

LUBRICACIÓN Y CONTAMINACIÓN

Efectos en la vida de los rodamientos

La vida de un rodamiento se ve influida por muchos factores. Dos de los más importantes son la lubricación y la contaminación. Comprendiendo mejor los mecanismos que hacen que esos factores reduzcan la vida útil de los rodamientos, puede mejorarse su diseño y funcionamiento. Esta serie de dos artículos se centrará, en primer lugar, en la lubricación.

El uso de rodamientos en las máquinas proporciona la clara ventaja de disminuir las pérdidas por fricción e incrementar la eficiencia general del sistema. Esto sólo puede lograrse si se reduce en un grado suficiente el riesgo de averías por fatiga. Sin embargo, los rodamientos aprovechan la naturaleza concentrada de los contactos rodantes (contactos hertzianos) para soportar la carga, lo cual genera altas presiones y tensiones localizadas y, por tanto, precisan que la lubricación y las superficies sean de buena calidad a fin de evitar una ulterior concentración de tensiones.

La rugosidad superficial, las indentaciones de partículas y las marcas de contaminación en los caminos de rodadura de los rodamientos pueden inducir la concentración de tensiones y facilitar la fatiga iniciada en la superficie. La película de lubricante desarrollada en la indentación y las tensiones superficiales locales asociadas también son significativas en los mecanismos de iniciación de grietas. En este artículo se presenta una novedosa metodología para vincular la micropelícula de lubricación elastohidrodinámica (micro-EHL) y las tensiones locales relacionadas a la vida a fatiga de los rodamientos, es decir [1]. La metodología aplicada se basa en el análisis de Fourier de los componentes armónicos de la microgeometría de la superficie (incluyendo indentaciones) para predecir las presiones hidrodinámicas, las tensiones y la película de lubricante induci-

da. La aplicación de este método a las superficies de los rodamientos se debate y analiza aquí en relación con algunas soluciones de EHL de microcontacto. Finalmente, se establece la relación con el factor de calidad de lubricación η_b usado en el cálculo de vida nominal de los rodamientos. La segunda parte de este artículo abordará el problema de la contaminación e indentación de la superficie y su relación con el modelo de micro-EHL aquí descrito.

1. EFECTOS DE LA MICROGEOMETRÍA EN EL VALOR NOMINAL DE LA VIDA DE LOS RODAMIENTOS

De acuerdo con Ioannides et ál. [2], la ecuación para el cálculo de la vida de los rodamientos es:

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

En (1) el factor de modificación de la vida por tensiones a_{skf} , tal como se define en [2], tiene la siguiente fórmula:

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

El factor de penalidad $0 \leq \eta \leq 1$ usado en a_{skf} proporciona un cálculo medio del correspondiente estado de tensiones del contacto rodante, además de la tensión hertziana

suave idealizada. Para un valor nominal analítico del factor η es preciso cuantificar las condiciones de tensión verdaderas desarrolladas en el contacto rodante mientras el rodamiento está funcionando. El estado real de las tensiones del contacto rodante puede ser el resultado de muchas interacciones inducidas en la superficie de características macro y microsúperfciales. Esto, a su vez, puede relacionarse con el grado de separación de la superficie, es decir, las condiciones de lubricación y contaminación de partículas en el contacto. Partiendo de [3], un parámetro de valor nominal simple de las condiciones de lubricación del rodamiento es la relación de viscosidad κ . En [4] hay explicaciones detalladas de la derivación de este parámetro de lubricación de ingeniería. El parámetro κ se define como la relación entre la viscosidad real del lubricante a la temperatura de funcionamiento del rodamiento (ν) y una viscosidad de referencia estandarizada (ν_r) considerada como adecuada [5, 6] para la lubricación del rodamiento. Según [6], el parámetro de lubricación κ también puede relacionarse con el bien conocido espesor de película específico Λ de un contacto rodante usando la aproximación: $\kappa \approx \Lambda^{1.3}$.

Partiendo de [2], el factor de penalidad $0 \leq \eta \leq 1$ usado en (2) puede describirse como un producto de dos cantidades concurrentes, el factor de lubricación η_b y el factor de contaminación η_c como:

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

El centro de atención del presente artículo es la cuantificación de las condiciones de tensión de la superficie y subsuperficie (incluyendo la película de lubricante EHL) asociada con los parámetros antedichos (3) a fin de proporcionar una magnitud analítica del factor de penalización η usado en valores nominales dinámicos de los rodamientos.

