismo alla base della generazione di onde superficiali è dovuto alla deformazione della superficie dell'acqua causata dalle perturbazioni di velocità e pressione generate dalla nave in movimento.:

- Il livello dell'acqua sale dove la velocità del fluido locale è bassa, cioè a prua e a poppa
- Il livello dell'acqua si abbassa dove la velocità del fluido locale è alta, cioè a metà della nave

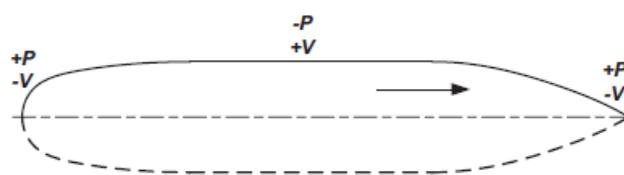


Figura 2.6: distribuzioni di pressione e velocità [19]

In letteratura il sistema delle onde è decomposto in un sistema di onde primario e secondario.

Sistema di onde primario

In un fluido ideale senza viscosità un corpo immerso avrebbe resistenza nulla (paradosso di D'Alembert). Il flusso sarebbe più lento alle estremità del corpo e più veloce nel mezzo, con un

comportamento della pressione opposto, maggiore alle estremità dove si individua un punto d'arresto e minore nel centro.

Ora si immagina un corpo formato dalla parte di scafo sommersa e la sua immagine specchiata sulla superficie libera. Questo doppio corpo creerebbe una certa distribuzione di pressione sul piano di simmetria (superficie libera dell'acqua) in un fluido ideale infinito.

Seguendo l'equazione di Bernoulli si può individuare la distribuzione dell'altezza della superficie (wave height) per questa distribuzione di pressione, avendo quindi una diminuzione delle creste delle onde alle estremità della nave e una lunga onda lungo la mezzera dello scafo. Questo è chiamato il sistema di onde primario.

La forma del sistema di onde primario è indipendente dalla velocità, quindi le posizioni di massimi, minimi e degli zeri non sono influenzati dalla velocità. La scala verticale (altezza delle onde) è proporzionale al quadrato della velocità.

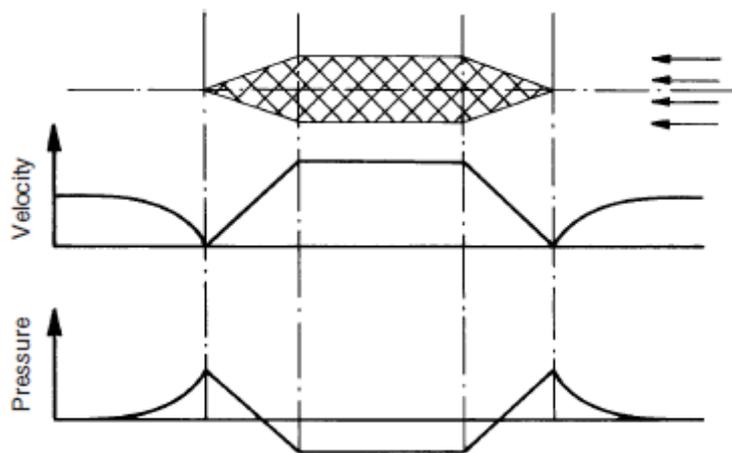


Figura 2.7:sistema d'onde primario [21]

Sistema di onde secondario

Si considera la nave come un oggetto puntiforme e a grande distanza. Questo sistema è stato inizialmente osservato da Kelvin. È caratterizzato da una serie di onde divergenti che si irradiano dal punto che rappresenta la posizione della nave e da un sistema di onde trasversali che viaggiano dietro il punto. L'intero schema è contenuto all'interno di due linee rette che partono dal punto che rappresenta la posizione della nave e hanno un angolo di semiapertura di $19,5^\circ$. Inoltre questo angolo risulta essere indipendente dalla velocità della barca.

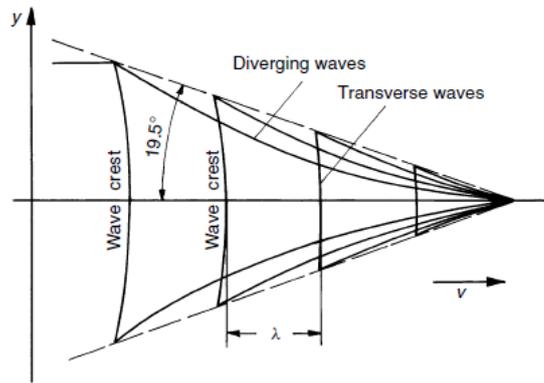


Figura 2.8: sistema d'onde secondario [20]

Come conseguenza del movimento delle onde e dei movimenti della barca la parte sottomarina dello scafo subisce variazioni periodiche:

- in velocità e direzione del flusso d'acqua rispetto all'imbarcazione;
- nella componente della forza di gravità in direzione del movimento, che può essere positiva o negativo;
- nel volume di spostamento e nella superficie bagnata.

Si osservi come il sistema d'onde, sia primario che secondario, vada ad alimentare i cambiamenti verticali di posizione (sinkage) e di assetto attorno all'asse y (trim), dovuti all'aumento di velocità. Questo influisce sulla stabilità e dinamica dell'imbarcazione.

Nella realtà il problema è più complesso rispetto al modello semplificato descritto:

- Mentre nel modello la pressione del sistema primario cambia rapidamente alle estremità della nave, imponendo onde molto ripide, nella realtà le onde si infrangono e interferiscono con le onde del sistema secondario;
- La superficie libera durante il moto subisce variazione di posizione e va ad influire sui sistemi di onde;
- In aggiunta ai due sistemi di onde divergenti e trasversali altri sistemi di onde possono formarsi in zone dove sono presenti rapidi cambiamenti nella geometria dello scafo.
- Sono stati trascurati gli effetti dovuti alla non linearità delle onde e gli effetti viscosi;
- Questo modello è considerato valido per acque profonde. L'acqua superficiale ha ulteriori effetti che vanno inseriti tramite correzioni.

La resistenza d'onda non può essere stimata correttamente con semplici formule durante la progettazione. Solitamente si determina tramite test sperimentali.

2.3 COEFFICIENTI DI RIFERIMENTO PER I PROBLEMI DI INGEGNERIA NAVALE

Di seguito sono illustrati la serie di coefficienti standard ITTC, che verranno approfonditi nel paragrafo riguardante l'analisi dimensionale.

Il coefficiente di resistenza è definito come

$$C_i = \frac{R}{1/2\rho SV^2}$$

In questa espressione, S è la superficie bagnata dello scafo, V è la velocità dell'imbarcazione e C_i può essere a seconda della resistenza (R) che si considera:

C_T coefficiente di resistenza totale

C_F coefficiente di resistenza d'attrito

C_V coefficiente di resistenza viscosa totale

C_R coefficiente di resistenza residuo

C_W coefficiente di resistenza d'onda

Il parametro di velocità è il numero di Froude $Fr = \frac{V}{\sqrt{gL}}$

E i parametri della forma dello scafo includono il coefficiente dell'area bagnata, il coefficiente di snellezza: $C_S = \frac{S}{\sqrt{\nabla}L}$ $C_{\nabla} = \frac{\nabla}{L^3}$

Dove ∇ è il volume immerso ed L è la lunghezza della nave.

Un altro parametro importante, che servirà nel calcolo del fattore di forma è il block coefficient, cioè il rapporto tra il volume di fluido spostato e il volume di un parallelepipedo con la stessa lunghezza, larghezza e altezza:

$$C_B = \frac{\nabla}{L_{WL} * B_{WL} * D_{WL}}$$

2.4 ANALISI DIMENSIONALE

Per ottenere una scomposizione delle forze nelle sue componenti si può eseguire un'analisi dimensionale e sfruttare il metodo di Buckingham (Teorema pi-greco):

" Assegnato un processo fisico dipendente da n grandezze, è sempre possibile esprimerlo con una funzione di soli $(n - k)$ gruppi adimensionali, dove il numero k rappresenta il massimo numero delle grandezze che non possono formare alcun gruppo adimensionale e che sono, pertanto, realmente indipendenti, grandezze fondamentali." [22]

Le variabili fisiche di questo particolare problema e le loro dimensioni sono le seguenti:

Resistenza dello scafo	R_T	$\frac{ML}{T^2}$
Velocità dello scafo	V	$\frac{L}{T}$
Lunghezza scafo	L	
Proprietà del fluido	ρ	$\frac{M}{L^3}$
	μ	$\frac{M}{LT}$
Accelerazione gravitazionale	g	$\frac{M}{T^2}$

Si deve anche tenere conto di parametri adimensionali dovuti alla forma dello scafo (α_i). Quindi si ha $n=7$ e $k=3$, perciò sono necessari 4 gruppi adimensionali.

L'analisi adimensionale afferma che è possibile esprimere la relazione tra le quantità nel seguente modo:

$$f(R_T, V, L, \rho, \mu, g, \alpha_i) = 0$$

Per vedere la dipendenza della resistenza totale dagli altri parametri si può riscrivere nel seguente modo:

$$R_T = f(V, L, \rho, \mu, g, \alpha_i)$$

Poiché $\nu = \mu/\rho$, si hanno 3 grandezze fondamentali e 6 quantità dipendenti, quindi si può esprimere il campo di moto tramite solamente 3 gruppi adimensionali. Dunque si ottiene:

$$\frac{R_T}{L^2 V^2 \rho} = k \left[\left(\frac{\nu}{VL} \right)^x * \left(\frac{gL}{V^2} \right)^y \right]$$

$$\frac{R_T}{L^2 V^2 \rho} = k [Re^x Fr^y]$$

Quindi $C_T = f(Re, Fr)$ con $C_T = \frac{Re}{0,5SV^2}$

Si ricordano le espressioni del numero di Reynolds e il numero di Froude

$$Re = \frac{VL}{\nu} \quad Fr = \frac{V}{\sqrt{gL}}$$

Con S si indica la superficie bagnata dello scafo che è proporzionale a L^2 , inoltre l'aggiunta di 0,5 nel denominatore non modifica la dimensione dei gruppi adimensionali.

Quindi quando si esegue un test su un modello in scala rispetto all'imbarcazione originale è necessario che:

- I parametri di forma α_i siano uguali, quindi è necessaria la similitudine geometrica;
- I numeri di Reynolds devono essere uguali;
- I numeri di Froude devono essere uguali.

Poiché l'accelerazione di gravità deve rimanere costante, per ottenere una completa similitudine fluidodinamica è necessario un grande cambiamento delle proprietà del fluido, o di viscosità o di densità, ma nella pratica questo non può avvenire. Si decide quindi di non imporre l'uguaglianza del numero di Reynolds, pertanto sarà richiesta nel momento del calcolo della resistenza del modello reale l'applicazione di un fattore di correzione.

La relazione finale può essere riscritta dopo una serie di passaggi come:

$$C_T = f_1(Re) + f_2(Fr) + f_3(Re \cdot Fr)$$

Si identifica una parte che dipende dal numero di Reynolds (resistenza di pressione viscosa), una parte dal numero di Froude (resistenza d'onda) e un residuo che dipende sia dal Re che da Fr, che nei metodi più comuni si trascura:

$$C_T = f_1 (Re) + f_2 (Fr)$$

Anche se il Re si identifica con la resistenza viscosa e invece il Fr con la resistenza d'onda questa distinzione non è netta, infatti la formazione delle onde è ostacolata dalla crescita dello strato limite e la resistenza viscosa dipende dalla distribuzione di pressione attorno allo scafo che è influenzata dalle onde, quindi le due resistenze si influenzano a vicenda.

Si evince che la resistenza di pressione viscosa non è indipendente da Fr e la resistenza d'onda non è in realtà indipendente da Re, quindi la scomposizione delle componenti della resistenza che si utilizza nella pratica non è una scomposizione in senso fisico. Inoltre non è possibile individuare queste componenti direttamente, ma esse devono essere ricavate dalla resistenza totale.

In letteratura sono disponibili molti risultati dei test effettuati per un'ampia gamma di modelli e per diverse dimensioni e forme geometriche per ricavare i valori di f_1 e f_2 a partire dalla sola resistenza totale.

2.5 METODI PRATICI

Quando si eseguono test di resistenza su imbarcazione tramite l'uso di un modello è necessario riportare i dati a scala reale e per far ciò è necessario ricavare le componenti. Sono due i principali metodi, il metodo tradizione di Froude e il metodo del fattore di forma di Hughes, adottato e raccomandato dall'International Towing Tank Conference (ITTC).

Metodo di Froude

La scomposizione della resistenza appena vista è stata introdotta da Froude, in cui si considera la resistenza totale come la somma della resistenza d'attrito + una resistenza residua dovuta alle onde e alla pressione.

$$C_T = C_F + C_R$$

La resistenza totale viene misurata tramite un test sul modello che mantiene similitudine geometrica rispetto all'imbarcazione reale e l'uguaglianza del numero di Froude (quindi di velocità).

La skin friction C_F (parte che dipende dal numero di Re) è stimata da test eseguiti su una lastra piana della stessa lunghezza, superficie bagnata e velocità dell'imbarcazione, quindi viene determinata separatamente.

È evidente come questa non tenga conto di fattori importanti come la forma dello scafo e della sovrastruttura.

Infine la parte residua viene invece ricavata dalla differenza tra resistenza totale e d'attrito.

Il cambiamento nel coefficiente di resistenza totale è dovuto alla variazione del coefficiente di attrito e quindi dal numero di Reynolds.

Poiché il test su modello non è eseguito con il corretto numero di Reynolds (Re molto più piccolo) per la nave come conseguenza il coefficiente di attrito per il modello risulta più alto, si tratta dunque di un approccio conservativo che sovrastima le resistenze.

Metodi del fattore di forma di Hughes

Hughes ha proposto di prendere in considerazione l'effetto della forma nel processo di scomposizione:

$$C_T = (1 + k)C_F + C_W$$
$$C_T = C_V + C_W \text{ con } C_V = (1 + k)C_F$$

C_F è il coefficiente della skin friction, basato come nel caso precedente sui risultati della piastra piana, mentre C_V è un coefficiente di resistenza di pressione viscosa che tiene conto sia della resistenza d'attrito che della resistenza di pressione viscosa e C_W è la resistenza d'onda.

$(1 + k)$ è il fattore di forma che dipende dalla forma dello scafo e può essere derivato sia tramite formule empiriche sia da test a bassa velocità.

La differenza sostanziale tra i due metodi risiede nell'assunzione di Froude che tutta la resistenza non d'attrito, quindi la resistenza residua C_R , dipenda solamente dal numero di Fr. Questo non è fisicamente corretto perché la resistenza di pressione viscosa inclusa nella resistenza residua dipende dal numero di Reynolds.

Hughes invece presume che la resistenza di pressione viscosa C_V abbia solo dipendenza dal Re e anche questo non è corretto, infatti come spiegato in precedenza, questa interferisce con la generazione d'onde e di conseguenza con C_W che dipende da Fr. Il metodo del fattore di forma

(Hughes) è tuttavia molto più vicino alla reale ripartizione fisica delle componenti rispetto all'approccio di Froude.

Fondamentale per entrambi i metodi è la scelta del valore del C_F che ha il maggior impatto sulla scomposizione della resistenza.

2.6 COEFFICIENTE DI RESISTENZA D'ATTRITO

Solitamente il coefficiente d'attrito di una lastra piana viene rappresentato in grafici in funzione del numero di Reynolds con varie linee per ciascun numero di Froude. Individuare la pendenza di queste linee è fondamentale per dedurre il valore del C_F a seconda del Re e del Fr e di conseguenza per la scomposizione in componenti. Di seguito saranno brevemente descritti i principali modelli empirici per ricavare le linee di attrito che saranno utilizzati nel capitolo 5 come parametro di confronto dei risultati ottenuti tramite la simulazione.

2.6.1 Formula di Froude

Nel 1860 sono dovuti a W. Froude i primi esperimenti per la determinazione della resistenza d'attrito in acqua di placche piane. Froude ricavò la seguente relazione

$$R = f \cdot S \cdot V^n$$

Osservò che il coefficiente f e l'indice n dipendono dalla lunghezza e dal tipo di superficie, inoltre f , nella maggior parte dei casi, è inversamente proporzionale alla lunghezza L della piastra e dipende fortemente dalla rugosità e n è inferiore a 2.

In seguito, R. E. Froude dopo una serie di nuovi esperimenti trovò la relazione

$$R_F = f \cdot S \cdot V^{1,825}$$

Se si riscrive le formule in funzione del numero di Re è possibile tracciare le linee del coefficiente d'attrito:

$$C_F = \frac{R}{\frac{1}{2}\rho S V^2} = 2 \cdot f \cdot S \cdot \frac{V^{1,825}}{\rho} = R_F = 2 \cdot f \cdot V^{-0,175} \cdot \frac{\text{Re}^{-0,175}}{\rho L^{-0,175}}$$

Dove L è la lunghezza della linea d'acqua, V la velocità, S l'area bagnata e R_F la resistenza di attrito. Quindi si trova una relazione del tipo

$$C_F = f' \cdot Re^{-0,175}$$

dove f' dipende dalla lunghezza. Per quanto detto nella sezione riguardante l'analisi dimensionale, C_F dovrebbe per motivi dimensionali dovrebbe dipendere solamente dal numero di Reynolds, quindi non sarebbe ammissibile.

I dati di Froude sono ancora oggi in uso è validi per imbarcazioni con una lunghezza massima di circa 152 m ma sovrastimano i risultati fino al 15%.

I valori di f sono stati tabulati in funzione della lunghezza L (m), ma è disponibile una formula che ne permette il calcolo con una buona approssimazione:

$$f = 1,38 + \frac{9,4}{8,8 + 3,28 \cdot L}$$

2.6.2 Formula di Schoenherr

Schoenherr tramite i dati sperimentali disponibili (sia in acqua che in aria) ha cercato di determinare le costanti A e B della legge di Von Karman per il coefficiente di attrito di placche piane

$$1/\sqrt{C_F} = A + B \log (Re \cdot C_F)$$

ricavando la relazione

$$1/\sqrt{C_F} = 4,13 \log (Re \cdot C_F)$$

Per sfruttare questa formula, poiché il coefficiente d'attrito non è in forma esplicita è necessario utilizzare un processo iterativo, ipotizzando vari valori di C_F , calcolare il Re corrispondente e fare un'interpolazione.

Esiste una formula che approssima bene (entro 1%) l'equazione di Schoenherr utile per le stime preliminari.

$$C_F = \frac{1}{(3,5 \log_{10} Re - 5,96)^2}$$

Negli anni sono state formulate diverse equazioni per approssimare la linea di Schoenherr, di seguito si vedranno alcuni esempi.

2.6.3 Formula ITTC 1957 e Hughes

La formula Schoenherr può essere riscritta spezzando il logaritmo come:

$$\begin{aligned} 1 / \sqrt{C_F} &= 4,13 \log (Re \cdot C_F) \\ &= 4,13 [\log (Re) + \log(C_F)] \end{aligned}$$

Poiché C_F e $\log C_F$ variano abbastanza lentamente con il Re si può semplificare nella forma

$$1 / \sqrt{C_F} = A [\log (Re) - B]$$

Sono molte le varianti. Un' ipotesi può essere quella di assumere $B=2$ e quindi riscriverla nella forma

$$C_F = \frac{A'}{(\log Re - 2)^2}$$

Fra le varianti si ha la formula di Hughes per una linea bidimensionale

$$C_F = \frac{0,066}{(\log Re - 2,03)^2}$$

Ripresa dall'ITTC nel 1957 per formulare la linea di correlazione tra modello e nave

$$C_F = \frac{0,075}{(\log Re - 2)^2}$$

La formula ITTC1957 incorpora alcuni effetti d'attrito dovuti al tridimensionale e tenendo in contro un effetto di forma.

La formulazione ITTC rispetto a Schoenherr per valori di Re piccoli ha un valore superiore, mentre si accorda bene per valori più alti, questo proprio per contrastare la sovrastima per modelli piccoli o a velocità basse che si era riscontrata.

2.6.4 Formula Grigson

Questa è un'alternativa alle formule illustrate e applica alcune correzioni alla formula ITTC, differenziandosi in due casi a seconda del numero di Reynolds.

Per $1,5 \cdot 10^6 < Re < 2 \cdot 10^7$

$$C_F = [0,93 + 0,1377 * (\log Re - 6,3)^2 - 0,006334(\log Re - 6,3)^4] * \left[\frac{0,075}{(\log Re - 2)^2} \right]$$

Per $10^8 < Re < 4 \cdot 10^9$

$$C_F = [1,032 + 0,02816 * (\log Re - 8) - 0,006273(\log Re - 8)^2] * \left[\frac{0,075}{(\log Re - 2)^2} \right]$$

Poiché le differenze con i metodi esistenti sono minime, non viene utilizzato tradizionalmente per la scomposizione delle componenti.

Queste formule sono approssimazioni accettabili per la maggior parte delle imbarcazioni, di qualunque forma e dimensioni siano, ma non rappresentano esattamente la resistenza delle placche piane e conseguentemente la resistenza d'attrito delle imbarcazioni. Sono usate per fare correlazioni tra modelli e imbarcazioni reali, sono utili per avere una stima preliminare della resistenza e per controllare i risultati ottenuti, sia a livello sperimentale che numerico.

2.7 DERIVAZIONE DEL FATTORE DI FORMA (1 + K)

Se si vuole seguire il metodo di Hughes è necessario ricavare il fattore di forma (1+k), tramite vie sperimentale, empirica o numerica.

Si riprende la scomposizione del coefficiente di resistenza introdotta precedentemente:

$$C_T = (1 + k)C_F + C_W = C_V + C_W$$

(1+k) ha una grande influenza sulla stima preliminare della resistenza dell'imbarcazione.

Sperimentalmente esistono diversi metodi che consentono di ricavare il fattore di forma; tutte le misure sperimentali devono avvenire a velocità molto basse (0,1-0,2 m/s) rendendo molto difficile l'accuratezza dei valori di resistenza trovati.

Si procede misurando la resistenza totale in due punti o più punti, ricavando la resistenza d'attrito tramite i modelli esposti e interpolando i risultati. Se si assume $R_W \propto V^6$ si può utilizzare il metodo introdotto da Prohaska e ripreso dall'ITTC con un'interpolazione ai minimi quadrati.

Un'altra strada è quella di ricavare indirettamente il valore di k dalla misura dei componenti della resistenza, resistenza di pressione viscosa o resistenza d'onda.

Questi non sono usati nella pratica, ma a livello di ricerca e permettono di vedere come il fattore di forma cambi in realtà con la velocità. Nella pratica si considera il fattore di forma costante con la velocità.

Alcuni esempi di formulazioni empiriche sono riportati di seguito

Watanabe
$$k = -0,095 + 25,6 \frac{C_B}{\left(\frac{L}{B}\right)^2 \sqrt{\frac{B}{T}}}$$

Conn e Ferguson
$$k = 18,7 \left[C_B \frac{B}{L} \right]^2$$

Grigson
$$k = 0,028 + 3,30 \left[\frac{S}{L^2} \sqrt{C_B \frac{B}{L}} \right]$$

Dove S è la superficie bagnata dello scafo, L è la lunghezza, D è la distanza tra la superficie libera e il punto più basso dello scafo (draft), B è la larghezza dell'imbarcazione e C_B è il block coefficient.

2.8 RESISTENZA DELL'ARIA DELLO SCAFO

Su un'imbarcazione che si muove in aria ferma agisce una forza di resistenza sulla parte superiore dello scafo sopra la linea dell'acqua dovuta all'aria. Il livello di resistenza all'aria dipenderà dalle dimensioni e dalla forma della struttura e dalla velocità della nave. La resistenza aerodinamica dello scafo sopra l'acqua è generalmente relativa ad una piccola percentuale della resistenza totale, questa può essere trattata come la resistenza su un corpo tozzo.

È importante distinguere tra resistenza dovuta all'aria ferma e resistenza dovuta al vento. Poiché la resistenza varia con il quadrato della velocità relativa dell'aria rispetto allo scafo, ci sarà un aumento significativo di resistenza quando ci si muove in una corrente.

In generale per una stima di resistenza dovuta all'aria è necessario confrontare i dati statistici ricavati per imbarcazioni simili durante i test di towing tank oppure in galleria del vento.

In letteratura sono disponibili molti modelli per il calcolo della resistenza aerodinamica, sia statistici che empirici; ITTC raccomanda che, se non sono disponibili altri dati, la resistenza dell'aria può essere approssimata dalla seguente espressione:

$$R_{air} = C_{AA} * \frac{1}{2} * \rho_{air} * V^2 * A_T$$

Dove $C_{AA} = 0,001 * \frac{A_T}{S}$

Con A_T si indica l'area proiettata trasversalmente sopra la linea di galleggiamento e S è la superficie bagnata dello scafo della nave.

In letteratura sono disponibili altri modelli per il calcolo della resistenza aerodinamica.

