

Analisi teorica e sperimentale dell’effetto della direzione del carico in cuscinetti a pattini oscillanti reali

Steven CHATTERTON, Phuoc Vinh DANG, Paolo PENNACCHI, Andrea VANIA, Filippo CANGIOLI*, Paolo LOMBARDI e Luca GORASSO†

I cuscinetti portanti a pattini oscillanti sono ampiamente utilizzati nelle macchine rotanti per velocità elevate e carichi sia bassi sia elevati. Data l’importanza di questo componente delle macchine rotanti, molti autori hanno pubblicato diversi studi, teorici e sperimentali, per valutare l’effetto dei giochi, della temperatura del lubrificante, della portata dell’olio e di diversi effetti termici sul comportamento di questo tipo di cuscinetto. Tuttavia, le indagini sull’influenza della direzione di carico sulle proprietà dei cuscinetti a pattini oscillanti sono spesso molto limitate e non considerano le geometria reale del cuscinetto. In questo articolo verrà presentata un’analisi teorica e sperimentale degli effetti delle direzione del carico nei cuscinetti reali a pattini oscillanti.

Keywords: *cuscinetto a pattini oscillanti, direzione del carico, gioco radiale, caratteristiche statiche, coefficienti dinamici*

1. Introduzione

La maggior parte degli studi sui cuscinetti a pattini oscillanti considera configurazioni di carico o tra i pattini (LBP) o su uno dei pattini (LOP). Nel caso che il carico si scosti da queste configurazioni, le prestazioni vengono stimate in maniera approssimata e ciò può ridurre l’affidabilità del progetto del cuscinetto. Inoltre, la valutazione delle prestazioni viene fatta sulla base delle geometrie nominali di progetto, non considerando l’effetto delle tolleranze di lavorazione.

In questo articolo verrà considerato un cuscinetto dalla geometria reale, determinata dalle tolleranze di lavorazione. Le prestazioni verranno calcolate mediante un modello termo-idrodinamico (THD) e misurate grazie ad un banco prova specifico realizzato in collaborazione tra Eurobearings S.r.l. ed il Dipartimento di Meccanica del Politecnico di Milano.

2. Modello del cuscinetto

Il cuscinetto considerato in questo articolo è dotato di cinque pattini oscillanti. La modellazione verrà descritta sinteticamente nei seguenti paragrafi.

2.1 Condizioni al contorno

I fenomeni che avvengono al contorno dei pattini sono complessi: tra questi vanno annoverati la rottura del film d’olio in corrispondenza delle zone a pressione negativa, il mix dell’olio a diverse temperature, ecc. In generale, si considererà che la pressione sia nulla al di fuori del pattino e che la pressione soddisfa la condizione di Reynolds sul bordo di uscita in direzione circonferenziale.

Per quanto riguarda la temperatura dell’olio, essa viene assunta costante sul bordo di ingresso di ogni pattino, in direzione assiale, e pari a quella misurata sperimentalmente. La temperatura del perno è anch’essa considerata costante e pari alla media delle temperature dei diversi film d’olio, assumendo condizioni adiabatiche per le superfici del perno e dei pattini.

2.2 Modello matematico

Lo schema del cuscinetto è mostrato in Fig. 1. Esso è montato sul banco prova in configurazione LOP, ha un diametro nominale di 100 mm e il rapporto lunghezza/diametro è pari a 0.7. La Fig. 2 mostra la geometria di un singolo pattino, la nomenclatura adottata ed il sistema di riferimento utilizzato. Il pattino è del tipo rocker.

Le consuete ipotesi semplificative (olio incompressibile e newtoniano, condizioni di regime e moto laminare) sono utilizzate per la scrittura dell’equazione di Reynolds:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\rho \frac{h}{2} (U_1 + U_2) \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\rho \frac{h}{2} (W_1 + W_2) \right) - \rho U_2 \frac{\partial h}{\partial x} - \rho W_2 \frac{\partial h}{\partial z} + \rho (V_2 - V_1) \quad (1)$$

dove h è lo spessore del film d’olio, p la pressione nel film d’olio, μ la viscosità dinamica, z la direzione assiale, x la direzione tangenziale e ρ la densità dell’olio. Le componenti della velocità del perno sono U_1 , V_1 , W_1 e quelli del pattino U_2 , V_2 , W_2 . Lo spessore del film d’olio, in corrispondenza del pivot, è pari a:

$$h = C_p - (C_p - C_b) \cos(\theta - \alpha) - (R + r) \delta \sin(\theta - \alpha) + X \cos(\theta) + Y \sin(\theta) + \delta_r \quad (2)$$

Il termine δ_r rappresenta gli spostamenti radiali dovuti sia alla rotazione sia alla deformazione del pattino.

