

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL**  
**FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES**  
**DEPARTAMENTO DE MECÁNICA**  
**CATEDRA : ELEMENTOS DE MÁQUINAS**

**LUBRICACIÓN ELÁSTOHIDRODINAMICA**

**Estas referencias están tomadas del boletín N° 14 de TIMKEN COMPANY**  
**y tiene por objeto dar a conocer, en el campo didáctico, las bases de la**  
**lubricación Elastohidrodinámica**

**Tradujo y desarrolló Ing. Eduardo R. Berton**

**Año 2005**

Explicación de la lubricación Elástohidrodinámica por medio del entendimiento del funcionamiento de los rulemanes.

CHARLES MORLEY  
De TIMKEN COMPANY

**Resumen:** Este documento está destinado a dar una somera descripción de la lubricación Elastohidrodinámica (EHD) al ingeniero de construcciones de máquinas. El trata entre otras las bases teóricas y los resultados de ensayos que han permitido poner en evidencia la existencia de un film EHD en los contactos de grandes cargas (ejemplo: rulemanes, engranajes, levas).

La influencia del régimen de lubricación sobre la duración debida a los fenómenos de fatiga es estudiado en la segunda parte. Los resultados discutidos en la segunda parte han sido obtenidos sobre las condiciones de funcionamientos muy diversos y de resultados principalmente de los rulemanes de rodillos cónicos cementados y templados.

Dado que los orígenes de la teoría de la lubricación el EHD se remonta a mas de cincuenta años y contiene gran afluencia y desarrollo analítico y de verificaciones experimentales, este concepto continúa dando innovación. La lubricación EHD es al presente utilizada por el ingeniero de construcción para mejorar, comprender y mejor aplicar a rulemanes, engranajes de sus equipamientos. El objeto de este estudio es el de facilitar la comprensión del fenómeno EHD y de citar ejemplos completos en los cuales la cuestión en consideración del film de EHD ha permitido mejor interpretar los fenómenos de fatiga en los rulemanes.

En el pasado, el rol de la lubricación estaba considerado secundario de forma que ello aseguraba seguramente la duración del ruleman. Como se dice, las funciones tradicionales de lubricación de un ruleman, son las siguientes:

- 1 Asegurar la lubricación de superficies en contacto en el interior del ruleman.
- 2 contribuir a impedir el contacto metálico y por vía de consecuencia el marcado y el agarrotamiento del ruleman.
- 3 Hacer que el líquido de refrigeración (circulación del aceite) conduzca la transferencia de calor.
- 4 Evacuar las impurezas y las partículas en circulación en los rulemanes (circulación de aceite).
- 5 Reducir el frotamiento de los elementos rodantes y rozamiento o deslizamiento en el ruleman.
- 6 Proteger las superficies del ruleman de la corrosión.

Bien entendido, todas éstas funciones demandan en suma, considerar que un film de lubricación existe entre las superficies en contacto, y en numerosas aplicaciones ha permitido descubrir el verdadero rol jugado por la lubricación en el funcionamiento de rulemanes y de engranajes. La primera realidad evidente que resulta de un film de lubricación completa en un ruleman o engranaje, es que ciertas marcas existentes sobre la superficie en contacto puedan subsistir durante períodos de funcionamiento relativamente largos y que en ciertas condiciones de velocidad y de lubricación, la estructura microscópica podrá permanecer prácticamente inalterada después de ensayos prolongados.

#### **TIMKEN BOLETIN TÉCNICO Nº14**

Explicar: la lubricación Elastohidrodinámica por medio de la comprensión del funcionamiento de los rulemanes.

**Consideraciones teóricas:** El investigador A. N. Grubin es uno de los primeros en emprender un análisis razonable de la película delgada (en adelante film). El mismo consideró que el contacto Herziano predomina en los rulemanes, en los cuales dos cilindros son contactados uno contra otro Fig.1.

