# POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

Progettazione di un banco prova per la caratterizzazione dinamica e termica di anelli O-ring



### **Relatore:**

Prof. Federico Colombo

## **Co-relatori:**

Prof. Vladimir Viktorov

Prof. Terenziano Raparelli

Prof. Andrea Trivella

Ing. Luigi Lentini

**Candidato:** 

Pietro Forte

# Sommario

| ntroduzione1                                     |
|--|
| Capitolo 12                                      |
| Stato dell'arte e letteratura2                   |
| 1.1 Caratterizzazione dinamica e metodologie2    |
| <b>1.2 Risultati</b>                             |
| <b>1.3 Modello adimensionale</b> 17              |
| 20 Capitolo 2                                    |
| Progettazione                                    |
| 2.1 Progettazione dei componenti del banco prova |
| <b>2.1.1 Shaker</b>                              |
| 2.1.2 Sensori di spostamento capacitivi22        |
| <b>2.1.3</b> Alberi non rotanti                  |
| <b>2.1.4 Housing</b>                             |
| <b>2.1.5 Anelli O-ring</b>                       |
| <b>2.2.6 Coperchi</b>                            |
| <b>2.1.7 Upper base</b>                          |
| <b>2.1.8 Bottom base</b>                         |
| <b>2.1.9 Foil superiore</b>                      |
| 2.1.10 Foil inferiore                            |
| 2.1.11 Mensola porta sonde                       |

| 2.1.12 Flange                     | 41 |
|-----------------------------------|----|
| 2.1.13 Basamento                  | 42 |
| 2.1.13 Staffa                     | 44 |
| 2.2 Montaggio ed assiemi          | 46 |
| Capitolo 3                        | 49 |
| Analisi dinamica                  | 49 |
| 3.1 Metodo indiretto              | 49 |
| 3.2 Dati sperimentali             | 53 |
| 3.3 Risultati ed analisi dinamica | 55 |
| Capitolo 4                        | 62 |
| Assemblaggio e conclusioni        |    |
| 4.1 Montaggio componenti          | 62 |
| 4.2 Acquisizioni                  |    |
| 4.3 Risultati e conclusioni       |    |
| Bibliografia                      | 71 |

# Introduzione

In questo lavoro di tesi ci si è posti come obiettivo quello di progettare un banco prova che permettesse di operare test dinamici e termici per la caratterizzazione delle proprietà dinamiche di anelli O-ring.

È stato necessario pensare ad una struttura utilizzabile sia al di fuori che all'interno di un forno da laboratorio, pertanto tutti i pezzi progettati e realizzati sono intercambiabili a seconda delle due situazioni appena elencate.

Occorre tener presente che, nonostante presentino dimensioni contenute, costi ridotti e facile reperimento, gli anelli O-ring sono uno dei componenti di più largo consumo ed utilizzo in ambito meccanico ed industriale, in quanto ricoprono un ruolo di rilevante importanza sia come sistema di guarnizione e di tenuta, che come sistema di sospensione e smorzamento per alberi rotanti.

Nello specifico, in questo lavoro di tesi gli anelli sono stati considerati per la loro applicazione come sospensione per alberi, pertanto l'obiettivo è stato quello di fornire strumenti da utilizzare in futuro per capire come variano le caratteristiche di rigidezza e smorzamento degli O-rings in funzione di diversi parametri come la durezza Shore del materiale, la frequenza di eccitazione, le dimensioni degli stessi anelli e la temperatura di applicazione.

# Stato dell'arte e letteratura

Gli anelli O-ring in elastomero sono utilizzati in molteplici applicazioni, in particolare sono molto utili come sistemi di smorzamento per alberi rotanti su cuscinetti a gas, che possono subire fenomeni di rotazione instabile [1]. Lo stesso sistema di supporto è usato per il controllo della torsione di alberi di turbomacchine e di quelli di sistemi di trasmissione di potenza. Sistemi di smorzamento esterno richiedono l'utilizzo di boccole flessibili, pertanto queste possono essere sostituite da film elastici o da anelli elastomerici [2].

A tal proposito, l'utilizzo di anelli O-ring come supporto è suggerito in funzione della loro semplicità di montaggio ed impiego, delle caratteristiche di rigidezza e smorzamento e della mancanza di sigillanti o fluidi lubrificanti.

Questo tipo di anelli è costituito da mescole di gomma ad alta temperatura ed è caratterizzato in termini di rigidezza e coefficiente di smorzamento in relazione a diverse frequenze di eccitazione, come dimostrato da diversi studi ed articoli.

### 1.1 Caratterizzazione dinamica e metodologie

Gli alberi rotanti su cuscinetti ad aria possono presentare una particolare propensione alla flessione ed oscillazione instabile [1]. Un metodo efficace per contrastare questo problema è quello di introdurre dello smorzamento dall'esterno attraverso l'utilizzo di boccole e cuscinetti supportati per mezzo di anelli O-ring [1]. Per questo motivo, è importante prevedere il comportamento dinamico di tali anelli soggetti a diverse frequenze di eccitazione durante il loro utilizzo; a tale scopo, sono stati sviluppati diversi modelli ad elementi finiti per studiare la risposta di questo tipo di sistemi soggetti a carichi di tipo statico, tuttavia la caratterizzazione sperimentale è fondamentale se si vuole stimare la velocità di rotazione limite e la conseguente oscillazione, quando gli anelli O-ring sono utilizzati come sistema di smorzamento e supporto [1].

Molteplici sono i fattori che influenzano il comportamento degli anelli in questione: la temperatura di esercizio, l'ampiezza e la frequenza dell'eccitazione, il precarico applicato, il materiale e la dimensione dell'anello stesso [2].

A tal proposito, è importante reperire modelli predittivi delle caratteristiche dinamiche di smorzamento e rigidezza degli anelli, in funzione dei fattori appena evidenziati, in particolar modo, è necessario identificare quali di questi fattori sono quelli che maggiormente influenzano il comportamento degli O-rings nelle loro applicazioni [2].

Per effettuare gli studi necessari alla caratterizzazione di questi supporti, sono stati sviluppati diversi banchi prova, in modo tale da variare la temperatura dell'applicazione, oltre alla frequenza della sollecitazione.

In letteratura è possibile trovare due metodologie per lo studio delle caratteristiche degli anelli Oring: il metodo indiretto, denominato anche metodo a massa risonante, ed il metodo diretto. Nel primo metodo, l'anello viene compresso tra l'albero e la boccola, collegata all'alloggiamento (housing), in maniera tale da poter misurare gli spostamenti dei due elementi che contengono l'anello, senza l'utilizzo di misuratori di forza [2]. Questo metodo, solitamente, viene usato in combinazione con un sistema computerizzato di acquisizione ed analisi di dati; di particolare interesse risultano essere gli effetti di temperatura ed ampiezza e frequenza delle vibrazioni, che possono causare una variazione di rigidezza e smorzamento, come si evince da diversi studi presenti in letteratura.

In sostanza, questa metodologia prevede l'uso di una coppia di anelli O-ring a supporto di un albero ad asse orizzontale, montato su uno shaker elettromagnetico in modo tale da formare un sistema massa-molla-smorzatore ad un solo grado di libertà in moto verticale.

In figura 1 è possibile osservare un esempio di banco prova che impiega il metodo indiretto per la caratterizzazione degli anelli O-ring. Una coppia di tali anelli è utilizzata per sostenere una massa non rotante su di uno shaker elettromagnetico, in modo tale che la massa e gli anelli costituiscano un sistema smorzato ad un grado di libertà, in direzione verticale [4].

Quando il banco viene sollecitato nei pressi della frequenza di risonanza del sistema massa-anelli, il moto relativo registrato attraverso gli anelli è una amplificazione del moto del tavolo elettromagnetico, e si può osservare uno sfasamento attraverso gli anelli O-ring dell'ordine di 90 gradi [4].

3

Attraverso il rapporto delle ampiezze e degli angoli di sfasamento misurati dai segnali degli accelerometri ad una determinata frequenza e noto il valore della massa supportata, è possibile misurare i valori di rigidezza e smorzamento forniti dagli anelli elastici [4].

Inoltre, l'ampiezza del moto degli anelli in direzione verticale è misurata attraverso un sensore di spostamento di tipo capacitivo.

Per poter ottenere test di tipo termico, è stata progettata una copertura isolata termicamente, ed il controllo del valore della temperatura è stato ottenuto mediante la fornitura di aria calda o fredda a seconda delle esigenze, in combinazione con una serie di termocoppie disposte in diversi punti del banco prova [4].



Figura 1-banco prova [4]

In figura 2 è possibile osservare un secondo esempio di banco prova progettato secondo il metodo a massa risonante.



Figura 2-banco prova [2]

Anche in questa situazione si vede una massa non rotante supportata da due anelli O-ring, tenuti in posizione nell'housing per mezzo di coperchi intercambiabili [2].

L'housing è direttamente montato su di uno shaker elettromagnetico, dunque la massa e gli anelli formano un sistema ad un grado di libertà, eccitato in direzione verticale dallo shaker stesso [2].

Vengono misurati gli spostamenti dell'housing e della massa non rotante attraverso due sensori di spostamento capacitivi, grazie ai quali è possibile valutare la rigidezza ed il coefficiente di smorzamento degli anelli al variare della frequenza di eccitazione [2].

In questo particolare caso, si è visto che le misurazioni più accurate si ottengono variando la frequenza di eccitazione in modo tale da ottenere uno sfasamento angolare tra l'housing e la massa in un intervallo compreso tra 15 e 165 gradi; per far ciò, la massa supportata è stata variata in un range tra 5.3 e 42.5 grammi, ottenendo così un intervallo di frequenze di eccitazione compreso tra 1500 e 3750 Hz [2].

Inoltre, per quanto riguarda l'ampiezza delle oscillazioni misurate attraverso gli anelli, è suggerito in letteratura un valore di 0,5 µm costante per tutto il range di frequenze impiegate nei test [2].

