

OTTIMIZZAZIONE FLUIDO-STRUTTURALE DI UN TIMONE NAVALE

Giovanni Boschetti^a, Antonio Mancuso^b, Lucio Mirabile^c, Gabriele Virzi Mariotti^d

Dipartimento di Meccanica, Università di Palermo, Viale delle Scienze, 90128 Palermo, Italia.

^a E-mail: gioboslu@libero.it

^b E-mail: mancuso@dim.unipa.it

^c E-mail: luciomirabile@libero.it

^d E-mail: virzi@dim.unipa.it

SOMMARIO

Nel presente lavoro è stato analizzato un timone navale, in dotazione ad una nave passeggeri, al fine di migliorarne le prestazioni, sia in termini fluidodinamici, sia in termini strutturali. In particolare si è investigato sulla possibilità di generare un completo modello numerico timone-propulsore, si sono studiati i fenomeni concernenti gli effetti dell'elica sul timone, si è eseguito un processo d'ottimizzazione, nella ricerca di una geometria in grado di offrire una maggiore efficienza idrodinamica, trasferendo le sollecitazioni agenti sul timone ottenute dal codice CFD al codice FEM attraverso un processo di interpolazione, infine si sono analizzate le tensioni agenti sulla struttura del timone, eseguendo un processo di ottimizzazione volto a minimizzarne il peso. Si sono ottenuti risultati confortanti: la riduzione del coefficiente di resistenza è stata del 11.5%, mentre la riduzione di peso è stata del 19,2%.

ABSTRACT

In this paper a naval rudder in the equipment of a passenger ship is analyzed with the purpose of a performance improvement, both in fluid dynamics and structural terms. In particular the authors investigated on the possibility to generate a complete rudder-propulsor numerical model; studied the effects of the propeller on the rudder, executed an optimization process to research a geometry offering a greater aerodynamic resistance, transferred the solicitation acting on the rudder, obtained by CFD code, to FEM one through an interpolation procedure, at last analyzed the stress acting on the rudder structure executing an optimization procedure with the purpose to minimize the weight. The reduction of the resistance coefficient was equal to 11.5%, while the weight reduction was 19.2%.

1. INTRODUZIONE

In campo navale le interazioni fra una forma complessa della carena, il sistema di propulsione e il timone producono su quest'ultimo una distribuzione delle pressioni non lineare e variabile col tempo [1]. A causa di queste complessità le performance idrodinamiche del timone non possono essere determinate dall'applicazione della classica teoria degli *aerofoils* e la soluzione analitica non può nemmeno essere raggiunta in forma chiusa [2]. Scopo del

presente lavoro è quello di studiare il campo fluidodinamico attorno a un timone in dotazione a una nave per trasporto passeggeri, considerando gli effetti della sua interazione con il propulsore, e quindi di ottimizzare la struttura. La discretizzazione del sistema fisico è stata effettuata tramite l'utilizzo del software commerciale ICEM di Ansys. La resistenza, la portanza e il campo di pressioni agenti sul timone sono stati valutati attraverso una serie di simulazioni utilizzando il modulo CFD (Computational Fluid Dynamics) del software Fluent. L'analisi strutturale è stata condotta utilizzando il modulo FEM del software Ansys. Per l'ottimizzazione di forma si è usato il modulo di ottimizzazione del software Matlab, mettendo a punto un algoritmo in grado di fornire la geometria del timone sottoforma di superficie B-spline in formato IGES, mentre per l'ottimizzazione strutturale si è usato il modulo d'ottimizzazione interno al software Ansys.

L'attendibilità dei risultati numerici viene convalidata attraverso riferimenti relativi alle prove numeriche e sperimentali eseguite presso il Dipartimento di Architettura Navale and Offshore Engineering dell'Università della Danimarca, e dalle analisi condotte in galleria del vento presso l'Università di Southampton dell'Alberta.

2. DISCRETIZZAZIONE DEL SISTEMA FISICO

Attualmente l'approccio CFD ai problemi di resistenza all'avanzamento ed allo studio, in generale, dei propulsori convenzionali (le eliche) mostra una certa maturità, poiché fornisce risultati in linea con i dati sperimentali [3].

L'assegnazione delle condizioni al contorno richiede, altresì, un volume di controllo sufficientemente esteso, cosicché, alle estremità di tale dominio, il fluido non risenta dell'influenza del timone e dell'elica e possa considerarsi indisturbato [4].

Le indagini numeriche preliminari riguardano lo studio della resistenza totale all'avanzamento e della portanza del modello numerico, al fine, non solo di calibrare i parametri del solutore CFD sulla base delle indicazioni fornite dai dati sperimentali, ma anche di costituire una forma di riferimento dalla quale potere ottenere, attraverso un processo di ottimizzazione, una forma di maggiore efficienza. La completa geometria del timone e il suo posizionamento rispetto all'elica rispettano fedelmente la configurazione di quello reale testato in vasca. Le condizioni al contorno, del caso in esame, riguardano:

- la delimitazione della massa di fluido attorno al timone per mezzo di una superficie di ingresso del fluido (*inlet*), una di uscita (*outflow*) e di superficie laterale superiore (*simmetry*);
- la definizione della superficie del timone (*wall*);
- la definizione della superficie dell'elica (*inlet. 2*);
- le proprietà chimico-fisiche del fluido in esame.

Le condizioni al contorno sul timone si riferiscono, principalmente, alla rugosità ed alla condizione di assenza di slittamento dello strato fluido sulla superficie (*no-slip condition*: velocità relativa nulla).

La geometria dell'appendice è stata riprodotta avvalendosi del software commerciale Rhinoceros. La superficie è costruita come una superficie di loft passante per quattro curve NURBS, aventi sette punti di controllo ognuna; cioè ventotto punti in totale. (figura 1).

La discretizzazione del sistema fisico in esame è basata sul concetto della topologia a blocchi (*block topology*). La versione definitiva della griglia rappresenta il risultato di un lungo processo di affinamento della tecnica di *blocking* allo scopo di garantire un'impostazione del *grading* della mesh adeguata al problema fluidodinamico da risolvere, soprattutto per quanto attiene la corretta interpretazione dello strato limite di *Prandtl* sulla superficie del timone [5]. La fig. 2 mostra la mesh utilizzata per l'analisi fluidodinamica. Essa è costituita da 696358

elementi con 671729 nodi; gli elementi bidimensionali (*quads*), discretizzanti le superfici del timone, dell'elica e quelle al contorno, sono in totale 4604.

