



Politecnico di Torino

DI
Corso di Laurea in Ingegneria Aerospaziale

TESI DI LAUREA MAGISTRALE

**Pianificazione e ottimizzazione delle procedure per
l'identificazione dinamica di una cassa ferroviaria**

Candidato:
Matteo Ghermandi
Matricola s245156

Relatore:
Prof. Daniele Botto
Correlatore:
Prof. Stefano Zucca

Indice

Sommario	6
1 Introduzione	9
2 Elementi di costruzione dei veicoli ferroviari	11
2.1 La cassa	11
2.2 Il telaio	13
2.3 Le sospensioni	13
2.4 Carrelli, ruote e sistema frenante	14
2.5 Accoppiamento	15
3 Analisi modale: teoria	17
3.1 Sistema ad N gradi di libertà non smorzato	18
3.2 Sistema ad N gradi di libertà con smorzamento	22
3.3 Rappresentazione grafica	26
4 Fondamenti del metodo ad elementi finiti	29
4.1 Gli elementi finiti	29
4.2 Assemblaggio	32
4.3 Software commerciale	34
5 Pre-test, correlazione, model updating: teoria	35
5.1 Correlazione	35
5.2 Pre-test e ottimizzazione: sensori	39
5.3 Pre-test e ottimizzazione: eccitatore	42
5.4 Aggiornamento del modello	44
6 Verifica compatibilità tra gli strumenti SW	47

7	Modello fiancata veicolo ferroviario	53
7.1	Morfologia	54
7.2	Proprietà del modello	55
8	Pianificazione prova	57
8.1	Obiettivi e vincoli	57
8.2	Procedura di pre-test in Simcenter 3D	58
8.3	Simulazioni e risultati	62
8.3.1	0-100 Hz	63
8.3.2	0-60 Hz	64
8.3.3	0-100 Hz con selezione di gradi di libertà candidati	65
8.3.4	0-100 Hz reticolo nei gradi di libertà iniziali	67
8.3.5	Eccitatore	73
9	Semplificazione e aggiornamento del modello	75
9.1	Modifica del modello	76
9.2	Correlazione dei risultati	77
9.3	Aggiornamento modello	78
10	Strumentazione	81
10.1	Attuatore oleodinamico	81
10.2	Vibrometro laser a scansione	83
10.2.1	Principio di funzionamento	83
10.2.2	Utilizzo PSV 500	85
11	Conclusioni	89
	Bibliografia	91
	Appendice	91

Elenco delle figure

2.1	Componenti veicolo ferroviario	12
2.2	Tipologie vagoni merci e passeggeri	13
2.3	Configurazioni sospensioni veicolo ferroviario	14
2.4	schema funzionamento smorzatori ad attrito	14
2.5	Esempio di carrello per veicolo ferroviario per trasporto merci	15
3.1	Esempio rappresentazione FRF	28
6.1	Generazione output2	48
6.2	Creazione variabili di progetto	49
6.3	Creazione gruppo gradi di libertà	50
6.4	Creazione soluzione	51
6.5	Creazione funzione di aggiornamento modello	52
6.6	Selezione obiettivi di ottimizzazione	52
7.1	Vista laterale fiancata	53
7.2	Sezione estruso, particolare saldatura CAD	54
7.3	Sezione estruso, particolare saldatura FEM	55
7.4	Modello FEM: rappresentazione componenti	56
8.1	Esempio: deformata del quarto modo flessionale	59
8.2	Nuova pianificazione pre-test	60
8.3	Nuova configurazione sensore	60
8.4	Esempio: generazione gruppo gradi di libertà	61
8.5	Nuova configurazione eccitatore	61
8.6	Confronto MAC massimo per differenti gruppi di gradi di libertà 0-100 Hz	63
8.7	Confronto MAC massimo per differenti gruppi di gradi di libertà 0-60 Hz	64

8.8	Configurazione ottimizzata con 200 sensori	65
8.9	Gradi di libertà candidati: 2000 casuali	66
8.10	Gradi di libertà candidati: 2000 reticolo regolare	66
8.11	Confronto MAC massimo per differenti gruppi di gradi di libertà 0-100 Hz	67
8.12	Caso 1, rappresentazione matrice di MAC	68
8.13	Caso 2, rappresentazione matrice di MAC	69
8.14	Caso 3, rappresentazione matrice di MAC	70
8.15	Caso 4, rappresentazione matrice di MAC	70
8.16	Caso 5, rappresentazione matrice di MAC	71
8.17	Modi R28 e R29 sovrapposti	71
8.18	Modi R43 e R44 sovrapposti	72
8.19	Posizione ottimale shaker	73
8.20	Informazioni ottimizzazione shaker	73
9.1	Configurazione saldatura	76
9.2	Parametri generazione contatto "freeze"	77
9.3	Matrice di MAC correlazione"	78
10.1	Schema di collegamento attuatore	82
10.2	Interferometro Mach-Zehnder	83
10.3	Speckle pattern	85
10.4	Vibrometro laser a scansione	87

Sommario

Lo scopo di questa tesi è quello progettare e verificare la fattibilità di un test modale sulla fiancata di un veicolo ferroviario in collaborazione con Alstom di Savigliano e Politecnico di Torino, Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Aerospaziale.

Dopo un'introduzione alla costruzione di un veicolo ferroviario e ai suoi elementi principali, saranno descritti gli aspetti matematici alla base del test modale e dell'analisi numerica. Il test ha lo scopo di validare i modelli numerici e aggiornarli con eventuali semplificazioni; per questo motivo la prima parte della teoria esposta richiama sia l'analisi modale, sia il metodo agli elementi finiti utili alla risoluzione numerica dell'analisi modale stessa.

In una seconda sezione teorica sono illustrati gli algoritmi alla base del Pre/Post solutore Simcenter 3D di Siemens abbinato a Nastran come solutore per l'ottimizzazione della posizione dei sensori e dell'eccitatore che saranno utilizzati nel test sperimentale.

Sulle basi teoriche illustrate, la tesi assume un aspetto più pratico e sono quindi descritte le simulazioni del pre-test e della semplificazione del modello.

Infine viene descritta la strumentazione (vibrometro laser a scansione e attuatore oleodinamico) che sarà impiegata in un secondo momento nel test sperimentale.

Le conclusioni riportano la fattibilità della prova e la migliore configurazione scelta per la posizione dei sensori, del loro numero e della posizione dell'attuatore.

Capitolo 1

Introduzione

Il settore ferroviario assume sempre maggiore importanza nell'ottica di garantire spostamenti comodi, veloci ed ecologici.

Anche se le prestazioni sono una caratteristica importante, esse possono essere limitate da condizioni delle infrastrutture esterne e quindi non risulta incrementarle a proprio piacimento; per questo motivo, soprattutto all'interno di un mercato globalizzato, è importante distinguere i propri prodotti tramite caratteristiche apprezzabili dagli utilizzatori. In questa ottica diventa importante garantire il miglior comfort possibile per i passeggeri.

Lo studio svolto in questa tesi è parte di un progetto più ampio che vede una collaborazione tra Il Politecnico di Torino e Alstom ferroviaria di Savigliano e ha l'obiettivo di studiare la risposta dinamica della cassa di un veicolo ferroviario per poter agire nelle prime fasi della progettazione in termini di massimizzazione del comfort di marcia. In particolare considerando la velocità di crociera del treno e la distanza tra i giunti dei binari, è possibile stabilire che questi generano delle vibrazioni ad una frequenza compresa tra 0 e 50Hz.

Una modellazione del veicolo ferroviario accurata e realizzabile in tempi rapidi, quando il progetto è ancora fortemente modificabile, permetterebbe di agire sulla struttura (variandone la rigidità come verrà illustrato più avanti) per allontanare la frequenza delle perturbazioni esterne dalle frequenze proprie della struttura oppure, in caso ciò non sia possibile, di inserire smorzatori atti alla diminuzione delle vibrazioni. Il progetto completo di cui fa parte questa tesi può essere scomposto delle seguenti fasi:

1. Decomposizione della cassa nei suoi elementi principali a partire da un modello ad elementi finiti preesistente a cui corrisponda un veicolo ferroviario già in produzione: fiancate, pavimento, tetto, paratie anteriore e posteriore. Lo studio di questi elementi verrà effettuato singolarmente per validare i modelli ed iniziare con delle prove sperimentali più sem-

plici viste le dimensioni e le masse in gioco. Prendendo ad esempio la fiancata, la prima fase prevede l'utilizzo del modello ad elementi finiti dettagliato per pianificare il test sperimentale tramite l'ottimizzazione delle posizioni dei sensori e dello shaker che eccita la struttura.

2. Ipotesi di semplificazione del modello ad elementi finiti in modo da essere utilizzato nelle prime fasi di progettazione: si può agire sulla mesh (divisione in elementi della struttura) rendendola più grossolana oppure sulle connessioni degli estrusi rappresentando le saldatura in modo più semplice come sarà descritto in un capitolo dedicato.
3. Esecuzione della prova sperimentale che consiste nell'eccitazione della struttura e nell'individuazione delle frequenze naturali e forme modali a partire dalla Frequency Response Function (FRF) misurando gli spostamenti della struttura mediante sensori (laser in questo caso).
4. Correlazione dei risultati sperimentali con quelli numerici generati tramite modello ad elementi finiti calcolando il Modal Assurance Criterion (MAC) ed eventuale aggiornamento del modello manualmente o con algoritmi numerici nel caso non vi sia corrispondenza.
5. Assemblaggio di tutte le componenti e ripetizione delle fasi precedenti per la cassa intera.

In questa tesi saranno affrontati i punti 1,2,4 della sola fiancata; non verrà quindi affrontata la parte di prova sperimentale e la correlazione avverrà solamente tra i modelli numerici: infatti è possibile confrontare il modello dettagliato e quello con la semplificazione della saldatura.

La struttura della tesi è articolata come segue: in primo luogo saranno presentati alcuni elementi di costruzione di un veicolo ferroviario per contestualizzare il lavoro e descrivere le varie parti che saranno richiamate nei capitoli a seguire. Successivamente si passa ad un'introduzione sull'analisi modale, a cosa serve e quali sono i principi su cui si basa. Prosegue poi la parte teorica con la descrizione degli elementi finiti e della matematica alla base dei software (SW) utilizzati per l'ottimizzazione della prova e l'aggiornamento del modello che comprende anche la correlazione tramite MAC. Infine verranno descritti gli strumenti che saranno utilizzati per la realizzazione della prova sperimentale: in particolare un vibrometro laser a scansione e uno shaker oleodinamico detto vibrodina.

Capitolo 2

Elementi di costruzione dei veicoli ferroviari

Merita attenzione a questo punto una breve introduzione ai veicoli ferroviari, alla loro definizione [1] e ad una descrizione delle loro componenti e relative funzioni: infatti questa terminologia sarà utilizzata nel resto della trattazione.

La distinzione tra veicoli ferroviari e quelli ordinari può essere identificata dalle seguenti caratteristiche: la capacità dei veicoli ferroviari di viaggiare su rotaia decreta la presenza di bordini ai cerchioni delle ruote, solidarietà delle ruote con l'asse, conicità dei cerchioni, parallelismo degli assi, posizione delle ruote sotto la cassa e applicazione del carico sugli assi all'esterno delle ruote.

È possibile definire tre componenti principali all'interno di un veicolo ferroviario: il rodiggio, il telaio e la cassa a cui sono connessi gli organi di sospensione, trazione e repulsione e quelli di frenatura.

In Figura 10.1 sono rappresentate le componenti comuni a tutte le tipologie di veicoli appena elencate; segue quindi un approfondimento sulle singole componenti [2].

2.1 La cassa

Esistono molte tipologie di veicoli ferroviari che differiscono principalmente per la costruzione della cassa, la quale costituisce il "contenitore" del carico pagante.

Il carico pagante può essere di diverse tipologie: il trasporto merci richiede l'adattamento della cassa alla forma del carico. Possono essere trasportate materie prime come carbone che viene contenuto in un cassone aperto, possono essere trasportati liquidi in cisterne che a seconda della viscosità del carico possono essere provviste di barriere interne per limitare gli effetti della dina-

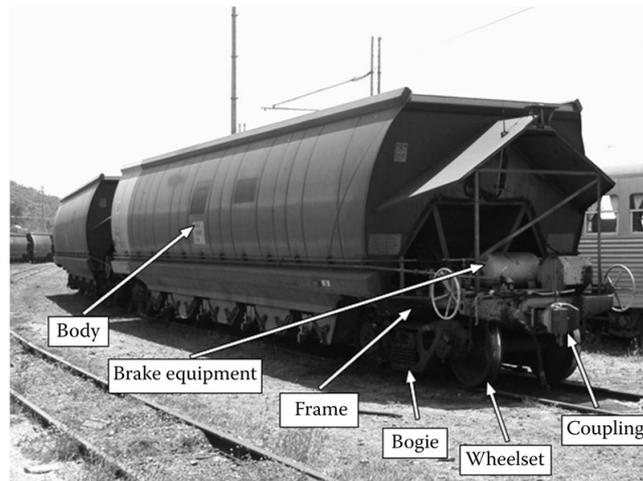


Figura 2.1: *Componenti veicolo ferroviario*

mica del liquido stesso; fanno eccezione i container che non necessitano della cassa in quanto possono essere fissati direttamente al telaio.

Di maggiore interesse per questa tesi sono invece i vagoni adibiti al trasporto passeggeri: questi devono avere una cassa che oltre al puro contenimento, deve garantire il comfort tramite numerosi impianti (illuminazione, condizionamento, ecc. . .) e soluzioni volte allo smorzamento dei rumori e delle vibrazioni. La cassa studiata in questo progetto appartiene proprio a quest'ultima categoria e sarà studiata come "cassa nuda", ovvero senza i sistemi accessori.

Una caratteristica che può variare a seconda della tipologia di veicolo è il tipo di locomozione: infatti dei treni di ultima generazione, soprattutto per quanto riguarda il trasporto di passeggeri si preferisce l'adozione di carrozze direttamente motorizzate, distribuendo la trazione lungo tutto il convoglio; questo sistema permette di incrementare il comfort e ridurre le forze longitudinali scambiate tra i vagoni.

Il materiale di costruzione e la tecnica può variare a seconda della funzione: per i veicoli adibiti a trasporto passeggeri è spesso costruita in alluminio a vantaggio del peso e quindi dell'efficienza energetica.

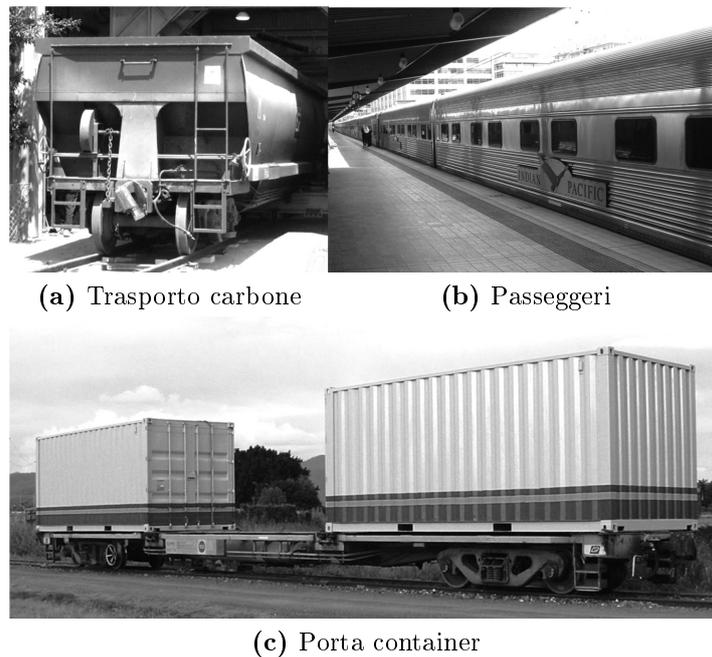


Figura 2.2: *Tipologie vagoni merci e passeggeri*

2.2 Il telaio

Il telaio è la struttura posta nella parte bassa del vagone costruita normalmente in acciaio e ha due funzioni: sopportare i carichi trasmessi dalla cassa e quelli longitudinali scambiati tra i diversi vagoni.

Il telaio è costituito da travature che si estendono per tutta la lunghezza, connesse da traverse perpendicolari e/o disposte a “croce di Sant’Andra” per garantirne la rigidità.

2.3 Le sospensioni

Le sospensioni dei veicoli ferroviari sono quei componenti posti tra le differenti parti del vagone, come ruote/telaio/cassa.

Esistono sospensioni primarie e secondarie a seconda della posizione sul veicolo: le prime sono direttamente connesse alle ruote o agli assali mentre le secondarie non sono connesse agli assali.

Su ogni veicolo possono essere presenti entrambe o solamente una tipologia: per il trasporto merci normalmente sono utilizzate solo sospensioni secondarie e smorzatori ad attrito.

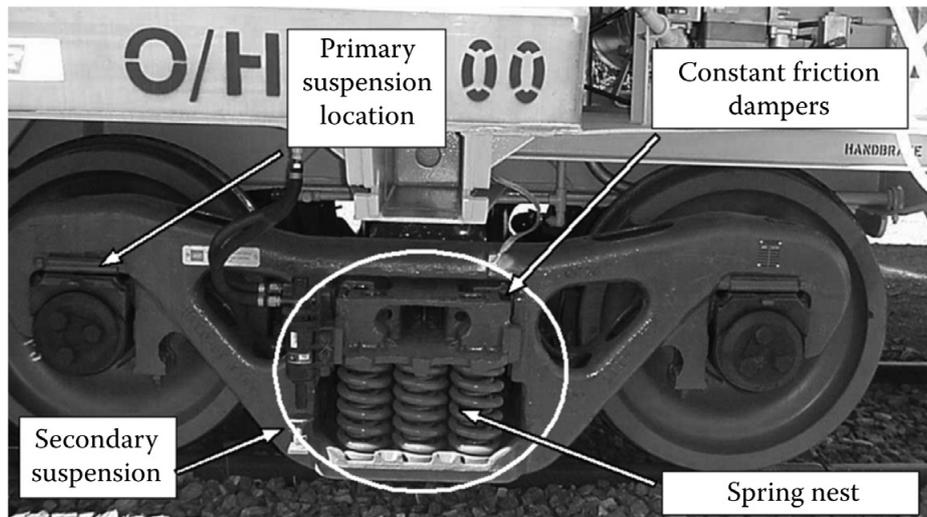


Figura 2.3: Configurazioni sospensioni veicolo ferroviario

Gli smorzatori ad attrito possono essere costanti o variabili, nel secondo caso all'aumentare della forza del carico, aumenta anche la forza di smorzamento; lo schema di funzionamento è rappresentato in Figura 10.4.

I vagoni passeggeri adottano un sistema di sospensioni secondario con molle ad aria tra carrello e telaio che garantiscono migliori caratteristiche di marcia e di smorzamento.

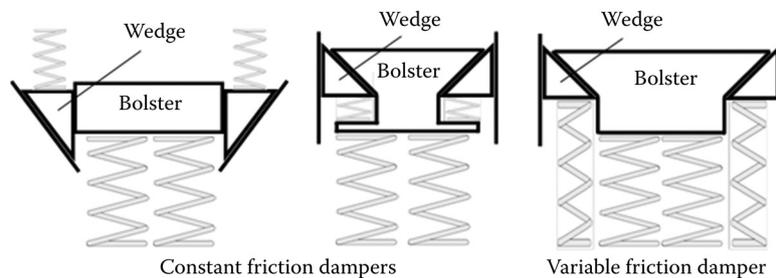


Figura 2.4: schema funzionamento smorzatori ad attrito

2.4 Carrelli, ruote e sistema frenante

Il carrello è il sistema di componenti che contiene normalmente due serie di ruote ed è collegato al telaio tramite una "ciotola centrale" che permette la rotazione tra carrello e telaio e provvede allo stesso tempo allo smorzamento rotatorio tramite l'attrito generato dal peso della cassa.

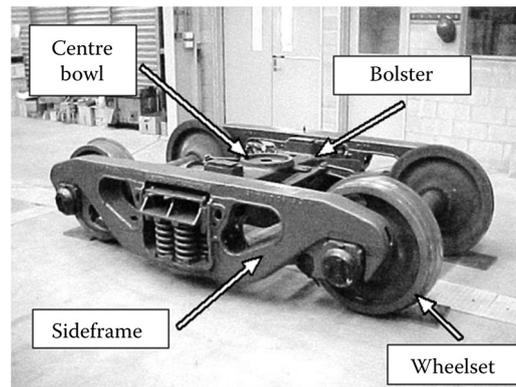


Figura 2.5: *Esempio di carrello per veicolo ferroviario per trasporto merci*

Le ruote hanno un profilo conico per generare una forza laterale quando viene perso il centraggio del binario che riporti le ruote nella corretta posizione. È presente anche una flangia nel caso che la conicità non sia sufficiente al mantenimento delle ruote sul binario, tuttavia tale flangia durante il normale funzionamento non viene a contatto con il binario.

Il sistema frenante è composto da un tubo che corre per tutta la lunghezza del treno (con adeguati giunti flessibili tra i vagoni) che porta aria compressa ad un serbatoio su ogni vagone. Per azionare i freni è sufficiente diminuire la pressione nel tubo che attiva gli attuatori pneumatici proporzionalmente alla depressione utilizzando l'aria pressurizzata presente nei serbatoi.

Questo sistema permette di arrestare il convoglio in caso di depressurizzazione totale del sistema garantendo la sicurezza. La pressione e la cilindrata degli attuatori dipendono dal peso dei vagoni in quanto la forza frenante deve evitare il bloccaggio delle ruote che porterebbe ad un appiattimento delle stesse dovuto allo sfregamento.

2.5 Accoppiamento

I moderni sistemi di accoppiamento tra i vagoni sono detti “auto accoppiatori” e permettono movimenti verticali e di rotazione limitati; questi sistemi hanno un certo grado di gioco che si accumula soprattutto nei treni più lunghi generando degli effetti negativi sulla dinamica. Questo effetto deve essere limitato il più possibile sui treni per trasporto passeggeri per garantire il comfort. All'interno del giunto sono presenti smorzatori necessari per una buona dinamica di marcia; questi possono essere ad attrito oppure sui veicoli per trasporto passeggeri sono utilizzati degli smorzatori a gas o idraulici che, anche se più costosi, garantiscono un miglior smorzamento longitudinale sia nelle

normali operazioni (marcia), sia nelle operazioni di manovra e di emergenza. Il gruppo snodo/perno del meccanismo di accoppiamento rappresenta il punto debole del giunto: infatti se si verificassero forze di accoppiamento elevate, questi elementi cederebbero salvaguardando il telaio.

Capitolo 3

Analisi modale: teoria

Lo scopo di questo capitolo è quello di dare al lettore le basi teoriche dell'analisi modale, sia concettuali, sia matematiche. Anche se la gran parte dei calcoli veri e propri saranno effettuati mediante l'utilizzo di software commerciali, è importante conoscere infatti come essi operano per poter analizzare i risultati in modo critico.