3 EQUAZIONI DI GOVERNO DEL PROBLEMA

Il flusso attorno allo scafo di un'imbarcazione può essere considerato incomprimibile e inviscido. Gli effetti viscosi sono confinati in uno strato limite sottile vicino allo scafo e nella scia turbolenta risultante.

Ciò che rende questo campo di moto complicato da valutare è l'interazione tra lo strato limite che si sviluppa attorno alla superficie dello scafo e le onde gravitazionali sulla superficie libera dovute alla forma dello scafo stesso. [19]

Ora si vedranno le principali equazioni di governo del fenomeno fisico e a fine capitolo una breve descrizione dei modelli fisici utilizzati nella simulazione.

3.1 EQUAZIONI DI NAVIER-STOKES

Il campo di moto attorno allo scafo viene descritto dalle equazioni di Navier-Stokes. Queste esprimono tre principi fisici base:

- conservazione della massa (equazione di continuità)
- conservazione del momento (seconda legge di Newton $F = ma$)
- conservazione dell'energia

Esse sono valide se si considera il fluido come continuo ed è necessario imporre condizioni iniziali e condizioni al contorno che sono specifiche di ogni caso e chiudono il problema.

Queste equazioni matematiche possono essere espresse sia in forma integrale, che ammette la presenza di discontinuità nel volume di controllo ed è la forma più generale, sia nella forma differenziale che può essere usata solamente se il campo è continuo e non ammette la presenza di urti.

Possono anche essere nella forma di conservazione, dove si considera un volume di controllo fisso nello spazio con il fluido che si muove attraverso di esso oppure nella forma di non conservazione dove invece non si ha un volume di controllo fisso, ma si segue le particelle fluide nella loro evoluzione nel tempo e nello spazio.

Le equazioni di Navier-Stokes sono un sistema non lineare di 5 equazioni differenziali parziali. Nella maggior parte dei casi le equazioni non possono essere risolte analiticamente, quindi si

ricorre a metodi numerici. Nelle applicazioni CFD conviene esprimerle nella forma di conservazione differenziale.

Conservazione della massa: il flusso netto di massa uscente dal volume di controllo è uguale alla riduzione nel tempo della massa contenuta nel volume di controllo.

$$\left[\frac{\delta(\rho u)}{dx} + \frac{\delta(\rho v)}{dy} + \frac{\delta(\rho w)}{dz} \right] = - \frac{\delta\rho}{\delta t} dx dy dz$$

$$\frac{\delta\rho}{\delta t} + \nabla \cdot (\rho \bar{v}) = 0$$

Conservazione quantità di moto: si applica la seconda legge della dinamica, la variazione delle quantità di moto nel volume di controllo è uguale alla variazione di velocità nel volume di controllo più le forze di volume e superficie agenti sul corpo.

$$\frac{\delta(\rho u)}{\delta t} + \nabla \cdot (\rho u \bar{v}) = - \frac{\delta p}{\delta x} + \frac{\delta \tau_{xx}}{\delta x} + \frac{\delta \tau_{yx}}{\delta y} + \frac{\delta \tau_{zx}}{\delta z} + \rho f_x$$

$$\frac{\delta(\rho v)}{\delta t} + \nabla \cdot (\rho v \bar{v}) = - \frac{\delta p}{\delta y} + \frac{\delta \tau_{xy}}{\delta x} + \frac{\delta \tau_{yy}}{\delta y} + \frac{\delta \tau_{zy}}{\delta z} + \rho f_y$$

$$\frac{\delta(\rho w)}{\delta t} + \nabla \cdot (\rho w \bar{v}) = - \frac{\delta p}{\delta z} + \frac{\delta \tau_{xz}}{\delta x} + \frac{\delta \tau_{yz}}{\delta y} + \frac{\delta \tau_{zz}}{\delta z} + \rho f_z$$

Con f vengono indicate le forze volumetriche, con τ_{ij} le componenti del tensore degli sforzi e con u, v, w le componenti del vettore di velocità.

Conservazione energia: si applica il primo principio della termodinamica, il tasso di variazione dell'energia totale nel volume di controllo è uguale al flusso netto verso il volume di controllo più il lavoro fatto per unità di tempo sul volume di controllo dalle forze di volume e superficie.

$$\frac{\delta E}{\delta t} + \nabla \cdot [(E + p)\bar{v}] - \nabla \cdot (\bar{\tau} \cdot \bar{v}) + \nabla \cdot \dot{q} = \rho \dot{\xi} + \rho \bar{f} \cdot \bar{v}$$

Dove E indica l'energia totale per unità di volume, $\dot{\xi}$ è il calore assorbito per unità di tempo e di massa, $\dot{q}+$ il calore dovuto alla conduzione termica e dipende dai gradienti di temperatura (Legge di Fourier)

Sono presenti 5 equazioni in 7 incognite, saranno necessarie equazioni aggiuntive oppure ipotesi semplificative per risolvere il problema.

3.2 REYNOLDS AVERAGED NAVIER-STOKES (RANS)

Poiché le equazioni di Navier-Stokes non possono essere (quasi mai) risolte analiticamente è necessaria una soluzione numerica, dove vengono sostituiti gli integrali e le derivate parziali con forme algebriche risolvibili.

Una soluzione numerica implica la discretizzazione del problema che governa le equazioni del moto. I metodi di discretizzazione più usati sono le differenze finite (FD), i volumi finiti (FV) e gli elementi finiti (FE). Non si avrà una soluzione continua, ma bensì il flusso verrà risolto in punti discreti nel tempo e nello spazio.

Inoltre, va notato come le griglie di calcolo possano essere strutturate, strutturate a blocchi, sovrapposte a blocchi strutturati o non strutturate.

Per rendere possibile la risoluzione alcune ipotesi semplificative vengono fatte per consentire una soluzione analitica e ridurre significativamente lo sforzo computazionale richiesto dal solutore. Questo è il caso delle equazioni RANS incomprimibili.

Considerando il flusso come incomprimibile, che è un'ipotesi ragionevole per la maggior parte dei flussi, le equazioni di continuità e di momento sono semplificate e la soluzione dell'equazione di energia non è più necessaria.

In questo metodo le tre componenti di velocità sono scomposte in due componenti: una velocità media che varia molto lentamente e una velocità delle fluttuazioni turbolente che oscilla rapidamente attorno al valore medio. Si introducono sei nuovi termini, gli sforzi di Reynolds.

$$u = U + u' \qquad v = V + v' \qquad w = W + w'$$

Questi nuovi termini rappresentano l'aumento della velocità del fluido a causa della presenza di vortici turbolenti nel flusso.

Le equazioni di continuità e di momento per un flusso incomprimibile in forma compatta sono

$$\nabla \cdot U = 0$$

$$\rho U = -\nabla p + \mu \nabla^2 U + \nabla \cdot T_{Re} + S_M$$

Dove U è il vettore di velocità mediato, p è il campo di pressione mediato, μ è la viscosità dinamica, S_M è il vettore delle sorgenti di momento e T_{Re} è il tensore degli sforzi di Reynolds.

Per chiudere questo sistema di equazioni è necessario introdurre un modello di turbolenza che può essere usato per rappresentare l'interazione tra questi stress di Reynolds e il flusso medio sottostante. Molti sono i modelli che possono essere scelti, da una semplice relazione empirica che non introduce altre incognite a modelli che richiedono sei o più ulteriori incognite e equazioni ausiliarie appropriate. Per maggiori informazioni vedere [18]

Il modello scelto per le simulazioni condotte in questo studio è il k-epsilon.

Il flusso viene risolto in un volume di spazio circostante lo scafo. Lo spazio è diviso in volumi contigui finiti (FV) all'interno del quale vengono risolte le equazioni di conservazione di massa e quantità di moto.

Il software commerciale del volume finito STAR-CCM + è stato usato per la soluzione delle equazioni RANS con una mesh non strutturata. La scelta della mesh e dei settaggi verrà approfondita nel capitolo 4.

Un'osservazione sulla superficie libera è necessaria essendo il problema più complicato nelle simulazioni multifase del campo attorno allo scafo. Ci sono due approcci per determinare la posizione della superficie libera per i metodi RANS:

- Tentare di tracciare la posizione dell'interfaccia spostando il confine in modo che si trovi dove giace la superficie libera. Ciò richiede che il dominio e la posizione del confine si possano spostare durante l'avanzamento della simulazione
- Catturare la posizione implicitamente attraverso la determinazione di dove, all'interno del dominio computazionale, il confine tra l'aria e l'acqua si trova. In genere questo viene fatto introducendo un'equazione di conservazione aggiuntiva, come nel caso del VOF.

La superficie libera nelle simulazioni di questo studio è stata catturata utilizzando l'approccio Volume of Fluid (VOF) che richiede la soluzione di un'altra equazione di trasporto per una variabile che rappresenta la percentuale di fluido per ogni cella, come spiegato nel paragrafo seguente. Per maggiori informazioni si rimanda a [18] e [19]

3.3 MODELLI FISICI UTILIZZATI DURANTE LE SIMULAZIONI

Di seguito viene fornita una breve descrizione dei modelli usati nelle simulazioni, per maggiori informazioni si rimanda al manuale dell'utente [23]

Three-Dimensional

La funzione primaria dei modelli spaziali in STAR-CCM + è fornire metodi per calcolare ed accedere agli elementi della griglia di calcolo, inclusi il volume e il baricentro delle celle, l'area delle facce e il baricentro, gli indici delle celle delle facce e l'angolo di asimmetria.

STAR-CCM+ mette a disposizione 4 modelli spaziali: Axisymmetric Model, Shell Three-Dimensional Model, Two-Dimensional Model e Three-Dimensional Model.

Il modello tridimensionale è progettato per lavorare su mesh tridimensionali, si deve attivare solamente quando la maglia è davvero tridimensionale.

Implicit Unsteady

Il modello implicito non stazionario usa il risolutore implicito non stazionario e in STAR-CCM + è l'unico risolutore instabile che può essere combinato con il modello di flusso segregato (Segregated Flow). I problemi di superficie libera (VOF) richiedono un solutore non stazionario.

La funzione principale del risolutore instabile consiste nel controllare l'aggiornamento del calcolo in ogni momento fisico e anche la dimensione del passo temporale. In generale il risolutore implicito e non stazionario è l'alternativa al risolutore esplicitamente instabile con la scelta tra i due dovuta alla scala temporale del fenomeno oggetto di studio. Gli schemi espliciti hanno lo svantaggio di essere inclini a instabilità se viene impiegato un passo temporale troppo grande.

Il passo temporale scelto nelle simulazioni è di 0,04 s, mentre si è scelto per la discretizzazione temporale uno schema del primo ordine.

Eulerian Multiphase

I flussi multifase in cui diversi fluidi fluiscono nel dominio di interesse devono gestire una complessità aggiuntiva rispetto alla simulazione con una singola fase dovuta alla presenza di un'interfaccia attraverso la quale vi è un salto delle proprietà ed inoltre è presente uno scambio di massa, quantità di moto e calore tra le varie fasi.

Il modello multifase di Euleriano è necessario nelle simulazioni seguenti per creare e gestire le due fasi Euleriane (in questo caso acqua e aria) dove l'interfaccia tra i due fluidi è la superficie libera, in cui ciascuna fase rimane una sostanza fisica distinta, senza cambiamento di fase. Le due fasi per queste simulazioni sono acqua e aria, ciascuna definita con densità e viscosità dinamica costanti.

Il modello di interazione multifase (Multiphase Interaction) e l'equazione di stato multifase (Multiphase Equation of State) vengono aggiunti automaticamente quando il modello multifase Euleriano è selezionato. Il modello multifase Euleriano viene utilizzato per definire le proprietà delle fasi e il modello di interazione multifase viene utilizzato per definire le interazioni tra le fasi.

I metodi di tracciamento del volume / acquisizione di interfacce come VOF o i metodi level-set sono adatti per la simulazione di flussi multifase stratificati caratterizzati da un'interfaccia su larga scala e si basano sulla risoluzione dell'interfaccia completamente.

Volume Of Fluid (VOF)

Come già accennato il Volume of Fluid viene utilizzato in combinazione con il risolutore RANS per determinare la posizione della superficie libera. Il modello VOF è una tecnica a griglia fissa progettata per due o più fluidi immiscibili dove la posizione dell'interfaccia tra i fluidi non è nota ed è un'incognita del problema. Nel modello VOF i fluidi condividono un singolo insieme di equazioni di momento e la frazione del volume di ciascuno dei fluidi in ogni cella computazionale è monitorato in tutto il dominio.

Questo modello presuppone che la risoluzione della mesh sia sufficientemente elevata per risolvere la posizione e la forma dell'interfaccia tra le fasi, per questo sono necessari dei riferimenti di mesh nella posizione stimata della superficie libera.

La distribuzione delle fasi e la posizione dell'interfaccia sono descritte dalla funzione di frazione di volume $\alpha_i = \frac{V_i}{V}$

Sono possibili tre casi:

$\alpha_i = 0$ cella completamente vuota della fase i

$\alpha_i = 1$ cella piena di fase i

$0 < \alpha_i < 1$ la cella contiene un'interfaccia tra più fasi

Nel metodo VOF viene anche utilizzato α_i per determinare la posizione dell'interfaccia. La direzione normale dell'interfaccia si trova nella direzione in cui il valore di α_i cambia più rapidamente.

Il monitoraggio dell'interfaccia si realizza risolvendo l'equazione di continuità della frazione di volume

$$\frac{\delta \alpha_i}{\delta t} + u_i \frac{\delta \alpha_i}{\delta x_i} = 0$$

Ed è anche imposto un vincolo in modo che la somma delle frazioni di volume di tutte le fasi sia uguale ad 1 in ogni singola cella (dove n è il numero totale di fasi)

$$\sum_{i=1}^n \alpha_i = 1$$

Le proprietà dell'intero fluido sono calcolate in ogni singola cella tramite una media ponderata delle proprietà di ogni singola fase con la frazione di volume:

$$\rho = \sum \alpha_i \rho_i$$

Una singola equazione del momento è risolta in tutto il dominio e il campo di velocità risultante è condiviso tra le fasi. L'equazione del momento, mostrato di seguito, dipende dalle frazioni di volume di tutte le fasi attraverso le proprietà ρ e μ .

$$\frac{\delta}{\delta t} \rho u_j + \frac{\delta}{\delta x_i} \rho u_i u_j = -\frac{\delta P}{\delta x_j} + \mu \left(\frac{\delta u_i}{\delta x_j} + \frac{\delta u_j}{\delta x_i} \right) + \rho g_i + F_j$$

Segregated Flow

Il solver di flusso segregato risolve le equazioni di conservazione integrale di massa e quantità di moto in modo sequenziale. Le equazioni di governo non lineari sono risolte iterativamente una dopo l'altra per le incognite del problema come u, v, w, p.

Il segregated flow solver impiega un algoritmo di accoppiamento pressione-velocità in cui il vincolo della conservazione di massa sul campo di velocità è soddisfatto risolvendo un'equazione di correzione della pressione.

L'equazione di correzione della pressione è costruita a partire dall'equazione di continuità e dalle equazioni del momento in modo tale da garantire che il campo di velocità soddisfi l'equazione di continuità, che si ottiene correggendo la pressione. La pressione come variabile

è ottenuta dall'equazione di correzione della pressione. Quindi questo è un continuo processo iterativo di aggiustamento delle variabili. Questo modello è più adatto per i flussi a densità costante.

K-Epsilon Turbulence

Il modello di turbolenza di K-epsilon è un modello a due equazioni che risolve le equazioni di trasporto dell'energia cinetica turbolenta (k) e della sua velocità di dissipazione turbolenta (ϵ) per determinare la viscosità turbolenta dei vortici. K-epsilon usa il concetto di viscosità turbolenta per modellare il tensore degli sforzi di Reynolds come una funzione delle quantità medie del flusso.

Varie forme sono disponibili in STAR-CCM+, per le simulazioni descritte nei capitoli seguenti verrà utilizzato il Realizable K-Epsilon Two-Layers.

Il modello K-Epsilon realizzabile contiene una nuova equazione di trasporto per la velocità di dissipazione turbolenta. Inoltre un coefficiente critico del modello C_μ è espresso come una funzione delle proprietà del flusso medio e di turbolenza, anziché essere assunto come costante come nel modello standard.

Questa procedura consente al modello di soddisfare certi vincoli matematici sugli sforzi normali coerenti con la fisica della turbolenza. Sia il modello standard che realizzabile danno buoni risultati e possono essere utilizzati con un approccio a due strati del trattamento della parete, con cui tramite mesh fitte permettono di risolvere il sottostrato viscoso.

Nelle applicazioni marine il modello di turbolenza $k-\omega$ SST è ritenuto il migliore per simulare il flusso attorno allo scafo della nave, ma molte ricerche hanno dimostrato che anche il modello $k-\epsilon$ dà buoni risultati in accordo con i dati sperimentali ed è meno dispendioso dal punto di vista computazionale.

Two Layers All Y+ Wall Treatment

Le pareti del corpo sono una fonte di vorticità nella maggior parte dei problemi di flusso studiati. Quindi una previsione accurata dei coefficienti di parete (y^+ e u^+) attraverso lo strato limite è essenziale.

La regione interna (inner layer) dello strato limite può essere suddivisa in tre strati, ciascuno con flussi che seguono leggi empiriche diverse:

- Viscous sublayer: in questo strato a contatto con la parete sono dominanti gli effetti viscosi. La velocità del flusso dipende solo dalla densità del fluido, dalla viscosità, dalla distanza dalla parete e dalle sollecitazioni di taglio sulla parete.
- Logarithmic layer: in questa regione gli effetti viscosi e turbolenti si equivalgono e le relazioni possono essere espresse tramite una formulazione logaritmica.
- Buffer layer: è uno strato di transizione tra il viscous sublayer e il logarithmic layer.

STAR-CCM+ mette a disposizione tre tipi di trattamenti a parete:

- The low- y^+ wall treatment che risolve lo strato viscoso e necessita poca modellazione per prevedere il flusso attraverso la parete. Gli sforzi di taglio a parete sono calcolati come nei flussi laminari. Per risolvere il sottostrato viscoso questi modelli richiedono una mesh sufficientemente fitta vicino alla parete con un elevato costo computazionale.
- The high- y^+ wall treatment (che non risolve lo strato viscoso) è invece utilizzato per ottenere le condizioni al contorno per le equazioni di continuità. Il principale vantaggio di questo trattamento a parete è quindi il notevole risparmio nel numero di celle vicine a parete necessarie
- The all- y^+ wall treatment è un trattamento ibrido che utilizza il trattamento a parete low- y^+ per mesh fini e il trattamento a parete high- y^+ per mesh grossolane. È anche formulato in modo da produrre risultati ragionevoli per le mesh di risoluzione intermedia, cioè quando il centro della cella rientra nel buffer layer.

Il modello Exact Wall Distance viene attivato automaticamente e in STAR-CCM+ questo esegue un calcolo preciso della proiezione nello spazio reale, basato su una triangolazione della mesh superficiale.

VOF Waves

Il modello VOF Waves viene utilizzato per simulare le onde gravitazionali superficiali sull'interfaccia tra un fluido leggero e un fluido pesante. Questo modello viene in genere utilizzato con il modello 6-DOF Motion per applicazioni marine.

Il concetto di un fronte periodico in costante progresso di onde è un modello conveniente che viene utilizzato nelle applicazioni di ingegneria nautica per dare velocità al fluido, pressione e l'elevazione di superficie causata dalle onde.

Supponendo che le onde si stiano propagando in modo costante senza cambiamenti, il fronte delle onde può essere descritto e risolto in modo univoco in termini di tre scale di lunghezza fisica: profondità dell'acqua, lunghezza d'onda e altezza d'onda.

STAR-CCM + fornisce fra i modelli di onde VOF il modello di Flat Wave (onda piatta), un'onda piatta che rappresenta un piano d'acqua tranquillo (calm water) che è il modello utilizzato.

Gravity

La selezione del modello di gravità significa che l'azione dell'accelerazione gravitazionale è inclusa nelle simulazioni. L'applicazione di questo modello ha due effetti sui fluidi in STAR-CCM + due effetti per i fluidi: la pressione diventa la pressione piezometrica e la forza del corpo dovuta alla gravità è inclusa nelle equazioni del momento. Questo modello è necessario quando si lavora con una superficie libera.

3.4 DYNAMIC FLUID BODY INTERACTION

Si utilizza il modello DFBI (Dynamic Fluid Body Interaction) per simulare il movimento di un corpo rigido in risposta alle forze di pressione e di taglio esercitate dal fluido e a ulteriori forze esterne che possono essere definite dall'utente. STAR-CCM + calcola la forza risultante e il momento che agiscono sul corpo e risolve le equazioni che governano il movimento per trovare la nuova posizione del corpo rigido.

Un corpo rigido (definito usando un corpo 6-DOF in STAR-CCM +) può essere definito come un oggetto in cui la distanza relativa tra i punti interni non cambia. Utilizzando il sistema di coordinate cartesiane standard come riferimento è possibile che un corpo rigido trasli lungo ciascuno dei tre assi e ruoti attorno a essi.

Per i corpi rigidi è sufficiente modellare il movimento del solo centro di massa del corpo; il moto relativo di qualsiasi altra parte del corpo può essere estrapolato da questo centro di massa. Quando viene selezionato il modello DFBI Rotation and Translation Motion un corpo 6-DOF che definisce la superficie del corpo rigido viene creato.

È necessario specificare i valori iniziali per il corpo 6-DOF, i quali comprendono:

- Velocità angolare
- Centro di Massa
- Momento d'inerzia

- Orientamento
- Velocità
- Punto di attaccamento

Non è necessario impostare tutti i valori iniziali del corpo 6-DOF, dipende dal tipo di simulazione. Nel caso studiato le velocità saranno nulle (corpo fermo e flusso in movimento) e sarà necessario inserire i valori della diagonale del tensore dei momenti di inerzia e il centro di massa. Viene anche definito il tempo di rilascio, cioè il tempo prima che inizi il calcolo del movimento del corpo per consentire al flusso del fluido di essere inizializzato.

Tramite il Free Motion si può decidere quali movimenti consentire al corpo, questi sono specificati rispetto al sistema di coordinate di laboratorio. Le rotazioni sono definite come positive quando la rotazione è in senso orario. Ai fini della rotazione il sistema di coordinate di laboratorio può essere considerato come se la sua origine fosse spostata nel centro di massa.

Il corpo verrà definito come libero di traslare lungo l'asse z e ruotare lungo l'asse y.

4 SET-UP SIMULAZIONE

Il seguente capitolo descrive il procedimento seguito per creare la simulazione numerica per il calcolo della resistenza dello scafo di un'imbarcazione da canottaggio. I calcoli verranno effettuati tramite il software STAR-CCM+, i quali vengono confrontati nel capitolo 5 con i valori di resistenza ottenuti tramite l'applicazione delle formulazioni empiriche illustrate nel capitolo 2.

La simulazione è eseguita con scala 1:1 e a causa della simmetria lungo il piano xz è possibile modellare solamente metà geometria così da ridurre notevolmente i costi computazionali.

Per ottenere le misure di resistenza nel caso sperimentale lo scafo dell'imbarcazione viene trainato attraverso una towing tank, che nella simulazione corrisponderà al dominio computazione; nel modello invece si considera lo scafo fermo in una posizione ed è il flusso a muoversi con una velocità stabilita ed è proprio questa velocità di ingresso a produrre il movimento relativo.

Il calcolo della resistenza viene eseguito per diversi numeri di Froude e quindi a diverse velocità.

L'imbarcazione ha due gradi di libertà:

- spostamento lungo l'asse z
- rotazione attorno all'asse di y

Nella simulazione all'istante iniziale la free surface (superficie libera) è parallela al fondo dello scafo per poi deformarsi all'avanzare del tempo.

Per ulteriori informazioni si rimanda al manuale dell'utente di [23].

4.1 MODELLO GEOMETRICO

Si studia la resistenza di un'imbarcazione da canottaggio leggera ad un solo posto, il singolo (single scull) e si vedono i seguenti casi:

- single scull generico per $v = [2, 3, 4, 5, 6] \text{ m/s}$
- single scull generico con solco $v = [2, 3, 4, 5, 6] \text{ m/s}$

Il modello CAD originale dell'imbarcazione di canottaggio è stato prelevato dal database turbosquid ed è rappresentato nella figura seguente.



Figura 4.1: Rowing Single Scull Turbosquid

Tramite l'ausilio dei programmi Autodesk 3ds Max e Autodesk AutoCad la mesh è stata tradotta in superficie ed è stata privata di tutti gli elementi non facenti parte dello scafo (hull).

In seguito, la superficie è stata rielaborata in Autodesk Inventor dove è stata inserita una scanalatura nella parte anteriore dello scafo che ricalca quella presente in alcuni nuovi modelli prodotti da Renna Rowing Boat. Dopo aver creato uno schizzo della linea di intaglio, questo è stato riportato sulla superficie curva e si è creata una superficie di offset che è stata corretta per evitare la presenza di buchi o parti disgiunte.

