

# OTTIMIZZAZIONE DI FORMA ATTRAVERSO ANALISI CFD DI UN CATAMARANO CON SCAFI ASIMMETRICI PER USO AD ALTA VELOCITÀ

Antonio Cirello, Corrado Damiano<sup>c</sup>, Giuseppe Lupo,  
Antonio Mancuso<sup>a</sup>, Gabriele Virzì Mariotti<sup>b</sup>

<sup>a</sup>Dipartimento di Meccanica Università di Palermo E-mail: [mancuso@dima.unipa.it](mailto:mancuso@dima.unipa.it)

<sup>b</sup>Dipartimento di Meccanica Università di Palermo, Italy; E-mail: [virzi@dima.unipa.it](mailto:virzi@dima.unipa.it)

<sup>c</sup>[Corrado.damiano@tiscali.it](mailto:Corrado.damiano@tiscali.it)

## SOMMARIO

Nel presente lavoro è proposto e sviluppato un concetto innovativo di catamarano che si distingue per una asimmetria interna dei due semiscafi nella direzione longitudinale, determinante un canale convergente divergente, la cui sezione è il risultato di un precedente studio numerico bidimensionale.

L'obiettivo finale dello studio è la definizione di una soluzione geometrica ottima attraverso un processo di ottimizzazione numerica tridimensionale che ha consentito un miglioramento del risultato precedente, sia per un'ulteriore riduzione della resistenza, sia per la possibilità di recupero di parte dell'energia normalmente spesa per la formazione dell'onda.

L'investigazione numerica è stata condotta incrementando la velocità di avanzamento nell'intervallo di numeri di Froude compresi fra 0,3 e 0,7, ottenendo le curve di resistenza totale per tre diversi valori della distanza di separazione fra i due semiscafi. Le curve mostrano che lo scafo ottimizzato consente una riduzione sino a circa il 20% della resistenza totale, nel campo di velocità esaminato.

## ABSTRACT

This paper proposes and develops an innovative concept of catamaran that is distinguished for an "internal" asymmetry of two demihulls in the longitudinal direction, given by flat external walls and internal surfaces. They determine a convergent-divergent tunnel, whose section to the floating plan is the result of a precedent numerical study of 2D-optimization. The final objective of the study is the definition of an optimal geometric solution, through a process of three-dimensional numerical optimization that has allowed, not only an improvement of the previous results, but also the possibility to recover part of the energy yielded to the water in waves making, according to what before hypothesized

The numerical investigations are been performed increasing the speed of advance, in the interval between 0,3 and 0,7  $F_n$ , drawing the curves of total resistance related to three different values of the distance of separation between the two demihulls. The curves show that the optimized hull allows a reduction of the total resistance around 20%, for the whole range of simulated speed.

## 1. INTRODUZIONE

Il rapido sviluppo del mercato delle navi ad alta velocità, per il trasporto commerciale e militare ha suscitato nell'ultimo decennio un incremento di interesse dei progettisti e degli armatori nei catamarani e, in alternativa, nelle configurazioni multiscafo, che sono in grado di offrire un buon compromesso fra velocità e tenuta di mare. In questo campo si pone grande attenzione alla forma dei semiscafi, principalmente perché l'interferenza fra le onde influenza grandemente la resistenza della nave.

Lo scopo di questo studio è la riduzione dell'energia di dissipazione dovuta alle onde, ottimizzando la linea di sezione dello scafo, investigando sulla possibilità di una parziale conversione dell'energia d'onda in altra forma utile di energia, massimizzando l'efficienza idrodinamica dello scafo. Si propone e si sviluppa una forma innovativa di semiscafo per un catamarano dislocante, caratterizzata da una asimmetria interna dei due semiscafi, data da una superficie esterna piana ed una superficie interna formante un canale convergente – divergente. La linea d'acqua disegnata è stata ottenuta da precedenti simulazioni numeriche [1] [2] (fig. 1). In questo caso l'energia data alle onde non lascia lo scafo all'esterno, durante il movimento del catamarano, ma è convogliata nel canale, con un incremento della velocità della massa fluida nella prima parte convergente; l'energia associata è convertita in pressione nella parte divergente ed è utile per la trazione.

Molti lavori sono stati pubblicati sulla resistenza dei catamarani con scafi asimmetrici [3], [4], [5], [6], ma le informazioni sulla asimmetria interna sono limitate. In particolare lo scopo di [3] è di determinare l'influenza di qualche parametro chiave sulla resistenza del catamarano, confrontando uno scafo simmetrico ad uno scafo non simmetrico esterno, a parità di dislocamento in modo da capire meglio un problema complesso come l'interferenza fra i due semiscafi. In [4] è sviluppato e presentato un metodo analitico numerico per il calcolo della resistenza d'onda di due scafi gemelli con semiscafi asimmetrici. In [5] è presentato un'estensione dell'approccio di Michell per il calcolo della resistenza d'onda di catamarani con scafi asimmetrici. In [6] l'autore mostra, in un confronto sperimentale fra asimmetria interna ed esterna, la maggiore efficacia della configurazione oggetto del presente lavoro, in un certo campo di velocità, sottolineando l'importanza di una approfondita ricerca su questo problema.

Un processo di ottimizzazione numerica tridimensionale dà la soluzione ottima per la forma dei semiscafi, offrendo un miglioramento dei precedenti risultati [1] [2]. Lo studio numerico delle resistenze al moto è stato eseguito usando il codice Fluent, rappresentante lo stato dell'arte fra i codici CFD per la modellazione e la simulazione dei fluidi e del trasferimento di calore. È stata scelta la formulazione VOF (*Volume-Of-Fluid*) perchè essa permette la modellazione numerica dei sistemi multifase non compenetranti, applicando il metodo *interface-capturing* [7] per le superfici di interfaccia.

