

POLITECNICO DI MILANO

Facoltà di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea in
Ingegneria Meccanica



Metodi matematici di identificazione di guasti in macchine rotanti

Relatore: Prof. Andrea Vania

Tesi di Laurea di:

Daniele Penati

Matr. 749200

Anno Accademico 2010 – 2011

RINGRAZIAMENTI

Sentiti ringraziamenti vanno al Prof. Andrea Vania, inesauribile fonte di consigli e suggerimenti, utili non solo allo svolgimento di questo lavoro ma anche alla formazione personale.

Ringrazio il Politecnico di Milano in generale per avermi guidato al meglio nella formazione professionale in questi cinque anni.

Ringrazio anche i miei genitori i quali hanno supportato economicamente, e non solo, i miei studi.

Indice Generale

Sommario	VII
Abstract	VIII
Introduzione	1
1 Comportamento dinamico di macchine rotanti: modelli di simulazione	6
1.1 Modello del treno di alberi	6
1.2 Modello dei cuscinetti portanti	7
1.3 Struttura di fondazione	9
1.4 Modellazione dei guasti	15
1.5 Eccitazioni equivalenti	17
2 Analisi con modelli di simulazione	23
2.1 Utilizzo del metodo dei minimi quadrati nel dominio delle frequenze	23
2.1.1 Residuo dimensionale	28
2.1.2 Residuo adimensionale	29
2.1.3 Fattore di coerenza	29
2.2 Ricerca dei minimi relativi nella funzione obiettivo	30
2.2.1 Guasti singoli o multipli; mappa del residuo monodimensionale o multidimensionale	30
2.3 Interpretazione dei risultati	33
2.3.1 Assegnazione della funzione di pesatura ai risultati	34
3 Caso di studio	36
3.1 Configurazione della macchina	36
3.2 Grandezze misurate	39
3.2.1 Vibrazioni sperimentali in presenza di guasto	39

3.2.2	Vibrazioni sperimentali in assenza di guasto	52
3.3	Modello matematico	55
3.4	Identificazione dei guasti ed analisi dei risultati.....	59
3.5	Analisi dei risultati pesati	83
3.6	Analisi modale	94
3.6.1	Contributo dei singoli modi di vibrare alla risposta complessiva del sistema.....	97
3.6.2	Contributo dei singoli sbilanciamenti alla risposta complessiva del sistema.....	100
4	Conclusioni e sviluppi futuri	106
	Simbologia.....	108
	Bibliografia	111

Elenco delle Figure

1.1	Gradi di libertà di interesse nella modellizzazione del treno di alberi	7
1.2	Modello ad elementi finiti di un turbogruppo	7
1.3	Forme dei principali cuscinetti a strisciamento lubrificati	8
1.4	Modello semplificato dell'intera struttura	10
1.5	Ingobbamento dell'albero modellizzato tramite momenti flettenti rotanti equivalenti	18
1.6	Disallineamento angolare e radiale nell'accoppiamento delle flange	19
2.1	Direzioni di misura dell'orbita percorsa dal rotore	28
2.2	Esempio di mappa dei residui monodimensionale	31
2.3	Esempio di mappa dei residui bidimensionale (guasti diversi)	32
2.4	Esempio di mappa dei residui bidimensionale (guasti uguali)	33
3.1	Alternatore	36
3.2	Configurazione del treno di alberi e dei supporti	37
3.3	Andamento delle vibrazioni 1X misurate sul cuscinetto #5 in direzioni X e Y in data 17/06/2010	40
3.4	Andamento delle vibrazioni 1X misurate sul cuscinetto #6 in direzioni X e Y in data 17/06/2010	41
3.5	Andamento delle vibrazioni 1X misurate sul cuscinetto #5 in direzioni X e Y in data 05/10/2010	44
3.6	Andamento delle vibrazioni 1X misurate sul cuscinetto #6 in direzioni X e Y in data 05/10/2010	45
3.7	Andamento delle vibrazioni 1X misurate sul cuscinetto #4 in direzioni X e Y in data 05/10/2010	46
3.8	Orbite filtrate 1X delle vibrazioni relative rilevate a 1056 rpm in corrispondenza dei cuscinetti #5 e #6	50
3.9	Orbite filtrate 1X delle vibrazioni relative rilevate a 1335 rpm in corrispondenza dei cuscinetti #5 e #6	50
3.10	Orbite filtrate 1X delle vibrazioni relative, assolute e totali rilevate a 1056 rpm in corrispondenza del cuscinetto #4	51
3.11	Orbite filtrate 1X delle vibrazioni relative, assolute e totali rilevate a 1335 rpm in corrispondenza del cuscinetto #4	51
3.12	Orbite filtrate 1X delle vibrazioni relative, assolute e totali rilevate a 2250 rpm in corrispondenza del cuscinetto #4	51
3.13	Orbite filtrate 1X delle vibrazioni relative, assolute e totali rilevate in esercizio in corrispondenza del cuscinetto #4	51

3.14	Andamento delle vibrazioni 1X misurate sul cuscinetto #5 in direzioni X e Y in data 18/01/2010	53
3.15	Andamento delle vibrazioni 1X misurate sul cuscinetto #6 in direzioni X e Y in data 18/01/2010	53
3.16	Orbite filtrate 1X delle vibrazioni relative rilevate a 2654 rpm in corrispondenza dei cuscinetti #5 e #6.....	54
3.17	Orbite filtrate 1X delle vibrazioni relative rilevate a 1341 rpm in corrispondenza dei cuscinetti #5 e #6.....	54
3.18	Modello ad elementi finiti del treno di alberi	66
3.19	Primi nove modi propri di vibrare predetti dal modello.....	59
3.20	Posizionamento degli sbilanciamento sul rotore	59
3.21	Mappa del residuo tridimensionale (doppio sbilanciamento)	60
3.22	Mappa del residuo bidimensionale (singolo sbilanciamento)	61
3.23	Andamento del residuo per varie posizioni degli sbilanciamenti.....	62
3.24	Confronto tra vibrazioni sperimentali (rilevate in data 05/10/2010) e predette dal modello nel caso di sbilanciamenti sui nodi 14 e 22 sui cuscinetti #5 e #6 in entrambe le direzioni	63-64
3.27	∴	
3.28	Posizionamento degli sbilanciamento sul rotore	65
3.29	Andamento del residuo per varie posizioni degli sbilanciamenti.....	66
3.30	Confronto tra vibrazioni sperimentali (rilevate in data 05/10/2010) e predette dal modello nel caso di sbilanciamenti sui nodi 13 e 21 sui cuscinetti #5 e #6 in entrambe le direzioni	67-68
3.33	∴	
3.34	Contributo degli sbilanciamenti presenti nella zona delle cappe sul primo e secondo modo di vibrare.....	69
3.35	Posizionamento degli sbilanciamento sul rotore	70
3.36	Confronto tra vibrazioni sperimentali (rilevate in data 05/10/2010) e predette dal modello nel caso di sbilanciamenti sul nodo 16 sui cuscinetti #5 e #6 in entrambe le direzioni	71-72
3.39	∴	
3.40	Rapporto tra le ampiezze della prima deformata dinamica nei nodi 13,17 e 21	73
3.41	Posizionamento degli sbilanciamento sul rotore	74
3.42	Confronto tra vibrazioni sperimentali (rilevate in data 18/01/2010) e predette dal modello nel caso di sbilanciamenti sui nodi 21 e 23 sui cuscinetti #5 e #6 in entrambe le direzioni	75-76
3.45	∴	
3.46	Confronto tra vibrazioni sperimentali (rilevate in data 18/01/2010) e predette dal modello nel caso di sbilanciamenti sui nodi 11, 17, 21 e 23 sui cuscinetti #5 e #6 in entrambe le direzioni.....	78-79
3.49	∴	
3.50	Confronto tra vibrazioni sperimentali (rilevate in data 05/10/2010) e predette dal modello nel caso di sbilanciamenti sui nodi 21 e 23 sui cuscinetti #5 e #6 in entrambe le direzioni	81-82
3.53	∴	
3.54	Andamento della funzione di pesatura lungo l'alternatore.....	83
3.55	Mappa del residuo tridimensionale dopo l'applicazione dei pesi	84

3.56	Fattore di coerenza dopo l'applicazione della funzione peso.....	85
3.57	Paragone tra l'andamento del residuo pesato e non quando lo sbilanciamento A è fisso sul nodo 13 e B varia lungo l'alternatore.....	86
3.58	Paragone tra l'andamento del residuo pesato e non quando lo sbilanciamento A è fisso sul nodo 17 e B varia lungo l'alternatore.....	86
3.59	Paragone tra l'andamento del residuo pesato e non quando lo sbilanciamento A è fisso sul nodo 21 e B varia lungo l'alternatore.....	87
3.60	Andamento di modulo e fase di entrambi gli sbilanciamenti nel caso in cui A è fisso sul nodo 13 e B si muove lungo l'alternatore.....	88
3.61	Andamento di modulo e fase di entrambi gli sbilanciamenti nel caso in cui A è fisso sul nodo 17 e B si muove lungo l'alternatore.....	89
3.62	Andamento di modulo e fase di entrambi gli sbilanciamenti nel caso in cui A è fisso sul nodo 21 e B si muove lungo l'alternatore.....	90
3.63	Contributo dei singoli sbilanciamenti A e B alla vibrazione 1X totale sui	
∴	cuscinetti #5 e #6 in entrambe le direzioni, quando lo sbilanciamento A	
3.66	si trova sul nodo 13 e B sul nodo 21	91-93
3.67	Confronto tra vibrazioni sperimentali, predette tramite modello ad	
∴	elementi finiti e ricostruite attraverso l'analisi modale; dati relativi ai	
3.70	cuscinetti #5 e #6 in data 05/10/2010	95-96
3.71	Contributo del primo, secondo e settimo modo alla vibrazione totale	
∴	misurata sui cuscinetti #5 e #6 in entrambe le direzioni; dati sperimentali	
3.74	relativi alla data 05/10/2010.....	97-99
3.75	Orbite filtrate 1X delle vibrazioni relative, rilevate a 2612 rpm sui	
	cuscinetti #5 e #6 in data 05/10/2010.....	100
3.76	Orbite filtrate 1X delle vibrazioni relative, rilevate a 2654 rpm sui	
	cuscinetti #5 e #6 in data 18/01/2010.....	100
3.77	Contributo del primo, secondo e settimo modo alla vibrazione totale sul	
∴	cuscinetto #6 causata dal singolo sbilanciamento UA sul nodo 13 o UB	
3.80	sul nodo 21; dati sperimentali rilevati in data 05/10/2010.....	101-103
3.81	Ricostruzione modale delle vibrazioni 1X in direzione X e Y al nodo 17	
	dell'alternatore.....	104

Elenco delle Tabelle

3.1	Nome e tipo dei sensori di vibrazione e direzione di misura rispetto all'asse verticale	38
3.2	Vibrazioni 1X relative albero-supporto e assolute dei supporti rilevati alla velocità di 230 rpm, in data 17/06/2010	42
3.3	Vibrazioni 1X relative albero-supporto e assolute dei supporti rilevati alla velocità di 1056 rpm, in data 17/06/2010	43
3.4	Vibrazioni 1X relative albero-supporto e assolute dei supporti rilevati alla velocità di 1335 rpm, in data 17/06/2010	43
3.5	Vibrazioni 1X relative albero-supporto e assolute dei supporti rilevati in condizioni full speed no load (FSNL), in data 18/06/2010	47
3.6	Vibrazioni 1X relative albero-supporto e assolute dei supporti rilevati alla velocità di 3000 rpm, con carico parziale in data 18/06/2010	48
3.7	Vibrazioni 1X relative albero-supporto e assolute dei supporti rilevati alla velocità di 3000 rpm, con carico parziale in data 29/06/2010	49
3.8	Vibrazioni 1X relative albero-supporto e assolute dei supporti rilevati alla velocità di 3000 rpm, con carico parziale in data 18/01/2010	52
3.9	Prima nove velocità critiche flessionali (valutate tramite il modello di simulazione) e corrispondenti fattori di smorzamento	56

Sommario

L'identificazione e la predizione di guasti in macchine rotanti, attraverso modelli matematici di simulazione, sono tecniche trattate dalla letteratura recente nel tentativo di giungere ad un approccio quantitativo per localizzare e valutare la severità di malfunzionamenti su macchine di questo tipo.

I modelli di simulazione sviluppati per turbogruppi, di interesse nella tesi, possono essere studiati nel dominio del tempo o delle frequenze.

Tra gli approcci più recenti e funzionali ci sono tecniche atte all'identificazione di guasti basate sulla minimizzazione del residuo nel dominio delle frequenze.

Tali tecniche vogliono riprodurre il comportamento vibratorio del rotore soggetto ai guasti attraverso un determinato numero di forzanti equivalenti.

Nonostante i buoni riscontri ottenuti con l'applicazione di questo metodo, anche in presenza di alcune approssimazioni, possono presentarsi situazioni in cui i risultati non sono univoci; ciò è avvenuto per il caso di studio presentato di seguito.

Capita quindi che la funzione obiettivo, da minimizzare, mostri più minimi sufficientemente bassi che possono essere associati a diversi set di forzanti equivalenti.

Lo scopo della tesi è, dunque, completare questa tecnica di identificazione di guasti in macchine rotanti, basata sulla minimizzazione del residuo nel dominio delle frequenze, utilizzando un approccio modale.

Verrà mostrato come la conoscenza del contributo di ogni modo di vibrare alla vibrazione attuale del rotore possa apportare indicazioni fondamentali per giungere all'identificazione univoca del guasto.

A supporto di ciò la metodologia completa verrà applicata ad un caso reale di studio.

Parole chiave: guasti, vibrazioni, approccio quantitativo, modello matematico, forzanti equivalenti, residuo, algoritmo di minimizzazione, errore quadratico, fattore di coerenza, analisi modale, identificazione.

Abstract

Fault identification and prediction in rotating machines, using model-based techniques, are methods treated in recent literature trying to give a quantitative approach to locate and to evaluate the severity of the malfunctions on that machines.

Models developed for turbogroups, machines of interest in this thesis, can be studied both in time and frequency domain.

Among most recent and functional approaches there are fault identification techniques based on least squares identification in frequency domain.

The aim of these techniques is to reproduce the dynamic behavior of the faulty rotor using a set of equivalent excitations.

Despite of the goodness of the results obtained using this method, even if the mathematical model presents simplifications, there are situations in which more than one result seems reliable; that's what happened in the case of study reported below.

Sometimes, the objective function, to be minimized in the fault identification method, shows multiple sufficiently low values that are associated with different sets of equivalent excitations by means of which the fault can be modeled.

The aim of the thesis is to complete this model-based identification technique on large rotating machines, based on least square identification in frequency domain, using a modal approach.

It will be shown how the knowledge of the contribution of each normal mode of interest, to the vibration predicted at each measurement point, can provide useful information to identify univocally the actual fault present on the rotor.

For supporting this thesis the complete methodology will be applied to a real case.

Keywords: faults, vibrations, quantitative approach, mathematical model, equivalent forces, residual, minimization algorithm, least square error, coherence factor, modal analysis, identification.

Introduzione

Finalità del lavoro

Con questo scritto si vuole presentare un metodo matematico innovativo utile all'identificazione, alla prevenzione e alla risoluzione di guasti in macchine rotanti.

A causa di alcune assunzioni necessarie, spiegate dettagliatamente nel lavoro, la metodologia risulta essere specifica per macchine di grandi dimensioni e con uno sviluppo prevalentemente assiale quali i turbogruppi atti alla produzione di energia elettrica.

Nonostante questa restrizione il problema rimane di grande interesse data la necessità, i costi e la numerosità di questi tipi di impianti.

Al giorno d'oggi è presente una grande bibliografia riguardante l'identificazione di guasti in macchine rotanti, prevalentemente sviluppata negli ultimi 20-30 anni; ciò nonostante tale aspetto non è ancora stato adeguatamente risolto ed i metodi matematici implementati attualmente portano ad indicazioni non del tutto univoche nella risoluzione del problema.

Questo è dovuto all'esistenza di una grande molteplicità di guasti che si possono sviluppare su una macchina rotante; i malfunzionamenti, oltre a poter cambiare nel tempo ed a potersi combinare in diversi modi, possono anche avere sintomatiche molto simili.

Tutto ciò rende difficile la loro identificazione e quasi impossibile la creazione di un database con varie casistiche per correlare sintomi e guasti.

L'obiettivo è reso ancora più difficile dal fatto che, a causa delle tolleranze inevitabilmente correlate alle lavorazioni meccaniche per la produzione del rotore, quest'ultimo presenta già dei difetti distribuiti che vanno a influire sulla dinamica della macchina.

Bisogna quindi distinguere quale parte delle vibrazioni sia dovuta veramente al guasto in via di sviluppo e quale sia dovuta all'inevitabile non perfezione del rotore in partenza.

Per queste ragioni l'intenzione è di completare con un'analisi innovativa le metodologie attualmente esistenti al fine di arrivare all'identificazione univoca dei guasti in modo non solo da correggerli, nel limite del possibile, ma da prevenirli e da poter programmare una manutenzione precisa e dettagliata sul turbogruppo.

Con tale modalità vantaggi rilevanti verranno ottenuti non soltanto dal punto di vista economico, ma anche sul versante della sicurezza e dell'affidabilità delle macchine in questione.

Stato dell'arte

Sono molti gli aspetti che riguardano la dinamica di macchine rotanti; senza dubbio tra i più importanti, se non altro da un punto di vista economico e della sicurezza, ci sono l'identificazione e la predizione di guasti.

La possibilità di prevedere un malfunzionamento imminente riduce sensibilmente la probabilità dei tempi in cui la macchina rimane inutilizzata, permette la diminuzione dei tempi di manutenzione e la programmazione della stessa nel miglior modo possibile, con la possibilità di predire anche la vita residua della macchina e di evitare guasti pericolosi.

Nonostante sia presente un'enorme letteratura sull'identificazione di guasti, questo tema è stato studiato principalmente negli ultimi anni ed è difficile trovare una metodologia che porti alla certezza dei risultati.

Detto ciò, bisogna anche ricordare che per problemi costruttivi, dovuti alle lavorazioni meccaniche e alle loro tolleranze, tutte le macchine rotanti presentano dei difetti di partenza che devono essere distinti dall'insorgere del guasto vero e proprio il quale porta la macchina a lavorare in condizioni del tutto inaccettabili.

In qualsiasi situazione risulta perciò indispensabile poter conoscere le condizioni iniziali del gruppo in questione; questo permetterà di non sovrapporre l'inevitabile sbilanciamento iniziale del rotore all'insorgere di guasti.

È importante la presenza di sistemi di misura permanentemente installati sul turbogruppo, questi permettono di avere a disposizione i dati in un qualsiasi momento.

Si vuole sottolineare che nella realtà la possibilità di prendere misurazione su macchine rotanti di questo tipo è molto limitata in quanto solo nella zona dei cuscinetti è possibile mettere accelerometri e trasduttori in grado di misurare gli spostamenti assoluti o relativi in questione.

Vengono solitamente misurate due direzioni, perpendicolari tra loro, su ogni cuscinetto, ma queste sezioni risultano senza dubbio le meno critiche dal punto di vista delle vibrazioni.

Si ha inoltre la possibilità di misurare su tutto il campo di velocità in cui la macchina lavora, ma bisogna tener conto del fatto che l'affidabilità della misurazione non è uguale per tutte le velocità in questione.

Negli ultimi anni si è tentato di passare da un approccio qualitativo nell'identificazione dei guasti su macchine rotanti, basato sull'esperienza dell'operatore, ad un approccio quantitativo, più oggettivo, fondato su modelli matematici di simulazione (vedi [1,2]).

Questo metodo è utilizzato per trovare la correlazione tra sintomo e guasto, vibrazioni e guasti presenti sulla macchina.

La sua implementazione è stata possibile con l'evoluzione dei computer e dei relativi programmi in grado di gestire modelli ad elementi finiti del sistema.

Comunque sia, lo scopo dell'identificazione è di localizzare i guasti lungo il treno di alberi e di valutarne l'entità e la posizione nella sezione.

Per fare ciò vengono applicate tecniche basate sul modello matematico di simulazione sia nel dominio del tempo che delle frequenze.

Su questo tema, come risulta nella letteratura recente (vedi [3]), I.W. Mayes e J.E.T. Penny utilizzano tecniche basate su modelli di simulazione adeguatamente completati da informazioni specifiche riguardanti la macchina in questione; questo metodo richiede però un enorme database del comportamento di macchine dello stesso tipo o per lo meno simili.

R. Markert e R. Platz, come riportato in [4,5], modellizzano i guasti con forzanti ed utilizzano il metodo della minimizzazione dell'errore quadratico nel dominio del tempo. Un esempio d'identificazione di guasti basata su modelli matematici di simulazione è riportato in [6].

Altri metodi minimizzano invece l'errore quadratico nel dominio delle frequenze (vedi N. Bachschmid, P. Pennacchi e A. Vania [7,8,9,10]).

Comunque sia, l'identificazione dei guasti può essere eseguita attraverso diversi approcci basati su modelli matematici di simulazione della macchina (vedi [11,12]), in accordo con la natura del sistema sotto osservazione:

stima dei parametri: quando i parametri caratteristici del sistema sono costanti e vengono modificati dal guasto.

stima dello stato: quando i parametri, costanti e caratteristici del sistema, non sono affetti dai guasti ma lo è solo lo stato del sistema, rappresentato in genere da un set di variabili non misurabili e funzione del tempo.

In questo caso il modello funziona da osservatore del sistema.

parity equations: quando il guasto influenza alcune delle variabili di ingresso non misurabili, i parametri sono costanti e solo le variabili in uscita sono misurate e comparate con quelle calcolate col modello matematico.

L'ultimo approccio è il più usato ed i guasti vengono modellizzati come una serie di forzanti equivalenti che producono le stesse vibrazioni sulla macchina.

In generale è necessaria la definizione di un modello globale della macchina.

Questo è costituito da diversi submodelli quali il rotore, i cuscinetti e la fondazione.

La modellizzazione del rotore viene fatta solitamente attraverso elementi finiti di tipo beam; quella di cuscinetti attraverso le loro caratteristiche di rigidità e smorzamento; mentre la fondazione può essere modellizzata in diversi modi ad esempio con masse concentrate, molle e smorzatori (vedi N.S. Feng e J. Hahn

[13]) o considerando l'impedenza meccanica della fondazione (vedi P. Bonello e M.J. Brennan [14] o J.A. Vazquez [15]) oppure tramite l'utilizzo dei parametri modali (vedi T. Konishi [16] e M.G. Smart [17]).

Ovviamente i modelli possono presentare incertezze anche rilevanti, ma l'utilizzo di tecniche quali la minimizzazione dell'errore quadratico nel dominio delle frequenze risultano fornire risultati più che affidabili anche nel caso in cui il modello presenti delle approssimazioni.

Ciò nonostante una maggiore precisione del modello matematico porterà ad un'identificazione del guasto più precisa.

Detto ciò bisogna sempre tener conto che l'aumento nella complessità del modello porta all'incremento dei tempi necessari per la risoluzione.

A secondo dei casi bisogna quindi trovare il giusto trade-off tra complessità del modello matematico e facilità di risoluzione del problema.

Per queste ragioni a volte, come accade nel caso di studio presentato in seguito, si ha la possibilità addirittura di considerare la fondazione rigida.

Nonostante l'efficacia di questa metodologia di identificazione di guasti, modellizzati come forzanti equivalenti, e dell'algoritmo di minimizzazione dell'errore quadratico, non sono rari casi in cui si ottengono più risultati con residuo molto simile.

Ciò non significa che tutti abbiano la stessa valenza e fattibilità nel caso reale.

Risulta importante, quindi, trovare delle metodologie di valutazione dei risultati per capire quali possano avere un reale significato fisico legato al guasto in questione.

Aspetti innovativi del lavoro

I metodi basati su modelli matematici di simulazione sono tra i più affidabili per identificare guasti presenti su macchine rotanti come quelle atte alla produzione di energia elettrica.

In generale, come anticipato, questi metodi si basano sull'identificazione di forzanti che portino ad ottenere vibrazioni il più possibile simili a quelle misurate sperimentalmente.

L'identificazione del miglior set di forzanti è dunque fatta minimizzando l'errore tra vibrazioni sperimentali e comportamento predetto dal modello matematico, tale quantità è detta residuo; così facendo è possibile identificare sia la posizione che la severità del guasto.

L'affidabilità dei risultati dipende dall'accuratezza del modello e dall'algoritmo di minimizzazione utilizzato.

Premesso che il modello matematico sia stato adeguatamente regolato e che l'utilizzo del metodo di minimizzazione dell'errore quadratico è un algoritmo

abbastanza robusto rispetto alle imprecisioni nel modello, si possono avere casi in cui sono presenti più risultati con residuo basso.

Proprio per queste ragioni si vuole presentare una tecnica di diagnosi più innovativa che permette il completamento delle informazioni al fine di identificare univocamente gli eventuali guasti presenti sulla macchina.

In questo scritto si vuole dunque dimostrare come un approccio basato sull'analisi modale e sullo studio del contributo apportato dai singoli modi alla vibrazione totale del sistema possa aggiungere informazioni indispensabili per l'identificazione univoca del problema in questione.

Questo metodo evidenzia il contributo energetico che ogni guasto, modellizzato come set di forzanti equivalenti, apporta al singolo modo proprio del sistema.

Tale approccio, basato sull'analisi modale, differenzia e completa i metodi di identificazione di guasti sviluppati in precedenza.

In seguito viene riportato un caso di studio molto significativo che presenta soluzioni ambigue con metodi tradizionali di identificazione di guasti in macchine rotanti; il completamento dello studio attraverso tecniche basate sull'analisi modale porta invece all'identificazione univoca del guasto.

Capitolo 1

Comportamento dinamico di macchine rotanti: modelli di simulazione

Come accennato nell'introduzione la modellizzazione di macchine rotanti richiede solitamente la definizione di diversi sub-modelli i quali devono essere assemblati per predire il comportamento della macchina reale.

Questi sono rispettivamente il rotore, i cuscinetti, la fondazione e i guasti.

In seguito verranno presentati nel dettaglio.

1.1 Modello del treno di alberi

Nel caso di produzione di energia elettrica il rotore è costituito dalla turbina di alta, media e bassa pressione e dall'alternatore.

Ogni componente è calettato sul rispettivo albero che è collegato al successivo attraverso un giunto, solitamente rigido.

Il treno di alberi è modellizzato utilizzando elementi finiti di tipo beam tenendo in considerazione anche gli effetti di taglio e di Coriolis; per maggiori dettagli vedere [18].

Questo tipo di modello rappresenta il treno di alberi come una successione di aste a sezione costante le quali devono avere proprietà statiche e inerziali equivalenti alla parte reale.

Ogni nodo dell'elemento beam possiede sei gradi di libertà, tre di traslazione e tre di rotazione.

Nel caso di macchine rotanti con lunga estensione assiale, come i turbogruppi per la produzione di energia elettrica, le vibrazioni assiali e torsionali sono di scarso interesse in quanto risultano essere ampiamente trascurabili rispetto a quelle trasversali in qualsiasi caso reale.

Per questo motivo solo quattro dei sei gradi di libertà di ogni nodo vengono tenuti in considerazione:

$$x_j^{(r)} = \{x_j^{(r)} \vartheta_{x_j}^{(r)} y_j^{(r)} \theta_{y_j}^{(r)}\}^T \quad (1.1)$$

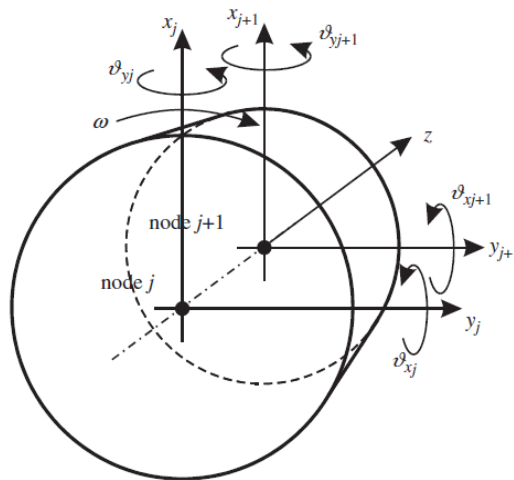


Fig. 1.1 Gradi di libertà di interesse nella modellizzazione del terno di alberi come elementi beam

Se il rotore è costituito da n_r nodi il vettore degli spostamenti generalizzati sarà di dimensione $(4n_r \times 1)$:

$$x^{(r)} = \{x_1^{(r)} \vartheta_1^{(r)} y_1^{(r)} \theta_1^{(r)} \dots x_{n_r}^{(r)} \theta_{n_r}^{(r)} y_{n_r}^{(r)} \theta_{n_r}^{(r)}\}^T \quad (1.2)$$

Il rotore verrà quindi modellizzato come una serie di dischi a sezione costante; il risultato è mostrato nella seguente figura.

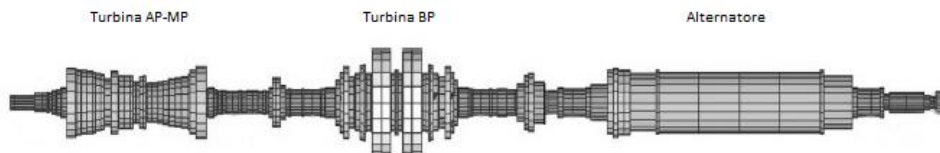


Fig. 1.2 Modello ad elementi finiti di un turbogruppo

1.2 Modello dei cuscinetti portanti

Attualmente esistono una molteplicità di tipi di cuscinetti; principalmente sono divisibili in due categorie: cuscinetti volventi e cuscinetti a strisciamento lubrificati.

Nel campo di produzione di energia elettrica vengono usati, a causa degli elevati pesi da sostenere, cuscinetti a strisciamento.

In questi tipi di cuscinetti la funzione di sostenimento dell'albero è affidata al film di lubrificante la cui pressione permette di sostenere l'albero garantendo il minor attrito possibile durante la rotazione.

Se la pressione dell'olio è fornita da un circuito esterno, i cuscinetti vengono detti idrostatici; se invece l'olio è messo in pressione dal moto relativo tra albero e cuscinetto, si parla di cuscinetti idrodinamici.

Nella maggior parte degli impianti vengono utilizzati cuscinetti idrodinamici; il circuito per la messa in pressione del meato è presente solo su macchine di elevato peso e viene utilizzato alle basse velocità di rotazione dove il film d'olio non è in grado di sostenere l'albero causando strisciamenti.

Un fattore molto importante che influenza l'efficienza del cuscinetto è la necessità di una sezione convergente-divergente atta a permettere la formazione del film d'olio dedicato al sostenimento del rotore.

Se i cuscinetti fossero perfettamente circolari, nel caso in cui l'albero vada a lavorare al centro del cuscinetto, non si avrebbe la possibilità di ottenere una sezione convergente-divergente, ma risulterebbe un settore circolare come mostrato nella seguente figura.

Ciò provocherebbe strisciamenti in quanto il meato non verrebbe a formarsi.

Per questo motivo vengono usati cuscinetti ellittici (detti anche a limone) in modo che, in qualsiasi posizione si trovi l'albero, è possibile la formazione del film di lubrificante.

Sempre allo scopo di facilitare la formazione del meato possono essere usate diverse tecniche o forme dei cuscinetti.

I principali tipi sono mostrati nella seguente figura:

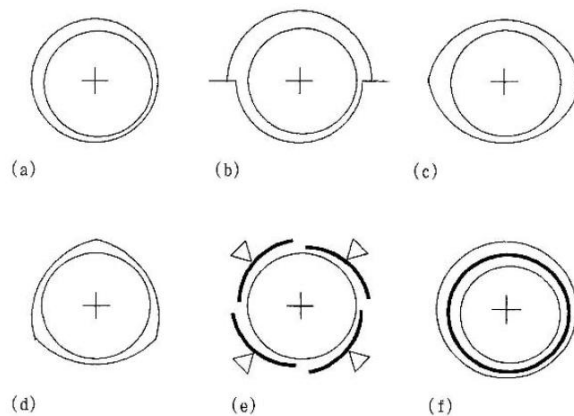


Fig. 1.3 Forme dei principali cuscinetti a strisciamento: a) cuscinetto cilindrico b) cuscinetto bilobato con gioco diverso , c) cuscinetto ellittico bilobato, d) cuscinetto trilobato, e) cuscinetto a pattini oscillanti, f) cuscinetto floating bush (riferimenti in bibliografia [19])

Il modello dei cuscinetti risulta essere una delle parti più complicate. Innanzitutto esistono una molteplicità di tipi di cuscinetti che hanno proprietà diverse tra loro. In aggiunta le caratteristiche di questi variano al variare delle condizioni di esercizio quali la velocità di rotazione della macchina o la temperatura. Per di più nel modello matematico compaiono termini, in alcuni casi anche ampiamente non lineari, che accoppiano il sistema.

Il meato di lubrificante è la parte più complessa da modellizzare proprio per la variazione delle sue proprietà viscoelastiche con le condizioni di esercizio ed alla sua anisotropia.

Una semplificazione comunemente accettata nella modellizzazione dei cuscinetti è di rappresentarli come coppie di elementi smorzanti e di rigidità nelle cui matrici del modello matematico sono presenti anche termini misti.

Il modello del campo di forze linearizzato dovuto al meato è spiegato dettagliatamente in [18].

La struttura di queste matrici verrà riportata dopo la modellizzazione della fondazione in quanto, essendo forze interne, il sistema deve essere diviso per poterle mettere in evidenza.

La determinazione dei parametri rappresentativi del meato richiede una grande esperienza nel campo ed un'analisi precisa del comportamento sia del cuscinetto stesso che del lubrificante. Molti manuali riportano tabelle con valori dei coefficienti di rigidità e smorzamento linearizzati per i vari tipi di cuscinetti (vedi [20]), questi valori di partenza devono però essere aggiornati sul problema specifico.

Particolare attenzione è richiesta anche nell'aspetto costruttivo di questi componenti critici per contrastare gli inevitabili problemi di usura presenti in esercizio sia su di essi che sull'albero; problemi dovuti agli strisciamenti.

Proprio a questo scopo è presente sui cuscinetti del metallo bianco col compito specifico di usurarsi per essere poi sostituito salvaguardando l'integrità dell'albero, ben più costoso e difficile da sostituire dei cuscinetti.

1.3 Struttura di fondazione

Anche la fondazione ha un'influenza fondamentale sul comportamento dinamico della macchina in quanto solitamente la struttura è montata su pilastri i quali hanno delle loro proprietà di rigidità e smorzamento.

Esistono diversi modi per tenere conto della fondazione nel modello completo e nella maggior parte dei casi non è possibile trascurarla in quanto nel campo di interesse 0-3000 rpm presenta più di una risonanza (vedi [21,22]).

Il modo più intuitivo di rappresentare la fondazione, non sempre il più conveniente, è di modellarla attraverso coppie di elementi smorzanti e di

rigidezza che collegano il rotore alla fondazione passando per i diversi cuscinetti.

Una semplificata rappresentazione grafica è mostrata nella seguente figura:

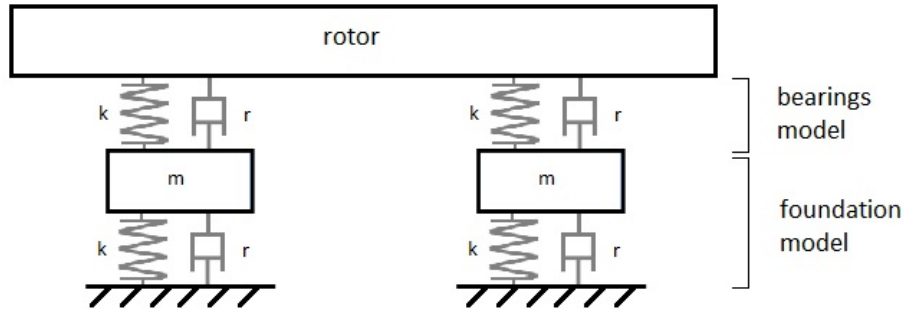


Fig. 1.4 Modello semplificato dell'intera struttura

Ovviamente il disegno deve essere visto anche nel piano perpendicolare all'estensione del rotore.

Con questo metodo vengono tenuti in considerazione solo i termini diretti nelle matrici di rigidezza e smorzamento della fondazione in quanto i termini misti possono essere nella realtà trascurati.

Questi termini diventeranno di relativa importanza solo nel caso in cui la struttura sia montata su pilastri di rigidezza modesta.

Per maggiori informazioni su questo tipo di modellizzazione vedi [23].

Il vettore completo dei gradi di libertà orizzontali e verticali della fondazione, supponendo di avere l cuscinetti, sarà quindi:

$$x^{(f)} = \{x_1^{(f)} \ y_1^{(f)} \ \dots \ x_l^{(f)} \ y_l^{(f)}\}^T \quad \text{di dimensione } (2l \times 1) \quad (1.3)$$

Uno degli svantaggi di modellizzare la fondazione come 'pedestals', considerando rigidezze e smorzamenti costanti, è la possibilità di rappresentare solo una risonanza della fondazione; ciò nonostante nella maggior parte dei casi risulta più che sufficiente.

In molti casi la fondazione ha una rigidezza talmente maggiore rispetto al sistema rotore-cuscinetti da poter essere considerata semplicemente rigida.

Altresì, la fondazione può essere modellizzata attraverso parametri modali.

Usando questa rappresentazione e considerando i primi k_m parametri modali il vettore dei gradi di libertà risulterà:

$$\eta^{(f)} = \{\eta_1^{(f)} \ \eta_2^{(f)} \ \dots \ \eta_{k_m}^{(f)}\}^T \quad \text{di dimensione } (k_m \times 1) \quad (1.4)$$

L'identificazione dei parametri modali (frequenze proprie, modi di vibrare, masse e smorzamenti modali) può essere fatta attraverso diverse tecniche, tra cui l'Extended Kalman Filter (EKF descritto dettagliatamente in [24,25]), studiando le vibrazioni 1X durante un run-down della macchina. Ovviamente l'aggiunta della fondazione implementa la completezza e la precisione del modello ma anche la complessità e gli sforzi per la risoluzione. Il vettore dei g.d.l. riferiti al modello assemblato, rotore e fondazione, risulterà essere:

$$x = \begin{Bmatrix} x^{(r)} \\ x^{(f)} \end{Bmatrix} \quad \text{di dimensioni } ((4n_r + 2l) \times 1) \quad (1.5)$$

nel caso di fondazione modellizzata come molle e smorzatori, mentre sarà del tipo:

$$\xi = \begin{Bmatrix} x^{(r)} \\ \eta^{(f)} \end{Bmatrix} \quad \text{di dimensione } ((4n_r + k_m) \times 1) \quad (1.6)$$

nel caso di fondazione modellizzata con parametri modali.

È importante trovare il giusto trade-off tra la complessità di risoluzione del problema e la precisione ottenuta, per questa ragione in molti casi, dove la fondazione non influenza particolarmente il comportamento complessivo dell'impianto, questa viene modellizzata in maniera semplicistica o addirittura trascurata considerandola perfettamente rigida.

Il sistema globale può essere diviso a livello dei cuscinetti; così facendo è d'obbligo mettere in evidenza le forze interne scambiate meato-rotore e meato-fondazione.

L'applicazione dell'equazione di Lagrange per i due sottosistemi risulta la seguente:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}^{(r)}} \right) - \frac{\partial T}{\partial x^{(r)}} + \frac{\partial D}{\partial \dot{x}^{(r)}} + \frac{\partial U}{\partial x^{(r)}} = \frac{\delta W}{\delta x^{(r)}} \xrightarrow{\text{yields}}$$

$$[M^{(r)}]\ddot{x}^{(r)} + ([C^{(r)}] + \Omega[G^{(r)}])\dot{x}^{(r)} + [K^{(r)}]x^{(r)} = \frac{\delta W}{\delta x^{(r)}} \quad (1.7)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}^{(f)}} \right) - \frac{\partial T}{\partial x^{(f)}} + \frac{\partial D}{\partial \dot{x}^{(f)}} + \frac{\partial U}{\partial x^{(f)}} = \frac{\delta W}{\delta x^{(f)}} \xrightarrow{\text{yields}}$$

$$[M^{(f)}]\ddot{x}^{(f)} + [C^{(f)}]\dot{x}^{(f)} + [K^{(f)}]x^{(f)} = \frac{\delta W}{\delta x^{(f)}} \quad (1.8)$$

Le matrici di massa, smorzamento e rigidità relative al rotore hanno dimensione $(4n_r \times 4n_r)$ e contengono anche i termini relativi alle forze di taglio e di Coriolis.

Come detto in precedenza il rotore è collegato alla fondazione tramite l cuscinetti a lubrificazione idrodinamica che accoppiano questi due elementi grazie alle forze scambiate attraverso il meato di lubrificante.

Il film d'olio creerà quindi un campo di forze modellizzato linearmente da rigidità e smorzamenti, funzioni della velocità di rotazione.