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

† P. Lombardi, L. Gorasso, Eurobearings S.r.l., Cortemaggiore (PC), Italy.

Supponendo che la viscosità μ e la densità ρ dipendano solamente dalla temperatura T , si può scrivere:

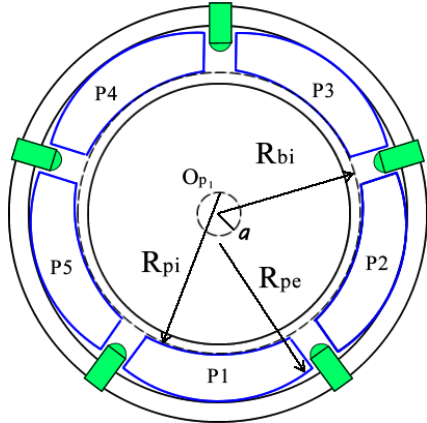


Fig. 1. Schema del cuscinetto a cinque pattini oscillanti.

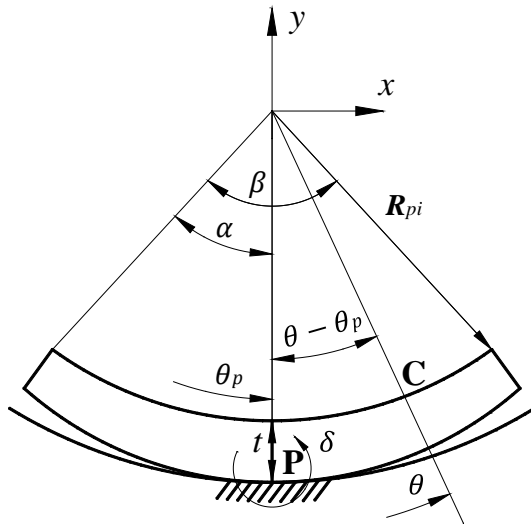


Fig. 2. Sistema di riferimento e geometria del singolo pattino.

$$\mu(T) = \mu_0 \exp\{\kappa(T_s - T)\} \quad (3)$$

$$\rho(T) = \rho_0 \exp\{1 + \alpha_v(T_s - T)\} \quad (4)$$

dove κ e α_v sono, rispettivamente, il coefficiente di temperatura/viscosità e quello di espansione termica dell'olio e T_s la temperatura di ingresso dell'olio. Le caratteristiche dell'olio ISO-VG 46, utilizzato per questo studio, sono mostrate nella Tabella 1.

Tabella 1. Caratteristiche dell'olio ISO-VG46.

Viscosità (40°C)	$\mu_0 = 0.03961$ [Pa.s]
Viscosità (100°C)	$\mu_{100} = 0.00561$ [Pa.s]
Densità (40°C)	$\rho_0 = 861$ [kg/m ³]
Calore specifico	$c_p = 1.9766$ [kJ/(kg°C)]
Coefficiente di espansione termica	$\alpha_v = 7.34 \times 10^{-4}$ [°C ⁻¹]
Coefficiente di temperatura/viscosità	$\kappa = 0.03284$ [K ⁻¹]

L'equazione di bilancio termico è in questo caso semplificabile, grazie al ridotto spessore del film d'olio e si riduce a [1]:

$$\rho c_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \frac{\partial}{\partial y} \left(K \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \mu \left[\left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right] \quad (5)$$

dove T è la distribuzione di temperatura, K la conducibilità termica dell'olio, u e w le componenti della velocità nelle direzioni x e z .