## 2. CATAMARANO CON SCAFI ASIMMETRICI

Prerogativa del canale convergente-divergente è quella di consentire un'accelerazione della massa d'acqua, in ingresso nel tratto convergente, fino ad una velocità  $v_c > v_s$ ; essendo  $v_c$  la velocità dell'acqua all'interno del canale, in corrispondenza della sezione maestra, e  $v_s$  la velocità di avanzamento del catamarano. Ipotizzando, allora, di posizionare un'elica all'interno del canale è possibile concludere che la potenza di spinta, direttamente proporzionale alla variazione della quantità di moto, sarà proporzionale alla differenza  $v_f - v_i$  ( $v_f$  e  $v_i$  le velocità del fluido a valle e a monte del propulsore rispettivamente). Nel caso di un catamarano con scafi tradizionali (simmetrici), con propulsore a poppa dello scafo,

la velocità  $v_i$  coincide con quella  $v_s$  della nave, mentre nel caso esaminato risulta essere inferiore, dato che si ha:

$$v_f - v_i = \underbrace{v_f - v_s}_{\substack{\text{semiscafi} \\ \text{tradizionali}}} > \underbrace{v_f - v_c}_{\substack{\text{semiscafi} \\ \text{asimmetrici}}} \quad (1)$$

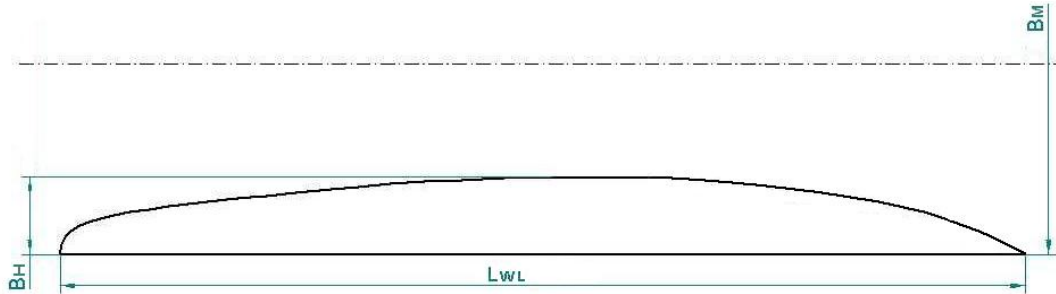


Fig. 1 – Disegno della linea d'acqua [1]

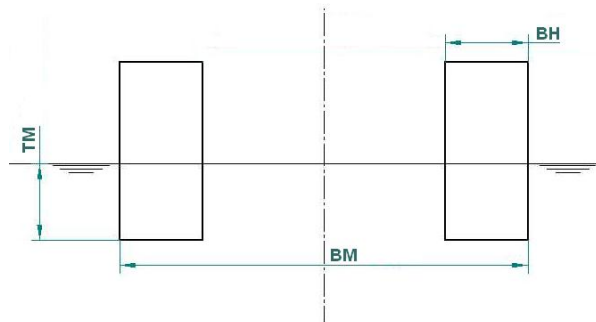


Fig. 2 – Sezione di mezzeria dei semiscafi [1]

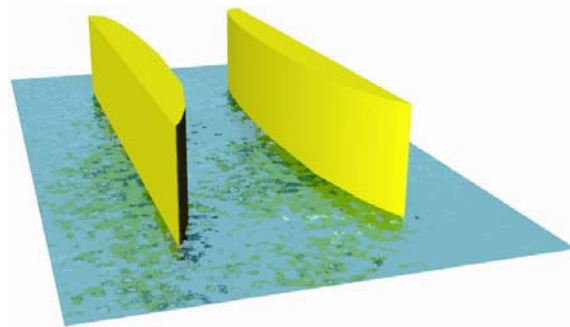


Fig. 3 – Semiscafi (rendering)

In altri termini, a parità di tutte le altre condizioni relative all'avanzamento, l'accelerazione del fluido nel tratto convergente comporta una riduzione della variazione della quantità di moto, che è essere impressa dall'elica alla massa d'acqua, a beneficio dell'efficienza del catamarano.

É stato realizzato un modello sperimentale secondo il disegno ottimizzato della linea d'acqua mostrato in fig. 1, con una sezione molto semplice caratterizzata da forma rettangolare (fig. 2 e 3). I principali parametri geometrici del catamarano sono:

- *Lunghezza della linea d'acqua*  $L_{WL} = 1 \text{ m};$
- *Larghezza del catamarano (beam)* (tab. 1);
- *larghezza dei semiscafi*  $B_H = 0,081 \text{ m};$
- *draft*  $T_M = 0,075 \text{ m};$
- *dislocamento*  $\Delta = 9,235 \text{ kg};$

- *superficie bagnata*

$$S_m = 0,4318 \text{ m}^2.$$

Il modello è stato sottoposto a una serie di prove preliminari in vasca con lo scopo di analizzare il campo d'onda prodotto da modelli aventi differenti valori del rapporto fra beam  $B_M$  e lunghezza della linea d'acqua  $L_{WL}$  (fig. 1), ottenendo utili informazioni per l'ottimizzazione di forma nella successiva simulazione numerica tridimensionale. Le configurazioni geometriche esaminate sono riassunte in tabella 1.