Le dimensioni dello scafo sono le seguenti:

- lunghezza: 8,23 m (L)
- larghezza: 0,412 m (W)
- altezza: 0,277 m (H)

L'origine del sistema di riferimento è stata posta sul piano di simmetria, a metà della lunghezza massima dello scafo e all'altezza della posizione stimata della superficie libera.

Nella figura seguente viene rappresentato il CAD ottenuto dopo la rielaborazione per il single scull generico.

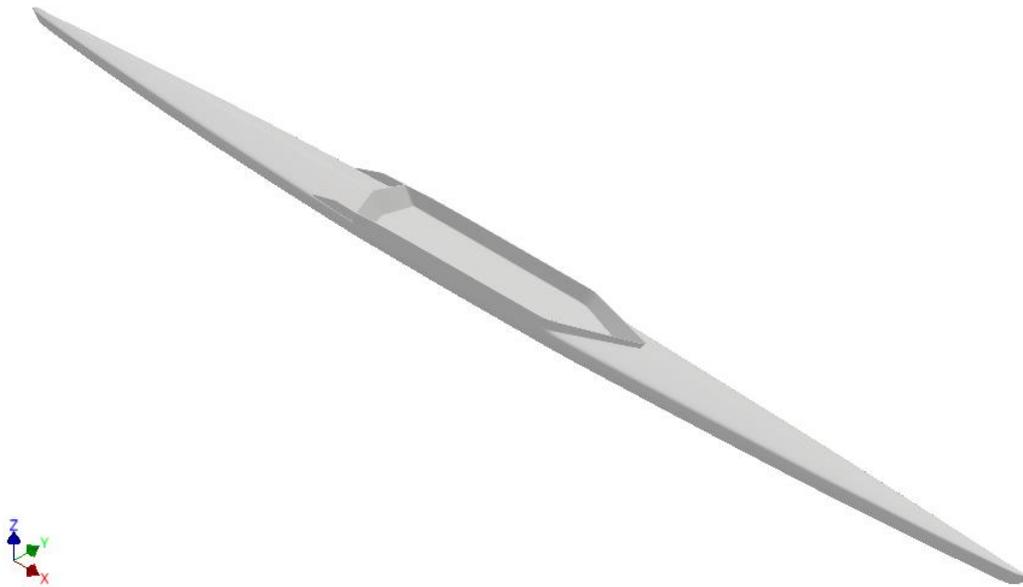


Figura 4.2: Scafo Single Scull

Di seguito viene rappresentato lo scafo con solco e il particolare della scanalatura aggiunta; questa ha inizio nel punto di coordinate (4093,0; 0,0 90,5) mm e avanza fino a raggiungere il fondo dello scafo nel punto (3101,9; -20,428; -32,912) mm.

La larghezza del gradino è di circa 1 mm, mentre la curvatura è stata trovata prelevando alcuni punti da un'imbarcazione reale (Renna Rowing Boat) ed interpolando con la funzione spline.

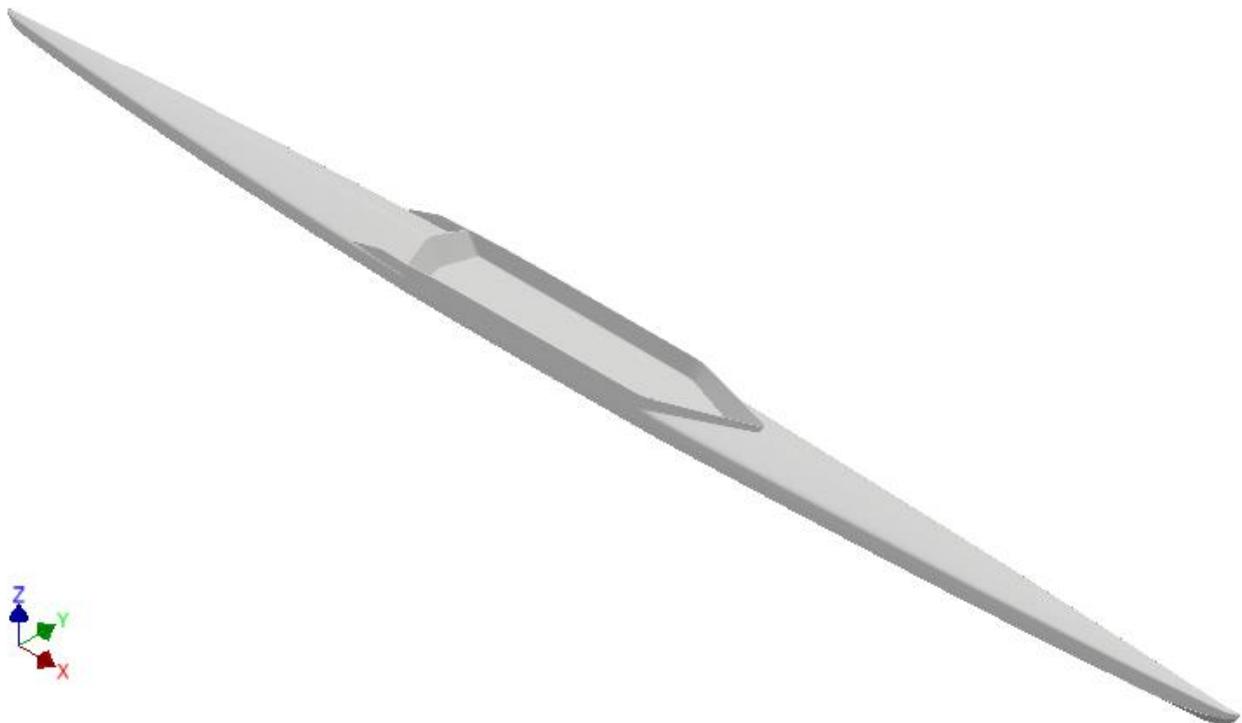


Figura 4.3: Scafo Single Scull Con Solco

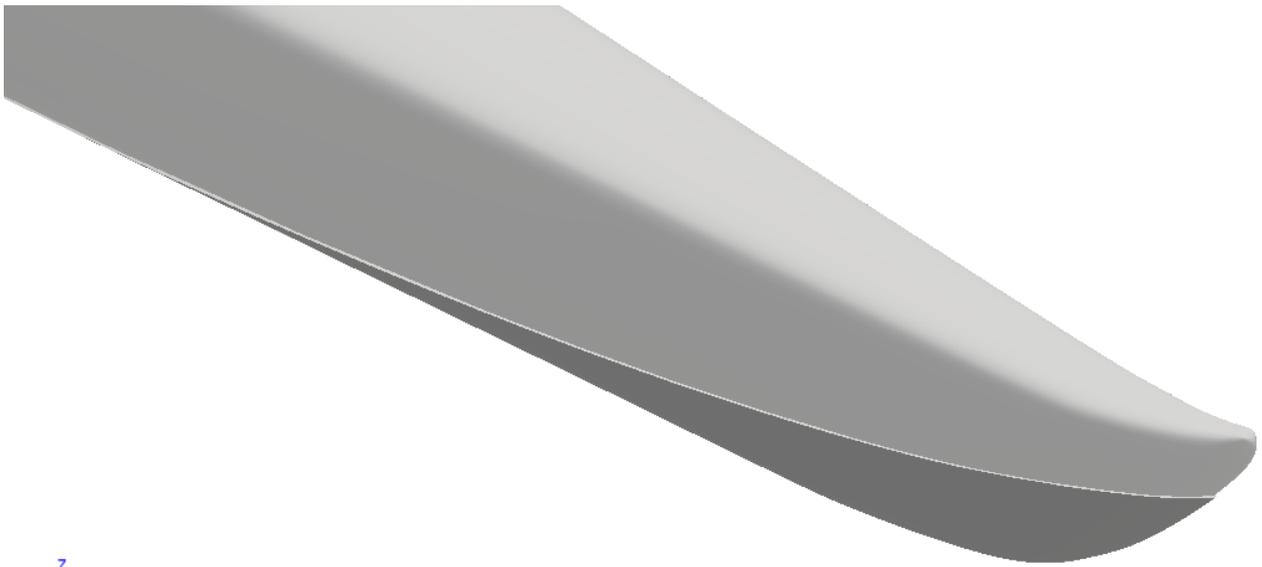


Figura 4.4: Dettaglio Solco

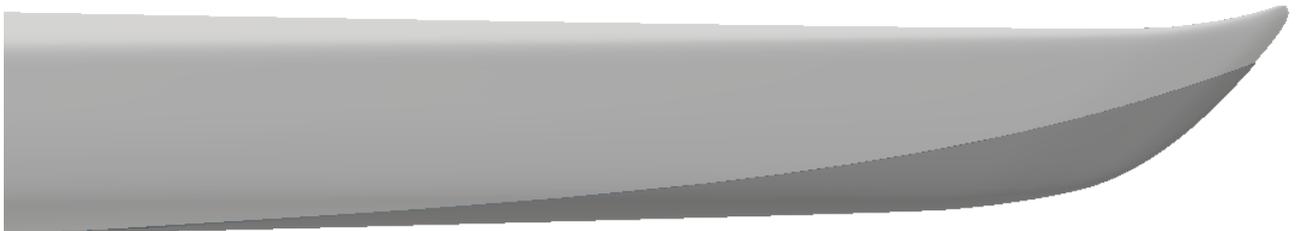


Figura 4.5: Dettaglio Solco Vista Laterale

Questa scanalatura è stata ispirata dagli scafi attualmente utilizzati per scopi ricreativi, sportivi e militari. In questi si nota un angolo più o meno acuto su entrambi i lati dove il fondo dello scafo incontra la parte superiore. Questa interruzione può essere angolare (hard chine), arrotondata (soft chine) oppure inversa (inverse chine). Nel caso studiato si avrà uno spigolo e quindi si tratta di hard chines.

La presenza di questa discontinuità nella sezione trasversale porta alla separazione del flusso impedendo all'acqua di risalire sui lati dello scafo.

Inoltre contribuiscono in modo significativo alla nascita di forze idrodinamiche verso l'alto (portanza) che portano alla riduzione della superficie bagnata e di conseguenza della componente di resistenza imputabile alle onde generate dall'imbarcazione. [28] [29]

4.2 MESH

Nel capitolo seguente il processo di creazione della simulazione è descritto dalla correzione della geometria importata, continuando con la costruzione del dominio computazionale fino alla generazione della mesh di volume, includendo la definizione delle condizioni al contorno. Viene anche fornita una breve sezione sui metodi di valutazione della mesh.

4.2.1 Analisi e riparazione superficie importata

La geometria viene esportata in formato .iges ed importata in STAR CCM+. La prima operazione da compiere sarà l'analisi della tassellazione della superficie che il software fa in automatico durante l'importazione per verificare la validità e riparare eventuali errori.

Questo passaggio è necessario prima della generazione della mesh di volume per evitare problemi nella sua creazione. [23] [24]

Gli errori più comuni sono:

1. Pierced Faces: una faccia è intersecata da uno o più spigoli di un'altra faccia;
2. Face Quality: misura della vicinanza tra una faccia e la forma ideale della faccia, che è un triangolo equilatero.
3. Face Proximity: quando la distanza tra due facce per default è inferiore a 0.05. A seconda della natura del problema questo può essere un errore e le facce vanno unite oppure allontanate.
4. Free Edges: quando uno spigolo è uno spigolo di una sola faccia, quindi si traduce in vuoti nella superficie.
5. Non-Manifold Edges: quando uno spigolo è uno spigolo di tre o più facce, di solito indica facce superflue che possono ridurre l'efficacia della mesh.

6. Non-Manifold Vertices: un vertice quando l'unica connessione tra le sue facce è solamente il vertice stesso.

Esempi dei seguenti errori sono riportati nelle immagini seguenti tratte dal manuale dell'utente [23]:

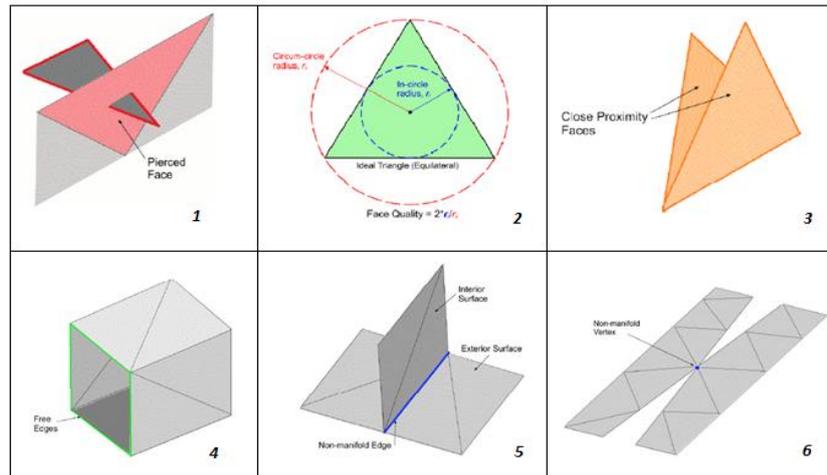


Figura 4.6: Errori Comuni Sulle Superfici

Dopo l'importazione la mesh di superficie aveva parecchi errori del primo tipo che sono stati risolti con lo strumento Auto-Repair e un errore del quinto tipo risolto manualmente eliminando le facce in eccesso. Gli errori del secondo tipo saranno risolti durante la fase di rimesatura.

4.2.2 Volume di controllo

Dopo aver eseguito la riparazione è necessario creare un parallelepipedo attorno all'imbarcazione che rappresenta il volume di acqua e aria che circonda lo scafo. Questo deve essere sufficientemente grande per cogliere tutti gli aspetti fisici principali, ma non eccessivamente per evitare un elevato costo computazionale.

Per il dimensionamento del parallelepipedo si seguono le linee guida dell' ITTC [25] che consiglia di fissare le pareti della towing tank ad almeno una lunghezza (L) di distanza in tutte le direzioni, ma per corpi tozzi oppure per numeri di Froude bassi si consiglia di aumentare le distanze.

Si crea un parallelepipedo direttamente in STAR CMM+ e in seguito si crea un'operazione booleana di sottrazione dello scafo importato dal parallelepipedo (impostandolo come target). In questo modo ci si assicura che la mesh di volume non si estenda all'interno dell'imbarcazione.

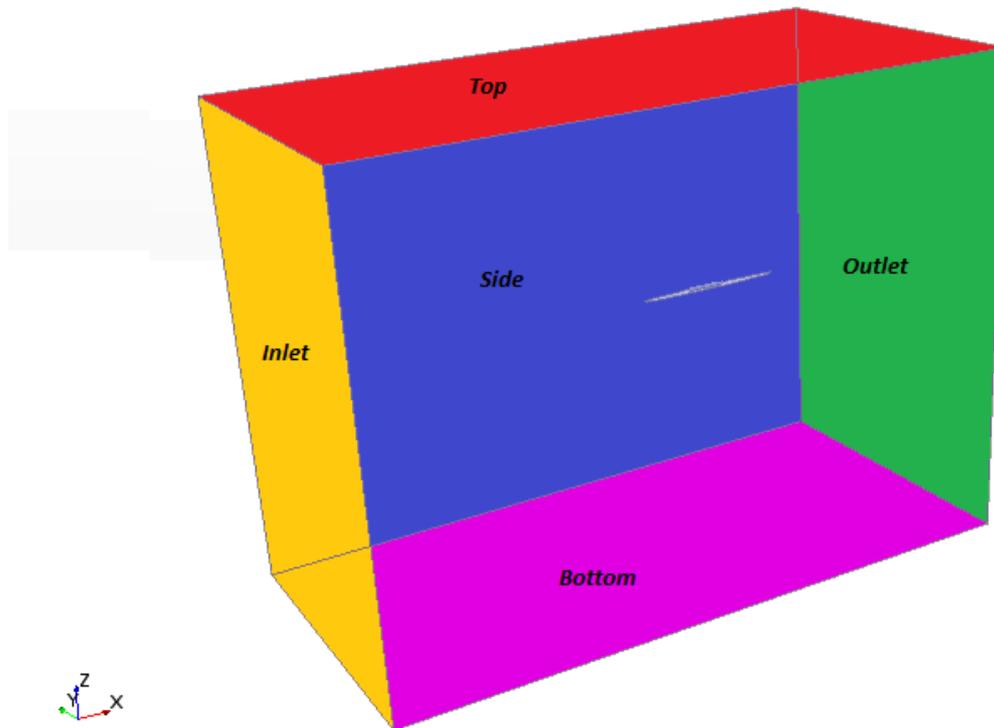


Figura 4.7:Virtual Towing Tank

Si indicherà questo volume con Virtual Towing Tank.

Le coordinate degli estremi del parallelepipedo sono:

- (-21, 0.0, -21.0) m
- (21.0, 10.5, 10.0) m

4.2.3 Condizioni al contorno

Come già spiegato in precedenza le condizioni al contorno guidano la soluzione delle equazioni di governo, quindi è necessario porre particolare attenzione al tipo di condizioni che si decide di usare affinché esse diano una valida rappresentazione numerica del problema fisico reale.

Per poter definire le condizioni al contorno su ciascuna superficie è necessario suddividere le superfici della Virtual Towing Tank e trasferire la geometria al livello di regioni.

Prima di creare la mesh di volume è necessario definire le appropriate condizioni al contorno, poiché STAR CCM+ adegua la mesh in funzione del tipo di condizioni imposto.

Star ccm+ permette di scegliere fra:

- Axis
- Flow split outlet
- Free-stream
- Mass flow inlet
- Pressure outlet
- Stagnation inlet
- Symmetry plane
- Velocity inlet
- Wall

Per una simulazione di resistenza di un'imbarcazione le condizioni al contorno più idonee sono le seguenti:

<i>Superficie</i>	<i>Tipo di Condizione al Contorno</i>
Bottom	Velocity inlet
Inlet	Velocity Inlet
Outlet	Pressure Outlet
Side	Symmetry Plane
Symmetry	Symmetry Plane
Top	Velocity Inlet
Hull	Wall

Tabella 4.a: Condizioni al contorno

Il Velocity Inlet rappresenta l'ingresso di un condotto in cui è nota la velocità del flusso, questo viene spesso utilizzato in combinazione con il Pressure Outlet che esprime l'uscita di un condotto in cui viene specificata la pressione.

All'ingresso si prescrive una velocità costante che corrisponde al numero di Froude che si vuole imporre. La direzione della velocità, cioè la direzione alla quale si muove il flusso, è lungo l'asse x . All'uscita si impone una pressione idrostatica e come pressione di riferimento sulla superficie libera si utilizza la pressione atmosferica a livello del mare.

La condizione al contorno Wall rappresenta una superficie impermeabile, mentre il Symmetry Plane rappresenta un immaginario piano di simmetria nella simulazione. La soluzione che si ottiene con l'utilizzo del piano di simmetria è identica alla soluzione che si otterrebbe specchiando la mesh attorno al piano di simmetria (in metà del dominio risultante).

La condizioni al contorno di no-slip wall sulla superficie dell'imbarcazione rappresenta la condizione fisica corretta per un flusso viscoso, dove la velocità relativa tra la superficie e il fluido immediatamente vicino si suppone nulla.

Per default i prism layers non sono creati per le condizioni al contorno di ingresso, uscita e simmetria.

4.2.4 Generazione mesh di volume

Dopo aver stabilito le condizioni al contorno, tramite l'operazione automated mesh si procede alla creazione della mesh di volume.

STAR CCM+ utilizza il metodo dei volumi finiti e non quello delle differenze finite, questo permette di avere una mesh non strutturata. Il vantaggio di usare questo tipo di mesh è che si ha molta flessibilità nel modellare le celle nella maniera che si ritiene più opportuna e inoltre è possibile distribuirle nello spazio in modo non uniforme. Quest'ultima caratteristica è particolarmente utile se ci sono geometrie complesse.

Oltre alle impostazioni globali della mesh è possibile creare superfici e volumi di controllo che permettono localmente di avere impostazioni specifiche. Questi possono essere utilizzati sia per la rifinitura che per ottenere una mesh più grossolana in determinate zone. Questo per evitare un'eccessiva rifinitura dove non necessario e aumentare i costi e tempi computazionali.

Si utilizzano trimmed hexahedral meshes con raffinamenti locali, soprattutto lungo le pareti della superficie bagnata dello scafo. L'utilizzo di celle trimmed significa che la mesh è allineata con la superficie libera indisturbata.

<i>Tipo Mesher</i>	<i>Mesher</i>
Surface Meshers	Surface Remesher
	Automatic Surface Repair
Volume Meshers	Trimmed Cell Mesher
Optional Boundary Layer Meshers	Prism Layer Mesher

Tabella 4.b:Riepilogo Mesher

Si sono create due superfici di controllo: una sullo scafo, dove si è creata una mesh più fitta, visto la geometria abbastanza complessa dell'imbarcazione a causa delle molte curvature, e una superficie di controllo sulle pareti della Virtual Towing Tank con una mesh più grossolana.

Si sono creati alcuni volumi di controllo per migliorare la soluzione sugli spigoli della geometria, per tenere in conto della separazione del flusso, della scia, degli schemi d'onda primario e secondario e inoltre per raffinare la mesh attorno alla superficie libera, che rappresenta l'area di interfaccia tra acqua e aria.

I controlli volumetrici permettono, una volta definita la forma del volume di controllo (nelle simulazioni sono stati usati parallelepipedi e cilindri), di specificare oltre a vari settaggi, la densità della mesh. Inoltre, poiché si utilizza trimmed cells è possibile sfruttare un raffinamento anisotropo normale alla direzione della superficie libera.

La mesh di volume risultante è stata riportata nelle figure seguenti. Per rendere visibile i volumi di controllo applicati si sono sfruttati due sezioni di taglio passanti nel baricentro e all'altezza della superficie libera.