Fin dai primi studi sulle vibrazioni, le osservazioni sperimentali sono state effettuate per adempiere a due scopi: **a)** monitorare strutture già esistenti con l'intento di valutarne l'evoluzione nel tempo e individuare eventuali anomalie, **b)** verificare i modelli teorici; per quanto il secondo caso sia evidentemente quello di interesse per questa tesi, questa prima distinzione non è sufficiente: infatti se i test modali sono svolti allo scopo di ottenere un modello matematico di una struttura, è l'utilizzo di tale modello che determina la vera e propria distinzione di cui si parlerà brevemente di seguito:

1. L'applicazione più comune e semplice è quella della stima delle frequenze naturali e delle corrispondenti forme modali che tramite opportune metodologie che saranno descritte in seguito possono essere confrontate con modelli numerici.¹

Tuttavia questa è solo una stima approssimativa in quanto non è possibile stabilire a priori lo smorzamento all'interno di un modello numerico e di conseguenza non si ottengono indicazioni sulle risposte della struttura che sono fortemente influenzate dallo smorzamento.

¹Frequenza naturale: La frequenza (Hz) alla quale la struttura vibra quando eccitata da un carico transitorio e successivamente lasciata indisturbata; dipende dalle proprietà massa e di rigidità della struttura. Ogni struttura ha infinite frequenze naturali.

Forma modale: La deformata che assume la struttura vibrando ad una delle infinite frequenze naturali.[3]

2. Il semplice confronto numerico-sperimentale può trovare un'evoluzione concettuale nella “*correlazione*” dei dati: essi possono essere combinati quantitativamente per identificare specificamente le differenze tra le proprietà misurate e calcolate.
3. Un test modale può anche essere utilizzato per produrre il modello matematico di un componente da incorporare all'interno di un assieme strutturale. Questa applicazione, oltre a necessitare valori accurati di frequenze naturali, forme modali e smorzamenti modali, ha il vincolo di dover contenere tutti i modi simultaneamente; infatti i modi al di fuori dell'intervallo considerato possono influenzare i modi all'interno dell'intervallo di interesse dell'intera struttura.
4. Un'ulteriore applicazione dei test modali è quella atta alla determinazione delle forze: in alcuni casi non è possibile determinare direttamente le forze dinamiche che causano la vibrazione e il problema può essere risolto tramite l'utilizzo della funzione di trasferimento ricavabile proprio tramite test modale. La funzione di trasferimento sarà ricavata in seguito anche se non con lo scopo descritto in questo paragrafo, che non è infatti oggetto di interesse per il progetto.

A questo punto è possibile entrare più nel dettaglio matematico di quanto appena descritto; in particolare in questo capitolo verrà descritto in modo analitico il processo per generalizzare il calcolo delle frequenze naturali e delle forme modali per “Multiple Degree Of Freedom” (MDOF) generalizzando il caso di un singolo grado di libertà che però non sarà trattato.

In seguito, introducendo lo smorzamento, sarà possibile calcolare la risposta della struttura all'eccitazione di una forza dinamica.

3.1 Sistema ad N gradi di libertà non smorzato

Considerando che è difficile stabilire a priori lo smorzamento da inserire in un modello, per il calcolo delle frequenze naturali e delle forme modali per un sistema a N gradi di libertà si considerano le equazioni del moto scritte in forma matriciale (3.1).

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{f(t)\} \quad (3.1)$$

dove $[M]$ e $[K]$ sono relativamente le matrici di massa e rigidità di dimensione $N \times N$ mentre $\{x(t)\}$ e $\{f(t)\}$ sono vettori $N \times 1$ che contengono gli spostamenti e le forze in funzione del tempo.

Per ottenere le forme modali e le frequenze naturali si considera la situazione di vibrazione libera imponendo $\{f(t)\}=\{0\}$; inoltre si assume una soluzione del tipo:

$$\{x(t)\} = \{x\}e^{i\omega t}$$

Da cui risulta evidente che

$$\{\ddot{x}(t)\} = -\omega^2\{x\}e^{i\omega t}$$

Sostituendo le soluzioni di tentativo in (3.1) si ottiene (3.2) per la quale la soluzione non banale si trova con il calcolo del determinante (3.3):

$$([K] - \omega^2[M])\{x\}e^{i\omega t} = 0 \quad (3.2)$$

$$\det([K] - \omega^2[M]) = 0 \quad (3.3)$$

Si ottengono quindi N valori di ω^2 corrispondenti ai quadrati delle pulsazioni naturali che se sostituiti in (3.2) permettono di calcolare un insieme di vettori $\{x\}$, ovvero le forme modali relative a ciascuna frequenza naturale. Le forme modali possono essere scritte in forma matriciale formando una matrice piena $N \times N$ mentre le frequenze naturali al quadrato generano una matrice diagonale, rispettivamente:

$$[\Psi] = \begin{bmatrix} x_{11} & \dots & x_{N1} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ x_{1N} & \dots & x_{NN} \end{bmatrix}$$

$$[\omega_r^2] = \begin{bmatrix} \omega_1^2 & 0 & 0 \\ 0 & \ddots & 0 \\ 0 & 0 & \omega_N^2 \end{bmatrix}$$

È importante sottolineare che mentre gli autovalori sono unici, non vale la stessa cosa per gli autovettori che rappresentano le forme modali: questo significa che l'ampiezza non è definita ma non ha comunque un effetto sulla forma. Rimane il fatto che non essendo definita l'ampiezza, risulta necessaria una normalizzazione perché diventi possibile rappresentare le forme modali.

Per capire meglio in che modo possa essere risolto il problema e proseguire poi con la seconda parte dell'analisi in presenza dello smorzamento è necessario esporre la proprietà di ortogonalità di cui gode il modello modale.

$$\left\{ \begin{array}{l} [\Psi]^T[M][\Psi] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & \ddots & 0 \\ 0 & 0 & m_N \end{bmatrix} = [m_r] \\ \\ [\Psi]^T[K][\Psi] = \begin{bmatrix} k_1 & 0 & 0 \\ 0 & \ddots & 0 \\ 0 & 0 & k_N \end{bmatrix} = [k_r] \end{array} \right. \quad (3.4)$$

Da cui si ottiene

$$[\omega_r^2] = [m_r]^{-1}[k_r]$$

Dove $[m_r]$ e $[k_r]$ sono conosciute come matrici di massa e rigidezza generalizzate. Non essendo uniche per via del fattore moltiplicativo le matrici generalizzate, è sconsigliabile riferirsi a una di esse di uno specifico modo.

In funzione dei software ci sono diverse possibilità per ottenere la normalizzazione e ognuna di esse può essere considerata valida, ad esempio può essere riportato al valore unitario l'elemento con grandezza in valore assoluto maggiore. Riguardo ai test modali il metodo di maggiore interesse è la normalizzazione rispetto alla massa: la matrice di autovalori così normalizzata viene indicata con $[\Phi]$ e possiede la seguente proprietà:

$$\left\{ \begin{array}{l} [\Phi]^T[M][\Phi] = [I] \\ \\ [\Phi]^T[K][\Phi] = [\omega_r^2] \end{array} \right. \quad (3.5)$$

La relazione che lega la matrice delle forme modali con quella normalizzata rispetto alla massa è la seguente:

$$[\Phi] = [\Psi][\sqrt{m_r}]$$

Tramite quanto illustrato è possibile dimostrare che vale la seguente proprietà:

$$\omega_r^2 = \frac{k_r}{m_r}$$

Se fino ad ora il modello considerato non era in presenza di forzanti esterne, si consideri una struttura eccitata da un insieme di forze sinusoidali tutte alla stessa frequenza ω ma con differenti fasi e ampiezze. Si ipotizza inoltre una soluzione come nel caso precedente.

$$\{f(t)\} = \{f\}e^{i\omega t}$$

Si può scrivere quindi l'equazione del moto come segue:

$$([K] - \omega^2[M])\{x\}e^{i\omega t} = \{f\}e^{i\omega t}$$

Che può essere riscritta ricavando la risposta incognita:

$$\{x\} = ([K] - \omega^2[M])^{-1}\{f\} \quad (3.6)$$

Introducendo la matrice “receptance” che contiene il modello di risposta, i cui elementi sono definiti come il rapporto tra spostamento e forza che in notazione matematica può essere scritto:

$$\alpha_{jk}(\omega) = \left(\frac{x_j}{f_k} \right);$$

si ottengono le equazioni del moto $\{x\} = [\alpha(\omega)]\{f\}$. È quindi possibile calcolare la matrice receptance per ogni frequenza voluta sostituendo i valori adeguati in (3.6) ma ciò significa l'inversione di una matrice per ogni frequenza con una serie di svantaggi quali:

- Alto costo computazionale per alti valori di N.
- È inefficiente se sono richiesti solo alcuni valori della funzione di risposta in frequenza (FRF).
- Non fornisce nessuna informazione sulla forma dei modelli.

Per i motivi elencati si pre e post moltiplicano i membri dell'equazione rispettivamente per $[\Phi]^T$ e $[\Phi]$ ottenendo:

$$[\alpha(\omega)] = [\Phi] \begin{bmatrix} \omega_1^2 - \omega^2 & 0 & 0 \\ 0 & \ddots & 0 \\ 0 & 0 & \omega_N^2 - \omega^2 \end{bmatrix}^{-1} [\Phi]^T = [\Phi][\omega_r^2 - \omega^2]^{-1}[\Phi]^T \quad (3.7)$$

Da questa espressione risulta chiaro che la matrice $[\alpha(\omega)]$ è *simmetrica* e quindi

$$\alpha_{jk} = \left(\frac{x_j}{f_k} \right) = \alpha_{kj} = \left(\frac{x_k}{f_j} \right)$$

Volendo scrivere gli elementi α_{jk} da (3.7):

$$\alpha_{jk} = \sum_{r=1}^N \frac{(\phi_{jr})(\phi_{kr})}{\omega_r^2 - \omega^2} = \sum_{r=1}^N \frac{(\psi_{jr})(\psi_{kr})}{m_r(\omega_r^2 - \omega^2)} \quad (3.8)$$

3.2 Sistema ad N gradi di libertà con smorzamento

Per completare i modelli modali e di risposta è necessario inserire lo smorzamento che può assumere differenti forme, le quali saranno discusse di seguito.

- *Smorzamento proporzionale*

La prima tipologia di smorzamento presa in esame ha il grande vantaggio di essere molto semplice da analizzare; inoltre i modi e le frequenze naturali sono molto simili al modello non smorzato: infatti è possibile derivare le proprietà del modello smorzato in esame semplicemente correggendo i risultati introducendo lo smorzamento. Riconsiderando l'equazione del moto per un sistema MDOF e aggiungendo una matrice di smorzamento viscoso $[C]$ si ottiene:

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{f(t)\}$$

Per il caso generale dello smorzamento proporzionale la matrice $[C]$ vale:

$$[C] = \beta[k] + \gamma[M] \text{ con } \beta \text{ e } \gamma \text{ coefficienti che variano tra } 0 \text{ e } 1.$$

Si ottengono autovalori e autovettori per il sistema completo che mostrano una correzione rispetto al sistema non smorzato:

$$\omega_r' = \omega_r \sqrt{1 - \zeta_r^2}; \quad \zeta_r = \frac{\beta \omega_r}{2} + \frac{\gamma}{2\omega_r}$$

$$[\Psi_{smorzato}] = [\Psi_{nonsmorzato}]$$

Riscrivendo l'equazione del moto (3.9) considerando la matrice di smorzamento isteretico $[D]$ come se fosse proporzionale $[D] = \beta[K] + \gamma[M]$, si può dimostrare che le forme modali rimangono identiche e gli autovalori assumono una forma complessa e possono essere scritti come segue:

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + ([K + iD])\{x(t)\} = \{f(t)\} \quad (3.9)$$

$$\lambda_r^2 = \omega_r^2(1 + i\eta); \quad \omega_r^2 = \frac{k_r}{m_r}; \quad \eta_r = \beta + \frac{\gamma}{\omega_r^2};$$

Inoltre può essere scritta l'espressione dell'FRF:

$$\alpha_{jk} = \sum_{r=1}^N \frac{(\psi_{jr})(\psi_{kr})}{(k_r - \omega^2 m_r) + i\eta_r k_r}$$

- *Smorzamento isteretico*

Si vuole ora generalizzare il modello di smorzamento proporzionale in quanto, anche se può essere utile in situazioni che prevedono la mancanza di modelli più accurati, non può essere considerato universale.

Si procede scrivendo l'equazione del moto con smorzamento isteretico ed eccitazione armonica:

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + ([K + iD])\{x(t)\} = \{f\}e^{i\omega t} \quad (3.10)$$

Considerando in prima battuta il caso di vibrazioni libere e una soluzione del tipo:

$\{x\} = \{x\}e^{i\lambda t}$ e sostituendola in (3.10) si ottengono due matrici contenenti autovalori e autovettori complessi a differenza del caso non smorzato; si scrive il r-esimo autovalore come:

$$\lambda_r^2 = \omega^2(1 + i\eta_r)$$

Dove ω_r è la frequenza naturale e η il fattore di perdita di smorzamento per il modo corrispondente a tale frequenza. Anche se i valori delle frequenze naturali nei casi smorzato e non smorzato non sono necessariamente uguali, sono normalmente molto simili come per il caso dello smorzamento proporzionale.

Le forme modali complesse possono apparire di difficile interpretazione rispetto a quelle rappresentate da numeri reali viste per il caso non smorzato. In realtà in questo caso i numeri complessi rappresentano semplicemente fase e ampiezza che nel caso non smorzato potevano essere rappresentate da numeri reali (con segno) in quanto la fase valeva 0° o 180° ; si tratta quindi semplicemente di una generalizzazione. Si può dimostrare che anche per questa trattazione sono valide le proprietà di ortogonalità e quindi:

$$\lambda_r^2 = \frac{k_r}{m_r};$$

$$\{\phi\}_r = \frac{1}{\sqrt{m_r}}\{\psi_r\}$$

Come nei casi precedenti inserendo la forzante armonica è possibile calcolare la FRF:

$$\{x\} = ([K] + i[D] - \omega^2[M])^{-1}\{f\} = [\alpha(\omega)]\{f\}$$

Da cui seguendo la stessa procedura utilizzata in (3.7) si ottiene:

$$[\alpha(\omega)] = [\Phi] \begin{bmatrix} \lambda_1^2 - \omega^2 & 0 & 0 \\ 0 & \ddots & 0 \\ 0 & 0 & \lambda_N^2 - \omega^2 \end{bmatrix}^{-1} [\Phi]^T = [\Phi][\lambda_r^2 - \omega^2]^{-1}[\Phi]^T \quad (3.11)$$

Come nei casi precedenti è possibile scrivere gli elementi di $[\alpha(\omega)]$ che saranno complessi sia al numeratore, sia al denominatore a differenza del caso con smorzamento proporzionale:

$$\alpha_{jk} = \sum_{r=1}^N \frac{(\psi_{jr})(\psi_{kr})}{m_r(\omega_r^2 - \omega^2 + i\eta_r\omega_r)}$$

- *Smorzamento viscoso*

Rispetto ai casi precedenti l'unica variazione è il modello utilizzato per rappresentare il comportamento dello smorzamento: si consideri infatti la matrice di smorzamento $[C]$ e si assuma la soluzione armonica $\{x\} = \{x\}e^{st}$, sostituendo quindi nell'equazione del moto non forzata si ottiene:

$$(s^2[M] + s[C] + [K]) = \{0\}$$

La differenza del risultato rispetto a quello con smorzamento isteretico è quella di ottenere $2N$ autovalori s_r complessi coniugati associati ad altrettanti autovettori complessi e coniugati; le soluzioni possono essere scritte come segue:

$$\text{per } r = 1 \rightarrow N \quad \begin{cases} s_r, & s_r^* \\ \{\psi\}_r, & \{\psi\}_r^* \end{cases}$$

$$s_r = \omega_r(-\zeta_r + \sqrt{1 - \zeta_r^2})$$

Con η_r il rapporto di smorzamento critico: $\eta_r = \frac{c_r}{c_0} = \frac{c_r}{2\sqrt{\frac{1}{k_r}m_r}}$

ζ_r definisce se il sistema è sotto-smorzato (due soluzioni complesse coniugate che indicano un'oscillazione smorzata) o sovra-smorzato (due soluzioni reali che rappresentano un sistema non oscillante).

Aggiungendo la forzante si potrebbe scrivere l'equazione del moto ma come nel caso degli altri modelli non sarebbe di semplice risoluzione; inoltre la presenza di $2N$ soluzioni rende non praticabile la strada della semplice soluzione. Si definisce quindi un vettore di ordine $2N$ che contiene sia gli spostamenti, sia le velocità:

$$\{y\} = \begin{pmatrix} x \\ \dots \\ \dot{x} \end{pmatrix}_{(2N \times 1)}$$

Si può quindi scrivere

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{f(t)\}$$

come

$$[C : M]_{(N \times 2N)}\{\dot{y}\}_{(2N \times 1)} + [K : 0]\{y\} = \{0\}$$

Si ottengono quindi N equazione in $2N$ incognite ed è necessaria un'equazione identità:

$$[M : 0]\{\dot{y}\} + [0 : -M]\{y\} = \{0\}$$

Che combinata con la precedente restituisce $2N$ equazioni:

$$\begin{bmatrix} C & M \\ M & 0 \end{bmatrix} \{\dot{y}\} + \begin{bmatrix} K & 0 \\ 0 & -M \end{bmatrix} \{y\} = \{0\} = [A]\{\dot{y}\} + [B]\{y\}$$

Introducendo la consueta soluzione di tentativo $\{y\} = \{y\}e^{st}$ si ottengono $2N$ autovalori corrispondenti ad altrettanti autovettori, λ e $\{\theta\}_r$, che soddisfano l'equazione generale $(\lambda[A] + [B])\{\theta\}_r = \{0\}$.

Esprimendo la forzante nelle nuove coordinate: $\{P\}_{(2N \times 1)} = \{f; 0\}^T$ e assumendo una risposta armonica, è possibile estrarre la seguente espressione della soluzione per un singolo parametro x_j in funzione di una singola forza f_j che tiene conto della presenza di valori complessi coniugati.

$$\alpha_{jk}(\omega) = \sum_{r=1}^N \frac{(\theta_{jr})(\theta_{kr})}{a_r(\omega_r \zeta_r + i(\omega + \omega_r \sqrt{1 - \zeta_r^2}))} + \frac{(\theta_{jr})^*(\theta_{kr})^*}{a_r^*(\omega_r \zeta_r + i(\omega + \omega_r \sqrt{1 - \zeta_r^2}))}$$

Con a_r elemento della matrice modale $diag[a_r] = [\theta]^T[A][\theta]$. A differenza dei casi precedenti si vede che sussiste una dipendenza dalla frequenza del numeratore se si riscrivono gli elementi della FRF tenendo conto della relazione $s_r = \omega(-\zeta_r + i\sqrt{1 - \zeta_r^2})$.

3.3 Rappresentazione grafica

Fino ad ora è stata fatta una panoramica sui metodi per calcolare le risposte di sistemi liberi e forzati evidenziandone le differenze e le complicazioni che devono essere inserite nei modelli per renderli sempre più generali. Può essere quindi utile raggrupparne le caratteristiche principali nella seguente tabella:

Caso	Matrice smorzamento [C]	Matrice smorzamento isteretico [D]	Frequenze naturali	
			Libere ω_r'	Forzate ω_r
Non smorzato	Reale, Costante	0	$\bar{\omega}_r$	$\bar{\omega}_r$
Proporzionale isteretico	Reale, Costante	Reale, Costante	$\bar{\omega}_r$	$\bar{\omega}_r$
Proporzionale viscoso	Reale, Costante	Reale (ω)	$\omega_r \sqrt{1 - \zeta_r^2}$	$\bar{\omega}_r$
Generale isteretico	Complesso, Costante	Reale, Costante	ω_r	ω_r
Generale viscoso	Complesso (ω)	Reale (ω)	$\omega_r \sqrt{1 - \zeta_r^2}$	ω_r

Normalmente la ricerca di frequenze naturali e forme modali viene effettuata numericamente tramite modelli agli elementi finiti (di cui si parlerà in seguito) mentre l'analisi di sistemi sottoposti a forzante viene effettuata sperimentalmente con lo scopo di identificare lo smorzamento. Proprio per questo secondo caso è necessario approfondire come e in quale formato sia possibile acquisire i dati dalla prova sperimentale e rappresentarli. Nella sezione relativa ai SW impiegati sarà invece illustrata la metodologia per il calcolo degli smorzamenti e delle frequenze naturali a partire dai dati sperimentali.

Se da una parte il dato fondamentale da rappresentare è la frequenza della forzante in quanto la risposta del sistema ne è dipendente, dall'altra parte è possibile rappresentare indistintamente tre grandezze: spostamento, velocità o accelerazione in quanto sono collegate dalla derivata e quindi da una si può risalire alle altre. Utilizzando una di queste grandezze si ottengono relativamente ricettanza, mobilità e inertanza. Può essere anche rappresentato l'inverso di queste grandezze che sono dette: "rigidezza dinamica", "impedenza meccanica" e "massa apparente" ma non sono solitamente utilizzate in sistemi a più gradi di libertà in quanto difficilmente ottenibili matematicamente anche se possono essere utili a livello teorico; infatti non basta calcolare il reciproco degli elementi della matrice, essa deve essere invertita.

Nel caso di nostro interesse sarà rappresentata l'inertanza in quanto il dato facilmente ottenibile da una prova sperimentale è l'accelerazione.

In Figura 10.2 è rappresentata una FRF a tre gradi di libertà che costituisce la somma dei moduli dei singoli gradi; per questo motivo è importante rappresentare anche la fase in quanto il modulo perde l'informazione del segno.

Un ulteriore aspetto che caratterizza i grafici è la presenza o meno dello smorzamento: quest'ultimo rende i picchi arrotondati e la fase assume anche valori diversi da 0° e 180° come nel caso specifico della figura in oggetto.