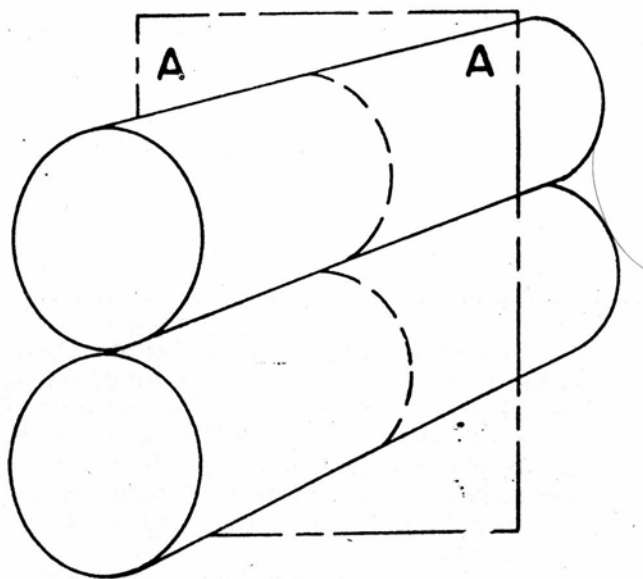


Fig.1 Contacto lineal formado por dos cilindros apoyados el uno contra el otro.

La distribución de presión en el contacto estático no lubricada es elíptica Fig. 2. El perfil de presión elíptica engendra las deformaciones elásticas sobre los dos cilindros. La parte deformada es denominada zona de contacto Herziano. Grubin, por otra parte, supone que la lubricación interpuesta en el contacto entre los dos cilindros en rotación activa alguna forma de cuña de aceite y separa las superficies en la zona de contacto mediante una película de lubricante.

Considerando que la viscosidad, siguiendo una ley exponencial, real del lubricante en la película bajo la presión de contacto puede estar aumentada sobre la viscosidad a la presión atmosférica normal.

En base a esa suposición, Grubin desarrolló una ecuación del espesor del film de aproximativa, la que es mas que adecuada para las pesadas cargas que producen deformaciones elásticas alrededor de 50 a 100 veces superior

al espesor del film, esta ecuación es la siguiente:

$$h_G = 1,95 \left( \frac{E'}{W'} \right)^{0,091} R^{0,364} (\alpha \cdot \mu_0 \cdot U)^{0,727} \quad (1)$$

$h_G$ : Espesor del film según Grubin (m)

$W'$ : Carga por unidad de longitud de contacto (N/m)

$E'$ : Modulo de reducción: 
$$E' = \frac{2}{\left( \frac{1-U_1^2}{E_1} + \frac{1-U_2^2}{E_2} \right)}$$

$E_1$  y  $E_2$ : Modulo de elasticidad

$U_1$  y  $U_2$ : Coeficiente de Poisson

$E'$ :  $22 \times 10^{10}$  (N/m<sup>2</sup>) Para acero contra acero.

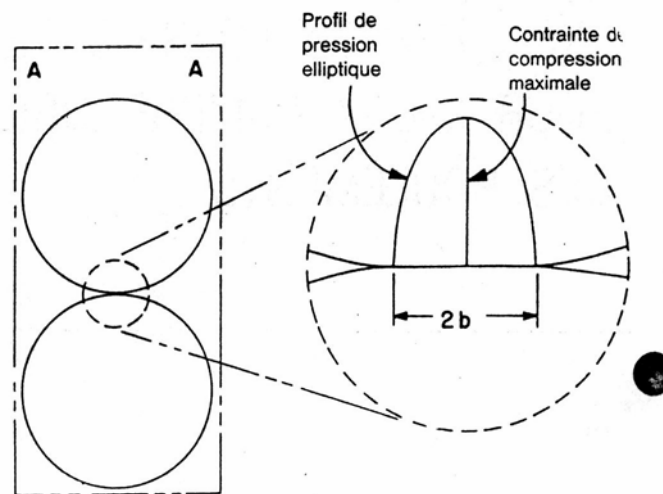
Radio de cilindros equivalente (m) 
$$R = \frac{1}{\left( \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)}$$

$R_1$  y  $R_2$  Radio de los cilindros de contacto.

