



Università degli Studi di Pisa

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA CIVILE E INDUSTRIALE

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

**Studio della procedura di identificazione dei coefficienti
dinamici di cuscinetti a pattini oscillanti per turbomacchine su
un banco prova virtuale**

Candidato

Marco Puglisi

Matricola 457456

Relatori

Prof. Ing. Enrico Ciulli

Prof. Ing. Paola Forte

Ing. Diego Saba

Ing. Lorenzo Naldi

Indice

Ringraziamenti	i
1 Introduzione	1
1.1 Cuscinetti a pattini oscillanti	1
1.2 Coefficienti dinamici	2
1.3 Stato dell'arte	3
2 Struttura del banco	4
2.0.1 Prestazioni del banco	5
2.0.2 Sensorizzazione del banco	6
3 Procedura di identificazione dei coefficienti	8
3.1 Procedura di identificazione dei coefficienti	8
3.2 Prova a vuoto	10
3.3 Calcolo dell'impedenza del cuscinetto di prova	14
3.4 Geometria del modello	15
3.5 Modello dinamico	15
3.5.1 Ipotesi	15
3.5.2 Schema di corpo libero dello statore	16
4 Esperimento virtuale	18
4.1 Schema dell'Esperimento Virtuale	19
4.1.1 Gruppo <i>Attuatore dinamico</i> e gruppo <i>Attuatore Statico</i>	21
4.1.2 Gruppo <i>Rotore</i>	22
4.1.3 Gruppo <i>Statore</i>	24
4.1.4 Gruppo <i>Cuscino di Prova</i>	26
4.1.5 Assemblaggio dei sottogruppi	26
5 Simulazione ed analisi dati	28
5.1 Analisi preliminare della struttura	29
5.1.1 Statore flessibile, configurazione asimmetrica	29

5.1.2	Statore rigido, configurazione asimmetrica	30
5.1.3	Statore rigido, configurazione simmetrica	32
5.1.4	Conclusioni sull'analisi preliminare	34
5.2	Calcolo dei coefficienti per la configurazione base	35
5.3	Variazione dei parametri e correzioni	36
5.3.1	Influenza del materiale e della simmetria sui coefficienti	36
5.3.2	Utilizzo di differenti <i>base-line</i>	40
5.3.3	Correzione della flessione	41
5.3.4	Centraggio assiale del cuscinetto	43
5.3.5	Flessibilità dello statore	45
5.4	Stima dell'intervallo di confidenza	47
6	Conclusioni e sviluppi futuri	50
	Bibliografia	52
A	Cuscinetto Test	53
B	<i>Script</i> MATLAB per l'elaborazione dei dati	57
B.1	Assemblaggio sottogruppi	57
B.2	Funzione Esperimento Virtuale	60
B.3	Identificazione dei coefficienti dinamici	64
C	<i>Datasheet</i> dei sensori	67
C.1	Accelerometri	67
C.2	Sensori di prossimità	69

Capitolo 1

Introduzione

Il seguente lavoro di tesi ha l'obiettivo di stabilire una procedura per l'identificazione dei coefficienti rotodinamici di cuscinetti a pattini oscillanti per turbomacchine su un banco prova in sviluppo presso il DICI dell'università di Pisa e di individuarne le criticità progettuali e l'accuratezza delle misure.

L'identificazione dei coefficienti dinamici è una misura indiretta basata sulle misure di forza, posizione e accelerazione fornite dai sensori previsti sul banco.

Si vuole valutare l'adeguatezza della procedura di identificazione eseguendo l'esperimento in ambiente di simulazione (esperimento virtuale), con particolare attenzione agli effetti dovuti alle vibrazioni e alla deformabilità delle parti meccaniche. Tramite l'esperimento virtuale saranno analizzate le possibili fonti di errore e gli effetti di alcune semplificazioni sul modello.

1.1 Cuscinetti a pattini oscillanti

Il sempre più crescente uso di turbomacchine soprattutto in ambito di produzione di potenza ha portato allo sviluppo di cuscinetti a film fluido, con elevata capacità di carico e possibilità di lavorare ad alte velocità avendo bassi problemi di natura termica e usura. Oltre a questi vantaggi, i cuscinetti a pattini oscillanti, o *Tilting-Pad Journal Bearings*, presentano un'elevata

stabilità alla variazione di carico che ha reso questi componenti popolari in ambito delle turbomacchine.

I cuscinetti a pattini oscillanti sono cuscinetti portanti che usano più pattini, o tacchetti, per sostenere il rotore. Ciascun pattino è incernierato all'anello esterno del cuscino tramite un pivot, l'inclinazione del pattino stesso determina la forma convergente del meato che si crea tra rotore e cuscino e quindi origina nel velo di lubrificante la sovrappressione necessaria per sopportare il carico. Proprio grazie alla possibilità di variare l'angolo di inclinazione del pattino questi cuscinetti hanno la possibilità di adattarsi meglio a diverse condizioni di carico o di velocità. L'elevata stabilità è legata alla libera rotazione dei pattini, che permette di avere un meato fortemente convergente per ogni pattino sotto carico eliminando nella maggior parte delle applicazioni fenomeni di oil-whirl e oil whip.

1.2 Coefficienti dinamici

Sono chiamati coefficienti dinamici gli elementi delle matrici di rigidità K e matrici di smorzamento C del cuscinetto. I coefficienti dinamici sono responsabili del comportamento dinamico e della stabilità del sistema rotore-cuscino.

Per piccole vibrazioni è possibile supporre il comportamento del sistema rotore/cuscinetto lineare attorno alla posizione di equilibrio. Nel dominio delle frequenze avremo

$$F = Hu, \quad (1.1)$$

dove F è un vettore contenente le trasformate di Fourier delle forze che si scambiano rotore e cuscino; H , detta anche matrice di impedenza, è la matrice contenente i coefficienti dinamici e dipendente dalla frequenza di eccitazione ω , mentre u è il vettore degli spostamenti laterali dell'albero. L'impedenza può essere espressa in forma complessa come:

$$H = K(\omega) + j\omega C(\omega).$$

Da prove sperimentali la dipendenza da ω è con buona approssimazione quadratica ed esprimibile con

$$H = K^* + j\omega C^* - \omega^2 M^*,$$

dove K^* , C^* , ed M^* sono matrici non dipendenti da ω . M^* è anche detta massa aggiunta, non dovuta solo all'inerzia ma alla combinazione degli effetti di inerzia e fluidodinamici.

La stima sperimentale dei coefficienti dinamici può essere effettuata su appositi banchi prova ricavando gli spostamenti e le reazioni prodotti dal fluido sul rotore sul quale è montato il cuscinetto di prova.

1.3 Stato dell'arte

Ad oggi sono utilizzati due distinti approcci per l'eccitazione del sistema rotore-cuscinetto per l'identificazione dei coefficienti dinamici. Un approccio, chiamato anche metodo diretto e somigliante maggiormente alla reale condizione di carico, consiste nel sostenere rigidamente la carcassa che alloggia il cuscinetto ed eccitare il rotore che è invece flottante. L'altro approccio, spesso chiamato anche metodo inverso, consente al rotore di ruotare attorno al proprio asse mentre viene eccitato il sostegno del cuscinetto che è libero di muoversi. I due approcci sono dinamicamente equivalenti ed entrambi validi nella misurazione dei coefficienti dinamici.

Esistono inoltre diversi modi per eccitare il sistema (sia con metodo diretto che inverso): con eccitanti di forma sinusoidale, eccitanti step, a impulsi o multifrequenza.

Ad ora non sono molti gli studi condotti sull'errore commesso nell'identificazione dei coefficienti dinamici su banchi prova. Sono stati comunque sintetizzati da Dimond in un suo *review* [6], dove sono riportati errori dell'ordine dell'1% sui coefficienti diretti e del 10% sui coefficienti incrociati.

Capitolo 2

Struttura del banco

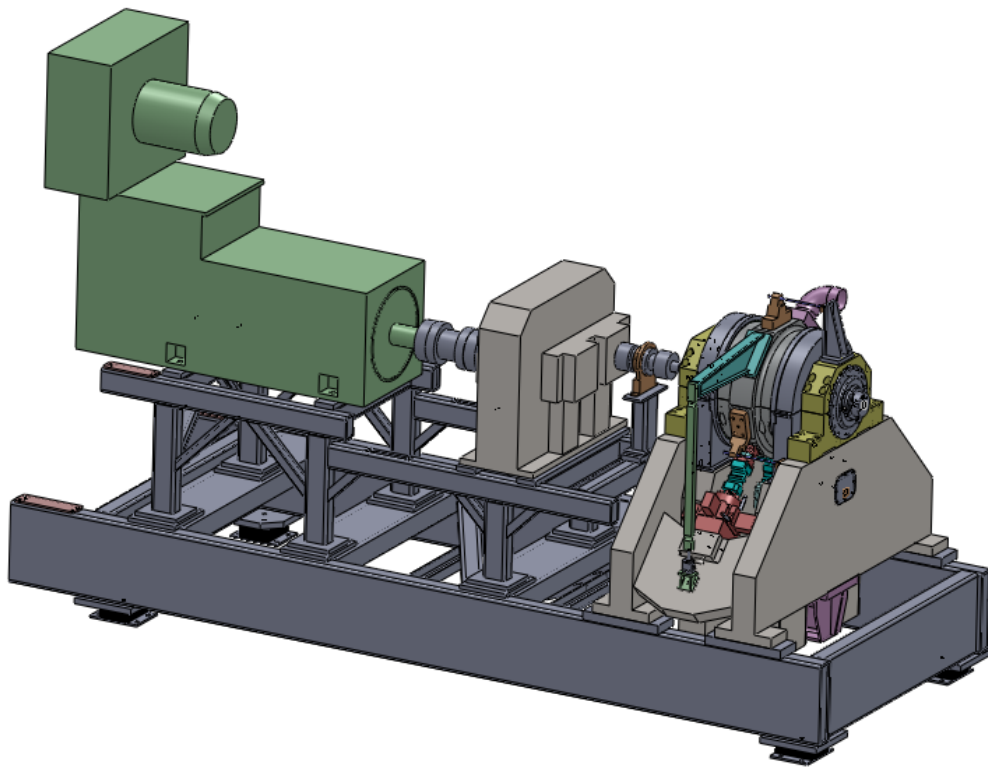


Figura 2.1: Assieme del banco prova.

Il banco ha una struttura studiata per essere molto rigida: il basamento è composto da un telaio a profili chiusi con sabbia all'interno di travi scatolate, poggiante su quattro supporti antivibranti. Il motore è collegato direttamen-

te ad un moltiplicatore che porta il rotore a velocità fino a 20 000 rpm. A valle del moltiplicatore si trova un torsionometro rotante ed un giunto elastico.

Il rotore è rigido, orizzontale, libero di ruotare attorno al proprio asse ed appoggiato su cuscinetti a rotolamento.

Il cuscinetto di prova (in futuro nominato anche *test article*) è alloggiato nello statore che ha la possibilità di traslare nel piano perpendicolare al suo asse, mentre la traslazione assiale e la rotazione sono impediti rispettivamente da tre barre longitudinali di sezione circolare, chiamate in seguito anche barre stabilizzatrici, poste dal lato opposto del moltiplicatore e da un braccio anti-rollo a doppio T rastremato verso un'estremità, il quale è collegato al basamento per mezzo di una biella. Lo statore è composto da due elementi uniti per mezzo di opportuni collegamenti filettati, uno inferiore ed uno superiore. Nella parte superiore dello statore si trova il collettore per l'adduzione del lubrificante (la portata massima richiesta è di circa 1000 L/min).

Il sistema utilizza il metodo inverso di eccitazione: si è preferito fissare il rotore con due cuscinetti roller ed applicare i carichi allo statore che è invece flottante. In questo modo si ottiene una maggiore semplicità costruttiva avendo però azioni di inerzia sullo statore durante le fasi di eccitazione, sarà necessario pertanto ricavare l'inerzia dello statore per via analitica o individuare una procedura sperimentale che la identifichi in maniera accurata.

Un attuatore statico applica un carico verticale allo statore. I carichi oscillanti sono forniti da due attuatori dinamici, in seguito chiamati anche *shaker*, montati ortogonalmente fra loro e orientati a 45° rispetto all'attuatore statico. Gli attuatori sono collegati allo statore per mezzo di elementi strutturali, detti *stinger*, rigidi a trazione/compressione ma cedevoli a taglio e flessione. Grazie alla loro cedevolezza gli *stinger* approssimano un collegamento con asta e cerniere, consentendo allo statore di muoversi su un piano e proteggendo gli attuatori lineari da eccessive sollecitazioni a taglio.

2.0.1 Prestazioni del banco

Il banco è progettato per testare cuscinetti con diametro esterno compreso tra 150 e 300 mm, con rapporto L/D compreso tra 0,4 e 1,0.

Chiaramente per ogni diametro verrà utilizzato un rotore diverso, mentre per l'interfaccia con lo statore saranno utilizzate delle boccole di spessore opportuno. Sono comunque previsti tre diversi statori che andranno a coprire misure $150 \div 200$, $200 \div 250$ e $250 \div 300$ mm.

La velocità angolare del rotore potrà variare fino ad un massimo di 20 000 rpm grazie al moltiplicatore a valle del motore.

Il carico statico può arrivare a 300 kN, mentre gli attuatori dinamici sono comandati in spostamento, con ampiezza dell'ordine delle decine di μm e frequenza fino a 350 Hz.

Il lubrificante scelto è un *ISOVG-32*, la cui portata può essere variata fino ad un massimo di 1000 L/min.

2.0.2 Sensorizzazione del banco

Al fine di garantire il monitoraggio del banco e la misurazione delle grandezze necessarie al processo di identificazione è prevista l'adozione di:

- quattro estensimetri su ciascuno *stinger* per la misura delle forze in corrispondenza degli *shaker* e dell'attuatore dinamico,
- una cella di carico monoassiale per la misura della reazione verticale del braccio anti-rollio,
- un sensore per la posizione angolare assoluta del rotore, tramite il quale è possibile determinare la posizione di eventuali irregolarità di forma del rotore stesso,
- otto sensori di prossimità montati sulla superficie interna dello statore in corrispondenza delle direzioni di eccitazione e sui punti diametralmente opposti, per la misura dello spostamento relativo statore-rotore,
- quattro accelerometri montati sulla superficie esterna dello statore sui punti diametralmente opposti ai punti di applicazione dei carichi dinamici, per la misura dell'accelerazione assoluta dello statore.

I proximity e gli accelerometri sono montati su due piani ortogonali all'asse del rotore raffigurati dalle linee tratteggiate in Figura 3.3. Su ciascun

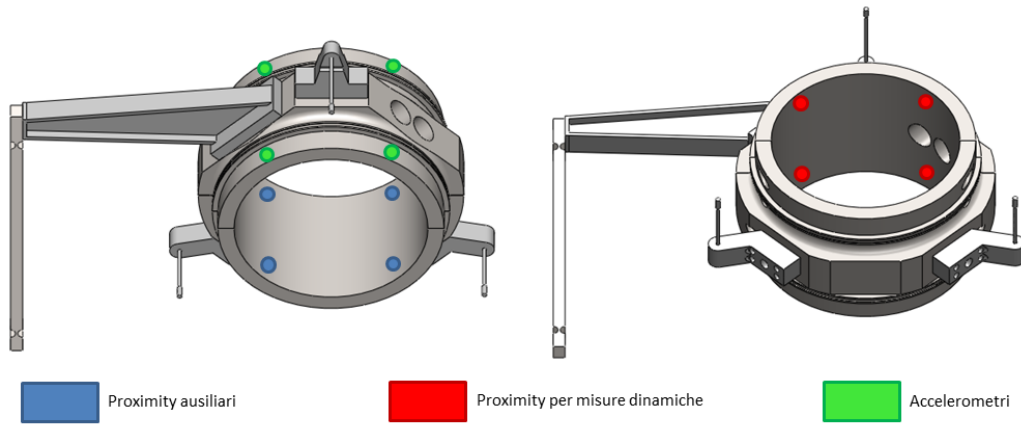


Figura 2.2: Posizioni dei *proximity* e degli accelerometri.

piano due accelerometri misurano le accelerazioni trasversali dello statore lungo due direzioni perpendicolari. Quattro sensori di prossimità sarebbero sufficienti per le misure dinamiche. I quattro sensori supplementari sono nelle posizioni diametralmente opposte e servono per il centraggio dell'albero e per l'identificazione delle dilatazioni termiche e centrifughe.

Capitolo 3

Procedura di identificazione dei coefficienti

In questo capitolo verrà esposto il metodo di identificazione dei coefficienti utilizzato dal programma di simulazione. È stata data particolare attenzione all'ideazione di una procedura sperimentale (e quindi anche virtuale) per isolare le sole forze scambiate tra statore e rotore.

3.1 Procedura di identificazione dei coefficienti

La concezione del banco di prova si ispira a quelli realizzati a partire dagli anni '90 presso il Turbomachinery Laboratory della Texas A&M University[1].

La procedura di identificazione è stata studiata dal Professor Childs e consiste nel misurare le forze e gli spostamenti relativi e ricavare dalla (1.1) i valori della matrice di impedenza H .

Con riferimento al capitolo 1.2, le azioni del film sul rotore possono essere scritte come:

$$-\begin{bmatrix} f_{bx} \\ f_{by} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} M_{xx} & M_{xy} \\ M_{yx} & M_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta\ddot{u}_x \\ \Delta\ddot{u}_y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta\dot{u}_x \\ \Delta\dot{u}_y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta u_x \\ \Delta u_y \end{bmatrix} \quad (3.1)$$

Dove

- Δu_x e Δu_y sono gli spostamenti relativi del rotore rispetto allo statore,

CAPITOLO 3. PROCEDURA DI IDENTIFICAZIONE DEI COEFFICIENTI 19

- f_{bx} e f_{by} sono le componenti delle forze esterne agenti sul rotore. Tali azioni non sono note né misurabili direttamente sul banco in quanto i carichi degli attuatori sono applicati allo statore,
- i termini M_{hk} costituiscono la matrice di massa aggiunta del sistema,
- i termini C_{hk} costituiscono la matrice di smorzamento del sistema,
- i termini K_{hk} costituiscono la matrice di rigidità del sistema.