Infine, le forze determinate dal film d'olio f_x e f_y si ottengono integrando la distribuzione di pressione sulla superficie del pattino:

$$\begin{bmatrix} f_x \\ f_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_x(x, y, \dot{x}, \dot{y}) \\ f_y(x, y, \dot{x}, \dot{y}) \end{bmatrix} = \begin{cases} \sum_{k=1}^{N_{pads}} \int_{-L/2}^{L/2} \int_0^\beta p_k \sin(\theta_k - \alpha_k) R d\theta_k dz \\ \sum_{k=1}^{N_{pads}} \int_{-L/2}^{L/2} \int_0^\beta p_k \cos(\theta_k - \alpha_k) R d\theta_k dz \end{cases} \quad (6)$$

I coefficienti dinamici si ottengono poi mediante differenziazione:

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_x}{\partial x} \Big|_{(x_0, y_0, 0, 0)} & \frac{\partial f_x}{\partial y} \Big|_{(x_0, y_0, 0, 0)} \\ \frac{\partial f_y}{\partial x} \Big|_{(x_0, y_0, 0, 0)} & \frac{\partial f_y}{\partial y} \Big|_{(x_0, y_0, 0, 0)} \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xy} \\ c_{yx} & c_{yy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_x}{\partial \dot{x}} \Big|_{(x_0, y_0, 0, 0)} & \frac{\partial f_x}{\partial \dot{y}} \Big|_{(x_0, y_0, 0, 0)} \\ \frac{\partial f_y}{\partial \dot{x}} \Big|_{(x_0, y_0, 0, 0)} & \frac{\partial f_y}{\partial \dot{y}} \Big|_{(x_0, y_0, 0, 0)} \end{bmatrix} \quad (8)$$

dove \mathbf{K} e \mathbf{C} sono le matrici delle rigidità e degli smorzamenti linearizzati, x e y sono gli spostamenti relativi tra albero e cuscinetto nelle direzioni orizzontale e verticale, $(x_0, y_0, 0, 0)$ è la posizione di equilibrio statico ed f_x e f_y sono le forze del film d'olio.

2.3 Integrazione numerica

Uno specifico software THD è stato sviluppato per l'integrazione numerica attraverso il metodo delle differenze finite. La temperatura di ingresso dell'olio è considerata pari a 40°C, che corrisponde a quella fissata per l'alimentazione del banco prova. Lo schema utilizzato per la soluzione è il seguente:

1. Viene fissato un valore di tentativo per la posizione di equilibrio dei pattini e del perno. Data la temperatura di ingresso dell'olio, vengono fissati i valori di viscosità e densità iniziali.
2. Fissato un valore di carico statico, il metodo iterativo di Newton-Raphson è utilizzato per trovare la posizione di equilibrio statico, considerando la temperatura e la viscosità dell'olio costanti. La configurazione di equilibrio statico viene definita

dagli angoli di tilt di ogni pattino (δ_i) e dalla corrispondente posizione del perno (x_0, y_0).

- La viscosità e la densità dell’olio vengono aggiornate utilizzando la distribuzione calcolata di temperatura nel film d’olio. La convergenza della temperatura è ottenuta attraverso il criterio dato dall’Eq. (9). La configurazione di equilibrio viene aggiornata.

$$\frac{\left| \left(\sum T_{ij} \right)_n - \left(\sum T_{ij} \right)_{n-1} \right|}{\left| \left(\sum T_{ij} \right)_n \right|} \leq \varepsilon_T \quad (9)$$

- Viene quindi calcolata la distribuzione di pressione sui singoli pattini, utilizzando il criterio di convergenza in eq. (10). Tutte le caratteristiche statiche, quali spessore minimo del film d’olio, potenza dissipata, portata d’olio, ecc. possono essere calcolate.

$$\frac{\left| \left(\sum p_{ij} \right)_n - \left(\sum p_{ij} \right)_{n-1} \right|}{\left| \left(\sum p_{ij} \right)_n \right|} \leq \varepsilon_p \quad (10)$$

- Infine, le forze del film d’olio vengono calcolate con l’Eq. (6) ed i coefficienti dinamici con le Eqs. (7) e (8).