Las tensiones superficiales inducidas por las características geométricas como indentaciones, asperezas u otras imperfecciones al pasar por el contacto hertziano, han sido estudiadas por muchos autores, usando métodos analíticos, semianalíticos y numéricos. En [7] se muestra una de las primeras soluciones numéricas completas del problema de contacto de EHL con la inclusión de indentaciones o abolladuras y pequeñas asperezas que pasan por el contacto rodante.

Recientemente se ha desarrollado una técnica rápida basada en el uso de la FFT (transformación rápida de Fourier) para el cálculo de las presiones de EHL y tensión subsuperficial asociada originadas por características de microgeometría como rugosidad o indentaciones [8, 9]. Esta metodología es especialmente apropiada para considerar el desarrollo de la película de lubricante y los efectos afines de EHL utilizando características de indentación y rugosidad reales. Es un método que ha proporcionado una herramienta nueva y potente para abordar los problemas de micro-EHL y tensiones subsuperficiales asociadas de los contactos reales de rodamiento.

En este nuevo sistema se describe el comportamiento de micro-EHL de una onda de rugosidad sinusoidal (o un conjunto de muchas ondas). Aplicando la metodología antedicha, se puede calcular la deformación elástica y las ondas de presión relacionadas con ella en plenas condiciones transitorias. Entonces puede aplicarse la solución para una rugosidad sinusoidal individual y la configuración deformada y presiones resultantes dentro del contacto hertziano (aprovechando así el hecho de que en la zona de presiones altas la ecuación de Reynolds puede reducirse a una forma lineal). El análisis de Fourier también puede aplicarse a toda la gama de frecuencias de onda que forman la configuración microgeométrica del camino de rodadura. Obsérvese que puede aplicar-

se una técnica diferente, también basada en el análisis de Fourier, para calcular las tensiones subsuperficiales [9]. El uso combinado de estas técnicas numéricas para los cálculos de tensiones superficiales y subsuperficiales constituye una herramienta rápida y moderna para analizar la verdadera topografía de la superficie de un rodamiento. Como resultado de ello, pueden evaluarse los caminos de rodadura reales de los rodamientos en cuanto a sus tensiones superficiales y subsuperficiales bajo distintas condiciones de lubricación.

2. EL MODELO DE TENSIONES Y PRESIÓN DE MICROGEOMETRÍA

Tradicionalmente se han usado soluciones numéricas en la modelización de la lubricación elastohidrodinámica (EHL) y micro-EHL (considerando la microgeometría). Por ello la ecuación de Reynolds para el fluido se resuelve iterativamente con la ecuación de elasticidad del acero y las ecuaciones del estado del lubricante (piezoviscosidad y compresibilidad), p. ej., [11]. La microgeometría y la rugosidad en una de las superficies supone efectos dependientes del tiempo en la solución, debido a la influencia de los efectos de compresión en la ecuación de Reynolds, que para una línea de contacto es:

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

donde ρ es la densidad de lubricante local, p es la presión local, h es el espesor de película local, η es la viscosidad local y x, y son las coordenadas de espacio (x a lo largo del sentido de rodadura), t es el tiempo y \bar{u} es la velocidad de arrastre de lubricante en el contacto.

El análisis se realiza de acuerdo con [8]. En un contacto de EHL las presiones son tan elevadas que el lubricante casi se convierte en sólido. Por ello puede linealizarse $\eta \rightarrow \infty$ y la ecuación de Reynolds:

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

Esta ecuación se puede aplicar a una rugosidad sinusoidal individual de baja amplitud que entre en el contacto de EHL durante la rotación pura. En este caso, las ecuaciones se comportan como una ecuación de transporte de onda y se puede encontrar una solución analítica para presiones locales y espesor de película, p. ej., [11, 8]. Además, y

todavía más importante, debido a que esta ecuación es lineal, pueden aplicarse las potentes técnicas de Fourier (FFT, IFFT) para resolver geometrías de superficie complejas. De este modo, es posible encontrar presiones de micro-EHL y configuración deformada en muestras de rugosidad en el centro del contacto hertziano.

Una vez obtenidas las presiones de EHL, se pueden calcular las tensiones subsuperficiales. Estas tensiones actúan en materiales elásticos lineales (acero) y, por ello, se usa una técnica basada también en el método de Fourier, tal como se describe en [9]. Una vez más, partiendo de la fricción de Coulomb pueden calcularse todos los componentes de tensión de una presión sinusoidal y tracciones superficiales asociadas. Por ello, el método aplicado consiste en calcular todos los componentes de las tensiones para cada componente sinusoidal de presión y tracción, y luego volver a agrupar el campo completo de tensiones.

