

Politecnico di Milano

Facoltà di Ingegneria Industriale
Corso di Laurea in Ingegneria Aeronautica



Integrazione di modelli ad elementi finiti in una procedura di ottimizzazione aeroelastica per pale di aerogeneratore

Relatore: Prof. Carlo Luigi Bottasso
Correlatore: Ing. Filippo Campagnolo

Samuele Dilli 730448

Anno Accademico 2010-2011

Indice

| | |
|--|-----------|
| Elenco delle figure | III |
| Elenco delle tabelle | V |
| 1 Introduzione | 3 |
| 1.1 Scopo del lavoro | 3 |
| 1.2 Tipologie costruttive di pale eoliche | 6 |
| 1.2.1 Stile costruttivo <i>spar-shell</i> | 6 |
| 1.2.2 Stile costruttivo <i>stressed shell</i> | 6 |
| 1.2.3 Materiali | 7 |
| 1.3 Aspetti della modellazione FEM | 8 |
| 1.3.1 Modellazione 3D | 8 |
| 1.3.2 Modellazione 2D | 12 |
| 1.4 Stato dell'arte | 14 |
| 1.4.1 NUMAD | 14 |
| 1.4.2 Focus | 15 |
| 1.4.3 NSE Blade-mesher | 15 |
| 1.4.4 Conclusioni sullo stato dell'arte | 16 |
| 2 Ottimizzazione aero-servo-elastica di turbine eoliche | 17 |
| 2.1 Il codice di ottimizzazione | 17 |
| 2.2 Integrazione del modellatore | 20 |
| 2.3 Parametri strutturali | 21 |
| 3 Modellazione CAD e FEM | 23 |
| 3.1 Procedura generale di costruzione del modello | 23 |
| 3.2 Modellazione CAD | 24 |
| 3.2.1 Gestione della geometria | 24 |
| 3.2.2 Costruzione delle superfici tramite NURBS | 26 |
| 3.2.3 Interscambio dati CAD | 29 |
| 3.3 Generazione della griglia | 30 |
| 3.3.1 Mesh 3D a elementi solidi | 30 |
| 3.3.2 Mesh 3D a elementi shell | 34 |
| 3.3.3 Mesh 2D a elementi superficiali | 35 |
| 3.4 Elaborazione delle proprietà | 36 |
| 3.4.1 Materiali ortotropi per mesh a elementi solidi | 36 |
| 3.4.2 Materiali ortotropi per mesh a elementi shell | 38 |

| | | |
|----------|--|-----------|
| 3.5 | Applicazione dei carichi e vincoli | 38 |
| 3.6 | Strumenti e architettura del codice | 42 |
| 4 | Analisi e integrazione al ciclo di ottimizzazione | 45 |
| 4.1 | Generalità della pala test | 46 |
| 4.2 | Modellazione | 47 |
| 4.2.1 | Analisi di convergenza | 47 |
| 4.2.2 | Stima delle masse | 50 |
| 4.3 | Analisi modale | 51 |
| 4.4 | Analisi statiche | 54 |
| 4.5 | Dimensionamento del riempitivo e analisi di buckling | 61 |
| 4.6 | Analisi a fatica | 63 |
| 4.7 | Analisi ANBA con mesh a elementi superficiali | 65 |
| 5 | Chiusura del ciclo di ottimizzazione | 67 |
| 5.1 | Ridefinizione dei vincoli | 67 |
| 5.2 | Risultati | 68 |
| 6 | Conclusioni e sviluppi futuri. | 73 |
| 6.1 | Sviluppi futuri | 74 |
| | Bibliografia | 78 |

Elenco delle figure

| | | |
|------|---|----|
| 1.1 | Schema funzionale dell'ottimizzatore. | 4 |
| 1.2 | Stile costruttivo <i>spar-shell</i> [1]. | 6 |
| 1.3 | Stile costruttivo <i>stressed-shell</i> con due web [1]. | 7 |
| 1.4 | Stile costruttivo <i>stressed-shell</i> con una web centrale [1] | 7 |
| 1.5 | Diverse tecniche di modellazione con elementi shell | 9 |
| 1.6 | Studio condotto da Laird su cilindro forato: confronto dei risultati con mesh <i>mid-thickness</i> e con offset dei nodi [2] (errore percentuale sulla soluzione analitica) | 10 |
| 1.7 | Sistema di riferimento locale del materiale per elementi shell [3] | 11 |
| 1.8 | Sistema di riferimento locale dell'elemento solido [4] | 12 |
| 1.9 | Esempi di mesh 2D di sezioni di pala eolica [4] | 13 |
| 1.10 | Tipologie di elementi usati per la modellazione bidimensionale | 13 |
| 1.11 | Software NUMAD per la modellazione di pale eoliche | 14 |
| 1.12 | Interfaccia grafica di NUMAD [5] | 14 |
| 1.13 | Particolare della sezione modellata con NSE blade-mesher | 15 |
| 1.14 | Pala modellata con NSE blade-mesher[1] | 16 |
| 2.1 | Parametri strutturali che definiscono la posizione delle componenti. | 22 |
| 3.1 | Discretizzazione in apertura della geometria della pala; in rosso gli spar caps. | 24 |
| 3.2 | Geometria di una tipica sezione di pala elaborata dal modellatore, con un dettaglio del bordo d'attacco. | 25 |
| 3.3 | Modellazione delle rampe di transizione con diverse pendenze. | 25 |
| 3.4 | Funzioni base di ordine 0,1 e 2 per un vettore dei nodi uniforme $U = \{0, 1, 2.. \}$ | 26 |
| 3.5 | Curva B-Spline con evidenziati il poligono e i punti di controllo | 27 |
| 3.6 | Superficie NURBS: a sinistra il poligono di controllo | 28 |
| 3.7 | Superfici di alcune delle componenti interne della pala generate con il modellatore. | 30 |
| 3.8 | Procedura per la costruzione della mesh a elementi solidi | 31 |
| 3.9 | Contorni delle superfici tagliate con relativo numero identificatore | 32 |
| 3.10 | Mesh superficiale della pala (vista dalla radice). | 33 |
| 3.11 | Spaccato della mesh a elementi solidi della pala | 33 |
| 3.12 | Particolare del bordo d'uscita della pala | 34 |
| 3.13 | Esploso della pala | 34 |

| | | |
|------|--|----|
| 3.14 | Sovrapposizione della mesh ad elementi solidi e quella <i>mid-thickness</i> | 35 |
| 3.15 | Pala modellata con elementi <i>mid-thickness</i> . Sono visibili le zone di transizione dello spessore. | 35 |
| 3.16 | Sezioni modellate con elementi piani. Sotto il dettaglio del bordo d'uscita. | 36 |
| 3.17 | Porzione di pala con visualizzati i sistemi di riferimento locali del materiale | 37 |
| 3.18 | Organizzazione del laminato per la zona con skin e spar cap. | 38 |
| 3.19 | Sistema di riferimento del modello a trave adottato per l'elaborazione dei carichi. | 39 |
| 3.20 | Confronto tra momento flettente M_x e l'integrale del taglio T_y | 40 |
| 3.21 | Contributo delle forze di inerzia al momento flettente M_y | 41 |
| 3.22 | Particolare dell'elemento interpolante che collega il nodo centrale di applicazione del carico con i nodi di contorno della skin. | 41 |
| 3.23 | Esempio di applicazione dei carichi su un modello di pala con elementi interpolanti. | 42 |
| 3.24 | Architettura del codice | 44 |
| 4.1 | Differenza percentuale sul valore finale della massima deflessione di tip al variare del numero di elementi. | 48 |
| 4.2 | Differenza percentuale sul valore finale della prima frequenza naturale al variare del numero di elementi. | 49 |
| 4.3 | Distribuzione in apertura delle masse di riempitivo e vernice. | 50 |
| 4.4 | Primo modo di vibrare della pala (visualizzato in Femap). | 51 |
| 4.5 | Secondo modo di vibrare della pala (visualizzato in Femap). | 52 |
| 4.6 | Primo modo di vibrare torsionale della pala (visualizzato in Femap). | 52 |
| 4.7 | Tempo di CPU richiesto per la soluzione modale, al variare del numero di elementi. | 53 |
| 4.8 | Spostamento in direzione di flappeggio (normalizzato con il valore massimo del modulo dello spostamento del modello a trave). | 55 |
| 4.9 | Differenze percentuali dello spostamento rispetto al modello a trave in direzione di flappeggio. | 55 |
| 4.10 | Spostamento in direzione di ritardo (normalizzato con il valore massimo del modulo dello spostamento del modello a trave). | 56 |
| 4.11 | Differenze percentuali di spostamento rispetto al modello a trave in direzione del ritardo. | 56 |
| 4.12 | Andamento in apertura dei massimi sforzi nella direzione delle fibre (componente skin). | 57 |
| 4.13 | Andamento in apertura dei minimi sforzi nella direzione delle fibre (componente skin). | 57 |
| 4.14 | Spaccato della radice della pala. In evidenza: a) transizione di bordo d'uscita, b) transizione di inizio riempitivo, c) transizione di inizio spar-cap. | 58 |
| 4.15 | Distribuzione di sforzi (in direzione delle fibre) della skin per la zona prossima alla radice (modello a shell). | 58 |
| 4.16 | Andamento in corda degli sforzi in direzione delle fibre in corda (riferiti alla coordinata curvilinea s adimensionalizzata). | 59 |
| 4.17 | Andamento in apertura dei massimi sforzi nella direzione delle fibre (componente spar-cap). | 60 |

| | | |
|------|---|----|
| 4.18 | Andamento in apertura dei massimi sforzi nella direzione delle fibre (componente web). | 60 |
| 4.19 | Primo modo di buckling per la regione a corda massima. | 62 |
| 4.20 | Primo modo di buckling della regione a corda massima: mesh a shell e solidi a confronto. | 62 |
| 4.21 | Primo modo di buckling per la regione di radice: $\lambda=0.8$ | 63 |
| 4.22 | Coefficiente di danneggiamento a fatica per alcune stazioni in apertura. | 64 |
| 4.23 | Indici di danneggiamento a fatica per due stazioni (rispetto alla coordinata curvilinea adimensionalizzata). | 65 |
| 4.24 | Confronto delle rigidezze: mesh a pannelli e a elementi superficiali (solutore ANBA). | 66 |
| 5.1 | Andamenti dello spessore della skin. | 68 |
| 5.2 | Sforzi lungo l'apertura della pala per la skin (direzione delle fibre). | 69 |
| 5.3 | Massimi sforzi per lo spar cap (direzione delle fibre). | 70 |
| 5.4 | Andamento dello spessore dei rinforzi. | 70 |
| 5.5 | Margini di danneggiamento a fatica per la skin. | 71 |

Elenco delle tabelle

| | | |
|-----|--|----|
| 4.1 | Tabella riassuntiva dei materiali. | 46 |
| 4.2 | Sforzi ammissibili. | 46 |
| 4.3 | Percentuali della massa di riempitivo e vernice su quella totale della pala. | 50 |
| 4.4 | Percentuali sulla massa totale delle componenti della pala. | 51 |
| 4.5 | Prima frequenza flessionale di pala. Le differenze percentuali sono rispetto al modello a trave. | 51 |
| 4.6 | Seconda frequenza flessionale di pala. | 52 |
| 4.7 | Prime sei frequenze naturali della pala. | 53 |

Sommario

In questo lavoro si mostra come è possibile integrare strumenti sofisticati per la modellazione automatizzata CAD (*Computer-Aided Design*) e l'analisi a elementi finiti (FEM, *Finite Element Model*) in una procedura di ottimizzazione aeroelastica per pale di aerogeneratori.

Vengono quindi sviluppati degli strumenti in grado di generare diversi modelli a elementi finiti con differenti complessità, compatibili con i cicli di raffinamento necessari nelle fasi di progetto.

L'obbiettivo non è solo l'indubbia utilità pratica di questo strumento, capace di ridurre notevolmente i tempi tra iterazioni di progetto, ma anche e soprattutto i vantaggi che questo può dare nell'ambito di una procedura di ottimizzazione. Il codice sviluppato, infatti, è pensato per essere parte integrante dell'ottimizzatore aero-servo-elastico per turbine eoliche, realizzato e attualmente in uso presso il Dipartimento di Ingegneria Aerospaziale del Politecnico di Milano dal gruppo di ricerca PoliWind. Questi strumenti vengono applicati nel progetto di una pala reale di 45 metri, attualmente in fase di certificazione e realizzazione. Si mostrerà la necessità di includere nel ciclo di ottimizzazione i risultati ottenuti da analisi su modelli FEM dettagliati e l'importanza di avere uno strumento capace di generare questi modelli senza l'intervento dell'utente. Il modellatore sviluppato, quindi, non deve essere visto come uno strumento a sé stante di verifica finale di un progetto, bensì come parte attiva del progetto stesso. Considerando i risultati delle analisi sulla pala test, nella parte conclusiva della tesi viene fatta una chiusura del ciclo di ottimizzazione ed è dimostrata l'efficacia dell'integrazione dello strumento di modellazione con quello di ottimizzazione.

Parole chiave : Aerogeneratore, pale eoliche, elementi finiti, CAD, ottimizzazione aeroelastica.

Capitolo 1

Introduzione

1.1 Scopo del lavoro

La rapida crescita negli ultimi anni del settore eolico e la necessità di abbassare i costi di produzione dell'energia del vento, hanno concentrato l'attenzione sia sullo sviluppo di nuove soluzioni tecnologiche, sia sullo studio delle tecniche di modellazione e simulazione. A causa dell'aumento delle dimensioni degli aerogeneratori e di un design tecnologicamente sempre più avanzato, la progettazione richiede una modellazione il più dettagliata possibile. Nelle prime fasi di un progetto è utile avere dei modelli strutturali semplici, in grado di fornire dei parametri importanti ai fini della progettazione (autovalori, massime deflessioni, sforzi etc.) in tempi brevi. Un modello a trave della pala può essere adatto a questo scopo, ma in stadi più avanzati del progetto sono richiesti modelli a elementi finiti tridimensionali più dettagliati. Questi sono indispensabili perchè permettono non solo di condurre delle analisi non supportate da un modello a trave, come le analisi di buckling, ma anche raffinare il progetto e valutare con più precisione le caratteristiche e il comportamento della pala.

Attualmente in commercio esistono diversi software per la modellazione a elementi finiti. Questi hanno grandi potenzialità, ma la modellazione diventa complessa quando si trattano geometrie come quelle di una pala eolica e materiali compositi anisotropi. La realizzazione di un modello dettagliato può richiedere anche numerose ore di lavoro, in particolare quando è necessario apportare delle continue modifiche durante delle iterazioni di progetto.

Con questa tesi viene sviluppato uno strumento in grado di automatizzare la procedura di modellazione, riducendone notevolmente i tempi, e di fornire al progettista dei modelli a elementi finiti dettagliati con diverse tecniche di modellazione.

Il gruppo di ricerca PoliWind del Dipartimento di Ingegneria Aerospaziale del Politecnico di Milano ha sviluppato degli strumenti per il progetto di turbine eoliche (cap.2). Questo strumento dimensiona automaticamente le componenti della pala attraverso un'ottimizzazione aero-servo-elastica. Attualmente l'ottimizzatore si basa su dei modelli non di dettaglio: per poter potenziare le analisi e raffinare il progetto è quindi necessario disporre di una procedura automatica di generazione di modelli FEM. Il modellatore è pensato proprio per essere *integrato* nell'ottimizzatore. Si parla di una vera e propria *integrazione* in quanto da un lato l'ottimizzatore fornisce tutte le infor-

mazioni sulla geometria della pala (cioè la forma esterna, angolo di svergolamento delle sezioni, andamento degli spessori delle componenti interne, materiali etc.) e sulla distribuzione di carichi; dall'altro le analisi FEM sui modelli tridimensionali generati dal modellatore completano le informazioni sulla pala con dei risultati più dettagliati, che possono essere usati per aggiornare i modelli nelle iterazioni di ottimizzazione (fig.1.1).

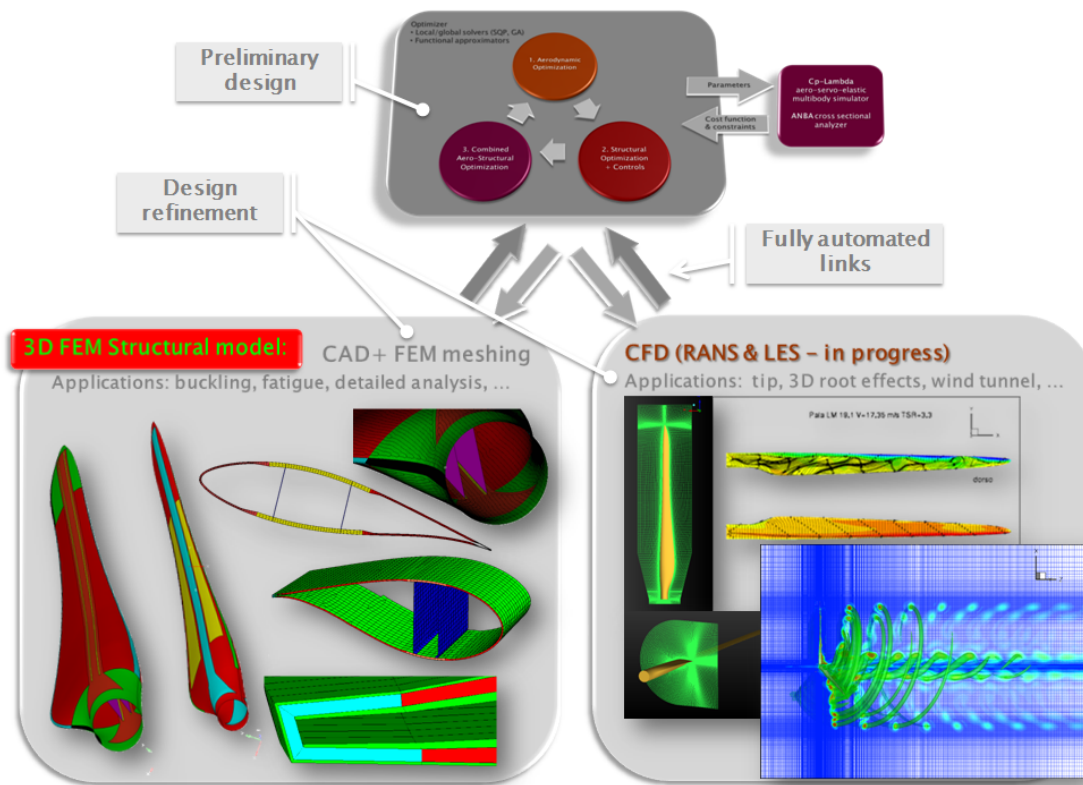


Figura 1.1: Schema funzionale dell'ottimizzatore.

Lo strumento sviluppato in questo lavoro di tesi permette di convertire automaticamente l'uscita dell'ottimizzatore in un modello dettagliato della pala ad elementi finiti, completo delle informazioni della griglia, degli elementi, delle proprietà dei materiali, dei vincoli e dei carichi. Inoltre il codice non è solo un pre-processore per un solutore FE (Nastran nello specifico, cap.3.6), ma anche un post-processore che fornisce all'ottimizzatore stesso o direttamente all'utente informazioni utili alla progettazione (sforzi e deformazioni, deformate, autovalori etc.).

Le peculiarità del software sono essenzialmente due. In primo luogo la procedura è completamente automatizzata. Normalmente per avere un modello dettagliato è necessario prima costruire il modello CAD della pala con appositi software (CATIA, SolidEdge e Inventor sono degli esempi). Successivamente il CAD viene importato in un pre-post processore per un solutore FEM per le operazioni di costruzione della griglia di calcolo, completamento del modello (materiali, proprietà, carichi, e vincoli) e analisi dei risultati. Questa è una procedura che impegna il progettista e richiede un certo impiego di tempo. Il modellatore qui sviluppato esegue tutte queste operazioni

in automatico, con un notevole guadagno di tempo. In secondo luogo, la possibilità di scegliere tra diverse tecniche di modellazione fornisce al progettista modelli di diversa complessità e accuratezza, dal modello di trave anisotropa a sezioni modellate con elementi shell, al modello 3D ad elementi shell *mid-thickness* fino al modello 3D ad elementi solidi. Lo scopo di questo lavoro, con il caso studio di una pala da 45 metri, è anche quello di fornire delle linee guida per la scelta del modello più adatto a seconda delle necessità (tipo di analisi, accuratezza richiesta, etc.).

1.2 Tipologie costruttive di pale eoliche

In questo capitolo viene presentata una panoramica sulle tipologie costruttive di pale eoliche, descrivendone tutte le componenti che saranno poi oggetto della modellazione. Vengono poi introdotte le problematiche associate alla modellazione a elementi finiti di pale eoliche, già evidenziate dai laboratori Sandia (della Sandia Corporation, una compagnia Lockheed Martin operante per il *Department of Energy's National Nuclear Security Administration* statunitense) e che costituiscono il punto di partenza di questo lavoro. Infine si riporta una breve descrizione degli strumenti commerciali per la modellazione di pale eoliche già esistenti, descrivendone capacità e limiti

1.2.1 Stile costruttivo *spar-shell*

Le principali tecniche costruttive utilizzate per le pale eoliche sono prevalentemente con *spar-shell* e *stressed-shell*. La prima (fig.1.2) ha come corpo principale uno *spar*, costituito da un unico blocco ottenuto solitamente avvolgendo i *plies* di materiale composito (i fogli con cui viene fabbricato) su un mandrino rotante in metallo. Questo viene poi incollato alla *shell* esterna, che lo racchiude e mantiene la forma aerodinamica. Per evitare forme di instabilità come il *buckling* e il *wrinkling* la *skin* (pelle esterna) viene separata in spessore da materiale riempitivo (il *core*).

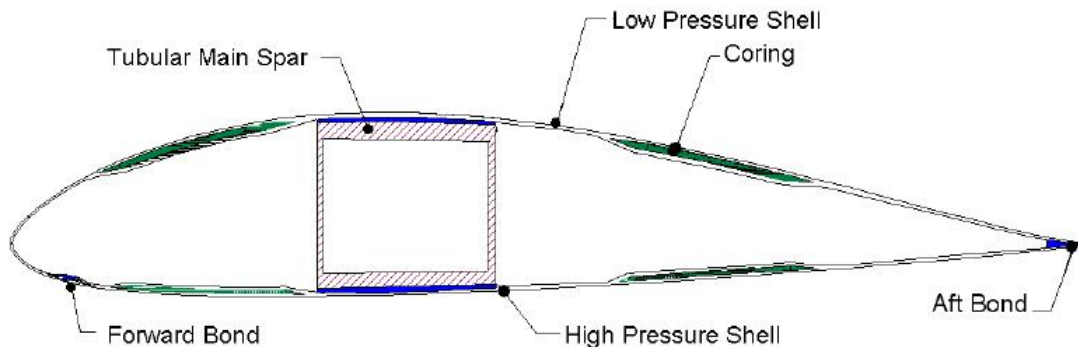


Figura 1.2: Stile costruttivo *spar-shell* [1].

Questa è la tecnica costruttiva più semplice. Lo *spar* si estende a partire direttamente dalla radice della pala ed è la parte di struttura primaria. Quindi se la *shell* esterna subisce dei danneggiamenti, che incorrono ad esempio durante le operazioni di trasporto, la struttura ne risente poco. Un altro vantaggio risiede nella possibilità, per le pale di grossa dimensione, di trasportare separatamente *spar* e *shell* e di montare la pala direttamente sul sito. Per contro la struttura *spar-shell* è poco efficiente, anche a causa delle ampie regioni di incollaggio tra i componenti.

1.2.2 Stile costruttivo *stressed shell*

Questo stile è molto più efficiente, in particolare per le pale di grosse dimensioni (di fatto è lo stile adottato per la pala test di 45 metri). Dalla fig.1.3 si può vedere come

non vi sia più uno *spar* unico, bensì due *spar caps* incollati internamente con una o più (fig.1.4) *shear web*.

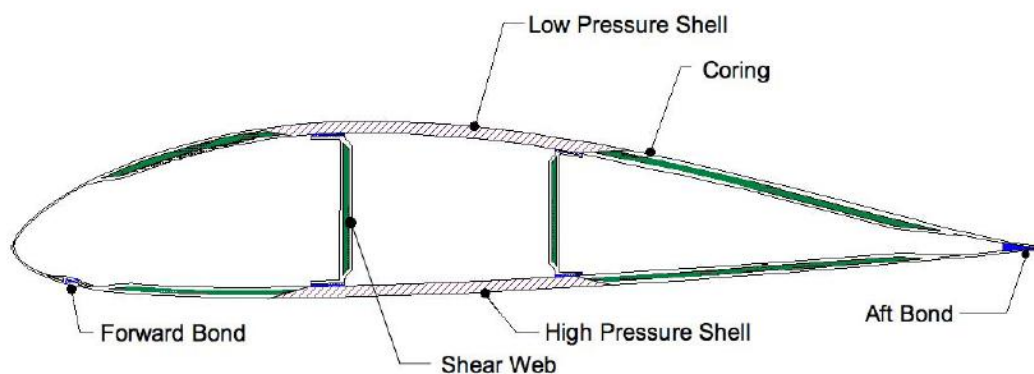


Figura 1.3: Stile costruttivo *stressed-shell* con due web [1].

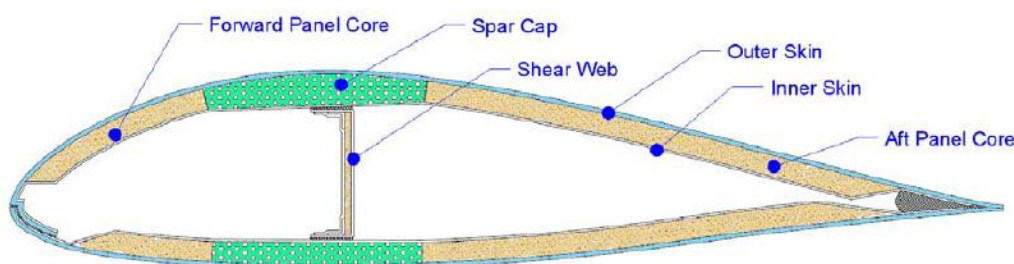


Figura 1.4: Stile costruttivo *stressed-shell* con una web centrale [1]

La funzione di queste *shear webs* è di sopportare i carichi a taglio tra i due *spar caps*. Queste sono soggette anche a forti carichi in compressione causati dalla flessione della pala e per evitare fenomeni di buckling, come per la *skin* esterna, vengono dotate di riempitivo.

1.2.3 Materiali

I materiali più comunemente usati nella costruzione di pale eoliche sono i *Polymer Matrix Composites* (PMC's), chiamati anche FRP (*Fibre Reinforced Polymers*). Questi materiali usano come matrice una resina a base polimerica e diverse tipologie di fibre come le fibre di vetro, di carbonio e aramidiche. Per le applicazioni in campo eolico si preferiscono le fibre di vetro in quanto economicamente più convenienti.

Una pala eolica usa due principali tipi di tessuto di materiale composito (il tessuto è l'assemblaggio di uno o più strati di fibre per creare un unico foglio): l'*unidirezionale* e il *multi-assiale*. Il primo presenta le fibre orientate principalmente in una direzione. Altre fibre di un materiale sono disposte trasversalmente per mantenere le fibre principali nella corretta posizione. In una pala eolica questo materiale viene usato principalmente

per gli *spar-caps* e i rinforzi, con fibre dirette lungo la direzione principale di carico, cioè in direzione dell'apertura. Le *web* e la *skin* invece sono costruite con tessuti multiassiali: più strati di fibre disposti con diversi angoli e cuciti insieme da fibre in poliestere. Per fare un esempio, le *web* della pala test usano due strati a $\pm 45^\circ$, mentre la *skin* ne usa tre con disposizione $-45^\circ/0^\circ/+45^\circ$. Ciò che interessa ai fini della modellazione FEM è l'ortotropia dei materiali compositi: le proprietà meccaniche sono uniche e indipendenti nelle direzioni di tre assi reciprocamente perpendicolari. È quindi necessario definire l'orientazione delle fibre lungo la pala per ricostruire il corretto comportamento meccanico dei materiali.

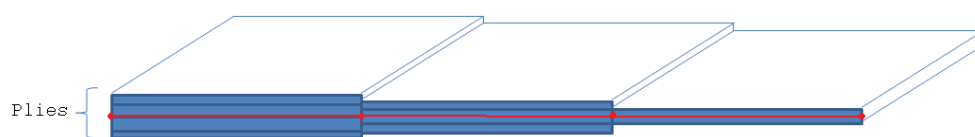
1.3 Aspetti della modellazione FEM

Le simulazioni numeriche con modelli matematici di turbine eoliche durante le fasi di progetto sono sicuramente un grosso vantaggio, in termini economici e di tempo, rispetto alle prove sperimentali. L'approccio a elementi finiti (FEM, *Finite Element Method*), in particolare, è molto adatto allo scopo e permette di eseguire analisi statiche, di buckling, analisi modali etc. In un primo momento l'attenzione è focalizzata sugli aspetti della modellazione tridimensionale, successivamente per si conclude con la modellazione della sezione della pala per le analisi bidimensionali.

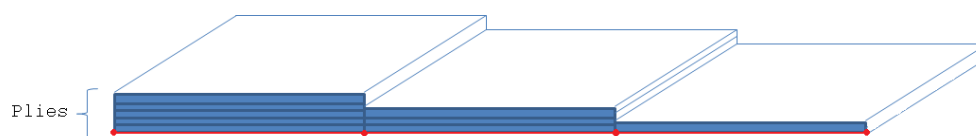
1.3.1 Modellazione 3D

La tecnica più usata attualmente nella modellazione 3D di pale eoliche è quella che usa elementi finiti piani di tipo *shell*. Questi permettono di definire numerosi strati di diverso materiale (*layered shell*) e quindi sono adatti a modellare i laminati dei materiali compositi. I solutori per l'analisi FE per problemi di natura strutturale usano la teoria classica della laminazione per formulare le proprietà dei laminati compositi [6] e calcolano automaticamente, in base alla distribuzione degli strati di materiale definita dall'utente, le matrici dei moduli elastici dell'elemento. L'utente può anche definire un *offset* dello spessore rispetto ai nodi. In assenza di offset lo spessore fisico del laminato viene distribuito equamente su ciascuno dei lati dell'elemento, ottenendo la configurazione *mid-thickness* (fig.1.5a). Inserendo l'offset, invece, si può costruire un andamento di spessore come descritto in fig.1.5b, ottenendo una configurazione *shell-exterior*.

Per la modellazione di pale eoliche è molto comodo usare l'offset a partire dalla forma esterna, in quanto la superficie che la descrive è un riferimento continuo e definito dalla forma dei profili aerodinamici, quindi è una geometria nota e non comporta ulteriore elaborazione. Costruire la geometria *mid-thickness* risulta invece scomodo e soprattutto richiede continue modifiche della mesh durante la fase di progettazione (a seguito, ad esempio, di modifiche negli spessori delle componenti).