$\mu_0$ : Viscosidad absoluta y viscosidad a la entrada del contacto.

Lista de valores usuales\*

\*En las ecuaciones 1 a 5 la viscosidad debe estar en **Poiseville** para que el sistema de unidades sea coherente de modo que el film esté en metros.



Agrandamiento de la longitud de contacto mostrando  
La distribución de contrastes Hertzianos en el sentido del ruleman.

Siguiendo  $\mu_0 = 0,005 - 0,2$  Poiseville (N.s/m<sup>2</sup>)

$\alpha$  = Coeficiente de piezoviscosidad a la temperatura de funcionamiento  
=  $2,2 \times 10^{-8}$  (m<sup>2</sup>/N) como valor aproximativo tipo.

$U$ : Velocidad superficial media de los sólidos en contacto.

$$= \frac{1}{2}(U_1 + U_2) \text{ en (m/s)}$$

La ecuación de arriba puede estar expresada en función de parámetros sin dimensión según Dowson (3)

$$\frac{h_G}{R} = 1,95(GU)^{0,727} W^{-0,091} \quad (2)$$

Donde los símbolos son los mismos que fueron definidos precedentemente:  
mas

$G$ : Parámetro material ( $\alpha E'$ )

$U$ : Parámetro velocidad ( $\mu_0 U/E'R$ )

$W$ : Parámetro de carga ( $W'/E'R$ )

Dowson ha demostrado que el espesor del film  $h_G$  corresponde a la separación paralela de planos Hertzianos definiendo la región de contacto, la que es ligeramente superior al espesor de film mínimo. La Fig.3 representa un módulo simple de film de Grubin en el interior del contacto.

En el caso de una lubricación hidrodinámica ordinaria la repartición de la presión en el film se obtiene resolviendo la ecuación de Reynolds.

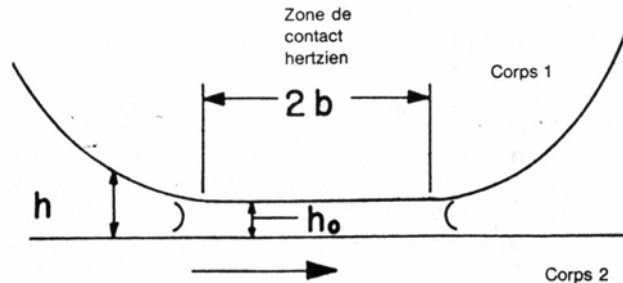


Fig 3- Modelo de film EHD en un contacto Herziano según Grubin.

En 1959 Dowson y Higginson (4) han dominado el problema de la EHD y han obtenido, por un método numérico iterativo, la distribución de presión exacta que es simultáneamente la solución de ecuaciones de elasticidad e hidrodinámica. La ecuación que ellos han producido y que es válida para un contacto lineal, puede estar expresada en función de parámetros sin dimensión:

$$\frac{h_m}{R} = 1,6 \frac{G^{0,60} U^{0,070}}{W^{0,13}} \quad (3)$$

y que desarrollando los siguientes parámetros

$$h_m = 1,6 \frac{(E')^{0,03}}{(W')^{0,13}} R^{0,43} (\mu_0 U)^{0,70} (\alpha)^{0,60} \quad (4)^*$$

\* La referencia 25 da una versión ulterior de las ecuaciones 3 y 4 en las cuales la constante es igual a 2,65 el exponente de  $\alpha$  es = a 0,54 y el exponente de  $E'$  deviene en negativo.

Las ecuaciones 1 y 4 son similares; de hecho Dowson y Higginson (5) declaran que la diferencia entre los resultados obtenidos utilizando una o la otra de ellas no es jamás superior al 20%.