L'espressione della forza linearizzata dovuta al film d'olio nel cuscinetto i -esimo, posizionato nel j -esimo nodo e dovuta al solo spostamento del rotore, sarà:

$$\begin{aligned}
F_i^{(br)}(\Omega) &= \\
&= - \begin{bmatrix} k_{xxi}^{(b)}(\Omega) & 0 & k_{xyi}^{(b)}(\Omega) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ k_{yxi}^{(b)}(\Omega) & 0 & k_{yyi}^{(b)}(\Omega) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_j^{(r)} \\ \vartheta_{x_j}^{(r)} \\ y_j^{(r)} \\ \vartheta_{y_j}^{(r)} \end{Bmatrix} - \begin{bmatrix} c_{xxi}^{(b)}(\Omega) & 0 & c_{xyi}^{(b)}(\Omega) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ c_{yxi}^{(b)}(\Omega) & 0 & c_{yyi}^{(b)}(\Omega) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_j^{(r)} \\ \dot{\vartheta}_{x_j}^{(r)} \\ \dot{y}_j^{(r)} \\ \dot{\vartheta}_{y_j}^{(r)} \end{Bmatrix} \\
&= - [K_i^{(b)}(\Omega)] x_j^{(r)} - [C_i^{(b)}(\Omega)] \dot{x}_j^{(r)} \tag{1.9}
\end{aligned}$$

mentre la forza dovuta allo spostamento dei g.d.l. della fondazione risulta:

$$\begin{aligned}
F_i^{(bf)}(\Omega) &= - \begin{bmatrix} k_{xxi}^{(b)}(\Omega) & k_{xyi}^{(b)}(\Omega) \\ k_{yxi}^{(b)}(\Omega) & k_{yyi}^{(b)}(\Omega) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_j^{(f)} \\ y_j^{(f)} \end{Bmatrix} - \begin{bmatrix} c_{xxi}^{(b)}(\Omega) & c_{xyi}^{(b)}(\Omega) \\ c_{yxi}^{(b)}(\Omega) & c_{yyi}^{(b)}(\Omega) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_j^{(f)} \\ \dot{y}_j^{(f)} \end{Bmatrix} = \\
&= - \overline{[K_i^{(b)}(\Omega)]} x_j^{(f)} - \overline{[C_i^{(b)}(\Omega)]} \dot{x}_j^{(f)} \tag{1.10}
\end{aligned}$$

La forza totale dovuta al meato di lubrificante, scambiata tra rotore e fondazione, è data dalla differenza tra le due equazioni precedenti.

Si riesce quindi a considerare il fatto che il rotore e la fondazione siano accoppiati dal meato di lubrificante definendo le matrici di rigidità $[K^{(rr)}]$, $[K^{(rf)}]$, $[K^{(fr)}]$, $[K^{(ff)}]$ e di smorzamento $[C^{(rr)}]$, $[C^{(rf)}]$, $[C^{(fr)}]$, $[C^{(ff)}]$.

$$[K^{(rr)}] = \text{diag}(\dots [K_i^{(b)}(\Omega)] \dots) \quad \text{di dimensioni } (4n_r \times 4n_r) \tag{1.11}$$

$$[K^{(fr)}] = \begin{bmatrix} \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \dots & k_{xx_i}^{(b)}(\Omega) & 0 & k_{xx_i}^{(b)}(\Omega) & 0 & \dots \\ \dots & k_{xx_i}^{(b)}(\Omega) & 0 & k_{xx_i}^{(b)}(\Omega) & 0 & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \end{bmatrix}$$

di dimensioni $(2l \times 4n_r)$ (1.12)

$$[K^{(rf)}] = [K^{(fr)}]^T \quad \text{di dimensioni } (4n_r \times 2l) \quad (1.13)$$

$$[K^{(ff)}] = \text{diag}(\dots \overline{[K_i^{(b)}(\Omega)]} \dots) \quad \text{di dimensioni } (2l \times 2l) \quad (1.14)$$

Stessa forma avranno le matrici di smorzamento.

Il modello completo risulterà quindi essere:

$$[M]\ddot{x} + [C]\dot{x} + [K]x = 0 \quad (1.15)$$

dove:

$$[M] = \begin{bmatrix} [M^{(r)}] & 0 \\ 0 & [M^{(f)}] \end{bmatrix} \quad \text{di dimensioni } ((4n_r + 2l) \times (4n_r + 2l)) \quad (1.16)$$

$$[C] = \begin{bmatrix} [C^{(r)}] + \Omega[G^{(r)}] + [C^{(rr)}] & -[C^{(rf)}] \\ -[C^{(fr)}] & [C^{(f)}] + [C^{(ff)}] \end{bmatrix}$$

di dimensioni $((4n_r + 2l) \times (4n_r + 2l))$ (1.17)

$$[K] = \begin{bmatrix} [K^{(r)}] + [K^{(rr)}] & -[K^{(rf)}] \\ -[K^{(fr)}] & [K^{(f)}] + [K^{(ff)}] \end{bmatrix}$$

di dimensioni $((4n_r + 2l) \times (4n_r + 2l))$ (1.18)

Se si vuole rappresentare la fondazione attraverso parametri modali saranno necessarie le matrici di massa, rigidità, smorzamento modali e la matrice degli autovettori del sistema.

Utilizzando la trasformazione modale:

$$x^{(f)} = [\phi]^{(f)} \eta^{(f)} \quad (1.19)$$

le matrici assumono rispettivamente la seguente forma:

$$[\tilde{M}^{(f)}] = \text{diag}(m_1^{(f)}, \dots, m_{k_m}^{(f)}) \quad \text{di dimensioni } (k_m \times k_m) \quad (1.20)$$

$$[\tilde{C}^{(f)}] = \text{diag}(c_1^{(f)}, \dots, c_{k_m}^{(f)}) \quad \text{di dimensioni } (k_m \times k_m) \quad (1.21)$$

$$[\tilde{K}^{(f)}] = \text{diag}(k_1^{(f)}, \dots, k_{k_m}^{(f)}) \quad \text{di dimensioni } (k_m \times k_m) \quad (1.22)$$

$$[\phi] = \begin{bmatrix} X_{1,1}^{(f)} & \dots & X_{1,k_m}^{(f)} \\ Y_{1,1}^{(f)} & \dots & Y_{1,k_m}^{(f)} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ X_{l,1}^{(f)} & \dots & X_{l,k_m}^{(f)} \\ Y_{l,1}^{(f)} & \dots & Y_{l,k_m}^{(f)} \end{bmatrix} \quad \text{di dimensioni } (2l \times k_m) \quad (1.23)$$

Il modello del sistema completo utilizzando parametri modali per la fondazione risulterà:

$$[\tilde{M}]\ddot{\xi} + [\tilde{C}]\dot{\xi} + [\tilde{K}]\xi = 0 \quad (1.24)$$

dove:

$$[\tilde{M}] = \begin{bmatrix} [M^{(r)}] & 0 \\ 0 & [\tilde{M}^{(f)}] \end{bmatrix} \quad \text{di dimensioni } ((4n_r + k_m) \times (4n_r + k_m)) \quad (1.25)$$

$$[\tilde{C}] = \begin{bmatrix} [C^{(r)}] + \Omega[G^{(r)}] + [C^{(rr)}] & -[C^{(rf)}] \times [\phi] \\ -[\phi]^T \times [C^{(fr)}] & [C^{(f)}] + [\phi]^T \times [C^{(ff)}] \times [\phi] \end{bmatrix} \quad \text{di dimensioni } ((4n_r + k_m) \times (4n_r + k_m)) \quad (1.26)$$

$$[\tilde{K}] = \begin{bmatrix} [K^{(r)}] + [K^{(rr)}] & -[K^{(rf)}] \times [\phi] \\ -[\phi]^T \times [K^{(fr)}] & [K^{(f)}] + [\phi]^T \times [K^{(ff)}] \times [\phi] \end{bmatrix} \quad \text{di dimensioni } ((4n_r + k_m) \times (4n_r + k_m)) \quad (1.27)$$

Le matrici $[\tilde{M}^{(f)}]$, $[\tilde{C}^{(f)}]$ e $[\tilde{K}^{(f)}]$ risultano essere diagonali sotto ipotesi ampiamente accettabili in tutti i casi pratici ed il loro valore può essere determinato dai dati ottenuti ad esempio durante un run-down del sistema.

1.4 Modellazione dei guasti

Premesso che nessuna macchina è perfetta fin dal principio per incertezze dovute ai metodi costruttivi, l'insorgere di guasti nella macchina causa una variazione nei parametri fisici e di funzionamento della stessa che portano ad una non accettabile condizione di esercizio del turbogruppo che si danneggia a causa di eccessive vibrazioni.

Risulta quindi molto importante individuare quale parte delle vibrazioni sia sempre presente sul sistema e quale sia la quota aggiuntiva dovuta all'insorgere di guasti.

Per questa ragione è fondamentale disporre dei dati della macchina nella condizione di esercizio iniziale.

La struttura nel suo complesso presenta delle vibrazioni iniziali dovute al peso e allo sbilanciamento di partenza.

Il modello matematico risulta essere:

$$[M]\ddot{x}_t + [C]\dot{x}_t + [K]x_t = F(t) \quad (1.28)$$

Con l'insorgere dei guasti le matrici di massa, smorzamento e rigidezza cambieranno di $[dM]$, $[dC]$ e $[dK]$ con un conseguente aumento delle vibrazioni. Considerando il sistema lineare la vibrazione risultante sarà composta da quella iniziale più quella aggiuntiva dovuta ai guasti:

$$x_t = x_1 + x \quad (1.29)$$

Il modello matematico risulterà quindi:

$$\begin{aligned} &([M] + [dM])\ddot{x}_t + ([C] + [dC])\dot{x}_t + ([K] + [dK])x_t = \\ &= W_g + (U + M_u)e^{i\Omega t} \end{aligned} \quad (1.30)$$

Dove $F(t)$ è solitamente sconosciuta e composta dalla forza peso (conosciuta), dall'ingobbamento e dallo sbilanciamento residuo (sconosciuti).

Ovviamente la variazione delle matrici di massa, smorzamento e rigidezza è molto difficile da determinare dalla sola misurazione delle vibrazioni finali nei pochi punti di misura in corrispondenza dei cuscinetti.

La condizione prima del guasto risultava essere:

$$[M]\ddot{x}_1 + [C]\dot{x}_1 + [K]x_1 = W_g + (U + M_u)e^{i\Omega t} \quad (1.31)$$

Sostituendo l'equazione (1.31) nella (1.30) si può esprimere la variazione delle matrici di massa, smorzamento e rigidità come delle forzanti equivalenti le quali producono la stessa vibrazione aggiuntiva dei guasti.

$$[M]\ddot{x} + [C]\dot{x} + [K]x = -[dM]\ddot{x}_t - [dC]\dot{x}_t - [dK]x_t \quad (1.32)$$

Con questo espediente matematico qualsiasi guasto può essere ricondotto ad una serie di forzanti sconosciute.

È importante notare che, in questo modo, i parametri del sistema (le matrici di massa, smorzamento e rigidità) non sono variati e sono quindi noti pur rimanendo funzione della velocità di rotazione.

$$[M]\ddot{x} + [C]\dot{x} + [K]x = F_f(t) \quad (1.33)$$

Ogni guasto può essere modellizzato come una particolare combinazione di forze o momenti, costanti o variabili con la velocità di rotazione e aventi componenti 1X, 2X o 3X a secondo della tipologia.

Il problema è quindi ridotto a trovare quale forzanti equivalenti producano sul rotore le stesse vibrazioni valutate sperimentalmente utilizzando l'identificazione parametrica.

Come verrà spiegato in seguito la tecnica di identificazione più usata in questo ambito è la minimizzazione dell'errore quadratico nel dominio delle frequenze.

Questo è possibile grazie alle grandi inerzie delle macchine in questione che permettono di considerare i transitori, nei quali la velocità di rotazione cambia molto lentamente, come una serie di situazioni stazionarie.

Portando nel dominio delle frequenze l'equazione precedente si ottiene:

$$[-(n\Omega)^2[M] + in\Omega[C] + [K]]X_n = F_{f_n}(\Omega) \quad (1.34)$$

Un'indicazione di quanto sia stata precisa l'identificazione delle forzanti è data dalla differenza tra le vibrazioni sperimentali e quelle teoriche predette dal modello; questa quantità è detta residuo.

Un residuo tendente a zero è sintomo di una buona corrispondenza tra vibrazioni sperimentali e teoriche.

Come verrà spiegato in seguito un indice più significativo della qualità dell'identificazione è il fattore di coerenza.

Questo è legato all'inverso del residuo ed è normalizzato in modo da ottenere valori compresi tra 0 e 1.

Proprio grazie alla normalizzazione è molto più immediato capire quando il fitting tra vibrazioni sperimentali e teoriche è buono o risulta scarso.

Incrociando questa informazione con un'analisi dei sintomi, quali l'incremento delle vibrazioni con la velocità o la presenza di vibrazioni alte anche per velocità di rotazione ridotte, è possibile identificare univocamente, o quasi, il guasto.

Si vuole sottolineare l'importanza dell'analisi modale al fine di individuare in maniera assolutamente univoca il set di forzanti che più verosimilmente porterebbero il rotore ad avere vibrazioni molto simili a quelle sperimentali, anche nel caso si trovino più soluzioni con fattore di coerenza elevato utilizzando l'algoritmo di minimizzazione.

Il vettore delle forzanti agisce solo su pochi gradi di libertà ed avrà quindi molti elementi nulli.

Detto ciò è conveniente rappresentarlo come prodotto tra un vettore di localizzazione, nel quale gli unici elementi non nulli sono in corrispondenza dei g.d.l. su cui la forza agisce, e un numero complesso rappresentante modulo e fase del guasto.

È quindi possibile scrivere il vettore delle forzanti come:

$$F_{f_n}^{(k)}(\Omega) = \{F_L^{(k)}\} \bar{A}^{(k)}(\Omega) \quad (1.35)$$

È importante ricordare che, essendo il sistema considerato lineare, la presenza di più guasti simultanei può essere considerata come la somma degli effetti dovuti al singolo guasto.

Detto ciò, in realtà, casi con più di due guasti simultanei sono sporadici.

In seguito verrà riportato con quale set di eccitazioni equivalenti ogni guasto viene rappresentato.

1.5 Eccitazioni equivalenti

Sbilanciamento: agisce solo con componenti 1X. Il vettore localizzatore ha come componenti non nulle solo quelle relative allo spostamento verticale e orizzontale del nodo dove lo sbilanciamento è applicato.

Il modulo è funzione del quadrato della velocità di rotazione, della massa e della distanza radiale dall'asse del rotore, come la forza centrifuga.

$$F_{f_1}^{(k)} = \{0 \dots 1 \ 0 \ i \ 0 \ \dots 0\}^T (mr)^{(k)} \Omega^2 e^{i\varphi^{(k)}} = \{F_L^{(k)}\} \bar{A}^{(k)}(\Omega) \quad (1.36)$$

Lo sbilanciamento è una delle cause più comuni di vibrazioni ed è riconoscibile guardando l'andamento delle vibrazioni 1X; per basse velocità di rotazione le vibrazioni rimangono modeste mentre con l'incremento della velocità le vibrazioni aumentano sensibilmente in maniera più che lineare.

Ingobbamento: è dovuto a diverse cause quali la temperatura o la permanenza in posizione fissa del rotore sottoposto al peso proprio.

L'ingobbamento può essere localizzato se è limitato a un solo elemento finito del modello o esteso se coinvolge più elementi finiti o tutto il rotore come nel caso dovuto al peso.

È modellizzabile imponendo un sistema di momenti flettenti sincroni con la velocità di rotazione ($1X$) ed agenti su soli due nodi del modello ad elementi finiti.

Se l'ingobbamento è permanente il modulo dei momenti è indipendente dalla velocità di rotazione, altrimenti deve essere considerata anche questa dipendenza.

Il vettore localizzatore ha come componenti non nulle solo quelle relative alla rotazione di due nodi che si rivelano successivi nel caso di ingobbamento localizzato.

$$F_{f_1}^{(k)} = \{0 \dots 0 \ i \ 0 \ 1 \ \dots 0 \ -i \ 0 \ -1 \ \dots 0\}^T M_1^{(k)} e^{i\varphi^{(k)}} = \{F_L^{(k)}\} \bar{A}^{(k)}(\Omega) \quad (1.37)$$

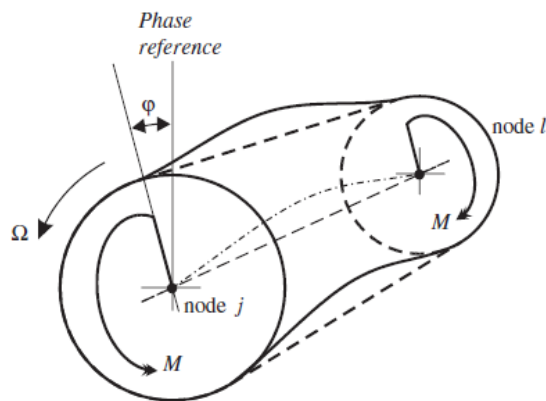


Fig. 1.5 *Ingobbamento dell'albero modellizzato con momenti flettenti rotanti equivalenti*

L'ingobbamento termico può essere dovuto o ad un riscaldamento asimmetrico del rotore o alle proprietà meccaniche localmente diverse. In entrambi i casi si ha una deformazione del rotore non assialsimmetrica.

Questa causa di vibrazioni è influenzata dalla presa di carico della macchina e deve quindi essere studiata in relazione alla condizione di carico della macchina stessa.

L'ingobbamento dovuto al peso invece può essere verosimilmente eliminato tendendo l'albero in questione sul viratore al fine di distenderlo.

Disassamento: può essere dovuto ad errori di lavorazione sulle flange, ad errori di assemblaggio o a corrosione.

Questi provocano disassamento sia radiale che angolare.

Gli alberi durante l'assemblaggio sono incurvati dal peso proprio; tale fatto deve essere tenuto in considerazione al fine di non creare disallineamenti; il problema può essere risolto montando gli alberi ad altezze diverse in modo da ottenerli allineati.

Il disassamento è quindi caratteristico delle flange causando forze di taglio su di esse.

Come avviene per l'ingobbamento, è rappresentato da un sistema di forze 1X indipendenti dalla velocità di rotazione applicate ai nodi in corrispondenza delle flange.

I rispettivi vettori di localizzazione e moduli sono riportati in seguito:

$$[F_L^{(k)}] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & \vdots & [K_{j-1}^{(r)}] & 0 & 0 & [K_{j+1}^{(r)}] & \vdots & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & \vdots & 0 & 0 & 0 & 0 & \vdots & 0 & \dots & 0 \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & i \\ i & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (1.38)$$

$$\bar{A}^{(k)} = \begin{Bmatrix} (\Delta x_R^{(k)} + \Delta x_L^{(k)}) e^{i\varphi_x^{(k)}} \\ (\Delta \phi_R^{(k)} + \Delta \phi_L^{(k)}) e^{i\varphi_\phi^{(k)}} \end{Bmatrix} \quad (1.39)$$

$$F_{fn}^{(k)} = [F_L^{(k)}] \bar{A}^{(k)} \quad (1.40)$$

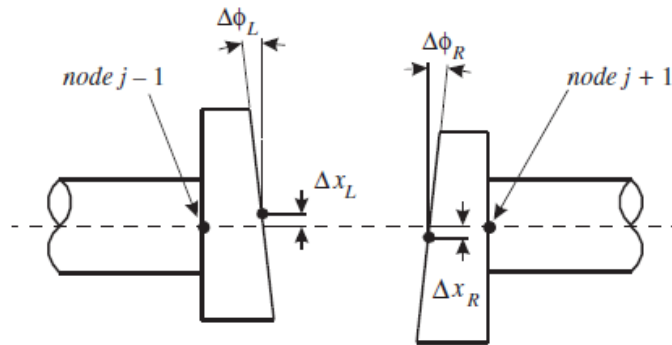


Fig. 1.6 Disallineamento angolare e radiale delle flange nell'accoppiamento

$[K_{j-1}^{(r)}]$ e $[K_{j+1}^{(r)}]$ sono sottomatrici di rigidità del rotore ridotte alle estremità dell'accoppiamento posizionato al nodo j-esimo.

Tali matrici, riferendosi ai singoli elementi beam $j - 1$ e $j + 1$ adiacenti alla flangia posizionata nel nodo j , hanno dimensione (4×4) .

È importante notare che la possibile localizzazione di questo guasto è ridotta ai soli nodi dove sono presenti gli accoppiamenti, questo permette una sostanziale riduzione dei tempi di calcolo.

Insieme allo sbilanciamento, i disassamenti, costituiscono la maggior causa delle vibrazioni in macchine rotanti.

Vibrazioni causate da disallineamenti degli alberi risultano rilevanti anche a basse velocità di rotazione e non presentano l'elevato aumento di ampiezza col crescere della velocità, fenomeno caratteristico di uno sbilanciamento.

Cricca: in relazione alla dimensione e al momento flettente applicato ai nodi che la contengono, la cricca può essere rappresentata come un sistema di forze e momenti con componenti 1X, 2X e 3X atte a rappresentare il meccanismo di breathing della cricca.

Ciò nonostante la componente 1X è solitamente mascherata da altri effetti come sbilanciamenti o ingobbamenti mentre la componente 3X è solitamente così piccola da poter essere trascurata; solo la componente 2X è quindi tenuta in considerazione per la modellizzazione di cricche.

Nel caso di cricche è conveniente utilizzare il seguente modello matematico:

$$[M]\ddot{x} + [C]\dot{x} + [K]x = -[dM]\ddot{x}_t - [dC]\dot{x}_t - [dK]x_t \quad (1.41)$$

dove solo $[dK]$ è diverso da zero.

Grazie al meccanismo di breathing della cricca la matrice di rigidità risulta essere periodica e quindi può essere espressa grazie alla serie di Fourier fermata al terzo ordine:

$$[K(\Omega t)] = [K_m] + \Delta[K_1]e^{i\Omega t} + \Delta[K_2]e^{i2\Omega t} + \Delta[K_3]e^{i3\Omega t} \quad (1.42)$$

questa è costituita da un termine medio e altri tre termini rappresentanti rispettivamente la componente 1X, 2X e 3X delle forze.

L'equazione (1.34) può quindi essere riscritta come:

$$[-(n\Omega)^2[M] + in\Omega[C] + [K]]X_n e^{in\Omega t} = -\Delta[K_n]e^{in\Omega t}(X_{st} + X_n e^{in\Omega t}) \quad (1.43)$$

In questo caso anche il termine medio $[K_m]$ non è noto e viene pertanto sostituito dalla matrice di rigidità dell'albero senza cricca che è molto simile.

Da ragioni di tipo energetico emerge che le eccitazioni più importanti sono dei momenti flettenti uguali e opposti agenti sui nodi adiacenti alla cricca. Il problema è dunque ridotto all'identificazione di questa coppia di momenti.

I corrispettivi vettore localizzatore e modulo rappresentati il guasto sono riportati in seguito:

$$\left[F_L^{(k)} \right] = \begin{bmatrix} 0 & \dots & 0 & i & 0 & 0 & 0 & -i & 0 & 0 & \dots & 0 \\ \vdots & & \vdots & & \vdots & & \vdots & & \vdots & & \vdots & \\ 0 & \dots & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -1 & \dots & 0 \end{bmatrix}^T \quad (1.44)$$

$$\overline{A}^{(k)} = \begin{Bmatrix} M_n^{(k),(x)} e^{i\varphi_n^{(k),(x)}} \\ M_n^{(k),(y)} e^{i\varphi_n^{(k),(y)}} \end{Bmatrix} \quad (1.45)$$

$$F_{f_n}^{(k)} = \left[F_L^{(k)} \right] \overline{A}^{(k)} \quad (1.46)$$

L'identificazione della presenza di una cricca non è affatto facile in quanto essa agisce sulle componenti 1X, 2X e 3X della vibrazione in maniera diversa in relazione alla geometria della cricca, al suo evolversi e alle condizioni sia di temperatura che di carico a cui il rotore è sottoposto.

Asimmetria: è dovuta a qualsiasi causa renda asimmetrico il rotore rispetto all'asse sia nella geometria che nella distribuzione degli sforzi e delle deformazioni. Un'asimmetria intrinseca è data dal fatto che molto spesso i rotori hanno due poli.

L'effetto consiste nell'eccitare il sistema con forze aventi frequenza 2X.

L'asimmetria è rappresentabile come un incurvamento esteso agente con frequenza doppia rispetto a quella di rotazione; il vettore localizzatore e il modulo saranno quindi:

$$F_{f_2}^{(k)} = \{0 \dots 1 \ 0 \ i \ 0 \ \dots 0 \ -i \ 0 \ -1 \ \dots 0\}^T M_2^{(k)} e^{i\varphi_2^{(k)}} = \left\{ F_L^{(k)} \right\} \overline{A}_2^{(k)} \quad (1.47)$$

Ovalizzazione del cuscinetto: in conseguenza di questo guasto il rotore è eccitato da un sistema di forze aventi componenti 2X che agiscono attraverso il film di lubrificante.

Queste forze dipenderanno quindi dalle caratteristiche di rigidità e smorzamento del lubrificante oltre che dalla geometria del cuscinetto e dalla velocità di rotazione. L'ampiezza solitamente decresce all'aumentare della velocità di rotazione.

Per semplicità conviene considerare queste forze come costanti in modulo e agenti con componente 2X. La possibile localizzazione di questo guasto è ristretta alla posizione dei cuscinetti e ciò riduce i tempi di calcolo.

Il vettore localizzatore e il modulo avranno la seguente forma:

$$F_{f_2}^{(k)} = \{0 \dots 1 \ 0 \ i \ 0 \ \dots 0 \ -i \ 0 \ -1 \ \dots 0\}^T F_2^{(k)} e^{i\varphi_2^{(k)}} = \{F_L^{(k)}\} \overline{A_2^{(k)}} \quad (1.48)$$

Principalmente le vibrazioni del rotore sono dovute a qualsiasi causa lo renda asimmetrico assialmente.

Questo può essere causato da perdite di materiale, sfregamenti, distorsioni, ma anche da cause più complesse come risonanze locali tra cui le più comuni si rilevano sulle palettature.

Altre cause di vibrazioni sono legate a problemi di tipo elettro-magnetico nel circuito di eccitazione o problemi meccanici nella trasmissione del moto.

Capitolo 2

Analisi con modelli di simulazione

La presenza di guasti sulla macchina è stata dunque ricondotta all'identificazione di forzanti equivalenti che producono le stesse vibrazioni ricavate sperimentalmente.

Il modello matematico risulta essere il seguente:

$$[M]\ddot{x} + [C]\dot{x} + [K]x = F_f(t) \quad (2.1)$$

dove x è la vibrazione addizionale ottenuta come differenza tra la vibrazione attuale (x_t) e quella prima del guasto (x_1).

2.1 Utilizzo del metodo dei minimi quadrati nel dominio delle frequenze

Sotto l'ipotesi che il sistema si possa approssimare a lineare e considerando la lenta variazione di velocità nei transitori, dovuta alle grandi inerzie della macchina, come una serie di situazioni stazionarie, il sistema può essere studiato nel dominio delle frequenze.

Per ogni componente armonica vale la seguente relazione

$$[-(n\Omega)^2[M] + in\Omega[C] + K]X_n = F_{f_n}(\Omega) \quad (2.2)$$

il vettore delle forzanti è incognito ed in generale è funzione della velocità di rotazione.

In virtù della linearità del sistema l'effetto di m guasti simultanei risulterà la somma degli effetti provocati dai singoli guasti; il vettore delle forzanti potrà essere espresso nella seguente forma:

$$F_{f_n}(\Omega) = \sum_{i=1}^m F_{f_n}^{(i)}(\Omega) \quad (2.3)$$

Come anticipato in precedenza un vantaggio di questo approccio sta nel fatto che il k -esimo guasto agisce su pochi gradi di libertà del sistema.

Il vettore delle forzanti presenterà, quindi, molte componenti nulle e per comodità può essere visto come prodotto tra un vettore localizzatore e un numero complesso legato al modulo e alla fase del guasto, in generale dipendente dalla velocità.

$$F_{f_n}^{(k)}(\Omega) = \{F_L^{(k)}\} \bar{A}^{(k)}(\Omega) \quad (2.4)$$

L'equazione (1.34) può essere riscritta come:

$$[E(n\Omega)]X_n = \sum_{i=1}^m F_{f_n}^{(i)}(\Omega) = F_{f_n}(\Omega) \quad (2.5)$$

dove $[E(n\Omega)]$ è la matrice di rigidezza dinamica del sistema alla velocità Ω per la componente armonica n-esima.

Il sistema avrà un numero di gradi di libertà pari a $(4n_r + k_m)$ dove $4n_r$ sono quelli relativi al rotore mentre k_m quelli della fondazione modellizzata tramite parametri modali.

Se la fondazione fosse modellizzata attraverso coppie di elementi di rigidezza e smorzanti la matrice $[E(n\Omega)]$ sarebbe di dimensioni $(4n_r + 2l \times 4n_r + 2l)$.

Le vibrazioni addizionali possono essere misurate per più velocità di rotazione; se consideriamo un set di p velocità angolari raccolte nel vettore $\Omega = \{\Omega_1 \ \Omega_2 \ \dots \ \Omega_p\}^T$ il sistema globale può essere riscritto come:

$$[E(n\Omega)]X_n = \begin{bmatrix} E(n\Omega_1) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & E(n\Omega_2) & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & E(n\Omega_p) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_n \\ X_n \\ \vdots \\ X_n \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \sum_{i=1}^m F_{f_n}^{(i)}(\Omega) \\ \sum_{i=1}^m F_{f_n}^{(i)}(\Omega) \\ \vdots \\ \sum_{i=1}^m F_{f_n}^{(i)}(\Omega) \end{Bmatrix} = F_{f_n}(\Omega) \quad (2.6)$$

La nuova matrice globale $[E(n\Omega)]$, essendo quadrata, può essere invertita:

$$X_n = [E(n\Omega)]^{-1} F_{f_n}(\Omega) = [H(\Omega)] F_{f_n}(\Omega) \quad (2.7)$$

Le dimensioni delle varie matrici sono le seguenti:

$$\begin{aligned} X_n &\longrightarrow ((4n_r + k_m)pX1) \\ [H] &\longrightarrow ((4n_r + k_m)pX(4n_r + k_m)p) \\ F_{f_n} &\longrightarrow ((4n_r + k_m)pX1) \end{aligned}$$

Pur ragionando sulla singola velocità di rotazione, per quanto riguarda l'identificazione del guasto, si è interessati solamente ai gradi di libertà misurati sperimentalmente; questi sono molto minori rispetto ai g.d.l. contenuti in tutto il vettore X_n .

Pensando di misurare in corrispondenza dei cuscinetti ed in due direzioni per ogni sezione, se sono presenti l cuscinetti il vettore dei g.d.l. misurati avrà lunghezza $2l$.

La matrice $[H(\Omega)]$ verrà partizionata nel seguente modo:

$$\begin{Bmatrix} x_m \\ x_g \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} [H_{mm}] & [H_{mg}] \\ [H_{gm}] & [H_{gg}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_m \\ F_g \end{Bmatrix} \quad (2.8)$$

Col pedice m sono indicati i g.d.l. misurati mentre col pedice g i restanti.

Ovviamente si ha che $m + g = 4n_r + k_m$.

Detto ciò è altrettanto vero che il vettore delle forzanti presenta molti termini nulli, come spiegato in precedenza.

Supponendo di avere m guasti che portino ad avere t componenti non nulle nel vettore F_{f_n} si può esprimere la i -esima componente del vettore X_n come:

$$\tilde{x}_i = \sum_{k=1}^t \tilde{h}_{ik} \tilde{F}_k \quad (2.9)$$

Così facendo è possibile riscrivere il sistema con solo le componenti di interesse sia nel vettore dei g.d.l. che delle forzanti cioè prendendo solo le i -esime righe in corrispondenza dei g.d.l. misurati e le k -esime colonne dove il vettore delle forzanti non è nullo ottenendo:

$$X_{B_n} = [H]_{B_n} F_{B_n} \quad (2.10)$$

Le dimensioni delle varie matrici diventeranno le seguenti:

$$X_{B_n} \longrightarrow (2lX1)$$

$$\begin{aligned} [H]_{B_n} &\longrightarrow (2lXt) \\ F_{B_n} &\longrightarrow (tX1) \end{aligned}$$

Tornando a considerare il set di p velocità $\Omega = \{\Omega_1 \Omega_2 \dots \Omega_p\}^T$ lo stesso sistema può essere riscritto per tutte le velocità di rotazione componendo un sistema globale con dimensioni:

$$\begin{aligned} X_{B_n} &\longrightarrow (2lpX1) \\ [H]_{B_n} &\longrightarrow (2lpXt) \\ F_{B_n} &\longrightarrow (tX1) \end{aligned}$$

Per identificare la forzante equivalente al guasto verrà risolta la seguente equazione:

$$[H]_{B_n} F_{B_n} = X_{Bm_n} \quad (2.11)$$

$$F_{B_n} = ([H]_{B_n}^T [H]_{B_n})^{-1} [H]_{B_n}^T X_{Bm_n} \quad (2.12)$$

Dove X_{Bm_n} contiene i dati di vibrazioni misurati sperimentalmente.

Il problema è che deve essere identificato anche il nodo dove è posizionato il guasto e quindi questa procedura deve essere iterata per tutti nodi, nel caso di singolo guasto, o per tutte le combinazioni di nodi, nel caso di guasto multiplo.

Potendo esprimere il vettore della forzante come prodotto tra modulo e vettore localizzatore (vedi formula (2.4)) la posizione del guasto può essere imposta nel vettore localizzatore.

Supponendo di avere uno sbilanciamento e di metterlo nel primo nodo il vettore localizzatore avrà la seguente forma:

$$\{F_L^{(k)}\} = \{1 \ 0 \ i \ 0 \ \dots \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ \dots \ 0\} \quad (2.13)$$

Nel caso in cui la forzante dipenda dalla velocità di rotazione, come avviene per lo sbilanciamento, è consigliabile includere questa dipendenza nel vettore localizzatore.

$$\{F_L^{(k),(j)}\} = \Omega_j^2 \{1 \ 0 \ i \ 0 \ \dots \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ \dots \ 0\} \quad (2.14)$$

Così facendo risulta possibile identificare modulo e fase della forzante nel caso lo sbilanciamento in questione si trovi sul primo nodo.

Il modulo risulterà in kgm in quanto la dipendenza dalla velocità di rotazione è inclusa nel vettore localizzatore.

Ricostruendo il vettore F_{B_n} e sostituendo nell'equazione (2.10) è possibile ricavare il vettore delle vibrazioni predette dal modello (X_{B_n}) in questo caso.

Al fine di incrementare la precisione dell'identificazione è possibile applicare dei pesi sia alle velocità che alle direzioni di misura in modo da considerare nella maniera più corretta i dati affidabili o meno.

Questo può essere ottenuto utilizzando semplicemente una matrice di pesi, ad esempio con elementi compresi tra 0 e 1, che sono appunto funzione della velocità considerata e della direzione di misura.

Il sistema risulterà quindi:

$$X_{B_n} = [W][H]_{B_n} F_{B_n} \quad (2.15)$$

La matrice peso sarà quadrata con dimensioni ($2lp \times 2lp$).

In relazione alle velocità si tende solitamente a pesare meno i valori vicino alle risonanze perché un piccolo errore nel modello matematico per quanto riguarda l'identificazione delle velocità critiche porterebbe, grazie all'elevato gradiente in queste zone, ad una marcata differenza tra le vibrazioni sperimentali e quelle teoriche influenzando negativamente sull'identificazione del guasto.

Ciò nonostante questa non è una regola generale in quanto i dati nell'intorno delle risonanze risultano essere i più significativi, soprattutto se si è costruito un modello matematico preciso e affidabile.

Per quanto riguarda il peso delle direzioni di misura si tende invece a considerare più rilevante la direzione dove le vibrazioni sono preponderanti.

A causa sia della forma non circolare del cuscinetto che delle proprietà anisotrope del meato il centro del rotore tenderà a percorrere un'orbita 1X ellittica, con un grado di ellitticità più o meno accentuato.

In generale le due direzioni (solitamente perpendicolari) in cui vengono misurate le vibrazioni, e che permettono di ricostruire l'orbita percorsa dal centro del rotore, non coincidono con le diagonali dell'ellisse.

Uno schema dell'indicazione rilevata dai trasduttori di posizione atti a misurare le vibrazioni relative tra albero e cuscinetto è mostrato in figura 2.1.

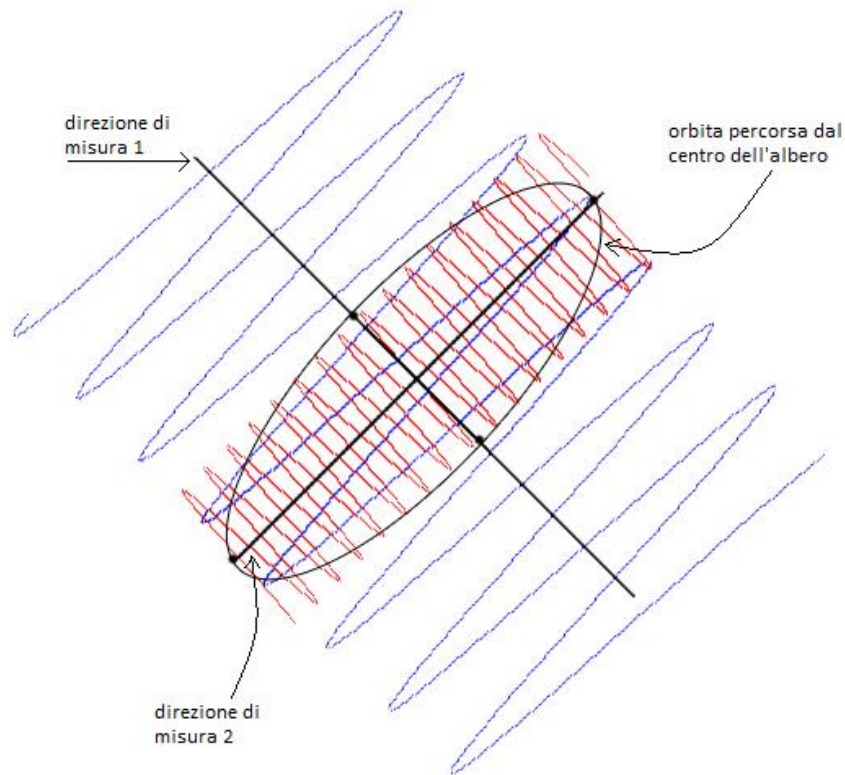


Fig. 2.1 Direzioni di misura inclinate a $\pm 45^\circ$ rispetto alla verticale, l'orbita 1X percorsa dal centro dell'albero ha direzioni principali genericamente non coincidenti con quelle di misura; la direzione blu presenta vibrazioni senz'altro di maggior rilevanza rispetto alla direzione rossa

2.1.1 Residuo dimensionale

Il set di vibrazioni teoriche può quindi essere paragonato a quelle sperimentali, indicate con X_{Bm_n} , aventi stesse dimensioni di X_{B_n} .

Il confronto viene fatto sottraendo le vibrazioni calcolate tramite modello matematico a quelle sperimentali.

$$\Delta = X_{B_n} - X_{Bm_n} = [H]_{B_n} F_{f_n} - X_{Bm_n} \quad (2.16)$$

Il risultato ottenuto è un vettore; viene poi definito col termine residuo il seguente scalare:

$$\delta_n = [X_{B_n} - X_{Bm_n}]^{*T} [X_{B_n} - X_{Bm_n}] \quad (2.17)$$

Il residuo valutato in questo modo è detto dimensionale in quanto, essendo calcolato come differenza tra spostamenti, ha la dimensione del metro.

Lo scopo è ottenere un residuo il più basso possibile, ma utilizzando la versione dimensionale non si riesce a capire a colpo d'occhio la bontà della soluzione trovata; solo i paragoni tra le diverse soluzioni sono possibili.

Inoltre il residuo dimensionale dipende dalla numerosità del campione scelto, cioè dal numero di velocità utilizzate nell'identificazione.

2.1.2 Residuo adimensionale

Nel tentativo di avere un'indicazione più immediata della coerenza tra dati sperimentali e predizione del modello può essere utilizzato il residuo relativo, detto anche adimensionale e definito come:

$$\delta_{r_n}^{(1)} = \left(\frac{[X_{B_n} - X_{Bm_n}]^*{}^T [X_{B_n} - X_{Bm_n}]}{X_{Bm_n}^*{}^T X_{Bm_n}} \right) \quad (2.18)$$

Questa procedura è iterata per tutti gli n_r nodi del rotore. Se si considera un solo guasto verrà a formarsi un vettore di residui del tipo:

$$\delta_{r_n} = \left\{ \delta_{r_n}^{(1)} \dots \delta_{r_n}^{(n_r)} \right\}^T \quad (2.19)$$

Così facendo si riduce sensibilmente la dipendenza dalla numerosità del campione, ma si ottiene sempre una quantità che non è normalizzata tra 0 e 1 ed è quindi utile per paragoni tra i diversi casi piuttosto che come indicazione assoluta della bontà dell'identificazione.

A tal fine vengono invece definiti il residuo normalizzato o il fattore di coerenza.

2.1.3 Fattore di coerenza (MAC)

Il residuo normalizzato ed il fattore di coerenza sono indipendenti dal numero di rilevazioni sperimentali eseguite e sono compresi tra 0 e 1, dando subito una chiara indicazione della qualità dell'identificazione.

