

# LUBRIFICAZIONE E CONTAMINAZIONE

## effetti sulla durata dei cuscinetti, parte 1

La durata dei cuscinetti è influenzata da molti fattori, tra i quali molto importanti sono la lubrificazione e la contaminazione. Una migliore conoscenza dei meccanismi di riduzione di durata causata da queste ultime consente di migliorare la progettazione e il funzionamento dei cuscinetti stessi. L'articolo è diviso in due parti: in questo numero è trattata la lubrificazione.

Nelle macchine l'impiego di cuscinetti volventi consente di diminuire le perdite per attrito e di aumentare il rendimento globale dei sistemi, a patto però di ridurre in maniera adeguata i rischi dell'affaticamento. Dato che nei cuscinetti i carichi si trasmettono attraverso contatti molto concentrati (i contatti hertziani), si manifestano elevate sollecitazioni e pressioni localizzate, che richiedono una lubrificazione di qualità e superfici atte a evitare ulteriori concentrazioni di sollecitazioni.

Rugosità e impronte provocate da particelle estranee e da contaminazione sulla superficie delle piste possono provocare concentrazioni di sollecitazioni e facilitare l'insorgere di un affaticamento superficiale. Anche il film lubrificante che si sviluppa in corrispondenza delle impronte e le relative sollecitazioni superficiali locali hanno un ruolo notevole sull'innescio di cricche. In questo articolo viene presentata una nuova metodologia, che mette in relazione la durata a fatica dei cuscinetti con il film lubrificante micro-elastoidrodinamico (micro-EHL, micro-elastohydrodynamic lubrication film) e le relative sollecitazioni localizzate [1]. Essa è basata sull'analisi di Fourier delle componenti armoniche della micro-geometria superficiale (comprese le impronte) ed è adottata per prevedere le pressioni idrodinamiche, le sollecitazioni e il film lubrificante indotto. Ne viene discussa e analizzata l'applicazione alle reali superfici dei cuscinetti

in relazione ad alcune soluzioni esistenti di micro-contatti EHL. Infine verrà fatto riferimento al fattore  $\eta_b$  della qualità della lubrificazione, utilizzato nel calcolo della durata di base dei cuscinetti volventi. Nella seconda parte di questo articolo tratteremo il problema della contaminazione e delle impronte sulle superfici in relazione al modello micro-EHL qui descritto.

### 1. EFFETTI DELLA MICRO-GEOMETRIA SULLA DURATA DI BASE DEI CUSCINETTI

Secondo Ioannides et al. [2], la formula per il calcolo della durata dei cuscinetti volventi si presenta così:

$$L_{10m} = a_{skf} \left( \frac{C}{P} \right)^p \quad (1)$$

Secondo la definizione in [2] il fattore di correzione  $a_{skf}$  (stress-life modification factor), ha la forma seguente:

$$a_{skf} = \frac{1}{10} \left( 1 - \left( \eta \frac{P_u}{P} \right)^w \right)^{-c/e} \quad (2)$$

Il fattore di penalizzazione  $0 \leq \eta \leq 1$  usato in  $a_{skf}$  tiene conto dell'effettivo stato medio di sollecitazione effettiva che si sviluppa nel contatto volvente e che si aggiunge alla sollecitazione hertziana ideale, senza asperità. Per una classificazione analitica di  $\eta$ , è necessario quantificare la condizione effettiva

che si sviluppa nel contatto volvente durante il funzionamento del cuscinetto. L'effettivo stato di sollecitazione nel contatto può essere il risultato di molte interazioni indotte sulle superfici da micro e macro conformazioni localizzate delle superfici stesse. Tutto questo, a sua volta, può essere messo in relazione con il grado di separazione tra le superfici, cioè con le condizioni di lubrificazione e la contaminazione da particelle del contatto. Secondo [3], un semplice parametro per classificare le condizioni di lubrificazione del cuscinetto è il rapporto di viscosità  $\kappa$ . Spiegazioni dettagliate sul come ottenerlo sono riportate in [4] e lo si definisce come il rapporto tra la viscosità effettiva ( $\nu$ ) del lubrificante alla temperatura di funzionamento del cuscinetto e una viscosità standard di riferimento ( $\nu_1$ ) considerata come adeguata per la lubrificazione del cuscinetto stesso [5, 6]. Secondo [6], il parametro  $\kappa$  può anche essere messo in relazione con lo spessore specifico  $\Lambda$  del film in un contatto volvente usando l'espressione approssimata  $\kappa \approx \Lambda^{1,3}$ .

Secondo [2], il fattore di penalizzazione  $0 \leq \eta \leq 1$  utilizzato nella (2) può essere descritto come il prodotto di due quantità concomitanti, il fattore di lubrificazione  $\eta_b$  e il fattore di contaminazione  $\eta_c$ :

$$\begin{aligned} \eta(\beta_{cc}, d_m, \kappa) &= \Psi_{brg} \cdot \eta_b(\kappa)_{nom} \cdot \eta_c(\beta_{cc}, d_m, \kappa) \\ &= \eta_b(\kappa)_{brg} \cdot \eta_c(\beta_{cc}, d_m, \kappa) \end{aligned} \quad (3)$$

Il presente lavoro si concentra sulla quantificazione delle condizioni di sollecitazione superficiali e sotto-superficiali (con l'inclusione del film lubrificante EHL) associate ai parametri di cui alla (3), al fine di ottenere una misura analitica del fattore di penalizzazione  $\eta$  usato nella stima della capacità di carico dinamico dei cuscinetti.