(a) Elementi *layered shell* con nodi posizionati a metà dello spessore del laminato (*mid-thickness*).



(b) Elementi *layered shell* con offset dello spessore *shell-exterior*.

Figura 1.5: Diverse tecniche di modellazione con elementi shell

Gli studi relativi alle criticità della modellazione FEM di pale eoliche sono numerosi in letteratura. In particolare nel lavoro di Laird [2] viene condotta un'indagine sull'uso di elementi shell con e senza offset. In questo lavoro vengono fatte delle prove numeriche di validazione su un cilindro forato con spessore sottile, confrontando i risultati di tre diversi modelli FE (modello a elementi shell con nodi *shell-exterior*, a elementi shell con nodi *mid-thickness* e modello a elementi solidi) con la soluzione analitica. Questa indagine ha mostrato che la risposta flessionale in flappeggio (*flapwise*) presenta degli errori accettabili per tutti e tre i modelli. Diversamente accade per la risposta dovuta a carichi torsionali: il modello shell con offset produce errori che divergono con il raffinamento della mesh (fig.1.6), in particolare in presenza di bassi rapporti raggio di curvatura su spessore. In una turbina eolica l'unica regione ad alta curvatura è il bordo d'attacco, che non ha una grossa influenza nella risposta flessionale in flappeggio, ma incide nella risposta flessionale in ritardo (*edgewise*) a seconda della forma del profilo. Gli autori di [2] sottolineano anche che questo errore è *non conservativo*. Questo comportamento anomalo è stato riscontrato usando anche diversi solutori di analisi a elementi finiti (COSMOS, NASTRAN e ABAQUS), giungendo alla conclusione che il problema non risiede nella implementazione della teoria da parte di diversi produttori di solutori FEM, bensì nella formulazione teorica stessa.

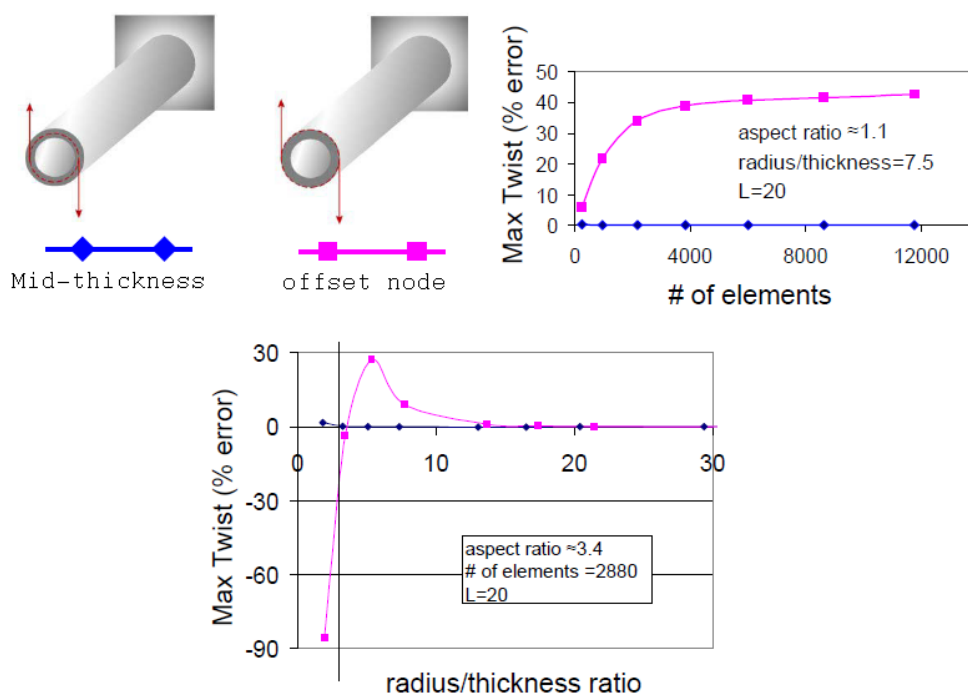


Figura 1.6: Studio condotto da Laird su cilindro forato: confronto dei risultati con mesh *mid-thickness* e con offset dei nodi [2] (errore percentuale sulla soluzione analitica)

Risulta importante sottolineare che nelle pale di ultima generazione si punta alla riduzione dei carichi e della fatica non solo con controlli attivi, ma anche passivamente [7], cercando di accoppiare in modo opportuno la risposta flessionale e torsionale della pala. Alla luce di questa osservazione appare ovvia, quindi, l'importanza di una corretta valutazione della risposta flessio-torsionale della pala, cosa che è stata dimostrata essere critica per la modellazione con *shell-exterior*. Per ovviare a questa problematica, come verrà descritto nel paragrafo 1.4, gli strumenti di modellazione per pale eoliche esistenti sono stati dotati della capacità di costruire un modello *mid-thickness*, anche se in modo non automatizzato [8]. Il problema della modellazione *shell-exterior* sembra essere stata risolta recentemente con una nuova formulazione teorica di shell implementata nella versione di ANSYS 12.0: l'indagine di Laird è stata rifatta usando la nuova formulazione di *SHELL281*, ottenendo dei miglioramenti[9].

Un'altra tecnica di modellazione citata in [2] è quella che usa elementi solidi. Questa è una tecnica poco usata viste le difficoltà nel costruire la mesh. Infatti è necessario conoscere la geometria tridimensionale completa della pala, compresi i dettagli delle zone di transizione tra le varie componenti (i.e. tra zone con e senza riempitivo, tra riempitivo e spar caps etc.). Gli studi fatti su questa tipologia di mesh dimostrano che i risultati con modelli a elementi solidi sono più accurati nella risposta a carichi flessionali e convergono più rapidamente alla soluzione analitica rispetto a modelli con elementi shell.

Un aspetto importante che può essere analizzato solo con un modello a elementi

solidi riguarda la delaminazione¹ nei laminati. Una delle principali cause di questo fenomeno sono gli sforzi interlaminari[10]: per la progettazione di componenti in composito è quindi importante conoscere accuratamente lo stato di sforzo attraverso lo spessore, cosa non possibile con l'uso di elementi shell che forniscono solo gli sforzi nel piano del componente stesso.

La modellazione a elementi solidi di strutture in composito presenta, però, una grossa problematica. I pre-processor attualmente in commercio non danno la possibilità di definire in modo comodo e preciso l'orientazione dei materiali compositi per geometrie complesse [11]. I materiali compositi sono ortotropi ed è necessario definire una direzione alla quale riferire le proprietà elastiche dei materiali. Essendo molto diverse le proprietà lungo la direzione delle fibre e in direzione normale a questa, appare ovvia la necessità di definire in modo preciso l'orientazione del materiale, in particolare in geometrie complesse a doppia curvatura come una pala eolica. Negli elementi shell il problema non sussiste in quanto, una volta definito un vettore di riferimento orientato come la direzione principale delle fibre, automaticamente le proprietà dell'elemento vengono calcolate su un sistema di riferimento ottenuto per proiezione del vettore sulla superficie dell'elemento stesso (fig. 1.7).

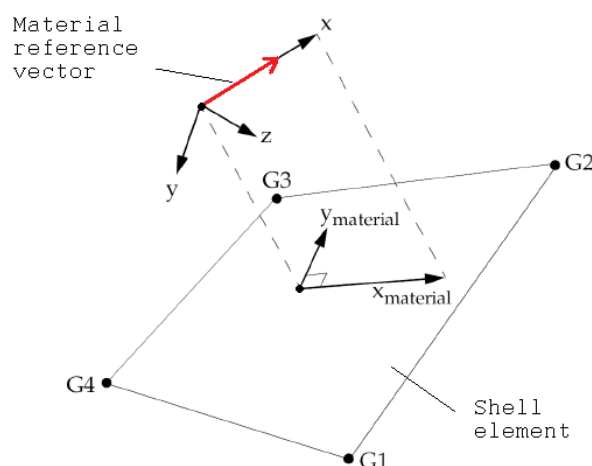


Figura 1.7: Sistema di riferimento locale del materiale per elementi shell [3]

Nelle mesh con elementi solidi, invece, questa procedura non viene fatta. Un possibile modo di orientare le fibre è quello di scegliere come sistema di riferimento del materiale quello proprio dell'elemento, costruito dal solutore collegando i centroidi delle sei facce (fig.1.8). Questa strada è praticamente impossibile da seguire in quanto richiederebbe un controllo sulla procedura di costruzione della griglia troppo accurato (sostanzialmente i nodi dovrebbero essere posizionati in modo da ottenere dei sistemi di riferimento locali dell'elemento orientati secondo le fibre del materiale).

¹Processo di rottura dei laminati in materiali compositi che consiste nella separazione delle lamine.

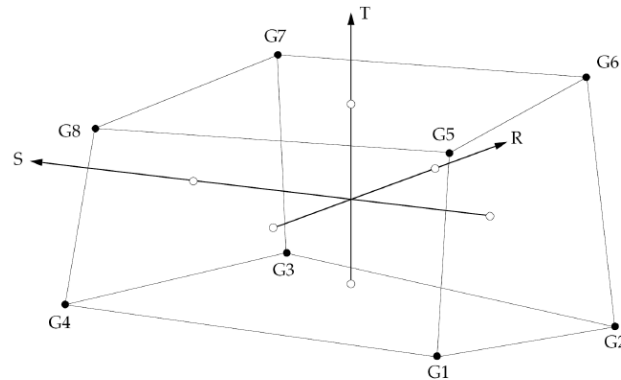


Figura 1.8: Sistema di riferimento locale dell'elemento solido [4]

Una soluzione a questo problema è di definire ad hoc dei sistemi di riferimento locali che inseguono la geometria della pala, per simulare la corretta distribuzione delle fibre. Per ottenere la massima risoluzione ne andrebbe definito uno per ciascun elemento solido [11]: con un normale pre-processor questa è una strada estremamente lunga, che richiede all'utente numerose ore di lavoro e la necessità di conoscere nel dettaglio la geometria della pala per risalire ai vettori normali locali di tutte le superfici.

Per mettere a disposizione della progettazione uno strumento efficiente che fornisca allo stesso tempo soluzioni di dettaglio e risultati in tempi brevi, con il modellatore sviluppato in questa tesi si è deciso di dare all'utente la possibilità di scegliere tra modelli a elementi solidi, più dettagliati, e shell. Viste le problematiche appena presentate sull'uso di elementi shell con offset e visto l'utilizzo di Nastran come solutore FEM, il modellatore è stato specializzato nella generazione di mesh *mid-thickness*.

1.3.2 Modellazione 2D

La fase preliminare di progettazione della pala richiede dei modelli non troppo sofisticati, al fine di ottenere dei risultati e iterare il progetto in tempi brevi. La semplicità e l'efficienza computazionale del modello vanno ricercate a maggior ragione in un contesto di ottimizzazione, dove il modello viene continuamente modificato per ottenere l'ottima distribuzione degli spessori delle componenti. Per questo motivo si preferisce analizzare la pala con un modello trave le cui proprietà sezionali sono ottenute da analisi su mesh bidimensionali (fig.1.9).

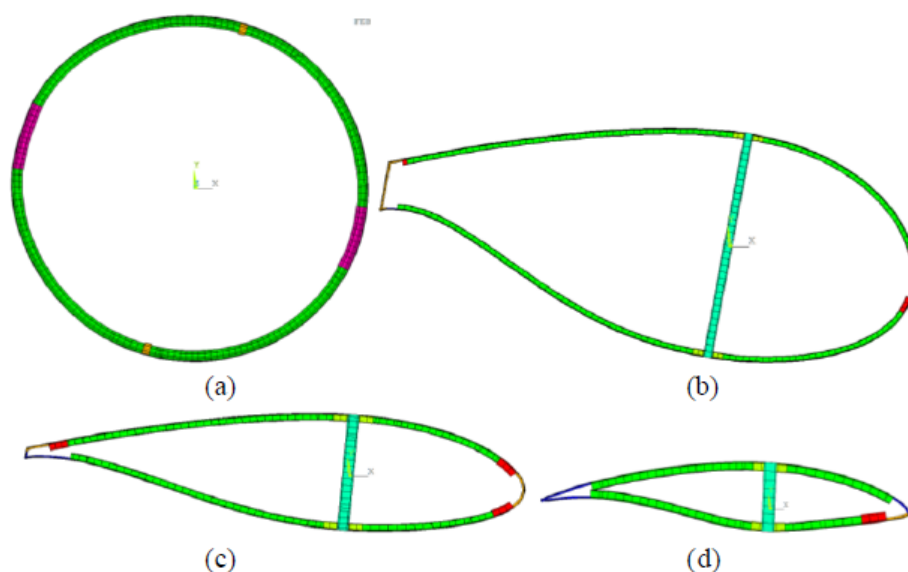
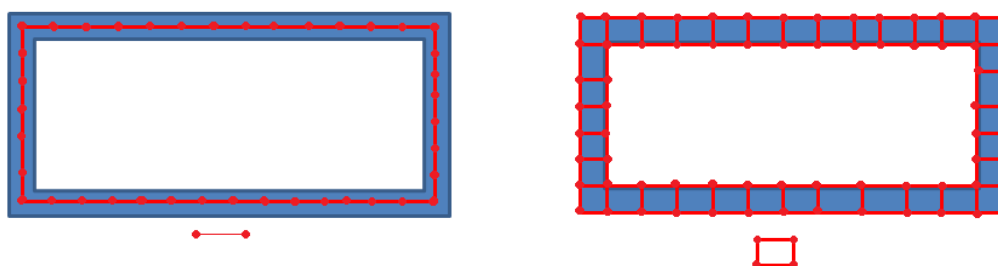


Figura 1.9: Esempi di mesh 2D di sezioni di pala eolica [4]

In analogia con la modellazione 3D, dove esiste la possibilità di usare shell e solidi, per quella 2D esiste la possibilità di usare elementi tipo pannello (disposti a metà spessore, cioè *mid-thickness*) e di tipo superficiali. In fig.1.10 vengono schematizzati gli elementi usati per la modellazione di una sezione rettangolare (in blu): elementi “pannello” con nodi disposti a metà dello spessore locale (fig.1.10a) ed elementi superficiali (fig.1.10b).



(a) Elementi di tipo pannello, da 2 a 4 nodi (b) Elementi di tipo superficiale, da 3 a 8 nodi

Figura 1.10: Tipologie di elementi usati per la modellazione bidimensionale

Il software usato nell’ottimizzatore per il calcolo bidimensionale è ANBA (Anisotropic Beam Analysis [12]), un codice sviluppato al Politecnico di Milano (cap.17). ANBA supporta entrambe le tipologie di elementi, ma attualmente i modelli creati nel ciclo di ottimizzazione sono a pannelli come in fig.1.10a. Per sfruttare al meglio le potenzialità di ANBA, si è deciso quindi di inserire in questo lavoro di tesi anche un’ultima parte per la creazione dettagliata della mesh della sezione di pala a elementi superficiali, completando quindi il set di modelli messo a disposizione per la progettazione.

1.4 Stato dell'arte

Lo scopo di velocizzare la modellazione tridimensionale di pale eoliche ha portato centri di ricerca e aziende a sviluppare dei software utilizzabili come da pre-post processori per solutori FEM. Dal web e da articoli disponibili in letteratura si ne trovano tre: NUMAD, FOCUS e NSE “blade Mesher”.

1.4.1 NUMAD

NUMAD [13] (*Numerical Manufacturing And Design tool*) è un pre-post processore per il solutore ANSYS (fig.1.11), sviluppato da Daniel Laird presso i laboratori statunitensi SANDIA. (www.sandia.gov).

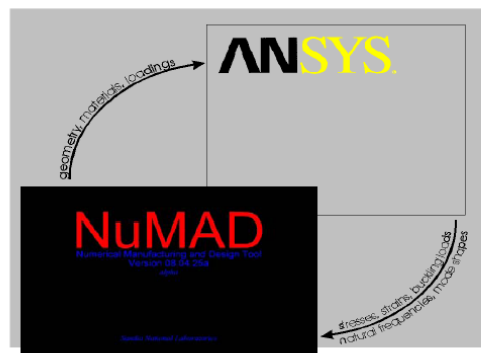


Figura 1.11: Software NUMAD per la modellazione di pale eoliche

La procedura di modellazione con NUMAD non è automatizzata, nel senso che questo programma è solo un'interfaccia tra ANSYS e l'utente: una volta definita la geometria della pala (forma dei profili, svergolamenti, posizione delle web e degli spar caps etc.), l'utente deve inserire nel programma queste informazioni con procedura manuale. NUMAD, attraverso un'interfaccia grafica (fig.1.12), consente di visualizzare tutte le informazioni inserite, dalla forma dei profili alla distribuzione dei *plies* di materiale.

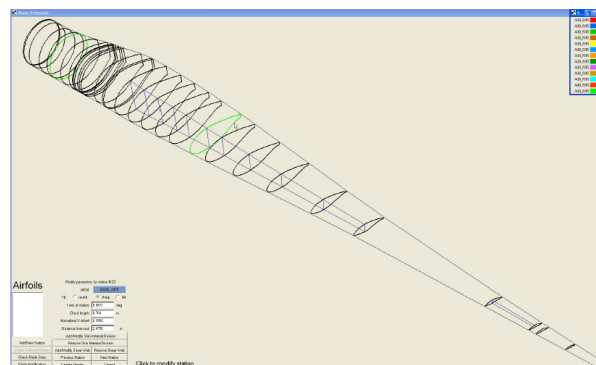


Figura 1.12: Interfaccia grafica di NUMAD [5]

Tutte le informazioni geometriche della pala vengono tradotte nel file di input per ANSYS, che può essere utilizzato per analisi statiche, di buckling, modali etc. NUMAD supporta delle mesh solo con elementi di tipo shell. Dopo lo studio di Laird[2] è stata sviluppata una versione di NUMAD (*NUMAD_mid*) che consente di modellare la pala con shell senza offset. La generazione della geometria *mid-thickness* è comunque scomoda perché deve essere fatta dall'utente esternamente al programma.

1.4.2 Focus

Focus è un programma più esteso che raggruppa diversi strumenti per il design della completa turbina eolica. Questo software è stato sviluppato dal centro WMC (*Wind turbine Materials and Constructions*, www.wmc.eu), fondato dall' *University of Technology* di Delft e dal *Energy research Center of the Netherlands*(ECN). Tra gli strumenti messi a disposizione da FOCUS vi è un tool (FAROB) per la costruzione interattiva della pala eolica, che permette di facilitare l'inserimento dei materiali e delle proprietà del modello a elementi finiti. Questo programma, come NUMAD, non è dunque completamente automatizzato ed è richiesto comunque l'intervento dell'utente. L'unica tecnica di modellazione supportata è quella a shell con offset delle proprietà.

1.4.3 NSE Blade-mesher

Questo software è stato sviluppato dalla NSE Composites, azienda operante nel settore delle strutture in composito (www.nsecomposites.com). Questo pre-post processore per ABAQUS è l'unico programma tra quelli trovati in letteratura in grado di generare una mesh a elementi solidi. Dalla poca documentazione trovata per questo codice si può capire che la mesh a elementi solidi viene costruita a partire da nodi disposti sul contorno del profilo 2D della pala(fig.1.13); i nodi interni vengono ottenuti dalla proiezione dei nodi esterni lungo la normale, di una quantità pari allo spessore locale delle componenti (spar caps, skin, etc.). L'utente può scegliere il numero di elementi in spessore e la dimensione di questi. Dalla mesh della sezione viene costruita quella tridimensionale interpolando in apertura le posizioni dei nodi di tutte le sezioni.

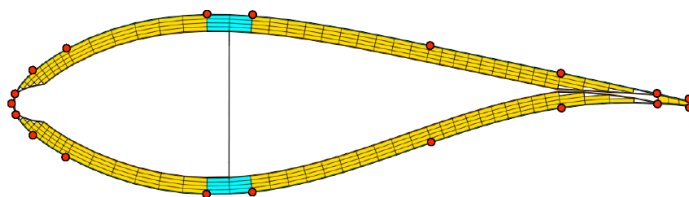


Figura 1.13: Particolare della sezione modellata con NSE blade-mesher

Un difetto di questa tecnica è che le zone di transizione (che possono essere critiche e quindi importanti da modellare), come l'inizio e fine dello spar cap, delle webs, dei rinforzi e del riempitivo, non possono essere gestite, come anche le regioni di transizione tra mesh diversamente infittite. Sostanzialmente la porzione di pala modellabile deve

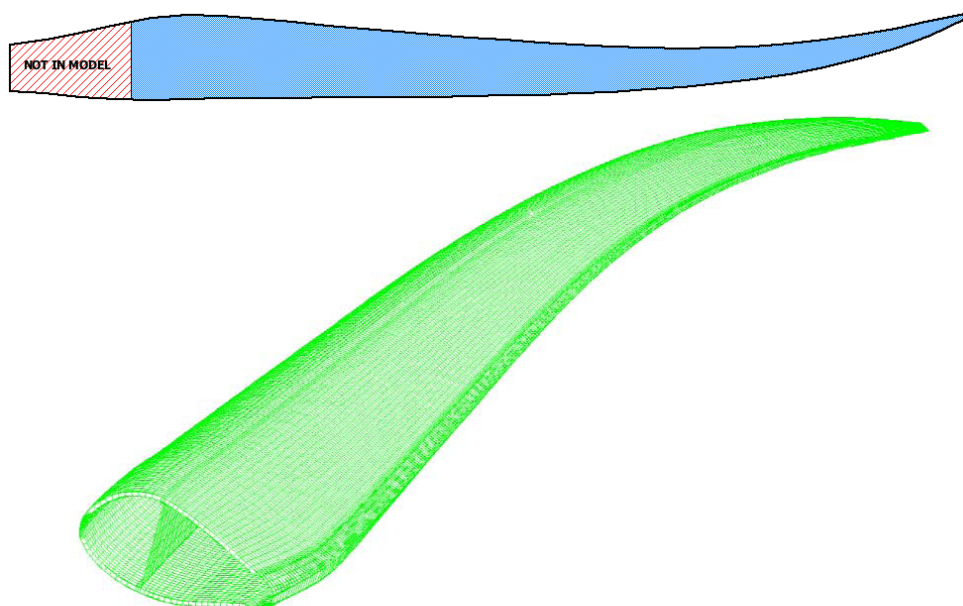


Figura 1.14: Pala modellata con NSE blade-mesher[1]

avere la stessa topologia: questo spiega perché in [1], dove viene usato questo generatore di griglia, la pala è stata modellata tralasciando la zona di radice (fig.1.14). Non tutta la pala viene modellata a elementi solidi: le webs centrali e la web di bordo d'uscita sono a elementi shell.

1.4.4 Conclusioni sullo stato dell'arte

Gli strumenti già esistenti per modellare a elementi finiti le pale eoliche sono specializzati in un'unica tecnica di modellazione (shell per NUMAD e FOCUS, solidi per NSE blade-mesher) e non danno all'utente la possibilità di costruire modelli di diversa complessità e dettaglio. NUMAD e FOCUS semplificano e velocizzano la realizzazione e gestione della mesh riducendo anche di un 50% il tempo di modellazione [13], ma viene richiesto comunque l'intervento dell'utente e procedure manuali, in quanto sono delle interfacce tra utente e solutore FEM. NSE blade-mesher è l'unico in grado di costruire una mesh in modo automatico, ma ha delle grosse limitazioni nel modellare zone di transizione come la radice della pala, tra l'altro una delle regioni più sollecitate. Lo strumento sviluppato in questa tesi permette di costruire modelli FEM con tutte le tecniche possibili, senza l'intervento dell'utente e in più ha una parte dedicata alla modellazione 2D della sezione a elementi piani. Se con gli strumenti già esistenti si riesce a ridurre il tempo speso per la modellazione da una settimana a pochi giorni, con questo si riescono ad avere dei risultati in qualche decina di minuti.

Capitolo 2

Ottimizzazione aero-servo-elastica di turbine eoliche

In questo capitolo è descritto il funzionamento del codice di ottimizzazione aero-servo-elastica di turbine eoliche attualmente in uso presso il Dipartimento di Ingegneria Aerospaziale del Politecnico di Milano dal gruppo di ricerca PoliWind. Il modellatore di questo lavoro di tesi è stato sviluppato con l’obiettivo di integrare l’ottimizzatore, non solo “passivamente” come post-processor dell’ottimizzatore stesso, ma anche come componente attiva nell’ottimizzazione, fornendo dei risultati più accurati e creando dei modelli che supportano nuove analisi. Lo scopo di questo capitolo è anzitutto quello di descrivere cosa attualmente viene fatto nell’ottimizzatore (tipi di analisi, modelli disponibili). In secondo luogo è spiegata una possibile modalità di inserimento dello strumento di modellazione nel ciclo di ottimizzazione. In conclusione del capitolo vengono descritti i parametri geometrici della pala gestiti dall’ottimizzatore: questi sono il punto di partenza della costruzione dei modelli FEM.

2.1 Il codice di ottimizzazione

Per il design delle pale eoliche il gruppo di ricerca del Dipartimento di Ingegneria Aerospaziale del Politecnico di Milano Poli-Wind ha sviluppato il codice di ottimizzazione aero-servo-elastica Cp-Max (*Code for Performance Maximization*, [14]). L’ottimizzatore include tutti gli aspetti più critici e che più caratterizzano il design della macchina: l’aerodinamica, il calcolo dei carichi, le leggi di controllo e il dimensionamento strutturale. L’obiettivo è di trovare il giusto compromesso tra i parametri di progetto (spessori delle componenti, forma aerodinamica, etc.) per massimizzare l’AEP (*Annual Energy Production*) e allo stesso tempo per minimizzare il peso del rotore, quest’ultimo correlato con il costo complessivo della macchina. L’ottimizzazione si sviluppa in due stadi:

1. il primo stadio, all’interno del quale opererà il modellatore sviluppato in questa tesi, trova la soluzione ottima che minimizza il peso della pala e massimizza l’AEP. Questa analisi è condotta a macro-parametri di progetto fissati, tipicamente il diametro del rotore e la massima corda della pala. Questa procedu-

ra viene ripetuta per diversi valori di macro-parametri, generando quindi una famiglia di pale ottimizzate;

2. le soluzioni ottenute con le ottimizzazioni del punto precedente vengono interpolate rispetto ai macro-parametri, e viene trovata la soluzione con la migliore combinazione tra AEP e peso.

L'attenzione va focalizzata sul primo dei due stadi: questo consiste in una sequenza di ottimizzazioni vincolate dove si alternano un'ottimizzazione puramente aerodinamica e un'ottimizzazione puramente strutturale. L'ottimizzazione aerodinamica ricerca le migliori distribuzioni di svergolamento dei profili e di corda che massimizzano l'AEP; questa ottimizzazione è fatta a parametri strutturali fissati. Quella strutturale, invece, determina i parametri che minimizzano il peso a forma esterna della pala fissata. Le due ottimizzazioni sono quindi disaccoppiate: questa semplificazione è giustificata dal fatto che l'aerodinamica è fortemente influenzata da parametri come lo svergolamento delle sezioni in apertura e la distribuzione di corde, mentre risente debolmente delle lente variazioni di spessori delle componenti, posizione in corda degli spar-caps etc.

Per comprendere come viene integrato il modellatore nell'architettura dell'ottimizzatore, è utile entrare nel dettaglio delle due ottimizzazioni sequenziali. Dati i parametri di partenza aerodinamici p_a (distribuzione iniziale di corda e svergolamenti), strutturali p_s (distribuzione iniziale degli spessori delle componenti, posizione in corda di spar caps, webs e rinforzi) e il vettore \mathbf{D} con cui vengono definiti i macro-parametri e i vincoli di ottimizzazione (diametro del rotore, velocità di tip massima, limiti sugli autovalori della pala, corda massima, etc.), i parametri ottimizzati (contraddistinti da un *) sono ricavati dalla funzione¹:

$$[p_a^*, p_s^*, w^*, P_y^*] = \text{SequentialMaxAEPMinBladeWeight}(p_a, p_s, \mathbf{D}) \quad (2.1a)$$

$$\mathbf{do} \quad (2.1b)$$

$$[p_a^*, P_y^*] = \text{MaxAEP}(p_a, p_s, \mathbf{D}) \quad (2.1c)$$

$$[p_s^*, w^*] = \text{MinBladeWeight}(p_a^*, p_s, \mathbf{D}) \quad (2.1d)$$

$$\Delta p_a = \|p_a^* - p_a\|, \quad \Delta p_s = \|p_s^* - p_s\|, \quad (2.1e)$$

$$p_a = p_a^*, \quad p_s = p_s^* \quad (2.1f)$$

$$\mathbf{while} (\Delta p_a \geq tol_{p_a} \mathbf{and} \Delta p_s \geq tol_{p_s}) \quad (2.1g)$$

$$\mathbf{return} \quad (2.1h)$$

Dove w è il peso della pala e P_y l'energia annua. Di interesse per la modellazione automatizzata FEM è la funzione 2.1d che si sviluppa come:

¹Viene usata la notazione $[output]=nome_funzione(input)$

$$\begin{aligned}
[p_s^*, w^*] &= \text{MinBladeWeight}(p_a, p_s, \mathbf{D}) & (2.2a) \\
[\mathbf{E}] &= \text{LoadEnvelope}(p_a, p_s, \mathbf{D}) & (2.2b) \\
\mathbf{do} & & (2.2c) \\
\quad [p_s^*, w^*] &= \text{MinBladeWeightFrozenLoads}(p_a, p_s, \mathbf{D}, \mathbf{E}) & (2.2d) \\
\quad [\mathbf{E}'] &= \text{LoadsEnvelope}(p_a, p_s^*, \mathbf{D}) & (2.2e) \\
\quad \Delta p_s &= \|p_s^* - p_s\|, \Delta \mathbf{E} = \|\mathbf{E}' - \mathbf{E}\| & (2.2f) \\
\quad p_s &= p_s^*, \mathbf{E} = \mathbf{E}' & (2.2g) \\
\quad \mathbf{while} & (\Delta p_s \geq \text{tol}_{p_s} \text{ and } \Delta \mathbf{E} \geq \text{tol}_E) & (2.2h) \\
\mathbf{return} & & (2.2i)
\end{aligned}$$

Come si può notare, l'involuppo dei carichi \mathbf{E} non è calcolato per ogni variazione dei parametri strutturali, ma viene mantenuto “congelato” per ridurre il costo computazionale. Questa ipotesi semplificativa, ma necessaria per ridurre il costo computazionale, è giustificata dal fatto che l'involuppo \mathbf{E} è poco sensibile alla variazione dei parametri p_s . La funzione 2.2d trova i nuovi parametri strutturali della pala che minimizzano il suo peso rispettando i seguenti vincoli:

- le prime due frequenze proprie della pala devono cadere in un certo range di frequenze per evitare problemi di risonanza

$$\omega_{1f,2f}(p_s, \mathbf{D}) \in [\omega_L, \omega_U]$$

- gli sforzi e le deformazioni devono rispettare le disuguaglianze:

$$\sigma_{min,adm} \leq \sigma(p_s, \mathbf{E}, \mathbf{D}) \leq \sigma_{max,adm}$$

$$\epsilon_{min,adm} \leq \epsilon(p_s, \mathbf{E}, \mathbf{D}) \leq \epsilon_{max,adm}$$

dove σ_{adm} e ϵ_{adm} sono gli sforzi e le deformazioni massimi ammissibili del materiale;

- il coefficiente di danneggiamento a fatica si deve mantenere inferiore o al più uguale all'unità:

$$d(p_s, \mathbf{E}, \mathbf{D}) \leq 1$$

questo margine è indicativo del livello di danneggiamento e se rispettato garantisce la vita operativa imposta (cap.4.6);

- la massima deflessione di tip deve essere inferiore al limite massimo ammissibile per evitare che la pala urti con la torre:

$$\delta_{tipmax} \leq \delta_{tipadm}$$

Lo strumento usato per modellare la sezione di pala nell'ottimizzatore è ANBA. Questo è usato in due analisi distinte: la prima definisce le proprietà inerziali ed elastiche delle sezioni che costituiscono la pala in apertura. Queste proprietà permettono di costruire il modello a trave multicorpo della pala: questo, insieme ai modelli delle altre componenti (torre, hub, nacelle, etc.) viene usato nelle simulazioni aero-servo-elastiche. Nella seconda analisi, ANBA serve per recuperare le informazioni sullo stato di sforzo e deformazione dei componenti sulla base della teoria delle travi anisotrope. ANBA supporta delle mesh sia a elementi superficiali che a pannelli. Attualmente nell'ottimizzatore le mesh implementate sono solo a pannelli e non viene modellato il riempitivo.