La fig. 4 presenta las condiciones de contacto según Dowson e ilustra el film mínimo situado antes del estado de salida de la zona de carga. Las diferencias son probablemente pequeñas del hecho de partir de ciertas hipótesis simplificativas y a la incertidumbre de los valores de algunos

parámetros intervinientes en las ecuaciones por las condiciones de funcionamiento particulares. Por ejemplo, es difícil de controlar la temperatura de las superficies de contacto en un ruleman, y por consiguiente la viscosidad  $\mu_0$  de lubricación a la temperatura del ruleman la cual no se puede definir con exactitud. Igualmente el coeficiente de piezoviscosidad no es conocido mas que aproximadamente, de forma que el depende de la temperatura de entrada, de la presión como también de otros parámetros que son, a la hora actual tema de investigación.

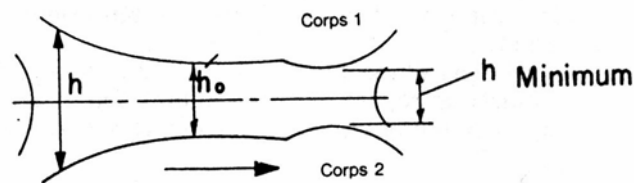


Fig. 4 Modelo de film EHD con el estrangulamiento presente en el costado de la salida de la zona de contacto, según Dowson (3)

Sin embargo un compromiso razonable entre las predicciones teóricas y los resultados de la experimentación obtenidos al momento indican que cada ecuación citada representa una ayuda preciosa para mejor comprender las diferencias observadas en el funcionamiento de rulemanes y de engranajes para arribar a resultados concretos.

Las ecuaciones sobre las cuales esta ecuación ha estado determinada son:

1. Un contacto lineal perfecto existe entre los dos cuerpos.
2. El lubricante es un fluido incompresible y newtoniano.
3. Los efectos de borde y las fugas laterales son desestimadas.
4. La viscosidad varía con la presión según la fórmula:

$$\mu = \mu_0 e^{\alpha \cdot p}$$

Donde:  $p$ : Presión en la región de contacto.

$\mu_0$ : Viscosidad a la presión atmosférica.

$\alpha$ : Coeficiente de piezoviscosidad, vale  $= \ln(\mu/\mu_0)/p$

$\mu$  : Viscosidad a la presión de contacto.

5. La rugosidad y la textura de las superficies no son consideradas.

6. El derrame es isotérmico.

Dado que el derrame es isotérmico, se podría pensar que la aplicación de métodos destinados a calcular el espesor del film estaría limitado a rulemanes <puros>.

Por definición los <rulemanes puros> representan la condición ideal en la cual las dos superficies que forman la zona de contacto giran enteramente a la misma velocidad superficial, de suerte que ninguna fuerza de tracción es transmitida a través del film de lubricación. Está dado que los elementos rodantes giran libremente, es decir que ellos son atraídos por la una o la otra pista, así queda entendido que no se presentan esfuerzos de tracción, propios de lubricación hidrodinámica. Sin embargo los resultados de ensayos han mostrado que así mismo, con una cierta tasa de deslizamiento comparable a su existencia en el contacto de una transmisión por engranajes, las ecuaciones son validas para el cálculo del espesor de film, estableciéndose en el contacto de rulemanes y de engranajes. Las ecuaciones presentadas y discutidas hasta aquí no consideran que su contacto es lineal. Algunos trabajos han estado dirigidos en consideración a un contacto puntual. Archard y Cowkin (6) han propuesto una expresión teórica según la formula siguiente:

$$h = 2,04 \left( \frac{\alpha}{1 + \frac{2R_x}{3R_y}} \right)^{0,74} \left( \frac{E'}{W} \right)^{0,074} (R_x)^{0,41} (\mu_0 \cdot U)^{0,74}$$

Donde todos los símbolos fueron precedentemente definidos, a mas:

$W$  : Carga por contacto puntual (N)

$R_x$  : Radio equivalente en el sentido del ruleman (m)

$R_y$  : Radio equivalente en el plano perpendicular al ruleman (m)

La referencia 6 contiene una discusión muy profunda sobre las fugas laterales y el desarrollo de una teoría basada en los trabajos de Grubin

aplicados a un contacto puntual. Otra solución general del problema del espesor del film está dado por Cheng (7) en el caso de un contacto elíptico. El utiliza una solución numericamente obtenida por el método de las diferencias finitas considerando el contacto elíptico de Hertz. Esta solución tiene computo de las fugas laterales por intermedio de un factor de reducción de espesor de film y se aproxima a la solución lineal o puntual, según que la elipse de contacto sea mas aplanada o que sus dos centros se confundan.