2.1. RESULTADOS DEL ANÁLISIS DE MICRO-EHL

En el ejemplo elegido hay un modelo de indentación ideal (forma sinusoidal sin resaltes) que pasa por un contacto de EHL con varias relaciones de deslizamiento/rodadura. El contacto y las condiciones de lubricación son típicos de rodamientos.

En estas condiciones y con la geometría de indentación descrita en la fig. 1 (pero sin resaltes) se ha obtenido una tensión máxima de von Mises de $0,34 p_o$. Se ha realizado una simulación basada en el presente enfoque de FTT, usando las mismas condiciones, pero con una geometría de indentación más realista, es decir, indentaciones con una altura de resalte de $0,15 \mu\text{m}$ alrededor de toda la indentación (como en la indentación plásticoelástica de partículas). Puesto que la técnica actual se limita a las fluctuaciones de presión y juego, la suave presión de EHL se aproxima a una distribución de presión hertziana, y se añade. La fig. 1 muestra las presiones resultantes calculadas adimensionales (normalizadas con respecto a la presión hertziana máxima) y los juegos (normalizados con respecto al espesor de película suave central) cuando la indentación se halla en el centro del contacto.

La fig. 2 muestra los campos de tensión de von Mises (normalizados con respecto a la presión hertziana máxima) en dos planos (en $y = 0$ y $x = 0$) en el centro del contacto correspondiente a la distribución de presiones mos-

trada en la fig. 1. La tensión de von Mises máxima calculada para este caso es $0,42 p_0$, que aumenta (23%) sobre la indicada sin resaltes, debido a la presencia de una altura de resalte realista en el borde de la indentación.

2.2. APLICACIÓN DEL ANÁLISIS DE MICRO-EHL A LA RUGOSIDAD SUPERFICIAL DE UN RODAMIENTO

El presente modelo de micro-EHL también puede aplicarse a una rugosidad superficial real del rodamiento. En la siguiente sección se muestra el proceso esquemático de análisis tridimensional de la topografía de caminos de rodadura de rodamientos usando un perfil óptico. En la fig. 3 se exponen ejemplos típicos de resultados obtenidos del análisis de micro-EHL.

En la fig. 3a se usa una muestra de topografía de rodamiento junto con las condiciones operativas del contacto lubricado para los cálculos de la topografía deformada elásticamente (fig. 3b) y fluctuaciones de presión micro-EHL asociadas (fig. 3c). El campo de tensiones subsuperficiales de von Mises asociado en el sentido de rodadura se muestra en la fig. 4. Aparecen claramente las concentraciones de tensiones microsubsuperficiales inducidas por microcontactos de rugosidad.

Un segundo ejemplo ilustrativo (relacionado con un espesor de película diferente) se muestra en la fig. 5. En este caso, con una reducción del espesor de película de aceite de alrededor del 34% se obtiene un incremento del 30% de la presión máxima.

Con el uso de la metodología actual puede mostrarse que una película de lubricante más delgada (κ baja) tiende a producir fluctuaciones de presión que cada vez son más similares a las obtenidas usando la condición de contacto seco. Una película de aceite de mayor espesor amortiguará significativamente el desarrollo de fluctuaciones de presión, conduciendo a un estado de menor tensión de las asperezas y a una menor fatiga de microcontacto del camino de rodadura.

En la siguiente sección se aplicará el modelo de micro-EHL para determinar el efecto de la rugosidad y de la lubricación en la vida de los rodamientos.

3. CONEXIÓN CON EL FACTOR DE CALIDAD DE LUBRICACIÓN

A continuación se tratará la relación teórica entre la calidad de la lubricación, caracterizada por la relación de viscosidad κ , y la correspondiente reducción en la carga lí-

