



UNIONE EUROPEA
Fondo Europeo di Sviluppo Regionale



CTN01_00176_163601



TRIM

Tecnologia e Ricerca Industriale per la Mobilità Marina

Confronti numerico sperimentali, validazione e sviluppo di modelli progettuali

Sotto-Progetto	Alleggerimento	
Obiettivo Realizzativo	Sviluppo di tecniche per il dimensionamento di strutture, componenti e sistemi di navi da diporto	
Descrizione attività	Rapporto risultati prove sperimentali	
Tipo di documento	Rapporto Tecnico	
Codice del documento	SP.1-OR.4-D.4	
Data di emissione	30/11/2021	
Redazione	Filippo Phelan, Marco Gaiotti, Cesare Mario Rizzo	 UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI GENOVA





Titolo documento Confronti numerico sperimentali, validazione e
sviluppo di modelli progettuali

Codice documento SP.1-OR.4-D.4

Distribuzione Riservato

Rev.	Data	Pagine	Redazione	Responsabile
0	30/11/2021	2+71	Filippo Phelan, Marco Gaiotti, Cesare Mario Rizzo	Cesare Mario Rizzo

L'attività descritta nella presente pubblicazione è stata finanziata dal Progetto TRIM — Tecnologia e Ricerca Industriale per la Mobilità Marina — coordinato dal Consiglio Nazionale delle Ricerche e finanziato dal Ministero dell'Università e della Ricerca nell'ambito dell'iniziativa dei Cluster Tecnologici Nazionali.

Indice

Elenco delle figure	4
Elenco delle tabelle	5
Sommario e premessa	6
1 Introduzione	7
2 Modelli progettuali per il dimensionamento dell'armo velico	8
2.1 Modello analitico statisticamente determinato	13
2.2 Modelli FEM	14
2.3 Modelli di carico	18
3 Confronto tra dati sperimentali e risultati numerici	23
3.1 Sistemi di monitoraggio DINAV-Perini Navi	23
3.2 Prove in mare dello yacht "Helios"	26
3.3 Compressione del simulacro d'albero Perini Navi	28
3.4 Pretensionamento dello yacht "Seven"	32
3.5 "Dyna" lo yacht di ricerca della TU Berlin	37
3.6 Studio di interazione fluido-struttura in galleria del vento	39
3.7 Caratterizzazione dei materiali delle vele	44
3.8 Studio del fenomeno del creep sui materiali delle vele	49
4 Confronti numerici tra modelli progettuali	56
4.1 Confronto tra Modello 1D e 2D	56
4.2 Confronto tra materiale isotropo ed ortotropo	62
4.3 Confronto tra analisi di buckling linearizzato e nonlineare	67
5 Conclusioni	69
Riferimenti bibliografici	70

Elenco delle figure

1	Armo velico descritto da una geometria 1D (sinistra) e pannello d'albero descritto da una geometria 2D (destra) [3].	9
2	Schematizzazione del vincolo in piede d'albero [3].	10
3	Grafico del buckling di una trave [3].	12
4	Buckling linearizzato vs buckling nonlineare [4].	12
5	Schema di esempio di un modello analitico come quello realizzato da L. Bruni [5].	14
6	Modello FEM di un armo di grandi dimensioni [3].	15
7	Collegamenti degli elementi sul fusto dell'albero con "Rigid Links" [3].	16
8	Esempio di discretizzazione e condizioni di vincolo di un modello FEM di un armo velico [3].	17
9	Applicazione dei carichi sul modello FEM di un armo velico [3].	18
10	Equilibrio alla rotazione trasversale ipotizzato nel metodo semplificato di Skene [7].	19
11	Formula di Mitchell per il calcolo della compressione in piede d'albero [8].	19
12	Coefficienti C_L e C_D della randa forniti dall'ORC [9] in funzione dell'angolo del vento apparente.	20
13	Distribuzione del carico delle vele lineare e distribuzione costante [5].	21
14	Distribuzione ellittica del carico delle vele proposta da Marchaj [10], immagine tratta da [5].	21
15	Modello FEM 1D utilizzato da Perini Navi (sinistra) e buckling trasversale dei pannelli d'albero (destra) [12].	23
16	Analisi FEM della testa d'albero [12].	24
17	Analisi di buckling locale su un pannello d'albero [12].	24
18	Confronto dati sperimentali con risultati numerici di uno sloop Perini di 56 m [12].	24
19	Confronto dati sperimentali con risultati numerici di un ketch Perini di 56 m [12].	25
20	Immagine modello del simulacro dell'albero realizzato con elementi solidi in ADINA.	29
21	Tensioni in corrispondenza del foro tondo ottenute dalle analisi in ADINA nel caso "smoothed".	30
22	Modello del simulacro d'albero realizzato da Tornese [13].	31
23	Stato tensionale del simulacro ottenuto con l'analisi statica [13].	31
24	Inversione della curvatura dell'albero per simulazione con forza verticale [14].	33

25	Confronto della rigidezza del rig ottenuta dai dati sperimentali e da quelli numerici [14].	34
26	Confronto tra prebend reale e prebend calcolato con simulazioni numeriche [14].	35
27	Confronto prebend sperimentale con quello della simulazione numerica modificata [14].	36
28	Lo yacht di ricerca “Dyna” della TU Berlin [15].	37
29	Schema della geometria longitudinale della galleria del vento riprodotta nelle analisi numeriche [16].	40
30	Trend della forza generata sulla vela al variare della densità della mesh [16].	41
31	Deformata trasversale del provino al variare della densità della mesh [16].	41
32	Campo di velocità e di pressione nella sezione longitudinale del provino [16].	42
33	Linee di flusso intorno al provino [16].	42
34	Confronto tra risultati numerici e dati sperimentali della deformata del provino per le diverse velocità del vento analizzate [16].	43
35	Distorsione della mesh per le tre velocità analizzate, con dettaglio della parte superiore del provino per la velocità di 9.2 m/s [16].	44
36	Confronto delle deformazioni longitudinali del Dacron medio per la trazione lungo la direzione dell’ordito [18].	45
37	Confronto delle deformazioni trasversali del Dacron medio per la trazione lungo la direzione della trama [18].	46
38	Confronto delle deformazioni longitudinali del Dacron pesante per la trazione lungo l’ordito [18].	46
39	Confronto delle deformazioni longitudinali del Dacron leggero per la trazione lungo la trama [18].	47
40	Analisi numerica del fiocco: a sinistra sono riportati gli spostamenti, mentre a destra le tensioni nel materiale in uno dei casi analizzati [18]. .	47
41	Deformazioni del fiocco per materiale ortotropo ed isotropo applicato ad elementi shell e membrana [18].	48
42	Deformazioni del fiocco valutate per diversi valori di “Initial Strains” della vela [18].	48
43	Condizioni di vincolo e di carico del provino nel modello agli elementi finiti [19].	49
44	Confronto dei risultati numerici ottenuti con elementi shell ed elementi membrana [19].	50
45	Confronto tra risultati numerici e sperimentali del Modello A [19]. . . .	51
46	Confronto tra risultati numerici e sperimentali del Modello B [19]. . . .	51

47	Confronto tra risultati numerici e sperimentali del Modello D [19].	52
48	Esempio dei risultati delle analisi numeriche eseguite sulla randa [19]. . .	53
49	Confronto della deformazione delle sezioni orizzontali della randa esaminata per i tre casi di carico considerati [19].	54
50	Confronto delle tensioni residue alla fine della fase di recovery per il caso di carico $2p$: a sinistra la simulazione durata 2 settimane, a destra quella di 4 settimane [19].	55
51	Confronto della deformazione delle sezioni orizzontali della randa per i due casi di recovery con pressione p^* [19].	55
52	Connessione di crocette e sartie al punto sull'asse dell'albero.	56
53	Connessione del punto con il fusto dell'albero.	57
54	Vincolo in piede d'albero.	57
55	Applicazione del carico in testa d'albero.	57
56	Modello con albero 2D.	58
57	Applicazione del carico in testa d'albero.	58
58	Pretensionamento del modello 1D.	59
59	Pretensionamento del modello 2D.	59
60	Stato tensionale del fusto d'albero (modello 2D).	60
61	Stress in testa d'albero.	60
62	Primo modo di buckling del modello 2D.	61
63	Secondo modo di buckling del modello 2D.	61
64	Buckling locale del Pannello 6 (modo 5).	62
65	Buckling locale del Pannello 0 (modo 7).	62
66	Buckling locale del Pannello 0 (modo 7).	63
67	Proprietà utilizzate per descrivere la fibra di carbonio della Sequenza A con materiale elastico ortotropo.	64
68	Proprietà utilizzate per descrivere la fibra di carbonio della Sequenza A con materiale elastico isotropo.	64
69	Primo modo per Sequenza A ipotizzata isotropa.	65
70	Primo modo per Sequenza A ipotizzata ortotropa.	65
71	Esempio di definizione di Element Group Multishell.	66
72	Buckling dell'albero rappresentato con materiale elastico ortotropo. . . .	66
73	Buckling dell'albero rappresentato con Element Group Multishell.	67
74	Deformazione dell'albero prima del collasso del rig.	68



Elenco delle tabelle

1	Coefficienti di distribuzione della forza trasversale della randa proposti dal Germanischer Lloyd [6].	21
2	Riduzione di peso prevista per gli alberi degli yacht Perini dopo la calibrazione dei modelli FEM con i dati sperimentali [12].	26
3	Variazioni percentuali tra dati sperimentali e risultati del modello analitico [5].	27
4	Variazioni percentuali tra dati sperimentali e risultati del modello FEM [5].	28
5	Variazioni percentuali tra dati sperimentali e risultati del modello FEM molto dettagliato [5].	28
6	Risultati dello SCF ottenuti con le analisi in ANSYS.	29
7	Tabella dei risultati ottenuti con le analisi in ADINA al variare della mesh.	30
8	Confronto tra carichi sperimentali e numerici dovuti al pretensionamento [15].	38
9	Confronto tra carichi veloci sperimentali e numerici [15].	39
10	Confronto di spostamento e tensione massima per modello nonlineare e modello di creep [19].	53
11	Sequenze di laminazione definite per il confronto.	63
12	Risultati di resistenza al buckling ottenuti.	64
13	Differenze tra modello ortotropo e modello Multishell.	66

Sommario e premessa

In questo ultimo documento del Sotto-progetto SP.1 “Alleggerimento”, Obiettivo Realizzativo OR.1.4 “Sviluppo di tecniche per il dimensionamento di strutture, componenti e sistemi di navi da diporto”, appartenente al progetto di ricerca TRIM, è trattato il confronto tra i risultati ottenuti dalle prove sperimentali e quelli ottenuti dalle simulazioni numeriche. Come anticipato nel precedente report, molti degli studi in esso trattati erano composti sia da una parte dedicata alla realizzazione delle prove sperimentali, sia da una in cui il fenomeno studiato veniva analizzato con i comuni metodi progettuali adottati, in modo da poterli verificare e calibrare.

Vista l'impossibilità di eseguire qualsiasi tipologia di prove sperimentali dovuta alla pandemia da Covid-19 e al fallimento del cantiere navale Perini Navi, importante partner di progetto, il confronto tra dati numerici e sperimentali è relativo agli studi trovati in letteratura, soffermandosi in particolare su quelli frutto della collaborazione degli ultimi anni tra il DITEN dell'Università di Genova e il cantiere viareggino.

Tuttavia, per poter meglio illustrare le necessità di confronti tra i dati relativi al reale comportamento della struttura e quelli ottenuti da un certo modello numerico, oltre al confronto appena citato, si è voluto aggiungere un approfondimento sui vari modelli progettuali che è possibile realizzare, scegliere e utilizzare per il dimensionamento di sistemi velici delineando quindi i diversi livelli di analisi possibili allo stato dell'arte.

Inoltre, si è voluto effettuare anche delle ulteriori prove numeriche proprio al fine di confrontare tra loro diversi modelli progettuali, così da poter infine trarre conclusioni razionali in merito alle differenze di risultati che ciascuna schematizzazione comporta e valutare l'efficacia nell'utilizzare un modello più raffinato e dettagliato, che richiede sicuramente più tempo di realizzazione e maggiori capacità di analisi rispetto ad uno più semplificato ma più rapido da studiare.

1 Introduzione

Nella precedente relazione del progetto [1] sono state riportate le principali campagne sperimentali, svolte soprattutto dai ricercatori del DITEN dell'Università di Genova, ma anche reperendone alcune dalla letteratura disponibile, eseguite su armi velici e su determinati aspetti che caratterizzano il loro dimensionamento, come ad esempio la determinazione della condizione di carico o delle caratteristiche dei materiali con cui ne sono realizzati i componenti.

È stato già detto che, durante il processo di progettazione delle strutture, vengono fatte diverse ipotesi e semplificazioni affinché questo possa essere più agevole e meno oneroso in termini di tempo e risorse necessarie. Tuttavia, per validare tali assunzioni si rende necessario effettuare poi delle prove sperimentali, così da poter osservare quanto le ipotesi effettuate e i modelli semplificati adottati per il dimensionamento si discostino dal reale comportamento delle strutture durante la loro operatività o in certe condizioni di riferimento. Per i sistemi velici, strutture snelle e con comportamento fortemente non lineare, tutto ciò è molto evidente poiché i modelli matematici sono complessi e quelli numerici sono risolti con algoritmi incrementali o iterativi che richiedono verifiche di convergenza con implementazione software che può assumere forme differenti e quindi portare a risultati non coerenti (tra loro e con la realtà fisica).

In questa relazione verranno quindi confrontati i dati ottenuti dai test sperimentali riportati in [1] e i modelli progettuali adottati in ciascuno di questi studi per l'analisi di ciascun aspetto esaminato. La parte relativa alle prove sperimentali è stata per l'appunto ampiamente discussa nel precedente report, per cui nella presente relazione verrà posta maggiore attenzione sui modelli, soprattutto numerici, utilizzati per il dimensionamento di sistemi velici di grandi dimensioni. Modelli più precisi implicano una maggiore accuratezza dei risultati e di conseguenza una maggiore capacità di ottimizzare e alleggerire la struttura.

In generale, per modello progettuale possiamo intendere il modo in cui i vari aspetti della struttura sono schematizzati e in cui questa viene di conseguenza dimensionata per soddisfare le verifiche di stato limite. A seconda dell'accuratezza ricercata si possono adottare modelli estremamente semplificati, facilmente risolvibili con dei calcoli a mano o con un foglio elettronico, o invece modelli più complessi risolti da sofisticati software, la cui soluzione può richiedere anche diversi giorni o settimane di calcolo.

La schematizzazione della struttura può comprendere diversi aspetti: il modo in cui essa si deforma, la descrizione della geometria dei elementi della struttura, il comportamento e le proprietà dei materiali, le condizioni di vincolo e di carico. In questo rapporto verrà fatta una breve presentazione dei modelli utilizzati per il dimensionamento dell'armo velico, trattando alcune delle semplificazioni appena riportate. Sarà poi presentato il confronto tra i risultati di prove sperimentali e analisi numeriche. Infine, questo processo di "confronto" sarà esteso alle sole simulazioni numeriche, effettuando delle analisi agli elementi finiti al fine di valutare le differenze, sia in termini di risultati, sia in termini di complessità del modello, relative alle ipotesi semplificate che saranno trattate, così da avere un'idea di quanto e quando convenga adottarli.

2 Modelli progettuali per il dimensionamento dell'armo velico

Come appena accennato nell'introduzione, con "modello progettuale" possiamo sostanzialmente intendere le schematizzazioni che vengono adottate per il dimensionamento di una certa struttura. In questa fase risulta quindi fondamentale il giudizio ingegneristico del progettista, affinché riesca a descriverne correttamente il comportamento e il modo in cui questa interagisce con l'ambiente esterno.

In generale, i principali passaggi che compongono la realizzazione di un modello strutturale sono solitamente i seguenti:

- schematizzazione della geometria;
- scelta del comportamento strutturale dei vari elementi (corpo rigido, asta, trave di Eulero-Bernoulli, trave di Timoshenko, membrana, lastra, . . .), ovvero di come questi si deformano e trasmettono i carichi;
- descrizione del comportamento dei vari materiali e definizione delle loro caratteristiche meccaniche;
- schematizzazione dei vincoli della struttura;
- definizione della condizione di carico agente sulla struttura;
- scelta e verifica degli stati limite con cui dimensionare (o verificare) la struttura.

Gli armi velici sono strutture fortemente non lineari, per la loro rigidità (la quale aumenta pretensionando il sartame), per le grandi deformazioni a cui sono soggetti e per i cavi del rigging che incrementano la rigidità del sistema solo se posti in trazione. In aggiunta, la presenza delle vele fa sì che si abbia un problema di interazione fluido strutturale, dove le deformazioni della struttura dipendono dai carichi delle vele, le quali a loro volta sviluppano una certa forza a seconda della forma che assumono [2].

Il progetto di questi sistemi, soprattutto se di grandi dimensioni o relativi ad imbarcazioni da regata, risulta un problema molto complesso da studiare senza l'introduzione di opportune ipotesi e schematizzazioni. Si potranno quindi avere dei modelli analitici estremamente semplificati, utili per ottenere dei risultati veloci ma piuttosto approssimativi, o invece modelli numerici molto complessi che, se correttamente impostati, simulano in maniera davvero prossima alla realtà il comportamento dell'armo velico. In quest'ultima categoria di modelli progettuali ricadono ad esempio le analisi FSI (di interazione fluido-struttura), che richiedono però maggiori capacità di analisi da parte del progettista e la cui risoluzione necessita di maggiore tempo e potenza di calcolo.

Nelle fasi preliminari di progettazione risulta fondamentale l'utilizzo di un modello analitico. Le numerose e significative semplificazioni introdotte in questa tipologia di modelli non consentono di ottenere risultati affidabili, ma consentono comunque di ottenere una buona base di partenza per un primo dimensionamento degli elementi.

È infatti attraverso le analisi numeriche che la struttura viene rifinita in un processo iterativo che si conclude con il soddisfacimento dei requisiti minimi di sicurezza scelti. I modelli numerici agli elementi finiti sono per l'appunto strumenti molto potenti, ma poiché richiedono già un buon grado di dettaglio della struttura come dato di input, devono essere principalmente utilizzati come strumento di verifica di un precedente dimensionamento effettuato.

Per lo studio del rig nelle fasi preliminari di progettazione, si è soliti considerare solo l'albero, le crocette e le manovre fisse (cavi del rigging), mentre il comportamento delle vele e del boma è considerato tramite l'applicazione dei carichi che questi esercitano sull'albero. La geometria in questi casi iniziali è spesso rappresentata con l'utilizzo di soli elementi 1D, ovvero tramite linee che rappresentano l'asse baricentrico dei vari elementi.

Questa schematizzazione della geometria è molto efficace per determinare le forze ed i momenti globali agenti sui componenti del sistema, ma, a causa della natura di tali elementi, alcuni stati limite, come il buckling locale, lo snervamento, il collasso e la fatica, "sfuggono" al processo di verifica e di conseguenza non possono essere studiati. Con l'avanzare del progetto possono quindi essere analizzati modelli più rifiniti, ad esempio in cui il fusto dell'albero è realizzato con elementi bidimensionali, capaci di simulare con più precisione il comportamento del rig e di considerare anche gli stati limite appena citati.

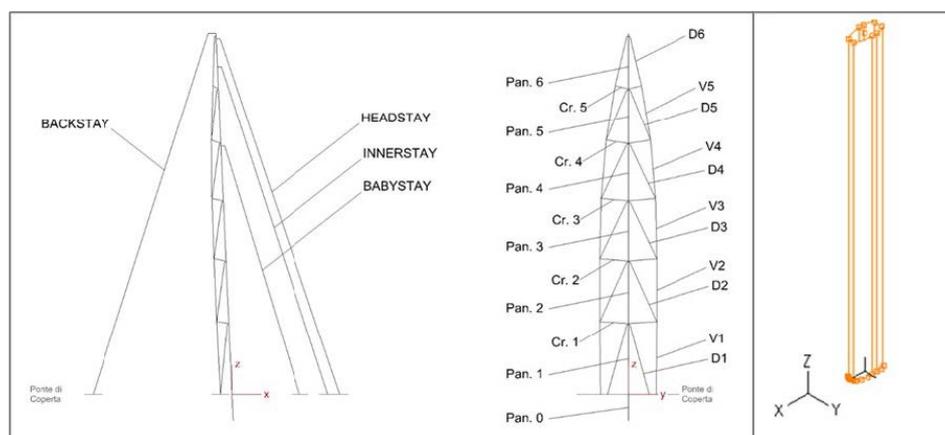


Figura 1: Armo velico descritto da una geometria 1D (sinistra) e pannello d'albero descritto da una geometria 2D (destra) [3].

Inoltre, nei modelli più dettagliati si può anche avere la modellazione delle vele, sulle quali viene applicato il campo di pressione ricavato dalle analisi CFD, in modo che queste vadano a caricare l'albero in maniera molto realistica e non con distribuzioni delle forze assunte in modo convenzionale.

Un'altra importante schematizzazione strutturale riguarda i materiali compositi, sempre più utilizzati per la costruzione di albero, crocette e boma e recentemente anche per i cavi.

Come visto nel secondo report del Sotto-progetto SP.1, Obiettivo Realizzativo OR.1.4, le caratteristiche dei laminati in composito possono essere determinate attraverso la Teoria Classica del Laminato (CLT), ipotizzando un comportamento ortotropo delle lamine. Spesso viene però assunta l'ipotesi che gli strati nel laminato siano disposti abbastanza uniformemente in tutte le direzioni, così da poter assumere un modello di materiale isotropo, molto più facile e veloce da descrivere. Come è facilmente intuibile, anche questa semplificazione comporterà una "perdita" di accuratezza dei risultati del modello progettuale.

Per quanto riguarda invece la definizione dei vincoli a cui è soggetto il sistema velico, una schematizzazione importante riguarda il piede dell'albero. Se questo poggia in coperta il vincolo è semplicemente rappresentato con una cerniera; nel caso in cui l'albero sia invece passante e poggi sulla chiglia, il piede può essere assunto come incastrato sul ponte. Modelli più complessi considerano l'albero passante in coperta con la sua intera lunghezza: in questo modo può essere simulata più correttamente la deformazione che l'albero assume durante il pretensionamento, mentre successivamente è introdotto anche il vincolo in coperta.



Figura 2: Schematizzazione del vincolo in piede d'albero [3].

È stato visto nel precedente report quanto la determinazione dei carichi agenti sia probabilmente il passaggio più importante, e al tempo stesso anche quello caratterizzato da maggiori incertezze, del processo di dimensionamento dell'armo velico. Il calcolo delle forze esercitate dalle vele rappresenta senza dubbio l'aspetto più complesso e su cui viene concentrata maggiormente l'attenzione da parte dei progettisti.

Per l'approfondimento teorico di tale argomento si rimanda al precedente report, dove sono stati riportati i principali criteri progettuali per il calcolo delle forze veliche; risulta comunque importante evidenziare come le forze trasversali delle vele sono ancora molto spesso determinate in funzione del momento raddrizzante attraverso modelli analitici molto semplificati e basati per lo più su dati empirici.

Sono tuttavia presenti anche modelli più sofisticati, come le analisi fluidodinamiche, dove si possono comunque avere varie schematizzazioni, le quali comporteranno l'adozione di una certa tipologia di analisi teoriche o numeriche: per le andature di bolina stretta si ipotizza che il flusso non si distacchi ed è quindi sufficiente un'analisi con

flusso a potenziale, la quale è meno onerosa dal punto di vista computazionale; le andature portanti richiederanno invece la simulazione della separazione del fluido e quindi analisi con modello di fluido viscoso, molto più complesse dal punto di vista di calcolo anche in relazione ai complessi fenomeni vorticosi sulle vele. Infine, modelli molto completi, oltre a considerare direttamente le forze sviluppate dalle vele, considerano anche l'intera struttura dell'armo e il modo in cui questa si deforma influenzando a sua volta il dominio fluido (analisi FSI).

Sono tuttavia molto poche, e spesso di carattere generale, le informazioni disponibili in letteratura per la realizzazione di un modello progettuale completo per lo studio del dimensionamento dei sistemi velici. Anche i regolamenti delle società di classifica, oltre ad essere per la maggior parte mirate al progetto di piccole o medie imbarcazioni da crociera, forniscono metodi analitici semplificati e fortemente basati su dati empirici raccolti negli anni.

