



A.A. 2009/2010

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA

Facoltà di Ingegneria
Corso di Laurea Specialistica in Ingegneria Aerospaziale

ANALISI FLUIDODINAMICA NUMERICA PER L'OTTIMIZZAZIONE E LA VALIDAZIONE DI NAVI A VELA

IN COLLABORAZIONE CON PERINI NAVI



IN COLLABORAZIONE CON CD-adapco



RELATORE: ING. MARCO ANTONELLO

CORRELATORE: CH.MO PROF. ENRICO LORENZINI

LAUREANDO: ANDREA VERGOMBELLO

SINTESI

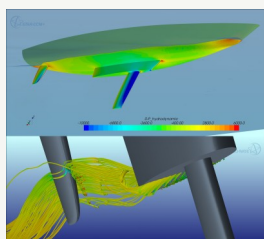


Fig. 1 "Hydrodynamic pressure" e "Streamlines"

Il presente lavoro di Tesi, svolto in collaborazione con l'Università di Padova e con il cantiere navale *Perini Navi* di Viareggio, è finalizzato allo studio fluidodinamico di navi a vela.

In particolare sono stati creati modelli numerici, dell'intero scafo e delle singole parti che lo compongono, per calcoli di fluidodinamica computazionale finalizzati alla stima prestazionale in diverse condizioni di esercizio con l'ausilio del codice CFD "STAR CCM+" della CD-adapco®.

L'approccio con cui è stato affrontato il presente lavoro di tesi mira a ottenere risultati attendibili al fine di dimostrare la validità di questo tipo di studi in un ambiente, come quello navale, caratterizzato dalla complessità dei fenomeni di interazione tra aria e acqua.

Con un criterio di semplificazione ingegneristica sono stati modificati i modelli al fine di renderli idonei al calcolo fluidodinamico.

Il lavoro di simulazione è stato scisso in due macrogruppi, uno studio di tipo idrodinamico finalizzato all'analisi del singolo scafo immerso in acqua e a diverse configurazioni di appendici ed uno aerodinamico comprensivo di piano velico, albero, scafo e sovrastrutture.

Il primo ha come obiettivo un confronto diretto con i dati reperiti in vasca navale al fine di avvicinarne l'accuratezza, il secondo mira alla validazione dei carichi agenti sul piano velico.

L'analisi idrodinamica di un'imbarcazione rappresenta lo stato dell'arte per quanto riguarda la fluidodinamica numerica; complicazioni dovute all'interfaccia aria acqua, alla creazione di onde in questa zona di confine e in ultima analisi alla possibilità di svincolare i gradi di libertà del modello studiato, creano una condizione in cui il programma non può essere valutato come una scatola chiusa da cui ricavare risultati, bensì come un mezzo attraverso il quale interagire, in maniera costruttiva, fornendo

allo stesso soluzioni non ancora implementate al suo interno.

Ogni tipologia di simulazione è stata preceduta da un'analisi di sensibilità allo scopo di raggiungere un modello di discretizzazione congruo per ogni singolo caso. Quest'ultimo processo si è scontrato con le limitate risorse di calcolo a disposizione e proprio per questo è stata necessaria grande accuratezza e conoscenza del sistema fisico studiato.

La necessità di snellire il modello ha permesso di ottenere uno strumento che, pur rimanendo estremamente affidabile, riduce drasticamente i tempi di calcolo avvicinando i ritmi di progettazione necessari.

SIMULAZIONI IDRODINAMICHE SCAFO

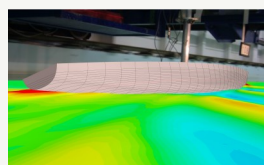


Fig. 2 Altezza pelo libero (sailing)

Lo scafo oggetto dell'analisi idrodinamica è un *ketch* di 59 metri in alluminio: unità in costruzione della flotta, primo esemplare della serie d'imbarcazioni di questa lunghezza. Progettato dagli architetti navali di casa *Perini Navi*, il *ketch* presenta importanti inno-

vazioni sia nella progettazione navale sia nella realizzazione degli interni.