L'ampiezza dell'eccitazione è calcolata secondo la seguente formula, valida per due segnali sinusoidali che presentano diversa ampiezza ma frequenza identica:

$$A_{0-ring} = 2\sqrt{A_1^2 + A_2^2 - 2A_1A_2\cos(\Delta\varphi)} \quad (1.1)$$

dove  $\Delta \varphi$  è la differenza di fase tra massa sospesa ed housing,  $A_{O-ring}$  è l'ampiezza degli O-ring,  $A_I$  è l'ampiezza dell'housing ed  $A_2$  quella della massa supportata [2].

La rigidezza ed il coefficiente di smorzamento sono calcolati come segue:

$$\frac{k_1}{m\omega^2} = \frac{\alpha(\alpha - \cos(\Delta\varphi))}{1 + \alpha(\alpha - 2\cos(\Delta\varphi))} \quad (1.2)$$
$$\frac{c}{m\omega} = \frac{\alpha\sin(\Delta\varphi)}{1 + \alpha(\alpha - 2\cos(\Delta\varphi))} \quad (1.3)$$

dove k<sub>1</sub> è la rigidezza e *c* il coefficiente di smorzamento della coppia di anelli, *m* è la massa sospesa,  $\omega$  è la pulsazione angolare dell'eccitazione ed  $\alpha$  è data dal rapporto A<sub>2</sub>/A<sub>1</sub>[2].

In figura 3 è possibile vedere un ulteriore esempio di banco prova per la caratterizzazione degli anelli. Anche in questo caso gli elastomeri costituiscono due rigidezze e due smorzatori in parallelo, e gli anelli sono montati tra l'housing esterno ed il supporto interno che lavora come un cuscinetto [9].

I segnali d'onda in entrata ed in uscita sono misurati mediante due sensori di spostamento a laser, e l'housing è montato direttamente sullo shaker; anche in questo caso il range di frequenze utilizzato varia tra 0.5 e 4 kHz [9].



Figura 3 [9]

Al contrario, il secondo metodo, quello diretto, prevede la misurazione diretta della forza effettiva trasmessa all'anello O-ring, per mezzo di una cella di carico posizionata tra il supporto ed il banco fisso. In entrambe le situazioni, lo spostamento viene imposto alla boccola per mezzo di uno shaker che aziona uno stinger agente direttamente sulla massa sospesa, e tale spostamento è rilevato da sensori montati sul supporto [1].

In letteratura, è consigliata una precompressione degli anelli, di ampiezza micrometrica, affinchè il comportamento dei supporti possa essere assunto come lineare; gli anelli vengono schiacciati tra la boccola e l'albero di una quantità definita squeeze, rappresentata come segue:

$$S = [1 - \frac{(Di - De)}{2\Phi}]100 \quad (1.4)$$

dove  $\Phi$  è la sezione diametrale dell'anello, mentre  $D_i$  e  $D_e$  sono rispettivamente il diametro interno della boccola ed il diametro esterno dell'albero [1].

Si cerca di ottenere la funzione di trasferimento attraverso il rapporto F(t)/x(t) in funzione del tempo per diverse frequenze [1]. In questa maniera si esprime la funzione di trasferimento come segue:

$$\frac{F(s)}{x(s)} = cs + k \quad (1.5)$$

dove k è la rigidezza, c il fattore di smorzamento del sistema ed s la variabile complessa di Laplace, definiti con le seguenti equazioni [1]:

$$k(\omega) = Re\left(\frac{F(j\omega)}{x(j\omega)}\right) \quad (1.6)$$
$$c(\omega) = \frac{1}{\omega} Im\left(\frac{F(j\omega)}{x(j\omega)}\right) \quad (1.7)$$

Di particolare importanza è lo studio delle caratteristiche dinamiche degli anelli in questione al variare della temperatura di esercizio.

Si è visto che a basse temperature gli elastomeri presentano un rilassamento ridotto ed un alto valore del modulo elastico, mentre al crescere della temperatura il rilassamento è più rapido ed il modulo elastico presenta un valore inferiore di diversi ordini di grandezza [6].

Occorre far attenzione alla temperatura di transizione vetrosa, dove la velocità di rilassamento è massima e gli anelli cambiano il proprio comportamento da quello elastomerico a quello vetroso; pertanto questa temperatura è spesso presa in considerazione come temperatura di riferimento nell'applicazione degli O-rings [6]. Da diversi studi in letteratura è emerso che la rigidezza degli anelli aumenta alle alte frequenze e basse temperature, mentre il valore del coefficiente di smorzamento raggiunge il suo massimo in prossimità della temperatura di transizione vetrosa [6].

L'aumento della temperatura di esercizio può inoltre provocare la scissione delle catene e dei legami polimerici propri degli anelli, portando il materiale ad una perdita di peso con conseguente degradazione delle proprietà meccaniche e dinamiche [8].

Tuttavia, gli anelli in questione sono noti per la loro resistenza all'ossidazione termica, chimica ed allo stress meccanico, tanto è vero che sono spesso impiegati in sistemi idraulici per evitare perdite di liquidi e gas; infatti, spesso accade che gli O-rings siano esposti ad ambienti chimicamente difficili, ad alte temperature, con la presenza di sostanze liquide, gassose e con elevati stress meccanici: tutto ciò può provocare una evidente diminuzione delle proprietà sigillanti degli anelli, oltre al decadimento delle caratteristiche di rigidezza e smorzamento degli stessi [8].

L'entità di questo tipo di degradazione può essere influenzata dall'azione dello stress di compressione sugli anelli e dall'aumento della temperatura dell'ambiente di esercizio.

A tal proposito, uno dei materiali più utilizzati e più economici è costituito dall'NBR (Nitrilebutadiene rubber), il quale presenta elevata resistenza agli oli, basso tasso di abrasione, buona lavorabilità ed elevata resistenza alla compressione [11].

Questo tipo di materiale è largamente utilizzato come guarnizione sigillante, tuttavia sotto determinate condizioni operative e termiche si può assistere ad un decadimento delle caratteristiche sopra citate: si può riscontrare un effetto di indurimento ed irrigidimento, a delle crepe e delle cricche sulla superficie degli anelli, così come ad una perdita di colore [11].

L'ossidazione termica può provocare un cambiamento nei legami chimici del materiale in questione, oltre ad una perdita di flessibilità ed un effetto di rilassamento da stress che inficiano le caratteristiche dinamiche degli anelli O-ring. Questo è dovuto al fatto che un incremento della temperatura di esercizio determina un aumento della mobilità delle catene chimiche, nonché un effetto di depolimerizzazione all'interno del materiale stesso; il tutto è amplificato in condizioni di elevato stress meccanico sugli anelli [11].

8

Approfondire lo studio delle caratteristiche dinamiche degli anelli O-ring è importante anche quando questi ultimi sono utilizzati come sigillanti e guarnizioni in sistemi in cui vi è un moto alternativo tra due elementi, ad esempio nel caso del sistema cilindro-pistone. Questo tipo di movimenti può far ruotare o deformare gli anelli [7].

Solitamente, nelle diverse applicazioni, si assiste ad un movimento assiale reciproco di ampiezza relativamente grande, quando l'attuatore si muove da una posizione di equilibrio ad un'altra; tuttavia, soprattutto nei sistemi di controllo a risposta rapida, si assiste a fluttuazioni ad alta frequenza e bassa ampiezza attorno alla posizione di equilibrio dell'attuatore, e ciò implica un movimento reciproco degli anelli di ampiezza molto piccola, la quale può influenzare in larga misura le caratteristiche dinamiche degli stessi anelli O-ring [7].

Anche in questo tipo di applicazioni, il valore di squeeze radiale sopra citato riveste una grande importanza nella determinazione dei valori di rigidezza e coefficiente di smorzamento degli O-rings [7].

### 1.2 Risultati

Da studi precedenti è risultato evidente che le misure più affidabili per la rigidezza ed il coefficiente di smorzamento sono ottenute solo quando la fase della risposta in frequenza tra la massa sospesa ed il sistema di supporto oscilla in un range di 15-165 gradi [2].

Inoltre, si è visto come in prossimità della frequenza propria del banco prova, vi sia un picco dell'ampiezza ed un brusco cambiamento della fase [1].

Si è osservato sperimentalmente che al crescere della frequenza di eccitazione ed all'aumentare del valore dello squeeze S consegue un aumento del valore della rigidezza k degli O-rings, mentre il valore del coefficiente di smorzamento c degli anelli diminuisce all'aumentare della frequenza ed aumenta all'aumentare dello squeeze, come si evince dai seguenti grafici:



Figura 4- Andamento di rigidezza e smorzamento rispetto alla frequenza [1]

Dalla figura 5 si nota che la rigidezza e lo smorzamento degli anelli crescono entrambi al crescere del diametro interno d e del diametro della sezione  $\Phi$  degli anelli stessi, anche se l'influenza di quest'ultimo è inferiore e quasi trascurabile:



Figura 5-andamento di rigidezza e smorzamento. [1]

Dunque, osservando la figura 4, si può sostenere che la relazione tra la rigidezza ed il coefficiente di smorzamento rispetto al valore dello squeeze sia di tipo lineare [1].

Secondo altri studi è emerso che il fattore col più grande impatto su rigidezza e smorzamento degli anelli risiede nella durezza Shore del materiale, seguita dal diametro interno e dallo squeeze; frequenza di sollecitazione e diametro della sezione sono i fattori che meno influenzano il

comportamento dinamico degli O-rings, sebbene vi sia una riduzione del fattore di smorzamento al crescere della frequenza di eccitazione [2]. Dai risultati presenti in letteratura, si vede che la rigidezza degli anelli con durezza Shore 90 è circa tre volte più alta di quella di anelli con durezza Shore 70, inoltre si osserva che la stessa rigidezza cresce linearmente con la frequenza [2].

Sembra che la crescita della rigidezza sia indipendente dalle caratteristiche geometriche degli Orings, bensì si vede come la dipendenza dalla frequenza sia determinata prima di tutto dalle proprietà dei materiali impiegati [2].