Tabella 1 – Rapporto fra beam e lunghezza della linea d'acqua

Caso	$B_M/L_{WL}$
A	0.340
B	0.400
C	0.440

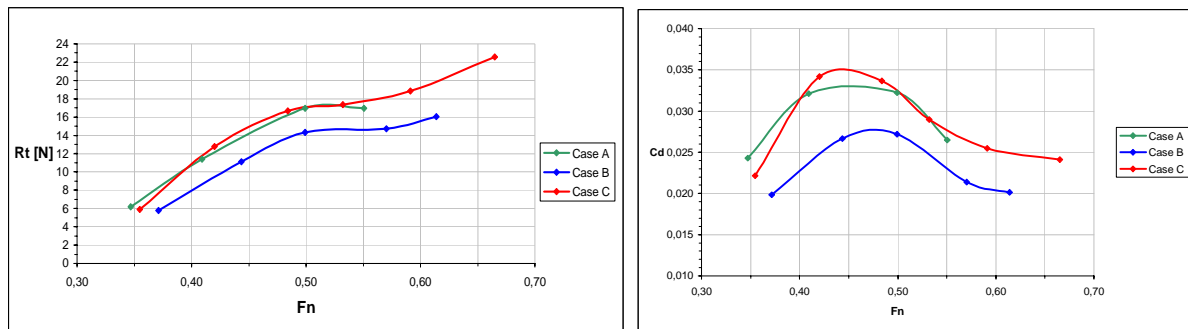


Fig. 4 – Curve di resistenza totale (a sinistra) e coeff. di drag (a destra) da prove in vasca.

## 2.1 Risultati sperimentali

La procedura standard ITTC per le prove di resistenza consiste nel rimorchiare un modello in scala a velocità costante determinando la forza necessaria  $R_T$  per la trazione. La fig. 4 mostra le curve di resistenza totale e le curve del coefficiente di drag, in funzione del numero di Froude, nei casi selezionati come base per le successive simulazioni numeriche. Com'è noto il numero di Froude è definito da:

$$F_n = \frac{v_m}{\sqrt{gL_{WL}}} \quad (2)$$

Dove  $v_m$  è la velocità del modello ed  $L_{WL}$  la sua lunghezza di linea d'acqua. Inoltre la seguente relazione permette il calcolo del coefficiente di drag:

$$C_D = \frac{R_T}{\frac{1}{2} \rho_m \cdot v_m^2 \cdot S_m} \quad (3)$$

dove  $S_m$  è la superficie bagnata. È importante osservare che la curva del coefficiente di drag esibisce un massimo per numeri di Froude compresi fra 0,45 e 0,50, oltre tali valori la curva subisce una progressiva riduzione. Le prove sperimentali sono state eseguite considerando un campo di numeri di Froude compreso fra 0,3 e 0,7, in modo da concentrare l'attenzione sul massimo valore del coefficiente di drag; la limitata lunghezza della vasca non ha consentito di investigare su numeri di Froude maggiori di 0,7.

### 3. SIMULAZIONE NUMERICA

La simulazione numerica preliminare riguarda lo studio della resistenza totale di un modello numerico che riproduce la geometria del catamarano provato in vasca, con la sola eccezione di un raccordo allo spigolo inferiore della superficie interna, come mostrato in fig. 5, in modo da semplificare la strategia di blocking per il processo di scomposizione in elementi, mantenendo la griglia ad un accettabile livello di qualità, anche in vista del successivo processo di ottimizzazione. Le due superfici, interna ed esterna, costituenti i semiscafi del catamarano sono state modellate per mezzo di superfici CAD bi-cubiche da matrici di 10x6 punti di controllo (10 punti di controllo per la linea d'acqua e 6 per le linee di sezione) in fig. 6; queste superfici sono state salvate in formato IGES.

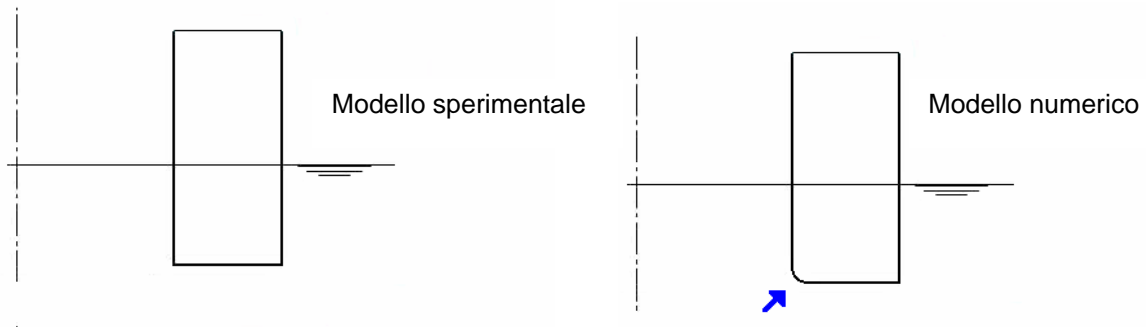


Fig. 5 – Sezione mediana del semiscafo

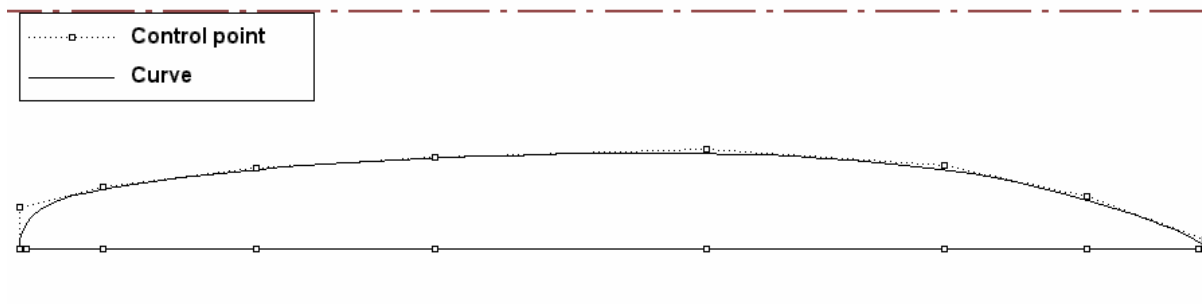


Fig. 6 – Punti di controllo della linea d'acqua

La Tabella 2 riporta i principali parametri geometrici del modello preliminare, confrontati con quelli sperimentali. In questa tabella il differente valore del draft  $T_M$ , fra modello numerico e sperimentale è dovuto alla richiesta di recupero di parte del volume immerso dello scafo a causa del raccordo dello spigolo mostrato in fig. 5, in modo da garantire un confronto fra dati numerici e sperimentali a parità di dislocamento.