Molti regolamenti infatti, prendendo come dati di input le dimensioni del piano velico e il momento raddrizzante, forniscono direttamente le caratteristiche minime degli componenti del sistema velico (inerzie dei pannelli dell'albero e delle crocette, diametro dei cavi del rigging, ecc.), senza che il progettista riesca a comprendere con precisione la natura del procedimento, poiché nelle formule sono implicitamente considerati vari aspetti. A titolo di esempio tra questi si hanno: gli elevati fattori di sicurezza, introdotti per tenere conto delle numerose incertezze del processo progettuale e che sono per l'appunto calibrati sull'esperienza dei progettisti; i carichi indotti dal pretensionamento del sartame; i carichi inerziali dovuti alla massa dell'armo velico. Quest'ultimo aspetto è invece molto importante da considerare con precisione nelle unità di grandi dimensioni, il cui armo ha masse di entità considerevoli e per le quali, in condizioni di mare agitato, le forti accelerazioni possono far collassare l'albero, anche durante la navigazione a motore, a causa dei grandi spostamenti che si generano.

Per questi motivi in generale ciascun produttore di alberi o progettista sviluppa il proprio modello progettuale, basato e calibrato con la propria esperienza.

Infine, un'ultima semplificazione su cui vale la pena porre l'attenzione è rappresentata dallo stato limite considerato per il dimensionamento: come visto nei precedenti report, poiché i sistemi velici sono composti prevalentemente da strutture snelle soggette a carichi di compressione, è l'instabilità elastica, detta anche buckling, a guidare il dimensionamento. Per lo studio iniziale di questo fenomeno relativo alle crocette e all'analisi dell'albero nel piano trasversale è spesso utilizzata la ben nota formula di Eulero per la trave soggetta a carichi "di punta". Tuttavia, questa si basa su una condizione ideale in cui la trave, inizialmente indeformata (dritta), è soggetta ad un carico perfettamente assiale ed è caratterizzata da una geometria senza imperfezioni geometriche o di materiale, ipotesi che non si verificano in un armo velico, dove l'albero si flette in seguito al pretensionamento, ha spesso un appoppamento (rake) e la cui geometria e le cui caratteristiche meccaniche in seguito ai processi produttivi si discostano con una certa tolleranza, spesso non trascurabile, da quella nominale indicata nei disegni del progetto esecutivo. Uno studio più accurato si può avere con un modello agli elementi finiti, eseguendo un'analisi di buckling linearizzato. L'instabilità elastica,

ovvero la repentina variazione di rigidità nella struttura, non avviene in un punto ben definito come nel caso ideale considerato da Eulero, ma in una regione in cui la rigidità della struttura (ovvero la pendenza della curva nel diagramma carico-spostamento) varia progressivamente (Figura 3).

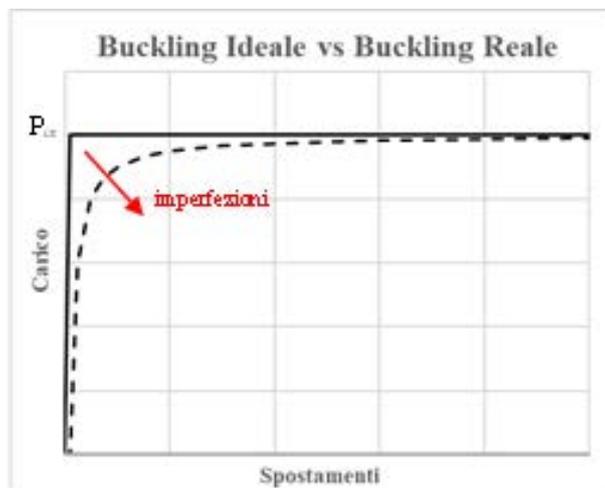


Figura 3: Grafico del buckling di una trave [3].

L'analisi di buckling linearizzato si basa sulla risoluzione di un problema agli autovalori, attraverso cui viene trovato il fattore moltiplicativo del carico (Load Factor). Questa tipologia di analisi, sebbene molto semplice dal punto di vista computazionale, rappresenta una semplificazione del problema dell'instabilità elastica poiché nella realtà questo fenomeno è non lineare, con la struttura che è caratterizzata da una matrice di rigidità non costante. Il fenomeno del buckling è infatti non lineare e avviene prima di quanto calcolato nell'analisi linearizzata (Figura 4); si ha perciò una sottostima del valore del carico critico per questa tipologia di analisi.

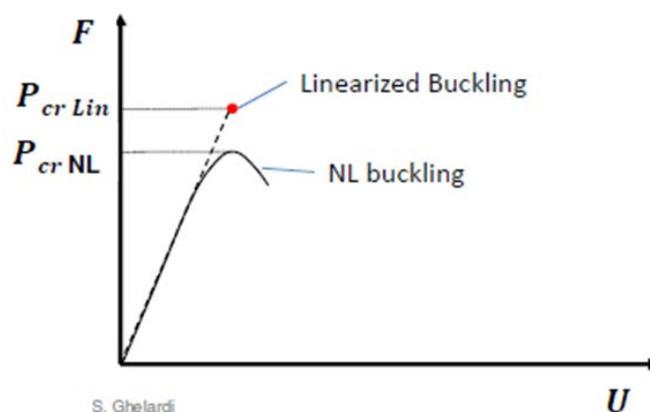


Figura 4: Buckling linearizzato vs buckling nonlineare [4].

2.1 Modello analitico statisticamente determinato

Un esempio di modello analitico sviluppato per dimensionare un sistema velico di una grande imbarcazione è riportato nella tesi di L. Bruni [5] e applicato per lo studio di uno yacht Perini di 45 metri. Nella tesi viene infatti effettuato il dimensionamento dell'armo dell'unità sia tramite modello analitico che tramite modello numerico agli elementi finiti, in modo da confrontare le sollecitazioni calcolate attraverso i due modelli con quelli ottenuti dal sistema di monitoraggio precedentemente descritto in [1].

Il modello analitico considerato da Bruni consente di ottenere le forze a cui è soggetto l'armo velico sotto una certa condizione di carico, così che successivamente ciascun elemento della struttura possa essere dimensionato in base alla forza agente su esso, ovviamente tramite l'introduzione di opportuni coefficienti di sicurezza.

Il modello è realizzato analizzando la struttura separatamente nel piano trasversale e in quello longitudinale, schematizzandone gli elementi con delle linee che ne rappresentano l'asse baricentrico (geometria 1D) dei vari componenti, albero, crocette, sartieme. Per la condizione di carico le forze trasversali generate dalle vele sono calcolate tramite le indicazioni fornite dal Germanischer Lloyd [6], mentre sono considerati tre diversi casi per distribuire il carico sull'armo velico:

- a. Distribuzione con i coefficienti forniti dal Germanischer Lloyd [6];
- b. Distribuzione lineare, con carico nullo in testa, rappresentativo di andature portanti;
- c. Distribuzione costante del carico, per andature di bolina stretta.

Dal punto di vista del comportamento strutturale vengono introdotte ipotesi ragionevoli che consentono di ottenere un modello staticamente determinato, ovvero dove il numero di vincoli equivale quello delle reazioni, e di conseguenza facilmente risolvibile.

Come prima cosa vengono introdotte delle cerniere in ogni giunzione tra i vari elementi e in corrispondenza delle zone in cui la struttura è vincolata. Le cerniere consentono di determinare le tensioni in ciascun elemento imponendo l'equilibrio delle forze e dei momenti, tuttavia, questa importante semplificazione fa sì che in corrispondenza di questi elementi non si trasmettano rotazioni e momenti.

Nel modello viene anche introdotta l'ipotesi di corpo rigido, assumendo quindi che la struttura non si deformi sotto carico, e l'ipotesi che le sartie sottovento siano in condizione di imbando, ovvero completamente scariche. Infine, deve essere sottolineato come il modello non simuli i carichi dovuti al pretensionamento.

Studiando come il sartieme sostiene le forze trasversali dovute all'azione delle vele, applicate nelle cerniere che dividono i pannelli d'albero, è quindi possibile ottenere i carichi a cui i vari elementi sono soggetti nella condizione considerata: i risultati che si ricavano sono molto utili nelle fasi preliminari del progetto, dove è necessario avere una stima delle dimensioni che dovranno avere i componenti dell'armo velico, tuttavia le ipotesi introdotte rendono fondamentale la successiva verifica dell'armo attraverso modelli più complessi.

La Figura 5 riporta un esempio di modello analitico staticamente determinato, dove, ipotizzando che i valori delle forze trasversali delle vele siano noti, sono ricavate le forze agenti sul sartame, sulle crocette e sui pannelli d'albero.

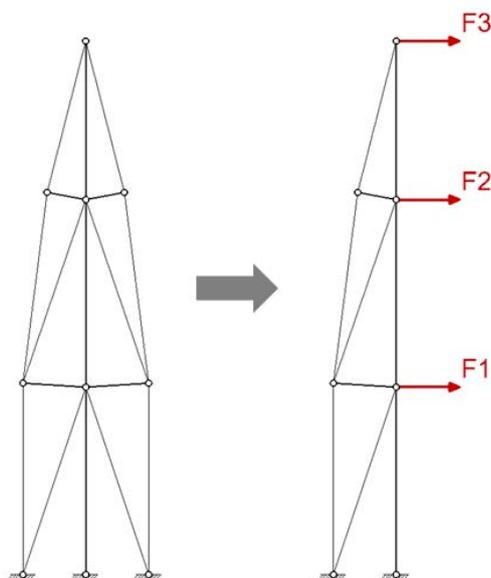


Figura 5: Schema di esempio di un modello analitico come quello realizzato da L. Bruni [5].

2.2 Modelli FEM

Per affinare il dimensionamento ottenuto dal modello analitico risulta quasi indispensabile l'utilizzo di un modello numerico realizzato con un software agli elementi finiti. Eliminando le ipotesi di moto di corpo rigido e le cerniere tra le varie giunzioni degli elementi, infatti, il sistema risulta staticamente indeterminato, ottenendo una struttura descritta da un sistema di infiniti punti e, di conseguenza, infiniti gradi di libertà. Poiché il sistema è in questo caso staticamente indeterminato si ha la presenza di $\infty^{(r-n)}$ soluzioni, tuttavia solamente una di queste è quella fisicamente significativa che soddisfa l'equilibrio.

Attraverso i criteri della scienza delle costruzioni è comunque possibile descrivere analiticamente il comportamento strutturale con equazioni differenziali alle derivate parziali. La soluzione può quindi essere ricercata attraverso un processo Trial & Error, in cui sono utilizzati i risultati ottenuti da modelli isostatici. Con l'eccezione di alcune strutture con geometria semplice, la risoluzione di tali sistemi con un modello analitico richiede quindi uno sforzo computazionale molto elevato.

Fortunatamente, con l'aumento della potenza di calcolo dei personal computer si sono notevolmente diffusi i software FEM, in grado di simulare il comportamento di strutture, anche con geometrie molto complesse, in maniera veloce e assai accurata. Il FEM, o metodo degli elementi finiti, consiste nella suddivisione del dominio della struttura

in piccoli elementi di forma semplice, chiamati elementi finiti, il cui comportamento può essere definito da equazioni algebriche, consentendo così di ottenere un sistema composto da un numero finito n di punti e di conseguenza con n gradi di libertà.

Il processo di suddivisione è anche detto di discretizzazione, mentre l'insieme degli elementi finiti prende il nome di mesh. Il problema è risolto andando ad ottenere gli spostamenti e le rotazioni nei nodi, ovvero nei punti in cui ciascun elemento finito è collegato con quelli altri adiacenti, mediante la risoluzione del seguente sistema lineare:

$$[F] = [K][U].$$

Durante l'analisi possono essere individuate tre fasi: il pre-processing, il processing e il post-processing. Nel pre-processing l'utente definisce i dati di input del modello, ovvero geometria, proprietà degli elementi e dei materiali, condizioni al contorno della struttura (carichi e vincoli); nel processing il software risolve il sistema di matrici associato al problema impostato; infine nel post-processing è possibile analizzare i risultati ottenuti, ad esempio, in un'analisi statica è ottenuto lo stato tensionale e le deformazioni della struttura, oltre alle forze, ai momenti agenti nei vari elementi e a numerose ulteriori informazioni.

Un altro grande vantaggio delle analisi agli elementi finiti è rappresentato dai vari stati limite che è possibile studiare e dalla capacità di simulazione delle non linearità a cui l'armo velico è soggetto (grandi spostamenti, sola resistenza a trazione dei cavi del sartame, plasticizzazione dei materiali, ecc.).

Nonostante i software FEM consentano di riprodurre molto realisticamente il comportamento della struttura, i modelli che si realizzano rappresentano comunque una schematizzazione della realtà, perciò l'accuratezza dei risultati dipenderà dalle semplificazioni e dalle ipotesi introdotte (comportamento ideale di vincoli e materiali, comportamento strutturale degli elementi, ecc.).

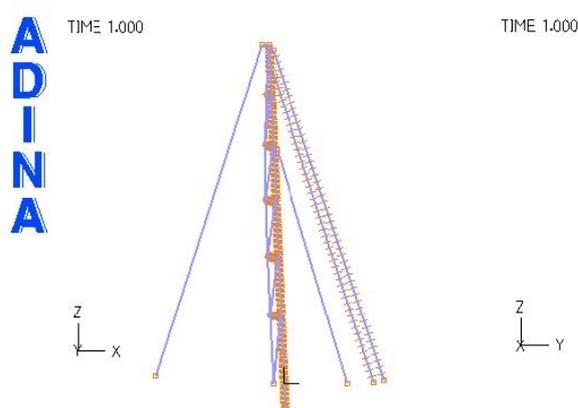


Figura 6: Modello FEM di un armo di grandi dimensioni [3].

In Figura 6 è riportato l'esempio di un modello FEM realizzato con il software ADINA per studiare il comportamento strutturale dell'armo velico di uno yacht a vela di

59 metri. Si può notare che la geometria è stata descritta utilizzando elementi monodimensionali, i quali rappresentano gli assi baricentrici dei vari componenti dell'armo velico; inoltre, per simulare il reale ingombro del fusto d'albero, crocette e sartie diagonali sono state collegate a quest'ultimo tramite l'utilizzo di "Rigid Links" (Figura 7), ovvero di collegamenti rigidi tra due nodi, un "master" e uno "slave", che mantengono costante la distanza tra i due nodi e impongono al nodo slave di traslare e ruotare insieme al master.

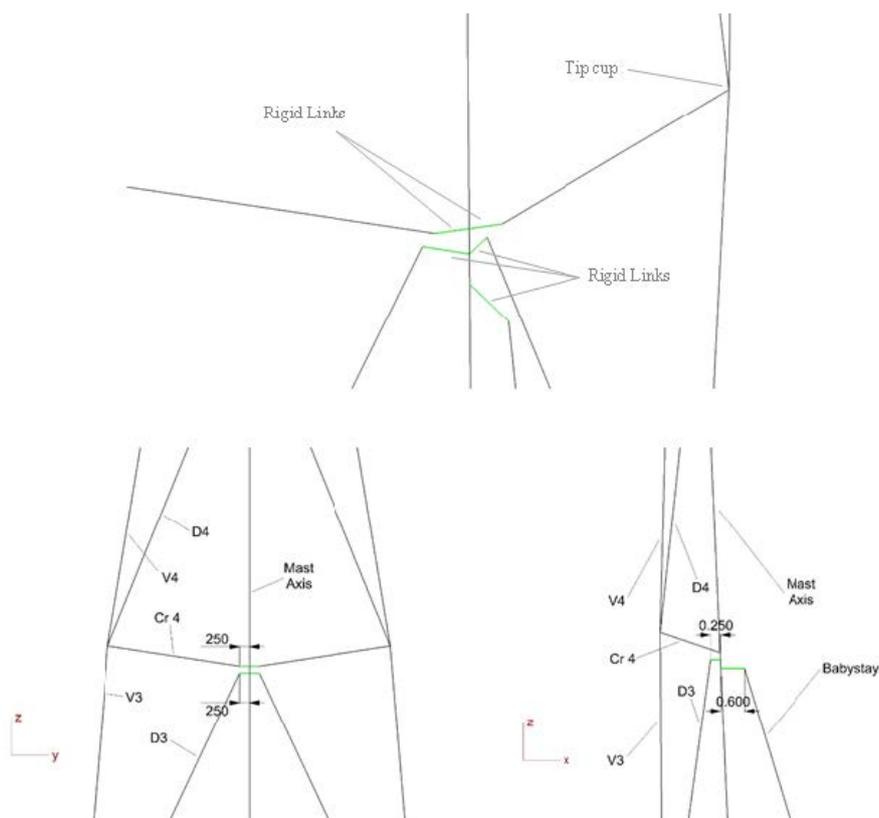


Figura 7: Collegamenti degli elementi sul fusto dell'albero con "Rigid Links" [3].

Per quanto riguarda il comportamento strutturale dei componenti dell'armo, i pannelli dell'albero e le crocette sono spesso simulati da elementi trave, definiti specificandone le caratteristiche della sezione (area e inerzie), mentre per i cavi del sartame sono utilizzati elementi asta, i quali sono caratterizzati da un solo grado di libertà (è consentita solo la traslazione lungo l'asse dell'elemento).

A questi ultimi elementi è associato un materiale elastico non lineare, con resistenza nulla a compressione, mentre per gli altri materiali vengono comunemente utilizzati dei modelli elastici isotropi. Nel caso in cui fossero presenti anche elementi 2D o 3D, a questi potrebbero essere associati dei modelli di materiale ortotropo, per la simulazione del comportamento di strutture in composito, o modelli elastici bi- o multilineari, per considerare anche il limite elastico dei materiali.

La struttura viene discretizzata suddividendo pannelli d'albero e crocette in elementi di varia lunghezza: nel caso d'esempio riportato in Figura 8 l'albero è suddiviso in elementi con lunghezza di 250 mm, mentre le crocette sono suddivise in 10 elementi. I cavi del sartame sono generalmente suddivisi in un unico elemento, con l'eccezione degli stralli, i quali sono suddivisi in 50 elementi al fine di poterne studiare la deformazione laterale (catenaria) che assumono sotto le forze trasversali generate dalle relative vele di prua.

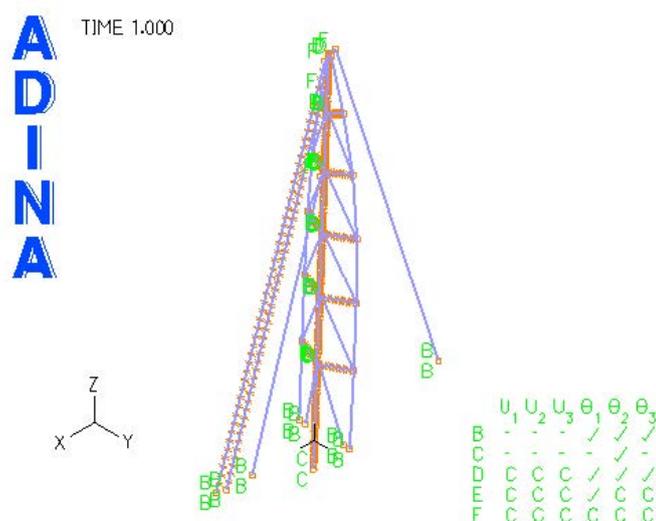


Figura 8: Esempio di discretizzazione e condizioni di vincolo di un modello FEM di un armo velico [3].

Sempre in Figura 8 sono anche riportate le condizioni con cui la struttura è vincolata. I collegamenti dei cavi del rigging al ponte di coperta sono intrinsecamente delle cerniere poiché il sartame è modellato con elementi asta, di conseguenza il vincolo imposto consente tutte le rotazioni (intorno agli assi X, Y e Z) e blocca invece tutte le traslazioni (lungo X, Y e Z).

Poiché nel caso preso ad esempio l'albero è passante in coperta, sono presenti due punti in cui è schematizzato il suo vincolo: inizialmente è inserito il vincolo in chiglia, dove è permessa solo la rotazione nel piano longitudinale (intorno all'asse Y), tramite un'analisi "restart" in ADINA, dopo la simulazione del pretensionamento con un'analisi statica è inserito anche il vincolo in coperta, il quale blocca le traslazioni orizzontali (lungo X e Y) e la rotazione intorno all'asse verticale Z, impedendo quindi la torsione.

La Figura 9 riporta infine lo schema di applicazione dei carichi sulla struttura: le forze trasversali della randa sono applicate come carichi puntuali sull'asse dell'albero, nei punti di collegamento con le crocette, in testa d'albero e all'altezza del boma; la forza trasversale dovuta al fiocco è stata invece divisa per la lunghezza dello strallo interno (innerstay) e applicata su quest'ultimo come un carico distribuito in modo da poter osservare la catenaria che assume lo strallo.

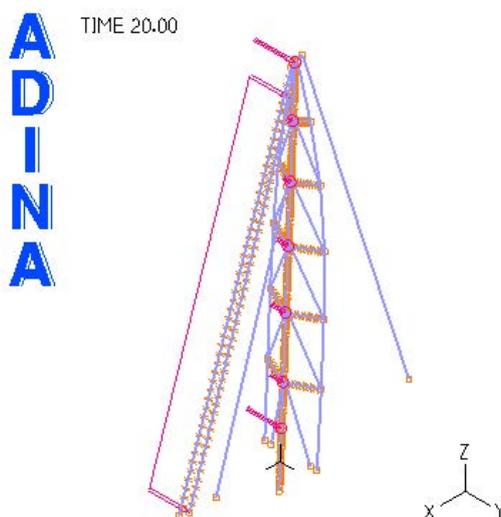


Figura 9: Applicazione dei carichi sul modello FEM di un armo velico [3].

2.3 Modelli di carico

Nei precedenti report è stata evidenziata più volte l'elevata complessità legata alla determinazione dei carichi a cui è soggetto l'armo velico. Per poterne effettuare il dimensionamento, nelle fasi iniziali del progetto risulta quindi indispensabile schematizzare tali forze e determinarle attraverso metodi semplificati, mentre, in fasi più avanzate e per applicazioni dove è ricercata una maggiore ottimizzazione della struttura, si potrà avere l'utilizzo di analisi molto più sofisticate.

L'indicazione più semplice che è possibile reperire in letteratura, riguardo i carichi a cui è soggetto un sistema velico di piccole unità, consiglia di considerare un carico compressivo nell'albero pari al dislocamento dell'imbarcazione. In base a questa forza sono poi dimensionati fusto dell'albero e cavi del sartame (assumendo in imbando i cavi sottovento). Se questa considerazione poteva risultare verosimile in passato, quando gli scafi avevano una geometria molto simile tra loro, risulta oggi troppo approssimata, dal momento che, a parità di forze veliche sviluppate, un'imbarcazione performante ha un peso molto minore di una progettata invece per il solo utilizzo crocieristico.

Come è stato visto, per il calcolo delle forze dovute all'azione delle vele, sono stati sviluppati metodi più accurati, basati quasi tutti sul valore del momento raddrizzante dell'imbarcazione ad un angolo di sbandamento di progetto, considerato di 30° , o inferiore (tipicamente di 25°) nel caso di grandi unità. Tra i criteri basati sul momento raddrizzante, il primo ad essere stato sviluppato è il "Metodo Semplificato" di Skene [7], mentre quello più diffuso per il calcolo delle forze agenti su armi velici di grandi dimensioni è il metodo fornito dal Germanischer Lloyd [6].

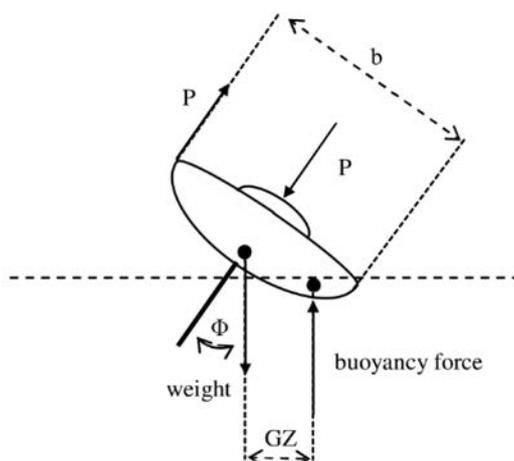


Figura 10: Equilibrio alla rotazione trasversale ipotizzato nel metodo semplificato di Skene [7].