Non essendo le forze f_{bx} e f_{by} misurabili direttamente sono ricavate dall'equilibrio meccanico dello statore includendone l'inerzia. Le equazioni del moto dello statore possono essere scritte con:

$$M_S \begin{bmatrix} \ddot{u}_x \\ \ddot{u}_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_x \\ f_y \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} f_{bx} \\ f_{by} \end{bmatrix} \quad (3.2)$$

Dove

- \ddot{u}_x e \ddot{u}_y sono le componenti dell'accelerazione assoluta dello statore,
- f_x e f_y sono le componenti della risultante delle forze degli attuatori,
- M_S è la massa dello statore.

mettendo a sistema la (3.1) con la (3.2) si ottiene

$$\begin{bmatrix} f_x - M_S \ddot{u}_x \\ f_y - M_S \ddot{u}_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} M_{xx} & M_{xy} \\ M_{yx} & M_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \ddot{u}_x \\ \Delta \ddot{u}_y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \dot{u}_x \\ \Delta \dot{u}_y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta u_x \\ \Delta u_y \end{bmatrix} \quad (3.3)$$

Il primo membro della equazione (3.3) e le funzioni Δu_x e Δu_y sono noti grazie ai sensori presenti sullo statore (cfr Capitolo 2.0.2).

Riportandoci nel dominio delle frequenze otteniamo

$$\begin{bmatrix} F_x - M_S A_x \\ F_y - M_S A_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{xx} & H_{xy} \\ H_{yx} & H_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} D_x \\ D_y \end{bmatrix}, \quad (3.4)$$

dove

- $F_k = \mathcal{F}(f_k)$ è la trasformata di Fourier della forza esterna applicata dagli attuatori dinamici,

- $A_k = \mathcal{F}(\ddot{u}_k)$ è la trasformata dell'accelerazione dello statore,
- $D_k = \mathcal{F}(\Delta u_k)$ è la trasformata dello spostamento relativo statore-rotore,
- $H_{hk} = K_{hk} + j(\omega C_{hk})$ è la trasformata della matrice di impedenza statorica.

Si sono ottenute così due equazioni complesse a fronte dei quattro termini incogniti H_{hk} . Per ottenere le quattro equazioni indipendenti saranno necessarie due prove con applicati allo statore carichi dinamici linearmente indipendenti; per semplicità verranno applicati carichi ortogonali, pertanto per ogni frequenza i due attuatori dinamici verranno attuati uno alla volta.

Le prove che verranno effettuate sul banco prova andranno a misurare anche l'impedenza della struttura che sostiene il cuscinetto in prova; sarà pertanto necessario tenerne conto e depurare i dati da questi effetti. L'equazione (3.4) quindi è stata opportunamente modificata per considerare tutte le impedenze (rigidezze e inerzie) in parallelo al cuscinetto (barre stabilizzatrici, *stinger*, inerzia del collettore).

Inoltre nella procedura di Childs i componenti del sistema sono considerati idealmente rigidi, tuttavia nello svolgimento dell'esperimento virtuale e successiva identificazione è stato valutato che statore e rotore non sono sufficientemente rigidi da poterne trascurare le deformazioni.

3.2 Prova a vuoto

Per valutare l'impedenza legata all'inerzia e rigidezza dei componenti è possibile fare affidamento ai dati di massa ottenuti dal CAD; tuttavia per una maggiore precisione, si conducono test di riferimento, o *base-line*, che possano tenere conto sia delle inerzie che delle rigidezze dei sostegni.

Il test viene condotto misurando gli spostamenti ai sensori e le forze agli attuatori, ovvero, in termini di ammettenze ed impedenze:

$$\begin{cases} u_s = A_i(F_{rs} - F_m) + A_s F_m \\ F_{rs} = H_t u_t \\ F_{rs} = H_r(u_s - u_m) \end{cases}$$

Dove:

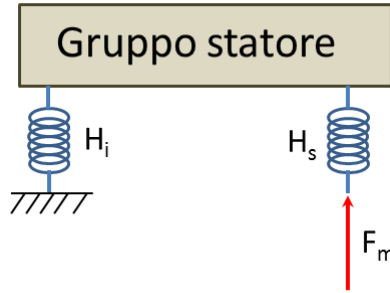
- u_s e u_m sono rispettivamente lo spostamento assoluto dello statore e lo spostamento relativo del rotore rispetto allo statore misurato dai proximity,
- A_i e A_s sono le ammettenze dovute rispettivamente all'inerzia e alla deformabilità dello statore e degli *stinger*,
- H_t e H_r sono le impedenze rispettivamente del cuscinetto di prova e del rotore,
- F_{rs} e F_m rispettivamente le risultanti delle forze scambiate dal rotore allo statore e delle forze misurate ai sensori.

In futuro l'impedenza del componente k è indicata con H_k , mentre il suo inverso (ammettenza) è indicato con A_k .

La *base-line* senza contatto è ottenuta mediante prova a secco ed è articolata nel seguente modo: si determina innanzitutto l'impedenza del gruppo statore facendo scendere lo statore con l'attuatore statico comandato in spostamento in modo da eliminare il contatto con il rotore e mantenendo il rotore fermo; attivando gli attuatori dinamici si ottiene l'impedenza dovuta alle rigidità delle barre stabilizzatrici e dell'asta anti-rollio e alle inerzie di statore e condotto di adduzione lubrificante.

In Figura 3.1 sono state indicate con H_i l'impedenza legata all'inerzia dello statore e collettore, con H_s l'impedenza legata alla rigidità di statore e *stinger* e con F_m la risultante delle forze misurate dai sensori.

Con questa procedura in pratica si sta eseguendo il test ponendo $F_{rs} = 0$. Sostituendo otteniamo:


 Figura 3.1: Schema della *base-line floating*.

$$\begin{cases} u_s = -(A_s - A_i)F_m \\ F_{rs} = 0 \\ u_s - u_m = 0 \end{cases}$$

Poiché per definizione $F_m = H_0 u_s$, dove H_0 è l'impedenza misurata con la prima *base-line*, si ha

$$H_0 = (A_s - A_i)^{-1}$$

supponendo H_s molto più grande rispetto ad H_i otteniamo $H_0 = (-A_i)^{-1} = -H_i$. Si può osservare come, con l'ipotesi di A_s trascurabile, sia sufficiente questa *base-line* per ottenere le forze scambiate tra rotore e statore necessarie per l'identificazione dei coefficienti dinamici.

Si può pensare di poter utilizzare una seconda procedura (*base-line* con contatto) per isolare l'impedenza del rotore ai fini di ottenere una più precisa correzione e controllo.

Si procede quindi ponendo in contatto il cuscinetto di prova con il rotore e attivando nuovamente gli attuatori dinamici. Si ottengono così le impedenze in parallelo del rotore e dell'inerzia dello statore; sottraendo l'impedenza ricavata dal primo passaggio si ricava l'impedenza del solo rotore. In questo caso $u_m = 0$, sostituendo:

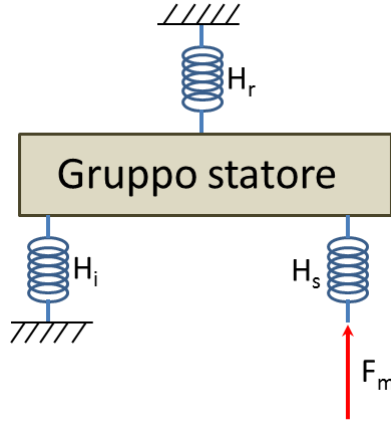


Figura 3.2: Schema della *base-line touching*.

$$\begin{cases} u_s = A_i(F_{rs} - F_m) + A_s F_m \\ u_m = 0 \\ F_{rs} = H_r u_s \end{cases}$$

ovvero

$$\begin{cases} u_s = A_i(H_r u_s - F_m) + A_s F_m \\ u_m = 0 \\ F_{rs} = H_r u_s \end{cases} \quad (3.5)$$

Ipotizzando ancora A_s molto piccolo rispetto al termine $A_i(H_r u_s - F_m)$, otteniamo

$$F_m = (H_r - H_i)u_s$$

Poiché per definizione $F_m = H_1 u_s$ si ha

$$H_1 = H_r - H_i$$

da cui l'impedenza del rotore $H_r = H_1 - H_0$, moltiplicando per u_s si ottiene la forza scambiata tra rotore e statore, necessaria per l'identificazione dei coefficienti.

3.3 Calcolo dell'impedenza del cuscinetto di prova

Tramite le letture degli estensimetri agli *stinger* e della cella di carico dell'asta anti-rollo è possibile ricavare la risultante delle forze misurate F_m ; a questa va tolta l'impedenza ottenuta tramite la prima prova a vuoto H_0 moltiplicata per lo spostamento assoluto dello statore U_s , ottenendo così la forza scambiata tra film fluido e rotore:

$$F_{rs} = F_m - H_0 U_s.$$

Si osservi come F_{rs} , F_m ed U_s siano in realtà matrici contenenti forze e spostamenti di entrambe le prove.

La matrice di impedenza del cuscinetto di prova H_{ta} si otterrà tramite soluzione del sistema lineare

$$H_{ta} U_{rs} = F_m - H_0 U_s,$$

dove U_{rs} è la matrice contenente gli spostamenti relativi statore-rotore.

Oltre all'impedenza della *base-line* un'ulteriore correzione da applicare è la flessione del rotore che è appoggiato alle estremità sui cuscinetti a rotolamento e caricato alla sua metà dalle azioni dell'olio. L'impedenza calcolata per la flessione del rotore è da porre in serie all'impedenza H_{ta} , pertanto

$$H = \left(\frac{1}{H_{ta}} + \frac{1}{H_{rot}} \right)^{-1}$$

L'impedenza dovuta alla flessione H_{rot} è calcolabile sfruttando la teoria delle travi, ipotizzando il rotore come trave sottoposta a momento e curvatura costanti:

$$H_{rot} = \frac{4EJ_x}{z_p^2 L}$$

Dove con E è indicato il Modulo di Young, J_x è il momento di inerzia della sezione circolare del rotore, pari a $\pi R^4/4$, z_p è la coordinata in direzione assiale dei *proximity* ed L è la distanza in direzione z dei cuscinetti di appog-

gio. Si noti come è stato trascurato al denominatore il termine $z_p^3/3$, questo perché si è considerato il momento e la curvatura costanti nella sezione e $z_p/3$ è molto minore di L .

3.4 Geometria del modello

L'assieme analizzato, chiamato in seguito anche *test cell*, è stato ottenuto tagliando l'intera struttura agli attuatori e ai supporti rigidi (quindi alle barre stabilizzatrici, all'asta anti-rollio ed ai cuscinetti a rotolamento che sostengono il rotore). In seguito verranno analizzate eventuali semplificazioni da applicare al modello come ad esempio l'applicabilità dell'ipotesi di corpo rigido per lo statore o la possibilità di trascurare il carico statico legato alla deviazione del flusso del lubrificante all'interno del collettore.

In Figura 3.3 è riportato il modello semplificato con i principali elementi di collegamento elastico tra componenti e la posizione dei sensori.

3.5 Modello dinamico

3.5.1 Ipotesi

Nel processo di identificazione dei coefficienti dinamici il cuscinetto di prova verrà trattato come corpo rigido, si valuterà nei prossimi capitoli se considerare anche lo statore come corpo rigido e quali effetti ha questa semplificazione sui risultati elaborati. I restanti componenti saranno tutti trattati come corpi flessibili con unica eccezione per gli attuatori, tale ipotesi sarà giustificata in seguito. Verranno effettuate inoltre le seguenti ipotesi semplificative: il rotore è libero di ruotare attorno al proprio asse e di traslare nel piano, il telaio è considerato rigido e non ammette alcun tipo di moto.

Il sistema verrà considerato con comportamento lineare attorno alla configurazione di equilibrio statico, ovvero sotto l'azione del solo carico statico. Tale ipotesi fa sì che le azioni del lubrificante vengano modellate per mezzo di molle e smorzatori che collegano statore e rotore, i valori di rigidezza e i fattori di smorzamento sono proprio i coefficienti rotordinamici.

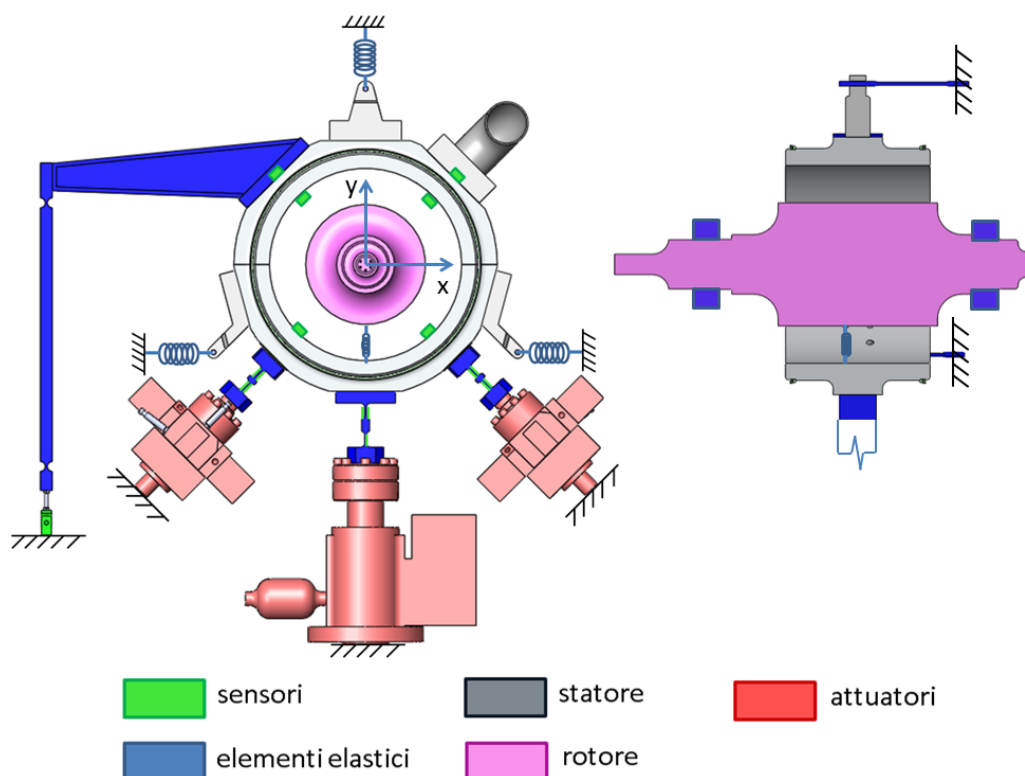


Figura 3.3: Rappresentazione schematica della cella di prova.

3.5.2 Schema di corpo libero dello statore

Per ogni prova lo statore è eccitato dall'attuatore statico e da un attuatore dinamico. L'attuatore dinamico non comandato verrà modellato come rigido, tuttavia la geometria dello stinger consente di modellarlo come cerniera. Analogamente la biella che collega il braccio anti-rollio al telaio presenta degli alleggerimenti che la rendono cedevole a flessione in corrispondenza del braccio e della cella di carico. Tali accorgimenti fanno sì che il braccio anti-rollio abbia prevalentemente un effetto irrigidente per le azioni di momento in direzione assiale.

In Figura 3.4 è riportato lo schema di carichi e vincoli agenti nel piano ortogonale all'asse dello statore quando questo è eccitato con forza imposta in direzione V le molle colorate in blu rappresentano la rigidità delle barre stabilizzatrici e dell'attuatore statico. La coppia molla-smorzatore tra lo

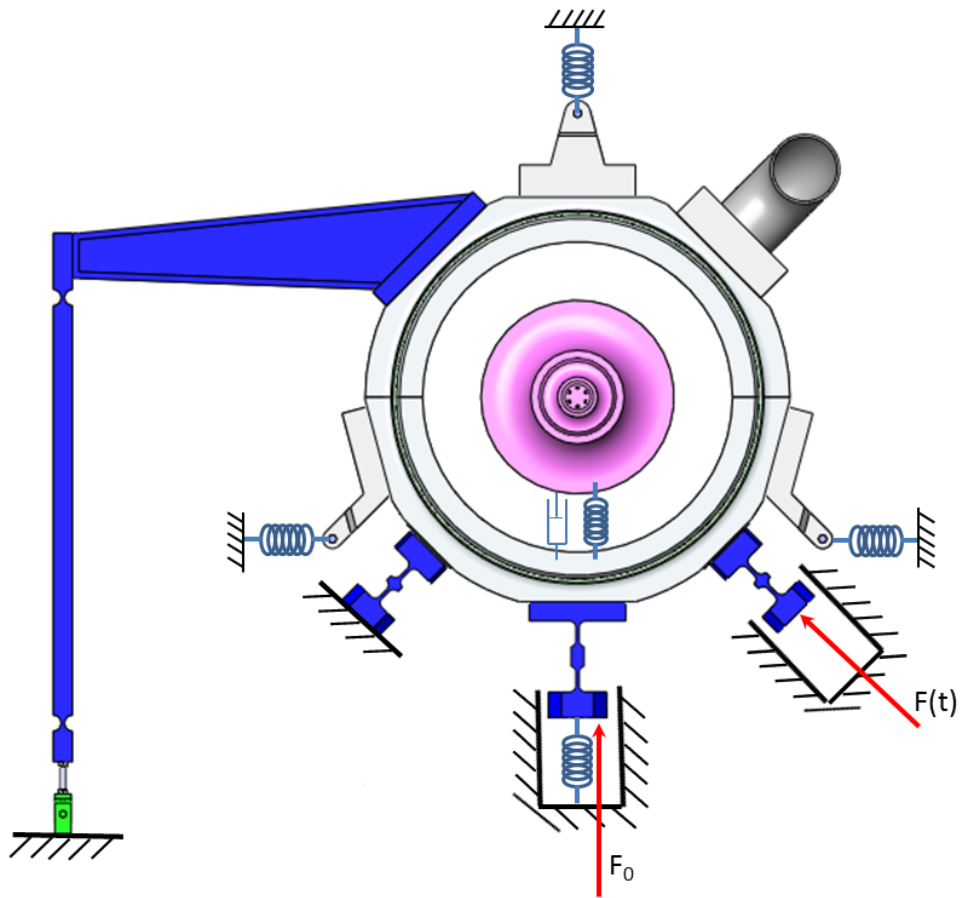


Figura 3.4: Schema della dinamica nel piano.

statore ed il rotore schematizza la generica impedenza del cuscinetto di prova.