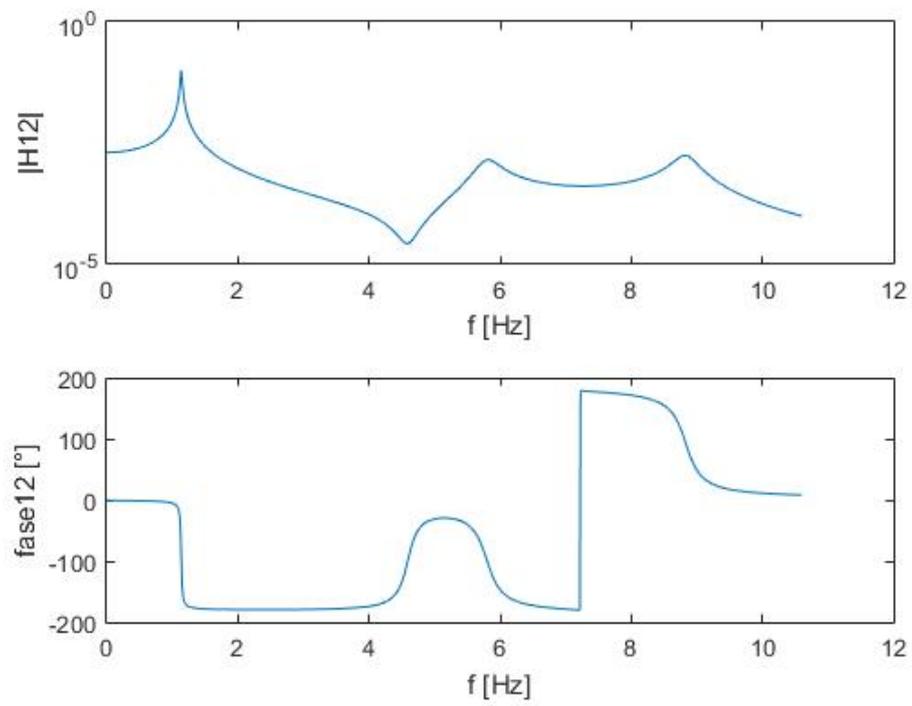


Figura 3.1: Esempio rappresentazione *FRF*

Capitolo 4

Fondamenti del metodo ad elementi finiti

Nel capitolo precedente sono stati introdotti i concetti relativi all'analisi del comportamento dinamico di un sistema ad N gradi di libertà. Se si considera un sistema di forma complessa ci si accorge che per poter applicare quanto discusso sarebbe necessario definire un numero finito di gradi di libertà capaci di descriverlo nella sua interezza. In alcuni casi, a seconda della tipologia di studio e della complessità del sistema, questo può anche essere possibile come ad esempio volendo simulare l'interazione di corpi diversi che possono essere ricondotti a masse puntiformi connesse tra loro da molle e smorzatori.

Diverso diventa il discorso se si vuole studiare il comportamento di una struttura continua: l'approccio utilizzato nei software commerciali è quello del "metodo agli elementi finiti" (FEM) che permette di suddividere la struttura in un numero discreto di elementi (maggiore è il numero e migliore è l'approssimazione della struttura). Il vantaggio di questa scomposizione è quello di avere la stessa approssimazione in ogni "sotto-dominio": si parla quindi di approssimazione locale. Di seguito è illustrato il metodo in modo concettuale, con riferimento ad equazioni generiche in quanto l'implementazione non è di interesse per questa tesi: verrà infatti impiegato un SW commerciale per l'analisi e la ricerca di frequenze naturali e forme modali.

4.1 Gli elementi finiti

Gli elementi possono essere di diverse tipologia in base alla semplificazione che si vuole ottenere e alla tipologia di struttura da rappresentare: ad esempio un pannello è ben rappresentato da elementi "shell" mentre una trave da elementi "beam". Il metodo FEM è normalmente sviluppato utilizzando

notazione matriciale per permettere una facile risoluzione delle equazioni differenziali da parte di un calcolatore. Gli spostamenti sono solitamente tre (le direzioni x, y, z nello spazio tridimensionale) e vengono contenuti in un vettore. Soprattutto per le analisi dinamiche non vengono considerate le rotazioni in quanto sono difficilmente individuabili nelle prove sperimentali. L'equazione che rappresenta gli spostamenti di ogni punto dell'elemento è la seguente:

$$\mathbf{u}(x, y, z, t) = \mathbf{N}(x, y, z)\mathbf{q}(t) \quad (4.1)$$

dove \mathbf{q} è un vettore che raccoglie le n coordinate generalizzate dell'elemento (con n numero di gradi di libertà), \mathbf{N} è una matrice che contiene le funzioni di forma. In altre parole i gradi di libertà dell'elemento corrispondono agli spostamenti dei nodi dell'elemento. I nodi sono posizionati normalmente nei vertici e sui lati ma possono essere presenti anche nodi interni. Con questa definizione l'equazione 4.1 può essere riscritta con gli spostamenti in x, y, z per un elemento tridimensionale:

$$\begin{pmatrix} u_x(x, y, z, t) \\ u_y(x, y, z, t) \\ u_z(x, y, z, t) \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} N(x, y, z) & 0 & 0 \\ 0 & N(x, y, z) & 0 \\ 0 & 0 & N(x, y, z) \end{bmatrix} \begin{pmatrix} q_x(t) \\ q_y(t) \\ q_z(t) \end{pmatrix} \quad (4.2)$$

Gli spostamenti all'interno degli elementi sono approssimati dalla combinazione lineare di n funzioni arbitrarie dette *funzioni di forma*. L'arbitrarietà delle funzioni di forma deve comunque rispettare alcuni requisiti; la convergenza verso la soluzione esatta al diminuire della dimensione degli elementi si ottiene se le funzioni di forma:

- sono continue e differenziabili fino all'ordine richiesto che dipende dal tipo di elemento.
- sono capaci di descrivere il movimento di un corpo rigido azzerando l'energia potenziale elastica.
- portare ad un campo di deformazioni costante quando la deformazione dell'elemento completo lo impone
- determinare una deformazione di ogni elemento compatibile con gli elementi circostanti: ovvero lo spostamento di un nodo deve essere lo stesso di quello del nodo coincidente dell'elemento contiguo.
- le funzioni di forma devono essere isotrope, ovvero non dipendono dalla direzione (questa condizione non viene sempre soddisfatta).

Una volta definiti gli spostamenti, bisogna scrivere le stesse equazioni del moto attraverso le funzioni di forma e le coordinate generalizzate per applicare gli stessi principi illustrati nei paragrafi precedenti.

Generalizzando l'equazione di Hook è possibile scrivere:

$$\vec{\sigma}(x, y, z, t) = \mathbf{E}\vec{\epsilon} = \mathbf{E}(x, y, z, t)\mathbf{B}(x, y, z, t)\mathbf{q}(t) \quad (4.3)$$

con $\vec{\epsilon}$ un vettore colonna contenente le deformazioni, \mathbf{B} una matrice contenente le derivate delle funzioni di forma e \mathbf{E} una matrice contenente le rigidità del materiale. L'equazione 4.3 è valida se se gli elementi non hanno deformazioni e carichi iniziali applicati.

Si scrive quindi l'energia potenziale per l'i-esimo elemento vale:

$$p = \frac{1}{2} \int_V \epsilon^T \sigma dV = \frac{1}{2} \mathbf{q}^T \left(\int_V \mathbf{B}^T \mathbf{E} \mathbf{B} dV \right) \mathbf{q} = \frac{1}{2} \mathbf{q}^T [\mathbf{K}] \mathbf{q} \quad (4.4)$$

con $[\mathbf{K}] = \int_V \mathbf{B}^T \mathbf{E} \mathbf{B} dV$ la matrice di rigidità dell'elemento.

Le funzioni di forma non dipendono dal tempo e di conseguenza le velocità generalizzate si ottengono derivando $\mathbf{q}(t)$: $\dot{u}(x, y, z, t) = \mathbf{N}(x, y, z) \dot{\mathbf{q}}(t)$.

Dall'espressione dell'energia cinetica è possibile ricavare la matrice di massa:

$$e = \frac{1}{2} \int_V \rho \dot{u}^T \dot{u} dV = \frac{1}{2} \dot{\mathbf{q}}^T \left(\int_V \rho \mathbf{N}^T \mathbf{N} dV \right) \dot{\mathbf{q}} = \frac{1}{2} \dot{\mathbf{q}}^T [\mathbf{M}] \dot{\mathbf{q}} \quad (4.5)$$

con $[\mathbf{M}] = \int_V \rho \mathbf{N}^T \mathbf{N} dV$ la matrice di massa.

Rimane da definire una eventuale forza esterna: se un carico distribuito $\mathbf{f}(x, y, z, t)$ agisce sulla struttura, tramite il principio dei lavori virtuali si può scrivere il vettore delle forze nodali:

$$\delta \mathbf{u} = \mathbf{N} \delta \mathbf{q}$$

$$\delta L = \int_V \delta \mathbf{u}^T \mathbf{f}(x, y, z, t) dV = \int_V \delta \mathbf{q}^T \mathbf{N}^T \mathbf{f}(x, y, z, t) dV$$

da cui: $\{f(t)\} = \int_V \mathbf{N}^T \mathbf{f}(x, y, z, t) dV$

Si possono quindi scrivere le equazioni del moto in notazione matriciale per un elemento come per i casi ad N gradi di libertà (4.6).

$$[\mathbf{M}]\{\ddot{\mathbf{q}}\} + [\mathbf{K}]\{\mathbf{q}\} = \{f(t)\} \quad (4.6)$$

Si noti che è possibile anche scrivere una matrice di smorzamento per completare le equazioni del moto: con la stessa procedura utilizzata per ricavare la matrice di rigidità introducendo elementi modellabili come smorzatori viscosi

tra due nodi o tra un nodo e il vincolo. Su alcuni SW la matrice di smorzamento viene ottenuta in modo proporzionale, semplicemente come combinazione lineare delle matrici di massa e di rigidezza, come visto per i sistemi ad N gradi di libertà.

Non sarà però approfondito questo tema in quanto normalmente non si svolgono analisi numeriche in presenza di smorzamento in quanto il dato stesso è difficilmente ottenibile a priori; nel caso particolare di questa tesi lo smorzamento è uno di quei parametri modali da ricercare tramite la prova sperimentale.

4.2 Assemblaggio

Una volta scritta l'equazione del moto per i singoli elementi, bisogna *assemblare* la struttura unendo le matrici dei singoli elementi; tra le implicazioni di questo passaggio c'è il passaggio dal sistema di riferimento locale degli elementi a quello globale dell'intera struttura.

Per ottenere questo risultato si scrive una matrice di rotazione con proprietà di ortogonalità (l'inversa della matrice si calcola facendone la trasposta) che permette di passare da un sistema di riferimento all'altro:

$$[R] = \begin{bmatrix} l_x & m_x & n_x \\ l_y & m_y & n_y \\ l_z & m_z & n_z \end{bmatrix}$$

dove gli elementi sono i coseni direttori. Tramite la matrice di rotazione è possibile scrivere i vettori spostamento locali di ogni nodo ($\{q_{il}\}$) nel riferimento globale ($\{q_{ig}\}$):

$$\{q_{il}\} = [R]\{q_{ig}\}$$

Le coordinate generalizzate del vettore di spostamento degli elementi possono essere trasformate con una relazione simile utilizzando la matrice espansa $[R']$ composta da un assemblaggio di matrici $[R]$.

In definitiva si ottengono le matrici globali (pedice "g") di massa e rigidezza, e il vettore delle forze (globale) pre-moltiplicando per $[R']^{-1}$ e post-moltiplicando per $[R']$ l'equazione del moto degli elementi come segue:

$$[R']^{-1}[M][R']\{\ddot{q}_g\} + [R']^{-1}[K][R']\{q_g\} = \{f_g\} \quad (4.7)$$

e quindi:

$$[M_{gi}] = [R']^T[M][R']$$

$$[K_{gi}] = [R']^T [K] [R']$$

$$\{f_g\} = [R']^T \{f_i\}$$

Una volta calcolate le matrici di massa e rigidezza degli elementi nel sistema di riferimento globale, si può facilmente procedere al calcolo delle matrici per la struttura intera. Le n coordinate generalizzate della struttura sono inserite nel vettore $\{q_g\}$, mentre le energie potenziale e cinetica totali della struttura valgono la somma di quelle degli elementi singoli:

$$\begin{cases} E = \frac{1}{2} \sum_{\forall i} \{q_i\}^T [M_{gi}] \{q_i\} = \frac{1}{2} \{q_g\}^T [M_g] \{q_g\} \\ U = \frac{1}{2} \sum_{\forall i} \{q_i\}^T [K_{gi}] \{q_i\} = \frac{1}{2} \{q_g\}^T [K_g] \{q_g\} \end{cases} \quad (4.8)$$

Anche il vettore delle forze nodali della struttura si calcola come somma dei vettori degli elementi:

$$\{f_g\} = \sum_{\forall i} \{f_{gi}\} \quad (4.9)$$

L'ultimo aspetto da considerare in questa breve introduzione al FEM è l'inserimento di vincoli all'interno della struttura: anche in questo caso il metodo è molto indicato in quanto un vincolo significa l'eliminazione del relativo grado di libertà (i -esimo) dal vettore degli spostamenti generalizzati e quindi la i -esima colonna delle matrici di rigidezza e di massa possono essere eliminate perché moltiplicherebbero accelerazioni e spostamenti pari a zero.

Inoltre uno spostamento è conosciuto (imposto uguale a zero) e quindi può essere eliminata la corrispondente equazione del moto; questo significa cancellare la i -esima riga dalle matrici. L'equazione può essere utilizzata in seguito per calcolare le reazioni vincolari.

Per evitare di modificare tutto il sistema eliminando righe e colonne, a volte si può simulare il vincolo con una molla con rigidezza molto alta.

4.3 Software commerciale

Il SW utilizzato per la creazione dei modelli, per il calcolo delle frequenze naturali e delle forme modali corrispondenti, nonché per la modifica e semplificazione dei modelli è stato impiegato il software Hypermesh, utilizzato come pre e post solutore, il quale si interfaccia con il solutore Optistruct che si occupa della parte di calcolo. Il SW in questione è in grado di importare una geometria da un CAD ed elaborarla rendendo ad esempio le parti 3D in 2D per poter creare successivamente elementi bidimensionali (Pshell). Inoltre sempre in questa fase si assegnano le proprietà dei materiali e si creano le connessioni tra le parti. Il post processore invece visualizza i risultati che vengono prodotti dal solutore creando animazioni, scale cromatiche delle deformazioni, dei carichi se presenti e degli spostamenti e la generazione di report o grafici. Il solutore non ha invece un'interfaccia grafica ma utilizza dei file di testo codificati sia in input, sia in output.

Capitolo 5

Pre-test, correlazione, model updating: teoria

In questo capitolo sarà descritta la teoria relativa al programma Simcenter 3D [?] di Siemens che viene utilizzato per la pianificazione della prova, ovvero per ottimizzare la posizione dei sensori e dello shaker in modo da cogliere tutte le forme modali; inoltre lo stesso SW verrà impiegato per la correlazione dei dati numerici/sperimentali e numerici/numerici e infine per l'aggiornamento del modello, che consiste nell'ottimizzazione automatica delle costanti ingegneristiche (caratteristiche del materiale come E , ρ , ν) e lo spessore degli elementi "t" in quanto essendo bidimensionali tale parametro non è insito nella geometria. Simcenter 3D è un pre e post solutore che integra sia le funzioni di Hypermesh, sia le funzioni di nostro interesse elencate sopra. A differenza di Hypermesh, questo SW utilizza Nastran come solutore è stato necessario, come descritto in seguito, effettuare una verifica di compatibilità tra Hypermesh e Simcenter 3D.

5.1 Correlazione

Con il termine correlazione si intende la possibilità di confrontare due analisi modali che possono essere test/numerico, test/test o numerico/numerico: in particolare viene fornita un'indicazione quantitativa di quanto le forme modali corrispondano. Per effettuare tale confronto esistono diversi metodi tra cui il calcolo della matrice di Modal Assurance Criteria (MAC).

Verranno esposti in questo paragrafo i metodi di correlazione implementati nel programma Simcenter 3D.

- *Modal Assurance Criteria (MAC)*: è un parametro che indica la somiglianza tra le forme modali di un insieme di dati di riferimento e quelli

da validare/correggere. Questi modi possono essere reali o complessi e un parametro di MAC è uno scalare compreso tra 0 e 1; più il valore si avvicina a 1, maggiore è la corrispondenza tra i modi.

Siano $\{\psi_A\}$ e $\{\psi_X\}$ due forme modali da confrontare, allora il parametro di MAC per questi due modi è il seguente:

$$MAC(A, X) = \frac{\left| \sum_{j=1}^N \Psi_{Xj} \Psi_{Aj}^* \right|^2}{\sum_{j=1}^N \Psi_{Xj} \Psi_{Xj}^* \sum_{j=1}^N \Psi_{Aj} \Psi_{Aj}^*}$$

dove N è il numero di elementi dei vettori che rappresentano la forma modale e l'asterisco indica il complesso coniugato.

Estendendo il discorso alle matrici $[\psi_X]$ e $[\psi_A]$ che contengono gli L_X e L_A modi rispettivamente, verranno calcolati $L_X \times L_A$ parametri di MAC, i quali avranno un valore pari a 1 se corrispondono perfettamente o se differiscono per uno scalare (si ricordi che le forme modali sono definite a meno di una costante).

Per l'ottimizzazione della posizione dei sensori viene calcolata la matrice di Auto-MAC, ovvero i modi confrontati provengono dallo stesso set di dati e quindi i valori della diagonale saranno sempre pari a 1, quelli fuori diagonale devono invece essere tendenti allo zero, che significa avere ortogonalità e quindi i modi non risultano sovrapposti per un dato sensore. Analogamente al caso precedente il parametro di MAC è calcolato come segue:

$$MAC(A_k, A_l) = \frac{\left| \sum_{j=1}^N \Psi_{Akj} \Psi_{Alj}^* \right|^2}{\sum_{j=1}^N \Psi_{Akj} \Psi_{Akj}^* \sum_{j=1}^N \Psi_{Alj} \Psi_{Alj}^*}$$

con

- Ψ_{Akj} il j-esimo valore della forma modale $\{\psi_{AK}\}$
- Ψ_{Alj} il j-esimo valore della forma modale $\{\psi_{AL}\}$

In questo caso la matrice di MAC sarà quadrata e avrà dimensione L_A^2

- *Coordinate Modal Assurance Criterion (COMAC)*: Questo parametro permette di individuare se e quali parti della struttura siano la causa di una bassa correlazione e risulta quindi utile nella fase di aggiornamento del modello in quanto aiuta a capire dove sia necessario apportare modifiche.

Prima di utilizzare la funzione COMAC è necessario aver identificato due sets di forme modali ad esempio tramite il MAC. Una volta costruito un set di L coppie, il SW calcola il COMAC per ogni grado di libertà:

$$COMAC(j) = \frac{\sum_{l=1}^L (\sqrt{\Psi_{Xlj}^2 \Psi_{Alj}^2})^2}{\sum_{l=1}^L \Psi_{Xlj}^2 \sum_{l=1}^L \Psi_{Alj}^2}$$

dove:

- j è il j-esimo grado di libertà.
- Ψ_{Al} è la forma modale dell'insieme di modi A dell'l-esima coppia.
- Ψ_{Xl} è la forma modale dell'insieme di modi X dell'l-esima coppia.

Il COMAC assume un valore tra 0 e 1 per ogni grado di libertà e quando assume un valore prossimo allo zero significa che si ha una cattiva correlazione per quel grado di libertà.

Gli insiemi di forme modali A e X devono essere scalati in modo simile in quanto tutti gli elementi che contribuiscono al calcolo del COMAC sono presi da differenti modi. Per evitare problemi di sfasamento tra due forme modali il software calcola e applica il Modal Scale Factor (MSF) per ogni coppia.

- *Modal Scale Factor (MSF)*: questo fattore mette in relazione due o più forme modali con lo scopo di normalizzare tutte le forme modali dello stesso modo vibrazionale e viene utilizzato nel calcolo del COMAC visto in precedenza.

Questo fattore assume valori reali o complessi in base alla tipologia di forma modale, relativamente reale o complessa.

Supponendo due matrici contenenti le forme modali $[\psi_X]$ e $[\psi_A]$, il MSF viene calcolato come di seguito:

$$MSF(A, X) = \frac{\sum_{j=1}^N \Psi_{Aj} \Psi_{Xj}^*}{\sum_{j=1}^N \Psi_{Xj} \Psi_{Xj}^*}$$

oppure

$$MSF(X, A) = \frac{\sum_{j=1}^N \Psi_{Xj} \Psi_{Aj}^*}{\sum_{j=1}^N \Psi_{Aj} \Psi_{Aj}^*}$$

con N il numero di gradi di libertà per entrambi A e X, mentre l'asterisco indica il complesso coniugato.

Il secondo termine nella parentesi di MSF rappresenta il termine di riferimento.

Se due modi sono identici $MSF(X, A) = MSF(A, X) = 1$ mentre se differiscono per una costante: $MSF(X, A) = \alpha$ e $MSF(A, X) = 1/\alpha$

5.2 Pre-test e ottimizzazione: sensori

Simcenter 3D permette di ottimizzare la scelta di posizione, direzione e numero di gradi di libertà dei sensori utilizzati in un test modale a partire da alcuni input posti dall'operatore. A seconda della tipologia di output desiderato sono messi a disposizione due algoritmi differenti.

Soprattutto quando si ha un alto numero di frequenze naturali e corrispondenti forme modali è importante valutare dove posizionare i sensori in quanto se essi vengono posti in corrispondenza di un nodo di una determinata forma modale (punto in cui lo spostamento per tale forma vale zero) questa non viene colta non essendoci spostamenti.

Prima di iniziare con la trattazione è il caso di definire il primo fondamentale input comune a tutti e due i metodi: infatti la scelta dei sensori viene effettuata dal programma una volta identificati dei "gradi di libertà candidati". I gradi di libertà (degrees of freedom [DOF's]) sono intesi come direzioni di movimento che può avere un punto nello spazio e quindi nel caso tridimensionale saranno sei: tre traslazioni e tre rotazioni attorno agli assi x,y,z. Nelle prove sperimentali si escludono normalmente le rotazioni a priori in quanto difficilmente misurabili e rimangono quindi le tre traslazioni numerate da uno a tre e corrispondono relativamente a x,y,z. Essendo i DOF's legati ad un punto, è necessario associarli a dei nodi della struttura, ovvero i punti che uniscono più elementi della mesh. L'input viene quindi dato tramite la selezione di un gruppo di nodi a cui vengono associati uno o più gradi di libertà.

Normalmente i sensori in commercio possono essere:

- Uniassiali: hanno un grado di libertà traslazionale attivo come ad esempio gli accelerometri uniassiali o il vibrometro laser previsto per questo progetto.
- Triassiali: hanno tre gradi di libertà traslazionali attivi ottenibili ad esempio tramite accelerometri triassiali oppure con l'impiego di più vibrometri laser coordinati

Differisce invece per i due algoritmi la possibilità di inserire dei gradi di libertà iniziali definiti dall'utente che devono essere per forza parte dell'output ottimizzato; infatti, come si vedrà di seguito, non sono sempre obbligatori.

Di seguito sono quindi descritti nelle loro caratteristiche entrambi gli algoritmi:

- *Algoritmo Min-MAC*: minimizza il valore degli elementi fuori diagonale della matrice di MAC (sarà descritta nel paragrafo riguardante la correlazione) aggiungendo un numero specificato dall'utente di sensori uniassiali e/o triassiali. Questo algoritmo richiede almeno due gradi di libertà

iniziali. Le condizioni per utilizzare questo algoritmo sono le seguenti: il numero di sensori uniassiali richiesti devono essere più di tre volte il numero di sensori triassiali e maggiori o uguali al numero di sensori iniziali; inoltre il numero di sensori triassiali deve essere minore o uguale al numero di nodi aventi tutti e tre i gradi di libertà attivi.