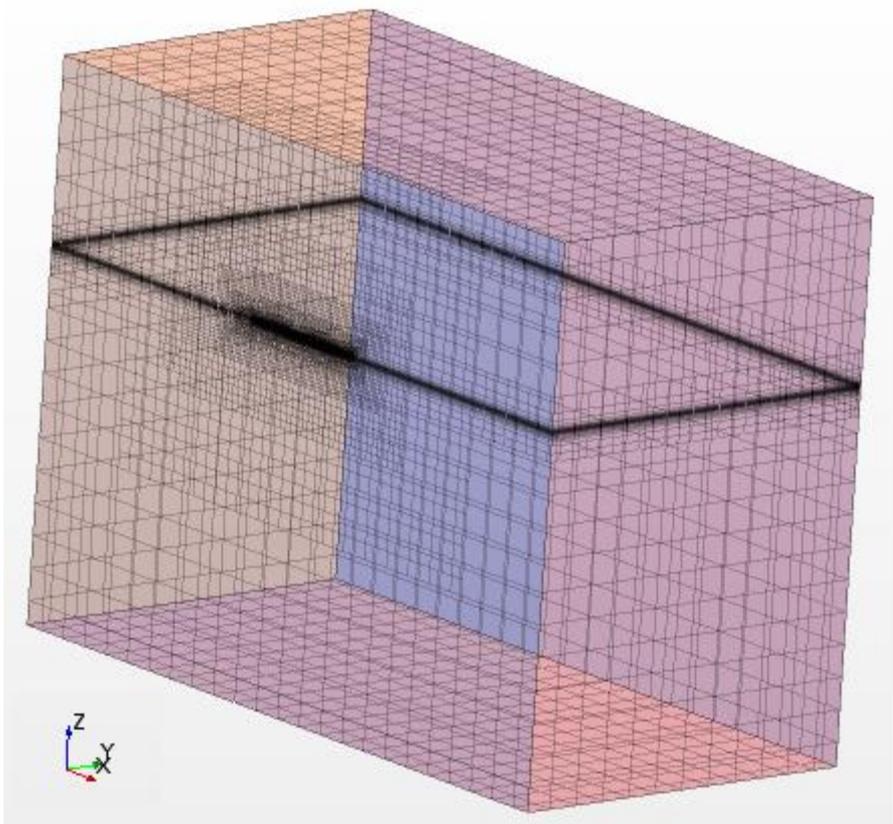


Figura 4.8: Mesh di volume

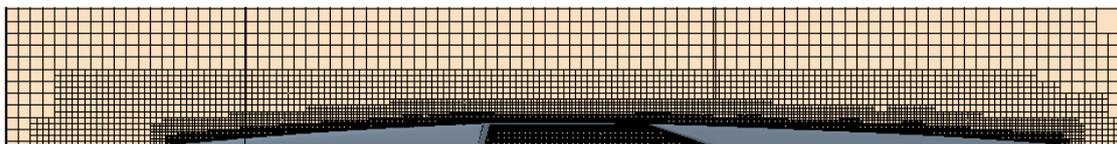


Figura 4.9: Vista piano orizzontale, dettaglio attorno scafo

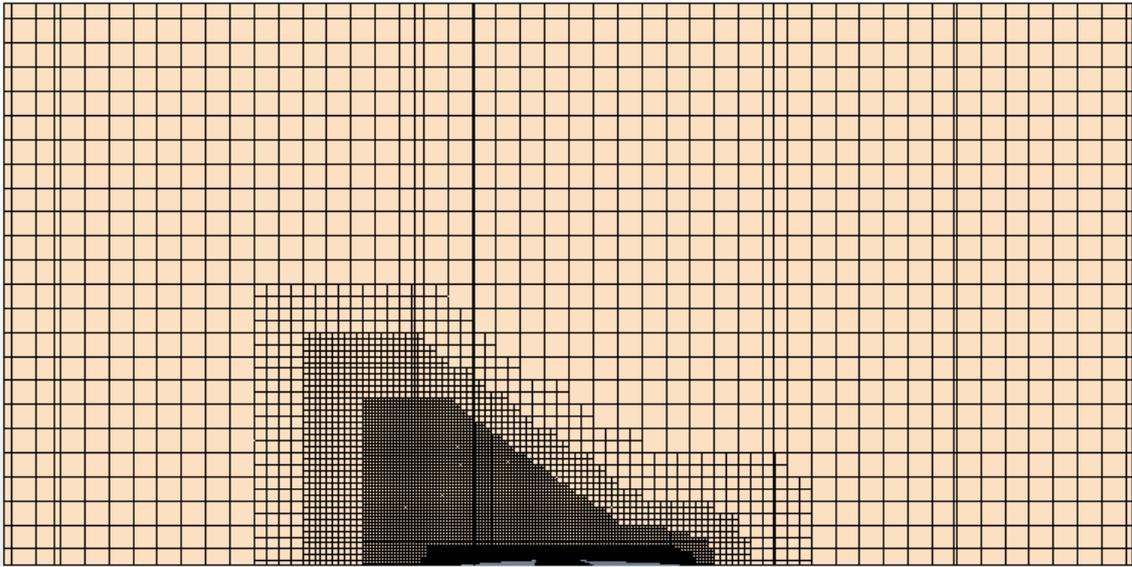


Figura 4.10: Vista piano orizzontale

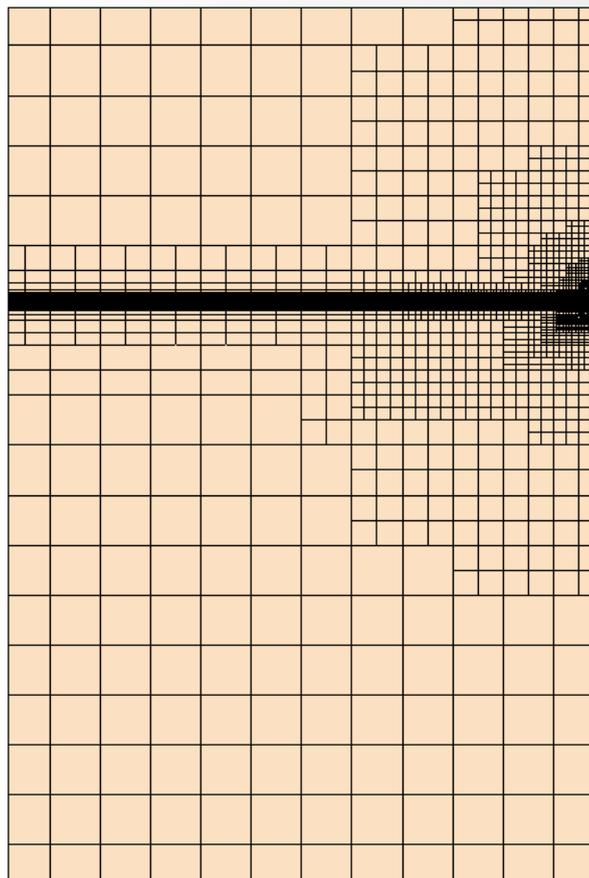


Figura 4.11: Vista frontale

Dalle immagini precedenti si può notare la rifinitura sulla superficie libera dell'imbarcazione, attorno e a poppa dello scafo con angolo di inclinazione per catturare la scia. Inoltre si nota sulle pareti della Towing Tank una mesh più grossolana per evitare un numero elevato di celle dove non necessario.

Nella tabella seguente sono riportati gli elementi utilizzati nelle due simulazioni per il caso di imbarcazione generica senza solco (caso 1) e con solco (caso 2).

	<i>Caso 1</i>	<i>Caso 2</i>
<i>Celle</i>	799478	800306
<i>Facce</i>	2400937	2402951
<i>Vertici</i>	878839	878254

Tabella 4.c:Elementi Mesh Usati per i casi di studio

4.2.5 Valutazione mesh

Per valutare la mesh generata in ciascun caso si utilizza il parametro y^+ di parete che è un numero scalare e adimensionale. Risolvere lo strato limite richiede una risoluzione di mesh maggiore nella regione vicino alla parete. La normalizzazione della distanza da parete y^+ è usato per verificare la qualità della mesh vicino alla parete ed entro lo strato limite.

È definito come

$$y^+ = \frac{\sqrt{\tau_w} \cdot y}{\nu} \quad \text{dove} \quad \tau_w \text{ è lo sforzo di taglio a parete}$$

ρ è la densità locale

y è la distanza normale del centro cella dalla parete

ν è la viscosità cinetica locale

Poiché il potenziale di errori aumenta con grandi valori di y^+ . In questa simulazione viene usato il trattamento a parete all- y^+ in cui i valori di y^+ sono ritenuti accettabili se inferiori a 100. [24]

Nell'immagine seguente viene rappresentato il wall y^+ per una velocità di 2 m/s per l'imbarcazione generica senza solco, caso per cui è stato fatto lo studio di mesh. Il valore minimo è di 0,17 mentre il massimo di 59,65. Quindi la mesh risulta idonea.

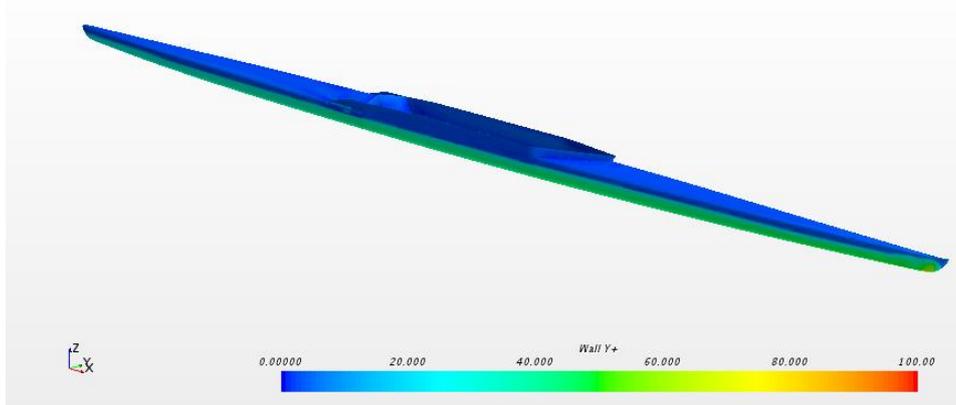


Figura 4.12:Parametro wall y+

Di seguito sono stati riportati due istogrammi per analizzare la qualità della mesh; nel primo è indicata la qualità di ogni singola cella, dove 0 equivale ad una pessima qualità e 1 ad una buona qualità.

Nel secondo è indicato il cambiamento di volume tra una cella e l'altra e non deve essere maggiore di 1.

In entrambi i casi si può notare come la mesh sia adeguata.

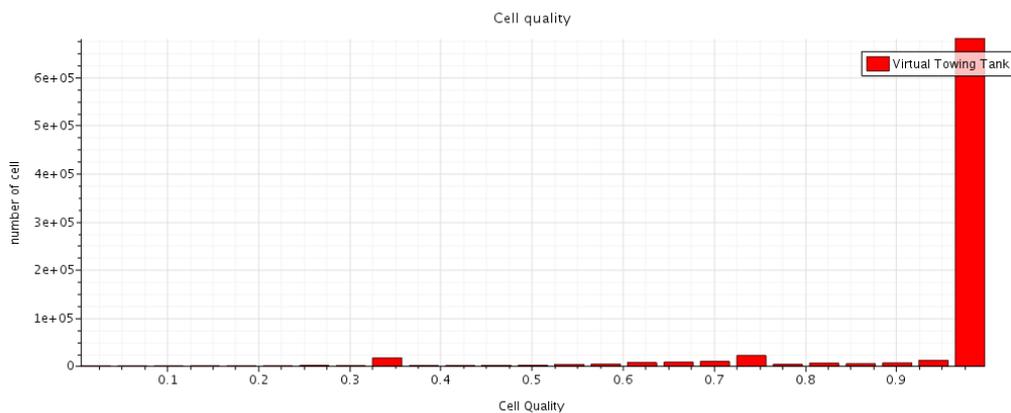


Figura 4.13:cell quality

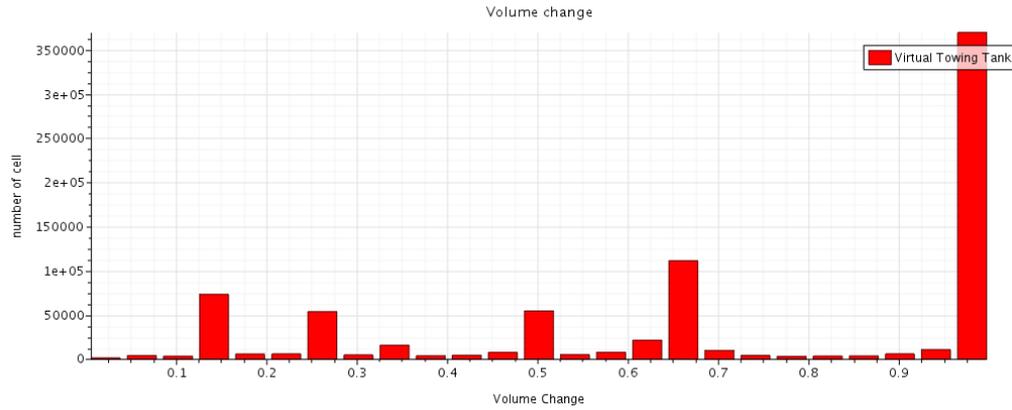


Figura 4.14: volume change

4.2.6 Rimeshatura superficiale

Si è visto durante le simulazioni come la mesh usata, sebbene cogliesse i fenomeni con un buon accordo rispetto alle formulazioni empiriche, avesse alcuni problemi di convergenza e non rappresentasse in modo dettagliato i molti raccordi presenti nel modello originale.

Quindi si è effettuata una seconda serie di simulazioni dove il processo di generazione della mesh è stato cambiato.

Come primo passo si è eseguita una rimeshatura della superficie per poter cogliere al meglio le curvature dei raccordi. Un dettaglio della parte interna dello scafo che ha dato problemi nelle simulazioni precedenti è mostrato nella figura seguente, come la prima rimeshatura superficiale.

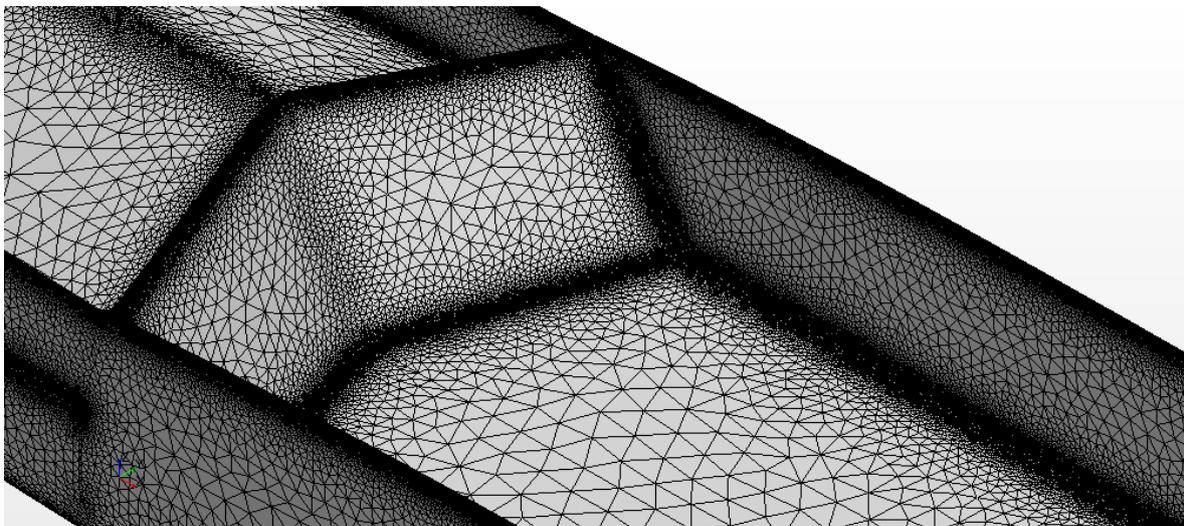


Figura 4.15: Mesh raccordo interno scafo

Si può notare un grande infittimento in prossimità delle curve e degli spigoli.

In seguito dopo l'operazione di sottrazione, si è generata una mesh di volume molto più fitta rispetto al caso precedente, cercando un compromesso tra fedeltà rispetto al modello originale e numero di celle della griglia computazionale, per evitare costi computazionali eccessivi.

	<i>Caso 1</i>	<i>Caso 2</i>
<i>Celle</i>	3945866	3970421
<i>Facce</i>	11958877	12032258
<i>Vertici</i>	4519514	4548848

Tabella 4.d:Elementi Mesh Usati seconda serie di simulazioni

Si può notare dalla tabella precedente come il numero di elementi sia stato circa quintuplicato per ottenere un maggior fedeltà rispetto alla geometria, ma questo ha portato a tempi di calcolo molto più elevati. Di seguito sono stati riportati i parametri più significativi per entrambe le mesh e i settaggi che sono stati modificati.

	<i>prima serie</i>	<i>seconda serie</i>
base size	0.1125	0.1125
target surface size	50	75
minimum surface size	6.25	6.25
surface growth rate	1.3	1.5

Tabella 4.e:Confronto settaggi di default tra le due mesh

La superficie target è stata aumentata per evitare un numero troppo elevato di celle e si è preferito infittire sulla superficie dello scafo.

I volumi di controllo sono stati definiti allo stesso modo del caso senza rimesatura iniziale come anche la superficie di controllo sulle pareti del dominio computazionale, invece il controllo di superficie sullo scafo è stato modificato, cercando di affinare la mesh nella zona dei raccordi, impostando i seguenti settaggi

	<i>prima serie</i>	<i>seconda serie</i>
target surface size	12.6	40
minimum surface size	6.25	1.25
surface curvature #pts/circle	36	54
surface growth rate	1.3	1.35

Tabella 4.f: Confronto settaggi superficie di controllo scafo

Nelle immagini seguenti si può vedere la differenza di alcuni dettagli tra le due mesh di volume.

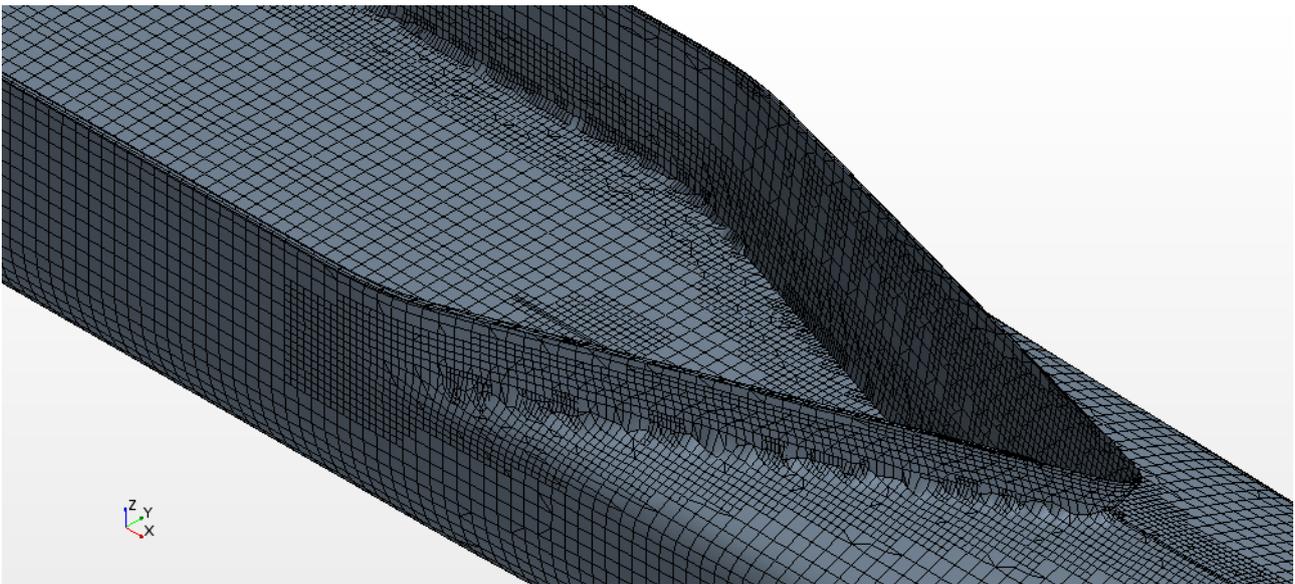


Figura 4.16: mesh di volume 1

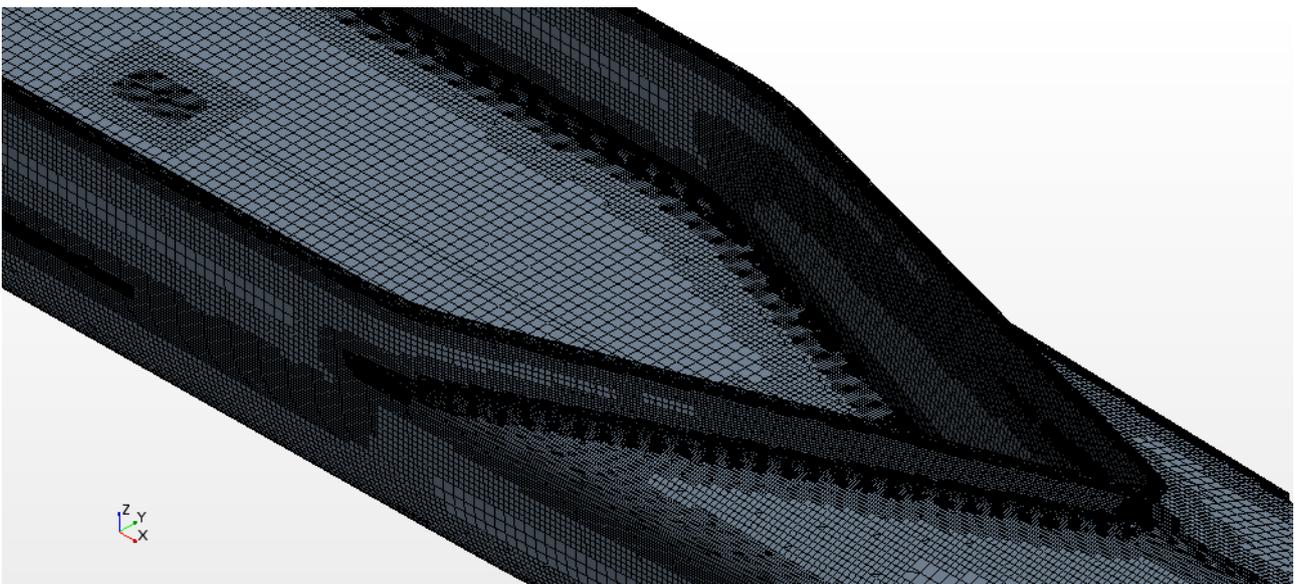


Figura 4.17: mesh di volume 2

4.3 SETUP FISICO E NUMERICO

Di seguito sono elencati i modelli fisici selezionati. Per maggiori informazioni sui modelli utilizzati si rimanda al capitolo 3.

<i>Gruppo</i>	<i>Modello</i>
Time	Implicit Unsteady
Material	Eulerian Multiphase
Multiphase Model	Volume of Fluid (VOF)
Viscous Regime	Turbulent
Reynolds-Averaged Turbulence	K-Epsilon Turbulence
Optional Model	Gravity
	Cell Quality Remediation
	VOF Waves

Tabella 4.d:Modelli Fisici

Dopo la selezione dei modelli si sfrutta il modello multifase euleriano per la creazione delle due fasi acqua e aria. In seguito è necessario definire le onde di VOF.

La superficie libera cambia livello al variare del tempo durante la simulazione; STAR-CCM+ mette a disposizione il VOF Waves model che permette di specificare l'onda iniziale e le condizioni al contorno. In questo caso l'imbarcazione è trainata attraverso acqua calma, quindi bisogna definire un'onda piatta (Flat VOF Wave). Maggiori informazioni nel capitolo 3.

Sarà proprio nelle proprietà della Flat VOF Wave che si imposterà la velocità della corrente e la velocità del vento della simulazione.

Le condizioni iniziali e al contorno dipenderanno da essa.

Per quanto riguarda le condizioni iniziali di pressione si utilizzerà come input la funzione Hydrostatic Pressure of Flat Vof Wave, per la velocità la Velocity of Flat Vof Wave, mentre per la frazione di volume si sceglierà come metodo Composite, che permette di specificare le funzioni dei componenti acqua e aria, rispettivamente Volume Fraction of Heavy Fluid of Flat Vof Wave e Volume Fraction of Light Fluid of Flat Vof Wave.

Tutte queste funzioni sono calcolate da STAR CCM+ in funzione delle condizioni iniziali impostate nel modello VOF waves.

Per le condizioni al contorno dello scafo si manterranno i settaggi di default. Per quanto riguarda invece le altre si seguirà una strada simile al metodo seguito per la definizione delle condizioni

iniziale con velocità nel Bottom, Inlet e Top e pressione nell'Outlet espresse come funzioni della Flat VOF Wave. La frazione di volume viene espressa come esposto precedentemente tramite le sue componenti e ciascuna di esse sempre in funzione della Flat VOF Wave.

Durante la simulazione se non vengono applicate misure correttive si possono verificare delle riflessioni delle onde che non hanno riscontro con il fenomeno fisico reale, quindi bisogna cercare di evitarle. Le cause della riflessione delle onde sono:

- riflessioni delle onde dovuta alle pareti della Towing Tank
- riflessioni delle onde dovute a brusche transizioni di mesh

Durante la generazione della mesh si è impostato il tasso di crescita di default (Template Default Growth Rate) da veloce a lento così da risolvere il secondo punto.

Per correggere la riflessione delle onde sulle pareti del dominio di controllo, STAR-CCM+ fornisce la funzionalità VOF Wave Damping. Dopo aver attivato lo smorzamento si imposta la lunghezza a 10,5 m.

<i>Superfici condizioni al contorno</i>	<i>VOF Wave Damping Boundary Option</i>
Bottom	no
Inlet	si
Outlet	si
Side	si
Symmetry	no
Top	no

Tabella 4.g:Smorzamento

Non tutte le condizioni al contorno richiedono smorzamento, nella tabella precedente sono illustrati i confini che lo richiedono e quelli su cui non è necessario.

Tramite il modello DFBI si definiscono:

- la superficie del corpo
- la massa del corpo (14 kg + 75 Kg dell'atleta)
- il tempo di rilascio (1 s)
- il centro di massa (-90.751, 0.0, 39.385 in mm)
- le componenti diagonali del momento di inerzia riferite al centro di massa
- (0.992986021, 318.171133632, 318.662865411 in kg-m²)

Nel modello di equilibrio si possono definire i gradi di libertà:

- Z Motion (sinkage)
- Y Rotation (trim)

Nelle tabelle sono riportati i parametri dei solutori. Si sono usati under-relaxation factor leggermente diversi da quelli di default per migliorare la convergenza della soluzione.

Solver	Setting	Value
Implicit Unsteady	Time Step	0.04
6-DOF Solve	Maximum Number Of Iterations	5
Segregated Flow Velocity	Under-Relaxation Factor	0,7
Segregated Flow Pressure	Under-Relaxation Factor	0,4
Segregated VOF	Under-Relaxation Factor	0,8

Tabella 4.h: parametri solver

Si sono impostate un massimo di 10 iterazioni interne con un tempo fisico massimo di 200 s.

4.4 MODELLO DI VALIDAZIONE

Quando non si hanno dati sperimentali a disposizione per validare i risultati della simulazione si può sfruttare un'altra geometria per verificare di aver impostato correttamente il problema. Si utilizzeranno gli stessi criteri di meshatura (parametri di default, volumi di controllo e superfici di controllo), lo stesso modello fisico, le stesse condizioni al contorno e gli stessi criteri per i solver.

La geometria utilizzata per la validazione è il MOERI Container Ship (KCS), che fa parte di una serie di imbarcazioni analizzate durante il workshop di Göteborg del 2010 e di cui è presente in letteratura un ricco database di risultati sia sperimentali che numerici. Per questa ragione è stata scelta come modello di validazione, oltre ad avere dimensioni simili al modello geometrico che si vuole analizzare.

La simulazione viene eseguita in scala (con un fattore di scala di 31,6) ed il calcolo viene eseguito ad un numero di Froude di $F_n = 0,2599$, pari ad una velocità di 2,196 m/s.