Capitolo 4

Esperimento virtuale

Per valutare le criticità del sistema di misura è stato sviluppato un modello a parametri concentrati in grado di simulare il comportamento dinamico della cella di prova. Come dati in ingresso all'esperimento virtuale vengono dati i coefficienti dinamici di un cuscinetto noto e le forze di eccitazione. In uscita si ottengono i dati dei sensori. Questi vengono elaborati seguendo la procedura di identificazione vista sopra per ottenere la misura dei coefficienti dinamici.

La differenza fra i coefficienti misurati e reali dà indicazioni relative agli errori sperimentali, alle criticità dei componenti del banco e all'effetto di eventuali modifiche.

Nell'esperimento virtuale, oltre ai sensori reali, sono stati inseriti sensori virtuali in zone di interesse per un maggiore controllo sull'esperimento stesso che però non vengono utilizzati nella procedura di identificazione.

In una prima fase non sono stati computati gli errori legati alle incertezze dei sensori o ai possibili disturbi esterni. Le differenze tra valori reali e stimati di impedenza del cuscinetto sono dovute agli errori sistematici dell'esperimento, legati al limitato numero di grandezze misurate e alle semplificazioni introdotte nella *Base-Line*. Successivamente è presentata una stima dell'intervallo di confidenza delle misure a partire da errori o disturbi ai sensori.

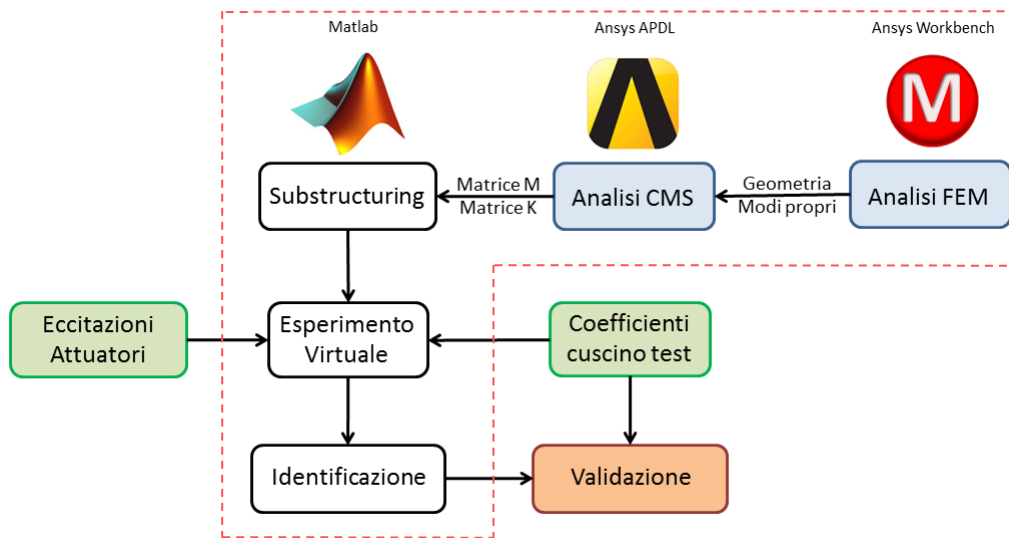


Figura 4.1: Schema dell'esperimento virtuale.

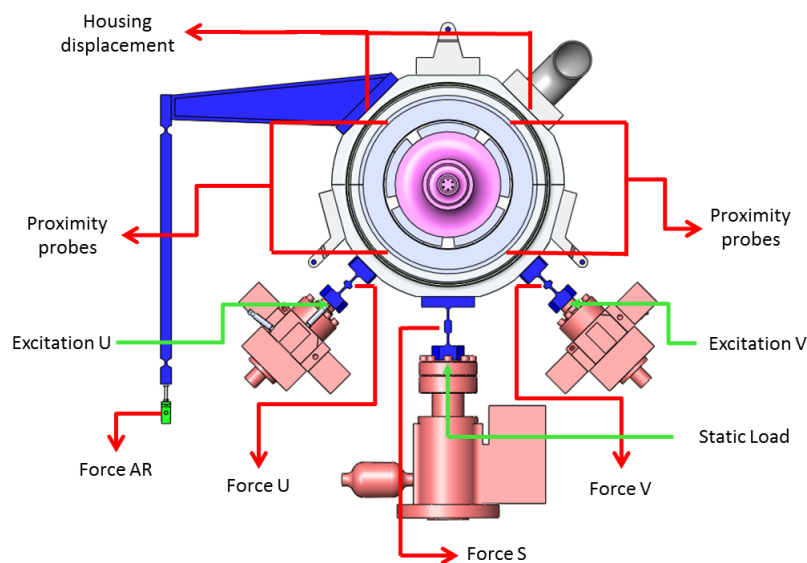


Figura 4.2: Sintesi degli input e output dell'esperimento virtuale.

4.1 Schema dell'Esperimento Virtuale

È stata applicata al sistema la tecnica del *Substructuring*, ovvero è stato diviso in sottogruppi che vengono poi ricomposti soddisfacendo i vincoli di equilibrio e coerenza tramite MATLAB. Tale tecnica risulta vantaggiosa quan-

do si analizzano sistemi complessi per più ragioni: rende accettabili i tempi di calcolo anche con un numero elevato di gradi di libertà; rende più riconoscibile il comportamento dinamico locale nell'analisi dell'intera struttura; garantisce una più organica scrittura e lettura degli *script* e una più facile modifica dei parametri o aggiunta di componenti ai sottogruppi stessi. Grazie a questa costruzione il modello è pronto per essere utilizzato per lo studio della propagazione degli errori dai sensori alla misura finale.

Le matrici di massa e rigidezza dei singoli gruppi sono ricavate tramite analisi CMS (*Component Mode Synthesis*). L'analisi CMS non è altro che un adattamento del *substructuring* ai casi dinamici e prevede la riduzione del numero effettivo di gradi di libertà (DOF) del modello al fine di diminuire il costo computazionale. Il componente analizzato viene trasformato in un superelemento con pochi gradi di libertà, scelti in corrispondenza dei nodi di interfaccia con gli altri componenti del complessivo. Per analisi dinamiche è necessario includere nel superelemento alcuni gradi di libertà aggiuntivi che tengano conto dei modi propri del componente. Il metodo CMS usa come gradi di libertà aggiuntivi dei gradi di libertà modali, non legati a specifici nodi della struttura. Il superelemento è caratterizzato da matrici di rigidezza, massa e smorzamento ridotte, salvate su disco e poi riutilizzate in un modello che rappresenta l'assieme del sistema da analizzare. Con questo approccio è possibile abbattere drasticamente i tempi di calcolo, con limitate perdite di accuratezza, sostituendo alla rappresentazione FEM distribuita di uno o più componenti una rappresentazione condensata (a parametri concentrati), assai più snella dal punto di vista computazionale.

In Figura 4.3 è riportato uno schema della suddivisione del sistema in sottogruppi.

Le connessioni tra componenti e vengono simulate posizionando i nodi *master* sui punti di interfaccia dei componenti. Si genera quindi un'indicizzazione dei gradi di libertà *master* in modo da poter accoppiare i gradi di libertà vincolati dai contatti. Allo stesso modo le letture dei sensori vengono ottenute posizionando opportunamente i nodi *master* ed orientandoli come i sensori stessi.

Nel modello è stato introdotto uno smorzamento strutturale del 2% per

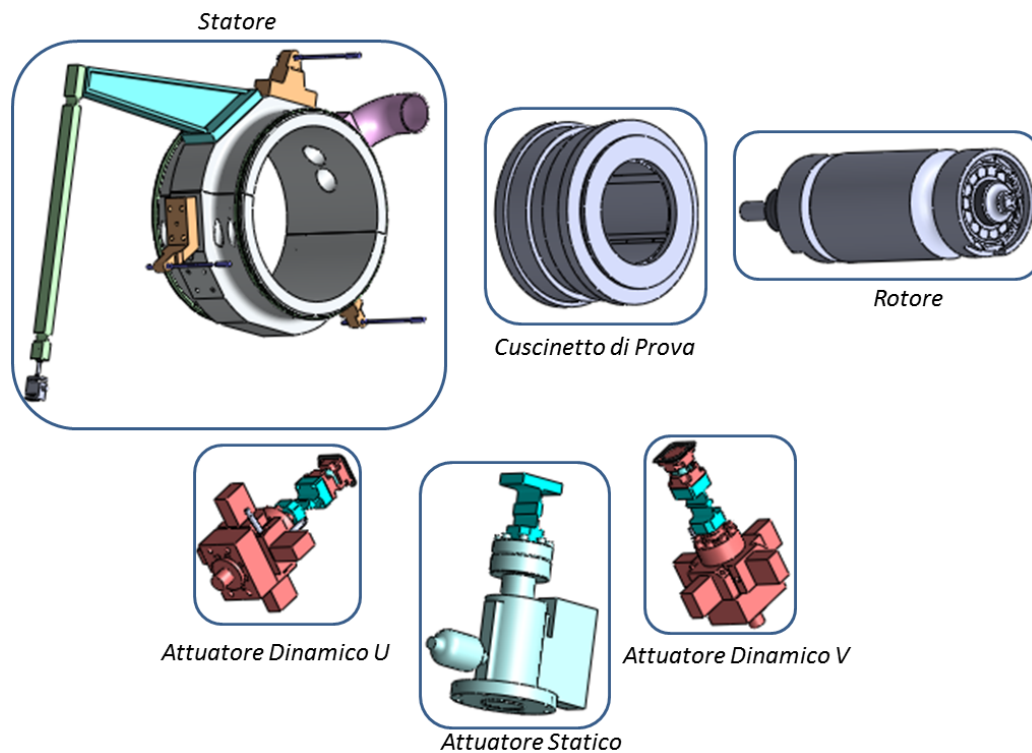


Figura 4.3: Schema della suddivisione in sottogruppi.

poter valutare il comportamento alle frequenze di risonanza. Per la precisione, si è introdotto lo smorzamento isteretico, moltiplicando le matrici di rigidezza per $1 + j0,02$.

4.1.1 Gruppo *Attuatore dinamico* e gruppo *Attuatore Statico*

I gruppi *Attuatore Dinamico* e il gruppo *Attuatore Statico* sono composti dagli attuatori (dinamici e statico) e dai tre *stinger*.

Vista l'elevata rigidezza degli attuatori dinamici rispetto agli *stinger*, e a causa della difficoltà nell'attribuirne un valore preciso, si procederà considerandoli in un primo momento infinitamente rigidi, verrà poi loro attribuita una rigidezza molto elevata rispetto agli *stinger* per valutare l'influenza di tale ipotesi sulle letture ai sensori. L'attuatore statico invece è stato model-

lato come una molla e smorzatore avente rigidità variabile per uno studio di sensibilità.

Gli *stinger* sono prodotti da BOSCH, non avranno esattamente la geometria del progetto iniziale, ma sono garantite le medesime proprietà meccaniche. Si ricava la matrice di rigidità tramite simulazione *Workbench*.

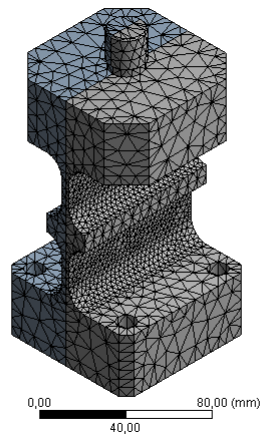


Figura 4.4: *Mesh* del modello dello *stinger*.

I nodi di interfaccia con attuatore e gruppo *Statore* sono posizionati alle estremità dello *stinger* stesso. È stato necessario introdurre altri otto nodi in corrispondenza delle estremità degli estensimetri per poterne registrare lo spostamento. Le ridotte dimensioni degli estensimetri e dello spessore hanno richiesto inoltre un infittimento locale della mesh ed un vincolo di simmetria per ottenere un'adeguata bontà dei dati.

Le combinazioni degli spostamenti nodali in direzione verticale forniscono il carico di trazione, flessione e taglio (realizzando così un estensimetro virtuale). Tali azioni vengono applicate al centro dello *stinger*.

4.1.2 Gruppo *Rotore*

Il gruppo *Rotore* è composto dal rotore e da due cuscinetti a rulli che lo sostengono e lo collegano al telaio.

Il rotore è modellato tramite *Workbench*, da cui vengono ricavate matrici di massa e rigidità. Le deformazioni locali sono incluse nella valutazione

dei coefficienti di prova, quindi gli spostamenti relativi del rotore devono essere presi rispetto a parti non deformate. Sono state effettuate simulazioni a differenti velocità di rotazione per valutare gli effetti giroscopici sul rotore. Tali effetti sono risultati molto piccoli, pertanto è sufficiente interpolare le soluzioni ottenute a velocità di rotazione nulla e massima.

I nodi di interfaccia sono complessivamente undici. Due sono posizionati alle estremità del rotore per il collegamento con il telaio, altri otto in corrispondenza dei *proximity* per poterne simulare la lettura, ed uno al centro rotore per l'interfaccia con il cuscinetto di prova.

La stima della rigidità dei cuscinetti a rulli che sostengono il rotore è effettuata supponendo la distribuzione di pressione in direzione radiale costante lungo la circonferenza di contatto. Indicando con δ_i e con θ_i rispettivamente lo schiacciamento in direzione radiale e la posizione angolare del rullo i -esimo, e con u lo spostamento verticale del rotore si ha

$$\begin{cases} \delta_i = u \cos \theta_i \\ F = \sum_i^N F_i \cos \theta_i \end{cases} \quad (4.1)$$

dove F_i è la forza in direzione radiale del rullo i -esimo ed N il numero di rulli.

Sfruttando la teoria del contatto Hertziano si può ricavare la forza F_i a partire dallo schiacciamento:

$$\begin{cases} a = \sqrt{\rho \delta} \\ p_{max} = \sqrt{\frac{1}{\pi} \frac{F}{L} \frac{E^*}{\rho}} \\ \bar{p} = \frac{\pi}{4} p_{max} \end{cases} \quad (4.2)$$

dove:

- $E^* = \frac{E}{2(1-\nu^2)}$ è il modulo di Young equivalente,
- L è la lunghezza dei rulli,
- $\rho = \left(\frac{1}{R_{rullo}} - \frac{1}{R_{corona}} \right)^{-1}$ è la curvatura equivalente,
- p_{max} e \bar{p} sono rispettivamente la pressione massima e la pressione media di contatto,

- a è la semilarghezza dell'impronta di contatto.

Utilizzando l'espressione della forza F_i in funzione della pressione media $F_i = \bar{p} \cdot 2aL$, si ottiene

$$F_i = \frac{\pi}{4} L E^* \delta.$$

Sostituendo quindi l'espressione appena ricavata in (4.1) si ha

$$F = \sum_i^N \frac{\pi}{4} L E^* u \cos^2 \theta_i.$$

Supponendo un numero elevato di rulli è possibile sostituire la sommatoria con l'integrale lungo la circonferenza

$$F = \frac{\pi}{4} L E^* u \frac{N}{2\pi} \int_0^{2\pi} \cos^2 \theta d\theta$$

da cui si ricava la rigidezza dei cuscinetti di supporto

$$k = N \frac{\pi}{8} E L$$

4.1.3 Gruppo *Statore*

Il gruppo *Statore* è composto dallo statore, asta anti-rollio, barre stabilizzatrici e collettore comprensivo di olio in esso contenuto.

Sono stati implementati più modelli con diverse configurazioni selezionabili all'interno dell'esperimento virtuale, a questo modo è possibile valutare l'influenza di ipotesi semplificative (come ad esempio corpi completamente rigidi) o geometriche.

In particolare i modelli differiscono per

- presenza di tre o sei barre longitudinali: tale differenza, oltre a irrigidire il sistema, va ad influenzare la simmetria della matrice di rigidezza del gruppo;
- presenza del collettore: Il collettore è considerato completamente rigido e quindi inserito nel modello come punto materiale. La sua assen-

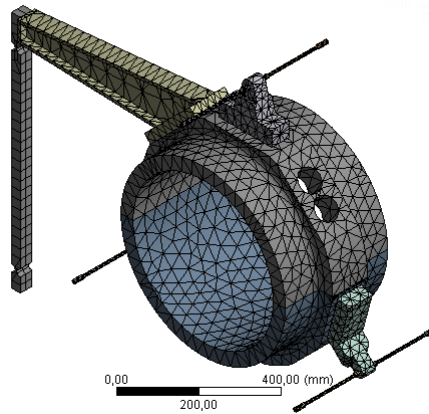


Figura 4.5: *Mesh* del modello del gruppo *Statore* con sei barre longitudinali.

za rappresenta la modifica progettuale con collettore reso simmetrico ed opportunamento supportato. Tale modifica va a valutare l'effetto dovuto alle asimmetrie nella matrice di massa del gruppo stesso;

- statore rigido o flessibile: poter considerare lo statore rigido semplifica notevolmente il modello, questa ipotesi sarà pertanto valutata al fine di velocizzare i processi di simulazione e identificazione dei coefficienti;
- statore in acciaio o alluminio: poiché lo statore non è ancora stato prodotto si vuole valutare la convenienza nell'avere lo statore in alluminio, quindi più leggero e cedevole oppure in acciaio, più pesante ma anche più rigido ed economico.

I nodi *master* vengono posizionati su tutti i punti in interfaccia del gruppo e su ogni sensore, pertanto complessivamente avremo un nodo *master* per ogni estremità delle barre stabilizzatrici (tre o sei in base al modello utilizzato); uno all'estremità dell'asta anti-rollio per l'interfaccia con il telaio e per avere la lettura della cella di carico monoassiale; uno per il centro dello statore, rappresentante l'interfaccia con il cuscinetto; tre per l'interfaccia con gli *stinger* e altri dodici per gli otto *proximity* e i quattro accelerometri.

4.1.4 Gruppo *Cuscino di Prova*

Il cuscinetto test analizzato corrisponde al primo cuscinetto che verrà testato sul banco prova. È caratterizzato da massa pari a 198 kg, diametro $D = 280$ mm e rapporto $L/D = 0,7$ (cfr Appendice A).

La modellazione di questo componente è in realtà un'astrazione in cui sono usati i dati previsti da *software* di simulazione. I coefficienti dinamici sono poi opportunamente adattati per poter essere inseriti all'interno dello statore nell'esperimento virtuale.