**Tabella 2** – Confronto fra dati numerici e sperimentali del modello.

Dati	Modello numerico.	Modello sperimentale
Lunghezza della linea d'acqua	1 m	1 m
Beam (case B)	0.4 m	0.4 m
Larghezza del semiscafo	0.081 m	0.081 m
Draft ( $T_M$ )	0.087 m	0.075 m
Volume immerso dello scafo	0.00923 m <sup>3</sup>	0.00927 m <sup>3</sup>
Superficie bagnata	0.4131 m <sup>2</sup>	0,4318 m <sup>2</sup>

La fig. 7 mostra la griglia esaedrica non strutturata prodotta per la simulazione numerica. La scomposizione del sistema fisico è basata sul concetto della topologia a blocchi. La versione definitiva della mesh rappresenta il risultato di un lungo processo di rifinitura della strategia a blocchi con lo scopo di garantire un'accettabile qualità della griglia per la soluzione di problemi fluido dinamici e tenere correttamente in conto gli effetti dello strato limite di Prandtl nella superficie inferiore del catamarano.

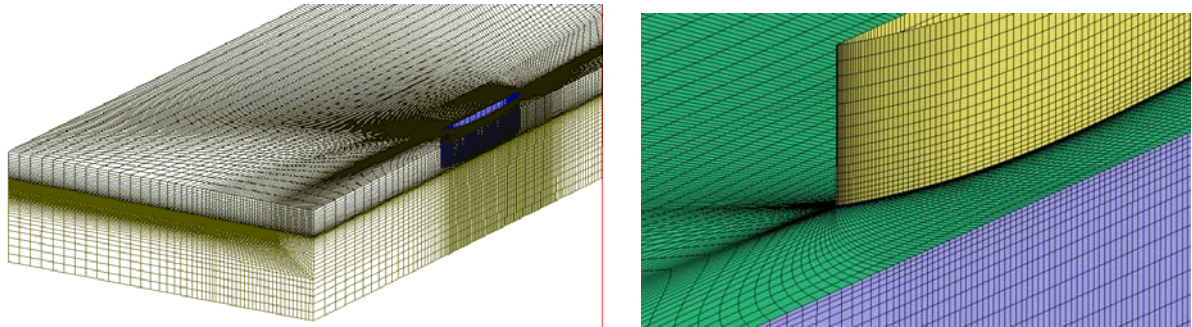


Fig. 7 Scomposizione in Elementi Finiti per la simulazione; a destra un particolare.

Tabella 3 – Dati sul volume di controllo del modello numerico

		CFD Code Setup	
Rapporto lunghezza totale/ $L_{WL}$	7	Lunghezza della linea d'acqua	1 m
Lunghezza a prua dello scafo/ $L_{WL}$	2	Modello di turbolenza	$k - \omega$ standard
Lunghezza a poppa dello scafo/ $L_{WL}$	4	Metodo di specifica della turbolenza	Rapporto intensità e viscosità
Larghezza/ $L_{WL}$	2.5	Intensità turbolenza	2%
Altezza/ $L_{WL}$	1	Rapporto viscosità turbolenta	10
Elementi	700304	Energia cinetica turbolenta	$0.000294 \text{ m}^2/\text{s}^2$
Nodi	727870	Velocità di dissipazione spec.	$2.012686 \text{ 1/s}$
Elementi di sup. quads)	54604	Accopp. pressione velocità	SIMPLEC

Le ricerche sulla resistenza al moto totale sono state eseguite considerando gli effetti della formazione ondosa sulla superficie libera, considerando pertanto la presenza di acqua e aria. Fra i problemi che riguardano i flussi attorno ad uno scafo il più affidabile modello multifase è quello *Volume Of Fluid* (VOF); il più affidabile modello di turbolenza per le simulazioni in vasca è il  $k - \omega$  standard; che si basa sulla teoria di Wilcox [8] e comprende le correzioni che riguardano gli effetti dei bassi numeri di Reynolds, di comprimibilità e di propagazione dei flussi di taglio. La tabella 3 elenca i principali dati del volume di controllo.

### 3.1 Risultati della simulazione numerica sul modello preliminare

La prima serie di simulazioni riguarda un campo di velocità corrispondenti a numeri di Froude varianti fra 0,3 e 0,7; ciò consente di ottenere le curve del coefficiente di drag del catamarano nella configurazione B (tabella 1) con lo scopo di mostrare un confronto qualitativo fra i migliori risultati sperimentali e quelli numerici. Sia i risultati numerici che quelli sperimentali danno un valore massimo del coefficiente di drag nell'intervallo di numeri di Froude fra 0,47 e 0,52, in accordo con [9] e la teoria di Michell [10], successivamente verificata da Chapman [11]. Le curve del coefficiente di drag fornite dal solutore CFD riproducono, in un modo accettabile, l'andamento qualitativo dei risultati sperimentali,

sebbene le differenze fra i valori numerici e sperimentali non siano trascurabili. Tali differenze sono dovute prima di tutto alla limitata lunghezza del modello sperimentale a causa della piccola estensione della vasca di prova (25 x 2,4 x 1,5) dell'Istituto Tecnico Nautico G. Trabia in Palermo. Di conseguenza gli errori di similitudine sono più grandi, poiché non è possibile eseguire una corretta simulazione degli effetti di turbolenza nei fluidi attorno a piccoli scafi. Inoltre la simulazione numerica è stata eseguita considerando il modello in assetto costante durante il moto, contrariamente al caso sperimentale durante il quale il particolare sistema di trazione ha imposto al modello un moto in assetto variabile. Pertanto gli autori si limitano a un confronto qualitativo dal campo d'onda e del coefficiente di drag fra modello numerico e sperimentale, il cui risultato in fig. 8, appare soddisfacente.