Il fattore di coerenza assume la seguente forma:

$$\gamma = \frac{\left| (X_{exp}^*)^T (X_{th}) \right|^2}{\left((X_{exp}^*)^T (X_{exp}) \right) \left((X_{th}^*)^T (X_{th}) \right)} \quad (2.20)$$

dove, col pedice *exp*, sono indicate le vibrazioni sperimentali mentre, col pedice *th*, sono indicate le vibrazioni teoriche predette tramite modello matematico. Il fattore di coerenza, detto anche MAC (modal assurance criterion), è legato all'inverso del residuo normalizzato ed assume valori compresi tra 0 e 1 dove 1 rappresenta la completa corrispondenza tra vibrazioni sperimentali e quelle predette dal modello matematico.

2.2 Ricerca dei minimi relativi nella funzione obiettivo

Il problema dell'identificazione di guasti sembrerebbe essere sottodimensionato in quanto i punti di misura sono molto minori rispetto al numero dei g.d.l. del sistema.

Tuttavia, come spiegato in precedenza, bisogna considerare che i dati sono disponibili per un set di p velocità e che molte componenti del vettore delle forzanti risultano essere nulle; ciò porta il problema ad essere sovradimensionato avendo a disposizione più equazioni che incognite.

Utilizzando la notazione precedente si ha che, solo nel caso in cui $2lp = t$, il sistema risulta deterministico in quanto presenta un'unica soluzione e la matrice $[H]_{B_n}$ diventa quadrata.

Al fine di identificare il vettore delle forze equivalenti agli m guasti (di dimensioni $(t \times 1)$), forze applicate ai vari nodi e che riproducono nella maniera più precisa possibile le vibrazioni sperimentali X_{Bm_n} (di dimensioni $(2lp \times 1)$), viene utilizzato il metodo dei minimi quadrati.

Così facendo è possibile la minimizzazione del residuo in un problema sovradeterminato, dove il numero delle incognite è minore del numero delle equazioni; la matrice $[H]_{B_n}$ risulta quindi rettangolare.

2.2.1 Guasti singoli o multipli; mappa del residuo monodimensionale o multidimensionale

Utilizzando l'algoritmo di minimizzazione dell'errore quadratico il residuo viene calcolato per qualsiasi localizzazione del guasto, o per qualsiasi combinazione nel caso ne fosse presente più di uno.

Così facendo, se si vogliono identificare m forzanti presenti sul rotore, si otterrà una superficie dei residui di in uno spazio di dimensioni R^{m+1} ; per questo motivo la rappresentazione grafica è possibile fino a due guasti.

$$\delta_r = f(z_1, z_2, \dots, z_k, \dots, z_m) \quad (2.21)$$

Ciò nonostante la presenza contemporanea di più di due guasti sul rotore è assolutamente inusuale grazie alla manutenzione preventiva, al miglioramento

delle tecniche di lavorazione meccanica ed all'uso di metodi di identificazione della formazione di guasti come quello in questione nella tesi.

Oltretutto non bisogna trascurare il fatto che la complessità del problema incrementa il tempo di risoluzione in maniera tutt'altro che lineare.

Utilizzando il metodo della minimizzazione del residuo i tempi di identificazione dei guasti, considerando T il tempo di ciclo impiegato dal computer in uso, variano nel seguente modo:

$$n_{elements} n_{speeds} T \quad \text{per l'identificazione del singolo guasto} \quad (2.22)$$

$$n_{speeds} \frac{n_{elements}(n_{elements}+1)}{2} T \quad \text{per l'identificazione di due guasti uguali} \quad (2.23)$$

$$n_{speeds} n_{elements}^2 T \quad \text{per l'identificazione di due guasti diversi} \quad (2.24)$$

Come si è accennato in precedenza la ricerca di un solo guasto porterà ad avere un residuo monodimensionale che varia lungo l'asse del rotore; la presenza di due guasti invece porterà ad ottenere una matrice e la corrispondente superficie dei residui di cui interessano i minimi relativi.

In seguito sono rappresentati degli esempi di residuo monodimensionale e bidimensionale.

In figura 2.2 è possibile vedere l'andamento del residuo nel caso di guasto singolo.

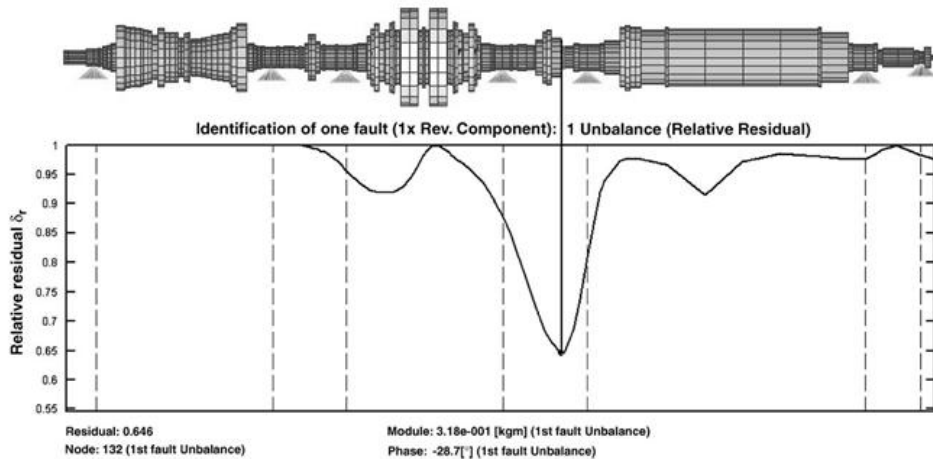


Fig. 2.2 Esempio di mappa dei residui monodimensionale (ottenuta per singolo guasto)

In figura 2.3 è mostrato un esempio di superficie del residuo ottenuta nel caso fossero presenti sul rotore due guasti di natura diversa.

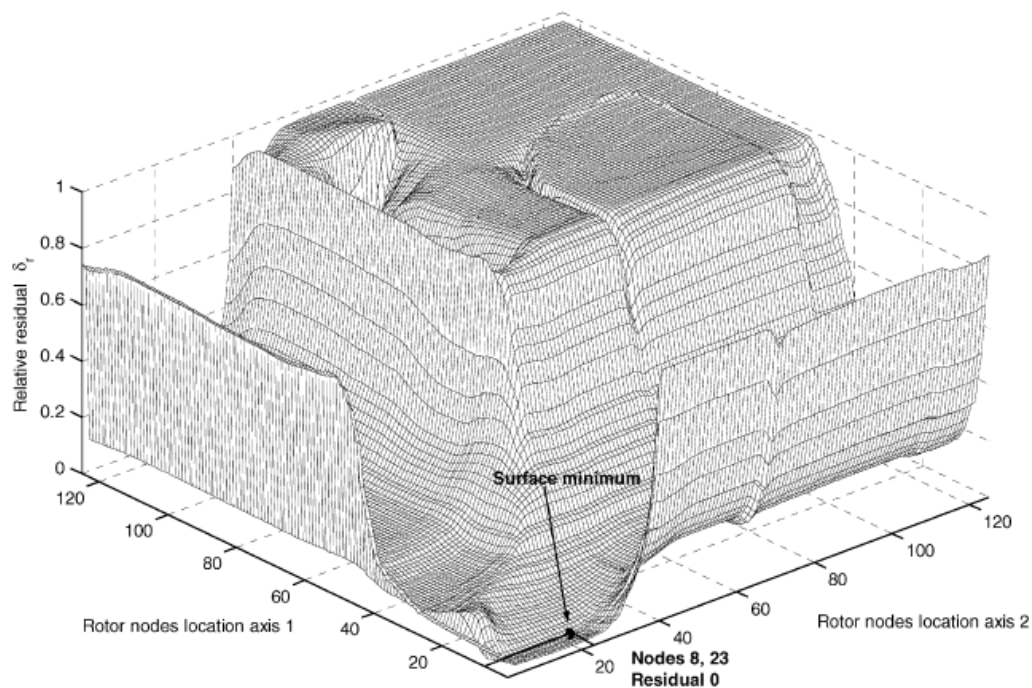


Fig. 2.3 Esempio di mappa dei residui bidimensionale (ottenuta per due guasti diversi)

Se i due guasti avessero stessa natura la rappresentazione ottenuta sarebbe simmetrica rispetto la bisettrice del quadrante inferiore come mostrato in figura 2.4.

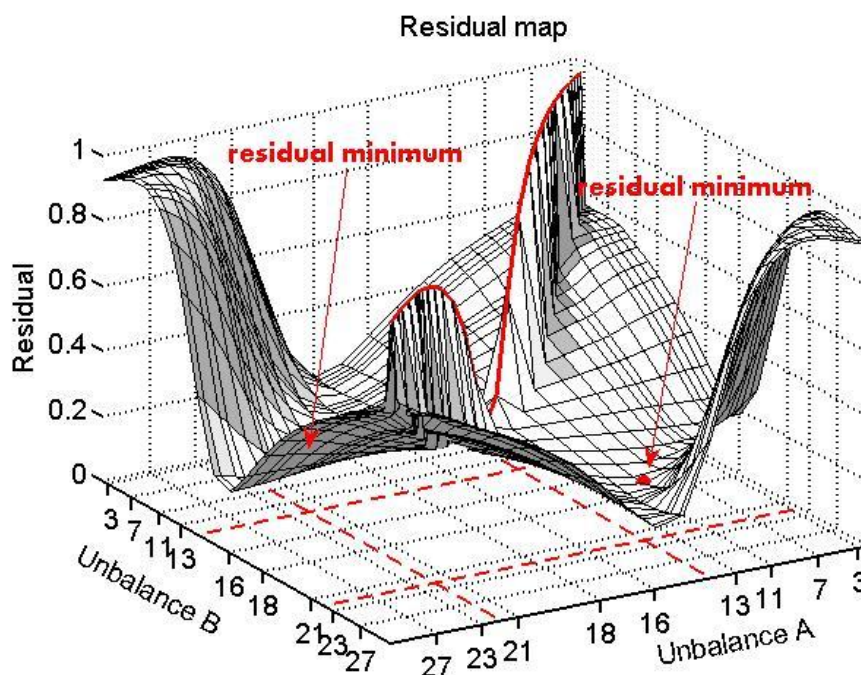


Fig. 2.4 Esempio di mappa dei residui bidimensionale (ottenuta per due guasti dello stesso tipo)

Ciò avviene perché, con due guasti dello stesso tipo, la casistica di posizioni delle forzanti equivalenti al guasto sui vari nodi si dimezza; di conseguenza anche i tempi di calcolo saranno di molto ridotti.

È possibile costruire solo metà del diagramma per avere un'analisi completa.

In questo caso i dati disposti sulla bisettrice del quadrante inferiore risulteranno essere il residuo monodimensionale, per singolo guasto.

Se invece i due guasti sono di diversa origine non è più equivalente posizionare prima uno e poi l'altro, quindi tutta la casistica guasti-nodi deve essere scorsa al fine di trovare il punto di minimo residuo.

Tale fatto porta a non avere una mappa del residuo simmetrica, come si vede in figura 2.3, incrementando i tempi di minimizzazione della funzione obiettivo.

2.3 Interpretazione dei risultati

Come anticipato, più basso è il residuo ottenuto e migliore è la qualità dell'identificazione.

Ciò nonostante non sono rari i casi in cui questo metodo porta ad avere più di un minimo e con valori molto simili tra loro. Questo non significa necessariamente che tutte le soluzioni siano valide allo stesso modo.

Il risultato deve essere sempre legato al senso pratico in quanto non è possibile, ad esempio, che certe zone del rotore, come quelle in corrispondenza dei cuscinetti, siano sede di sbilanciamenti.

2.3.1 Assegnazione della funzione di pesatura ai risultati

Non tutte le sezioni del rotore hanno la stessa probabilità di essere soggette a guasti; quindi, per tenere conto di ciò, viene assegnata una funzione di pesatura. Si vuole sottolineare che questa è una pesatura dei risultati ottenuti dall'algoritmo di minimizzazione e non ha niente a che fare coi pesi utilizzati precedentemente in relazione alle velocità di rotazione e alla direzione di misura.

Comunque sia questa funzione peso assume valori compresi tra 0 e 1 a secondo della sezione del rotore e ha lo scopo di incrementare il residuo nelle zone in cui il guasto è ritenuto più improbabile mentre assume valore unitario nelle sezioni più critiche rispetto alla presenza di guasti.

Il residuo verrà dunque diviso per il peso relativo alla sezione, o per una combinazione dei pesi relativi alle diverse sezioni se fossero presenti guasti multipli sul rotore. Questo modo di agire è esemplificato nel caso di studio seguente e permette di relazionare la generica procedura di minimizzazione del residuo al caso in questione tendendo ad escludere, per diverse ragioni pratiche, le zone più improbabili dove il guasto possa andare a posizionarsi.

Importante risulta essere anche la scelta del set di velocità angolari considerate sperimentalmente.

Questo fattore ha un'influenza molto rilevante sulla qualità dell'identificazione perché a secondo delle velocità di rotazione campionate si possono ottenere risultati diversi dall'algoritmo di minimizzazione.

Solitamente si tende a scartare velocità di rotazione troppo ridotte, zona in cui le misurazioni non sono precise, e si arriva fino alle classiche velocità di esercizio; un tipico range di velocità è 300-3000rpm.

Per quanto riguarda la spaziatura può essere omogenea o non; una regola generale è che nella zona delle risonanze servirebbe una frequenza di campionamento più elevata grazie al maggiore gradiente delle vibrazioni; ma è anche vero che nell'intorno delle risonanze i dati risultano più imprecisi.

Il trade-off tra vantaggi e svantaggi legati alla scelta del set di velocità porta ad una decisione relativa al singolo caso studiato.

Nonostante un'accurata scelta del set di velocità da utilizzare e delle funzioni di pesatura, dei risultati multipli possono comunque essere ottenuti dall'algoritmo di minimizzazione del residuo.

Per riuscire a distinguere quale possa essere il guasto realmente esistente sulla macchina, bisogna identificare caratteristiche del comportamento vibratorio univoche di un determinato tipo di guasto.

Un esempio può essere l'elevato livello di vibrazioni presente a basse velocità associato ad un disallineamento oppure l'aumento di vibrazioni per velocità elevate dovuto a uno sbilanciamento.

Tuttavia ci sono casi in cui anche queste informazioni possono essere ambigue o addirittura fuorvianti.

Ciò si è verificato nel caso di studio presentato in seguito.

Tramite la tecnica dell'identificazione modale, la cui importanza e validità sono sostenute nella tesi in questione, si è però riusciti ad giudicare univocamente una situazione che, con le normali tecniche di identificazione dei guasti in macchine rotanti basate sulla minimizzazione del residuo, risultava tutt'altro che univoca.

L'applicazione di un'analisi modale richiede però l'identificazione dei parametri modali relativi al treno di alberi in questione: frequenze proprie, modi di vibrare, masse e smorzamenti modali.

Di ciò non verrà trattato in questo scritto perché fuorviante rispetto alla tesi in questione, ma tutti i riferimenti necessari sono visibili in bibliografia [26].

Una volta ricavati i parametri modali, ed eventualmente calibrati, si possono ricavare informazioni importanti di tipo energetico dai modi di vibrare e dall'effetto che i singoli modi hanno sulla risposta totale del sistema. Queste informazioni permettono di identificare in maniera univoca il guasto escludendo le altre soluzioni trovate utilizzando una diagnosi basata puramente sul modello matematico e su algoritmi di minimizzazione del residuo in cui set diversi di forzanti possono essere in grado di simulare verosimilmente le vibrazioni sperimentali.

Verrà dimostrato quindi, nel caso di studio presentato in seguito, che proprio l'approccio modale e l'analisi di sensibilità integrano in maniera indispensabile questo metodo innovativo d'identificazione dei guasti in macchine rotanti, guasti che sono modellizzati come forzanti.

Capitolo 3

Caso di studio

Il caso studiato per la validazione di questo metodo innovativo di identificazione di guasti in macchine rotanti è situato nella centrale termoelettrica EDISON di Marghera Levante (VE).

L'oggetto in questione è l'alternatore MARELLI, tipo SGTH25-175 MVA, appartenente a un treno di tre alberi collegati tramite giunti rigidi e sui quali sono calettate le turbine di alta-media e bassa pressione.

Questo è stato soggetto ad importanti interventi di manutenzione che hanno richiesto l'estrazione del rotore. Oltre a varie ispezioni visive, sia sullo statore che sul rotore è stata eseguita la sostituzione delle biette del primo e delle cappe di blindaggio del secondo.

Sono state anche fatte alcune lavorazioni sui giunti; di particolare rilevanza quelle sul collegamento alternatore-turbina di bassa pressione.

In seguito alla successiva messa in opera della macchina, i sensori di vibrazione posizionati in corrispondenza dei cuscinetti dell'alternatore presentavano vibrazioni assolutamente inaccettabili in particolare nel campo di velocità 900-1500 rpm. Queste vibrazioni risultavano essere accettabili, se pur aumentate rispetto a prima della manutenzione, alla velocità di esercizio della macchina di 3000 rpm.

L'attenzione verrà quindi concentrata sull'alternatore, rappresentato in figura 3.1.

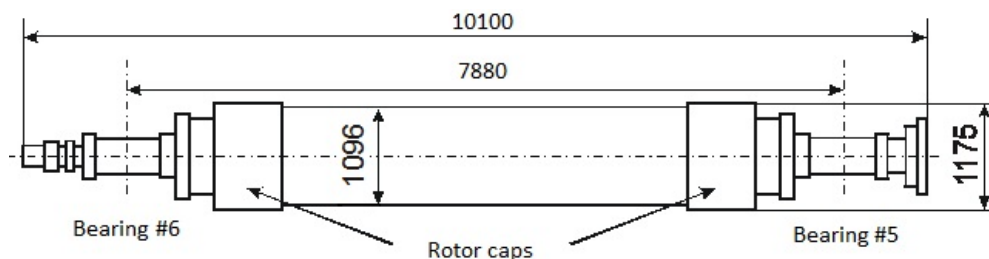


Fig. 3.1 Alternatore

3.1 Configurazione della macchina

Il gruppo studiato è composto da una turbina a vapore di alta-media pressione (AP-MP), una turbina di bassa pressione (BP) e dall'alternatore. Il treno di

alberi è assemblato tramite giunti rigidi ed è montato complessivamente su sei cuscinetti portanti a strisciamento (lubrificati) come mostrato in figura 3.2.

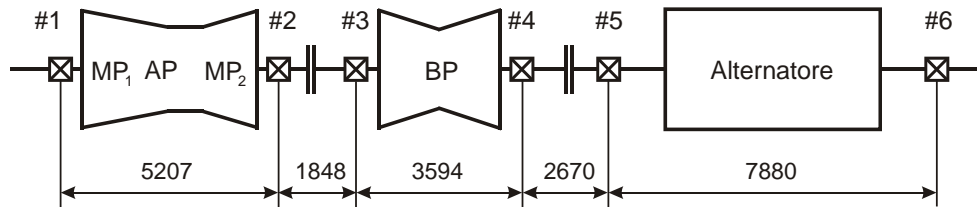


Fig. 3.2 Configurazione del treno di alberi e numerazione dei supporti

Su ogni supporto sono montati due trasduttori di prossimità disposti a $\pm 45^\circ$ rispetto l'asse verticale ad eccezione del supporto #1 dove la vibrazione è misurata a -15° e $+75^\circ$. Tramite questi sensori è possibile rilevare le vibrazioni relative dell'albero rispetto ai supporti e, combinando le informazioni nelle due direzioni di misura, si ricavano facilmente le orbite.

Sempre in corrispondenza dei cuscinetti sono montati anche degli accelerometri. Il segnale di accelerazione, integrato due volte nel tempo, fornisce le vibrazioni assolute del supporto; la direzione di misura è la stessa dei trasduttori di prossimità. Unendo queste due informazioni è facilmente ricavabile la vibrazione assoluta del treno di alberi nei diversi punti di misura.

Nella seguente tabella sono riportate le sigle dei sensori di vibrazione sia relativi che assoluti.

SUPPORTO	TRASDUTTORI DI PROSSIMITÀ		SENSORI SISMICI	
	SIGLA SENSORE	Posizione angolare	SIGLA SENSORE	Posizione angolare
#1	PM1_TV_R01A	-15°	PM1_TV_S01A	-25°
#1	PM1_TV_R01B	75°	PM1_TV_S01B	75°
#2	PM1_TV_R02A	-45°	PM1_TV_S02A	-45°
#2	PM1_TV_R02B	45°	PM1_TV_S02B	45°
#3	PM1_TV_R03A	-45°	PM1_TV_S03A	-45°
#3	PM1_TV_R03B	45°	PM1_TV_S03B	45°
#4	PM1_TV_R04A	-45°	PM1_TV_S04A	-45°
#4	PM1_TV_R04B	45°	PM1_TV_S04B	45°
#5	PM1_TV_R05A	-45°	PM1_TV_S05A	-45°
#5	PM1_TV_R05B	45°	PM1_TV_S05B	45°
#6	PM1_TV_R06A	-45°	PM1_TV_S06A	-45°
#6	PM1_TV_R06B	45°	PM1_TV_S06B	45°

Tab. 3.1 Sensori di vibrazione e direzione di misura rispetto all'asse verticale

Ogni albero presenta due cuscinetti portanti, ma questi hanno configurazioni diverse per ogni albero.

Quelli relativi alla turbina di bassa pressione risultano essere i più flessibili in quanto ricavati in un'estremità di una cassa montata a sbalzo. I restanti quattro sono invece normalmente ricavati nei rispettivi involucri della turbina di alta-media pressione e dell'alternatore.

Le due casse sono molto simili geometricamente anche se di dimensioni diverse e sono collegate inferiormente alla struttura in calcestruzzo.

Il fatto che i cuscinetti della turbina di bassa pressione siano montati in una struttura tutt'altro che rigida quanto un incastro, causa un'influenza rilevante sul comportamento dinamico del sistema complessivo poiché possono essere presenti più risonanze locali nel campo di funzionamento 0-3000 rpm.

Inoltre le forze trasmesse del meato di lubrificante, molto più elevate in direzione verticale che orizzontale a causa del minor spessore, possono comportare delle vibrazioni non trascurabili sui supporti della turbina di bassa.

Queste affermazioni sono confermate dal fatto che le vibrazioni assolute dei supporti #3 e #4 della turbina BP sono paragonabili alle vibrazioni relative albero-supporto, come verrà mostrato nelle tabelle 3.2-3.7.

In base allo stesso criterio si può affermare che anche i supporti della turbina AP-MP non siano particolarmente rigidi.

Non si può quindi trascurare che la scarsa rigidità di questi supporti influisca talvolta in maniera rilevante sul comportamento complessivo della macchina. Ciò nonostante le vibrazioni dal lato alternatore sono scarsamente affette dal comportamento dinamico locale degli altri due alberi e della fondazione. Essendo oggetto di questo studio solo l'alternatore è possibile trascurare questo comportamento dei supporti in quanto i tre alberi, pur essendo collegati con giunti rigidi, risultano essere efficacemente disaccoppiati da quest'ultimi. Queste osservazioni giustificano anche le semplificazioni che verranno fatte nel modello matematico della fondazione.

3.2 Grandezze misurate

Per capire quale sia la causa dell'importante incremento delle vibrazioni dell'alternatore dopo l'intervento di manutenzione, sono state studiate le vibrazioni 1X, 2X e 3X rilevate sui rispettivi cuscinetti durante vari run-down e run-up della macchina. Sia le vibrazioni relative albero-cuscinetti che quelle assolute dei supporti verranno riportate in seguito.

I dati antecedenti e conseguenti all'intervento di manutenzione vengono quindi paragonati per capire la natura di un tale incremento di vibrazioni.

La registrazione dei dati è fatta attraverso l'apposito programma CESI WPlt; tali dati sono stati poi esportati in MatLab per comodità di analisi.

Importante risulta essere la presenza di un sistema di acquisizione SMAV permanentemente installato sull'impianto il quale permette di disporre delle misure di vibrazione prima e dopo la manutenzione.

Le vibrazioni iniziali andranno sottratte a quelle attuali al fine dell'identificazione del guasto utilizzando il modello matematico presentato precedentemente nel paragrafo riguardante la modellazione dei guasti.

La condizione di riferimento, precedente alla manutenzione, risale al 18/01/2010.

L'avviamento è avvenuto dopo un periodo di circa cinque mesi in data 17/06/2010; altri dati utili all'analisi sono stati ottenuti in data 05/10/2010.

3.2.1 Vibrazioni sperimentali in presenza di guasto

Il restart della macchina, avvenuto in giugno, non è stato lineare ma, a fronte di varie esigenze pratiche e di problemi riscontrati durante l'avviamento, è avvenuto in diversi step.

Inizialmente la velocità è stata incrementata fino a 1040 rpm in un tempo di circa 16 minuti.

Come confermeranno i successivi grafici, le vibrazioni presentano un aumento fino a valori di 128 μm sul cuscinetto #5 e fino 202 μm sul lato eccitatrice, cuscinetto #6; questi valori risultano essere assolutamente fuori dalla norma.

Successivamente la velocità è stata diminuita fino 215 rpm con una conseguente diminuzione delle vibrazioni; si è passato quindi velocemente a 600 rpm e si è proseguiti fino circa 1000 rpm con un gradiente di 100 rpm/h.

Alla velocità di 1008 rpm le vibrazioni sul cuscinetto #6 ritornavano a livelli inaccettabili raggiungendo i 129 μm pp.

Si è poi raggiunta la velocità di 2200 rpm con un gradiente di 230 rpm/min quindi, dopo una pausa di 7 minuti, si è passati alla velocità di esercizio di 3000 rpm incrementando di 120 rpm/min.

Anche alla velocità di regime il livello di vibrazioni, pur essendo inferiore al picco di 202 μm ottenuto per velocità minori, risulta essere incrementato rispetto alla situazione rilevata nel precedente gennaio.

Ci si è pertanto chiesto cosa possa essere accaduto al fine di avere delle vibrazioni così elevate successivamente ad interventi atti a migliorare le condizioni della macchina.

Il variare delle vibrazioni all'aumentare delle velocità fornisce importanti informazioni su quale possa esserne la causa.

Nelle figure sottostanti è riportato l'andamento delle vibrazioni 1X in entrambe le direzioni di misura sui cuscinetti #5 e #6, relativi all'alternatore, per tutto il campo di velocità.

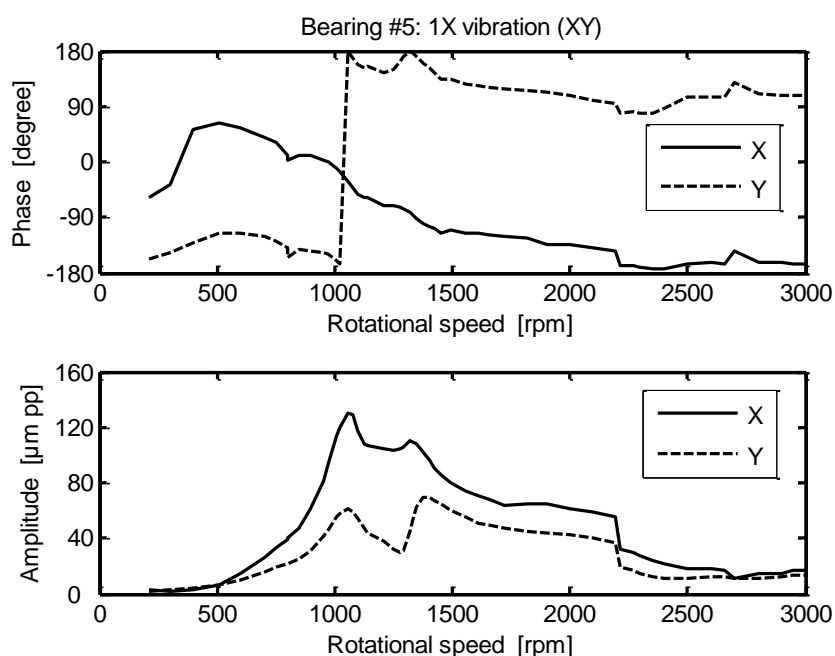


Fig. 3.3 *Andamento delle vibrazioni 1X misurate sul cuscinetto #5 in direzione X e Y in data 17/06/2010*

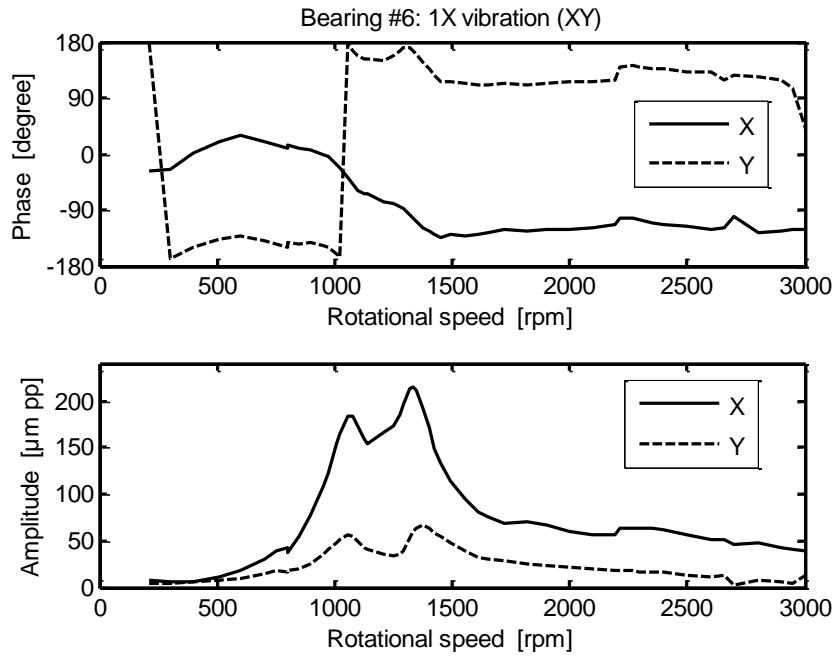


Fig. 3.4 Andamento delle vibrazioni 1X misurate sul cuscinetto #6 in direzione X e Y in data 17/06/2010

Nella tabella 3.2 sono riportati i valori delle vibrazioni misurate sui cuscinetti in entrambe le direzioni alla velocità di 230 rpm. A queste velocità si ha un'indicazione dell'eccentricità dei rotori e del runout geometrico dei colli in quanto l'effetto di sbilanciamenti risulta essere trascurabile per velocità così ridotte.

VELOCITÀ DI ROTAZIONE: 230 rpm						
Cuscinetto	Vibrazioni relative (1X) albero-supporto			Vibrazioni assolute (1X) supporto		
	SIGLA SENSORE	Ampiezza	Fase	SIGLA SENSORE	Ampiezza	Fase
		$\mu\text{m pp}$	$^{\circ}$		$\mu\text{m pp}$	$^{\circ}$
#1	PM1_TV_R01A	17	92	PM1_TV_S01A	17	81
#1	PM1_TV_R01B	21	353	PM1_TV_S01B	20	364
#2	PM1_TV_R02A	15	230	PM1_TV_S02A	12	241
#2	PM1_TV_R02B	12	131	PM1_TV_S02B	12	141
#3	PM1_TV_R03A	21	117	PM1_TV_S03A	21	114
#3	PM1_TV_R03B	6	132	PM1_TV_S03B	6	155
#4	PM1_TV_R04A	6	338	PM1_TV_S04A	7	358
#4	PM1_TV_R04B	10	300	PM1_TV_S04B	22	318
#5	PM1_TV_R05A	12	303	PM1_TV_S05A	1	212
#5	PM1_TV_R05B	10	197	PM1_TV_S05B	-	-
#6	PM1_TV_R06A	30	322	PM1_TV_S06A	-	-
#6	PM1_TV_R06B	22	171	PM1_TV_S06B	-	-

Tab. 3.2 Vibrazioni 1X, relative albero-supporto e assolute dei supporti, rilevate alla velocità di 230 rpm in data 17/06/2010

Queste ampiezze risultano essere contenute ad eccezione di quelle del cuscinetto #6 che, pur non essendo elevatissime, superano il limite di accettabilità di 20-25 $\mu\text{m pp}$.

Da queste osservazioni si può concludere che l'intervento di manutenzione non ha causato una particolare eccentricità dei rotori e che, le vibrazioni superiori alla norma del cuscinetto #6, non possono certamente giustificare l'incremento delle vibrazioni fino a superare i 200 $\mu\text{m pp}$ nel passaggio della prima risonanza. Le seguenti tabelle riportano invece il valore delle vibrazioni nei cuscinetti #4, #5 e #6 nel passaggio dalla prima velocità critica.

A causa dell'anisotropia del meato di lubrificante le velocità critiche subiscono uno sdoppiamento.

Questo è confermato dal fatto che, come verrà presentato meglio in seguito nel modello matematico e nei grafici delle orbite 1X, le deformate dinamiche alla velocità di 1056 rpm e 1335 rpm presentano la tipica configurazione del primo modo di vibrare, senza nodi e con il ventre pronunciato al centro.

VELOCITÀ DI ROTAZIONE: 1056 rpm						
Vibrazioni relative (1X) albero-supporto				Vibrazioni assolute (1X) supporto		
Cuscinetto	SIGLA SENSORE	Ampiezza	Fase	SIGLA SENSORE	Ampiezza	Fase
		$\mu\text{m pp}$	$^{\circ}$		$\mu\text{m pp}$	$^{\circ}$
#4	PM1_TV_R04A	27	180	PM1_TV_S04A	45	209
#4	PM1_TV_R04B	13	39	PM1_TV_S04B	12	116
#5	PM1_TV_R05A	136	326	PM1_TV_S05A	27	14
#5	PM1_TV_R05B	67	181	PM1_TV_S05B	12	312
#6	PM1_TV_R06A	205	323	PM1_TV_S06A	36	9
#6	PM1_TV_R06B	70	178	PM1_TV_S06B	-	-

Tab. 3.3 Vibrazioni 1X, relative albero-supporto e assolute dei supporti, rilevate alla velocità di 1056 rpm in data 17/06/2010

VELOCITÀ DI ROTAZIONE: 1335 rpm						
Vibrazioni relative (1X) albero-supporto				Vibrazioni assolute (1X) supporto		
Cuscinetto	SIGLA SENSORE	Ampiezza	Fase	SIGLA SENSORE	Ampiezza	Fase
		$\mu\text{m pp}$	$^{\circ}$		$\mu\text{m pp}$	$^{\circ}$
#4	PM1_TV_R04A	57	124	PM1_TV_S04A	82	158
#4	PM1_TV_R04B	27	31	PM1_TV_S04B	38	117
#5	PM1_TV_R05A	116	274	PM1_TV_S05A	53	295
#5	PM1_TV_R05B	60	180	PM1_TV_S05B	53	271
#6	PM1_TV_R06A	221	261	PM1_TV_S06A	73	280
#6	PM1_TV_R06B	64	168	PM1_TV_S06B	-	-

Tab. 3.4 Vibrazioni 1X, relative albero-supporto e assolute dei supporti, rilevate alla velocità di 1335 rpm in data 17/06/2010

Dai valori tabulati si nota subito l'inaccettabile incremento delle vibrazioni relative albero-supporto in corrispondenza dei cuscinetti dell'alternatore.

È da escludersi che la causa vibrazioni sia legata a problemi sul giunto alternatore-turbina BP perché, se così fosse, le vibrazioni del cuscinetto #5 dovrebbero essere più elevate rispetto a quelle misurate sul #6, cosa che non accade mai nel campo di velocità in considerazione.

È altresì da escludersi che la causa delle elevate vibrazioni al passaggio delle prime due velocità critiche sia un ingobbamento dovuto al peso proprio del

rotore in quanto prima di queste rilevazioni la macchina è stata mantenuta sul viratore per un tempo sufficiente allo scopo di distendere gli alberi.

A conferma di ciò contribuiscono sia il basso livello di vibrazioni a basse velocità, elemento che porta all'esclusione di disassamenti, che la ripetibilità dei dati in misurazioni successive.

Tale comportamento è effettivamente ripetuto, seppur con vibrazioni di picco leggermente minori, anche per rilevazioni effettuate nel successivo ottobre.

Le figure 3.5 e 3.6 evidenziano l'andamento delle vibrazioni 1X sui cuscinetti dell'alternatore lungo tutto il campo di velocità in entrambe le direzioni di misura rilevata in data 05/10/2010.

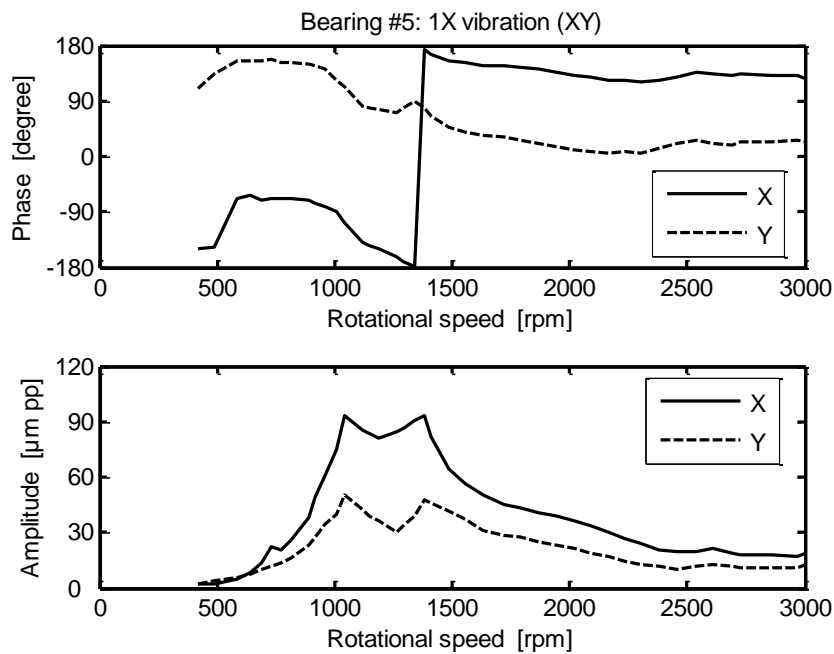


Fig. 3.5 *Andamento delle vibrazioni 1X misurate sul cuscinetto #5 in direzione X e Y in data 05/10/2010*

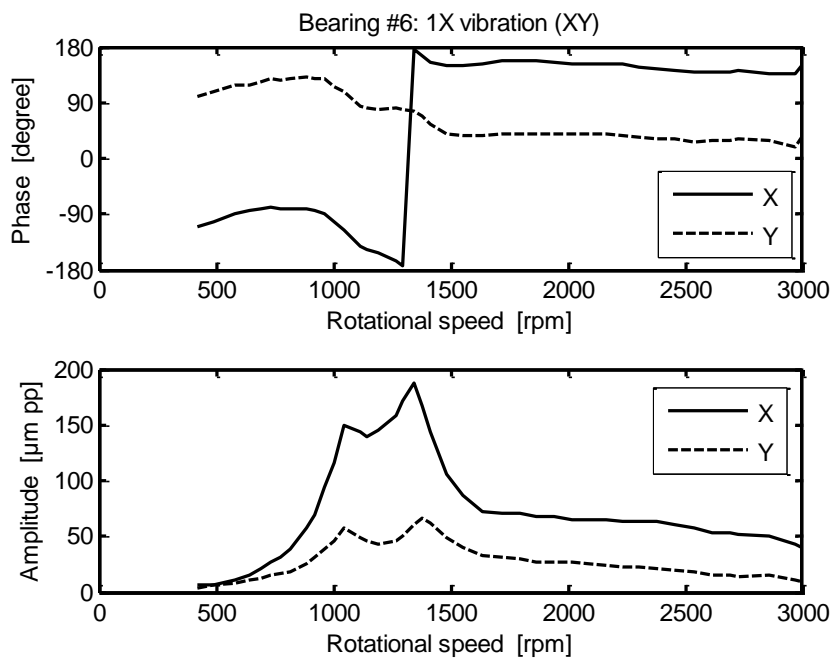


Fig. 3.6 *Andamento delle vibrazioni 1X misurate sul cuscinetto #6 in direzione X e Y in data 05/10/2010*

Il fatto che il comportamento vibratorio inaccettabile si ripeta dopo circa quattro mesi conferma la presenza di qualche anomalia sul treno di alberi escludendo che le elevate vibrazioni ottenute in transitorio nel mese di giugno siano legate solamente ad ingobbamenti dovuti al peso proprio o ad assestamenti della macchina al suo ritorno in esercizio.

Dalle tabelle si può anche osservare l'aumento delle vibrazioni assolute dei supporti dell'alternatore alle velocità di 1056 e 1335.

Queste sono aumentate conseguentemente alle grandi forze dinamiche scambiate tramite il meato di lubrificante, indotte dalle ampie vibrazioni relative dell'albero. Le vibrazioni assolute rimangono in ogni caso sensibilmente inferiori rispetto quelle relative albero-supporto.

Nelle tabelle vengono riportati anche i dati relativi al supporto #4 in corrispondenza della turbina BP dal lato alternatore.

Tali vibrazioni, come su può vedere in figura 3.7 risultano essere di ampiezza piuttosto contenuta nonostante l'amplificazione delle vibrazioni dell'alternatore per velocità vicine a quelle critiche.