Il modello deve includere le deformazioni locali del rotore. In condizioni operative infatti si vuole sapere quali coefficienti utilizzare per schematizzare il supporto senza conoscere le effettive deformazioni del rotore che sostiene.

I dati raccolti differiscono al variare della velocità di rotazione del rotore, ed eventualmente di altri parametri come il precarico e la portata di fluido immesso.

4.1.5 Assemblaggio dei sottogruppi

Una volta modellati i sottogruppi in *Workbench* ed ottenute le matrici K ed M tramite analisi CMS in ANSYS APDL, si procede assemblando i sottogruppi stessi in ambiente MATLAB. Si implementano quindi modelli dei singoli sottogruppi caratterizzati da una matrice che mappa i gradi di libertà dei nodi di interfaccia o sensorizzati, e dalle matrici K ed M .

Lo script utilizzato assembla le matrici contenenti i gradi di libertà dei singoli gruppi eliminando i gradi di libertà ripetuti (quindi quelli di interfaccia tra gruppi stessi), utilizzando una mappa di corrispondenze tra gradi di libertà di assieme e dei componenti. Viene generata poi la matrice di impedenza di assieme ottenuta come somma di impedenze dei componenti ed infine si genera una matrice contenente la mappatura di tutti gradi di libertà dei sensori.

Applicando poi le forze ai gradi di libertà degli attuatori si utilizza la mappatura dei sensori per ricavarne le letture. Tramite le letture è possibile calcolare la risultante delle forze, l'accelerazione dello statore e lo spostamento relativo statore-rotore da inserire nell'equazione (3.4).

Nello *script* dell'esperimento virtuale è possibile modificare il modello scelto (statore a tre o sei barre, materiale, velocità di rotazione del rotore ecc.) tramite un *array* di strutture al quale sono assegnati i campi con le opzioni del modello.

Capitolo 5

Simulazione ed analisi dati

Nei primi paragrafi di questo capitolo si mostrano i risultati ottenuti con esperimento virtuale non completo, ovvero tramite gli strumenti di CMS di *Workbench*, calcolati per verificare se la simmetria e la flessibilità di alcuni elementi potessero dare problemi di risonanza. Tale strumento differisce dall'esperimento virtuale in quanto fornisce la sola risposta armonica del gruppo *Statore*, senza alcuna interazione con il cuscinio.

Nei paragrafi successivi si procede lanciando l'esperimento virtuale con diverse configurazioni di assieme. Si ricavano così i coefficienti dinamici di rigidità e smorzamento da confrontare con i dati forniti del cuscinetto test per un'analisi di sensibilità alla variazione dei parametri. Sono state condotte in particolare analisi al variare del materiale dello statore, utilizzando la configurazione con collettore simmetrico o asimmetrico rispetto al piano ortogonale all'asse del rotore, supponendo l'utilizzo di tre o sei barre stabilizzatrici, supponendo un errore di centraggio assiale del cuscinio ed applicando diverse correzioni per la flessione del rotore.

Successivamente verrà effettuata una stima dell'intervallo di confidenza per i coefficienti calcolati, a partire dagli errori attesi sui sensori.

I dati sono raccolti al variare della frequenza di eccitazione degli attuatori dinamici comandati in forza, con ampiezza pari a 1000 N.

Le direzioni indicate con x , y e z fanno riferimento ad una terna cartesiana destrorsa con origine nel centro del rotore, y è in direzione del carico statico

ed è rivolto verso l'alto, z ha direzione dell'asse del rotore e verso positivo dalla parte opposta del moltiplicatore.

5.1 Analisi preliminare della struttura

Si vuole studiare la presenza o meno di frequenze di risonanza tra le frequenze di campionamento e valutare l'entità dell'ampiezza dei picchi al variare della configurazione del sistema.

In particolare sarà studiata la variazione dei modi propri al variare della matrice di rigidità e della matrice di massa dello statore modificando il numero di barre stabilizzatrici e inserendo asimmetrie di forma (presenza o meno del collettore). Verrà valutato anche quanto la flessibilità dello statore va a modificare i modi propri del sistema.

È stato implementato un primo modello su *Workbench* in diverse configurazioni al fine di valutare la sensibilità alle ipotesi semplificative applicabili, in particolare è stato dato risalto alla presenza o meno del collettore per l'afflusso dell'olio, principale fonte di asimmetria rispetto al piano ortogonale all'asse dello statore, e alla rigidità dei vari componenti.

Le matrici di massa e rigidità ridotte dello statore vengono poi passate a MATLAB tramite il quale vengono ricavate le ampiezze di oscillazione del sistema in risposta a pulsazioni di $100\ \mu\text{m}$ a diverse frequenze applicate al centro geometrico dello statore in direzione orizzontale e verticale (rispettivamente x ed y) sul piano ortogonale all'asse dello statore stesso.

5.1.1 Statore flessibile, configurazione asimmetrica

Il sistema è stato dapprima sconnesso agli *stingers* ed alle barre stabilizzatrici, pertanto sono stati applicati vincoli di incastro all'estremità delle aste longitudinali in corrispondenza del collegamento con il telaio, lo stesso per il braccio anti-rollo. Per alleggerire il modello ed evitare infittimento della *mesh* sono stati eliminati piccoli fori per collegamenti filettati, mentre i fori per l'afflusso del lubrificante sono stati mantenuti. Il sistema è stato modellato con il cuscinio più grande testabile ($\phi = 300\ \text{mm}$) supposto rigido. Il

collettore è fatto in materiale plastico, per simulare la presenza di fluido al suo interno è stato supposto rigido, pieno e con densità simile all'acqua.

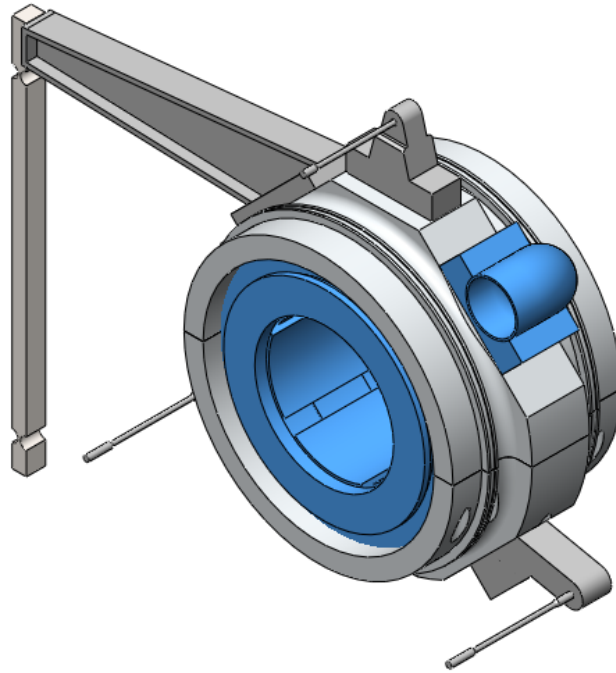


Figura 5.1: Modello con statore flessibile, cuscinetto e collettore rigidi.

Le risposte ad una pulsazione di $100 \mu\text{m}$ in direzione x e y sono riportate in Figura 5.2 e Figura 5.3, in ascissa sono riportate le frequenze di eccitazione, mentre in ordinata l'ampiezza di oscillazione dell'estremità del cuscinetto.

Si osservano picchi di risonanza attorno ai 160 Hz e 250 Hz di ampiezza massima $6 \mu\text{m}$. I modi propri corrispondenti alle pulsazioni di risonanza sono riportati in Figura 5.4

5.1.2 Statore rigido, configurazione asimmetrica

Una seconda simulazione prevede statore, cuscinetto e collettore rigidi. Si vogliono confrontare le risposte armoniche del sistema rigido e flessibile al fine di valutare l'ipotesi di corpo rigido per lo statore.

La risposta armonica ad un'oscillazione imposta di $100 \mu\text{m}$ è riportata in Figura 5.6 e Figura 5.7.

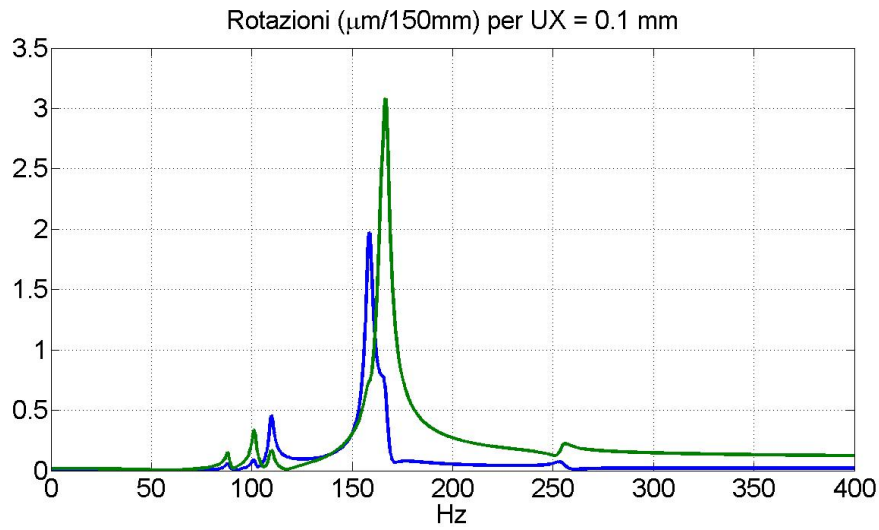


Figura 5.2: Ampiezze di oscillazione dell'estremità cuscano in risposta a spostamento imposto in direzione x , statore flessibile in configurazione asimmetrica.

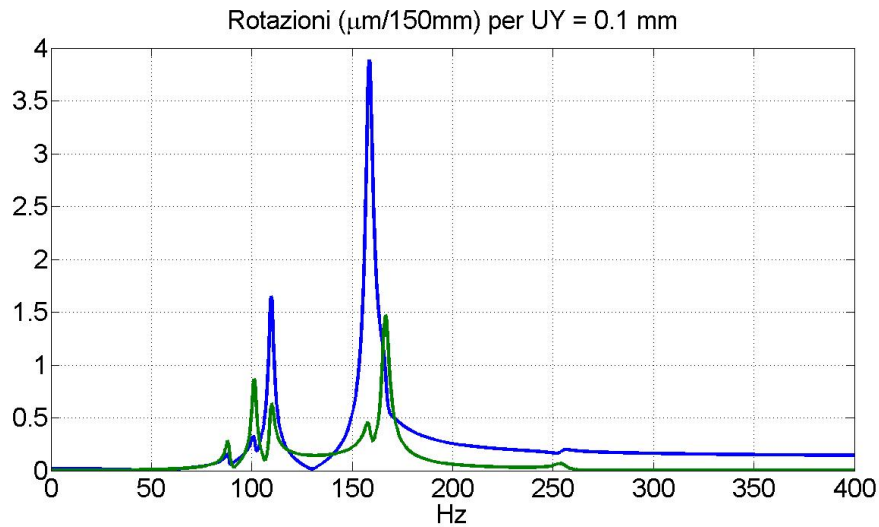


Figura 5.3: Ampiezze di oscillazione dell'estremità cuscano in risposta a spostamento imposto in direzione y , statore flessibile in configurazione asimmetrica.

Si hanno due picchi di risonanza attorno a 160 Hz e 110 Hz di ampiezza massima $3.8 \mu\text{m}$. I modi propri corrispondenti alle pulsazioni di risonanza sono riportati in Figura 5.8

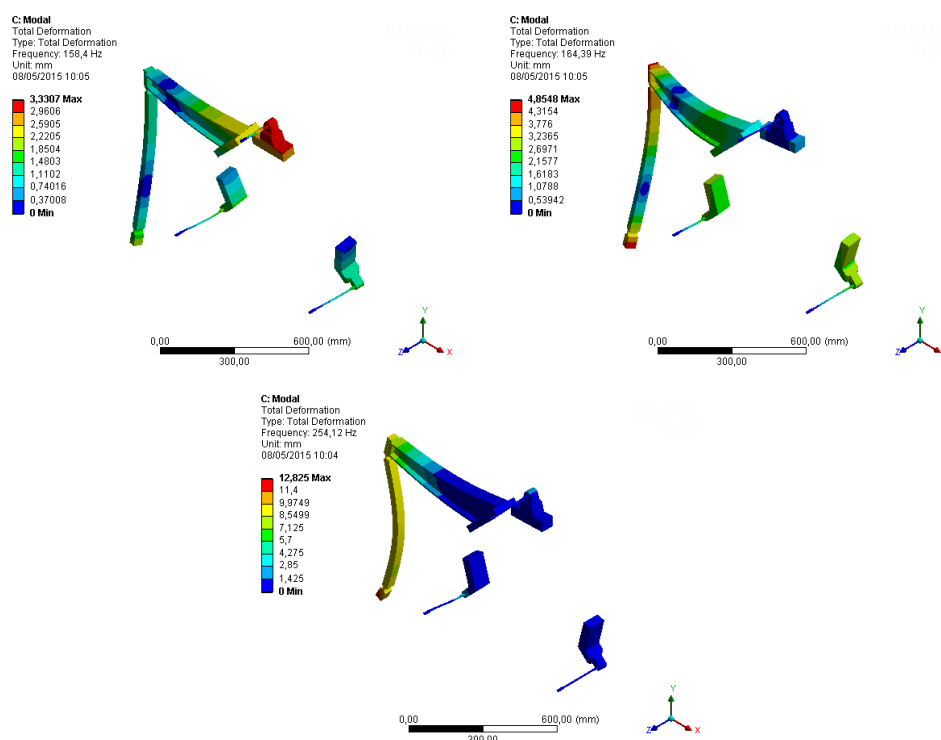


Figura 5.4: Rappresentazione dei modi propri alle frequenze di risonanza per lo statore flessibile in configurazione asimmetrica.

5.1.3 Statore rigido, configurazione simmetrica

Si modella il sistema in configurazione simmetrica: completamente rigido, ad eccezione di barre stabilizzatrici e braccio, e collettore soppresso. La principale conseguenza di questa modifica è l'avvicinamento del baricentro del sistema al centro geometrico dello statore.

La risposta armonica ad un'oscillazione imposta di $100\ \mu\text{m}$ è riportata in Figura 5.10 e Figura 5.11.

Si ottiene un picco di risonanza attorno a 160 Hz di ampiezza massima minore di $0,7\ \mu\text{m}$, decisamente inferiore a quella ottenuta con modello flessibile. Si osserva pertanto come un'asimmetria nella matrice di massa abbia un'elevata influenza sulla risposta armonica del sistema. Non essendo ancora completamente definita la geometria del collettore, che è in pratica l'unico elemento che può modificare sensibilmente la posizione del baricentro del

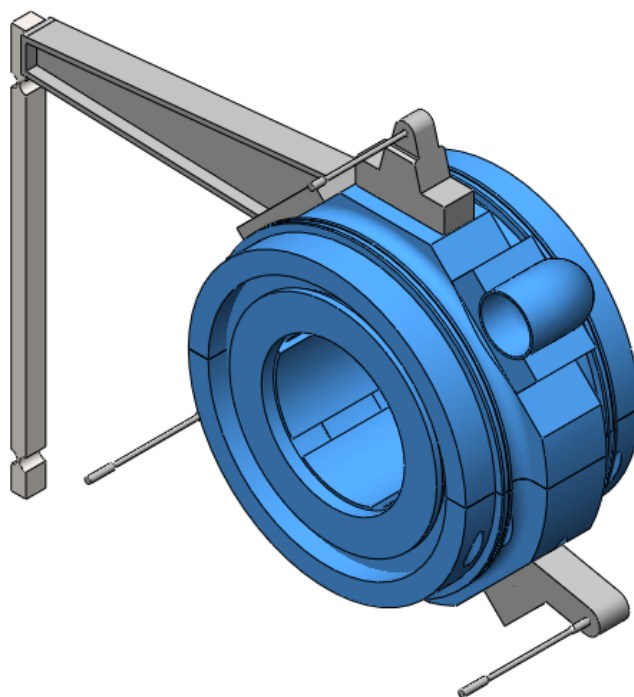


Figura 5.5: Modello con statore, cuscinetto e collettore rigidi.

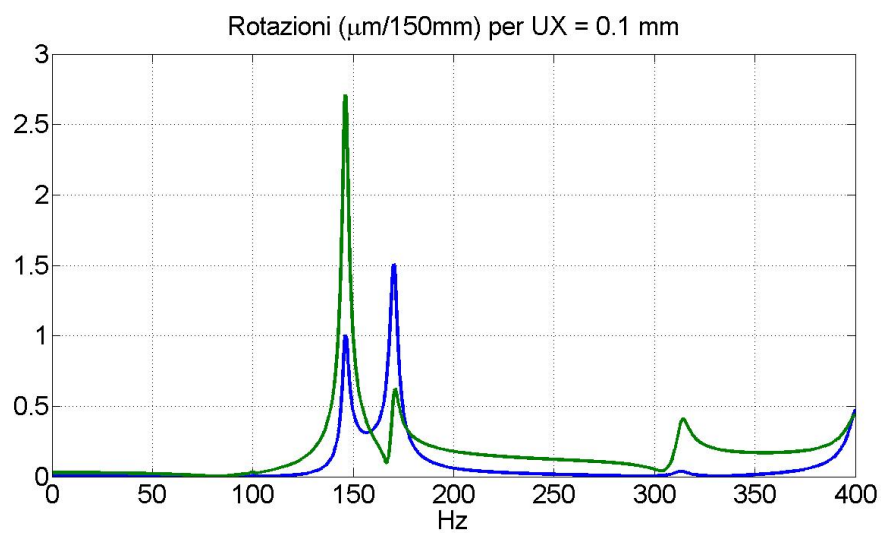


Figura 5.6: Ampiezze di oscillazione dell'estremità cuscinetto in risposta a spostamento imposto in direzione x , statore rigido in configurazione asimmetrica.