Le dimensioni dello scafo sono:

- lunghezza: 7,2786 m (L)
- larghezza: 0,6013 m (W)
- altezza: 0,3418 m (H)

Nell'immagine seguente è rappresentata la geometria semplificata utilizzata solitamente per i test numerici:

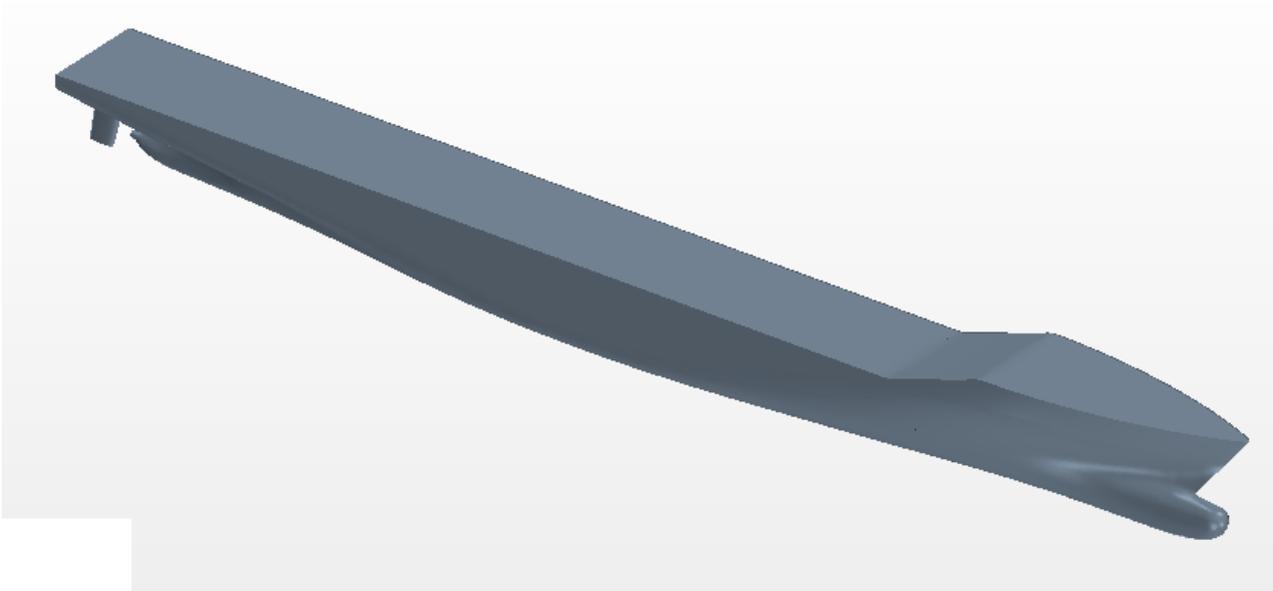


Figura 4.18:MOERI Container Ship

Poiché la lunghezza dello scafo è di circa 7,2 m si è scelto un dominio computazionale leggermente più piccolo di quello utilizzato per le simulazioni di questa tesi, con coordinate degli estremi del parallelepipedo uguali a:

- (18, 0.0, -18.0) m
- (18, 18.0 ,9.0) m

Altre informazioni necessarie per il calcolo della resistenza sono le seguenti:

- la massa del corpo (823.0451 kg)
- la superficie bagnata del modello in scala (9.55275 m²)
- il centro di massa (-3.53151899, 0.0, -0.1113924 in m)
- le componenti diagonali del momento di inerzia riferite al centro di massa
- (136.7, 2725.117, 2725.117 in kg-m²)

Sono stati analizzati 3 casi diversi per evidenziare come i volumi di controllo siano fondamentali per una buona riuscita della simulazione, sia in termini di risultati che in termini di tempo di calcolo:

- caso 1: senza volumi di controllo
- caso 2: alcuni volumi di controllo caso con volumi di controllo
- caso 3: molti volumi di controllo (utilizzato nelle simulazioni sul modello di studio)

	<i>Caso 1</i>	<i>Caso 2</i>	<i>Caso 3</i>
<i>Celle</i>	505823	298751	524768
<i>Facce</i>	1506393	896682	1577567
<i>Vertici</i>	580504	329140	599680

Tabella 4.i:Elementi Mesh Usati modello validazione

Utilizzando due piani, uno verticale e uno orizzontale si può cogliere la differenza tra le varie meshature.

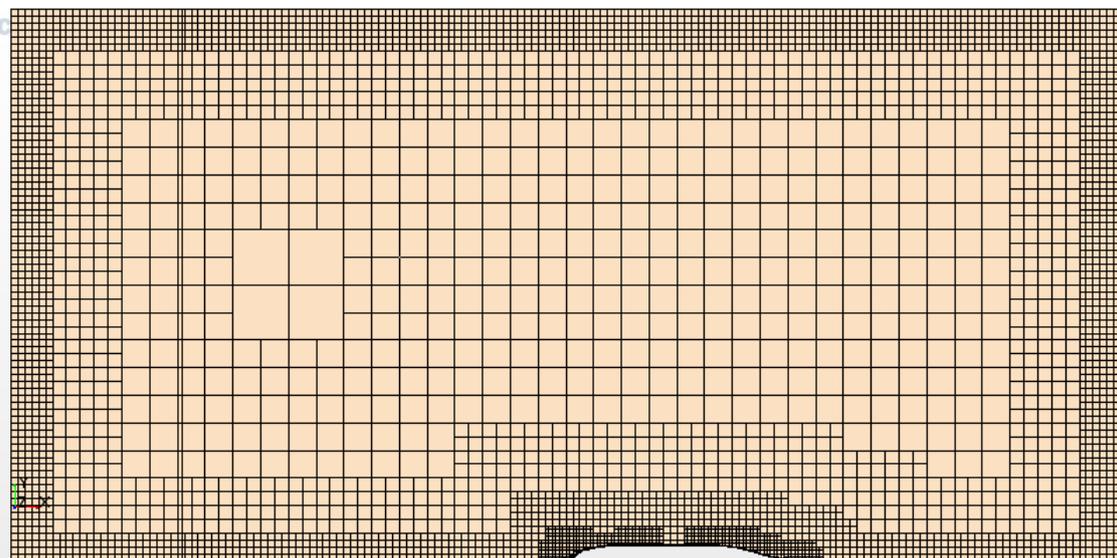


Figura 4.19:caso 1 vista dall'alto

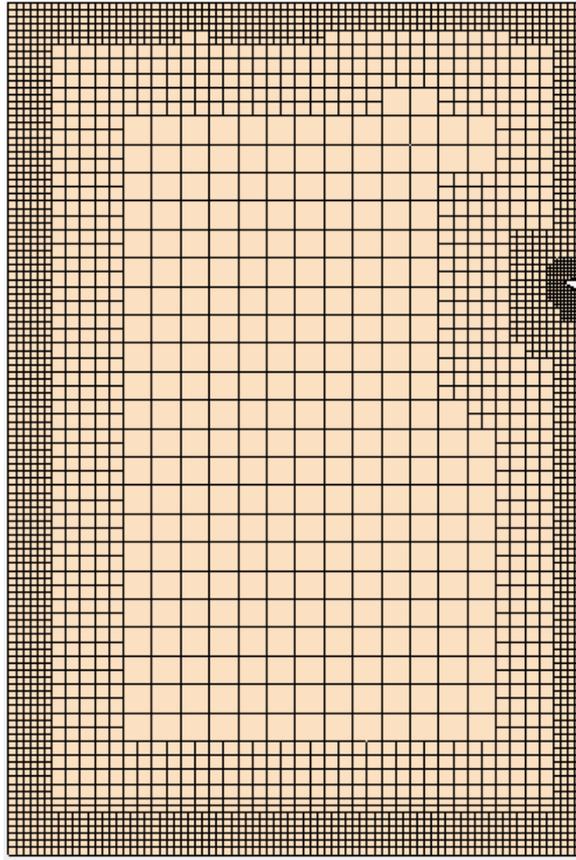


Figura 4.20: caso 1 vista frontale

Nel primo caso, dove sono assenti tutti i controlli sia di superficie che di volume, si può notare un infittimento nelle pareti di ingresso e di uscita del dominio che non è necessario e una mesh troppo grossolana sulla superficie libera.

Quindi le celle non sono distribuite nel modo ottimale, ciò sarà anche reso evidente dai risultati ottenuti se confrontati con i risultati sperimentali.

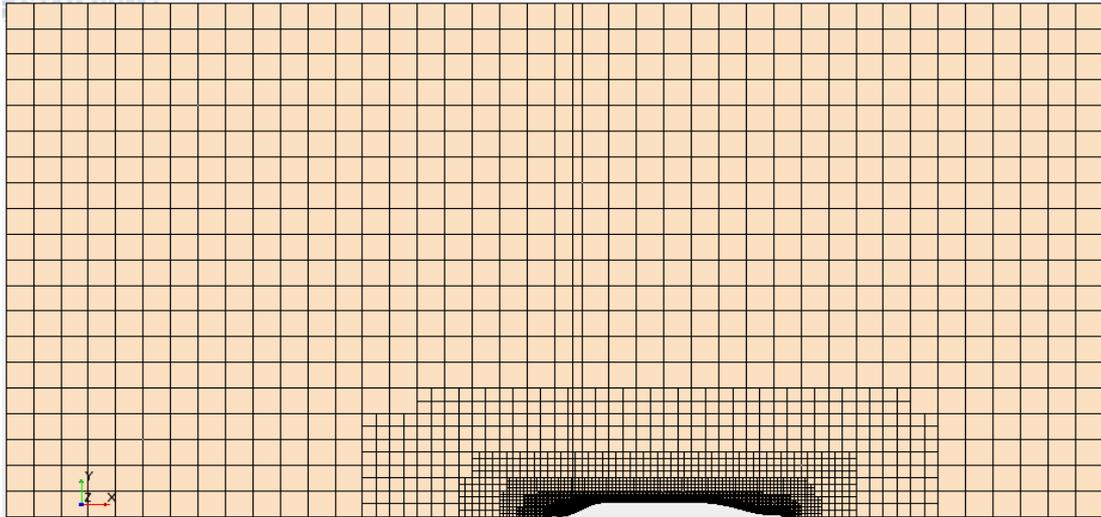


Figura 4.21: caso 2 vista dall'alto

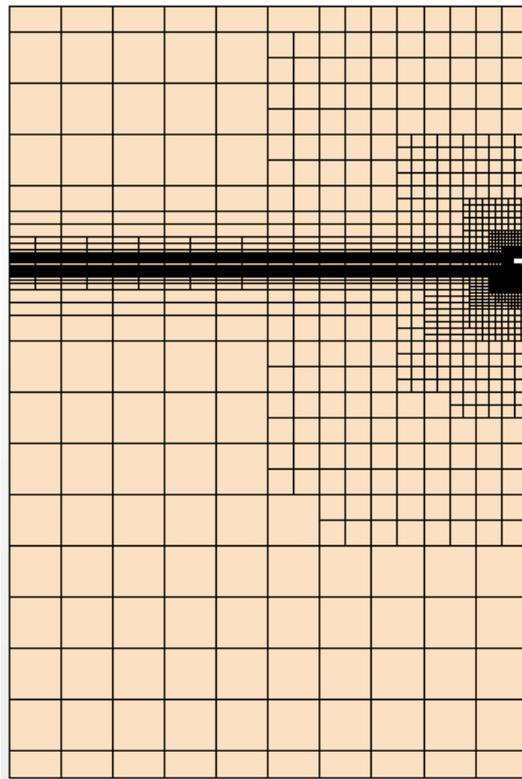


Figura 4.22: caso 2 vista frontale

Il caso 2 invece utilizza un volume di controllo sulla superficie libera e alcuni volumi di controllo sullo scafo, rendendo la transizione di mesh più graduale e permettendo di cogliere meglio alla simulazione il campo fluidodinamico attorno allo scafo. Inoltre utilizza quasi la metà degli elementi rispetto al caso 1; questo è dovuto ad un volume di controllo sulle pareti del dominio computazione che permette di eliminare le celle in eccesso presenti nel caso precedente.

Il caso 3 oltre a mantenere le miglione del caso 2, inserisce una serie di volumi di controllo per cogliere il sistema d'onda secondario.

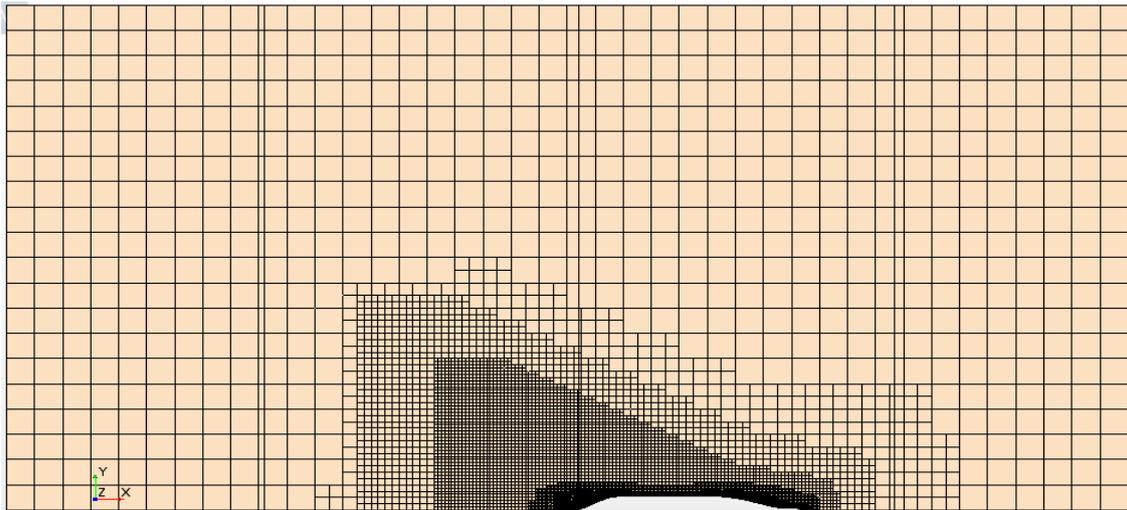


Figura 4.23: caso 3 vista dall'alto

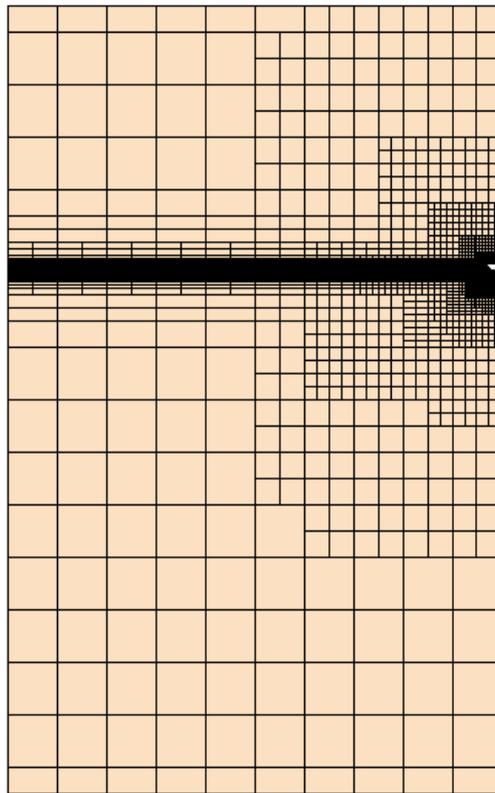


Figura 4.24: caso 3 vista frontale

Si può notare un infittimento sulla superficie libera che permetterà al calcolatore di ottenere risultati prossimi alla realtà. Nella figura a fianco viene mostrato un dettaglio della mesh attorno allo scafo a livello della superficie libera nel terzo caso.

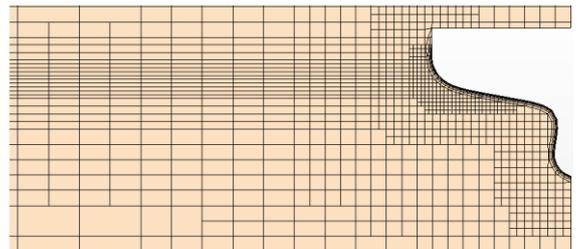


Figura 4.25: infittimento superficie libera

I risultati ottenuti sono riportati nella tabella seguente e sono stati confrontati con il coefficiente di resistenza ottenuto tramite test sperimentali [23]:

$$C_T = 0,003711.$$

	<i>Caso 1</i>	<i>Caso 2</i>	<i>Caso 3</i>
<i>resistenza totale</i>	172,7657	86,4972	83,7904
<i>coefficiente di resistenza totale</i>	0,0075	0,0038	0,0036
<i>errore %</i>	102,6114	1,4399	-1,7346

Tabella 4.j:risultati per i 3 casi di validazione

Il primo caso, oltre ai problemi di distribuzione delle mesh di volume citate prima, mostra un errore superiore al 100%. Si vede anche dai grafici nelle pagine seguenti come la simulazione non porti a convergenza, ma continui ad oscillare anche per tempi fisici notevoli (200 s).

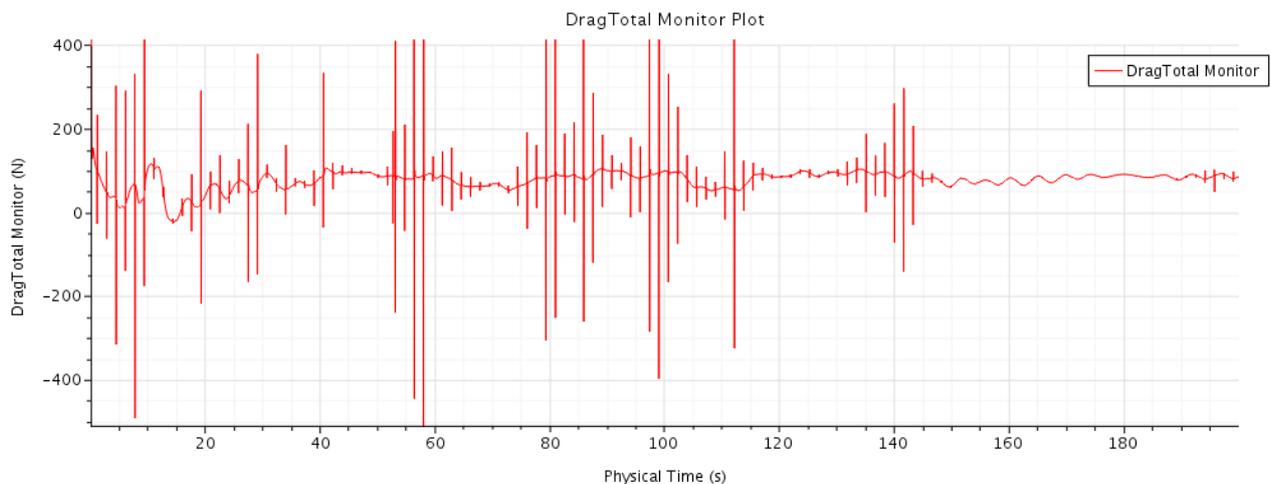


Figura 4.26:resistenza totale caso 1

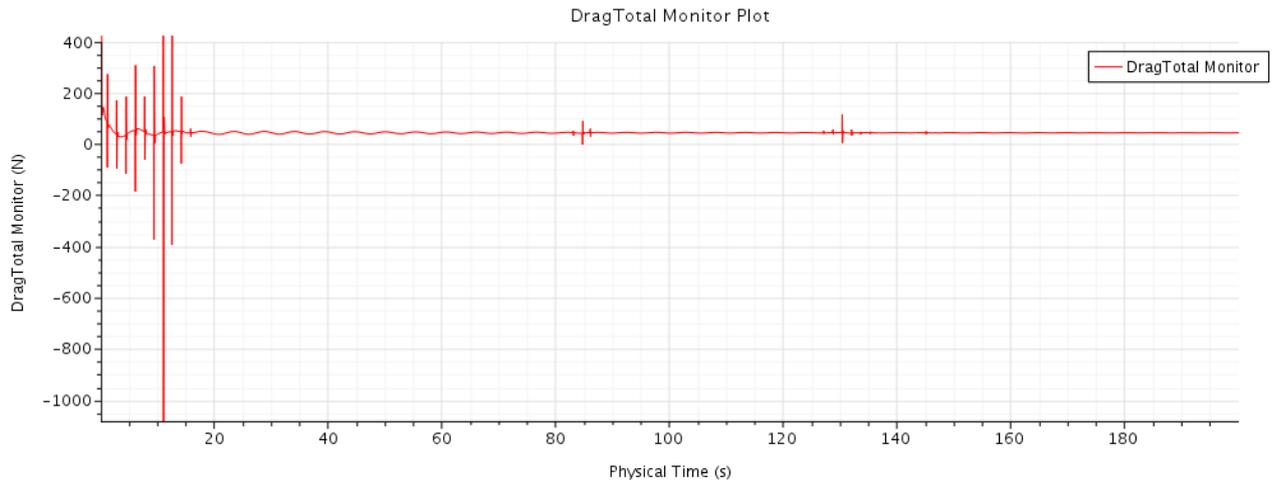


Figura 4.27: resistenza totale caso 2

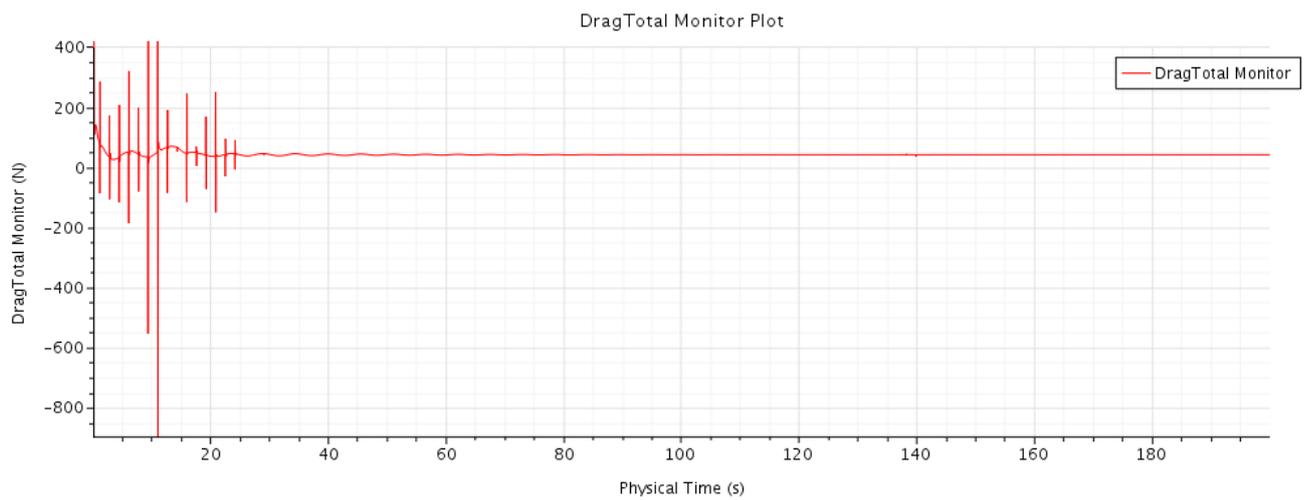


Figura 4.28: resistenza totale caso 3

Sia il secondo che il terzo caso mostrano buon accordo con i dati sperimentali, ma il caso 3, nonostante un maggior numero di celle, raggiunge con facilità la convergenza e in tempi di calcolo minori, inoltre grazie all'infittimento nella scia riesce a cogliere meglio le onde generate sulla superficie libera.

5 ELABORAZIONE E RISULTATI

5.1 IMBARCAZIONE SENZA SOLCO

5.1.1 Risultati

Di seguito sono riportate gli andamenti nel tempo di resistenza pressione e d'attrito della simulazione. Il tempo totale sarà di 200 s. Si può notare come i valori vadano a convergenza, anche se sono presenti alcuni picchi dovuti probabilmente alla meshatura grossolana.