Figura 6-fattori che influenzano le caratteristiche dinamiche degli anelli. [2]

Come detto in precedenza, la rigidezza cresce incrementando lo schiacciamento degli anelli ed il loro diametro interno, mentre il diametro della sezione degli anelli sembra avere poco effetto sulle proprietà dinamiche degli stessi. I dati in letteratura riportano nuovamente un andamento decrescente del coefficiente di smorzamento al crescere della frequenza per entrambe le durezze esaminate, come si evince dalla seguente immagine:



Figura 7-andemento di rigidezza e smorzamento. [2]



Figura 8-confronto tra le due diverse durezze. [2]

Uno dei motivi per il quale la precompressione radiale influenza rigidezza e smorzamento è costituito dalla natura hertziana del contatto tra anello e boccola ed albero, infatti incrementare lo squeeze vuol dire incrementare l'area di contatto tra l'anello ed il metallo e la forza che può essere esercitata per un determinato spostamento radiale relativo [4] [5].



Figura 9 [2]

Si è visto che per valori di squeeze intorno al 15%, la rigidezza degli anelli presenta la minor sensibilità alla precompressione radiale, mentre nel momento in cui lo squeeze scende sotto la soglia del 5%, vi è una brusca diminuzione della rigidezza: ciò è dovuto al fatto che sotto carichi leggeri, il contatto tra l'anello ed il metallo non è mantenuto per i 360° quando lo squeeze è minore del 5% [4] [5].

Al contrario, quando lo schiacciamento presenta un valore di circa il 30%, la rigidezza cresce notevolmente rispetto ad un valore di squeeze del 15%; ciò può essere determinato dal fatto che il contatto tra l'anello ed il metallo renda quasi rettangolare la sezione dello stesso anello, modificando le caratteristiche di deflessione dell'elastomero [4] [5].

Prendendo in considerazione il coefficiente di perdita, definito come il rapporto c/k, si vede che l'influenza dello squeeze è meno importante rispetto a quella che questo ha sulla rigidezza, tuttavia l'andamento riscontrabile è quello di una riduzione dello smorzamento quando si aumenta il valore della precompressione, come si può osservare in figura 10:



Figura 10- influenza dello squeeze su rigidezza e smorzamento [4] [5]

Gli stessi risultati si ottengono quando si usano gli anelli O-rings come sistema di tenuta, in cui oltre allo squeeze è applicata una pressione da un fluido interno: aumentando i livelli di pressione, aumentano sia la rigidezza che il coefficiente di smorzamento degli anelli [7].

È, inoltre, importante considerare che il comportamento degli anelli O-ring presenta una forte dipendenza dalla temperatura di esercizio.

Sperimentalmente è emerso che per materiali come Viton ed NBR, gli effetti della temperatura su rigidezza e smorzamento sono molto evidenti, soprattutto per piccoli incrementi di temperatura sopra i 25°C [4] [5].

Infatti, le caratteristiche dinamiche degli anelli peggiorano notevolmente con l'aumento della temperatura, in particolare la rigidezza diminuisce di un fattore di due o più tra 25 e 66°C, mentre il coefficiente di perdita di un fattore pari a quattro volte; sopra il valore di 66°C, si riscontra un minor effetto della temperatura sulla rigidezza, come si può vedere dalla seguente immagine:



Figura 11-influenza della temperatura su rigidezza e coefficiente di perdita [4] [5]

Dunque, è evidente che, sebbene i materiali elastomerici resistano alle alte temperature, questi stessi non mantengono le caratteristiche dinamiche osservate a temperatura ambiente, quando si ha un aumento della temperatura di esercizio.

Occorre tener presente anche che l'esposizione degli anelli a temperature elevate è causa di perdita di peso degli stessi anelli che consiste nella migrazione degli additivi volatili e dei monomeri residuali dell'elastomero dall'interno verso la superficie degli anelli, dove vengono assorbiti dall'atmosfera [8].

Se invece gli anelli operano a contatto con fluidi liquidi ad elevate temperature, accade che le stesse sostanze volatili contenute negli O-rings siano direttamente assorbite dagli stessi fluidi, senza essere volatilizzate nell'atmosfera, causando anche in questa situazione una perdita di peso ed una riduzione delle caratteristiche dinamiche richieste [8] [10].

L'effetto degli oli è più importante dell'effetto dell'atmosfera gassosa per quanto riguarda la perdita di peso degli anelli, come si vede dalla seguente immagine, mentre uno stato di precompressione sugli O-rings può determinare una riduzione dell'effetto di perdita di peso:



Figura 12-perdita di peso in gas ed oli [8]

Per quanto riguarda le caratteristiche meccaniche, l'esposizione nel tempo ad elevate temperature sia in presenza di gas che oli provoca una diminuzione evidente della tensione di snervamento del materiale, e questo effetto aumenta all'aumentare della temperatura; inoltre si nota che per gli anelli esposti ad atmosfera gassosa, generalmente la tensione di snervamento è più bassa rispetto a quella di anelli esposti a fluidi liquidi:



Figura 13-tensione di snervamento nel tempo [8]

Il cambiamento nella tensione di snervamento è dovuto alla variazione di densità dei legami polimerici durante il processo di ossidazione termica, in quanto la stessa tensione aumenta all'aumentare della densità dei legami, mentre diminuisce al diminuire della stessa densità [8].

Anche l'allungamento a rottura diminuisce quando gli anelli sono esposti nel tempo ad elevate temperature, ed anche in questo caso l'allungamento è minore se si è in presenza di atmosfera gassosa, mentre è maggiore laddove gli anelli sono esposti a fluidi liquidi:



Figura 14-allungamento a rottura [8]

Dunque, l'esposizione a temperature elevate da un lato accresce la mobilità delle catene polimeriche, incrementando la velocità di deterioramento, dall'altro accelera le reazioni chimiche ossidative che rompono i legami all'interno dell'elastomero; questi due fenomeni avvengono simultaneamente, degradando le caratteristiche meccaniche e dinamiche degli anelli O-ring [11].

Per ovviare e contenere l'estensione di questi problemi di deterioramento, è consigliato precomprimere gli anelli durante la loro applicazione; inoltre, per garantire il funzionamento degli anelli in ambienti termicamente e chimicamente ostili, empiricamente è suggerito di usare elastomeri con durezza Shore non superiore al valore di Hs85, così da favorire l'azione di compressione degli anelli stessi [10].

A questo proposito, sperimentalmente si è visto che valori adeguati di squeeze oscillano in un range che varia tra il 15 ed il 25% [7] [10].

### 1.3 Modello adimensionale

L'obiettivo delle molteplici analisi sperimentali è quello di creare un modello adimensionale in grado di prevedere le proprietà di rigidezza e smorzamento di un esteso gruppo di anelli O-ring con caratteristiche differenti, in funzione della loro geometria e delle condizioni operative [2].

Per fare ciò, sono state individuate delle grandezze adimensionali sulla base del teorema di Buckingham:

$$\pi_0 = \frac{k_1}{E'D} \quad (1.8)$$
$$\pi_1 = \frac{d}{D} \quad (1.9)$$
$$\pi_2 = \frac{D_{int}}{D} \quad (1.10)$$
$$\pi_3 = \frac{D_{ext}}{D} \quad (1.11)$$

dove E' è il modulo dinamico, d il diametro della sezione dell'anello, D il diametro dell'anello,  $D_{int}$  il diametro dell'albero e  $D_{ext}$  il diametro interno della boccola.

Da queste formule è possibile riscrivere l'espressione dello squeeze  $\delta$  e dell'allungamento  $\varepsilon$ :

$$\delta = 1 - \frac{1}{2} \frac{\pi_3 - \pi_2}{\pi_1} \quad (1.12)$$
$$\varepsilon = \pi_2 - 1 \quad (1.13)$$

ed in questo modo si ottiene la formulazione della rigidezza adimensionata espressa come segue:

$$k = \pi_0 = g\left(\frac{d}{D}, \delta\right) \quad (1.14)$$

in cui d/D rappresenta la curvatura dell'anello [2].

Per la caratterizzazione di k e dei materiali viscoelastici, è necessario definire un modulo complesso  $E^*$ , la cui parte reale corrisponde al modulo dinamico E', mentre la parte immaginaria è costituita dal modulo di perdita E'':

$$E^* = E' + iE''$$
 (1.15)

Questa grandezza appena definita è fortemente influenzata da parametri come la frequenza di eccitazione, la temperatura, l'ampiezza delle vibrazioni, ed altri fattori determinati dall'applicazione [2].

Un altro elemento importante per la caratterizzazione degli anelli O-ring è costituito dal fattore di perdita  $\eta$ , utilizzato per stimare lo smorzamento meccanico e rappresentato dal rapporto tra l'energia dissipata e quella di deformazione [2].

$$\eta = \frac{k_2}{k_1} \quad (1.16)$$

dove  $k_1$  e  $k_2$  costituiscono la rigidezza complessa  $k^*$  di elementi elastomerici:

$$k^* = k_1 + ik_2 = k_1(1 + i\eta) \quad (1.17)$$

La relazione tra  $k_2$  ed il coefficiente di smorzamento viscoso c è data come segue:

$$k_2 = c2\pi f$$
 (1.18)

dove f è la frequenza di eccitazione [2].

Il fattore di perdita  $\eta$  è importante in quanto indicativo delle caratteristiche viscoelastiche del materiale studiato ed è comunemente utilizzato come misura del coefficiente di smorzamento per sistemi viscoelastici:

$$c = \frac{\eta k_1}{2\pi f} = \frac{\eta k D E'}{2\pi f} \quad (1.19)$$

Dunque, è possibile sostenere che vi sono diverse proprietà dei materiali viscoelastici che hanno effetto su E' ed  $\eta$ , tra queste si possono elencare la frequenza di eccitazione, la durezza Shore, la temperatura d'esercizio e l'ampiezza delle vibrazioni [2].