Sono state elaborate analisi in "motoring condition" e "sailing condition". La dimensione della galleria è dettata da considerazioni inizialmente legate a esperienza pregressa ed in parte a vari tentativi al fine di trovarne la giusta configurazione. La stessa generazione del moto ondoso e l'andamento dei vari parametri fisici di precedenti analisi esplorative, ha suggerito la struttura finale:

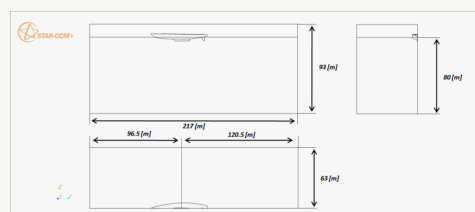


Fig. 3 Dimensioni volume fluido (motoring)

Viene riportata una tabella di confronto tra i dati di resistenza sperimentali e quelli ottenuti dalle simulazioni fluidodinamiche:

Run	SPEED [kt]	DRAG Vasca [kN]	DRAG Cfd [kN]	DELTA %
34	8,0	-----	-----	1,67
35	10,0	-----	-----	-1,58
36	12,0	-----	-----	-3,00
37	14,1	-----	-----	1,89
38	16,0	-----	-----	-2,93
39	18,0	-----	-----	0,57
40	20,0	-----	-----	-1,98

I risultati conseguiti confermano l'accuratezza del modello fluidodinamico utilizzato; lo scostamento massimo del 3%, in corrispondenza della velocità di 12[kt], rientra abbondantemente all'interno della fascia d'incertezza del 5% propria di prove effettuate



A.A. 2009/2010

in vasca navale. Per ottenere tali riscontri è stato necessario elaborare simulazioni utilizzando il modello “6-DOF Motion” idoneo per prove di tipo non stazionario in cui il corpo voglia essere lasciato libero secondo i sei gradi di libertà (tre traslazioni e tre rotazioni). La stessa discretizzazione che compone il regime fluido è messa in moto, in maniera rigida, in accordo con il movimento del corpo calcolato dal “6-DOF solver”. Nel caso dello scafo sono stati concessi due gradi di libertà, nello specifico “heave” e “pitch”, in modo da riprodurre fedelmente le prove sperimentali effettuate, arrivando ad affermare che un’analisi di tipo statico produrrebbe solo un’approssimazione delle reali forze agenti sullo scafo; infatti, gli scostamenti sulla resistenza, rispetto al caso dinamico, raggiungono circa il 20% per la velocità di prova maggiore:

Run	SPEED	DRAG (pre_sblocco DOF)	DRAG (post_sblocco DOF)	DELTA
	[kt]	[kN]	[kN]	%
34	8,0	----	----	14,00
35	10,0	----	----	6,92
36	12,0	----	----	4,00
37	14,1	----	----	4,20
38	16,0	----	----	4,33
39	18,0	----	----	11,96
40	20,0	----	----	19,33

Per le simulazioni in “Sailing condition” viene a mancare la simmetria geometrica rispetto al flusso incidente a causa dell’angolo di sbandamento e di scarroccio, per tale motivo il modello è stato analizzato nella sua totalità. Ciò comporta in prima analisi, un raddoppio circa il numero di celle necessarie per una simulazione, con conseguente aumento dei tempi di calcolo. Un ulteriore problema, sorto a seguito di simulazioni preliminari, consiste nell’impossibilità di raggiungere risultati affidabili, circa la forza laterale generata, mantenendo la stessa configurazione di discretizzazione. La causa di tale incongruenza è stata associata ad una non accurata “mesh” a livello dei

“foil” quali deriva, timone e “stub keel”. Al fine di ottenere un idoneo livello di affinamento, sono state effettuate diverse analisi di sensibilità su profili 2D con l’obiettivo di non attendere lunghi tempi di calcolo per tali verifiche:

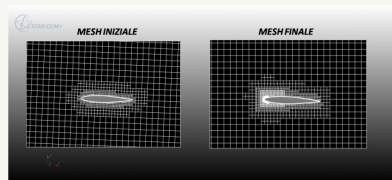


Fig. 4 “Mesh” profili deriva

Il fine di questo processo è riassunto nella tabella di confronto tra risultati sperimentali e numerici relativi alla forza idrodinamica laterale prodotta in condizioni di “sailing”:

SPEED	HEEL	LEEWAY	RUDDER	SIDE FORCE Vasca	SIDE FORCE CFD	DELTA
[kt]	[deg]	[deg]	[deg]	[kN]	[kN]	%
8,0	10	3,1	4	----	----	-1,63
10,0	10	1,7	4	----	----	-1,57
10,0	17,5	3,3	4	----	----	-1,09
12,0	17,5	2,1	4	----	----	-0,83

I risultati ottenuti sono davvero incoraggianti e confermano la bontà del lavoro svolto nella fase di affinamento della “mesh” nelle zone d’interesse.

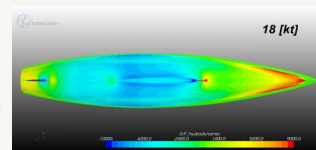


Fig. 5 “Hydrodynamic pressure” (motoring 18 [kt])

SIMULAZIONI AERODINAMICHE

L’imbarcazione oggetto della simulazione aerodinamica è lo *sloop* di 56 metri “Salute”, 42esima unità della flotta.

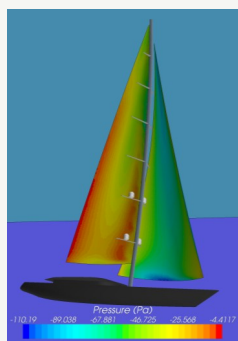


Fig. 6 Distribuzione pressioni piano velico

La creazione dei vari modelli geometrici, al fine delle successive simulazioni, si è rivelato uno dei passaggi più importanti e

delicati dell’intero lavoro. Ci si è dovuti confrontare con esigenze in contrasto tra loro quali: il tentativo di avvicinarsi il più possibile alle forme reali e l’approccio semplificativo atto a rendere possibili i successivi calcoli “CFD”. Per rendere completa l’analisi aerodinamica, oltre a randa e genoa sono stati modellati lo scafo comprensivo di tuga e l’alberatura incluse crocette e antenne.

Per la modellazione del piano velico ci si è scontrati con l’impossibilità di ottenere i disegni originali dal produttore “North Sail”. Si è ovviato al problema grazie all’utilizzo di

disegni 2D e di un software di modellazione dedicato, in modo da ricavare una configurazione della coppia randa genoa settata per l’andatura scelta.

Pur considerando il piano velico come non deformabile, non è stata tralasciata la catenaria dello strallo di prua a regime. Quest’ultima, infatti, ha uno sviluppo tridimensionale tipico delle reali condizioni di navigazione e una freccia massima di circa 1,2[m]. L’accuratezza nel disegno del piano velico sarà verificata a seguito delle simulazioni, analizzando a varie altezze i profili di velocità dell’accoppiamento randa

genoa. Avendo creato un modello del vento apparente in funzione dell’altezza, è stato possibile verificare in maniera ottimale il giusto “mist” dato alle vele.

Scopo ultimo delle simulazioni aerodinamiche effettuate è stato quello di validare la bontà dei risultati attraverso un confronto diretto con dati ricavati da VPP (Velocity Prediction Program) in termini di forze agenti sul piano velico e sulle altre strutture di coperta.

Viene presentata la tabella di confronto tra i dati forniti dal VPP e i risultati ottenuti dal calcolo CFD:



A.A. 2009/2010

	FORZE		DELTA
	[kt]	[kN]	%
VPP	P _i	----	0,84
CFD	F _H	----	
VPP	(R _i +R)	----	2,20
CFD	F _M (LUNGO ASSE)	----	

Come evidenziato dalla precedente tabella, i due calcoli presentano una stretta analogia nei risultati. Ciò valida il modello fluidodinamico come strumento d'analisi prestazionale di notevole affidabilità.