Nelle Eqs. (9) e (10), n rappresenta il numero di iterazioni, ε_T e ε_p sono delle opportune costanti, fissate pari a $\varepsilon_p = \varepsilon_T = 10^{-4}$.

3. Descrizione del banco prova e del cuscinetto

Una descrizione dettagliata del banco prova è riportata in [2]. Il carico è applicato nella mezzeria dell’albero attraverso due attuatori idraulici (pos. I in Fig. 3), disposti ortogonalmente tra loro, in una configurazione $\pm 45^\circ$ rispetto alle celle di carico (L1H e L1V in Fig. 3).

Gli spostamenti relativi tra perno e cuscinetto sono misurati da due sensori di prossimità ortogonali tra loro (X1A e X1B in Fig. 3), installati nella cassa del cuscinetto.

La forza nominale degli attuatori è di 25 kN, mentre lo spostamento è di 100 μm nella banda di frequenza 0-50 Hz. Gli attuatori sono dotati di sensori ad elevata risoluzione per la misura degli spostamenti e delle forze.

Il banco prova è controllato da un software proprietario, mentre l’acquisizione dei segnali è fatta attraverso un software sviluppato in ambiente LabVIEW e schede PCI DAQ (National Instruments cDAQ-9178). Il banco è mostrato in Fig. 4 e le caratteristiche nominali del cuscinetto riassunte in Tabella 2.

4. Prove sperimentali

Le prove sperimentali sono state eseguite alla velocità di 1200 rpm, con un carico statico di 5 kN su ciascun cuscinetto, alla frequenza di eccitazione di 25 Hz. La direzione del carico statico è stata fatta variare da -90° (corrispondente a carico verticale, vedi Fig. 5) a 270° , con passo di 18° .

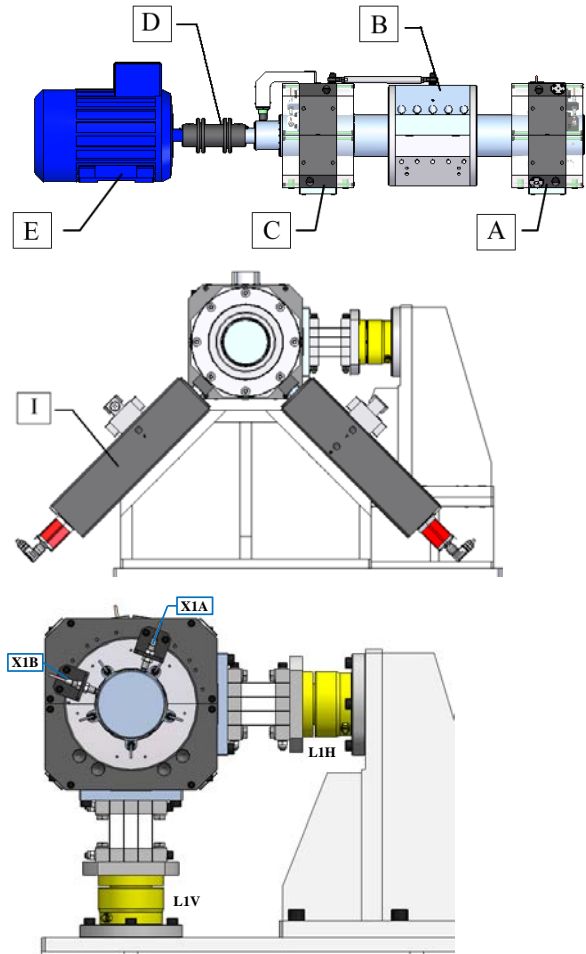


Fig. 3. Componenti principali del banco prova.