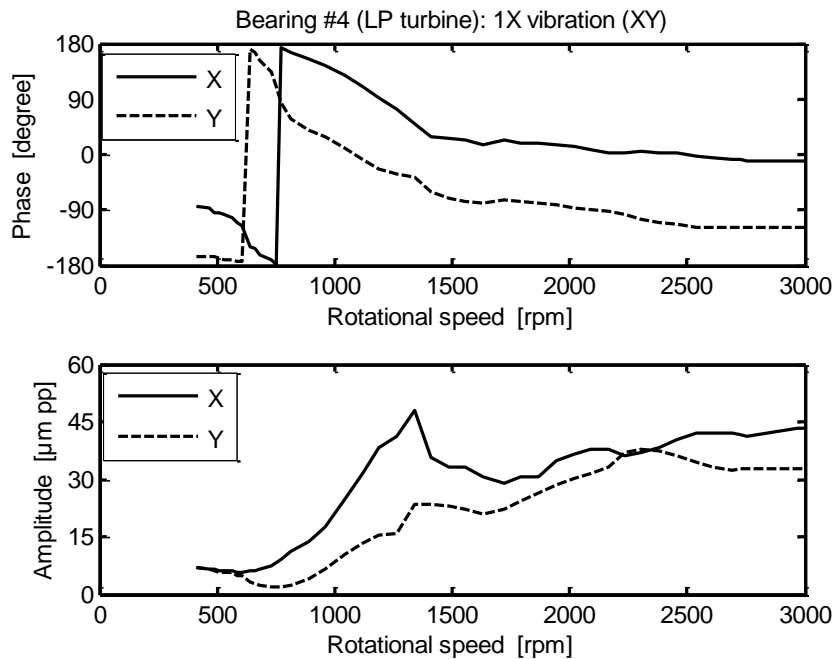


Fig. 3.7 *Andamento delle vibrazioni 1X misurate sul cuscinetto #4 in direzione X e Y in data 05/10/2010*

È possibile, quindi, affermare che l'anomalia del fenomeno coinvolge solamente l'alternatore e non è imputabile a problemi di accoppiamento tra alternatore e turbina.

In aggiunta, nonostante la presenza di un giunto rigido tra alternatore e turbina BP, il comportamento dinamico dei due componenti può considerarsi disaccoppiato permettendo di concentrarsi sulla dinamica dell'alternatore piuttosto che su tutto il gruppo.

Da una analisi preliminare degli andamenti delle vibrazioni al variare della velocità, sia nel caso di giugno che di ottobre, si nota subito la notevole amplificazione dinamica nel passaggio attraverso le prime due velocità critiche flessionali dell'alternatore.

Per velocità superiori a 2200 rpm invece le ampiezze diminuiscono in modo considerevole fino a 70 µm pp.

Questo comportamento risulta essere abbastanza inusuale in quanto le forze sbilancianti aumentano col quadrato della velocità di rotazione dando origine a vibrazioni sincrone 1X che dovrebbero essere di entità tutt'altro che ridotta.

Quello che si osserva dai precedenti grafici è invece una scarsa dipendenza, rispetto alla velocità angolare, delle vibrazioni oltre i 2200 rpm le quali si mantengono quasi costanti.

Il gradino presente nei grafici relativi al cuscinetto #5, in data 17/06/2010 (figura 3.3), è dovuto solo alla pausa di sette minuti della rampa di salita dopo i 2200 rpm.

L'insorgere di vibrazioni assolute 1X elevate soprattutto in corrispondenza delle velocità critiche dell'alternatore è dovuta alle sole forze trasmesse dal meato di lubrificante le quali risultano particolarmente elevate nelle zone di risonanza dell'alternatore grazie all'incremento delle vibrazioni relative albero-cuscinetto. Le vibrazioni dei supporti risultano essere una conseguenza delle vibrazioni dell'albero e non viceversa; questo è confermato anche dal fatto che le vibrazioni relative albero-supporto e assolute sono in fase.

Si può quindi affermare che è la dinamica della fondazione ad essere influenzata dal rotore e non viceversa; questo permette una sostanziale semplificazione nel modello matematico della fondazione stessa.

Per completare il set di informazioni ricavabili dal solo andamento delle vibrazioni attuali si è cercato di capire come le vibrazioni relative e assolute cambiassero al variare del carico sulla macchina e durante il transitorio termico.

I dati ricavati sono raccolti nelle successive tabelle per condizioni full speed no load (FSNL) e alla velocità di esercizio di 3000 rpm con carico parziale. Le zone interessate sono sempre i cuscinetti #4, #5 e #6.

VELOCITÀ DI ROTAZIONE: 3000 rpm (FSNL)						
Vibrazioni relative (1X) albero-supporto				Vibrazioni assolute (1X) supporto		
Cuscinetto	SIGLA SENSORE	Ampiezza	Fase	SIGLA SENSORE	Ampiezza	Fase
		µm pp	°		µm pp	°
#4	PM1_TV_R04A	45	73	PM1_TV_S04A	51	65
#4	PM1_TV_R04B	41	323	PM1_TV_S04B	71	330
#5	PM1_TV_R05A	18	224	PM1_TV_S05A	7	250
#5	PM1_TV_R05B	15	136	PM1_TV_S05B	7	104
#6	PM1_TV_R06A	46	280	PM1_TV_S06A	22	235
#6	PM1_TV_R06B	14	171	PM1_TV_S06B	-	-

Tab. 3.5 Vibrazioni 1X, relative albero-supporto e assolute di supporto, rilevate in condizione FSNL

VELOCITÀ DI ROTAZIONE: 3000 rpm (on load)						
Vibrazioni relative (1X) albero-supporto				Vibrazioni assolute (1X) supporto		
Cuscinetto	SIGLA SENSORE	Ampiezza	Fase	SIGLA SENSORE	Ampiezza	Fase
		µm pp	°		µm pp	°
#4	PM1_TV_R04A	47	59	PM1_TV_S04A	42	38
#4	PM1_TV_R04B	52	309	PM1_TV_S04B	100	307
#5	PM1_TV_R05A	11	234	PM1_TV_S05A	14	259
#5	PM1_TV_R05B	19	141	PM1_TV_S05B	5	83
#6	PM1_TV_R06A	67	297	PM1_TV_S06A	40	229
#6	PM1_TV_R06B	16	213	PM1_TV_S06B	-	-

Tab. 3.6 Vibrazioni 1X, relative albero-supporto e assolute di supporto, rilevate a 3000 rpm con carico parziale

Per quanto riguarda l'alternatore si nota che né la presa di carico né il raggiungimento di uno stato termico stazionario comportano una variazione della vibrazione sia relativa che assoluta.

Ciò non si verifica invece nel supporto #4; in seguito alla presa di carico e al successivo riscaldamento della macchina le vibrazioni assolute aumentano del 20%.

Questo comportamento è verosimilmente dovuto alla singolare configurazione dei supporti della turbina BP i quali, essendo praticamente a sbalzo, godono di una flessibilità elevata ed influenzata dalla temperatura.

Il fenomeno in questione, di entità non trascurabile, merita di essere preso in considerazione per problematiche relative alla turbina BP.

Come precedentemente detto, il comportamento dinamico della turbina di bassa pressione risulta influenzare scarsamente quello dell'alternatore grazie alle caratteristiche del giunto che tendono a disaccoppiare il sistema.

Nella seguente tabella sono riportati i valori delle vibrazioni sia relative che assolute su tutti i supporti; vibrazioni misurate a fine giugno, in esercizio, alla velocità di 3000 rpm.

VELOCITÀ DI ROTAZIONE: 3000 rpm (on load)						
Vibrazioni relative (1X) albero-supporto				Vibrazioni assolute (1X) supporto		
		Ampiezza	Fase		Ampiezza	Fase
Cuscinetto	SIGLA	$\mu\text{m pp}$	$^{\circ}$	SIGLA	$\mu\text{m pp}$	$^{\circ}$
#1	PM1_TV_R01A	62	43	PM1_TV_S01A	53	34
#1	PM1_TV_R01B	40	286	PM1_TV_S01B	71	304
#2	PM1_TV_R02A	32	140	PM1_TV_S02A	33	138
#2	PM1_TV_R02B	9	85	PM1_TV_S02B	9	86
#3	PM1_TV_R03A	32	57	PM1_TV_S03A	43	73
#3	PM1_TV_R03B	3	348	PM1_TV_S03B	4	68
#4	PM1_TV_R04A	49	66	PM1_TV_S04A	50	38
#4	PM1_TV_R04B	49	313	PM1_TV_S04B	98	314
#5	PM1_TV_R05A	10	232	PM1_TV_S05A	16	260
#5	PM1_TV_R05B	19	145	PM1_TV_S05B	4	106
#6	PM1_TV_R06A	64	299	PM1_TV_S06A	31	336
#6	PM1_TV_R06B	16	209	PM1_TV_S06B	19	130

Tab. 3.7 Vibrazioni 1X, relative albero-supporto e assolute di supporto, rilevate a 3000 rpm con carico parziale in data 29/06/2010

In esercizio i supporti #1 e #4 presentano vibrazioni assolute piuttosto elevate e molto superiori rispetto a quelle relative dell'albero della turbina BP.

Le vibrazioni dell'alternatore, invece, non richiedono particolare attenzione in quanto risultano accettabili sia le relative che quelle assolute. Pur essendo accettabili, le vibrazioni dal lato eccitatrice (supporto #6) risultano essere superiori al lato accoppiamento (supporto #5).

Nel complesso si nota che le ampiezze delle vibrazioni assolute 1X sono paragonabili a quelle relative albero-supporto e le due vibrazioni sono in fase tra loro; questo è significativo delle proprietà della fondazione che non risulta essere particolarmente rigida in modo da seguire in fase le vibrazioni dell'albero trasmesse tramite il meato di lubrificante.

Queste affermazioni è possibile farle non solo in esercizio ma in tutto il campo di velocità dell'alternatore.

Dalle tabelle precedenti si vede infatti come le vibrazioni assolute assumano valori molto minori rispetto a quelle relative albero-supporto.

Ad alcune velocità, in particolare vicino alle risonanze, le vibrazioni dei supporti diventano più rilevanti ma rimangono in fase con quelle relative; questo

significa che sono semplicemente conseguenza delle elevate forze trasmesse dal rotore attraverso il meato.

Detto ciò è altrettanto vero che essendo interessati al comportamento dinamico del solo alternatore, e non allo stato di sforzo, è possibile modellizzare la fondazione come rigida e considerare tutta la vibrazione dell'alternatore rispetto al riferimento fisso.

Altre informazioni importanti, ed a conferma di quanto detto in precedenza, si possono ricavare dall'osservazione delle orbite percorse dal centro dell'albero. Queste possono essere ricostruite grazie alla misurazione delle vibrazioni in entrambe le direzioni e variano in funzione della velocità considerata.

Avendo a disposizione informazioni sia sulle vibrazioni relative che assolute, è possibile ricostruire sia le orbite relative albero-supporto, sia le orbite assolute del supporto che le orbite assolute dell'albero.

Le informazioni più importanti derivano sempre dalla componente 1X filtrata dell'orbita che forma un'ellisse.

Confrontando le orbite relative in corrispondenza di cuscinetti #5 e #6 alle prime due velocità critiche (1056 rpm e 1335 rpm) si nota, dalla posizione simile dei marker, come siano in fase tra loro.

Ciò è mostrato nelle figure 3.8 e 3.9 ed è in accordo con il primo modo di vibrare associato a queste velocità.

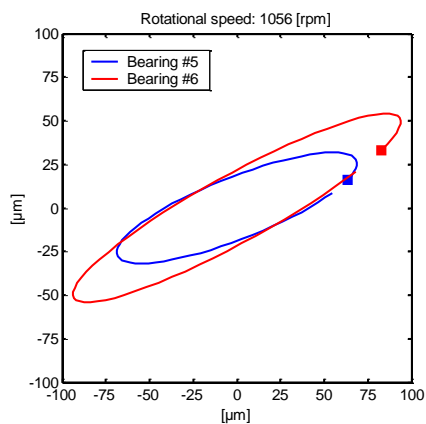


Fig. 3.8 Orbite filtrate 1X delle vibrazioni relative rilevate a 1056 rpm in corrispondenza dei cuscinetti #5 e #6 dell'alternatore

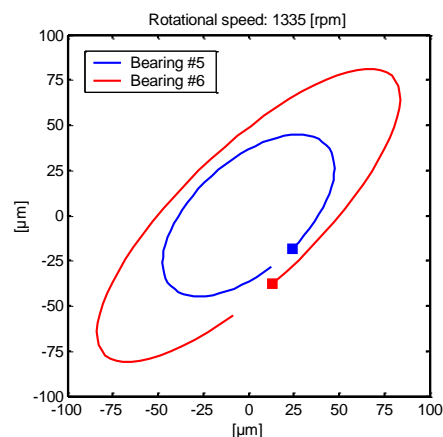


Fig. 3.9 Orbite filtrate 1X delle vibrazioni relative rilevate a 1335 rpm in corrispondenza dei cuscinetti #5 e #6 dell'alternatore

Per quanto riguarda le orbite sul cuscinetto #4 si nota invece che la vibrazione assoluta del supporto è di ampiezza maggiore della vibrazione relativa albero-supporto.

Inoltre si osserva come le vibrazioni assolute del supporto avvengano prevalentemente in direzione verticale, dando origine a ellissi con asse maggiore quasi verticale, anche quando le vibrazioni relative dell'albero sono più elevate in orizzontale grazie alla minor rigidezza del meato.

Queste affermazioni sono generalizzabili a tutto il campo di velocità come si può vedere dalle seguenti figure riportanti le orbite sul cuscinetto #4 a 1056 rpm, 1335 rpm, 2250 rpm e 3000 rpm.

I grafici confermano ulteriormente l'influenza della scarsa rigidezza dei supporti #3 e #4 sul comportamento dinamico della turbina BP.

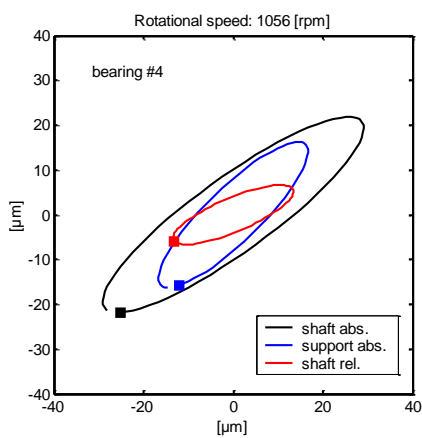


Fig. 3.10 Orbite filtrate 1X rilevate in avviamento in corrispondenza del cuscinetto #4 della turbina BP alla velocità di 1056 rpm

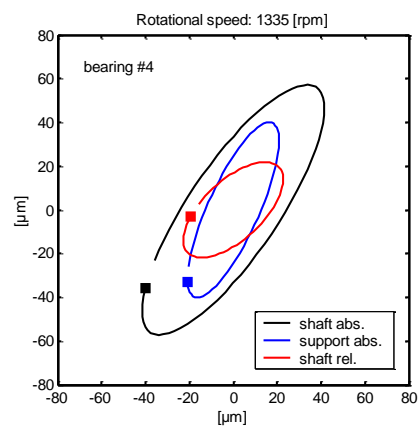


Fig. 3.11 Orbite filtrate 1X rilevate in avviamento in corrispondenza del cuscinetto #4 della turbina BP alla velocità di 1335 rpm

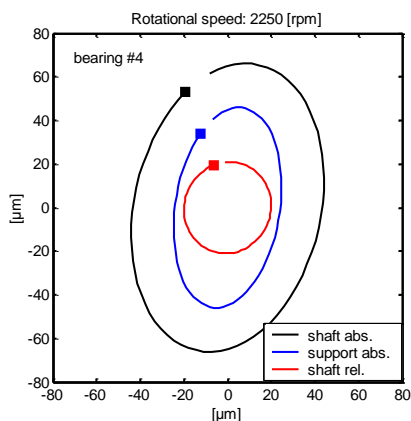


Fig. 3.12 Orbite filtrate 1X rilevate in corrispondenza del cuscinetto #4 della turbina BP alla velocità di 2250 rpm

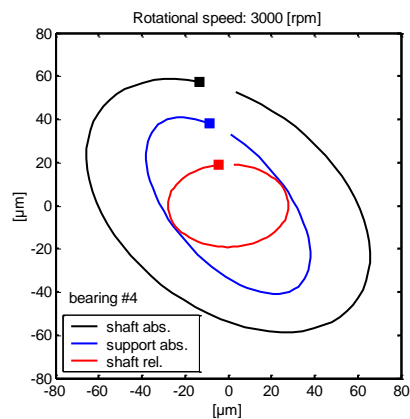


Fig. 3.13 Orbite filtrate 1X rilevate in esercizio in corrispondenza del cuscinetto #4 della turbina BP

Per capire quale possa essere la causa di un incremento così elevato delle vibrazioni nel transitorio di velocità è stata analizzata la condizione precedente all'intervento di manutenzione.

3.2.2 Vibrazioni sperimentali in assenza di guasto

Questi dati sono disponibili grazie alla presenza di un sistema di acquisizione SMAV permanentemente installato sull'impianto e sono stati esportati sempre utilizzando l'apposito programma CESI WPlt per poi essere analizzati in MatLab.

La condizione di riferimento prima della manutenzione risale al 18/01/2010.

Nella seguente tabella sono riportati i valori delle vibrazioni 1X sia relative che assolute nei supporti #4, #5 e #6 nelle condizioni di esercizio, al termine dell'avviamento.

VELOCITÀ DI ROTAZIONE: 3000 rpm (on load)						
Vibrazioni relative (1X) albero-supporto				Vibrazioni assolute (1X) supporto		
Cuscinetto	SIGLA SENSORE	Ampiezza	Fase	SIGLA SENSORE	Ampiezza	Fase
		µm pp	°		µm pp	°
#4	PM1_TV_R04A	50	30	PM1_TV_S04A	74	40
#4	PM1_TV_R04B	32	302	PM1_TV_S04B	40	318
#5	PM1_TV_R05A	14	10	PM1_TV_S05A	15	173
#5	PM1_TV_R05B	18	318	PM1_TV_S05B	26	286
#6	PM1_TV_R06A	6	322	PM1_TV_S06A	14	17
#6	PM1_TV_R06B	6	196	PM1_TV_S06B	16	141

Tab. 3.8 Vibrazioni 1X, relative albero-supporto e assolute di supporto, rilevate a 3000 rpm con carico parziale in data 18/01/2010

Nelle figure 3.14 e 3.15 è invece mostrato l'andamento, in funzione della velocità, delle vibrazioni 1X sui cuscinetti #5 e #6 misurate in entrambe le direzioni in data 18/01/2010.

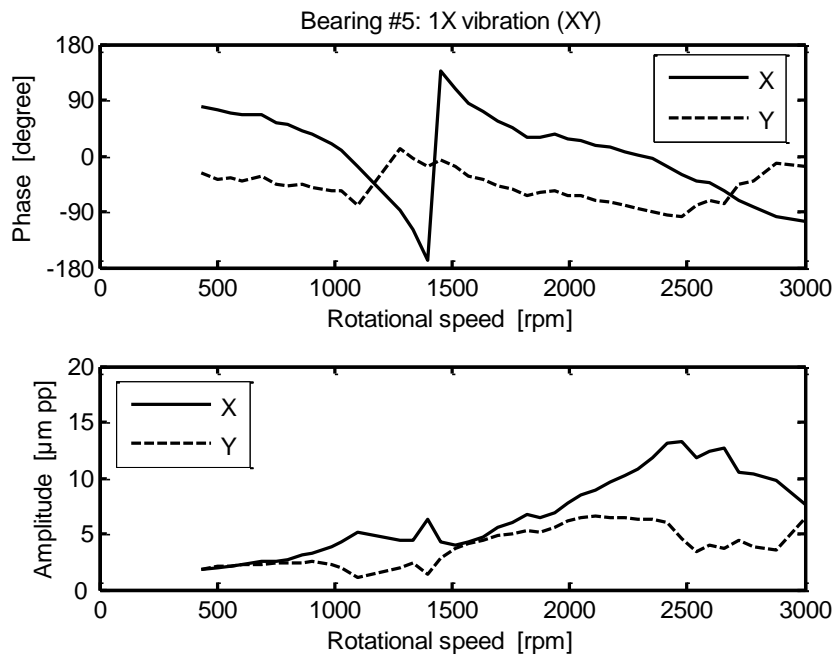


Fig. 3.14 *Andamento delle vibrazioni 1X misurate sul cuscinetto #5 in direzione X e Y in data 18/01/2010*

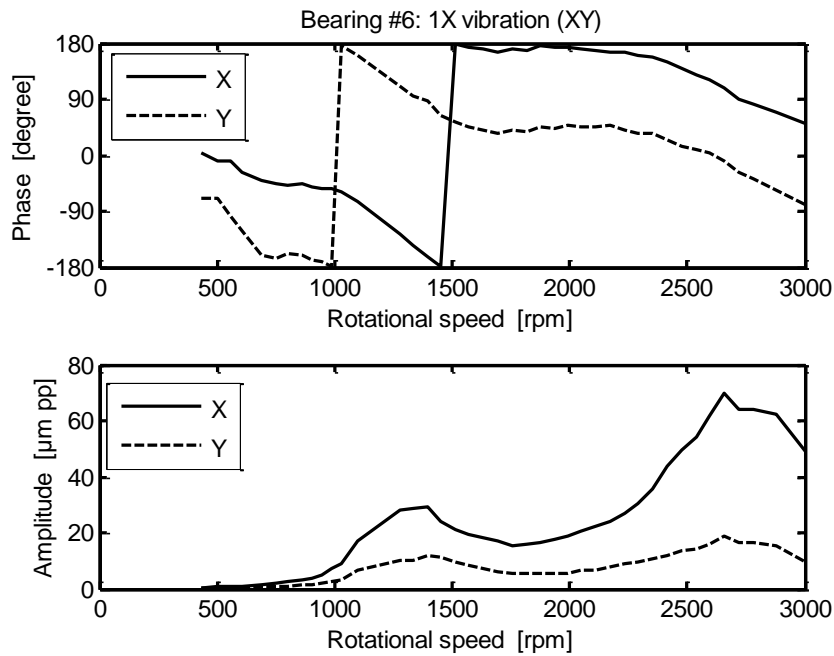


Fig. 3.15 *Andamento delle vibrazioni 1X misurate sul cuscinetto #6 in direzione X e Y in data 18/01/2010*

Si nota l'amplificazione dinamica nel campo tra 900 e 1500 rpm dovuta alla prima risonanza sdoppiata a causa dell'anisotropia del lubrificante.

Nonostante il passaggio per le prime velocità critiche, le vibrazioni non superano il valore, ben accettabile, di 35 μm picco-picco.

Questi diagrammi evidenziano anche la presenza di una seconda velocità critica vicino a 2600 rpm associata al secondo modo di vibrare dell'alternatore. La deformata dinamica tipica di questo modo, come verrà confermato dal modello ad elementi finiti, presenta un punto nodale al centro dell'alternatore e i due ventri in controfase nella zona delle cappe.

La presenza di una seconda velocità critica dell'alternatore è confermata anche dall'andamento delle orbite relative sui cuscinetti #5 e #6 le quali sono chiaramente in controfase, come si può vedere dai marker evidenziati in figura 3.16.

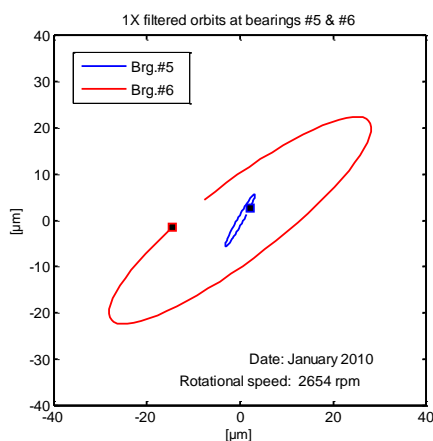


Fig. 3.16 Orbite filtrate 1X delle vibrazioni relative rilevate a 2654 rpm in corrispondenza dei cuscinetti #5 e #6 dell'alternatore

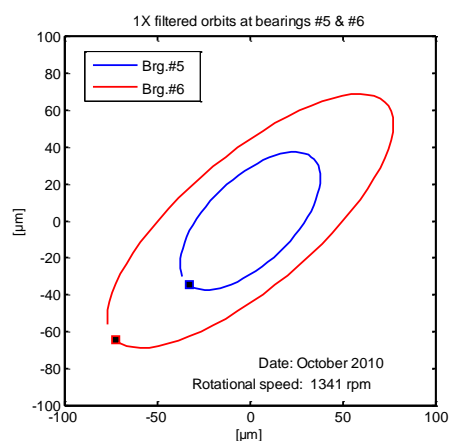


Fig. 3.17 Orbite filtrate 1X delle vibrazioni relative rilevate a 1341 rpm in corrispondenza dei cuscinetti #5 e #6 dell'alternatore

Le vibrazioni in questo campo di velocità raggiungono i 65 μm coerentemente in aumento con la dipendenza quadratica della forza centrifuga rispetto alla velocità di rotazione.

Confrontando questi andamenti con quelli ottenuti sugli stessi cuscinetti successivamente alla manutenzione, la situazione risulta essere ancora più inusuale in quanto le vibrazioni rilevate in ottobre presentano un'amplificazione molto maggiore nel campo della prima risonanza mentre la seconda risonanza non sembra essere neanche presente.

In aggiunta le vibrazioni nel campo superiore di velocità rimangono ad un valore pressoché costante quasi contraddicendo la dipendenza quadratica delle forze centrifughe rispetto alla velocità di rotazione.

3.3 Modello matematico

Per giungere all'identificazione dei guasti tramite l'applicazione del metodo in questione nella tesi, è stato sviluppato il modello matematico di simulazione della macchina.

L'identificazione del guasto verrà poi approssimata col metodo dei minimi residui nel dominio delle frequenze; metodo che è stato presentato nel paragrafo di analisi con modelli di simulazione.

Nella modellazione sono state fatte alcune approssimazioni fondamentali ma, come è stato spiegato in precedenza, risultano essere più che giustificate; inoltre il metodo della minimizzazione del residuo è stato confermato essere robusto e affidabile nonostante semplificazioni rilevanti nel modello matematico.

Innanzitutto la fondazione è stata considerata rigida; questo comportamento si discosta abbastanza dalla realtà in base alle caratteristiche generali della fondazione.

Nonostante ciò, essendo oggetto di studio solo l'alternatore, è possibile modellizzare la fondazione come rigida in quanto il comportamento dinamico di quest'ultima non influisce sul rotore; al contrario è proprio la dinamica del rotore a influenzare la fondazione inducendola a vibrare.

Inoltre i parametri di rigidezza e smorzamento relativi ai cuscinetti sono stati verosimilmente ipotizzati in quanto non erano ancora disponibili al momento dell'analisi. Esistono numerosi trattati su come ipotizzare e calibrare questi parametri; vedi [20].

Per avere l'opportunità di regolare i parametri relativi ai cuscinetti è stata inserita nel programma MatLab la possibilità di aggiungere coefficienti moltiplicativi in modo da poter aggiornare il modello matematico.

In fine, pur disponendo dei dati di vibrazioni iniziali, non si è ritenuto fondamentale la sottrazione di questi alla situazione successiva alla manutenzione grazie ad un livello molto elevato delle vibrazioni in questa condizione di esercizio.

Si è però inserita nel programma MatLab la possibilità di sottrarre una certa percentuale del runout in quanto le vibrazioni a bassi giri avrebbero potuto influire negativamente sul fitting lungo tutto il campo di velocità rendendo più complicata l'identificazione dei guasti.

Essendo in questa fase interessati alle cause delle accentuate vibrazioni, si ritiene sufficientemente accurato il modello che presenta queste approssimazioni.

Il modello a elementi finiti del treno di alberi è illustrato nella figura seguente.

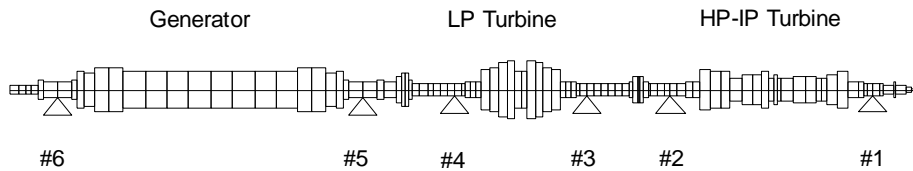


Fig. 3.18 Modello ad elementi finiti del treno di alberi

Tramite la classica analisi di autovalori e autovettori del modello sono state valutate le velocità critiche ed i modi di vibrare.

In tabella sono riportate le prime nove velocità critiche flessionali del modello ed i rispettivi fattori di smorzamento.

	Velocità critica flessionale	Fattore di smorzamento modale
N.	rpm	adimensionale
1	1038	0.1174
2	1391	0.0386
3	1644	0.0406
4	1805	0.0383
5	2130	0.0347
6	2226	0.1157
7	2566	0.1528
8	3444	0.2079
9	3731	0.1963

Tab. 3.9 Prime nove velocità critiche flessionali (valutate tramite il modello di simulazione) e corrispondenti fattori di smorzamento

Nonostante le approssimazioni sopra citate si nota come le prime due velocità critiche e la settima, quelle relative all'alternatore, siano vicine in maniera più che soddisfacente alle velocità ottenute sperimentalmente.

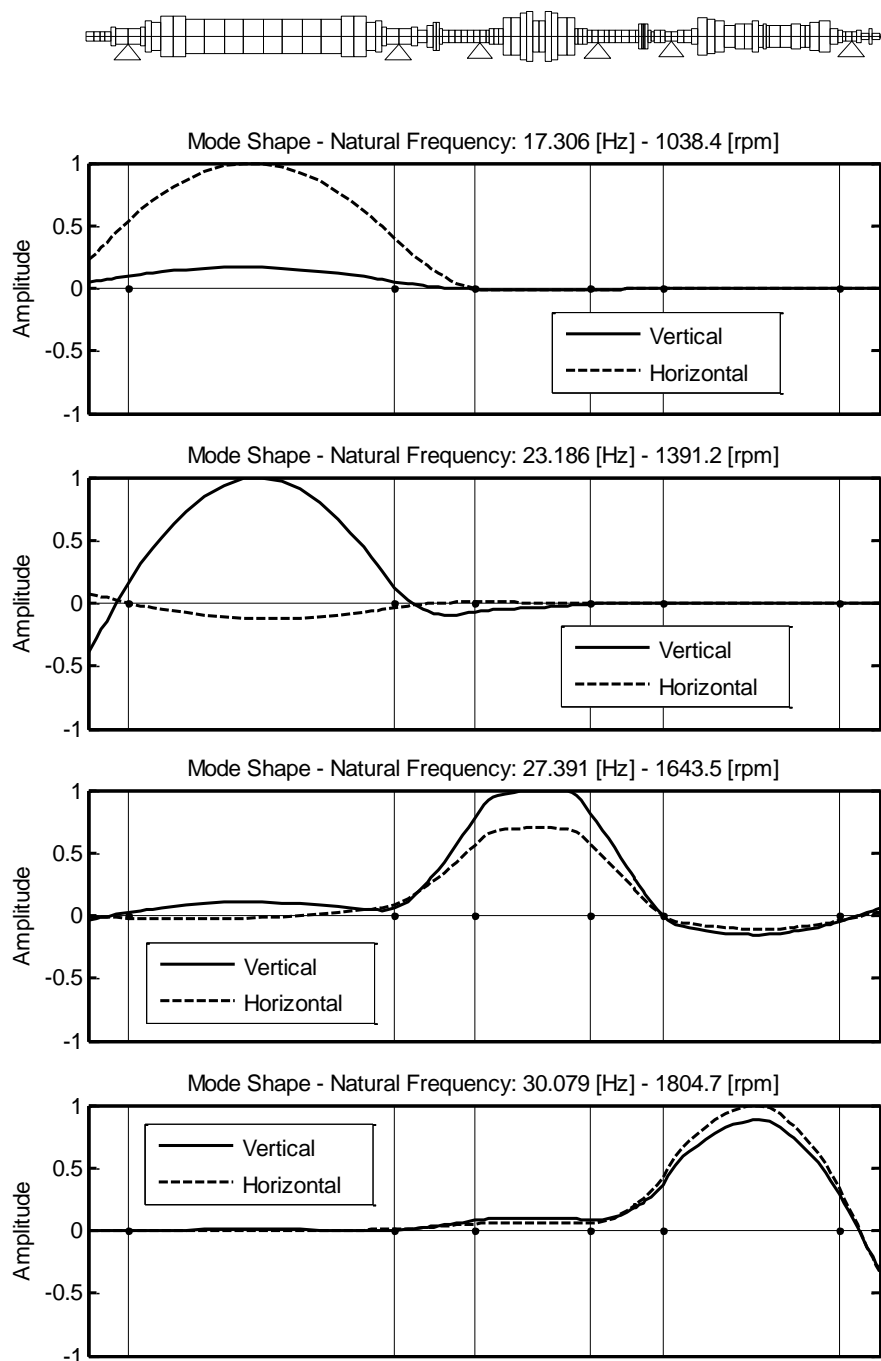
In seguito sono rappresentati i modi di vibrare del treno di alberi.

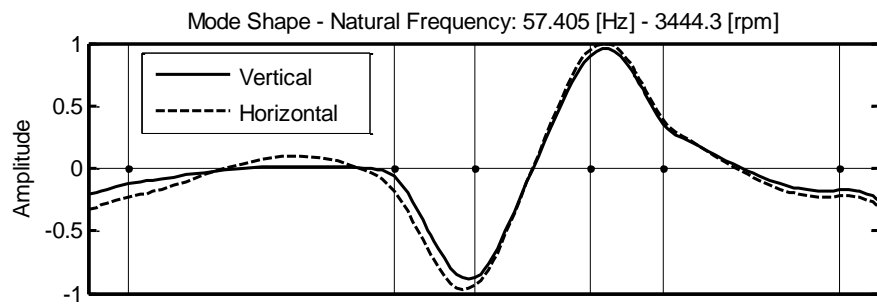
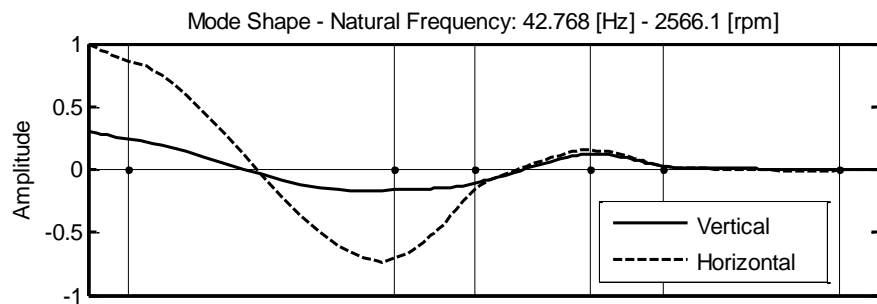
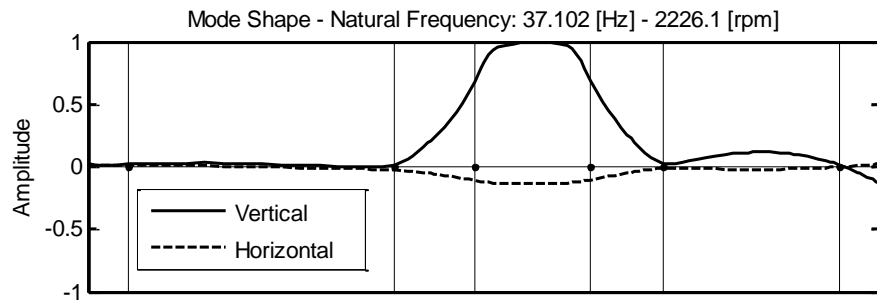
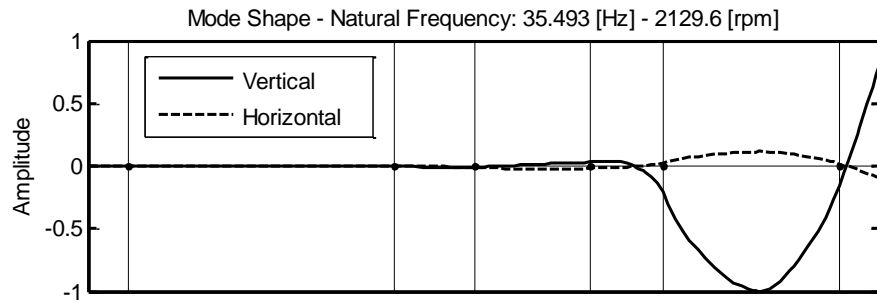
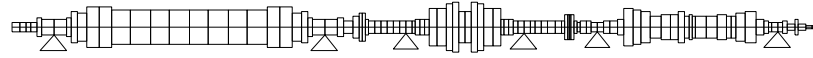
Come si è detto i modi che coinvolgono prevalentemente l'alternatore sono a 1038 rpm, 1391 rpm e 2566 rpm; i primi due sono associati al primo modo di vibrare caratterizzato dal ventre al centro mentre l'ultima velocità critica è associata al secondo modo il quale presenta un nodo al centro dell'alternatore.

In virtù dell'anisotropia del lubrificante tutte le velocità critiche vengono sdoppiate; difatti la seconda critica sarebbe sdoppiata a 3731 rpm con vibrazioni predominanti in direzione orizzontale.

Questa velocità, però, risulta essere al di fuori del campo di esercizio che raggiunge i 3000 rpm e può dunque essere trascurata.

Le deformate dinamiche alle varie velocità sono mostrate in figura 3.19.





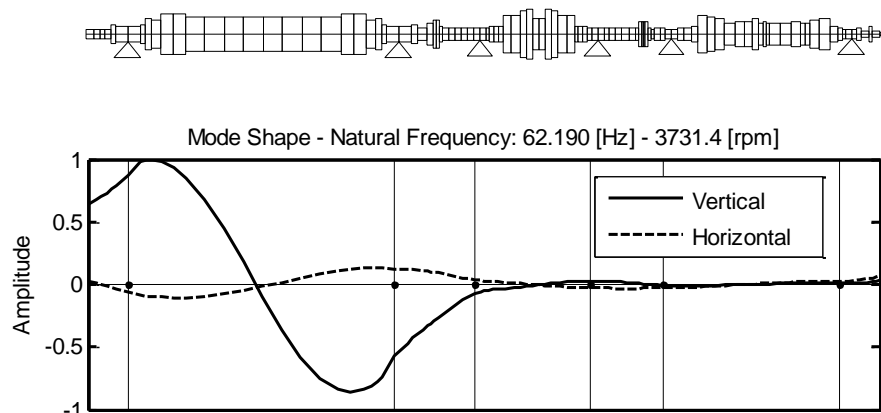


Fig. 3.19 *Modi propri di vibrare associati alle prime nove velocità critiche flessionali predette dal modello ad elementi finiti*

Il fatto che le velocità critiche identificate dal modello siano assolutamente vicine a quelle trovate sperimentalmente è indice di un'elevata accuratezza del modello matematico. Si è quindi passati alla simulazione del comportamento dinamico al fine di identificare i guasti.

3.4 Identificazione dei guasti ed analisi dei risultati

L'analisi dei sintomi fatta in precedenza ha condotto a pensare che degli sbilanciamenti avrebbero potuto portare a vibrazioni aventi l'andamento rilevato sperimentalmente al variare della velocità.

Tramite un programma appositamente sviluppato in MatLab si è quindi tentato di riprodurre le vibrazioni sperimentali ottenute in ottobre utilizzando il metodo di minimizzazione del residuo spiegato nel capitolo precedente.

In seguito verrà presentata l'analisi relativa ai dati di ottobre, ritenuta più significativa sia perché confermava il comportamento della macchina anche dopo un periodo di esercizio sufficientemente lungo sia perché i dati sono stati ottenuti con un run-up costante e non con continue variazioni di velocità ed interruzioni come è successo per i dati del 17/06/2010.

Eseguendo il programma in questione è risultato che la causa più probabile delle vibrazioni sono due sbilanciamenti nei nodi 14 e 22 del modello ad elementi finiti visualizzati in figura 3.20.

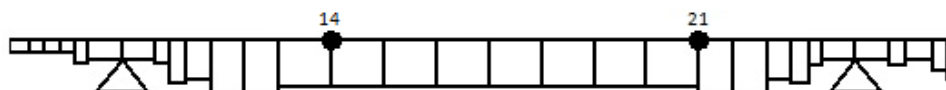


Fig. 3.20 *Posizionamenti degli sbilanciamenti sul modello ad elementi finiti dell'alternatore*

Questi hanno rispettivamente un modulo di 0.81128 kgm e 0.55902 kgm con una fase di -93.8° e -87.1° .

In questo caso il residuo relativo ottenuto assume in valore di 0.18213 e in corrispondenza il fattore di coerenza raggiunge il valore molto elevato di 0.81986.

In figura 3.21 è mostrato l'andamento tridimensionale del residuo, giustamente simmetrico rispetto alla bisettrice del quadrante orizzontale in quanto sono considerati due guasti dello stesso tipo.