Otra referencia útil sobre el contacto puntual está dada por E. Schocler en el (8) que menciona en su bibliografía 50 referencias en relación con el problema de lubricación elastohidrodinámica.

El ultimo lugar que se puede citar, la formula simple de Dowson-Higginson (5) que permite obtener una muy buena aproximación del espesor del film de lubricante.

$$h_{approx} = 0,5(\mu_0 U . R)^{\frac{1}{2}} \text{ en nanometros (nm) (6)}$$

Donde:  $h_{approx}$  = Estimación del espesor del film mínimo en nanometros

$\mu_0$  : viscosidad del lubricante en centipoises (viscosidad a la temperatura de entrada a la superficie del ruleman).

$U$ : Velocidad media en la superficie:  $\frac{1}{2} (U_1 - U_2)$  mm/s

$$R = \frac{1}{\left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}\right)} \text{ (mm)}$$

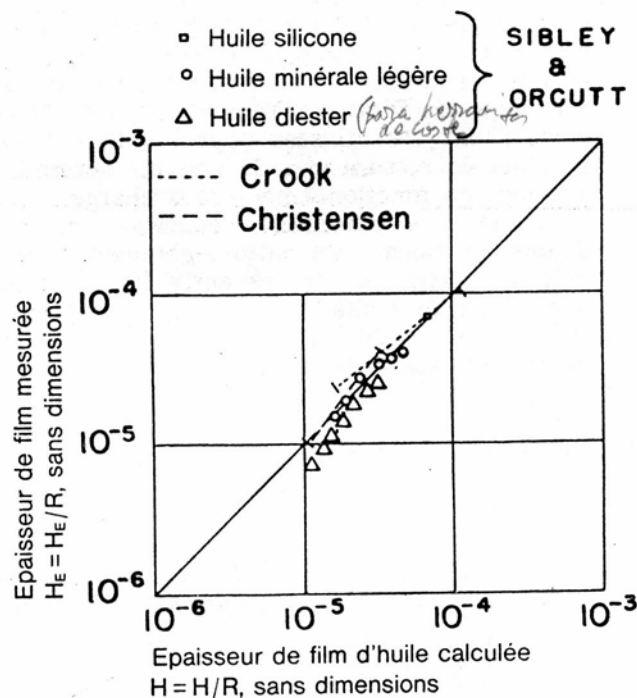


Fig. 5 Caso de rulemanes puros. Representación del espesor medido, del film en función del espesor calculado a partir de la formula Dowson-Higginson después de los resultados de tres investigadores.

Estudios experimentales: Los trabajos de experimentación considerables han estado interpretados por el apoyo de las ecuaciones discutidas anteriormente (9).

Nosotros no podemos seleccionar cuales de los nombres resultaron publicados; haremos de manera de ilustrar los diversos métodos que hemos estado utilizando para medir el espesor mínimo de film. Dyson en la (10) ha resumido ciertos primeros trabajos de Crook (11), Christenson (12) y Sibley y Orcutt (13) como lo muestra la figura 5.

Cada uno de ellos emprendió sus ensayos sobre una máquina a discos de su propia concepción. Las dimensiones de los discos estan indicados en la Tabla 1.