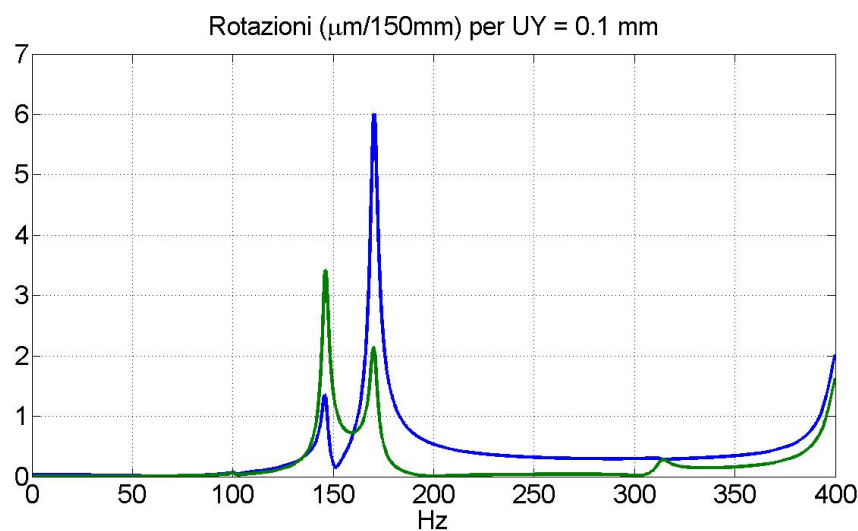


Figura 5.7: Ampiezze di oscillazione dell'estremità cuscinio in risposta a spostamento imposto in direzione y , statore rigido in configurazione asimmetrica.

sistema, si consiglia una modifica nel disegno del collettore ed un'accurato ancoraggio del sistema di *piping* per l'afflusso del lubrificante.

5.1.4 Conclusioni sull'analisi preliminare

Dall'analisi effettuata è emersa una scarsa sensitività dei modi propri e delle frequenze di risonanza alla variazione della configurazione del modello.

In tutte le simulazioni condotte è emerso il disaccoppiamento tra spostamento dello statore e rotazione attorno all'asse: per spostamenti imposti pari a $100\ \mu\text{m}$ si hanno spostamenti alle estremità dovute alle rotazioni pari a $0,2\ \mu\text{m}$ e $6\ \mu\text{m}$ in condizioni di risonanza, dove il picco è tuttavia molto stretto.

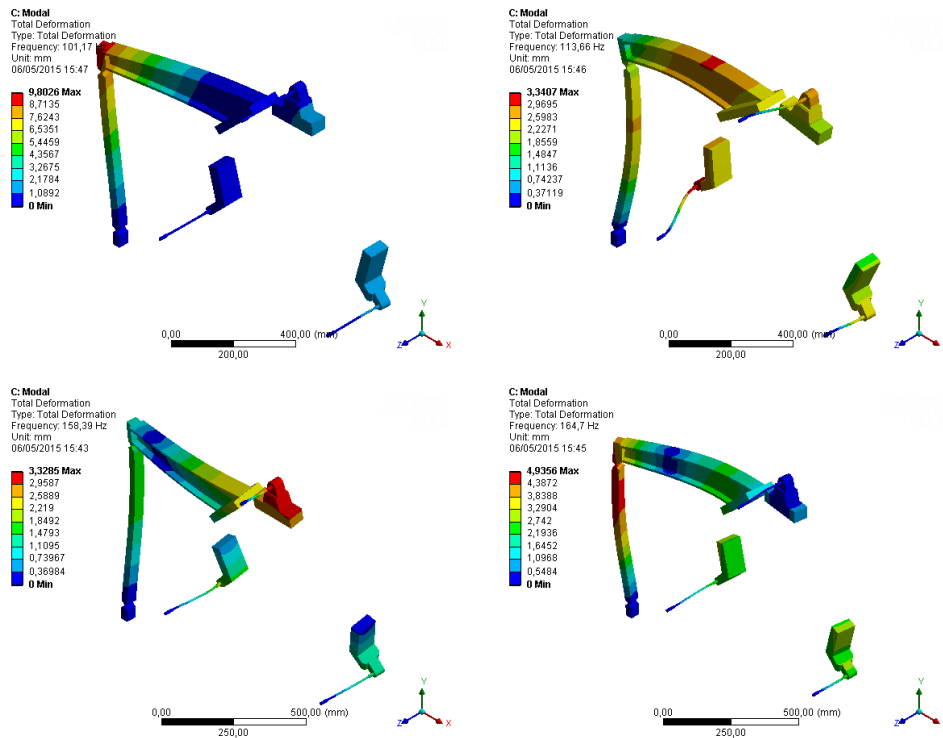


Figura 5.8: Rappresentazione dei modi propri alle frequenze di risonanza per lo statore rigido in configurazione asimmetrica.

5.2 Calcolo dei coefficienti per la configurazione base

Dopo aver mostrato l'analisi preliminare si procede con l'identificazione dei coefficienti tramite esperimento virtuale completo.

Nella configurazione base lo statore è in alluminio, rigido, con tre barre longitudinali e collettore in configurazione asimmetrica. Si utilizza la *baseline floating* e la correzione per la flessione del rotore (cfr. Capitolo 3.3).

In Figura 5.12 e Figura 5.13 è mostrato l'andamento delle rigidzze identificate tramite esperimento virtuale con statore in alluminio. Come è possibile osservare i risultati ottenuti per i coefficienti dinamici sono molto vicini ai dati forniti per il cuscinetto prova, in particolare l'errore massimo commesso è dell'ordine dei decimi percentuali ed è maggiore per i coefficienti incrociati.

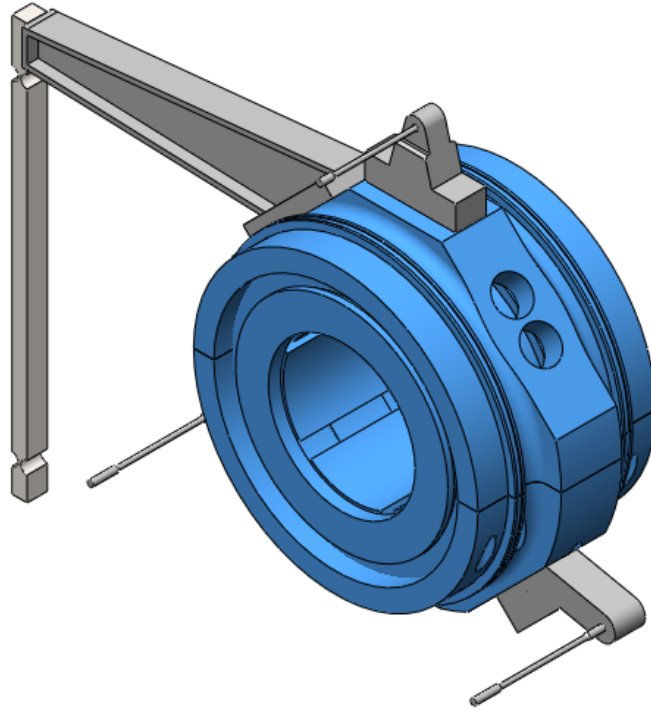


Figura 5.9: Modello con statore e cuscinetto rigidi, e collettore soppresso.

5.3 Variazione dei parametri e correzioni

5.3.1 Influenza del materiale e della simmetria sui coefficienti

Mantenendo lo statore rigido si va a modificarne il materiale, quindi massa e inerzia all'interno del modello *Workbench*, la configurazione del collettore del lubrificante ed il numero di barre stabilizzatrici.

La presenza del collettore influenza unicamente la matrice di massa, è stata infatti trascurata la forza necessaria per deviare la portata di lubrificante convogliato, calcolabile come:

$$R = \rho v^2 S = \rho \frac{Q^2}{S}$$

dove R è la reazione del collettore, Q è la portata e S è la sezione; sosti-

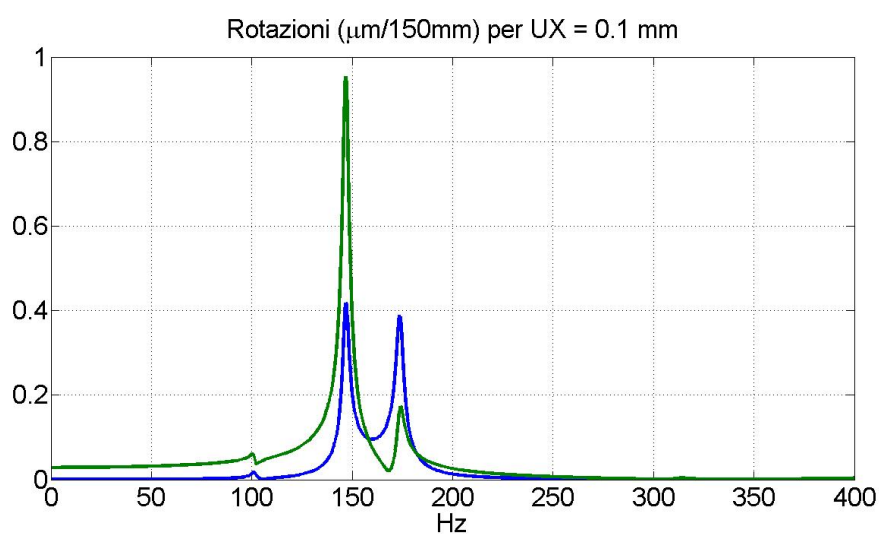


Figura 5.10: Ampiezze di oscillazione dell'estremità cuscinio in risposta a spostamento imposto in direzione x , statore rigido in configurazione simmetrica.

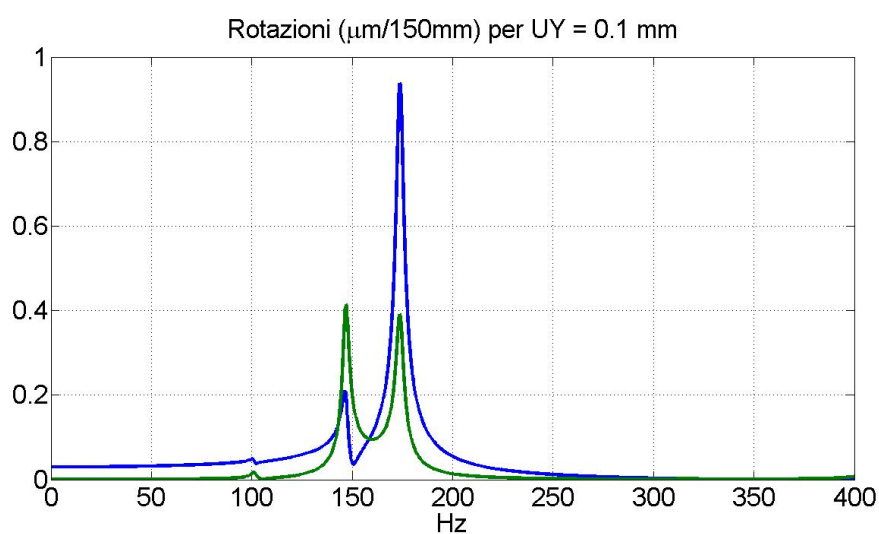


Figura 5.11: Ampiezze di oscillazione dell'estremità cuscinio in risposta a spostamento imposto in direzione y , statore rigido in configurazione simmetrica.

tuendo la portata massima elaborabile e la sezione si ottiene una reazione di 50 N, tale forza può essere esclusa dal conto azzerando le letture dei sensori dopo aver attivato il sistema idraulico di lubrificazione. In ogni caso si tratta

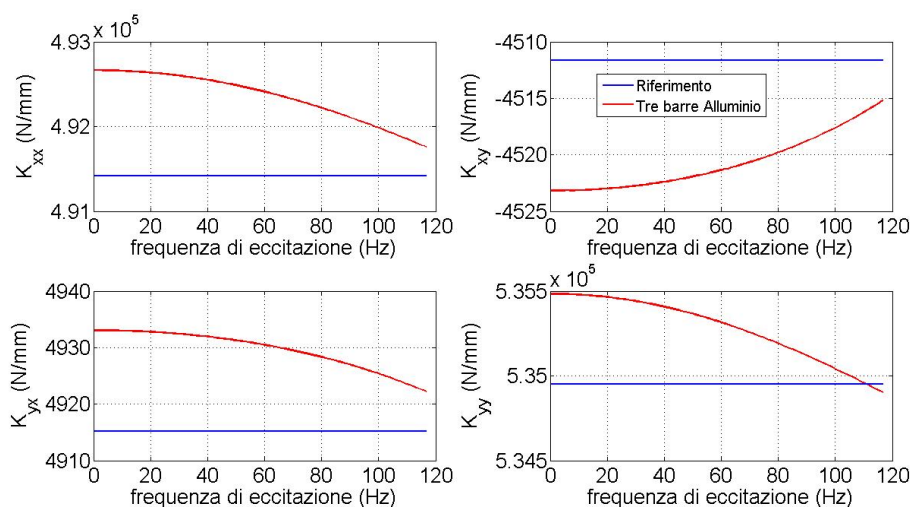


Figura 5.12: Rigidezze per statore in alluminio con tre barre longitudinali, asimmetrico.

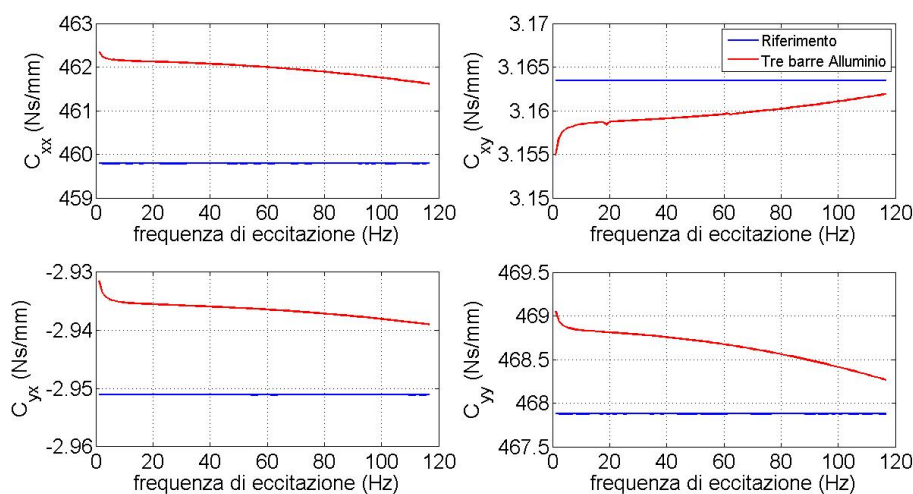


Figura 5.13: Smorzamenti per statore in alluminio con tre barre longitudinali, asimmetrico.

di una forza statica che non influenza il calcolo dei coefficienti dinamici.

In Figura 5.14 e Figura 5.15 sono rappresentati gli andamenti degli errori relativi percentuali delle rigidezze e degli smorzamenti rispetto alla configurazione asimmetrica in acciaio con tre barre stabilizzatrici. Come è possibile osservare, i coefficienti sono di fatto identici per le diverse configurazioni (sco-

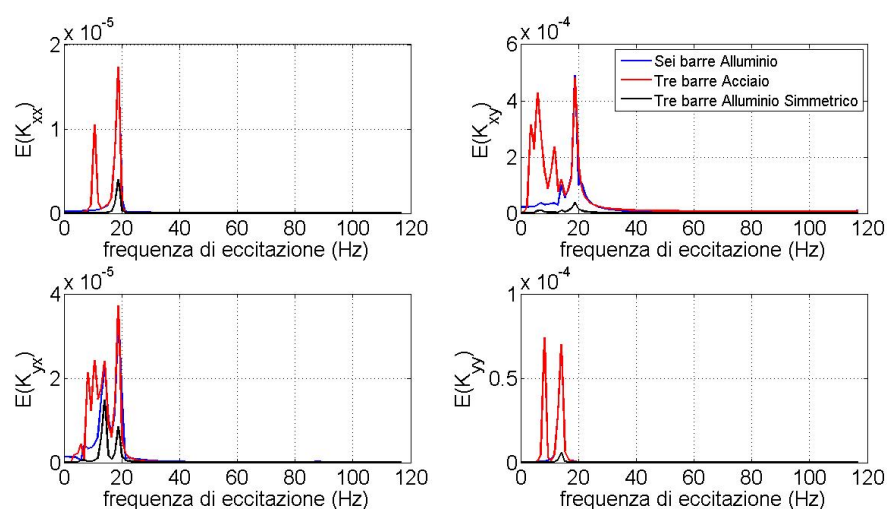


Figura 5.14: Andamento dell'errore percentuale sulle rigidezze rispetto alla configurazione asimmetrica a tre barre.

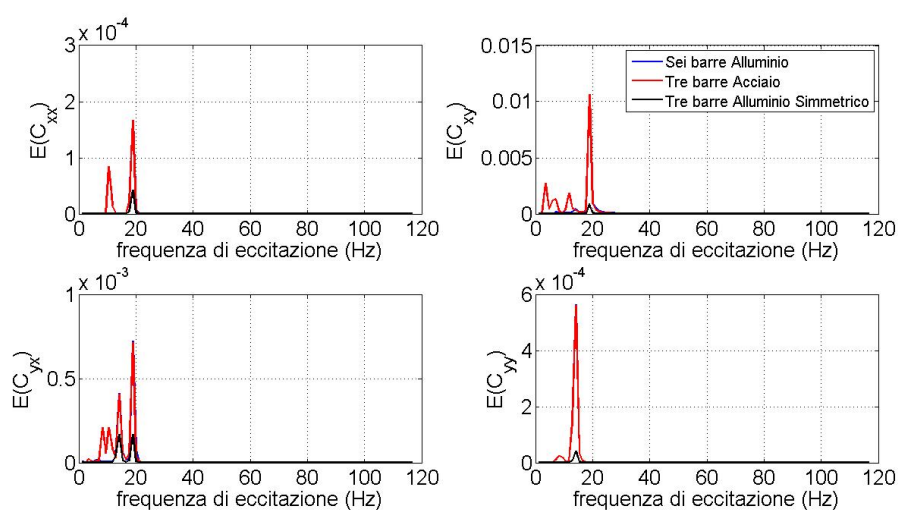


Figura 5.15: Andamento dell'errore percentuale sugli smorzamenti rispetto alla configurazione asimmetrica a tre barre.

stamento dalla configurazione asimmetrica a tre barre inferiore a 0,001% del valore atteso).

Dall'uguaglianza dei coefficienti identificati per modelli con matrice di massa e rigidezza differente è possibile dedurre l'efficacia della *base-line* (cfr. Capitolo 3.2) come correzione dei dati sperimentali. La *base-line* infatti,

per come è condotta, ha proprio lo scopo di annullare gli effetti di inerzia dello statore e le rigidità delle barre stabilizzatrici nel calcolo dei coefficienti rotordinamici.