Le analisi multicorpo sono fatte con il programma Cp-Lambda (*Code for Performance, Loads and Aeroelasticity by Multi-Body Dynamic Analysis* [15]): questo si basa su una formulazione multicorpo a elementi finiti non lineari. Le condizioni di carico simulate in Cp-Lambda sono dettate dalla normativa IEC 61400 [16]. Da Cp-Lambda possono essere estratte tutte le informazioni sulla distribuzione di azioni interne e dei carichi aerodinamici del modello a trave.

2.2 Integrazione del modellatore

Il modellatore implementato in questo lavoro di tesi può essere integrato all'ottimizzatore con diverse modalità. Una di queste prevede di generare una mesh tridimensionale subito dopo il ciclo **do-while** della 2.2. In questo modo, ripetendo con il FEM le analisi, si possono riverificare i vincoli. Poiché possono esserci delle discrepanze dovute al diverso livello di dettaglio tra modelli FEM e trave, i vincoli possono non risultare soddisfatti. Nel caso in cui ciò accada, grazie ai risultati FEM è possibile intervenire sui vincoli dell'ottimizzazione per compensare tale differenza. Correggendo in modo opportuno la tolleranza, nell'iterazione successiva l'ottimizzatore cercherà una combinazione di parametri p_s tale da garantire il soddisfacimento dei vincoli anche per il modello FEM. Un esempio di questa procedura è mostrato nel cap.5 sulla chiusura del ciclo di ottimizzazione. Il nuovo aspetto del ciclo 2.2 diventa:

$$[p_s^*, w^*] = \text{MinBladeWeight}(p_a, p_s, \mathbf{D}) \quad (2.3a)$$

$$[\mathbf{E}] = \text{LoadEnvelope}(p_a, p_s, \mathbf{D}) \quad (2.3b)$$

$$\mathbf{do} \quad (2.3c)$$

$$[p_s^*, w^*] = \text{MinBladeWeightFrozenLoads}(p_a, p_s, \mathbf{D}, \mathbf{E}) \quad (2.3d)$$

$$[\mathbf{E}'] = \text{LoadsEnvelope}(p_a, p_s^*, \mathbf{D}) \quad (2.3e)$$

$$\Delta p_s = \|p_s^* - p_s\|, \Delta \mathbf{E} = \|\mathbf{E}' - \mathbf{E}\| \quad (2.3f)$$

$$p_s = p_s^*, \mathbf{E} = \mathbf{E}' \quad (2.3g)$$

$$\mathbf{while} (\Delta p_s \geq \text{tol}_{p_s} \text{ and } \Delta \mathbf{E} \geq \text{tol}_E) \quad (2.3h)$$

$$[\text{newD}^*] = \text{3DFemModelAnalysis\&Result}(p_s, \mathbf{D}) \quad (2.3i)$$

$$\mathbf{D} = \text{newD}^*; \quad (2.3j)$$

$$\mathbf{return} \quad (2.3k)$$

Dove la funzione 2.3i può essere sviluppata come:

$$[\mathbf{newD}^*] = 3DFemModelAnalysis\&Result(p_s, D) \quad (2.4a)$$

$$[FemModel] = BuiltFemModel(p_s) \quad (2.4b)$$

$$[Results] = FemAnalysis(FemModel) \quad (2.4c)$$

$$[\mathbf{newD}^*] = PostProcessing(Results) \quad (2.4d)$$

$$\mathbf{return} \quad (2.4e)$$

In questa fase si può introdurre un nuovo sviluppo dell'ottimizzatore stesso, possibile grazie ai modelli FEM 3D: il dimensionamento preliminare del riempitivo. Nella funzione 2.2d può essere fatto un primo dimensionamento con delle formule semplificate (cap.4.5). Lo spessore così ottenuto è aggiunto ai parametri in uscita p_s^* e usato per costruire il modello di pala tridimensionale. Con questo modello è possibile compiere analisi di buckling e le informazioni ottenute da queste vengono usate nel successivo ciclo di ottimizzazione per un dimensionamento più adatto del riempitivo.

Il secondo livello di interazione tra il modellatore e l'ottimizzatore va cercato più internamente al ciclo di ottimizzazione: il modellatore, infatti, è in grado di generare in automatico delle mesh bidimensionali di sezione a elementi superficiali, che possono essere usate sia per determinare le proprietà elastiche del modello a trave che per calcolare lo stato di sforzo. In questo modo è possibile sfruttare tutte le potenzialità di ANBA: si può valutare l'effetto del riempitivo sulle proprietà della sezione e lo stato di sforzo completo tridimensionale, utile per studiare fenomeni di rottura di materiali compositi come la delaminazione. Per i motivi spiegati nel cap.4, questa integrazione non è stata testata in questo lavoro di tesi ed è un possibile sviluppo futuro.

2.3 Parametri strutturali

Le informazioni necessarie per costruire il modello FEM completo sono contenute nei parametri p_s . Questi vengono definiti per un numero di stazioni in apertura scelte dall'utente, le stesse oggetto dell'ottimizzazione. È utile dare una descrizione generale delle informazioni contenute nei parametri in quanto sono il punto di partenza della modellazione FEM. Si ricordi, inoltre, che questa parte dell'ottimizzazione viene fatta a forma esterna fissata e quindi sono note le coordinate del profilo aerodinamico e l'angolo di rotazione delle sezioni, lo svergolamento. In riferimento alla fig.2.1 le informazioni disponibili sono:

- coordinata della posizione di inizio e fine dello spar-cap x_{spar_1} e x_{spar_2} ;
- coordinate di inizio webs x_{web_1} e x_{web_2} ;
- coordinata di fine rinforzo di bordo d'attacco x_{LE} ;
- coordinata di inizio rinforzo di bordo d'uscita x_{TE} ;
- spessore totale della skin $t_{skin} = t_{skin_1} + t_{skin_2}$;

- spessore dello spar cap t_{spar} ;
- spessori dei rinforzi di bordo d'attacco e uscita t_{LE} e t_{TE} ;

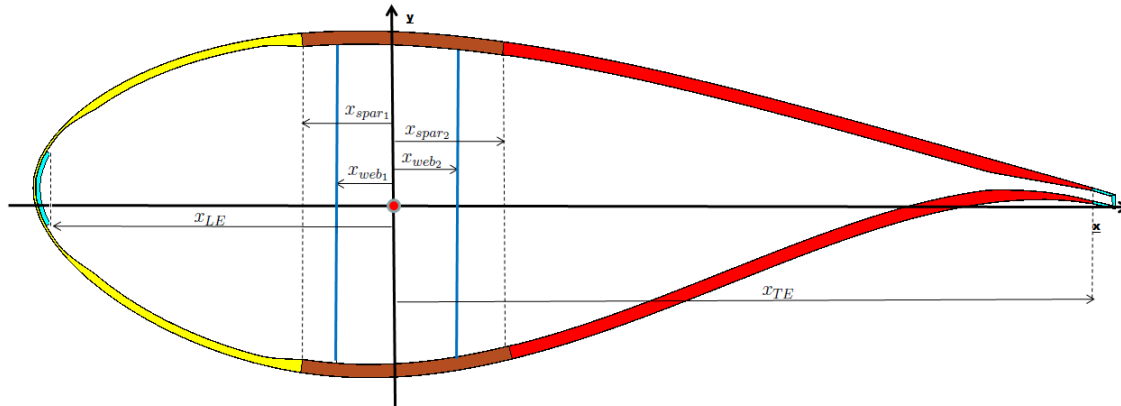


Figura 2.1: Parametri strutturali che definiscono la posizione delle componenti.

Capitolo 3

Modellazione CAD e FEM

In questo capitolo è descritta la procedura di generazione del modello FEM, dall'elaborazione della geometria fino alla definizione delle proprietà, dei materiali, dei vincoli e dei carichi. Le diverse tecniche di modellazione FEM (bidimensionale a elementi superficiali, tridimensionale a elementi shell e tridimensionale a elementi solidi) vengono descritte separatamente. Al termine del capitolo sono descritti gli strumenti scelti per la modellazione.

3.1 Procedura generale di costruzione del modello

La costruzione di un modello a elementi finiti di strutture complesse prevede diversi passaggi. Questi vengono fatti con strumenti diversi e nelle aziende, tipicamente, sono persone diverse che si occupano di ogni singolo *step*. Affinché questa procedura possa essere completamente automatizzata è necessario garantire il corretto svolgimento di tutti i passaggi.

La procedura da automatizzare in generale prevede:

1. calcolo delle coordinate dei punti nello spazio che descrivono la forma della superficie della componente da creare. Questa superficie può essere il contorno esterno del volume della componente o direttamente una superficie che giace a metà dello spessore del laminato. In questa fase è necessario costruire con precisione tutti i dettagli della pala, dalle zone di transizione alle flange etc.;
2. costruzione delle superfici: le informazioni contenute nelle coordinate dei punti vengono tradotte in un oggetto matematico che descrive la superficie in forma parametrica. Questo oggetto deve essere a sua volta tradotto in un linguaggio interpretabile dal software in uso per la generazione della mesh;
3. generazione della griglia. Questo passaggio va a buon termine se la geometria viene discretizzata in superfici elementari, per consentire agli algoritmi per la generazione automatica di creare una griglia il più regolare possibile;
4. attribuzione delle proprietà alla griglia. Questo step non è banale: devono essere gestite le proprietà dei materiali, la suddivisione nei diversi plies e l'orientazione

delle fibre del composito (in particolare, come già sottolineato in precedenza, non è immediato trovare la corretta orientazione dei materiali per elementi solidi);

5. caricamento della struttura. Va studiata una modalità di applicazione dei carichi. Le informazioni sui carichi vengono tipicamente ottenute da simulazioni numeriche con software multi-corpo (come *Cp-Lambda*), dove la pala viene modellata come una trave. Note le azioni interne del modello a trave è necessario risalire ai carichi tridimensionali da applicare al modello FEM;
6. gestione delle analisi e dei risultati. Un modello FEM tridimensionale supporta più analisi di un modello bidimensionale. I dati in uscita da queste analisi devono essere organizzati in modo opportuno per fornire all'utente o all'ottimizzatore delle informazioni utili ai fini della progettazione.

Nei prossimi paragrafi vengono affrontati tutti questi punti descrivendo l'approccio adottato nel modellatore.

3.2 Modellazione CAD

3.2.1 Gestione della geometria

La costruzione di superfici per la costruzione della griglia viene fatta una volta calcolate le coordinate nello spazio dei punti che definiscono la componente da modellare. Per fare questo le informazioni del file di output dell'ottimizzatore non sono sufficienti: la geometria deve essere discretizzata opportunamente e devono essere ricostruiti tutti i dettagli (flange, bordo d'uscita, le rampe di transizione del riempitivo etc.) per una riproduzione il più realistica possibile della pala. La procedura di costruzione della griglia con elementi solidi prevede di conoscere le superfici che racchiudono il volume di ogni componente, mentre quella con elementi shell richiede la superficie che giace a metà dello spessore totale, diverso a seconda che ci sia riempitivo con skin, o skin e spar caps o skin e rinforzi.

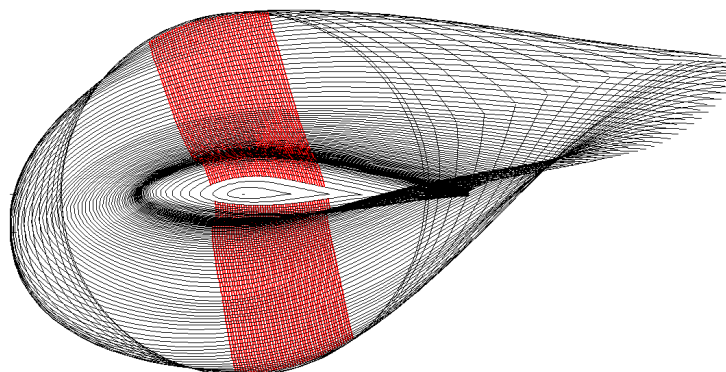


Figura 3.1: Discretizzazione in apertura della geometria della pala; in rosso gli spar caps.

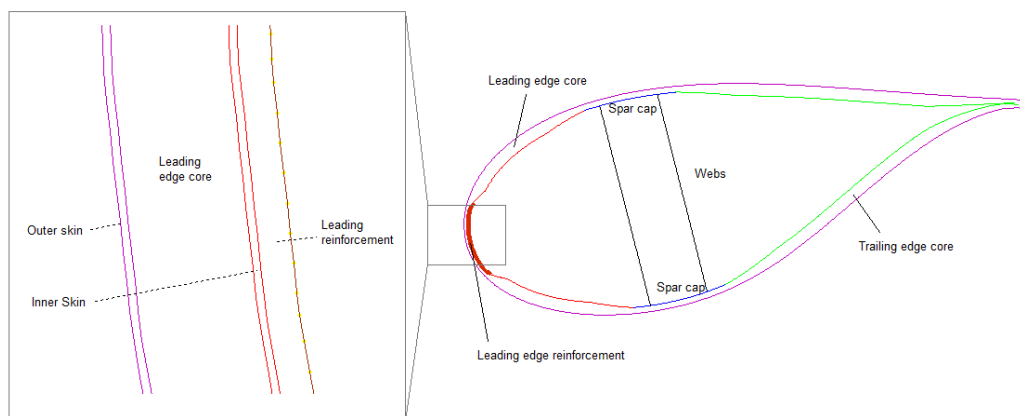


Figura 3.2: Geometria di una tipica sezione di pala elaborata dal modellatore, con un dettaglio del bordo d'attacco.

Nel codice sono state implementate tutte le routine necessarie per gestire la geometria. Queste permettono, note le coordinate dei punti per date stazioni in apertura, di ottenere mediante interpolazione una qualsiasi discretizzazione della pala e delle sue componenti (fig.3.1).

La geometria interna della pala viene costruita traslando, in direzione della normale locale, i punti disposti sul profilo della sezione di una quantità pari allo spessore, ricostruendo così l'andamento della skin interna e delle zone di transizione tra parti di spessore diverso (fig.3.2). Queste zone, in particolare, devono essere modellate con accuratezza, come descritto dalla GL2010 sezione 3.4.3.5 [17]. Il codice è stato implementato dando la possibilità all'utente di scegliere una pendenza adeguata delle transizioni onde evitare errori di modellazione come la sovrapposizione di componenti (fig.3.3). I punti sono così pronti per essere usati nella costruzione delle superfici.

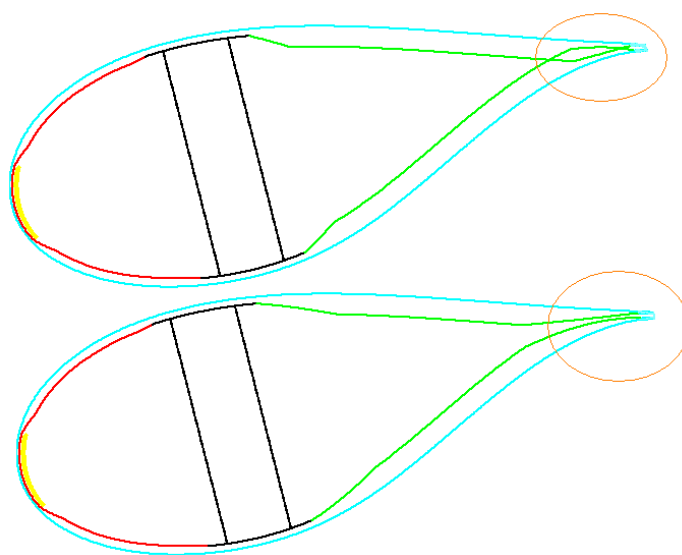


Figura 3.3: Modellazione delle rampe di transizione con diverse pendenze.

3.2.2 Costruzione delle superfici tramite NURBS

L'approccio adottato per la modellazione di superfici è quello delle NURBS (Non Uniform Rational Basis Spline), una tecnica di largo impiego nei sistemi di computer grafica. Note le coordinate dei punti della geometria vengono costruite delle superfici di interpolazione. Queste sono il punto di partenza della procedura di generazione della griglia, ed essendo gli elementi finiti molto sensibili alle imperfezioni, in particolare le analisi di buckling con shell [18], è necessario costruirle il più accuratamente possibile.

Per comprendere come vengono scelti i parametri di definizione della NURBS nel modellatore, è utile fare una breve introduzione teorica[19][20]. È comodo partire con la definizione di curva NURBS in quanto l'estensione al caso di superficie è immediata. Una curva NURBS di grado p (o ordine $k=p+1$) è in generale così definita:

$$\mathbf{C}(u) = \frac{\sum_{i=0}^n N_{i,p}(u)w_i\mathbf{P}_i}{\sum_{i=0}^n N_{i,p}(u)w_i} \quad (3.1)$$

Dove P_i sono i *punti di controllo* (che costituiscono il poligono di controllo), w_i i *pesi* e $N_{i,p}(u)$ sono le basi di grado p , definite su un *vettore di nodi*

$$U = \{a, \dots, a, u_{p+1}, \dots, u_{m-p-1}, b, \dots, b\} \quad (3.2)$$

Una NURBS quindi è definita dal suo *ordine*, da un insieme di *punti di controllo* pesati e da un *vettore di nodi*. I *punti di controllo* sono degli "attrattori" della curva e ne determinano la forma. Una caratteristica fondamentale è che il singolo punto di controllo influenza solo localmente la curva, in virtù della proprietà di *supporto locale* delle funzioni di forma, che sono diverse da zero solo in certi sottointervalli del dominio $[u_0, u_m]$ (fig.3.4).

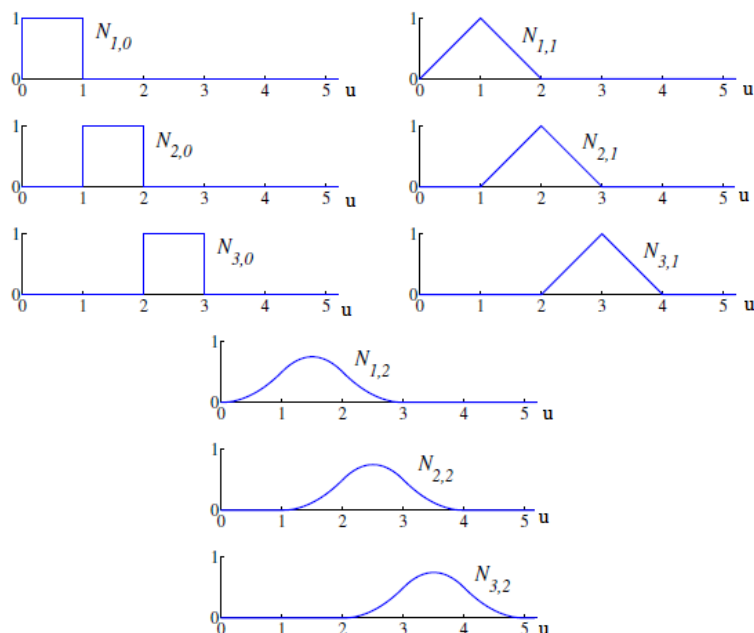


Figura 3.4: Funzioni base di ordine 0,1 e 2 per un vettore dei nodi uniforme $U = \{0, 1, 2, \dots\}$

I *nodi* definiscono dove e in che modo i punti di controllo influenzano la curva. Il vettore dei nodi divide il dominio parametrico $[u_0, \dots, u_m]$ in *knots spans*. Percorrendo questo dominio, quando il parametro u entra in un nuovo intervallo (*knots span*), si ha l'attivazione di un nuovo punto di controllo mentre un altro viene messo da parte diventando ininfluenza. Nodi consecutivi possono essere ripetuti (molteplicità del nodo maggiore a uno): se, ad esempio, si ha molteplicità doppia di un nodo, due punti di controllo vengono attivati contemporaneamente (e quindi due messi da parte). Solitamente il primo e l'ultimo nodo hanno molteplicità pari all'ordine della curva: in questo modo la curva inizia e termina su un punto di controllo (fig.3.5).

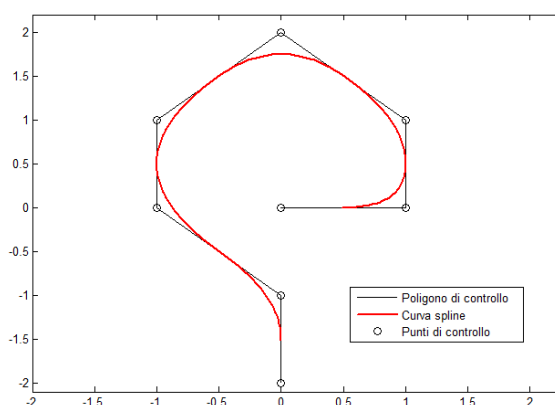


Figura 3.5: Curva B-Spline con evidenziati il poligono e i punti di controllo

La curva è detta *razionale* se i pesi sono diversi dall'unità: grazie ai pesi è possibile controllare la curva senza aggiungere ulteriori punti di controllo, in quanto si riesce a modificare l'influenza di ciascun punto di controllo.

L'estensione al caso di una superficie è immediata (fig.3.6): la superficie NURBS è ottenuta dalla moltiplicazione delle funzioni di forma di due curve NURBS (per questo è detta *tensor product surface*[20]). Una superficie NURBS di grado p nella direzione di u e di grado q nella direzione di v è quindi data da

$$\mathbf{S}(u, v) = \frac{\sum_{i=0}^n \sum_{j=0}^m N_{i,p}(u) N_{j,q}(v) w_{i,j} \mathbf{P}_{i,j}}{\sum_{i=0}^n \sum_{j=0}^m N_{i,p}(u) N_{j,q}(v) w_{i,j}} \quad (3.3)$$

Dove $\mathbf{P}_{i,j}$ (fig.3.6) sono i punti del poligono di controllo con rispettivi pesi $w_{i,j}$. $N_{i,p}(u)$ e $N_{j,q}(v)$ sono le funzioni di base B-spline definite questa volta su due vettori di nodi

$$U = \{0, \dots, 0, u_{p+1}, \dots, u_{r-p-1}, 1, \dots, 1\}$$

$$V = \{0, \dots, 0, v_{q+1}, \dots, v_{s-q-1}, 1, \dots, 1\}$$

con $r = n + p + 1$ e $s = m + q + 1$.

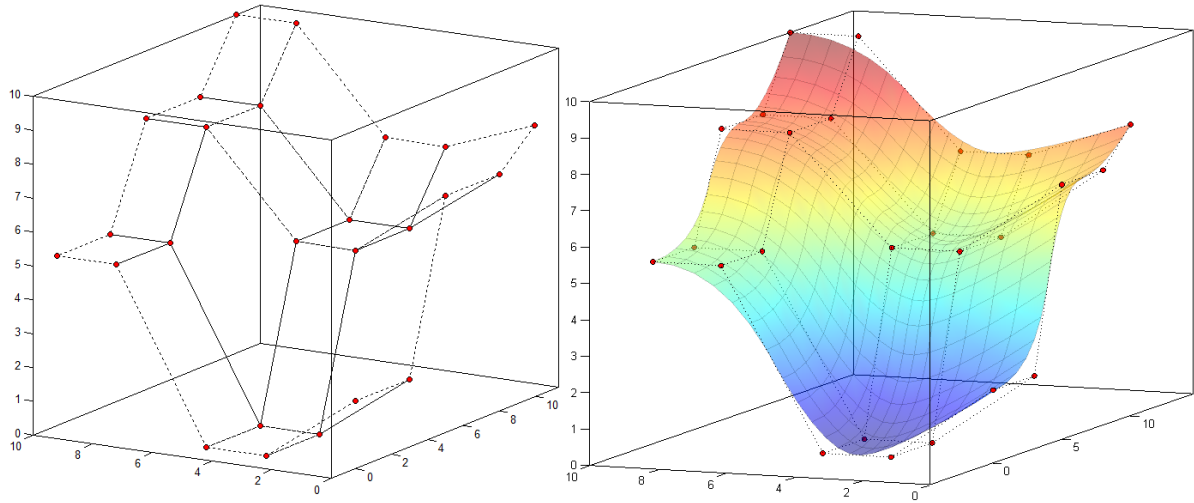


Figura 3.6: Superficie NURBS: a sinistra il poligono di controllo

Se i punti di controllo sono le uniche incognite e vengono fissati pesi e nodi, la 3.3 porta ad un sistema lineare determinato (se il numero di punti di controllo eguaglia il numero dei punti della geometria) o ad un problema sovradeterminato risolvibile, ad esempio, ai minimi quadrati (se si decide di usare meno punti di controllo). Se vengono introdotti come incognite anche i pesi o i nodi, il sistema diventa non lineare e di difficile risoluzione. Per questo motivo solitamente nei problemi di interpolazione i pesi vengono fissati pari all'unità. Nell'algoritmo implementato nel modellatore di questa tesi costruisce solo superfici non razionali. Noti i punti della geometria della pala $Q_{k,l}$, con $k = 0, \dots, n$ e $l = 0, \dots, m$ in uscita dall'ottimizzatore, è possibile quindi costruire una superficie B-spline non razionale:

$$\mathbf{Q}_{k,l} = S(\bar{u}_k, \bar{v}_l) = \sum_{i=0}^n \sum_{j=0}^m N_{i,p}(\bar{u}_k) N_{j,q}(\bar{v}_l) \mathbf{P}_{i,j} \quad (3.4)$$

dove le incognite del problema, una volta definiti in modo opportuno i vettori dei nodi, sono i punti del poligono di controllo $\mathbf{P}_{i,j}$.

Per calcolare i parametri di collocazione \bar{u}_k (il calcolo di \bar{v}_l è analogo), vengono prima calcolati i parametri \bar{u}_k^l per ogni $l = 0, \dots, m$ andando poi a mediare:

$$\bar{u}_k = \frac{1}{m+1} \sum_{l=0}^m \bar{u}_k^l \quad k = 0, \dots, n \quad (3.5)$$

I parametri \bar{u}_k^l vengono determinati come se si trattasse di una curva NURBS. Il metodo usato nel modellatore è quello centripeto [21], dove

$$\bar{u}_k = \bar{u}_{k-1} + \frac{\sqrt{|Q_k - Q_{k-1}|}}{d} \quad k = 1, \dots, n-1 \quad (3.6)$$

con $d = \sum_{k=1}^n \sqrt{|Q_k - Q_{k-1}|}$

Una volta calcolati \bar{u}_k e \bar{v}_k si ricavano i vettori dei nodi con la tecnica suggerita sempre in [19]:

$$u_0 = \dots = u_p = 0 \quad u_{m-p} = \dots = u_m = 1$$

$$u_{j+p} = \frac{1}{p} \sum_{i=j}^{i=j+p-1} \bar{u}_i \quad j = 1, \dots, n-p$$

Grazie al fatto che la superficie NURBS è una *tensor product surface*, i punti del poligono di controllo possono essere calcolati come sequenza di interpolazioni di curve:

$$\mathbf{Q}_{k,l} = \sum_n^{i=0} N_{i,p}(\bar{u}_k) \left(\sum_m^{j=0} N_{j,q}(\bar{v}_l) \mathbf{P}_{i,j} \right) = \sum_{i=0}^n N_{i,p}(\bar{u}_k) R_{i,l}$$

con $R_{i,l} = \sum_m^{j=0} N_{j,q}(\bar{v}_l) \mathbf{P}_{i,j}$. La NURBS di una superficie, rappresentante qualsiasi delle componenti della pala, può essere costruita seguendo la procedura sopra descritta. L'oggetto matematico, composto da punti di controllo e vettore dei nodi, è pronto per essere tradotto in un file CAD.

3.2.3 Interscambio dati CAD

Tutti i software CAD e i pre-processor per analisi FEM permettono di importare ed esportare le informazioni geometriche sottoforma di file di testo, attraverso un linguaggio standard. Nel modellatore tutte le superfici NURBS vengono salvate in formato IGES (*Initial Graphics Exchange Specification*), e possono essere usate sia nella procedura di costruzione del modello FEM strutturale, sia per altri scopi come la generazione di mesh per la CFD (*Computational Fluid Dynamic*) o per gli stampi usati nella realizzazione dei componenti.

IGES è un *American National Standard* (ANS), ed è il formato più usato per lo scambio di dati tra sistemi CAD, CAM (*Computer Aided Manufacturing*) e CAE (Computer Aided Engineering). Una curva NURBS (e analogamente una superficie) è specificata in un file IGES da:

- grado, p e numero di punti di controllo, $n+1$
- punti di controllo P_i e relativi pesi w_i
- un vettore dei nodi U contenente $m+1 = n+p+2$ nodi

I file IGES delle superfici possono essere importati e visualizzati in qualsiasi software CAD. In fig.3.7 vengono visualizzate in Hypermesh le superfici delle componenti interne.