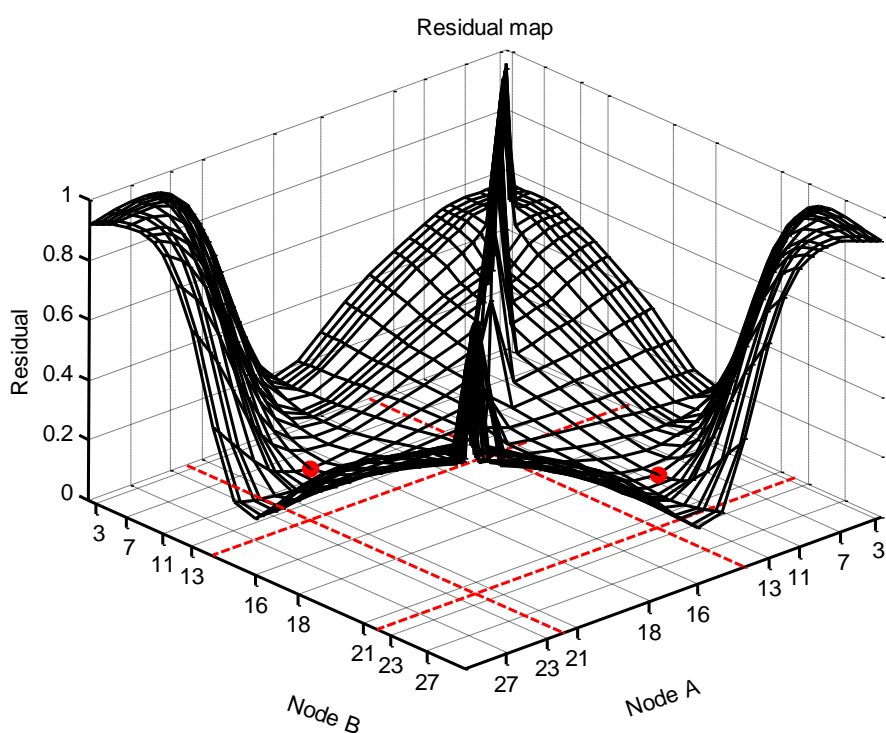


Fig. 3.21 Mappa del residuo tridimensionale, nel caso di doppio sbilanciamento presente sul rotore

L'andamento sulla bisettrice del quadrante Nodo A/Nodo B fornisce il variare del residuo nel caso di singolo sbilanciamento come mostrato in figura 3.22.

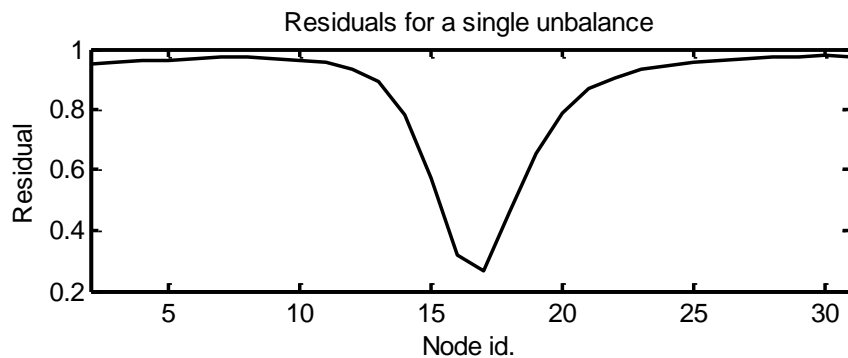


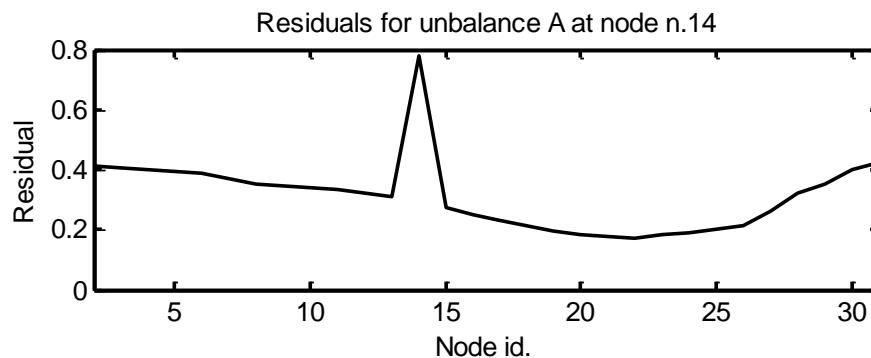
Fig. 3.22 Mappa del residuo nel caso di singolo sbilanciamento presente sul rotore

Si può vedere come, se la causa delle vibrazioni fosse un singolo sbilanciamento, la sua posizione più probabile sarebbe nella zona centrale dell'alternatore; questo caso verrà analizzato più nel dettaglio in seguito.

Nei successivi grafici si vede invece la variazione del residuo nel caso in cui la posizione di uno sbilanciamento sia fissa sul nodo considerato mentre l'altra varia lungo l'alternatore.

Lo sbilanciamento A è fisso sul nodo 14 mentre UB si muove nel grafico superiore di fig. 3.23; lo sbilanciamento B è fisso sul nodo 22 mentre UA scorre lungo l'alternatore nel grafico inferiore della stessa figura.

Queste informazioni sono ovviamente ricavabili dal grafico 3D sezionando in corrispondenza dei rispettivi nodi.



Andamento del residuo quando lo sbilanciamento A è fisso sul nodo 14 e B si muove lungo l'alternatore

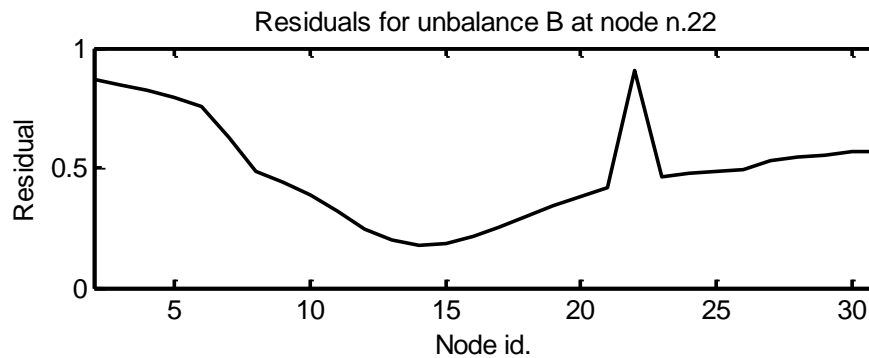


Fig. 3.23 Andamento del residuo quando lo sbilanciamento B è fisso sul nodo 22 e A si muove lungo l'alternatore

Come suggerisce la soluzione ottimale trovata dal programma, il residuo minimo quando UA è posizionato al nodo 14 si ha per UB posizionato sul 22 e viceversa.

Si ottiene invece residuo massimo quando gli sbilanciamenti A e B sono posizionati sullo stesso nodo sia nel caso del 14 che del 22 perché evidentemente questa condizione non riesce a riprodurre fedelmente le vibrazioni sperimentali.

È da tener presente che questi grafici mostrano solo l'andamento del residuo senza dare indicazioni su come variano modulo e fase degli sbilanciamenti per ottenere tale residuo.

L'elevato valore del fattore di coerenza trovato nel caso lo sbilanciamento A sia sul nodo 14 e UB sul 22, con modulo e fase riportati precedentemente, indica che le vibrazioni rappresentate dal modello in questa situazione sono molto vicine a quelle reali.

Questo è evidenziato nei seguenti grafici dove vengono confrontate le vibrazioni ottenute dal modello nel caso degli sbilanciamenti sopra citati con quelle sperimentali sui cuscinetti #5 e #6, relativi all'alternatore, in entrambe le direzioni di misura.

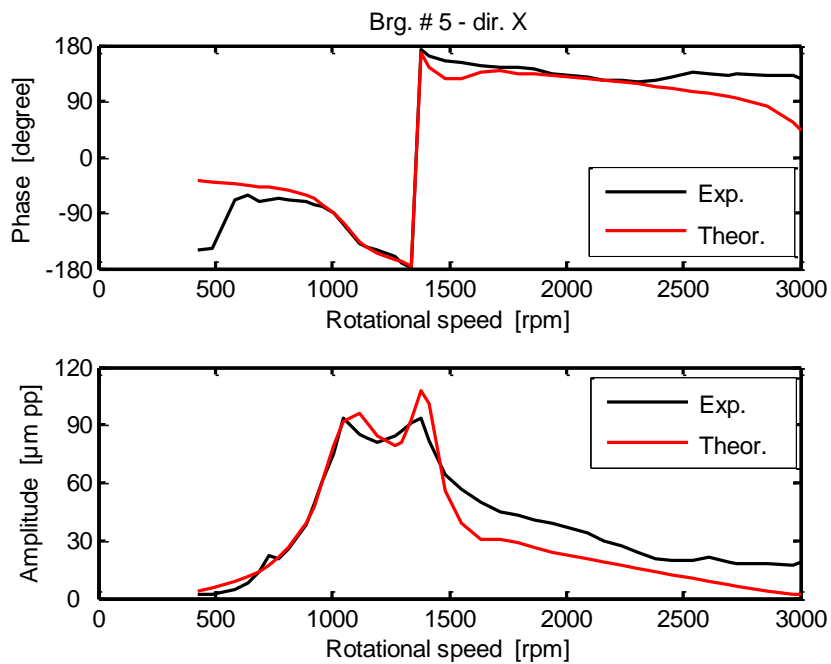


Fig. 3.24 Confronto tra vibrazioni sperimentali (rilevate in data 05/10/2010) e predette dal modello nel caso di sbilanciamento sui nodi 14 e 22, sul cuscinetto #5 in direzione X

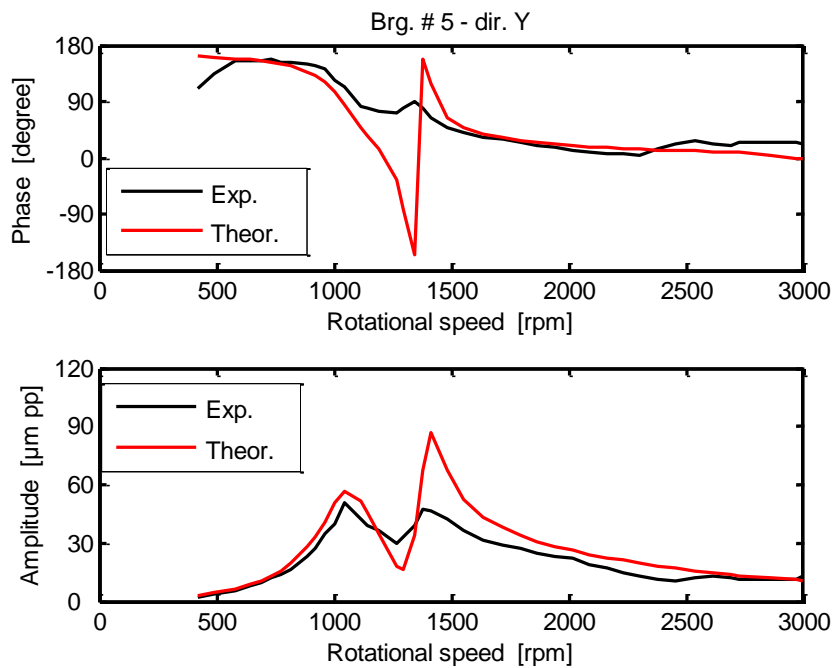


Fig. 3.25 Confronto tra vibrazioni sperimentali (rilevate in data 05/10/2010) e predette dal modello nel caso di sbilanciamento sui nodi 14 e 22, sul cuscinetto #5 in direzione Y

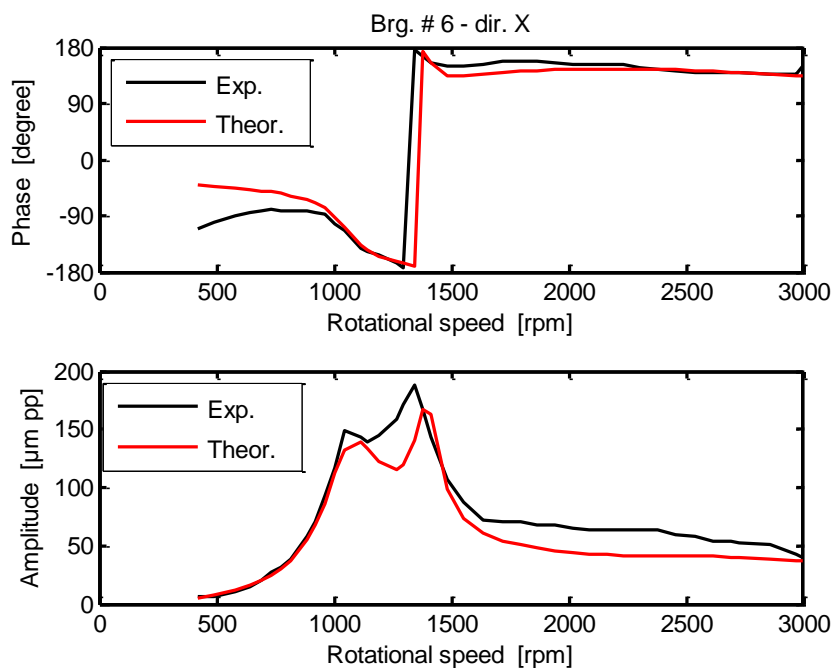


Fig. 3.26 Confronto tra vibrazioni sperimentali (rilevate in data 05/10/2010) e predette dal modello nel caso di sbilanciamento sui nodi 14 e 22, sul cuscinetto #6 in direzione X

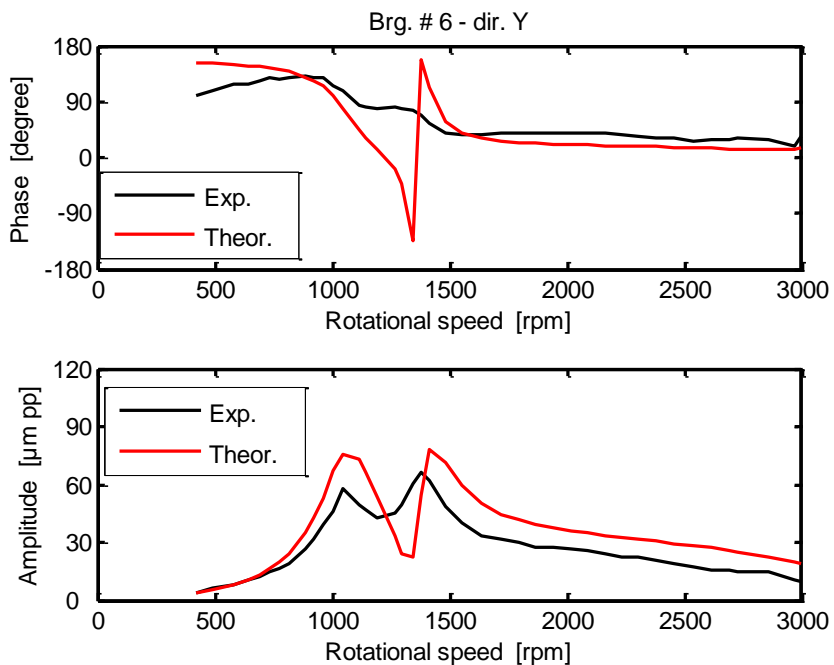


Fig. 3.27 Confronto tra vibrazioni sperimentali (rilevate in data 05/10/2010) e predette dal modello nel caso di sbilanciamento sui nodi 14 e 22, sul cuscinetto #6 in direzione Y

Si nota appunto come le vibrazioni predette dal modello seguano in maniera precisa, sia in modulo che in fase, le vibrazioni reali in tutto il campo di velocità.

Nonostante questa sia la soluzione più plausibile secondo il programma sviluppato, sappiamo che gli interventi manutentivi sono stati svolti solo sulle cappe e sul giunto con la turbina BP del rotore.

Essendo stati esclusi dall'analisi preliminare problemi sul giunto, è stato risimulato il comportamento dell'alternatore con sbilanciamenti sui nodi 13 e 21, in corrispondenza delle cappe.

Il programma mostra che il minimo residuo è ottenuto per valori di 0.72489 kgm e fase di -94.9° sul nodo 13 e di 0.71565 kgm e fase -88.7° sul nodo 21.

Il posizionamento dei nodi è mostrato in figura 3.27.

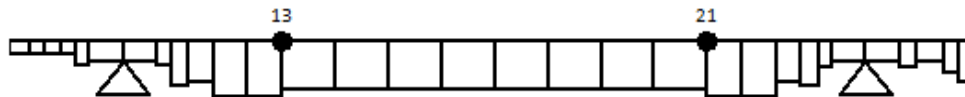
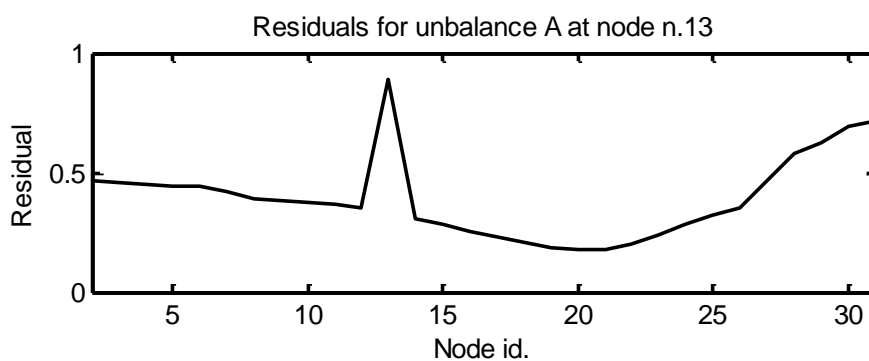


Fig. 3.28 Posizionamenti degli sbilanciamenti sul modello ad elementi finiti dell'alternatore

Il residuo relativo ottenuto è comunque molto basso (0.19012) e anche in questo caso si può vedere come questo vari mantenendo la posizione di uno sbilanciamento fissa e facendo variare l'altra.

In figura 3.29 il grafico superiore rappresenta il variare del residuo in funzione della posizione di B quando lo sbilanciamento A è sul nodo 13 mentre il grafico inferiore mostra l'andamento del residuo in funzione della posizione di A quando lo sbilanciamento B è fisso sul nodo 21.



Andamento del residuo quando lo sbilanciamento A è fisso sul nodo 13 e B si muove lungo l'alternatore

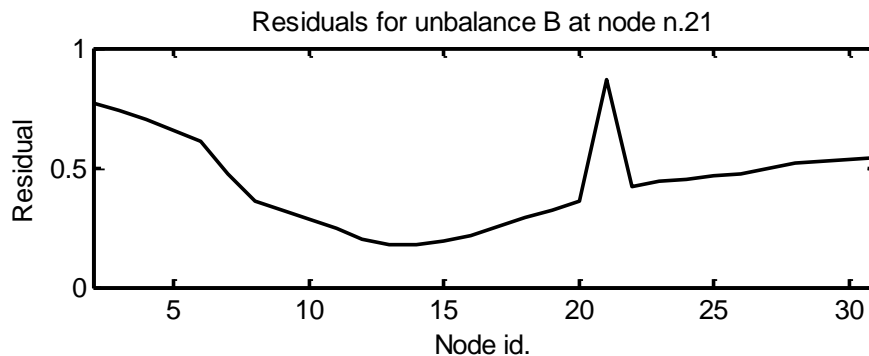


Fig. 3.29 Andamento del residuo quando lo sbilanciamento B è fisso sul nodo 21 e A si muove lungo l'alternatore

In coerenza con l'analisi appena fatta, nel primo caso si ottiene residuo minimo quando lo sbilanciamento B si trova sul nodo 21 mentre nel secondo quando lo sbilanciamento A si trova sul 13.

Il residuo massimo si ha per entrambi gli sbilanciamenti sullo stesso nodo, che sia il 13 o il 21.

Questo comportamento ha senso se si pensa che, in presenza di un unico sbilanciamento, il solo posto dove potrebbe essere posizionato per avere basse vibrazioni a velocità vicine alla seconda critica (come rilevato sperimentalmente) è il centro dell'alternatore e non sicuramente lo sono i nodi 13 o 21.

Conseguentemente al basso residuo il fattore di coerenza raggiunge valori elevati (0.81194) garantendo una buona corrispondenza tra vibrazioni sperimentali e predette dal modello come si può vedere nelle seguenti figure.

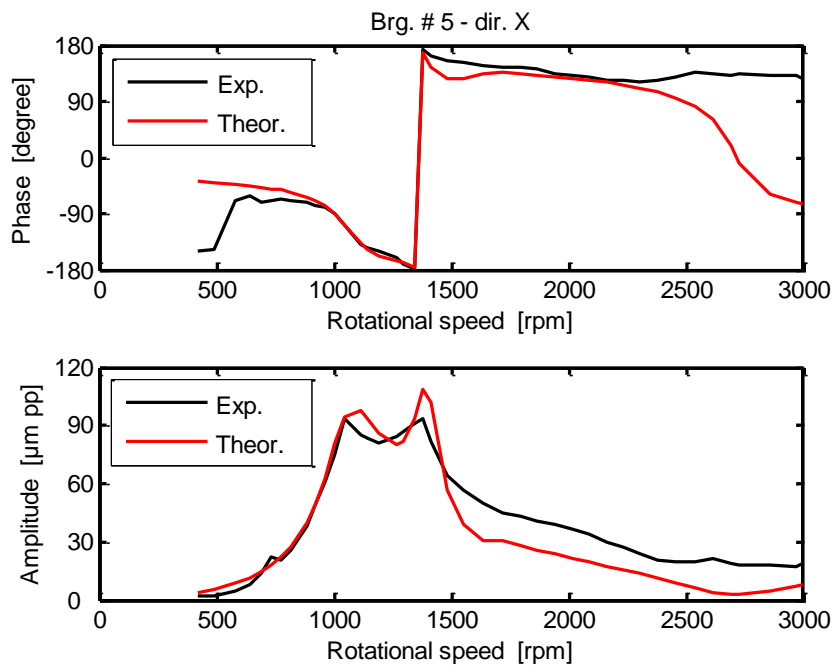


Fig. 3.30 Confronto tra vibrazioni sperimentali (rilevate in data 05/10/2010) e predette dal modello nel caso di sbilanciamento sui nodi 13 e 21, sul cuscinetto #5 in direzione X

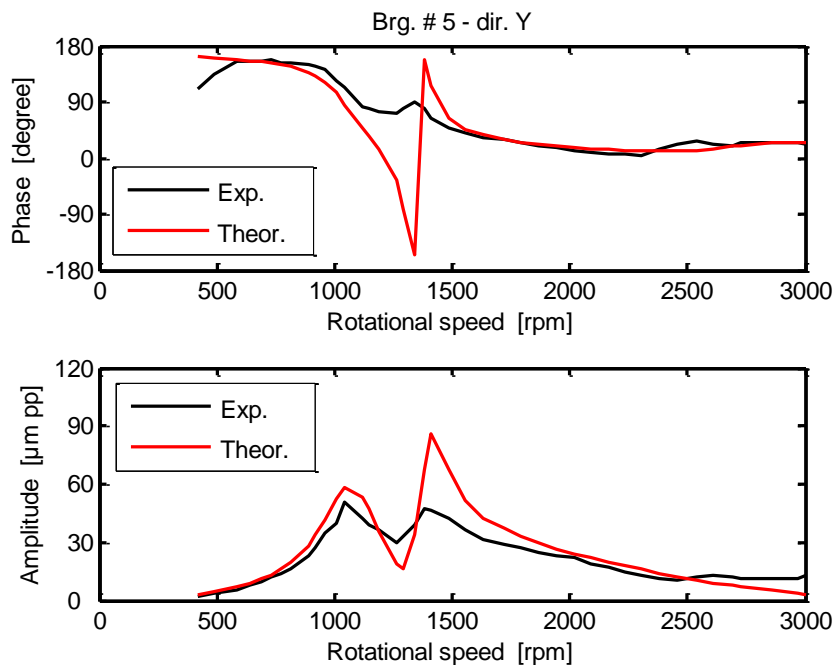


Fig. 3.31 Confronto tra vibrazioni sperimentali (rilevate in data 05/10/2010) e predette dal modello nel caso di sbilanciamento sui nodi 13 e 21, sul cuscinetto #5 in direzione Y

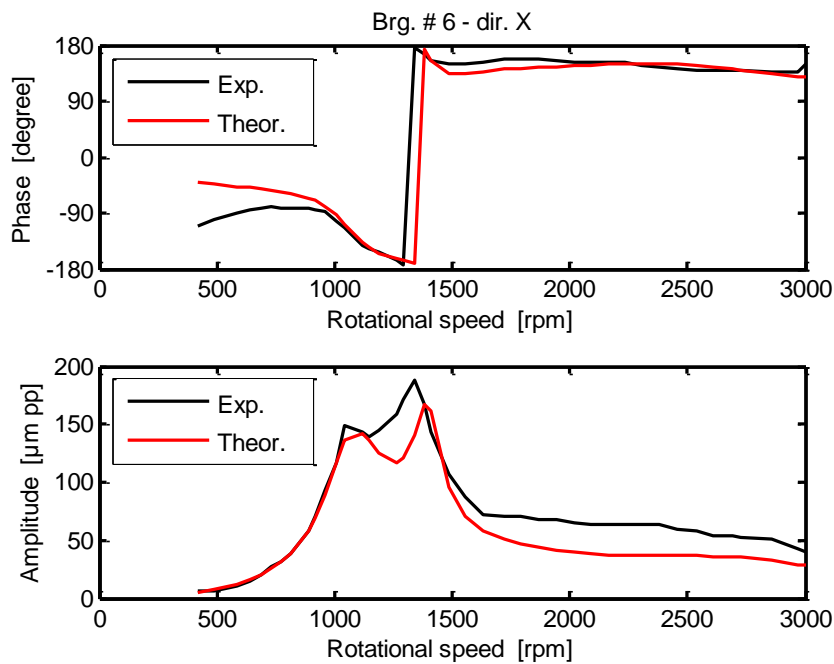


Fig. 3.32 Confronto tra vibrazioni sperimentali (rilevate in data 05/10/2010) e predette dal modello nel caso di sbilanciamento sui nodi 13 e 21, sul cuscinetto #6 in direzione X

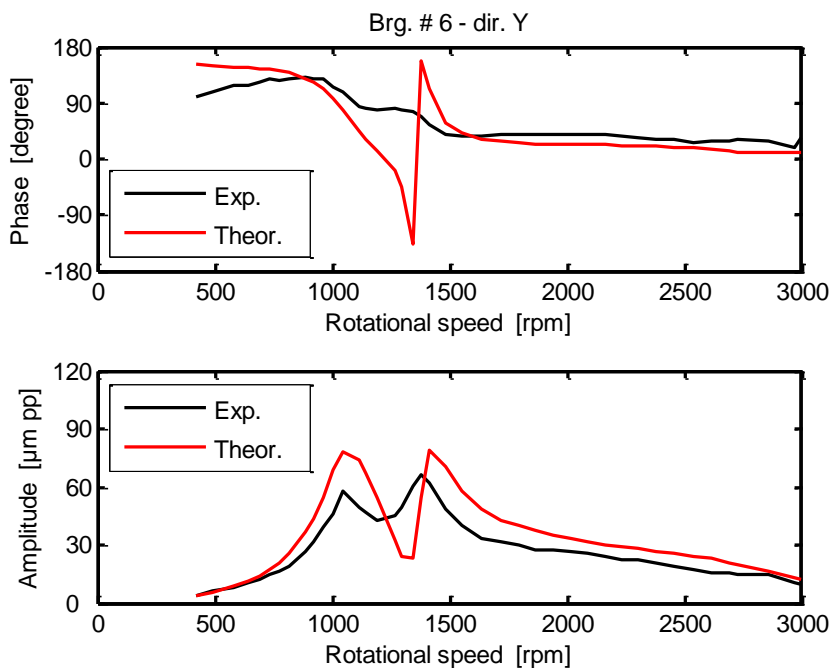


Fig. 3.33 Confronto tra vibrazioni sperimentali (rilevate in data 05/10/2010) e predette dal modello nel caso di sbilanciamento sui nodi 13 e 21, sul cuscinetto #6 in direzione Y

Come conferma l'elevato valore del fattore di coerenza (0.81194), la concordanza dei risultati si ha per tutto il campo di velocità.

Questo avviene anche nelle zone di risonanza dove l'elevata amplificazione dinamica rende più difficile la somiglianza dei risultati a secondo delle velocità di rotazione campionate.

L'unica imprecisione è presente nel grafico del cuscinetto #5 in direzione X dove la fase, oltre i 2500 rpm, si discosta da quella reale. Comunque sia questa differenza risulta essere poco importante in quanto, a queste velocità, l'ampiezza di vibrazione ha già raggiunto livelli molto bassi.

Inoltre, ragionando sui modi di vibrare, è facile comprendere come due sbilanciamenti della stessa grandezza e in fase tra loro possano produrre una forte amplificazione delle vibrazioni alla prima frequenza propria mentre introducano un'energia pressoché nulla al secondo modo.

In figura 3.34 si può vedere il contributo degli sbilanciamenti sui primi due modi di vibrare in una singola direzione.

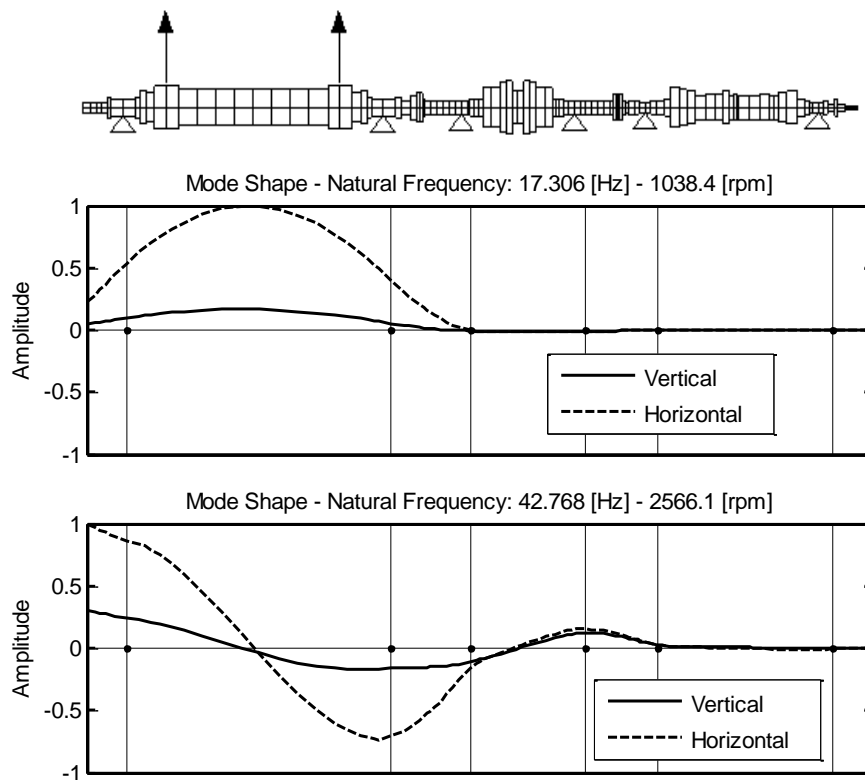


Fig. 3.34 Contributo degli sbilanciamenti presenti nella zona delle cappe sul primo e secondo modo di vibrare

Al primo modo di vibrare l'energia introdotta dal singolo sbilanciamento si somma producendo vibrazioni elevate; mentre al secondo modo di vibrare

l'energia introdotta dagli sbilanciamenti si sottrae ed, essendo quasi della stessa entità, non provoca l'aumento di vibrazioni caratteristico del passaggio attraverso una risonanza.

Per questo alla velocità di esercizio (3000 rpm), che è molto vicina alla seconda velocità critica dell'alternatore, le vibrazioni rilevate risultano essere piuttosto contenute.

Alla luce di tutte queste informazioni i due sbilanciamenti sulle cappe sembrano quindi essere la causa più plausibile delle elevate vibrazioni rilevate sperimentalmente in ottobre e in giugno, successivamente alla manutenzione.

Guardando i modi di vibrare prodotti dal modello è possibile osservare come le stesse considerazione energetiche fatte in precedenza possano essere applicate anche nel caso di un unico sbilanciamento localizzato nella mezzadria dell'alternatore.

Questa osservazione è confermata anche dall'andamento monodimensionale del residuo per singolo sbilanciamento mostrato in figura 3.22.

Il nodo scelto per la localizzazione dello sbilanciamento è il 17 in quanto risulta il punto di minimo residuo.

Oltretutto in prossimità di questo nodo si trova il punto nodale del secondo modo di vibrare come è possibile vedere in figura 3.19; grazie a questa osservazione risulta facile capire come uno sbilanciamento in questa posizione possa riprodurre in maniera sufficientemente accurata le vibrazioni misurate sperimentalmente in ottobre in quanto uno sbilanciamento di questo tipo eccita in maniera rilevante il primo modo di vibrare introducendo, al contrario, una quantità di energia molto minore alla seconda frequenza propria.

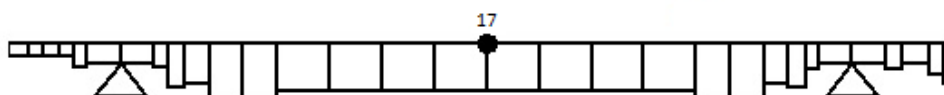


Fig. 3.35 Posizione dello sbilanciamento sul modello ad elementi finiti dell'alternatore

Provando a simulare questa condizione col modello in MatLab sono stati ottenuti i risultati mostrati nelle seguenti figure, paragonati con le vibrazioni sperimentali.

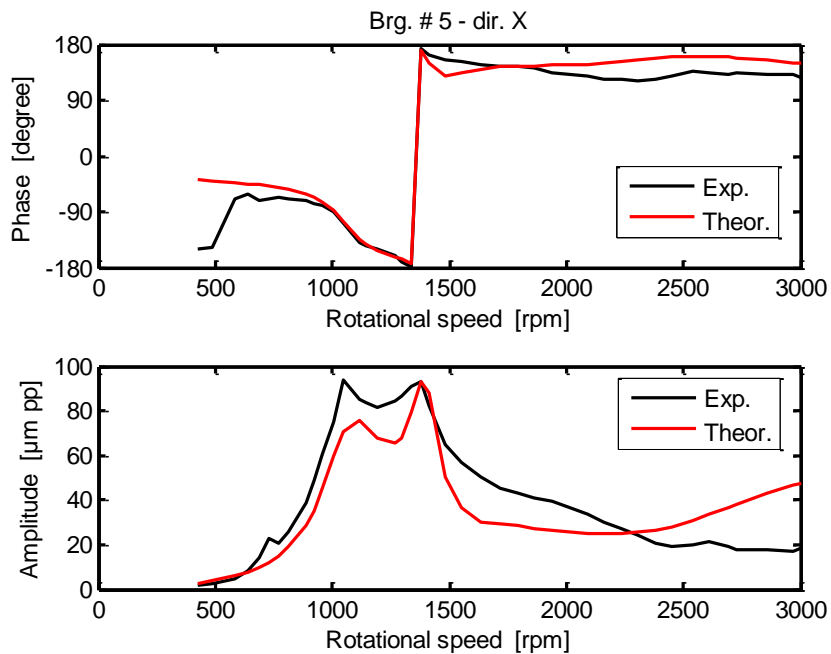


Fig. 3.36 Confronto tra vibrazioni sperimentali (rilevate in data 05/10/2010) e predette dal modello nel caso di sbilanciamento sul nodo 17, sul cuscinetto #5 in direzione X

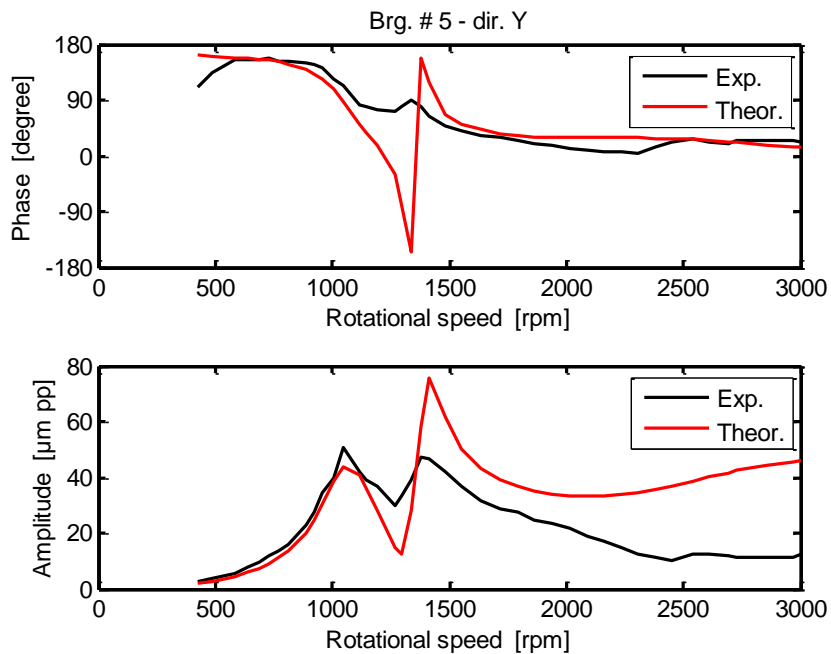


Fig. 3.37 Confronto tra vibrazioni sperimentali (rilevate in data 05/10/2010) e predette dal modello nel caso di sbilanciamento sul nodo 17, sul cuscinetto #5 in direzione Y

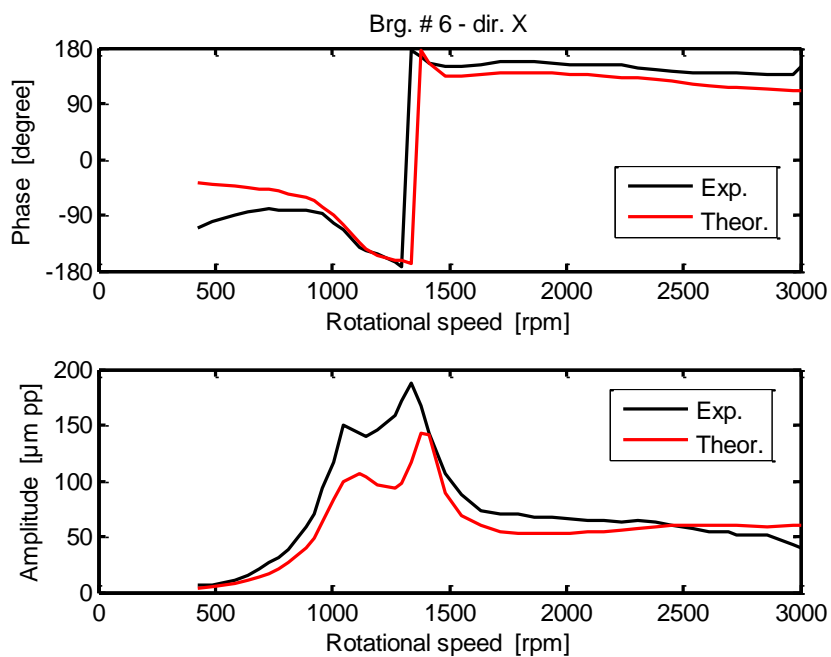


Fig. 3.38 Confronto tra vibrazioni sperimentali (rilevate in data 05/10/2010) e predette dal modello nel caso di sbilanciamento sul nodo 17, sul cuscinetto #6 in direzione X

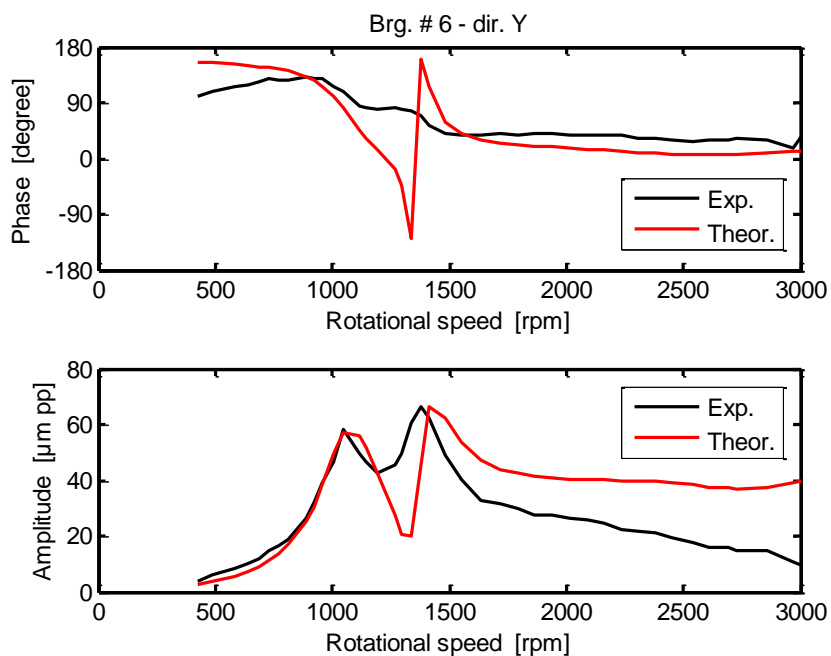


Fig. 3.39 Confronto tra vibrazioni sperimentali (rilevate in data 05/10/2010) e predette dal modello nel caso di sbilanciamento sul nodo 17, sul cuscinetto #6 in direzione Y

Il risultato ottenuto è complessivamente buono considerando che il programma restituisce un residuo relativo minimo di 0.28802 e un fattore di coerenza di 0.71206 per un unico sbilanciamento applicato al nodo 17 con modulo 0.86479 kgm e fase -89.7° .

Anche in questo caso si ha una più che buona corrispondenza tra risultati sperimentali e teorici soprattutto nella prima metà del campo di velocità.