**Tabla 1 – dimensiones discos de ensayo.**

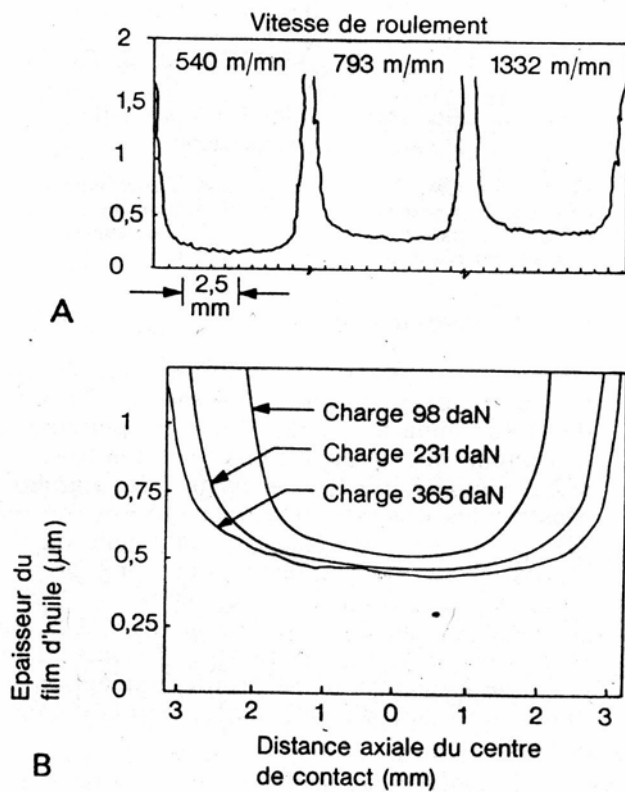
	Diámetro en mm	Longitud (ancho) en mm
Crook	76	19 (superficie cilíndrica)
Christenson	80	20 (superficie cilíndrica)
Sibley y Orcutt	73	914 (Rayón bombé sobre discos)

Los discos de Crook están eléctricamente aislados de forma que el espesor del film es obtenido por la medida de la capacidad del film de aceite de separación de los dos discos. Crook usó un aceite mineral no polarizado con una constante dieléctrica de 2,3 a 1000 Hz (temperatura ambiente y presión atmosférica). La capacidad así está medida a una frecuencia de 1000 Hz a través de films de espesores conocidos y esos valores han estado utilizados por contraste de sistema de medida a fin de poder determinar los films de funcionamiento bajo carga.

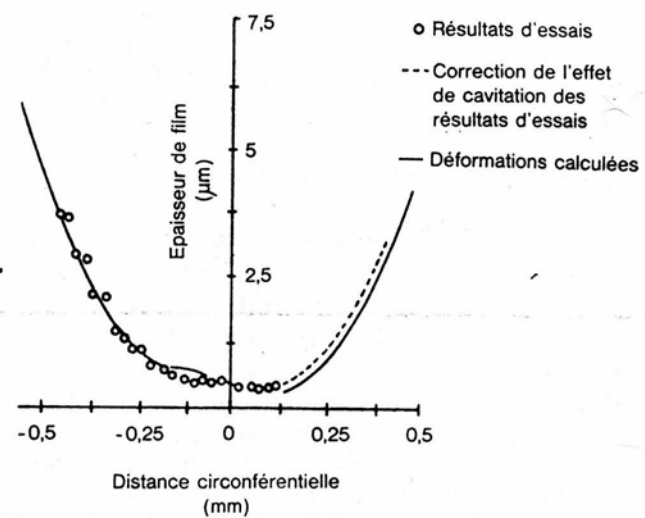
Christenson ha determinado el espesor de film de aceite emplazando un patín ligeramente cargado hasta antes del contacto entre los dos discos. El film ha estado medido por un captador a inductancia variable directamente a partir del desplazamiento relativo del patín por relación el bastidor de la máquina. Este captador está calibrado estáticamente y permite relevar los desplazamientos débiles de 50 nanómetros.

Sigley y Orcutt han sido los primeros en relevar las medidas por medio de rayos x dirigidos entre los dos discos en el seno del ruleman. Dado que los rayos x absorbidos por el acero de los discos, pueden transmitir sus rayos. Con un encuadre apropiado, la técnica de los rayos x a permitido determinar el espesor sobre la longitud del disco. (14).