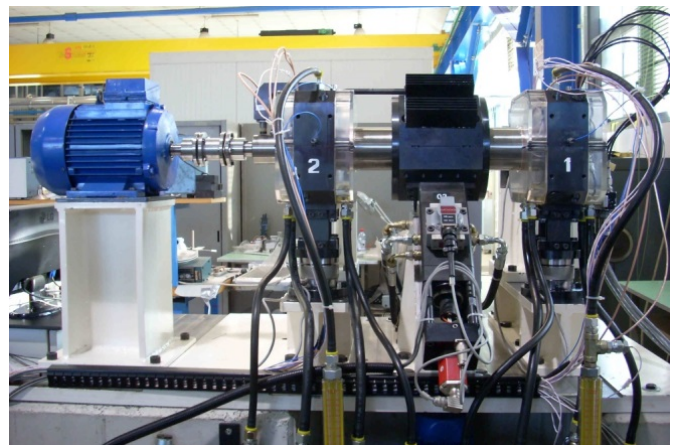


Fig. 4. Immagine del banco prova.



Fig. 5. Direzione del carico.

Tabella 2. Caratteristiche nominali del cuscinetto.

Parte	Unità	Valore
Numero di pattini	-	5
Configurazione rispetto alla cassa del cuscinetto	-	LOP
Diametro (D)	mm	100
Gioco di lavorazione (C_p)	mm	0.125
Gioco di assemblaggio (C_b)	mm	0.07
Precarico (m)	-	0.44
Spessore dei pattini (t)	mm	16
Lunghezza del cuscinetto (L)	mm	70
Apertura angolare (β)		63.5°
Temperatura di ingresso olio	°C	38-40
Velocità di rotazione	rpm	1200

Le grandezze misurate sono state la posizione relativa del perno rispetto al cuscinetto, i carichi dinamici e l'accelerazione assoluta della cassa. Per la determinazione dei coefficienti dinamici di rigidità e smorzamento, una volta che il perno ha raggiunto la posizione di equilibrio (x_0, y_0), questa viene perturbata e le variazioni della forza vengono misurate (vedi Fig. 6). I coefficienti sono poi stimati con il metodo dei minimi quadrati nel dominio delle frequenze.

4.1 Determinazione della geometria effettiva del cuscinetto

Nei cuscinetti a pattini oscillanti, la distribuzione nominale dei giochi radiali è un poligono con un numero di lati pari a quello dei pattini [3], come mostrato in Fig. 7 in linea tratto-punto. Nella realtà, a causa delle inevitabili, seppure limitatissime, tolleranze di lavorazione e di assemblaggio, il profilo reale può discostarsi e pertanto è importante valutarlo per poter effettuare un confronto tra i valori calcolati e quelli misurati. La stima della geometria effettiva del cuscinetto utilizzato per le prove sperimentali è stata fatta mediante il metodo presentato in [3]. Il profilo del gioco effettivo misurato e quello interpolato analiticamente sono mostrati in Fig. 7, mentre il gioco di assemblaggio ed il precarico risultanti sono riassunti in Tabella 3.

Tabella 3. Parametri rilevati.

Pattino	Spessore (mm)	Gioco C_b (mm)	Precarico m
Nominale	16.000	0.070	0.440
Pattino 1	15.994	0.066	0.474
Pattino 2	16.015	0.045	0.637
Pattino 3	15.999	0.061	0.516
Pattino 4	15.981	0.079	0.370
Pattino 5	16.018	0.042	0.663

5. Risultati e discussione

L'effetto della direzione del carico sul luogo dei centri del perno, sulle caratteristiche statiche e dinamiche viene ora valutato sia utilizzando il modello matematico, sia attraverso le prove sperimentali.

5.1 Distribuzione del gioco radiale e luogo dei centri dell'albero

Per un cuscinetto nominale, il luogo dei centri del perno in funzione della diversa direzione del carico agente è un “pentagono smussato”, approssimabile mediante una circonferenza di raggio pari a circa $30 \mu\text{m}$ (linea continua nera in Fig. 8), che corrisponde alla distribuzione pentagonale del gioco radiale.