A partire dai gradi di libertà iniziali, viene aggiunto un nodo alla volta da quelli candidati: il monitoraggio avviene per un set di elementi della matrice fuori diagonale; il più alto viene aggiunto a tale set e appena un nuovo elemento diventa il maggiore viene aggiunto. A questo punto è possibile descrivere l'algoritmo Min-MAC nei suoi step principali:

1. Il solutore calcola la matrice di MAC per le forme modali partizionate sul set di DOF's iniziali, N_R e di conseguenza ogni forma modale $\{\Psi_i\}$ ha N_R termini. Esistono L_A forme modali nella simulazione importata. Il solutore calcola il prodotto interno di $\{\Psi_i\}^T \{\Psi_j\}$ con: il numero di termini fuori diagonale considerati $p=1$, il numero corrente di gradi di libertà per la selezione dell'insieme di sensori $N_K = N_R$ e il $MAC_{max} =$ massimo del $MAC(A_i, A_j), i \neq j$.
2. Il solutore esegue un ciclo per tutti i gradi di libertà candidati per trovare quale DOF minimizza il p -esimo elemento fuori diagonale della matrice di MAC considerata dal solutore stesso.
3. Il solutore calcola tutti gli elementi fuori diagonale della matrice di MAC generata tenendo conto del nuovo grado di libertà. Viene posto N_{max} uguale all'elemento fuori diagonale maggiore della nuova matrice di MAC e calcola nuovamente il prodotto interno.
4. Se $N_{max} < MAC_{max}$ il nuovo punto viene aggiunto e diventa quindi $N_K = N_K + 1$ e $MAC_{max} = N_{max}$. Si ritorna quindi al passo 2.
5. Se $N_{max} > MAC_{max}$ viene incrementato p e il nuovo elemento fuori diagonale con valore maggiore viene aggiunto agli elementi seguiti dal solutore. Si ritorna quindi al passo 2 non aggiungendo il punto ai sensori.
6. Il processo si ferma quando N_K raggiunge il numero di sensori specificati dall'utente.

Esiste la possibilità di "pesare" le forme modali tramite un coefficiente che varia tra 0 e 1 in modo da diminuire il valore fuori diagonale dei modi corrispondenti diminuendone di conseguenza l'influenza sulla scelta della posizione dei sensori:

$$MAC_{pesato}(A_i, A_j) = (w_i + w_j)/2 * MAC(A_i, A_j)$$

con $w_i e w_j$ i pesi dei modi rispettivamente i-esimo e j-esimo.

- *Algoritmo MODMAC*: riduce il valore degli elementi fuori diagonale della matrice di MAC fino ad un valore specificato dall'utente aggiungendo gradi di libertà fino al raggiungimento di tale valore o fino al raggiungimento del numero massimo di sensori specificato dall'utente. L'utilizzo di questo algoritmo è condizionato solamente dalla seguente condizione: almeno un nodo deve avere tutti e tre i gradi di libertà definiti se viene scelto un sensore triassiale.

In assenza di DOF's iniziali il primo sensore è quello in posizione (0,1) e MAC massimo vale 1; a partire da tale sensore, l'algoritmo ne aggiunge tra quelli candidati solo se questi contribuiscono all'abbassamento degli elementi fuori diagonale della matrice di MAC. Come nel caso precedente i punti che generano un MAC massimo vengono inseriti in una sezione di monitoraggio.

I passi seguiti dall'algoritmo sono i seguenti:

1. Il solutore calcola la matrice di MAC per le forme modali partizionate sul set di DOF's iniziali, N_R e di conseguenza ogni forma modale $\{\Psi_i\}$ ha N_R termini.

Il solutore calcola il prodotto interno di $\{\Psi_i\}^T \{\Psi_j\}$ e pone $MAC_{max} =$ massimo del $MAC(A_i, A_j), i \neq j$.

2. L'algoritmo esamina ripetitivamente tutti i gradi di libertà candidati per determinare quale di essi minimizza il numero di elementi fuori diagonale tracciati, p.
3. Vengono calcolati tutti gli elementi fuori diagonale della matrice di MAC risultante dall'aggiunta del nuovo DOF ponendo N_{max} uguale al massimo elemento fuori diagonale salvando $\{\Psi_i\}^T \{\Psi_j\}$. Viene quindi incrementato p e aggiunto il nuovo elemento massimo alla lista da tracciare.
4. Se $N_{max} < MAC_{max}$, il nuovo DOF viene aggiunto all'insieme di sensori con $N_K = N_K + 1$ (per i sensori triassiali $N_K = N_K + 3$) e $MAC_{max} = N_{max}$.
Il solutore torna quindi al punto 2.
5. Se la condizione su N_{max} non fosse verificata si torna al punto 2 senza aggiungere il grado di libertà.
6. L'ottimizzazione finisce quando N_K raggiunge il numero massimo di gradi di libertà oppure il valore di MAC minimo inserito dall'utente.

Si noti che per il MODMAC non è prevista l'opzione di inserire un peso alle forme modali.

La scelta tra i due algoritmi dipende dal principale vincolo da attribuire all'ottimizzazione: si sceglie infatti MAC-min se il principale vincolo è il numero di sensori in quanto potrebbe essere problematico l'utilizzo di un numero molto alto; d'altra parte si può utilizzare MODMAC quando si vuole una pianificazione molto buona e quindi il vincolo è avere tutti gli elementi fuori diagonale molto vicini a zero anche a discapito dell'alto numero di sensori necessari.

5.3 Pre-test e ottimizzazione: eccitatore

In un test modale è fondamentale anche il posizionamento dello shaker: questo infatti non deve essere in un nodo di una forma modale in quanto non la ecciterebbe.

Simcenter 3D permette di ottimizzare la posizione di una o più fonti di eccitazione (shaker, vibrodine, piezo ecc...) per cercare di eccitare tutte le forme modali. A seconda dei parametri di input, l'algoritmo sceglie la posizione e il numero ottimale.

L'algoritmo si basa sulla "normal mode indicator function" (NMIF) che viene calcolata per ogni frequenza naturale. Come per i sensori, anche in questo caso la posizione viene scelta tra un'insieme di nodi candidati: per ogni eccitatore candidato p , e analisi di forma modale j , la $NMIF_{jp}$ viene calcolata come di seguito (eq. 5.1):

$$NMIF_{jp} = \frac{\sum_{q=1}^M |R\{H_{pq}(i\omega_j)\}| |H_{pq}(i\omega_j)|}{\sum_{q=1}^M |H_{pq}(i\omega_j)|^2} \quad (5.1)$$

dove:

- M è il numero di gradi di libertà dei sensori (dall'ottimizzazione dei sensori).
- ω_j è la frequenza naturale del j -esimo modo.
- $H_{pq}(i\omega_j)$ è la funzione di trasferimento per il j -esimo modo dal grado di libertà q -esimo dei sensori per l'eccitatore p . La funzione di trasferimento $H_{pq}(i\omega_j)$ è calcolata per le tre direzioni:

$$H_{pq}(i\omega_j) = e_x H_{pxq}(i\omega_j) + e_y H_{pyq}(i\omega_j) + e_z H_{pzq}(i\omega_j)$$

dove:

- e_x, e_y, e_z sono i coseni direttori che dipendono dall'angolo fuori asse inserito dall'utente.
- $H_{pxq}, H_{pyq}, H_{pzq}$ sono le funzioni di trasferimento per ogni direzione ortogonale x, y, z rispettivamente. A titolo di esempio si scrive la funzione di trasferimento in x:

$$H_{pxq}(i\omega_j) = \sum_{k=1}^N \frac{\{\psi_{Ak}\}_{px} \{\psi_{Ak}\}_q}{(\omega_k^2 - \omega_j^2) + 2i\zeta_k \omega_k \omega_j}$$

dove:

- * N è il numero di analisi modali
- * $\{\psi_{Ak}\}_{px}$ è il p_x -esimo elemento della k-esima analisi matrice delle forme modali
- * $\{\psi_{Ak}\}_q$ è il q_x -esimo elemento della k-esima analisi matrice delle forme modali
- * ζ_k è il rapporto di smorzamento critico del k-esimo modo; ha in realtà un valore costante ed è quello inserito dall'utente.

Una volta calcolata la funzione NMIF per ogni direzione e ogni modo per ogni eccitatore candidato, il SW sceglie la migliore combinazione di posizione e numero seguendo i passi 1-3:

1. per ogni direzione dell'eccitatore, l'algoritmo conta il numero di modi in cui il valore della funzione di NMIF sia sotto un valore di soglia inserito dall'utente; questi modi vengono considerati eccitati.
2. Viene identificata la posizione e direzione che permette di eccitare il maggior numero di modi; se due posizioni eccitano lo stesso numero di modi, viene scelto quello con NMIF inferiore.
3. Per identificare l'eccitatore successivo, vengono rimossi tutti i valori di $NMIF < soglia$ per tutti i modi già eccitati e si ripete la procedura fino a che tutti i modi sono eccitati.

Come per il MAC-min è possibile calcolare la funzione NMIF pesata in base all'importanza dei modi:

$$NMIF_p^{\omega a} = \frac{\sum_{j=1}^{n_p} \omega_j NMIF_{jp}}{\sum_{j=1}^{n_p} \omega_j}$$

con

- n_p è il numero di modi eccitati per l'eccitatore p.
- ω_j è il peso del j-esimo modo eccitato.

5.4 Aggiornamento del modello

Una volta stabilito che un modello non corrisponde a quanto aspettato tramite gli strumenti visti fino a questo punto è possibile scegliere due strade:

1. Agire manualmente sul modello ad elementi finiti variando connessioni tra nodi, modellazione di carichi e vincoli, mesh o le stesse proprietà degli elementi.

Vale la stessa cosa per il modello sperimentale al quale è possibile cambiare la configurazione dei sensori, la disposizione dei vincoli o la fonte eccitante.

2. Impiegare una funzione di Simcenter 3D che permette di agire su alcuni parametri scelti dall'utente e cambiarne i valori per avvicinare i risultati del modello a quelli di riferimento (siano essi generati da un test o da un altro modello numerico ad elementi finiti). Si entra quindi nel merito dell'algoritmo che permette l'ottimizzazione di questi parametri.

L'ottimizzazione avviene minimizzando la funzione detta "Objective function" variando le variabili di progetto definite dall'utente; ciò avviene cercando di azzerare gli errori di obiettivo. Si può scrivere la funzione come segue:

$$f(\Delta DV_j) = \min\left(\sum_{i=1}^{N_T} A_i |\epsilon_i| + O \sum_{j=1}^{N_{DV}} B_j |\Delta DV_j|\right)$$

dove:

- ΔDV_j è la variazione della j-esima variabile di progetto.
- ϵ_i è l'i-esimo errore di obiettivo che dipende dalla variazione della variabile di progetto.
- N_T è il numero totale degli obiettivi di ottimizzazione, ovvero le forme modali e le frequenze naturali scelte dall'utente che devono essere ottimizzate.
- A_i è il peso dell'i-esimo obiettivo che è il prodotto tra il peso dell'obiettivo individuale per quello generale, entrambi inseribili dall'utente.
- O è il peso delle variabili di progetto: ne determina quindi l'influenza nell'ottimizzazione e viene inserito dall'utente.
- N_{DV} è il numero totale di variabili di progetto libere selezionabili dall'utente.

- B_j è il peso della j -esima variabile di progetto

La definizione della funzione appena descritta implica che a parità di riduzione dell'errore, viene privilegiata una piccola variazione delle variabili di progetto.

Simcenter 3D utilizza due differenti algoritmi per l'ottimizzazione che sono descritti di seguito:

- *Least square algorithm* minimizza l'"objective function" modificata:

$$f(\Delta DV_j) = \min\left(\sum_{i=1}^{N_T} A_i \epsilon_i^2 + O \sum_{j=1}^{N_{DV}} B_j \Delta DV_j^2\right)$$

Ad ogni iterazione l'algoritmo percorre i seguenti passi:

1. viene minimizzata la funzione senza vincoli sulle variabili di progetto.
2. vengono aggiustate le variabili che hanno ecceduto i limiti inseriti dall'utente oppure se inserito il filtro automatico viene aggiustata la variabile di progetto maggiormente influente.
3. viene minimizzata la funzione senza vincoli sulle variabili di progetto del nuovo insieme ridotto di variabili.
4. ripete i passi 2 e 3 fino a che nessuna variabile ecceda i limiti imposti.
5. vengono restituiti gli errori sugli obiettivi e i nuovi valori delle variabili di progetto per l'iterazione successiva.

L'ottimizzazione viene terminata quando si verifica una delle seguenti condizioni:

- viene raggiunto il massimo numero di iterazioni.
- viene raggiunta la minima variazione.
- non vi è un miglioramento nell'errore totale per 5 iterazioni successive.
- tutte le variabili hanno raggiunto i loro limiti.
- nessuna variabile può cambiare (solo nel caso sia attivato il filtro automatico)

Nel SW sono implementati altri due algoritmi ma entrambi hanno una convergenza peggiore e quindi saranno descritti solo in modo qualitativo.

- *Steepest descent algorithm*: L'algoritmo valuta la variazione della funzione al variare delle singole variabili di progetto identificando quelle con la maggiore influenza a parità di variazione. Tali variabili assumono quindi i valori all'interno dei limiti imposti per ottenere la migliore ottimizzazione.
- *Genetic algorithm*: Si basa sulla generazione casuale di valori all'interno dei limiti imposti alle variabili; questi vengono poi corretti mediante i risultati che la funzione restituisce osservando cosa accade operando delle "mutazioni" nei valori.

Capitolo 6

Verifica compatibilità tra gli strumenti SW

Il primo obiettivo applicativo di questa tesi, almeno in ordine cronologico, è quello di verificare che i formati di input e output dei diversi strumenti impiegati nel progetto siano compatibili: infatti devono interfacciarsi diversi SW come Hypermesh che lavora con il solutore NASTRAN per la creazione del modello ad elementi finiti e Simcenter 3D che verrà utilizzato per una seconda elaborazione (correlazione, pianificazione e aggiornamento modello), che utilizza il solutore Optistruct. Inoltre Vengono generati dei file di output dal SW di acquisizione dei dati sperimentali che verranno importati in Simcenter 3D per il confronto in qualità di riferimento per l'eventuale aggiornamento del modello numerico.

Inizialmente si pensava di utilizzare Simcenter Testlab per effettuare la correlazione e aggiornare il modello manualmente in base alla sola matrice di MAC ottenuta con il confronto; per questo motivo la verifica di importazione dei file di output in formato "universal file" (.unv) è stata effettuata su tale SW. Inoltre è stato verificato che per importare un file di risultati da Hypermesh, l'unico formato compatibile con Simcenter Testlab e generabile mediante Hypermesh è il formato scritto in codice binario tipico del solutore NASTRAN "output2" (.op2), che può essere generato da Hypermesh specificando la richiesta di output supplementare in quanto questo pre/post solutore è in grado di interfacciarsi con differenti solutori tra cui NASTRAN.

Per generare questo tipo di file output si apre dalla vista del modello la voce "load steps" e inserendo la spunta in "output", si procede selezionando le voci come riportato in Figura 10.1.

Successivamente si è optato per l'impiego di Simcenter 3D in quanto più completo e considerando che fa sempre parte dei SW di Siemens, valgono le stesse osservazioni sin qui effettuate riguardo a Simcenter Testlab.

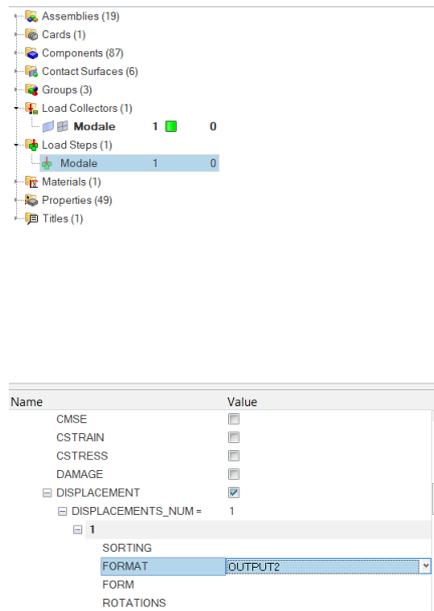


Figura 6.1: Generazione output2

L'ultimo passo è stato quello di modificare una simulazione mediante Simcenter 3D e dopo aver effettuato un aggiornamento del modello, verificare la possibilità di importarlo in Hypermesh utilizzando le nuove variabili di progetto aggiornate e ottimizzate.

A tale scopo sono stati creati due pannelli rettangolari tramite Hypermesh con le seguenti caratteristiche:

- lati: 2000x1000 mm.
- spessore $t=2$ mm.
- mesh quadrata di dimensione 100 mm.
- modulo elastico $E = 70000MPa$ per il pannello di riferimento.
- modulo elastico $E = 65000MPa$ per il pannello da modificare.
- coefficiente di poisson $\nu = 0.3$

L'obiettivo è quello di aggiornare il pannello da modificare tramite ottimizzazione SW affinché il valore del modulo elastico (unico parametro che differisce) si avvicini a quello di riferimento.

Di seguito è illustrata la procedura per effettuare un'analisi di aggiornamento del modello:

1. Si importa il file del pannello da modificare in formato .op2.
2. Dalla barra multifunzione, in "Home" si creano le variabili di progetto tramite il comando "Oggetti di modellazione" inserendo i dati richiesti come illustrato in Figura 10.2

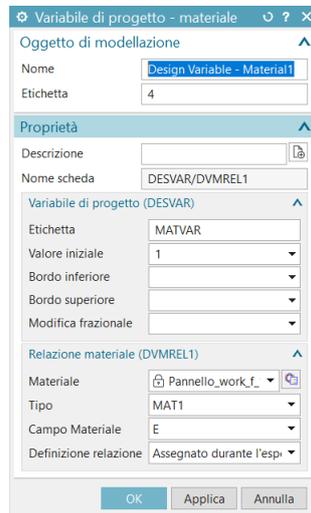


Figura 6.2: Creazione variabili di progetto

3. Dal "navigatore di simulazione si crea un gruppo di solutori che contiene i nodi che saranno utilizzati per il confronto: normalmente non possono essere presi tutti quelli del modello in quanto sarebbero troppi (ad esempio si possono prendere i nodi dei sensori se confrontato con un test sperimentale); in questo caso si prendono tutti i nodi in quanto il modello è molto semplice Figura 10.3
4. Dalla barra multifunzione si seleziona "Correlazione" e si importa una soluzione di riferimento tramite il comando "Nuova soluzione di riferimento analisi".
5. Si crea una "Nuova soluzione di riferimento test", ovvero una soluzione che il solutore elaborerà con l'obiettivo di ottimizzare e aggiornare il modello: tale soluzione sarà del tipo: "SOL 200 aggiornamento modello". In Figura 6.4 sono indicati i parametri inseriti nella soluzione. Con il tasto destro sulla soluzione appena creata si esegue la soluzione ("risolvi").
6. Si crea una funzione di aggiornamento del modello dalla "Barra multifunzione", sezione "Correlazione" di cui sono visibili i parametri impostati in Figura 8.5. Sono state escluse le frequenze al di sotto di 0.01Hz in

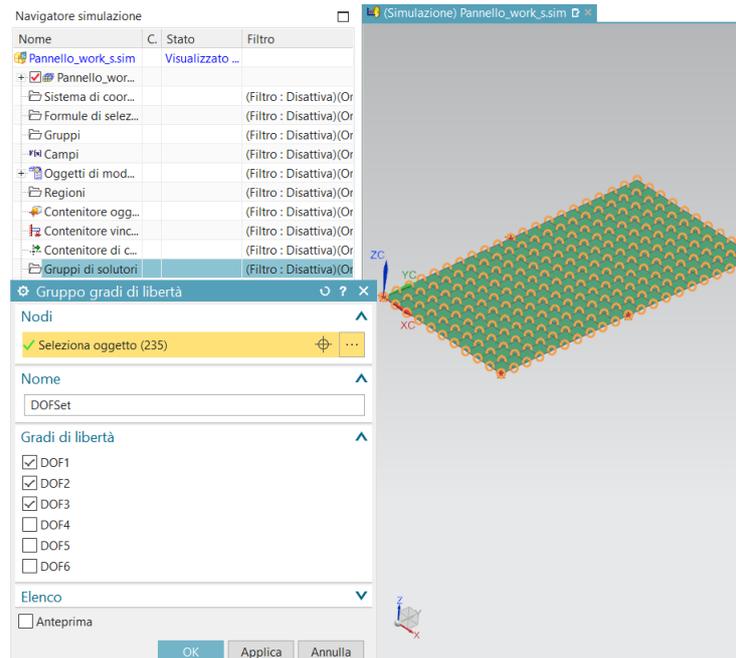


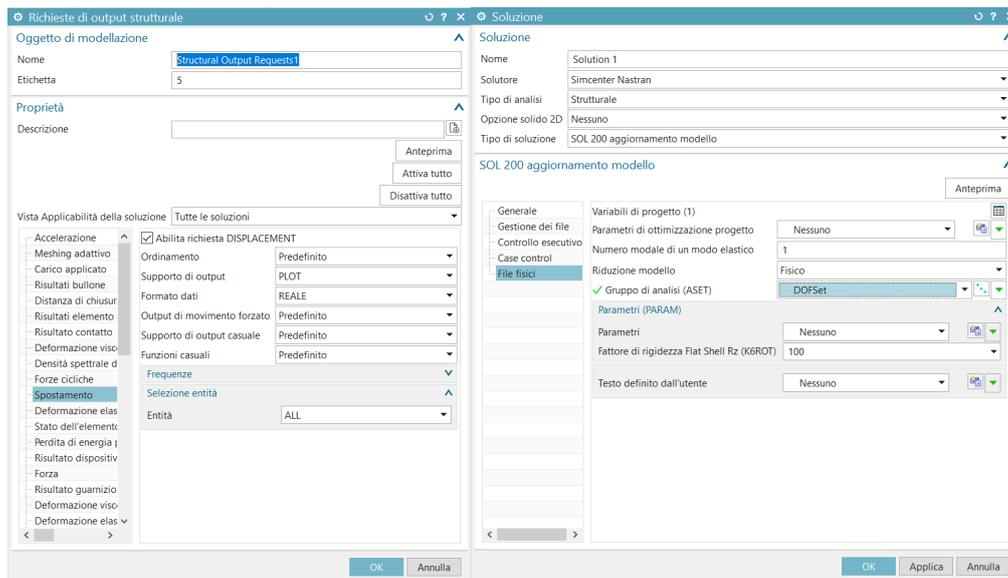
Figura 6.3: Creazione gruppo gradi di libertà

quanto rappresentano i moti di corpo rigido (la struttura non è vincolata e ci sono quindi sei forme modali e relative frequenze naturali di corpo rigido)

7. Dalla "navigazione simulazione" si selezionano gli obiettivi da ottimizzare (in questo caso le frequenze) inserendo o togliendo le spunte da "vista dettagli correlazione" (Figura 8.6).
8. A questo punto è possibile calcolare gli errori e in seguito attivare l'algoritmo di ottimizzazione con il tasto destro sull'"aggiornamento modello" creato in precedenza e cliccando "ottimizza".
9. Per aggiornare le variabili di progetto nel modello ad elementi finiti da esportare, si esegue il comando "aggiorna modello ad elementi finiti".