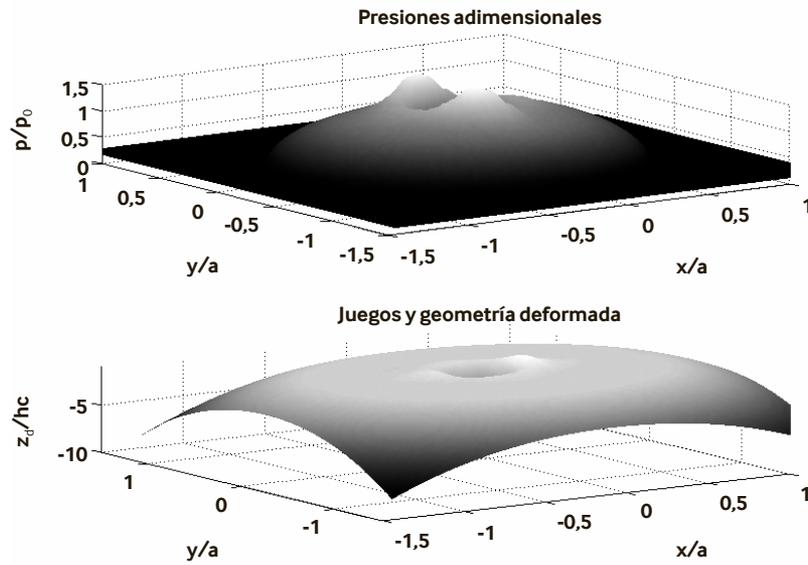


Fig. 1: presiones y juegos normalizados tal como se calculan con la presente técnica del ejemplo de indentación y una geometría de indentación incluyendo una altura de resalte de indentación de $0,15 \mu\text{m}$. Condiciones de rodadura puras cuando la indentación se halla en el centro del contacto.

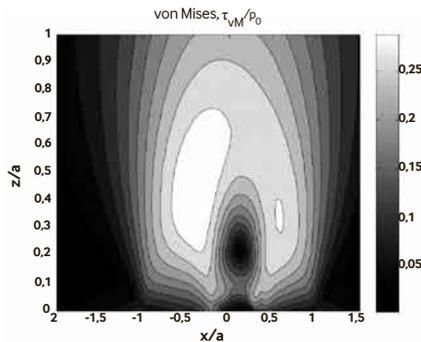


Fig. 2a: tensiones de von Mises en el centro del contacto, para $y=0$.

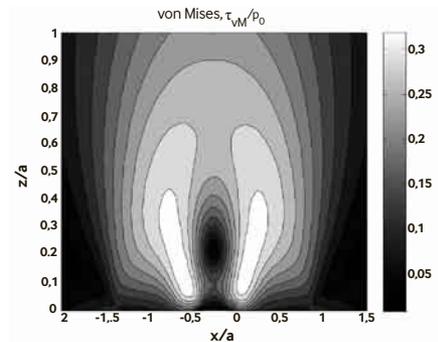


Fig. 2b: tensiones de von Mises en el centro del contacto, para $x=0$.

Fig. 2: distribución de tensiones subsuperficiales de von Mises normalizada para los planos x e y en el centro del contacto. Distribución de presión de contacto correspondiente a la fig. 1.

mite de fatiga y la vida del rodamiento. Para este fin es preciso cuantificar la reducción en la vida a fatiga resultante de un rodamiento real, con rugosidad superficial estándar, en comparación con la caracterizada por un camino de rodadura liso ideal, partiendo de una hipótesis de distribución de tensiones sin fricción, puramente hertziana. Esto puede llevarse a cabo comparando la vida a fatiga teórica entre un rodamiento real (con rugosidad estándar) y la vida a fatiga de un rodamiento hipotético con superficies idealmente lisas y sin fricción. De ahí que se deba cuantificar la siguiente relación de vida:

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

La relación anterior puede evaluarse numéricamente usando la integral de tensiones de vida a fatiga aplicada a un contacto de rodadura real [12].

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

En la ecuación (7), la cantidad relevante que afecta a la relación de vida (6) es la integral de tensiones relacionada con el volumen, es decir:

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

Usando la notación anterior, la ecuación de la vida (1) entonces puede expresarse como:

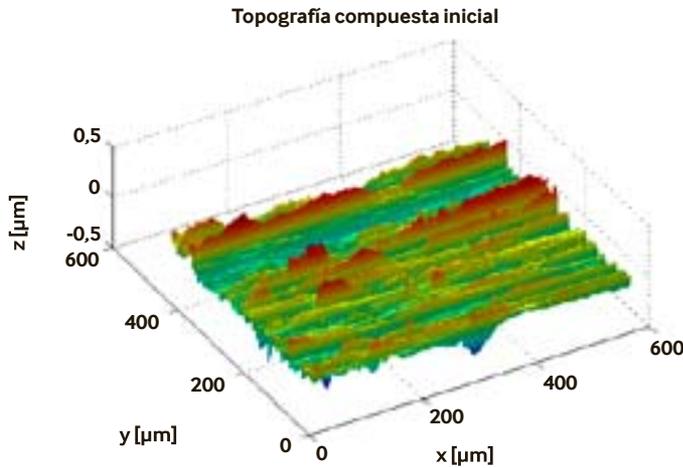


Fig. 3a: topografía de intersticio inicial sin deformar usada en el presente análisis. (Rugosidad original: $R_q = 0,0656 \mu\text{m}$).