Le sollecitazioni superficiali indotte dalle imperfezioni geometriche, quali impronte, asperità, ecc., quando passano attraverso i contatti hertziani, sono state studiate da diversi autori utilizzando metodi analitici, semi-analitici e numerici. Una prima soluzione interamente numerica del problema dei contatti EHL con l'inclusione di semplici impronte o risalti che si interpongono tra i contatti volventi è riportata in [7].

Più recentemente è stata elaborata una tecnica veloce basata sull'uso della FFT (Fast Fourier Transform) per il calcolo delle pressioni EHL e delle relative sollecitazioni sotto-superficiali originate da irregolarità micro-geometriche, quali rugosità o impronte [8, 9]. Questa metodologia è particolarmente adatta a tenere conto dello sviluppo del film lubrificante e dei relativi effetti EHL, partendo dalla rugosità e dalle impronte reali. Essa ha messo a disposizione uno strumento nuovo e potente per affrontare i problemi micro-EHL e le relative sollecitazioni sotto-superficiali dei contatti reali nei cuscinetti.

In questo nuovo schema viene descritto il comportamento micro-EHL di una singola onda sinusoidale di rugosità ( $\sigma$  di un insieme di molte onde). Applicando la metodologia sopra citata si possono calcolare, in condizioni pienamente transitorie, la deformazione elastica e le relative onde di pressione. Si può allora applicare la soluzione per una singola rugosità sinusoidale e la geometria deformata e le pressioni all'interno del contatto hertziano risultanti (sfruttando così il fatto che nella zona di alte pressioni l'equazione di Reynolds può essere ridotta in forma lineare). L'analisi di Fourier può anche essere applicata all'intero campo di frequenze d'onda formanti la forma micro-geometrica della pista. Si noti che, per calcolare le sollecitazioni sotto-superficiali, si può applicare una tecnica diversa, anch'essa basata sull'analisi di Fourier [9]. L'uso combinato di queste tecniche numeriche per i calcoli delle sollecitazioni superficiali e sotto-superficiali fornisce uno strumento rapido e potente per analizza-

re la topografia reale delle piste dei cuscinetti, le quali possono essere valutate per quanto riguarda le relative sollecitazioni in presenza di condizioni di lubrificazione diverse.

## 2. SOLLECITAZIONI E PRESSIONI: MODELLOALIVELLOMICRO-GEOMETRICO

Tradizionalmente, per modellare la lubrificazione EHL (elastoidrodinamica) e quella micro-EHL (che tiene conto della micro-geometria), si sono usate soluzioni numeriche e quindi l'equazione di Reynolds per il fluido viene risolta iterativamente con la formula dell'elasticità dell'acciaio e le formule di stato del lubrificante (piezo-viscosità e compressibilità), ved. ad esempio [10]. La micro-geometria e la rugosità in una delle superfici danno nella soluzione effetti dipendenti dal tempo a seguito dell'influenza degli effetti di schiacciamento nell'equazione di Reynolds, che, per un contatto lineare, risulta

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) = \bar{u} \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} \quad (4)$$

in cui  $\rho$  è la densità locale del lubrificante,  $p$  la pressione locale,  $h$  lo spessore locale del film,  $\eta$  la viscosità locale,  $x, y$  le coordinate ( $x$  lungo il senso del rotolamento),  $t$  il tempo e  $\bar{u}$  la velocità di trascinamento del lubrificante nel contatto.

L'analisi segue [8]. In un contatto EHL le pressioni sono così elevate che il lubrificante diventa pressoché solido e quindi  $\eta \rightarrow \infty$  e l'equazione di Reynolds può essere resa lineare:

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} = 0 \quad (5)$$

Questa equazione può essere applicata a una singola rugosità sinusoidale di ridotta ampiezza che entra nel contatto EHL durante il puro rotolamento. In questo caso, le equazioni si comportano come equazioni di trasporto d'onde e si può trovare una soluzione analitica per le pressioni e lo spessore del film locali, ad es. [11, 8]. Cosa più importante, dato che questa equazione è lineare, per risolvere geometrie superficiali complesse si possono applicare le potenti tecniche di Fourier (FFT, IFFT). In tal modo, si possono trovare le pressioni micro-EHL e la geometria deformata per campioni di ru-

gosità al centro del contatto hertziano.

Una volta ottenute le pressioni EHL, si possono calcolare le sollecitazioni sotto-superficiali. Queste agiscono su materiali elastici lineari (l'acciaio), e quindi si usa una tecnica anch'essa basata sul metodo di Fourier, come descritto in [9]. Ancora, tutti i componenti delle sollecitazioni si possono calcolare dall'attrito di Coulomb per una pressione sinusoidale e le associate trazioni superficiali. Perciò il metodo serve per calcolare tutte le componenti delle sollecitazioni per ciascuna pressione e la componente sinusoidale della trazione e poi ricomporre il campo completo delle sollecitazioni.

