

Comportamento sperimentale di cuscinetti portanti lubrificati operanti a bassi numeri di Sommerfeld

Steven CHATTERTON, Phuoc Vinh DANG, Paolo PENNACCHI*, Andrea DE LUCA e Fabio FLUMIAN†

In questa memoria viene descritto il comportamento sperimentale di un cuscinetto cilindrico portante lubrificato in condizioni di funzionamento critiche, ovvero a velocità di rotazione molto basse ed in presenza di elevata pressione specifica. Il cuscinetto utilizzato ha diametro nominale di 160 mm e lunghezza pari a 145 mm. La velocità di rotazione considerata è pari a 60 rpm (1 Hz), mentre i carichi applicati in direzione verticale variano da 20 kN a 350 kN, il che corrisponde a numeri di Sommerfeld variabili tra 0,1314 e 0,0086. Verranno presentati e discussi i dati ottenuti per la posizione di equilibrio statico, per la pressione idrodinamica, per la distribuzione di temperatura e per i coefficienti di rigidezza e smorzamento dinamici.

Keywords: *cuscinetto cilindrico, carichi elevati, velocità ridotta, numeri di Sommerfeld molto piccoli*

1. Introduzione

L'installazione di cuscinetti portanti cilindrici a film d'olio in macchine industriali rimane ancora una buona scelta progettuale per via della loro semplicità e del basso costo rispetto ai cuscinetti portanti a pattini oscillanti o ai cuscinetti a rotolamento. Le applicazioni tipiche comprendono macchine alternative con alberi di piccolo diametro, operante ad alta velocità, che non richiedono prestazioni in termini di dinamica elevate quali quelle offerte da altri tipi di cuscinetti. Le applicazioni critiche sono rappresentate da macchine con alberi di diametro medio / grande, che operano a bassi numeri di Sommerfeld e caratterizzate sia da basse velocità tangenziali (meno di 1 m/s), sia da carichi elevati (pressione specifica superiore a 10 MPa). In questi casi, sono solitamente impiegati oli ad alta viscosità (grado ISO VG superiore a 100).

In queste condizioni critiche, si verifica la cosiddetta lubrificazione mista o parziale e l'uso di un semplice modello idrodinamico (HD) o termo-idrodinamico (THD) per il calcolo in fase di progetto potrebbe portare ad un sovradimensionamento del cuscinetto, dovuto principalmente ad una sovrastima del valore massimo della pressione dell'olio film. I modelli termo-elasto-idrodinamici (TEHD), tenendo conto dell'elevata deformazione del cuscinetto sotto grandi carichi, possono migliorare la stima della distribuzione della pressione e possono portare ad una riduzione delle dimensioni del cuscinetto progettato.

Il comportamento termico del cuscinetto portante cilindrico e il suo effetto sulle prestazioni è stato ampiamente studiato da diversi decenni. In letteratura,

*S. Chatterton, P.V. Dang, P. Pennacchi, A. Vania, F. Cangioli, Dipartimento di Meccanica, Politecnico di Milano, Italy.

† A. De Luca, F. Flumian, Danieli & C Officine Meccaniche S.p.A., Research & Development, Buttrio (UD), Italy.

sono stati impiegati sia modelli THD, sia test sperimentali per comprendere appieno il comportamento di questo tipo di cuscinetto. Brito et al. [1] hanno studiato l'influenza del carico applicato e della velocità di rotazione sulle prestazioni di un cuscinetto cilindrico con diametro nominale di 100 mm con due scanalature assiali situate a $\pm 90^\circ$ rispetto alla direzione del carico. Il carico applicato variava da 2 kN a 10 kN, mentre la velocità di rotazione variava da 1000 rpm a 4000 rpm. Gli autori hanno concluso che la temperatura dell'albero, la temperatura massima della boccia e la portata d'olio aumentano linearmente con l'aumentare della velocità di rotazione. Inoltre, all'aumento del carico applicato corrispondeva l'aumento della temperatura del lobo caricato e la diminuzione di temperatura del lobo scarico, ma esso non sembrava influenzare significativamente la temperatura dell'albero e la temperatura di uscita dell'olio.