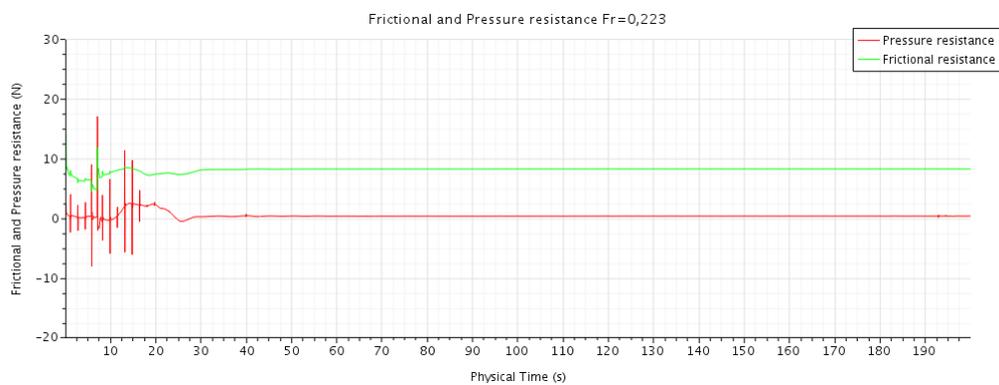


Figura 5.1: andamento resistenza di pressione e di attrito nel tempo a $v=2$ m/s

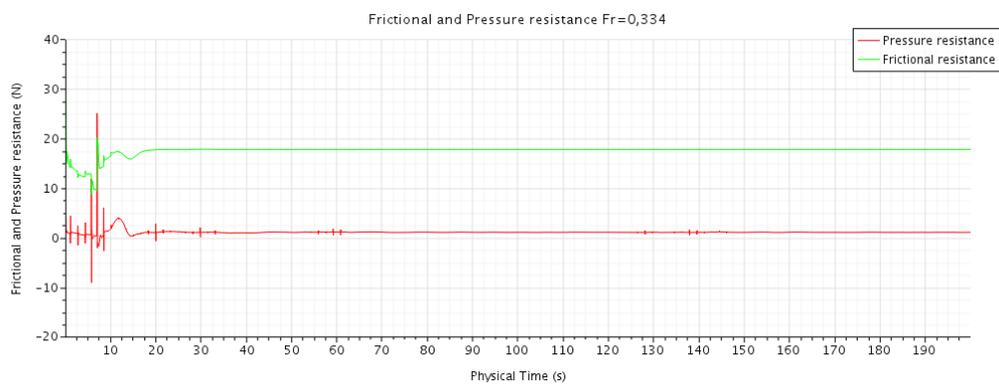


Figura 5.2: andamento resistenza di pressione e di attrito nel tempo a $v=3$ m/s

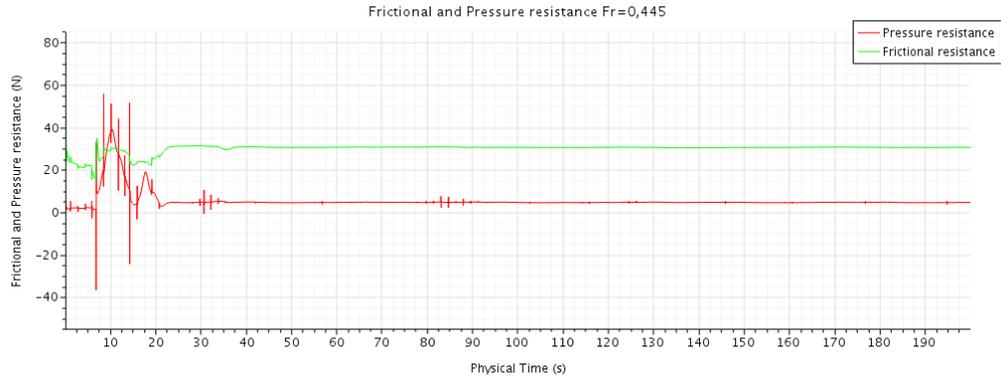


Figura 5.3: andamento resistenza di pressione e di attrito nel tempo a $v=4$ m/s

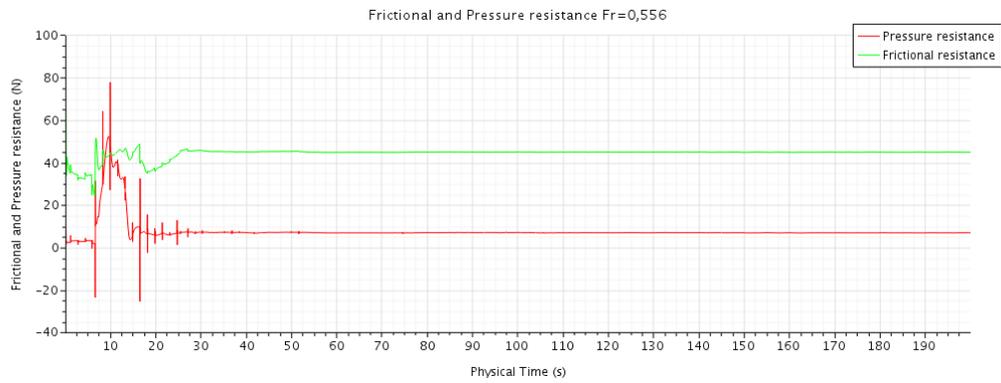


Figura 5.4: andamento resistenza di pressione e di attrito nel tempo a $v=5$ m/s

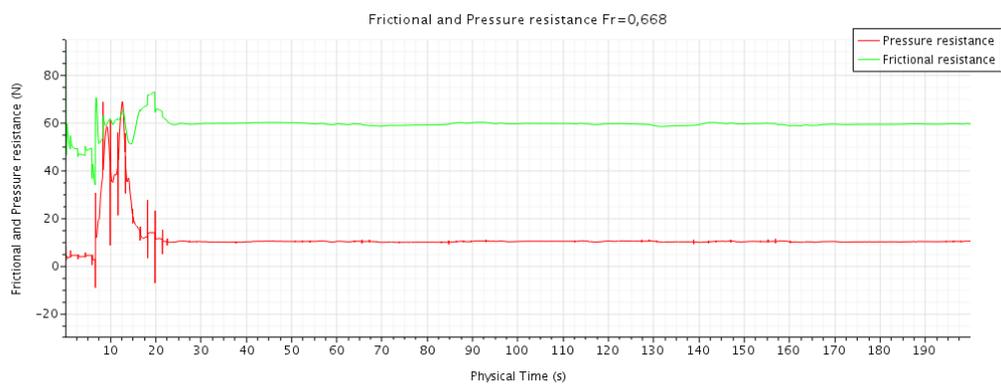


Figura 5.5: andamento resistenza di pressione e di attrito nel tempo a $v=6$ m/s

Si può notare come per numeri di Froude più bassi la convergenza avvenga prima, mentre all'aumentare della velocità la simulazione ha oscillazione per un Δt maggiore. Si sarebbe quindi

potuto utilizzare un tempo totale minore per simulazioni a velocità più basse, mentre aumentare il tempo totale per simulazioni alle velocità più alte.

Per ricavare la resistenza d'attrito, di pressione e totale della simulazione si è eseguita una media aritmetica dei valori calcolati durante le iterazioni in un intervallo di tempo dove la soluzione è stabile e converge (eliminando in questo modo le oscillazioni dal conteggio delle varie resistenze). Si è scelto un intervallo da 170 s a 200 s dove tutte le soluzioni convergono.

Si ricordano le espressioni del numero di Froude e del numero di Reynolds.

$$Fr = \frac{V}{\sqrt{gL}} \quad Re = \frac{\rho VL}{\mu}$$

Dove V è la velocità imbarcazione, ρ e μ rappresentano le caratteristiche del fluido, rispettivamente densità e viscosità dinamica, L è la lunghezza dell'imbarcazione e g l'accelerazione di gravità.

I valori di resistenza ottenuti per i 5 numeri di Froude analizzati sono rappresentati nella tabella seguente (i valori sono stati raddoppiati poiché le simulazioni sono solamente su metà del dominio computazionale):

velocità	Fr	Re	resistenza		
			totale	pressione	attrito
2 m/s	0,223	1,44E+07	17,296	0,742	16,554
3 m/s	0,334	2,17E+07	37,841	2,229	35,611
4 m/s	0,445	2,89E+07	70,499	9,343	61,156
5 m/s	0,556	3,61E+07	103,827	14,033	89,794
6 m/s	0,668	4,33E+07	139,120	20,184	118,936

Tabella 5.a: risultati caso senza solco

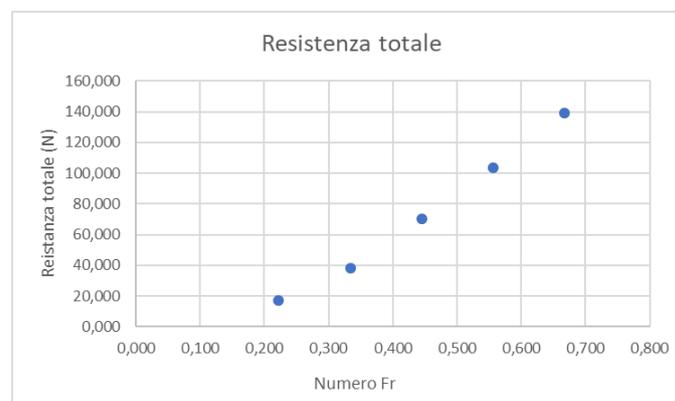


Figura 5.6: andamento resistenza totale caso senza solco

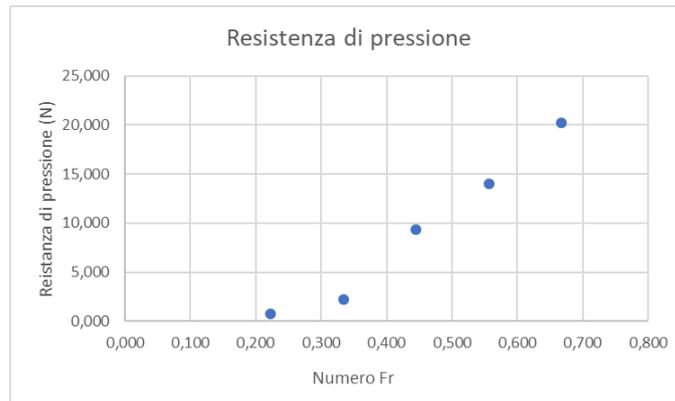


Figura 5.7: andamento resistenza di pressione (residua) caso senza solco

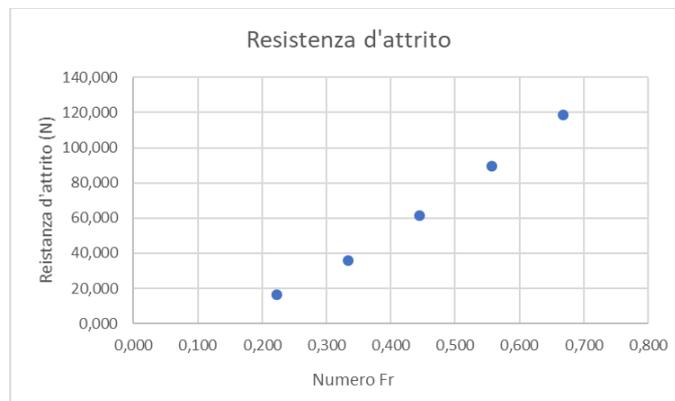


Figura 5.8: andamento resistenza d'attrito caso senza solco

Con l'aumentare della velocità, come era prevedibile, si ha un aumento di resistenza totale, pressione e attrito. Dai grafici seguenti si può notare come aumentando il numero di Fr si ha una variazione di distribuzione della resistenza, con la resistenza di pressione che aumenta maggiormente rispetto alla resistenza d'attrito. Come spiegato nel capitolo 2 l'aumento di velocità porta ad un aumento di sinkage affondamento e di conseguenza ad un aumento delle forze di pressioni sullo scafo.



Figura 5.9: distribuzioni componenti resistenza totale all'aumentare numero di Fr

Va sottolineato come il software calcoli la seconda componente come resistenza di pressione, quando questa in realtà è la resistenza residua ottenuta infatti tramite la differenza tra pressione totale e pressione d'attrito.

5.1.2 Confronto con modelli empirici

Ora si procede con il confronto dei risultati ottenuti con i modelli empirici illustrati nel capitolo 2. Il software STAR CCM+ segue la scomposizione delle componenti di resistenza di Froude,

quindi si hanno a disposizione la resistenza d'attrito, che verrà confrontata con le formulazioni disponibili e la resistenza residua. [27]

Il coefficiente d'attrito verrà definito nel seguente modo:

$$C_F = \frac{R_F}{\frac{1}{2} \rho S V^2}$$

Dove S superficie bagnata, ρ densità fluido, V velocità imbarcazione, R_F resistenza d'attrito. Di seguito vengono riportati i dati utilizzati e i coefficienti di resistenza d'attrito ricavati dalla simulazione.

<i>grandezza</i>	<i>valore</i>	<i>unità di misura</i>
g	9,81	m/s ²
p	997,561	Kg/m ³
v	1,14E-06	m ² /s
m	89	Kg
L	8,233	m
A_T	2,264	m ²
S	3,042	m ²

Tabella 5.b:riepilogo dati simulazione

<i>V</i>	<i>R_F</i>	<i>C_F</i>
2,000	16,554	0,00273
3,000	35,611	0,00261
4,000	61,156	0,00252
5,000	89,794	0,00237
6,000	118,936	0,00218

Tabella 5.c:coefficienti d'attrito caso senza solco

Si richiamano le equazioni per i 5 modelli empirici considerati:

➤ Modello ITTC 1957 $C_F = \frac{0,066}{(\log Re - 2,03)^2}$

- Modello Hughes $C_F = \frac{0,075}{(\log Re - 2)^2}$

- Modello Froude $C_F = \frac{2 * f * V^{-0,175}}{\rho}$
 Con $f = 1,38 + 9,4 / (L * 3,28) = 1,64$

- Modello Schoenherr $C_F = \frac{1}{(3,5 \log Re - 5,96)^2}$

- Modello Grigson $C_F = [0,93 + 0,1377(\log Re - 6,3)^2 - 0,06334(\log Re - 6,3)^4] * \frac{0,075}{(\log Re - 2)^2}$

Di seguito sono riportati i valori per i coefficienti di attrito e la resistenza di attrito ottenuta tramite l'applicazione delle formule.

	V	2	3	4	5	6
	Re	1,44E+07	2,17E+07	2,89E+07	3,61E+07	4,33E+07
HUGHES	C_F	0,00282	0,00263	0,00252	0,00243	0,00236
	R_F	17,0978	35,9728	61,0588	92,1063	128,9330
ITTC	C_F	0,00251	0,00234	0,00224	0,00216	0,00210
	R_F	15,2226	32,0151	54,3271	81,9357	114,6784
FROUDE	C_F	0,00292	0,00272	0,00258	0,00248	0,00241
	R_F	17,7032	37,1039	62,7238	94,2526	131,4617
SCHOENHERR	C_F	0,00274	0,00257	0,00246	0,00238	0,00232
	R_F	16,6383	35,1322	59,7762	90,3340	126,6326
GRIGSON	C_F	0,00283	0,00287	0,00297	0,00309	0,00323
	R_F	17,1871	39,1565	72,0470	117,3880	176,6101

Tabella 5.d: coefficienti d'attrito modelli empirici

Globalmente la formulazione più vicina (in termini di differenza relativa) ai risultati della simulazione è il modello di SCHOENHERR, con una differenza relativa che va da un minimo di 0,51% per la velocità 2 m/s a un massimo di 6,08% per la velocità di 6 m/s.

Si nota come le formulazioni per numeri di Froude bassi siano vicine tra loro per poi divergere a velocità più elevate. Il modello di Hughes arriva ad una differenza relativa con i risultati della simulazione di circa 32 % per velocità di 6 m/s, quindi non utilizzabile per confrontare con i valori ottenuti.

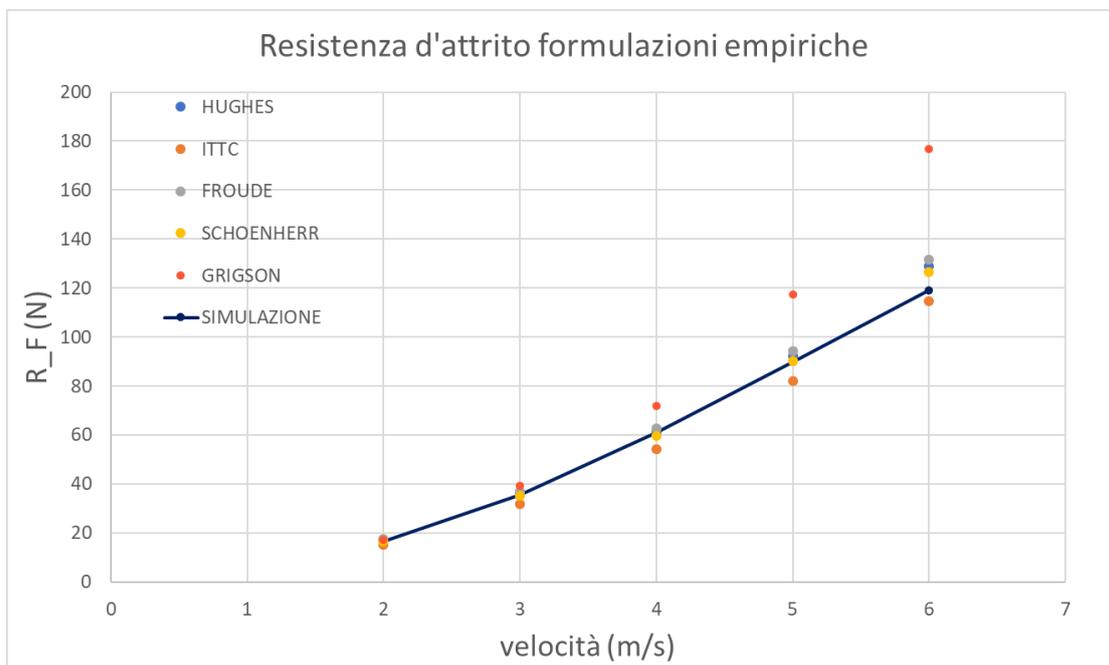


Figura 5.10: confronto resistenza d'attrito con modelli empirici

5.1.3 Coefficiente di resistenza dovuto all'aria

È anche possibile stimare la percentuale di resistenza totale dovuta all'aria.

$$C_{AA} = 0,001 \frac{A_t}{S} = 0,00074$$

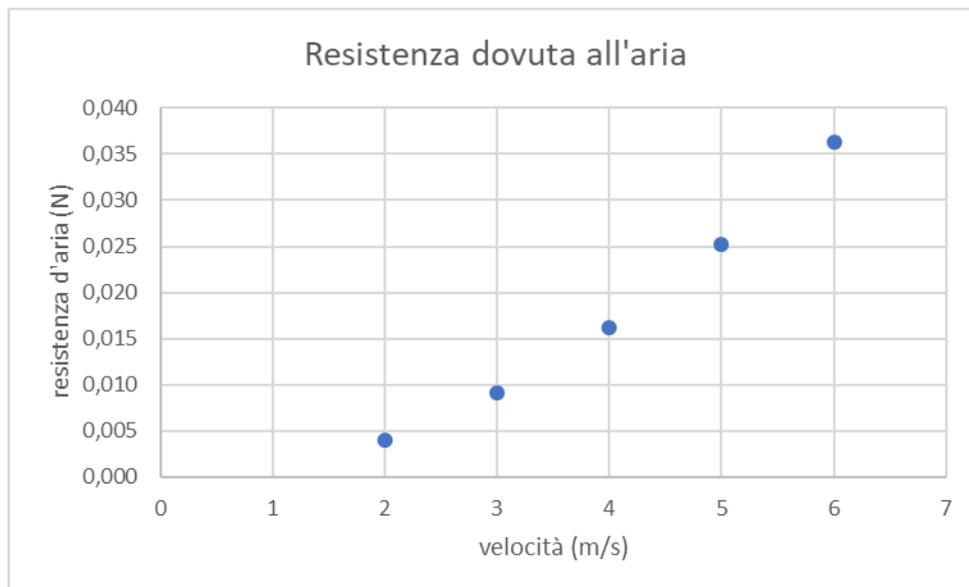
Nella simulazione si è considerata una densità dell'aria pari a 1,18415 kg/m³

Possiamo quindi calcolare la percentuale di resistenza dovuta all'aria nella resistenza totale, come illustrato nella seguente tabella e grafico.

	<i>R_AA</i>	<i>% R_AA di R_T</i>
2	0,004	0,023
3	0,009	0,032
4	0,016	0,030
5	0,025	0,032
6	0,036	0,035

Tabella 5.e: resistenza aerodinamica

Si può notare come questa aumenti con l'aumentare della velocità, ma rimane comunque una porzione infinitesima della resistenza totale.



5.2 IMBARCAZIONE CON SOLCO

Gli andamenti temporali delle resistenze seguono un andamento analogo al caso senza solco, quindi tutte le considerazioni fatte precedentemente valgono anche in questo set di simulazioni.

Di seguito sono riportati i valori di resistenza ottenuti per i 5 numeri di Froude

velocità	Fr	Re	resistenza		
			totale	pressione	attrito
2 m/s	0,223	1,44E+07	17,362	0,757	16,606
3 m/s	0,334	2,17E+07	37,379	2,213	35,165
4 m/s	0,445	2,89E+07	69,242	9,315	59,927
5 m/s	0,556	3,61E+07	102,321	14,108	88,213
6 m/s	0,668	4,33E+07	140,353	20,284	120,070

Tabella 5.f: risultati caso con solco

La resistenza totale, di pressione e d'attrito, è stata confrontata con i valori ottenuti nelle simulazioni precedenti. Come nel caso visto sopra con l'aumentare della velocità si ha un aumento di resistenza totale, pressione e attrito. Le considerazioni sulla distribuzione della resistenza sono le stesse, un aumento di velocità porta ad un aumento di resistenza di pressione dovuto all'aumento di sinkage.

Dai grafici successivi e calcolando anche le differenze relative si nota come non ci siano scostamenti significativi tra i due modelli. Si ottiene nella simulazione a velocità 2 m/s il massimo di differenza tra i due casi del 2%.

Come illustrato nel paragrafo 4.4 dedicato alla validazione del modello, tramite una simulazione numerica di questo tipo si ottengono scostamenti di circa il 2% dai dati sperimentali, quindi le differenze ottenute possono essere dovute all'approssimazione matematica e all'incertezza stessa legata ai metodi numerici.

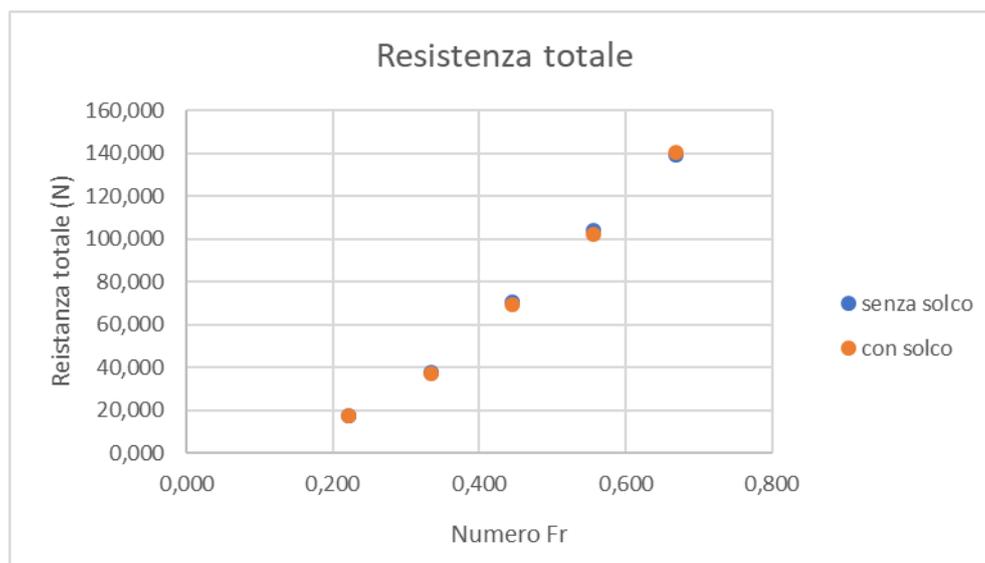


Figura 5.11: Resistenza totale per caso senza e con solco

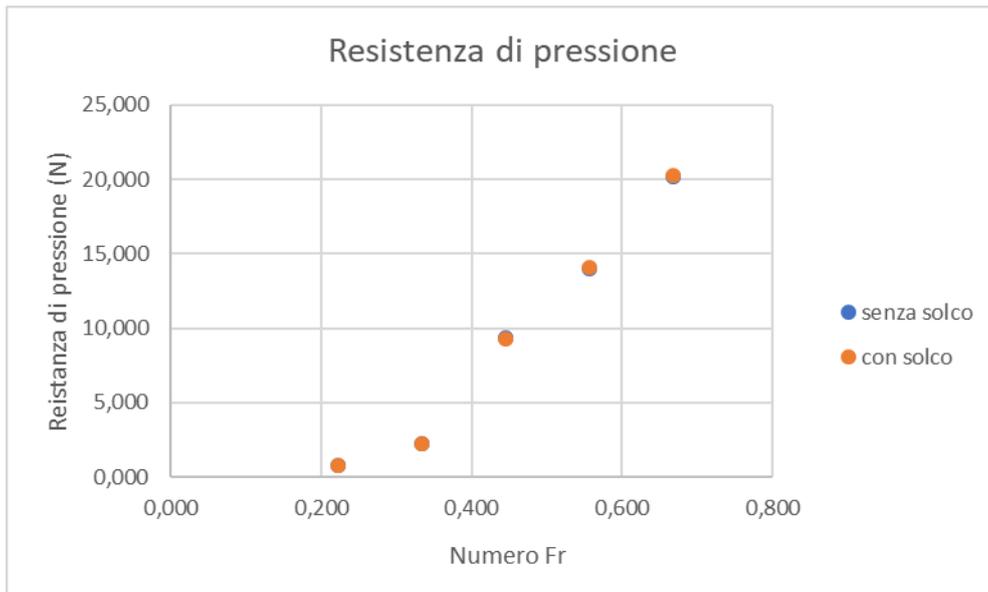


Figura 5.12: Resistenza di pressione per caso senza e con solco

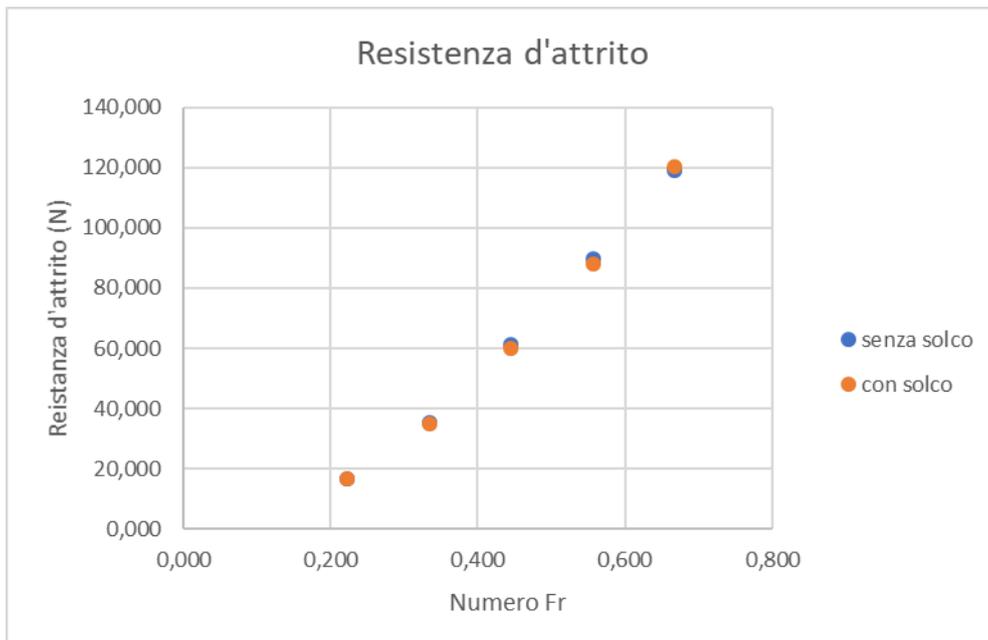


Figura 5.13: Resistenza d'attrito per caso senza e con solco

Poiché le variazioni tra i due modelli sono infinitesime, il confronto con i modelli empirici da risultati molto simili al caso precedente.