ANALISI APPENDICI

A completamento del lavoro svolto, si vuole accennare circa le simulazioni eseguite al fine di valutare differenti configurazioni a livello di appendici.

Gli elementi coinvolti in tale studio sono deriva e timone dell'unità *sloop* di 40 metri, sempre del gruppo

Perini Navi, ancora in fase di progettazione.

Le quattro derive sono caratterizzate da differenti geometrie sia in pianta sia a livello di rastremazione del profilo che è per tutte un NACA laminare serie 63.

La procedura seguita per questo tipo di analisi non prevede le complicazioni legate al pelo libero e a movimenti della geometria come visto per il caso dello scafo.

Le condizioni di prova, elaborate per le diverse configurazioni, entrambe alla velocità di 10 [kt], prevedono un primo confronto in termini di "drag" in condizioni "upright" ed un secondo in cui il flusso incidente presenta un angolo di 2,5 [deg] al fine di simulare le reali condizioni operative e valutare la forza laterale prodotta.

I risultati ottenuti sono i

seguenti:

MODEL CONFIGURATION	1	2	3	4	
DRAG UPRIGHT	2049	2587	2440	2314	[N]
DRAG (leeway 2,5°)	2379	2998	2768	2598	[N]
FL (leeway 2,5°)	32171	37326	37066	33292	[N]
EFFICIENCY ϵ	13,52	12,45	13,39	12,81	

È evidente come la prima configurazione presenti un'efficienza idrodinamica superiore alle altre.

Le due configurazioni di timone analizzate presentano notevoli differenze sia in termini di forma in pianta sia per quanto riguarda i profili utilizzati:

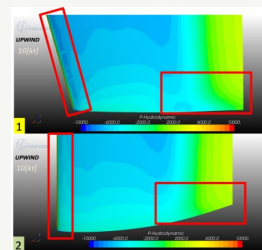


Fig. 7 Distribuzione pressioni derive (configurazione 1 e 2)

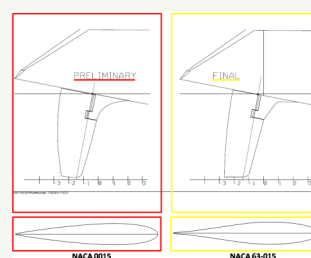


Fig. 8 Configurazioni timoni

Come evidenziato in (Fig. 8), la geometria preliminare è caratterizzata da una superficie in pianta maggiore rispetto alla soluzione finale, inoltre quest'ultima presenta una minor rastremazione.

Le due configurazioni differiscono anche per la forma dello "skeg" (parte di collegamento con lo scafo).

Il profilo utilizzato per la prima geometria è un conservativo NACA 0015, mentre la seconda scelta è ricaduta su un laminare della serie 63-015.

Per modellare il moto intorno al timone in modo verosimile, considerando la sua posizione notevolmente influenzata dalla deviazione del flusso prodotta dallo scafo, si è scelto di inserire una parte di quest'ultimo nel modello studiato (Fig. 9). Il corpo timone è stato modellato mantenendone la separazione costruttiva con lo "skeg"; questo per garan-

tire la rotazione della pala attorno al suo asse di rotazione, al fine di valutarne agevolmente le prestazioni ad angoli di barra crescenti. Mantenendo costante un angolo di scarroccio di 2 [deg] e una velocità di prova di 12 [kt], sono state effettuate le prove per le due configurazioni partendo da un angolo di timone pari a 4 [deg] fino a 14 [deg]. Se, per quanto riguarda la resistenza possiamo considerare le due soluzioni simili se non leggermente ad appannaggio, per angoli elevati, del caso finale, questo non può essere detto per la forza laterale prodotta, che vede una netta prevalenza della soluzione finale su quella preliminare. Questo risultato si scontra con la teoria che vorrebbe l'utilizzo di profili laminari, solitamente della serie 63, esclusivamente per timoni montati su barche leggere e veloci, consigliando invece dei

profili conservativi, NACA quattro cifre, per le imbarcazioni con dislocamento superiore.