Gardner [2] ha determinato sperimentalmente le condizioni in cui avveniva la transizione da lubrificazione idrodinamica a lubrificazione limite in cuscinetti portanti. I test sono stati effettuati con un cuscinetto cilindrico con due scanalature e un cuscinetto tilting-pad, accoppiati ad un albero di diametro da 13 pollici. Egli ha concluso che il limite inferiore di lubrificazione idrodinamica corrispondeva ad un numero di Sommerfeld compreso tra circa 0,005 e 0,006.

Un altro lavoro sperimentale è stato condotto per determinare l'effetto della posizione della scanalatura per l'alimentazione dell'olio sulla temperatura e sulla pressione in un cuscinetto portante idrodinamico del diametro di 100 mm ed con rapporto lunghezza-diametro di 0,5 [3]. La scanalatura è stata posizionata in corrispondenza a sette valori angolari diversi, vale a dire -45° , -30° , -15° , 0° , $+15^\circ$, $+30^\circ$ e $+45^\circ$ rispetto alla verticale. Si è osservato che i cambiamenti nella posizione radiale della scanalatura per l'olio modificano in una certa misura la temperatura e la pressione.

In [4] e [5], gli autori hanno studiato la lubrificazione mista di un piccolo cuscinetto funzionante a bassa velocità di rotazione, da 2 rpm a 500 rpm, con diverse temperature dell'olio di alimentazione e diversi carichi applicati. In condizioni di lubrificazione mista, un'elevata temperatura del lubrificante determina un alto coefficiente di attrito. Il numero di Sommerfeld in questa condizione è inferiore a 0.002.

Nel presente studio, un ampio lavoro sperimentale è stato portato a termine per determinare le caratteristiche di un cuscinetto portante cilindrico, operante a velocità molto bassa (60 rpm) ed in condizioni di elevata pressione specifica (fino a 17 MPa). Per ragioni di riservatezza, alcuni dati, quali il gioco del cuscinetto, sono stati omessi, nonché alcuni risultati sono stati normalizzati rispetto al corrispondente valore massimo.

2. Caratteristiche del test-rig e del cuscinetto

Le parti principali del del test-rig installato nei laboratori del Dipartimento di Meccanica del Politecnico di Milano, che è mostrato in Fig. 1 e Fig. 2, sono costituite dai supporti e dalle cassa del cuscinetto.

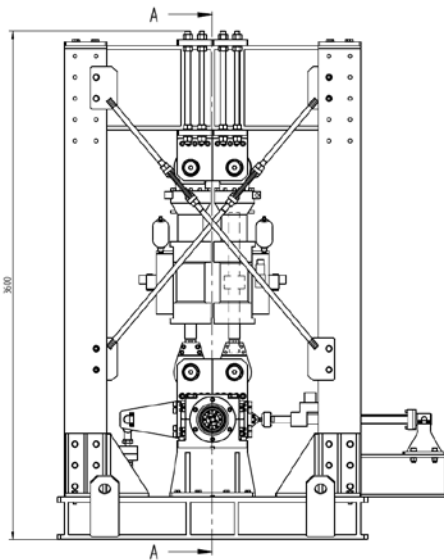


Fig. 1. Schema del dispositivo di prova.

Un rotore rigido (l'albero) è azionato da un motore elettrico asincrono da 15.0 kW, dotato di inverter, attraverso un giunto flessibile. La velocità del motore è controllata da un regolatore di frequenza e può raggiungere un valore massimo di 1465 rpm. La velocità dell'albero può essere ridotta anche mediante un riduttore con un rapporto di trasmissione di 1:9. Il carico in direzione verticale è applicato sulla parte superiore della cassa del cuscinetto, mediante due attuatori idraulici, posti in direzione verticale, che lavorano in parallelo. Il valore del massimo carico è di 400 kN e corrisponde ad una pressione specifica di circa 17 MPa, molto più elevata rispetto ai comuni valori di circa 2-3 MPa adottati comunemente in campo industriale.