Di seguito sono riportati i valori per i coefficienti di attrito e la resistenza di attrito ottenuta tramite l'applicazione delle formule e un grafico riassuntivo di confronto con i valori di resistenza d'attrito calcolati tramite le formulazioni nel paragrafo 5.1.2.

V	R_F	C_F
2,000	16,606	0,00274
3,000	35,165	0,00258
4,000	59,927	0,00247
5,000	88,213	0,00233
6,000	120,070	0,00220

Tabella 5.g:coefficiente d'attrito caso con solco

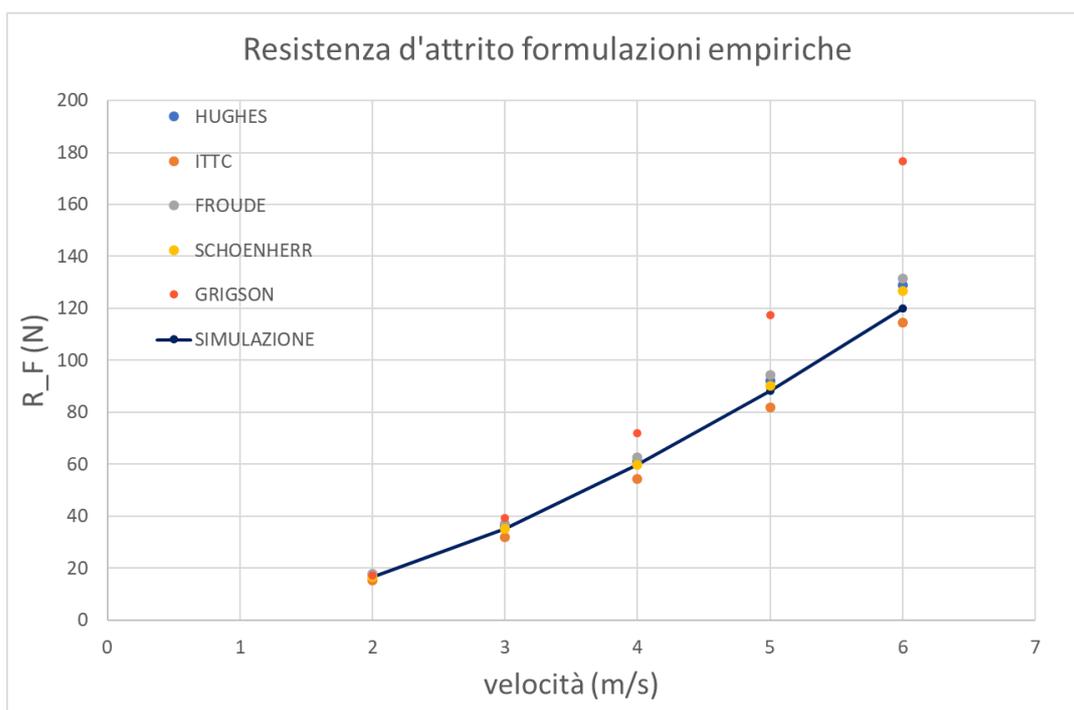


Figura 5.14:confronto resistenza d'attrito con modelli empirici caso con solco

5.3 CASO CON REMESH INIZIALE

Poiché durante la prima serie di simulazioni non si sono rilevate differenze significative tra i due modelli si è deciso di compiere una seconda serie di simulazioni con un remesh iniziale, come trattato nel paragrafo 4.2.6.

Questa mesh più fitta sulla superficie dello scafo consente sia di eliminare i problemi di convergenza riscontrati durante le simulazioni precedenti e sia di ridurre il tempo fisico necessario a 80 s. L'aumentare del numero di celle però causa un grande aumento di tempo

computazionale anche se la convergenza è più veloce. Le simulazioni sono state eseguite alle velocità di 2, 4 e 6 m/s, sia per lo scafo generico privo di solco che per quello con solco.

L'obiettivo di questa seconda serie è quello di verificare la mancanza di differenze significative tra i due modelli anche con una miglior rifinitura sulla superficie dello scafo. Successivamente si confrontano i risultati con quelli ottenuti dal primo set di simulazioni. Questo permette di trarre conclusioni sulla necessità di aumentare la rifinitura per ottenere valori di resistenza accurati.

Ora vengono riportati i risultati sia per il singolo con solco che senza solco

velocità	Fr	Re	single scull senza solco			single scull con solco		
			resistenza			resistenza		
			totale	pressione	attrito	totale	pressione	attrito
2 m/s	0,223	1,44E+07	18,464	0,682	17,782	18,504	0,698	17,805
4 m/s	0,445	2,89E+07	74,651	9,297	65,354	74,694	9,417	65,277
6 m/s	0,668	4,33E+07	155,168	18,769	137,092	156,933	19,303	137,630

Tabella 5.h:risultati seconda serie simulazioni

Come nella serie di simulazioni precedenti, le differenze tra i due modelli geometrici sono entro l'errore che si può compiere utilizzando metodi numerici rispetto ai dati effettivi quindi non sono variazioni significative.

velocità	differenze percentuali %		
	totale	pressione	attrito
2 m/s	-0,217	-2,388	-0,134
4 m/s	-0,058	-1,286	0,117
6 m/s	-1,137	-2,842	-0,393

Tabella 5.i:differenze percentuali imbarcazione con e senza solco per seconda serie simulazioni

Ora si procede al confronto tra le due serie di simulazioni.

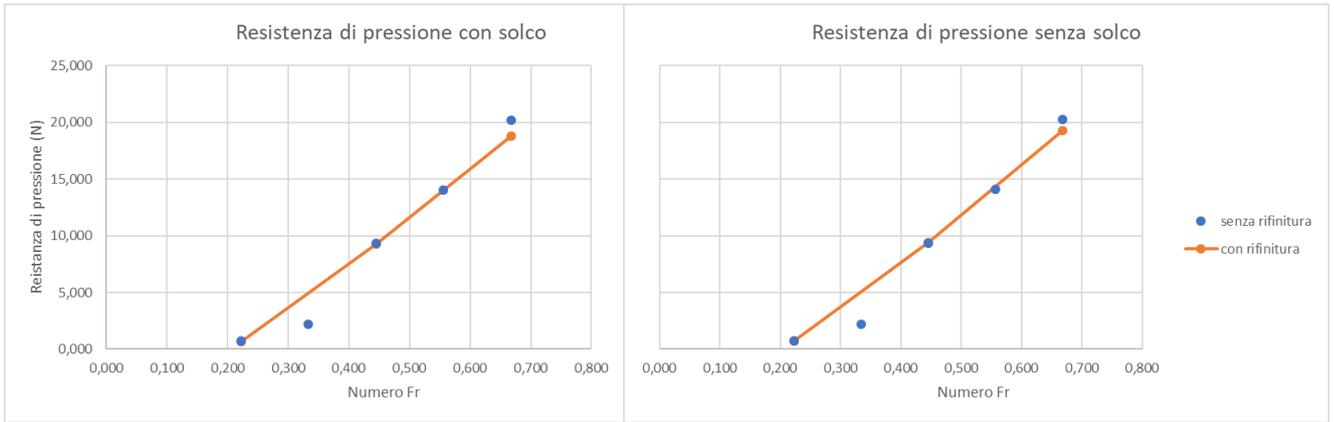


Figura 5.15: Resistenza di pressione seconda serie simulazioni

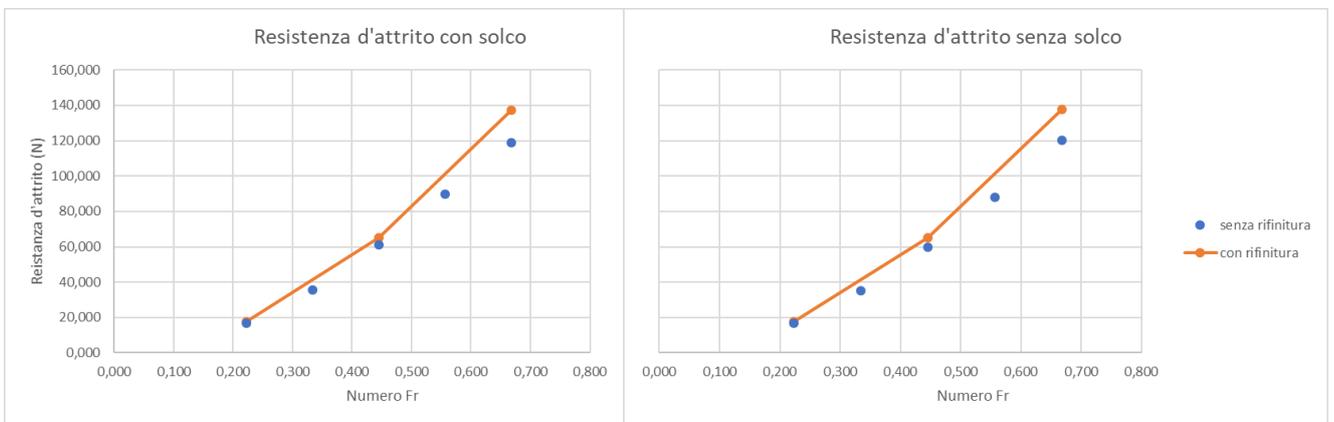


Figura 5.16: Resistenza d'attrito seconda serie simulazioni

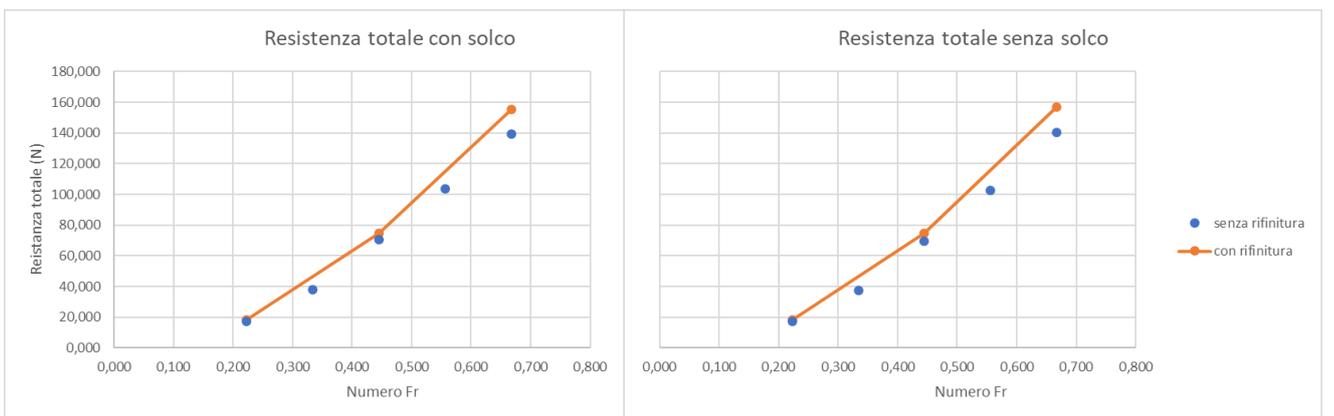


Figura 5.17: Resistenza totale seconda serie simulazioni

Differenze percentuali % tra prima e seconda serie						
velocità	single scull senza solco			single scull con solco		
	totale	pressione	attrito	totale	pressione	attrito
2 m/s	6,322	8,829	6,903	6,168	8,350	6,737
4 m/s	5,562	0,489	6,422	7,300	1,085	8,197
6 m/s	10,342	7,537	13,243	10,565	5,084	12,759

Tabella 5.j:differenze percentuali tra prima e seconda serie

L'andamento globale non cambia, quindi a scopo qualitativo la prima soluzione è accettabile, ma si nota come soprattutto per la simulazione a 6 m/s le differenze tra le due serie siano significative. In particolare la resistenza d'attrito viene sottostimata nel primo caso, portando di conseguenza ad una resistenza totale più bassa e la resistenza di pressione invece viene sovrastimata.

Queste stime non accurate avranno ripercussioni anche sulla scomposizione delle componenti. Dai grafici seguenti si può notare come la distribuzione di resistenza per il caso senza solco rimanga pressoché la stessa a basse velocità, ma cambi con l'aumentare del numero di Fr. Si considera solamente il caso senza solco per evitare di appesantire la trattazione e poiché le considerazioni e gli andamenti sono analoghi.

A destra si troveranno le soluzioni della seconda serie di simulazioni, a sinistra le simulazioni della prima serie.

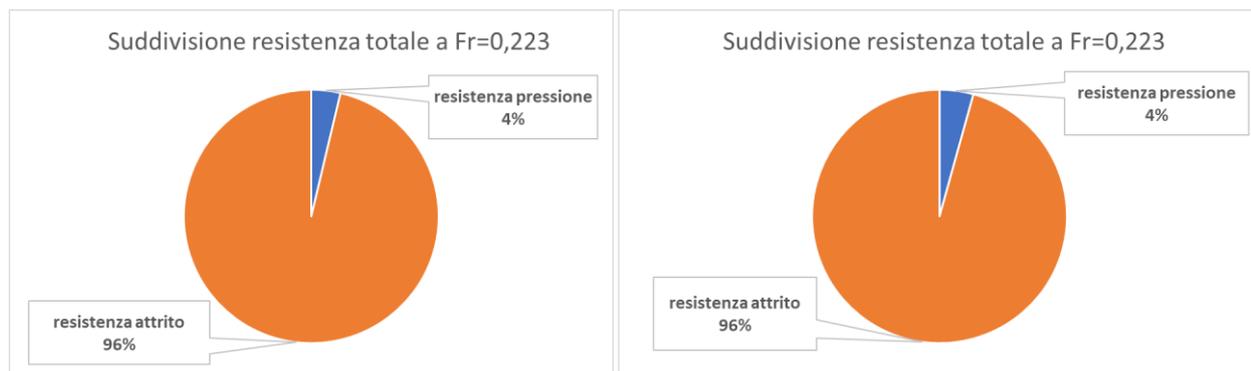


Figura 5.18:distribuzione componenti resistenza totale a v=2 m/s

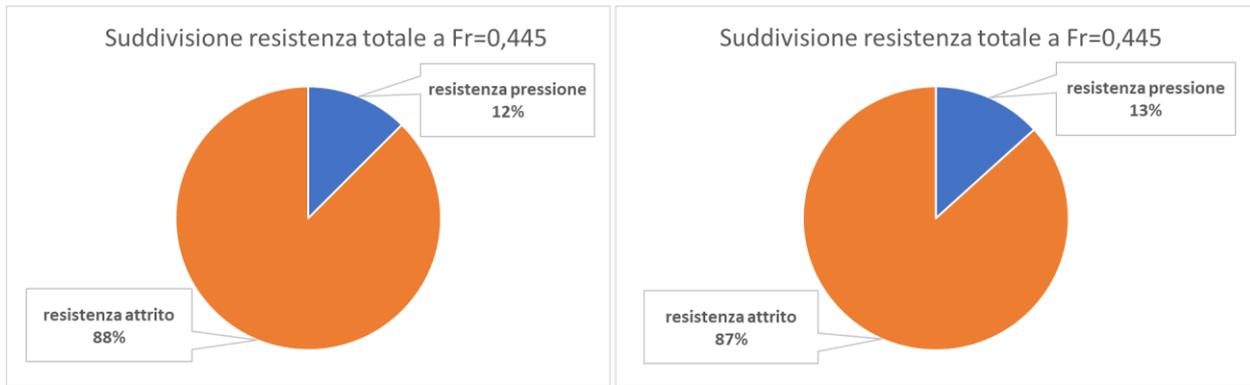


Figura 5.19:distribuzione componenti resistenza totale a $v=4$ m/s

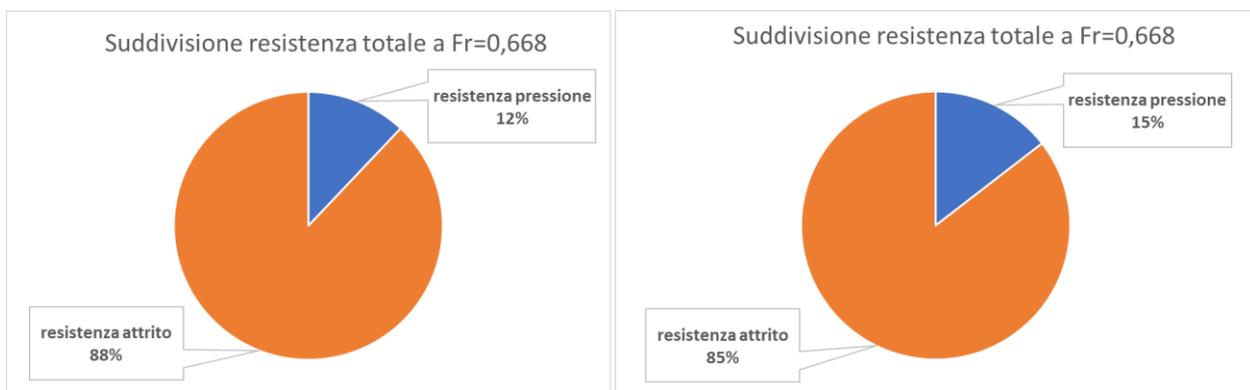


Figura 5.20:distribuzione componenti resistenza totale a $v=6$ m/s

I valori dei coefficienti d'attrito per i 6 casi studiati sono i seguenti.

	<i>single scull senza solco</i>		<i>single scull con solco</i>	
<i>V</i>	<i>R_F</i>	<i>C_F</i>	<i>R_F</i>	<i>C_F</i>
2,000	17,782	0,00293	17,805	0,00293
4,000	65,354	0,00269	65,277	0,00269
6,000	137,092	0,00251	137,630	0,00252

Tabella 5.k:coefficiente d'attrito seconda serie di simulazioni

Se si confrontano i valori di resistenza d'attrito con le formulazioni empiriche, come fatto precedentemente, si osserva ancora che i risultati ottenuti stiano nei margini calcolati sperimentalmente e che in questa serie, sia per il caso con solco che per il caso senza solco, la formulazione più vicina ai nuovi risultati ottenuti sia quella di Froude.

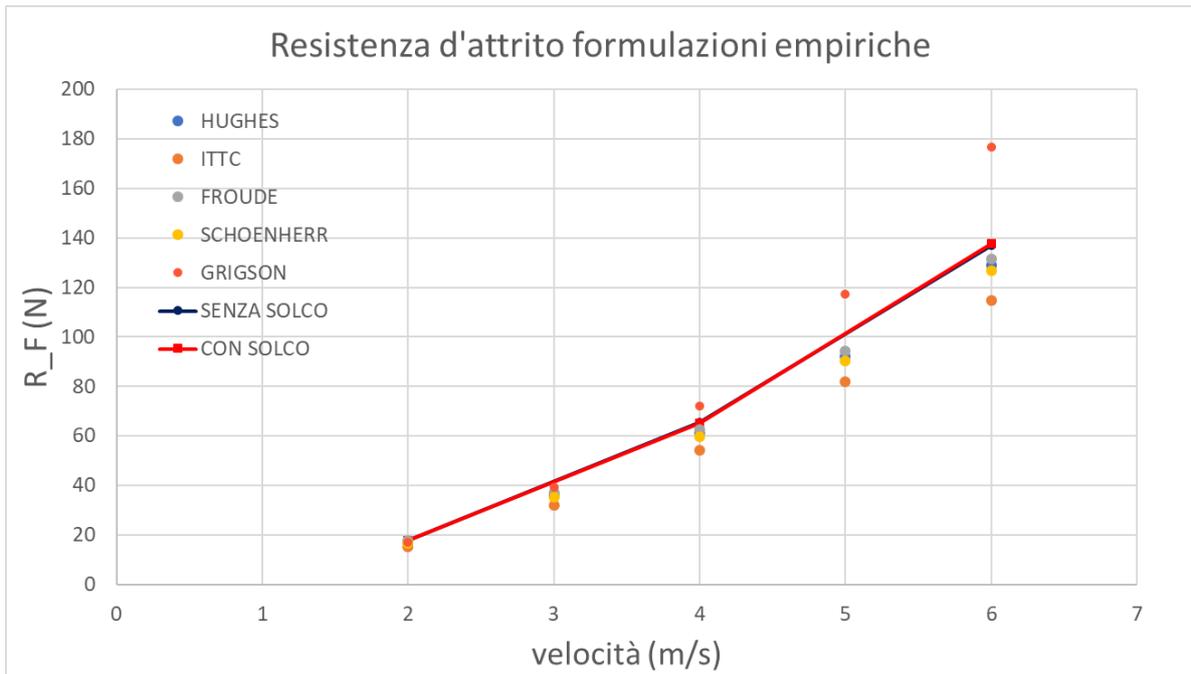


Figura 5.21: confronto con modelli empirici seconda serie simulazioni

Di seguito viene riportata la distribuzione dello sforzo di taglio a parete per la prua dell'imbarcazione sia nel caso generico che nel caso con solco per permettere di visualizzare come questa discontinuità geometrica possa contribuire alla diminuzione della resistenza.