Questi metodi impongono l'equilibrio alla rotazione trasversale dell'imbarcazione, eguagliando il momento raddrizzante con quello inclinante dovuto alle forze trasversali generate dalle vele. Il valore del momento raddrizzante viene quindi "distribuito" sulle vele proporzionalmente alla loro area e al braccio delle forze rispetto al centro laterale di resistenza idrodinamica dello scafo (CLR). Sono presenti anche formulazioni che utilizzano il momento raddrizzante per il calcolo della compressione in piede d'albero, delle quali quella di Mitchell (Figura 11) è una tra le più diffuse. Oggi però, la compressione non è più utilizzata per ricavare direttamente le forze delle vele, ma solo per lo studio delle forze dovute al pretensionamento e per dimensionare quindi di conseguenza i pannelli d'albero.

$$P = \frac{RM \cdot 1.5}{HCPB}$$

in cui:

- P : carico di compressione in Newton.
- RM : momento raddrizzante.
- $HCPB$: semilarghezza delle lande, ovvero la distanza a cui sono vincolate le sartie laterali rispetto alla base dell'albero.
- 1.5: coefficiente moltiplicativo relativo all'incertezza nella valutazione del momento raddrizzante massimo.

Figura 11: Formula di Mitchell per il calcolo della compressione in piede d'albero [8].

Esistono anche alcuni modelli analitici, come quello realizzato per il VPP (Velocity Prediction Program) dell'ORC [4], che calcolano le forze delle vele studiandole dal punto di vista aerodinamico. In questo caso ogni tipologia di vela è caratterizzata da un coefficiente di portanza C_L e di resistenza C_D , funzioni dell'angolo del vento

apparente β (Figura 12), attraverso cui possono essere calcolate le forze che ciascuna vela genera per una certa velocità del vento apparente.

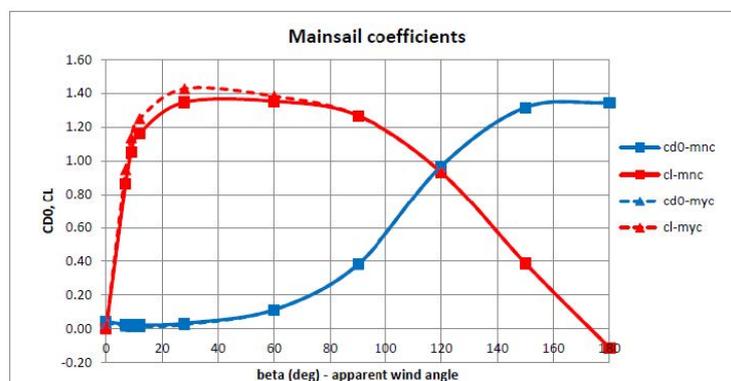


Figura 12: Coefficienti C_L e C_D della randa forniti dall'ORC [9] in funzione dell'angolo del vento apparente.

In alternativa ai modelli analitici semplificati, le forze delle vele possono essere calcolate anche con modelli numerici CFD. Anche in questo caso sono comunque presenti vari modi e ipotesi con cui schematizzare il problema, da cui ovviamente dipenderà l'accuratezza dei risultati. Un'analisi con modello di flusso potenziale non è eccessivamente costosa dal punto di vista computazionale, mentre l'utilizzo di un modello viscoso rappresenta una tipologia di analisi molto più complessa; tuttavia, il primo metodo è più che sufficiente per il calcolo delle forze veliche in un'andatura di bolina stretta, mentre, nel caso di andature portanti, la separazione del flusso costringe ad utilizzare modelli viscosi.

Oltre ai numerosi modi con cui calcolare i carichi dovuti all'azione delle vele, sono presenti anche diverse metodologie con cui distribuirle sull'armo velico. In generale è molto diffusa la pratica di schematizzare queste forze come dei carichi puntuali applicati ai vari ordini di crocette e in testa d'albero. Questa condizione può essere considerata prossima alla realtà per le vele di prua, le quali caricano l'albero nel punto di attacco dello strallo che le sostiene, mentre, per la randa, questa schematizzazione risulta meno veritiera, visto che la vela trasmette il carico lungo il bordo di inferitura, quindi lungo tutta la sua altezza.

Sono poi presenti varie ipotesi riguardo l'andamento del carico sulla vela: nel riferimento [5] è ipotizzato un andamento costante del carico per le andature di bolina stretta, mentre un andamento lineare con carico nullo in testa d'albero per le andature portanti (Figura 13); Marchaj [10] ipotizza invece sulle vele una distribuzione ellittica, riconducibile al problema della circolazione su un'ala (Figura 14). Anche il regolamento del Germanischer Lloyd [6] fornisce i propri coefficienti con cui distribuire le forze della vela di prua e della randa (Tabella 1). Una schematizzazione più precisa potrebbe essere raggiunta con la realizzazione di un modello numerico in cui l'albero è caricato con la forza che si sviluppa sulla ralinga della randa, precedentemente ottenuta da un'analisi fluidodinamica della vela.

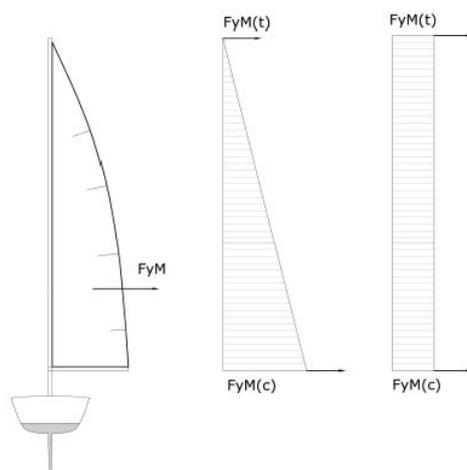


Figura 13: Distribuzione del carico delle vele lineare e distribuzione costante [5].

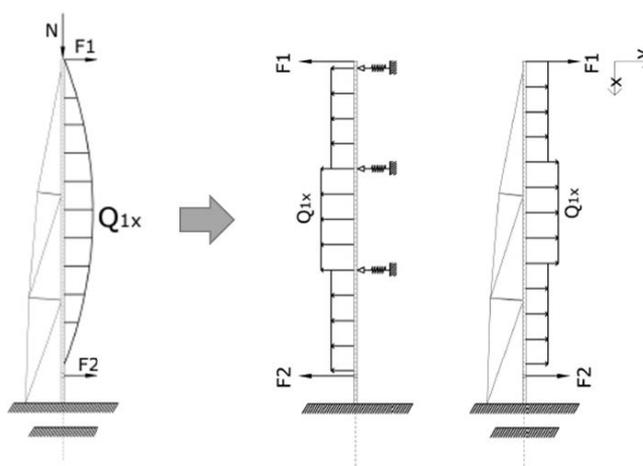


Figura 14: Distribuzione ellittica del carico delle vele proposta da Marchaj [10], immagine tratta da [5].

Tabella 1: Coefficienti di distribuzione della forza trasversale della randa proposti dal Germanischer Lloyd [6].

	Distribution Factor c_{im}		
	3-spreader-rig	4-spreader-rig	5-spreader-rig
clew ¹	(0.25)	(0.25)	(0.25)
gooseneck, tack	0.0	0.0	0.0
spreader 1	0.05	0.0	0.0
spreader 2	0.15	0.05	0.0
spreader 3	0.25	0.15	0.05
spreader 4	–	0.25	0.15
spreader 5	–	–	0.25
main headboard	0.25	0.25	0.25
¹ not applied on rig explicitly			

All'interno della categoria dei carichi dovuti all'azione delle vele ricadono spesso anche quelli legati alle manovre correnti (drizze e scotte), al boma, al vang e al tangone dello spinnaker. Per il calcolo di queste forze è possibile utilizzare le formule consigliate dal Germanischer Lloyd [6].

Risulta invece più complesso considerare i carichi dovuti al pretensionamento del sartame, in generale è possibile schematizzare analiticamente un cavo come una molla con rigidezza $K = E \cdot A$, tuttavia, il problema si complica a causa delle non linearità del sartame all'aumentare del numero di stralli e dell'ordine di crocette e nel caso in cui queste ultime siano acquistate. Grazie ai modelli numerici è possibile simulare questa fase con vari gradi di precisione, ma sono quasi del tutto assenti indicazioni in letteratura e nei regolamenti che forniscano procedure o metodi dettagliati che assicurino un corretto pretensionamento dell'armo.

Infine, i carichi inerziali sono quasi sempre non esplicitamente considerati nelle formulazioni dei registri di classifica o nei comuni metodi analitici. Fortunatamente, il peso proprio della struttura può essere facilmente simulato nei comuni modelli FEM. Anche il comportamento dell'armo dovuto a forti accelerazioni (incaglio, urto verticale o laterale) può essere simulato in ambiente numerico; tuttavia, in questo caso le accelerazioni sono spesso studiate come carichi quasi-statici attraverso coefficienti di sicurezza molto elevati, e non attraverso un'analisi dinamica del modello [11].

3 Confronto tra dati sperimentali e risultati numerici

3.1 Sistemi di monitoraggio DINAV-Perini Navi

I dati collezionati in seguito all'installazione del sistema di monitoraggio DINAV-MDS [12] sono stati confrontati con i risultati ottenuti dal processo di dimensionamento sviluppato dal cantiere viareggino.

Questo processo si basa innanzitutto sull'utilizzo di un modello analitico per avere una prima stima delle dimensioni degli elementi del sistema velico. Il modello analitico è analogo a quello riportato nel paragrafo 2.3, dove la struttura è assunta come un corpo rigido e sono inserite delle cerniere ad ogni giunzione degli elementi in modo da rendere il sistema staticamente determinato.

Successivamente è utilizzato un programma sviluppato dal cantiere che analizza il sistema indeterminato ottenuto dalla struttura precedentemente calcolata, considerando anche le deformazioni che essa subisce e rimuovendo le cerniere non necessarie.

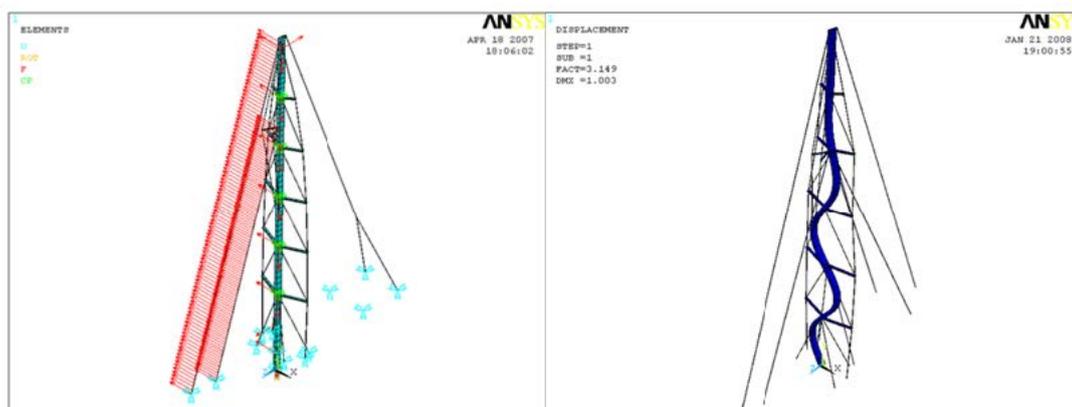


Figura 15: Modello FEM 1D utilizzato da Perini Navi (sinistra) e buckling trasversale dei pannelli d'albero (destra) [12].

Infine, viene eseguita una completa analisi agli elementi finiti del modello dell'armo, schematizzandone i componenti con elementi 1D (travi e aste, Figura 15 a sinistra), in modo da poter simulare i comportamenti non lineari, dovuti alla sola resistenza a trazione dei cavi e alle grandi deformazioni, e di introdurre nel modello gli effetti inerziali dovuti al peso proprio della struttura. È quindi possibile calcolare con buona precisione i fattori di sicurezza di buckling (Figura 15 a destra) e gli effetti di ciascuno step del pretensionamento, riuscendo ad ottimizzare il peso degli elementi, soprattutto dei pannelli d'albero, tramite un processo iterativo di verifica della struttura. Infine, dopo l'approvazione da parte del registro di classifica del dimensionamento eseguito, vengono verificati alcuni dettagli della struttura (testa d'albero, attacchi di crocette e sartieme, basamento dell'albero, ecc.) e la resistenza a buckling locale dei pannelli d'albero e delle crocette (Figura 17).

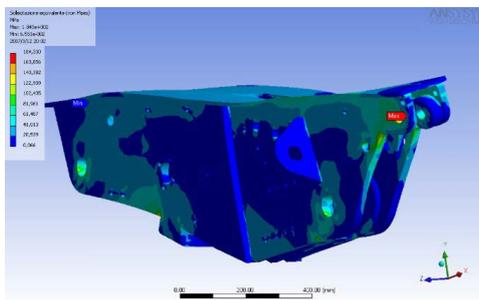


Figura 16: Analisi FEM della testa d'albero [12].

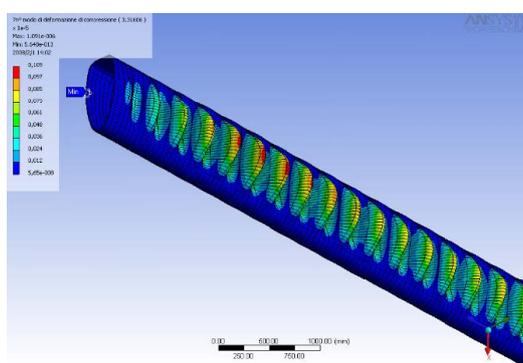


Figura 17: Analisi di buckling locale su un pannello d'albero [12].

In Figura 18 è possibile osservare i dati ottenuti dalla prova in mare di uno sloop Perini di 56 m, confrontati con i carichi calcolati durante il dimensionamento della stessa unità. Poiché durante tali misurazioni l'angolo di sbandamento massimo raggiunto è stato di 12°, i carichi velici da applicare nel modello numerico sono stati calcolati per il momento raddrizzante dell'unità a questo sbandamento. Si può notare l'ottima corrispondenza dei risultati, con un errore massimo di circa il 17% raggiunto per i carichi negli stralli [12], probabilmente dovuto all'effetto di moti nave nel piano longitudinale (beccheggio, avanzo).

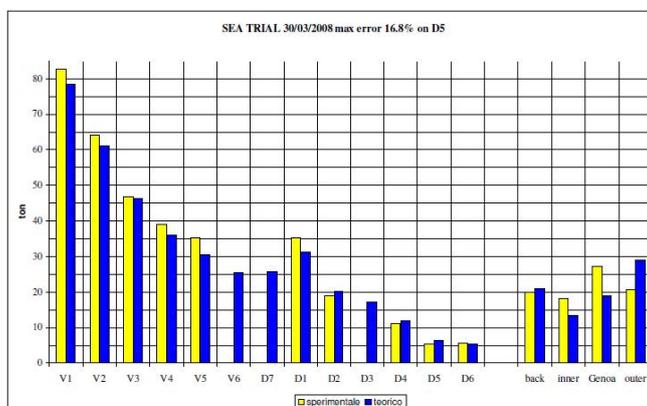


Figura 18: Confronto dati sperimentali con risultati numerici di uno sloop Perini di 56 m [12].

La Figura 19, riporta invece il confronto tra i carichi sperimentali e numerici di un ketch Perini di 56m, misurati sia nella fase di pretensionamento (in basso), sia durante delle prove in mare in cui il massimo angolo di sbandamento misurato è stato di 23° (in alto); anche in questo caso i carichi velici sono stati ricavati dal momento raddrizzante a questo angolo. Di nuovo, considerati comunque gli errori relativi sia alla schematizzazione del modello sia al sistema di misura, la corrispondenza dei risultati è ottima, con solo due misurazioni che si discostano leggermente dalle previsioni numeriche (per le sartie D1).

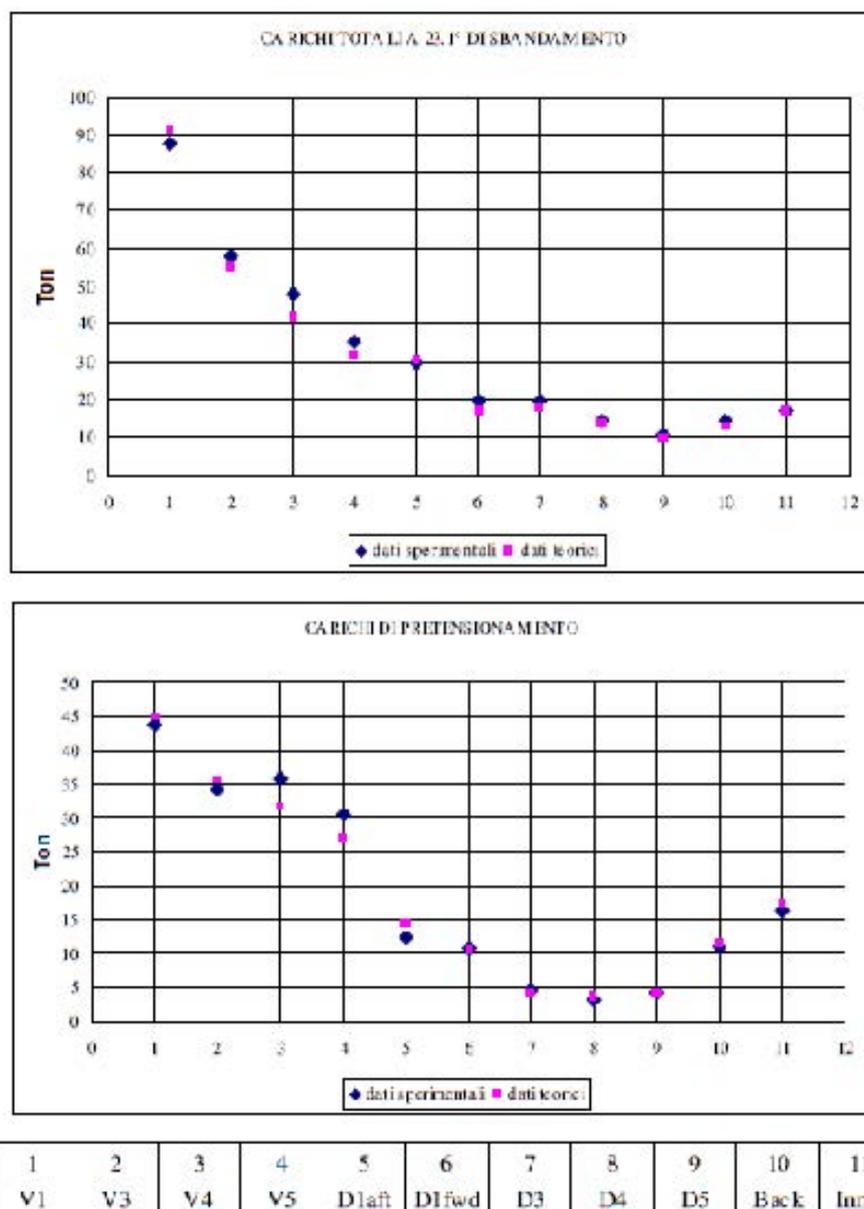


Figura 19: Confronto dati sperimentali con risultati numerici di un ketch Perini di 56 m [12].

Infine, i modelli FEM sono stati calibrati con i dati sperimentali e si è quindi eseguito un nuovo dimensionamento dei rispettivi sistemi velici per le due unità menzionate, da cui derivavano le misurazioni. La Tabella 2 riporta come i nuovi modelli consentano di ottenere un notevole risparmio di peso per i 5 alberi appartenenti a 4 unità Perini: si nota come la riduzione media di peso prevista risulti essere del 21%, con un massimo per lo sloop di 56 m dove si ha un alleggerimento previsto del 24%, equivalente ad un risparmio di peso di 2202 kg.

Tabella 2: Riduzione di peso prevista per gli alberi degli yacht Perini dopo la calibrazione dei modelli FEM con i dati sperimentali [12].

Ship type	Mast height	Weight reduction	
	[mm]	[kg]	%
45 m sloop	49 445	744	21
50 m ketch (main)	48 640	706	20
56 m ketch (main)	59 140	1543	23
(mizzen)	43 470	471	17
56 m sloop	72 747	2202	24

3.2 Prove in mare dello yacht “Helios”

Nella tesi magistrale in Ingegneria Nautica di L. Bruni [5] viene riportato il confronto tra i dati acquisiti dal già citato sistema di monitoraggio DINAV-MDS in seguito all'applicazione sullo yacht “Helios”, uno sloop di 45 m varato dal cantiere Perini Navi nel 2007. Lo scopo di quest'ultima parte della tesi era infatti quello di osservare le variazioni di tensione nei cavi del sartame durante la fase di pretensionamento e di prove in mare, in modo da calibrare i modelli analitici e numerici, così da renderli più precisi e ottenere quindi una migliore ottimizzazione della struttura.

Per il dimensionamento dello sloop sono stati utilizzati sia il modello analitico staticamente determinato riportato nel paragrafo 2.1, sia un modello FEM con elementi 1D analogo a quello riportato nel precedente paragrafo, essendo infatti quello comunemente utilizzato dal cantiere Perini Navi per il dimensionamento dei sistemi velici delle proprie imbarcazioni.

Per entrambi i modelli le forze trasversali dovute all'azione delle vele sono state calcolate con la formulazione del Germanischer Lloyd [6], partendo dal valore del momento raddrizzante all'angolo di sbandamento massimo raggiunto durante le prove in mare in cui sono state effettuate le misurazioni sperimentali. Sono poi stati considerati tre diversi casi attraverso cui distribuire sull'albero le forze calcolate:

- Attraverso i coefficienti di distribuzione suggeriti nel regolamento del Germanischer Lloyd [6];
- Ipotizzando una distribuzione costante del carico, tipica delle andature di bolina;
- Ipotizzando una distribuzione lineare del carico, con carico nullo in testa e massimo nel piede della vela, tipica delle andature portanti.

La condizione registrata durante le prove in mare, nel momento in cui è stato registrato il massimo sbandamento di 12.5°, l'angolo del vento apparente misurato era di 65°,

equivalente quindi ad una situazione intermedia tra il caso b e c. sebbene più prossima al caso di bolina.

Il primo confronto effettuato da Bruni mette in relazione i dati teorici ottenuti dal modello analitico nei tre casi di distribuzione del carico con quelli ottenuti sperimentalmente. La Tabella 3 riporta le differenze percentuali rispetto ai valori sperimentali: se il valore è positivo si ha che il dato teorico è minore di quello sperimentale, se la variazione è invece negativa il dato teorico sarà maggiore. Risulta chiaro che se il modello teorico fornisce dei risultati molto maggiori rispetto ai carichi a cui l'armo velico è soggetto nella realtà, la struttura risulterà sovradimensionata e quindi più pesante del necessario.

Tabella 3: Variazioni percentuali tra dati sperimentali e risultati del modello analitico [5].

elemento	D.GL formule vs Prove Sperimentali	D.Costante formule vs Prove Sperimentali	D.Lineare formule vs Prove Sperimentali
V1	-10	-9	7
V2	-27	-20	4
V3	-1	-8	29
V4	17	25	42
V5	28	33	46
D3	-64	-72	-51
D4	2	10	30
D5	20	34	56

Dal primo confronto si nota come la formulazione del GL consenta di ottenere carichi più prossimi a quelli misurati sperimentalmente: l'errore medio è circa il 21%, contro un 26% e un 33% rispettivamente dei casi b e c. Trascurando il carico relativo alla diagonale D3, che mostra dei dati anomali per tutte e tre le condizioni di carico verosimilmente dovuti a problemi del trasduttore di misura, si hanno comunque delle differenze non eccessive e, considerando che tale modello progettuale è molto semplificato e quindi indicato solo per le fasi iniziali di progetto, esso fornisce dei risultati iniziali più che soddisfacenti.

Nel secondo confronto effettuato da Bruni sono messi in relazione i dati sperimentali con quelli ottenuti dalle analisi numeriche in cui, oltre ai carichi velici, è simulato anche il pretensionamento del sartame. Le differenze percentuali sono calcolate come per il precedente confronto.

Anche in questo caso la Tabella 4 mostra che il caso a, relativo alla distribuzione di carico proposta al Germanischer Lloyd, fornisce le minori differenze con i dati sperimentali. Deve essere tuttavia evidenziato come in questo confronto si abbiano errori medi maggiori, del 33%, 37% e 45% rispettivamente per i tre casi di carico, considerando la maggiore accuratezza del modello e delle capacità di calcolo ciò non è molto soddisfacente.

Infine, il terzo confronto considera i risultati numerici ottenuti da un modello in cui oltre ai carichi velici e al pretensionamento del sartame sono incluse anche le forze

Tabella 4: Variazioni percentuali tra dati sperimentali e risultati del modello FEM [5].