Gli attuatori verticali sono in grado di applicare sia il carico statico, sia il carico dinamico per la stima dei coefficienti di rigidità e smorzamento dinamici. In particolare, il carico verticale viene applicato al cuscinetto nella direzione verso il basso, corrispondente ad un carico applicato sull'albero nella direzione verso l'alto. Il carico in direzione orizzontale viene applicato per mezzo di un attuttore idraulico, posto in direzione ortogonale rispetto ai due attuatori verticali. L'attuttore in direzione orizzontale, che può esercitare un carico massimo di 20 kN, viene utilizzato solamente per l'eccitazione dinamica per la stima dei coefficienti dinamici. La pressione di alimentazione degli attuatori è fornita dal sistema di alimentazione idraulica ad alta pressione del laboratorio, attraverso un collettore e un distributore di pressione, con una pressione massima di 210 bar.



Fig. 2. Immagine del dispositivo di prova.

Il cuscinetto portante che è posto al centro dell'albero ha un diametro nominale D di 160 mm e una lunghezza L di 145 mm. L'albero ruota in senso antiorario, visto dal lato non collegato al motore (NDE – ossia quello mostrato in Fig. 2). Il cuscinetto è dotato di diversi sensori: 3 sensori di pressione dinamica (P1, P2, P3), 2 captatori di prossimità (XC, YC) – vedi Fig. 3 – e 9 sensori di temperatura (da T1 a T9) – vedi Fig. 4.

I sensori di pressione sono installati nella mezzeria del cuscinetto (Fig. 5), vicino al punto di applicazione del carico verticale e sono equi-spaziati di 15° rispetto alla direzione verticale (P2 è lungo la direzione verticale del carico W).

Solamente il lobo caricato è equipaggiato con nove sensori di temperatura, che sono installati ad una distanza di $L/4$ dal centro del cuscinetto vicino al lato NDE ed equi-spaziati angolarmente di $22,5^\circ$ lungo l'arco superiore della circonferenza (T1 e T9 in Fig. 4 sono posizionati lungo la direzione orizzontale).

I captatori di prossimità sono installati nella mezzeria del cuscinetto, a $\pm 45^\circ$ rispetto alla direzione verticale. Un captatore di prossimità supplementare serve come key-phasor.

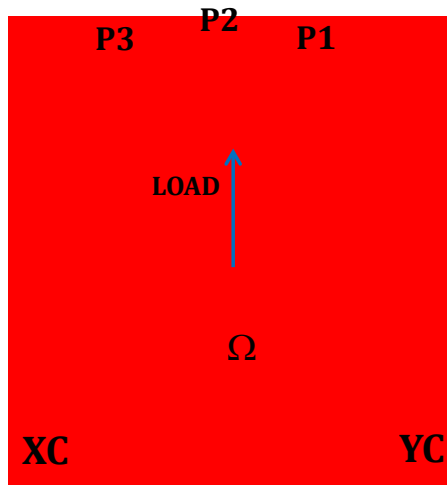


Fig. 3. Schema di installazione dei sensori di pressione e dei captatori di prossimità nel cuscinetto.

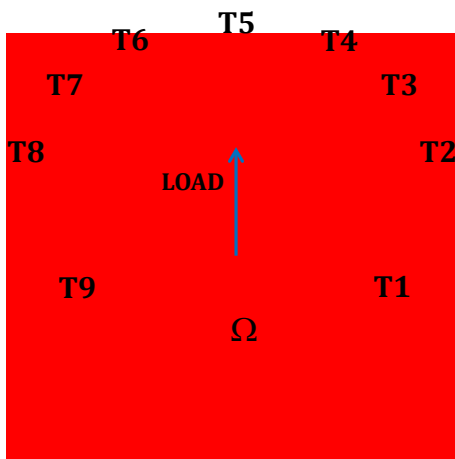


Fig. 4. Schema di installazione dei sensori di temperatura nel cuscinetto.



Fig. 5. Immagine del cuscinetto strumentato.

3. Prove sperimentali

In questo studio, tutte le prove sono state eseguite alla velocità di rotazione dell'albero di 60 rpm (1 Hz) e con il carico statico variabile da 0 kN fino a 350 kN.