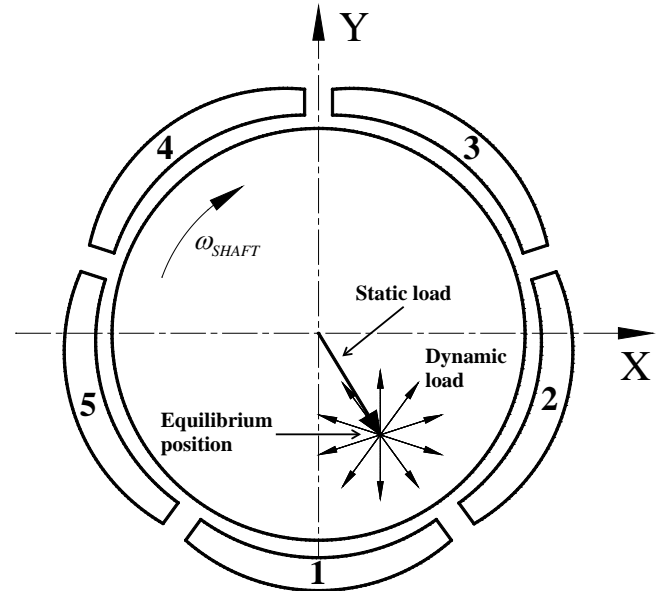


Fig. 6. Carichi statico e dinamico applicati al rotore.

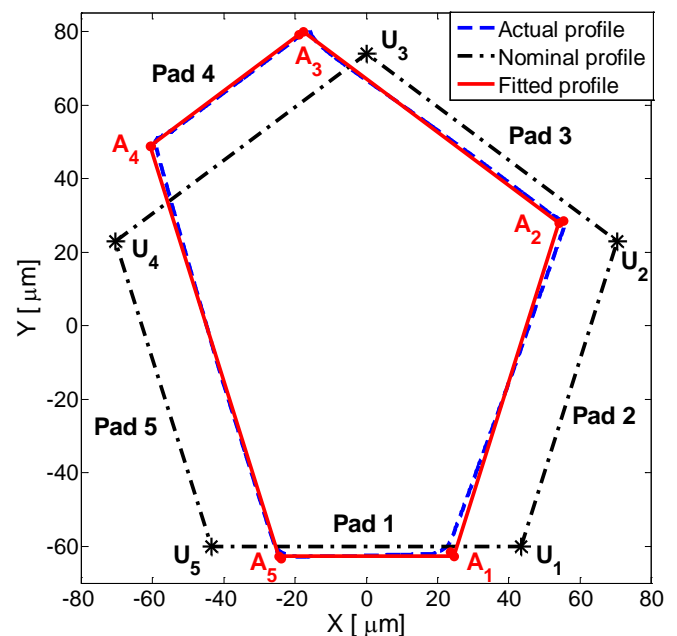


Fig. 7. Profili reale, nominale ed interpolato del gioco radiale.

La Fig. 8 mostra anche la distribuzione reale del gioco radiale ed i luoghi dei centri previsti e misurati, in corrispondenza a venti differenti direzioni del carico statico (da -90° a 252° , con passi di 18°). Il luogo

effettivo misurato sperimentalmente e quello simulato hanno una forma “schiacciata” simile tra loro.

La discrepanza della dimensione, maggiore per il caso sperimentalmente, può essere giustificata dalla dilatazione termica della cassa del cuscinetto (e dei captatori di prossimità) e dalla cedevolezza dell’intero sistema. Durante i test sperimentalmente, mentre la temperatura dell’olio in ingresso è stata mantenuta tra 38°C e 40°C, grazie ad uno scambiatore di calore, la temperatura della cassa è risultata maggiore e pari a circa 48°C.

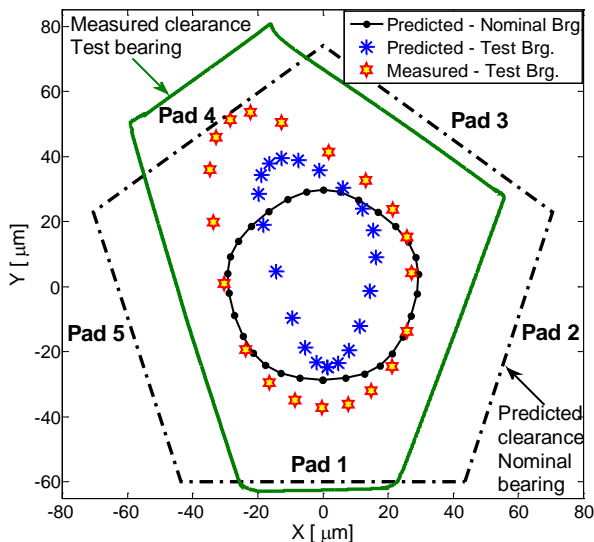


Fig. 8. Luogo dei centri in funzione della direzione del carico.