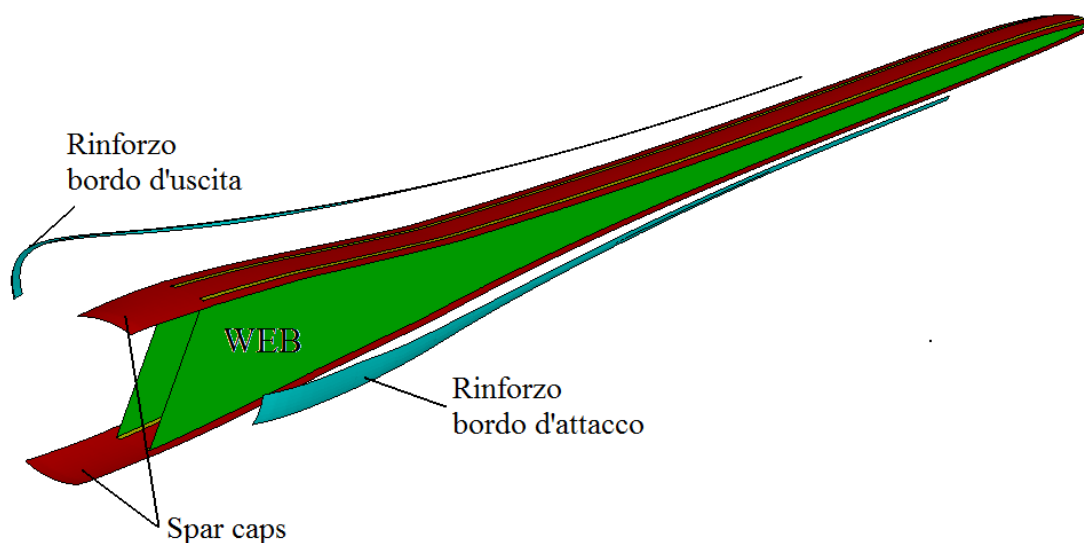


Figura 3.7: Superfici di alcune delle componenti interne della pala generate con il modellatore.

La qualità delle superfici è stata valutata confrontando le curve ottenute dall'intersezione delle superfici stesse con più piani e le curve costruite importando direttamente i punti delle sezioni. Per una pala di 45 metri le differenze riscontrate sono abbondantemente inferiori al millimetro e quindi più che accettabili per gli utilizzi.

3.3 Generazione della griglia

La procedura adottata per la creazione della mesh va distinta in procedura per la creazione di modelli tridimensionali e quella per modelli di sezione. A sua volta la modellazione tridimensionale si differenzia a seconda del tipo di elementi usati, solidi o shell.

Nel modellatore, come descritto in seguito, questa operazione viene automatizzata gestendo attraverso delle *macro* di comandi un software commerciale (nello specifico HyperMesh, cap.3.6). Grazie a questo software è possibile gestire le geometrie e costruire la griglia senza alcun intervento da parte dell'utente: è stata data una struttura al codice tale da renderlo il più generale possibile e robusto ad ogni variazione geometrica, di spessori e di estensione delle componenti in apertura della pala.

3.3.1 Mesh 3D a elementi solidi

Normalmente per generare una mesh a elementi solidi con i pre-processor esistenti in commercio è necessario costruire anzitutto il volume della componente da modellare: per modellare la skin, ad esempio, sarebbe necessario costruire non solo le superfici interna ed esterna della pala, ma anche quelle laterali. È importante sottolineare che è molto complicato riuscire a generare la mesh di un volume di geometria complessa con generatori di griglia automatici: il volume deve infatti essere *mappabile*. Un volume

si dice *mappabile* se è possibile trovare una direzione lungo la quale “estrudere” la mesh bidimensionale di una superficie di contorno del volume, creando così la mesh solida. Un cilindro, ad esempio, è mappabile nella direzione del suo asse, mentre un cubo è mappabile in tre diverse direzioni mutuamente ortogonali. Per poter costruire la griglia di un volume più complesso, come la skin della pala, è necessario partizionarlo in sotto-volumi elementari tutti *mappabili*.

Questa procedura, già di difficile realizzazione per via manuale, è impossibile da automatizzare per una geometria come quella di una pala eolica: è difficile implementare uno schema per partizionare i volumi di tutte le componenti della pala che garantisca la *mappabilità* di tutti i sottovolumi e che soprattutto sia robusto e applicabile a pale diverse. Dopo numerosi tentativi, l'autore ha trovato un modo semplice ma efficace in grado di velocizzare l'intera procedura di creazione della mesh a elementi solidi, tenendo conto della natura geometrica dei domini da modellare. La procedura prevede:

- costruzione delle superfici che delimitano il volume della componente strutturale da modellare. Non è necessario costruire tutte le superfici di contorno, ma solo le due laterali con estensione maggiore (in fig.3.8a è riportato l'esempio per una porzione di spar cap)
- costruzione della griglia su una delle due superfici modellate (fig.3.8b)
- proiezione degli elementi sulla superficie senza griglia nella direzione della normale locale della superficie stessa (fig.3.8c)
- costruzione della mesh solida tra gli elementi delle due superfici (fig.3.8d)

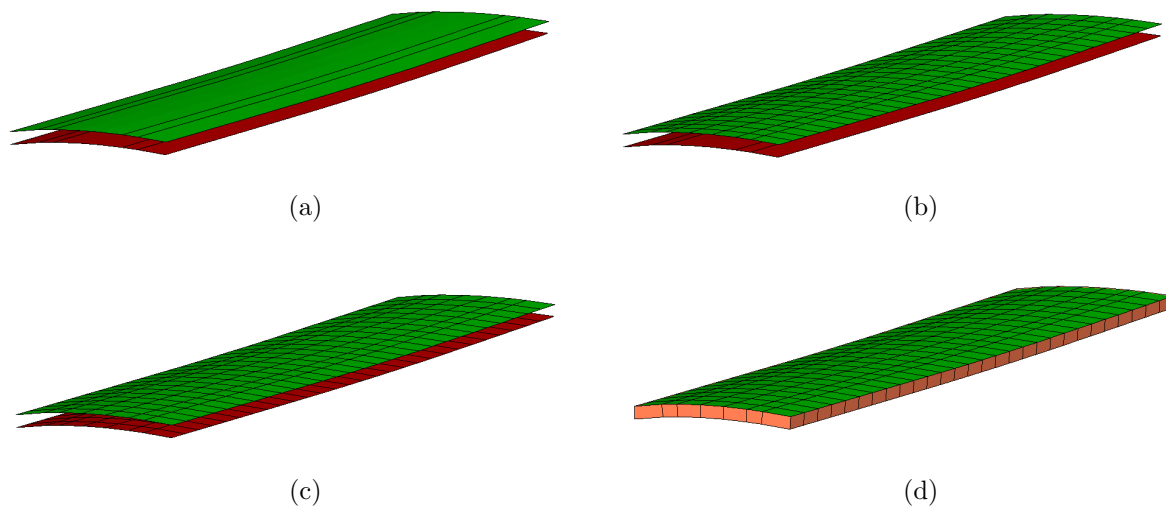


Figura 3.8: Procedura per la costruzione della mesh a elementi solidi

Per una corretta procedura di creazione della griglia automatica, anche le superfici, come i volumi, devono essere il più regolari possibili. La costruzione diretta della mesh dell'intera superficie della pala non è realizzabile, ma è necessario procedere con

una partizione della geometria in sotto-superfici più semplici. Anziché costruire direttamente ogni sotto-superficie, la procedura implementata nel modellatore prevede di partizionare la superficie della skin esterna “tagliandola” con le superfici di ciascuna componente interna: vengono cioè usati i contorni di spar caps, flange, rinforzi e webs per ritagliare delle superfici più semplici. In questo modo non solo si riesce a semplificare la geometria, ma si creano delle superfici elementari che rispettano i contorni di ciascuna delle componenti. Questa procedura è supportata da tutti i preprocessori in commercio che permettono di gestire superfici NURBS. In fig.3.9 si può vedere come la superficie esterna della pala viene partizionata in superfici più semplici, ciascuna contraddistinta dal proprio numero identificatore.

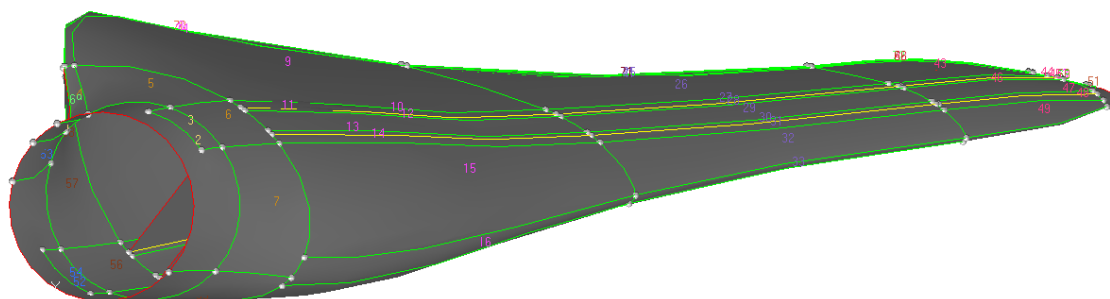


Figura 3.9: Contorni delle superfici tagliate con relativo numero identificatore

Questa operazione è tra le più delicate di tutta la procedura di costruzione del modello: l’introduzione di una qualsiasi nuova componente, come ad esempio dei nuovi rinforzi, va a modificare la topologia del dominio e quindi l’organizzazione delle superfici. É inoltre indispensabile che tutti i sotto-domini siano connessi tra loro per garantire la connettività tra elementi di componenti diversi.

La suddivisione del dominio permette di gestire l’organizzare degli elementi ottenuti dalla procedura di mesh automatica: i software commerciali di ultima generazione, come quello scelto per il modellatore di questa tesi (cap.3.6), associano all’identità della superficie gli elementi costruiti su di essa. In questo modo è possibile “marcare” tutti gli elementi della mesh in gruppi e di gestire esternamente al generatore di griglia le proprietà della mesh. In fig.3.10 gli elementi vengono distinti con colori diversi in base alla componente di appartenenza (per chiarezza dell’immagine non vengono visualizzati i contorni dei singoli elementi).

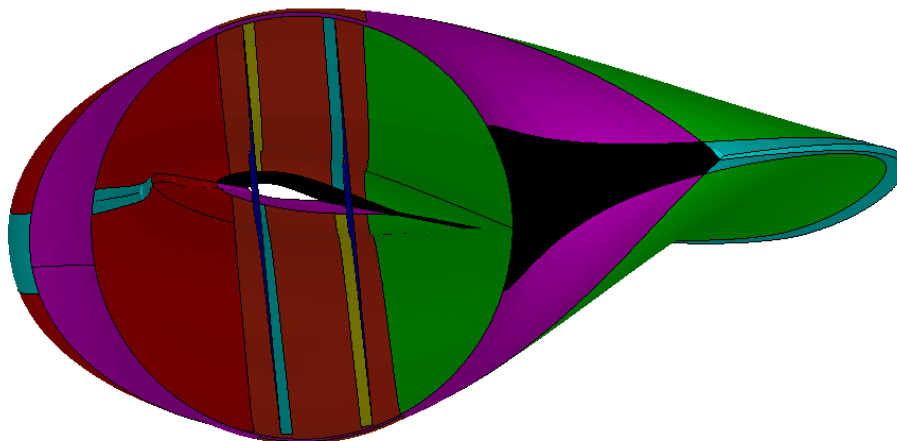


Figura 3.10: Mesh superficiale della pala (vista dalla radice).

A partire dalle mesh superficiali di fig.3.10, mediante la tecnica della proiezione degli elementi descritta in precedenza, è quindi possibile costruire la mesh completa a elementi solidi (fig.3.11-3.12). È possibile modellare nel dettaglio il bordo d'uscita e altri particolari come il riempitivo delle web e la flangia di collegamento di queste con gli spar caps.

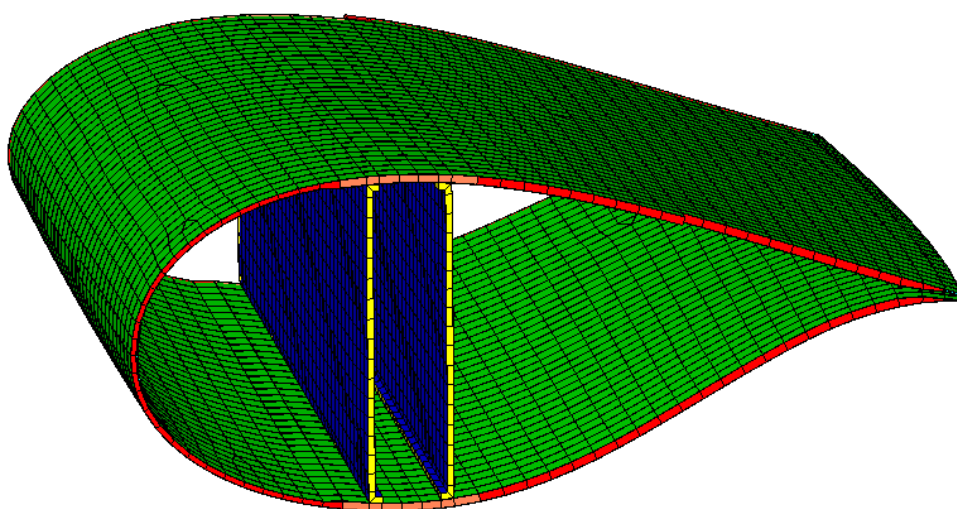


Figura 3.11: Spaccato della mesh a elementi solidi della pala

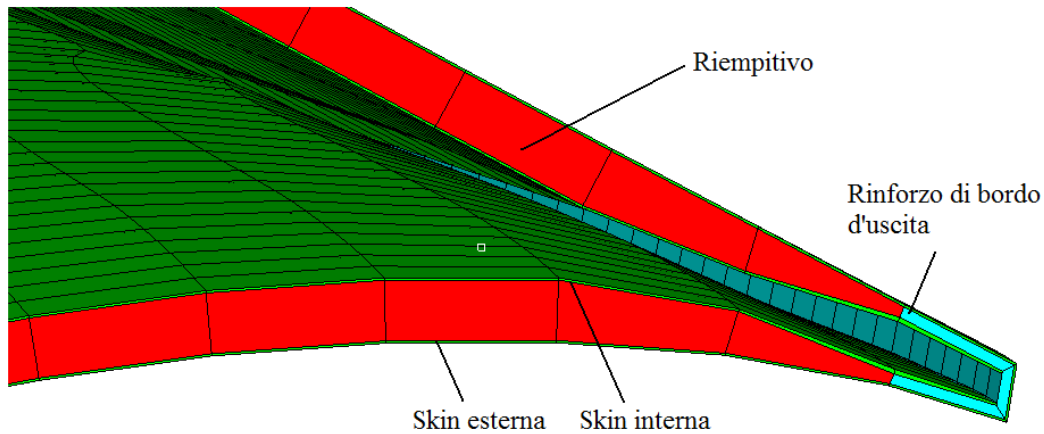


Figura 3.12: Particolare del bordo d'uscita della pala

Per comprendere la complessità dell'architettura strutturale della pala, in fig.3.13 vengono mostrate tutte le componenti che costituiscono il modello finale a elementi finiti solidi generato dal modellatore.

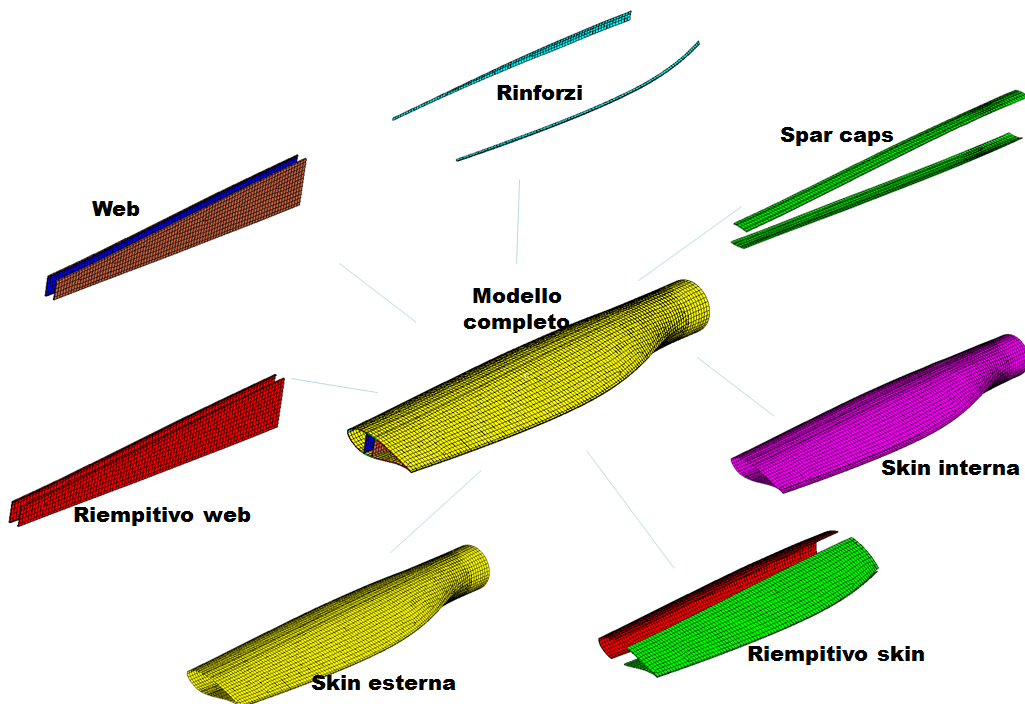


Figura 3.13: Esploso della pala

3.3.2 Mesh 3D a elementi shell

La costruzione della mesh a elementi shell è analoga: gli elementi della superficie di partenza sono direttamente proiettati su superfici costruite esattamente a metà dello

spessore del laminato. In fig.3.14 vengono sovrapposte, a titolo dimostrativo, la mesh ad elementi solidi e quella *mid-thickness* per il dettaglio della zona di transizione tra riempitivo e spar cap superiore; per chiarezza dell'immagine, anche in questo caso, non vengono mostrati i contorni di ogni singolo elemento. In fig.3.15 si possono apprezzare le transizioni della mesh nelle regioni di variazione dello spessore (inizio della zona con riempitivo, regione dello spar cap etc.)

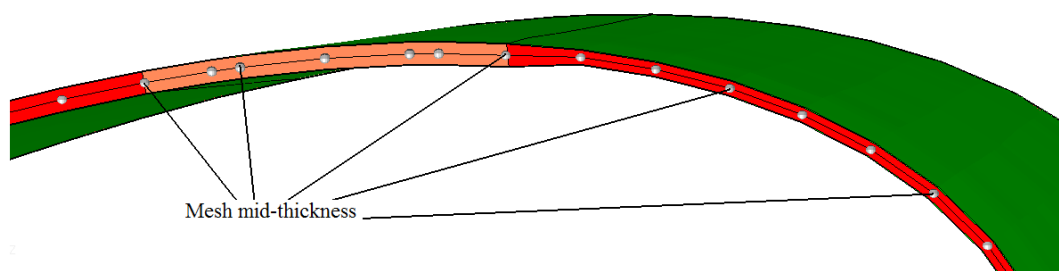


Figura 3.14: Sovrapposizione della mesh ad elementi solidi e quella *mid-thickness*.

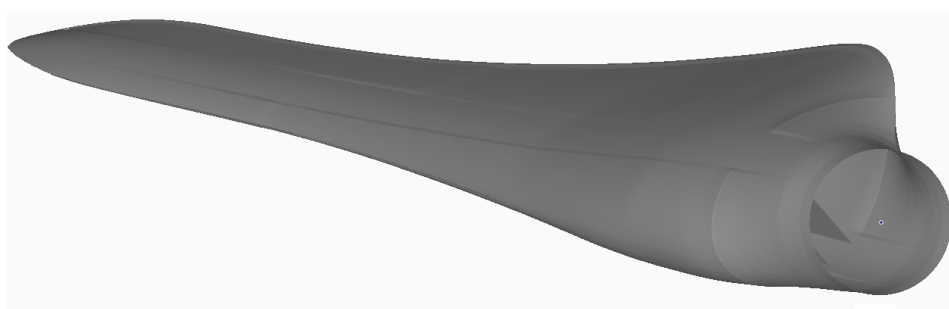


Figura 3.15: Pala modellata con elementi *mid-thickness*. Sono visibili le zone di transizione dello spessore.

3.3.3 Mesh 2D a elementi superficiali

La parte del codice per la generazione della mesh bidimensionale a elementi superficiali opera in modo completamente indipendente dalla parte dedicata alla mesh tridimensionale. Seppur indipendente, la procedura si basa sullo stesso concetto: una volta discretizzato il contorno esterno della sezione, le coordinate dei nodi degli elementi in spessore vengono calcolate proiettando nella direzione della normale locale i nodi esterni. Anche in questo caso viene data la possibilità di scegliere una dimensione opportuna degli elementi e di gestire le zone di transizione con diverse pendenze per evitare eventuali sovrapposizioni tra gli elementi. Grazie alla generazione automatizzata, questa modellazione della sezione di pala può essere affiancata a quella a pannelli attualmente implementata nell'ottimizzatore. Oltre all'influenza del riempitivo sulle proprietà della sezione, non considerata nel modello a pannelli, è possibile conoscere lo

stato di sforzo tridimensionale di ogni elemento, indispensabile per la valutazione dei fenomeni di delaminazione nei laminati compositi.

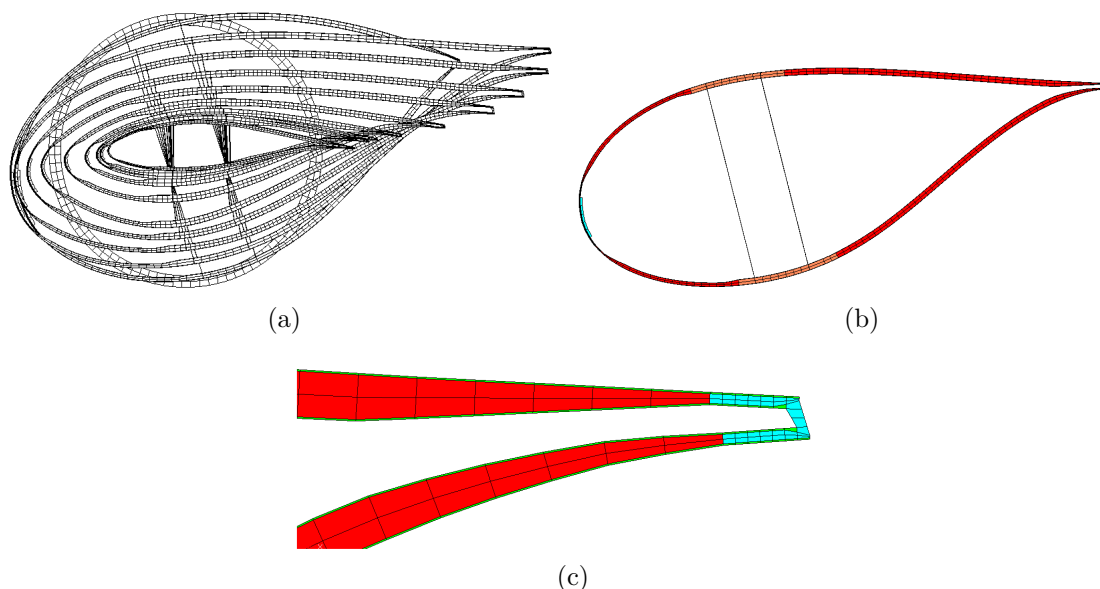


Figura 3.16: Sezioni modellate con elementi piani. Sotto il dettaglio del bordo d'uscita.

3.4 Elaborazione delle proprietà

La fase di generazione della mesh descritta nella sezione precedente fornisce tutte le informazioni della griglia: sono noti gli identificativi e le coordinate nello spazio dei nodi e le connessioni tra gli elementi (nodi appartenenti ad ogni elemento). Il modello deve essere completato con le informazioni sulle proprietà dei materiali e degli elementi. La gestione delle proprietà per mesh a elementi solidi è completamente diversa da quella per elementi shell ed è opportuno descriverle separatamente.

3.4.1 Materiali ortotropi per mesh a elementi solidi

Nella mesh a elementi solidi ogni elemento è associato ad un solo componente, e quindi ad un solo e unico materiale. Il problema per questo tipo di mesh è legato all'ortotropia dei materiali compositi: essendo gli elementi dei solidi, è necessario definire in modo completo le proprietà tridimensionali del materiale e la direzione principale delle fibre nell'elemento stesso. Per definire la matrice del legame sforzo-deformazione tridimensionale è necessario conoscere i moduli di Young E , di taglio G e i coefficienti di Poisson ν in tutte le direzioni. Essendo il materiale ortotropo questo è definito da nove coefficienti, cioè i moduli di Young nelle tre direzioni E_x, E_y, E_z , i moduli di taglio G_{xy}, G_{yz}, G_{zx} e tre coefficienti di Poisson $\nu_{xy}, \nu_{yz}, \nu_{zx}$. Normalmente, però, i materiali compositi sono caratterizzati nel piano del laminato, cioè vengono definiti solo i moduli E_x, E_y, ν_{xy} e G_{xy} . Per i rinforzi e gli spar caps il materiale usato è tipicamente l'unidirezionale; essendo questo un materiale trasversalmente isotropo (cioè $E_y = E_z$, [22]) è facile determinarne tutte le costanti. Le webs e la skin invece sono costituite da dei

tessuti di composito: per questi materiali si è deciso di utilizzare nella direzione dello spessore lo stesso modulo di Young di quello trasversale dell'unidirezionale e come modulo a taglio lo stesso nel piano del laminato dell'unidirezionale. Le proprietà nella direzione dello spessore del laminato sono infatti influenzate principalmente dalle caratteristiche meccaniche della matrice, ben rappresentate dalle proprietà trasversali dell'unidirezionale. Dalle analisi e dal confronto finale dei modelli si è comunque visto che la soluzione è poco influenzata dalla scelta di questi parametri.

Il problema principale, come è già stato accennato all'inizio di questa tesi, è definire in modo opportuno l'orientazione del materiale. I pre-processor esistenti in commercio non danno infatti la possibilità di definire comodamente l'orientazione del materiale per modelli a elementi solidi, in particolare per forme geometriche complesse. Nel modellatore sviluppato in questa tesi il problema è stato risolto sfruttando ancora una volta la teoria delle NURBS: un sotto-blocco del programma "interroga" della geometria e in base alla posizione del centroide di ogni elemento è calcolata la normale alla superficie esterna della pala. Date le coordinate (x, y, z) del centroide dell'elemento vengono determinate le coordinate in forma parametrica (\bar{u}, \bar{v}) della sua proiezione sulla superficie stessa. Fissate queste coordinate, la direzione normale viene calcolata dal prodotto vettoriale delle derivate parziali della superficie NURBS $S(u, v)$ [19]:

$$\mathbf{n} = (\mathbf{S}_u \times \mathbf{S}_v)_{\bar{u}, \bar{v}}$$

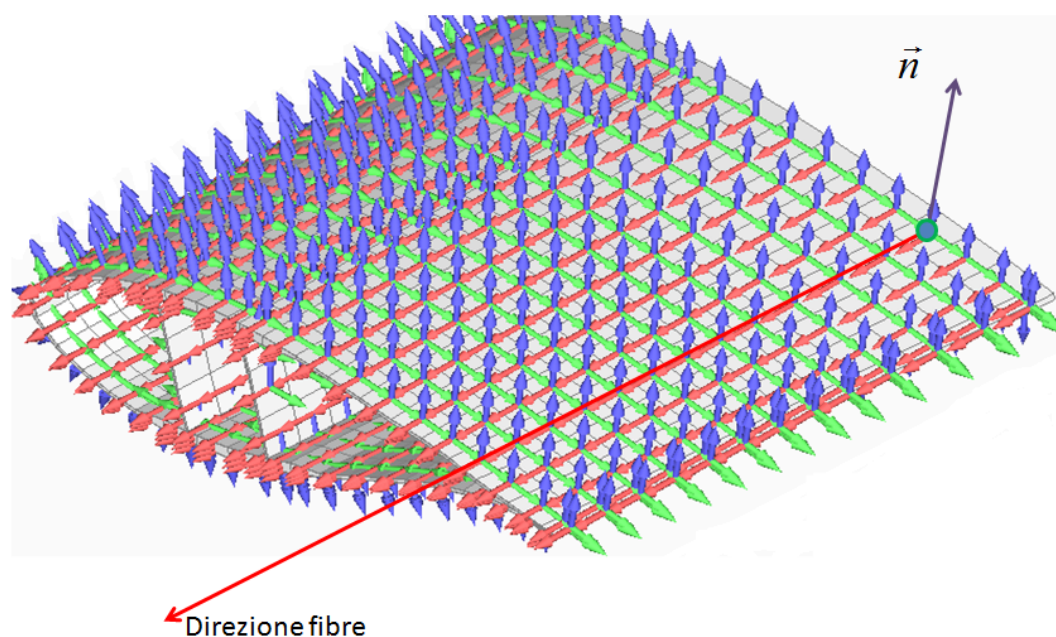


Figura 3.17: Porzione di pala con visualizzati i sistemi di riferimento locali del materiale

Il vettore di riferimento della proprietà di ciascun elemento sarà quindi tangente alla superficie e diretto secondo le fibre del materiale (fig.3.17). Con questa procedura non solo è possibile ricostruire in modo realistico l'andamento delle fibre per tutte le componenti della pala, ma risulta essere molto comodo costruire dei modelli con fibre

orientate secondo diversi angoli. Questa tecnica, già analizzata con l'ottimizzatore del gruppo di ricerca PoliWind, viene sempre più utilizzata come sistema di controllo passivo per la riduzione dei carichi[23].

3.4.2 Materiali ortotropi per mesh a elementi shell

Per la mesh a elementi shell il problema sull'orientazione delle fibre dei materiali compositi viene automaticamente risolto dal solutore a elementi finiti: se, ad esempio, si vogliono orientare le fibre lungo la direzione principale di carico, cioè lungo l'apertura della pala, è sufficiente definire una sola direzione di riferimento che viene automaticamente proiettata nel piano dell'elemento stesso. È possibile eventualmente ruotare tale proiezione di un certo angolo per simulare diverse orientazioni delle fibre.

Se da un lato l'orientazione del materiale non è un problema, per elementi shell diventano delicate la suddivisione in spessore nei diversi strati di materiale composito e la distribuzione degli spessori in apertura. Il modellatore sviluppato in questo lavoro di tesi gestisce automaticamente la configurazione locale del laminato. Gli elementi vengono raggruppati in "zone": zona con solo skin, con skin e spar cap, con skin e riempitivo, con skin e rinforzi e zona delle web con riempitivo. A seconda della zona di appartenenza e della collocazione del centroide dell'elemento viene ricostruito il laminato. L'utente può scegliere se modellare il componente con un unico strato o, più realisticamente, ricostruire il laminato strato per strato (fig.3.18) (i compositi vengono infatti prodotti in fogli di spessore fissato, i plies per l'appunto).