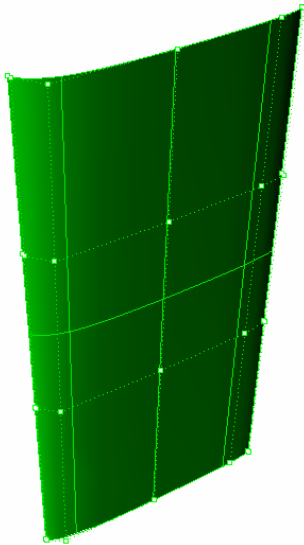


Fig. 1 – Rendering della semisuperficie del timone

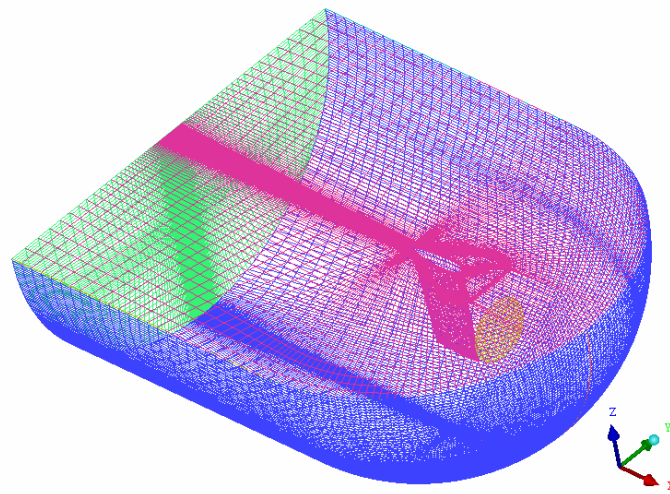


Fig. 2 Vista in prospettiva della mesh.

3. IMPOSTAZIONI DELLE ANALISI FLUIDODINAMICHE

L'indagine numerica svolta sulla resistenza all'avanzamento e sulla portanza del timone è stata basata sullo schema *double-precision* 3D, utilizzando la formulazione *segregated* per la risoluzione delle equazioni fondamentali della fluidodinamica. Il modello di turbolenza adottato è il $K - \epsilon$. Per la superficie d'ingresso (*inlet*), è stata fissata la condizione *velocity-inlet*, la variabile di flusso richiesta è la componente della velocità del fluido in ingresso (10 m/s). La massa fluida è considerata in moto relativo, dall'*inlet* verso l'*outflow*, rispetto al timone considerato immobile. Nella superficie costituente la sezione d'uscita, si è imposta la condizione di *outflow*. La condizione *velocity-inlet* richiede la quantità di trasporto della turbolenza, alla quale si è assegnato un valore uniforme, utilizzando il metodo basato sui concetti di intensità turbolenta I , considerata pari al 2% (condizione di acqua calma), e di rapporto di viscosità turbolenta fissato a 10 [11]. Le condizioni al contorno della superficie dell'elica (*inlet.2*) sono state impostate secondo il Fan Panel di Fluent, in accordo con la momentum theory [1].

L'algoritmo per la correzione delle velocità in funzione delle pressioni, nel rispetto della continuità, è il SIMPLEC, al fine di garantire una maggiore stabilità del processo di calcolo.

L'hardware utilizzato è costituito da un cluster di due calcolatori dotati di processore a 2,8 GHz e di 1 GB di RAM; il collegamento in parallelo è stato realizzato per mezzo di un hub/switch a 1Gbps.

4 INDIPENDENZA DEI RISULTATI DALLA MESH

La procedura numerica seguita per lo studio fluidodinamico del timone è stata sottoposta ad una verifica della convergenza, costruendo una successione di soluzioni numeriche su griglie sempre più fitte, fino al raggiungimento di una soluzione indipendente dalla griglia stessa. Sulla base della topologia a blocchi definitiva, frutto di un lungo processo di affinamento della strategia di *blocking*, sono state generate diverse mesh, caratterizzate da un grado crescente di infittimento, e si sono eseguite tre simulazioni per la valutazione della stabilità e della convergenza, considerando una velocità di avanzamento pari a 10 m/s e un angolo d'incidenza pari a 10° .

Tabella 1 - Verifica dell'indipendenza della mesh dalla soluzione.

	N° nodi	Cl	Cd
Soluzione 1	484560	0.68353863	0.034373475
Soluzione 2	671729	0.68402534	0.034687204
Soluzione 3	866956	0.68402621	0.034687834

Nel corso del processo risolutivo numerico si è potuta constatare una progressiva riduzione dei residui delle variabili monitorate (fino a soddisfare i criteri di convergenza predefiniti del Fluent) e quindi la stabilità delle tre soluzioni. I risultati ottenuti dopo 400 iterazioni, con riferimento al coefficiente di portanza, C_L ed al coefficiente di resistenza, C_D , sono riportati in tab.1. L'indipendenza della soluzione dalla mesh, è stata accertata seguendo il metodo suggerito da Stern, Coleman, Wilson e Paterson [9]. Questo suggerisce di indagare sulle soluzioni di griglie più fitte utilizzando lo stesso fattore di infittimento r_G , costante nelle tre direzioni:

$$r_G^{i,j,k} = \frac{\Delta X_A}{\Delta X_B} \quad (1)$$

dove X rappresenta il numero di divisioni di ciascuna edge, per la griglia A e la griglia B. Stern suggerisce l'uso di valori molto piccoli di r_G , compresi tra 1.1 e 1.2, per griglie molto complesse. Dopo aver eseguito le analisi relative alle tre griglie, si introduce un altro parametro R_G , così definito:

$$R_G = \frac{\varepsilon_{32}}{\varepsilon_{21}} \quad (2)$$

Dove ε_{21} =Soluzione 2–Soluzione 1 e ε_{32} =Soluzione 3–Soluzione 2. Se $0 < R_G < 1$ la condizione è di convergenza; se $R_G < 0$ la condizione è oscillatoria; se $R_G > 1$ la condizione è di divergenza. Nel caso in esame, sia per il coefficiente di portanza che per quello di resistenza, si è ottenuto $R_G=0.002$; quindi si è in condizioni di convergenza.

Tabella 2 – Coefficienti di resistenza e di portanza numerici e sperimentali.

Angolo d'attacco (gradi)	Cd	Cd exp.	Cd S	Cd T
0	0,005252247	0,00583	0,00472	0,00378
5	0,007967895	0,00868	0,00841	0,00695
10	0,034687204	0,03675	0,03738	0,02844
	Cl	Cl exp.	Cl S	Cl T
0	0,09537146	0,1233	0,0865	0,1188
5	0,45017738	0,4308	0,4326	0,4936
10	0,68402534	0,6527	0,6549	0,7524

5. CONFRONTO CON I DATI SPERIMENTALI

I risultati ottenuti dalla simulazione numerica sono stati confrontati con quelli numerici e sperimentali ottenuti, rispettivamente, da Claus D. Simonsen, al dipartimento di Architettura navale ed Ingegneria degli Offshore [9], e da Molland e Turnock, con prove eseguite in galleria del vento, riguardanti lo studio fluidodinamico di un timone NACA0020 ed un elica del tipo WAGENINGEN B4.40 [8]. La tabella 2 mostra i coefficienti di resistenza ottenuti

dalle analisi effettuate (C_d), sperimentali ($C_d \text{ exp.}$), calcolati col metodo RANSE da Simonsen ($C_d \text{ S}$), e con il panel method da Turnock e Molland ($C_d \text{ T}$), per diversi angoli di barra. La stessa tabella mostra anche i coefficienti di portanza ottenuti in modo del tutto analogo.