Superati i 2500 rpm, invece, le vibrazioni teoriche iniziano a salire a differenza di quelle sperimentali.

Questo è chiaramente dovuto all'aumento delle forze centrifughe sbilancianti in maniera più che proporzionale alla velocità di rotazione.

Si ricorda che i grafici presentati non riportano la funzione di trasferimento del sistema, ma l'ampiezza di vibrazione non eliminando la dipendenza dal valore della forzante.

In aggiunta la parte centrale dell'alternatore non è stata assolutamente coinvolta nella manutenzione.

L'insieme di queste informazioni porta quindi a scartare l'ipotesi di singolo sbilanciamento nella mezzadria come causa delle vibrazioni reali sulla macchina.

Ciò non toglie comunque significatività a questa prova in quanto risulta sensato che l'entità dello sbilanciamento nel nodo 17 sia paragonabile ad un singolo sbilanciamento dei due ottenuti nel caso fossero presenti due guasti sui nodi 13 e 21 (in corrispondenza delle cappe) e che abbia fase molto simile.

Guardando la deformata dinamica legata al primo modo di vibrare, si nota che l'ampiezza della deformata al nodo 17 è circa doppia rispetto a quella dei nodi 13 e 21 come mostrato in figura 3.40.

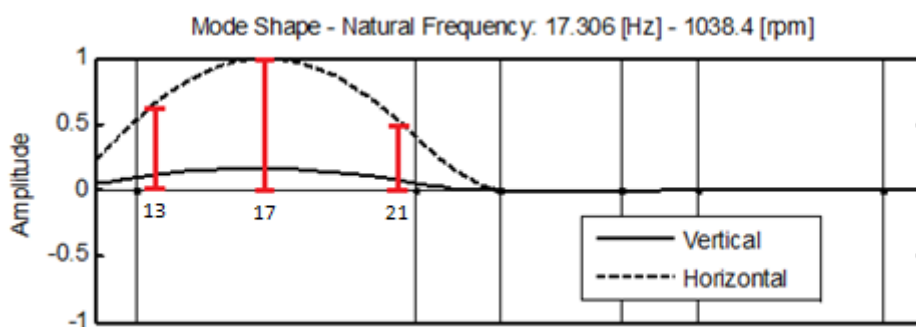


Fig. 3.40 Rapporto tra le ampiezze della prima deformata dinamica nei nodi 13, 17 e 21

In questo modo la quantità di energia introdotta nei due casi è molto simile.

Al fine della validazione del modello e per evidenziare meglio le differenze nel comportamento vibratorio tra prima e dopo la manutenzione, si è cercato di riprodurre anche la situazione di gennaio.

È chiaro che, in qualsiasi caso, il rotore non è mai perfetto per ragioni costruttive e presenterà sempre uno sbilanciamento distribuito lungo tutta la lunghezza.

Riprodurre tramite il modello matematico la situazione di gennaio significa cercare una coppia di sbilanciamenti localizzati che crei vibrazioni il più possibile simili a quelle sperimentali rilevate in data 18/01/2010.

Utilizzando lo stesso programma sviluppato in MatLab la soluzione trovata è di due sbilanciamenti sui nodi 26 e 27.

Il residuo relativo è di 0.22953 a cui corrisponde un ottimo fattore di coerenza di 0.78875.

Sfortunatamente la soluzione ha poco senso pratico perché il nodo 27 è quello del cuscinetto #5 mentre il nodo 26 corrisponde all'inizio del perno dell'albero.

Entrambi queste sezioni, in pratica, non possono essere sede di sbilanciamenti localizzati.

La soluzione trovata è solo conseguenza del fatto che in realtà l'albero, nella sua condizione iniziale, è soggetto a uno sbilanciamento distribuito e non concentrato in due sole sezioni.

Si è quindi provato a riavviare il programma con una coppia di sbilanciamenti più sensata per il caso in questione.

Le sezioni scelte sono quelle a cavallo della cappa dal lato turbina; i corrispondenti nodi sono il 21 e il 23 come si può vedere in figura 3.41.

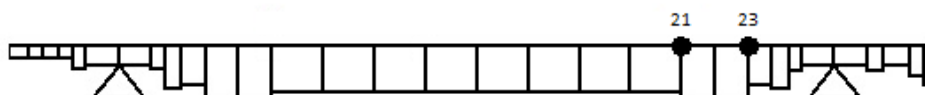


Fig. 3.41 Posizionamenti degli sbilanciamenti sul modello ad elementi finiti dell'alternatore

Il residuo relativo valutato su tutto il campo di velocità è stato, in questo caso, leggermente più alto (0.26718) mentre il fattore di coerenza è sceso leggermente rimanendo al valore ben più che accettabile di 0.75591 e garantendo la buona corrispondenza tra le vibrazioni sperimentali e quelle predette dal modello matematico.

Questo paragone è mostrato nei seguenti grafici per valori di sbilanciamento di 0.40831 kgm con fase -128.4° sul nodo 21 e di 0.36145 kgm con fase 32.8° sul nodo 23.

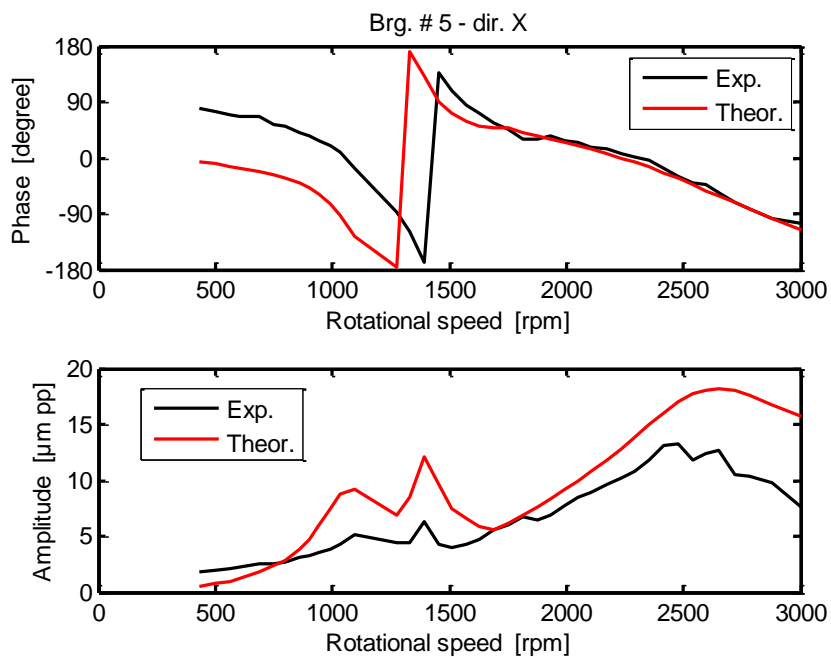


Fig. 3.42 Confronto tra vibrazioni sperimentali (rilevate in data 18/01/2010) e predette dal modello nel caso di sbilanciamento sui nodi 21 e 23, sul cuscinetto #5 in direzione X

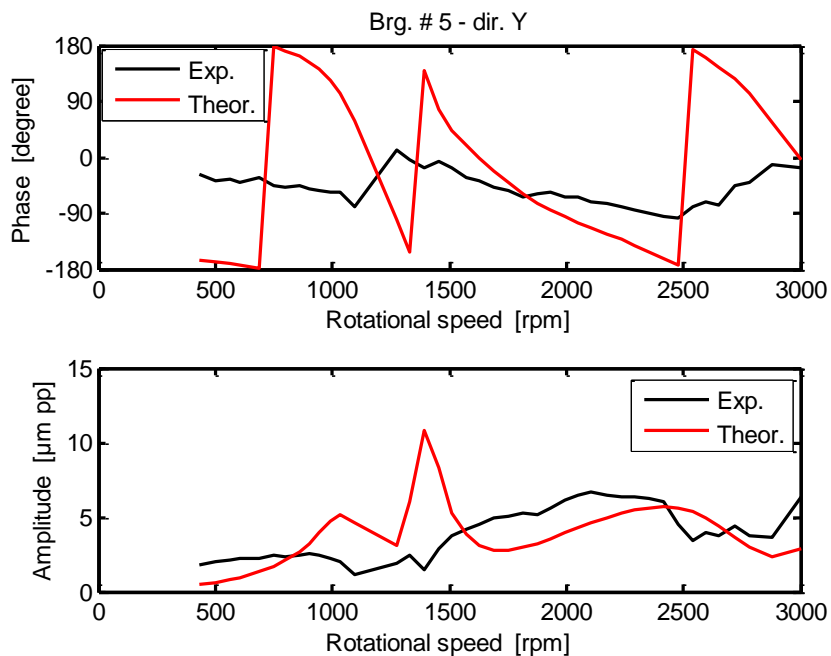


Fig. 3.43 Confronto tra vibrazioni sperimentali (rilevate in data 18/01/2010) e predette dal modello nel caso di sbilanciamento sui nodi 21 e 23, sul cuscinetto #5 in direzione Y

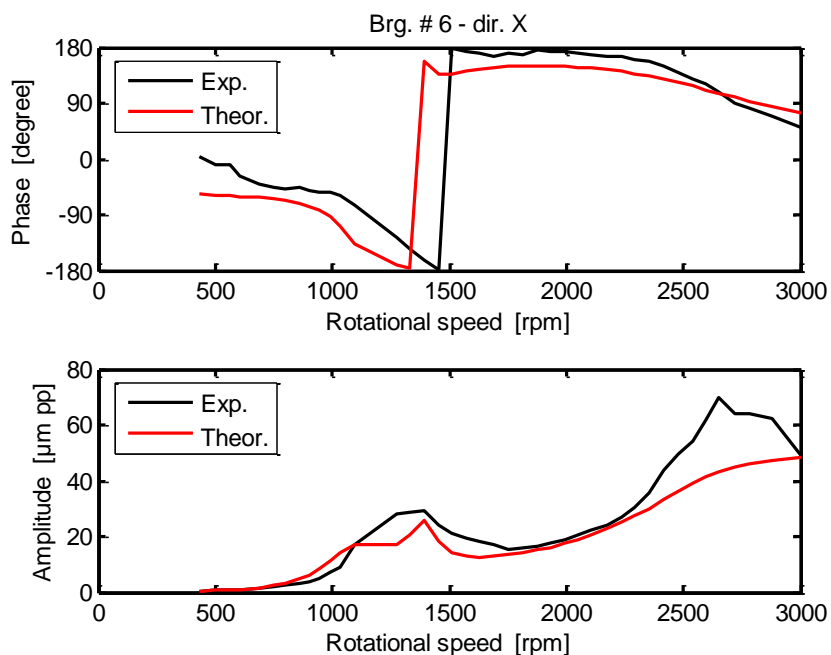


Fig. 3.44 Confronto tra vibrazioni sperimentali (rilevate in data 18/01/2010) e predette dal modello nel caso di sbilanciamento sui nodi 21 e 23, sul cuscinetto #6 in direzione X

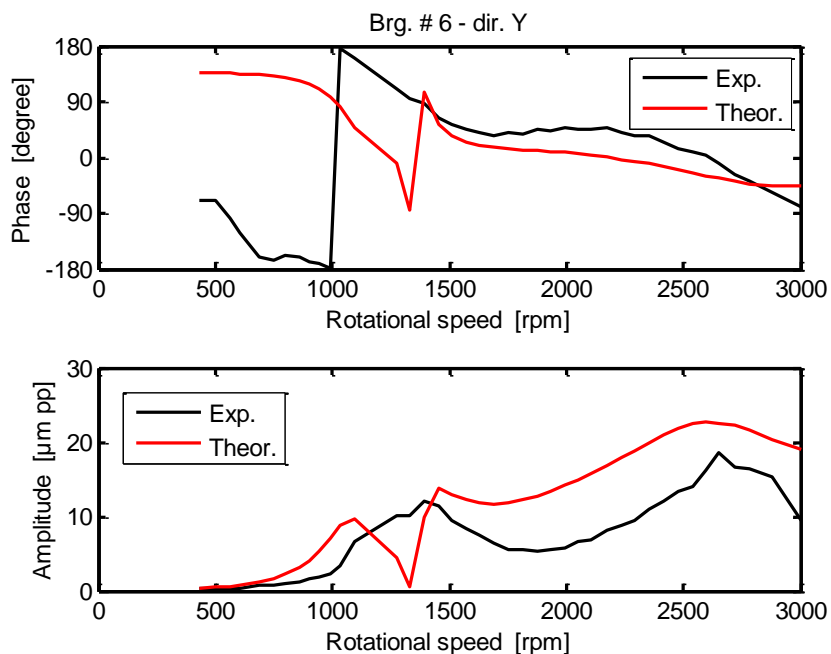


Fig. 3.45 Confronto tra vibrazioni sperimentali (rilevate in data 18/01/2010) e predette dal modello nel caso di sbilanciamento sui nodi 21 e 23, sul cuscinetto #6 in direzione Y

Come si può vedere nelle figure 3.42-3.45 il modello predice in maniera sufficientemente adeguata le vibrazioni sperimentali; nel caso si discosti sia in modulo che in fase, è solo per vibrazioni di ampiezza molto bassa.

Risulta quindi verosimile l'ipotesi che la cappa dal lato turbina sia sede di sbilanciamenti.

Si vuole far notare come gli sbilanciamenti sui nodi 21 e 23 riescano a riprodurre bene la situazione sperimentale tra 400 rpm e 3000 rpm causando vibrazioni più elevate sul cuscinetto #6 rispetto che sul #5, lato dove è presente la cappa eccentrica.

Nonostante ciò si è voluto tentare di riprodurre in maniera più precisa le vibrazioni sperimentali precedenti alla manutenzione sviluppando un programma in MatLab il quale permetteva di inserire quattro sbilanciamenti.

Questo programma è una versione molto semplificata rispetto al precedente perché non permette l'identificazione dei nodi sui quali una combinazione adeguata di modulo e fase degli sbilanciamenti riproduca il più verosimilmente possibile le vibrazioni sperimentali ma, una volta inseriti i nodi sui quali si vuole lo sbilanciamento, ne calcola modulo e fase ottimali al fine di ottenere un fattore di coerenza il più elevato possibile.

Ai nodi 21 e 23, suggeriti dall'analisi precedente, sono stati aggiunti il nodo 11 e il 17.

Gli sbilanciamenti identificati dal programma sono stati i seguenti:

N° nodo	Modulo [kgm]	Fase [°]
11	0.02445	156.0
17	0.32312	25.2
21	1.20904	-145.8
23	1.06105	28.9

Il fattore di coerenze è passato a 0.81092 garantendo una riproduzione dei dati sperimentali più accurata come si può vedere nei seguenti grafici.

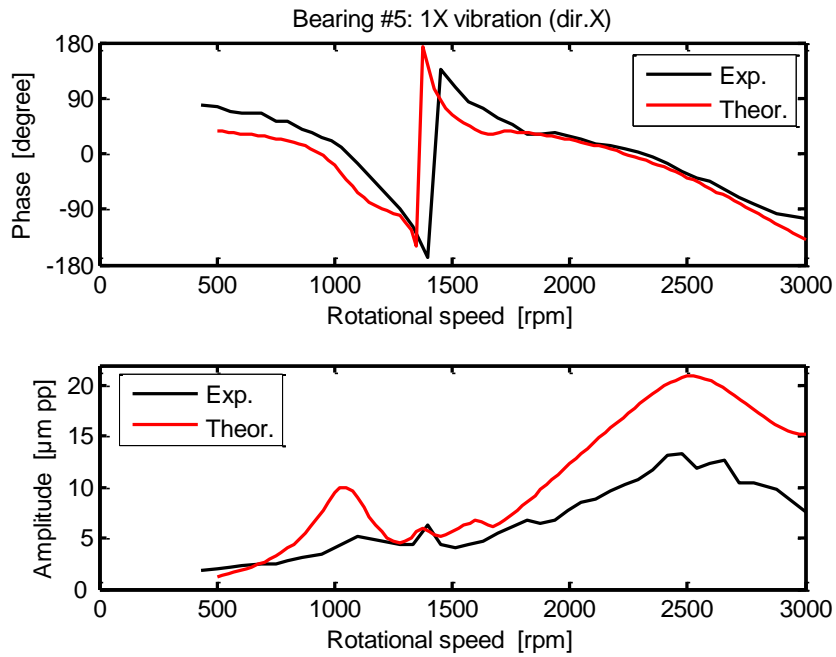


Fig. 3.46 Confronto tra vibrazioni sperimentali (rilevate in data 18/01/2010) e predette dal modello nel caso di sbilanciamento sui nodi 11, 17, 21 e 23, sul cuscinetto #5 in direzione X

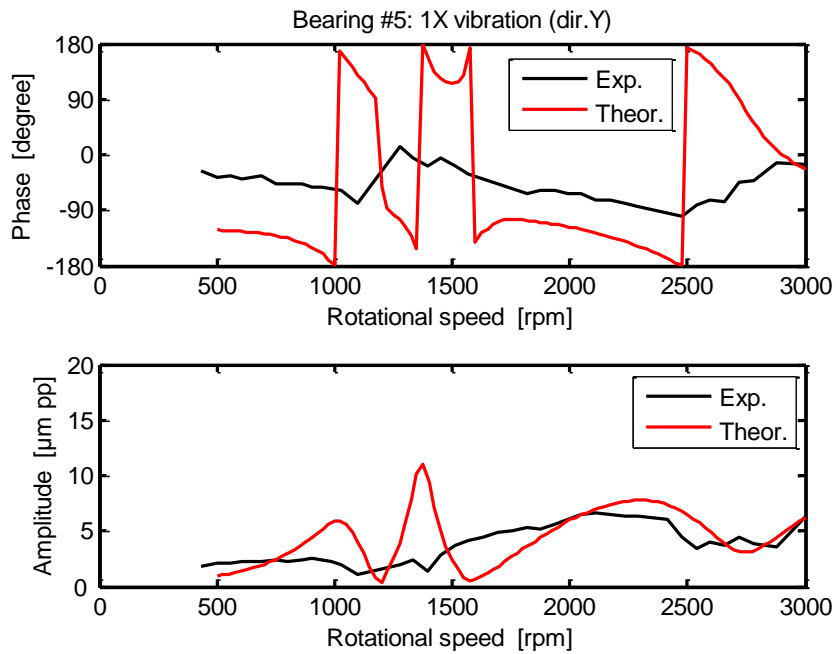


Fig. 3.47 Confronto tra vibrazioni sperimentali (rilevate in data 18/01/2010) e predette dal modello nel caso di sbilanciamento sui nodi 11, 17, 21 e 23, sul cuscinetto #5 in direzione Y

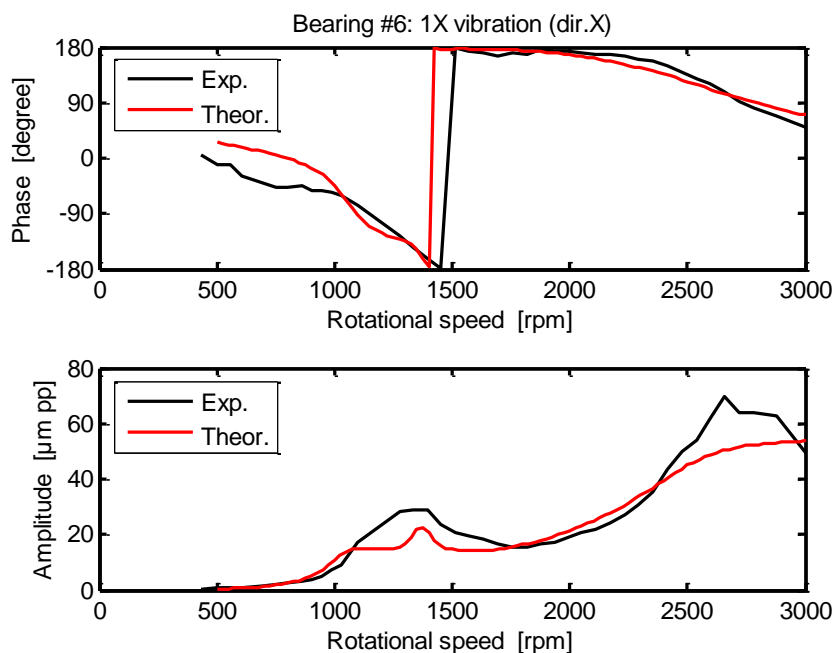


Fig. 3.48 Confronto tra vibrazioni sperimentali (rilevate in data 18/01/2010) e predette dal modello nel caso di sbilanciamento sui nodi 11, 17, 21 e 23, sul cuscinetto #6 in direzione X

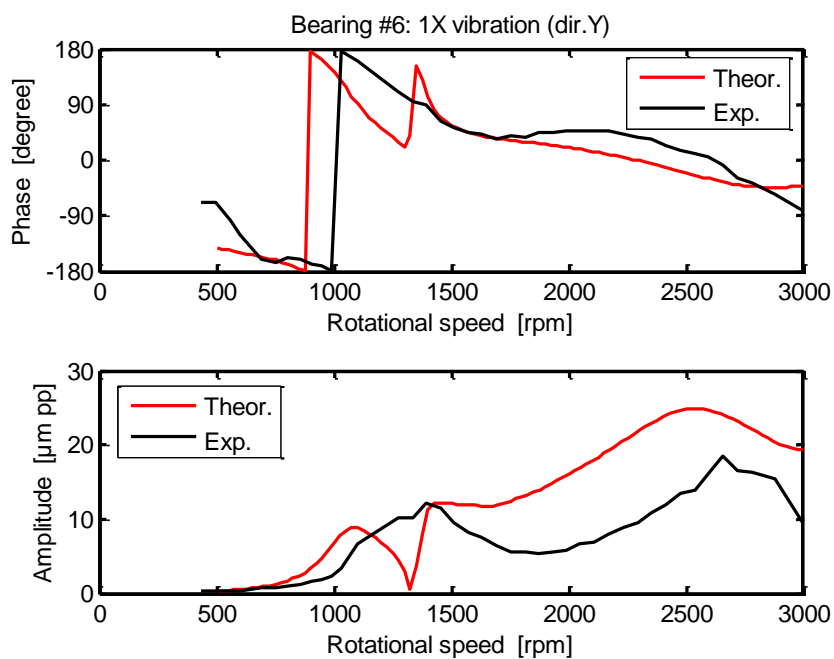


Fig. 3.49 Confronto tra vibrazioni sperimentali (rilevate in data 18/01/2010) e predette dal modello nel caso di sbilanciamento sui nodi 11, 17, 21 e 23, sul cuscinetto #5 in direzione Y

Come predetto dal maggiore fattore di coerenza, il fitting tra andamento sperimentale e teorico risulta essere migliore sia per quanto riguarda il modulo che la fase.

Guardando il modulo degli sbilanciamenti si vede come i due preponderanti siano gli stessi valutati dall'analisi con soli due guasti.

Lo sbilanciamento sul nodo 11 sarebbe addirittura trascurabile rispetto agli altri, mentre quello sul nodo 17 porta semplicemente la curva delle vibrazioni teoriche ad avvicinarsi a quella delle vibrazioni sperimentali, misurate in gennaio, nei punti in cui prima era più distante. Ciò contribuisce all'aumento del fattore di coerenza.

I buoni risultati ottenuti in questi casi consentono di validare il modello matematico giustificando ulteriormente le approssimazioni fatte sia per quanto riguarda il modello della fondazione che del meato.

Infine, per concludere questa analisi, si è tentato di riprodurre il comportamento vibratorio misurato in ottobre tramite due sbilanciamenti sugli stessi nodi ottenuti nei casi di gennaio (21 e 23); i risultati sono mostrati in seguito.

Il residuo relativo minimo è stato di 0.37593 con uno sbilanciamento di modulo 2.24600 kgm e fase -91.5° sul nodo 21 mentre sul nodo 23 lo sbilanciamento ha modulo 1.91530 kgm e fase 87.7° .

Il fattore di coerenza è risultato essere 0.62711 predicendo una scarsa corrispondenza tra valori di vibrazione predetti dal modello e valori sperimentali come viene confermato nei seguenti grafici.

Nelle figure 3.50-3.53 vengono paragonate le vibrazioni predette dal modello matematico nel caso di sbilanciamenti sui nodi 21 e 23 con quelle misurate sperimentalmente dopo l'intervento di manutenzione, nel mese di ottobre.

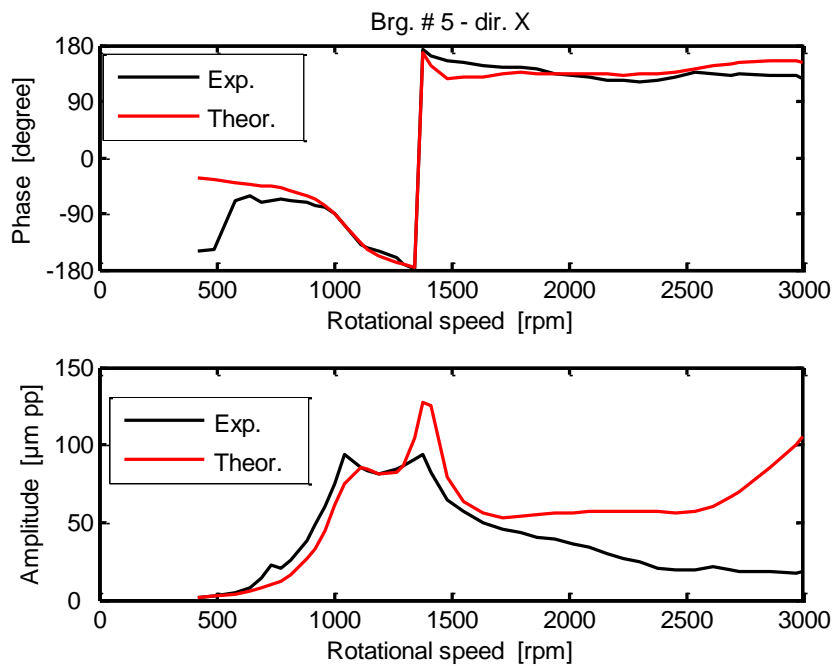


Fig. 3.50 Confronto tra vibrazioni sperimentali (rilevate in data 05/10/2010) e predette dal modello nel caso di sbilanciamento sui nodi 21 e 23, sul cuscinetto #5 in direzione X

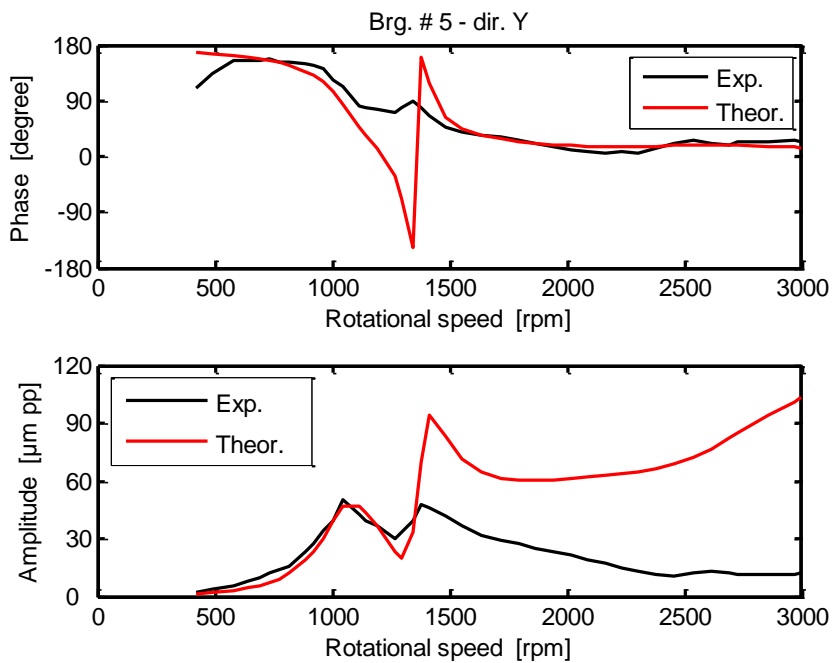


Fig. 3.51 Confronto tra vibrazioni sperimentali (rilevate in data 05/10/2010) e predette dal modello nel caso di sbilanciamento sui nodi 21 e 23, sul cuscinetto #5 in direzione Y

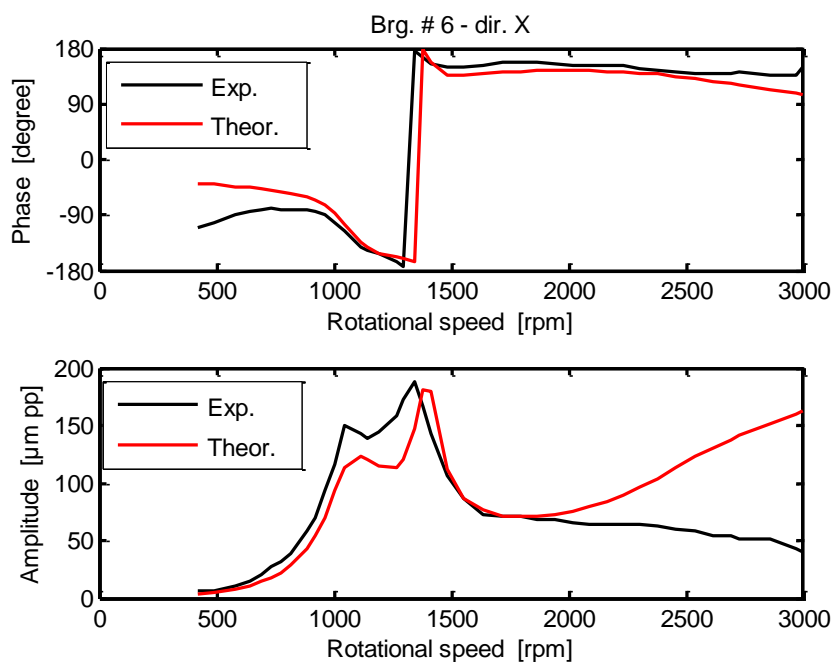


Fig. 3.52 Confronto tra vibrazioni sperimentali (rilevate in data 05/10/2010) e predette dal modello nel caso di sbilanciamento sui nodi 21 e 23, sul cuscinetto #6 in direzione X

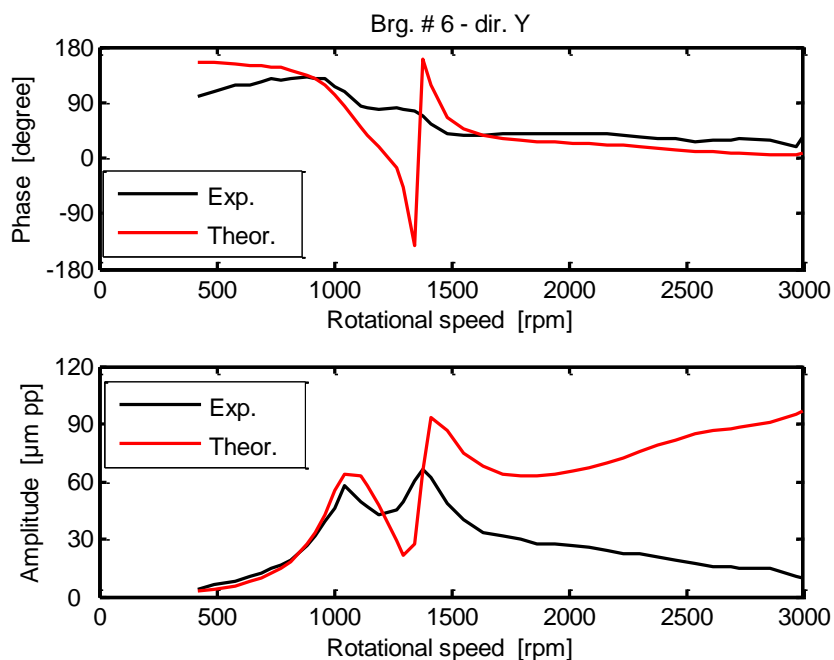


Fig. 3.53 Confronto tra vibrazioni sperimentali (rilevate in data 05/10/2010) e predette dal modello nel caso di sbilanciamento sui nodi 21 e 23, sul cuscinetto #6 in direzione Y

Tramite la possibilità offerta dal programma di aggiungere un fattore moltiplicativo alle masse dopo l'identificazione, si è tentato di massimizzare il fitting nella zona della prima risonanza ottenendo però vibrazioni del tutto discordanti per velocità superiori.

Tali risultati escludono che due sbilanciamenti di questo tipo possano provocare le reali vibrazioni presenti sull'alternatore in questione in data 05/10/2010.

Ad una prima analisi il caso di sbilanciamenti sui nodi 13 e 21, in corrispondenza delle cappe, sembra essere il più plausibile.

3.5 Analisi dei risultati pesati

Alla ricerca di un'ulteriore conferma dei risultati precedenti è stata rieseguita la stessa analisi introducendo una funzione peso.

I residui ottenuti dal precedente programma MatLab vengono pesati in funzione della posizione sull'alternatore.

I pesi sono assegnati lungo l'alternatore in relazione al fatto che la parte sia stata coinvolta nella manutenzione o no; la funzione peso utilizzata è mostrata in figura 3.54.

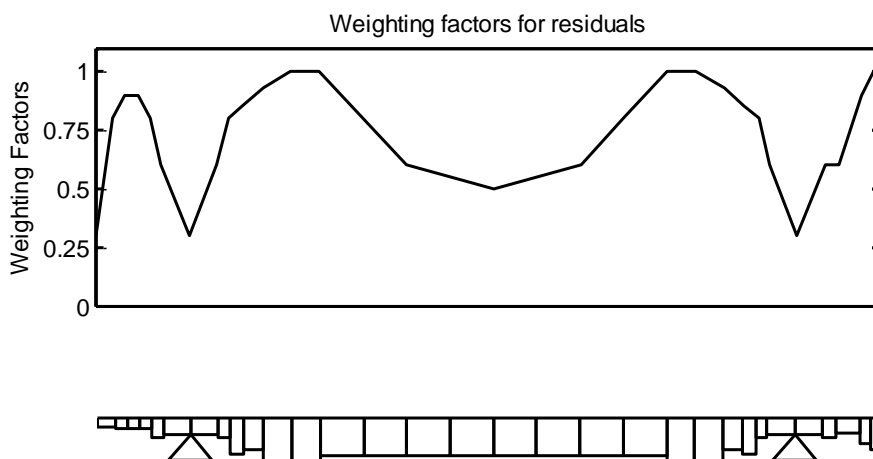


Fig. 3.54 Andamento della funzione di pesatura lungo l'alternatore

Quando i due sbilanciamenti si trovano sullo stesso nodo il residuo viene diviso per il rispettivo peso; mentre, se gli sbilanciamenti sono su nodi diversi, il residuo viene diviso per il prodotto dei pesi corrispondenti alla posizione dei due nodi.

In questo caso il programma restituisce direttamente come soluzione ottima, con minimo residuo, quella con i due sbilanciamenti sul nodo 13 e 21 in corrispondenza delle cappe.

Il residuo relativo minimo ricalcolato su tutte le velocità risulta di 0.181052 a cui corrisponde un fattore di coerenza di 0.818948.

L'andamento del residuo pesato in questo caso, in scala logaritmica, è riportato in figura 3.55.

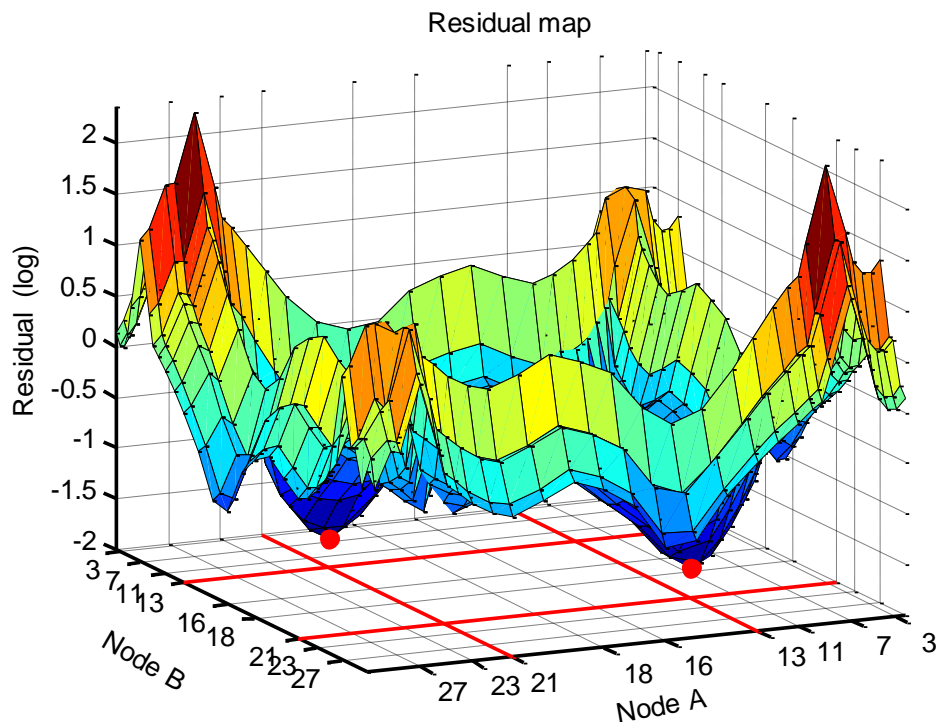


Fig. 3.55 Mappa dei residui tridimensionale, in presenza di doppio sbilanciamento, dopo l'applicazione della funzione peso

I minimi sono evidenziati dai punti rossi in corrispondenza dei nodi 13 e 21. Lo stesso risultato può essere visualizzato invertendo in grafico per ottenere una sorta di fattore di coerenza come è mostrato in figura 3.56; i punti rossi evidenziano i massimi.

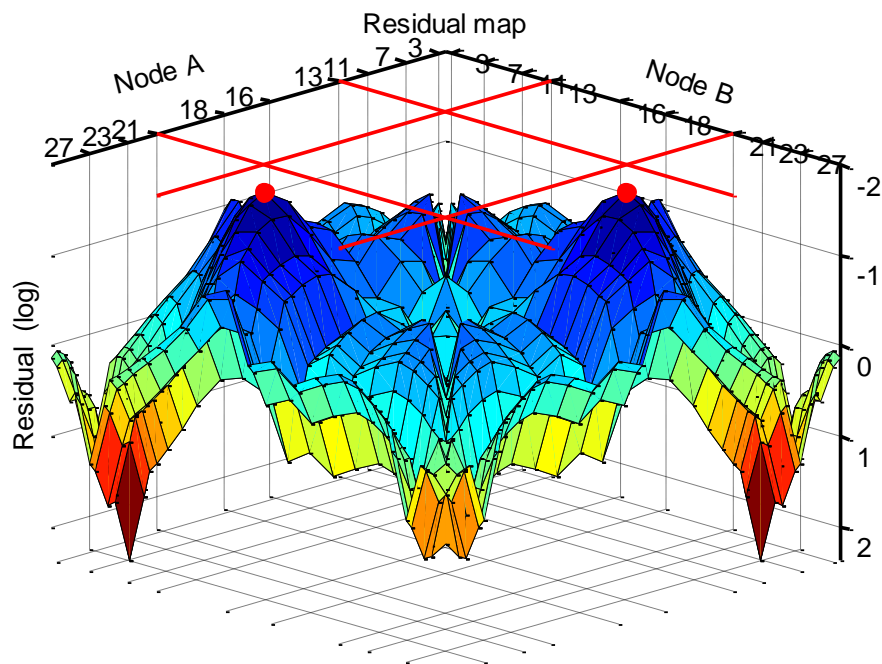


Fig. 3.56 *Mapa dei residui invertita, indice del fattore di coerenza*

La ‘fessura’ visibile nel grafico mostrato in figura 3.56 corrisponde all’andamento del residuo nel caso di singolo sbilanciamento, modificato dalla funzione di pesatura.

Nelle seguenti figure viene mostrato come la funzione di pesatura cambi l’andamento del residuo nel caso in cui lo sbilanciamento A sia fissato in un determinato nodo e lo sbilanciamento B vari lungo la posizione assiale dell’alternatore.

Questi risultati sono visibili anche dalla mappa del residuo 3D sezionando all’altezza del nodo interessato.

I casi considerati nelle figure 3.57, 3.58 e 3.59 presentano A fisso sul nodo 13, 17 e 21.