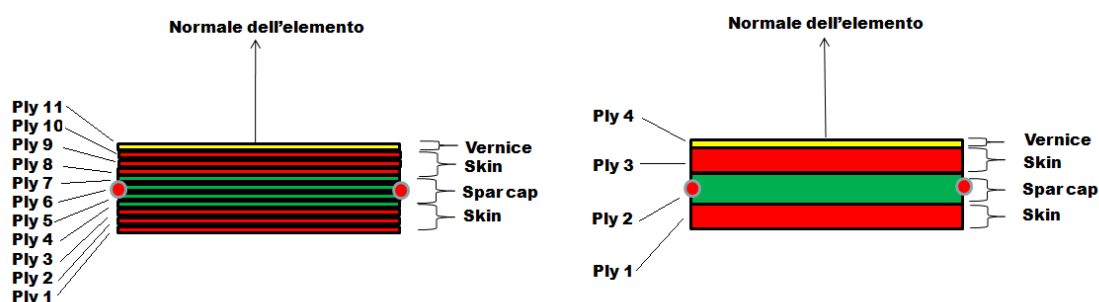


Figura 3.18: Organizzazione del laminato per la zona con skin e spar cap.

Con questa tecnica risulta essere molto comodo modellare dettagli come la vernice, che con elementi solidi sono di difficile realizzazione a causa del ridotto spessore: anche se dal punto di vista strutturale questi dettagli hanno poca influenza, questi possono avere un peso rilevante nella stima finale della massa (e quindi degli autovalori e della risposta dinamica). Come si vedrà nel capitolo sulle analisi FEM, la massa della sola vernice può arrivare al 4-5% della massa totale della pala.

3.5 Applicazione dei carichi e vincoli

Per eseguire le analisi FEM statiche, di buckling e di fatica è necessario caricare in modo opportuno la pala. Le informazioni messe a disposizione dall'ottimizzatore

sono gli andamenti in apertura delle sei azioni interne e i carichi aerodinamici per il modello a trave della pala. É quindi necessario ricavare da queste informazioni le entità dei carichi da applicare al modello FEM tridimensionale. Il codice implementato nel modellatore è stato pensato per ricostruire l'andamento dei carichi aerodinamici e inerziali lungo l'apertura della pala. L'idea è quella di trattare separatamente il contributo aerodinamico e quello inerziale, applicando il primo solo sui nodi esterni della skin e il secondo su tutti i nodi delle componenti, così da ricostruire lo stato di carico in maniera più fisica possibile.

Dalle simulazioni dinamiche multi-corpo di $C_p - \Lambda$ è nota la distribuzione di azioni interne per ogni istante temporale: questa è una “fotografia” che cattura gli effetti dei carichi aerodinamici e inerziali in un dato istante. Prendendo come sistema di riferimento del modello a trave quello di fig.3.19, con asse z diretto secondo l'asse di *pitch*, all'istante \bar{t} fissato sono note le azioni interne

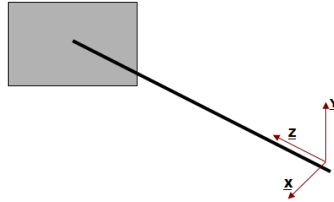


Figura 3.19: Sistema di riferimento del modello a trave adottato per l'elaborazione dei carichi.

$$Tx(z), Ty(z), Tz(z), Mx(z), My(z), Mz(z)$$

e, in generale, i carichi aerodinamici

$$Fx_a(z), Fy_a(z), Fz_a(z), Mx_a(z), My_a(z), Mz_a(z).$$

La procedura implementata permette di risalire ai carichi inerziali $Fx_{inerz}(z), Fy_{inerz}(z), Fz_{inerz}(z), Mx_{inerz}(z), My_{inerz}(z), Mz_{inerz}(z)$. Si prenda, ad esempio, il taglio in direzione y . Dalla definizione di azione interna si ha:

$$Ty(z) = - \int_0^z Fy(z) dz \quad (3.7)$$

In una data stazione z_{j+1}

$$Ty(z_{j+1}) = Ty_{j+1} = - \int_0^{z_{j+1}} Fy(z) dz = - \int_0^{z_j} Fy(z) dz - \int_{z_j}^{z_{j+1}} Fy(z) dz = \dots \quad (3.8)$$

$$\dots = Ty_j - \int_{z_j}^{z_{j+1}} Fy_a(z) dz - \int_{z_j}^{z_{j+1}} Fy_{inerz}(z) dz \quad (3.9)$$

Usando il metodo di integrazione numerica dei trapezi è possibile determinare il carico inerziale per ogni stazione di carico

$$Fy_{inerz,j+1} = -Fy_{inerz,j} - \frac{2}{z_{j+1} - z_j} \left[Ty_{j+1} - Ty_j + \int_{z_j}^{z_{j+1}} Fy_a(z) dz \right] + c \quad (3.10)$$

Dove la costante c può essere determinata imponendo l'uguaglianza delle azioni interne alla radice $Ty_{root} = Ty_{a,root} + Ty_{inerz,root}$. Questa procedura non è completa in quanto non vengono conteggiati tutti i contributi. Si veda infatti la fig.3.20 dove sono riportati gli andamenti in apertura del momento flettente $Mx(z)$ e l'integrale del taglio $Ty(z)$ per una generica condizione di carico.

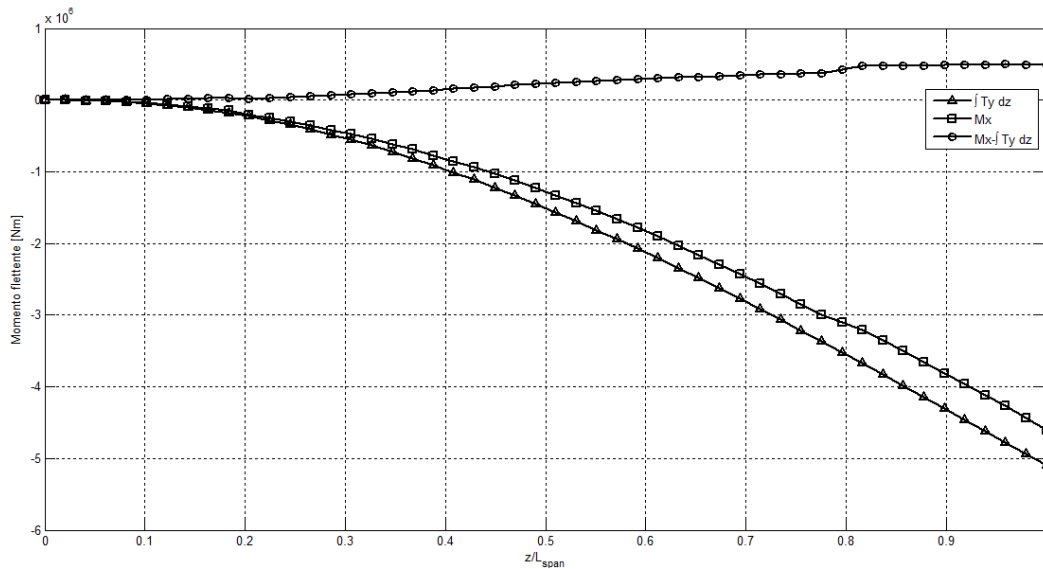


Figura 3.20: Confronto tra momento flettente Mx e l'integrale del taglio Ty .

Le curve non sono sovrapposte. Questo è indice del fatto che si stanno tralasciando i contributi al momento flettente associati alle forze di inerzia agenti in direzione z e x (le stesse osservazioni valgono per gli altri momenti). Infatti i baricentri delle sezioni non cadono sull'asse di riferimento della trave, ma hanno un certo braccio rispetto a questo. Oltre alle forze aerodinamiche e di inerzia, devono essere dunque applicati dei momenti (o delle coppie di forze equivalenti) di entità pari alla differenza dell'azione interna totale e l'integrale del taglio (fig.3.21). Definendo $fz(z)$ la distribuzione di carico assiale dovuta alle forze di massa (associate sia alle accelerazioni del moto rigido che della deformazione strutturale) e $b(z)$ il braccio dei baricentri delle sezioni, la distribuzione di coppie flettenti $my(z)$ sarà data

$$My(z) + \int_0^z fz(z)b(z)dz - \int_0^z Tx(z)dz = 0 \quad (3.11)$$

$$\int_0^z my(z)dz = \int_0^z fz(z)b(z)dz = -My(z) + \int_0^z Tx(z)dz \quad (3.12)$$

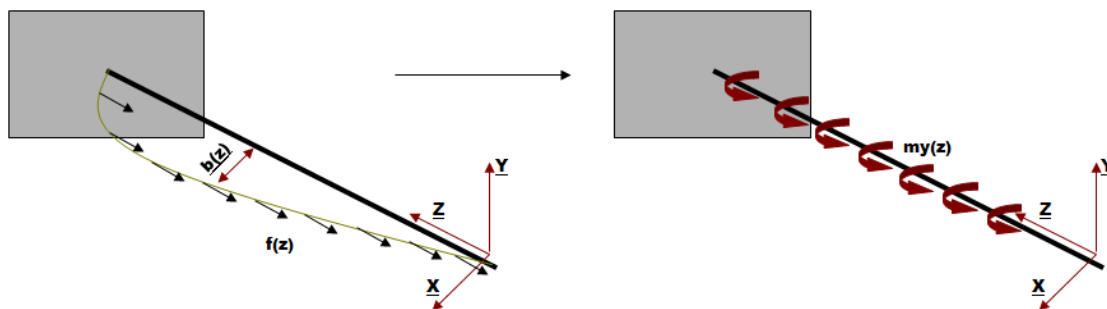


Figura 3.21: Contributo delle forze di inerzia al momento flettente M_y .

Questa distribuzione viene discretizzata e applicata come coppie concentrate al modello FEM.

La tecnica adottata nel modellatore per applicare i carichi, calcolati con la procedura appena descritta, si basa sull'uso di elementi interpolanti (per il solutore NASTRAN usato in questo lavoro sono gli elementi RBE3): la pala viene discretizzata in apertura in un numero di stazioni scelte dall'utente. Per ogni porzione di pala viene introdotto il salto di azioni interne (e quindi i carichi) applicando le tre forze e i tre momenti inerziali e aerodinamici in un nodo di riferimento posizionato lungo l'asse di pala (fig.3.22).

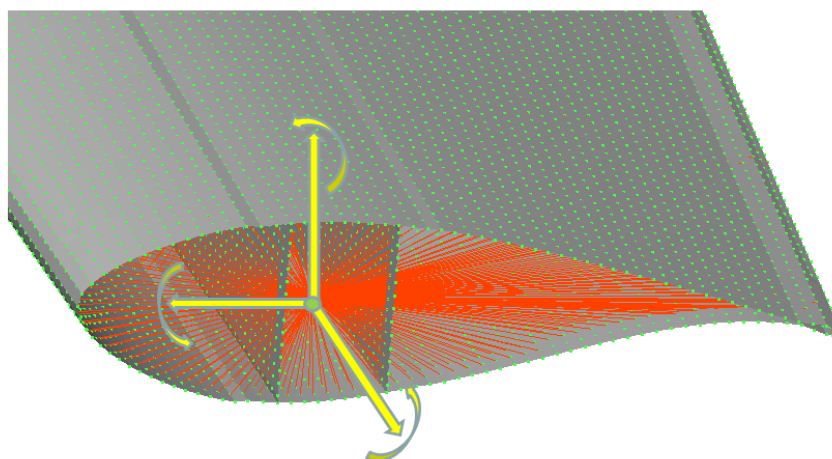


Figura 3.22: Particolare dell'elemento interpolante che collega il nodo centrale di applicazione del carico con i nodi di contorno della skin.

Questo nodo di riferimento è quindi collegato con i nodi delle componenti della pala tramite l'elemento interpolante: in fig.3.23 si vede come il taglio in apertura viene discretizzato in stazioni e il salto per ogni stazione viene introdotto come forza nel modello FEM (la stessa procedura viene fatta per tutte le azioni interne).

Sulla base della formulazione teorica dell'elemento interpolante [4], i gradi di libertà rotazionali e traslazionali del nodo di riferimento vengono espressi come una combinazione dei gradi di libertà traslazionali dei nodi ad esso collegati. In questo modo i carichi vengono distribuiti sui nodi di contorno: l'idea è quella di simulare una prova sperimentale con l'applicazione del carico mediante delle selle di carico virtuali.

L'utente può decidere quali nodi collegare con elemento interpolante per applicare i singoli carichi: ad esempio è possibile applicare i carichi aerodinamici esclusivamente sui nodi della skin, oppure è possibile applicare i carichi totali sui soli nodi degli spar caps etc. Si vedranno nel capitolo 4 gli aspetti critici di questa modalità di carico.

Per quanto riguarda la condizione di vincolo, per le mesh con elementi shell il modellatore vincola automaticamente i tre gradi di libertà rotazionali e i tre traslazionali dei nodi di pala a $z=0$, mentre vincola solo quelli traslazionali per la mesh a elementi solidi. In questo modo viene simulata la condizione di vincolo reale, costituita da una serie di bulloni distribuiti alla base della radice della pala.

Nel modellatore, infine, vi è la possibilità di introdurre sui nodi di una componente scelta dall'utente eventuali masse non strutturali, come l'adesivo usato per unire le diverse componenti.

3.6 Strumenti e architettura del codice

La scelta degli strumenti usati per il modellatore è stata influenzata da un lato dalla necessità di automatizzare l'intera procedura, dall'altro dal fatto che il modellatore deve essere integrato in una procedura di ottimizzazione scritta in un certo linguaggio. L'elaborazione della geometria, infatti, viene fatta dall'ottimizzatore aeroelastico descritto nel capitolo 2. Essendo *Cp-max* scritto in ambiente MatLab (e quindi tutte le informazioni sulla geometria sono archiviate in strutture dati MatLab), è parso conveniente sviluppare anche il modellatore FEM in questo ambiente. MatLab (*Matrix*

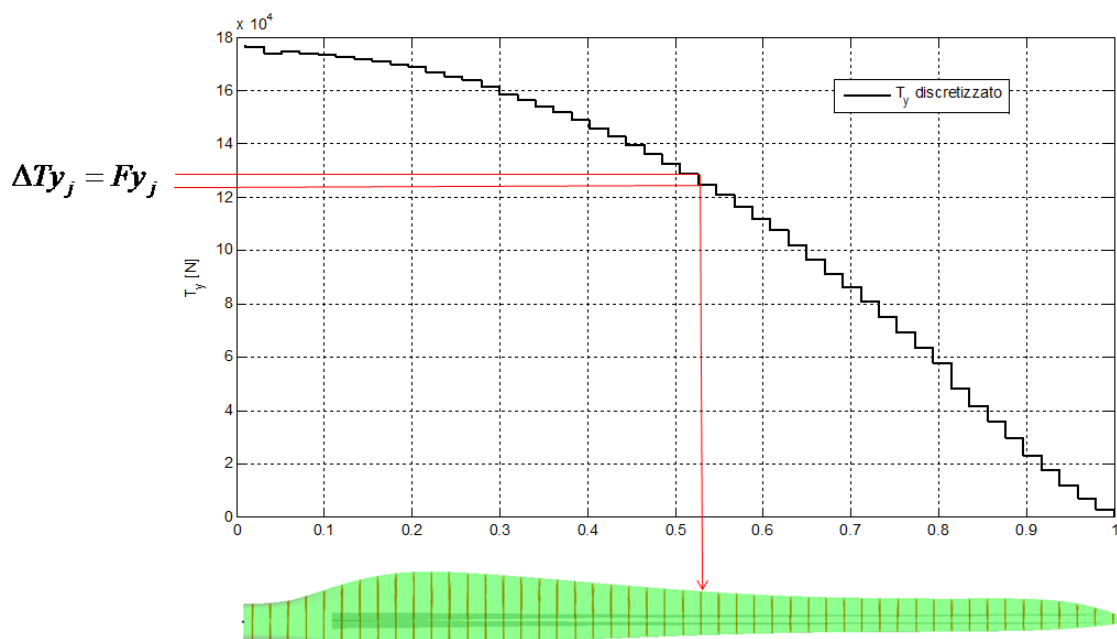


Figura 3.23: Esempio di applicazione dei carichi su un modello di pala con elementi interpolanti.

Laboratory) è un ambiente per il calcolo numerico e la programmazione prodotto dalla *MathWorks* (www.mathworks.com).

In commercio esistono diversi generatori di griglia e pre-processor di elementi finiti. Il Politecnico di Milano, in particolare, ha le licenze per l'uso di Femap e Hypermesh. La necessità di automatizzare la modellazione ha focalizzato l'attenzione su Hypermesh. Questo software commerciale, prodotto dalla Hyperworks (www.altairhyperworks.com), può essere usato con delle macro, cioè delle liste di comandi in carattere ASCII che il programma esegue in automatico, senza l'intervento dell'utente. Hypermesh permette di importare ed elaborare geometrie CAD, generare mesh automatiche su superfici e volumi di tipo *shell*, *tetra* e *hexa*. L'idea base di partenza è stata quella di creare una vera e propria interfaccia tra MatLab e Hypermesh, usando il primo per generare le liste di comando necessarie per gestire il secondo. Tutta la procedura di organizzazione delle superfici (partizione in sotto-superfici elementari) e generazione della griglia con elementi raggruppati in base alla componente di appartenenza, viene gestita interamente con delle macro generate man mano da routine MatLab. La generazione di un nuovo modello FEM prevede una vera e propria interazione tra MatLab e Hypermesh: le liste di comando vengono di volta in volta aggiornate con le nuove informazioni sulle posizioni dei nodi, dimensione target degli elementi scelta dall'utente etc. Quindi le macro non sono fisse ma vengono adattate dalle routine MatLab in ogni nuova simulazione.

L'input geometrico di Hypermesh è un modello generato da un sistema CAD. Aniché puntare su un codice commerciale per generare il *lofting* (cioè creare una superficie attraverso un'estrusione su più sezioni), le informazioni sulle superfici NURBS vengono direttamente tradotte nel file IGES da una routine MatLab. Non è stato necessario costruire questa routine perché già esistente e scaricabile liberamente dal sito della MathWorks sotto la voce *file exchange*.

L'output di Hypermesh è costituito dalle coordinate dei nodi e le connessioni tra gli elementi della mesh. Con queste informazioni, delle routine di MatLab scrivono direttamente il file di ingresso al solutore NASTRAN, gestendo tutte le proprietà dei materiali, sistemi di riferimento per l'orientazione delle fibre, masse concentrate, vincoli e carichi.

Lo step di post-processing (visualizzazione dei risultati, sforzi, deformazioni etc.), infine, viene gestito in MatLab, grazie a delle routine scritte ad hoc che leggono e processano i risultati dell'analisi FEM in uscita dal solutore NASTRAN. Come vedremo nel prossimo capitolo, queste routine permettono di automatizzare delle procedure molto lunghe da eseguire manualmente con i post-processor commerciali e sono state pensate per fornire le informazioni più sintetiche utili ai fini della progettazione.

Nello schema di fig.3.24 viene riassunta l'architettura del codice, descrivendo brevemente il ruolo dei singoli programmi.

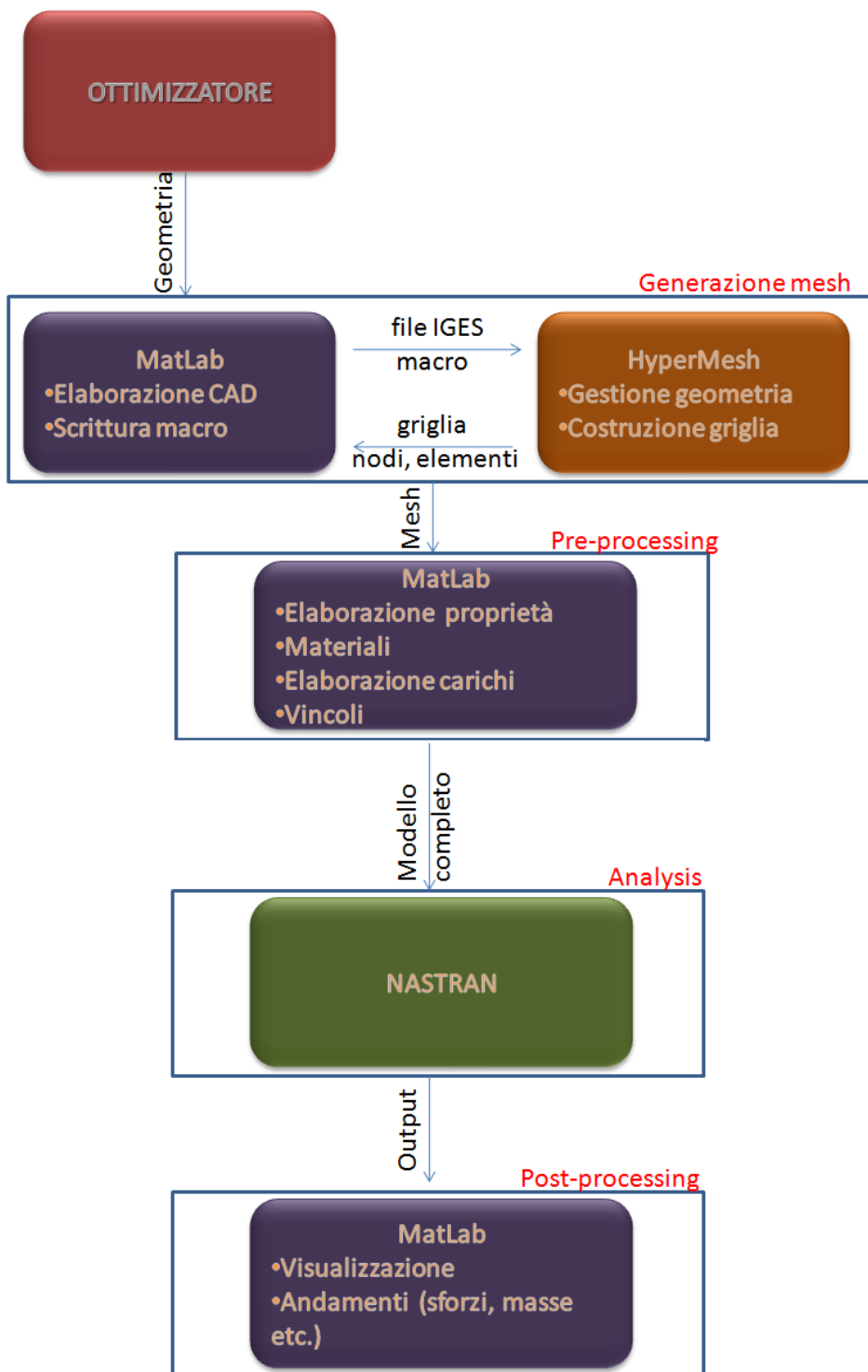


Figura 3.24: Architettura del codice

Capitolo 4

Analisi e integrazione al ciclo di ottimizzazione

In questo capitolo sono descritte le analisi supportate dai modelli FEM generati dal modellatore. Per comprendere la necessità di costruire un modello FEM dettagliato durante la progettazione, vengono messi a confronto i risultati ottenuti da diversi modelli della pala test. Le analisi prese in considerazione hanno lo scopo di determinare parametri che hanno un peso rilevante nelle scelte di progetto e che in particolare influenzano il dimensionamento delle componenti nel ciclo di ottimizzazione:

- analisi modali: la prima frequenza propria in flappeggio della pala ω_{flap_1} deve essere superiore di un fattore di sicurezza s_{1f} alla frequenza $\omega_{3P}(\Omega_r)$ (frequenza tre per giro), mentre la seconda ω_{flap_2} non deve essere troppo vicina alla prima:

$$\omega_{flap_1} \geq s_{1f}\omega_{3P}(\Omega_r)$$

$$\omega_{flap_2} \geq s_{2f}\omega_{flap_1}$$

nell'ottimizzatore i parametri s_{1f} e s_{2f} sono fissati a 1.2;

- analisi statica con condizione di carico che genera la massima deflessione dell'estremità. Questa è la condizione che tra le simulazioni Cp-Lambda flette maggiormente la pala. Viene fatta una verifica sul vincolo

$$\delta_{tip_{max}} \leq \delta_{tip_{adm}}$$

- analisi statiche per individuare gli andamenti massimi degli sforzi, in particolare si verifica che

$$\sigma_{min,adm} \leq \sigma \leq \sigma_{max,adm}$$

- analisi di buckling: sono individuate le zone più soggette a instabilità e viene fatto un primo dimensionamento dello spessore del riempitivo
- analisi a fatica: viene valutato, per alcune sezioni critiche, il coefficiente di rottura a fatica, confrontandolo con quello ottenuto dal modello a trave.

Queste analisi vengono trattate singolarmente, mettendo in luce pro e contro delle diverse tecniche di modellazione. La procedura di creazione del modello noti i p_s e la fase di post-processing presentate in questa parte del lavoro, sono quelle che il modellatore esegue in automatico nella funzione 2.4a (cap.2.2).

4.1 Generalità della pala test

La validazione del modellatore viene fatta su una pala test di 45 metri di raggio, per una turbina eolica da 2 MW. Questo modello della pala test è stato generato con l'ottimizzatore dal gruppo di ricerca PoliWind in collaborazione con gli ingegneri della ditta inglese incaricata del progetto di dettaglio. Le informazioni sui materiali e su alcuni aspetti strutturali della pala, come il bordo di uscita, sono state ottenute proprio grazie all'interazione con questa azienda. La pala è attualmente in costruzione e, per motivi confidenziali, parte dei grafici presentati in questo lavoro di tesi sono riportati in forma adimensionalizzata.

Si tratta di una pala con layout strutturale di tipo *stressed-shell*, con un unico spar cap superiore e uno inferiore. Le web non hanno angolo di svergolamento e sono normali alla linea definita dalla corda massima; queste si estendono da $\eta = 0.1$ a $\eta = 0.98$, con η la coordinata adimensionalizzata diretta lungo l'apertura della pala. Sono stati imposti dei vincoli di progetto sui parametri strutturali p_s : gli spessori delle due webs, variabili in apertura, sono gli stessi per entrambe ad ogni stazione. Lo stesso vale per lo spar cap superiore e quello inferiore.

La pala è composta da sei materiali le cui principali caratteristiche meccaniche sono riassunte nelle tabelle 4.1-4.2 (si ricordi che la direzione principale delle fibre è orientata secondo l'asse x).

| Materiale | Componente | E_x | E_y | G | ν_{xy} | ρ |
|-----------|------------|-------|-------|-------|------------|----------------------|
| | | [MPa] | [MPa] | [MPa] | | [Kg/m ³] |
| Unidirez. | Spar caps | 38244 | 8626 | 3506 | 0.2590 | 1901 |
| Texture | Skin | 28544 | 10280 | 6470 | 0.4380 | 1888 |
| Texture | Web | 9737 | 9737 | 10913 | 0.5960 | 1874 |
| Unidirez. | Rinforzi | 39277 | 8450 | 3190 | 0.2610 | 1902 |
| Schiuma | Core skin | 93.5 | 93.5 | 40 | | 160 |
| Schiuma | Core webs | 65 | 28 | 110 | | |

Tabella 4.1: Tabella riassuntiva dei materiali.

| Materiale | $\sigma_{x,max adm}$ | $\sigma_{x,min adm}$ | $\sigma_{y,max adm}$ | $\sigma_{y,min adm}$ | $\tau_{xy,max adm}$ |
|-------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|---------------------|
| | [MPa] | [MPa] | [MPa] | [MPa] | [MPa] |
| Unidirez. | 688 | -478 | 39 | -103 | 42 |
| Texture | 514 | -356 | 185 | -123 | 149 |
| Texture Web | 92 | -92 | 92 | -92 | 262 |
| Unidirez.Rinforzi | 707 | -491 | 38 | -127 | 38 |

Tabella 4.2: Sforzi ammissibili.

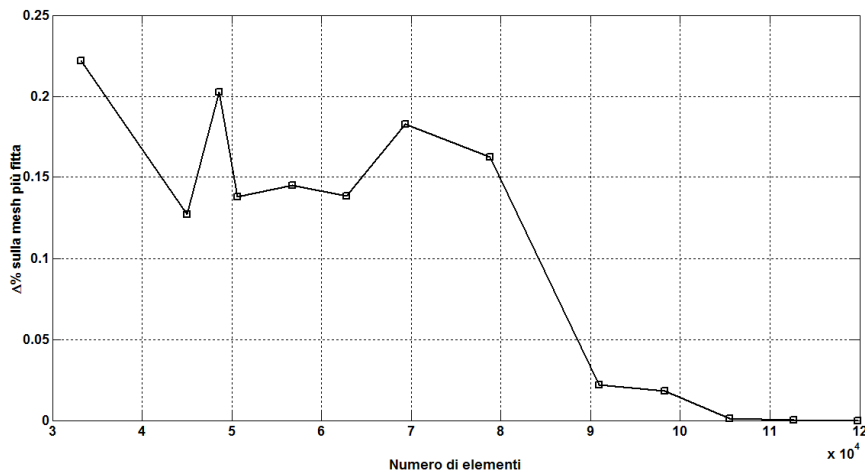
4.2 Modellazione

4.2.1 Analisi di convergenza

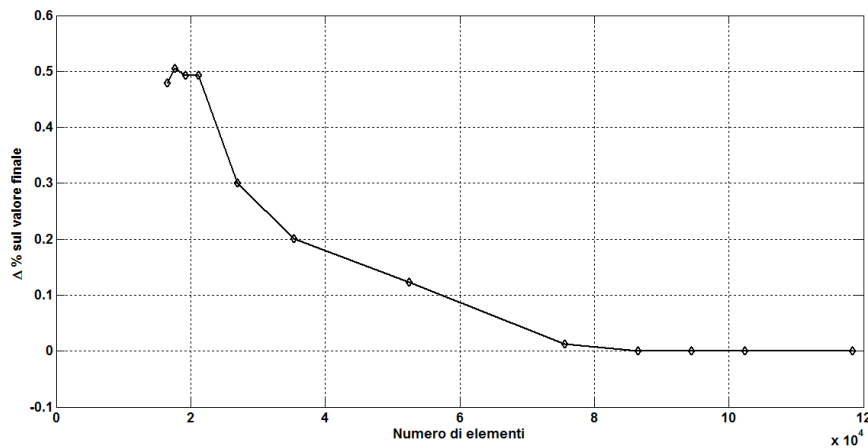
Nel modellatore vi è la possibilità di scegliere dimensioni diverse dell'elemento nelle diverse zone in cui la pala viene partizionata. In questo modo è possibile eseguire delle analisi di convergenza sui risultati al variare della dimensione, e quindi del numero, degli elementi.

I modelli includono una distribuzione di masse non strutturali che simulano la presenza di adesivo, sulla base di stime approssimate suggerite dagli ingegneri della ditta costruttrice. Queste vengono posizionate ai nodi delle flange di collegamento web-spar cap e nella zona di bordo di uscita, seguendo una legge proporzionale all'andamento della corda delle sezioni: la massa totale di adesivo per questa pala è stimata essere di un 4.4% circa della massa totale della pala, quindi tutt'altro che trascurabile.