La differenza con i dati sperimentali è dovuta all'accuratezza della griglia ed al modello di turbolenza. In accordo con Horner, il valore sperimentale della resistenza del timone dovrebbe essere più alto di quello numerico a causa dei vortici d'estremità [9]; inoltre, la presenza del propulsore potrebbe aumentare l'effetto dei vortici liberi. La massima differenza tra i dati numerici e sperimentali risulta inferiore al 6%. Inoltre i risultati numerici sono in perfetto accordo con quelli ottenuti, con il Rans method, da Simonsen (variazione massima del 7%), mentre si riscontrano delle differenze con i dati Panel Method ottenuti da Molland e Turnock (variazione massima del 18%).

6. ANALISI FLUIDODINAMICA

Il modello numerico di riferimento è stato realizzato considerando un angolo di barra pari a 10° , con una velocità d'avanzamento di 10 m/s e un numero di Reynolds pari a 0.4 milioni.

Soddisfatti i criteri di convergenza predefiniti del Fluent e quindi la stabilità delle soluzioni, si nota che i coefficienti di resistenza C_D , e di portanza C_L , già dopo 350 iterazioni, si attestano ad un valore pari a:

$$C_D = 0.035 \quad C_L = 0.684. \quad (3)$$

Si sono analizzati i valori del *wall y plus* che risultando compresi fra 6 e 120, hanno indicato che la simulazione dello strato limite è stata effettuata in modo corretto.

7. OTTIMIZZAZIONE DI FORMA

Il processo di ottimizzazione consiste nella ricerca della migliore geometria del timone, nel sistema timone-elica, in grado di garantire una maggiore efficienza idrodinamica, esibendo quindi una resistenza totale all'avanzamento inferiore ed una portanza pressoché simile a quelle caratterizzanti il modello numerico preliminare. L'ottimizzazione è stata eseguita con il software commerciale Matlab, seguendo una procedura a più *steps* per ogni simulazione.

Al fine di eseguire la procedura di ottimizzazione, è necessario definire:

- le variabili di progetto (*DV*) del problema, che sono le coordinate dei punti di controllo della superficie del timone;
- la funzione obiettivo (*Objective function*), composta da una o più funzioni da rendere minime;
- i limiti al contorno (*boundaries*), entro cui sono possibili gli spostamenti dei punti di controllo;
- l'algoritmo utilizzato nel processo di ottimizzazione.

L'obiettivo è minimizzare una funzione in dipendenza ai valori di target assegnati ai parametri principali. L'ottimizzatore, in funzione dell'obiettivo e dei limiti al contorno, modifica la posizione dei punti di controllo generandone un nuovo set, necessario per il calcolo di un nuovo valore della funzione obiettivo. La procedura si arresta una volta raggiunta la convergenza della funzione, per una data tolleranza o quando si raggiunge il massimo numero di iterazioni. Ad ogni iterazione, l'algoritmo scrive il file IGES del timone, in termini di superficie NURBS, dando la possibilità di controllare l'evoluzione della superficie del timone, durante il processo di ottimizzazione, per mezzo di software CAD. La struttura fondamentale del ciclo di ottimizzazione, eseguita in modalità automatica dal software Matlab, è quella riportata nello schema a blocchi (Fig. 3).

La superficie del timone da ottimizzare, approssimata da una superficie NURBS, è costituita da 7×4 punti di controllo, assunti come variabili di progetto. Poiché ogni punto ha tre gradi di libertà, si ha un numero di variabili di progetto pari a $(28 \times 3) = 84$. Poiché un numero così elevato di variabili, richiede tempi di elaborazione eccessivi, si sono fatte alcune considerazioni che hanno portato alla riduzione a sole 5 variabili ($\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \lambda_4, \lambda_5$) da attribuire come *scaling* ai punti di controllo (fig. 4)

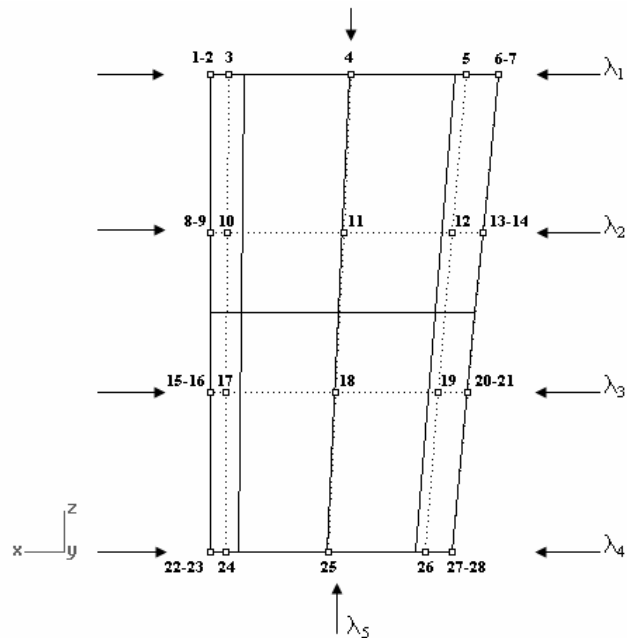
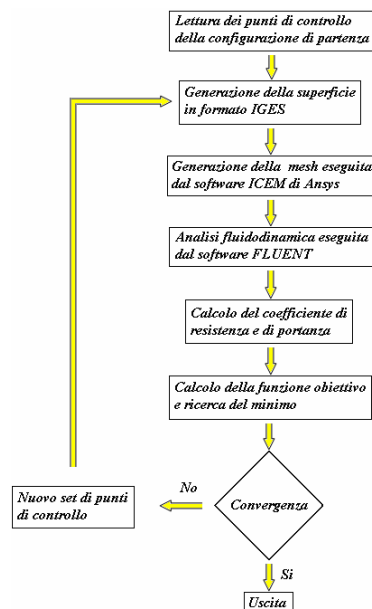


Fig. 3 – Struttura fondamentale del ciclo di ottimizzazione gestita dal software Matlab

Fig. 4 – Punti di controllo della semisuperficie del timone e fattori di scala λ_i .

7.1. Funzioni obiettivo e funzioni da ottimizzare

Il problema di cui si tratta è la tipica ottimizzazione multi-obiettivo, che può essere risolta in diversi modi. È stato utilizzato l'approccio delle somme pesate: i pesi delle funzioni obiettivo sono stati calibrati eseguendo un numero di iterazioni preliminari per valutare il comportamento della funzione da ottimizzare rispetto alle funzioni obiettivo. Si è ritenuto opportuno fissare i pesi delle funzioni obiettivo ad un valore $\alpha = 100$ e $\beta = 50$, in modo da mantenere minima la variazione della portanza rispetto al valore calcolato nella configurazione di partenza. Si sono definiti anche i limiti al contorno [12] di ciascuna variabile λ_i come i limiti inferiore (0,85) e superiore (1,2) del campo entro cui possono muoversi i punti di controllo.