Come ci si aspettava, il modulo elastico è stato ottimizzato per avere la migliore corrispondenza con la soluzione di riferimento e vale: $E=70307$ MPa, avvicinandosi al modulo elastico della soluzione di riferimento che vale: $E=70000$ MPa.

L'esportazione del modello aggiornato deve essere effettuata in formato .dat in quanto è l'unico generabile da Simcenter 3D e leggibile da Hypermesh.



(a) Case control

(b) File fisici

Figura 6.4: Creazione soluzione

Una volta importato, controllando nelle proprietà del materiale, appare il modulo elastico aggiornato.

Ricapitolando, i formati dei file di input e output compatibili sono riassunti nell'elenco seguente:

- L'importazione di file di risultati sperimentali in Simcenter 3D deve avvenire tramite "Universal file" (.unv).
- L'importazione di file di risultati numerici da Hypermesh a Simcenter 3D deve avvenire in formato "output2" (.op2).
- L'importazione di file contenenti modelli numerici da Simcenter3D a Hypermesh deve avvenire in formato "dati" (.dat).

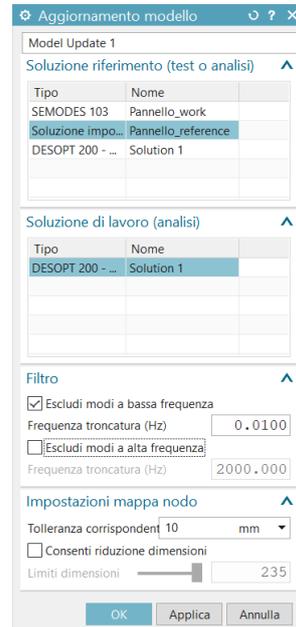


Figura 6.5: Creazione funzione di aggiornamento modello

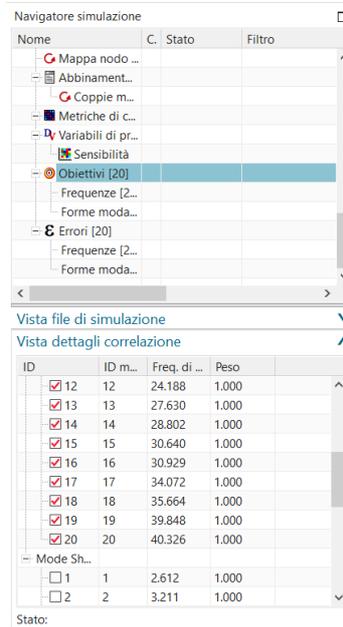


Figura 6.6: Selezione obiettivi di ottimizzazione

Capitolo 7

Modello fiancata veicolo ferroviario

Con questo capitolo si entra nel vivo del progetto in quanto viene descritto il modello della fiancata su cui saranno effettuate analisi numeriche e prove sperimentali;

Il modello descritto proviene da un modello agli elementi finiti di un veicolo ferroviario ad alta velocità già in produzione e di conseguenza è molto dettagliato.

Costruttivamente la fiancata è composta da quattro elementi estrusi in alluminio che coprono tutta la lunghezza del veicolo e che vengono saldati tra loro. Essendo la saldatura un punto critico nella modellazione e oggetto di semplificazione in questa tesi, merita adeguata attenzione nella descrizione del modello.

In Figura 10.1 è rappresentata una vista laterale della fiancata dal CAD; questa rappresentazione è ancora tridimensionale.

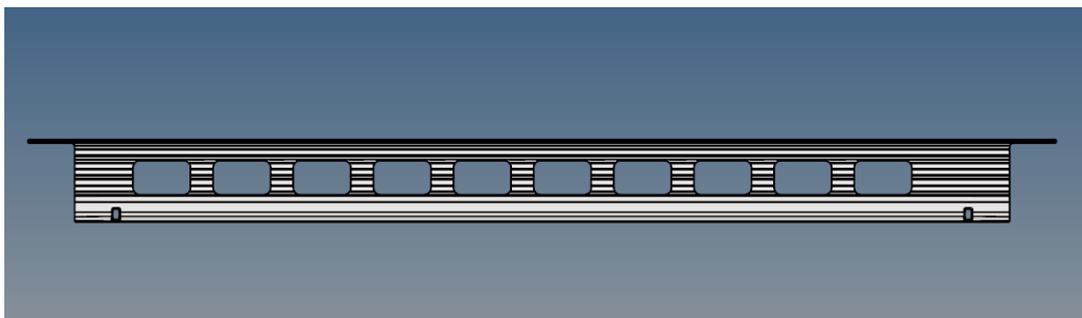


Figura 7.1: *Vista laterale fiancata*

7.1 Morfologia

Il modello ad elementi finiti è stato realizzato a partire dal CAD utilizzando elementi bidimensionali PSHELL, creando quindi delle superfici medie che approssimano i solidi in quanto possono essere considerati in parete sottile. Le saldature tra gli estrusi sono realizzate tramite l'equivalenza dei nodi della mesh.

Questo metodo per rappresentare le saldature rende il modello molto complicato e dispendioso in termini di tempo in quanto ci vuole corrispondenza tra le mesh dei componenti da saldare; inoltre è necessaria una mesh molto fitta che potrebbe essere risparmiata in un modello preliminare per lo studio del comfort. Le possibili semplificazioni saranno illustrate in un capitolo apposito.

In Figura 10.2 è rappresentato invece un particolare della sezione di estrusione evidenziando la giunzione di due estrusi. In generale gli estrusi sono costruiti come due paratie (interna ed esterna) collegate da rinforzi obliqui anch'essi facenti parte dell'estrusione.

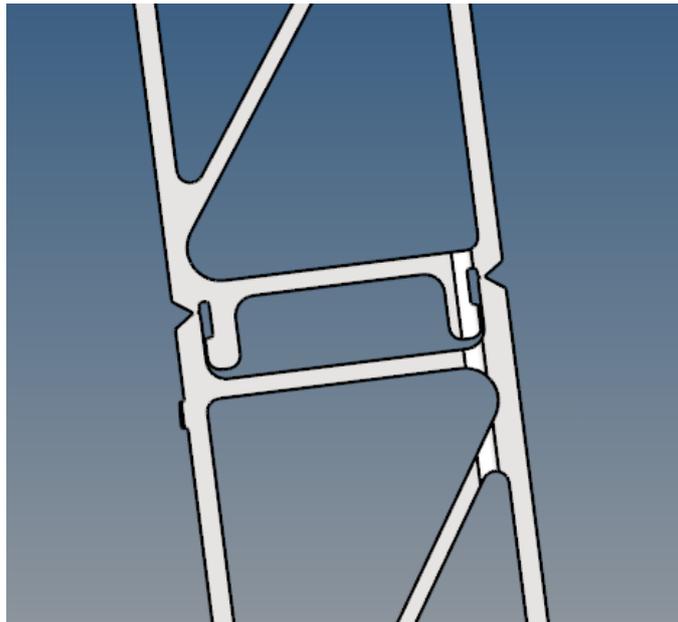


Figura 7.2: *Sezione estruso, particolare saldatura CAD*

In Figura 10.3 è rappresentato lo stesso particolare della saldatura di Figura 10.2 ma senza l'aspetto tridimensionale e con le semplificazioni dovute al modello ad elementi finiti.

L'esatta configurazione dell'intera sezione non è d'interesse per questa tesi e per riservatezza nei confronti di Alstom non verrà illustrata completamente;

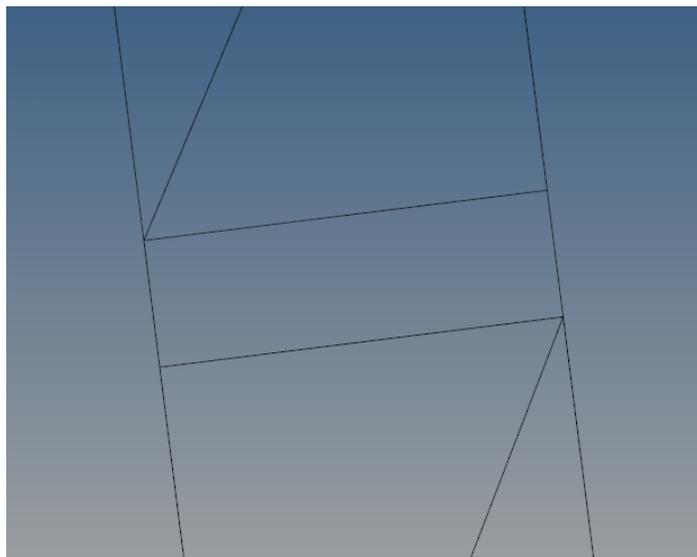


Figura 7.3: Sezione estruso, particolare saldatura FEM

vale lo stesso discorso per le dimensioni/spessori e le esatte caratteristiche del materiale.

7.2 Proprietà del modello

La fiancata è composta da estrusi di alluminio saldati, che nella modellazione è considerato un materiale isotropo. Considerando che la tipologia di elementi è bidimensionale, le proprietà che devono essere inserite sono le seguenti:

- Rigidezza del materiale $E = E_{AlluminioAW6005AT6}$.
- Densità del materiale $\rho = \rho_{AlluminioAW6005AT6}$.
- Coefficiente di Poisson $\nu = \nu_{AlluminioAW6005AT6}$.
- Spessore dell'estruso che varia a seconda dei punti.

La fiancata è organizzata in assiemi che comprendono diverse componenti; le componenti sono distinte per ottenere una buona modellazione numerica anche se nella realtà fanno parte di un unico estruso: infatti ad ogni componente deve essere associata una proprietà, la quale a sua volta contiene le costanti ingegneristiche del materiale e gli spessori.

In Figura 10.4 appare il modello ad elementi finiti della fiancata in cui è presente il sistema di riferimento globale che risulta fondamentale per stabilire

i gradi di libertà dei sensori: L'asse x corre lungo la fiancata, l'asse y è perpendicolare alla fiancata e l'asse z corre nel piano della fiancata dal basso verso l'alto. La rappresentazione cromatica di questa figura evidenzia la divisione in componenti.

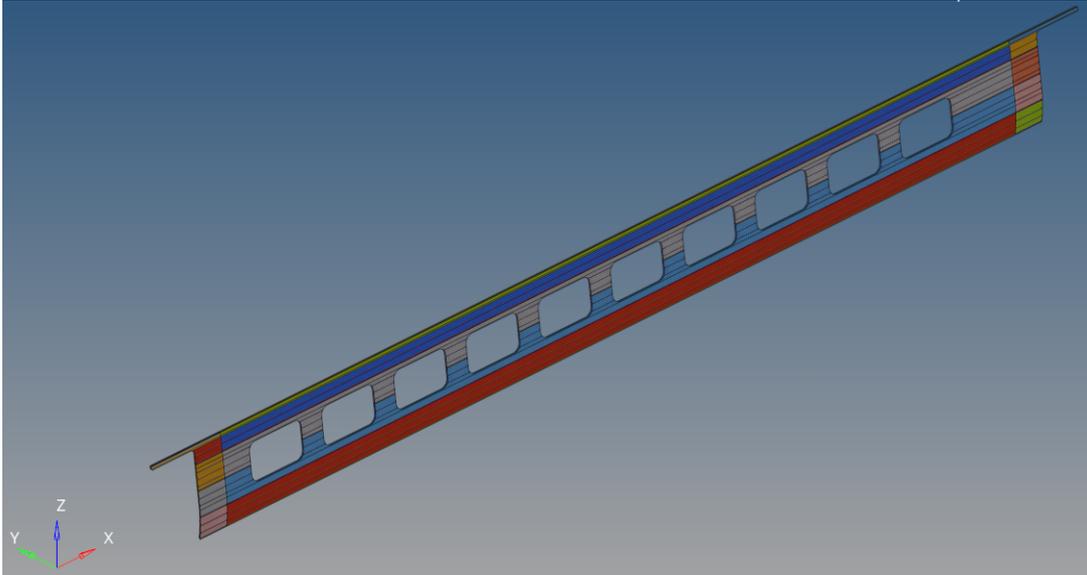


Figura 7.4: *Modello FEM: rappresentazione componenti*

Capitolo 8

Pianificazione prova

In questo capitolo viene affrontata la pianificazione del test modale dal punto di vista dell'ottimizzazione di numero e posizione dei sensori e dello shaker. Saranno esposte tutte le simulazioni effettuate che prevedono differenti vincoli sul SW Simcenter 3D. Infine sarà scelta la migliore configurazione.

8.1 Obiettivi e vincoli

I vincoli sono dati dalla fisica del problema, ovvero il numero di sensori non può essere eccessivo in quanto significherebbe incrementare il tempo per la predisposizione della prova (il laser deve essere puntato nelle posizioni dei sensori manualmente prima dell'inizio della prova) e dell'esecuzione della prova stessa; infatti come sarà illustrato nel capitolo apposito, il vibro-laser a scansione esegue l'analisi su un punto alla volta, e quindi il tempo necessario è proporzionale al numero dei punti. Dall'altra parte l'obiettivo è quello di eseguire la prova in modo tale da catturare i modi vibrazionali all'interno di un range di frequenze di interesse, in questo caso abbastanza esteso, visto che al suo interno sono concentrate circa 50 frequenze naturali e relative forme modali.

Nel seguente elenco sono riportati i vincoli e gli obiettivi in modo quantitativo:

- Numero massimo di sensori mono-assiali perpendicolari alla fiancata: 200. Il numero di sensori è ipotetico in quanto appare un giusto compromesso evitando di metterne troppi e dall'altra parte garantisce una buona densità lungo la fiancata che misura circa $80m^2$. Tale numero sarà verificato ed eventualmente aggiustato in base ai risultati sperimentali.

- L'intervallo di frequenze di interesse è quello 0-100Hz eventualmente portato a 0-60Hz in caso di evidenti difficoltà operative; saranno quindi effettuate simulazione per entrambi gli intervalli.

In base a quanto discusso sopra, l'algoritmo scelto per l'ottimizzazione è il "*MAC-min*" già descritto in precedenza nel capitolo teorico dedicato alla pianificazione.

I parametri variabili di cui si vuole evidenziare l'influenza sono i seguenti:

- Numero di sensori.
- Gradi di libertà candidati per il posizionamento dei sensori.
- Gradi di libertà iniziali dei sensori.
- Intervallo di frequenze

8.2 Procedura di pre-test in Simcenter 3D

In questo paragrafo sarà descritta la procedura generale per creare un pre-test in Simcenter 3D; tale procedura verrà impiegata poi per generare le simulazioni necessarie alla verifica delle variazioni dovute ai parametri.

1. Si importa in Simcenter 3D una soluzione contenente le frequenze naturali e relative forme modali (in questo caso generata in Hypermesh/Optistruct).
2. Dalla "barra multifunzione", "Correlazione" si sceglie: "Nuova pianificazione pre test". Nella finestra che si apre è possibile selezionare il file di risultati precedentemente importato ed escludere le basse e/o alte frequenze; in questo caso si escludono quelle al disotto della soglia in Figura 10.2 in quanto corrispondono a moti di corpo rigido.
3. Dalla scheda "correlazione" si sceglie "nuova configurazione sensore" e dalla finestra che si apre si sceglie l'algoritmo (*MAC-min*) e si seleziona il numero di sensori mono-assiali e tri-assiali voluti (Figura 10.3). Possono essere create più di una configurazione di sensori all'interno di una pianificazione: in questo caso sarà sfruttata tale possibilità per variare il numero di sensori a parità di gradi di libertà candidati/iniziali.
4. Si crea un gruppo di *gradi di libertà candidati* e uno di *gradi di libertà iniziali*. Durante la creazione di tali gruppi è importante selezionare solamente "DOF2" che rappresenta lo spostamento lungo y. A titolo di

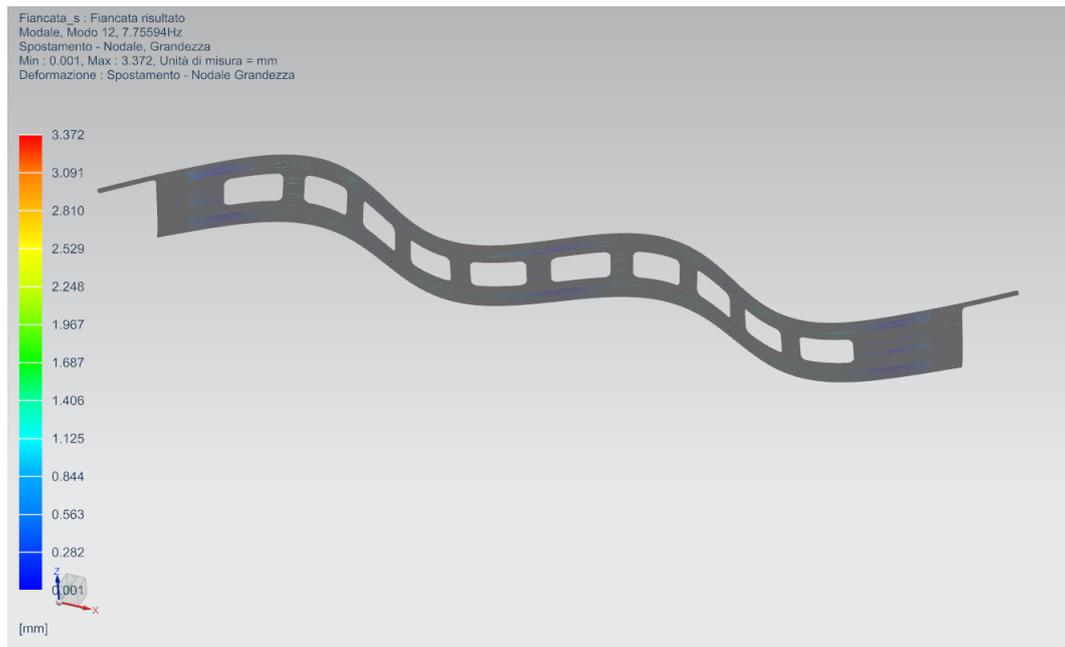


Figura 8.1: *Esempio: deformata del quarto modo flessionale*

esempio in Figura 10.4 è rappresentata la selezione la generazione dei *gradi di libertà candidati* delle paratia esterna della fiancata.

5. Nel "navigatore di simulazione" si selezionano tra i gruppi creati in precedenza quelli di "Grado di libertà candidato" e "Grado di libertà richiesto/iniziale"
6. Per eseguire l'ottimizzazione si seleziona tramite il tasto destro su "configurazioni", "Risolvi tutto" se si vogliono ottimizzare più configurazioni di sensori contemporaneamente, oppure "Risolvi" su una singola configurazione.
7. dal tasto destro è sempre disponibile la voce "informazioni" che in base a dove è stato premuto, fornisce le informazioni relative ad una analisi, ad un gruppo di DOF's (ad esempio le coordinate e l'identificativo).
8. Una volta stabilita la configurazione dei sensori ottimali è necessario creare il gruppo di gradi di libertà corrispondenti tramite apposito comando che si trova selezionando con il tasto destro. Questo gruppo serve per la pianificazione della posizione degli/del eccitatori/e: infatti l'algoritmo si basa sugli spostamenti nei punti dove vengono collocati i sensori per verificare che vengano eccitati tutti i modi.

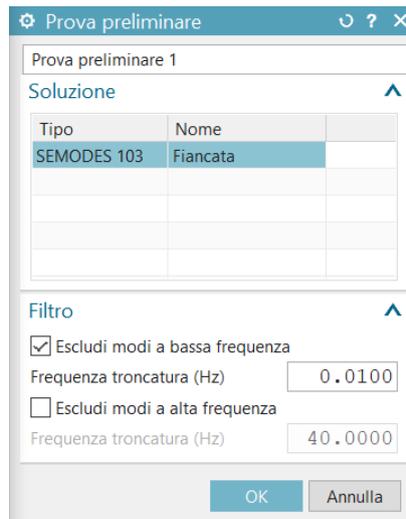


Figura 8.2: Nuova pianificazione pre-test

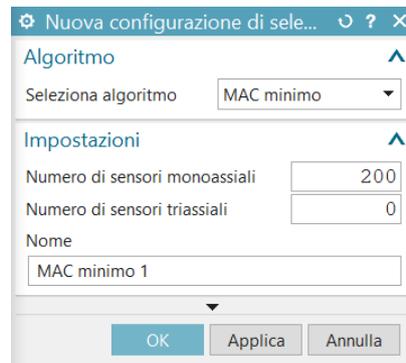


Figura 8.3: Nuova configurazione sensore

9. Dalla scheda "correlazione" si sceglie "nuova configurazione eccitatore" e dalla finestra che si apre si sceglie l'algoritmo (*NMIF*) e si inseriscono i parametri richiesti in base al funzionamento dell'algoritmo già illustrato. (Figura 8.5).
10. Come per i sensori, è necessario selezionare rispettivamente i gruppi di "Grado di libertà candidato" e "Grado di libertà sensore", quest'ultimo creato in seguito all'ottimizzazione dei sensori.
11. Anche in questo caso è possibile eseguire l'ottimizzazione come per i sensori.

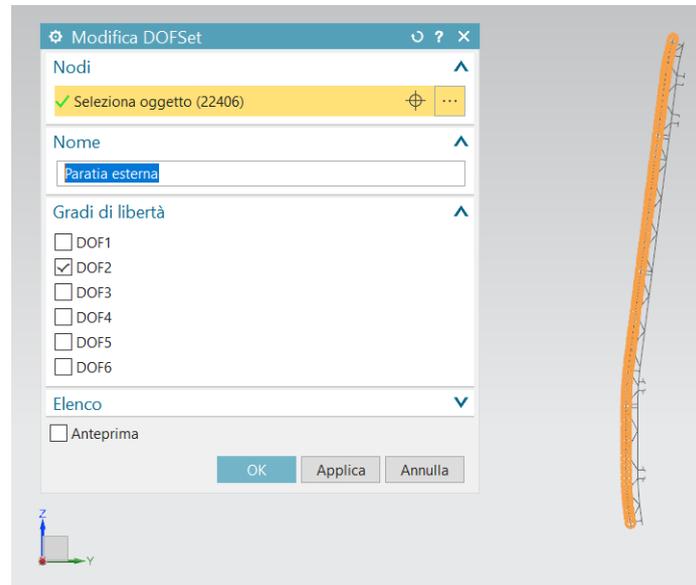


Figura 8.4: Esempio: generazione gruppo gradi di libertà

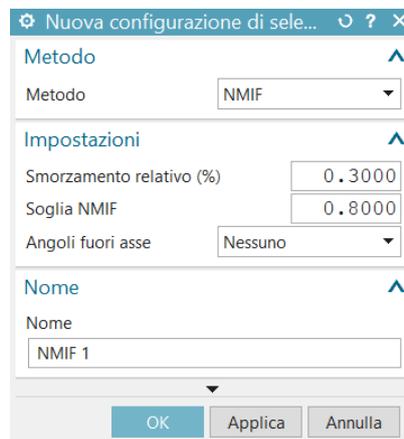


Figura 8.5: Nuova configurazione eccitatore

8.3 Simulazioni e risultati

Al fine di verificare l'influenza di tutti i parametri variabili sono state effettuate due serie di simulazioni: una con intervallo di frequenze 0-60 Hz e l'altra con intervallo 0-100 Hz. All'interno delle due simulazioni sono state create diverse configurazioni in cui varia il numero di nodi: 60, 80, 100, 120, 140, 160, 180, 200, 250, 300, 400. Anche se con intervalli meno fitti, è stato raddoppiato il numero massimo di 200 gradi di libertà per verificare se e dove si verificasse un asintoto in cui non si avesse più una sensibile diminuzione del massimo elemento fuori diagonale della matrice di MAC. Queste simulazioni sono state ripetute variando i "gradi di libertà candidati" e i "gradi di libertà iniziali" allo stesso modo per i due intervalli di frequenza al fine di poter confrontare i risultati.