Durante le prove, la temperatura di alimentazione dell'olio è stata mantenuta intorno a 40°C , utilizzando un controllo di temperatura PID ad anello chiuso. I dettagli riguardanti le dimensioni del cuscinetto, le proprietà del lubrificante ed i parametri operativi sono riportati nella Tabella 1.

I dati dinamici misurati comprendono la posizione relativa del cuscinetto rispetto all'albero, il carico dinamico e l'accelerazione assoluta della cassa del cuscinetto.

Tabella 1. Caratteristiche principali del cuscinetto, dell'olio e parametri operativi.

Parametro	Valore
Diametro cuscinetto, D	160 mm
Lunghezza cuscinetto, L	145 mm
Carico, W	0 – 350 kN
Velocità dell'albero, N	60 rpm
Tipo lubrificante	ISO VG150
Temperatura ambiente	20 – 25°C

Per la stima dei coefficienti dinamici, una volta che l'albero ha raggiunto la posizione di equilibrio (x_0, y_0) per un dato carico statico (vedi Fig. 5), il carico dinamico da 3 kN è stato applicato lungo diverse direzioni, nell'intorno della posizione di equilibrio dell'albero. Quindi, i coefficienti dinamici sono stati valutati mediante il metodo di stima dei minimi quadrati nel dominio della frequenza [6] - [9].

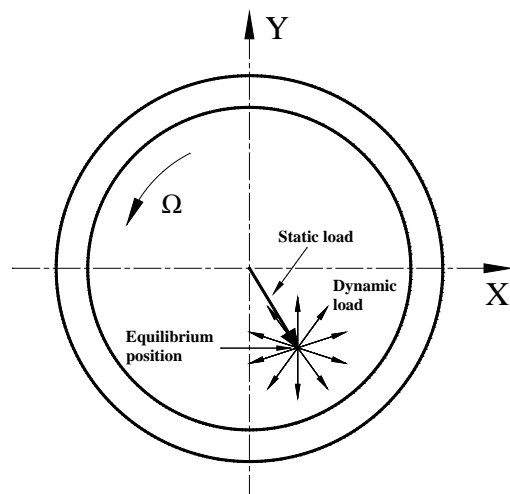


Fig. 6. Carichi statico e dinamico applicati sul cuscinetto.

Per la direzione k -esima dell'eccitazione dinamica, il rapporto tra le forze del film d'olio, $F_x^{oil}(\Omega)$ e $F_y^{oil}(\Omega)$, e le ampiezze di vibrazione, $X(\Omega)$ e $Y(\Omega)$, possono essere scritte applicando il bilancio armonico nel dominio della frequenza:

$$\begin{bmatrix} F_x^{oil}(\Omega) \\ F_y^{oil}(\Omega) \end{bmatrix}_k = \begin{bmatrix} h_{xx}(\Omega) & h_{xy}(\Omega) \\ h_{yx}(\Omega) & h_{yy}(\Omega) \end{bmatrix}_k \begin{bmatrix} X(\Omega) \\ Y(\Omega) \end{bmatrix}_k \quad (1)$$

dove $h_{xy}(\Omega) = (k_{xy} - \Omega^2 M_{xy}) + i(\Omega c_{xy})$ sono i coefficienti dinamici complessi, $i = \sqrt{-1}$ l'unità immaginaria e Ω la frequenza della forza applicate. Si noti che tutti i test sono stati eseguiti ad una bassa velocità di rotazione (1 Hz), per cui la matrice di massa aggiunta M_{xy} può essere trascurata. L'eq. (1) può essere riscritta come:

$$\begin{bmatrix} F_x^{oil}(\Omega) \\ F_y^{oil}(\Omega) \end{bmatrix}_k = \begin{bmatrix} X(\Omega) & Y(\Omega) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & X(\Omega) & Y(\Omega) \end{bmatrix}_k \begin{bmatrix} h_{xx}(\Omega) \\ h_{xy}(\Omega) \\ h_{yx}(\Omega) \\ h_{yy}(\Omega) \end{bmatrix}_k = [R_k(\Omega)] \begin{bmatrix} h_{xx}(\Omega) \\ h_{xy}(\Omega) \\ h_{yx}(\Omega) \\ h_{yy}(\Omega) \end{bmatrix}_k \quad (2)$$