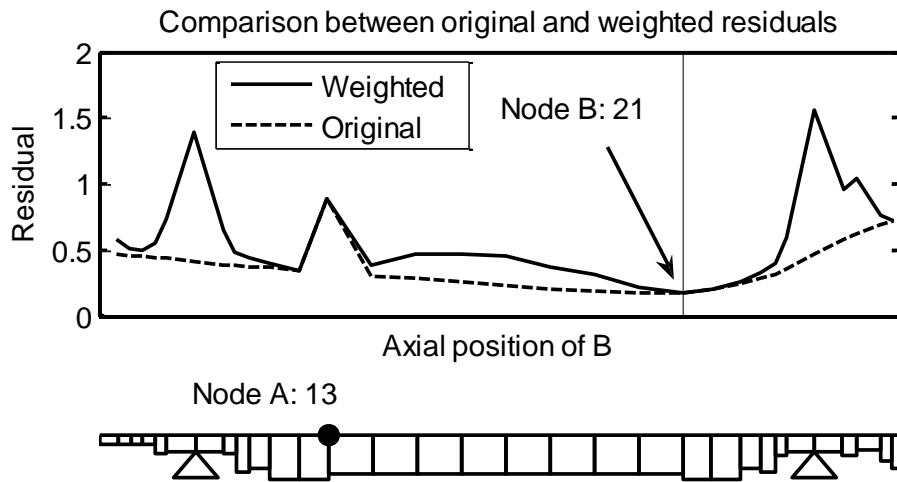


Fig. 3.57 *Paragone tra l'andamento del residuo pesato e non quando lo sbilanciamento A è fisso sul nodo 13 e B varia lungo l'alternatore*

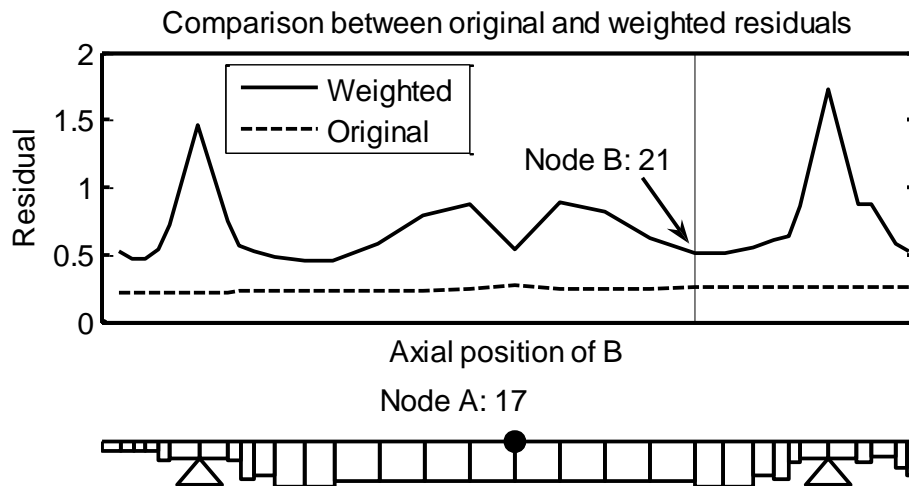


Fig. 3.58 *Paragone tra l'andamento del residuo pesato e non quando lo sbilanciamento A è fisso sul nodo 17 e B varia lungo l'alternatore*

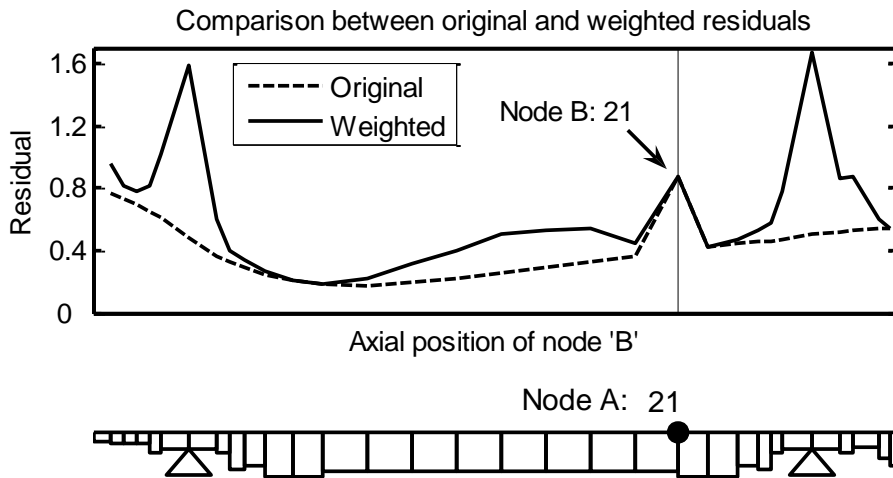


Fig. 3.59 Paragone tra l'andamento del residuo pesato e non quando lo sbilanciamento A è fisso sul nodo 21 e B varia lungo l'alternatore

In tutti e tre i casi si può vedere come la funzione peso tenda ad incrementare i valori del residuo nelle zone non coinvolte dalla manutenzione mentre tenda a lasciarlo invariato in corrispondenza delle cappe.

Sempre nella casistica considerata per l'andamento dei residui (sbilanciamento A sul nodo 13, 17 e 21) si è valutato come variasse il valore dei due sbilanciamenti, al muoversi di UB, con UA fisso su un determinato nodo.

I risultati sono mostrati nelle figure 3.60, 3.61 e 3.62.

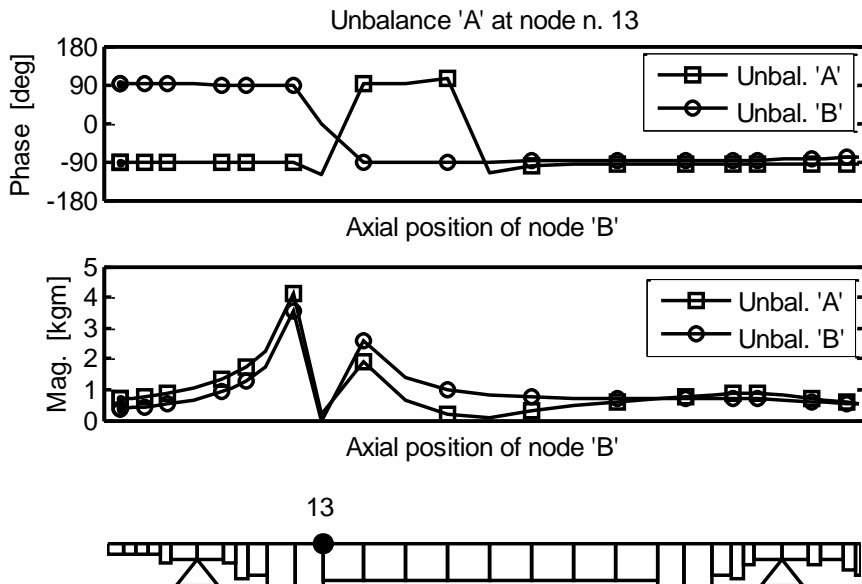


Fig. 3.60 Andamento di modulo e fase di entrambi gli sbilanciamenti nel caso in cui A è fisso sul nodo 13 e B si muove lungo l'alternatore

Quando lo sbilanciamento A è posizionato sul nodo 13, si nota come il modulo dei due guasti sia molto simile per tutta la casistica dello sbilanciamento B mosso sull'alternatore.

Ben di maggior rilevanza è l'andamento della fase dei due guasti.

Da questa si può osservare come, quando UA è fisso sul nodo 13, i due sbilanciamenti siano in controfase fino a quando UB passa il nodo 17; oltrepassato questo nodo ritornano in fase.

Tale comportamento si spiega facilmente guardando i modi di vibrare; come detto in precedenza, il secondo modo presenta un punto nodale in prossimità del nodo 17.

Ciò fa sì che nel tentativo di riprodurre nel modo più coerente possibile le vibrazioni sperimentali, quando i due sbilanciamenti si trovano entrambi nella metà sinistra dell'alternatore devono essere in controfase mentre, quando si trovano uno a destra (A fisso sul 13) e uno a sinistra, i due devono risultare in fase tra loro.

Quando lo sbilanciamento B passa il nodo 13 le fasi si invertono entrambe rimanendo in controfase.

Infine dal grafico sembrerebbe che quando i due sbilanciamenti si sovrappongono sul nodo 13, riconducendosi al caso di singolo guasto, il modulo di entrambi sia zero, predizione che risulterebbe alquanto strana.

In realtà andando a verificare i valori si vede come uno sbilanciamento assuma giustamente valore nullo, essendo nel caso di singolo guasto, mentre l'altro abbia un valore molto basso (0.1877 kgm).

Si sottolinea che questo grafico riporta l'andamento di modulo e fase degli sbilanciamenti quando A è fisso sul nodo 13 e B varia lungo l'alternatore; però spostandosi verso destra nel grafico, il residuo non rimane costante ma varia con l'andamento mostrato in figura 3.57.

Quando UA è sul nodo 13 e UB sul 21 si verifica la situazione di minimo residuo con sbilanciamenti di valore 0.72489 kgm e 0.71565 kgm rispettivamente con fase di -94.9° e -88.7° .

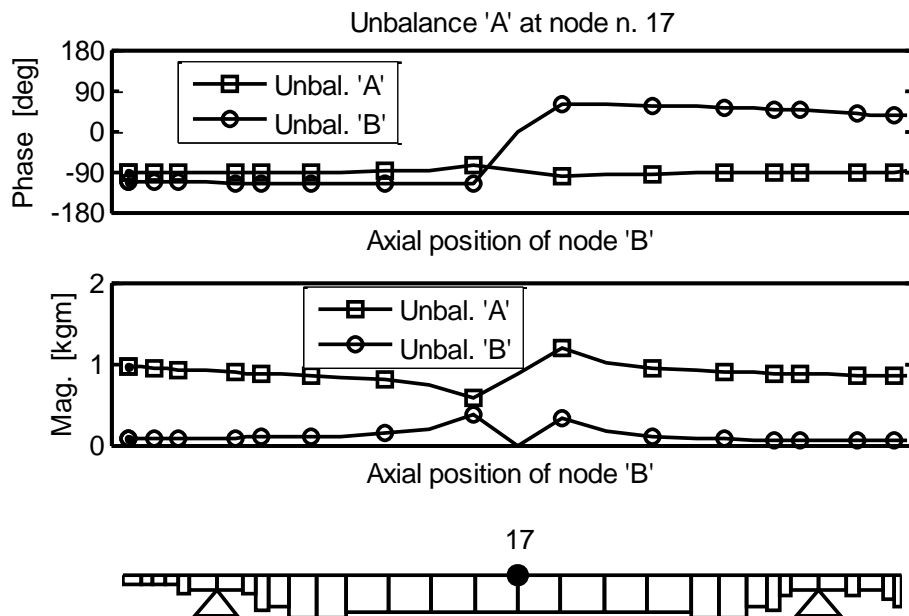


Fig. 3.61 Andamento di modulo e fase di entrambi gli sbilanciamenti nel caso in cui A è fisso sul nodo 17 e B si muove lungo l'alternatore

In figura 3.61 è mostrato come varino modulo e fase degli sbilanciamenti nel caso in cui UA sia fisso sul nodo 17 mentre UB venga fatto variare lungo l'alternatore.

I moduli in questo caso sono molto diversi tra loro, in particolare il modulo di B è sempre molto piccolo.

Ciò non risulta essere sorprendente in quanto, come è stato mostrato precedentemente, una delle soluzioni con minimo residuo (senza funzione di pesatura) si ha per un unico sbilanciamento localizzato nel nodo 17 e pertanto si tenta di ricondursi a questa situazione.

Il modulo incrementa solo quando lo sbilanciamento B arriva al nodo 16 o al 18, molto vicini al 17 e conseguentemente al punto nodale del secondo modo di vibrare.

Quando entrambi, UA e UB, si trovano sul nodo 17, si ottiene il caso di singolo sbilanciamento studiato in precedenza con modulo 0.8379 kgm e fase -95° .

Per quanto riguarda l'andamento della fase possono valere le stesse considerazioni fatte per il caso sopra (figura 3.60).

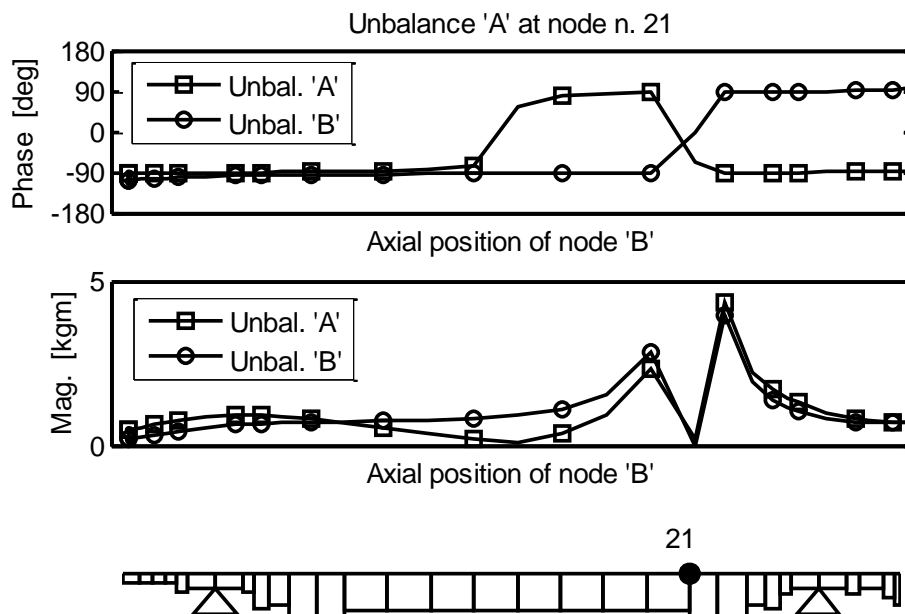


Fig. 3.62 Andamento di modulo e fase di entrambi gli sbilanciamenti nel caso in cui A è fisso sul nodo 21 e B si muove lungo l'alternatore

Il caso in cui lo sbilanciamento A è fisso sul nodo 21 può essere visto come il simmetrico rispetto a quando UA si trovava sul nodo 13.

Al variare della posizione di UB si vede come gli sbilanciamenti siano in fase fintanto che questo non passi il punto nodale nelle vicinanze del nodo 17.

Nel momento in cui entrambi gli sbilanciamenti si trovano nella stessa metà del rotore, per riuscire a riprodurre le vibrazioni ottenute sperimentalmente in ottobre, è necessario che UA e UB siano in controfase tra loro.

Quando UB passa il nodo 21, le fasi si invertono entrambe rimanendo sfasate di circa 180° , confermando quanto precedentemente detto.

Se al contrario i due guasti si trovassero sulle diverse metà dell'alternatore, sarebbe necessario che tali guasti fossero in fase per riuscire a riprodurre fedelmente le vibrazioni sperimentali.

Per quanto riguarda il modulo valgono le stesse considerazioni fatte nel caso mostrato in figura 3.60.

È importante ricordare che, nei grafici riportati nelle figure 3.60, 3.61 e 3.62, il valore del residuo non rimane costante ma varia come mostrato nelle rispettive figure 3.57, 3.58 e 3.59.

Avendo quindi confermato l'ipotesi dei due sbilanciamenti sui nodi 13 e 21, con valori riportati in precedenza, si è passati ad un'analisi più dettagliata di questo caso considerando il singolo contributo degli sbilanciamenti A e B alla vibrazione totale della macchina.

Tale caso è quello risultato dall'introduzione della funzione di pesatura: UA è posizionato sul nodo 13, UB sul 21.

Questa analisi è mostrata nelle figure 3.63, 3.64, 3.65 e 3.66 dove i contributi dei singoli sbilanciamenti sono evidenziati sui cuscinetti #5 e #6 in entrambe le direzioni di misura al fine di comporre la vibrazione totale.

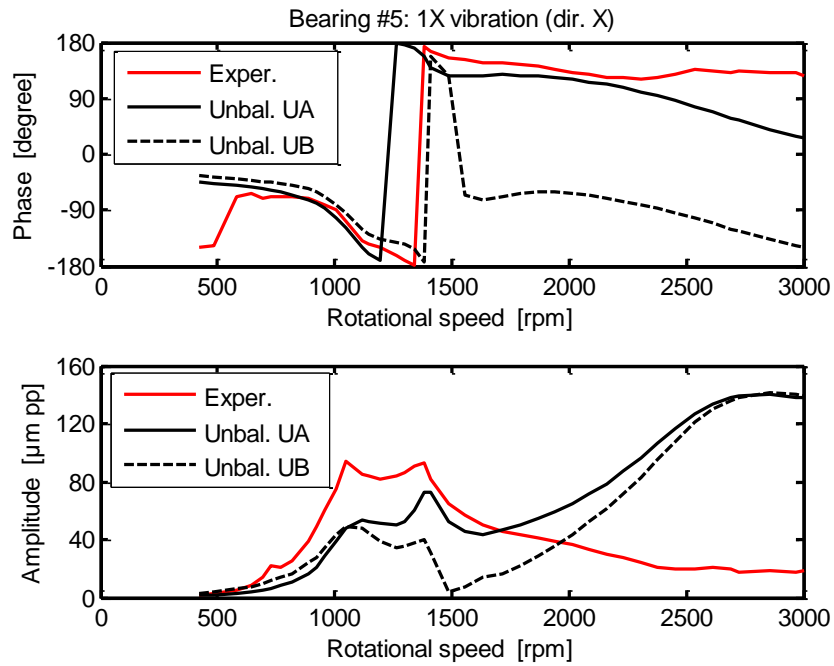


Fig. 3.63 Contributo dei singoli sbilanciamenti A e B alla vibrazione 1X totale sul cuscinetto #5 in direzione X quando lo sbilanciamento A si trova sul nodo 13 e B sul nodo 21

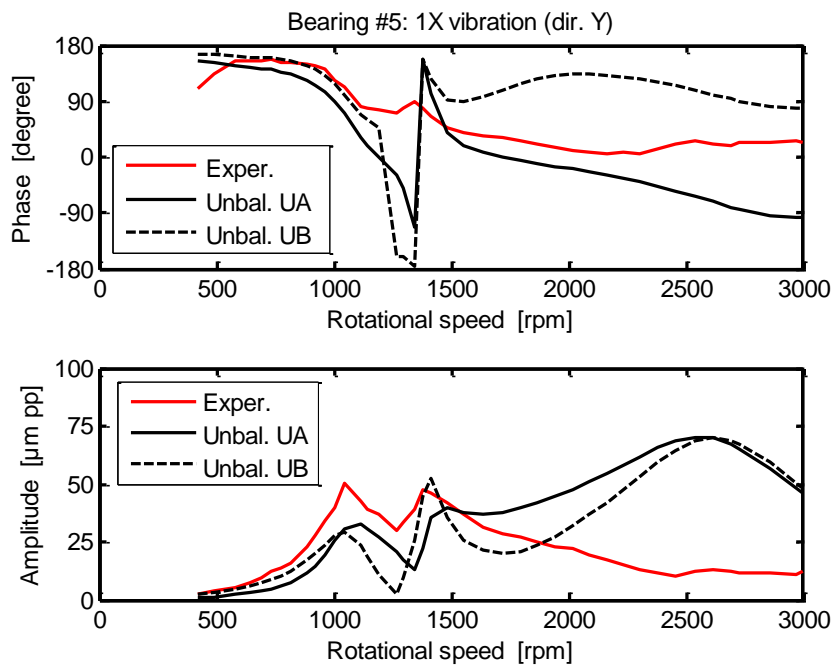


Fig. 3.64 Contributo dei singoli sbilanciamenti A e B alla vibrazione 1X totale sul cuscinetto #5 in direzione Y quando lo sbilanciamento A si trova sul nodo 13 e B sul nodo 21

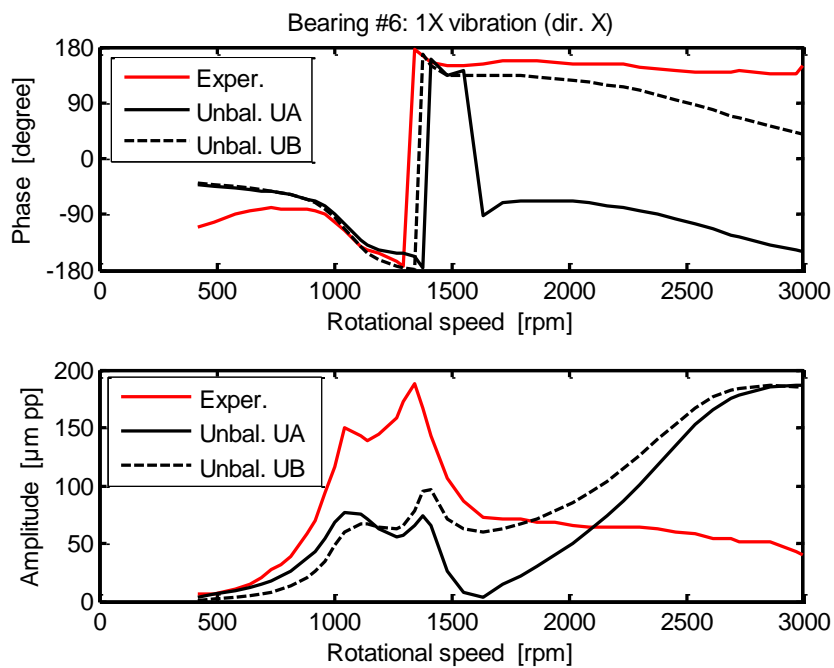


Fig. 3.65 Contributo dei singoli sbilanciamenti A e B alla vibrazione 1X totale sul cuscinetto #6 in direzione X quando lo sbilanciamento A si trova sul nodo 13 e B sul nodo 21

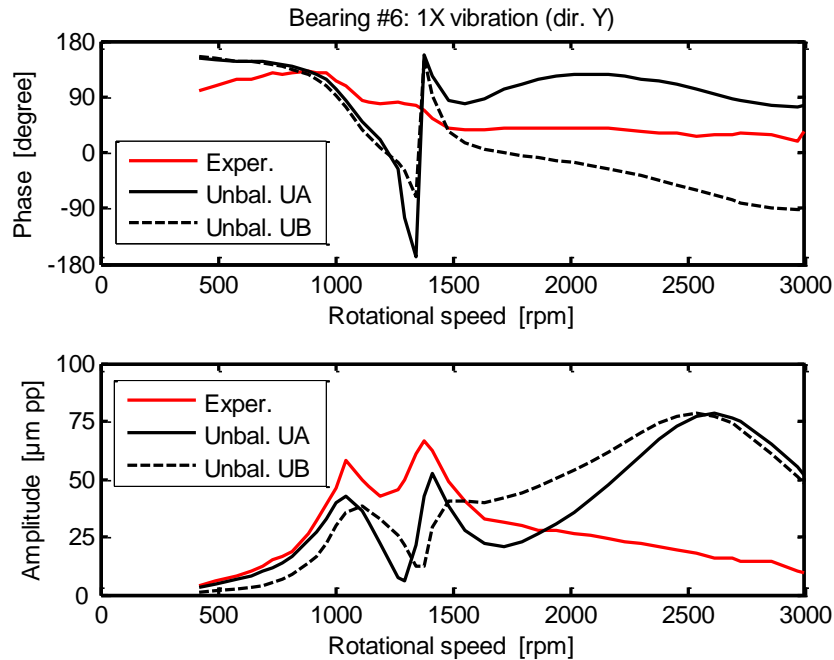


Fig. 3.66 Contributo dei singoli sbilanciamenti A e B alla vibrazione 1X totale sul cuscinetto #6 in direzione Y quando lo sbilanciamento A si trova sul nodo 13 e B sul nodo 21

In generale in questi grafici si vede come il contributo dei singoli sbilanciamenti tenda a sommarsi nella zona della prima risonanza, dove risultano essere in fase, al fine di formare l'elevata vibrazione ottenuta sperimentalmente.

Nella zona delle velocità superiori invece, pur essendo rilevante il contributo energetico apportato dai singoli sbilanciamenti, i loro effetti tendono a sottrarsi perché sono in controfase producendo la particolarità, riscontrata nel caso di studio, di mascherare addirittura la seconda risonanza ottenendo vibrazioni molto più elevate al passaggio della prima velocità critica rispetto a quelle rilevate alla velocità di esercizio, molto più elevata e vicina alla seconda critica. Si ricorda che questi grafici non riportano la funzione di trasferimento del sistema ma solo l'output, la vibrazione.

Si nota infine come, nel caso del singolo sbilanciamento, le vibrazioni aumenterebbero velocemente all'aumentare della velocità di rotazione coerentemente con l'aumento in maniera quadratica delle forze centrifughe legate allo sbilanciamento.

Per completezza di analisi si riporta anche come la funzione di pesatura cambi i risultati dell'identificazione nel caso di gennaio.

Eseguendo il programma sviluppato per l'identificazione di due guasti, la soluzione migliore trovata (residuo relativo 0.201821 e fattore di coerenza 0.798179) presenta gli sbilanciamenti sul nodo 22 e sul 31.

Modulo e fase sono riportati in seguito:

N° nodo	Modulo [kgm]	Fase [°]
22	0.17959	-98.5
31	0.18158	43.1

Il nodo 31 è in corrispondenza della flangia, la quale ha subito lavorazioni e possiede un peso elevato.

Tuttavia, in generale, è inusuale che una flangia sia sede di sbilanciamento; semmai è più probabile che sia sede di disallineamenti, ma questa ipotesi è già stata esclusa da un'analisi preliminare dell'andamento vibratorio successivo alla manutenzione.

Il nodo 22 invece è esattamente in mezzo alla cappa, la quale è probabilmente sede di sbilanciamenti.

Questa analisi conferma quindi la validità dell'ipotesi fatta precedentemente per lo studio relativo al 18/01/2010 di due sostanziali sbilanciamenti presenti sui nodi 21 e 23, alle estremità della cappa lato cuscinetto #5.

3.6 Analisi modale

A sostegno dell'importanza diagnostica che l'analisi modale può avere nell'identificazione univoca di guasti in macchine rotanti, verrà riportato questo metodo nel tentativo di ricostruire il comportamento vibratorio del turbo gruppo. Ciò permetterà anche di stimare le vibrazioni in un qualunque punto ed a qualsiasi velocità attraverso l'utilizzo dei parametri modali.

Già nelle analisi riportate finora è stata sottolineata l'importanza delle indicazioni che i modi di vibrare possono dare al fine dell'identificazione univoca di un guasto, al di là dell'applicazione di algoritmi matematici come la minimizzazione del residuo, i quali possono dare soluzioni multiple o non rappresentative del problema in questione.

In aggiunta è noto come le vibrazioni nei punti di misura, i cuscinetti, siano tra le più basse rispetto a quelle presenti in un qualsiasi altro punto del treno di alberi.

Risulta quindi importante avere la possibilità di una predizione delle vibrazioni in un qualunque punto della macchina.

La ricostruzione modale è stata affrontata con un programma appositamente scritto in MatLab.

Anche in questo caso sono state fatte delle approssimazioni in quanto i parametri modali dovrebbero cambiare all'aumentare della velocità di rotazione.

Questo è dovuto al fatto che le proprietà del meato di lubrificante, già anisotropo, cambiano con l'aumentare delle velocità di rotazione portando il centro dell'albero a percorrere orbite variabili durante il transitorio.

Essendo che la variazione dei parametri modali non è così significativa, verranno inseriti nel modello masse, smorzamenti e frequenze proprie modali costanti.

Nel programma sviluppato è stata poi inserita la possibilità di assegnare dei coefficienti alle masse modali in modo da effettuare una sorta di model-updating (per quanto riguarda le metodologie di identificazione dei parametri modali vedi bibliografia [26]).

Si è pertanto cercato di ricostruire la risposta sperimentale di ottobre attraverso l'uso dei parametri modali.

I risultati ottenuti tramite l'analisi modale sono paragonati con l'andamento sperimentale e con le vibrazioni predette tramite modello ad elementi finiti nei seguenti grafici.

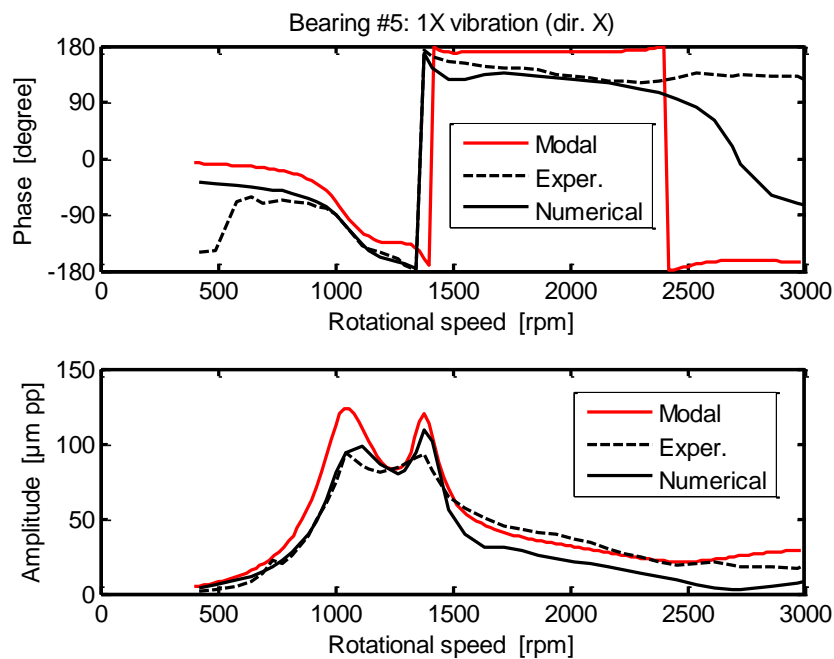


Fig. 3.67 Confronto tra vibrazioni sperimentali, predette tramite modello ad elementi finiti e ricostruite attraverso l'analisi modale. Dati relativi al cuscinetto #5, direzione X, in data 05/10/2010

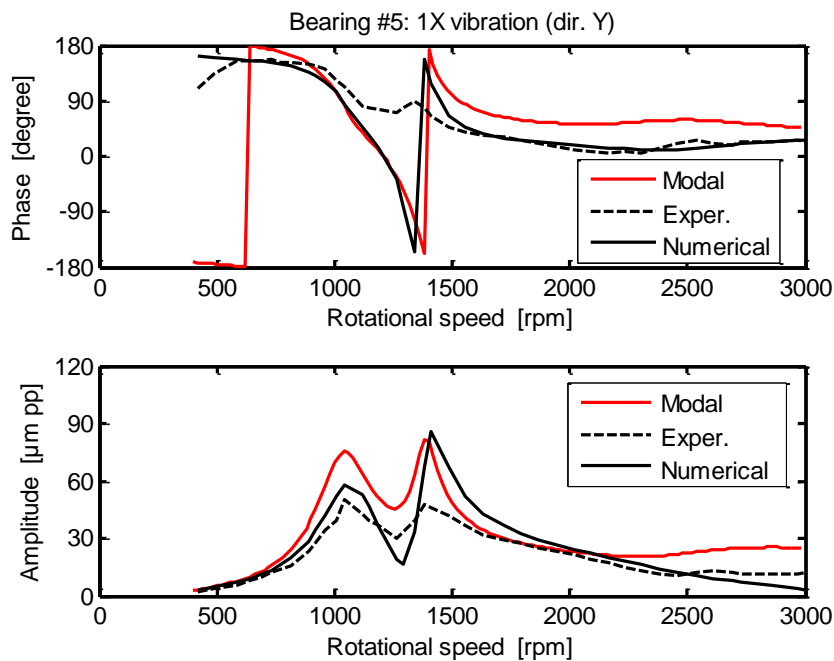


Fig. 3.68 Confronto tra vibrazioni sperimentali, predette tramite modello ad elementi finiti e ricostruite attraverso l'analisi modale. Dati relativi al cuscinetto #5, direzione Y, in data 05/10/2010

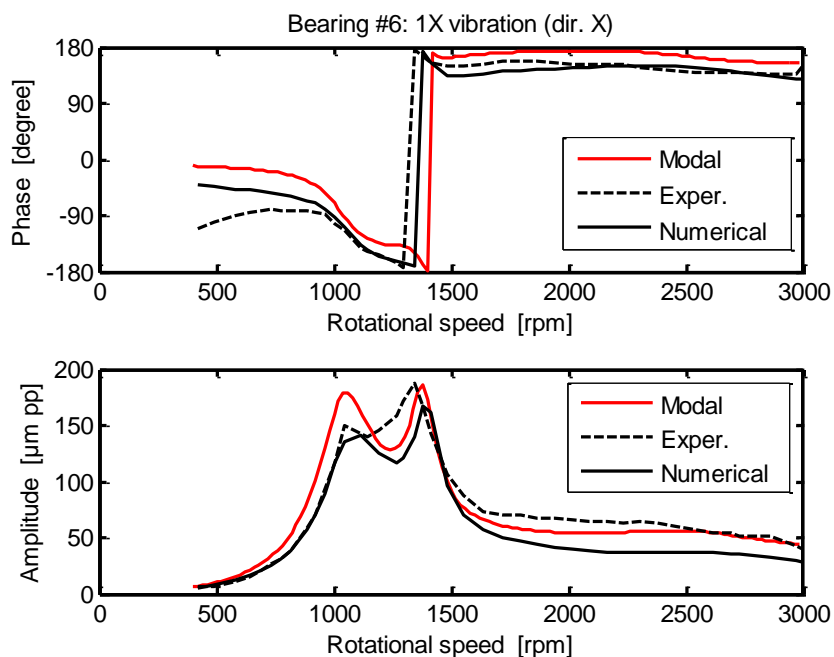


Fig. 3.69 Confronto tra vibrazioni sperimentali, predette tramite modello ad elementi finiti e ricostruite attraverso l'analisi modale. Dati relativi al cuscinetto #6, direzione X, in data 05/10/2010

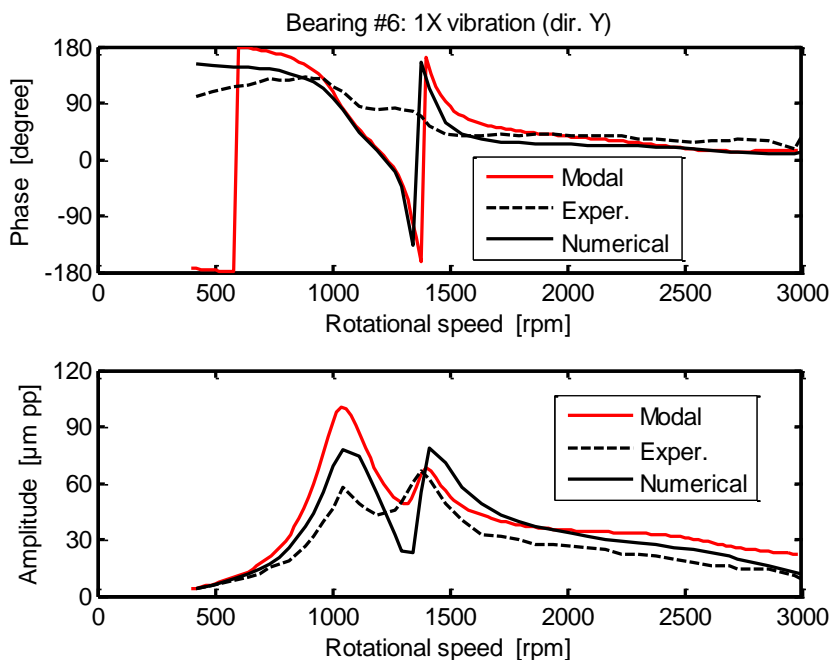


Fig. 3.70 Confronto tra vibrazioni sperimentali, predette tramite modello ad elementi finiti e ricostruite attraverso l'analisi modale. Dati relativi al cuscinetto #6, direzione Y, in data 05/10/2010

Da questi grafici si può vedere come la ricostruzione attraverso parametri modali riesca a rappresentare il corretto andamento delle vibrazioni per tutto il campo di velocità sia in modulo che in fase.

Le uniche discordanze piuttosto significative si possono riscontrare sulla fase, ma riguardano campi di velocità in cui le vibrazioni sono molto basse e pertanto non sono da considerarsi un problema.

3.6.1 Contributo dei singoli modi di vibrare alla risposta complessiva del sistema

Attraverso l'analisi modale può anche essere studiato il contributo di ogni modo alla risposta finale del sistema.

È importante ricordare che la sovrapposizione degli effetti può essere applicata solo in virtù del fatto che il sistema è stato considerato lineare.

Nel nostro caso interessano prevalentemente i modi legati alle velocità critiche dell'alternatore contenute nel campo di velocità 0-3000 rpm e cioè il primo (1030 rpm), il secondo (1381 rpm) e il settimo (2532 rpm).

Questi tre modi avranno un contributo predominante nella ricostruzione delle vibrazioni sui cuscinetti #5 e #6 relativi all'alternatore.

Nelle seguenti figure è mostrato come ogni modo contribuisca alla risposta finale del sistema.

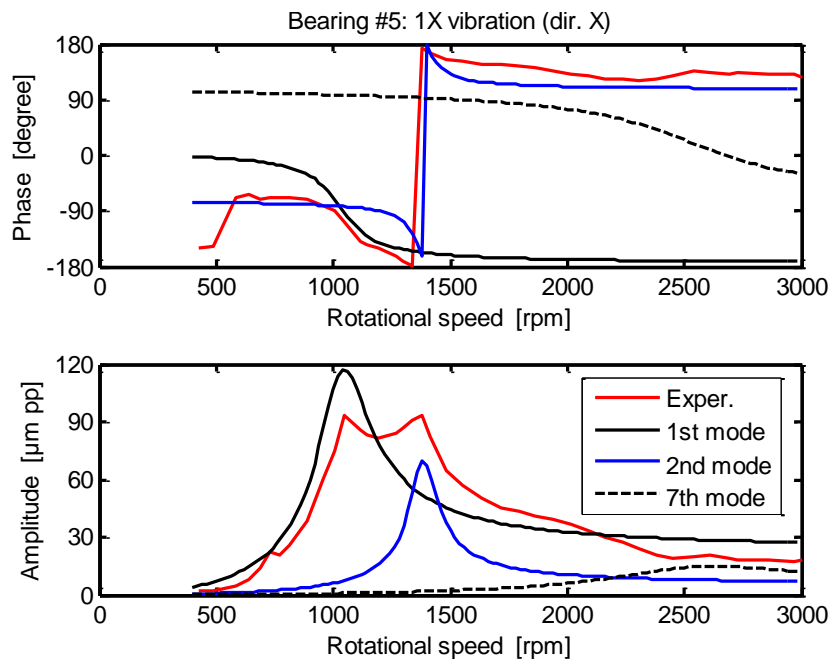


Fig. 3.71 Contributo del primo, secondo e settimo modo alla vibrazione 1X totale misurata sul cuscinetto #5 in direzione X. Dati sperimentali relativi alla data 05/10/2010

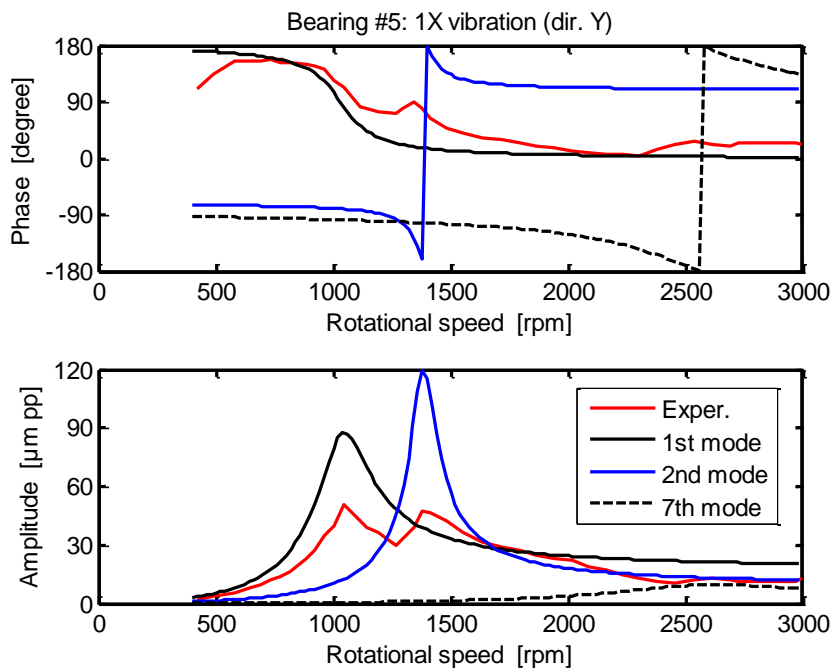


Fig. 3.72 Contributo del primo, secondo e settimo modo alla vibrazione 1X totale misurata sul cuscinetto #5 in direzione Y. Dati sperimentali relativi alla data 05/10/2010

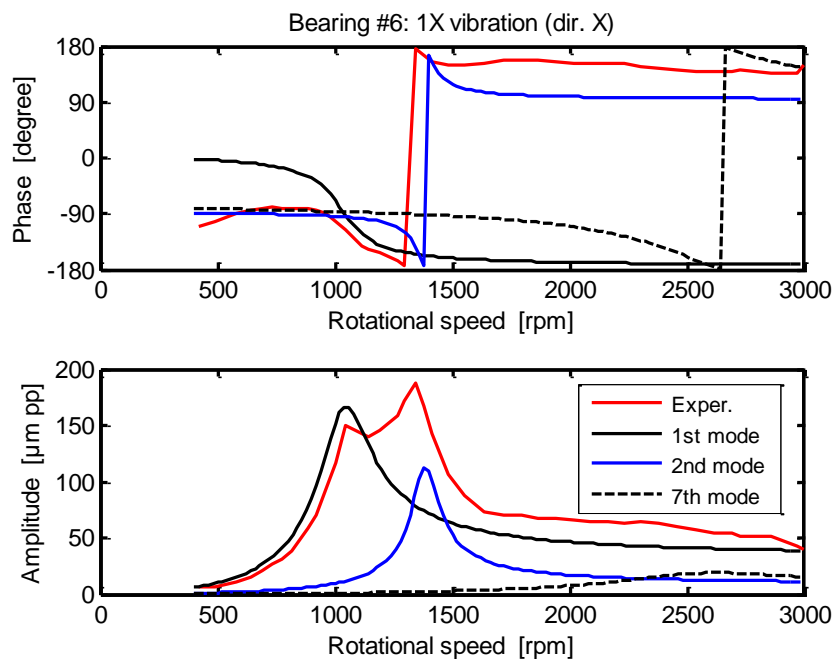


Fig. 3.73 Contributo del primo, secondo e settimo modo alla vibrazione 1X totale misurata sul cuscinetto #6 in direzione X. Dati sperimentali relativi alla data 05/10/2010

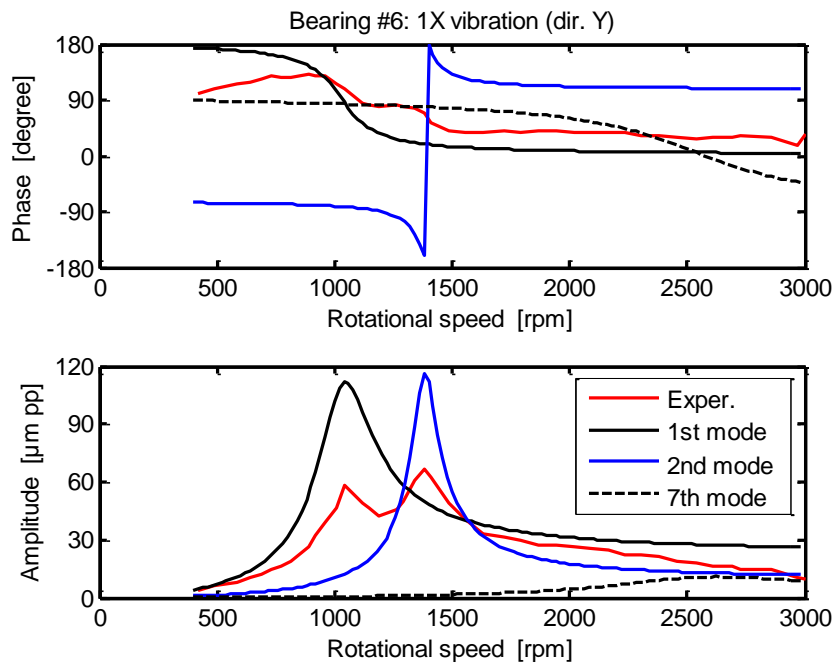


Fig. 3.74 Contributo del primo, secondo e settimo modo alla vibrazione 1X totale misurata sul cuscinetto #6 in direzione Y. Dati sperimentali relativi alla data 05/10/2010

Da questi grafici si nota come il contributo di ogni singolo modo si sommi o si sottragga a secondo della fase al fine di formare la vibrazione totale sperimentale.