In questo capitolo saranno proposti grafici con i risultati, è quindi utile descrivere le legende che indicano le combinazioni di gradi di libertà/candidati:

- Interno: si intende la paratia dell'estruso interna alla fiancata. Sono quindi considerati tutti i nodi interni della fiancata come candidati, mentre come iniziali ne sono stati scelti due sulle estremità della fiancata sul lato lungo sempre all'interno.
- Esterno: si intende la paratia dell'estruso esterna alla fiancata. Sono quindi considerati tutti i nodi esterni della fiancata come candidati, mentre come iniziali ne sono stati scelti due sulle estremità della fiancata sul lato lungo sempre all'esterno.
- Interno + esterno: sono stati considerati tutti i nodi delle paratie esterna e interna della fiancata come nodi candidati. I nodi iniziali sono i due esterni del caso precedente.
- Interno + esterno iniziale: Sono stati utilizzati i nodi candidati interni e quelli iniziali esterni (due alle estremità).
- Interno iniziale + esterno: Sono stati utilizzati i nodi candidati esterni e quelli iniziali interni (due alle estremità).
- Interno iniziale 2 + esterno: Sono stati utilizzati i nodi candidati esterni e quelli iniziali interni (7 nodi casuali).
- Interno iniziale 3 + esterno: Sono stati utilizzati i nodi candidati esterni e quelli iniziali interni (2 nodi casuali differenti da quelli alle estremità).

- Interno iniziale 4 + esterno: Sono stati utilizzati i nodi candidati esterni e quelli iniziali interni (7 nodi casuali differenti da quelli dei "nodi iniziali 2").

8.3.1 0-100 Hz

In Figura 8.6 sono presentati i risultati per l'intervallo 0-100 Hz: in ascissa è riportato il numero di gradi di libertà (sensori) e in ordinata l'elemento massimo fuori diagonale della matrice di MAC; si ricorda che tali elementi devono essere il più possibile vicini allo zero. Come si era ipotizzato inizialmente, si

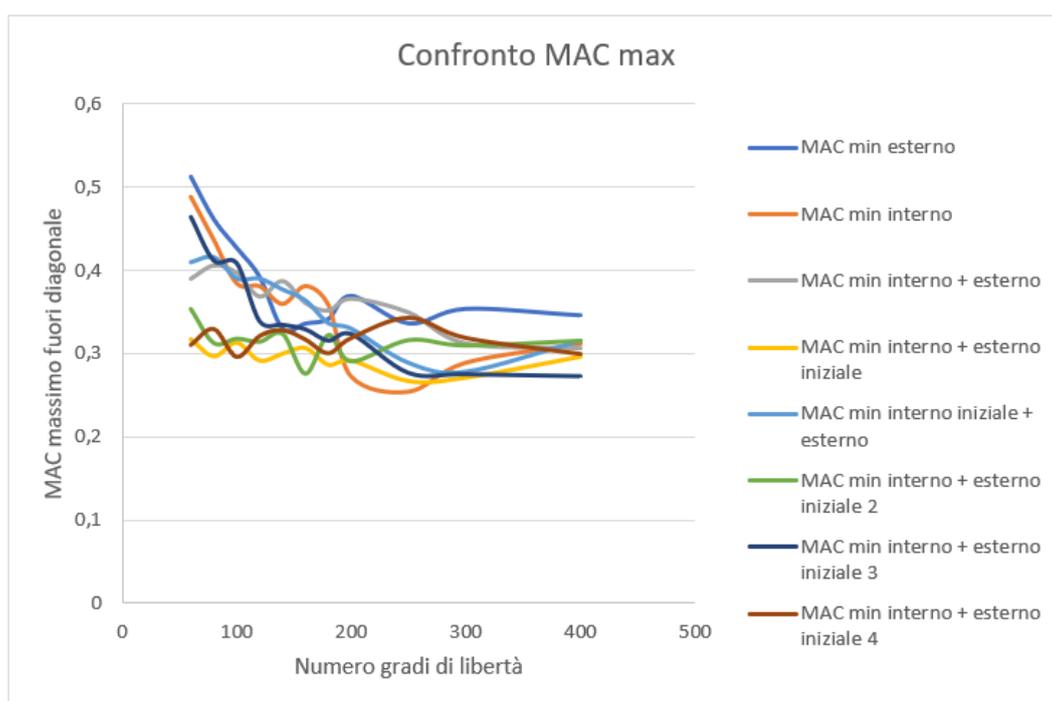


Figura 8.6: Confronto MAC massimo per differenti gruppi di gradi di libertà 0-100 Hz

raggiunge in generale un asintoto del MAC massimo fuori diagonale intorno a $MAC\text{-max}=0.3$ per un numero di sensori vicino a 200.

Ciò che risulta di maggior interesse e abbastanza inaspettato è l'effetto dei gruppi di gradi di libertà: infatti risulta evidente dal grafico che, se i gradi di libertà sono posti sia all'interno, sia all'esterno, l'asintoto viene raggiunto molto prima. Una ipotesi per spiegare questo risultato è che questa configurazione permette di dare un aspetto tri-dimensionale alla struttura.

Un altro aspetto interessante è la differenza tra i gruppi di sensori iniziali: infatti non conta la posizione, ma solo il loro numero che se passa da due a sette permette di raggiungere l'asintoto per un numero di gradi di libertà inferiore. Anche questo aspetto potrebbe essere giustificato dal fatto che aumentando il numero di sensori iniziali che sono nella paratia interna, all'opposto di quelli candidati, si assuma l'aspetto tri-dimensionale.

8.3.2 0-60 Hz

In Figura 8.7 sono presentati i risultati per l'intervallo 0-100 Hz; la configurazione dei risultati è come quella del caso precedente. In questo caso avendo

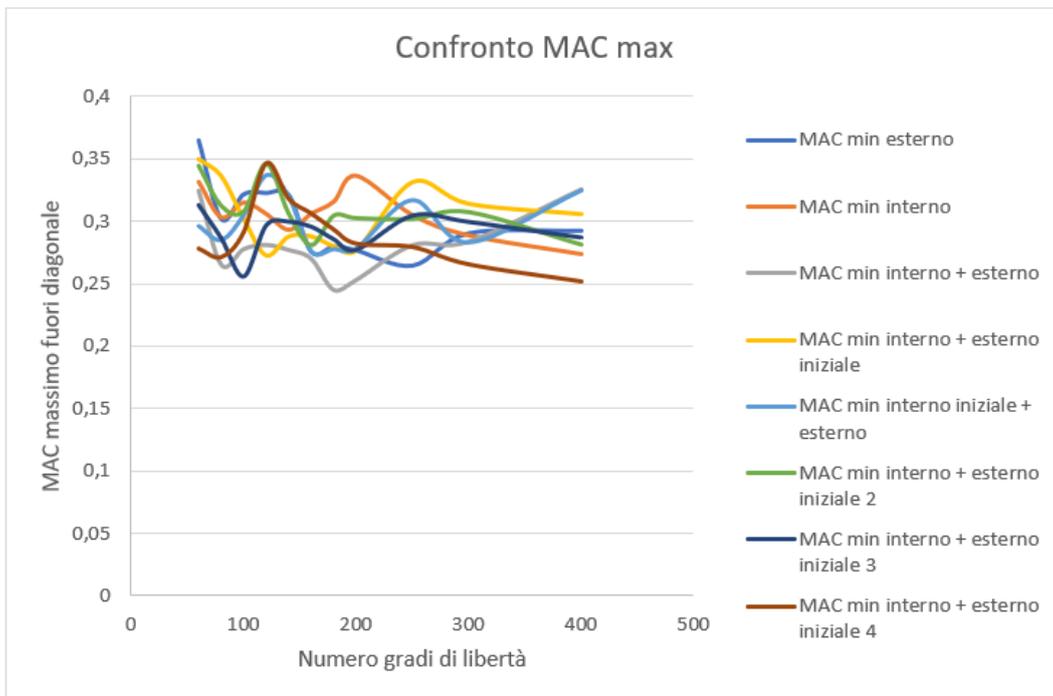


Figura 8.7: Confronto MAC massimo per differenti gruppi di gradi di libertà 0-60 Hz

ridotto la dimensione dell'intervallo di frequenze (e quindi il numero di frequenze naturali e relative forme modali che passano da circa 50 a circa 30), si nota che l'asintoto si abbassa leggermente ma soprattutto è necessario un numero di sensori molto inferiore.

Vista la possibilità di raggiungere buoni risultati per l'intervallo 0-100 Hz, le simulazioni successive sono state effettuate per tale intervallo, senza più restringerlo a 0-60 Hz.

Se questi primi risultati hanno dato un'idea generale sull'influenza dei parametri, non sono comunque sufficienti per la pianificazione di un test reale: nei prossimi sotto paragrafi si cercherà quindi di rendere fisicamente accettabile la pianificazione.

8.3.3 0-100 Hz con selezione di gradi di libertà candidati

Prendendo ad esempio l'ottimizzazione che si ottiene con 200 sensori (vettori in blu) sulla paratia esterna rappresentata in Figura 8.8 si nota come questi siano collocati in raggruppamenti al cui interno i sensori sono distanti pochi mm.

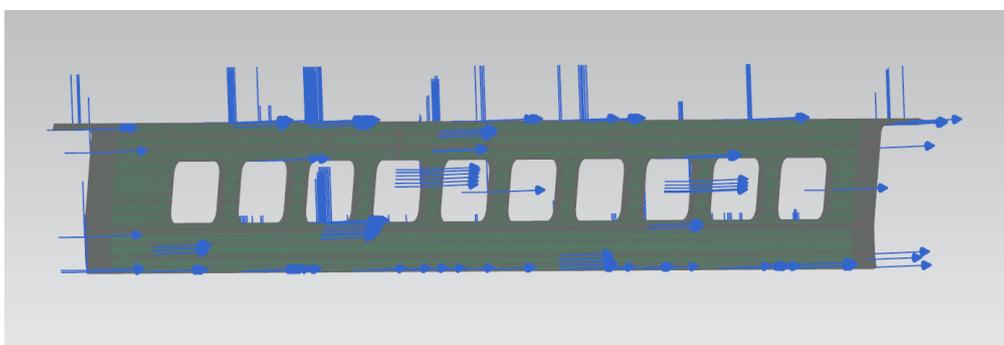


Figura 8.8: *Configurazione ottimizzata con 200 sensori*

Questo aspetto è fondamentale perché fisicamente non è possibile collocare i sensori a tale distanza e con questa precisione. Per questo motivo si segue un nuovo approccio: si impone una distanza minima tra i sensori. Questa opzione non è però disponibile nel SW Simcenter 3D; per questo motivo è stato scritto un codice in MATLAB disponibile in appendice che riceve in input tutti i nodi della paratia interna o esterna e ne seleziona un numero definito dall'utente in posizione casuale che abbiano una distanza minima di 100mm tra l'uno e l'altro.

Si illustra in Figura 8.9 la configurazione dei gradi di libertà candidati composti da 2000 nodi casuali di una porzione di fiancata per maggiore chiarezza.

Tuttavia, nonostante questa configurazione restituisca buoni risultati, ci sono ancora delle difficoltà nell'implementazione della prova sperimentale: infatti dovendo collocare i sensori tramite il puntamento del laser manualmente visto che non seguono una logica ben precisa e la casualità non è sempre ripetibile (si vedranno in seguito nel capitolo dedicato alla strumentazione i metodi di puntamento del laser), ci vorrebbe molto tempo nella preparazione.

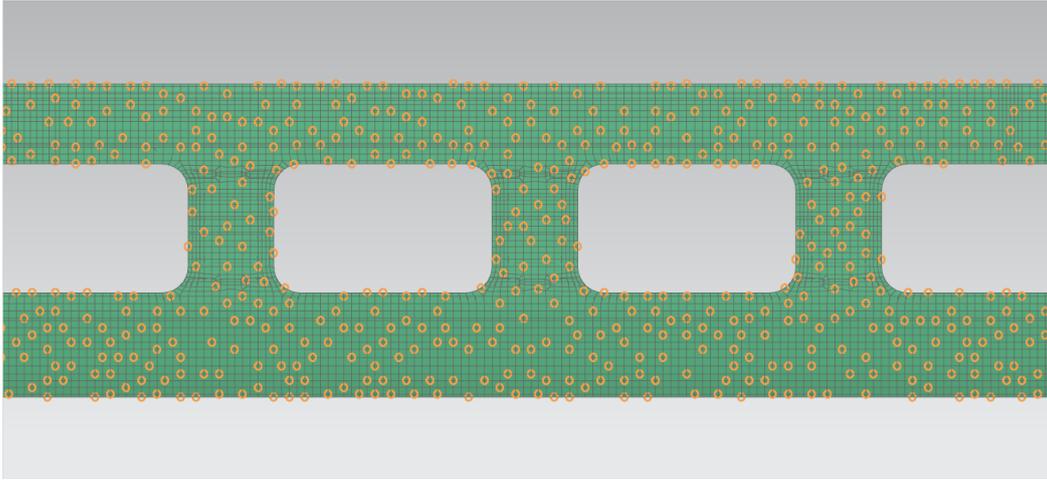


Figura 8.9: *Gradi di libertà candidati: 2000 casuali*

Si è quindi modificato il codice MATLAB per ottenere un reticolo abbastanza regolare: l'algoritmo genera un reticolo regolare che si estende a partire dalle coordinate più esterne della fiancata; in seguito analizza tutti i nodi della mesh della fiancata per trovare il più prossimo a quelli del reticolo nel limite di una distanza massima inserita dall'utente. Ciò permette di creare un reticolo regolare costituito da una selezione di nodi della mesh. Una rappresentazione è visibile in Figura 8.10.

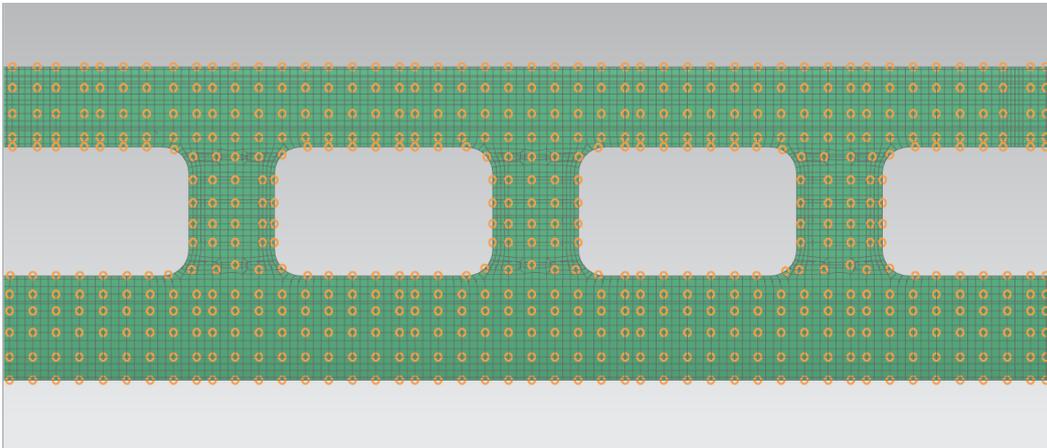


Figura 8.10: *Gradi di libertà candidati: 2000 reticolo regolare*

Le ottimizzazioni sono state quindi effettuate per entrambi le paratie, interna ed esterna, con due differenti tipologie di reticoli regolari: il primo im-

ponendo il numero di 2000 punti ("2000 reticolo") e il secondo imponendo la distanza orizzontale e verticale pari a 100 mm tra i punti ("d100 reticolo").

In Figura 8.11 sono presentati i risultati a confronto sia per la disposizione casuale, sia per quella a reticolo regolare.

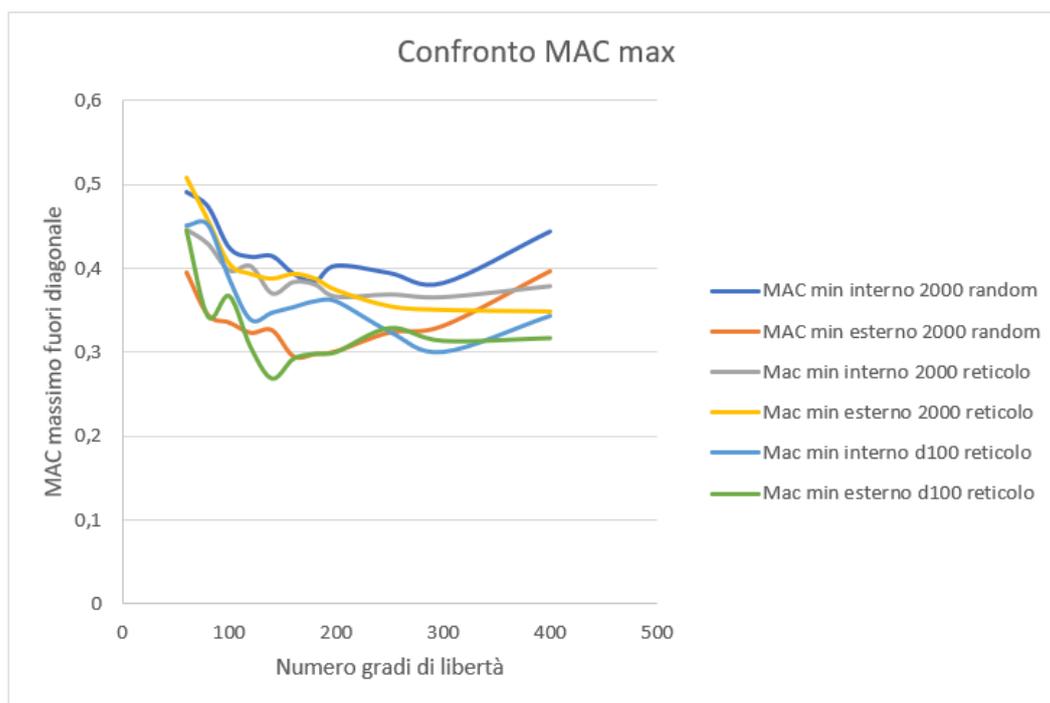


Figura 8.11: Confronto MAC massimo per differenti gruppi di gradi di libertà 0-100 Hz

Dai risultati si nota come, nonostante sia diminuito il numero di punti candidato, non sia diminuita la qualità dei risultati, che addirittura è aumentata. Il risultato migliore si ha per la paratia esterna con circa 150 sensori utilizzando il reticolo di punti candidati "d100 reticolo".

8.3.4 0-100 Hz reticolo nei gradi di libertà iniziali

Lasciando la totale libertà a Simcenter 3D di ottimizzare la posizione dei sensori, l'algoritmo sceglie delle posizioni che anche se questa volta sono distanziate, creano dei raggruppamenti. Al fine dei calcoli e dell'apprezzamento delle forme modali ciò migliora sicuramente i risultati ma volendo anche rappresentare le deformate, è necessario che i sensori siano sparsi più o meno uniformemente per tutta la struttura, altrimenti quest'ultima non sarebbe totalmente rappresentata.

Per questo motivo sono state svolte ulteriori prove a partire dai punti della paratia esterna che vanta il risultato migliore:

1. Reticolo regolare di 200 sensori scelti a priori e non ottimizzabili dal SW: questo è il caso peggiore e risulta $MAC_{m \max}$ fuori diagonale $MAC_{m \max} = 0.751111$ (Figura 8.12).

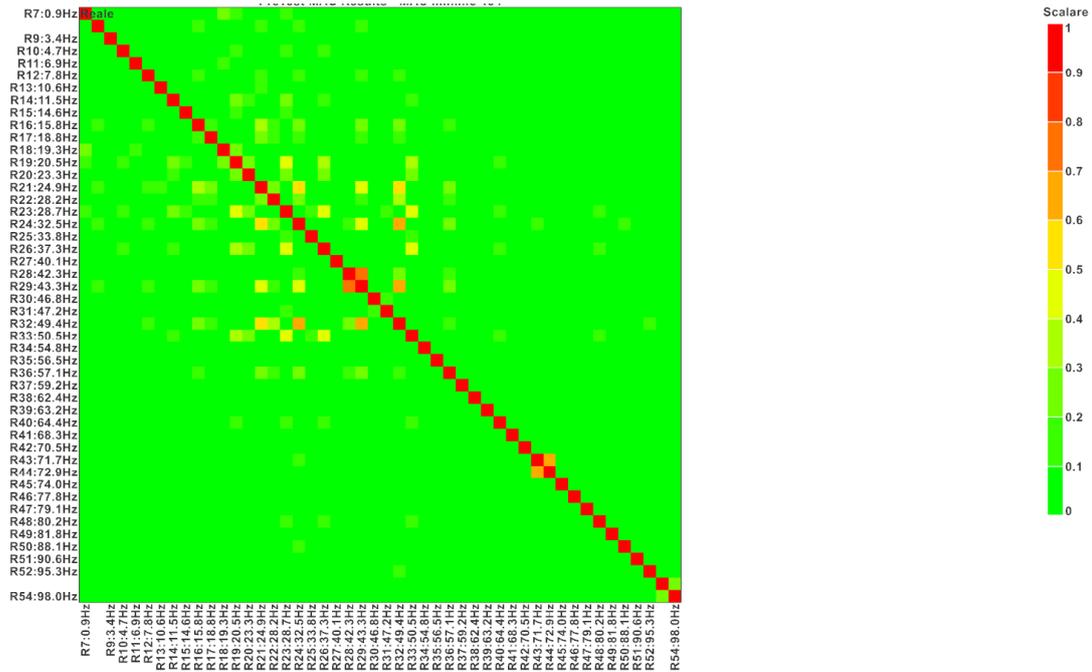


Figura 8.12: Caso 1, rappresentazione matrice di MAC

2. Reticolo regolare di 100 sensori + 100 sensori scelti dal SW: risulta $MAC_{m \max}$ fuori diagonale $MAC_{m \max} = 0.6596$ (Figura 8.13).
3. Reticolo regolare di 150 sensori + 50 sensori scelti dal SW: risulta $MAC_{m \max}$ fuori diagonale $MAC_{m \max} = 0.6151$ (Figura 8.14).
4. Reticolo regolare di 200 sensori + 50 sensori scelti dal SW: risulta $MAC_{m \max}$ fuori diagonale $MAC_{m \max} = 0.6218$ (Figura 8.15).
5. Reticolo regolare di 200 sensori + 200 sensori scelti dal SW: risulta $MAC_{m \max}$ fuori diagonale $MAC_{m \max} = 0.6244$ (Figura 8.16).