Considerando tutte le N direzioni per le quali è stato applicato il carico dinamico, l'eq. (2) diviene:

$$\mathbf{F} = \begin{bmatrix} F_1(\Omega) \\ F_2(\Omega) \\ \vdots \\ F_N(\Omega) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} [R_1(\Omega)] \\ [R_2(\Omega)] \\ \vdots \\ [R_N(\Omega)] \end{bmatrix} \begin{bmatrix} h_{xx}(\Omega) \\ h_{xy}(\Omega) \\ h_{yx}(\Omega) \\ h_{yy}(\Omega) \end{bmatrix} \quad (3)$$

Il vettore dei coefficienti dinamici complessi $h_{xy}(\Omega)$ può essere quindi ottenuto mediante la stima ai minimi quadrati. Infine, i coefficienti di rigidità e smorzamento del cuscinetto sono pari a:

$$k_{xy} = \text{Re}[h_{xy}] \quad , \quad c_{xy} = \text{Im}[h_{xy}]/\Omega \quad (4)$$

4. Risultati e discussione

I risultati concernenti alla posizione statica dell'albero, alla distribuzione della pressione idrodinamica nel piano mediano del cuscinetto, ai profili di temperatura del cuscinetto ed ai coefficienti dinamici di rigidità e smorzamento vengono qui di seguito presentati e discussi.

4.1 Posizione di equilibrio statico dell'albero

La Fig. 8 mostra le posizioni di equilibrio statico dell'albero alla velocità di rotazione di 60 rpm, quando il carico statico applicato varia da 0 kN a 350 kN.

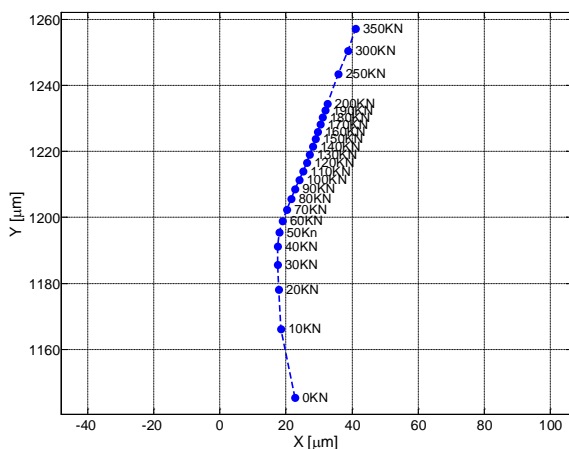


Fig. 7. Luogo dei centri in funzione del carico.

Si noti che in Fig. 8 i punti rappresentano la posizione dell'albero rispetto alla cassa del cuscinetto e il carico viene applicato sull'albero in direzione verso l'alto. Pertanto, ad un aumento del carico, corrisponde un movimento apparente dell'albero nella direzione verso l'alto.

Si può chiaramente osservare in Fig. 8 che, quando il carico statico aumenta da 0 kN a 350 kN, lo spostamento relativo in direzione verticale tra la cassa del cuscinetto e l'albero varia di circa 120 μm.

4.2 Distribuzione di pressione idrodinamica

La Fig. 9 mostra la distribuzione della pressione in tre tre posizioni (P1, P2, e P3) in funzione del numero di Sommerfeld, in corrispondenza alla velocità costante di 60 rpm, per il carico statico variabile da 20 kN a 350 kN, corrispondente a numeri Sommerfeld da 0,1314 a 0,0086.