	FEM+Pretens.+Forze Caso1.a 12° Heel vs Prove Sperimentali	FEM+Pretens.+Forze Caso2.a 12° Heel vs Prove Sperimentali	FEM+Pretens.+Forze Caso3.a 12° Heel vs Prove Sperimentali
V1	25	26	35
V2	12	16	29
V3	32	37	48
V4	47	51	60
V5	57	59	67
D3	-21	-25	-13
D4	28	33	45
D5	43	49	62

dovute alle drizze, al boma, al peso proprio della struttura e le tensioni nello strallo del genoa. Grazie a questo modello molto più dettagliato i risultati ottenuti sono in completo accordo con quelli ricavati dalle misurazioni sperimentali. In Tabella 5 si nota infatti come per tutti i casi di carico considerati l'errore massimo sia del 10%, mentre gli errori medi sono compresi tra il 3.5% e il 4.6%, risultati che sono quindi molto soddisfacenti.

Tabella 5: Variazioni percentuali tra dati sperimentali e risultati del modello FEM molto dettagliato [5].

12° Heel leeward	FEM Completo Caso1.a 12° Heel vs Prove Sperimentali	FEM Completo Caso2.a 12° Heel vs Prove Sperimentali	FEM Completo Caso3.a 12° Heel vs Prove Sperimentali
V1	10	10	9
V2	8	8	6
V3	6	5	4
V4	4	4	3
V5	3	3	2
D3	3	3	2
D4	2	2	1
D5	1	1	1

Come conclusione si può evidenziare che grazie a un modello analitico è possibile ottenere una buona corrispondenza con i carichi delle sartie misurati sperimentalmente, con differenze che si riducono in maniera drastica attraverso l'utilizzo di un modello FEM sufficientemente dettagliato.

3.3 Compressione del simulacro d'albero Perini Navi

Le prove sperimentali eseguite dai ricercatori del DITEN sul simulacro d'albero fornito da Perini Navi avevano lo scopo di calibrare i modelli numerici relativi al sistema di monitoraggio DINAV-SSM, così che, a partire dai dati misurati su una imbarcazione

nella quale fosse installato, sarebbe stato possibile ottenere il valore della compressione dell'albero durante la navigazione con la migliore approssimazione possibile [12].

Le prime calibrazioni effettuate hanno riguardato il fattore di concentrazione delle tensioni (SCF) in corrispondenza dei quadranti del foro tondo al centro del modello e delle deformazioni misurate in corrispondenza delle zone di installazione degli estensimetri.

Durante le prove sperimentali, effettuate sul banco di prova del Marine Testing Lab del DITEN e in cui è stato applicato al simulacro un carico compressivo di circa 100 t, sono stati ricavati tre diversi andamenti dello SCF, in base al metodo con cui questo veniva calcolato. In seguito ad alcune considerazioni è stato reputato il metodo più accurato e affidabile quello che forniva uno $SCF = 2.36$.

Le analisi numeriche sono state eseguite con software agli elementi finiti sia in ambiente ANSYS che in ambiente ADINA. Nel primo software il simulacro d'albero è stato modellato con degli elementi SHELL181 (elementi 2D), a cui corrispondeva un'area della sezione di $31\,622\text{ mm}^2$. I risultati forniti dall'analisi statica di tale modello hanno fornito dei fattori di concentrazione significativamente maggiori di quelli calcolati sperimentalmente. La Tabella 6 riporta i valori dell'SCF calcolati con l'analisi ad elementi finiti utilizzando gli stessi tre metodi delle prove sperimentali, dei quali si ricorda che il metodo relativo all'SCF 2 era stato quello scelto come più affidabile ($SCF = 2.36$).

Tabella 6: Risultati dello SCF ottenuti con le analisi in ANSYS.

SCF1	SCF2	SCF3	Ratio
2.815	3.056	3.306	0.299

Come si può notare anche il rapporto delle tensioni nei quadranti del foro si discosta notevolmente da quello calcolato sperimentalmente, compreso tra 0.226 e 0.228 in tutte le prove sperimentali effettuate.

Nelle analisi numeriche realizzate in ADINA il simulacro dell'albero è stato invece modellato con elementi solidi (3D), studiando come i risultati variano modificando la finezza della mesh, soprattutto in corrispondenza del foro. Un esempio del modello ottenuto è riportato in Figura 20.

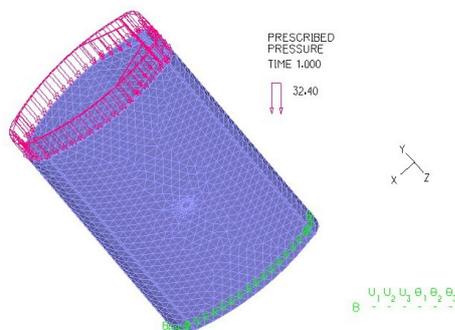


Figura 20: Immagine modello del simulacro dell'albero realizzato con elementi solidi in ADINA.

La Tabella 7 mostra che con una suddivisione del foro in 10 elementi e un'unica suddivisione lungo lo spessore sono stati raggiunti i risultati più prossimi ai dati sperimentali. È infatti stato ottenuto un errore minimo del 5.89% per quanto riguarda il fattore di concentrazione delle tensioni ($SCF = 2.499$) nel caso “Strain non-smoothed” (estratte dal software le deformazioni di un elemento senza mediare il risultato con quello degli elementi adiacenti), mentre, sempre per la stessa discretizzazione, ma nel caso “Strain smoothed” (mediando il risultato con quello degli elementi adiacenti) il rapporto tra le tensioni nei quadranti del foro è quasi coincidente con quello sperimentale (ratio = 0.229).

Tabella 7: Tabella dei risultati ottenuti con le analisi in ADINA al variare della mesh.

Mesh FEM Size = 0.05 m, bordi foro divisi in 10 parti Size = 0.0078 m, 1 elem. sullo spessore			
Maximum displacement Z 0.000 740 1 m = 0.7401 mm, su simulacro lungo 1.5 m			
<i>Risultati FEM su foro tondo</i>			
STRAIN-ZZ non smoothed	1157 $\mu\varepsilon$	SCF 1	2.499
STRAIN-XX non smoothed	308 $\mu\varepsilon$	Ratio	0.266
STRAIN-ZZ smoothed	1010 $\mu\varepsilon$	SCF 1	2.182
STRAIN-XX smoothed	231 $\mu\varepsilon$	Ratio	0.229
Mesh FEM Size = 0.05 m, bordi foro divisi in 20 parti Size = 0.0039 m, 1 elem. sullo spessore			
Maximum displacement Z 0.000 739 8 m = 0.7398 mm, su simulacro lungo 1.5 m			
<i>Risultati FEM su foro tondo</i>			
STRAIN-ZZ non smoothed	1306 $\mu\varepsilon$	SCF 1	2.821
STRAIN-XX non smoothed	380 $\mu\varepsilon$	Ratio	0.291
STRAIN-ZZ smoothed	1172 $\mu\varepsilon$	SCF 1	2.532
STRAIN-XX smoothed	318 $\mu\varepsilon$	Ratio	0.271

Con queste analisi è stato quindi visto come i modelli numerici, così come le prove sperimentali, implicano incertezze non trascurabili e che necessariamente influiranno sulla precisione del sistema di monitoraggio. Queste incertezze numeriche sono dovute principalmente alla tipologia di elementi utilizzati per modellare la struttura (elementi shell o solidi) e alla finezza della mesh, soprattutto in zone dove è necessario porre maggiore attenzione ai gradienti di tensione come nel caso del foro tondo al centro del simulacro.

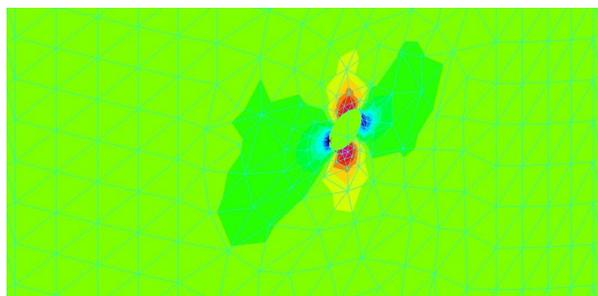


Figura 21: Tensioni in corrispondenza del foro tondo ottenute dalle analisi in ADINA nel caso “smoothed”.

Anche le prove sperimentali effettuate sullo stesso simulacro d'albero e riportate nella tesi di Tornese [13] sono state affiancate da analisi numeriche agli elementi finiti, così da ottenere una conferma dei dati ottenuti. Si ricorda che in queste prove il simulacro dell'albero è stato compresso con il carico massimo realizzabile dalla macchina presente nel Marine Structure Testing Lab del DITEN dell'Università di Genova al fine di verificare il carico ultimo di collasso e le modalità di cedimento.

Le analisi numeriche sono state effettuate utilizzando il software ANSYS, realizzando un modello del simulacro con elementi SHELL181 e vincolandolo bloccando tutti gli spostamenti sul bordo d'appoggio e consentendo solo la traslazione assiale sul bordo di applicazione del carico, così da simulare la presenza dei legni di compenso che schiacciandosi creano uno stampo intorno ai bordi. Il modello è stato caricato con una forza compressiva di 300 t, equivalente al carico massimo realizzabile dal macchinario presente nel laboratorio del DITEN.

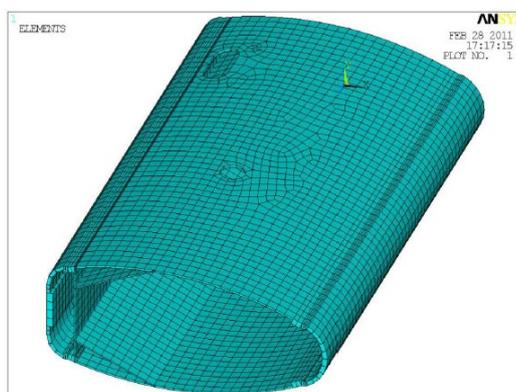


Figura 22: Modello del simulacro d'albero realizzato da Tornese [13].

Sono state eseguite sia un'analisi statica che una di buckling linearizzato. Nell'analisi statica è stato visto come, trascurando gli effetti di bordo, lo stato tensionale nel simulacro rimanga ben al di sotto della tensione ammissibile della lega di alluminio 6082 saldata ($\sigma_{AMM} = 175$ MPa), Figura 23.

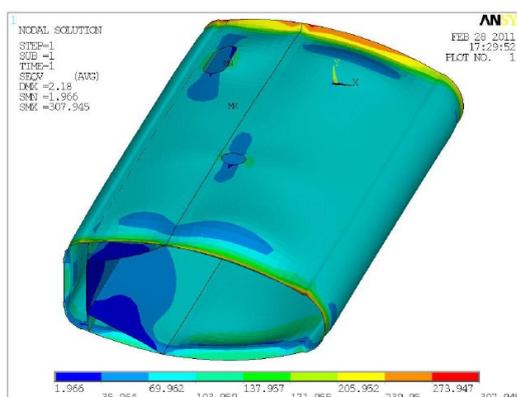


Figura 23: Stato tensionale del simulacro ottenuto con l'analisi statica [13].

Dall'analisi di buckling linearizzato è stato ottenuto 1.247 come fattore di carico corrispondente al primo modo di buckling, per il quale si ha l'instabilizzarsi di un rinforzo interno, mentre il fusto del simulacro si instabilizza ad un fattore di carico uguale a 2.726. In entrambi i casi deve essere evidenziato come si tratti di buckling locale delle lamiere, vista la forma molto tozza della struttura.

Dal confronto tra le analisi FEM e le prove sperimentali si nota una buona corrispondenza con i dati di tensioni e deformazioni ottenuti nella prima prova, con differenze percentuali di circa il 10%; le differenze sono più significative confrontando i dati della seconda prova, ciò è molto probabilmente dovuto al collasso di alcune saldature interne e allo snervamento di diverse zone di materiale avvenute durante la prima compressione del pannello. Infine, dalle analisi numeriche si ottiene un accorciamento assiale di 19 mm, mentre quello misurato sperimentalmente è di 15 mm.

La fonte di tali errori può essere ricondotta all'approssimata caratterizzazione meccanica della lega d'alluminio con cui sono realizzate le lamiere del simulacro (in mancanza di dati sperimentali diretti su un saggio del simulacro è stato ipotizzato un modulo di elasticità $E = 70$ GPa e un $\nu = 0.33$, quest'ultimo dalle precedenti prove risulta essere circa 0.28); inoltre la presenza dei legni di compenso alle estremità del simulacro può aver influito sui risultati finali.

In generale, tenendo comunque conto di queste incertezze, un errore del 10% è stato reputato accettabile, il quale ha anche sottolineato come con un modello FEM più accurato questo errore si potrebbe ulteriormente ridurre.

3.4 Pretensionamento dello yacht "Seven"

La tesi magistrale in Yacht Design di A. Garavaglia [14] si poneva come obiettivo la realizzazione di un metodo numerico per simulare con precisione la fase di pretensionamento dell'armo velico di grandi yacht, tramite il confronto con i dati sperimentali registrati grazie alla collaborazione con il cantiere Perini Navi durante l'alberamento del ketch di 60 metri "Seven".

La necessità di simulare nel modo più fedele possibile alla realtà la fase di pretensionamento è infatti fondamentale poiché, data l'elevata influenza che questa operazione ha sul comportamento del sistema velico e sui carichi a cui esso sarà soggetto, calcolando una deformata dell'albero e un livello di carico iniziale diversi da quelli che si otterranno nella realtà, la simulazione di applicazione dei carichi velici nelle varie condizioni di navigazione porterebbe a dei risultati distanti dal reale comportamento della struttura.

Garavaglia quindi, individua e prova tre diverse metodologie con le quali simulare nel software FEM ADINA la fase di pretensionamento del sartame:

- tramite l'applicazione di una forza in piede d'albero (lasciando questo libero di traslare verticalmente);
- tramite l'applicazione di deformazioni iniziali agli elementi del sartame nel corretto ordine reale con cui i cavi vengono pretensionati al fine di ottenere in piede

- d'albero una certa compressione di progetto (base dell'albero ferma);
- tramite l'applicazione sia di uno spostamento verticale al piede d'albero sia di deformazioni iniziali alle sartie verticali e agli stralli.

Il primo caso è il modo più semplice e veloce con il quale conferire un aumento della rigidità dell'armo, tuttavia, è stato scartato perché, per alberi con molti ordini di crocette (l'albero di maestra dello yacht "Seven" studiato da Garavaglia ne presenta cinque), si ha che tutta la forza tende a scaricarsi sulle diagonali e sulle verticali più basse, le quali, avendo maggior carico del resto del sartame, tendono a far invertire la curvatura dell'albero (Figura 24), fenomeno certamente non desiderato.

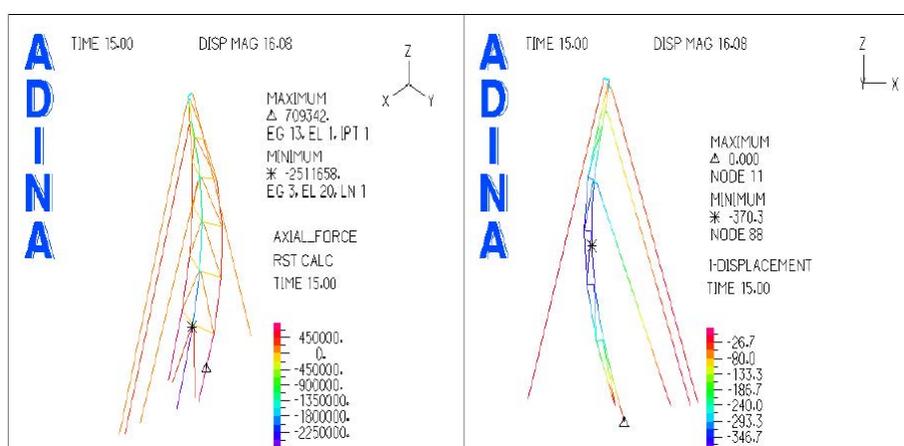


Figura 24: Inversione della curvatura dell'albero per simulazione con forza verticale [14].

Sebbene la simulazione con base ferma non sia eccessivamente complessa da realizzare e consenta di simulare con una buona precisione il pretensionamento del sartame (è infatti il metodo comunemente utilizzato dal registro Germanischer Lloyd per la verifica dei calcoli dei progettisti e la certificazione del sistema velico), è stata scelta la terza metodologia, ovvero la più complessa ma anche la più precisa, per simulare il pretensionamento dello yacht "Seven" perché è quella che riproduce più realisticamente i vari step di tale procedura su armi velici di grandi dimensioni.

Dal grafico che riporta la relazione tra il carico di compressione esercitato dai cilindri del mast-jack (espresso come percentuale del carico di progetto per motivi di riservatezza) e il sollevamento del piede d'albero, si può osservare la rigidità del sistema velico ad ogni step della procedura di pretensionamento (ciascuna curva rappresenta uno step in cui un certo elemento entra in tensione). In generale la rigidità del sistema aumenta (maggiore pendenza delle curve) a mano a mano che l'albero si solleva e tutto il sartame si tensiona.

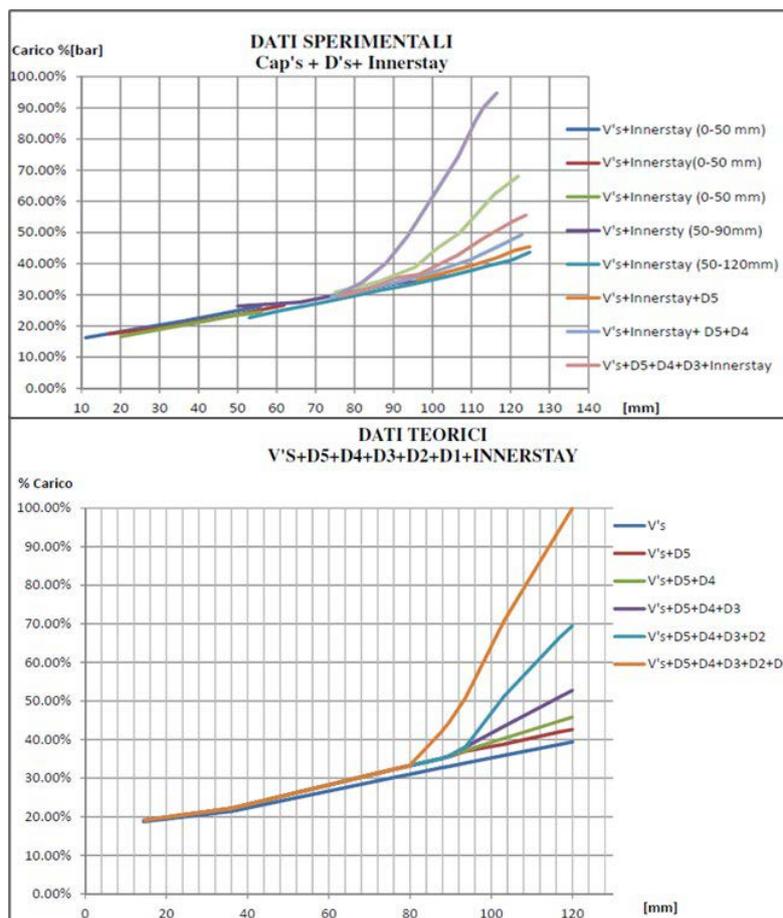


Figura 25: Confronto della rigidezza del rig ottenuta dai dati sperimentali e da quelli numerici [14].

Come si può notare dal confronto della rigidezza della struttura (Figura 25) si ha un'ottima corrispondenza dei risultati numerici con i dati misurati sperimentalmente, con un errore intorno al 10% per piccoli spostamenti, mentre di circa il 3% al sollevamento massimo di 120 mm; la rigidezza sperimentale è comunque maggiore di quella teorica.

Confrontando infatti la forma dell'albero flesso (preflessione o prebend) sperimentale ottenuto dalle misurazioni del personale preposto alla procedura (per la maggiore accuratezza e confidenza rispetto alle misurazioni fotografiche descritte nel precedente report del progetto) con quello calcolato tramite le simulazioni numeriche (Figura 26) si può osservare che il prebend sperimentale è minore di quello teorico: questo indica che la rigidezza reale dell'albero è maggiore di quella calcolata in fase di progetto.

Ciò capita spesso per alberi di grandi dimensioni, così è stato successivamente deciso di investigare sulle possibili motivazioni che portano a questa discrepanza dei risultati.

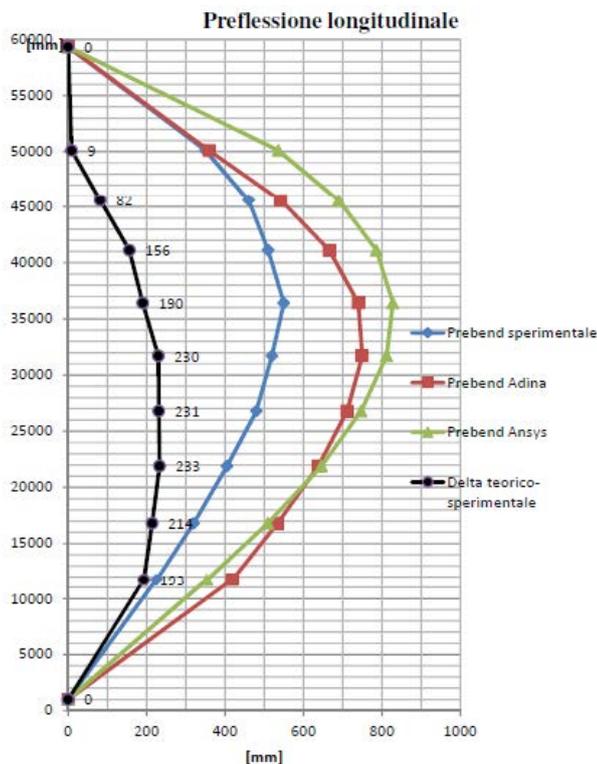


Figura 26: Confronto tra prebend reale e prebend calcolato con simulazioni numeriche [14].

In primo luogo, è stato osservato che, tensionando maggiormente le sartie diagonali diminuisce il prebend dell'albero; tuttavia, tramite l'applicazione di deformazioni iniziali anche per questi cavi nel modello di calcolo, non si ha una diminuzione del prebend. Ciò è probabilmente dovuto alla logica del software con cui è risolta la simulazione con sollevamento dell'albero. Infatti, mentre nel software la lunghezza delle sartie diagonali rimane generalmente immutata, nella realtà è verosimile che questi cavi siano accorciati o allungati azionando gli arridatoi ad ogni passo della procedura di pretensionamento, introducendo quindi variazioni significative della configurazione del sistema. Essendo quest'ultimo fortemente non lineare, è molto complicato stimare in che modo queste differenze tra modello numerico e struttura reale vadano ad impattare sui risultati finali.

In secondo luogo, è stata ipotizzata una maggiore rigidità del materiale dei cavi in carbonio del sartiame (da 130 GPa a 140 GPa), ma, anche in questo caso, è stata osservata poca influenza sulla preflessione longitudinale dell'albero. Infatti, ciascun cavo agisce sull'albero come una molla, la cui forza sviluppata è proporzionale al modulo di Young, all'area della sezione e all'accorciamento imposto.

Semplificando il problema per chiarire meglio il concetto, se si considera un solo cavo, per ottenere una certa compressione dell'albero (ovvero la componente verticale della forza sviluppata dal cavo) aumentando il modulo di elasticità del materiale e mantenendo costante il diametro del cavo, le deformazioni iniziali imposte dovranno

necessariamente diminuire per far sì che la forza non vari. Di conseguenza, se la geometria dell'armo non si modifica (punti di attacco del cavo), anche le componenti nel piano orizzontale della forza sviluppata, ovvero quelle che flettono l'albero, rimangono invariate e non si ha quindi un'influenza diretta sul prebend (è comunque probabile avere delle piccole variazioni dovute al processo iterativo con cui sono determinate le deformazioni iniziali da applicare agli elementi del sartame) [3].

È stata quindi posta l'attenzione su come l'albero è stato modellato nel modello agli elementi finiti, ovvero se era stato riprodotta fedelmente nel modello di calcolo la effettiva rigidità flessionale. Come prima cosa il modello iniziale trascurava completamente lo strato di stucco esterno: è stato quindi considerato uno strato di stucco con spessore medio di 10 mm e sono state eseguite diverse prove considerando un modulo di Young dello stucco pari a 1.0 GPa, 2.5 GPa e 5.0 GPa. Con quest'ultimo valore è stato infatti visto che il prebend si riduceva molto. Successivamente sono state modificate le proprietà dei pannelli dell'albero: prima, in modo che fossero considerate anche le saldature ed i rinforzi interni, poi anche considerando un aumento di spessore delle lamiere di alluminio di 0.5 mm rispetto allo spessore nominale, dal momento che accade spesso che il reale spessore delle lamiere consegnate sia maggiore di quelle ordinate.