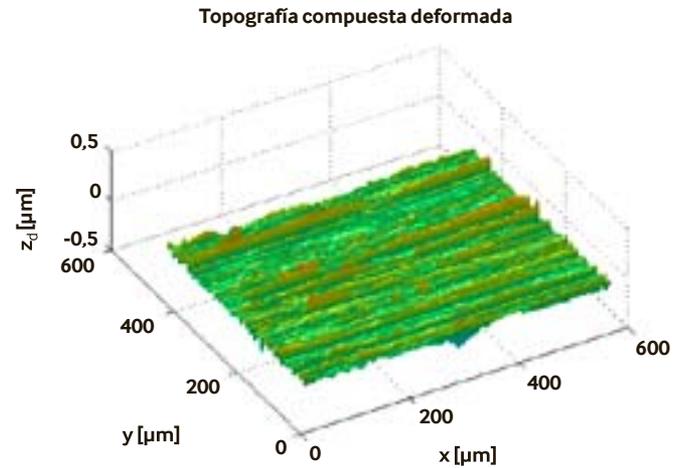


Fig. 3b: topografía de intersticio deformado durante el rodaje excesivo del contacto. (Presión hertziana del contacto rodante de 2,17 GPa; espesor de película central de 0,103 μm).

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

En esta ecuación, la integral de las tensiones (I) puede calcularse tanto para rugosidad estándar como para un contacto de una suavidad ideal; por consiguiente, se puede emplear para una estimación del efecto esperado en la vida del rodamiento, tal como lo indica la relación de vida de la ecuación (6). En otras palabras, rige lo siguiente:

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

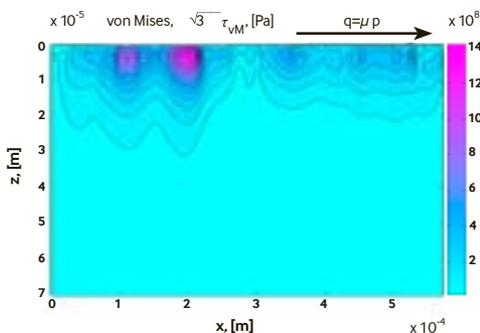


Fig. 4: campo de tensiones subsuperficiales correspondiente a las presiones superficiales mostradas en la fig. 3c; el caso considera un coeficiente de rozamiento de $\mu = 0,01$, distribución de tensiones a $y = 0$. Presión hertziana del contacto: 2,17 GPa.

En general, la relación (10) depende de la topografía de la superficie (índice m) y la magnitud de la separación de la superficie o de la película de lubricante interpuesta (índice n).

Entonces el factor de lubricación η_b puede derivarse directamente de la ecuación (10) introduciendo el factor de vida de tensiones de la ecuación (3). Bajo la hipótesis de un lubricante idealmente limpio, el factor de contaminación η_c puede ponerse como igual a uno. Por ello, para la rugosidad del rodamiento estándar, el factor de vida de tensiones puede escribirse como:

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

De la misma manera, en el caso de un rodamiento hipotético con un camino de rodadura liso ideal, el factor η_b puede ponerse como igual a uno y entonces el factor de vida de tensiones es:

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

Insertando las ecuaciones (11) y (12) en la ecuación (10) se deriva lo siguiente:

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

La ecuación (13) muestra que de superficies

de rodamiento rugosas estándar puede construirse una matriz ($m \times n$) de valores η'_b derivados numéricamente partiendo del cálculo de la vida a fatiga y la integral de tensión-volumen asociada. Este cálculo debe ampliarse hasta incluir distintas magnitudes de separación de superficies (espesor de película), desde películas delgadas hasta la plena separación del contacto rodante. Para la evaluación numérica de $\eta'_{b(m,n)}$ se aplicó el procedimiento de cálculo que se ilustra en la próxima sección, considerando una muestra representativa de las superficies reales de un rodamiento.