Dalle rappresentazioni delle matrici di MAC risulta evidente che la criticità, ovvero dove il valore fuori diagonale è maggiore, risulta nella sovrapposizione dei modi R28, R29 e R43, R44. Per quanto riguarda la prima coppia, essi sono

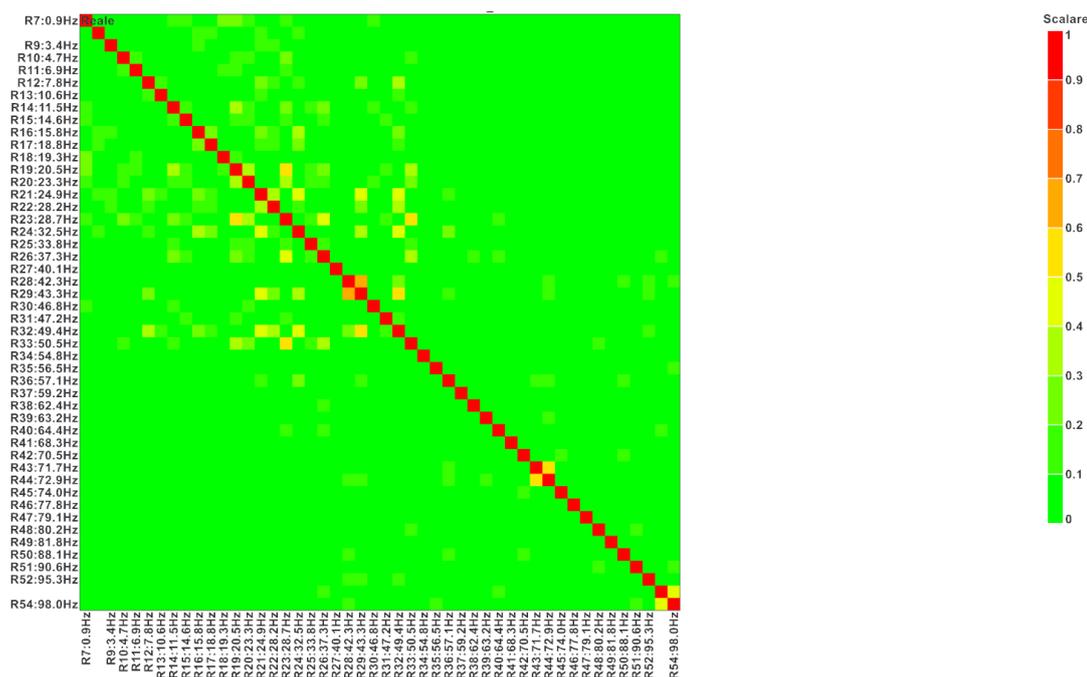


Figura 8.13: Caso 2, rappresentazione matrice di MAC

uguali tranne che sulle due "alette" all'estremità della fiancata dove si presenta un modo locale sul piano della fiancata; tale sovrapposizione è rappresentata in Figura 8.17.

Per la seconda coppia, invece, non c'è una sovrapposizione ma una simmetria (gli ingobbamenti e le valli sono sempre nello stesso punto ma con segno opposto); anche in questo caso differiscono per quanto riguarda il comportamento delle "alette" alle estremità (Figura 8.18).

Al netto dei risultati dei diversi casi, la configurazione con valori fuori diagonali inferiori è quella del caso 3; per questo motivo verrà utilizzata per il posizionamento dei sensori nella prova e per il calcolo della posizione ottimizzata dell'eccitatore.

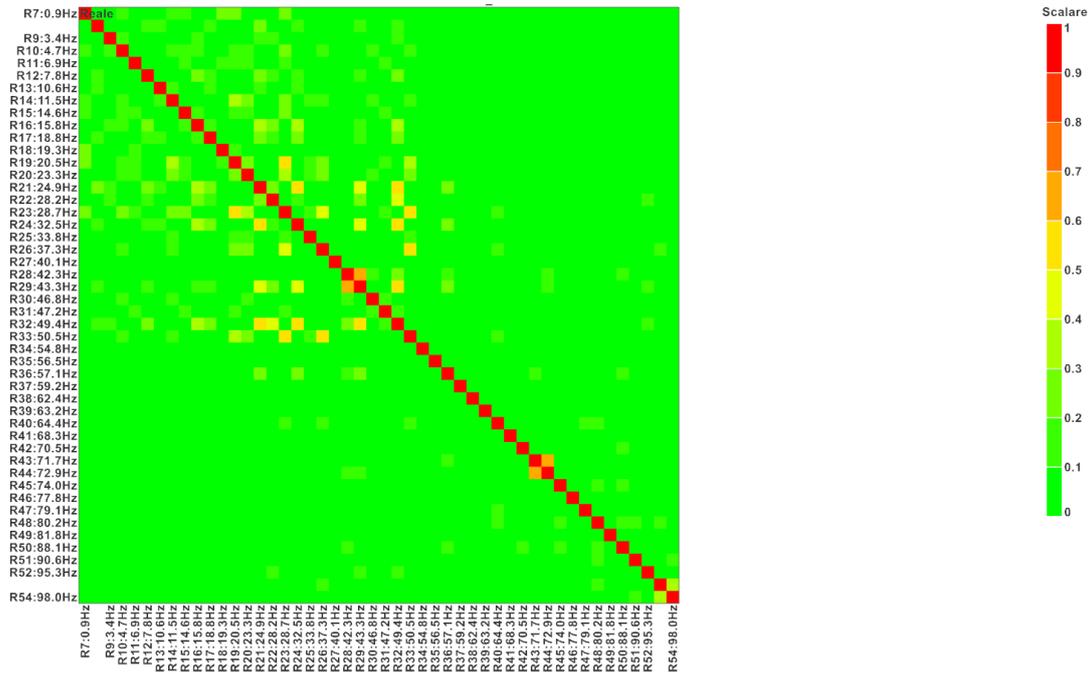


Figura 8.14: Caso 3, rappresentazione matrice di MAC

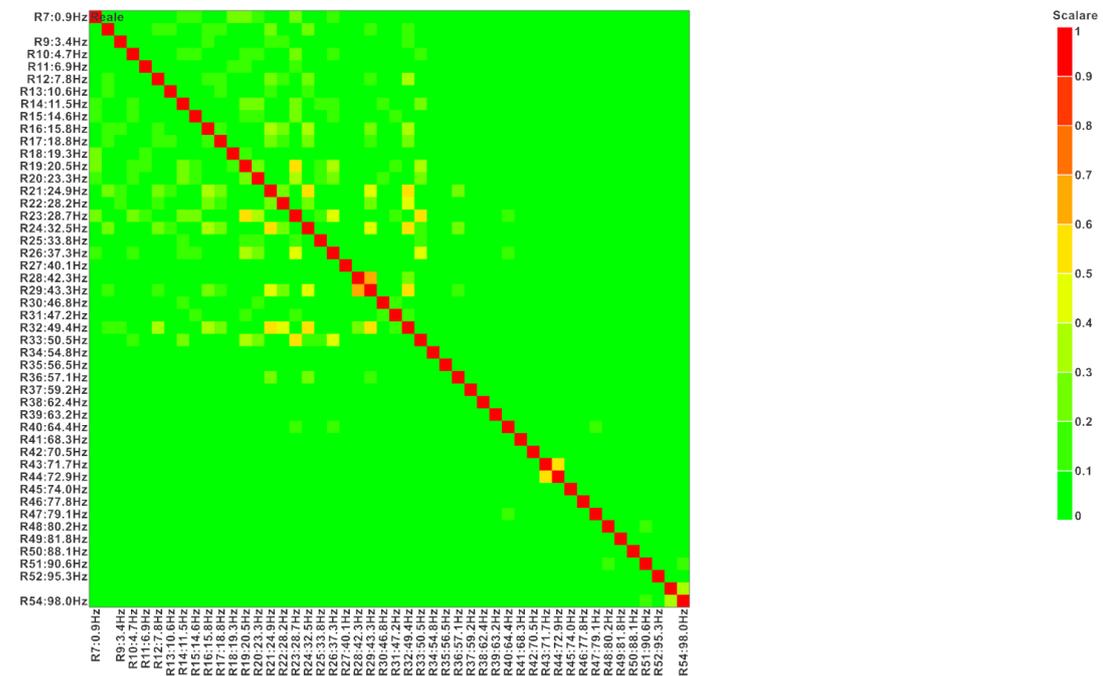


Figura 8.15: Caso 4, rappresentazione matrice di MAC

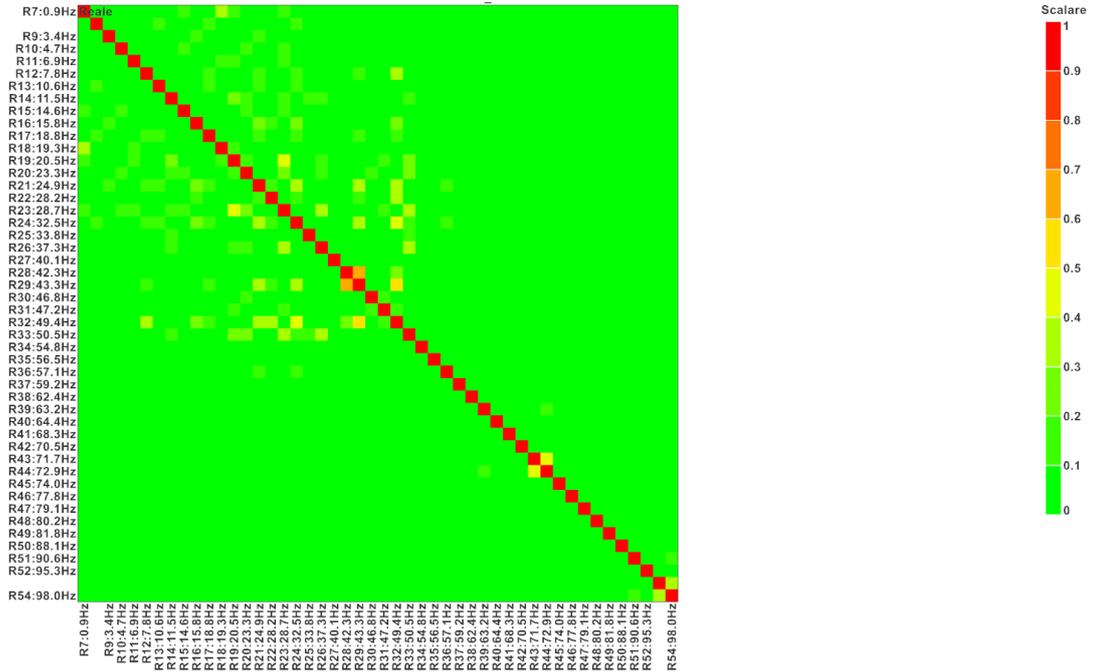


Figura 8.16: Caso 5, rappresentazione matrice di MAC

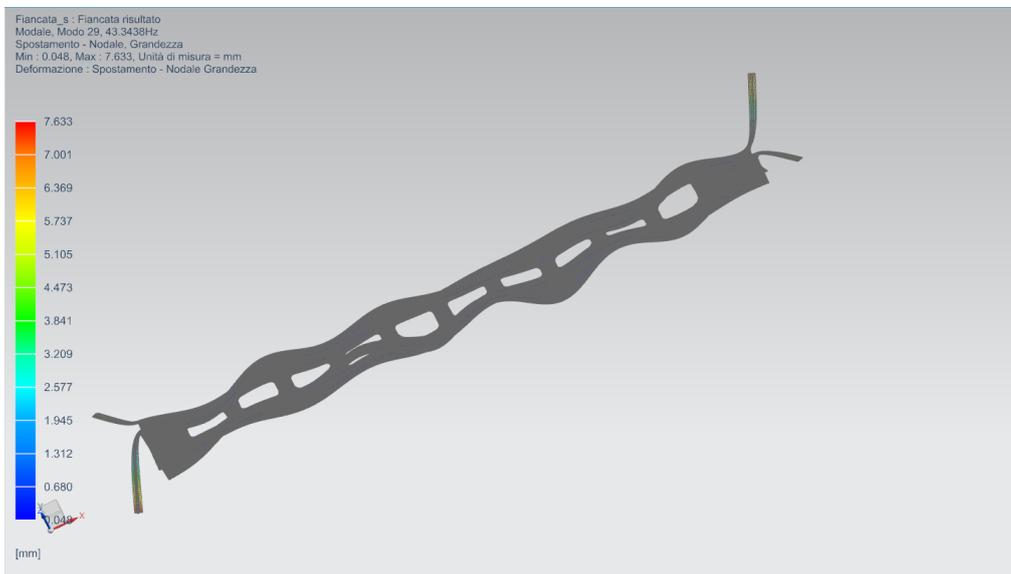


Figura 8.17: Modi R28 e R29 sovrapposti

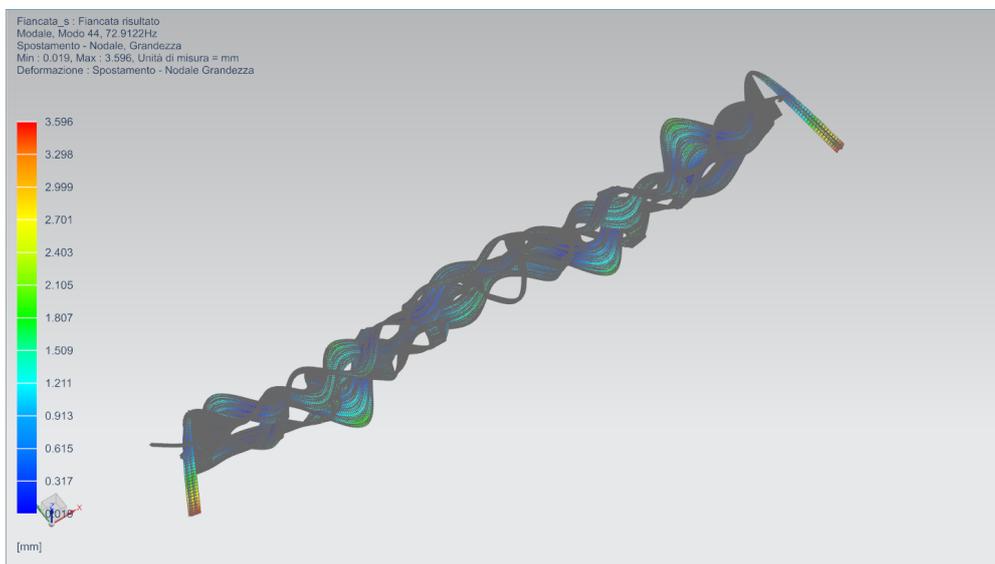


Figura 8.18: *Modi R43 e R44 sovrapposti*

8.3.5 Eccitatore

Per calcolare la migliore posizione dell'eccitatore è necessario conoscere posizione dei sensori; a tale scopo è stata scelta la migliore configurazione (vedere paragrafo precedente).

Con la procedura già illustrata si calcola la posizione dello shaker ottimale che ecciti la totalità dei modi.

In Figura 8.19 è evidenziata in rosso, in modo qualitativo la collocazione dell'eccitatore, mentre in Figura 8.20 sono riportate le informazioni numeriche sui modi eccitati e i parametri discussi nella parte teorica dell'ottimizzazione.

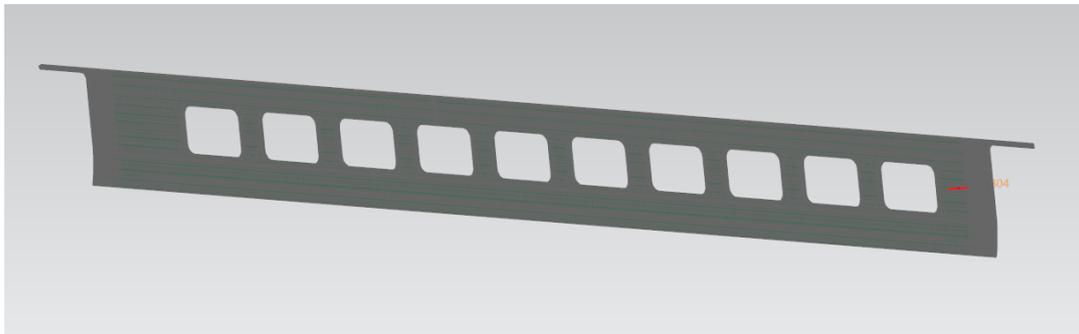


Figura 8.19: *Posizione ottimale shaker*

```

Numero di eccitatori      : 1 (1 elencato)
Eccitatore nr.Nodo      eX    eY    eZ    Numero di modi eccitati    NMIF max    Media ponderata NMIF
1          379804      0.000  1.000  0.000  47                0.495      0.109
Modi eccitati per eccitatore: 1 : 7,8,9,10,11,12,13,14,15,16,17,18,19,20,21,22,23,24,25,26,27,28,29,30,31,32,33,34,35,36,37,38,39
,40,41,42,43,44,45,46,47,48,49,50,51,52,53

```

Figura 8.20: *Informazioni ottimizzazione shaker*

Capitolo 9

Semplificazione e aggiornamento del modello

Uno degli obiettivi di questa tesi era verificare la possibilità di semplificare il modello; anche se questa ipotesi sarà da confrontare con i risultati sperimentali che serviranno a validare tutti i risultati numerici, compresi quelli ottenuti dal modello complesso, una buona indicazione può essere data da un confronto solo numerico, almeno per avere un'idea preliminare della bontà della semplificazione.

In questo capitolo si modificherà il modello FEM completo della fiancata scomponendolo negli estrusi e rimodellando le saldature con connessioni di tipo freeze.

Le connessioni di tipo "freeze" appartengono all'analisi di contatto di Oti-struct; i passi per connettere due componenti sono i seguenti [7]:

- creare elementi di contatto sulle superfici che si vogliono mettere in contatto; tali superfici devono sovrapporsi.
- Specificare quale superficie sia "Master" e "Slave" e i parametri di contatto a seconda della tipologia.

Il tipo di contatto "freeze" in particolare impone uno spostamento nullo nell'interfaccia tra le due superfici. Inoltre le rotazioni sui nodi "slave" sono poste uguali a quelle dei nodi "master". Questo tipo di contatto viene applicato a tutti gli elementi di contatto selezionati.

L'opzione utilizzata nel parametro "Morient", "NORM" indica che la forza è orientata lungo il vettore normale alla superficie "master".

I vantaggi di questa semplificazioni si riassumono nei seguenti punti:

- modellare le saldature in modo rapido senza dover fare attenzione riguardo la corrispondenza dei nodi delle due parti da saldare.

- permettere in un secondo momento di variare la dimensione della mesh senza dover effettuare nuovamente l'operazione di giunzione dei singoli nodi: infatti potrebbe essere sufficiente per un'analisi modale una mesh di dimensioni maggiori.

9.1 Modifica del modello

La fiancata modellata in modo completo deve essere separata negli estrusi per generare in seguito il contratto "freeze".

In Figura 10.1 sono messe a confronto le sezioni degli estrusi nel punto di saldatura evidenziato da cerchi rossi nella vista CAD e FEM rispettivamente a destra e sinistra.



Figura 9.1: *Configurazione saldatura*

La linea di nodi evidenziati dal cerchio rosso rappresentano nel modello completo la giunzione di saldatura; tramite il comando "detach" di Hypermesh è possibile separare le superfici cerchiare in verde dal resto della struttura superiore.

Per utilizzare il contatto "freeze" è necessario che le superfici siano sovrapposte; per questo motivo si è realizzata una situazione simile a quella reale evidenziata dai cerchi gialli sulla versione CAD della struttura.

Le superfici cerchiare in verde sono state duplicate e tramite "equivalence", sono state legate ai nodi cerchiati in rosso.

In questo modo si sono ottenuti gli estrusi, superiore e inferiore, ognuno legato a due superfici (paratia esterna ed interna) che si sovrappongono a quelle identiche dell'altro estruso. Il contatto sarà quindi applicato a tali superfici sovrapposte.

In questo modo lo spessore delle zone evidenziate in verde è raddoppiato modificando la rigidità della struttura. Per ovviare a questo problema è stato dimezzato lo spessore delle superfici in questione modificando le proprietà.

Tramite il comando "contactsurf" sono state scelte le quattro superfici sovrapposte a due a due come superfici di contatto facendo in modo che le normali alle superfici da mettere in contatto fossero di segno opposto.

I parametri inseriti nella creazione del contatto sono illustrati in Figura 10.2 intendendo con mid-master l'estruso inferiore e mid-slave quello superiore:

Solver Keyword	CONTACT*
Name	mid
ID	2
Color	
Include	[Master Model]
Card Image	CONTACT
User Comments	Hide In Menu/Export
<input checked="" type="checkbox"/> Property Option	Property Type
TYPE	FREEZE
SSID	(4) mid_slave
MSID	(3) mid_master
MORIENT	NORM
SRCHDIS	
<input checked="" type="checkbox"/> Adjust Option	String Value
ADJUST	
CLEARANCE	
DISCRET	
TRACK	

Figura 9.2: Parametri generazione contatto "freeze"

Una volta ultimate le modifiche è stata eseguita un'analisi modale con Optistruct per ottenere un file Output2 di risultati da confrontare con quello del modello originale.

9.2 Correlazione dei risultati

Come per la procedura di aggiornamento del modello, sono stati importati in Simcenter 3D i file di risultati di riferimento (modello originale) e quelli di lavoro (modello modificato).

Nella sezione "correlazione" è stata creata una "nuova correlazione" in cui si escludono come nei casi precedenti i modi di corpo rigido e si impostano le soluzioni da confrontare.

Si calcola quindi la matrice di MAC (Figura 10.3)

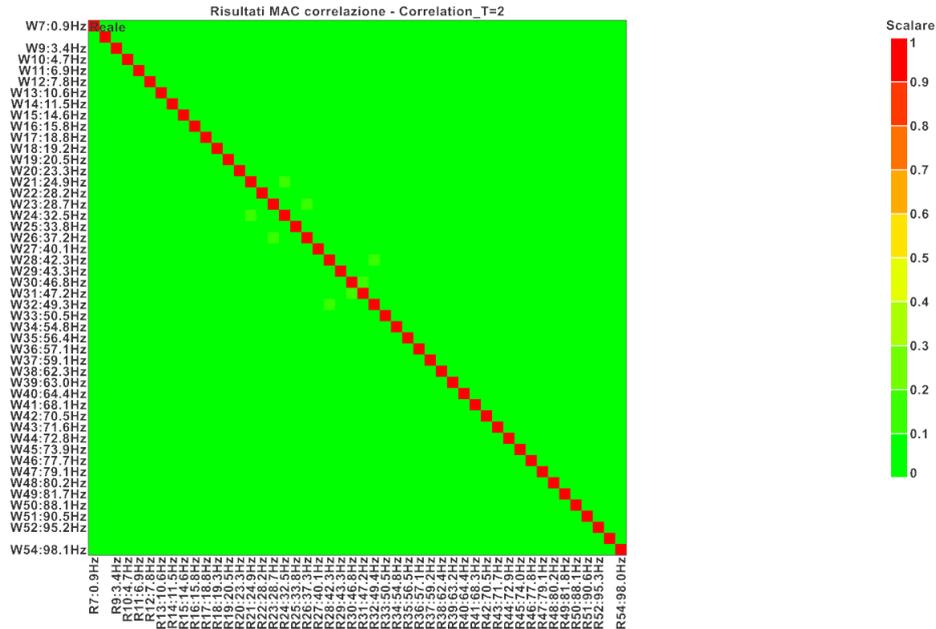


Figura 9.3: Matrice di MAC correlazione"

e si riportano i dati numerici generati dal confronto in Tabella 9.1.