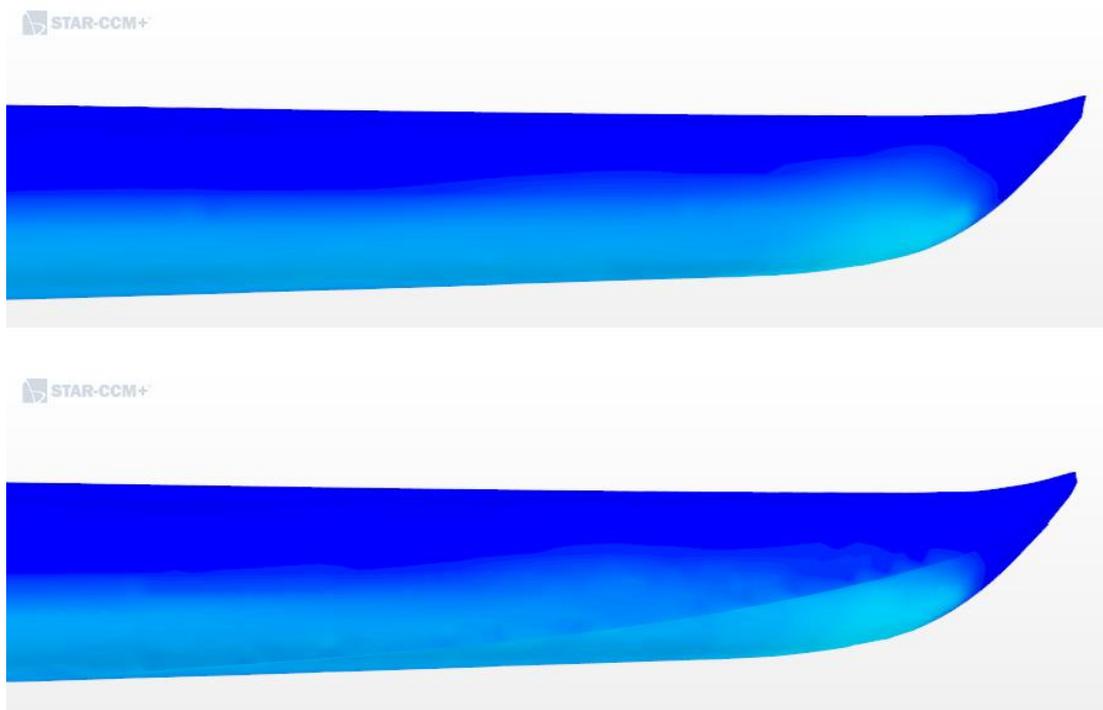


Figura 5.22: distribuzione sforzo di taglio a parete a $v=2$ m/s

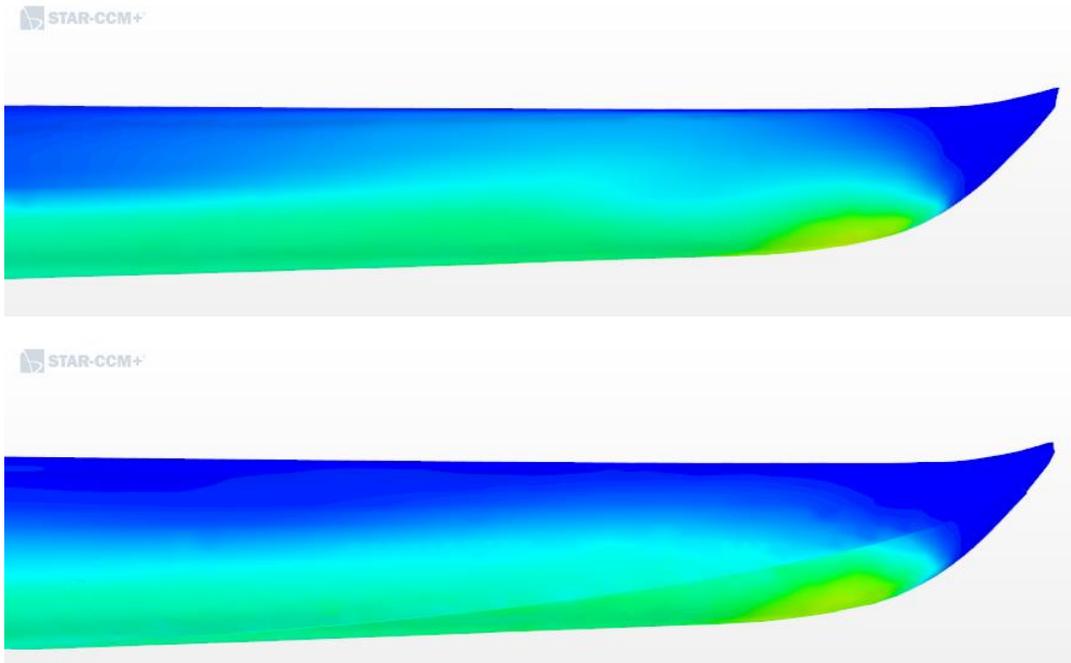


Figura 5.23:distribuzione sforzo di taglio a parete a $v=4$ m/s

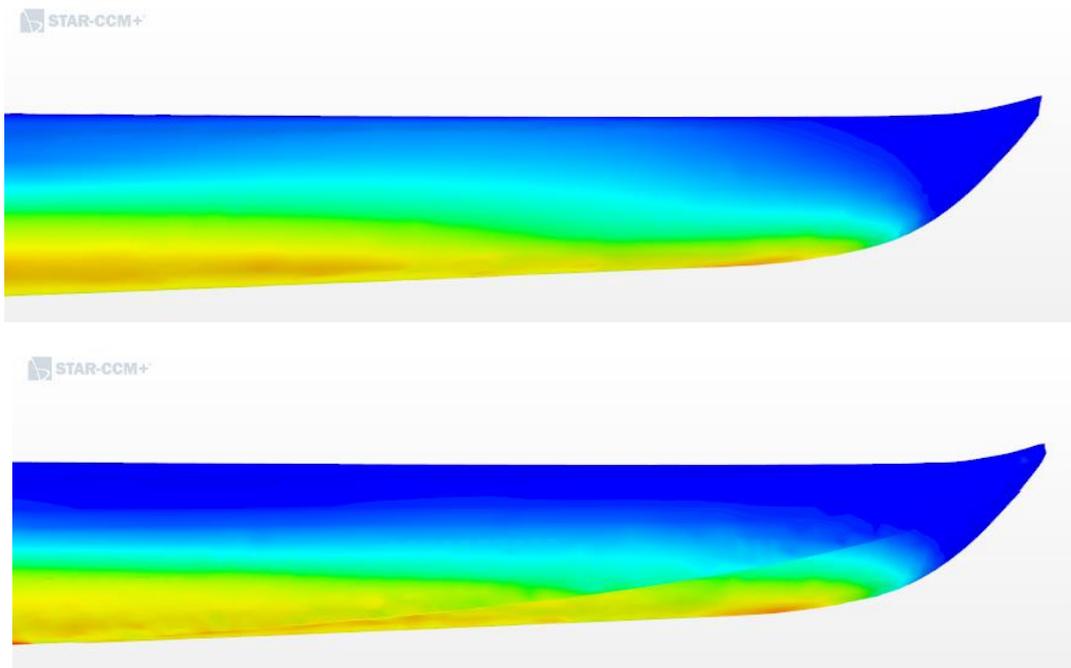


Figura 5.24:distribuzione sforzo di taglio a parete a $v=6$ m/s

Da queste visualizzazioni si può notare come all'aumentare della velocità lo sforzo di attrito a parete aumenti gradualmente dal punto del suo valore massimo espandendosi verso la parte

superiore dello scafo. Nel caso di presenza di scanalatura l'espansione graduale viene interrotta, riducendo l'area con valori elevati di sforzo d'attrito.

Per quanto riguarda la pressione, dalle immagini seguenti si può notare come la pressione maggiore sia esercitata sul fondo dello scafo (dove è presente massimo sinkage) e nella figura 5.27 si può individuare il punto di arresto della corrente del fluido.

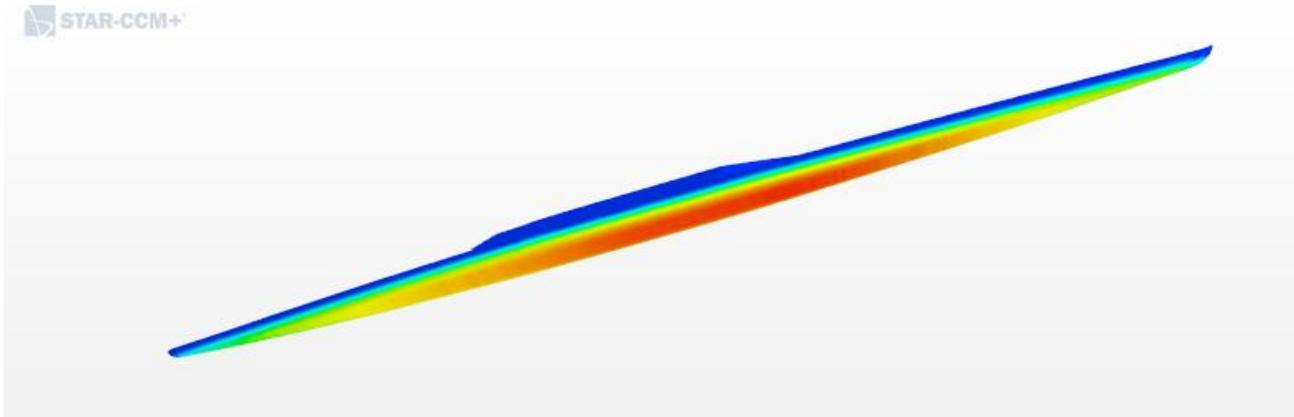


Figura 5.25: esempio di distribuzione di pressione per single scull senza solco a $v=2$ m/s

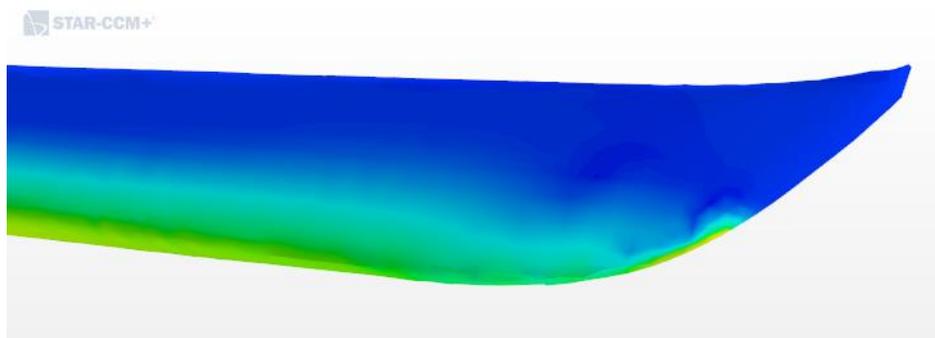


Figura 5.26: punto d'arresto a $v=2$ m/s

5.4 MOTO ONDOSO

Per visualizzare i sistemi di onde prodotte dall'imbarcazione in movimento si deve individuare l'altezza z della superficie libera dell'acqua.

Per trovare la posizione è necessario sfruttare un isosuperficie che individua quando una determinata cella è composta al 50% da acqua e al 50% d'aria. Questa è considerata la zona di interfaccia tra le due fasi, quindi la free surface. Si riportano solamente le visualizzazioni dei

sistemi d'onda per il caso di singolo senza solco, non essendoci differenza tra i due modelli geometrici nella generazione d'onde.

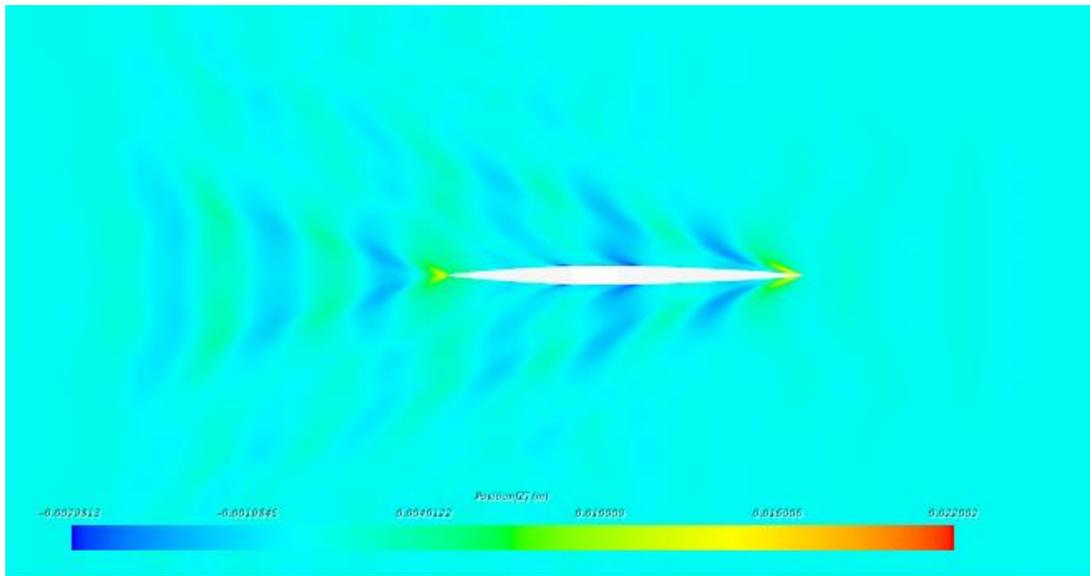


Figura 5.27:moto ondoso a $v=2$ m/s

Dall'immagine precedente si nota molto bene il sistema d'onde secondario di onde trasversali e divergenti nella scia dell'imbarcazione. Inoltre si nota il sistema d'onde che è generato dalla prua e quello che ha inizio a circa metà lunghezza dello scafo.

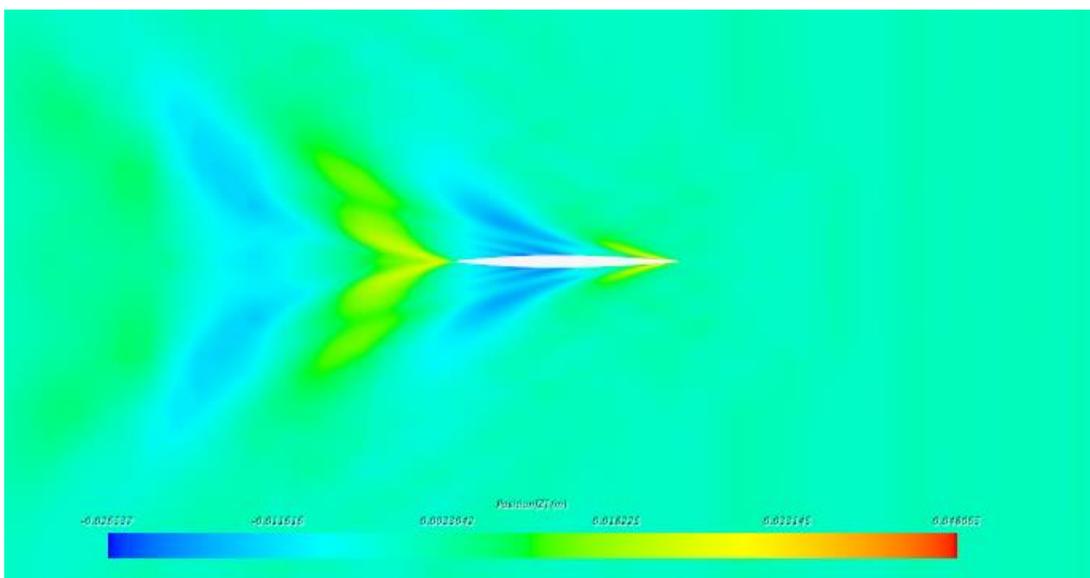


Figura 5.28:moto ondoso a $v=4$ m/s

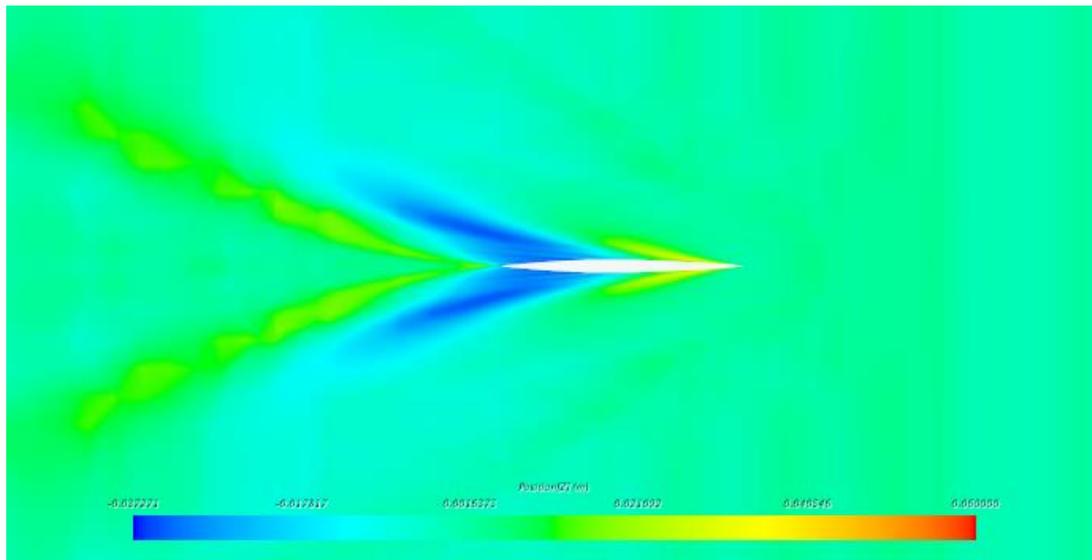


Figura 5.29:moto ondoso a $v=6$ m/s

Con l'aumentare della velocità è evidente come le onde aumentino di intensità e la scia aumenti in estensione, per questo motivo nella figura 5.30 non si è riuscito a cogliere bene il moto ondoso, sarebbe stato necessario infatti un dominio computazionale più grande per questo scopo. Si nota l'angolo previsto da Kelvin per la generazione di onde in acque profonde.

6 CONCLUSIONI

L'obiettivo della tesi è stato quello di calcolare la resistenza di un'imbarcazione da canottaggio generica, individuare le sue componenti principali e studiare l'influenza sulla resistenza totale di un solco inserito sulla prua.

Purtroppo con gli strumenti a disposizione non si è potuta rilevare nessuna differenza significativa tra i due modelli geometrici.

Si è cercato di migliorare la qualità della mesh, utilizzando una maglia molto più fitta sulla superficie dello scafo per verificare i risultati ottenuti e per dedurre l'impatto che una rifinitura ha sui valori ricavati. La prima meshatura aveva mostrato incapacità nel seguire con accuratezza i molti raccordi presenti nel modello geometrico e una convergenza con qualche instabilità.

Aumentando di circa cinque volte il numero di celle, infittendo lungo i raccordi, si è ottenuta una mesh di volume che seguiva abbastanza bene le curvature, ma a scapito di un elevato tempo di calcolo. Le differenze sono state elevate per le due serie di simulazioni, arrivando anche al 12% per il caso con velocità 6 m/s.

Per quanto riguarda il confronto dei due modelli geometrici sono stati confermati i risultati ottenuti nella prima serie di simulazione, cioè la mancanza di variazioni significative, sia a livello di resistenza che di andamento delle onde generate.

Per ridurre i costi computazionali si potrebbe pensare di modificare il cad originale eliminando i raccordi e semplificando il modello geometrico, cercando però di mantenere una certa fedeltà con la forma originale. Inoltre si potrebbe adattare la mesh a seconda della velocità analizzata, utilizzando una mesh meno fitta per basse velocità e una mesh più fitta per alte velocità. Le stesse considerazioni possono essere fatte per le dimensioni del dominio computazionale. Per cogliere i sistemi d'onda nel loro complesso a velocità più elevata si sarebbe dovuto utilizzare un volume di controllo più ampio, soprattutto a valle dello scafo.

In questo studio, poiché non è stato possibile analizzare un'imbarcazione reale, per valutare la bontà dei risultati si è utilizzato un modello geometrico con un ricco database di risultati sperimentali per la validazione, il MOERI Container Ship (KCS).

Sarebbe interessante validare i risultati ottenuti tramite prove sperimentali in serbatoi di traino su un'imbarcazione reale, ricavando le varie componenti e provando ad ottimizzare la forma dello scafo per ridurre la resistenza. Sfruttando prove sperimentali si potrebbe anche ottenere

in modo accurato il fattore di forma k e scomporre quindi la resistenza nelle componenti proposte da Hughes. Questo permetterebbe una miglior comprensione dei meccanismi fisici.

Infine eseguire uno studio della dinamica dell'imbarcazione, del sistema composto da scafo, remi e atleta, può permettere di ottenere un quadro completo del fenomeno e ulteriormente aiutare nell'ottimizzazione della geometria dell'imbarcazione.

BIBLIOGRAFIA

- [1] *Theoretical and Experimental Investigation of Resistance of High-Speed Round-Bilge Hull Forms*, Prasanta Sahoo, Lawrence J. Doctors, Martin Renilson,
- [2] *Recent progress in CFD for naval architecture and ocean engineering*, STERN Frederick, WANG Zhaoyuan, YANG Jianming, SADAT-HOSSEINI Hamid, MOUSAVIRAAD, Maysam, BHUSHAN Shanti, DIEZ Matteo, YOON Sung-Hwan, WU Ping-Chen, YEON Seong Mo, DOGAN Timur, KIM Dong-Hwan, VOLPI Silvia, CONGER Michael, MICHAEL Thad, XING Tao, THODAL Robert, GRENESTEDT Joachim L., *Journal of Hydrodynamics*, 2015
- [3] *Best Practice Guidelines For Marine Applications Of Computational Fluid Dynamics*, W.S. Atkins Consultants And members of the NSC, Imperial College of Science & Technology, 2003
- [4] *CFD, General Uncertainty Analysis in CFD, Guidelines for RANS Codes, 7.5 – 03 01 – 02*, ITTC – Recommended Procedures and Guidelines
- [5] *Computation of Ship Hull Resistance Using Reynolds-averaged Navier-Stokes Equations (RaNSE) in Calm Water*, Sharmin Shabnam, Master of Science in Naval Architecture and Marine Engineering, 2015
- [6] *Application Of Cfd In Ship Engineering Design Practice And Ship Hydrodynamics*, ZHANG Zhi-rong, LIU Hui, ZHU Song-ping, ZHAO Feng, Australia
- [7] *Computation of total resistance of ships and a submarine by a RANSE based CFD*, Omer Faruk Sukas, Omer Kemal Kinaci, Sakir Bal,
- [8] *Proceedings of CFD Workshop Tokyo 1994 - an International Workshop for Improvement of Hull Form Designs*, Ship Research Institute; Ministry of Transport; Ship & Ocean Foundation.
- [9] *Benchmarking of Computational Fluid Dynamics for Ship Flows*, L. Larsson; F. Stern, and V. Bertram, "The Gothenburg 2000 Workshop". *Journal Of Ship*
- [10] *Hull Resistance and Wave Pattern Computation with RANS Technique on a Simplified Experimental Benchmark*, S. Bartesaghi and I. M. Viola, 2008
- [11] *Resistance And Propulsion Characteristics of Various Commercial Ships Based on CFD Results*, J. E. Choi; K. S. Min, and J. H. Kim., 2010

- [12] *Fluent Code Simulation of Flow around a Naval Hull: the DTMB 5415*, D. A. Jones and D. B. Clarke, Maritime Platforms Division, Defense Science and Technology Organization, 2010
- [13] *Prediction Of Ship Resistance and Ship Motions Using RANSE*, B. E. Moctar; J. Kaufmann; J. Ley; J. Oberhagemann; V. Shigunov, and T. Zorn, Gothenburg 2010: A Workshop on CFD in Ship Hydromechanics, 2010
- [14] *Numerical Investigation of Components Of Calm-Water Resistance Of A Surface-Effect Ship*, K. J. Maki; R. Broglia, and L. J. Doctors., The Ocean Engineering
- [15] *Verification And Validation Of Numerical Calculation Of Ship Resistance And Flow Field Of A Large Tanker*, B. J. Guo; G. B. Deng, and S. Steen, 2013
- [16] *Rapid Free Surface Simulation for Steady-State Hull Resistance with FVM using OpenFOAM*, H. Jasak; V. Vuk_cevi_c, and D. Christ, 30th Symposium on Naval Hydrodynamics, 2014
- [17] *Evaluation of added resistance in regular incident waves by computational fluid dynamics motion simulation using an overlapping grid system*, H. Orihara and H. Miyata, 2005
- [18] *Computational Methods for Fluid Dynamics*, Joel H. Ferziger, Milovan Peric, terza edizione, Springer, 2002.
- [19] *Ship Resistance and Propulsion: PRACTICAL ESTIMATION OF SHIP PROPULSIVE POWER*, Anthony F. Molland, Cambridge University Press, 2012
- [20] *The Aero- and Hydromechanics of Keel Yachts*, J. W. Slooff, Springer, 2015
- [21] *Practical Ship Hydrodynamics*, Volker Bertram, Butterworth-Heinemann, 2012
- [22] *Analisi Dimensionale e Modellistica Fisica: Principi e applicazioni alle scienze ingegneristiche*, Sandro Longo, Springer, 2011
- [23] User Guide STAR CCM+ 12.06
- [24] *Ship Hull Resistance Calculations Using CFD Methods*, Petros Vovakis Bachelor of Science in Marine Engineering Hellenic Naval Academy, Massachusetts Institute Of Technology, 2012
- [25] *Practical Guidelines for Ship Resistance CFD 7.5-03 -02-04*, ITTC – Recommended Procedures and Guidelines, 2014
- [26] *Study of Kayak Hull Design on Calm Water Resistance*, Francisco Lobato, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica, 2015

- [27] *Studying the Hydrodynamic Characteristics of Sprint Master canoe*, Omar Yaakob, Y. Ahmed, M. Rizal Othman, International Conference on Applications and Design in Mechanical Engineering 2012
- [28] *Resistance Prediction for Hard Chine Hulls in the Pre-Planing Regime*, Dejan Radojic, Antonio Zgradic, Milan Kalajdzic, Aleksandar Simic, POLISH MARITIME RESEARCH 2(82) 2014 Vol 21; pp. 9-26
- [29] *Planing Hulls*, Kobus Potgieter, Royal Institute of Naval Architects (UK), 2006