Con las modificaciones permitidas de dirigir los rayos en una dirección perpendicular al sentido del ruleman, a sido posible de obtener un perfil de separación de superficies, de la región de entrada a la región de salida (19). Los perfiles tipos resultantes de esos ensayos son ilustrados en las figuras, 6 A, 6 B y 7.



**Fig. 6-** Perfil transversal del film de lubricación entre dos discos (14).  
**A** – Carga de 365 daN, temperatura de discos 65°C aceite mineral ligero de viscosidad 10,8 cst con velocidad de rulemans como se indica.  
**B** – Velocidad del ruleman: 792 m/mn, temperatura de discos: 53°C, aceite mineral ligero de viscosidad 15 cSt con carga como se indica.



**Fig. 7-**El perfil de separación de dos discos con el sentido del ruleman. Condiciones de ensayo: Velocidad del ruleman 792 m/mn Esfuerzo de compresión 68,9 daN/mm<sup>2</sup>, temperatura de los discos 80°C lubricación por eter de polifenil (20) Polyphényl.

Otro método destinado a medir el espesor del film es el método de resistencia utilizado por ejemplo por El-Sisi y Shawki (15). Estos últimos han mezclado 4% de sulfato de sodio en el aceite CASTROLITE 20 para aumentar la conductividad eléctrica, pudiendo establecer la relación entre el espesor del film y la intensidad. Una tensión de 0,5 volt (corriente continua) es aplicada a través del film durante el ensayo.

La última técnica de medida que se describió y que no es únicamente de información del espesor del film de aceite, es el sistema óptico descrito por Foord en el (16). En este sistema uno de los cuerpos en contacto es transparente (vidrio, flexiplas o safiro, por ejemplo)

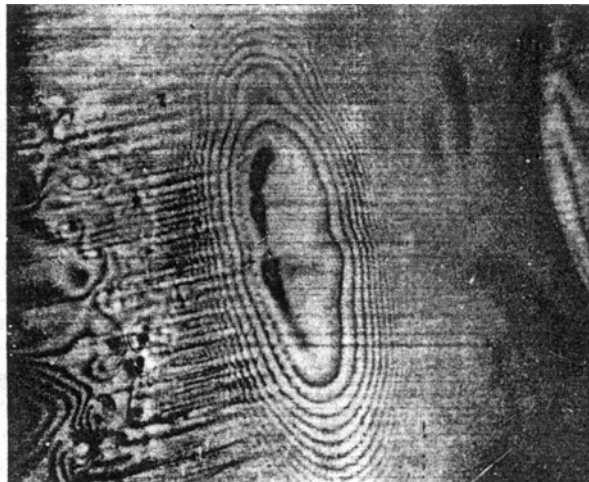


Fig. 8 – Franjas de interferencia obtenidas en los laboratorios del autor, que ilustran las variaciones de espesor del film EHD formadas entre una capa de cuarzo y un disco de 457 mm de radio a poca velocidad. El disco gira de izquierda a derecha sobre la placa.

El espesor del film que debe ser medido, es bastante delgado, porque se forman las franjas de interferencia en forma de pinceladas luminosas sobre la superficie refringente perpendicular a la superficie de contacto. La variación de espesor del film que existe entre el plano transparente y la muestra refringente hace apreciables las franjas de interferencia que representan las curvas de igual espesor. Las interfranjas marcan la diferencia de espesor entre dos franjas consecutivas, que es función de la

longitud de onda de la iluminación incidente y del índice de refracción del aceite, permitiendo determinar el perfil de deformación de las superficies. La figura 8 ilustra la silueta formada además del contacto en el caso de un film fluido completo. El film mínimo se encuentra presente a la salida y el ancho de espesor de film en la zona de contacto puede estar determinado después del número de franjas producidas. Es igualmente interesante de estudiar oportunamente este método experimental del movimiento de aceite mas allá de la zona ingreso: si se considera un plano que corta la zona de contacto, ya sea en el sentido del ruleman, ya sea perpendicularmente a el, y que los valores de espesor del film sean relevados a intervalos de longitud de cada plano, nos permite lograr designar el perfil de separación entre los cuerpos en contacto. Las figuras 9 y 10 fueron donadas por Foord para los tres valores de carga (1,25; 2,25; 4,5 daN) de una bolilla de acero de 25,4 mm de diámetro. Sobre un plano de vidrio, la bolilla girando a 425 vts/mn alrededor de su eje, conduciendo esos ensayos con un aceite Polyisobutane uno puede observar la reducción del film en la zona de salida y el perfil curvo en el sentido transversal.