MAC minimo diagonale	Errore percentuale massimo frequenze naturali
0.9970	0.2386

Tabella 9.1: Risultato correlazione

9.3 Aggiornamento modello

In questo paragrafo verranno espote alcune ipotesi sull'aggiornamento del modello senza però effettuare alcun calcolo in quanto questa operazione va fatta solo una volta che si sia riscontrata una differenza tra i risultati del modello numerico e quelli del test sperimentale che non è stato ancora svolto.

La fase di aggiornamento del modello è molto delicata: infatti non è possibile variare i parametri del materiale o della geometria solo per raggiungere l'esatta sovrapposizione dei risultati: questo significherebbe creare un modello

fisicamente errato e quindi non potrebbe essere adottato come riferimento per i modelli futuri; sarebbe solamente una corrispondenza matematica senza un vero significato. Diventa quindi importante aggiornare i parametri in modo ragionato e motivato; per questo motivo di seguito sono illustrate due possibili strade (riferimento alla Figura 10.1):

- Una parte del modello che può essere modificata dall'aggiornamento sono anche in questo caso le saldature: non essendo continue con il resto del materiale potrebbero essere più o meno rigide; inoltre essendovi un apporto di materiale anche lo spessore potrebbe variare giustificando dei parametri del materiale o di spessore che non sono esattamente quelli aspettati. Si potrebbe quindi ipotizzare di ottimizzare le caratteristiche del materiale e lo spessore delle superfici cerchiato in verde associandole ad un componente "saldatura"; hanno infatti dimensioni molto inferiori rispetto al resto della fiancata e in generale della cassa fornendo una buona approssimazione della zona interessata dalla saldatura.
- Tramite il calcolo del COMAC si possono individuare porzioni di struttura in cui non vi è corrispondenza dei risultati: a questo punto bisognerebbe valutare se nella modellazione ci siano imprecisioni, ad esempio commesse nel passaggio dalla geometria tri-dimensionale a quella bi-dimensionale. In base alle considerazioni locali, è possibile modificare il modello manualmente oppure creando delle proprietà locali è possibile ottimizzarne i parametri mediante SW sempre giustificando i risultati con un'interpretazione fisica.

Capitolo 10

Strumentazione

Come ultimo aspetto da valutare per la pianificazione del test modale, deve essere considerata la strumentazione da impiegare. Fondamentalmente sono necessari i sensori, un eccitatore e la parte di hardware che li controlla.

In questo capitolo saranno descritti nelle loro caratteristiche principali e nel funzionamento gli shaker oleodinamici e il vibrometro laser a scansione in previsione del loro utilizzo nella prova.

10.1 Attuatore oleodinamico

Le grandi dimensioni della fiancata e le masse in gioco non permettono di utilizzare uno shaker elettromagnetico in quanto non sarebbe in grado di generare le forze necessarie. Per questo motivo si è optato per un attuatore oleodinamico. Il principio di funzionamento è descritto di seguito [8].

La forza è generata da un pistone mosso da olio in pressione; il sistema è quindi costituito dalle seguenti parti:

- Cilindro idraulico.
- Serbatoio e pompa per mantenimento dell'olio in pressione,
- Sistema di elettrovalvole.
- Unità di controllo delle elettrovalvole.

Le elettrovalvole comandano l'entrata dell'olio nel cilindro secondo le istruzioni dell'unità di controllo. La differenza di pressione che si genera tra le due camere del cilindro produce una forza sul pistone che lo fa muovere. Alternando l'apertura delle due luci del cilindro (fori da cui entra ed esce l'olio) si

ottiene un moto alternato del pistone che può essere utilizzato per far vibrare la struttura.

Anche se si possono generare grandi forze aumentando il diametro del pistone, non si può dire lo stesso degli spostamenti: infatti la portata di olio è limitata per via delle caratteristiche del fluido (viscosità), sia per le perdite di fluido nel circuito idraulico e rischia di peggiorare le caratteristiche dinamiche del sistema.

Altri limiti sono posti dalla dinamica delle elettrovalvole e del pistone stesso che presentano inerzie: l'utilizzo di questa strumentazione non è quindi indicata per alte frequenze ma risulta ideale per il test oggetto di questa tesi: l'intervallo di frequenze di interesse è 0-100 Hz.

In Figura 10.1 è rappresentato lo schema di collegamento dell'attuatore oleodinamico.

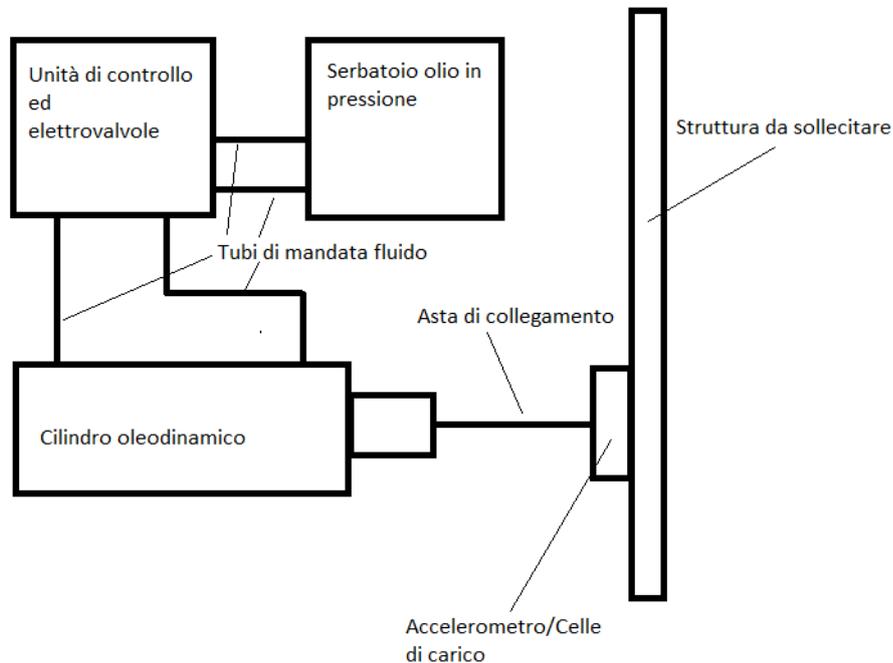


Figura 10.1: Schema di collegamento attuatore

10.2 Vibrometro laser a scansione

Per questa prova si vuole utilizzare un vibrometro laser al posto dei normali accelerometri da posizionare sulla struttura, che hanno lo svantaggio di dover essere cablati elettricamente con una aggiunta di massa alla struttura (in questo caso potrebbe essere anche trascurabile), ma soprattutto sarebbe impossibile utilizzare un numero così elevato di sensori come quello definito durante l'ottimizzazione.

Lo strumento a disposizione del Politecnico di Torino con il quale sarà effettuata la misurazione è il PSV 500 di Polytec.

Prima di esporre il funzionamento e le caratteristiche tecniche di questo particolare vibrometro è utile discutere i principi di funzionamento di un vibrometro laser ad effetto doppler per comprenderne i vantaggi e le problematiche.

10.2.1 Principio di funzionamento

Il vibrometro in oggetto funziona mediante le interferenze delle onde della radiazione laser generate dall'effetto doppler; teoria e immagini di questo sottoparagrafo: [9]. L'interferometria si basa sulla sovrapposizione delle onde che possono essere costruttive o distruttive a seconda se sono in fase o in opposizione di fase. Nel caso dell'ottica questo fenomeno è visualizzabile con delle frange chiare (costruttive) e frange scure (distruttive). Per avere un'idea del funzionamento di un interferometro laser si consideri quello di Mach-Zehnder schematizzato in Figura 10.2

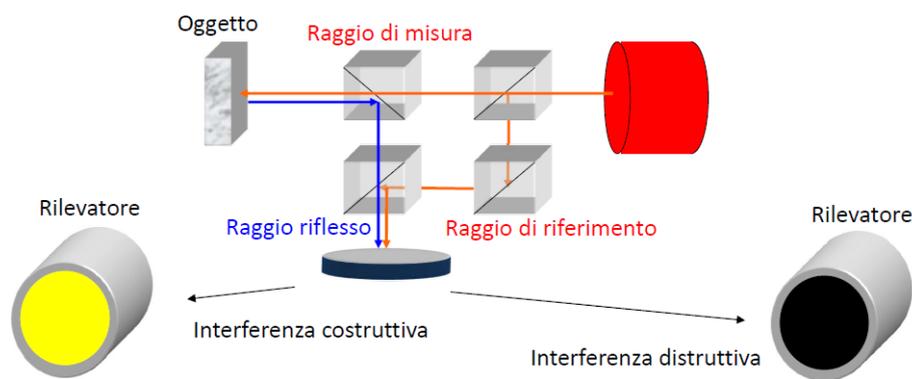


Figura 10.2: *Interferometro Mach-Zehnder*

Quando l'oggetto da misurare è in movimento si ottiene una modulazione di intensità sul rilevatore: infatti il sistema di specchi permette di inviare sul

rilevatore sia il raggio di riferimento, sia quello riflesso che vengono quindi sommati.

A seconda di come vengono interpretati i dati di interferenza, possono essere rilevati sia lo spostamento, sia la velocità:

- Spostamento: legato alla fase del segnale doppler, viene utilizzato il numero di frange chiare/scure sul rilevatore per calcolarne il valore secondo la relazione:

$$\Delta s = \frac{\lambda}{2} N$$

Con Δs lo spostamento, λ la lunghezza d'onda e N il numero di frange.

- Velocità: data la frequenza della luce laser, è possibile calcolare la variazione di essa dovuta all'effetto Doppler: infatti la velocità dell'oggetto è legata alla variazione di frequenza; $1 \text{ m/s} = 3,16 \text{ MHz}$. La frequenza della modulazione in intensità sul rilevatore è esattamente la frequenza Doppler.

$$\Delta f = \frac{2v}{\lambda} \cos(\theta)$$

Con Δf lo spostamento doppler, v la velocità di vibrazione, λ la lunghezza d'onda e θ l'angolo tra la velocità e la direzione del laser.

Essendo la variazione di frequenza dipendente dal valore assoluto della velocità, non è possibile sapere da che parte la struttura si deforma; per questo motivo si inserisce la "cella di Bragg" che sposta la frequenza del raggio di riferimento di 40 MHz, che corrisponde ad un valore maggiore del massimo spostamento Doppler.

Nonostante le eccellenti capacità di misura di questo strumento, ci sono delle possibili problematiche che devono essere risolte.

Essendo il vibrometro basato su alcune proprietà ottiche, è importantissimo l'effetto che deriva dal tipo di superficie su cui si riflette la luce: superfici ruvide nell'ordine della lunghezza d'onda riflettono la luce su una vasta area angolare. Se una luce coerente viene messa a fuoco su una superficie ruvida si ottengono gli "speckle pattern" dove si ha una distribuzione casuale di punti scuri e luminosi: infatti come si vede in Figura 10.3 in un punto l'intensità risultante è data dalla somma coerente delle ampiezze complesse associate a ciascuna onda. Non essendo i bersagli perfettamente fermi, le macchie chiare e scure si manifestano come un rumore. Per ovviare a questo problema lo stru-

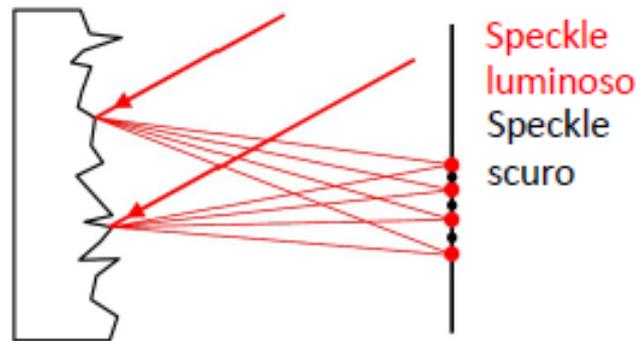


Figura 10.3: *Speckle pattern*

mento sposta il raggio laser ad ogni media: questa funzione è detta "Speckle Tracking".

Nel caso la superficie sia per materiale o per colore poco riflettente e non permetta di avere un ritorno di luce sufficiente, è possibile utilizzare vernice o nastro riflettente da applicarvi sopra.

In seguito ad uno "speckle" possono portare a delle cadute di segnale dei vibrometri ("dropout") che si manifestano con un picco di segnale di vibrazione nel tempo (Velocità-Tempo). La causa sono i punti scuri che non permettono un adeguato ritorno di segnale.

Per evitare questo problema bisogna:

- Ottimizzare la messa a fuoco.
- Aumentare la riflettività delle superfici quando non sia sufficiente.
- Scegliere un'ottica adeguata alla distanza di lavoro.
- Attivare lo "Speckle tracking".
- Utilizzare le medie di campionamenti.

10.2.2 Utilizzo PSV 500

La realizzazione delle misure può essere suddivisa in diverse in diverse fasi che sono descritte di seguito:

1. Predisposizione della prova: Si posiziona il sensore laser al centro dalla della struttura da scansionare facendo in modo che per arrivare alle estremità non si ecceda l'apertura angolare di 25 e 20 gradi rispettivamente

orizzontali e verticali: infatti viene misurata solamente la componente della velocità parallela al raggio laser. L'errore nel limite degli angoli di misura viene compensato dal SW.

Oltre ai cablaggi elettrici, è consigliato inserire un accelerometro o cella di carico (Figura 10.1) che viene presa come riferimento di fase nel calcolo delle FRF; in alternativa può essere utilizzato il segnale che comanda l'eccitatore generato dall'unità di controllo del vibrometro.

Successivamente, passando alla configurazione SW si mette a fuoco il laser per evitare le problematiche descritte in precedenza e si imposta l'ingrandimento della telecamera.

Se il segnale di ritorno del laser non fosse sufficiente, si aumenta la riflettività delle superfici con nastro o vernice riflettente.

2. Preparazione alla scansione: L'allineamento 2D ha lo scopo di allineare la posizione della struttura nell'immagine video con la posizione del laser sul piano di misura. Deve essere effettuata puntando il laser su ogni piano differente, nei punti in cui si voglia effettuare una misura molto precisa e sui bordi.

A questo punto è possibile definire le posizioni dei punti da misurare: possono essere definite tali posizioni in differenti modi:

- Singolo punto: si punta il laser in un punto definendolo per la successiva definizione.
 - Reticoli di punti: si definisce un reticolo regolare di punti in cui verranno effettuate le misure.
 - Importazione della geometria: Importando la geometria CAD che viene sovrapposta con quella della struttura, è possibile utilizzare l'identificazione dei nodi come punti di misura. Questo metodo permette anche di realizzare la prova in differenti acquisizioni quando ad esempio la struttura è troppo grande o deve essere cambiata l'inquadratura.
3. Impostazioni della misura: Permette di impostare una serie di parametri necessari alla misura:
 - Tipologia di misura, nel dominio del tempo o della frequenza.
 - Gestione dei canali accessori come ad esempio il segnale di riferimento della fase.

- L'inserimento di filtri utili solo in caso del dominio del tempo per ridurre il rumore in caso di alte frequenze di campionamento.
 - Impostazione dell'intervallo di frequenze, della risoluzione e della frequenza di campionamento.
 - Tipo di forma della finestra di misura che consiste in una funzione di pesatura che porta il segnale a zero a inizio e fine misura.
 - Generazione del segnale per l'eccitatore che può avere differenti forme e caratteristiche in base alla tipologia della prova.
4. Si effettua la misura vera e propria, prima manualmente su alcuni punti per verificare la correttezza dei parametri; successivamente si avvia la scansione nei punti individuati al passo 2. Per ogni punto saranno effettuate un numero di misure impostate dall'utente su cui viene effettuata la media; una volta finite, il laser si sposta in automatico sul punto successivo.
 5. L'analisi permette di visualizzare l'FRF da cui è possibile estrarre le frequenze naturali, le forme modali corrispondenti e gli smorzamenti.

Infine un'immagine del vibrometro (Figura 10.4).



Figura 10.4: Vibrometro laser a scansione

Capitolo 11

Conclusioni

Lo scopo di questa tesi è quello di pianificare e ottimizzare la procedura per l'esecuzione di un test di identificazione modale su una cassa ferroviaria. Tale prova ha l'obiettivo di validare, aggiornare e semplificare i modelli ad elementi finiti della cassa di un veicolo ferroviario indicando una metodologia per la realizzazione di modelli numerici semplici utilizzabili nelle prime fasi di progettazione per migliorare il comfort di marcia.

Tramite il SW Simcenter 3D è stato possibile pianificare in modo ottimale la posizione delle misurazioni di spostamenti (puntamento del vibrometro laser) e della posizione dell'eccitatore, che genera le vibrazioni sulla struttura.

Con riferimento ai risultati ottenuti nel capitolo 8, la configurazione dei sensori ottimale è stata individuata nei 200 punti di acquisizione, di cui 150 definiti da un reticolo regolare e 50 scelti dall'algoritmo di ottimizzazione: infatti risulta il miglior compromesso tra il numero di sensori, gli aspetti pratici di configurazione della prova come ad esempio la collocazione fisica dei punti su cui il laser scanner dovrà effettuare le misurazioni e la capacità di individuare nel modo migliore tutte le frequenze naturali e forme modali.

A partire dalla configurazione dei sensori, è stato possibile individuare una sola posizione in grado di eccitare tutti i modi nell'intervallo 0-100 Hz con l'evidente vantaggio di non doversi preoccupare della messa in fase e gestione di due o più sistemi di eccitazione.

Tutti i parametri e le configurazioni ottimizzate risultano in linea con le caratteristiche della strumentazione adibita alla prova che sarà svolta in seguito. In particolare verrà impiegato il vibrometro PSV 500 di Polytec in dotazione al Politecnico di Torino in grado di gestire l'alto numero di punti di misura derivanti dall'ottimizzazione, in associazione con un attuatore oleodinamico capace di mettere in vibrazione una struttura di grandi dimensioni e con elevate masse in gioco. L'intervallo di frequenze di interesse infatti, non eccede le frequenze per cui tale strumento riscontra delle criticità.

Il capitolo 9 fornisce una risposta concreta alla possibilità di semplificazione del modello ad elementi finiti definendo un'ipotesi percorribile per la semplificazione delle saldature mediante connessioni "freeze": si ricordi infatti che l'obiettivo finale del progetto, oltre a validare i modelli, punta ad ottenerne delle versioni semplificate da realizzare nella prima fase di progettazione di un veicolo ferroviario allo scopo di intervenire rapidamente sugli aspetti legati al comfort di marcia. I risultati ottenuti sono fortemente positivi in quanto permettono di realizzare le giunzioni tra i pannelli estrusi mediante connessioni semplici da realizzare e che danno la possibilità di agire sulla mesh della struttura senza interferire con la realizzazione di tali connessioni.

Assieme alle possibili semplificazioni, sono discusse le possibilità di aggiornamento del modello che, nonostante non possano essere ancora verificate per mancanza dei dati del test, sono una base di partenza qualora non si verifichi una corrispondenza tra i risultati del test e quelli numerici.

Infine si può affermare che tutto ciò che è stato discusso sin ora, è stato reso possibile grazie alla verifica della possibilità di integrazione tra i software coinvolti in questo progetto, preparando quindi il terreno all'identificazione modale vera e propria sulla struttura.

Bibliografia

- [1] <http://www.treccani.it/enciclopedia/veicoli-ferroviari>
- [2] Maksym Spiryagin, Colin Cole, Yan Quan Sun, Mitchell McClanachan, Valentyn Spiryagin, Tim McSweeney, *Design and Simulation of Rail Vehicles*, 2017.
- [3] M. Di Sciuva, Appunti del corso di *Dinamica delle strutture aerospaziali*, 2018/2019.
- [4] D. J. Ewins, *Modal Testing: Theory and Practice*, 1995.
- [5] G. Genta, , *Vibration Dynamics and Control*, Springer editore, 2009.
- [6] Manuale utente, Simcenter 3D, Siemens, 2020
- [7] Altair, *Practical Aspects of Finite Element Simulation*, 3rd Edition Released 05/2015.
- [8] <http://www.unife.it/ing/lm.meccanica/insegnamenti/simulazioni-e-test-vibrazionali-per-lo-sviluppo-prodotto/materiale-didattico/B-linee-guida-sperimentazione>.
- [9] BPS srl, *Presentazione corso utilizzo vibrometro laser PSV 500*, 2020.

Appendice

```
1 close all; clear all;

   %importazione da file excel
M= xlsread('Nodi_esterni.xlsx','Nodi_esterni','A1:D91561');

6  %pulitura matrice M
a=int32(length(M)./4)+1;
A=zeros(a,4);
j=0;
for i=1:4:length(M)
11     j=j+1;
        A(j,:)=M(i,:);
end
%generazione mesh di n nodi random
n=2000;
16 nodi_random=zeros(n,4);
k=0;
dist_min=100;
annulla=0;
while k<n
21     r=int32(length(A)*rand(1));
        h=0;
        while h<k && annulla==0
            h=h+1;
            dist=sqrt((nodi_random(h,2)-A(r,2))^2+
26             +(nodi_random(h,4)-A(r,4))^2);
            if dist<dist_min
                annulla=1;
            end
        end
    end
```

```

31     end
        if annulla==0
            k=k+1;
            nodi_random(k,:)=A(r,:);
        end
36     annulla=0;
end
plot(nodi_random(:,2),nodi_random(:,4),'*')

%generazione mesh di nodi equispaziati con distanza dist_min variabile
41 %dall'utente
dist_min=700;
x_min=min(A(:,2));
x_max=max(A(:,2));
z_min=min(A(:,4));
46 z_max=max(A(:,4));
n_x=abs(x_max-x_min)/dist_min+1;
n_z=abs(z_max-z_min)/dist_min+1;
x=linspace(x_min,x_max,n_x);
z=linspace(z_min,z_max,n_z);
51 k=0;
for i=1:length(x)
    for j=1:length(z)
        k=k+1;
        reticolo([1 2],k)=[x(i) z(j)];
56     end
end
reticolo=reticolo';
%nodi_reticolo=zeros(length(reticolo),4);
k=1;
61 for i=1:length(reticolo)
    if flag==1
        k=k+1;
    end
    flag=0;
66     dist=sqrt((reticolo(i,1)-A(1,2))^2+(reticolo(i,2)-A(1,4))^2);
        dist_min=dist;
        for j=1:length(A)
            dist=sqrt((reticolo(i,1)-A(j,2))^2+(reticolo(i,2)-A(j,4))^2);
            if dist<dist_min %% dist<50
71                 dist_min=dist;
                    nodi_reticolo(k,[1:4])=A(j,[1:4]);
                    flag=1;

```

```
        end
    end
76 end
figure
plot(nodi_reticolo(:,2),nodi_reticolo(:,4),'*');
```