## 2.1. RISULTATI DELL'ANALISI MICRO-EHL

In un esempio viene sottoposta a modello un'impronta ideale (di forma sinusoidale, senza spalle) mentre passa attraverso un contatto EHL, con varie percentuali di rotolamento e strisciamento. Le condizioni del contatto e della lubrificazione sono quelle tipiche dei cuscinetti volventi.

Per queste condizioni e per la geometria delle impronte come descritto in fig. 1, è stata ottenuta una sollecitazione massima di von Mises di  $0,34 p_o$ . Basandola sul presente approccio FFT, è stata eseguita una simulazione, usando le stesse condizioni, ma con una geometria delle impronte più realistica, ossia con impronte con altezza delle spalle di  $0,15 \mu m$  tutto attorno alle impronte stesse (come nelle impronte elasto-plastiche da particelle). Dato che la presente tecnica tratta solo delle variazioni di pressione e gioco, viene aggiunta la pressione EHL senza asperità, approssimandola a una distribuzione di pressione hertziana. La fig. 1 mostra le pressioni adimensionali risultanti calcolate (normalizzate rispetto alla massima pressione hertziana) e i giochi (normalizzati rispetto allo spessore centrale del film, senza asperità) quando l'impronta è al centro del contatto.

La fig. 2 mostra i campi di sollecitazione di von Mises (normalizzati rispetto alla massima pressione hertziana) in due piani ( $y=0$  e  $x=0$ ) nel centro del contatto corrispondenti alla distribuzione della pressione indicata in fig. 1. La massima sollecitazione di von Mises calcolata per questo caso è  $0,42 p_o$ , con aumento del 23% rispetto al caso senza spalle, a seguito della presenza di un'altezza di spalla realistica ai bordi dell'impronta.

## 2.2. APPLICAZIONE DELL'ANALISI MICRO-EHL ALLA RUGOSITÀ SUPERFICIALE DEI CUSCINETTI

Il presente modello micro-EHL può essere applicato anche alla effettiva rugosità superficiale dei cuscinetti. Nella prossima sezione viene mostrato il processo schematico di mappatura in 3D della topografia della pista di un cuscinetto, usando un profilometro ottico. In fig. 3 sono illustrati tipici esempi dei risultati ottenibili dall'analisi micro-EHL.

In fig. 3a, viene utilizzato un campione della topografia del cuscinetto insieme alle condizioni di lavoro del contatto lubrificato per calcolare la topografia deformata elasticamente (fig. 3b) e le relative variazioni di pressione micro-EHL (fig. 3c). In fig. 4 viene illustrato il campo associato delle sollecitazioni sotto-superficiali di von Mises nel senso del rotolamento. Sono chiaramente visibili le concentrazioni di micro-sollecitazioni sotto-superficiali indotte dai micro-contatti. In fig. 5 è illustrato un secondo esempio (relativo a un diverso spessore del film). In tale caso, riducendo di circa il 34% lo spessore del film, si ha un aumento del 30% della pressione massima.

Con l'applicazione della presente metodologia si può vedere come un film lubrificante più sottile (basso  $\kappa$ ) tenda a produrre variazioni di pressione che diventano via via più simili a quelle ottenibili con una condizione di contatto a secco. Invece un film d'olio più spesso attenua sensibilmente lo sviluppo di variazioni di pressione, portando a minori sollecitazioni per le asperità e a minore affaticamento nei micro-contatti per la pista.

Nella prossima sezione verrà applicato il modello micro-EHL per valutare gli effetti di rugosità e lubrificazione sulla durata dei cuscinetti.

## 3. CONNESSIONE CON IL FATTORE DI QUALITÀ DEL LUBRIFICANTE

Qui di seguito viene discussa la relazione teorica tra la qualità della lubrificazione, caratterizzata dal rapporto di viscosità  $\kappa$ , e la corrispondente riduzione della durata e del carico limite di fatica. A tale scopo si deve quantificare la riduzione della durata a fatica di un cuscinetto volvente reale, con rugosità superficiale normale, rispetto a quella caratterizzata da una pista idealmente liscia, secondo un'ipotesi di distribuzione delle sollecitazioni puramente hertziana,