In conclusione, il modello adimensionale appena descritto è importante in quanto costituisce un approccio modulare utilizzabile per differenti usi e differenti applicazioni.

# Progettazione

### 2.1 Progettazione dei componenti del banco prova

Per la progettazione del banco, si è fatto riferimento agli esempi riportati nel capitolo 1. Gli O-rings scelti hanno diametro interno pari a 13mm, diametro della sezione pari ad 1 mm, materiale costituito da NBR con durezza Shore 70 e 90.

Come consigliato dai risultati presenti in letteratura, si è optato per un livello di squeeze che, a seconda delle tolleranze dimensionali imposte ai pezzi, potesse variare in un intervallo tra il 10 ed il 17,5%.

Il banco in questione è stato pensato e progettato per poter funzionare anche nel forno a disposizione presso i laboratori del Dimeas, in modo tale da ottenere una caratterizzazione sia dinamica che termica degli anelli a disposizione.

I componenti già presenti in laboratorio sono il forno per i test termici, lo shaker, gli stinger ed i sensori di spostamento capacitivi.

### 2.1.1 Shaker

Lo shaker disponibile nel laboratorio del Dimeas è il Modal Exciter Type 4824 che si può osservare in figura 15:



Figura 15 -shaker

Il sistema di eccitazione è montato su di una struttura denominata trunnion, che rende possibile il posizionamento dello shaker sia al suolo che in sospensione a qualsiasi altezza, mediante l'utilizzo di opportuni sistemi quali catene e golfari da inserire negli appositi fori filettati del trunnion stesso.



Figura 16 – golfare in dotazione

Questo tipo di shaker può operare con qualsiasi tipologia di segnale: sinusoidale, ad impulso o segnale random; presenta una forza massima operabile pari a 100N; ha la possibilità di utilizzare stinger tradizionali o stinger con tensione regolabile a seconda delle operazioni; può operare in un range di frequenze tra 0 e 5000 Hz; presenta elevata rigidezza ed una armatura in magnesio in grado di minimizzare le cadute di forza in presenza di risonanza; inoltre al suo interno è presente un sensore ottico che garantisce un adeguato posizionamento dell'armatura dello shaker stesso. Non è richiesto alcun raffreddamento forzato per lo shaker in questione.

Dalla seguente figura è possibile vedere le dimensioni in mm dell'intero shaker, trunnion compreso:



Figura 17 -quote dimensionali shaker

Nel lavoro presentato in questa tesi, come si vedrà nei seguenti paragrafi, lo shaker verrà usato in due situazioni diverse: per le prove dinamiche e termiche in forno, lo shaker verrà posizionato su di un banco parallelo al suolo e lo stinger agirà verso l'alto sul banco prova in direzione verticale; per le sole prove dinamiche invece, lo shaker sarà sospeso attraverso l'utilizzo di una struttura già presente nel laboratorio Dimeas, e lo stinger agirà dall'alto verso il basso sul banco prova, in direzione verticale.

Nella prossima immagine è possibile osservare gli stinger presenti in laboratorio e che verranno utilizzati a seconda che le prove dinamiche si svolgano in forno o a temperatura ambiente:



Figura 18 - stinger

### 2.1.2 Sensori di spostamento capacitivi

I misuratori di spostamento adoperati nel banco prova oggetto della tesi sono i cosiddetti capaNCDT: trasduttori di spostamento capacitivi senza contatto.

Il trasduttore e l'oggetto di cui si vuole misurare lo spostamento costituiscono un sistema formato da due elettrodi; se viene fatta passare della corrente alternata attraverso il condensatore del sensore, l'ampiezza del voltaggio di tale corrente sul sensore è proporzionale alla distanza tra i due elettrodi, consentendo così la misurazione dello spostamento dell'oggetto in questione.

Nella seguente immagine si può osservare una modellazione del funzionamento del sensore:



Figura 19 -funzionamento del sensore capacitivo

I sensori in questione presenti nel laboratorio del appartengono al catalogo MICRO-EPSILON, e presentano diversi vantaggi: non vi è usura da contatto, possono essere adoperati con materiali conduttivi e non, larghezza di banda elevata per misurazioni rapide, ideali per applicazioni industriali, eccellenti risultati in termini di ripetibilità, precisione dell'ordine del micrometro e nanometro e risoluzione.

Questi sensori hanno diametro  $\Phi$ 8f7 ed una lunghezza pari a 40 mm, possono operare in un range di temperatura compreso tra -50 e 200°C, devono essere montati ad una distanza nominale dall'oggetto della misurazione minore o uguale a 0.5 mm, presentano una risoluzione dinamica pari a 10 nm, hanno un'area effettiva di misurazione di diametro di 3.9 mm e diametro minimo di misurazione pari a 7 mm.

I sensori vengono montati mediante l'utilizzo di un grano in plastica con diametro della filettatura pari ad M4, come si vede nella seguente immagine:

Mounting with grub screw (plastic)



Figura 20 -montaggio del sensore capacitivo



Figura 21 - grano in plastica in dotazione

In questa maniera si facilita il montaggio del connettore del sensore attraverso il relativo cavo.

### 2.1.3 Alberi non rotanti

Come spiegato nel capitolo 1, è necessario l'utilizzo di una massa sospesa non rotante sotto forma di albero e sostenuta da una coppia di anelli per effettuare la caratterizzazione di rigidezza e smorzamento degli stessi O-rings.

Per poter avere risultati a diverse frequenze di sollecitazione, è opportuno variare la massa degli alberi e per far ciò sono stati realizzati tre diversi alberi:

| Albero   | Nome     | Massa [g] | Materiale           |
|----------|----------|-----------|---------------------|
| Albero 1 | Shaft_56 | 56.41     | Ottone 58 CW614N    |
| Albero 2 | Shaft_28 | 29.37     | Ottone 58 CW614N    |
| Albero 3 | Shaft_10 | 11.59     | Alluminio EN-AW7075 |

Tabella 1-progettazione alberi

I valori delle masse degli alberi sono stati determinati dalle analisi modali che verranno descritte nel capitolo 3. Tutti e tre gli alberi presentano il diametro esterno pari a  $\Phi$ 13 con tolleranza dimensionale

pari a +0.05 mm costante per tutti gli alberi, per consentire un corretto accoppiamento con gli anelli O-ring, lunghezza pari a 50 mm e rugosità sulla superficie esterna pari a 1.6 µm.

Nelle seguenti figure è possibile vedere gli Alberi 1, 2 e 3:

Figura 22 - Albero 1



Figura 23-Albero 2





Come si può vedere, l'Albero 2 e 3 sono forati e presentano un diametro interno pari a 9 ed 8 mm rispettivamente, in modo tale da raggiungere la massa voluta in sede di progettazione.

Anche i materiali sono scelti appositamente per ottenere le masse più accurate possibile.

### 2.1.4 Housing

L'housing è stato progettato per contenere gli alberi del paragrafo precedente ed i coperchi su cui sono montati gli anelli O-ring che supportano la massa sospesa.

Questo componente presenta come materiale la lega di alluminio EN-AW7075.



Figura 25- Housing



#### Figura 26-sezione frontale

Nella figura 26 che riporta la sezione frontale dell'housing è possibile vedere il foro verticale che permette il passaggio del trasduttore capacitivo per la misurazione dello spostamento verticale dell'albero; sono inoltre presenti quattro fori per l'alloggiamento delle viti autocentranti che permettono di fissare all'housing le piastre su cui si innesta lo stinger collegato allo shaker descritti in precedenza. Sono state impiegate viti autocentranti per evitare l'utilizzo di spine di centraggio che avrebbero reso difficoltoso il montaggio e l'utilizzo dell'housing.



Figura 27 -sezione laterale

Nell'immagine 27 che riporta la sezione laterale dell'housing si osserva il foro orizzontale passante per tutto il corpo dell'housing nel quale è alloggiato l'albero. I fori laterali sono stati pensati per potervi accoppiare i coperchi dell'housing in cui sono alloggiati gli anelli O-ring. Dalla seguente figura si vede il sensore MICRO-EPSILON contenuto nel foro superiore, l'albero alloggiato nel foro orizzontale ed i coperchi che chiudono l'housing e contengono gli anelli elastici. I due coperchi sono montati sull'housing attraverso due viti ciascuno, mentre il centraggio è assicurato dall'accoppiamento tra i fori presenti sulle due facce frontali dell'housing e gli alberi rappresentati dai coperchi stessi.



Figura 28 – Sezione housing

Questa metodologia di assemblaggio e misurazione dello spostamento è uguale per tutti e tre gli alberi usati nelle analisi.

### 2.1.5 Anelli O-ring

Il banco prova oggetto della tesi è stato progettato prevedendo l'utilizzo di una coppia di anelli Oring a supporto della massa sospesa.

Gli anelli scelti hanno diametro interno pari a 13 mm e diametro della sezione pari ad 1 mm.

Come materiale, è stato individuato l'NBR in quanto costituisce uno dei materiali di più facile reperibilità e di più largo uso per quanto riguarda le applicazioni con anelli O-ring.

Sono stati acquistati 50 anelli con durezza Shore pari a 70 ed altri 50 anelli con durezza Shore 90, in modo tale da poter studiare gli effetti dinamici e termici su un materiale con durezze differenti e non aver problemi di usura su un numero limitato di campioni.

In figura si possono vedere due degli anelli acquistati, rispettivamente con durezza Shore 70 e 90:



Figura 29 - anelli in dotazione con durezza 70 a sinistra e 90 a destra

### 2.2.6 Coperchi

I coperchi dell'housing sono due elementi essenziali per il funzionamento del banco prova in esame, in quanto fungono da boccola che contiene l'anello. Tutti e due i coperchi sono costituiti di lega di alluminio EN-AW7075. In figura è possibile osservare uno dei due coperchi:



Figura 30- Coperchio housing

Come detto nel paragrafo 2.2.4, il coperchio presenta due fori passanti per le viti che collegano i coperchi stessi all'housing; è inoltre visibile un terzo foro su ciascuno dei coperchi, nel quale è alloggiata la termocoppia che consente di ottenere dati relativi alla temperatura in prossimità degli anelli O-ring durante le prove dinamiche in forno.