Dopo che sono state apportate queste modifiche le deformazioni iniziali dei cavi sono state nuovamente calcolate affinché fosse raggiunta la compressione di progetto. Con quest'ultima simulazione sono stati infine raggiunti valori del prebend quasi coincidenti con quelli ottenuti dalle misurazioni sperimentali (Figura 27).

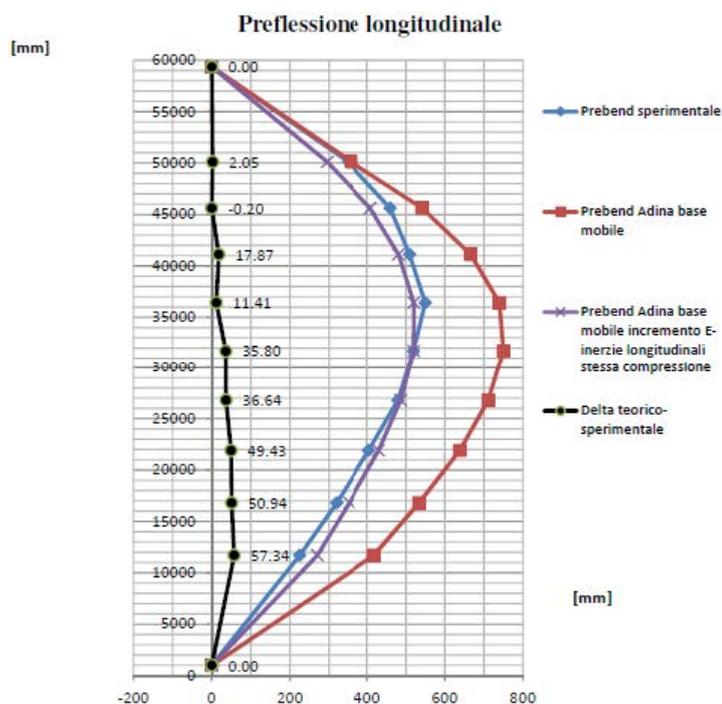


Figura 27: Confronto prebend sperimentale con quello della simulazione numerica modificata [14].

In conclusione, dalle prove effettuate nella tesi di Garavaglia, è stato evidenziato che la simulazione con spostamento verticale applicato alla base dell'albero è quella che meglio riproduce la reale operazione di pretensionamento. In particolare, è stato visto che è relativamente facile ottenere dalle simulazioni numeriche una rigidità del sistema, ovvero la sua risposta elastica, molto prossima a quella del sistema reale.

Tuttavia, per simulare correttamente la plessione che si genera nell'albero è necessario che sia riprodotta molto dettagliatamente la geometria, e le relative proprietà, dei pannelli che lo compongono. Relativamente a quest'ultimo aspetto deve essere anche detto che il modello FEM realizzato nella tesi utilizzava solo elementi monodimensionali per descrivere l'albero (più che adeguati per riprodurre i carichi e il comportamento del rig a livello globale), mentre la realizzazione di un modello con elementi 2D consentirebbe di riprodurre in maniera più precisa i dettagli costruttivi dell'albero e di conseguenza di simulare ancora più fedelmente questo aspetto così sensibile alla reale geometria della struttura.

3.5 “Dyna” lo yacht di ricerca della TU Berlin

Lo yacht “Dyna” è un'imbarcazione di 33 piedi della Technische Universität (TU) Berlin realizzata per scopi di ricerca: essa è infatti uno strumento di misura per ricavare le forze aerodinamiche e idrodinamiche a cui è soggetta e per questo motivo è anche chiamata “dinamometro delle forze veliche”.

L'imbarcazione è utilizzata nello studio di Grabe [15] per confrontare le forze misurate a bordo, dovute alla navigazione a vela, con quelle calcolate tramite l'analisi agli elementi finiti del modello corrispondente allo yacht. Il confronto ha lo scopo di poter affinare i modelli di calcolo agli elementi finiti (FEM), Grabe sottolinea infatti l'importanza nella progettazione di armi leggeri, e al tempo stesso sicuri, di riuscire a predire con precisione i carichi a cui questo sarà soggetto, come peraltro già ampiamente discusso nei precedenti report del progetto di ricerca.

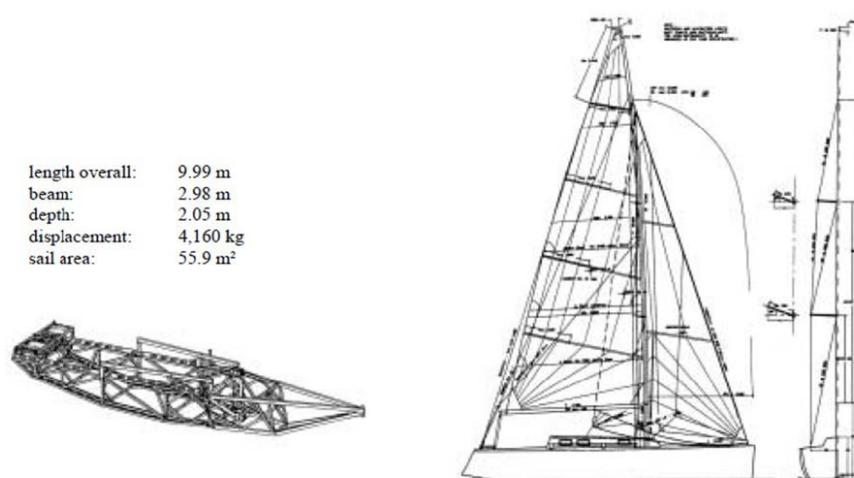


Figura 28: Lo yacht di ricerca “Dyna” della TU Berlin [15].

Le forze nel sartame e in piede d'albero sono misurate da 20 trasduttori. I dati sperimentali utilizzati nello studio sono relativi al pretensionamento del rig e ad una navigazione di bolina stretta con piena randa e pieno genoa in acque protette (mare calmo) con un vento di 10.3 m/s (20 nodi).

Per la determinazione numerica dei carichi nell'armo è stata eseguita un'analisi FEM nonlineare. I carichi di pretensionamento sono stati simulati tensionando il sartame in vari step, mentre i carichi velici sono stati calcolati a partire dal momento raddrizzante all'angolo di sbandamento di 30° e attraverso la catenaria dei bordi d'uscita delle vele. Sono invece stati trascurati i carichi inerziali: infatti, il peso proprio dell'armo inizia ad avere un'influenza per unità di lunghezza superiore ai 60 piedi; inoltre, anche le accelerazioni dovute ai moti nave sono state trascurate dal momento che le prove sperimentali sono state effettuate con mare calmo.

Il confronto dei carichi dovuti al pretensionamento (Tabella 8) mostra un buon accordo tra i risultati sperimentali e quelli numerici, l'errore massimo è del 24.6% e relativo all'Headstay. Trascurando questo valore, che si discosta marcatamente dagli altri, l'errore medio è del 5.6%. Viene inoltre suggerito da Grabe che, considerando anche il peso proprio dell'albero, il carico teorico dell'Headstay potrebbe avvicinarsi maggiormente a quello reale.

Tabella 8: Confronto tra carichi sperimentali e numerici dovuti al pretensionamento [15].

position	measured mean [N]	simulated [N]	difference [N]	difference [%]
D1's	4875	4872	-3	-0.1
D2's	2415	2481	66	2.7
D3's	8805	9708	903	9.3
V1's	11 240	12 400	1160	9.4
V2's	8805	9882	1077	10.9
headstay	4800	3851	-949	-24.6
mastfoot	-38 500	-38 133	367	-1.0

Per quanto riguarda invece la differenza tra le forze dovute all'azione delle vele misurate a bordo del Dyna e quelle calcolate con le analisi FEM, l'autore utilizza due differenti rapporti per valutarle: nel primo la differenza dei risultati relativi a un certo elemento viene divisa per il valore della forza reale misurata, utile per capire sia la correttezza del modello agli elementi finiti che l'accuratezza del settaggio dei sensori; nel secondo rapporto la differenza tra i carichi di un elemento viene divisa per la forza massima misurata dai vari sensori di forza installati (ovvero quella misurata in piede d'albero), utile invece per capire la precisione rispetto al massimo valore registrato.

Per concludere, come si osserva dalla Tabella 9, le differenze tra dati sperimentali e risultati numerici sono buone relativamente al rapporto del carico massimo, tuttavia, le differenze valutate per i singoli elementi variano molto e raggiungono anche valori piuttosto elevati, soprattutto per il sartame diagonale ed il paterazzo. Grabe evidenzia infatti come sia necessario affinare il modello di determinazione dei carichi, in particolare ritiene che la condizione di progetto, relativa a uno sbandamento trasversale di

30° sia una condizione molto difficile da raggiungere e da simulare a causa degli elevati carichi in gioco, per cui sarebbe meglio riferire i carichi rispetto ad uno sbandamento più facilmente ottenibile (20° ad esempio).

Tabella 9: Confronto tra carichi velici sperimentali e numerici [15].

position	meas. force [N]	comp. force [N]	abs. diff. [N]	difference/ meas. force [%]	difference/ max. force [%]
column	1	2	3	4	5
D1 starb.	7520	3860	-3660	-48.7	-6.5
D1 port	30	230	200	666.7	0.4
D2 starb.	3600	2460	-1140	-31.7	-2.0
D2 port	30	0	1160	-100.0	-0.1
D3 starb.	10 090	9470	-620	-6.1	-1.1
D3 port	5030	4650	-380	-7.6	-0.7
V1 starb.	13 670	12 190	-1480	-10.8	-2.6
V1 port	5170	4450	-720	-13.9	-1.3
V2 starb.	10 090	9760	-330	-3.3	-0.6
V2 port	5030	4590	-440	-8.7	-0.8
headstay	12 200	15 620	3420	28.0	6.1
backstay	520	240	-280	-53.8	-0.5
runner starb.	3200	2860	-340	-10.6	-0.6
checkstay st.	940	810	-130	-13.8	-0.2
mastfoot	-56 020	-51 900	-4120	7.4	7.4

3.6 Studio di interazione fluido-struttura in galleria del vento

Nello studio condotto da Ghelardi et al. [16] è stato realizzato un modello numerico per l'analisi di interazione fluido-struttura (FSI) di una vela, in cui venivano riprodotte delle prove sperimentali precedentemente eseguite in galleria del vento (riportate in [1]), così da avere un confronto dei risultati e poter quindi validare il modello utilizzato. È stato considerato un caso semplificato di un provino di vela quadrato in modo da ottenere un benchmark per le simulazioni numeriche del comportamento delle vele.

Per la realizzazione delle analisi FSI, all'approccio monolitico, in cui è presente un solo codice che risolve il sistema non-lineare che contiene sia le equazioni del fluido sia quelle della struttura, è stato preferito un approccio partizionato fortemente accoppiato, dove invece si hanno due codici, uno dedicato alla risoluzione del problema del fluido e uno della struttura, e un algoritmo di accoppiamento che tiene conto dell'interazione dei due problemi e dell'interfaccia tra i loro domini. Il dominio del fluido è stato risolto dal software con il metodo dei volumi finiti (FVM) con equazioni RANS, mentre quello della struttura con il metodo degli elementi finiti (FEM).

È stato reputato che gli elementi "shell" consentissero di ottenere una buona precisione dei risultati in relazione al loro costo computazionale e che rappresentassero inoltre la migliore scelta per simulare il comportamento di vele in andature portanti (nel caso

dei test effettuati in galleria del vento si ha infatti una completa separazione del flusso e di conseguenza la vela che produce solo resistenza, mentre la portanza è nulla).

A causa dello spessore molto ridotto che viene assegnato agli elementi shell si possono avere dei problemi con l'inversione della matrice di rigidità $[K]$, perciò Ghelardi ha scelto una procedura dinamica che considera anche le matrici di massa e smorzamento della struttura, a discapito di un aumento dei costi computazionali. Essendo di interesse solo la condizione stazionaria raggiunta dalla vela per le velocità di prova considerate, è stato inserito un valore di smorzamento fittizio equivalente a quello critico, tramite la procedura proposta da Trimarchi [17], in cui i coefficienti di Rayleigh sono funzione della frequenza naturale della struttura. Il metodo ottenuto rappresenta quindi una procedura "pseudo-dinamica", in cui la simulazione dinamica numerica non rappresenta il reale comportamento fisico della struttura. Il time-step non corrisponde infatti ad una quantità temporale fisica, ma è solamente uno step di integrazione numerica. Delle analisi preliminari su un modello semplificato 2D hanno evidenziato come la reale geometria non possa essere trascurata a causa del basso rapporto d'aspetto del provino (1:1): si ha infatti una sovrastima delle forze generate nel caso in cui non venga considerato l'effetto forma della struttura.

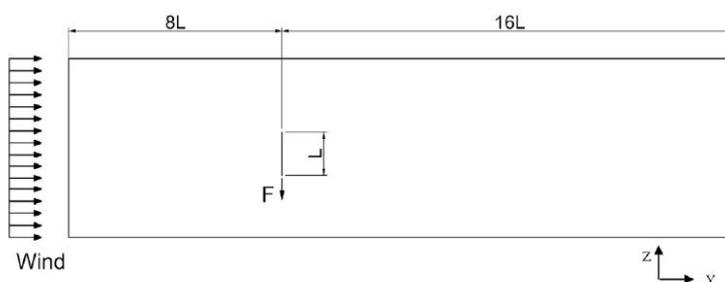


Figura 29: Schema della geometria longitudinale della galleria del vento riprodotta nelle analisi numeriche [16].

Nel modello numerico la galleria del vento è stata riprodotta con le reali dimensioni della sua sezione trasversale, mentre per la lunghezza, dopo alcuni test preliminari, è stato scelto lo schema riportato in Figura 29. L'asta trasversale su cui è appeso il provino non è stata modellata, mentre il vincolo con cui il provino è fissato all'asta è stato schematizzato come un appoggio semplice che consente la rotazione nel piano longitudinale del tunnel. Il peso applicato al bordo inferiore del provino è stato invece simulato con l'applicazione di una forza verticale diretta verso il basso. A causa dell'elevato costo computazionale di questa tipologia di analisi è stata inizialmente testata solo la velocità del vento di 3.7 m/s.

Il primo confronto eseguito tra i risultati delle analisi numeriche e dei dati sperimentali aveva l'obiettivo di studiare la sensibilità della soluzione in rapporto alla discretizzazione adottata. Per il time step si è partiti con un valore di 0.01 che incrementa a 0.25 durante la simulazione quando si ha un graduale aumento della convergenza della soluzione: visto che è di interesse la soluzione stazionaria è infatti accettabile avere un transitorio iniziale meno preciso.

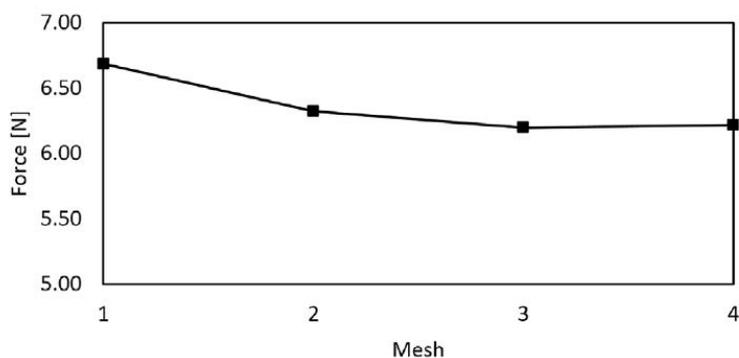


Figura 30: Trend della forza generata sulla vela al variare della densità della mesh [16].

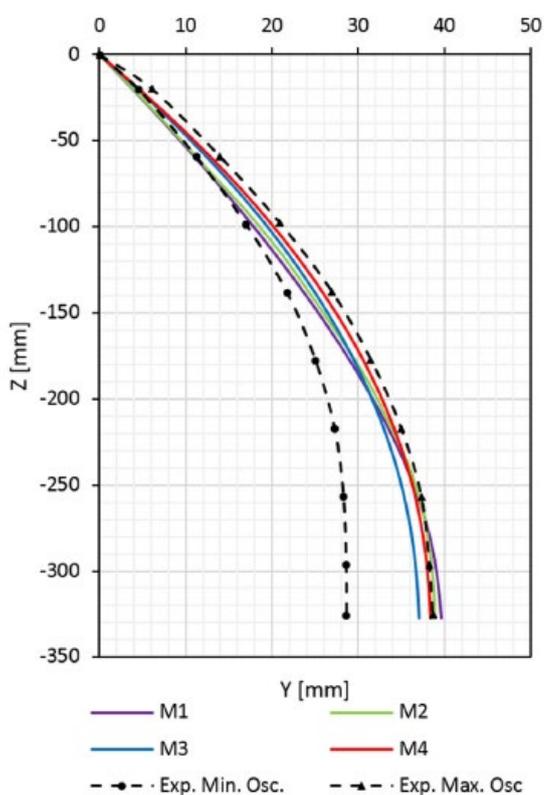


Figura 31: Deformata trasversale del provino al variare della densità della mesh [16].

Per il fluido e la struttura è stata scelta una mesh strutturata, la Figura 30 e la Figura 31 riportano rispettivamente come varia la forza generata sulla vela e la deformata trasversale al centro del provino al variare della densità della mesh (#1 è la meno densa, mentre la #4 è quella più dettagliata). Si nota come la mesh #3 e #4 consentano di ottenere una flying shape del provino con un andamento molto simile a quello misurato in galleria del vento.

La Figura 32 riporta invece il campo di velocità e di pressione calcolato nella sezione longitudinale a metà altezza del provino, mentre la Figura 33 riporta le linee di flusso intorno alla vela. In quest'ultima figura si può osservare la completa separazione del flusso e la presenza di due vortici sul lato sottovento del provino.

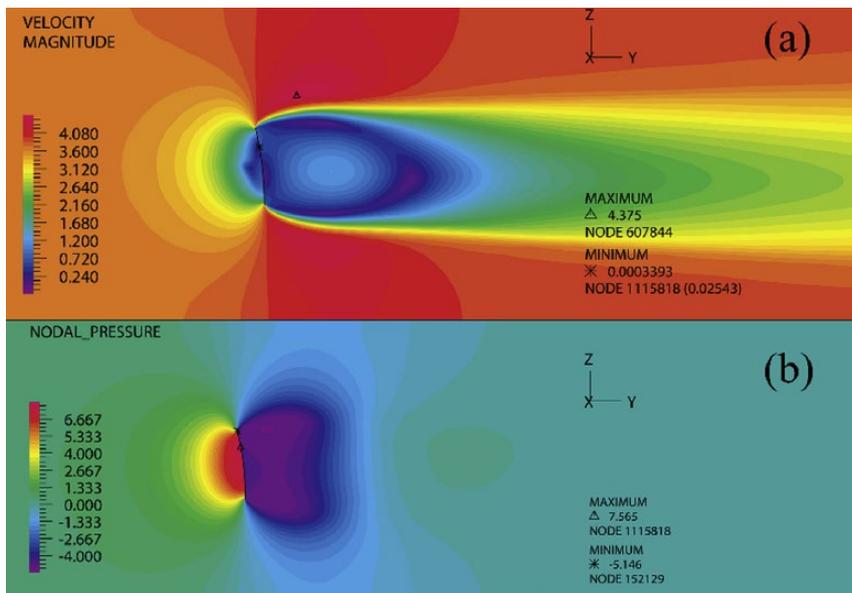


Figura 32: Campo di velocità e di pressione nella sezione longitudinale del provino [16].

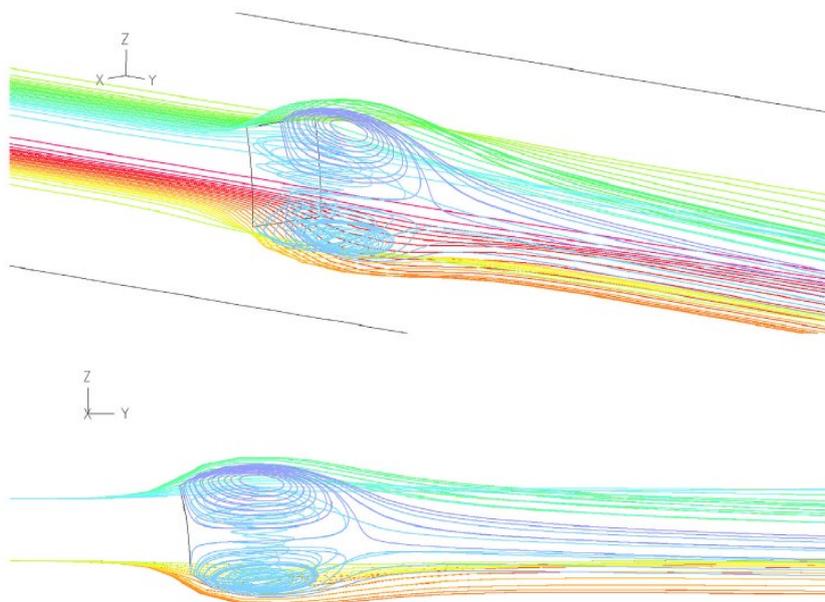


Figura 33: Linee di flusso intorno al provino [16].

In un secondo confronto è stata osservata l'influenza dell'utilizzo di un modello di materiale isotropo e di uno ortotropo sui risultati della simulazione. In questo caso le analisi sono state effettuate con la mesh #3 al fine di ridurre i tempi di calcolo. È stato osservato un comportamento quasi coincidente dei due casi: il tessuto utilizzato per realizzare il provino è infatti abbastanza bilanciato, per cui l'ipotesi di isotropia non porta a risultati troppo differenti dal reale comportamento del materiale.

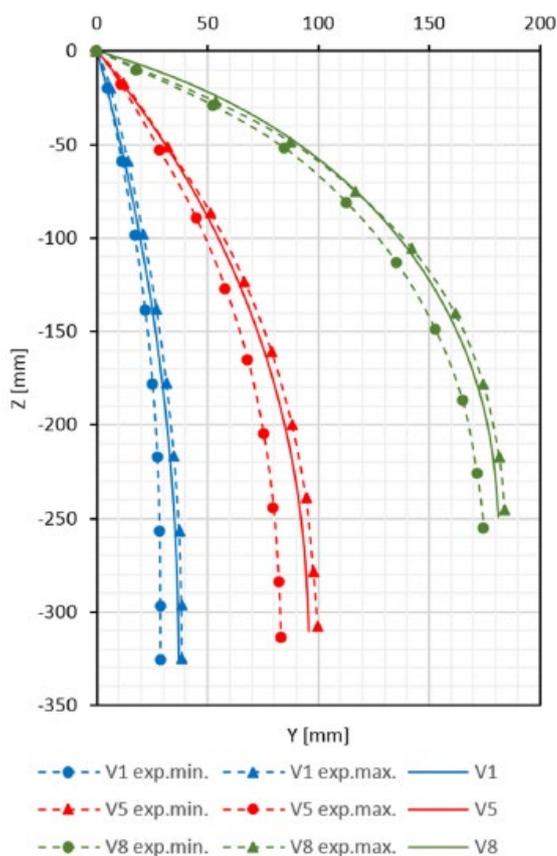


Figura 34: Confronto tra risultati numerici e dati sperimentali della deformata del provino per le diverse velocità del vento analizzate [16].

L'ultimo confronto ha considerato anche velocità del vento maggiori, ovvero di 6.1 m/s e 9.2 m/s, per le quali comunque non si hanno fenomeni dinamici come il flutter. Anche in questo caso è stata adottata la mesh #3 per ridurre i costi computazionali delle analisi.

Dalla Figura 34 si osserva che sono stati ottenuti dei risultati soddisfacenti per entrambe le velocità analizzate. Per la velocità più alta si ha però un maggiore rigonfiamento nella parte superiore della vela rispetto alla deformata misurata sperimentalmente: questa differenza molto probabilmente è dovuta alla mancata riproduzione dell'asta trasversale, la quale all'aumentare della velocità può avere una considerevole influenza sul campo di velocità e pressione intorno ad essa.