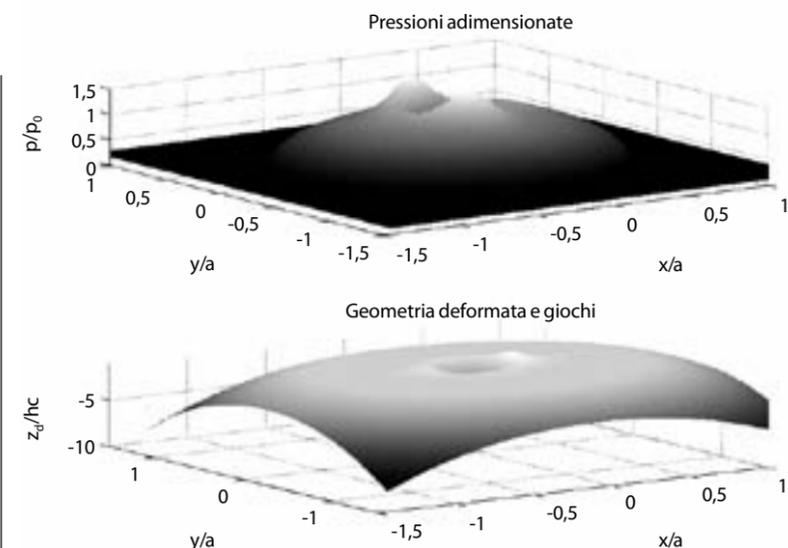


Fig. 1. Pressioni e giochi normalizzati calcolati con la tecnica presente per l'esempio di impronta e per un'impronta avente spalle di altezza pari a  $0,15 \mu m$ . Quando l'impronta è al centro del contatto si ha puro rotolamento.

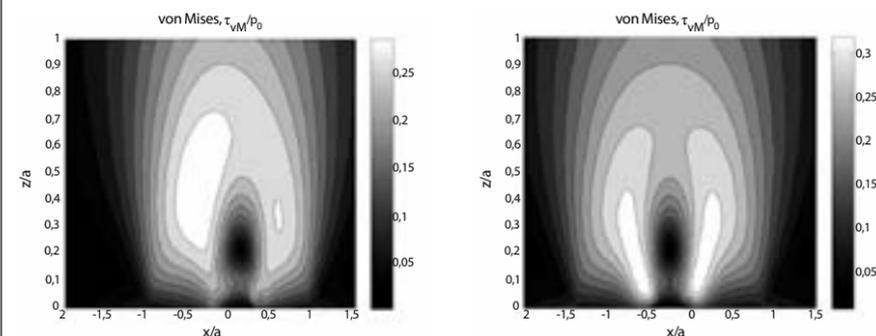


Fig. 2a: Sollecitazioni di von Mises al centro del contatto per  $y=0$ .

Fig. 2b: Sollecitazioni di von Mises al centro del contatto per  $x=0$ .

Fig. 2: Distribuzione normalizzata delle sollecitazioni sotto-superficiali di von Mises per i piani  $x$  e  $y$  al centro del contatto. Distribuzione delle pressioni di contatto corrispondenti alla fig. 1.

esente da attrito. Questo può essere eseguito confrontando la durata teorica a fatica di un cuscinetto reale (con rugosità normale) con quella di un cuscinetto ipotetico con superfici idealmente lisce ed esenti da attrito. Quindi si deve quantificare il seguente rapporto tra le durate:

$$\frac{L_{10,r}}{L_{10,s}} = \frac{a_{skf, rough}}{a_{skf, smooth}} \quad (6)$$

Tale rapporto può alla fine essere valutato numericamente servendosi dell'integrale della sollecitazione di durata a fatica applicato ad un contatto volvente reale [12].

$$\ln \frac{1}{S} \approx A \cdot N^e \int_{V_R} \frac{(\tau_i - \tau_u)^c}{Z^h} dv \quad (7)$$

Nell'equazione (7), la relativa quantità che influisce sul rapporto delle durate (6) è l'integrale della sollecitazione relativo al volume:

$$I = \int_{V_R} \frac{(\tau_i - \tau_u)^c}{Z^h} dv \quad (8)$$

Con tale notazione, la formula della durata (1) può ora essere espressa così:

$$L_{10} = \frac{N}{10^6 u} \approx \frac{1}{u} \left( \frac{\ln(1/S)}{A \cdot I} \right)^{1/e} \quad (9)$$

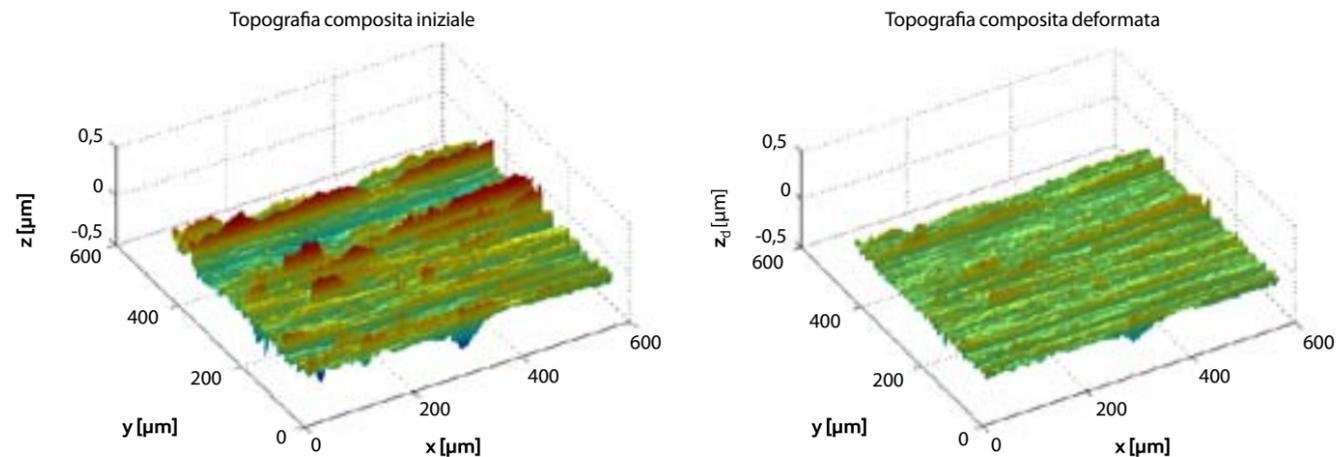


Fig. 3a: Tipica topografia iniziale del gap non deformato usata nella presente analisi. (Rugosità originaria: Rq=0,0656 μm).