7.2 Algoritmo di ottimizzazione

Il problema dell'ottimizzazione multi-obiettivo è stato risolto con il supporto dell'*optimization toolbox* di Matlab. In particolare, l'algoritmo scelto per la procedura di ottimizzazione utilizza il metodo del gradiente, servendosi della funzione *Fmincon* per la ricerca del minimo della funzione da ottimizzare, nel rispetto dei limiti al contorno. Il metodo di calcolo dell'algoritmo scelto si basa sull'incremento delle variabili di progetto, ad ogni iterazione, al fine di generare un nuovo set di punti di controllo. Sono state eseguite alcune analisi, assegnando diversi fattori incrementali alle variabili di progetto, per valutare la variazione dei coefficienti di portanza e resistenza. Si è notato che con incrementi troppo bassi, dell'ordine dello 0.001% sulle dimensioni del profilo, i coefficienti C_L e C_D non risentono di alcuna variazione; con incrementi troppo alti, dell'ordine dell'1-5-10%,

assumono valori significativamente diversi, con la possibilità di saltare eventuali configurazioni ottime che si trovano in posizioni intermedie; invece, con incrementi dell'ordine dello 0.01-0.1%, la variazione dei coefficienti assicura una buona sensibilità alle variazioni dei punti di controllo; pertanto, si è ritenuto opportuno far variare le variabili di progetto entro questi limiti.

7.3. Risultati

Nella figura 5 è riportato l'andamento della funzione obiettivo in funzione del numero di iterazioni. L'andamento della funzione obiettivo mostra che è stata raggiunta la convergenza dopo 169 iterazioni e che, quindi, si è in presenza di un minimo. Le ampie oscillazioni sono dovute all'allungamento che causa variazioni notevoli della funzione obiettivo.

Il risultato ottenuto a seguito del processo di ottimizzazione rivela una significativa riduzione del coefficiente di resistenza (11.25%), pur consentendo un lieve aumento del coefficiente di portanza (1.8%), rispetto alla configurazione iniziale del timone. La figura 6 consente il confronto visivo tra le due configurazioni, iniziale e ottima, in cui si nota un'apprezzabile variazione del profilo superiore e dell'altezza. Nella tab. 2, si riportano le variazioni subite dai parametri principali, rispetto a quelli della configurazione di partenza.

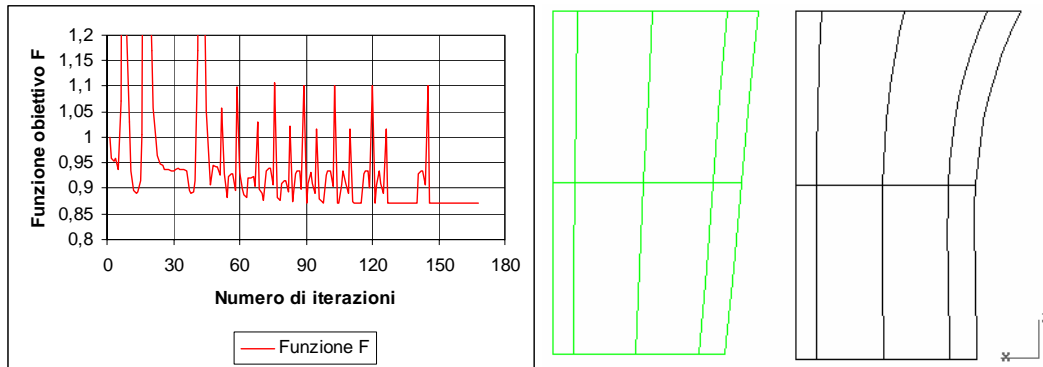


Fig. 5 – Andamento della funzione obiettivo F. **Fig. 6** – Vista frontale della configurazione iniziale e della configurazione ottima.

Tab. 4 – Confronto dei parametri caratteristici tra la configurazione iniziale e quella ottima.

Parametri caratteristici	Configurazione iniziale	Configurazione ottima
Area del timone, A_R [m ²]	2,27	2,3
Altezza del timone, b [m]	2	2,0259
Lunghezza della corda, c_1 [m]	1,2	1,3207
Lunghezza della corda, c_2 [m]	1,136	0,9656
Lunghezza della corda, c_3 [m]	1,072	1,0547
Lunghezza della corda, c_4 [m]	1,008	1,064
Lunghezza della corda media, c_m [m]	1,1	1,1
Rapporto altezza/corda media, Λ	1,81	1,84

Nella figura 7 è riportata la distribuzione del campo di velocità del profilo superiore del timone. Si può notare che la forma ottima del timone, in prossimità del bordo d'attacco (figura 8), agevola l'avvio regolare delle linee di flusso rispetto alla configurazione di partenza, sfavorendo i fenomeni vorticosi; si ha così una minore dissipazione di energia, a beneficio dell'efficienza del timone stesso.

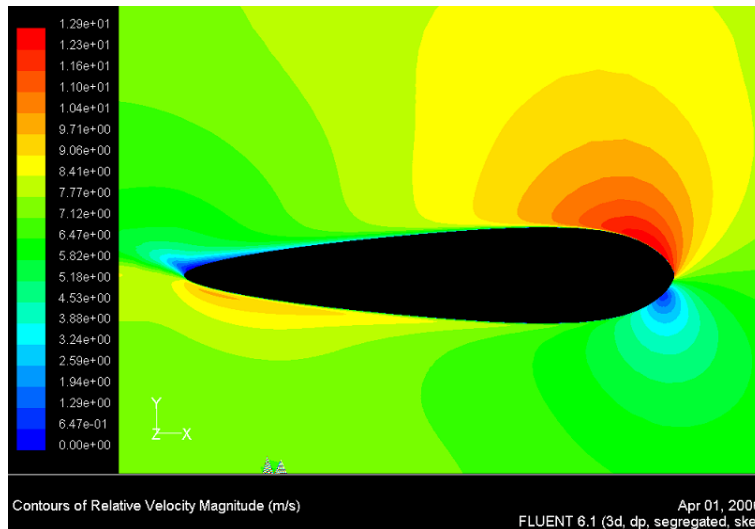


Fig. 7 – Distribuzione di velocità attorno al profilo superiore.

7.3.1. Distribuzione della pressione sul timone

Nella figura 8 è riportata la distribuzione della pressione su entrambi i lati del timone, dovuta alla rotazione del fluido indotta dal propulsore. Nella stessa posizione dell'apertura alare si trovano da un lato la regione di alta pressione e dal lato opposto la regione di bassa pressione; ciò avviene perché il timone blocca il moto rotazionale generato dall'elica. Rispetto alla configurazione iniziale del timone, si nota che il propulsore produce un gradiente di pressione di poco più alto, a conferma dell'incremento del coefficiente di portanza, C_L , dell'1.8%.