Nella seguente immagine è presente una sezione del coperchio nella quale si può osservare il foro cieco per la termocoppia:



Figura 31- Sezione coperchio con foro termocoppia

Per ottenere le misurazioni sulla temperatura, è stato deciso di utilizzare una termocoppia flessibile di diametro pari ad 1.5 mm che può essere facilmente incollata lungo le facce dell'housing e la cui sonda è situata nel foro della figura 31. Come detto in precedenza, il coperchio è importante perchè funge da boccola per l'anello O-ring, come si vede dalla sezione del coperchio stesso nella seguente immagine:



Figura 32- Sezione

Per il corretto funzionamento degli anelli, è opportuno fornire agli stessi uno schiacciamento denominato Squeeze, come spiegato nel capitolo 1. A tale scopo, il diametro interno della boccola costituita dal coperchio stesso misura 14.8 mm, mentre il diametro esterno degli anelli impiegati misura 15 mm ed il diametro esterno degli alberi è pari a 13 mm; pertanto, il valore nominale dello

Squeeze è pari al 10%, tuttavia, a seconda delle tolleranze imposte agli alberi ed alla boccola, lo Squeeze può variare tra il 10% ed un valore pari al 17.5 %.

Nella seguente immagine si può vedere nel dettaglio la sezione del coperchio e dell'anello ed il relativo schiacciamento:



Figura 33- Dettaglio sezione coperchio ed anello

I coperchi, infine, svolgono l'importante funzione di centraggio tra anelli ed alberi non rotanti senza l'utilizzo di spine o viti autocentranti, bensì attraverso l'accoppiamento foro/albero tra i fori sulle facce anteriore e posteriore dell'housing e l'albero rappresentato dall'estrusione sulla faccia posteriore dei coperchi stessi.

Le relative tolleranze di accoppiamento sono state definite in sede di progettazione e sono state adeguatamente riportate sulle tavole esecutive per la produzione dei pezzi del banco.

### 2.1.7 Upper base

Il componente denominato Upper base è molto importante in quanto permette l'adeguato collegamento tra housing e foil superiore, di cui si parlerà nei successivi paragrafi; in questo modo si rende possibile la sospensione dell'intero housing contenente albero ed anelli.

L'upper base presenta tre fori, due più esterni che contengono le viti di centraggio per l'accoppiamento tra upper base, foil superiore ed housing, dimensionati adeguatamente, ed uno centrale che consente il passaggio del sensore capacitivo che misura lo spostamento dell'albero.





Nella seguente immagine si può vedere l'upper base accoppiato con foil superiore e ed housing:



Figura 35- Sezione upper base

Si possono osservare il sensore capacitivo e le due viti di collegamento, grazie alle quali si può evitare l'utilizzo di spine per il centraggio delle parti.

La larghezza dell'upper base è stata dimensionata in modo tale che il contatto tra foil ed housing avvenga su di un'area quanto più piccola possibile e quanto più vicina all'asse di applicazione della

forza da parte dello shaker, così da limitare i problemi di rotazione che insorgono laddove vi sia un'area di contatto con bordi troppo distanti dalla mezzeria dell'housing.

### 2.1.8 Bottom base

Questo componente è molto simile all'Upper base, in quanto assicura il collegamento tra l'housing ed il foil inferiore, oltre a permettere allo stinger dello shaker di poter agire sulla massa sospesa.

Il bottom base infatti presenta due fori esterni per le viti di centraggio che lo fissano assieme al foil ed all'housing, ed un foro filettato centrale che si accoppia con l'estremità filettata dello stinger.



Figura 36- Bottom base

Nella figura 37 si possono vedere il componente, il foil inferiore, lo stinger e le viti di centraggio:



Figura 37- sezione bottom base

Anche in questo caso, per limitare la rotazione indesiderata della massa sospesa ed assicurarne il movimento in direzione verticale, la larghezza del bottom base è stata dimensionata in modo tale che il contatto tra foil ed housing avvenga su di un'area quanto più piccola possibile e quanto più vicina all'asse di applicazione della forza da parte dello shaker.
Sia il bottom base che l'upper base presentano come materiale la lega di alluminio EN-AW7075.

## 2.1.9 Foil superiore

Questo componente, assieme al foil inferiore, è di fondamentale importanza in quanto garantisce al sistema composto da housing, albero, anelli e coperchi di potersi spostare in direzione verticale durante le prove dinamiche. I foil infatti fungono da molla e smorzatore per il sistema, per questo motivo sono costituiti di acciaio armonico C67, ideale per le funzioni appena elencate.



Figura 38- Foil superiore

Dalla figura 38 si può osservare il foil superiore: vi troviamo i due fori delle spine di centraggio che tengono in posizione correttamente tutto il banco prova, i due fori centrali per le viti di centraggio che collegano upper base, foil superiore ed housing, l'asola centrale che consente il passaggio dei tre sensori capacitivi di spostamento, uno per l'albero e due per l'housing simmetrici, ed infine le due asole per il passaggio delle viti che fissano insieme tutti i componenti del banco.

Nella seguente figura è presente una sezione del banco nella quale si possono vedere i componenti appena elencati:



Figura 39- sezione banco

Le spine utilizzate sono in totale due, mentre le viti di fissaggio del banco sono in totale tre.

Il foil superiore presenta uno spessore pari a 2 mm ottenuto mediante analisi FEM del componente. Si è ipotizzato che lo stinger imprima la forza massima dello shaker pari a 100 N e si è verificato che la tensione massima nel componente sia adeguatamente inferiore al limite dello snervamento del materiale, mentre per quanto riguarda lo spostamento statico massimo, è stato verificato che questo sia inferiore a 0.5 mm, che costituisce la distanza massima a cui si possono posizionare i sensori capacitivi di spostamento rispetto all'oggetto della misurazione.



Figura 40– mesh foil superiore 35

Nella figura 40 è presente il modello FEM del foil, in verde sono indicate le condizioni di vincolo equivalenti ad un incastro, mentre in viola è rappresentata la forza di 100 N distribuita su un'area equivalente alla superficie superiore dell'housing, componente attraverso cui viene trasmessa la sollecitazione al foil superiore.

Nelle seguenti immagini sono riportati i risultati in termini di tensione e spostamento ottenuti dalla simulazione:



#### Figura 42- risultati spostamento

Come si può osservare, la tensione massima ottenuta è pari a 96.09 MPa a fronte di un limite di snervamento pari a 620.4 Mpa, mentre lo spostamento massimo corrisponde ad 0.1127 mm, dunque risulta inferiore a 0.5 mm; come prevedibile, le condizioni statiche più gravose per il componente si

verificano nella zona centrale dello stesso, tuttavia è stato verificato che con uno spessore della lamina di 2 mm si è sicuri di non riscontrare i problemi elencati.

### 2.1.10 Foil inferiore

La stessa metodologia di progettazione del paragrafo 2.2.9 è stata seguita per il componente denominato Foil inferiore.

Questo componente permette il collegamento tra stinger, bottom base ed housing, pertanto è fondamentale per la trasmissione del moto dallo shaker alla massa sospesa.





Nella figura si notano i due fori esterni necessari all'accoppiamento delle spine di centraggio, le due asole per il passaggio delle quattro viti di fissaggio, come avviene per il foil superiore, ed infine i due fori per le viti di centraggio che tengono uniti foil, bottom base ed housing. Nella figura si possono vedere gli elementi appena elencati.

Come per il foil superiore, anche per questo componente è stata condotta una analisi FEM considerando uno spessore del pezzo pari a 2 mm. E' stata ipotizzata una forza massima pari a 100 N e si è verificato che la tensione massima nel componente sia adeguatamente inferiore al limite dello snervamento del materiale, mentre per quanto riguarda lo spostamento statico massimo, anche in questo caso è stato verificato che questo sia inferiore a 0.5 mm.

Nella seguente figura è possibile notare il modello utilizzato, in cui in verde sono indicati i vincoli di incastro equivalenti alle superfici di contatto del corpo ed in viola la condizione di carico, corrispondente ad un'area pari alla superficie superiore del Bottom base:



Figura 44- modello FEM foil inferiore

I risultati della simulazione sono riportati nelle seguenti immagini:



Figura 45- tensione foil inferiore



Figura 46- spostamento foil inferiore

La tensione massima osservata corrisponde a 79.12 MPa mentre il limite di snervamento è pari a 620.4 MPa, invece lo spostamento massimo registrato equivale a 0.09619 mm, inferiore a 0.5 mm.Anche in questo caso lo spessore di 2 mm della lamina è verificato, e le condizioni di massima tensione e spostamento si verificano nella zona di contatto del foil con il Bottom base.

## 2.1.11 Mensola porta sonde

La progettazione di questo componente è stata effettuata sulla base della necessità di un sistema di fissaggio e montaggio dei sensori capacitivi di spostamento. La mensola in questione contiene tre fori per i tre sensori capacitivi, tre fori filettati per l'accoppiamento con i grani che tengono in posizione gli stessi sensori, due fori esterni per le spine di centraggio e due asole per le viti di fissaggio di tutto il banco prova. Questo componente presenta come materiale la lega di alluminio EN-AW7075.



Figura 47- Mensola porta sensori

La mensola in questione è direttamente collegata al foil superiore.

Nelle seguenti immagini è possibile vedere come si accoppiano i diversi componenti elencati:



Figura 48- assieme



Figura 49- sezione assieme

Come detto nel paragrafo sui sensori capacitivi, i grani in plastica sono già presenti in laboratorio e vengono usati secondo le modalità indicate sul catalogo dei sensori stessi.