Con los métodos antes descritos se obtuvo un conjunto de valores $\eta'_{b(m,n)}$. Los puntos de datos y curvas de interpolación resultantes se han trazado en el diagrama $\kappa - \eta_b$ que muestra la fig. 6. Para más claridad sólo se presenta un grupo representativo de superficies de rodamiento típicas. Las curvas generadas numéricamente de $\eta'_b(\kappa)$ muestran sistemáticamente una tendencia típica con un rápido descenso de η'_b para una reducción de las condiciones de lubricación nominales κ del contacto.

Diferentes autores [10] han mencionado que el parámetro de longitud de onda adimensional $\nabla = (\lambda/a) \sqrt{M/L}$ posiblemente podría ofrecer una mejor correlación con la formación de presión en las asperezas y, por tanto con η_b . Un parámetro de lubricación que incluyera, además del espesor de película, una medición de la longitud de onda de las asperezas, probablemente proporcio-

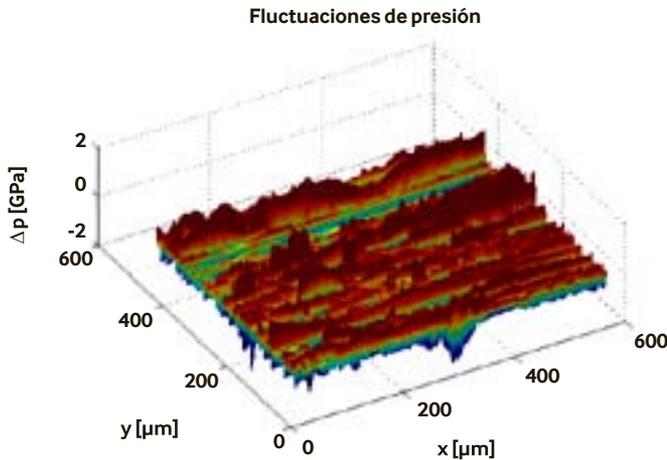


Fig. 3c: fluctuaciones de presión calculadas con FFT dentro del contacto de EHL. (Presión hertziana del contacto rodante de 2,17 GPa; espesor de película central de 0,103 μm).

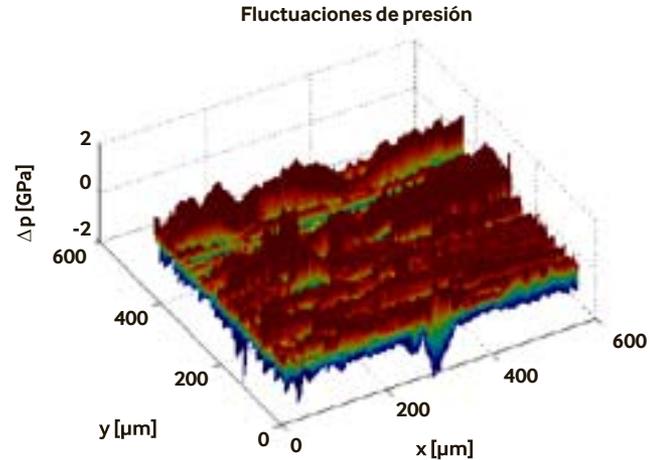


Fig. 5: fluctuaciones de presión dentro del contacto de EHL. Mediante una reducción del espesor de película de aceite de alrededor del 34% se obtiene un incremento del 30% en la presión máxima, en comparación con la fig. 3c. Todas las demás condiciones operativas son las mismas que en el ejemplo de la fig. 3.

naría una mejor diferenciación entre las distintas texturas de rugosidad y el correspondiente η_b en comparación con el mostrado en la fig. 6. Sin embargo, el requisito de valores nominales de vida dinámica estandarizados básicamente es para asegurar un límite inferior, o límite seguro, al rendimiento de los rodamientos. Cuando se usa dentro de la gama de los muchos tipos posibles de texturas de rugosidad superficial, esto conduce a rodamientos de buena calidad. Para este fin, el simple enfoque de la relación de viscosidad parece suficiente y, de hecho, conveniente, teniendo en cuenta que κ es un parámetro de lubricación bien establecido en ingeniería. Considerando la tendencia general de las curvas $\eta_b(\kappa)$ mostradas en la fig. 6, debería notarse una estrecha similitud con las curvas de la relación de vida (Λ) obtenidas por Tallian et al. [3] que, por tanto, indican que de hecho se está observando un fenómeno físico básico individual.