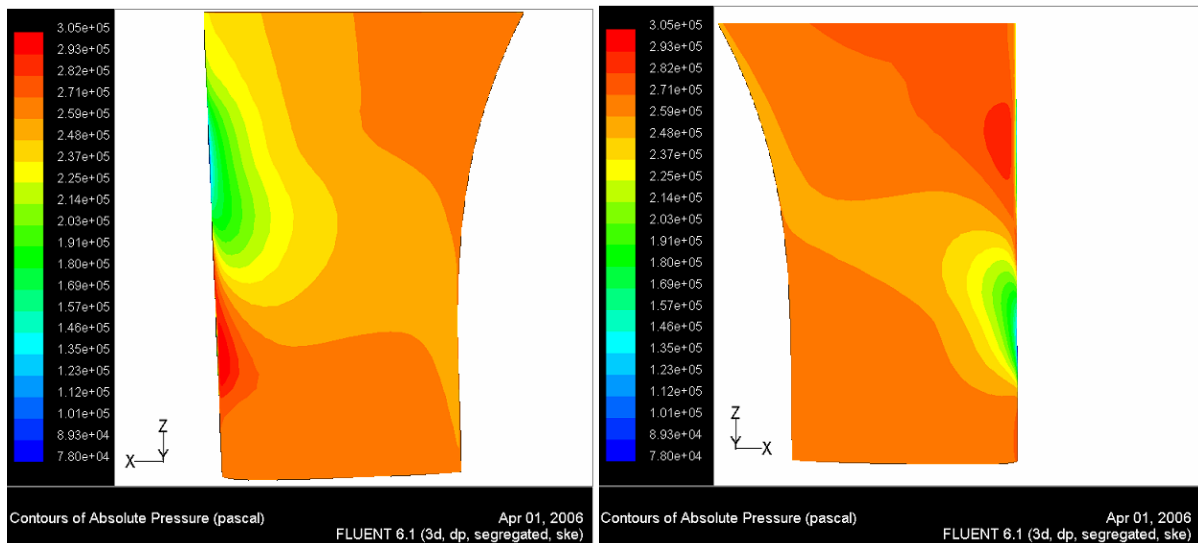


Fig. 8 – Distribuzione della pressione: a sinistra sul lato di aspirazione, faccia passiva; a destra sul lato di pressione, faccia attiva.

8. ANALISI STRUTTURALE

In fase preliminare si sono assegnate la geometria, le condizioni di vincolo, i carichi applicati alla struttura e si è scelto il materiale. Si è scelto il criterio di minimizzare il peso del timone senza per questo diminuirne eccessivamente la rigidità. In questa ottica, la linea progettuale è stata la seguente:

- Calcolo delle sollecitazioni nelle condizioni più gravose;
- analisi dei risultati ottenuti dalle verifiche;
- individuazione di elementi superflui;

- variazione della geometria della struttura, eliminazione o ridimensionamento delle sue parti;
- adattamento delle lamiere agli spessori commerciali;
- confronto del peso, delle sollecitazioni e degli spostamenti ottenuti sulla struttura modificata con quelle della struttura di partenza.

8.1. Struttura del timone

Il timone, in esame, è costituito da una struttura scatolata in lamiera d'acciaio saldata, rinforzata con tre diaframmi orizzontali e uno verticale, (figura 9) [6]. Lo spessore delle lamiere della struttura interna è costante e pari a 8 mm, le lamiere che formano il fasciame esterno hanno anch'esse uno spessore costante, pari a 10 mm, le lastre che si trovano nelle sezioni terminali del timone hanno uno spessore di 16 mm. Detti valori degli spessori sono stati assegnati alla struttura ottenuta dall'ottimizzazione CFD, data la mancanza di informazioni in merito. L'albero ha una forma cilindrica, con un tratto conico intermedio avente diametro minimo pari a 100 mm e quello massimo pari a 160 mm. Oltre a trasmettere il momento torcente al timone, l'albero deve sostenere il peso dell'intera struttura; esso è collegato all'agghiaccio tramite una piastra, sulla quale agiscono degli attuatori cilindrici che ne inducono la rotazione; per sostenere il peso è necessario un cuscinetto reggispinta situato al di sotto del tratto conico. Il timone è vincolato alle rotazioni sulla superficie "1", ed alla traslazione verticale sulla "2", (figura 9). Il materiale con cui è costituita la completa struttura del timone è un acciaio inossidabile adatto alle costruzioni navali, del tipo **X32Cr13**, avente una resistenza allo snervamento di 315 MPa e 640 MPa alla rottura.

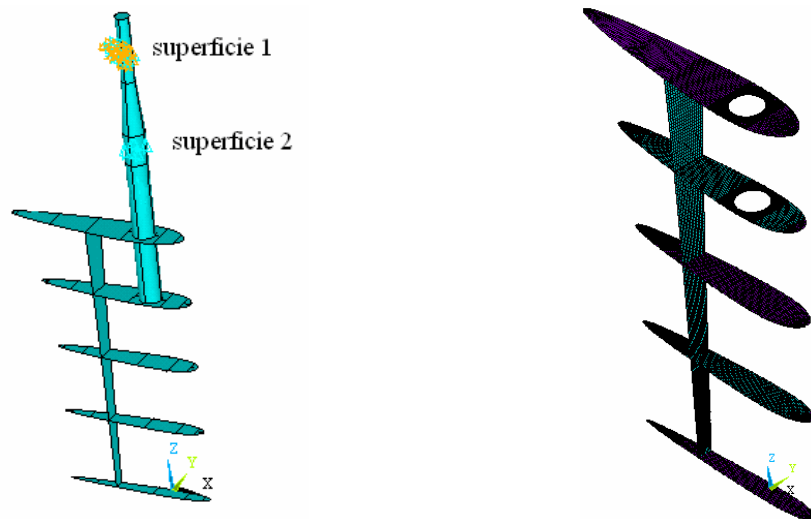


Fig. 9 – Particolare della struttura interna e dell'albero e definizione delle superfici di vincolo (a sinistra). Mesh della struttura interna (a destra)

8.2. Calcolo delle sollecitazioni

Il primo passo consiste nel trasferire le sollecitazioni ottenute dallo studio fluidodinamico nel campo strutturale; infatti le pressioni ottenute dall'analisi fluidodinamica diventano valori di input. La difficoltà del procedimento risiede nella differenza della mesh richiesta dai codici CFD e FEM, come mostra la figura 10. La discretizzazione spaziale del campo fluido è basata sulla formulazione ai volumi finiti usando coordinate Euleriane; il modello strutturale, invece, si fonda sulla descrizione Lagrangiana [10]. L'output fornito da Fluent, è riferito ai nodi della mesh fluidodinamica, mentre i valori di input in Ansys devono essere riferiti ai nodi della mesh strutturale. Si è resa così necessaria un'interpolazione lineare dei dati fluidodinamici usando il software Matlab. Il metodo richiede che la mesh del codice FEM, sia più fitta della mesh del codice CFD, soprattutto nelle regioni dove si riscontrano forti gradienti di pressione.