Inoltre, questa differenza nella deformata può essere dovuta anche alla maggiore distorsione della mesh che si ha in prossimità del bordo superiore del provino per la velocità di 9.2 m/s, come si osserva nella Figura 35; questo problema può essere risolto con algoritmi di adattamento della mesh, ovviamente con un aumento dei tempi di calcolo.

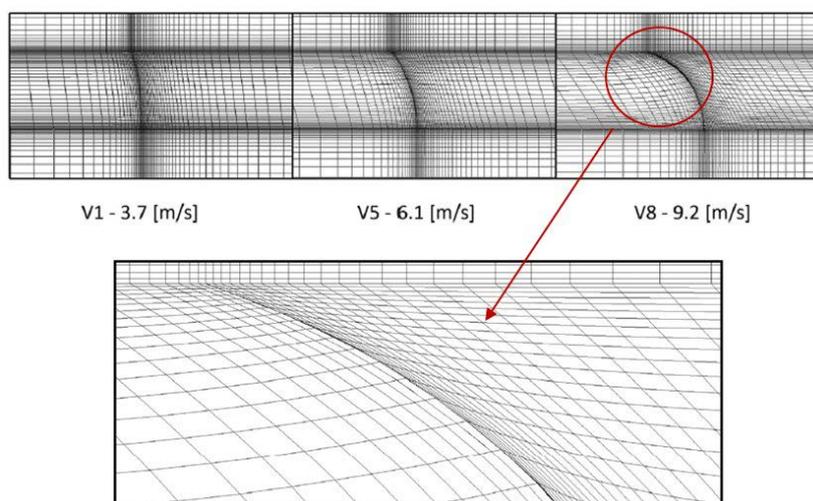


Figura 35: Distorsione della mesh per le tre velocità analizzate, con dettaglio della parte superiore del provino per la velocità di 9.2 m/s [16].

Lo studio di Ghelardi ha mostrato come le analisi di interazione fluido-struttura realizzate consentano di simulare in maniera molto prossima alla realtà il comportamento stazionario del provino di vela. L'autore sottolinea inoltre l'importanza di una corretta caratterizzazione del materiale al fine di riprodurre correttamente il comportamento della struttura con le simulazioni.

Evidentemente una maggiore accuratezza nella modellazione del comportamento delle vele permette l'utilizzo di tessuti più leggeri a parità di prestazioni, ovvero di pressioni aerodinamiche con conseguenti risparmi di peso. Si ricordi che le vele di una grande nave a vela hanno pesi dell'ordine delle centinaia di kg, se non di qualche tonnellata.

3.7 Caratterizzazione dei materiali delle vele

Nella sua tesi di laurea magistrale in Yacht Design P. Ramoino [18], dopo l'esecuzione di prove sperimentali volte a caratterizzare meccanicamente i materiali con cui sono realizzate le vele, realizza delle analisi con il software FEM ADINA per osservare le differenze del modello numerico rispetto al reale comportamento dei provini in Dacron.

Ramoino esegue delle analisi schematizzando i campioni di vela sia attraverso degli elementi shell, sia con elementi membrana. Gli elementi membrana sono spesso utilizzati per la descrizione del comportamento di gomme e tessuti, come anche quelli delle vele, per la loro resistenza nulla a flessione, caratterizzati da una risposta solo alle sollecitazioni agenti nel piano dell'elemento. Nonostante queste caratteristiche, è

possibile studiarne anche le deformazioni fuori dal piano applicando delle deformazioni iniziali (come avviene per il pretensionamento dei cavi del sartame con gli elementi “truss”) e utilizzando delle funzioni di applicazione del carico molto gradualmente.

Gli elementi shell invece, avendo una certa rigidità flessionale, che è comunque molto bassa per il ridotto spessore delle vele, hanno una caratterizzazione più completa, che considera anche i gradi di libertà rotazionali e che consente di studiare particolari fenomeni a cui sono soggette le vele come il “wrinkling”.

Nella prima parte di analisi numeriche le prove sperimentali sono state riprodotte, andando a confrontare le deformazioni lungo la direzione di trazione e quelle trasversali. Le tre tipologie di Dacron studiate, alla luce di quanto misurato sperimentalmente, sono state modellate assumendo il materiale come ortotropo.

Per i moduli di elasticità di Dacron pesante e Dacron leggero dei provini messi in trazione lungo la direzione della trama sono stati ipotizzati dei valori costanti di E_X ed E_Y , ricavati dalla linearizzazione dei dati sperimentali della curva σ - ε . Per le analisi di trazione lungo la direzione dell’ordito questa semplificazione risulta essere meno accurata a causa della maggiore non linearità del comportamento elastico, perciò, in questi casi sono stati utilizzati i valori puntuali dei moduli di Young ottenuti dalle prove sperimentali. Il Dacron medio, essendo più isotropo delle altre due tipologie di materiale studiato, non ha necessitato di questa correzione.

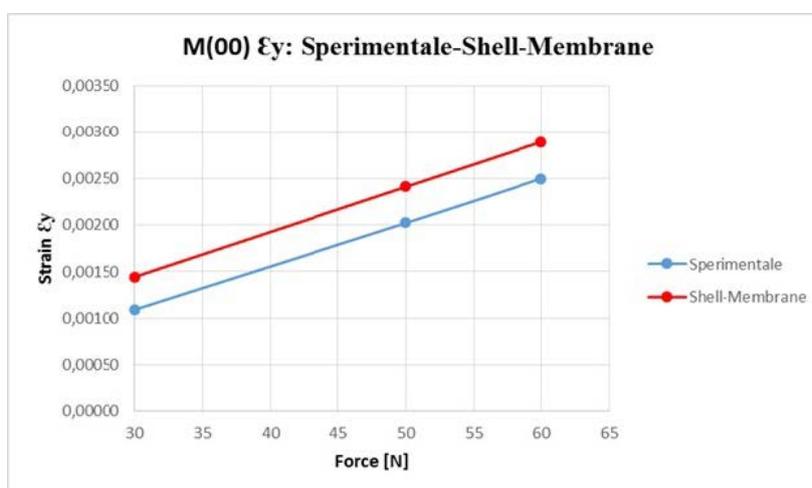


Figura 36: Confronto delle deformazioni longitudinali del Dacron medio per la trazione lungo la direzione dell’ordito [18].

Nella Figura 36 è possibile osservare che, per il caso di trazione in direzione dell’ordito dei provini in Dacron medio, le deformazioni longitudinali calcolate con le analisi FEM senza correzione dei moduli di elasticità hanno un errore evidente seppur non eccessivo. La Figura 37, sempre relativa al Dacron medio, riporta le deformazioni trasversali per la trazione lungo la direzione della trama: in questo caso si nota una congruenza molto prossima ai risultati sperimentali, nonostante sia assunto un valore costante di E_X ed E_Y .

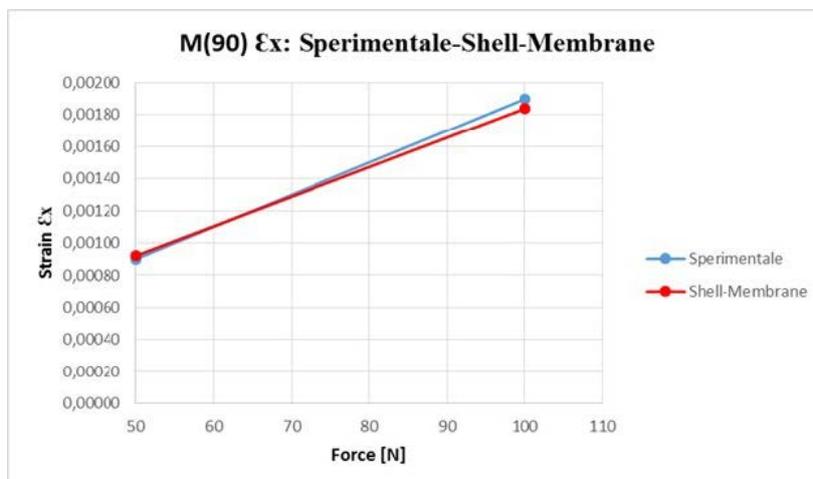


Figura 37: Confronto delle deformazioni trasversali del Dacron medio per la trazione lungo la direzione della trama [18].

Nella Figura 38 e nella Figura 39 si osservano le deformazioni longitudinali ottenute nel caso di trazione lungo l'ordito rispettivamente per i provini in Dacron pesante e Dacron leggero. A differenza del Dacron medio, per il quale non era stata apportata la correzione dei moduli di elasticità, si nota come l'utilizzo dei valori puntuali di E_X ed E_Y ottenuti dalle prove sperimentali consenta di avere un'elevata accuratezza dei risultati numerici, con errori compresi tra l'1.0% e il 2.6% rispetto a quanto misurato sperimentalmente. Anche per le analisi di trazione lungo la direzione della trama i risultati numerici hanno mostrato una buona corrispondenza con i dati sperimentali, senza la necessità di correggere i moduli di elasticità.

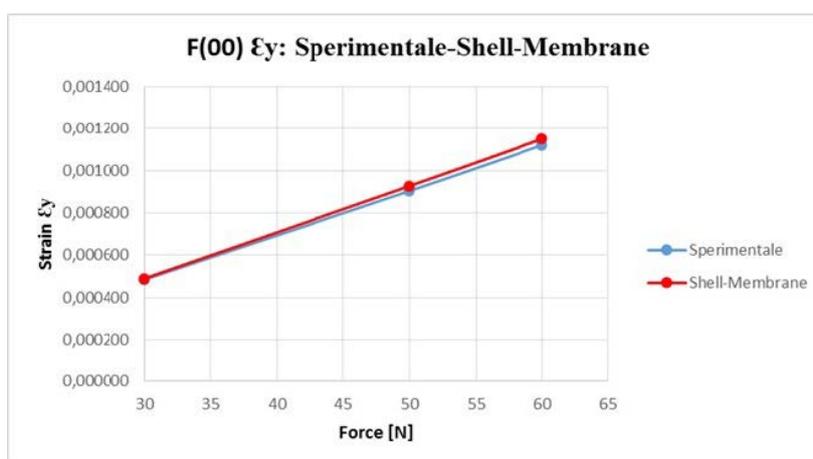


Figura 38: Confronto delle deformazioni longitudinali del Dacron pesante per la trazione lungo l'ordito [18].

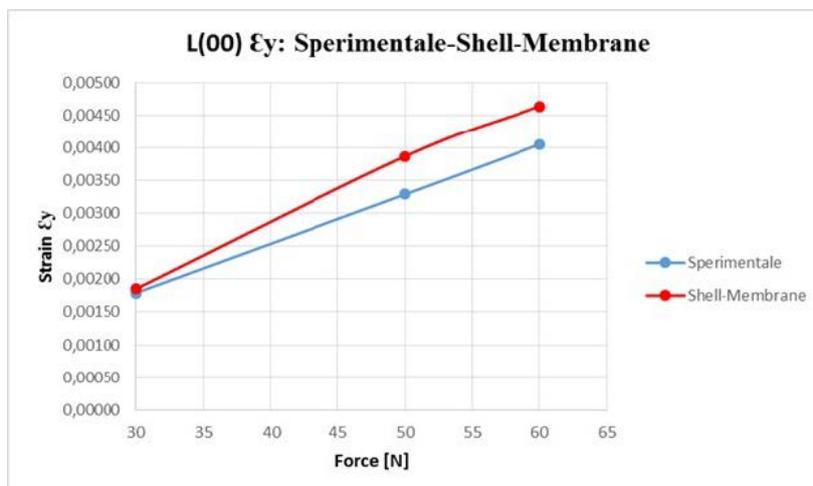


Figura 39: Confronto delle deformazioni longitudinali del Dacron leggero per la trazione lungo la trama [18].

In generale la descrizione del Dacron con un modello di materiale ortotropo consente di ottenere una buona accuratezza delle simulazioni numeriche. A causa della geometria della tessitura è stato visto come l'ipotesi di linearizzazione dei coefficienti elastici non è sempre valida, e perciò è richiesto l'utilizzo dei valori puntuali ottenuti dalla curva σ - ϵ del materiale. Infine, poiché il carico di trazione è applicato nel piano dei provini, non sono presenti differenze tra le analisi con elementi shell ed elementi membrana.

Nella seconda parte dedicata alle analisi numeriche della tesi di Ramoino è stata invece modellata una vela in ADINA per poter studiare le differenze che si ottengono in termini di tensioni e deformazioni della struttura con l'utilizzo di elementi membrana ed elementi shell.

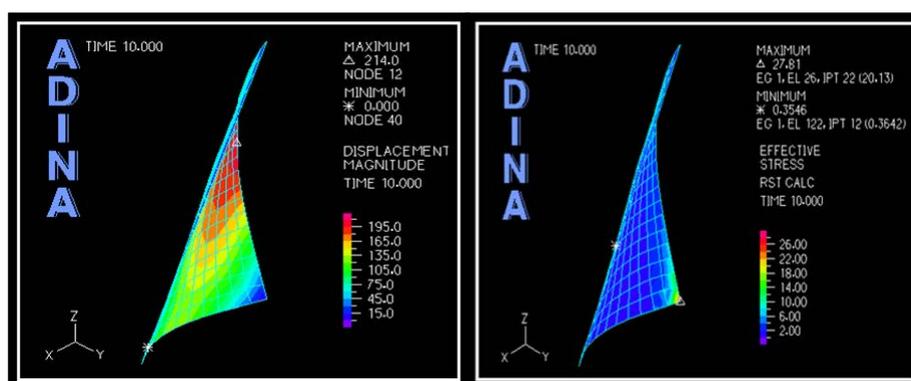


Figura 40: Analisi numerica del fiocco: a sinistra sono riportati gli spostamenti, mentre a destra le tensioni nel materiale in uno dei casi analizzati [18].

Per queste analisi è stato modellato un fiocco, la cui geometria è stata semplificata significativamente riproducendola solo in maniera 2D. È stato scelto il Dacron pesan-

te come materiale della vela, eseguendo le analisi sia con un modello isotropo, sia con uno ortotropo. Per simulare il carico è stata considerata una pressione costante convenzionale di 1 lb/ft^2 .

Ad entrambi gli elementi membrana e shell sono state applicate delle deformazioni iniziali in modo da studiare anche l'influenza di questo parametro sul comportamento della vela. Sono quindi stati individuati due casi, uno con "Initial Strains" molto bassi, tali da poter essere trascurati, e uno con "Initial Strains" più elevati, che vanno quindi a rappresentare una sorta di pretensionamento della vela.

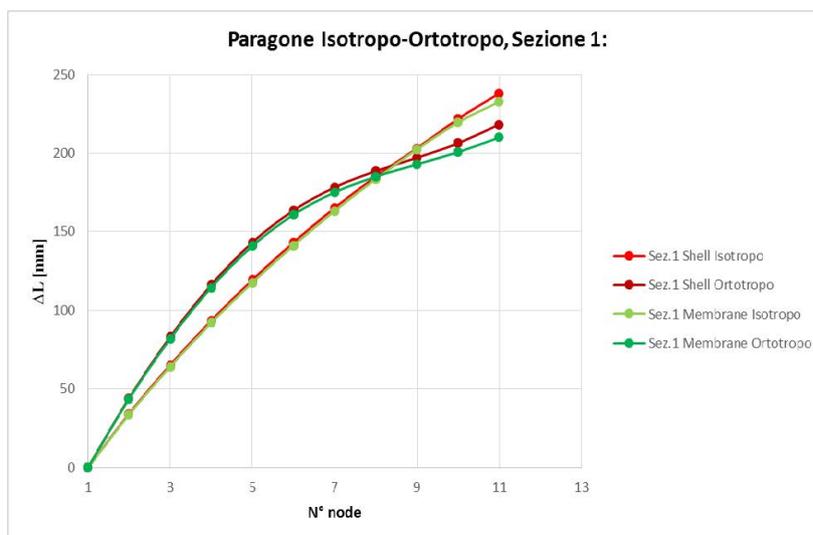


Figura 41: Deformazioni del fiocco per materiale ortotropo ed isotropo applicato ad elementi shell e membrana [18].

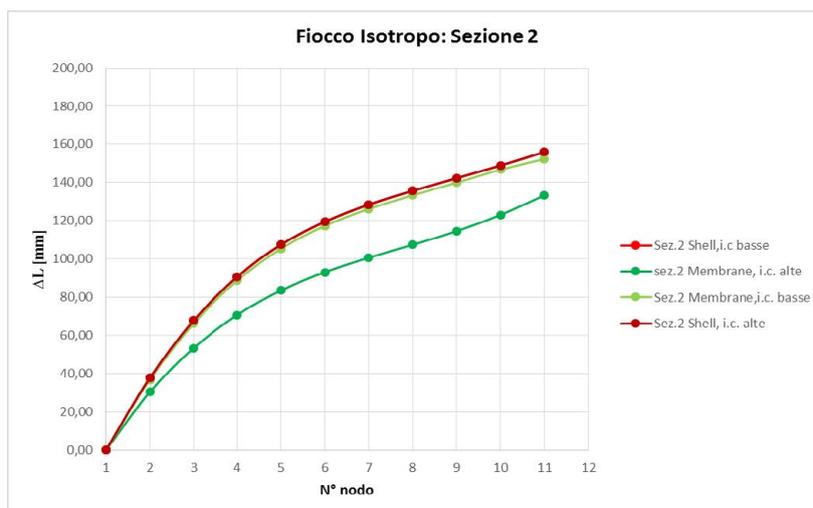


Figura 42: Deformazioni del fiocco valutate per diversi valori di "Initial Strains" della vela [18].

Dal confronto tra materiale isotropo ed ortotropo (Figura 41) è possibile osservare come variano le deformazioni trasversali di una sezione del fiocco (ad altezza $h = 5008$ mm). Si osserva un'evidente differenza della risposta strutturale tra i due modelli di materiale, mentre il comportamento della vela risulta essere molto prossimo per le due tipologie di elementi (membrana-isotropa e shell-isotropa, membrana-ortotropa e shell-ortotropa).

Nella Figura 42 si osserva invece il confronto eseguito per i casi di diverse deformazioni iniziali applicate agli elementi shell e membrana alla sezione con $h = 2506$ mm. Il comportamento della vela modellata con elementi shell non mostra essere influenzato da questo parametro. Per il fiocco schematizzato con elementi membrana si ha un comportamento quasi coincidente con quello della vela "shell" nel caso di deformazioni iniziali trascurabili, mentre all'aumentare di tale parametro la vela diventa più rigida e si deforma di meno (come per il pretensionamento dei cavi del sartame). È evidente come questo effetto dovrà essere tenuto in considerazione a seconda della simulazione da effettuare relativamente al comportamento di una certa vela.

3.8 Studio del fenomeno del creep sui materiali delle vele

L. Poggi nella sua tesi magistrale in Yacht Design [19] ha svolto delle analisi numeriche al fine di confrontarne i risultati con i dati collezionati sperimentalmente e validare così il modello di calcolo da utilizzare per lo studio del fenomeno di creep a cui sono soggetti molti dei materiali con cui sono realizzate le vele.

Per questo studio è stato utilizzato il software FEM ADINA, nel quale sono presenti dei modelli di materiale soggetti al fenomeno del creep e in grado di considerare la deformazione elastica, la deformazione termica, la deformazione plastica indipendente dal tempo e la deformazione a creep indipendente dal tempo.

Nelle simulazioni realizzate da Poggi fortunatamente non c'è stata la necessità di schematizzare la geometria del provino, vista la semplice forma rettangolare. Sono quindi stati realizzati degli elementi bidimensionali ai quali è stato poi assegnato il rispettivo spessore. La geometria è stata poi vincolata nel suo bordo superiore tramite un incastro (traslazioni e rotazioni bloccate) per simulare l'imbullonatura del provino alla staffa in acciaio alla quale è appeso (Figura 43).

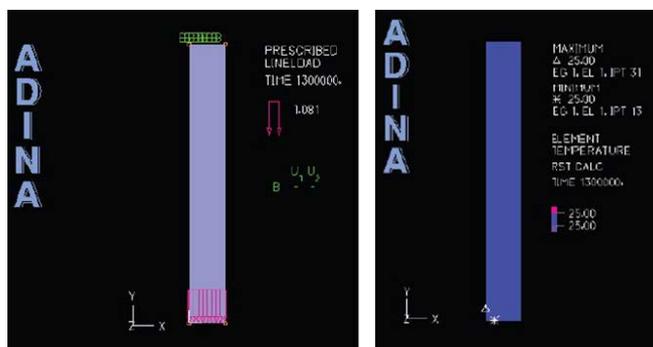


Figura 43: Condizioni di vincolo e di carico del provino nel modello agli elementi finiti [19].

Il carico dei pesi che mettono in trazione il provino è stato applicato come una forza uniformemente distribuita sul bordo inferiore del provino (Figura 43); su di esso è stato considerato anche il carico termico, dovuto alla temperatura dell'ambiente di prova. Entrambi i carichi sono stati considerati costanti durante tutta l'analisi.

L'analisi è stata suddivisa in 100 time step, volendo simulare una prova della durata di circa 17 giorni ciascun time step corrisponde quindi a circa 4 h di prova.

Per la scelta del modello più appropriato con cui schematizzare il comportamento del Dacron sono state fatte alcune considerazioni: essendo di interesse il solo allungamento del provino lungo la direzione di trazione è stato scelto un modello isotropo, non uno ortotropo più adatto a descrivere il Dacron, poiché la deformazione trasversale del provino è stata reputata irrilevante ai fini dell'analisi; inoltre, il comportamento non lineare del materiale, caratterizzato da una resistenza nulla a compressione, è stato trascurato, anche in questo caso essendo stato reputato ininfluente poiché i provini sono soggetti solo ad un carico di trazione nelle analisi effettuate. Il Dacron è stato quindi simulato con il modello di materiale "creep-elastic" presente in ADINA.

Sono poi state effettuate delle analisi per confrontare altri aspetti del modello progettuale, al fine di schematizzare al meglio il comportamento dei provini in Dacron. È stata valutata la dipendenza dei risultati dalla scelta dell'Elementi Group: la Figura 44 mostra che i risultati ottenuti sono molto prossimi utilizzando elementi shell ed elementi membrana, infatti, per le caratteristiche dei due elementi le differenze si iniziano ad avere nel caso di deformazioni fuori dal piano.

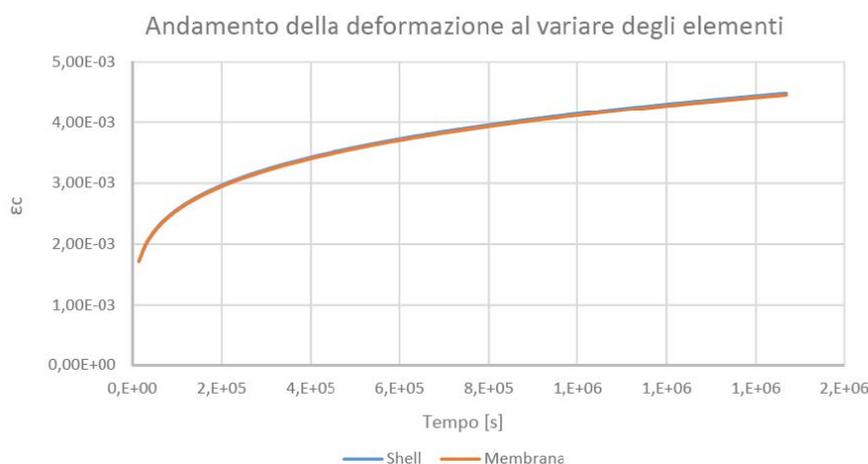


Figura 44: Confronto dei risultati numerici ottenuti con elementi shell ed elementi membrana [19].

L'influenza della densità della mesh sembra non influenzare lo spostamento complessivo del provino, mentre una mesh più fitta consente di ottenere in maniera più precisa le deformazioni a cui esso è soggetto. Infine, studiando in che modo il dominio temporale influenzasse la soluzione, ci si sarebbe aspettati una migliore approssimazione con l'utilizzo di time step più piccoli, invece, la soluzione delle analisi è risultata essere

indipendente dalla scelta dei time step, anche se è difficile generalizzare questo risultato vista la mancanza di modelli di benchmark disponibili in letteratura.

Per la modellazione del coefficiente di dilatazione termica del materiale, anche in questo caso la bibliografia disponibile non ha fornito alcuna documentazione per il Dacron, perciò sono stati considerati i dati relativi al PET, le cui fibre compongono questa tipologia di materiale delle vele.