A fronte di ciò, la scelta è ricaduta sulla seconda soluzione e sono state effettuate

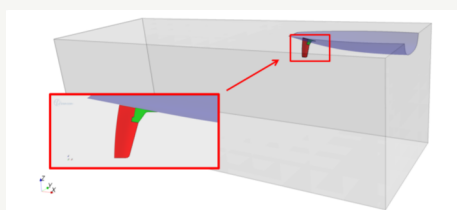


Fig. 9 Volume fluido

ulteriori prove, a differenti angoli di timone, per valutarne più accuratamente la curva di portanza. Inoltre è stato possibile ricavare la posizione del centro di pressione al crescere dell'angolo di timone e di conseguenza ottenere il momento flettente agente alla radice del timone stesso.

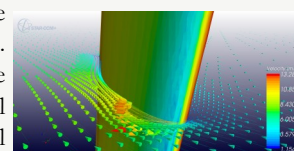


Fig. 10 Distribuzione pressioni e vettori velocità



A.A. 2009/2010

CONCLUSIONI

È importante evidenziare come i risultati ottenuti attraverso questi studi, oltre ad essere pienamente in linea con quelli sperimentali, aggiungano a livello tecnico una notevole serie d'informazioni di ampia utilità ingegneristica. Grazie a questo, una successiva fase di ottimizzazione prestazionale può basarsi su solide basi scientifiche e non, come sovente avviene, su supposizioni o teorie troppo approssimate.

Lo studio idrodinamico dello scafo, svincolato da aspetti aeroelastici, e con l'ausilio degli ultimi ritrovati tecnici nella definizione dell'interfaccia aria acqua e nella possibile liberazione dei movimenti, può essere considerato a un livello di accuratezza tale da rendere ormai inutili prove sperimentali in vasca navale. Questo risultato produce un duplice effetto: da un

lato la drastica riduzione dei costi relativi alle prove su modelli in scala, dall'altro il notevole incremento d'innovazione reso possibile dal numero di simulazioni implementabili e dal loro livello di riproducibilità.

L'obiettivo di un'analisi complessiva di un'imbarcazione a vela non è altro che una naturale conseguenza degli studi fin qui esposti. Ciò non toglie che uno scopo così ambizioso, ancora oggetto di studi, debba essere valutato con estrema attenzione. Infatti, dall'esperienza acquisita nella stesura del presente lavoro di tesi, l'analisi della parte aerodinamica, indubbiamente meno delicata per quanto riguarda complicazioni a livello di modello, presenta ancora problematiche legate alle numerose variabili in gioco nella regolazione di un piano velico. Associare quest'ultimo a una superficie rigida, senza la possibili-

tà di regolazioni dinamiche atte ad ottimizzarne la forma per una particolare condizione, priva l'intero studio di particolari che, ad un certo livello di sviluppo, possono essere imprescindibili. Il problema legato alla determinazione della geometria delle vele sotto carico può essere affrontato accoppiando in maniera iterativa il calcolo fluidodinamico con uno di tipo strutturale, fino alla convergenza dei risultati. Dal punto di vista operativo l'aspetto di maggior complessità riguarda la necessità di dover gestire un modello in movimento, grazie allo sblocco dei gradi libertà e in continua evoluzione di forma in ragione dell'analisi aeroelastica del piano velico. Questo processo, seppur applicabile, si scontrerebbe con tempistiche non più in linea con le ordinarie necessità progettuali.

Ing. Andrea Vergombello
Corso del popolo, 85
30172 Mestre VE - Italia
a.vergombello@libero.it
Cell. +393394182046