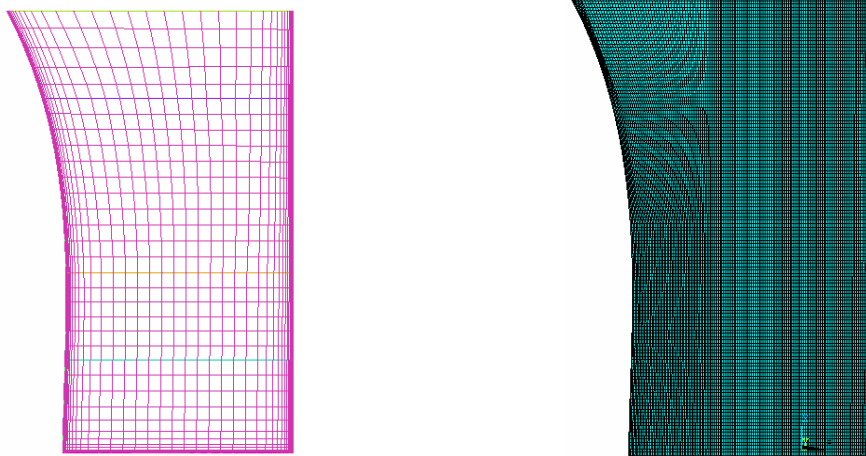


Fig. 10 – Mesh nel codice CFD (a sinistra) e nel codice FEM (a destra).

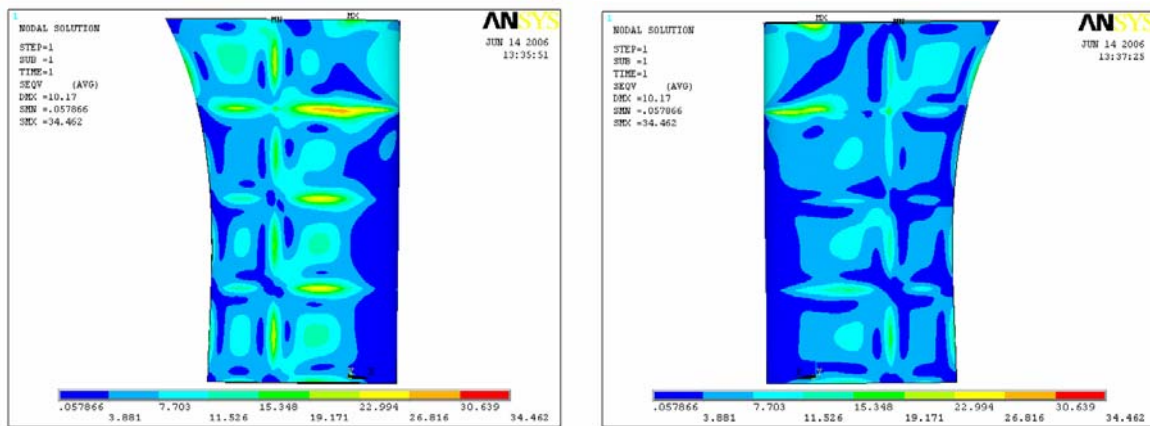


Fig. 11 – Tensioni di Von Mises: a sinistra pressure side (MPa), a destra suction side (MPa).

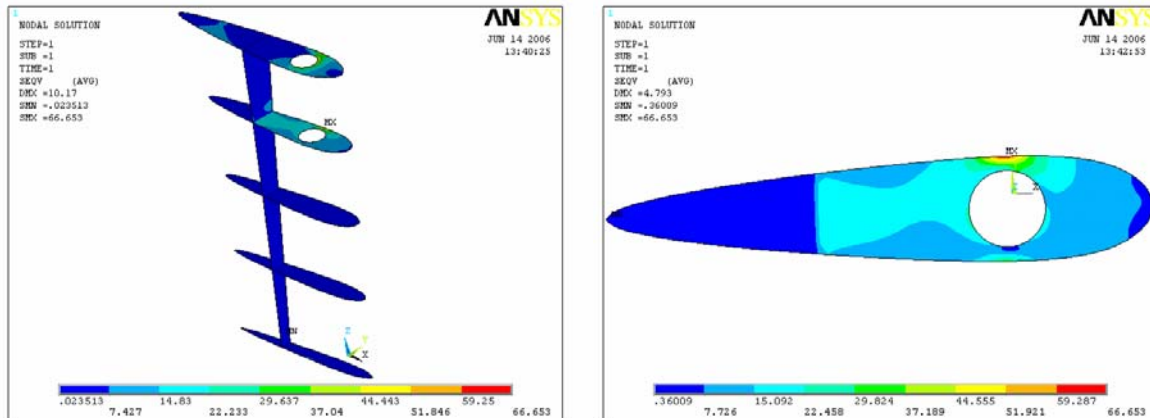


Fig. 12 – Tensioni di Von Mises nella struttura interna (MPa).

8.3. Analisi preliminare

Scopo dell'analisi preliminare è quello di individuare le zone maggiormente sollecitate, facendo uso del criterio di Von Mises. Per valutare l'accuratezza del risultato sono state eseguite diverse analisi sulla struttura con un diverso grado di infittimento. Le figure 9 e 10 riportano la discretizzazione della struttura interna alla fine della procedura; la fig. 11 mostra le tensioni di Von Mises nell'involucro esterno, la fig. 12 nella struttura interna. Da esse si evince il contributo strutturale fornito al fasciame esterno dai vari componenti irrigidenti, quali le varie centine. Le tensioni massime assumono valori inferiori ai 35 MPa nel pressure

side, mentre nella struttura interna le tensioni massime assumono valori inferiori ai 70 MPa. Le regioni più sollecitate sono quelle attorno ai fori nei primi due diaframmi, destinate all'alloggiamento dell'albero, mentre questo è senz'altro l'elemento più sollecitato a causa dell'elevato momento torcente che deve trasmettere. Comunque le tensioni agenti sono di gran lunga inferiori alle tensioni limite, calcolate attraverso le normative. Gli elementi costituenti la struttura sono pertanto abbondantemente sovradimensionati.

9. OTTIMIZZAZIONE STRUTTURALE

Per i concetti generali dell'ottimizzazione si rimanda a quanto detto nel precedente paragrafo 7. Il processo di ottimizzazione implementato sul codice ANSYS permette di definire come funzione obiettivo una grandezza tra tutte quelle disponibili in uscita nel tipo di analisi scelto. La scelta dei vincoli e quella della funzione obiettivo rappresentano una delle fasi decisionali più importanti per l'ottenimento della soluzione ottimale. L'obiettivo dell'ottimizzazione strutturale è la minimizzazione degli spessori delle lamiere costituenti il timone, ovvero la minimizzazione del peso o del volume.

9.2. Variabili di progetto

Per eseguire l'ottimizzazione si è diviso il fasciame esterno in quattro settori di spessore diverso mostrati in fig. 13. Si è anche assegnato uno spessore diverso per ognuna delle centine, come mostrato in figura 14.