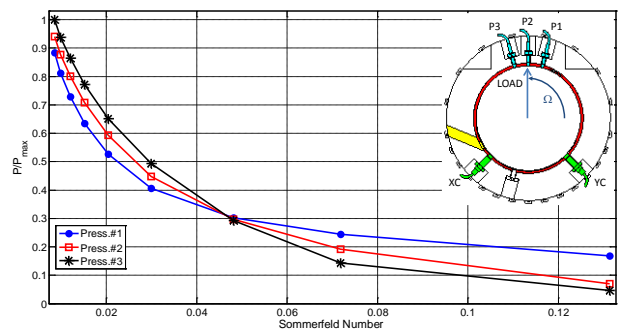


Fig. 8. Distribuzione delle pressioni misurate in funzione del numero di Sommerfeld.

In Fig. 9 si può osservare che la pressione aumenta drasticamente al diminuire del numero Sommerfeld, ossia aumentando il carico statico applicato. Ad esempio, il valore di pressione misurato nella posizione P3 aumenta di più di 10 volte nell'intervallo considerato per il numero di Sommerfeld. È anche interessante osservare che il valore di pressione è massimo è misurato in corrispondenza di P1 ed è minimo nella posizione P3, quando il numero Sommerfeld è superiore a 0,05 e viceversa per valori più bassi del numero di Sommerfeld.

Per ragioni di riservatezza, la pressione nella Fig. 9 è normalizzata rispetto a quella massima. Comunque, la pressione massima misurata è circa 1/3 di quello previsto utilizzando modelli idrodinamici convenzionali.

4.3 Misure di temperatura

La Fig. 10 mostra la temperatura nel piano mediano dell'interfaccia tra la boccola ed il film d'olio quando il carico statico aumenta da 0 kN a 350 kN, in corrispondenza della velocità di rotazione di 60 rpm. All'aumentare del carico statico, la temperatura del lobo caricato tende ad aumentare a causa di una diminuzione dello spessore minimo del film d'olio, che determina l'aumento della generazione di calore in prossimità della zona di spessore minimo.

La Fig. 11 mostra i profili di temperatura del lobo caricato in funzione dell'aumentare del carico statico. I

risultati, per dieci differenti valori del carico statico, vengono mostrati in funzione della posizione angolare delle sonde nel cuscinetto. In generale, la distribuzione della temperatura nel cuscinetto aumenta con l'aumentare del carico statico applicato. Si può notare che per tutti i test effettuati, nella posizione angolare di 112,5° (corrispondente al sensore di temperatura T6) i valori di temperatura sono sempre superiori rispetto a quelle delle altre posizioni sul lobo caricato.

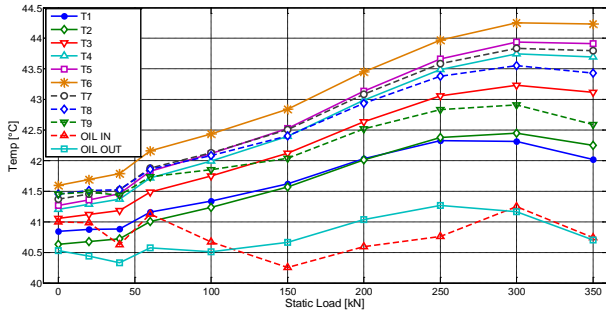


Fig. 9. Temperature misurate in funzione del carico statico.