Una limitación de los cálculos numéricos es el requisito de que haya presente una cantidad mínima de película de aceite en el contacto (para preservar la condición de continuidad de las ecuaciones del flujo de fluido que se usan). Por tanto, no sería posible evaluar fácilmente valores κ inferiores a $\sim 0,2$. También podrían usarse condiciones de sequedad pura para estimar la integral de tensiones de fatiga en las que la película puede considerarse sin importancia. No obstante, tal como muestra la tendencia ge-

neral de las curvas de la fig. 6, la tendencia de η_b es hacia el origen del diagrama de las condiciones que se acercan al límite inferior nominal de la gama κ .

Con fines de comparación, en la fig. 6 también se muestra la ecuación del factor de lubricación descrito en [2].

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

En (14) las constantes b_1 y b_2 se asignan para tres intervalos de la gama κ , y ψ_{brg} es una constante que caracteriza cada uno de los cuatro tipos de rodamientos principales: radial de bolas, radial de rodillos, axial de bolas y axial de rodillos. En la presente evaluación comparamos los η'_b obtenidos numéricamente con la forma estándar normalizada del factor de lubricación $\eta_b(\kappa)_{nom}$ de (14). Se muestra que la relación (14), indicada en la fig. 6 con una línea continua gruesa, tiene una buena posición de seguridad en comparación con los resultados calculados numéricamente η'_b . En realidad, la fig. 6 expone que casi todas las muestras de rugosidad superficial analizadas quedan bien por encima de la línea límite estándar. Esto sugiere que la ecuación (14) es una opción de seguridad razonable para estimar el efecto de las condiciones de lubricación del rodamiento y la vida a fatiga esperada.

Algunas de las texturas de rugosidad usadas en la evaluación numérica pertenecían a roda-

mientos que también se sometieron a pruebas de resistencia. Las comparaciones entre vidas con pruebas de resistencia y vidas obtenidas usando el factor de lubricación (14) se abordan más detalladamente en los resultados experimentales, en la segunda parte, que trata de las pruebas de resistencia de rodamientos bajo diversas condiciones de lubricación.

La metodología de cálculo general se resume en la fig. 7 y se puede describir así:

- Medir las topografías de un rodamiento real usando un microscopio óptico, representando un punto en el centro del contacto hertziano.

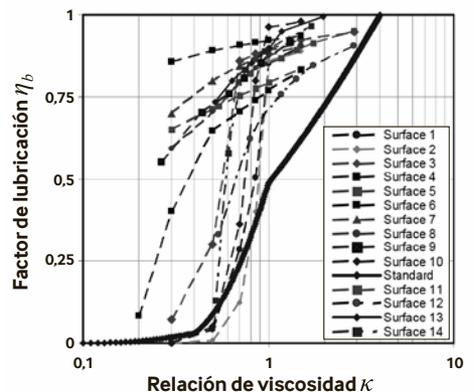


Fig. 6: resumen de factor de lubricación calculado numéricamente de texturas superficiales típicas de caminos de rodadura de rodamientos. También se muestra el trazo del factor de lubricación usado por el estándar de rodamiento (línea continua gruesa), según la ecuación (14), [6].

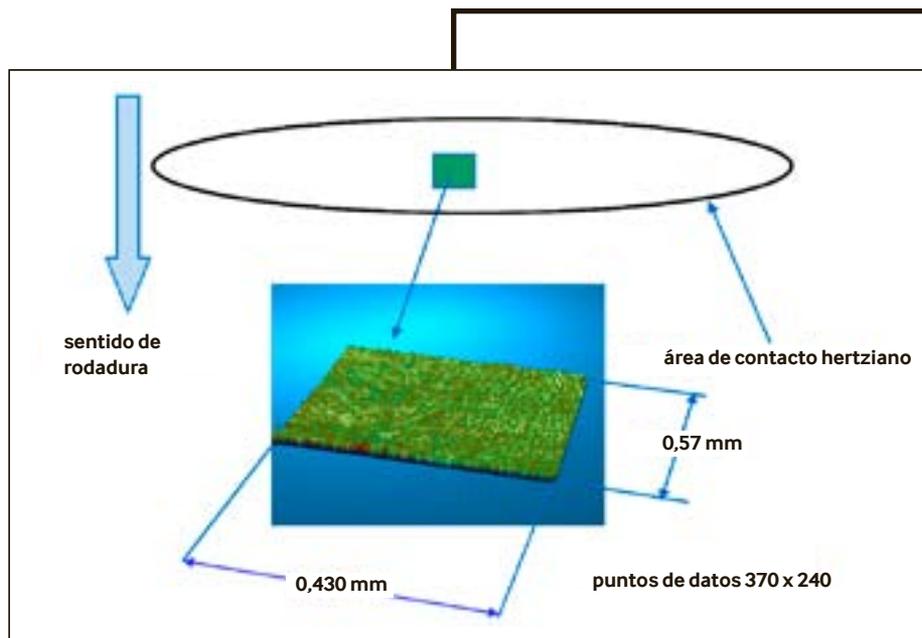


Fig. 7: representación esquemática de análisis de superficie del camino de rodadura y pasos para el cálculo del factor de lubricación asociado con la topografía de superficie específica dada y condiciones operativas.