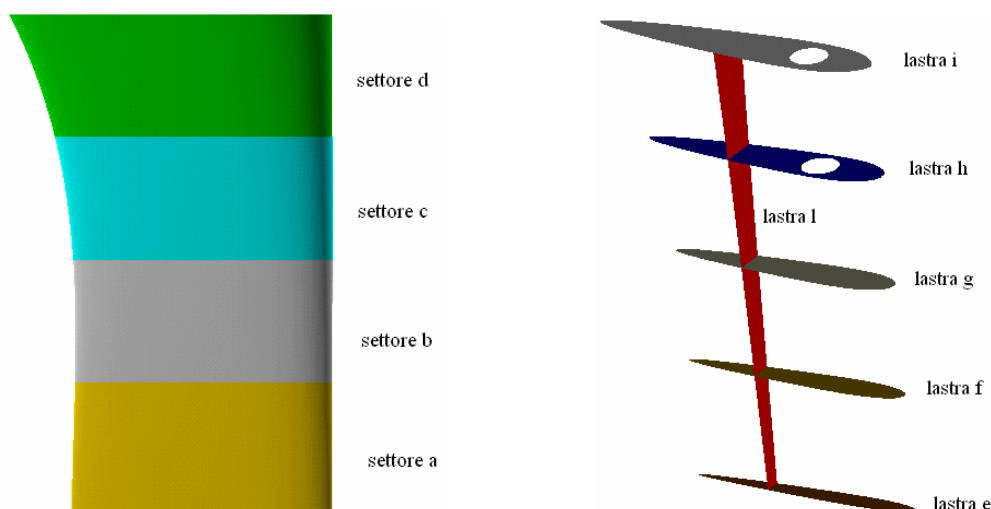


Fig. 13 – Regioni costituenti il fasciame esterno. **Fig. 14** – Struttura interna del timone.

Per la funzione obiettivo è stato scelto un intervallo di convergenza molto basso, 10^{-6} , per evitare la convergenza troppo veloce ad un minimo locale. Le variabili di progetto scelte sono i vari spessori del fasciame e delle centine, cioè i valori di a, b, c, d, e, f, g, h, i, l, alle quali è stato assegnato un valore minimo di 2 mm, ed un limite massimo di 20 mm.

9.3 Variabili di stato

Le attuali costruzioni navali sono regolate da severe norme di sicurezza che presentano caratteristiche simili in ogni paese e possono considerarsi di validità pressoché globale. Si fa riferimento alle norme del RINA [7], (Cap. 18 – Timoni); esse prevedono che il materiale impiegato per le aste, gli agugliotti, le chiavette ed i bulloni deve avere il minimo carico di snervamento, R_{eH} , non inferiore a 200 MPa. Le prescrizioni sono valide per acciai aventi il minimo carico unitario di snervamento $R_{eH} = 235$ MPa. Le norme RINA dicono inoltre che

l'asta del timone, soggetta all'azione combinata di momento flettente e momento torcente, va dimensionata in modo che la tensione equivalente non superi il valore:

$$\sigma_{eqv} = 118/K1 = 118 \text{ MPa.} \quad (4)$$

essendo K1 un fattore di correzione minore o uguale ad 1. Esso si è posto pari ad 1 perché la tensione di snervamento è maggiore di R_{eH} e per tenere conto anche di vibrazioni, urti, ecc.

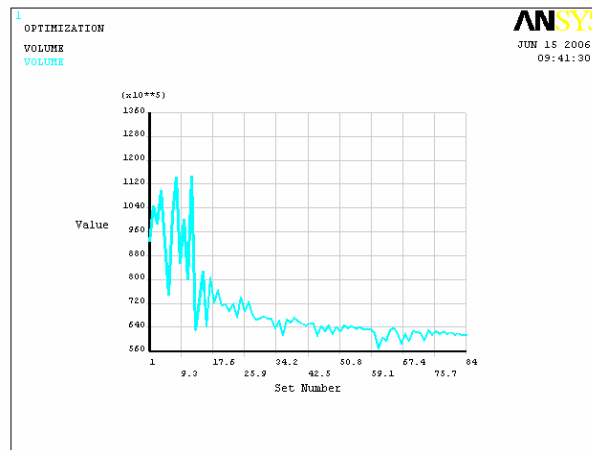


Fig. 15 – Funzione obiettivo (ottimizzazione strutturale).

Le variabili di stato definite sono le tensioni equivalenti di Von Mises massime agenti su ogni lamina. In definitiva si è posto un vincolo superiore alle variabili di stato pari al valore (4).

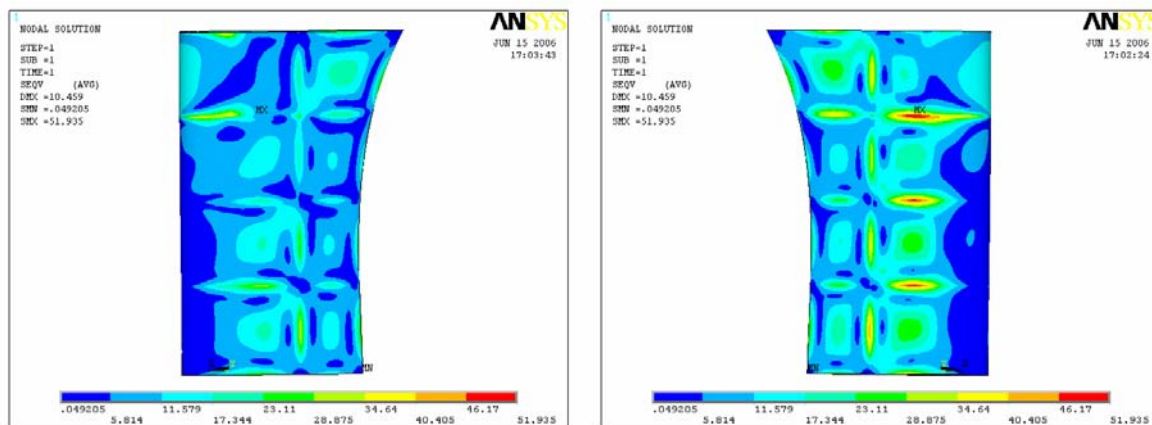


Fig. 16 – Mappatura della tensione equivalente; a sinistra pressure side, a destra suction side.

9.4. Risultati dell'ottimizzazione e confronto

La fase di ottimizzazione ha avuto la durata di 84 cicli. La figura 15 mostra l'andamento della funzione obiettivo; la figura 16 mostra l'andamento della tensione equivalente nel fasciame e nei diaframmi con i nuovi spessori. Il materiale è sfruttato meglio rispetto alla configurazione iniziale, infatti adesso le tensioni equivalenti massime sono dell'ordine di 60 MPa.

La figura 17 riporta le tensioni agenti sulla struttura interna. Le tensioni nei diaframmi, ad eccezione di qualche regione, si mantengono ancora basse, mentre la lastra più sollecitata è quella indicata con h. Il campo di deformazioni nell'intera struttura è mostrato in fig. 18. Le deformazioni massime si esplicano nel primo settore, che è la zona più lontana dai vincoli, dove si riscontra che lo spostamento maggiore ha un valore di 10,45 mm.