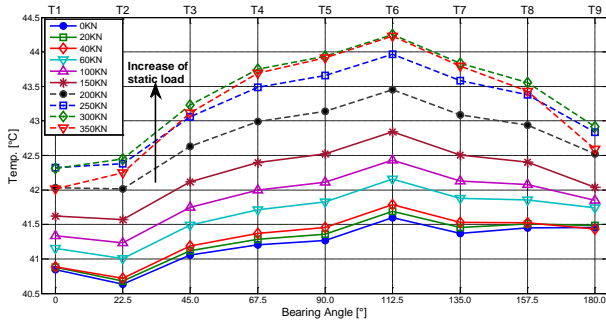


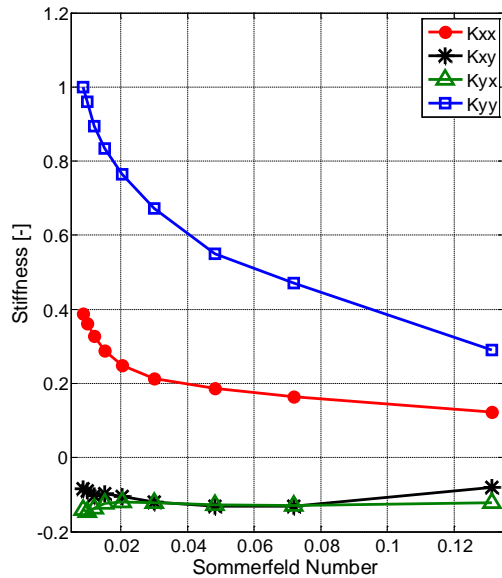
Fig. 10. Temperature misurate in funzione della posizione angolare sul cuscinetto.

4.4 Coefficienti di rigidezza e smorzamento dinamici

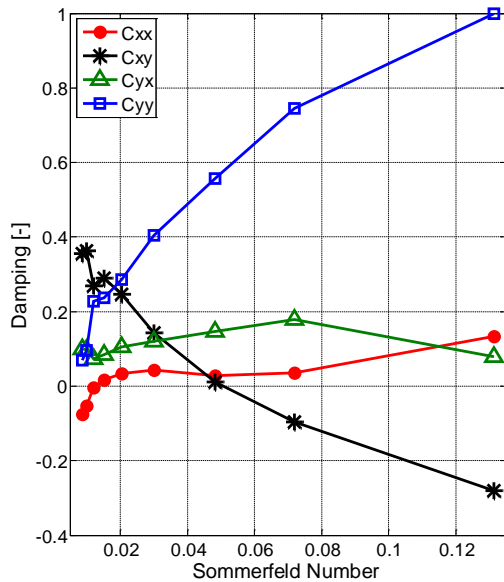
La Fig. 12 mostra i coefficienti dinamici diretti e incrociati normalizzati in funzione del numero Sommerfeld, per la velocità del rotore pari a 60 rpm, frequenza della forza applicata di 1,5 Hz e carico dinamico di 3 kN.

Si può chiaramente osservare che i coefficienti di rigidezza diretti dipendono fortemente dal numero Sommerfeld, specialmente quelli nella direzione del carico (k_{yy}). Questo coefficiente diminuisce significativamente, quasi del 350% quando il numero di Sommerfeld passa da 0,0086 a 0,1314. Si osserva anche che i coefficienti di rigidezza diretti nella direzione ortogonale non caricata (k_{xx}), in special modo a basso numero Sommerfeld. I coefficienti di rigidezza incrociati, con segno negativo, sono molto più piccoli dei coefficienti diretti e sono abbastanza indipendenti dal valore del numero di Sommerfeld.

Un comportamento opposto si riscontra per il coefficiente di smorzamento diretto nella direzione del carico (c_{yy}), che aumenta notevolmente con l'aumentare del numero di Sommerfeld. Per il valore più basso del numero di Sommerfeld pari a 0,0086 (corrispondente al maggiore carico statico, 350 kN), tale coefficiente di smorzamento normalizzato vale circa 0,07 mentre diviene pari a 1 in corrispondenza del più alto numero di Sommerfeld.



(a)



(b)

Fig. 11. Coefficienti di rigidezza (a) e smorzamento (b) in funzione del numero di Sommerfeld.

Vale la pena di notare che, mentre il coefficiente di smorzamento incrociato nella direzione di carico (c_{yx}) è abbastanza insensibile alla variazione del numero di Sommerfeld, il coefficiente incrociato rimanente (c_{xy}) mostra una forte dipendenza dal numero di Sommerfeld,

variando da 0,36 a -0,28 nel completo range di variazione del numero di Sommerfeld.

5. Conclusioni

Un'indagine sperimentale sulle caratteristiche statiche e dinamiche di un cuscinetto portante cilindrico che opera in condizioni critiche, ossia a velocità molto bassa e con alta pressione specifica, è stata presentata in questa memoria. Tutti i test sperimentali sono stati condotti a bassa velocità di rotazione, pari a 60 rpm, mentre il carico applicato in direzione verticale è variato da 20 kN a 350 kN, valori che corrispondono a numeri di Sommerfeld da 0,1314 a 0,0086. In corrispondenza del carico massimo, la pressione specifica sul cuscinetto è circa 17 MPa. I risultati ottenuti per la posizione statica, la pressione idrodinamica, i profili di temperatura, ed i coefficienti di rigidezza dinamici sono stati presentati e discussi.