Prima di procedere con le analisi di confronto sono state condotte prove con diverse densità delle mesh. I parametri di studio scelti sono quelli che più influenzano il progetto: massima deflessione e prima frequenza naturale della pala. Le prove sono state fatte variando la dimensione degli elementi da 30 a 5 cm: nei grafici di fig.4.1 vengono riportati, per le due tipologie di mesh, gli andamenti della differenza percentuale sulla massima deflessione della pala rispetto al valore finale (prendendo cioè come riferimento la soluzione della mesh più fitta).



(a) Mesh a elementi solidi.

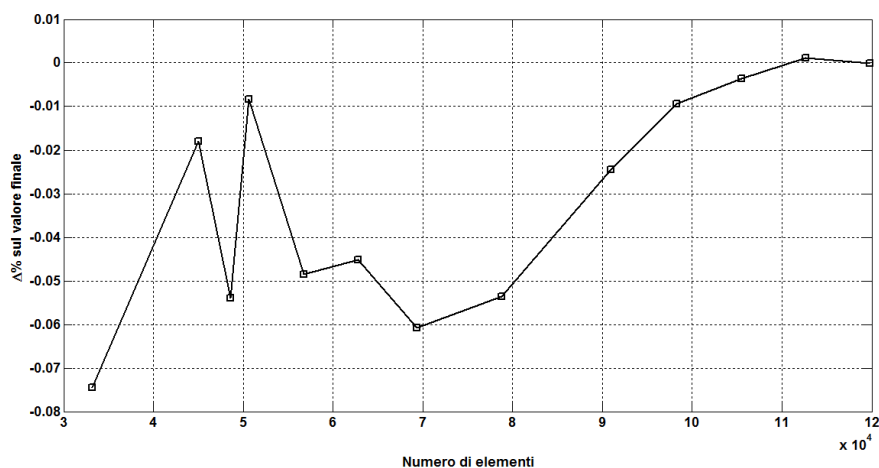


(b) Mesh a elementi shell mid-thickness.

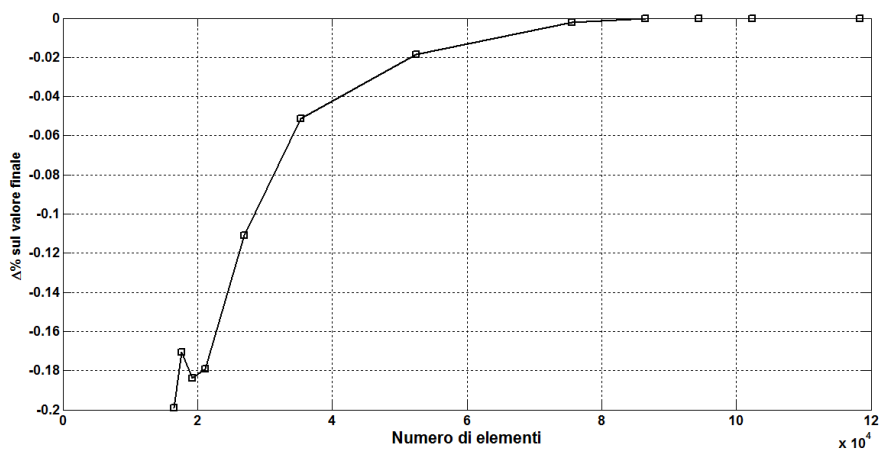
Figura 4.1: Differenza percentuale sul valore finale della massima deflessione di tip al variare del numero di elementi.

Si può notare che per entrambe le mesh si raggiunge una variazione dello 0.2% per un numero di elementi superiore a $4 \cdot 10^4$, e si scende a 0.05% per un numero di elementi maggiore a $8 \cdot 10^4$. Si ricordi che, a parità di numero di elementi, la mesh a solidi è più rada: per rappresentare il laminato in spessore nella mesh a shell è sufficiente un solo elemento, mentre per quella a solidi viene modellato ogni singolo strato di materiale.

Nei grafici di fig.4.2 viene condotta la stessa analisi sulla prima frequenza propria della pala. Per un numero di elementi maggiore a $4 \cdot 10^4$ la variazione è inferiore del 0.06% sul valore finale.



(a) Mesh a elementi solidi.



(b) Mesh a elementi shell mid-thickness.

Figura 4.2: Differenza percentuale sul valore finale della prima frequenza naturale al variare del numero di elementi.

Alla luce di questi risultati è quindi inutile infittire esageratamente la mesh nelle fasi preliminari di progetto, in particolare per stimare la massima deflessione di tip e la prima frequenza propria. Triplicando il numero degli elementi (con aumento del tempo necessario per generare il modello e per le analisi FEM), si ha una differenza sulla stima della deflessione massima di solo 1cm (su circa 5m).

In questa fase di studio preliminare delle mesh emergono alcuni limiti della modellazione a elementi solidi: mentre la generazione del modello a elementi shell è molto robusta e può essere usata per una vasta gamma di dimensione degli elementi, in quella a solidi il range di dimensione che può essere adottato è più limitato. Se si usano degli elementi di dimensioni troppo estese per la regione di bordo d'attacco si possono generare degli errori durante la procedura di proiezione degli elementi, e il codice non riesce a terminare la modellazione.

4.2.2 Stima delle masse

Già a questo livello di semplice costruzione della griglia possono essere ottenute le prime importanti informazioni che vanno a completare il modello a trave usato nell'ottimizzatore per simulazioni multicorpo. Infatti il modellatore fornisce con accuratezza la distribuzione delle masse di riempitivo e vernice (fig.4.3) che attualmente sono introdotti nel modello a trave sulla base di stime approssimate. È importante sottolineare che la distribuzione di queste masse incide molto sulla valutazione delle frequenze naturali della pala e sulle simulazioni dinamiche, e sono tutt'altro che trascurabili (tab.4.3)

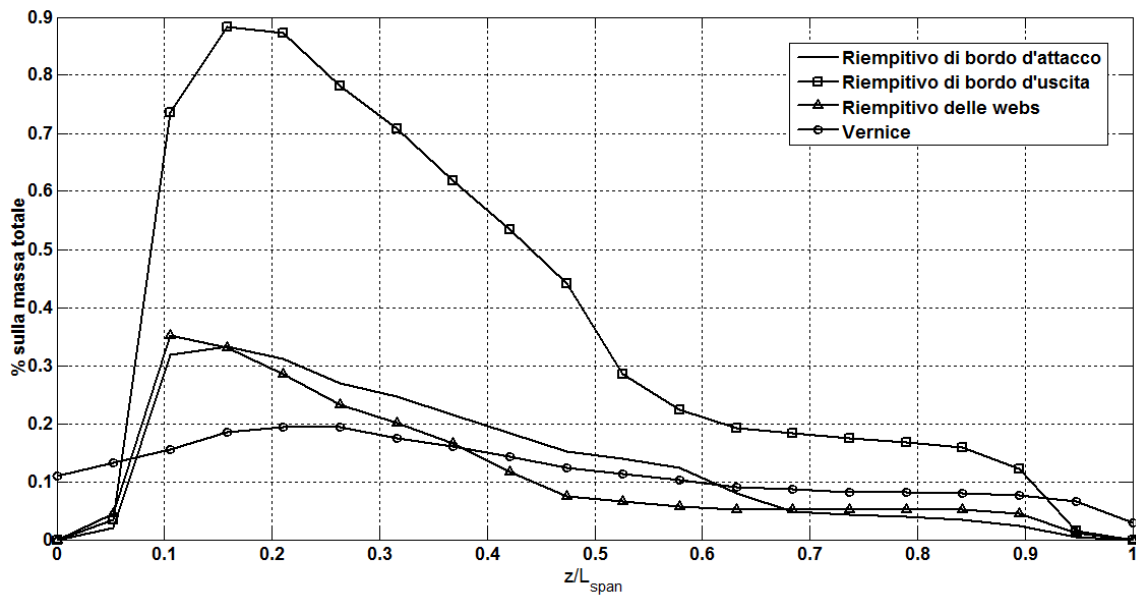


Figura 4.3: Distribuzione in apertura delle masse di riempitivo e vernice.

| | % sulla massa totale |
|-------------------------------|----------------------|
| Riempitivo di bordo d'uscita | 7.1 |
| Riempitivo di bordo d'attacco | 2.6 |
| Riempitivo webs | 2.2 |
| Vernice | 2.4 |
| totale | 14.3 |

Tabella 4.3: Percentuali della massa di riempitivo e vernice su quella totale della pala.

La mesh a elementi solidi è in grado di fornire informazioni sulle masse del riempitivo più vicine alla realtà, in quanto il modello è completo di tutti i dettagli. La vernice nel modello a solidi viene inserita con masse concentrate ai nodi esterni della skin. Per la mesh a shell, invece, è più comodo inserirla come uno strato aggiuntivo nel laminato.

In tabella 4.4 vengono riassunte le percentuali delle componenti sulla massa totale della pala:

| Componente | % sulla massa totale |
|------------|----------------------|
| Skin | 33.5 |
| Spar caps | 44.5 |
| Rinforzi | 1.1 |
| Adesivo | 4.4 |
| Web | 2.2 |
| Riempitivo | 11.9 |
| Vernice | 2.4 |

Tabella 4.4: Percentuali sulla massa totale delle componenti della pala.

4.3 Analisi modale

In tabella 4.5 vengono riassunti i valori della prima frequenza propria per i modelli analizzati. Si tratta della frequenza di un modo proprio in flappeggio della pala, visualizzato con il software commerciale Femap in fig.4.4. Al fine di confrontare dei modelli coerenti, il modello a trave multicorpo è stato aggiornato con le nuove informazioni di massa ottenute dai modelli FEM.

| Modello | ω_{1f} [Hz] | Differenza % |
|-------------------------------------|-----------------------|--------------|
| ANBA (pannelli) + Cp-Lambda | 0.8568 | |
| Mesh a elementi solidi | 0.8533 | -0.41 |
| Mesh a elementi shell Mid-thickness | 0.8552 | -0.19 |

Tabella 4.5: Prima frequenza flessionale di pala. Le differenze percentuali sono rispetto al modello a trave.

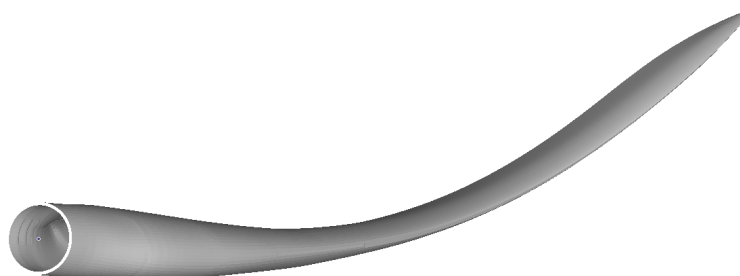


Figura 4.4: Primo modo di vibrare della pala (visualizzato in Femap).

Si può apprezzare come i modelli diano una buona stima della prima frequenza propria, con differenze ben inferiori all'unità percentuale. Il modello a trave, quindi, può essere usato con affidabilità ed è anche il più adatto per il basso costo computazionale. In tabella 4.6, invece, vengono elencati valori della seconda frequenza naturale, anche questa flessionale ma nella direzione del ritardo (fig.4.5).

| Modello | ω_{1f} [Hz] | Differenza % |
|-------------------------------------|-----------------------|--------------|
| ANBA (pannelli) + Cp-Lambda | 1.0560 | |
| Mesh a elementi solidi | 1.0076 | -4.8 |
| Mesh a elementi shell Mid-thickness | 1.0120 | -4.2 |

Tabella 4.6: Seconda frequenza flessionale di pala.

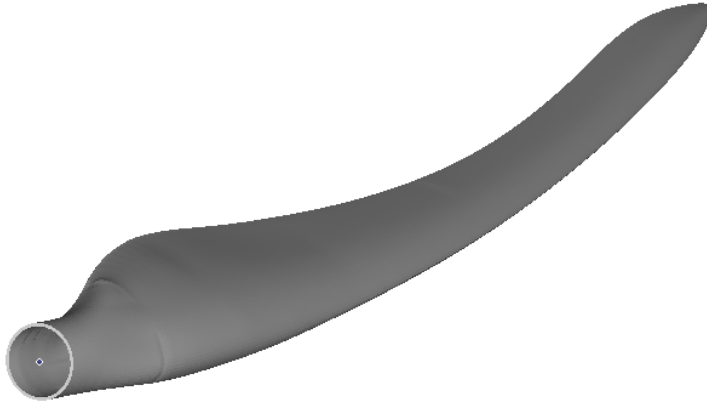


Figura 4.5: Secondo modo di vibrare della pala (visualizzato in Femap).

I risultati sulla seconda frequenza flessionale della pala sono molto vicini per i modelli FEM 3D, mentre il modello a trave individua un valore più alto. Le stime del modello a trave quindi non sono conservative. Il vincolo sul rapporto delle prime due frequenze naturali fissato nel ciclo di ottimizzazione è $\omega_{2,f}/\omega_{1,f} = 1.2$, che risulta in apparenza abbondantemente rispettato per il modello a trave (il rapporto è 1.2314), ma non per i modelli FEM, con un rapporto di 1.18. Grazie ai risultati più accurati dei modelli FEM è possibile aggiornare il vincolo di ottimizzazione sulla seconda frequenza propria (cap.5) aumentandolo del 4%, in modo che l'ottimizzatore alzi la seconda frequenza.

Per completezza, in tabella 4.7 vengono riassunti le frequenze dei primi sei modi della pala. Il primo modo torsionale viene individuato come sesto modo di vibrare (fig.4.6).

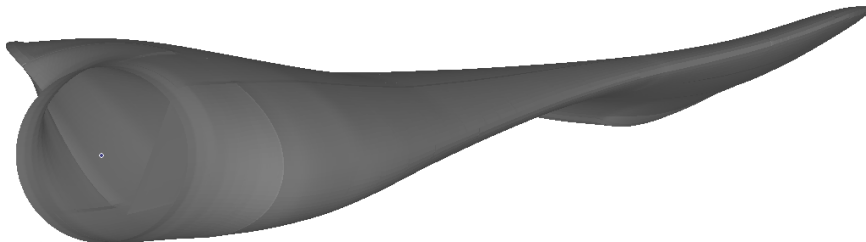


Figura 4.6: Primo modo di vibrare torsionale della pala (visualizzato in Femap).

| Frequenza n. | Solidi [Hz] | Shell [Hz] |
|-----------------|----------------|---------------|
| 1 | 0.85330 | 0.855178 |
| 2 | 1.00764 | 1.012041 |
| 3 | 2.423111 | 2.420287 |
| 4 | 3.238524 | 3.245712 |
| 5 | 5.03458 | 4.999402 |
| 6 | 7.549438 | 7.517507 |

Tabella 4.7: Prime sei frequenze naturali della pala.

Nel grafico di fig.4.7 vengono riassunti i tempi CPU di soluzione del problema agli autovalori per le mesh a elementi solidi e shell con il variare del numero di elementi, fino a convergenza. I tempi, a parità di numero di elementi, sono comparabili: si ricordi sempre che la mesh a shell necessita di essere più fitta per arrivare a convergenza, ma ha bisogno, a differenza del solido, di un solo elemento per definire il laminato.

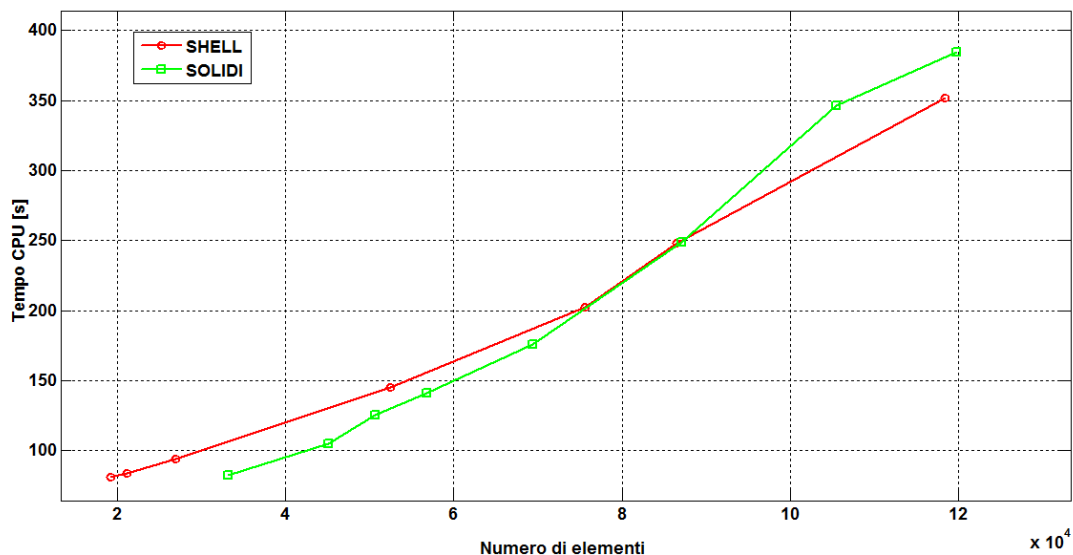


Figura 4.7: Tempo di CPU richiesto per la soluzione modale, al variare del numero di elementi.

4.4 Analisi statiche

Con le analisi statiche è possibile verificare il vincolo sulla massima deflessione della pala e sui massimi sforzi ammissibili. Le azioni interne, opportunamente discretizzate (cap.3.5), vengono applicate in un numero di stazioni scelto dall'utente. Grazie al modellatore l'utente può scegliere su quali nodi applicare i carichi aerodinamici e quelli inerziali. Sono state confrontate due modalità di carico:

1. applicazione dei carichi differenziata: i nodi coinvolti dagli RBE3 nell'applicazione dei carichi aerodinamici sono solo quelli della skin, mentre i carichi inerziali interessano tutti i nodi delle componenti che cadono in quella porzione di pala;
2. applicazione dei carichi totali ai soli nodi degli spar-caps. Questa è la tecnica più utilizzata ([1]), anche se il carico di solito viene direttamente applicato ai nodi degli elementi, senza passare per elementi interpolanti.

La risposta complessiva della pala in termini di massima deflessione è poco sensibile alla modalità di applicazione del carico. La distribuzione di sforzi, invece, ne risente: applicando i carichi aerodinamici sulla skin, su questa si hanno delle leggere oscillazioni degli sforzi che si verificano negli elementi di passaggio tra due RBE consecutivi. Questo fenomeno non si verifica, ovviamente, concentrando tutti i carichi ai nodi degli spar-caps. Sebbene l'idea di dividere i carichi aerodinamici da quelli inerziali sia corretta (è infatti inadeguato distribuire carichi aerodinamici su componenti interne della pala, come le webs), questa tecnica di applicazione ha dei limiti. Un possibile sviluppo futuro del modellatore è quello di trovare un modo opportuno per applicare i carichi aerodinamici come carichi distribuiti, ricostruendo appropriatamente l'andamento delle pressioni su dorso e ventre del profilo. I risultati di seguito presentati sono stati ottenuti applicando i carichi solo su spar-caps con elementi interpolanti.

La parte del modellatore che si occupa del post-processing sintetizza l'output di Nastran in diagrammi che facilitano il confronto con il modello a trave: è possibile diagrammare lo spostamento medio dei nodi lungo l'apertura della pala, gli andamenti di sforzi e deformazioni massimi/minime in apertura e degli sforzi/deformazioni su sezioni scelte dall'utente. Per la mesh a elementi shell il codice automaticamente spacchetta i plies di materiale, consentendo quindi di analizzare separatamente le componenti della pala.

In figura 4.8 vengono riportati gli spostamenti medi dei nodi in direzione di flappeggio (normalizzati con il massimo del modulo dello spostamento del modello a trave). La condizione di carico selezionata per questa prova è quella della simulazione Cp-Lambda che genera la massima deflessione della pala. I tre modelli danno una stima della deflessione dell'estremità della pala con differenze inferiori allo 0.02%.

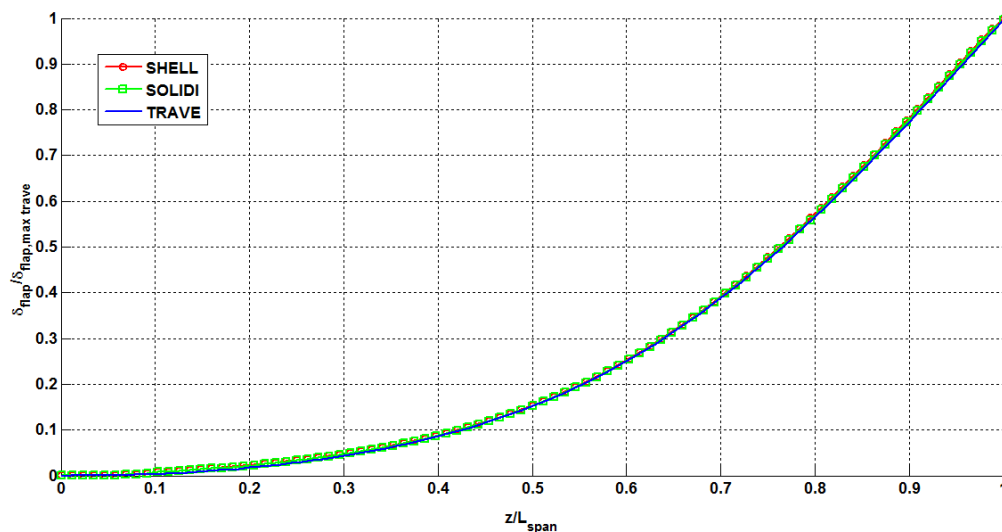


Figura 4.8: Spostamento in direzione di flappeggio (normalizzato con il valore massimo del modulo dello spostamento del modello a trave).

Nel grafico di fig.4.9 sono diagrammate le differenze percentuali di spostamento in direzione di flappeggio rispetto al modello a trave, valutate sezione per sezione. La differenza percentuale maggiore la si ottiene per la regione prossima al 10% della pala. Questa è una zona particolarmente delicata in quanto iniziano le webs (con relative flange) e i rinforzi di bordo d'attacco e uscita. Queste transizioni vengono modellate con accuratezza nei modelli FEM tridimensionali e si dimostra che la soluzione sugli spostamenti si discosta (anche se di poco in termini assoluti, circa 20 mm) dal modello a trave.

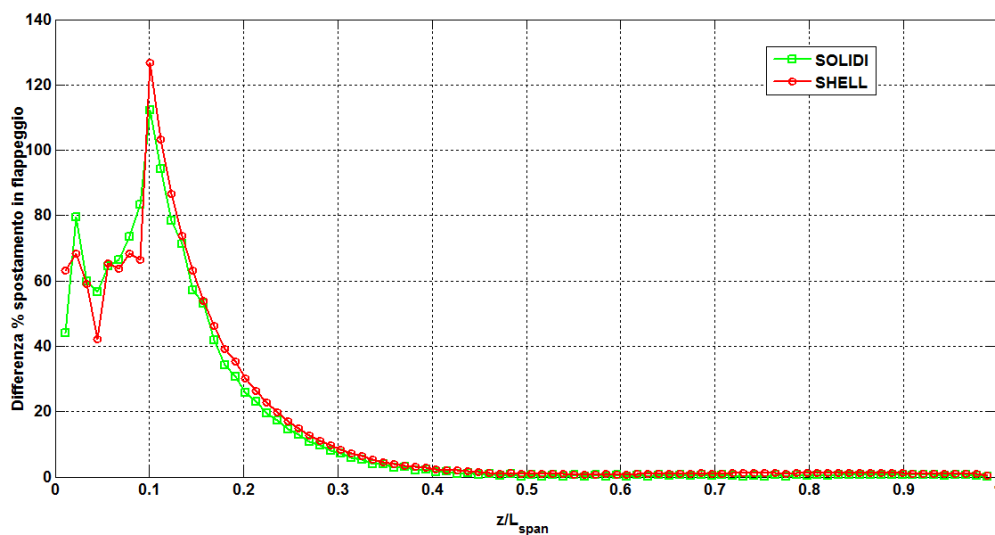


Figura 4.9: Differenze percentuali dello spostamento rispetto al modello a trave in direzione di flappeggio.

Lo stesso comportamento è infatti evidenziato dai grafici di fig.4.10-4.11 dove viene confrontato lo spostamento nella direzione di ritardo.

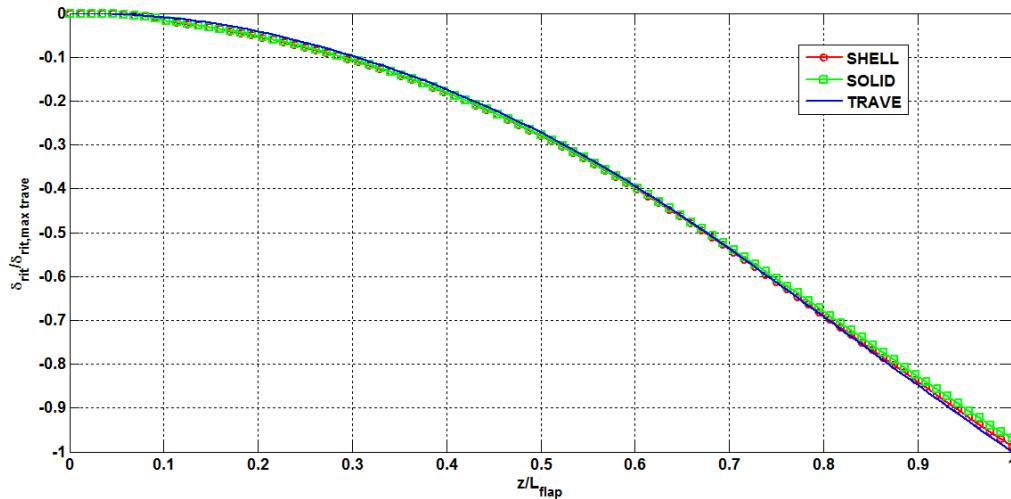


Figura 4.10: Spostamento in direzione di ritardo (normalizzato con il valore massimo del modulo dello spostamento del modello a trave).

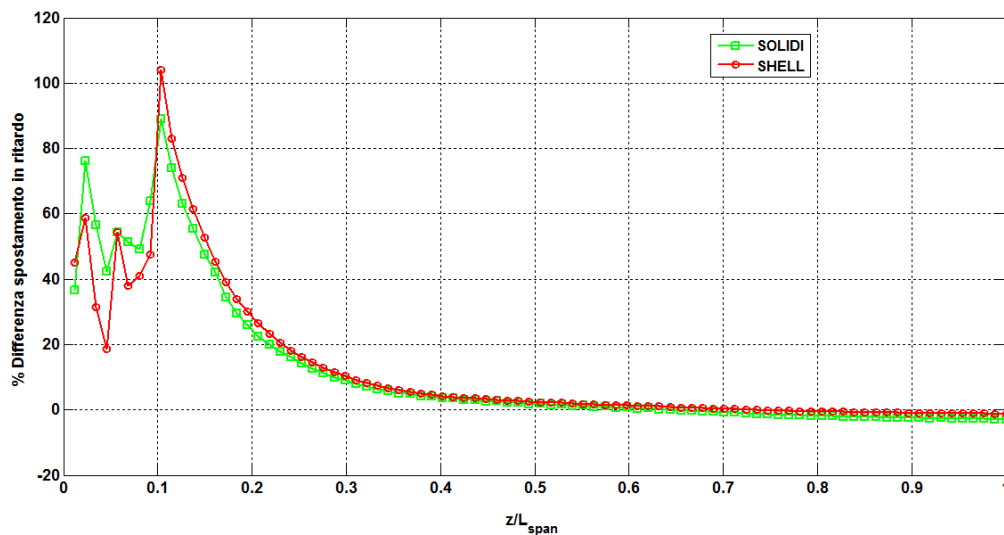


Figura 4.11: Differenze percentuali di spostamento rispetto al modello a trave in direzione del ritardo.

Si può concludere che il modello a trave è adatto per stimare la deflessione massima, ma non è in grado di individuare particolari fenomeni causati da dettagli di modellazione come le zone di transizione di inizio-fine componenti. Se da un lato le differenze sugli spostamenti sono di entità trascurabile, non si può fare altrettanto per gli sforzi: nei grafici di figura 4.12 vengono diagrammati i massimi sforzi nella direzione principale delle fibre per la componente della skin. Questi grafici sono dati automaticamente in output dal modellatore: la pala viene discretizzata in N stazioni in apertura e viene preso il massimo degli sforzi degli elementi con la posizione del centroide tale che $z_{stazione}(j) < z_{centroide} \leq z_{stazione}(j + 1)$.

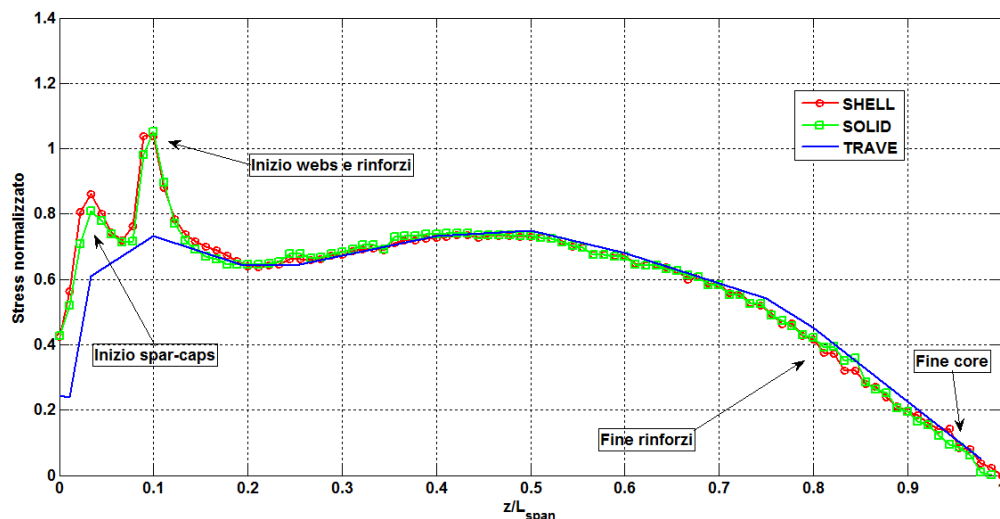


Figura 4.12: Andamento in apertura dei massimi sforzi nella direzione delle fibre (componente skin).

Si ricordi che gli sforzi del modello a trave sono ottenuti andando a risolvere le analisi statiche applicando sezione per sezione di ANBA le azioni interne della simulazione in uscita da Cp-Lambda. Gli sforzi riportati nei diagrammi vengono recuperati solo per le stazioni più significative in apertura. Per una buona porzione della pala gli andamenti sono simili, ma tra la radice e il 10% dell'apertura i modelli FEM 3D evidenziano dei picchi di sforzo non individuati dal modello a trave. Queste differenze sono riscontrabili anche negli andamenti degli sforzi minimi (fig.4.13).