5.2 Distribuzione della pressione

La Fig. 9 mostra l’effetto della direzione del carico sulla distribuzione di pressione nel film d’olio. A causa della non uniformità dei giochi e del precarico, si può notare come, quando il carico è verticale (−90°) ed il pattino 1 è caricato, la pressione su di esso è mediamente minore della pressione sui due pattini adiacenti 2 e 5. Lo stesso tipo di comportamento si riscontra quando il carico è centrato sul pattino 4 (126°).

Un comportamento differente si riscontra quando il carico ha direzione −18° (carico sul pattino 2), 54° (carico sul pattino 3) o 198° (carico sul pattino 5); in questo caso, la distribuzione di pressione dell’olio è sensibilmente più elevata sul pattino caricato, con un valore massimo di pressione di circa 4.0 MPa, e assai minore sugli altri pattini.

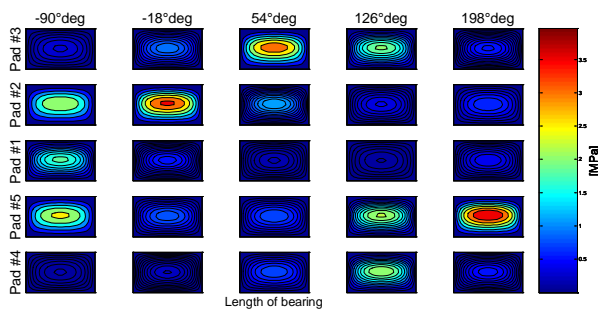


Fig. 9. Distribuzione delle pressioni.

5.3 Angolo di tilt del pattino

Gli angoli di tilt dei cinque pattini del cuscinetto sono mostrati in Fig. 10 in funzione della direzione del carico. Le differenze sono sempre attribuibili ai diversi giochi misurati.

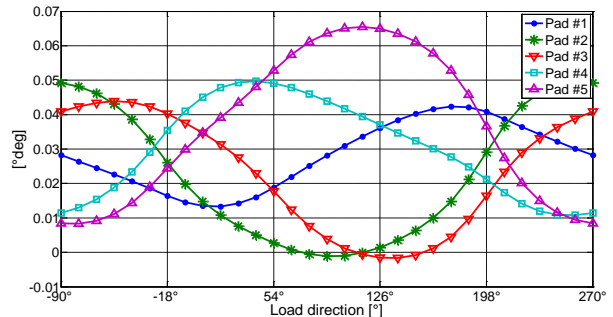


Fig. 10. Angolo di tilt del pattino in funzione della direzione del carico.

5.4 Caratteristiche statiche

La Fig. 11 mostra l’influenza della direzione del carico sulle caratteristiche statiche calcolate (forza esercitata dal film d’olio, spessore minimo del meato H_{min} , portata d’olio e potenza dissipata) del cuscinetto. I risultati mostrano che la direzione del carico ha un notevole effetto sulla forza e sullo spessore del meato, ma poca influenza sulla portata e sulla potenza dissipata. Ciò è coerente con i risultati presentati in [4,5].

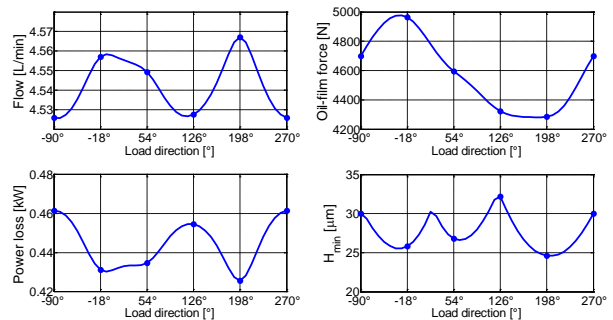


Fig. 11. Effetto della direzione del carico sulle caratteristiche statiche del cuscinetto.