- Desmontar la microgeometría medida en componentes sinusoidales.
- Usando las condiciones de funcionamiento en el contacto, resolver, empleando la solución analítica, presiones y configuración deformada de cada sinusoidal.
- Volver a montar la solución para presiones y espesor de película.
- Usar la metodología de microtensiones para calcular las tensiones subsuperficiales.
- Emplear la ecuación (13) para calcular el parámetro η_b del presente caso.

4. RESULTADOS Y CONCLUSIONES

Se ha presentado la teoría básica para derivar el factor de calidad de la lubricación en el valor de la vida nominal de los rodamientos. Se ha mostrado que este factor puede asociarse con el cálculo de presiones de micro-EHL, tensiones y daños por fatiga, por lo que representa una medida del efecto de la cantidad de lubricación en la vida nominal de los rodamientos. Empleando las mediciones de topografías y condiciones de lubricación de rodamientos, se ha mostrado que diferentes topografías ofrecen distintos efectos en la vida nominal. No obstante, el modelo actual $\eta_b(\kappa)$ que se presenta en [6] constituye un límite de seguridad conservador, que también abarca la mayoría de los casos aquí analizados.

La metodología de micro-EHL aquí expuesta representa un método eficiente (que evita el uso de soluciones numéricas que re-

quieran un gran uso de la informática) para determinar el efecto de los daños por fatiga de toda característica de topografía de baja amplitud en contactos rodantes (rugosidad o indentaciones). En el presente artículo (1.ª parte) la metodología se usa para obtener el factor de lubricación η_b para rodamientos; en la segunda parte del artículo dicha metodología se utilizará para obtener el factor de contaminación η_c . ■

Por Guillermo Morales Espejel, Antonio Gabelli y Stathis Ioannides, SKF Engineering Research Centre, Nieuwegein, Países Bajos.

CONCLUSIONES

1. A diferencia de los modelos actuales, la presente formulación (a nivel de tensiones) puede representar rápidamente una microgeometría detallada (p. ej., topografía superficial y microdefectos) sin realizar simulaciones numéricas completas de EHL. Comparaciones con resultados anteriores (numéricos y experimentales) indican una buena concordancia con el presente modelo.
2. Se muestra que el factor de lubricación en la vida de los rodamientos η_b está directamente vinculado con las presiones de micro-EHL y tensiones presentes en un contacto de EHL producido por la rugosidad superficial y la calidad de la lubricación. Este factor representa un límite inferior conservador del cálculo de muchas superficies de rodamiento.

Bibliografía

- [1] Gabelli, A., Morales-Espejel, G. E., Ioannides, E., *Particle Damage in Hertzian Contacts and Life Ratings of Rolling Bearings*, Tribol. Trans., vol. 51, págs. 428 a 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, págs. 156 a 166, 1978.
- [4] Bolton, W. K., *Elastohydrodynamic in Practice*, Rolling Contact Fatigue: Performance Testing of Lubricants, Tourret, R., y Wright, E. P., Ed.; The Institute of Petroleum, London, págs. 17 a 25, 1977.
- [5] Harris, T. A., y Kotzalas, M. N., *Advanced Concepts of Bearing Technology*, CRC Taylor & Francis, 240 a 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, Universidad de Twente, Enschede, Países Bajos, 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, págs. 260 a 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, págs. 376 a 382, 2003.
- [10] Venner, C. H., y Lubrecht, A. A., *Multi-Level Methods in Lubrication*, Elsevier Science, 2000.
- [11] Greenwood, J. A., y Morales-Espejel, G. E., *The Behaviour of Transverse Roughness in EHL Contacts*, Proc. Instn. Mech. Engrs., part J, J. of Eng. Tribol., 208, págs. 121 a 132, 1994.
- [12] Ioannides, E., y Harris, T. A., *A New Fatigue Life Model for Rolling Bearings*, Trans. ASME, J. of Trib., 107, págs. 367 a 378, 1985.