In figura 50 è presente un dettaglio della sezione della mensola in cui si può vedere l'applicazione del grano su uno dei tre sensori:



Figura 50- dettaglio sezione

#### 2.1.12 Flange

Sono stati progettati due componenti denominati flangia centrale e flangia inferiore; questi svolgono la duplice funzione di creare spessore laddove vi sia necessità di spazio e di collegamento tra i due foil ed il basamento del banco. Entrambi i pezzi presentano un foro per il passaggio della spina di centraggio ed un'asola per il passaggio delle due viti di fissaggio di tutto il banco. Il materiale utilizzato per tutti e due i componenti è l'alluminio EN-AW7075.



Figura 51- flangia inferiore e centrale

Dalla seguente figura si può notare come questi componenti siano montati nell'assieme del banco; vengono utilizzate due coppie delle due flange rispettivamente per i due lati esterni del banco:



Figura 52- sezione assieme

#### 2.1.13 Basamento

Il basamento è il componente che va a contatto con la base del forno e con la base della struttura presente in laboratorio a seconda delle prove, inoltre è il pezzo in cui si inseriscono le due spine e le quattro viti che tengono uniti tutti i componenti del banco.

Anche questo pezzo è costituito di alluminio EN-AW7075.

La base del forno presenta un foro di diametro 90 mm che permette il passaggio di cavi o strumentazione nelle prove termiche, pertanto nel basamento è stato realizzato un foro che consente il passaggio dello stinger, dei cavi dei sensori capacitivi e dei due cavi delle termocoppie da inserire nei coperchi dell'housing. Inoltre, sono presenti i due fori per le spine di centraggio ed i quattro fori filettati per le quattro viti di fissaggio.

Vi sono infine tre fori che permettono il fissaggio del basamento al forno, mediante l'utilizzo di una staffa apposita e tre viti, come si vedrà nel paragrafo successivo.



Figura 53- basamento

Dalle seguenti immagini si può vedere come il basamento sia accoppiato al forno ed alla base presente in laboratorio:



Figura 54- basamento assieme forno



Figura 55- basamento assieme laboratorio

Per quanto riguarda le sole prove dinamiche che verranno svolte in laboratorio, il basamento può essere fissato alla struttura già presente mediante quattro morse rimovibili, in quanto la base non presenta fori filettati in cui inserire viti.

#### 2.1.13 Staffa

Come detto nel paragrafo precedente, è stato necessario pensare ad un componente che permettesse di collegare il basamento del banco al forno, lasciando libero lo spazio del foro per il passaggio della strumentazione necessaria alle prove.

Per questo motivo è stata progettata questa staffa provvista di un foro rettangolare interno che permette il passaggio di stinger e cavi e di due asole in cui sono alloggiate le tre viti che collegano la staffa stessa al basamento.

La staffa è costituita di alluminio EN-AW7075, e questo componente viene usato solo per quanto riguarda le prove dinamiche in forno, in quanto non è necessario per le prove dinamiche in laboratorio a temperatura ambiente.





Nella seguente figura si può notare il montaggio della staffa sulla base inferiore esterna del forno ed il fissaggio del basamento alla staffa stessa:



Figura 57- Montaggio staffa

#### 2.2 Montaggio ed assiemi

Per ciò che concerne il montaggio dell'assieme coperchi-anelli-albero-housing, è stato scelto di seguire la seguente sequenza di operazioni:

1-montaggio di uno dei due anelli in uno dei due coperchi,

2-fissaggio dello stesso coperchio all'housing mediante le due apposite viti,

3-inserimento dell'albero scelto per la prova da eseguire all'interno dell'anello montato nella fase 1,

4-montaggio del secondo anello nel secondo coperchio,

5-montaggio dello stesso coperchio sull'housing mediante le due viti apposite,

6-verifica visiva del corretto posizionamento dell'albero all'interno dei coperchi.

Questa procedura va ripetuta ogni qual volta si decida di cambiare coppia di anelli o albero durante le prove dinamiche e termiche.

Per quanto riguarda il montaggio dei componenti del banco, sono state scelte due spine di centraggio che garantiscono il corretto posizionamento dei pezzi rispetto al basamento; anche in questo caso, è prevista una verifica visiva dell'allineamento delle due flange rispetto alle facce parallele della mensola in cui sono alloggiati i sensori capacitivi di spostamento.

Una volta montati tutti i pezzi del banco al basamento, è possibile collegare quest'ultimo alla base del forno e successivamente fissarvi la staffa mediante le tre apposite viti.

Questa procedura non deve essere eseguita nel laboratorio per le prove fuori dal forno, in quanto il basamento è fissato alla base della struttura attraverso quattro morse, come detto in precedenza.

Quando tutti i pezzi sono completamente fissati, è possibile procedere al posizionamento dello shaker e dello stinger: per le prove in forno verrà usato un banchetto con una superficie piana su cui verrà posta la base del trunnion dello shaker, mentre per le prove in laboratorio a temperatura ambiente, lo shaker verrà sospeso attraverso l'uso di catene e golfari alla apposita struttura già ivi presente.

Come si può vedere dalle seguenti figure, il montaggio dei pezzi nel caso delle prove a temperatura ambiente è diverso rispetto al caso in cui il banco venga montato nel forno; infatti la mensola porta sensori si trova in basso, montata sulla flangia inferiore, mentre il foil inferiore risulta essere il

componente posto più in alto nell'assieme, con il bottom base che si collega allo stinger proveniente dallo shaker sospeso. Al contrario, nel forno, la mensola risulta essere il componente più in alto, mentre la flangia inferiore è direttamente collegata al basamento e lo shaker agisce dal basso verso l'alto.

Il forno inoltre è sospeso su di una struttura che presenta due guide che consentono lo spostamento orizzontale in una sola direzione del forno stesso, permettendo così un adeguato centraggio del sistema shaker-stinger-forno.



Figura 58- Assieme forno



Figura 59- Assieme laboratorio

# Analisi dinamica

### 3.1 Metodo indiretto

Il metodo sperimentale utilizzato in questo lavoro di tesi è quello indiretto, chiamato metodo a massa risonante, come spiegato nel capitolo 1.

L'ampiezza della oscillazione degli anelli è ricavata secondo la formula (1.1), che di seguito viene dimostrata. Il sistema semplificato è quello costituito da uno shaker collegato ad una massa attraverso una molla di rigidezza k ed uno smorzatore di coefficiente c. Nella figura 60 [12] lo shaker è chiamato base, la massa sospesa m e con y(t) ed x(t) sono definiti gli spostamenti dello shaker e della massa rispettivamente.



Figura 60-sistema shaker-massa-molla-smorzatore [12]

Esprimendo i moti armonici di shaker e massa come funzioni sinusoidali, si ottiene:

$$y(t) = x_1 = A_1 \sin \omega t$$
 (3.1)

$$x(t) = x_2 = A_2 \sin(\omega t - \varphi)$$
 (3.2)

In questo modo è possibile pervenire all'equazione del moto del sistema:

$$m\ddot{x}_2 + c(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k(x_2 - x_1) = 0 \quad (3.3)$$

con:

$$\dot{x}_1 = A_1 \omega \cos \omega t \quad (3.4)$$

$$\dot{x}_2 = A_2 \omega \cos(\omega t - \varphi) \quad (3.5)$$
$$\ddot{x}_2 = -A_2 \omega^2 \sin(\omega t - \varphi) \quad (3.6)$$

in cui  $\varphi$  indica il ritardo di fase tra  $x_2$  ed  $x_1$ .

Sostituendo le espressioni delle derivate nella formula (3.3) e considerando che per le regole trigonometriche valgono:  $\sin(\omega t \cdot \varphi) = \sin\omega t\cos\varphi - \cos\omega t\sin\varphi = \cos(\omega t \cdot \varphi) = \cos\omega t\cos\varphi + \sin\omega t\sin\varphi$ , si ottengono le seguenti equazioni dopo aver raccolto e separato i termini in seno e coseno:

$$-\frac{A_2}{A_1}\cos\varphi + \frac{cA_2}{A_1m\omega}\sin\varphi + \frac{kA_2}{A_1m\omega^2}\cos\varphi - \frac{k}{m\omega^2} = 0 \quad (3.7)$$
$$\frac{A_2}{A_1}\sin\varphi + \frac{cA_2}{A_1m\omega}\cos\varphi - \frac{kA_2}{A_1m\omega^2}\sin\varphi - \frac{c}{m\omega} = 0 \quad (3.8)$$
$$\alpha = \frac{A_2}{A_1} \quad (3.9)$$

Noti  $\varphi$ ,  $\alpha$ , *m* ed  $\omega$  si possono ricavare le espressioni della rigidezza e del fattore di smorzamento:

$$\frac{k}{m\omega^2} = \alpha \frac{\alpha - \cos \varphi}{\alpha^2 - 2\alpha \cos \varphi + 1} \quad (3.10)$$
$$\frac{c}{m\omega} = \frac{\alpha \sin \varphi}{\alpha^2 - 2\alpha \cos \varphi + 1} \quad (3.10)$$

Avendo indicato con z lo spostamento degli anelli O-ring definito come segue:

$$z = A_2 - A_1 = A_2 \sin(\omega t - \varphi) - A_1 \sin \omega t = A_{0-ring} \sin(\omega t + \varphi) \quad (3.12)$$

si è dimostrata la formula (1.1) che qui di seguito viene riportata:

$$A_{0-ring} = 2\sqrt{A_1^2 + A_2^2 - 2A_1A_2\cos(\varphi)} \quad (1.1)$$

Inoltre, è stato necessario calcolare la forza da imprimere attraverso lo shaker all'housing che ospita gli alberi utilizzati nelle analisi.

A tal proposito, viene indicata con M la massa dell'alloggiamento, con  $k_s$  e  $c_s$  i relativi fattori di rigidezza e smorzamento, mentre con m la massa dell'albero e con k e c la rigidezza ed il fattore di smorzamento ottenuti con l'utilizzo degli anelli O-ring. Infine, con  $x_1$  ed  $x_2$  sono indicati gli spostamenti dell'housing e dell'albero rispettivamente.