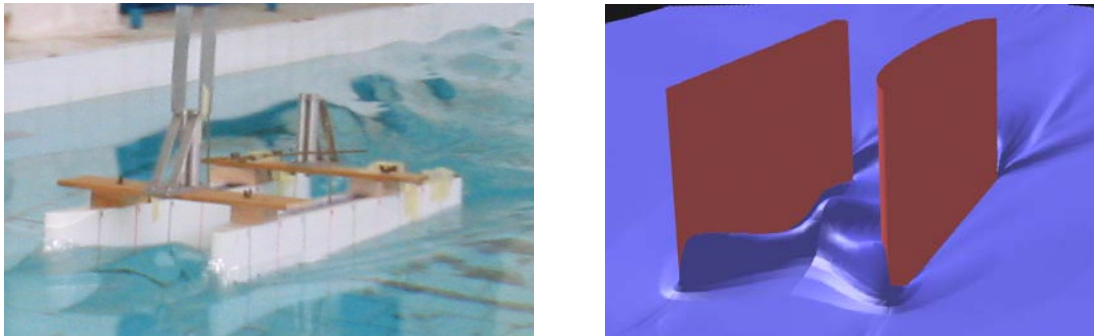


Fig. 8 – Confronto visivo fra prova sperimentale e simulazione numerica preliminare

Le condizioni dinamiche più critiche si hanno attorno a un valore del numero di Froude pari a 0,51, corrispondente al massimo del coefficiente di drag, cui corrisponde una velocità di avanzamento di 1,6 m/s per il modello. Questo valore della velocità e del numero di Froude caratterizzano le successive simulazioni numeriche.

#### 4. OTTIMIZZAZIONE DI FORMA DEL SEMISCAFO

L'obiettivo di una tecnica di ottimizzazione è quello di minimizzare una funzione dipendente da valori assegnati ai parametri principali. L'ottimizzatore, in accordo con l'obiettivo e i vincoli, tenta la modifica di posizione dei punti di controllo, generando un nuovo set di punti di controllo, e calcolando un nuovo valore della funzione di ottimizzazione.

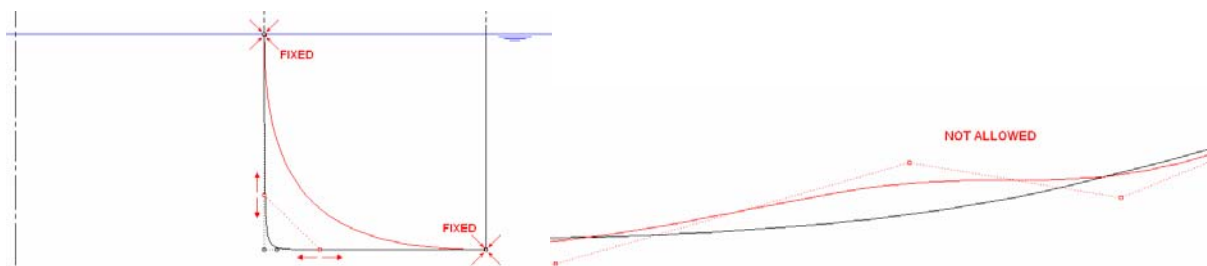


Fig. 9 – Punti di controllo nella linea di sezione e nella linea d'acqua

La procedura si ferma quando si raggiunge la convergenza (per una data tolleranza) o è stato eseguito un numero massimo di iterazioni. Ad ogni iterazione principale l'algoritmo scrive il file IGES dello scafo (in termini di superfici e curve NURBS); ed è possibile controllare l'evoluzione della superficie durante il processo di ottimizzazione per mezzo di un software CAD [12], [13], [14], [15], [16], [17], [18].

L'ottimizzazione di forma proposta in questo lavoro consiste nella ricerca della geometria del catamarano che offre una resistenza al moto totale più bassa di quella del modello numerico

preliminare, sulla base di alcuni parametri principali come la lunghezza della linea d'acqua e il dislocamento. Durante questo processo, i punti di controllo, che determinano la forma delle linee di sezione dello scafo, si muovono in modo da aumentare il raccordo sullo spigolo inferiore della superficie interna del semiscafo preliminare (fig. 9) con lo scopo di trovare una soluzione che aumenta l'efficienza idrodinamica; il dislocamento si mantiene costante modificando opportunamente il draft  $T_M$ .

Lo spostamento dei punti di controllo è legato al rispetto di due condizioni: la prima è che la linea d'acqua del modello sperimentale non deve cambiare, fissando la posizione dei punti di controllo su di essa (fig. 9); la seconda previene che i punti di controllo assumano posizioni determinanti l'inversione della curvatura delle rispettive linee d'acqua.

Ad ogni passo le caratteristiche idrodinamiche del modello sono accuratamente analizzate e, sulla base sia dei risultati sia dell'esperienza degli autori, si fissa un nuovo set di punti di controllo, che definiscono un nuovo modello da esaminare nel passo successivo. Questa tecnica di ottimizzazione di forma, sebbene non automatica, è abbastanza snella perché, essendo guidata dagli operatori, consente di restringere la ricerca solo alle soluzioni di reale interesse.