Fig. 3b: Topografia risultante del gap deformato durante il rotolamento sul contatto. (Pressione hertziana nel contatto volvente 2,17 GPa, spessore centrale del film 0,103 μm).

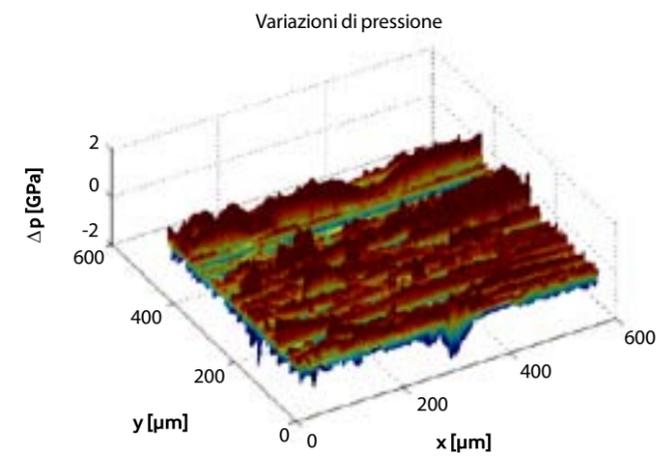


Fig. 3c: Variazioni di pressione calcolate con FFT all'interno del contatto EHL. (pressione hertziana nel contatto volvente 2,17 GPa, spessore centrale del film 0,103 μm).

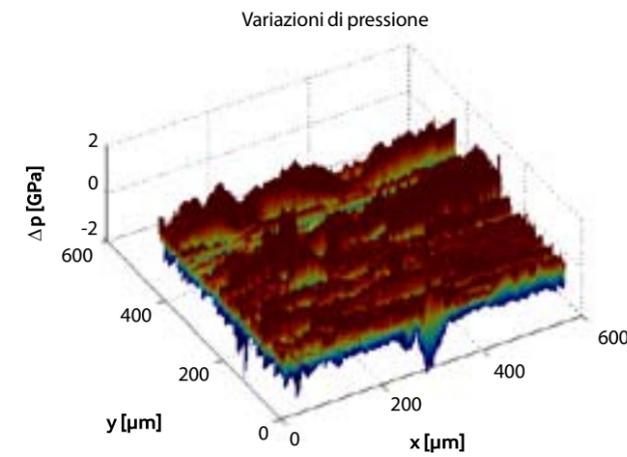


Fig. 5: Variazioni di pressione nel contatto EHL. Riducendo di circa il 34% lo spessore del film si ha un aumento della pressione massima del 30%; rispetto alla fig. 3c, tutte le altre condizioni di lavoro sono le stesse dell'esempio di fig. 3.

In questa formula l'integrale della sollecitazione (l) può essere risolto sia per una rugosità normale sia per un contatto idealmente liscio e così può essere usato per stimare il prevedibile effetto sulla durata del cuscinetto secondo il rapporto delle durate (6). In altre parole vale quanto segue:

$$\left(\frac{L_{10,r}}{L_{10,s}}\right)_{(m,n)} = \left(\frac{I_{smooth}}{I_{rough}}\right)^{1/e} = \left(\frac{a_{skf,rough}}{a_{skf,smooth}}\right)_{(m,n)} \quad (10)$$

In generale, il rapporto (10) dipende dalla topografia superficiale (indice m) e dall'entità della separazione tra le superfici o dall'entità del film lubrificante interposto (indice n).

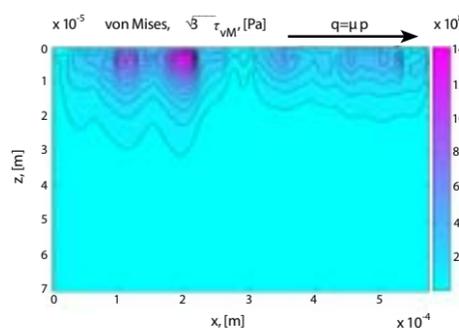


Fig. 4: Campo delle sollecitazioni sotto-superficiali corrispondente alle pressioni superficiali mostrate in fig. 3c; il caso considera un coefficiente d'attrito μ=0,01, distribuzione delle sollecitazioni a y=0. Pressione hertziana nel contatto 2,17 GPa.