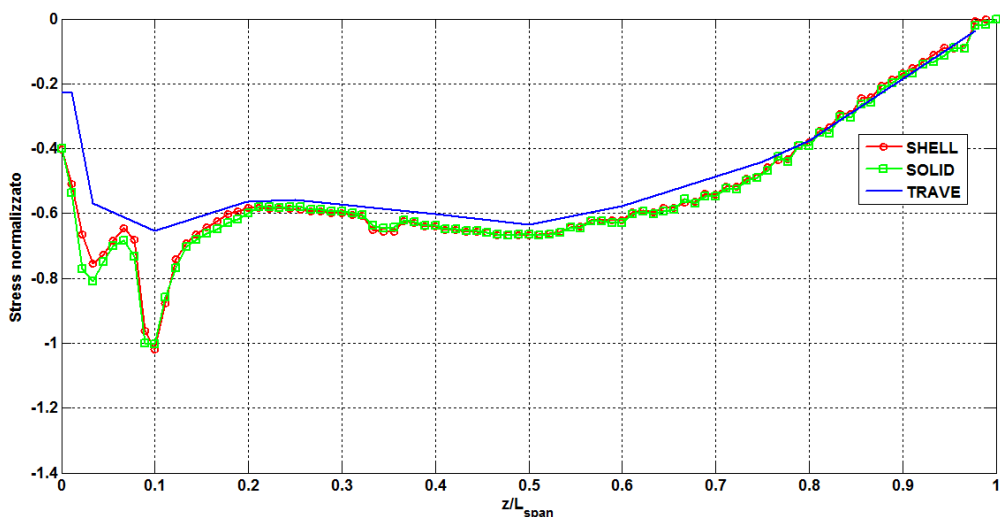


Figura 4.13: Andamento in apertura dei minimi sforzi nella direzione delle fibre (componente skin).

La causa di questo fenomeno è la contemporanea presenza di transizioni e di uno spessore della skin troppo ridotto per questa zona. L'ottimizzazione, infatti, porta lo

spessore della skin al 10% dell'apertura a un ventesimo del valore in radice (quest'ultimo vincolato da requisiti di fissaggio della pala al mozzo), quando i modelli FEM tridimensionali dimostrano la necessità di avere uno spessore maggiore per avere lo stesso sforzo di ANBA: i picchi nascono proprio nelle zone di contorno degli par caps e nella zona di inizio del riempitivo, dove cioè la skin cambia pendenza (fig.4.14). La transizione di spessore dalla radice al 10% deve essere quindi più graduale. Il problema della riduzione/aumento di spessore delle componenti non è un problema da poco per queste applicazioni. Solitamente, infatti, ogni singolo ply è vincolato a iniziare/terminare ad una certa distanza dall'inizio/fine del ply sottostante, proprio per evitare dei salti di spessore troppo consistenti.

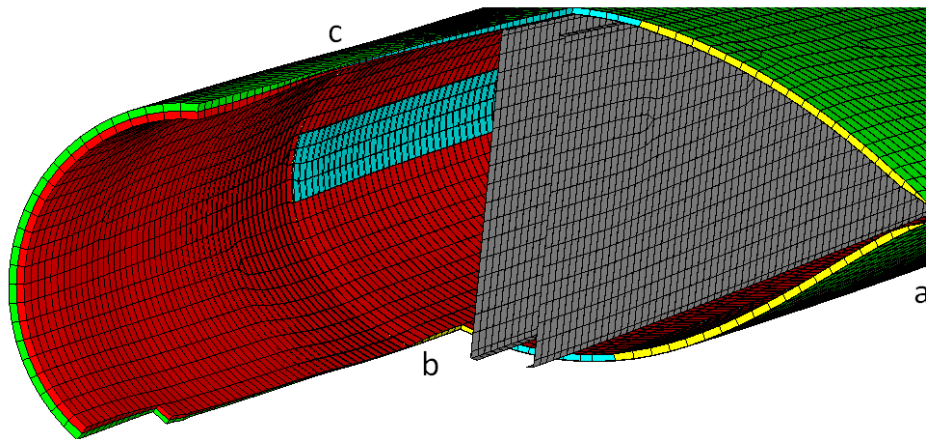


Figura 4.14: Spaccato della radice della pala. In evidenza: a) transizione di bordo d'uscita, b) transizione di inizio riempitivo, c) transizione di inizio spar-cap.

In fig.4.15 sono visualizzate le zone di concentrazione di sforzo massime della skin per la zona di radice.

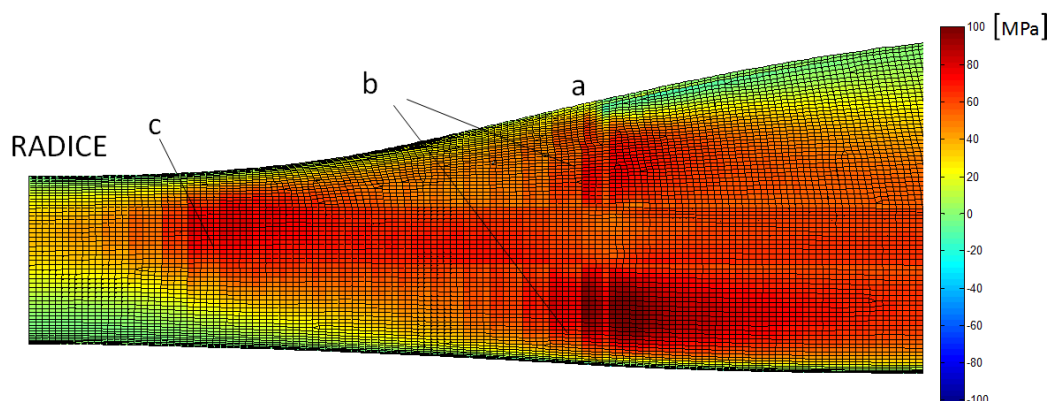


Figura 4.15: Distribuzione di sforzi (in direzione delle fibre) della skin per la zona prossima alla radice (modello a shell).

La distribuzione di sforzi per shell e solidi trova un buona accordo anche lungo la direzione della corda: in fig.4.16 sono diagrammati gli andamenti degli sforzi lungo la coordinata curvilinea adimensionalizzata che parte e termina al bordo d'uscita per una generica sezione.

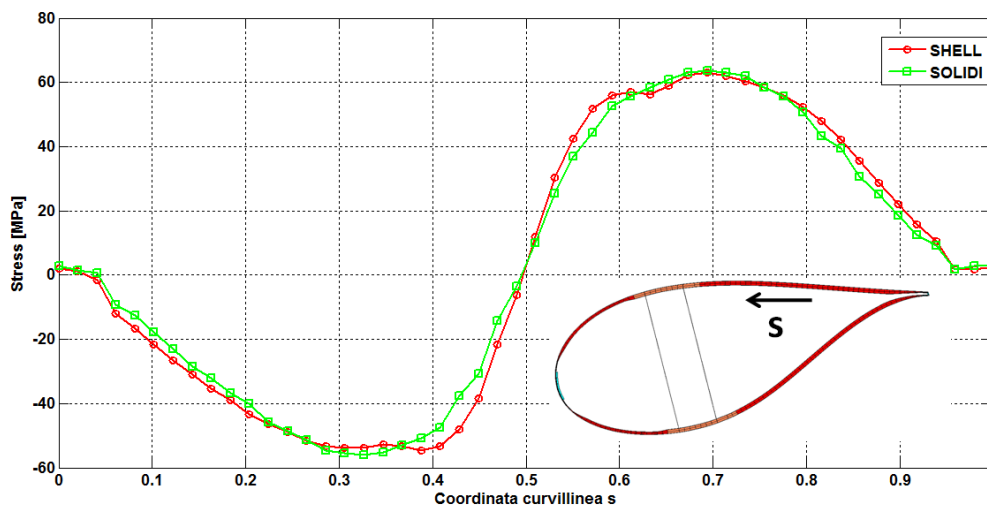


Figura 4.16: Andamento in corda degli sforzi in direzione delle fibre in corda (riferiti alla coordinata curvilinea s adimensionalizzata).

Grazie al modellatore è quindi possibile tenere in considerazione nel ciclo di ottimizzazione gli effetti locali e di dettaglio, senza i quali la soluzione trovata dall'ottimizzazione potrebbe non essere adeguata.

La presenza dei picchi di sforzo è riscontrabile, seppur con entità inferiore, anche per gli spar caps. Nel grafico di fig.4.17 sono aggiunti gli andamenti degli sforzi recuperati al centro degli elementi solidi e quelli ottenuti modellando lo spar caps con un singolo strato di materiale per la mesh a shell. In base alla formulazione teorica della proprietà usata per descrivere il materiale composito delle shell[6], ogni singolo strato viene modellato come una membrana (sulla base della posizione del piano medio in spessore). Usando un solo strato si perdono quindi gli effetti dovuti alla flessione dell'elemento e si può conoscere solo lo stato di sforzo nel piano medio del singolo strato. Questo spiega il perché gli sforzi misurati al centro degli elementi solidi siano molto vicini con quelli del modello a shell dello spar cap a singolo strato. Lo spar cap, però, ha uno spessore rilevante se confrontato con la sezione della pala, in particolare nelle zone centrali dove ha spessore massimo. In questa regione ci si aspetta che questo lavori non solo a trazione, per effetto della flessione della pala, ma in parte anche a flessione. Questa è la causa dei valori di sforzo più alti se si considerano gli sforzi sugli spigoli degli elementi solidi o sui plies più esterni del laminato delle shell. Lo stesso esperimento è stato condotto per la skin, per la quale usare un unico strato non porta alcuna sostanziale differenza: essa infatti lavora principalmente a trazione (il suo spessore è molto inferiore rispetto alla dimensione della sezione). Alla luce di queste osservazioni la scelta di modellare con un unico strato di materiale il composito è adatta per la skin

ma non per gli spar caps. Si noti che la differenza sullo sforzo massimo nella regione centrale può raggiungere anche l'8%.

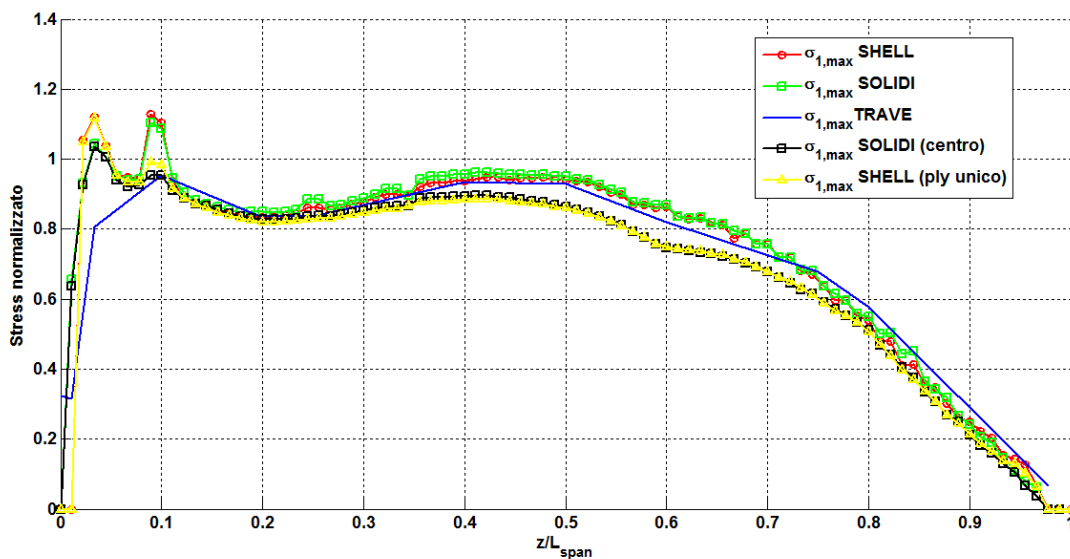


Figura 4.17: Andamento in apertura dei massimi sforzi nella direzione delle fibre (componente spar-cap).

Per quanto riguarda le webs, in fig.4.18 si può notare come il modello a trave sottostimi il valore massimo dello sforzo per la prima metà della pala. Il modello a solido e a shell hanno un buon accordo, eccetto che per la parte iniziale della web: questa regione è particolarmente sollecitata quando la pala è in flessione, tanto che solitamente vengono adottati particolari accorgimenti costruttivi per evitarne il distacco o la rottura.

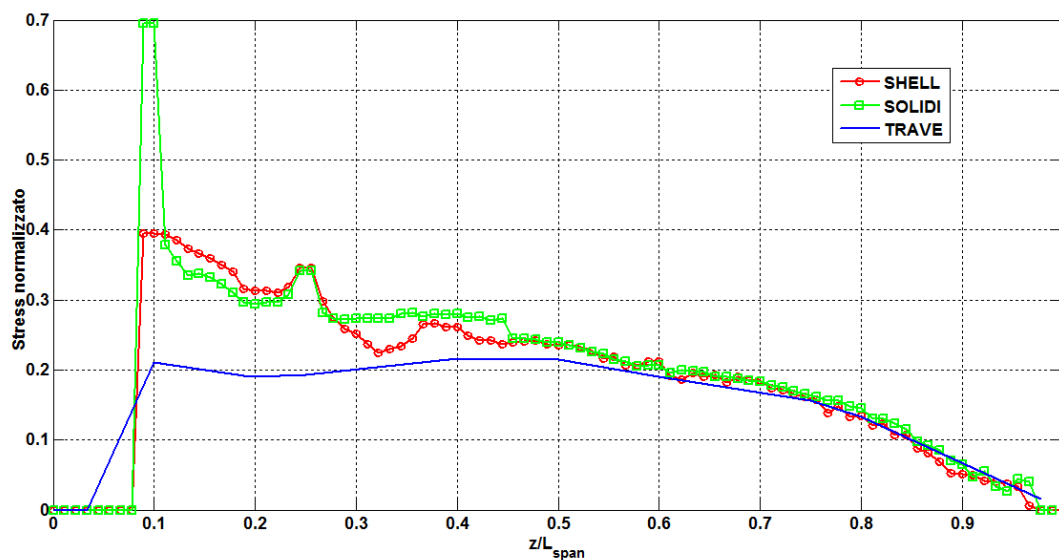


Figura 4.18: Andamento in apertura dei massimi sforzi nella direzione delle fibre (componente web).

Dalle analisi statiche esaminate si può concludere che i modelli FEM tridimensionali sono necessari per descrivere nel dettaglio gli andamenti degli sforzi. Il modello a trave ANBA Cp-Lambda da un'ottima stima degli sforzi nelle sezioni lontane da punti critici come le zone di transizione tra gli elementi. I risultati dei due modelli FEM tridimensionali sono sostanzialmente identici per tutte le componenti della pala.

4.5 Dimensionamento del riempitivo e analisi di buckling

L'analisi di buckling della pala è eseguibile solo con i modelli FEM tridimensionali. Attualmente nell'ottimizzatore il riempitivo non viene modellato e si tiene conto solo della sua massa con stime approssimate. Un possibile sviluppo futuro è quello di implementare delle formule semplificate in *CpMax* per poter così fare un dimensionamento di massima del riempitivo. Questa informazione aggiuntiva, grazie al modellatore, consente di costruire dei modelli FEM completi che possono essere così usati per una verifica del buckling. Questa procedura inserita nelle iterazioni di *CpMax* consente di ottenere la distribuzione di riempitivo ottima lungo l'apertura.

Da informazioni provenienti dal campo industriale, il dimensionamento per il buckling viene fatto con procedura iterativa dove vengono alternate due operazioni:

1. scelta del materiale. Sulla base delle soluzioni statiche sono note le distribuzioni di sforzo sulla skin e sulle webs. Il materiale più adatto per il riempitivo è scelto in modo da evitare il fenomeno del buckling locale della skin, detto *wrinkling*: questo può causare la rottura del riempitivo stesso e il distacco della skin. Lo sforzo ottenuto dalle simulazioni viene confrontato con quello critico [24]:

$$\sigma_{crit,wrinkling} = 0.5\sqrt[3]{G_{core}E_{core}E_{skin}} \quad (4.1)$$

con G e E i moduli a taglio e di Young.

2. dimensionamento dello spessore. Il carico critico su unità di lunghezza può essere valutato come:

$$N_{x,critico} = G_{core} \frac{(t_{core} + t_{skin})^2}{t_{core}} \quad (4.2)$$

questo, moltiplicato per un opportuno coefficiente di sicurezza, dovrà essere maggiore di quello ottenuto dalle simulazioni ANBA.

Non essendo questa procedura ancora implementata, lo spessore e i materiali di riempitivo usati per le analisi di seguito riportate sono quelli della pala finale attualmente in costruzione. Questa pala è stata modificata dall'azienda costruttrice per tenere conto di tutti gli effetti non valutabili con l'ottimizzatore, tra cui il buckling e gli effetti locali già evidenziati dalle analisi statiche. Grazie al modellatore sviluppato in questa tesi e soprattutto alla sua integrazione all'ottimizzatore, i progetti PoliWind futuri saranno più completi e al termine del ciclo di ottimizzazione saranno richieste meno modifiche per arrivare alla configurazione finale da costruire.

Le analisi di buckling lineari sono state condotte con la condizione di carico che genera la massima deflessione di tip. Questa è critica in quanto il dorso della pala è soggetto a forte compressione. I modi di instabilità coinvolgono due differenti zone: quella di radice e quella a corda massima. Il primo modo che interessa la zona di corda massima è caratterizzato da un autovalore ben superiore all'unità (circa 3.5): essendo il carico critico dato dal prodotto dell'autovalore per il carico applicato, questo significa che questa condizione di carico non è critica per questa regione. In fig.4.19 è visualizzata in Femap la forma modale, mentre in fig.4.20 vengono confrontati gli spostamenti del modo per la mesh a shell e solidi.

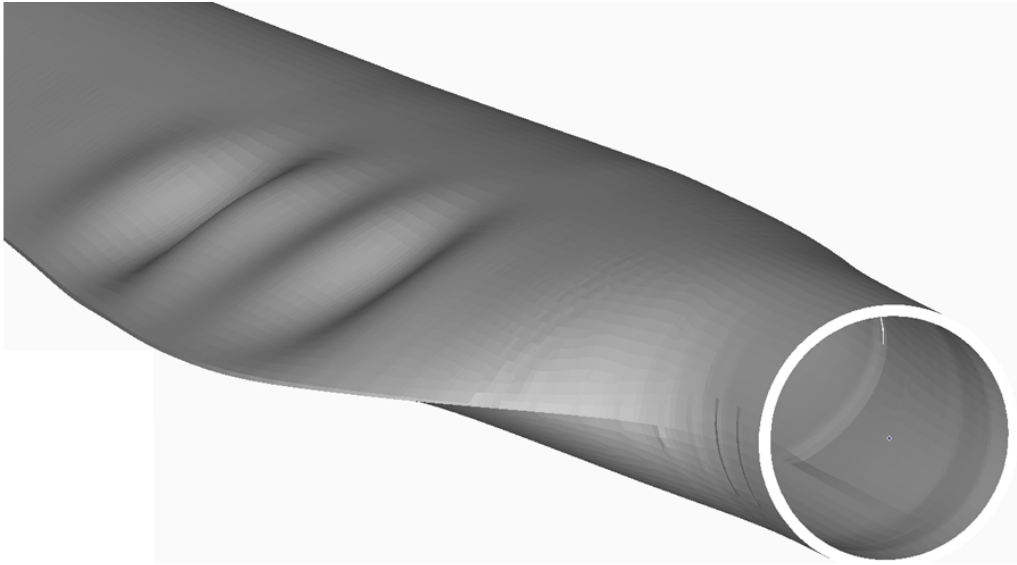


Figura 4.19: Primo modo di buckling per la regione a corda massima.

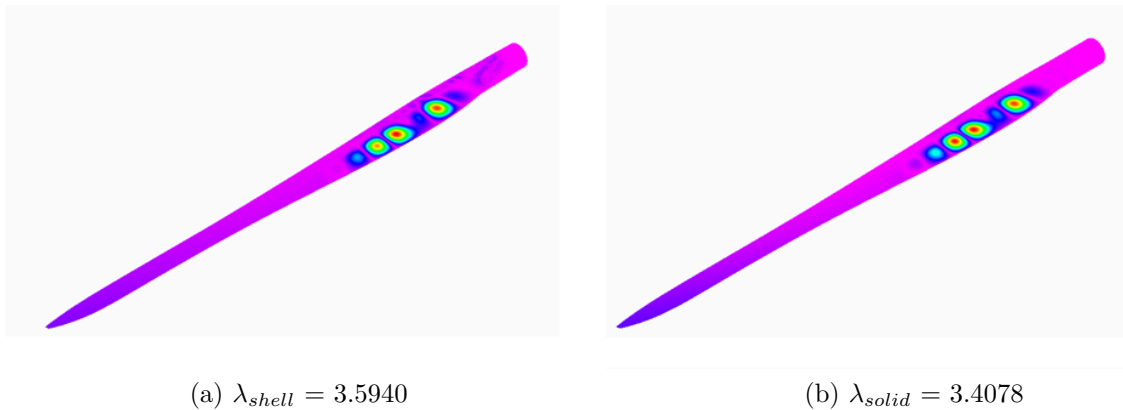


Figura 4.20: Primo modo di buckling della regione a corda massima: mesh a shell e solidi a confronto.

La zona più problematica, però, è quella di radice. In prossimità delle zone di transizione si forma un modo di instabilità (fig.4.21) con autovalore inferiore all'unità (circa 0.8).

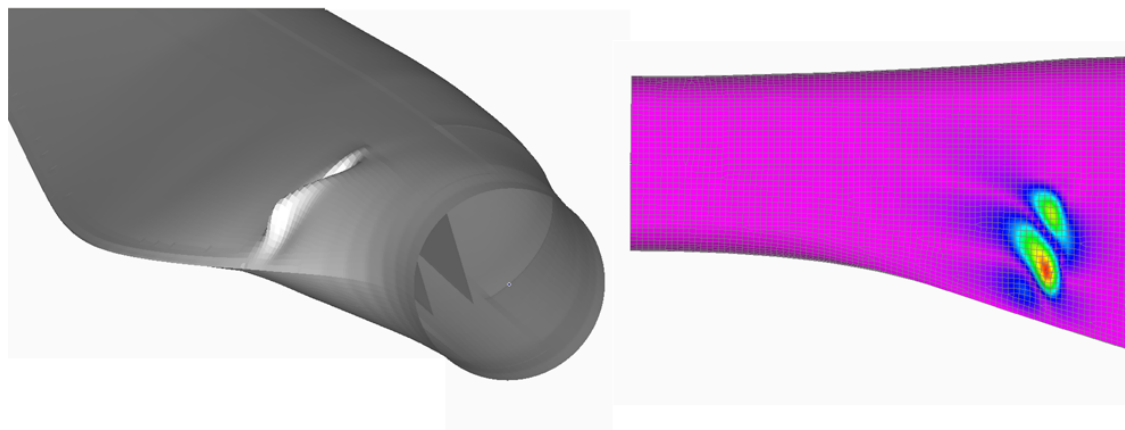


Figura 4.21: Primo modo di buckling per la regione di radice: $\lambda=0.8$.

La presenza di questo modo è associata alle concentrazioni di sforzo a compressione che nascono al 10% dell'apertura della pala, già evidenziate dalle analisi statiche. Anche l'analisi di buckling mette in evidenza l'importanza di considerare gli effetti tridimensionali delle transizioni di inizio/fine componente: in presenza di una skin sotto-dimensionata si possono avere, infatti, fenomeni di instabilità come quelli di radice.

4.6 Analisi a fatica

Il metodo usato per valutare il danneggiamento a fatica è quello implementato nell'ottimizzatore [14]. Questo richiede la storia temporale degli sforzi durante la simulazione di vento turbolento e fornisce l'indice di danneggiamento a fatica $d(p_s, \mathbf{D}, \mathbf{E})$. Questo indice si riferisce al danneggiamento a fatica per una vita operativa di vent'anni con una distribuzione di probabilità Weibull del vento, con valore medio 7.5 m/s e fattore di forma 2. In termini computazionali è troppo dispendioso eseguire una simulazione statica del modello FEM tridimensionale per ogni istante temporale. Per questo motivo nel modellatore è stata implementata una procedura che, sfruttando la sovrapposizione degli effetti e quindi la linearità delle soluzioni statiche, permette di ridurre i tempi di calcolo. Sostanzialmente viene preparato un file Nastran con un numero di casi pari al numero delle stazioni di carico per le sei componenti (tre forze e sei momenti unitari). Successivamente delle routine scritte ad hoc processano i risultati e forniscono la matrice di influenza degli effetti di ciascun carico sugli sforzi. Sfruttando la linearità, sono sufficienti le storie temporali dei carichi per ottenere le storie degli sforzi.

I risultati presentati di seguito mettono a confronto il modello a trave dell'ottimizzatore con il modello a elementi shell mid-thickness. In fig.4.22 vengono riportati i coefficienti di danneggiamento a fatica per alcune stazioni in apertura: la condizione è verificata se l'indice si mantiene sotto a uno. Si noti che il modello analizzato in questo lavoro di tesi non è stato ottimizzato includendo il vincolo sulla fatica e infatti il picco massimo è superiore all'unità.

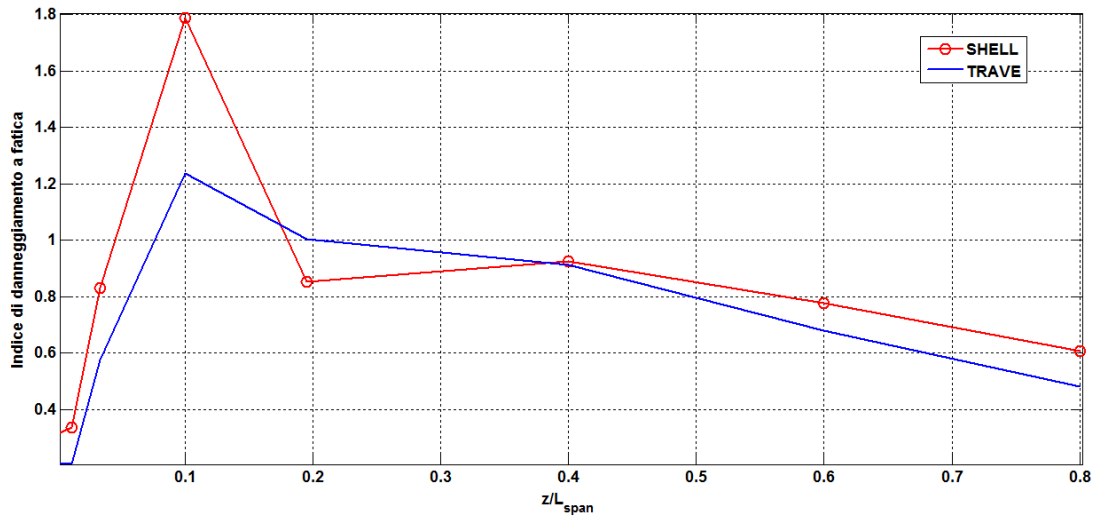
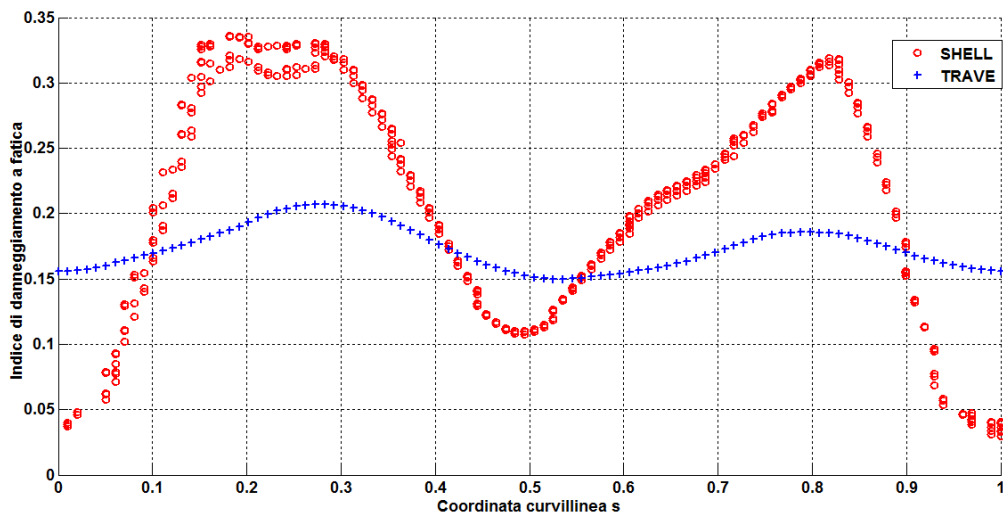
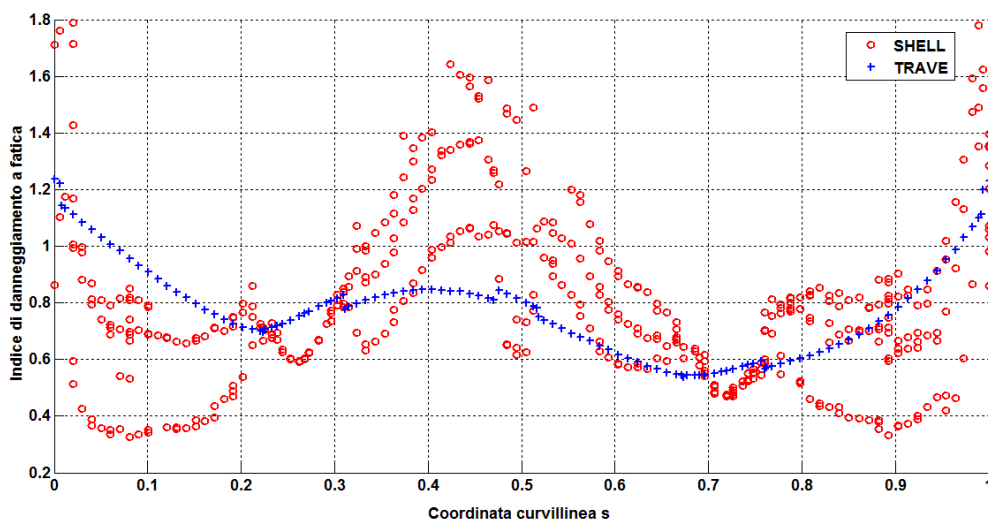


Figura 4.22: Coefficiente di danneggiamento a fatica per alcune stazioni in apertura.

Come ci si poteva aspettare dalle analisi statiche viste in precedenza, il modello FEM individua un coefficiente più alto. Nella figura 4.23 sono riportati i margini di danneggiamento a fatica in corda (rispetto alla coordinata curvilinea adimensionalizzata che parte e termina al bordo d'uscita) per le sezioni al 0.1% e 10% dell'apertura. I margini del modello FEM riportati in figura sono quelli degli elementi che cadono ad una distanza di $\pm 100mm$ dalla stazione di riferimento. Si può notare come vi sia più dispersione per la sezione al 10%, indice che i gradienti di forza per quella zona sono molto alti. La zona della skin più sollecitata a fatica di tutta la pala è quella di bordo d'uscita (cioè per $s=0$ e $s=1$), come evidenziato dalla fig.4.23.