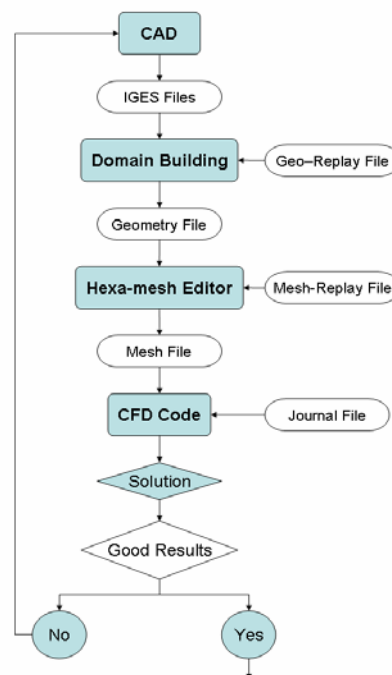


Fig. 10 – Diagramma di flusso dell'ottimizzazione

Durante l'ottimizzazione, la completa procedura di costruzione e scomposizione del dominio, la configurazione del codice CFD e l'esecuzione della simulazione numerica, sono state condotte in modo parametrico, con lo scopo di ripeterle automaticamente ad ogni variazione sia di geometria dello scafo che di larghezza del canale. Il diagramma di flusso in fig. 10 riassume i principali passi di questa procedura. I file Reply mostrati in questo schema sono due programmi di base scritti nel linguaggio Tck/Tk contenenti tutti i comandi necessari per l'esecuzione delle complesse operazioni di scomposizione in elementi in modo batch; allo stesso modo il file journal contiene la sequenza di comandi del codice CFD che automatizzano la soluzione numerica.

Numerose differenti versioni di semiscafi sono state sottoposte a verifica numerica CFD, seguendo la stessa strategia a blocchi usata per il modello preliminare, ottenendo in tal modo griglie con lo stesso numero di nodi e la medesima qualità. Infine si è eseguito il calcolo sulla



forma dello scafo in grado di offrire la miglior efficienza idrodinamica, variando la distanza di separazione fra i due semiscafi, secondo la tabella 1.

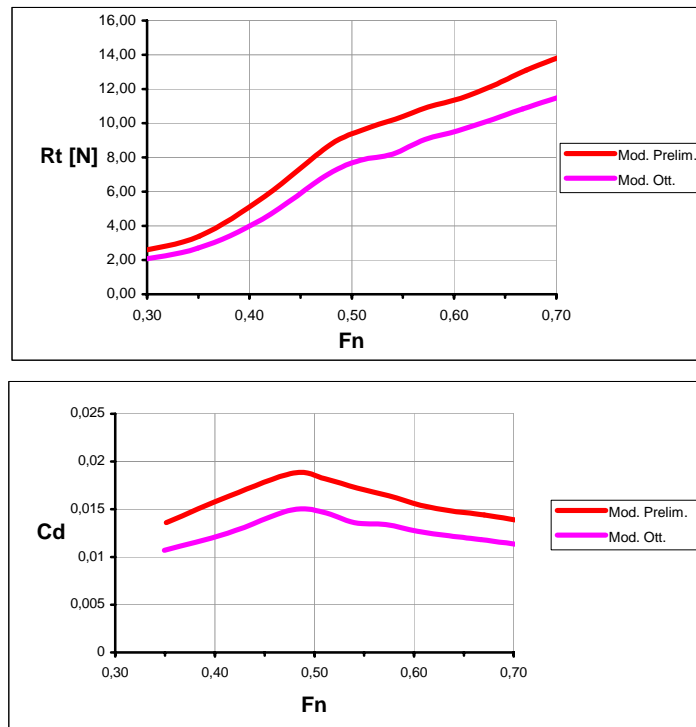


Fig. 11 – Curve di resistenza totale (in alto) e coefficiente di drag (in basso) - ( $B_M=0.4$  m)

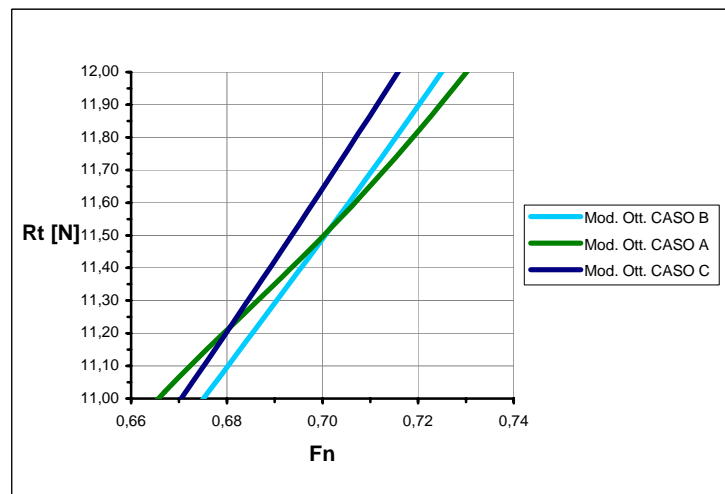


Fig. 12 – Confronto fra le curve di resistenza totale nei tre casi

La fig. 11 mostra il confronto fra i risultati ottenuti dalla geometria ottimizzata e quelli ottenuti dalla geometria preliminare nella ipotesi di beam pari a 0,4 m (caso B). La riduzione di resistenza totale, realizzata dalla scafo ottimizzato è il 20% circa nell'intero campo di velocità simulate.