Una particolarità è dovuta al fatto che solitamente il contributo di un singolo modo è predominante solo alla rispettiva frequenza propria mentre decresce velocemente fino valori pressoché irrilevanti nelle code.

Ciò non avviene per il primo modo il quale ha un contributo predominante anche alle velocità più elevate.

Questo comportamento non si verifica tanto rispetto al secondo modo ma al settimo; già a velocità superiori a 1750 rpm il contributo del primo modo risulta essere sempre il preponderante.

Ciò avviene perché i grafici non rappresentano una funzione di trasferimento ma un output, che dipende in maniera quadratica dalla velocità di rotazione portando quindi la coda del primo modo a non decrescere rapidamente per alte velocità di rotazione.

Un' analisi molto importante che conferma la predominanza del primo modo di vibrare anche ad alte velocità di rotazione è quella delle orbite.

Nella seguente figura verranno riportate le orbite relative, filtrate 1X, dei cuscinetti #5 e #6 ad una velocità vicina alla seconda critica.

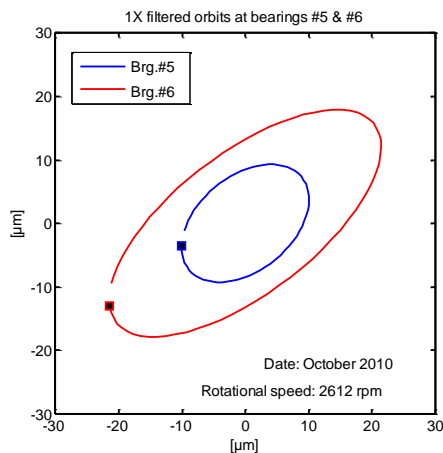


Fig. 3.75 Orbite filtrate 1X delle vibrazioni relative rilevate a 2612 rpm in corrispondenza dei cuscinetti #5 e #6 dell'alternatore, in data 05/10/2010

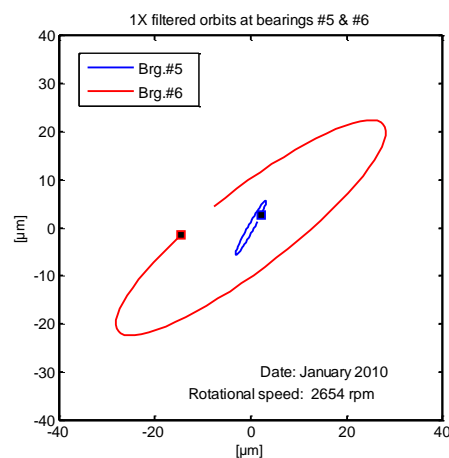


Fig. 3.76 Orbite filtrate 1X delle vibrazioni relative rilevate a 2654 rpm in corrispondenza dei cuscinetti #5 e #6 dell'alternatore, in data 18/01/2010

Grazie alla presenza dei marker si nota subito la differenza tra le orbite rilevate in gennaio, prima della manutenzione, e in ottobre.

Nel primo caso, come già commentato in precedenza, le due orbite sono in controfase tra loro.

In ottobre invece si vede come, nonostante l'alternatore girasse a velocità vicine alla seconda critica, le due orbite siano quasi perfettamente in fase.

Solitamente ci si aspetterebbe un comportamento simile a quello ottenuto in gennaio, caratteristico di una deformata dinamica tipica del secondo modo di vibrare.

Guardando però il contributo dei singoli modi a questa velocità, visibile nelle figure 3.71, 3.72, 3.73 e 3.74, si capisce come sia più che verosimile questo risultato in quanto il contributo del primo modo è preponderante pur essendo vicini alla seconda velocità critica dell'alternatore.

Conseguentemente il rotore vibrerà con una deformata simile al primo modo, ottenendo quindi le orbite dei cuscinetti #5 e #6 in fase tra loro.

3.6.2 Contributo dei singoli sbilanciamenti alla risposta complessiva del sistema

L'analisi attraverso parametri modali permette anche di evidenziare il contributo del singolo sbilanciamento alla vibrazione totale nelle varie direzioni di misura. Nei seguenti grafici verranno paragonate le vibrazioni sperimentali dovute alla coppia di sbilanciamenti con quelle dovute al singolo sbilanciamento ottenuto come la somma del primo, del secondo e del settimo modo nel caso di singolo

sbilanciamento posizionato sul nodo 13 (sbilanciamento A) o sul nodo 21 (sbilanciamento B).

Sono riportati i dati relativi solo al cuscinetto #6 dell'alternatore dal lato eccitatrice, quello che presentava vibrazioni più elevate in tutto il campo di velocità.

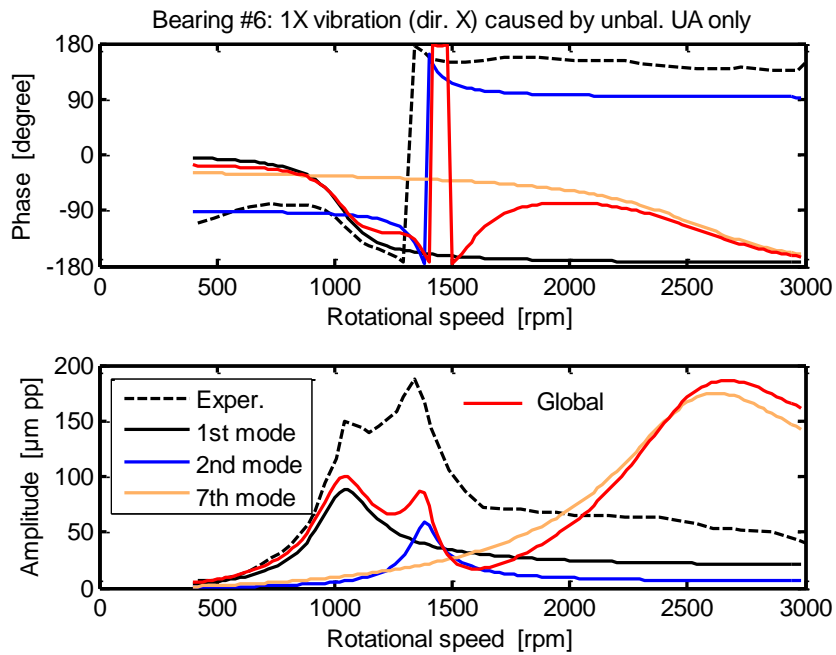


Fig. 3.77 Contributo del primo, secondo e settimo modo alla vibrazione 1X causata dal singolo sbilanciamento UA sul nodo 13, misurata sul cuscinetto #6 in direzione X. Dati sperimentali relativi alla data 05/10/2010

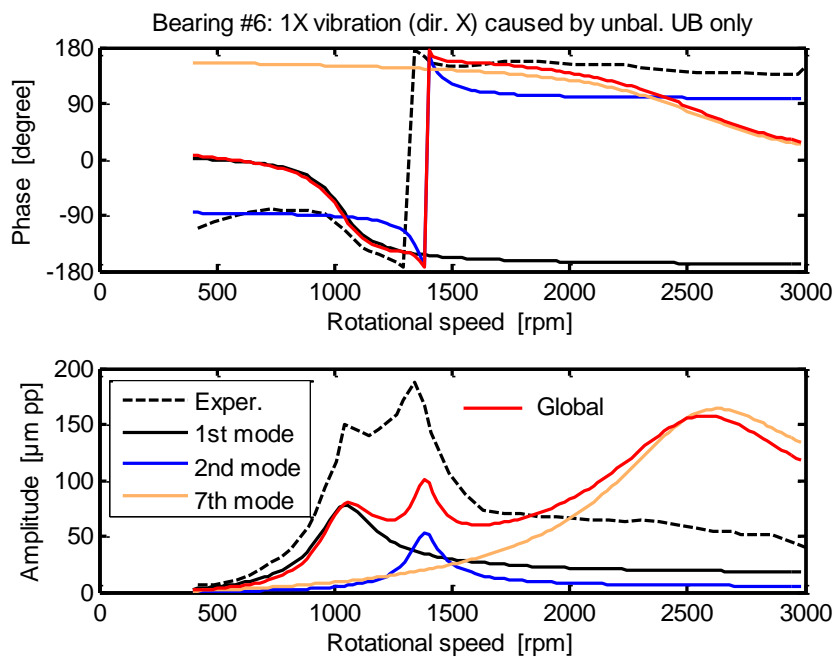


Fig. 3.78 Contributo del primo, secondo e settimo modo alla vibrazione 1X causata dal singolo sbilanciamento UB sul nodo 21, misurata sul cuscinetto #6 in direzione X. Dati sperimentali relativi alla data 05/10/2010

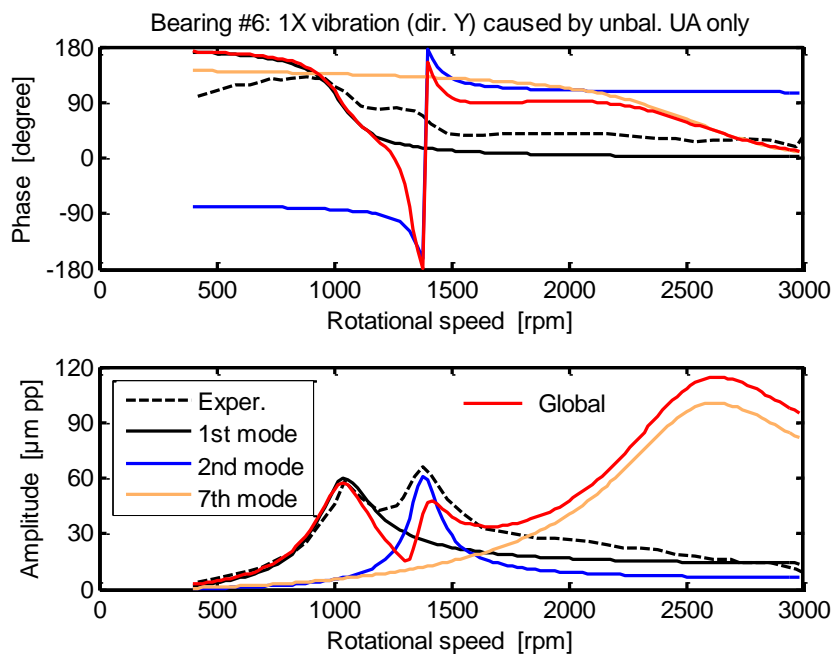


Fig. 3.79 Contributo del primo, secondo e settimo modo alla vibrazione 1X causata dal singolo sbilanciamento UA sul nodo 13, misurata sul cuscinetto #6 in direzione Y. Dati sperimentali relativi alla data 05/10/2010

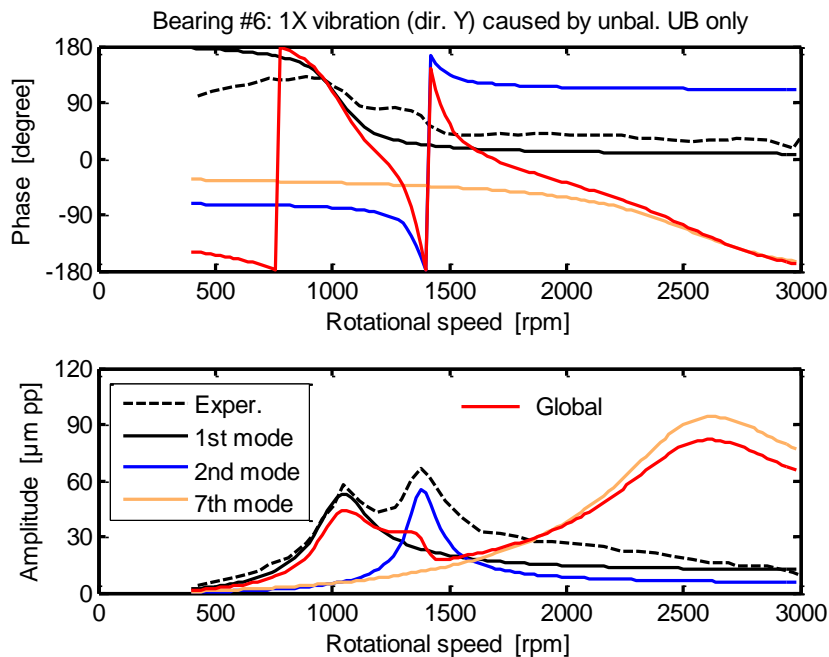


Fig. 3.80 Contributo del primo, secondo e settimo modo alla vibrazione 1X causata dal singolo sbilanciamento UB sul nodo 21, misurata sul cuscinetto #6 in direzione Y. Dati sperimentali relativi alla data 05/10/2010

In tutti e quattro i grafici si vede come, nel caso di unico sbilanciamento, il contributo del settimo modo diventi tutt'altro che trascurabile a velocità di rotazioni elevate.

Questo non avveniva nel caso di doppio sbilanciamento dove, pur a velocità elevate, il contributo del primo modo rimane quello preponderante in quanto l'energia introdotta dai singoli sbilanciamenti in fase si sottrae coerentemente con la deformata dinamica alla seconda velocità critica flessionale.

Nel caso di singolo sbilanciamento si vede meglio come il contributo dei singoli modi sia particolarmente rilevante alle relative velocità critiche.

In virtù del fatto che non si sta plottando una funzione di trasferimento permane comunque il comportamento particolare della coda del primo modo la quale rimane sempre a valori superiori del secondo dopo la velocità di circa 1600 rpm. Sommando tutti i contributi dei singoli modi con relativa fase nelle due direzioni si otterrà ovviamente la vibrazione causata da entrambi gli sbilanciamenti rappresentata nei grafici con la linea tratteggiata.

Risulta infine importante anche una possibile stima delle vibrazioni in un qualsiasi punto dell'alternatore.

Ciò è facilmente ottenibile attraverso la ricostruzione con parametri modali.

A tal fine verranno riportate nella seguente figura le vibrazioni stimate al nodo 17 in quanto, essendo il nodo centrale all'alternatore, sarà sicuramente soggetto a vibrazioni di livello superiore rispetto ai cuscinetti.

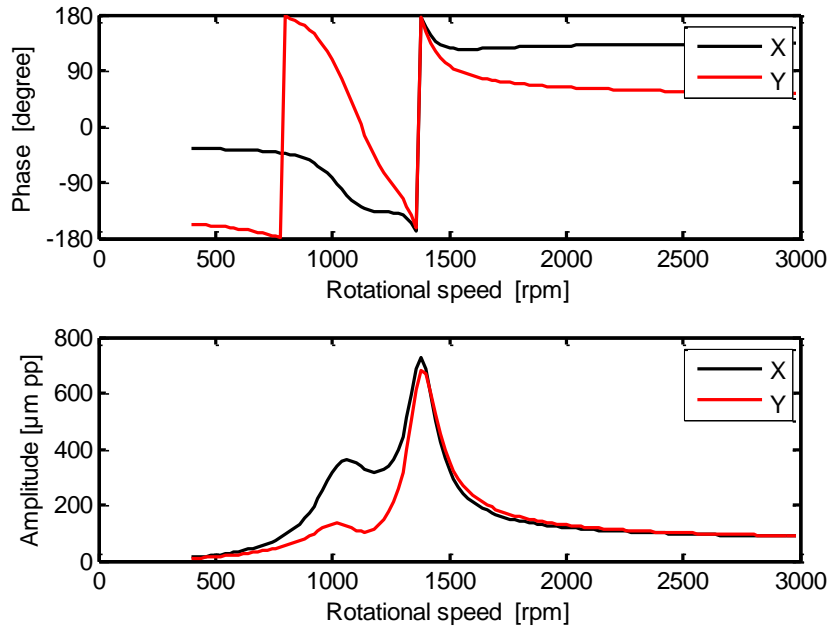


Fig. 3.81 Ricostruzione modale delle vibrazioni in direzione X e Y al nodo 17 dell'alternatore

Come ci si aspettava le vibrazioni nel nodo centrale dell'alternatore raggiungono livelli molto maggiori, rispetto a quelle sui cuscinetti, di circa 750 µm pp a fronte di vibrazioni al di sotto dei 200 µm pp rilevati sia sul cuscinetto #5 che sul #6.

Quest'aspetto fa capire come sia difficile l'identificazione di guasti in macchine di questo tipo dove l'accessibilità per effettuare misurazioni si ha solo in posti nei quali il fenomeno vibratorio è meno significativo.

In conclusione si può vedere come l'analisi modale e di sensibilità confermino con certezza la causa delle elevate vibrazioni rilevate dopo l'intervento di manutenzione permettendo di distinguere tra le possibili casistiche identificate con l'utilizzo dell'algorithmo di minimizzazione del residuo dopo aver implementato il modello matematico della macchina.

L'insieme delle imperfezioni causate dall'intervento di manutenzione sul rotore porta vibrazioni riconducibili a due sbilanciamenti di modulo 0.72489 kgm e 0.71565 kgm con fase -94.9° e -88.7° rispettivamente sui nodi 13 e 21 del modello ad elementi finiti.

Pertanto, pur avendo ottenuto residui molto bassi per diverse ipotesi di guasto tramite lo studio del modello, l'analisi modale e di sensibilità permettono di

identificare univocamente come causa del problema i due sbilanciamenti sopra citati ai nodi 13 e 21, in corrispondenza delle cappe dell'alternatore le quali sono state soggette a manutenzione.

Questo tipo di analisi aggiunge, sfruttando indicazioni di tipo energetico, informazioni complementari indispensabili per l'identificazione univoca del guasto ai risultati ottenuti tramite il modello matematico e l'applicazione del metodo di minimizzazione del residuo nel dominio delle frequenze.

Capitolo 4

Conclusioni e sviluppi futuri

Nella tesi è stato presentato un metodo innovativo d'identificazione di guasti in macchine rotanti basato su modelli matematici.

Il fulcro di questo metodo sta nel modellizzare il guasto attraverso un set di eccitazioni equivalenti le quali riproducono le stesse vibrazioni causate dal guasto realmente presente.

Il problema, grazie alle particolari caratteristiche possedute da macchinari atti alla produzione di energia elettrica, è stato sviluppato e studiato nel dominio delle frequenze.

Essendo tale problema sovra-determinato, l'identificazione di questo set di forzanti equivalenti richiede l'applicazione di algoritmi di minimizzazione di una funzione obiettivo. Nel caso in questione tale funzione risulta essere la differenza tra vibrazioni sperimentali e vibrazioni predette tramite modello matematico; la quantità definita come residuo.

È stato dunque mostrato, nel caso di studio, come un'analisi di questo tipo possa portare alla non univoca identificazione del guasto, soprattutto quando fosse presente più di un guasto sul rotore; più di un set di forzanti riesce a riprodurre in maniera sufficientemente precisa le vibrazioni misurate sperimentalmente sulla macchina rotante.

Diventano quindi di fondamentale importanza le informazioni ottenute attraverso l'analisi modale, la quale evidenzia l'effetto del set di forzanti identificato su ogni singolo modo di vibrare della macchina.

Questo tipo di analisi chiarisce da un punto di vista energetico come siano possibili le molteplici soluzioni trovate attraverso l'algoritmo di minimizzazione e, come mostrato nel caso di studio in questione, aggiunge informazioni fondamentali per giungere all'identificazione univoca del guasto.

Attraverso l'analisi di sensibilità viene confermato come l'insieme di guasti identificati agisca sulla macchina in modo da causare le vibrazioni misurate sperimentalmente.

Con questo tipo di analisi si vuole anche evidenziare l'effetto della presenza di ogni guasto preso singolarmente e come gli stessi guasti interagiscano al fine di ottenere la vibrazione totale sul sistema studiato.

Si vuole ricordare che questa metodologia è applicabile solo a macchine rotanti atte alla produzione di energia elettrica grazie alle loro proprietà quali la grande massa e l'estensione predominante in una sola direzione che permettono assunzioni di fondamentale importanza nella soluzione matematica del modello.

Il caso di studio presentato conferma la validità e l'efficacia di questa metodologia d'identificazione di guasti in macchine rotanti producendo enormi vantaggi sia dal punto di vista economico che della sicurezza.

Ciò permette una manutenzione programmata sulla macchina prima che l'insorgere del guasto porti a conseguenze molto più deleterie per il rotore e pertanto più dispendiose.

In relazione agli sviluppi futuri di quanto presentato in questo lavoro, si può affermare che la metodologia in questione sia già molto innovativa perché, nella realtà, problemi legati all'identificazione di guasti in macchine rotanti di questo genere vengono affrontati senza avere un modello del sistema, ma attraverso l'utilizzo di reti neurali.

Con questo metodo il sistema viene considerato una scatola nera del quale non si conosce niente; solo gli input introdotti nel sistema e gli output prodotti sono noti.

Attraverso l'analisi di un elevato numero di casi (combinazioni input-output) si ha la possibilità di conoscere come si comporterà il sistema in determinate condizioni (per approfondimenti [27,28]).

Uno degli aspetti fundamentalmente innovativi della metodologia sostenuta nella tesi sta proprio nella possibilità di avere un modello matematico del sistema.

Certamente c'è ancora da lavorare sulla qualità del modello, che influenza sensibilmente i risultati ottenuti.

Sotto questo aspetto tornerebbe molto utile lo sviluppo di metodi di calibrazione semiautomatizzata del modello, di 'model updating' ad esempio sviluppati sulla congruenza tra parametri modali del sistema trovati sperimentalmente rispetto a quelli predetti dal modello.

Un altro aspetto suscettibile di possibili sviluppi riguarda la modellizzazione dei guasti.

Non risulta difficile gestire la presenza di più di due guasti da un punto di vista matematico, creando matrici n-dimensionali del residuo, quanto dal punto di vista della rappresentazione grafica e della comprensibilità dei risultati; senza contare l'onere di calcolo che aumenta esponenzialmente.

In conclusione si può affermare che, nonostante gli sviluppi possibili in queste direzioni, attraverso la metodologia presentata nella tesi notevoli passi avanti sono stati fatti nell'intento d'identificare e prevenire la formazione dei guasti in macchine rotanti atte alla produzione di energia elettrica.

Tale metodologia risulta innovativa, efficace e per ora sufficientemente precisa nella quasi totalità dei casi reali.

Simbologia

$x_j^{(r)}$	vettore dei g.d.l. del j-esimo nodo del rotore.
$x^{(r)}$	vettore completo dei g.d.l. del rotore.
n_r	numero di nodi del modello ad elementi finiti del rotore.
$x^{(f)}$	vettore completo dei g.d.l. della fondazione.
l	numero di cuscinetti.
$\eta^{(f)}$	vettore dei g.d.l. della fondazione modellizzata tramite parametri modali.
k_m	numero di parametri modali considerati.
x	vettore completo dei g.d.l. di tutto il modello con fondazione modellizzata attraverso masse, smorzamenti e rigidzze.
ξ	vettore completo dei g.d.l. di tutto il modello con fondazione modellizzata attraverso parametri modali
T	energia cinetica.
D	potenziale dissipativo.
U	potenziale gravitazionale ed elastico.
W	lavoro delle forze restanti (non considerate in D ed U).
$[M^{(r)}]$	matrice di massa del rotore.
$[C^{(r)}]$	matrice di smorzamento del rotore.
$[G^{(r)}]$	matrice degli effetti giroscopici del rotore.
$[K^{(r)}]$	matrice di smorzamento ed effetti di taglio del rotore.
$\dot{x}^{(r)}$	derivata prima rispetto al tempo dei g.d.l. del rotore.
$\ddot{x}^{(r)}$	derivata seconda rispetto al tempo dei g.d.l. del rotore.
$[M^{(f)}]$	matrice di massa della fondazione.
$[C^{(f)}]$	matrice di smorzamento della fondazione.
$[K^{(f)}]$	matrice di smorzamento ed effetti di taglio della fondazione.
$\dot{x}^{(f)}$	derivata prima rispetto al tempo dei g.d.l. della fondazione.
$\ddot{x}^{(f)}$	derivata seconda rispetto al tempo dei g.d.l. della fondazione.
$F_i^{(br)}$	forza esercitata dal cuscinetto i-esimo sul rotore dovuta allo spostamento del j-esimo nodo del rotore.
$F_i^{(bf)}$	forza esercitata dal cuscinetto i-esimo sulla fondazione dovuta allo spostamento della j-esima massa rappresentante le fondazione.

$[K_i^{(b)}(\Omega)]$	matrice di rigidezza atta a modellizzare la forza scambiata tra meato e rotore.
$[C_i^{(b)}(\Omega)]$	matrice di smorzamento atta a modellizzare la forza scambiata tra meato e rotore.
$\overline{[K_i^{(b)}(\Omega)]}$	matrice di rigidezza atta a modellizzare la forza scambiata tra meato e fondazione.
$\overline{[C_i^{(b)}(\Omega)]}$	matrice di smorzamento atta a modellizzare la forza scambiata tra meato e fondazione.
$[M]$	matrice di massa del modello completo.
$[C]$	matrice di smorzamento del modello completo.
$[K]$	matrice di rigidezza del modello completo.
$[\phi]^{(f)}$	matrice degli auto vettori del sottosistema fondazione.
$[\tilde{M}^{(f)}]$	matrice di massa della fondazione modellizzata con parametri modali.
$[\tilde{C}^{(f)}]$	matrice di smorzamento della fondazione modellizzata con parametri modali.
$[\tilde{K}^{(f)}]$	matrice di rigidezza della fondazione modellizzata con parametri modali.
$[\tilde{M}]$	matrice di massa del modello completo quando la fondazione è modellizzata attraverso parametri modali.
$[\tilde{C}]$	matrice di smorzamento del modello completo quando la fondazione è modellizzata attraverso parametri modali.
$[\tilde{K}]$	matrice di rigidezza del modello completo quando la fondazione è modellizzata attraverso parametri modali.
x_t	vettore delle vibrazioni totali dovute allo sbilanciamento iniziale ed ai guasti.
x_1	vettore delle vibrazioni dovute allo sbilanciamento iniziale.
x	vettore delle vibrazioni dovute ai soli guasti.
U	sbilanciamento originario del rotore.
M_u	ingobbamento originario del rotore.
W_g	peso del rotore.
$[dM]$	variazione della matrice di massa.
$[dC]$	variazione della matrice di smorzamento.
$[dK]$	variazione della matrice di rigidezza.
F	vettore delle forzanti.
F_f	vettore delle forzanti dovute ai guasti.

F_{fn}	n-esima componente armonica del vettore delle forzanti dovute ai guasti.
m	numero di guasti presenti sul rotore.
$\{F_L^{(k)}\}$	vettore localizzatore del k-esimo guasto.
$\overline{A}^{(k)}$	ampiezza del k-esimo guasto.
x	coordinata verticale.
y	coordinata orizzontale.
z	coordinata assiale del rotore.
r	distanza della massa sbilanciante dall'asse.
$\Delta x^{(k)}$	k-esimo disallineamento radiale del giunto.
$\Delta \phi^{(k)}$	k-esimo disallineamenti angolare del giunto.
$\Delta[K_n]$	n-esima componente armonica dello sviluppo di Fourier per la matrice di rigidezza.
$[E(n\Omega)]$	matrice di rigidezza dinamica del sistema.
$[H(\Omega)]$	inverso di $[E(n\Omega)]$, funzione di trasferimento.
$[H]_{B_n}$	partizione della matrice $[H]$ contenente solo le i-esime righe (punti di misura) e le k-esime colonne (componenti non nulle della forzante).
Δ	differenza tra vibrazioni misurate sperimentalmente e calcolate.
δ_n	residuo dimensionale.
δ_{rn}	residuo relativo (adimensionale).
γ	fattore di coerenza (MAC).
Ω	velocità di rotazione dell'albero.
p	numero di velocità considerate.

Bibliografia

- [1] R. Isermann, P. Ballé , Trends in the application of model-based fault detection and diagnosis of technical process, *Control Engineering Practice* 5 (5) (1997) 709–719.
- [2] R.J. Patton, S. Simani, S. Daley, A. Pike, Identification and model-based fault diagnosis of a gas turbine system, *Surveillance 4—Acoustical and Vibratory Surveillance Methods and Diagnostic Techniques*, October 2001, Compiègne, France, pp. 27–48.
- [3] I. Mayes, J.E.T. Penny, Model based diagnostics of fault in rotating machines, *12th International Congress on Condition Monitoring and Diagnostic Engineering Management—COMADEM 99*, July 1999, Sunderland, pp. 431–440.
- [4] R. Platz, R. Markert, M. Seidler, Validation of online diagnostics of malfunctions in rotor systems, *IMEchE paper C576-025*, *Seventh International Conference on Vibrations in Rotating Machinery*, September 2000, University of Nottingham, pp. 581–590.
- [5] R. Markert, R. Platz, M. Siedler, Model based fault identification in rotor systems by least squares fitting, *ISROMAC-8 Conference*, March 2000, Honolulu, Hawaii, pp. 901–915.
- [6] J. Kiciński, Model-based diagnostics in 200MW turbosets, *Surveillance 4—Acoustical and Vibratory Surveillance Methods and Diagnostic Techniques*, October 2001, Compiègne, France, pp. 365–377.
- [7] N. Bachschmid, P. Pennacchi, A. Vania, Identification of multiple faults in rotor systems, *Journal of Sound and Vibration* 254 (2) (2002) 327–366.
- [8] N. Bachschmid, P. Pennacchi, Multiple fault identification method in the frequency domain for rotor systems, *Shock and Vibration* 9 (4–5) (2002) 203–215.
- [9] A. Vania, P. Pennacchi, Experimental and theoretical application of fault identification measures of accuracy in rotating machine diagnostics, *Mechanical Systems and Signal Processing* 18 (2) (2004) 329–352.
- [10] N. Bachschmid, P. Pennacchi, Accuracy of fault detection in real rotating machinery

- [11] R. Isermann, Fault detection and diagnosis—methods and applications—Second International Symposium on Acoustical and Vibratory Surveillance Methods and Diagnostic Techniques, October 1995, Senlis, France, pp. 777–797.
- [12] R. Isermann, Supervision, fault-detection and fault-diagnosis methods—an introduction, *Control Engineering Practice* 5 (5) (1997) 639–652.
- [13] N. Feng, E.J. Hahn, Numerical evaluation of an identification technique for flexibly supported rigid turbomachinery foundations, IFToMM—Sixth International Conference on Rotor Dynamics, September–October 2002, Sydney, Australia, pp. 854–861.
- [14] P. Bonello, M.J. Brennan, Modelling the dynamic behaviour of a supercritical rotor on a flexible foundation using the mechanical impedance technique, *Journal of Sound and Vibration* 239 (3) (2001) 445–466.
- [15] J.A. Vazquez, R.D. Flack, L.E. Barrett, Including the effects of flexible bearings supports in rotating machinery, ISROMAC-8 Conference, March 2000, Honolulu, Hawaii, pp. 1092–1099.
- [16] T. Konishi, P. Allaire, C. Untaroiu, Modal analysis of a large turbine-generator system with foundation effects, IFToMM—Sixth International Conference on Rotor Dynamics, September–October 2002, Sydney, Australia, pp. 846–853.
- [17] M. Smart, M.I. Friswell, A.W. Lees, U. Prells, Estimating turbogenerator foundation parameters, *Proceedings of the Instrumentation and Mechanical Engineers* 212 (Part C) (1998) 635–665.
- [18] M. Lalanne, G. Ferraris, *Rotordynamics Prediction in Engineering*, Wiley, Chichester, England, 1998.
- [19] Yukio Hori, *Hydrodynamic Lubrication*, Springer-Verlag, Tokyo, Japan, 2006.
- [20] T. Someya, *Journal-Bearing Databook*, Springer, Berlin, 1989.

- [21] A.W. Lees, Improved machine vibration models, IFToMM—Sixth International Conference on Rotor Dynamics, September–October 2002, Sydney, Australia, pp. 235–242.
- [22] Y. Kang, Y.-P. Chang, J.-W. Tsai, L.-H. Mu, Y.-F. Chang, An investigation in stiffness effects on dynamics of rotor-bearing-foundation systems, *Journal of Sound and Vibration* 231 (2) (2001) 343–374.
- [23] N. Feng, E.J. Hahn, Identification of pedestal parameters in rotor-bearing-pedestal systems using known unbalance, ASME paper DETC2001/VIB-21553, ASME 2001 Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, September 2001, Pittsburgh, Pennsylvania, pp. 1–9.
- [24] A. Vania, N. Bachschmid, G.A. Zanetta, R. Provasi, Task 2—Model the rotor-bearing-foundation system, Subtask 2.3.3—Identify turbogenerator foundation, Brite EuRam Project BE 95-2015 (1999) 1–64.
- [25] R. Provasi, G.A. Zanetta, A. Vania, The extended Kalman filter in the frequency domain for the identification of mechanical structures excited by sinusoidal multiple inputs, *Mechanical Systems and Signal Processing* 14 (3) (2000) 327–341.
- [26] D.J. Ewins, *Modal testing: Theory and Practice*, Research Studies Press LTD, Bruel & Kjaer, 1986.
- [27] A. Arnaiz, J. Arzamendi, Adaptive diagnostics systems by means of Bayesian network, *Condition Monitoring and Diagnostic Engineering Management—COMADEM 2003*, August 2003, Växjö, pp. 155–164.
- [28] N.S. Vyas, D. Satishkumar, Artificial neural network design for fault identification in a rotor-bearing system, *Mechanism and Machine Theory* 36 (2001) 157–175.
- [29] A. Vania, On the identification of the foundation of a large turbogenerator unit by the analysis of transient vibrations, IMechE Paper C576-076, *Seventh International Conference on Vibrations in Rotating Machinery*, September 2000, University of Nottingham, UK, pp. 571–580.
- [30] A.W. Lees, M.I. Friswell, The evaluation of rotor imbalance in flexibly mounted machines, *Journal of Sound and Vibration* 208 (5) (1997) 671–683.

- [31] S. Edwards, A.W. Lees, M.I. Friswell, Estimating rotor unbalance from a single run-down, IMechE paper C576-011, Seventh International Conference on Vibrations in Rotating Machinery, September 2000, University of Nottingham, pp. 323–334.
- [32] J.K. Sinha, M.I. Friswell, A.W. Lees, The identification of the unbalance and the foundation model of a flexible rotating machine from a single run-down, *Mechanical Systems and Signal Processing* 16 (2–3) (2002) 255–271.
- [33] M.N. Sahinkaya, M.O.T. Cole, C.R. Burrows, Fault detection and tolerance in synchronous vibration control of rotor-magnetic bearing systems, *Proceedings of the Instrumentation and Mechanical Engineers* 215 (Part C) (2001) 1401–1416.
- [34] T. Kreuzinger-Janik, H. Irretier, Unbalance identification of flexible rotors based on experimental modal analysis, IMechE Paper C576-029, Seventh International Conference on Vibrations in Rotating Machinery, September 2000, University of Nottingham, pp. 335–346.
- [35] N. Bachschmid, P. Pennacchi, A. Vania, G.A. Zanetta, L. Gregori, Identification of rub and unbalance in a 320MW turbogenerator, *International Journal of Rotating Machinery* 9 (2) (2003) 97–112.
- [36] J. Sohr, Operating problems with high speed turbomachinery, causes and corrections, *The Annual Petroleum and Engineering Meeting of ASME*, 1968.
- [37] D.-H. Hellmann, Early fault detection—an overview—, *ISROMAC-9 Conference*, February 2002, Honolulu, Hawaii, pp. 1–5.
- [38] U. Südmersen, O. Pietsch, C. Scheer, W. Reimche, F.W. Bach, Condition monitoring by vibration analysis in power plants and production lines, *JSME Annual Meeting 2002—International Symposium on Machine Condition Monitoring and Diagnosis*, September 2002, Tokyo, Japan, pp. 117–124.
- [39] U. Südmersen, O. Pietsch, W. Reimche, D. Stegemann, Failure root cause analysis applying vibrational diagnostics, IMechE Paper C576-030, Seventh International Conference on Vibrations in Rotating Machinery, September 2000, University of Nottingham, pp. 591–601.

- [40] J.T. Sawicki, Some advances in diagnostics of rotating machinery malfunctions, JSME Annual Meeting 2002—International Symposium on Machine Condition Monitoring and Diagnosis, September 2002, Tokyo, Japan, pp. 138–143.
- [41] M.F. White, M. Jecmenica, Fault diagnosis using a fault matrix incorporating fuzzy logic, 12th International Congress on Condition Monitoring and Diagnostic Engineering Management—COMADEM 99, July 1999, Sunderland, pp. 441–450.
- [42] G.R. Kirk, Z. Guo, Expert system source identification of excessive vibration, *International Journal of Rotating Machinery* 9 (2) (2003) 63–79.
- [43] A. Lucifredi, A. Marnetto, P. Silvestri, Experimental validation of an original software package based on chaos theory for monitoring and diagnostics of rotating machinery, IFToMM—Sixth International Conference on Rotor Dynamics, September–October 2002, Sydney, Australia, pp. 257–266.
- [44] A. Lucifredi, A. Marnetto, P. Silvestri, Identification and characterization of non-linear (chaotic) behaviours in rotating machinery and power plants, Condition Monitoring and Diagnostic Engineering Management—COMADEM 2003, August 2003, Växjö, pp. 453–462.
- [45] N.F. Rieger, S. Zhou, Development and verification of transfer matrix unbalance response procedure for three-level rotor-foundation systems, *Journal of Vibration and Acoustics* 120 (1) (1998) 240–251.
- [46] M. Aenis, E. Knopf, R. Nordmann, Active magnetic bearings for the identification and fault diagnosis in turbomachinery, *Mechatronics* 12 (2002) 1011–1021.
- [47] J.A. Vazquez, L.E. Barrett, R.D. Flack, A flexible rotor on flexible bearing supports: stability and unbalance response, *Journal of Vibration and Acoustics* 123 (2) (2001) 137–144.
- [48] N. Bachschmid, P. Pennacchi, A. Vania, G.A. Zanetta, L. Gregori, Case studies of fault identification in power plant large rotating machinery, IFToMM—Sixth International Conference on Rotor Dynamics, September–October 2002, Sydney, Australia, pp. 191–200.

- [49] R. Platz, R. Markert, Fault models for on-line identification of malfunctions in rotor systems, *Surveillance 4–Acoustical and Vibratory Surveillance Methods and Diagnostic Techniques*, October 2001, Compiègne, France, pp. 435–446.
- [50] P. Pennacchi, A. Vania, Accuracy in the identification of a generator thermal bow, *Journal of Sound and Vibration* 274 (1–2) (2004) 273–295.
- [51] E. Anderson, Z. Bai, C. Bischof, S. Blackford, J. Demmel, J. Dongarra, J. Du Croz, A. Greenbaum, S. Hammarling, A. McKenney, D. Sorensen, *LAPACK User’s Guide*, third ed., SIAM, Philadelphia, 1999.
- [52] N. Bachschmid, P. Pennacchi, E. Tanzi, A. Vania, Identification of transverse crack position and depth in rotor systems, *Meccanica* 35 (6) (2000) 563–582.