Dunque, sono state ricavate le equazioni del moto per l'albero e l'housing:

$$k(x_2 - x_1) + cs(x_2 - x_1) + ms^2 x_2 = 0 \quad (3.13)$$
$$(k_s + k)x_1 - kx_2 + (c + c_s)sx_1 - csx_2 + Ms^2 x_1 = F \quad (3.14)$$

In questo caso si è passati dalla pulsazione generica  $\omega$  alle coordinate di Laplace.

Dalla equazione (3.12) è stato ricavato  $x_2$ , che è stato poi sostituito nella equazione (3.14), come indicato di seguito:

$$x_{2}(s) = x_{1}(s)\frac{k+cs}{k+cs+ms^{2}} \quad (3.15)$$

$$F(s) = [k+k_{s}+s(c+c_{s})+Ms^{2}]x_{1}(s) - \frac{(k+cs)^{2}}{k+cs+ms^{2}}x_{1}(s) \quad (3.16)$$

Sono state poi individuate le seguenti relazioni:

$$\beta = \frac{M}{m} \quad (3.17)$$
$$\omega_n^2 = \frac{k}{m} \quad (3.18)$$
$$2\zeta \omega_n = \frac{c}{m} \quad (3.19)$$
$$\omega_s^2 = \frac{k_s}{m} \quad (3.20)$$
$$2\zeta_s \omega_s = \frac{c_s}{m} \quad (3.21)$$

Tenendo conto di queste espressioni, dividendo l'equazione (3.16) per  $mx_1(s)$  ed esplicitando i calcoli, si ottiene:

$$\frac{F(s)}{mx_1(s)} = \frac{\beta s^4 + (2\zeta\omega_n s + \omega_n^2)[(1+\beta)s^2 + 2\zeta_s\omega_s s + \omega_s^2]}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \quad (3.22)$$

Imponendo la seguente relazione:

$$z(s) = x_2(s) - x_1(s) = -x_1(s)\frac{ms^2}{k + cs + ms^2}$$
(3.23)

si ricava la seguente funzione di trasferimento:

$$\frac{F(s)}{z(s)} = \frac{F(s)}{x_1(s)} \frac{x_1(s)}{z(s)} =$$
$$= \frac{Ms^4 + s^2(2\zeta\omega_n s + \omega_n^2)(M+m) + ms^2(2\zeta_s\omega_s s + \omega_s^2) + m(2\zeta\omega_n s + \omega_n^2)(2\zeta_s\omega_s s + \omega_s^2)}{-s^2}$$
(3.24)

Dividendo l'equazione (3.24) per  $(M+m)s^2$  e considerando  $k_s$  e  $c_s$  trascurabili, si ottiene la seguente espressione:

$$\frac{F(s)}{(m+M)z(s)s^2} = -\frac{1}{s^2} \left[ \frac{\beta}{\beta+1} s^2 + 2\zeta \omega_n s + \omega_n^2 \right] \quad (3.25)$$

Sono state imposte le seguenti relazioni, avendo considerato lo smorzamento come proporzionale:

$$\gamma = \frac{k_s}{k} = \frac{\omega_s^2}{\omega_n^2} \quad (3.26)$$
$$\delta = \frac{c_s}{c} = \frac{\zeta_s \omega_s}{\zeta \omega_n} \quad (3.27)$$
$$r = \frac{\omega}{\omega_n} \quad (3.28)$$
$$2\delta \zeta \omega_n s + \gamma \omega_n^2 = \varepsilon (2\zeta \omega_n s + \omega_n^2) \quad (3.29)$$

In questo modo è possibile scrivere la seguente espressione, in cui si passa dalle coordinate laplaciane alla pulsazione  $\omega$ :

$$\frac{F(j\omega)}{-(M+m)z(j\omega)\omega^2} =$$

$$= -\frac{\beta}{\beta+1} - \frac{\varepsilon}{\beta+1} \frac{1-r^2}{r^4} + \frac{1}{r^2} \left(1 + 4\zeta \frac{\varepsilon}{\beta+1}\right)$$

$$-j\frac{2\zeta}{r} \left(2\frac{\varepsilon}{\beta+1}\frac{1}{r^2} - \frac{\varepsilon}{\beta+1} - 1\right) \quad (3.30)$$

Ponendo  $\varepsilon = \delta = \gamma = k_s = c_s = 0$  si ottiene:

$$\frac{F(j\omega)}{-(M+m)z(j\omega)\omega^2} = -\frac{\beta}{\beta+1} + \frac{1}{r^2} + j\frac{2\zeta}{r} \quad (3.31)$$

#### 3.2 Dati sperimentali

Una volta ottenute le formule del paragrafo precedente, è stato possibile pervenire ad un insieme di dati di partenza necessari alla sperimentazione in laboratorio.

Le rigidezze date dagli anelli sono state considerate in parallelo, dunque la rigidezza equivalente K è data dalla loro somma; stesso discorso vale per quanto riguarda il coefficiente di smorzamento degli anelli. I valori di K e C della tabella sottostante sono stati presi in funzione dei risultati ottenuti in letteratura.

| squeeze | 0,1     | [mm]   |  |  |
|---------|---------|--------|--|--|
| Κ       | 2000000 | [N/m]  |  |  |
| С       | 100     | [Ns/m] |  |  |
| Μ       | 0,150   | [kg]   |  |  |
|         |         |        |  |  |

In particolare, sono state definite quantitativamente le seguenti grandezze:

Tabella 2-dati inziali

Lo squeeze nominale è stato mantenuto costante in ogni prova; con K è descritta la rigidezza data dalla somma delle rigidezze dei due anelli O-ring in parallelo, così come C è il fattore di smorzamento degli stessi anelli. Con M è stata chiamata la massa dell'housing che contiene l'albero, dei coperchi e di upper e bottom base, mantenuta costante durante le prove.

I due foil costituiscono una coppia di rigidezze in parallelo ed una coppia di smorzatori in parallelo, come si può notare dalla seguente immagine che contiene il modello dell'intero banco, in cui si può vedere lo shaker e la massa sospesa collegate dai foil e dagli anelli. Con Ks<sub>1</sub> e Ks<sub>2</sub> sono indicate

rispettivamente le rigidezze di foil superiore e foil inferiore, così come per  $Cs_1$  e  $Cs_2$  che descrivono i coefficienti di smorzamento del foil superiore ed inferiore rispettivamente.

I parametri dinamici degli anelli sono invece definiti da K e C.

La rigidezza in parallelo dei foil è chiamata Ks ed è determinata dalla somma di Ks<sub>1</sub> e Ks<sub>2</sub>; stesso discorso vale per Cs che è la somma di Cs<sub>1</sub> e Cs<sub>2</sub>.



Figura 61- modello del banco prova

I valori dei coefficienti di smorzamento dei foil sono stati posti pari a 20 Ns/m, mentre le rigidezze sono state calcolate dalla analisi FEM del capitolo 2, dividendo la forza imposta per lo spostamento massimo ottenuto.

| Nella tabella | che segue si | riportano i | relativi | valori: |
|---------------|--------------|-------------|----------|---------|
|               |              |             |          |         |

NT 11

. 1 11

| Ks1 [N/m]              | 8.92E05 |
|------------------------|---------|
| Ks2 [N/m]              | 1.04E6  |
| Cs1 [Ns/m]             | 20      |
| Cs <sub>2</sub> [Ns/m] | 20      |
| Ks [N/m]               | 1.93E06 |
| Cs [Ns/m]              | 40      |

Tabella 3- dati dinamici foil

Nella seguente tabella sono riportati i dati relativi agli anelli utilizzati:

| materiale | Shore<br>Hardness | diametro<br>interno<br>[mm] | diametro<br>sezione<br>[mm] | quantità | diametro<br>albero<br>[mm] | diametro interno<br>boccola [mm] |
|-----------|-------------------|-----------------------------|-----------------------------|----------|----------------------------|----------------------------------|
| NBR       | 70                | 13                          | 1                           | 50       | 13                         | 14,8                             |
| NBR       | 90                | 13                          | 1                           | 50       | 13                         | 14,8                             |

Tabella 4-dati anelli O-ring

Per studiare il comportamento degli anelli, sono state usate tre diverse frequenze di eccitazione per tre diverse tipologie di albero; il materiale e la geometria dell'albero sono stati variati per consentire di ottenere le frequenze di input idonee alle prove.

| nome     | massa<br>[kg] | β=M/m | 0,9ωn<br>[Hz] | ωn [Hz] | 1,5ωn<br>[Hz] | frequenza di<br>misura [Hz] |
|----------|---------------|-------|---------------|---------|---------------|-----------------------------|
| albero 1 | 0,0564        | 2.66  | 852.98        | 947.75  | 1421.63       | 1000                        |
| albero 2 | 0,0294        | 5.10  | 1181.42       | 1312.69 | 1969.03       | 1500-1750-2000              |
| albero 3 | 0,0116        | 12.94 | 1881.64       | 2090.71 | 3136.06       | 2250-2500-2750              |

Tabella 5-dati alberi

## 3.3 Risultati ed analisi dinamica

Mediante l'utilizzo del software Matlab, è stato possibile generare i diagrammi della funzione di trasferimento descritta al paragrafo precedente e dell'angolo di sfasamento  $\varphi$ . Con x<sub>1</sub> si indica lo spostamento dell'housing, con x<sub>2</sub> quello dell'albero e con z<sub>0</sub> l'ampiezza dello spostamento conferito dallo shaker, pari a 0.5 µm. Di seguito sono riportate le figure ottenute variando gli alberi e le frequenze di sollecitazione, come descritto in precedenza.

In questa fase, non si è tenuto conto della variazione della temperatura delle prove e del relativo effetto sulla rigidezza degli anelli utilizzati.







Figura 63-x2 Albero 1







Figura 25-x1 Albero 2







Figura 67- funzione di trasferimento Albero 2







Figura 69-x2 Albero 3



Figura 70- funzione di trasferimento Albero 3

Come si può notare dalle immagini sopra, i risultati combaciano con ciò che si trova in letteratura in termini di angolo di fase consigliato per ottenere prove attendibili.