Il fatto invece che l'esperimento dia risultati identici per la configurazione simmetrica ed asimmetrica è legato al modello utilizzato per il cuscinetto in prova. Tale modello prevede infatti che rotazioni e spostamenti non siano accoppiati (cfr. Capitolo 5.1.4), l'uguaglianza dei coefficienti quindi è un'ulteriore prova che il procedimento di calcolo ha funzionato correttamente.

5.3.2 Utilizzo di differenti *base-line*

Si vuole valutare l'efficacia delle due *base-line* mettendo a confronto i coefficienti identificati con i dati immessi per il cuscinetto di prova.

Le due *base-line* sono applicate al modello con statore rigido in alluminio, collettore simmetrico e sei barre stabilizzatrici.

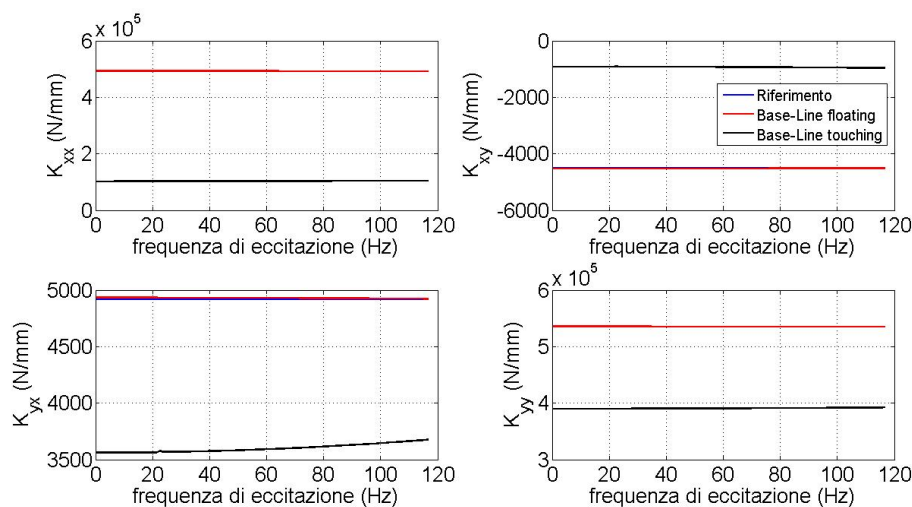


Figura 5.16: Andamento delle rigidità al variare della *base-line* utilizzata.

Come si può osservare dai risultati ottenuti in Figura 5.16 e Figura 5.17 la seconda *base-line* da luogo a errori non accettabili, i coefficienti identificati arrivano ad essere un terzo dei coefficienti reali. Ciò è dovuto al fatto che la rigidità del rotore è confrontabile con quella dello statore o comunque

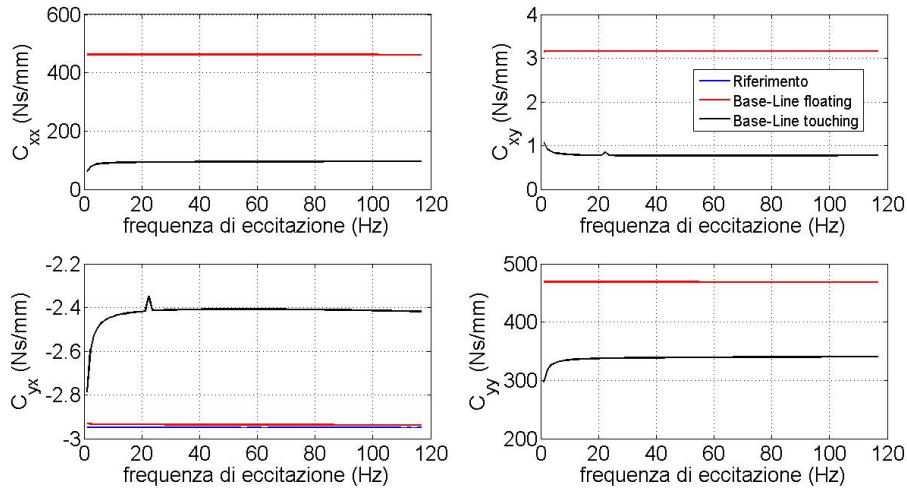


Figura 5.17: Andamento delle rigidezze al variare della *base-line* utilizzata.

degli *stinger*, pertanto la semplificazione $A_s = 0$ nell'espressione 3.5 non è applicabile.

La *base-line touching* non è quindi utilizzabile ai fini dell'identificazione dei coefficienti dinamici, non essendo ricavabili le matrici di impedenza legate alla rigidezza dello statore H_s e del rotore H_r .

5.3.3 Correzione della flessione

La correzione della flessione utilizzata per il rotore (cfr. Capitolo 3.3) suppone momento e curvatura costanti per il tratto di albero accoppiato al cuscinetto. La correzione alternativa prevede invece una flessione dovuta ad un carico concentrato in mezzzeria, l'impedenza verrà calcolata come

$$H_{rot} = \frac{12EJ_x}{(3L - z_p)z_p^2},$$

dove con H_{rot} è stata indicata l'impedenza legata alla flessione dell'albero, E e J_x sono rispettivamente il modulo di Joung e il momento di inerzia della sezione, L è la semilunghezza dell'albero e z_p è la distanza assiale dei *proximity* dal centro del rotore.

In Figura 5.18 e Figura 5.19 è riportato l'andamento degli errori relativi sui coefficienti identificati con correzione alternativa, correzione di base e senza correzione della flessione.

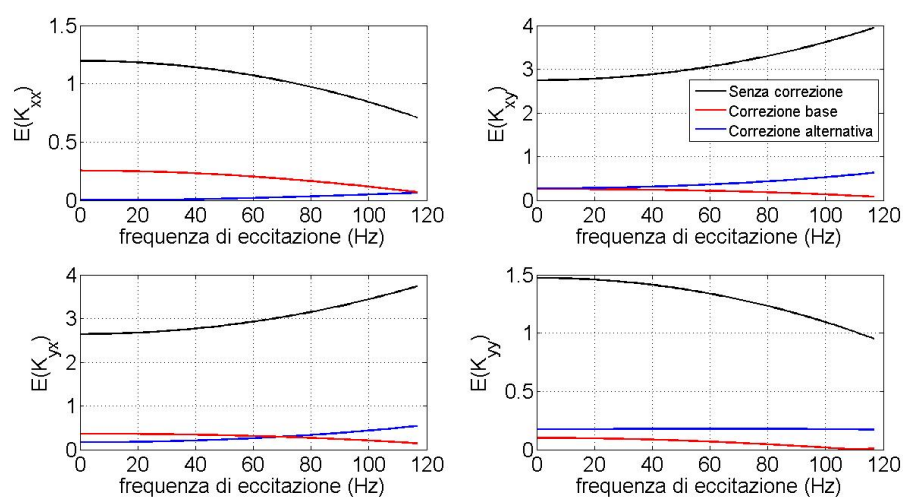


Figura 5.18: Andamento degli errori percentuali sulle rigidezze al variare della frequenza di eccitazione e della correzione a flessione.

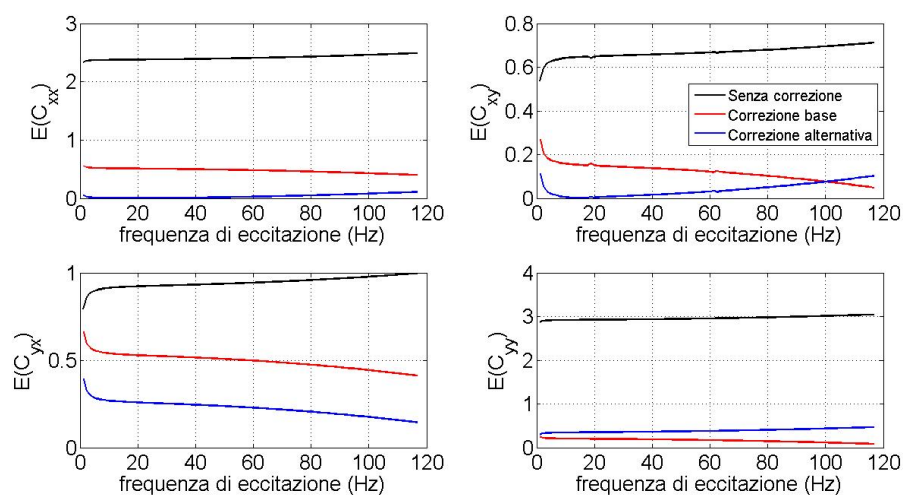


Figura 5.19: Andamento degli errori percentuali sugli smorzamenti al variare della frequenza di eccitazione e della correzione a flessione.

Lanciando il programma di simulazione senza correzione si ottengono errori dell'ordine delle unità percentuali, utilizzando invece la correzione di base o alternativa si ha errore massimo pari allo 0,6%, l'uso dell'una o dell'altra correzione non porta a sostanziali differenze nell'errore commesso.

Avendo corretto la flessione analiticamente e avendo considerato l'anello statorico perfettamente rigido, lo scostamento tra i valori attesi dei coefficienti dinamici e quelli identificati è da attribuire a una piccola deformazione di schiacciamento (ovalizzazione) del rotore. Tale ipotesi è validata dall'osservazioni dei coefficienti diretti della rigidezza, che risultano meglio approssimati in direzione x che in direzione y . Lo schiacciamento infatti si manifesta proprio in direzione y e è dovuto al fatto che le forze, sia statiche sia dinamiche, sono trasmesse prevalentemente dai pattini inferiori. Non considerarlo porta ad un errore nella stima degli spostamenti.

È possibile valutare l'entità dello schiacciamento tramite simulazione ad elementi finiti, tuttavia si ritiene la misura con correzione della flessione più che valida ai fini dell'identificazione dei coefficienti, pertanto si rimanda ad un eventuale studio futuro l'implementazione di un sistema di correzione dello schiacciamento.

5.3.4 Centraggio assiale del cuscinetto

Si vuole simulare l'effetto di uno scostamento del centro del cuscinetto rispetto al centro dello statore, ovvero un decentraggio in fase di montaggio.

Questo tipo di asimmetria è in grado di accoppiare i modi di vibrare traslatori con quelli rotazionali. Si vuole evitare il più possibile la presenza di questo accoppiamento perché i coefficienti dinamici angolari del cuscinetto di prova non sono misurabili con sufficiente precisione col nostro apparato di prova. L'accoppiamento con i moti angolari porterebbe a un deterioramento della misura sui moti traslatori.

Le prove sono state eseguite supponendo che un cuscinetto perfettamente simmetrico sia stato montato col centro spostato di una distanza lungo l'asse z . Al cuscinetto di prova si possono assegnare coefficienti dinamici

angolari proporzionali a quelli traslazionali. I grafici mostrano i risultati con coefficienti angolari pari a $H_{ang} = \frac{HL^2}{12}$ dove L è la lunghezza del cuscinetto.

Agendo sul parametro di decentraggio a è possibile stabilire se esiste un valore che rende gli errori sui coefficienti non accettabili.

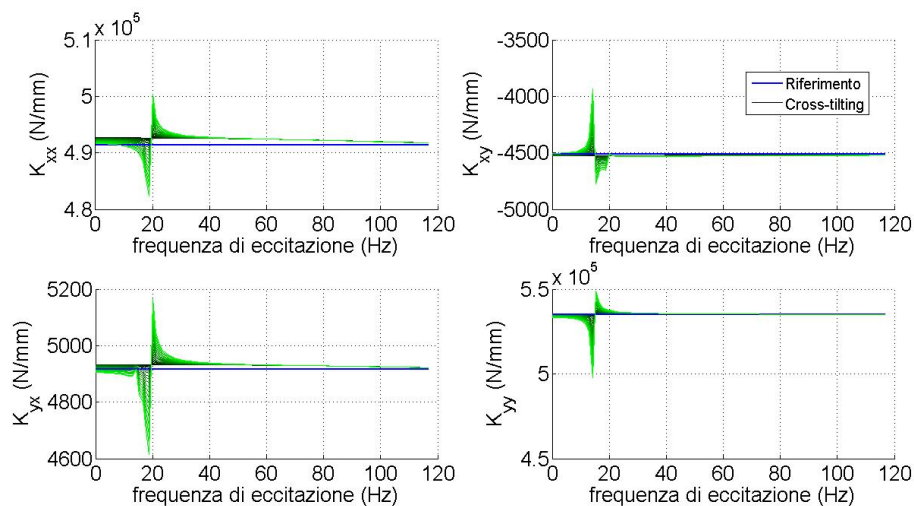


Figura 5.20: Andamento delle rigidezze al variare dell'errore di centraggio a .

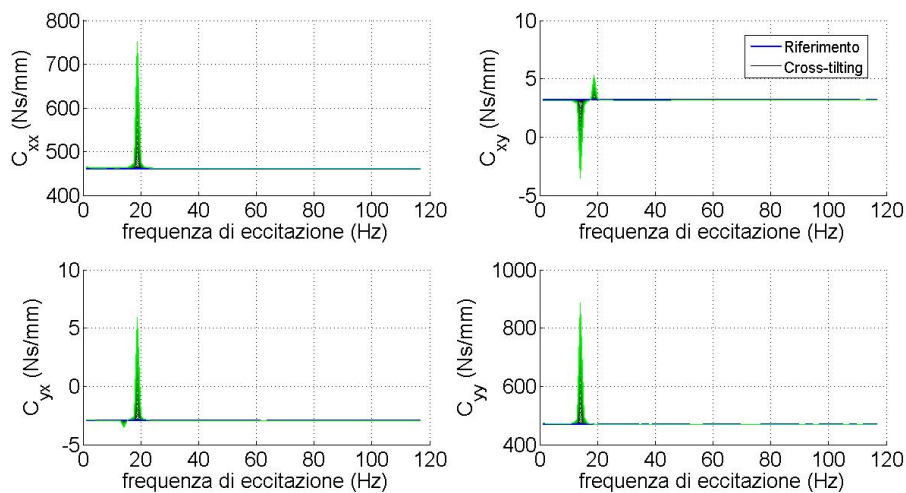


Figura 5.21: Andamento degli smorzamenti al variare dell'errore di centraggio a .

I grafici in Figura 5.20 e Figura 5.21 mostrano l'andamento dei coefficienti dinamici al variare della posizione del centro del cuscinio a (la tonalità di verde è proporzionale ad a , con colore chiaro per valori più alti), in particolare il valore massimo utilizzato è pari ad un decimo della semilunghezza del cuscinio stesso, ovvero circa 7 mm. È possibile osservare come la presenza di errore di centraggio del cuscinio in fase di montaggio non porti ad errori sensibilmente elevati se non in prossimità dei picchi di risonanza, i picchi sono posti a frequenze di circa 14 Hz e 19 Hz, sono molto stretti e tanto più alti quanto più è elevato a .

5.3.5 Flessibilità dello statore

Nelle simulazioni condotte fino ad ora si è supposto lo statore perfettamente rigido, quindi modellato in ANSYS come punto materiale avente massa e tensore di inerzia opportuno. Considerando la flessibilità dello statore i coefficienti identificati cambiano notevolmente presentando errori non accettabili.

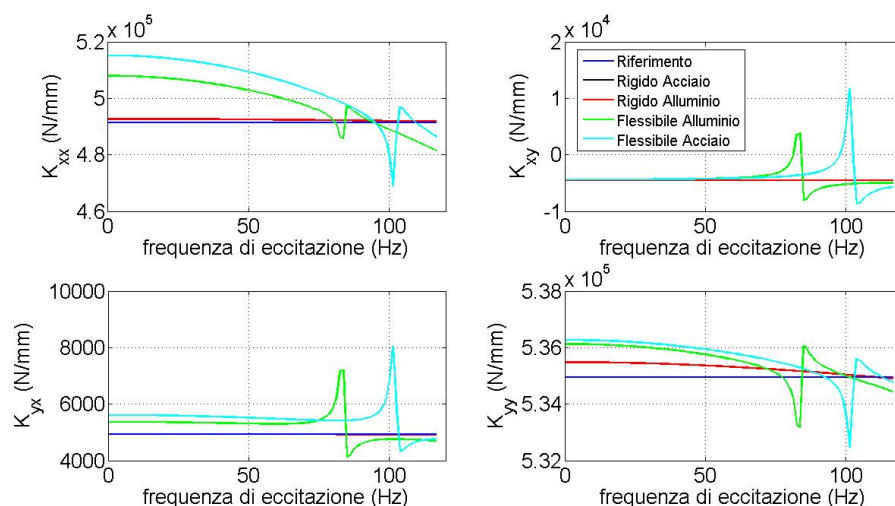


Figura 5.22: Andamento delle rigidezze per il modello con statore flessibile.

Volendo indagare sulle cause che portano a commettere errori sistematici così grandi sul modello si simula la flessibilità dello statore tramite ANSYS *Workbench*. In particolare è stato studiato il suo comportamento in risposta

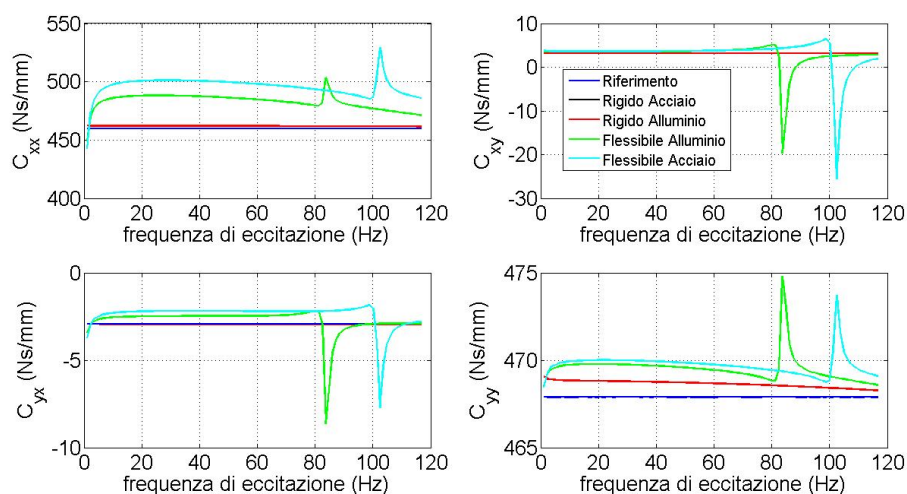


Figura 5.23: Andamento degli smorzamenti per il modello con statore flessibile.

a carichi nelle direzioni di eccitazione U e V , con attenzione allo spostamento dei punti in corrispondenza della posizione dei *proximity*.