Poggi è quindi passata alla simulazione numerica della fase di recupero (recovery) del materiale in modo da confrontare i risultati ottenuti con i dati delle prove sperimentali. Simulando la rimozione del carico si osserva il rientro della deformazione elastica e il permanere di una deformazione residua, ovvero lo scorrimento viscoso del materiale.

Sono stati confrontati diversi modelli, denominati A, B, C e D, dove per tutti la fase di carico simula un tempo di 15 giorni, così come quella di recovery, per un tempo totale di 30 giorni.



Figura 45: Confronto tra risultati numerici e sperimentali del Modello A [19].

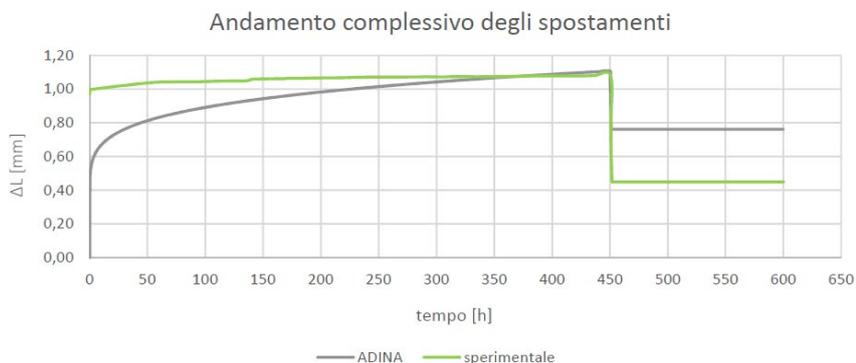


Figura 46: Confronto tra risultati numerici e sperimentali del Modello B [19].

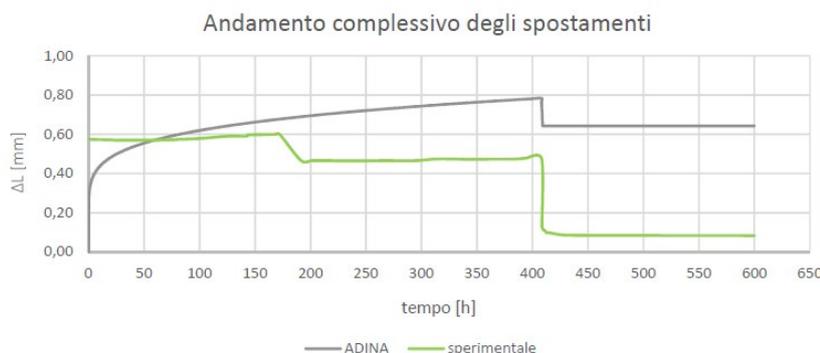


Figura 47: Confronto tra risultati numerici e sperimentali del Modello D [19].

Osservando il confronto dei risultati numerici e sperimentali (Figura 45, Figura 46, Figura 47, il modello C non è riportato a causa del comportamento anomalo registrato durante la prova), in generale si ha una convergenza per quanto riguarda il comportamento relativo al creep. Lo scorrimento viscoso ottenuto dai modelli numerici è caratterizzato da una maggiore pendenza delle curve, soprattutto nelle prime fasi della simulazione; inoltre, l'andamento numerico è molto simile al modello ideale di creep. Per quanto riguarda invece la fase di recovery è presente una significativa differenza della deformazione residua che permane nei provini tra i risultati numerici e i dati sperimentali.

Successivamente sono state effettuate delle prove numeriche volte anche a simulare il creep su una vela. In ADINA è stata modellata una randa appartenente ad una classe di imbarcazioni a vela di circa 17 metri. Per una maggiore precisione dei risultati è stata importata la forma 3D della “design shape” della vela, in questo modo si evitano anche problemi di inversione della matrice di rigidità $[K]$ o di convergenza della soluzione. La geometria è stata discretizzata in modo da ottenere una mesh piuttosto fitta, composta da circa 1000 elementi.

Ai bordi di inferitura della vela nel boma e nell'albero sono state applicate le condizioni di vincolo, tali da bloccare le traslazioni ma consentendo invece le rotazioni. Per l'applicazione del carico è stata calcolata la forza trasversale generata dalla vela utilizzando la formulazione del Germanischer Lloyd [6], questa è stata quindi divisa per l'area della vela ed è stata quindi applicata la pressione uniforme ottenuta di conseguenza. È stata ricavata una pressione di 65.8 Pa, corrispondente a circa un vento di 20 nodi. Sono state eseguite due simulazioni temporali rispettivamente della durata di 7 e 15 giorni; nella realtà questa condizione di carico non simula il “comune” comportamento di una vela ad uso diportistico, dove si ha l'utilizzo della propulsione velica per navigazioni giornaliere, ma corrisponde di più a regate oceaniche in cui l'imbarcazione si trova a navigare per diversi giorni consecutivamente.

Come prima cosa è stata studiata la differenza tra un modello non lineare, comunemente utilizzato per simulare il comportamento strutturale di una vela, e il modello di creep; sono state inoltre eseguite delle analisi con un carico doppio.

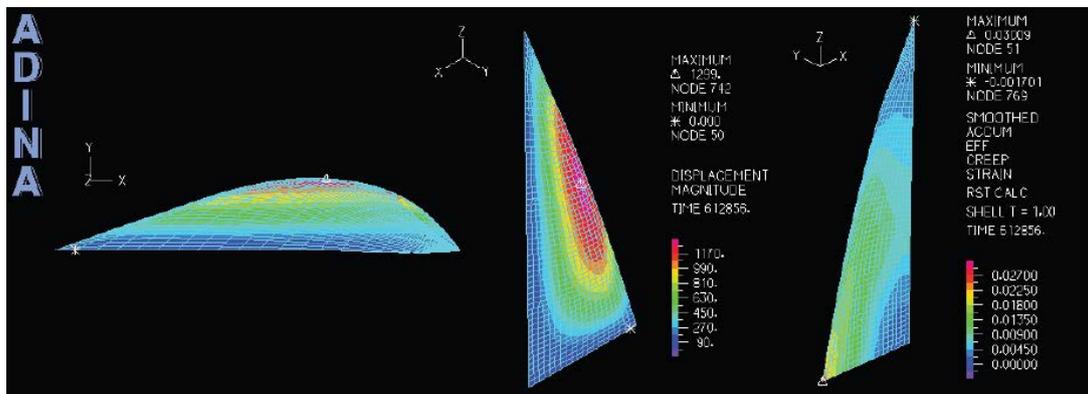


Figura 48: Esempio dei risultati delle analisi numeriche eseguite sulla randa [19].

Osservando i risultati, ottenuti in termini di deformata della vela e di tensione massima raggiunta nel materiale, non ci sono differenze eccessive nel modello non lineare a seguito del raddoppio della pressione applicata. Si notano invece delle differenze molto significative tra i due modelli di materiale considerati. La Tabella 11 riporta lo spostamento e la deformazione massima della vela che si hanno utilizzando un modello non lineare e uno di creep.

Tabella 10: Confronto di spostamento e tensione massima per modello nonlineare e modello di creep [19].

	Mod. nonlineare	Mod. creep
U max	1438 mm	1536 mm
ε	0.02243	0.02554

Studiando i risultati relativamente al fenomeno dello scorrimento viscoso è possibile osservare come il tempo abbia un'influenza non trascurabile sulla deformazione della vela, tuttavia, l'effetto del carico gioca un ruolo molto più significativo.

Osservando la deformata della vela è stato poi osservato che gli spostamenti massimi si trovavano in corrispondenza della balumina, ovvero nella zona di maggiore distanza dai vincoli della struttura. Nella realtà però questa non è la zona dove la pressione è massima, perciò, è stato scelto di esaminare anche l'applicazione di una distribuzione di pressione reale (p^*) in modo da avere dei risultati più accurati.

In questo nuovo caso si ha un comportamento più realistico della vela, con gli spostamenti massimi che sono più prossimi al centro della superficie velica. La Figura 49 mostra il confronto di come si deformano le sezioni orizzontali della vela nei tre casi di carico considerati per il modello non lineare e per il modello di creep.

Successivamente, è stata simulata anche la fase di recovery del materiale, raddoppiando il tempo di ciascuna analisi. Anche questo aspetto gioca un ruolo importante e risulta evidente come si tratti di un fenomeno molto lento: 7 giorni non sembrano sufficienti per recuperare del tutto la deformazione elastica.

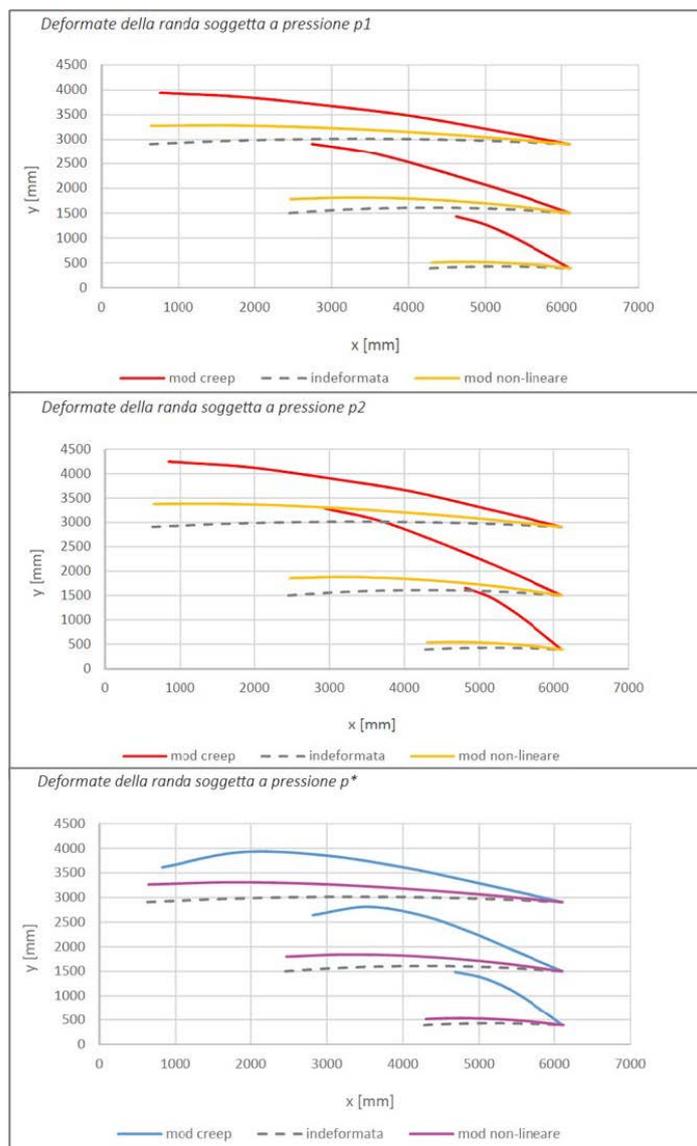


Figura 49: Confronto della deformazione delle sezioni orizzontali della randa esaminata per i tre casi di carico considerati [19].

Dalla Figura 50 è infatti possibile osservare come il rientro elastico sia molto più contenuto nell'analisi con time step 1 (2 settimane) rispetto al time step 2 (4 settimane). Le analisi effettuate sui provini, confrontate poi con i dati sperimentali, mostrano comunque come il modello numerico utilizzato non riesca a riprodurre correttamente tale fenomeno.

Poggi conclude quindi la sua tesi rimarcando la necessità di tarare ulteriormente i modelli di calcolo per la simulazione dello scorrimento viscoso attraverso nuovi dati sperimentali, in modo da poter definire con precisione le costanti del materiale e per poter estrapolare con un "curve fitting" una legge di creep più precisa.

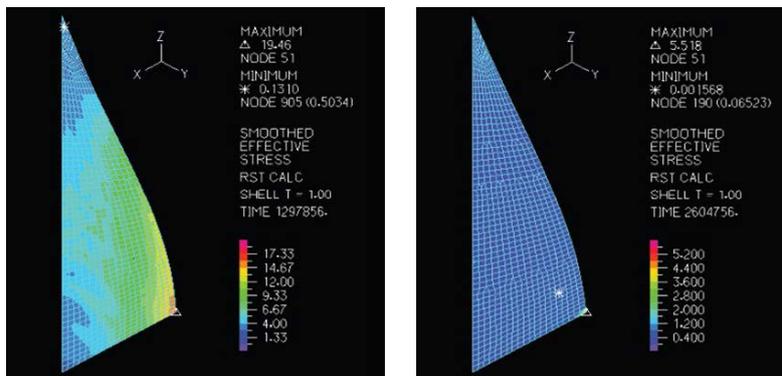


Figura 50: Confronto delle tensioni residue alla fine della fase di recovery per il caso di carico $2p$: a sinistra la simulazione durata 2 settimane, a destra quella di 4 settimane [19].

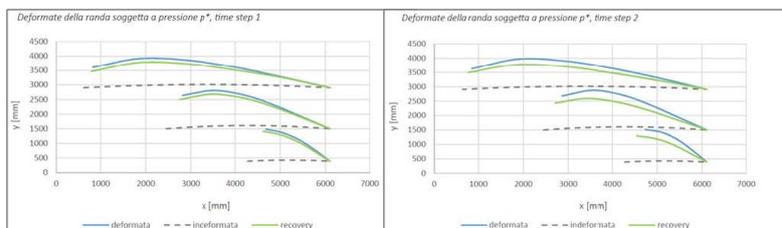


Figura 51: Confronto della deformazione delle sezioni orizzontali della randa per i due casi di recovery con pressione p^* [19].

4 Confronti numerici tra modelli progettuali

In quest'ultima parte del documento si è voluto confrontare tra loro alcuni modelli numerici semplificati che vengono comunemente impiegati nella progettazione dell'armo velico con altri modelli più sofisticati. L'obiettivo è quello di riuscire a valutare le differenze, sia in termini di complessità realizzativa del modello, sia in termini di risultati ottenuti, che si hanno utilizzando modelli progettuali semplificati o invece modelli più completi.

4.1 Confronto tra Modello 1D e 2D

Come primo confronto si è voluto studiare le differenze che si ottengono utilizzando un modello composto da soli elementi 1D e da un modello dove invece l'albero è rappresentato da elementi bidimensionali.

L'utilizzo di un modello 1D per il dimensionamento degli elementi dell'armo velico è pratica diffusa e consolidata e, nonostante la semplicità, consente di avere una buona indicazione dei carichi globali agenti sul rig. Inoltre, un altro vantaggio che si ha rappresentando l'albero con gli elementi "Beam", è la possibilità di modificare le proprietà della sezione senza dover modificare l'intero modello FEM, di conseguenza ciò consente di valutare rapidamente come varia la risposta dell'armo modificando l'albero.

Per quanto riguarda il modello 2D, si ha che l'albero è rappresentato da elementi "Shell", in questo caso si può solo indicare lo spessore del fusto, quindi, avremo meno possibilità di modificare le proprietà dell'albero senza agire sul modello geometrico.

Comunque, in questo caso la realizzazione della geometria non è un processo molto più complesso di quanto avvenga per il modello monodimensionale: una volta note le sezioni dei pannelli d'albero è sufficiente estruderle ed eventualmente collegare le superfici ottenute con dei Rigid Links (nel caso in cui si abbiano variazioni di sezione o di spessore tra i vari pannelli).

Nel modello 2D sono stati utilizzati dei Rigid Links anche per connettere sartie diagonali e crocette all'albero e per applicare le condizioni di vincolo e di carico.

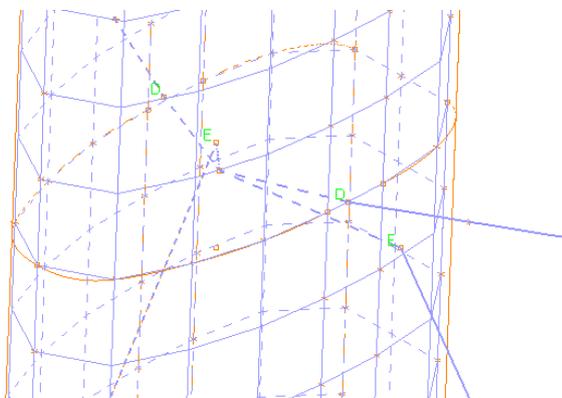


Figura 52: Connessione di crocette e sartie al punto sull'asse dell'albero.

Si è scelto di connettere gli elementi e le condizioni di vincolo o di carico a punti in corrispondenza dell'asse neutro dell'albero (Figura 52), successivamente ciascun punto considerato è stato connesso alla relativa sezione del pannello che si ha all'altezza del punto (Figura 53).

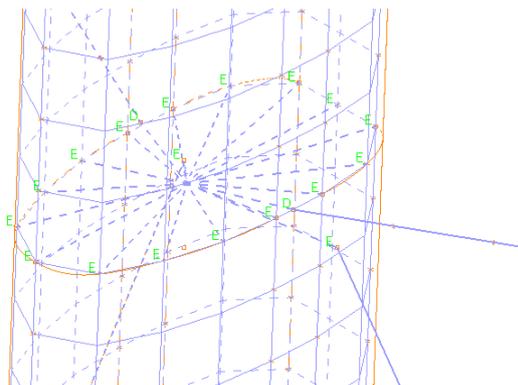


Figura 53: Connessione del punto con il fusto dell'albero.

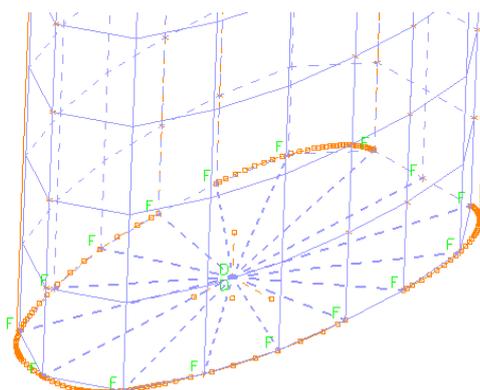


Figura 54: Vincolo in piede d'albero.

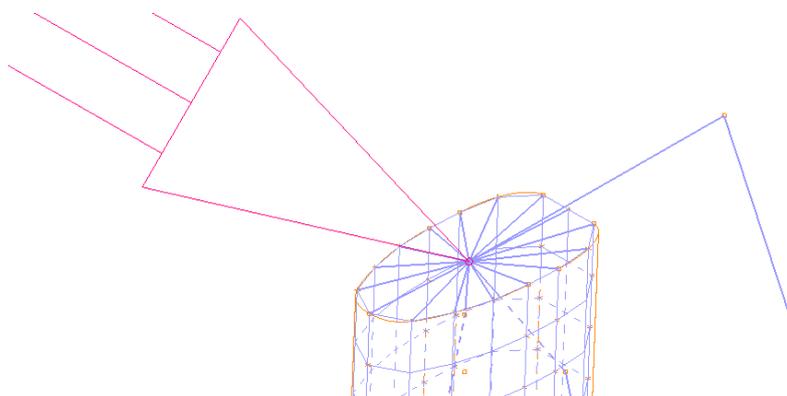


Figura 55: Applicazione del carico in testa d'albero.

Come abbiamo visto, la realizzazione della geometria del modello, seppure più complessa, è piuttosto facile e necessita solo di qualche accortezza per le connessioni degli elementi (comunque in maniera analoga a quanto accade per il modello 1D). Tuttavia, il modello FEM che si ottiene risulta in una struttura in parete sottile soggetta ad elevati carichi e concentrati in piccole zone (attacchi di crocette, sartie, ecc.), questo fa sì che il modello sia altamente instabile e che spesso risulti impossibile ottenere la convergenza della soluzione.

Per quest'ultimo motivo può rendersi necessario l'utilizzo dell'algoritmo di Automatic Time Stepping (ATS) di ADINA o di effettuare un'analisi con il Low Speed Dynamics. L'algoritmo ATS riduce automaticamente l'ampiezza dei Time Step quando necessario per avere una maggior convergenza della soluzione; nel caso in cui ciò non fosse sufficiente l'opzione di Low Speed Dynamics consente di introdurre nel modello uno smorzamento fittizio della struttura che consente di risolvere problemi di convergenza e di inversione della matrice di rigidità.

Nelle analisi effettuate si è dovuto utilizzare il Low Speed Dynamics per ottenere la convergenza della soluzione. Le Figure 56 e 57 riportano immagini del modello 2D.

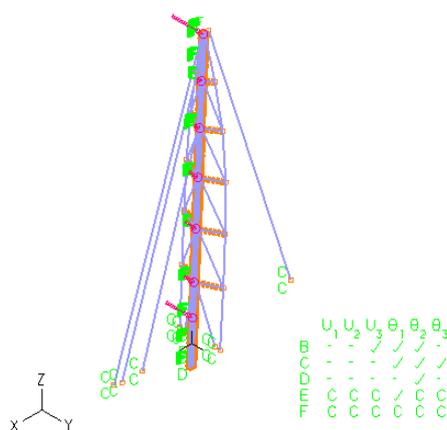


Figura 56: Modello con albero 2D.

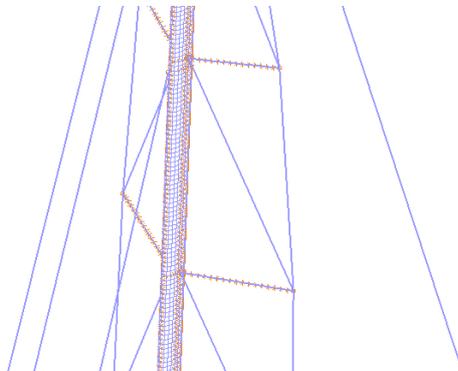


Figura 57: Applicazione del carico in testa d'albero.

Per confrontare le differenze in termini di risultati si è scelto di ricercare una configurazione di pretensionamento con il modello 1D e successivamente di eseguire un'analisi di buckling linearizzato, essendo il buckling lo stato limite che guida il dimensionamento dei sistemi velici.

Per il pretensionamento si è scelto di osservare come principali parametri la compressione in piede d'albero e il prebend dell'albero (inteso come spostamento massimo lungo X). Dal pretensionamento del modello 1D è stata ottenuta una compressione di circa 190 t, mentre uno spostamento massimo lungo X di 1.1 m.

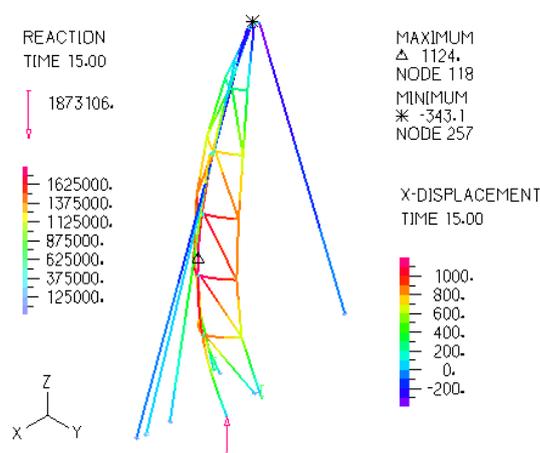


Figura 58: Pretensionamento del modello 1D.

Il pretensionamento del modello 2D, ottenuto applicando gli stessi valori di Initial Strains ai cavi del sartame, porta a dei risultati sensibilmente differenti: la compressione è di circa 100 t, mentre uno spostamento massimo lungo X di poco inferiore a 0.5 m. Un vantaggio di questa analisi è la possibilità di osservare lo stato tensionale nel fusto dell'albero (Figura 60 e Figura 61).

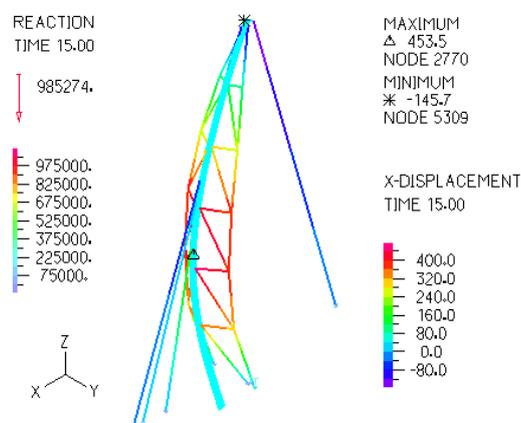


Figura 59: Pretensionamento del modello 2D.