Il fattore di lubrificazione η<sub>b</sub> può ora essere derivato direttamente dall'equazione (10) introducendo il fattore di correzione della durata (stress life factor) dell'equazione (3). Nell'ipotesi di un lubrificante idealmente pulito, il fattore di contaminazione η<sub>c</sub> può essere fissato uguale a 1. Quindi per un cuscinetto con rugosità normale, il fattore di correzione della durata può essere espresso così:

$$a_{skf,rough} = \frac{1}{10} \left\langle 1 - \left( \eta_b \frac{P_u}{P} \right)^w \right\rangle^{-c/e} \quad (11)$$

Analogamente, nel caso di un cuscinetto ipotetico con pista idealmente liscia, il fattore η<sub>b</sub> può essere fatto uguale a 1 e il fattore di correzione della durata diventa:

$$a_{skf,smooth} = \frac{1}{10} \left\langle 1 - \left( \frac{P_u}{P} \right)^w \right\rangle^{-c/e} \quad (12)$$

Inserendo le equazioni (11) e (12) nella (10) ne deriva:

$$\eta'_{b(m,n)} = \frac{P}{P_u} \left\langle 1 - \left( 1 - \left( \frac{P_u}{P} \right)^w \right) \cdot \left( \frac{I_{smooth}}{I_{rough}} \right)^{-1/c} \right\rangle^{1/w} \quad (13)$$

L'equazione (13) mostra che si può costruire una matrice (m x n) di valori numericamente derivati di η'<sub>b</sub> partendo dal calcolo della durata a fatica e dal relativo integra-

le sollecitazione-volume delle superfici con rugosità normale. Tale calcolo va esteso in modo da includere differenti entità di separazione tra le superfici (gli spessori del film), da film sottili fino a una separazione completa nel contatto volvente. Il procedimento di calcolo della sezione seguente è stato applicato per la valutazione numerica di η'<sub>b(m,n)</sub> considerando un campione rappresentativo delle superfici reali dei cuscinetti.

Seguendo i metodi sopra descritti, si è ottenuta una serie di valori di η'<sub>b(m,n)</sub>. Nel diagramma κ - η<sub>b</sub> di fig. 6 sono riportati i punti risultanti e le curve d'interpolazione. Per semplicità, viene presentato solo un gruppo rappresentativo di tipiche superfici di cuscinetti. Le curve generate numericamente di η'<sub>b(κ)</sub> mostrano un andamento tipico costante con un rapido declinare di η'<sub>b</sub> per una riduzione delle condizioni nominali di lubrificazione κ nel contatto.

Vari autori [10] hanno fatto presente che il parametro adimensionale della lunghezza d'onda ∇ = (λ<sup>1/4</sup>/a) √(M/L) potrebbe dare una migliore correlazione con l'accumulo di pressione nelle asperità e quindi con η<sub>b</sub>. Un parametro della lubrificazione, che includesse, oltre allo spessore del film, anche una misura della lunghezza d'onda delle asperità, probabilmente offrirebbe una migliore differenziazione tra le diverse strutture della rugosità e il corrispondente η<sub>b</sub> rispetto a quella di fig. 6. Tuttavia, l'esigenza dei co-

efficienti di carico dinamico standardizzati è quella di assicurare alle prestazioni dei cuscinetti un limite di sicurezza. Se si opera entro la gamma delle molte possibili strutture di rugosità superficiali, è possibile ottenere prodotti di buona qualità. Per tale scopo, appare sufficiente, oltre che conveniente, l'adozione del semplice rapporto di viscosità, considerando che κ è un parametro della lubrificazione ben consolidato nella pratica. Riguardo all'aspetto generale delle curve η<sub>b(κ)</sub> di fig. 6, va notata una stretta somiglianza con le curve (Λ) ottenute da Tallian et al. [3], il che sta a indicare che si sta osservando un singolo fenomeno fisico di base.

Un limite ai calcoli numerici è dato dall'esigenza che nel contatto sia presente una quantità minima di film d'olio (per preservare la continuità delle equazioni usate per il flusso di fluido). Pertanto i valori di κ inferiori a ~0,2 non possono essere facilmente valutati. Per stimare l'integrale delle sollecitazioni a fatica per le condizioni in cui il film può essere considerato trascurabile si possono anche usare condizioni di funzionamento a secco. Tuttavia, come indicato dall'andamento generale delle curve di fig. 6, per condizioni che si avvicinano al limite inferiore nominale del campo di κ, η<sub>b</sub> tende verso l'origine del diagramma.

Per un confronto, in fig. 6 è anche riportata l'equazione del fattore di lubrificazione descritto in [2]:

$$\eta_b(\kappa)_{nom} = \eta_b(\kappa)_{brg} / \psi_{brg} = \left( 3,387 \frac{b_1(\kappa)}{\kappa^{b_2(\kappa)}} \right)^{5/2} \quad (14)$$

In (14) le costanti b<sub>1</sub> e b<sub>2</sub> sono assegnate per tre intervalli del campo di κ e ψ<sub>brg</sub> è una costante che caratterizza ciascuno dei quattro tipi di cuscinetti: radiali a sfere, radiali a rulli, assiali a sfere e assiali a rulli. Nella presente discussione confrontiamo l'η'<sub>b</sub> ottenuto numericamente con la forma normalizzata del fattore di lubrificazione η<sub>b(κ)</sub><sub>nom</sub> della (14). Si vede che la relazione (14), indicata in fig. 6 con una linea continua spessa, ha un buon limite di sicurezza rispetto ai valori calcolati numericamente di η'<sub>b</sub>. In verità, la fig. 6 mostra che quasi tutti i campioni di rugosità normale analizzati sono ben al di sopra della linea di limite standard. Questo fa pensare che l'equazione (14) sia una scelta ragionevolmente sicura per classificare l'effetto delle condizioni di lubrificazione dei cuscinetti e la durata prevedibile.