La pressione aumenta drasticamente al diminuire del numero Sommerfeld, cioè aumentando il carico statico applicato. I valori di pressione misurati aumentano di circa 10 volte nel range considerato per il numero di Sommerfeld. Comunque, la pressione massima rilevata durante gli esperimenti è piuttosto bassa se confrontata con il valore teorico ottenuto con modelli idrodinamici convenzionali. In condizioni operative gravose, grandi deformazioni possono avvenire nel cuscinetto ed i normali modelli idrodinamici non sono adatti.

L'aumento del carico causa un aumento di temperatura nel lobo caricato del cuscinetto. In corrispondenza dell'angolo di misura di 112.5°, la temperatura raggiunge il valore massimo.

I coefficienti di rigidezza dinamica dipendono fortemente dal numero di Sommerfeld, in particolare i coefficienti di rigidezza diretti nella direzione di carico, k_{yy} . Essi diminuiscono con l'aumento del numero di Sommerfeld. Viceversa, i coefficienti di rigidezza incrociati (k_{xy} e k_{yx}) sono molto più piccoli dei coefficienti diretti e sono relativamente indipendenti dal valore del carico statico. Un comportamento opposto si manifesta per i coefficienti di smorzamento dinamici diretti, vale a dire, essi aumentano con l'aumentare del numero di Sommerfeld.

Bibliografia

- [1] Brito, F.P., Bouyer, J., Fillon, M., and Miranda, A.S., 2006, “Thermal Behavior and Performance Characteristics of a Twin Axial Groove Journal Bearing as a Function of Applied Load and Rotational Speed”, 5th International Conference on Mechanics and Materials in Design.
- [2] Gardner, W.W., 1976, “Journal Bearing Operation at Low Sommerfeld Numbers”, ASLE Transactions, Vol. 19(3), pp. 187-194.
- [3] Ahmad, M.A., Kasolang, S., and Dwyer-Joyce, R.S., 2014, “Experimental Study on the Effects of Oil Groove Location on Temperature and Pressure Profiles in Journal Bearing Lubrication”, Tribol. Int., Vol. 74, pp.79-86.
- [4] Lu, X., Khonsari, M.M., and Gelinck, E.R.M., 2006, “The Stribeck Curve: Experimental Results and Theoretical Prediction”, Journal of Tribology, Vol. 128, pp. 789-794.
- [5] Lu, X., and Khonsari, M.M., 2005, “On the lift-off speed in journal bearing”, Tribology Letters, Vol. 20, Nos. 3-4.
- [6] Chatterton, S., Pennacchi, P., Dang, P.V., and Vania, A., 2014, “Identification Dynamic Force Coefficients of a Five-Pad Tilting-Pad Journal Bearing”, Proceedings of 9th International Conference on Rotor Dynamics (IFTToMM); Milan, Italy; Vol. 21, pp. 931-941.
- [7] Dang, P.V., Chatterton, S., Pennacchi, P., Vania, A., and Cangioli, F., 2015, “Investigation of Load Direction on a Five-Pad Tilting Pad Journal Bearing with Variable Clearance”, Proceedings of the 14th IFTToMM World Congress, Taipei, Taiwan, October 25-30.
- [8] Dang, P. V., Chatterton, S., Pennacchi, P., Vania, A., and Cangioli, F., 2015, “Behavior of a Tilting-Pad Journal Bearing With Different Load Directions”, ASME Paper No. DETC2015-46598, Vol. 8.
- [9] Dang, P. V., Chatterton, S., Pennacchi, P., Vania, A., and Cangioli, F., 2015, “An Experimental Study of Nonlinear Oil-Film Forces in a Tilting-Pad Journal Bearing”, ASME Paper No. DETC2015-46601, Vol. 8.