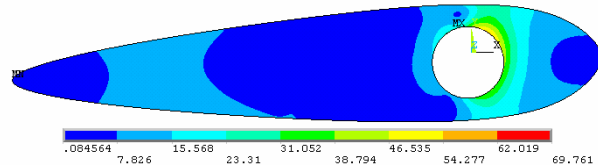
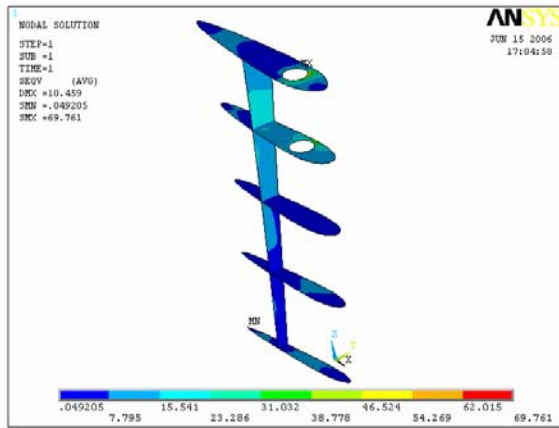


Fig. 17 – Tensioni di Von Mises nella struttura interna (a sinistra) e nel diaframma (a destra).

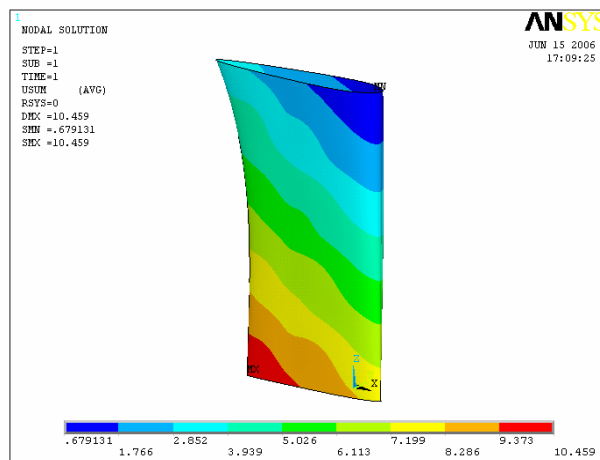


Fig. 18 – Mappatura del campo di deformazioni del fasciame (mm).

La tabella 5 riassume i risultati ottenuti; in essa sono elencati i valori degli spessori nella configurazione ottima, e quelli del progetto iniziale. La configurazione ottima presenta una riduzione in peso di 137,36 kg, pari al 19,2%. A tale riduzione di peso non corrisponde una drastica diminuzione della rigidità della struttura, infatti il massimo spostamento a cui è sottoposto il timone nella configurazione ottima è pressoché lo stesso rispetto a quello della configurazione iniziale.

Tab. 5 - Confronto fra le configurazioni iniziale e ottima.

spessori	config. iniz.	config. ottima	risultati	config. iniz.	config. ottima
a[mm]	10	7	σ_{max} [MPa]	63,939	66,79
b[mm]	10	7	spost.max [mm]	10,17	10,499
c[mm]	10	7	Volume [m ³]	0,0927	0,0749
d[mm]	10	7	Peso [kg]	713,79	576,73
e[mm]	16	11	rid. Peso [kg]		137,36
f[mm]	8	3	rid. Peso %		19,2 %
g[mm]	8	3	l[mm]	16	11
h[mm]	8	9	m[mm]	8	4

12. Conclusioni

La resistenza, la portanza, il campo di velocità e la distribuzione della pressione agenti in prossimità del timone sono stati valutati preliminarmente attraverso una serie di simulazioni fluidodinamiche utilizzando il modulo CFD del software commerciale Fluent. Il risultato numerico è stato convalidato dal confronto con le prove sperimentali eseguite in galleria del vento presso l'università di Southampton dell'Alberta.

La procedura di ottimizzazione ha permesso la determinazione di una configurazione del timone che realizza una significativa riduzione della resistenza totale (11.25%), mentre il valore di portanza ha subito un aumento dell'1.8% rispetto a quello della configurazione di partenza, a beneficio della manovrabilità della nave.

Al termine del processo di ottimizzazione strutturale è stata rilevata una riduzione del peso del timone del 19,2% rispetto alla configurazione di partenza, ottenuta con l'ottimizzazione di forma. La forte riduzione di peso non pregiudica la rigidità della struttura, di entità paragonabile a quella iniziale.

A conferma della potenzialità del metodo si può affermare che è stato possibile ottenere una migliore efficienza del timone, in termini di resistenza all'avanzamento e portanza, con la definizione di soltanto cinque variabili, relativi ai ventotto punti di controllo che definiscono la superficie del timone; inoltre nel calcolo strutturale si è potuto constatare il vantaggio dei moderni metodi computazionali rispetto a quelli classici che si avvalgono dell'utilizzo di formule empiriche.

BIBLIOGRAFIA

- [1] V. Bertram, Practical Ship Hydro Dynamics, Butterworth Heinemann, Oxford, 2002
- [2] Kracht et al., Rudder in the slipstream of a propeller, International Symposium on Ship Resistance and Powering Performance, Shanghai, 1989
- [3] J. D. Anderson, Computational Fluid Dynamics, McGraw-Hill, 1995
- [4] Corrado Damiano, Simone Lazzara, Antonio Mancuso, Gabriele Virzì Mariotti - Studio sulla profilatura di carene per navi ad alta velocità – XXXII Convegno Nazionale AIAS, Salerno, 3-6 settembre 2003
- [5] Cidrini, Nosedà, Idraulica, C.E.A., Milano, 1981
- [6] Orlando A., Sieli G., Virzì Mariotti G. - Procedura di calcolo per un timone navale – Progettare, novembre 2002
- [7] Rina, Regolamenti per la Costruzione e la Classificazione delle Navi Sezione B-Parte I (regolamento per la costruzione degli scafi in acciaio di navi destinate alla navigazione marittima - norme applicabili a tutti i tipi di nave, 1997
- [8] S.R. Turnock, A.M. Wright, structural model of a ship rudder behind a propeller, School of Engineering Sciences, Ship Science, University of Southampton, Highfield, Southampton, 2000
- [9] Claus D. Simonsen, Rudder, Propeller and Hull Interaction by RANS, Department of Naval Architecture And Offshore Engineering, Danimarca, 2000
- [10] Armin Beckert, Coupling fluid (CFD) and structural (FE) models using finite interpolation elements, Department of Aeroelastic Simulation, Institute of Aeroelasticity, German Aerospace Center, 1999
- [11] Wilcox D.C., "Turbulence Modelling for CFD", DCW Industries Inc., La Canada, California, 1998.
- [12] G. N. Vanderplaats, Numerical Optimization Techniques for Engineering Design with Applications, McGraw – Hill, 1986.