Alcune delle strutture di rugosità usate nella valutazione numerica appartenevano a cuscinetti anche usati nelle prove di durata. I confronti tra le durate delle prove di durata e quelle ottenute usando il fattore di lubrificazione (14) saranno trattati nella Parte 2, che tratta le prove di durata dei cuscinetti volventi sottoposti a varie condizioni di lubrificazione.

La metodologia globale di calcolo è sintetizzata in fig. 7 e descritta qui di seguito:

- Misura delle topografie reali del cuscinetto con un microscopio ottico, rappresentante un punto nel centro del contatto hertziano.
- Scomposizione in componenti sinusoidali della micro-geometria misurata.
- Partendo dalle condizioni di lavoro nel contatto, soluzione analitica per le pressioni e la geometria deformata di ciascuna sinusoidale.
- Ricomposizione della soluzione per le pressioni e lo spessore del film.

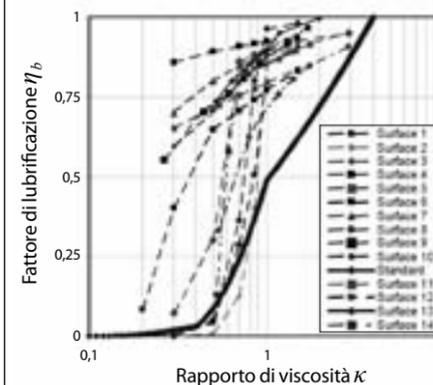


Fig. 6: Sintesi del fattore di lubrificazione calcolato numericamente per strutture superficiali tipiche delle piste dei cuscinetti. È riportato anche il fattore di lubrificazione usato dalle norme (linea spessa continua), come dall'equazione (14), [6].

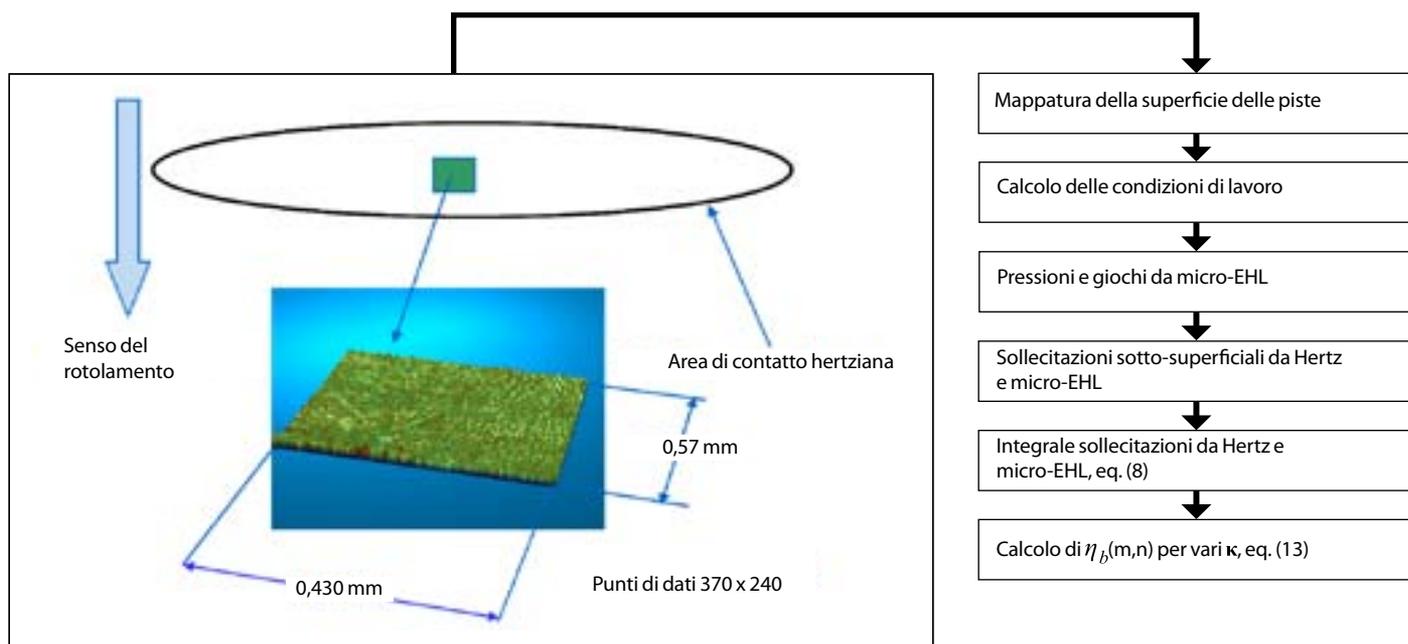


Fig. 7: Rappresentazione della mappa superficiale delle piste dei cuscinetti e fasi di calcolo del fattore di lubrificazione relativo a una specifica topografia superficiale e alle condizioni di lavoro.