Naturalmente, i risultati ottenuti in Matlab sono frutto di ipotesi basate su valori di rigidezze e coefficienti di smorzamento che si possono trovare in letteratura, dunque andranno confrontati con i test sperimentali per poterne provare l'affidabilità.

Durante le prove, ci si aspetta che la rigidezza degli anelli aumenti aumentando la frequenza di eccitazione, mentre per il coefficiente di smorzamento è prevista una riduzione del suo valore all'aumentare del valore della frequenza imposta tramite lo shaker.

Il valore nominale dello squeeze è mantenuto costante, pertanto non ci sarà alcun effetto sulla rigidezza o sul coefficiente di smorzamento degli anelli; stessa cosa si può dire per il diametro della sezione degli anelli e per il diametro degli anelli stessi, mantenuti entrambi costanti.

Per quanto riguarda invece la durezza Shore degli anelli, ci si aspetta che per quelli col valore di durezza pari a 90 la rigidezza sia maggiore rispetto a quella degli O-rings con durezza Shore 70.

Attraverso le prove dinamiche in forno sarà possibile valutare gli effetti dell'incremento della temperatura sulle caratteristiche dinamiche e meccaniche degli anelli: ci si aspetta un peggioramento nei valori di rigidezza e smorzamento degli O-rings in seguito all'aumento della temperatura di esercizio.

Tutte queste ipotesi sui risultati andranno verificate mediante le rispettive prove dinamiche e termiche.

L'utilizzo del banco in due contesti differenti è stato suggerito dal fatto che non si conoscono né la massa né le frequenze proprie del forno, pertanto è stato scelto di operare prove dinamiche sia nel laboratorio Dimeas che in forno, dapprima a temperatura ambiente, per poter valutare i possibili disturbi alle misure che può apportare il forno stesso durante i test.

# Assemblaggio e conclusioni

# 4.1 Montaggio componenti

Una volta prodotti i componenti presentati nel capitolo 2, si è passati al montaggio ed all'assemblaggio degli stessi.

Nella figura 71 si possono vedere tutti i pezzi che fanno parte del banco:



Figura 71-Componenti

Per un primo montaggio, sono stati utilizzati due anelli O-ring di durezza Shore 90 e come albero è stato scelto l'albero 1, da 56g.

Mediante l'utilizzo delle spine di centraggio e delle diverse viti a disposizione, è stato eseguito il montaggio dei componenti sul basamento, come si vede dalle figure 72 e 73:



Figura 72



Figura 73

Da queste figure si può osservare il fissaggio dei tre sensori mediante l'utilizzo degli appositi grani in plastica.

Successivamente, il banco è stato posizionato sulla base della struttura presente in laboratorio, e lo shaker è stato agganciato alla stessa per mezzo di catene, ganci e golfari, come si evince dalla seguente figura:



Figura 74-montaggio shaker

L'operazione successiva è stata quella di centrare shaker, stinger e banco, e di collegare il tutto; in seguito, il basamento bel banco è stato fissato alla base del laboratorio per mezzo di due morse:



Figura 75- montaggio completo

#### 4.2 Acquisizioni

Ultimato il fissaggio del banco alla base, sono stati collegati i sensori al sistema di acquisizione Labview attraverso i relativi connettori e cavi. Il sistema ha permesso di effettuare un primo numero di acquisizioni variando la frequenza di eccitazione dello shaker.

Le frequenze utilizzate sono state: 10-30-60-100-150-200-250-300-350-400-500-600-1000 Hz.

L'albero in questione, in seguito all'analisi modale, presenta una frequenza di risonanza nell'intorno di 1000 Hz, ed il seguente andamento dello sfasamento tra  $x_2$  ed  $x_1$ :



Figura 76- sfasamento angolare albero 1

La frequenza di campionamento per le acquisizioni è stata posta pari a 50 kHz ed il numero di campioni è stato impostato pari a 5000, mentre la finestra temporale di acquisizione è posta pari ad 0.1 s.

I canali dei sensori sono tre, il primo ed il terzo sono relativi a quelli per lo spostamento dell'housing, mentre il secondo misura lo spostamento dell'albero; tra gli spostamenti misurati dai due sensori

sull'housing è stato calcolato il vettore dei valori medi, definito come  $x_m$ , mentre gli spostamenti dell'albero sono raccolti nel vettore denominato  $x_2$ . I dati così ottenuti per le diverse frequenze sono stati analizzati in Matlab così da poter distinguere i diversi segnali sinusoidali provenienti da housing ed albero in funzione del tempo, oltre a poter ottenere lo spettro per ogni frequenza utilizzata. Nelle seguenti immagini sono riportati tre esempi di segnali a 10, 100 e 200 Hz rispettivamente; sulle ascisse ci sono i tempi in secondi e sulle ordinate le ampiezze in micrometri:



Figura 77-spostamenti di albero ed housing con forzante pari a 10 Hz



Figura 78-spostamenti di albero ed housing con forzante pari a 100 Hz



Figura 79-spostamento di albero ed housing con forzante pari a 200 Hz

Come indicato in figura 76, per queste frequenze l'angolo di sfasamento tra albero ed housing è limitato, pertanto non sono distinguibili evidenti differenze di fase tra i tre segnali provenienti dai tre sensori capacitivi.

In Matlab è stata anche effettuata un'analisi in frequenza-ampiezza dei segnali provenienti dai tre sensori, per poter tenere sotto controllo le risposte in frequenza di albero ed housing; è stato quindi plottato lo spettro del vettore  $x_2$  che contiene gli spostamenti dell'albero. Nella seguente figura si può osservare un esempio di spettro a 200 Hz e la stessa procedura è stata seguita per tutte le frequenze utilizzate durante le prove:



Figura 80-spettro 3D di x2 con forzante pari a 200 Hz

Le frequenze riportate sull'asse delle ascisse sono misurate in kHz, pertanto si può notare il picco delle ampiezze in corrispondenza di 0.2 kHz, come si vede dalla seguente figura:



Figura 81-spettro di x2 con forzante pari a 200 Hz

# 4.3 Risultati e conclusioni

Durante i test, superata la soglia di frequenza pari a 300 Hz, si sono riscontrati diversi problemi nelle acquisizioni: da 350 Hz in poi i segnali provenienti dai sensori non sono più distinguibili come sinusoidali, inoltre anche lo spettro presenta picchi che non corrispondono alla frequenza desiderata.



Figura 82-spostamenti di albero ed housing con forzante pari a 350 Hz
#### Capitolo 4



Figura 83-spettro 3D di x2 con forzante pari a 350 Hz

Questo può essere dovuto al fatto che gli anelli, all'aumentare della frequenza di eccitazione, presentano una crescita della propria rigidezza che può influire sugli spostamenti dell'albero; inoltre, è stato osservato che lo stinger, superata una determinata potenza fornita dallo shaker ed oltre la frequenza di 300 Hz, presenta una flessione che può essere dovuta alla sua stessa dimensione longitudinale elevata; infine, questi problemi nelle acquisizioni possono essere dovuti all'elevata rigidezza del banco stesso ed all'elevata rigidezza dei due foil in acciaio che supportano l'housing, ed al fatto che lo shaker non riesce a fornire una forza superiore a 100 N attraverso lo stinger.

Pertanto, negli sviluppi futuri, si può optare per l'utilizzo di uno shaker diverso in grado di fornire una forza maggiore, oppure si può adoperare uno stinger con lunghezza limitata in modo tale da non avere una flessione elevata dello stesso con conseguente perdita di forza trasmessa; un'ulteriore soluzione ai problemi elencati può essere la scelta di due foil con spessore inferiore a 2 mm, così da ridurre la rigidezza del banco stesso e permettere un movimento più facile di housing ed albero.

Queste prove andranno eseguite variando i tre alberi in dotazione e gli anelli con le due durezze Shore 70 e 90, inoltre si dovranno eseguire test in forno per ottenere una caratterizzazione termica oltre che dinamica degli anelli stessi.

## **Bibliografia**

### [1] Dynamic Characterization of Rubber O-Rings: Squeeze and Size Effects

Farid Al-Bender, Federico Colombo, Dominiek Reynaerts, Rodrigo Villavicencio, and Tobias Waumans.

## [2] Data-Driven Model for the Dynamic Characteristics of O-Rings for Gas Bearing Supported Rotors

Philipp Battig, Jurg Schiffmann.

## [3] Damping the vibrations of a rigid shaft supported by ball bearings by means of external elastomeric O-ring dampers

N. Aktiirk, R Gohar.

### [4] The Dynamic Characteristics of O-Rings

A. J. Smalley, M. S. Darlow, R. K. Mehta.

#### [5] Stiffness and damping of elastomeric O-ring bearing mounts

National Aeronautics and Space Administration Levis ksearch Center, November 1977

# [6] Damping and stiffness coefficients of elastomer rings and their optimised application in rotor dynamics: theoretical investigations and experimental validation

A Bormann, R Gasch.

## [7] Pressure and Squeeze Effects on the Dynamic Characteristics of Elastomer 0-Rings Under Small Reciprocating Motion

I. Green, I. Etsion.

## [8] Effects of medium phases on the thermal degradation of hydrogenated nitrile rubber Orings under compression

Weitao Lou, Weifang Zhang, Xuerong Liu, Taishan Lou, Dan Xu.

#### Bibliografia

## [9] Measurement of Dynamic Properties of O-rings and Stability Threshold of Flexibly Supported Herringbone Grooved Aerodynamic Journal Bearings

Jun Tomioka, Norifumi Miyanaga.

### [10] Effect of contact pressure and thermal degradation on the sealability of O-ring

Kazutaka Yokoyama, Masayuki Okazaki, Taku Komito.

## [11] The effect of thermo-oxidation on the continuous stress relaxation behavior of nitrile rubber

Jiaohong Zhao, Rui Yang, Rossana Iervolino, Bas van der Vorst, Stellario Barbera.

### [12] Meccanica delle vibrazioni

A. Fasana, S. Marchesiello.