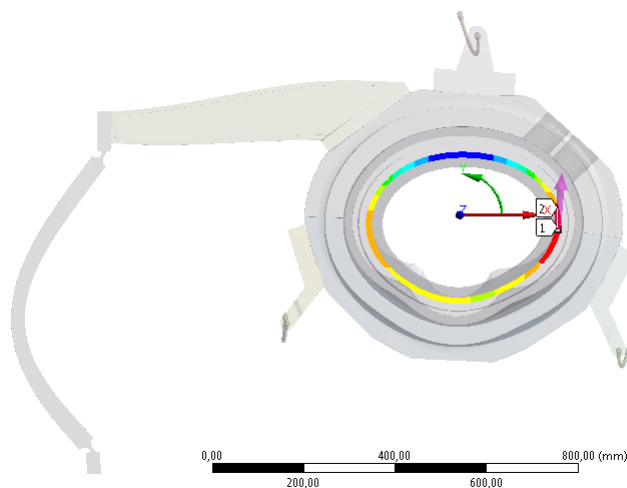


Figura 5.24: Rappresentazione dell'ovalizzazione dello statore caricato in direzione x .

Dai risultati, mostrati in Figura 5.24, si evince che non si tratta di una deformazione localizzata, ma di un'ovalizzazione dell'anello. Il centro dello statore si sposta poco rispetto ai punti di applicazione delle forze, perciò il

componente risulta molto rigido allo spostamento. Attorno al suo centro però l'anello si schiaccia. I sensori misurano le distanze radiali, particolarmente influenzate dalla deformazione dello statore ed evidenziate in Figura 5.25.

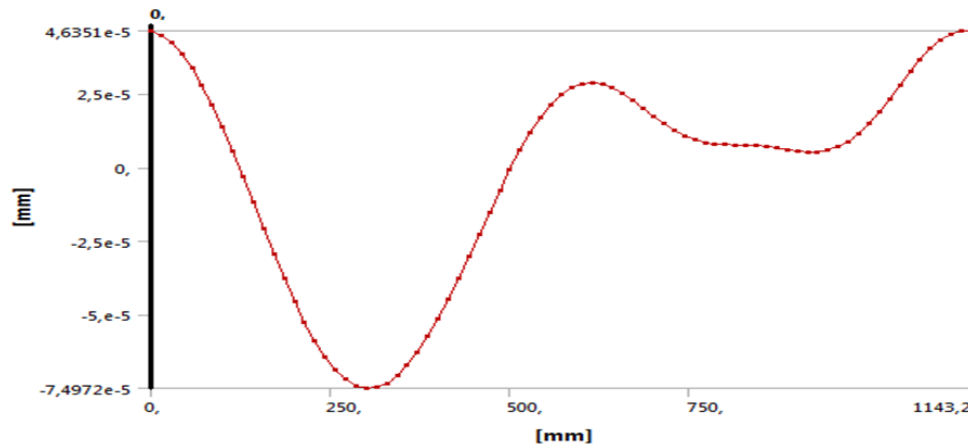


Figura 5.25: Andamento della deformazione radiale in funzione dell'ascissa curvilinea sulla circonferenza statorica.

L'ovalizzazione dovuta a carico in direzione x , ottenuto come risultante di un carico in direzione U ed un carico in direzione $-V$, viene interpretata come se fosse uno spostamento del centro in direzione delle x negative e quindi fa apparire la rigidità del cuscinetto di prova più elevata di come è in realtà. L'effetto in direzione y è invece molto più piccolo.

In questa simulazione la forza trasmessa dai perni dei cuscinetti è stata supposta uniformemente distribuita sulla parte interna dell'anello statorico.

Data la criticità del problema, sembra necessaria un'indagine più accurata.

5.4 Stima dell'intervallo di confidenza

Dopo aver stimato gli errori sistematici commessi dal sistema di identificazione si vuole stabilire quale sia l'effetto sui coefficienti rotordinamici degli errori di misura introdotti dai sensori.

Tramite i *datasheet* si stima lo scarto quadratico medio di ogni sensore e si va a lanciare l'esperimento virtuale sommando ad una sola misura (quindi

ad un solo sensore) il suo scarto quadratico. Sottraendo al valore identificato il coefficiente ottenuto tramite simulazione senza errore otteniamo l'errore commesso:

$$E_i = Q_e - Q,$$

dove con Q si indica il generico coefficiente rotordinamico ottenuto senza errori ai sensori; Q_e è il coefficiente dinamico ottenuto con la misura del sensore maggiorata del suo scarto quadratico medio; E_i è l'errore sul coefficiente Q dovuto all'imprecisione di misura del sensore i -esimo.

Ripetendo l'operazione per tutti i sensori è possibile ricavare una stima dell'intervallo di confidenza. Supponendo infatti che gli errori dei sensori siano indipendenti si trova l'errore quadratico medio complessivo:

$$E = \sqrt{\sum_i E_i^2}$$

L'errore dipende da ω , in quanto i valori di Q variano con ω .

È possibile così rappresentare l'intervallo di confidenza andando a sommare e sottrarre l'errore ottenuto ai coefficienti ricavati senza l'aggiunta di errori ai sensori.

In Figura 5.26 e Figura 5.27 sono rappresentati gli intervalli di confidenza di tutti i coefficienti dinamici. Per rappresentarli sono stati utilizzati gli errori ai sensori elencati in Tabella 5.1.

Sensore	Scarto quadratico
<i>Proximity</i>	0,1 μm
Accelerometri	1 g
Estensimetri Attuatori Dinamici	0,1 N
Estensimetri Attuatore Statico	0,1 N
Cella di carico Anti-Rollio	0,1 N

Tabella 5.1: Scarti quadratici medi per i singoli sensori

L'intervallo di confidenza ottenuto è accettabile per i coefficienti diretti, mentre risulta troppo grande per quelli incrociati. Va considerato però che questa stima dell'errore è relativa ad una sola coppia di prove. Si prevede

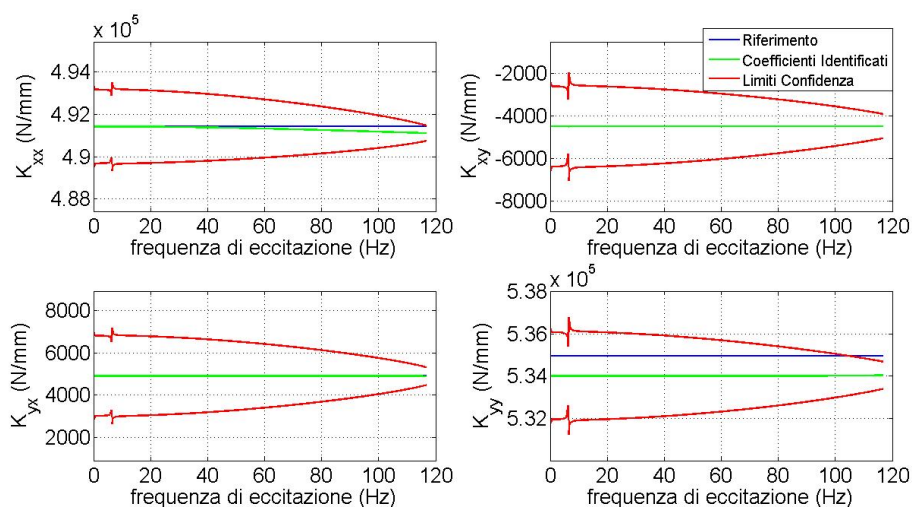


Figura 5.26: Andamento dei coefficienti di rigidezza con modello avente errori ai sensori.

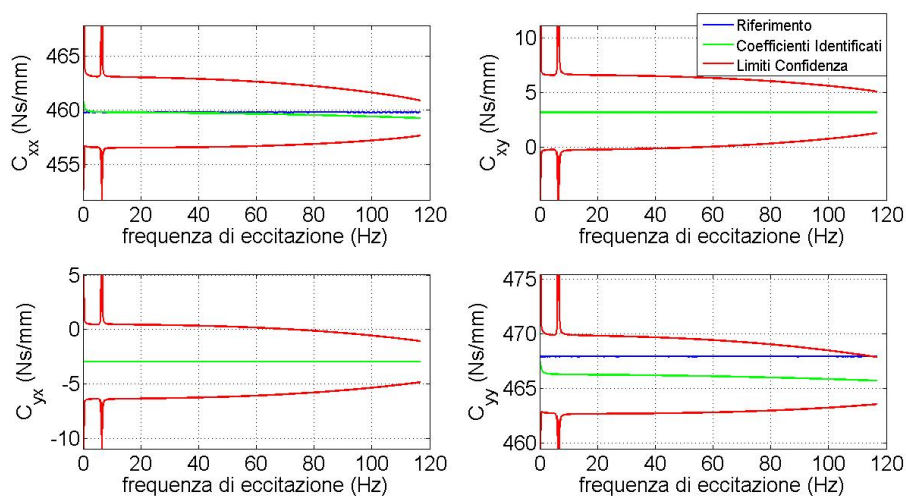


Figura 5.27: Andamento dei coefficienti di smorzamento con modello avente errori ai sensori.

di ripetere le prove N volte (qualche decina), riducendo così l'errore medio atteso di \sqrt{N} .

Capitolo 6

Conclusioni e sviluppi futuri

È stato implementato un modello capace di simulare il comportamento del banco prova e di identificare i coefficienti dinamici del cuscinetto in prova con errori sistematici inferiori allo 0,1%.

Le differenze tra valori reali e stimati di impedenza del cuscinetto sono dovute agli errori sistematici dell'esperimento, legati al limitato numero di grandezze misurate e alle semplificazioni introdotte nella *base-line*.

Dall'analisi dei dati raccolti tramite il sistema di simulazione è emersa una bassa sensitività alla variazione di inerzia e rigidità del sistema grazie alla buona correzione della *base-line*; tuttavia dall'analisi armonica si può osservare una sensibile riduzione dei picchi di risonanza all'aumentare della simmetria di forma del banco, è pertanto opportuno modificare la forma del collettore ed è consigliabile l'uso di sei barre stabilizzatrici invece di tre.

È risultata invece necessaria un'analisi accurata della flessibilità dei singoli componenti, con particolare attenzione alle deformazioni flessionali del rotore ed ovalizzazione dello statore. La flessione del rotore è stata corretta all'interno del modello, mentre per l'ovalizzazione dello statore è stata condotta un'indagine preliminare in grado di evidenziarne la criticità ma non di quantificare l'errore atteso. Il problema della flessibilità dello statore potrebbe essere attenuato con una modifica di progetto che lo renda più rigido alla deformazione di ovalizzazione.

La stima degli errori casuali ha prodotto un intervallo di confidenza ac-

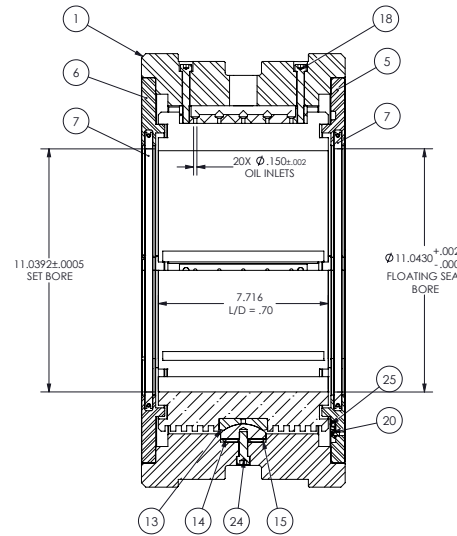
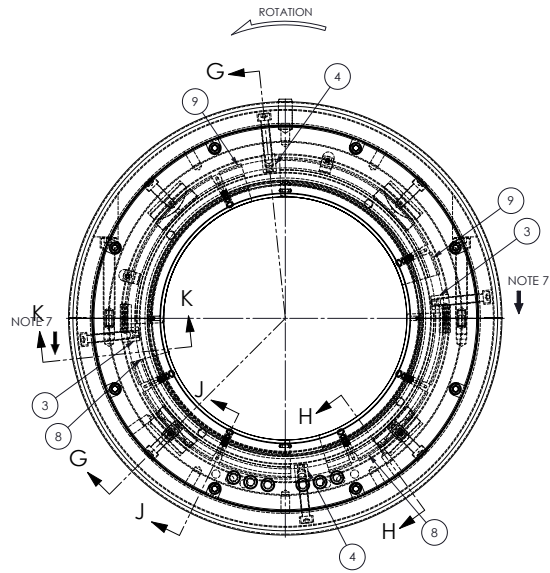
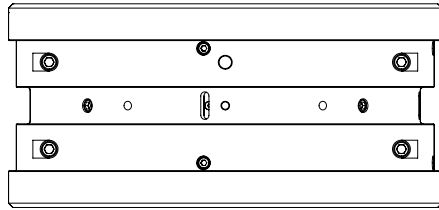
cettabile per i coefficienti diretti, mentre è risultato troppo ampio per quelli incrociati, è richiesto quindi uno studio più approfondito della propagazione degli errori e una valutazione del numero di prove.

Bibliografia

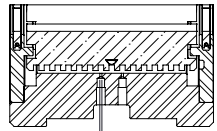
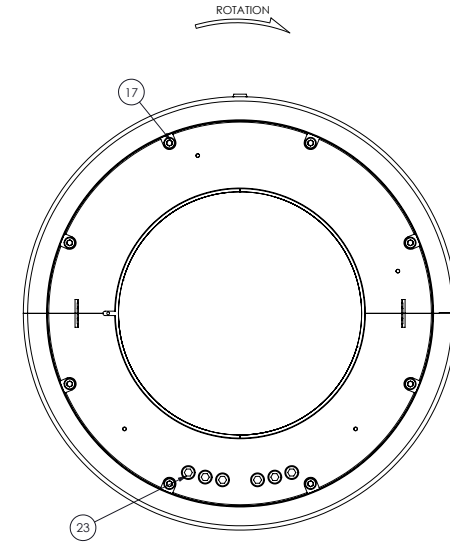
- [1] D. Childs, 1994. A Test Apparatus and Facility to Identify the Rotor-dynamic Coefficients of High-Speed Hydrostatic Bearings. *Journal of Tribology*, pp 337 – 343.
- [2] A. Grashem, 2006. Rotordynamic Coefficients Measurements for a High-Speed Flexure-Pivot Tilting-Pad Bearing. *DOI* : 10.1115/1.2179467.
- [3] P.Pennacchi, S.Chatterton, R.Ricci, A.Vania, 1994. Design of a test rig for tilting-pad journal bearings. *Futuroscope* pp 1 – 4.
- [4] M.Géradin, D.J.Rixen, 2015. Mechanical Vibrations. Theory and Application to Structural Dynamics. pp 67 – 100.
- [5] T.Dimond, A.Younan, P.Allaire, 2011. A Review of Tilting Pad Bearing Theory. *DOI* : 10.1155/2011/908469.
- [6] T.Dimond, P.N.Sheth, P. Allaire, M.He 2009. Identification methods and test results for tilting pad and fixed geometry journal bearing dynamic coefficients-A review. *DOI* : 0.3233.
- [7] M.Del Chiaro, 2014. Modellazione termoidrodinamica di cuscinetti a pattini oscillanti per turbomacchine. Tesi di laurea magistrale, Università di Pisa.

Appendice A

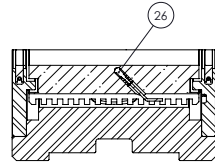
Cuscinetto Test



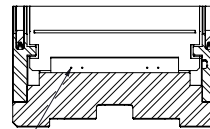
SECTION G-G



SECTION H-H



SECTION J-J



SECTION K-K

CONFIGURATION GEJB280M-T01-2

PROD. ORDER#	GENERAL TOLERANCE	ASSEMBLY	TITLE	REV	DATE
QTY:	ASSEMBLY	ASSEMBLY	Ø280mm ULTRA FLD JRNL BRG. 60%	REV	DATE
LINE ITEMS	ASSEMBLY	ASSEMBLY	Ø280mm ULTRA FLD JRNL BRG. 60%	REV	DATE
MATL:	ASSEMBLY	ASSEMBLY	Ø280mm ULTRA FLD JRNL BRG. 60%	REV	DATE
SIZE:	ASSEMBLY	ASSEMBLY	Ø280mm ULTRA FLD JRNL BRG. 60%	REV	DATE
OUTSOURCE:	ASSEMBLY	ASSEMBLY	Ø280mm ULTRA FLD JRNL BRG. 60%	REV	DATE
P.O.#	ASSEMBLY	ASSEMBLY	Ø280mm ULTRA FLD JRNL BRG. 60%	REV	DATE



Appendice B

Script MATLAB per l'elaborazione dei dati

B.1 Assemblaggio sottogruppi

```
function [K,S,nga,nsa,C,M] = assemble(...
    om,components,connections,mdofs,ms,options)
% Input:
%   om           : frequenza (pulsazione) di eccitazione o direttiva
%   components   : lista dei componenti meccanici in cui è stato
%                 suddiviso il sistema
%   connections  : lista delle connessioni fra i gdl dei componenti
%   mdofs        : gdl d'interfaccia per l'assieme
%   ms           : sensori master
%   options      : struttura contenente parametri che verranno ereditati
%                 dai singoli componenti
%
% Output:
%   om = 'size'
%       nga : numero di gdl dell'assieme
%       nsa : numero di equazioni dei sensori dell'assieme
%   om = 'KCM'
%       K : matrice di rigidezza dell'assieme
%       C : matrice di smorzamento viscoso dell'assieme
```