Il confronto fra le curve di resistenza (fig. 12) nelle tre considerate condizioni di tab 1, mostra che la configurazione che offre una maggiore efficienza idrodinamica è caratterizzata da beam pari a 0,44 m (caso C), per numeri di Froude inferiori a 0,67, mentre la configurazione A, con beam pari a 0,34 m ha efficienza maggiore per numeri di Froude più alti.

La figura 13 mostra le curve di velocità  $v_x$  nella stessa direzione del moto, e, sulla destra, un particolare ingrandito delle curve dentro il canale, ottenute dalla simulazione numerica con una velocità di avanzamento pari a 1,6 m/s ( $F_n = 0.51$ ), nel caso A. Si nota la forte accelerazione che subisce la massa fluida all'interno del canale che viene convertita in energia di spinta nella parte divergente.

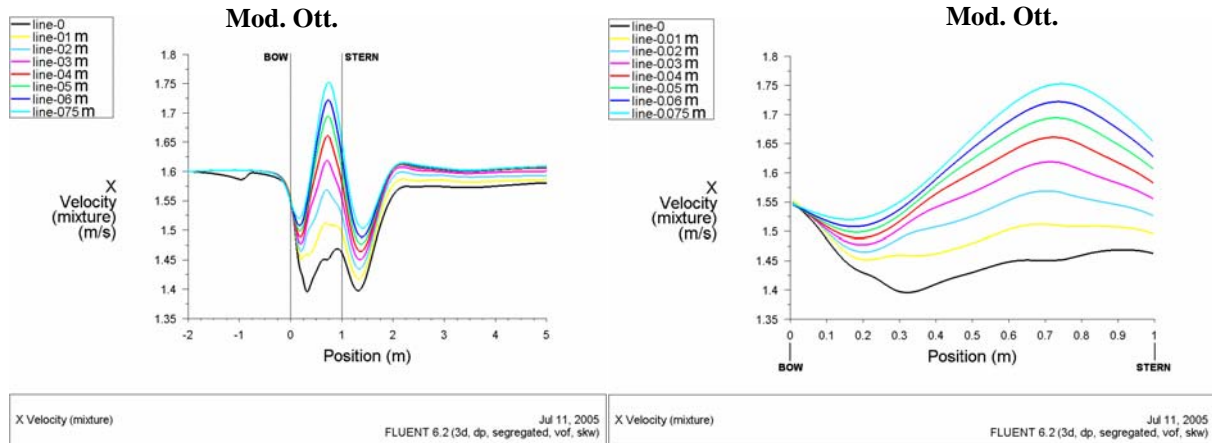


Fig. 13 – Curve della componente di velocità  $v_x$  (a sinistra) e curve della componente di velocità  $v_x$  lungo il canale (a destra), caso A (velocità 1.6 m/s)

La fig. 14 mostra la pressione dinamica sulla superficie libera e mette in evidenza la distribuzione delle onde divergenti e trasversali.

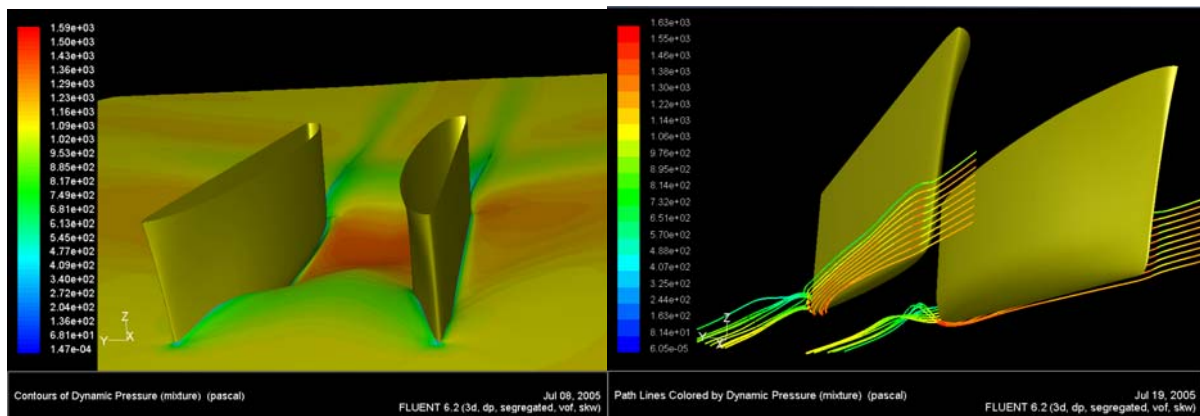


Fig. 14 – Linee di contorno della pressione dinamica sulla superficie libera (a sinistra) e linee di flusso (a destra).

## 5. CONCLUSIONI

Le ricerche fluido dinamiche presentate in questo lavoro hanno permesso la definizione geometrica del catamarano innovativo proposto, che rende massima l'efficienza idrodinamica dei semiscafi. Durante il moto la particolare forma del canale permette di incrementare la velocità della massa fluida nella parte convergente; l'energia cinetica dell'acqua può essere utilizzata per aumentare l'efficienza del catamarano. Per verificare i vantaggiosi effetti dell'accelerazione dell'acqua entro il canale, è stata condotta una serie di simulazioni usando il codice CFD Fluent.