- Uso della metodologia delle micro-sollecitazioni per calcolare le sollecitazioni sotto-superficiali.
- Uso di (13) per calcolare il parametro  $\eta_b$  per il caso presente.

#### 4. DISCUSSIONE E CONCLUSIONI

È stata presentata la teoria di base per ottenere il fattore di qualità della lubrificazione nella durata di base dei cuscinetti volventi. Si dimostra che tale fattore può essere messo in relazione con il calcolo delle pressioni micro-EHL, delle sollecitazioni e dei danni per fatica, quindi rappresenta la misura dell'effetto della qualità della lubrificazione sulla durata di base. Usando diverse topografie misurate sui cuscinetti e diverse condizioni di lubrificazione, si dimostra che topografie diverse hanno effetti diversi sulla durata di base. Tuttavia l'attuale modello di  $\eta_b(\kappa)$  presentato in [6] rappresenta un limite di sicurezza prudenziale, che copre molti dei casi qui analizzati.

Evitando l'adozione di soluzioni numeriche che richiedono un intenso uso del computer, la metodologia micro-EHL qui illustrata è molto efficace nello stabilire i danni da affaticamento conseguenti alle topografie di bassa ampiezza nei contatti volventi (rugosità o impronte). Nella presente prima delle due parti in cui è diviso l'articolo la metodologia si usa per derivare il fattore di lu-

brificazione  $\eta_b$  per i cuscinetti volventi, nella prossima seconda parte sarà utilizzata per derivare il fattore di contaminazione  $\eta_c$ . ■

Guillermo Morales Espejel, Antonio Gabelli e Stathis Ioannides, SKF Engineering Research Centre, Nieuwegein, Olanda.

## CONCLUSIONI

1. Contrariamente ai modelli correnti, la presente formulazione (a livello delle sollecitazioni) può rapidamente tenere conto di una dettagliata micro-geometria (ad es. topografia superficiale e micro-difetti) senza dover eseguire simulazioni numeriche EHL complete. I confronti con precedenti risultati (numerici e sperimentali) indicano un buon accordo con il modello presente.
2. È riportato che, nella durata dei cuscinetti volventi, il fattore di lubrificazione  $\eta_b$  è direttamente correlato alle pressioni micro-EHL e alle sollecitazioni presenti in un contatto EHL, prodotte dalla rugosità superficiale e dalla qualità della lubrificazione. Tale fattore rappresenta un limite inferiore prudenziale del calcolo di molte superfici dei cuscinetti.

#### Bibliografia

- [1] Gabelli, A., Morales-Espejel, G.E., Ioannides, E., Particle Damage in Hertzian Contacts and Life Ratings of Rolling Bearings, Tribol. Trans., vol. 51, pagg. 428-445, 2008.
- [2] Ioannides, E., Bergling, G., Gabelli, A., An Analytical Formulation for the Life Rating of Rolling Bearings, Acta Polytechnica Scandinavica, Mech. Eng. Series, 137, 1999.
- [3] Tallian, T.E., Chiu, Y.P., van Amerongen, E., Prediction of Traction and Micro-Geometry Effects on Rolling Contact Fatigue Life, Trans. ASME, J. of Trib., vol. 100, pagg. 156-166, 1978.
- [4] Bolton, W.K., Elastohydrodynamic in Practice, Rolling Contact Fatigue: Performance Testing of Lubricants, Tourret, R., and Wright, E.P., Ed., The Institute of Petroleum, London, pagg. 17-25, 1977.
- [5] Harris, T.A., and Kotzalas, M.N., Advanced Concepts of Bearing Technology, CRC Taylor & Francis, pagg. 240-246, 2007.
- [6] International Standard: Rolling Bearings – Dynamic load rating and rating life, ISO 281: 2007.
- [7] Venner, C. H., Multilevel Solutions of the Line and Point Contact Problems, Ph.D. dissertation, University of Twente, Enschede, the Netherlands, 1991.
- [8] Morales-Espejel, G.E., Lugt, P.M., Van Kuilenburg, J., Tripp, J.H., Effects of Surface Micro-Geometry on the Pressures and Internal Stresses of Pure Rolling EHL Contacts, STLE Tribology Transaction Vol. 46, pagg. 260-272, 2003.
- [9] Tripp, J.H., Van Kuilenburg J., Morales-Espejel G.E., Lugt, P.M., Frequency Response Functions and Rough Surface Stress Analysis, STLE Tribology Transaction Vol. 46, pagg. 376-382, 2003.
- [10] Venner, C.H., and Lubrecht, A.A., Multi-Level Methods in Lubrication, Elsevier Science, 2000.
- [11] Greenwood, J.A., and Morales-Espejel, G.E., The Behaviour of Transverse Roughness in EHL Contacts, Proc. Instn. Mech. Engrs., part J, J. of Eng. Tribol., 208, pagg. 121-132, 1994.
- [12] Ioannides, E., and Harris, T.A., A New Fatigue Life Model for Rolling Bearings, Trans. ASME, J. of Trib., 107, pagg. 367-378, 1985.