(a) Stazione al 0.1% dell'apertura.



(b) Stazione al 10% dell'apertura.

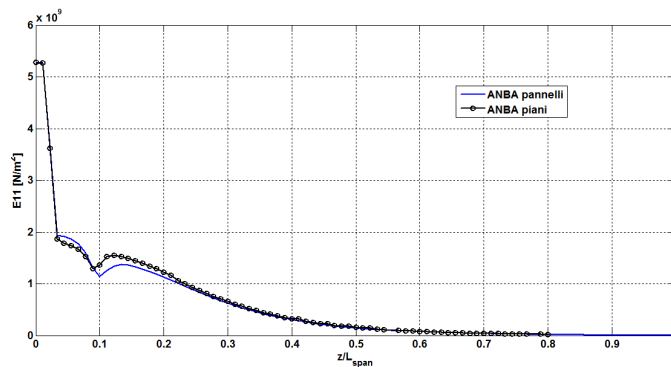
Figura 4.23: Indici di danneggiamento a fatica per due stazioni (rispetto alla coordinata curvilinea adimensionalizzata).

4.7 Analisi ANBA con mesh a elementi superficiali

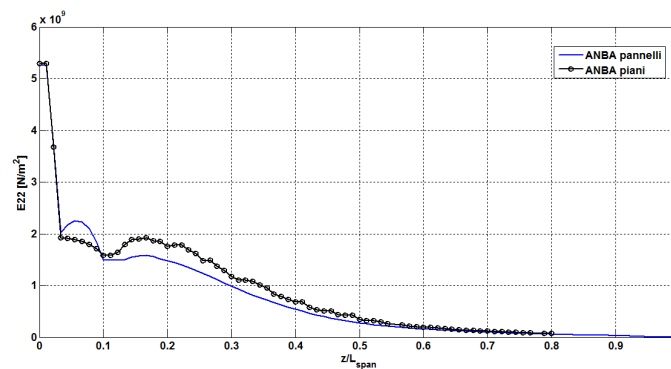
Una parte del modellatore è dedicata alla generazione di mesh bidimensionali a elementi superficiali. Queste possono essere usate per il solutore ANBA. In questo lavoro di tesi le analisi condotte in ANBA con queste mesh si limitano a determinare le proprietà di rigidità delle sezioni, lasciando come sviluppo futuro l'uso di queste mesh per le analisi statiche e per la determinazione dello stato di sforzo (con ANBA o un qualsiasi altro solutore).

In fig.4.24 vengono confrontati gli andamenti in apertura delle rigidità valutate in ANBA. Si possono apprezzare delle differenze tra le due tipologie di mesh, in particolare

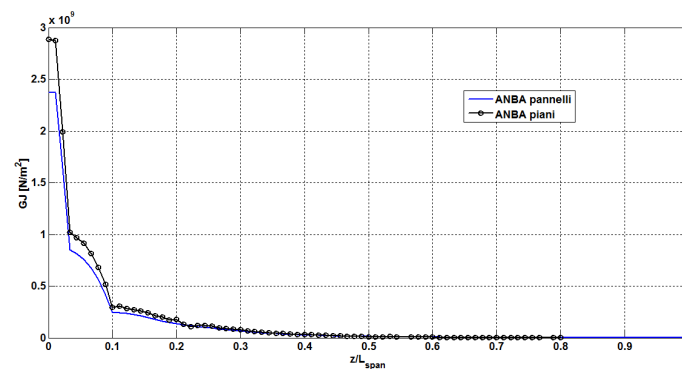
per la rigidezza in ritardo (*edge-wise*). Si ricordi che la mesh a pannelli non considera il riempitivo che invece è incluso nel modellatore.



(a) Rigidezza flessionale in flappeggio.



(b) Rigidezza flessionale in ritardo.



(c) Rigidezza torsionale.

Figura 4.24: Confronto delle rigidezze: mesh a pannelli e a elementi superficiali (solutore ANBA).

I risultati ottenuti con mesh a elementi piani sono da ritenersi indicativi e richiedono un'indagine più dettagliata: durante le analisi ANBA, infatti, è stata rilevata una forte sensibilità della soluzione variando dei piccoli dettagli del bordo d'uscita. In futuro, prima di integrare questa parte al ciclo di ottimizzazione, sarà necessario validare la qualità di queste mesh.

Capitolo 5

Chiusura del ciclo di ottimizzazione

Con questo capitolo è mostrato il fine ultimo del modellatore: la sua integrazione con l'ottimizzatore. Viene mostrata una possibile strada per interfacciare i due codici ed è stata rilanciata una nuova ottimizzazione. Ci si è limitati a compiere un solo ciclo della 2.3a, in quanto questa procedura non è ancora stata completamente automatizzata. I risultati vengono confrontati con quelli delle analisi del capitolo precedente, cioè quelli ottenuti dall'ottimizzazione di partenza prima dell'inserimento del modellatore.

5.1 Ridefinizione dei vincoli

I risultati descritti nel capitolo precedente sottolineano delle discrepanze tra i modelli implementati nell'ottimizzatore e i modelli FEM dettagliati. Riassumendo, i più critici sono:

1. i gradienti di sforzo per la skin nella regione di inizio webs e rinforzi (10% dell'apertura) sono elevati: questi sono individuati solo nei modelli FEM 3D;
2. l'indice di danneggiamento a fatica per la regione al 10% è molto superiore all'unità nei modelli FEM;
3. i picchi di sforzo per la skin al 10% causano fenomeni di instabilità dei pannelli per la condizione di massima deflessione di tip (nella parte della pala in compressione);
4. il vincolo sulla seconda frequenza flessionale della pala non è rispettato nei modelli FEM.

Con queste informazioni viene chiuso il ciclo 2.3a: sono determinati i nuovi range di accettabilità della soluzione modificando i vincoli di ottimizzazione. In particolare si vuole che l'ottimizzatore trovi un design tale che il vincolo sulla seconda frequenza sia rispettato anche per i modelli FEM e che il margine di danneggiamento a fatica per la sezione al 10% scenda sotto l'unità. Essendo la sovrastima dei modelli a trave sulla

seconda frequenza del 4% ed essendo l'indice di danneggiamento del modello FEM di 1.8 nella stazione critica, i vincoli vengono ridefiniti in questo modo:

$$\omega_{2,flap} \leq s_{2,f} 1.04 \omega_{1,flap} \quad (5.1a)$$

$$d(p_s, D)_{10\% \text{ skin}} \leq 1/1.8 \quad (5.1b)$$

Dalla 5.1b si vede che il vincolo è stato modificato solo per la sezione al 10%: l'obbiettivo non è quello di riprogettare la pala, ma quello di mostrare l'effetto di una possibile interazione dei codici. Una procedura più realistica è quella di modificare i vincoli per tutte le sezioni sulla base delle simulazioni FEM e per tutte le componenti strutturali.

Non essendo ancora implementata la parte di ottimizzatore dedicata al dimensionamento del riempitivo, non è stato preso alcun accorgimento sul buckling, che comunque sarà influenzato indirettamente dalla ridefinizione del vincolo sulla fatica: infatti ci si aspetta che per ridurre il danneggiamento nella zona critica, l'ottimizzatore ricerchi una soluzione con skin più spessa per quella regione, e quindi meno soggetta a instabilità.

5.2 Risultati

Nelle iterazioni del ciclo **do-while**, l'ottimizzazione con vincoli modificati tende subito ad aumentare lo spessore al 10% dell'apertura. Avendo imposto per questa sezione un margine più stringente, anche nel modello a trave questa zona viene individuata come critica: la risposta dell'ottimizzazione è quella di cercare di abbassare il margine a fatica riducendo il valore medio e l'ampiezza delle oscillazioni di sforzo. In fig.5.1, dove vengono diagrammati gli andamenti degli spessori della skin, si può notare come lo spessore venga più che raddoppiato nella zona critica. Questo incide ovviamente sulla massa totale della pala che subisce un incremento di solo 1.2%.

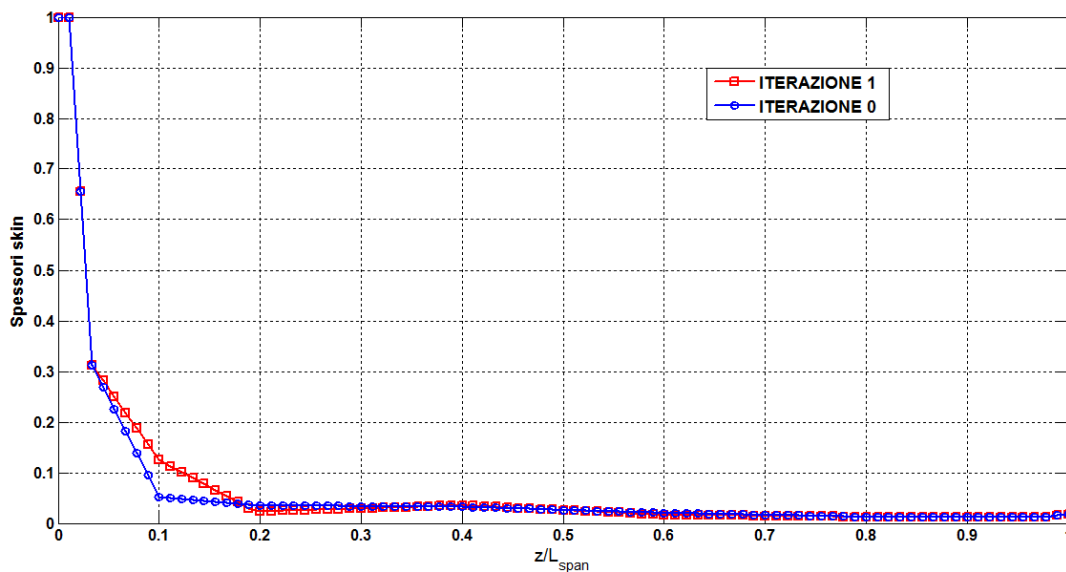
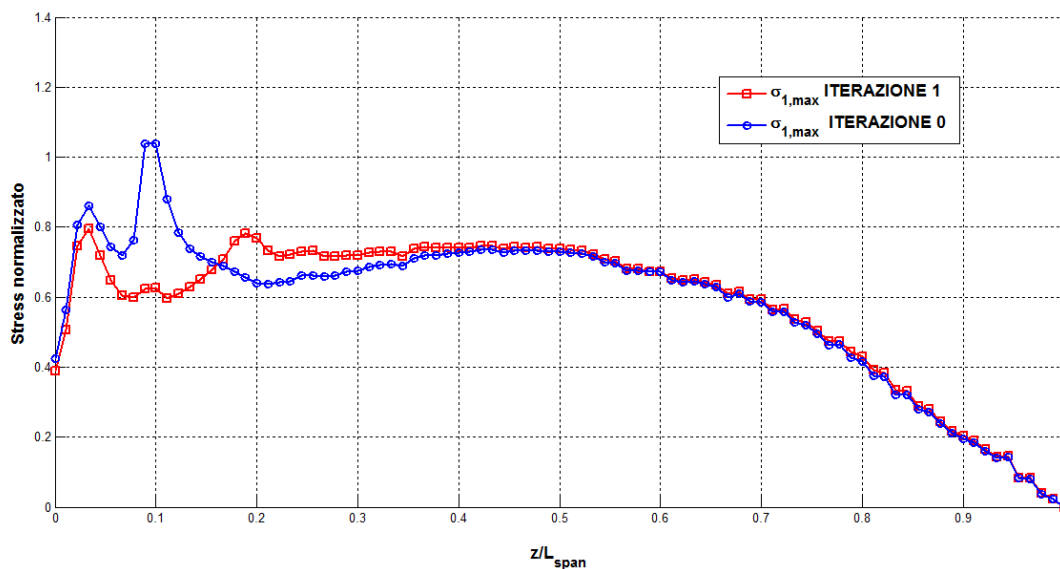
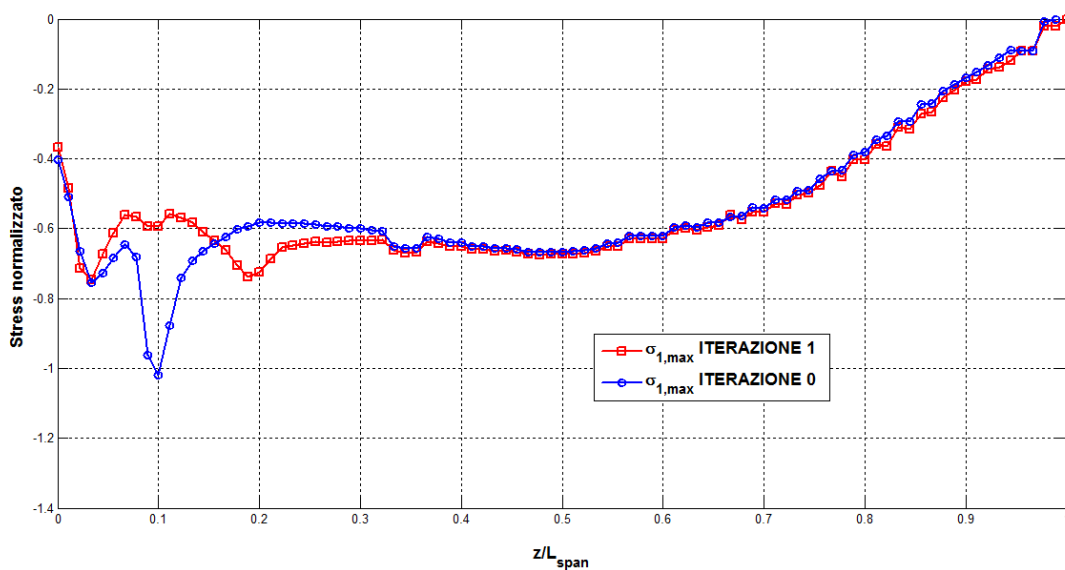


Figura 5.1: Andamenti dello spessore della skin.

L'effetto sui picchi di sforzo è diagrammato in fig.5.2. Da questa si può notare che l'ispessimento della skin ha abbassato notevolmente il valore del modulo degli sforzi.



(a) Massimi sforzi.



(b) Minimi sforzi.

Figura 5.2: Sforzi lungo l'apertura della pala per la skin (direzione delle fibre).

L'inserimento del vincolo solo per la skin va a incidere ovviamente su tutta la struttura. Anche lo sforzo sugli spar cap cambia, come dimostrato in fig.5.3

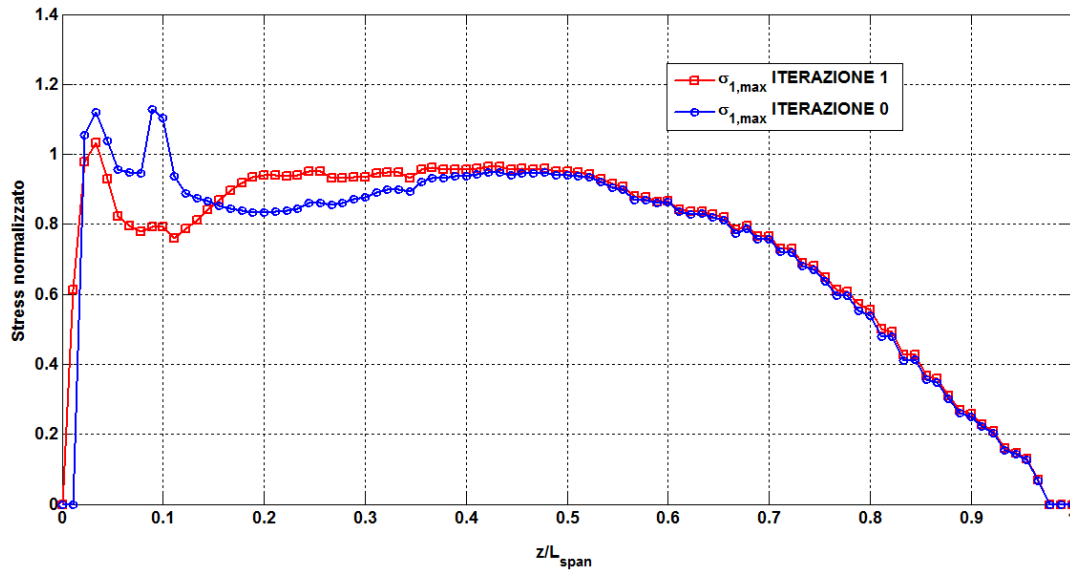
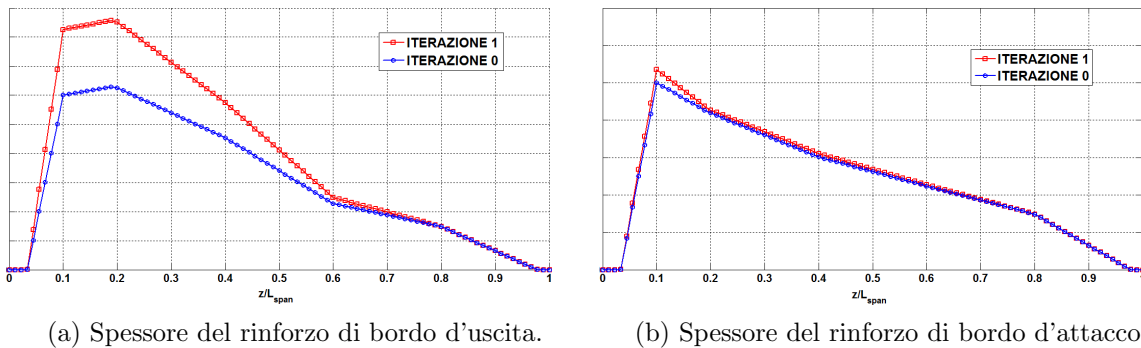


Figura 5.3: Massimi sforzi per lo spar cap (direzione delle fibre).

Il vincolo sulla seconda frequenza flessionale della pala ottimizzata è verificato anche per il modello FEM. L'ottimizzatore ha infatti irrigidito la struttura nel piano del ritardo andando ad aumentare gli spessori dei rinforzi del bordo d'uscita e d'attacco (fig.5.4).



(a) Spessore del rinforzo di bordo d'uscita.

(b) Spessore del rinforzo di bordo d'attacco.

Figura 5.4: Andamento dello spessore dei rinforzi.

Gli effetti sul margine di danneggiamento a fatica sono evidenti in fig.5.5: il picco della stazione al 10% è stato abbassato dall'ottimizzatore sotto l'unità.

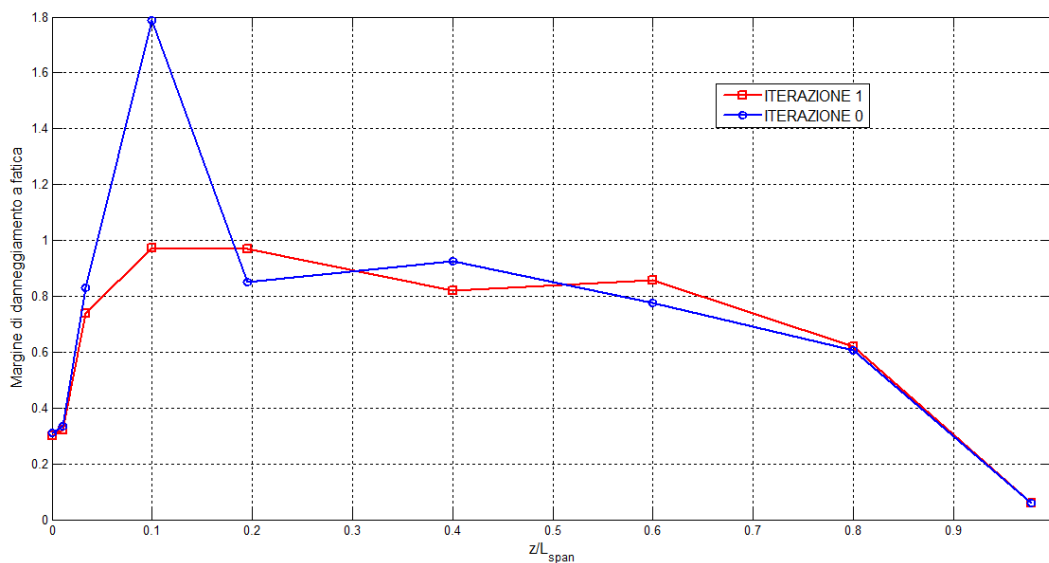


Figura 5.5: Margini di danneggiamento a fatica per la skin.

Un effetto indiretto si ha anche per il fenomeno del buckling: il primo modo non si verifica più con un autovalore di 0.80, bensì di 2.08 (considerando sempre la condizione di carico di massima deflessione di tip). Questo è dovuto all'aumento di spessore della skin che quindi è meno soggetta a instabilità.

Alla luce dei risultati appena elencati si è visto come il cambiamento dei vincoli, a seguito dell'integrazione dei risultati FEM nell'ottimizzazione, abbia portato a delle modifiche non trascurabili del progetto. Variando in modo opportuno le tolleranze si può ottenere un modello che soddisfi le specifiche valutate anche con analisi più dettagliate.

Capitolo 6

Conclusioni e sviluppi futuri.

In questo lavoro è stato mostrato come è possibile integrare strumenti sofisticati per la modellazione automatizzata CAD (*Computer-Aided Design*) e l'analisi a elementi finiti (FEM, *Finite Element Model*) in una procedura di ottimizzazione aeroelastica per pale di aerogeneratori.

Sono stati sviluppati degli strumenti in grado di generare diversi modelli a elementi finiti con differenti complessità, compatibili con i cicli di raffinamento necessari nelle fasi di progetto. Lo strumento è in grado di generare automaticamente dei modelli sia con elementi shell che con elementi solidi, al fine di ovviare alle problematiche evidenziate negli studi presentati in [2] [11]. In secondo luogo il modellatore è stato usato in un esempio reale di una pala da 45 metri, attualmente in fase di certificazione e realizzazione, sia per confrontare i risultati con quelli dei modelli più semplici implementati nell'ottimizzatore, sia per individuare gli aspetti più critici della progettazione.

Dai confronti dei risultati è emerso che le analisi basate sulla modellazione bidimensionale delle sezioni danno delle buone stime in termini di comportamento complessivo della pala (vedi la previsione della massima deflessione di tip), ma non riescono a prevedere fenomeni di dettaglio locali. In particolare si è visto che si possono avere delle concentrazioni di sforzo nelle sezioni critiche dove vi è l'inizio di una componente interna (spar cap, web, riempitivo). Le zone della skin soggette a questi picchi, ad esempio, sono messe a dura prova durante la vita operativa della pala, sia in termini di fatica che di instabilità (buckling), ed è quindi importante, in sede di progettazione, valutare questi fenomeni e dimensionare le componenti di conseguenza, cosa possibile solo grazie a modelli dettagliati FEM.

La vera potenzialità della modellazione automatica è la sua integrazione ad un ciclo di ottimizzazione: in questo modo il progetto finale necessita di meno iterazioni post-ottimizzazione per arrivare a una configurazione finale. La chiusura del ciclo di ottimizzazione dimostra come, usando opportunamente le informazioni provenienti dalle analisi FEM tridimensionali, si può ottenere una soluzione ottima con una distribuzione di spessori più adatta. In particolare si riesce a :

- ridurre le concentrazioni di sforzo nelle zone critiche della pala
- evitare il fenomeno del buckling
- far rispettare con più precisione i vincoli sulle frequenze naturali della pala

- ridurre il danneggiamento a fatica, ottenendo dei margini più sicuri.

Per quanto concerne la tipologia di elementi da usare, le analisi condotte dimostrano che gli elementi shell *mid-thickness* e solidi danno una stima degli sforzi massimi, deflessioni, modi propri e di buckling consistenti e molto vicini tra loro. I tempi di soluzione, a parità del numero di elementi, sono sostanzialmente gli stessi per le due tipologie di elementi. Analizzando invece il tempo di generazione del modello, la mesh a elementi solidi è più laboriosa: richiede infatti più operazioni di proiezione degli elementi per costruire i volumi degli elementi. La gestione dei risultati durante il post-processing per mesh a solidi è inoltre più onerosa in termini computazionali. Infine la procedura di generazione della mesh a shell si dimostra più versatile e robusta di fronte a cambiamenti di geometria e di dimensione degli elementi. Per questi motivi è da preferirsi la mesh a shell per l'integrazione all'ottimizzatore, mentre la mesh a elementi solidi può essere usata per una fase successiva di studio di dettagli come il bordo di uscita e le flange.

Alla luce di queste osservazioni è possibile giungere a queste conclusioni:

- con il codice sviluppato si riescono ad abbattere notevolmente i tempi di modellazione CAD-FEM di turbine eoliche;
- il codice implementa una procedura che elimina le difficoltà della modellazione a shell *mid-thickness* e a elementi solidi;
- la capacità dello strumento di generare i modelli, preparare le simulazioni ed estrarre i risultati in modo automatico lo rende particolarmente adatto a procedure di ottimizzazione numerica;
- la mesh a elementi shell si dimostra più adatta per l'inserimento del modellatore in un ciclo di ottimizzazione;
- la mesh a elementi solidi è più adatta alla modellazione di dettagli costruttivi come le flange di collegamento e il bordo d'uscita: è più conveniente usarla come verifica finale del modello ottimizzato per, eventualmente, rilanciare l'ottimizzazione con nuovi accorgimenti;
- l'integrazione ottimizzatore-modellatore permette di avere un design della pala più vicino al progetto finale.

6.1 Sviluppi futuri

Per sfruttare al meglio le potenzialità dell'ottimizzatore e del modellatore devono essere ancora sviluppati e studiati più approfonditamente diversi punti:

- il modellatore è stato pensato per una architettura di pala di tipo *stressed shell*. Uno sviluppo futuro è quello di adattare il codice per poter generare automaticamente anche dei modelli di architettura *spar shell*;

- l'integrazione al ciclo di ottimizzazione espressa dalla formulazione 2.3a non è stata ancora automatizzata: è necessario inserire la modellazione e implementare l'interfaccia tra i due codici;
- la procedura di dimensionamento del riempitivo non è stata ancora implementata nell'ottimizzatore: in questo modo sarà possibile ottenere, al termine del processo, anche uno spessore del riempitivo da verificare con analisi di buckling;
- il modellatore è in grado di generare le mesh bidimensionali a elementi superficiali. Si è visto però che le simulazioni ANBA sono molto sensibili a variazioni di dettagli come il bordo d'uscita. Quindi sarà necessario anzitutto comprendere la causa di questo comportamento e successivamente sarà possibile implementare il secondo stadio di integrazione del modellatore: sostituire le mesh della sezione a pannelli con quella a elementi superficiali sia per la valutazione delle proprietà strutturali che per il recupero degli sforzi. Il valore aggiunto da queste tipologie di mesh è legato alla possibilità di conoscere il completo stato di sforzo tridimensionale: con queste informazioni è quindi possibile costruire una procedura per la valutazione degli indici di cedimento dei materiali compositi, come la delaminazione, da inserire come parametri di ottimizzazione.
- grazie alla comodità nel definire l'orientazione delle fibre dei materiali compositi, il modellatore potrà essere usato per degli studi più approfonditi sugli effetti dell'accoppiamento flessione-torsionale ottenuto dalla rotazione delle fibre lungo la pala. Questa tecnica, usata per la riduzione dei carichi e del danneggiamento a fatica [5], è già stata studiata con l'ottimizzatore dal gruppo di ricerca PoliWind, ma non sono ancora state fatte delle analisi su modelli dettagliati FEM.

Bibliografia

- [1] Knight and Group, C. W., “Sweep-Twist Adaptive Rotor Blade: Final Project Report,” *Sandia Report*, 2010.
- [2] Laird, D. and Montoya, F., “Finite Element Modeling of Wind Turbine Blades,” *AIAA*, 2005.
- [3] Anonimo, *Nx Natstran Quick Reference Guide*, 2010.
- [4] Anonimo, *Nastran Element Library Reference*, 2010.
- [5] Locke, J. and Valencia, U., “Design Studies for twist-coupled wind turbine blades,” *SANDIA REPORT SAND2004-0522*, 2004.
- [6] Anonimo, *Nx NASTRAN User’s Guide*, 2010.
- [7] Ashwill, T. D., *Passive load control for large wind turbines*, 2010.
- [8] Berry, “Design of 9 meters carbon fiber glass prototipe blades,” *SAND2007-0201 Sandia National Laboratories, Albuquerque*, , No. 89, 1999, pp. 276.
- [9] Resor, B., “Integrated Design and System Analysis at Sandia,” *2010 Sandia Wind Turbine Blade Workshop*, 2010.
- [10] Chen, J., Cristfield, M., Kinloch, A., and EP Busso, F. M., “Predicting progressive delamination of composite material specimens via interface elements,” *Mechanics of Composite Materials and Structures*, 1999.
- [11] Chen, J., Hallet, S., and Wisnom, M. R., “Modelling complex geometry using solid finite element meshes with correct composite orientations,” *Computer and Structures*, 2010.
- [12] Giavotto, V., Borri, M., Mantegazza, P., and Ghiringhelli, G., “Anisotropic Beam Theory And Applications,” *Computer and Structures*, 1983.
- [13] Laird, D. L., “Numerical Manufacturing And Design tool,” *SANDIA REPORT2001-2375*, 2001.
- [14] Bottasso, C. L., Campagnolo, F., and Croce, A., “Multi-Disciplinary Constraint Optimization of Wind Turbines,” *Wind Energy (under review)*, 2011.

-
- [15] Bauchau, O. A., Bottasso, C. L., and Nikishkov, Y. G., "Modeling rotorcraft dynamics with finite element multibody procedures," *Mathematics and Computer Modeling*, 2002.
- [16] Anonimo, "Wind Turbines- Part 1: Design Requirements, Ed. 3.0 International Standard IEC 61400-1," 2005.
- [17] "Guideline for the Certification of Wind Turbines," 2010.
- [18] Huges, T., Cottrell, J., and Y.Bazilevs, "Isogeometric analysis: CAD, finite elements, NURBS, exact geometry and mesh refinement," *Computer methods in applied mechanics and engineering*, 2004.
- [19] Piegl, L. and Tiller, W., *The NURBS book*.
- [20] Shene, C., "Introduction to Computing with Geometry Notes," *Michigan Technological University, 1997-2008.*, 2008.
- [21] Lee, E., "Choosing nodes in parametric curve interpolation," *CAD*, 1989.
- [22] Roylance, D., "Laminated Composite Plates," *Department of Materials Science and Engineering Massachusetts Institute of Tecnology*, 2000.
- [23] Griffin, D. A., "Evaluation of Design Concepts for Adaptive Wind Turbine Blades," *Global Energy concepts*, 2002.
- [24] Sullins, R. T., Smith, G. W., and Spier, E. E., "Manual for Structural Stability Analysis of Sandwich Plates ans Shells," *NASA Report: NASA cr-1457*, 1969.