Le ricerche sperimentali hanno riguardato principalmente il campo d'onda prodotto dai semiscafi, per differenti valori del rapporto fra la larghezza massima (beam)  $B_M$  e la lunghezza della linea d'acqua  $L_{WL}$ . Alcuni valori di questo rapporto (0.340, 0.400 e 0.440) sono stati selezionati per le ricerche CFD. Il modello numerico preliminare del catamarano è

stato realizzato in modo da essere geometricamente simile alla versione provata in vasca, permettendo la calibrazione dei dati di input del codice CFD

Essendo lo scafo destinato per uso ad alta velocità, con numeri di Froude maggiori di 0,5, si è posta particolare attenzione alla resistenza d'onda a causa dell'energia dissipata nella sua formazione. È stata quindi posta grande attenzione sia nella modellazione della superficie libera sia nella valutazione numerica delle forze di inerzia e di gravità governanti la formazione dell'onda, con lo scopo di migliorare l'accuratezza del calcolo della resistenza al moto attraverso l'analisi CFD.

L'ottimizzazione tridimensionale dei semiscafi ha consentito una riduzione della resistenza totale pari a circa il 20% in confronto a quella della geometria preliminare. Il confronto fra i coefficienti di drag mostra che la configurazione che offre una maggiore efficienza idrodinamica, per numeri di Froude minori di 0,67, è caratterizzata da un rapporto fra larghezza e lunghezza della linea d'acqua pari a 0,44, mentre la configurazione con rapporto pari a 0,34 ha efficacia maggiore per numeri di Froude più alti.

Le curve delle componenti di velocità  $v_x$ , (nella stessa direzione del moto) dentro il canale e all'esterno, nel caso A, mostrano un recupero parziale dell'energia fornita alla massa d'acqua.

## BIBLIOGRAFIA

- [1] Damiano C., Lazzara S., Mancuso A., Virzì Mariotti G., "Study On The Efficiency Of An Innovative Hull", Nav 2003, International Conference on ship and shipping research, Palermo, June 24-27, 2003.
- [2] Damiano C., Lazzara S., Mancuso A., Virzì Mariotti G., "Studio sulla profilatura di carene per navi ad alta velocità", XXXII Convegno Nazionale AIAS, Salerno, September 3-6, 2003.
- [3] Bruzzone D., Ferrando M., Gualeni P., "Numerical and Experimental Investigation Into Resistance Characteristics of Symmetrical and Unsymmetrical Catamaran Hull Forms", Proc. 5<sup>th</sup> Inter. Symposium on High Speed Marine Vehicles, HSMV99, Capri, Italy 1999.
- [4] Kaklis P., Papanikolaou A., "The Wave Resistance of a Catamaran with Non-Symmetric Thin Demihulls", Proc 1<sup>st</sup> Nat. Congress on Computational Mechanics, Athens 1992.
- [5] Papanikolaou A., Kaklis P., Spanos D., "On the wave Resistance of Twin-Hull Floating Bodies with Non-Symmetric Demi-Hulls", 11<sup>th</sup> International Workshop on Water Waves and Floating Bodies, Hamburg 1996.
- [6] Zaraphonitis G., Spanos D., Papanikolaou A., "Numerical and Experimental Study on the Wave Resistance of Fast Displacement Asymmetric Catamarans", Proc. HIPER INT. Conference, Hamburg, May 2001.
- [7] Fluent 6.1, "User Guide", volume 3, February 2003.
- [8] Wilcox D.C., "Turbulence Modelling for CFD", DCW Industries Inc., La Canada, California, 1998.
- [9] Tuck E. O., Scullen C., Lazauskas L., "Wave Patterns and Minimum Wave Resistance For High-Speed Vessels", 24<sup>th</sup> Symposium on Naval Hydrodynamics, Fukuoka, Japan, 2002.
- [10] Michell J.H., "The wave resistance of a ship, Philosophical Magazine", Series 5, Vol. 45, 1898.
- [11] Chapman R.B., "Hydrodynamic drag of semi submerged ships", ASME Journal of Basic Engineering, 1972.
- [12] Mancuso A., "Parametric design of sailing hull shapes", Ocean Engineering 33 (2006) 234-246.

- [13] Augusto O. B., Kawano A., “A mixed continuous and discrete nonlinear constrained algorithm for optimizing ship hull structural design”, *Ocean Engineering* 25 (1998) 793–811.
- [14] Calkins D. E., Schachter R.D., Olivera L.T., “An automated computational method for planning hull form definition in concept design”, *Ocean Engineering* 28 (2001) 297–327.
- [15] Cappello F., Mancuso A., “Lay-up optimisation for the hull of a racing sailing yacht”, *ADES, International Journal Advances in Engineering Software* 32 (1) 133–139, 2001.
- [16] Cappello F., Mancuso A., “Curve and surface fitting via optimisation technique”, *CAD’04 International CAD Conference and Exhibition* May 24–28, 2004 Pattaya Beach, Thailand.
- [17] Dejhalla R., Mrsa Z., Vulkovic S., “Application of genetic algorithm for ship hull form optimisation II”, *Shipbuild Program* 48 117–133, 2001.
- [18] Mancuso A., Mancuso U., “Ottimizzazione di Forma di Carene di Barche a Vela Mediante Analisi CFD II”, *Progettista Industriale* 2004, 70–77.
- [19] Bertram V., “Practical ship hydrodynamics”, Butterworth-Heinemann, Oxford 2002.
- [20] Schneekluth, H., Bertram, V., “Ship design for efficiency and economy”, Butterworth-Heinemann, Oxford 2002.
- [21] Larsson L., Baba E., “Ship resistance and flow computations”, *Advances in marine Hydrodynamics*, M. Ohkusu (ed.), Comp. Mech. Publ. 1996.
- [22] White, Frank M., “Viscous Fluid Flow”, Second Edition, McGraw-Hill International Editions, Mechanical Engineering Series, 1991.
- [23] Couser P.R., Molland A.F., Armstrog N.A., Utama, I.K.A.P., “Calm Water Powering Prediction for High-Speed Catamarans”, *Fast ’97*, Sydney, Australia 1997.