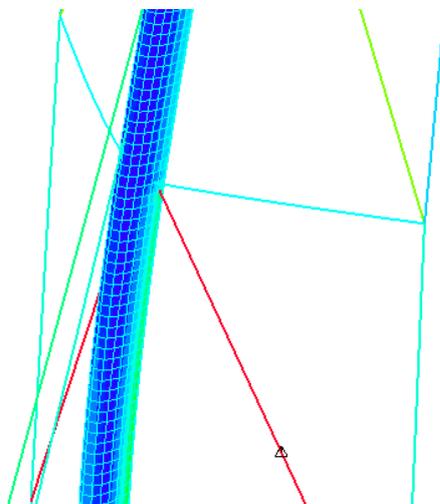


Figura 60: Stato tensionale del fusto d'albero (modello 2D).

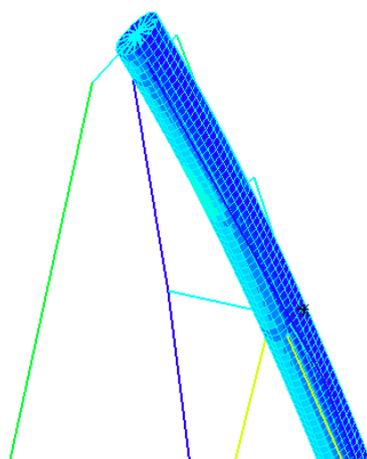


Figura 61: Stress in testa d'albero.

Per quanto riguarda la resistenza a buckling, con il modello 1D si ottiene il primo modo relativo al buckling trasversale del Pannello 2 ($LF = 2.95$), mentre il secondo modo è relativo al buckling globale dell'albero ($LF = 4.37$). Anche in questo caso si ottengono dei risultati piuttosto diversi per il modello 2D: il primo modo trovato è relativo al buckling globale dell'albero ($LF = 5.17$); il Pannello 2 si instabilizza nel secondo modo, ma in questo si ha anche una componente di deformazione dell'albero nel piano longitudinale. Infine, grazie al modello 2D è possibile studiare anche il buckling locale dei pannelli (buckling locale del Pannello 5 riportato in Figura 64 e Figura 65).

MODE 1
LOAD FAC 5.165
TIME 16.00

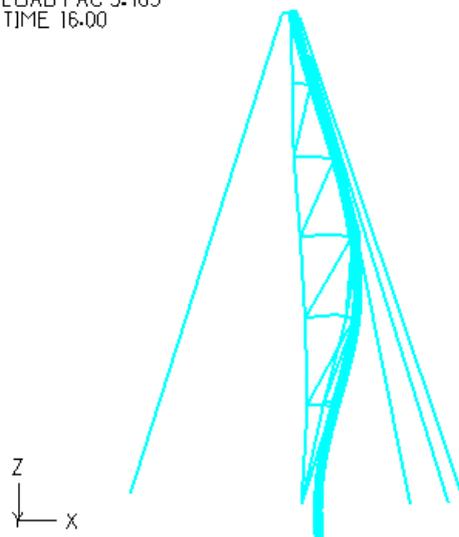


Figura 62: Primo modo di buckling del modello 2D.

MODE 2
LOAD FAC 9.861
TIME 16.00

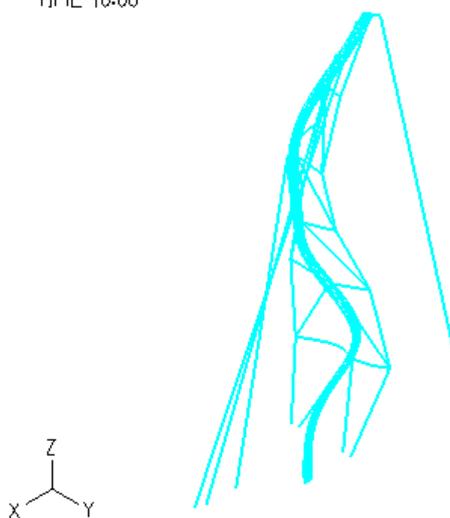


Figura 63: Secondo modo di buckling del modello 2D.

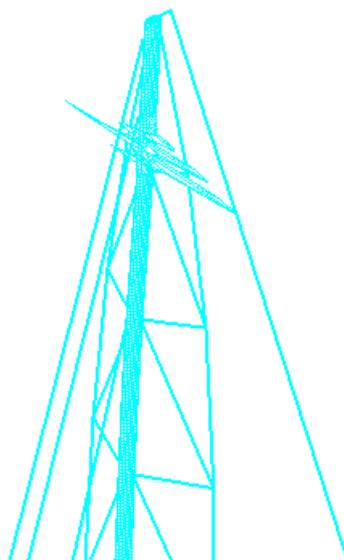


Figura 64: Buckling locale del Pannello 6 (modo 5).

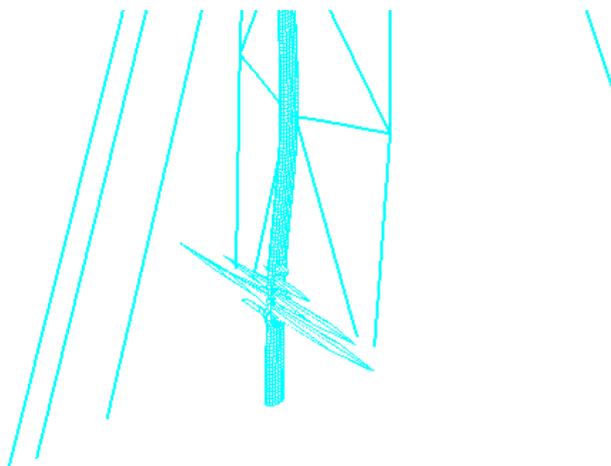


Figura 65: Buckling locale del Pannello 0 (modo 7).

4.2 Confronto tra materiale isotropo ed ortotropo

Un altro interessante confronto che è possibile effettuare riguarda la descrizione di un materiale per sua natura ortotropo con un modello di materiale isotropo o con uno ortotropo. Mentre un materiale isotropo può essere applicato praticamente a qualsiasi elemento strutturale presente nei software FEM, il modello ortotropo può essere applicato solamente a geometrie 2D o 3D. Per questa ragione nelle analisi da effettuare è stato impiegato il modello 2D descritto nel paragrafo precedente.

Per simulare questo confronto è stato quindi scelto di analizzare un albero in fibra di carbonio ottenuto con varie sequenze di laminazione, ovvero in cui varia l'orientamento delle fibre rispetto all'asse dell'albero. Nella Tabella 11 sono riportate le tre sequenze di laminazione analizzate, definite in base all'orientamento degli strati di rinforzo, e di cui sono riportate le principali caratteristiche meccaniche. Come ci potevamo aspettare, all'aumentare del numero di rinforzi disposti a 0° rispetto all'asse dell'albero si ha un aumento delle proprietà lungo tale direzione (asse 1).

Tabella 11: Sequenze di laminazione definite per il confronto.

Laminazione	Rinforzi 0°	Rinforzi $\pm 45^\circ$	Rinforzi 90°	E_1	E_2	G
				[GPa]	[GPa]	[GPa]
<i>A</i>	40%	35%	25%	74.3	52.6	16.7
<i>B</i>	50%	35%	15%	88.7	38.2	16.7
<i>C</i>	60%	30%	10%	102.6	30.5	15.3

Per l'applicazione del modello di materiale ortotropo agli elementi Shell dell'albero nel modello FEM è necessario definire il sistema di riferimento degli assi ortotropi, in modo che si possa verificare il corretto orientamento delle proprietà del materiale nella geometria della struttura. La Figura 66 riporta gli assi locali del materiale per ogni elemento finito che compone l'albero: la "bandierina" rivolta verso l'alto indica che l'asse 1 degli assi del materiale è rivolto in alto, quindi lungo la direzione dell'asse dell'albero.

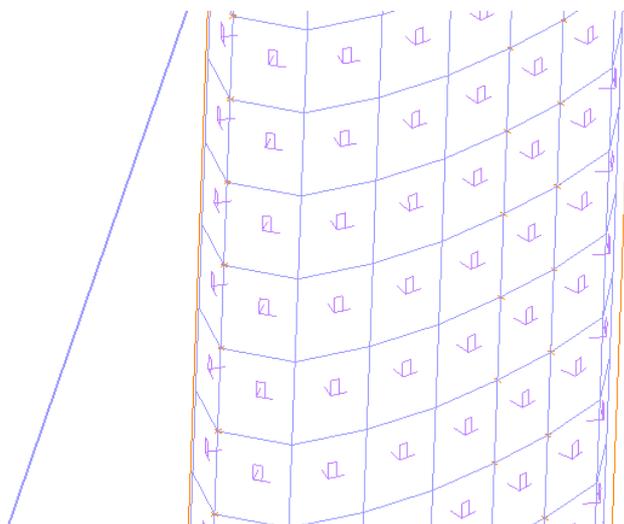


Figura 66: Buckling locale del Pannello 0 (modo 7).

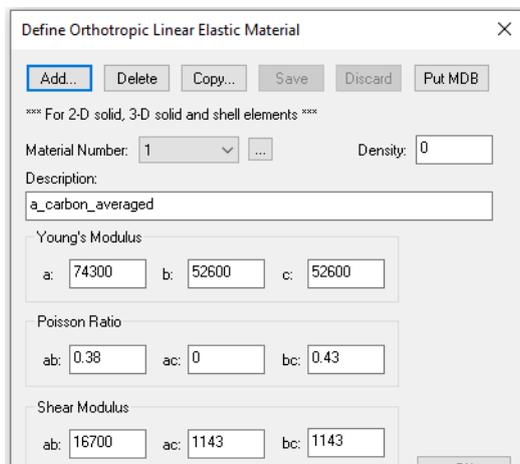


Figura 67: Proprietà utilizzate per descrivere la fibra di carbonio della Sequenza A con materiale elastico ortotropo.

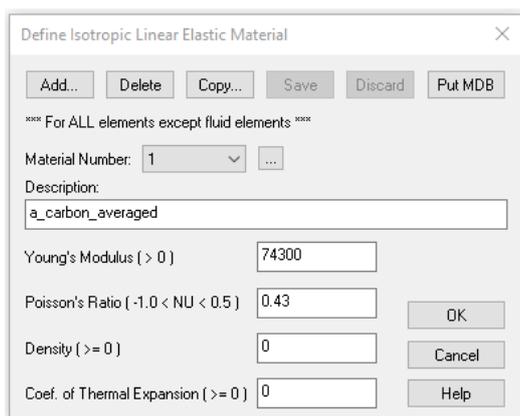


Figura 68: Proprietà utilizzate per descrivere la fibra di carbonio della Sequenza A con materiale elastico isotropo.

È stata quindi valutata la differenza di resistenza a buckling ottenuta utilizzando un modello di materiale ortotropo definito dalle caratteristiche calcolate con la Teoria Classica del Laminato e quella ottenuta utilizzando un materiale isotropo in cui il modulo di Young è stato posto uguale al valore E_1 del materiale ortotropo. I risultati ottenuti sono riportati nella tabella seguente:

Tabella 12: Risultati di resistenza al buckling ottenuti.

Laminazione	Carico Critico	
	Isotropo	Ortotropo
A	5.19	5.39
B	5.89	6.08
C	n.d.	6.28

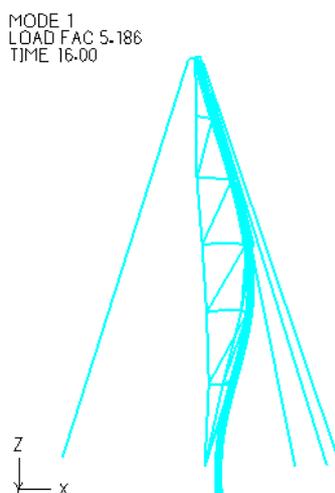


Figura 69: Primo modo per Sequenza *A* ipotizzata isotropa.

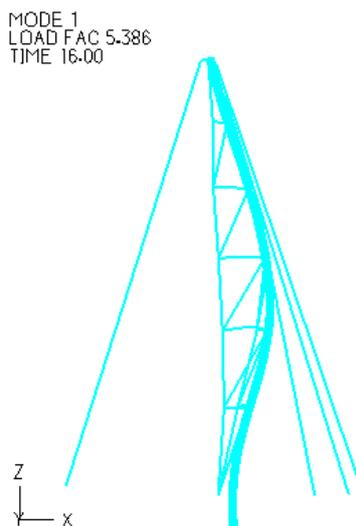


Figura 70: Primo modo per Sequenza *A* ipotizzata ortotropa.

Dalla Tabella 12 è possibile notare una certa differenza tra l'utilizzo di un modello di materiale isotropo e uno ortotropo per descrivere la fibra di carbonio con cui è realizzato l'albero. Da evidenziare come nell'analisi della sequenza *C* con materiale isotropo non è stato possibile ottenere la convergenza della soluzione nemmeno con l'utilizzo del Low Speed Dynamics.

Infine, è stata valutata anche la differenza che si ha nel descrivere la fibra di carbonio utilizzando un modello ortotropo in cui la fibra di carbonio è definita con una media ponderata degli strati che la compongono (come appena fatto per le laminazioni precedenti) e un modello Multishell in cui vengono prima definiti i materiali relativi a

ciascun strato e successivamente nell'Element Group viene definito il laminato riportando la sequenza degli strati che lo compongono e la loro percentuale nello spessore del laminato (Figura 71).

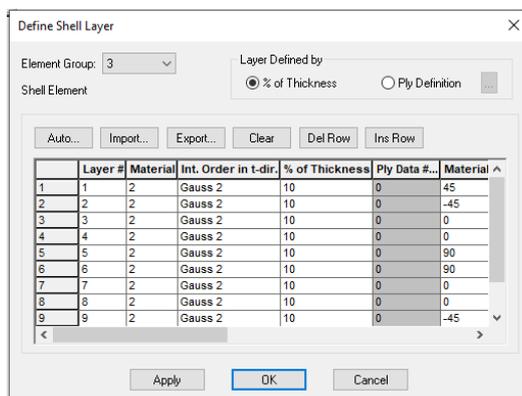


Figura 71: Esempio di definizione di Element Group Multishell.

Anche in questo confronto i risultati sono stati calcolati in termini di resistenza al buckling. Come si osserva dalla Tabella 13 anche in questo caso si notano delle differenze tra i due modelli progettuali.

Tabella 13: Differenze tra modello ortotropo e modello Multishell.

Carico Critico	
Ortotropo	Ort. Multishell
7.04	7.22

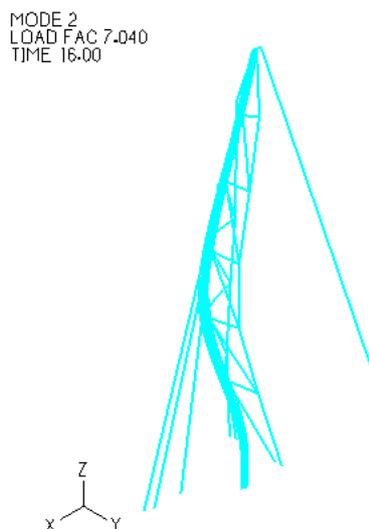


Figura 72: Buckling dell'albero rappresentato con materiale elastico ortotropo.

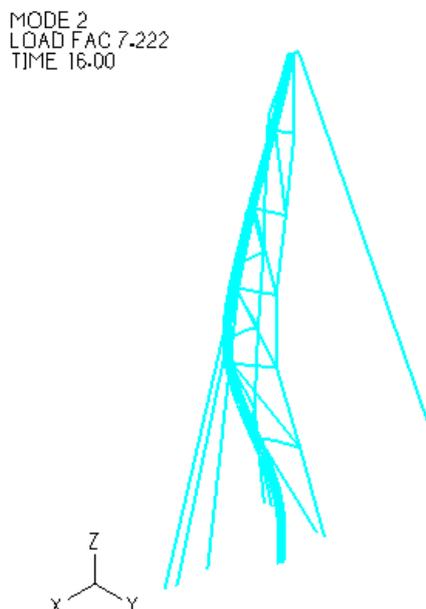


Figura 73: Buckling dell'albero rappresentato con Element Group Multishell.

4.3 Confronto tra analisi di buckling linearizzato e nonlineare

L'ultimo confronto effettuato ha valutato in che modo varia la resistenza a buckling effettuando un'analisi linearizzata rispetto all'utilizzo di un'analisi nonlineare.

Per la natura nonlineare del fenomeno del buckling, la sua linearizzazione comporta una possibile sottostima del valore del carico a cui si ha questo fenomeno (Figura 4), perciò può risultare utile effettuare una più completa analisi nonlineare, che tiene conto anche della variazione della matrice di rigidezza che si ha in seguito alla deformazione della struttura.

Come riferimento per l'analisi linearizzata sono stati presi i risultati ottenuti dal modello 2D utilizzato per il confronto nella sezione 3.1. L'analisi nonlineare è stata quindi effettuata sullo stesso modello, tramite un'analisi statica suddivisa in 100 time step in cui la funzione di applicazione del carico va linearmente dal valore 0 al time 0 al valore 6 al time 100.

Il valore moltiplicativo della Time Function è scelto in modo che il carico massimo raggiunto nell'analisi sia maggiore di quello che ci si aspetta che la struttura possa sopportare: l'analisi si interromperà infatti prima della fine, ovvero quando la matrice di rigidezza della struttura si annulla e di conseguenza nel time step in cui si ha il collasso.

Con l'analisi di buckling linearizzato il primo modo di buckling avviene per un Load Factor $LF = 5.17$, mentre l'analisi nonlineare si è interrotta allo step 89.7, quindi $0.897 \cdot 6 = 5.38$, ovvero un Load Factor maggiore di quello linearizzato, diversamente da quanto ci si sarebbe potuti aspettare.

Nella Figura 74 è possibile osservare la deformazione della struttura nel momento in cui questa collassa, è interessante sottolineare che nell'immagine non è applicata una maggiorazione delle deformazioni, ma come queste ultime siano invece proporzionate alle reali dimensioni dell'armo velico.

TIME 89.72

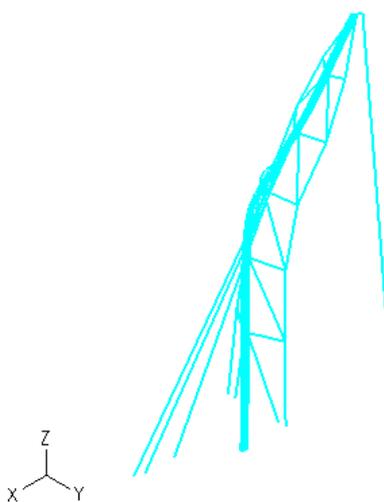


Figura 74: Deformazione dell'albero prima del collasso del rig.

5 Conclusioni

In questo report si è voluto inizialmente fornire una panoramica riguardante le ipotesi e le semplificazioni che consentono di ottenere modelli progettuali di diversa accuratezza e complessità. Nonostante la sempre maggiore potenza di calcolo dei personal computer consenta di eseguire simulazioni sempre più complesse e con risultati molto prossimi al reale comportamento della struttura, l'utilizzo di metodi analitici molto semplificati è ancora molto utile nelle fasi preliminari del progetto dell'armo velico per avere una stima iniziale delle dimensioni degli elementi del sistema velico.

Quanto appena detto è spesso confermato dal confronto dei dati ottenuti dalle simulazioni numeriche con le misure sperimentali, che mostra in generale una buona corrispondenza tra queste due tipologie di dati. L'importanza di effettuare tale confronto, non appena si rende possibile, è dovuta alla necessità di validare e meglio calibrare i modelli progettuali, come nel caso della realizzazione dei sistemi di monitoraggio DINAV-MDS e DINAV-SSM, dove i dati sperimentali hanno consentito di ottimizzare i modelli numerici e ottenere di conseguenza una potenziale riduzione del peso dell'armo velico.

È stato anche visto come la fase di pretensionamento possa essere simulata con diversi gradi di precisione, fino ad ottenere un comportamento quasi coincidente con quello che viene misurato sperimentalmente nel caso in cui venga utilizzato un modello che consideri in maniera molto dettagliata la geometria dell'albero.

Inoltre, grazie a sofisticate analisi di interazione fluido-struttura correttamente impostate, è possibile simulare molto realisticamente la flying shape di una vela.

Anche la corretta caratterizzazione del materiale gioca un ruolo chiave nella realizzazione di modelli numerici accurati: questo aspetto è ancora più importante nel caso delle vele, il cui comportamento è un fenomeno molto complesso da analizzare e decisamente molto poco studiato.

Riferimenti bibliografici

- [1] Phelan F., Gaiotti M. e Rizzo C.M. Analisi di rilievi sperimentali su sistemi velici per la validazione di modelli per la progettazione. Rapporto Tecnico SP.1-OR.4-D.3, Progetto TRIM – Tecnologia e Ricerca Industriale per la Mobilità Marina, 2021. Università degli Studi di Genova.
- [2] Boote D. e Caponnetto M. A numerical approach to the design of sailing yacht masts. In *Proceedings of 10th Chesapeake Sailing Yacht Symposium*, pages 59–81, Annapolis, MD, 8th February, 1991. Society of Naval Architects and Marine Engineers (SNAME), Alexandria, VA, USA.
- [3] Phelan F. Riduzione del peso di sistemi velici: studio dell'influenza delle scelte progettuali attraverso analisi numeriche. Tesi di Laurea Magistrale in Yacht Design, Università degli Studi di Genova, 2021. Relatori: C. M. Rizzo, M. Gaiotti.
- [4] Ghelardi S. Dispense del Corso di Yacht Rigging (anno accademico 2019-2020). Università degli Studi di Genova, 2020.
- [5] Bruni L. Metodi per il dimensionamento del sistema velico di grandi navi a vela. Tesi di Laurea Magistrale in Ingegneria Nautica, Università degli Studi di Genova, 2007. Relatori: C. M. Rizzo, M. Paci.
- [6] *Design and construction of large modern yacht rigs*. Germanischer Lloyd, 2009.
- [7] Skene N.L. *Elements of Yacht Design*. Sheridan House, Dobbs Ferry, NY, USA, reprint of 1938 edition, 2001.
- [8] Conti C. Analisi numeriche per l'alleggerimento di grandi sistemi velici. Tesi di Laurea Magistrale in Yacht Design, Università degli Studi di Genova, 2017. Relatori: C. M. Rizzo, M. Paci.
- [9] *VPP Documentation*. Offshore Racing Congress, 2017.
- [10] Marchaj C. A. *Aero-Idrodinamica della Vela*. Mursia, Milano, 1987.
- [11] Hobbs H. e Manganelli P. Measurements of accelerations and keel loads on canting keel race yachts. In *Proceedings of the International Conference The Modern Yacht*, Southampton, UK, 11-12 October, 2007. Royal Institution of Naval Architects (RINA), London, UK.
- [12] Carrera G., Rizzo C.M. e Paci M. Structural monitoring of mast and rigging of sail ships. In C. Guedes Soares e P. K. Das, editors, *Analysis and Design of Marine Structures*, pages 333–343. CRC Press — Taylor & Francis Group, London, UK, 2009. MARSTRUCT 2009 Conference, Lisbon, Portugal, 14-16 March 2009.
- [13] Tornese P. Simulazione globale agli elementi finiti del sistema velico di grandi navi a vela. Tesi di Laurea Magistrale in Ingegneria Navale, Università degli Studi di Genova, 2011. Relatori: C. M. Rizzo, M. Paci.

- [14] Garavaglia A. Pretensionamento di alberi di grandi dimensioni: confronto tra metodi numerici e dati sperimentali. Tesi di Laurea Magistrale in Yacht Design, Università degli Studi di Genova, 2017. Relatori: C. M. Rizzo, M. Paci.
- [15] Grabe G. The rig of the research yacht “Dyna” measurements of forces and FEA. In *Proceedings of the 1st High Performance Yacht Design Conference*, Auckland, New Zealand, 4-6 December, 2002.
- [16] Ghelardi S., Freda A., Rizzo C.M. e Villa D. A fluid-structure interaction case study on a square sail in a wind tunnel. *Ocean Engineering*, 163:136–147, 2018.
- [17] Trimarchi D. *Analysis of downwind sail structures using non-linear shell finite elements: wrinkle development and fluid interaction effects*. PhD thesis, University of Southampton, 2012.
- [18] Ramoino P. Caratterizzazione meccanica di tessuti per vele. Tesi di Laurea Magistrale in Yacht Design, Università degli Studi di Genova, 2016. Relatori: C. M. Rizzo, S. Ghelardi.
- [19] Poggi L. Caratterizzazione delle proprietà dei tessuti per le vele: analisi sperimentale e numerica del creep su materiali per la realizzazione delle vele. Tesi di Laurea Magistrale in Yacht Design, Università degli Studi di Genova, 2017. Relatori: C. M. Rizzo, S. Ghelardi.