APPENDICE B. SCRIPT MATLAB PER L'ELABORAZIONE DEI DATI 58

```
%      M : matrice di inerzia dell'assieme
%      S : matrice dei sensori dell'assieme
%      om numerico
%      K : matrice di impedenza dell'assieme
%      S : matrice dei sensori dell'assieme
%
% Dettagli sugli argomenti
% -----
%      K: Matrice quadrata la cui dimensione nga corrisponde al numero di gdl
%      dell'assieme, uguale alla somma dei gdl dei componenti meno il numero
%      di connessioni indipendenti.
%
%      S: Matrice nsa*nga composta che rappresenta M sensori lineari,
%      concatenazione dei sensori lineari dei singoli componenti.
%
%      C, M: Matrici quadrata di smorzamento e impedenza.
%
%      om: Scalare. Quando è numerico è la pulsazione [rad/s]. Quando è una
%      stringa influenza l'output come indicato sopra.
%
%      components: Vettore contenente function handlers. A ogni componente è
%      associata una funzione che fornisce l'impedenza per una data frequenza om.
%      Per l'interfaccia vedi CFUN sotto.
%
%      connections: Matrice di 4 colonne. Ogni riga [c1 g1 c2 g2] rappresenta una
%      connessione fra il grado di libertà g1 del componente c1 e il grado di
%      libertà g2 del componente c2.
%
%      mdofs: Matrice di 2 colonne. Ogni riga [c g] individua un gdl master. I gdl
%      master compaiono nell'assieme nell'ordine indicato da mdofs, seguiti
%      dai rimanenti gdl (nell'ordine originario).
%
%      ms: Matrice di 2 colonne. Ogni riga [c g] individua un sensore master. I
%      sensori master compaiono nell'assieme nell'ordine indicato da ms,
%      seguiti dai rimanenti sensori (nell'ordine originario).
%
%      options: Struttura per passare parametri aggiuntivi da passare ai componenti.
if nargin<5, ms = zeros(0,2); end
if nargin<6, options = struct; end
```

APPENDICE B. SCRIPT MATLAB PER L'ELABORAZIONE DEI DATI 59

```
if isempty(ms), ms = zeros(0,2); end
nc = numel(components);
nt = size(connections,1);
ngc = zeros(1,nc); % num gdl di ogni componente
nsc = zeros(1,nc); % num sensori di ogni componente
for i = 1:nc
    [~,~,ngc(i),nsc(i)] = components{i}('size',options);
end
offg = [0 cumsum(ngc(1:end-1))]; % component offset gdl index
offs = [0 cumsum(nsc(1:end-1))]; % component offset sensor index
nsa = sum(nsc);
map = 1:sum(ngc); % mappa da gdl componente a gdl assieme
for i = 1:nt
    kdof = offg(connections(i,1))+connections(i,2); % gdl tenuti
    edof = offg(connections(i,3))+connections(i,4); % gdl eliminati
    map(map==edof) = map(kdof);
end
% cmap: mappa per condensazione gdl assieme
cmap = (1:sum(ngc))-cumsum(hist(map,1:sum(ngc))==0);
map = cmap(map); % mappa dopo condensazione
nga = cmap(end); % num gdl assieme
ma = map(offg(mdofs(:,1))+mdofs(:,2));
sl = setdiff(1:nga,ma);
if numel(ma)+numel(sl)~=nga
    error(errid('DependentMdofs'),'Master DOFs must be independent.');
```

```
end
mmap([ma sl]) = 1:nga;
map = mmap(map);
% smap: mappa per riordinamento sensori
ma = offs(ms(:,1))+ms(:,2);
sl = setdiff(1:nsa,ma);
smap = [ma sl];

K = sparse(nga,nga);
C = sparse(nga,nga);
M = sparse(nga,nga);
S = sparse(nsa,nga);
if ischar(om)
    switch om
```

APPENDICE B. SCRIPT MATLAB PER L'ELABORAZIONE DEI DATI60

```
case 'size'
case 'kcm'
    for i = 1:nc
        j = map(offg(i)+(1:ngc(i)));
        k = offs(i)+(1:nsc(i));
        [Kc,Sc,~,~,Cc,Mc] = components{i}('kcm',options);
        K(j,j) = K(j,j)+Kc;
        C(j,j) = C(j,j)+Cc;
        M(j,j) = M(j,j)+Mc;
        S(k,j) = Sc;
    end
    S = S(smap,:);
otherwise
    error(errid('UnknownRequest'),'Unknown request. ');
end
else
    for i = 1:nc
        j = map(offg(i)+(1:ngc(i)));
        k = offs(i)+(1:nsc(i));
        [Kc,Sc] = components{i}(om,options);
        K(j,j) = K(j,j)+Kc;
        S(k,j) = Sc;
    end
    S = S(smap,:);
end
```

B.2 Funzione Esperimento Virtuale

```
function res = virtual_experiment(ome,options,action,displ_control)
% Input:
%   ome           : frequenze di eccitazione [rad/s]
%   options       : struttura contenente parametri che verranno ereditati
%                  dai singoli componenti
%   action        : forze o spostamenti agli attuatori, a seconda del tipo
%                  di controllo
%   displ_control : tipo di controllo degli attuatori
%
% Output:
```

APPENDICE B. SCRIPT MATLAB PER L'ELABORAZIONE DEI DATI 61

```
% res          : struttura contenente tutti i risultati dell'esperimento
%              virtuale
%
% Dettagli sugli argomenti
% -----
% ome: Vettore riga con le frequenze di eccitazione in rad/s.
%
% action:Forze di eccitazione (comuni a tutte le frequenze) se ~displ_control,
% altrimenti spostamenti di eccitazione.
%
% displ_control: Forze di eccitazione (comuni a tutte le frequenze) se
% ~displ_control, altrimenti spostamenti di eccitazione.
%
% res: Struttura scalare i cui campi sono array 3d. La terza dimensione
% corrisponde alla frequenza di eccitazione.
%
% options: Struttura scalare. Campi:
%   -Om : velocità di rotazione [rad/s]
%   hysteretic_damping : applicato su tutti i componenti tranne il
%   rotore e i cuscinetti a rulli (e il test article)
%   -ta_name : nome del test_article (componente intercambiabile), i
%   nomi possibili dipendono da comp_test_article
%   -shaft_name : nome del rotore (componente intercambiabile), i nomi
%   possibili dipendono da comp_inter_shaft
%   -shaft_localdef : false (default) implica che le deformazioni locali
%   del rotore sono incluse nel test article e quindi escluse dal
%   rotore
%   -housing_name : nome dello statore (componente intercambiabile), i
%   nomi possibili dipendono da comp_inter_housing
%   -housing_density : per i modelli con anello statorico rigido
%   permette di decidere il materiale
%   -hose_present : per i modelli con anello statorico rigido indica la
%   presenza del collettore asimmetrico
%   -nrods : usato internamente per tenere il conto del numero di aste
%   stabilizzatrici (3 o 6)
%   -rolling_friction : coefficiente di attrito di rotolamento usato per
%   il comportamento dinamico dei cuscinetti a rulli
%   -ta_tilting : indica se includere nel modello una stima della
%   rigidezza angolare del test article
```


APPENDICE B. SCRIPT MATLAB PER L'ELABORAZIONE DEI DATI62

```
if nargin<4, displ_control = false; end
opt = options;
gp = global_parameters;
dyn = 1; % actual_sensors: default
[K,S,ng,ns,C,M] = comp_test_rig('kcm',opt);
opt.ta_name = 'bl_floating';
[K0,S0,ng0,ns0,C0,M0] = comp_test_rig('kcm',opt);
opt.ta_name = 'bl_touching';
opt.shaft_localdef = true;
opt.Om = 0;
opt = options;
[Kta,Sta,ngta,nsta,Cta,Mta] = comp_test_article('kcm',opt);
res = init_res;

for i = 1:numel(ome)
    om = ome(i);
    % impedenze dei test (tutti i gdl)
    HH = K+1i*om*C-om^2*M;
    HH0 = K0+1i*om*C0-om^2*M0;
    % impedenza test article vera
    Hta = Kta+1i*om*Cta-om^2*Mta;
    Ha = full(Hta(1:2,1:2));
    % test
    b = zeros(ng,2);
    c = false(ng,1);
    b(1:2,:) = action;
    c(1:2) = displ_control;
    [u,f] = clinsolve(HH,b,c);
    s = S*u;
    ss = sensor_resultants*actual_sensors(dyn)*s;
    sa = true_resultants*s;
    U = ss(1:2,:);
    F = ss(7:8,:);
    A = ss(13:14,:);
    Ua = sa(1:2,:);
    Fa = sa(7:8,:);
    Aa = sa(13:14,:);
    % test bl0
    b = zeros(ng0,2);
```

APPENDICE B. SCRIPT MATLAB PER L'ELABORAZIONE DEI DATI63

```
c = false (ng0,1);
b(1:2,:) = .01*eye(2);
c(1:2) = true;
[u0,f0] = clinsolve(HH0,b,c);
s0 = S0*u0;
ss0 = sensor_resultants*actual_sensors(dyn)*s0;
sa0 = true_resultants*s0;
U0 = ss0(1:2,:);
F0 = ss0(7:8,:);
A0 = ss0(13:14,:);
Ua0 = sa0(1:2,:);
Fa0 = sa0(7:8,:);
Aa0 = sa0(13:14,:);
H = F/U;
H0 = F0/U0;
Hm = (F-H0*A)/U;
% Correzione per flessione albero
Hf = 4*gp.steel.young*(pi*gp.r^4/4)/gp.prox1_z^2/gp.bearing_z*eye(2);
Uc = U-Hf\F;
Hc = inv(inv(Hm)-inv(Hf));

res = update_res;
end
end

function res = init_res
ff = res_fields;
for i = 1:numel(ff)
    f = ff{i};
    res.(f) = [];
end
end

function r = update_res(res)
ff = res_fields;
for i = 1:numel(ff)
    f = ff{i};
    r.(f) = evalin('caller',sprintf('cat(3,res.%s,%s)',f,f));
end
end
```

```

end

function ff = res_fields
ff = {'om', 'Ha', ...
      'u', 'f', 's', 'ss', 'sa', 'U', 'F', 'A', 'Ua', 'Fa', 'Aa', ...
      'u0', 'f0', 's0', 'ss0', 'sa0', 'U0', 'F0', 'A0', 'Ua0', 'Fa0', 'Aa0', ...
      'H', 'H0', 'Hf', 'Hm', 'Hc', 'Uc'};
end

```

B.3 Identificazione dei coefficienti dinamici

```

rpm = linspace(0,7000,100);
freq = rpm/60;
om = rpm/60*2*pi;
gp = global_parameters;
options = struct;
options.shaft_name = 'cms_shaft';
options.housing_name = 'cms_housing_3rods';
options.housing_density = gp.alu.rho;
options.hose_present = 1;
options.ta_tilting = 1;
options.ta_cross_tilting = 0;
options.hysteretic_damping = .02;
options.rolling_friction = .0018;
options.Om = 7000/60*2*pi;
ral = virtual_experiment(om,options,1000*eye(2));

figure(1)
subplot(2,2,1)
plot(...
      freq,real(squeeze(ral.Hc(1,1,:)).'), 'r',... %rigido alluminio asimmetrico
      freq,real(squeeze(ral.Ha(1,1,:)).'), 'b',... %dati test article
      'linewidth',2)
grid on
ylabel('K_{xx}')
xlabel('frequenza di eccitazione (Hz)')

subplot(2,2,2)

```

APPENDICE B. SCRIPT MATLAB PER L'ELABORAZIONE DEI DATI 65

```
plot(...
    freq,real(squeeze(ral.Ha(1,2,:)).'), 'b',...
    freq,real(squeeze(ral.Hc(1,2,:)).'), 'r',...
    'linewidth',2)
grid on
ylabel('K_{xy}')
xlabel('frequenza di eccitazione (Hz)')
h_legend=legend('Test Article','Tre barre Alluminio');
set(h_legend,'FontSize',15);

subplot(2,2,3)
plot(...
    freq,real(squeeze(ral.Hc(2,1,:)).'), 'r',...
    freq,real(squeeze(ral.Ha(2,1,:)).'), 'b',...
    'linewidth',2)
grid on
ylabel('K_{yx}')
xlabel('frequenza di eccitazione (Hz)')

subplot(2,2,4)
plot(...
    freq,real(squeeze(ral.Hc(2,2,:)).'), 'r',...
    freq,real(squeeze(ral.Ha(2,2,:)).'), 'b',...
    'linewidth',2)
grid on
ylabel('K_{yy}')
xlabel('frequenza di eccitazione (Hz)')

figure(2)
subplot(2,2,1)
plot(...
    freq,imag(squeeze(ral.Hc(1,1,:)).') ./om, 'r',...
    freq,imag(squeeze(ral.Ha(1,1,:)).') ./om, 'b',...
    'linewidth',2)
grid on
ylabel('C_{xx}')
xlabel('frequenza di eccitazione (Hz)')

subplot(2,2,2)
```

APPENDICE B. SCRIPT MATLAB PER L'ELABORAZIONE DEI DATI 66

```
plot(...
    freq, imag(squeeze(ral.Ha(1,2,:)).') ./ om, 'b', ...
    freq, imag(squeeze(ral.Hc(1,2,:)).') ./ om, 'r', ...
    'linewidth', 2)
grid on
ylabel('C_{xy}')
xlabel('frequenza di eccitazione (Hz)')
h_legend=legend('Test Article', 'Tre barre Alluminio');
set(h_legend, 'FontSize', 15);

subplot(2,2,3)
plot(...
    freq, imag(squeeze(ral.Hc(2,1,:)).') ./ om, 'r', ...
    freq, imag(squeeze(ral.Ha(2,1,:)).') ./ om, 'b', ...
    'linewidth', 2)
grid on
ylabel('C_{yx}')
xlabel('frequenza di eccitazione (Hz)')

subplot(2,2,4)
plot(...
    freq, imag(squeeze(ral.Hc(2,2,:)).') ./ om, 'r', ...
    freq, imag(squeeze(ral.Ha(2,2,:)).') ./ om, 'b', ...
    'linewidth', 2)
grid on
ylabel('C_{yy}')
xlabel('frequenza di eccitazione (Hz)')
```

Appendice C

Datasheet dei sensori

C.1 Accelerometri

PiezoStar® Accelerometer

Type 8703A..., 8705A...

General Purpose, Voltage Mode Accelerometers

The Type 8703A and 8705A are small, light weight accelerometers for shock and vibration measurements for rapidly changing temperature conditions. The Type 8703A... and 8705A... are available in two measuring ranges, 50 g and 250 g, with or without integral ground isolation. These accelerometers feature a rugged, hermetically sealed construction.

- IEPE voltage mode
- Unique PiezoStar sensing element
- -65 ... 330 °F operation
- Ultra-low temperature sensitivity
- 0.5 Hz ... 10 kHz (±5 %) frequency range
- Low base strain sensitivity
- Lightweight, hermetically sealed
- Conforming to CE

Description

The side connector Type 8703A... and top connector accelerometer Type 8705A... utilizes Kistler's unique PiezoStar seismic element that provides both wide operating frequency and ultra low temperature coefficient of sensitivity of 0.002 %/°F.

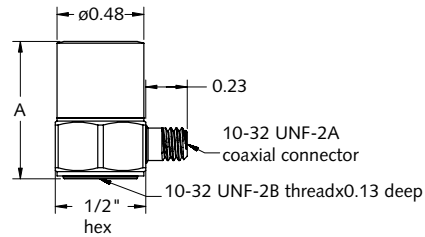
The accelerometer family operates from -65 ... 330 °F and exhibits low thermal sensitivity low base strain and low transverse sensitivity minimizing measurement errors.

An internal Piezotron® impedance converter circuit converts the charge developed in the PiezoStar seismic element during shock or vibration into a voltage output. In addition to the ultra-low thermal sensitivity, PiezoStar accelerometers provide excellent long-term stability and repeatability.

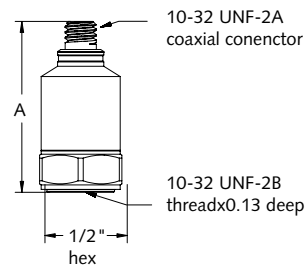
The accelerometer family is available in ground isolated versions (indicated with M1 suffix). All units are hermetically sealed and are constructed entirely of titanium or a combination of titanium and stainless steel.

Application

The Type 8703A... and 8705A... are designed for rapidly changing temperature conditions, shock and vibration measurements. General applications include: Environmental Testing (ESS) Product Acceptance/Qualification Testing, Powertrain/Automotive NVH and Aviation Testing.



Dim	Type 8703A50M1	8703A50M5/M8	8703A250M1	8703A250M5
A	0.80	0.76	0.67	0.63



Dim	Type 8705A50M1	8705A50M5	8705A250M1	8705A250M5
A	0.97	0.96	0.84	0.82

8703A_000-557a-08.09

C.2 Sensori di prossimità

Hersteller-Prüfzertifikat

Manufacturer Inspection

Produktgruppe <i>series</i>			
Auftraggeber <i>customer</i>	Luchsinger		
Gegenstand <i>object</i>	Bezeichnung <i>name of item</i>		Seriennummer <i>serial number</i>
Elektronik <i>electronics</i>	DT3300		14076996
Anpassungsplatine <i>Adaption board</i>	EA3200- ES08/180(101)M-EC6-		9836
Sensor <i>sensor</i>	ES08/180(101)		15011
Sensorkabel <i>sensor cable</i>	EC6		1873
Messobjekt, Material <i>target material</i>	KM-shaft	ferromagnetisch / ferromagnetic	
Messbereich <i>range</i>	0.800		

Linearität *linearity* 0.207 in %

Temperatur Stabilität
temperatur stability 0.004 in % d.M. /°C

Dieses Hersteller-Prüfzertifikat darf nur vollständig und unverändert weiterverarbeitet werden.

This manufacturer inspection certificate may not be reproduced other than in full except.

Das aufgeführte Messsystem wurde unter Beachtung eines nach DIN EN ISO 9001:2008 zertifizierten Qualitätsmanagementsystem kalibriert. Die verwendeten Messmittel werden regelmäßig kalibriert und können auf Normale der Physikalisch Technischen Bundesanstalt (PTB) oder anderer nationaler Institute zur Darstellung der physikalischen Einheiten in Übereinstimmung mit dem internationalen Einheitensystem (SI) rückgeführt werden.

The mentioned measuring system was calibrated in compliance with an accredited quality management system which has been certified to DIN EN ISO 9001:2008. The used measuring devices are regularly calibrated and traceable through reference standards that are compared to national standards maintained by the Physikalisch Technischen Bundesanstalt (PTB) or other recognised national standard laboratories in accordance to the international Unity System.

Dieser Prüfbericht gilt für die angegebene Systemzusammenstellung in der Prüfumgebung und Standard-Einbau des Sensors.
This Test Report is valid for the reported system configuration at test environment and standard mounting of sensor.

Datum der Prüfung
date of inspection 2015-01-14

Zitzelsberger