5.5 Coefficienti dinamici

Grazie alla possibilità del banco prova di ruotare il carico applicato sui cuscinetti, tutti e cinque i pattini sono stati provati nelle configurazioni LBP e LOP, oltre che ad altre intermedie tra queste. La Fig. 12 mostra i valori dei coefficienti misurati e calcolati (sia per il cuscinetto nominale sia per quello reale). Come era lecito attendere, la direzione del carico ha una notevole influenza sui coefficienti dinamici.

Si noti che un buon fitting viene ottenuto tra i dati sperimentalmente e quelli calcolati per i coefficienti di rigidità, tranne che il coefficiente k_{xx} .

Per i coefficienti di smorzamento, le differenze sono più rilevanti ed i coefficienti diretti calcolati (c_{xx} e c_{yy}) sono maggiori di quelli misurati.

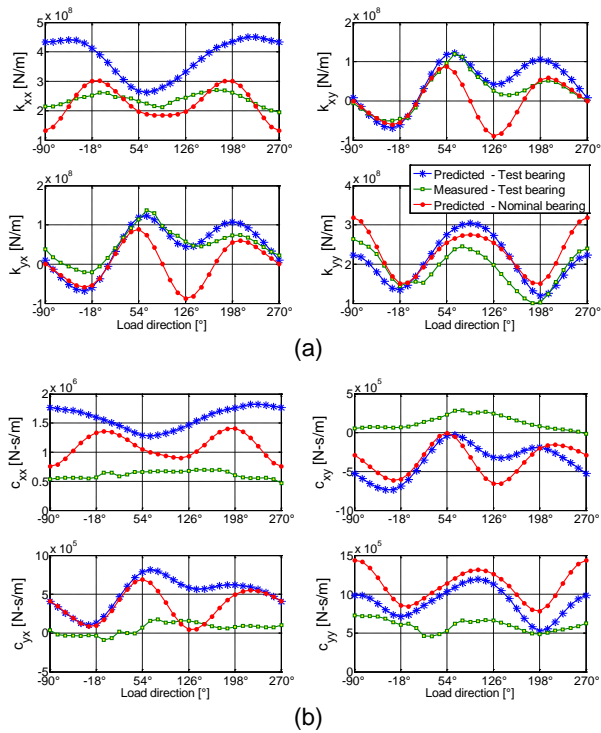


Fig. 12. Coefficienti di rigidezza (a) e smorzamento (b) in funzione della direzione del carico nel sistema di riferimento assoluto.

6. Conclusioni

Questo articolo presenta gli effetti della direzione del carico sulle caratteristiche statiche e dinamiche di un cuscinetto portante a pattini oscillanti. Le differenze, tra i risultati misurati e quelli calcolati mediante un modello THD vengono discusse, sia per le caratteristiche statiche sia per quelle dinamiche. Infine, viene presentata la procedura per la stima della geometria reale del cuscinetto sulla base della misura sperimentale della distribuzione radiale del gioco.

Bibliografia

- [1] Chauhani, A., Sehgal, R., and Sharma, R. K., 2011, "Investigations on the Thermal Effects in Non-Circular Journal Bearings", *Tribol. Int.*, 44, pp. 1765-1773.
- [2] Chatterton, S., Pennacchi, P., Vania, A., Tanzi, E., and Ricci, R., 2011, "Characterization of Five-Pad Tilting-Pad Journal Bearings Using an Original Test-Rig," *ASME Paper DETC2011-48166*, Washington, DC, USA, 1, pp. 989-993.
- [3] Wilkes, J. C., and Childs, D. W., 2012, "Tilting Pad Journal Bearing - A Discussion on Stability Calculation, Frequency Dependence, and Pad and Pivot", *J. Eng. Gas Turbines Power*, 134(12), pp. 122508.
- [4] Yin, M., Chen, G., and Zhang, G., 2013, "Analysis of Eccentric Load Effect for Tilting Pad Journal Bearing," *Trans. Tech. Publications, Applied Mechanics and Materials*, 364, pp. 71-75.
- [5] Jones, G. J., and Martin, F. A., 1978, "Geometry Effects in Tilting-Pad Journal Bearings", *The 33rd Annual Meeting in Dearborn, Michigan*.