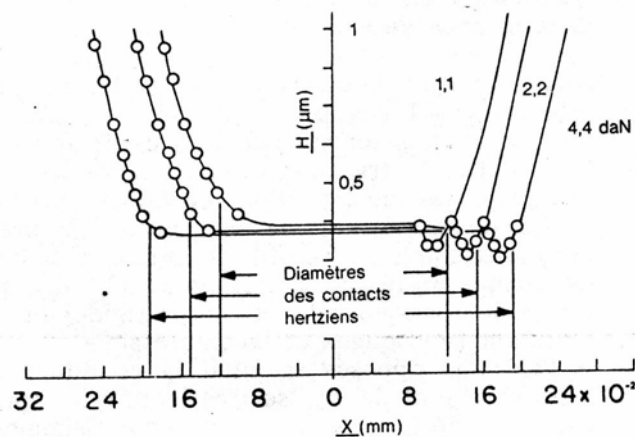


Fig 9- Perfil del film de lubricación y de la deformación en el sentido del ruleman determinado según la técnica óptica EHD (17)

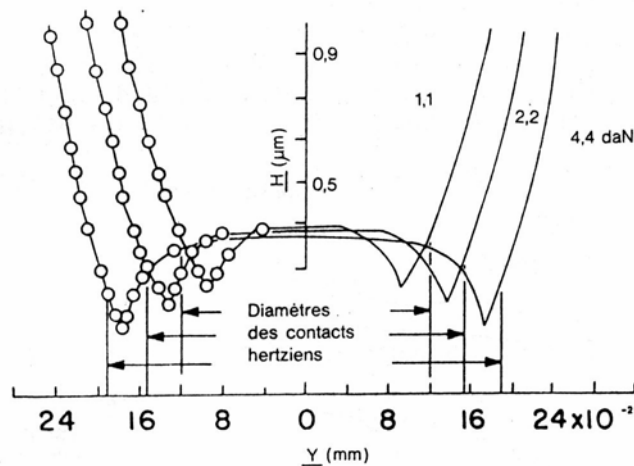


Fig 10 –Perfil del film lubricante y de la deformación en el sentido transversal determinado según el método óptico EHD (17)

Conforme a la teoría, los resultados indican poco cambio en el espesor del film en la parte central en función de la carga aplicada, por la separación mas débil en los bordes de contacto. En el plano transversal provoca algunas cuestiones en cuanto a la interpretación de resultados obtenidos por las técnicas de capacidad, de resistencia y eventualmente de rayos x para explicar el comportamiento EHD. Estos trabajos son seguidos en importantes laboratorios con vías a mejorar y afinar siempre mas y mas las técnicas de medición.

#### Descripción de la presión en la zona de contacto

Es igualmente muy importante tener una idea del perfil de presiones existentes en la zona de contacto formada por dos cuerpos apoyados el uno contra el otro para diferentes valores de carga y de velocidades. Para débiles cargas y velocidades elevadas, la distribución de presiones presenta un perfil de presión hidrodinámica representado en la figura 11-A (3), que es característica de los cuerpos rígidos y de un lubricante isoviscoso e incompresible. En el extremo opuesto se sitúa la condición de fuerte carga y de velocidad muy lenta, que se aproxima a un perfil de presión esencialmente herziano como lo ilustra la figura 11 B. En el caso de un contacto estático no lubricado, el perfil de presión sigue una distribución de constricción en compresión volviendo nuevamente a cero en una forma semi elíptica como la indicada.

Para una lubricación EHD, que implique la separación de dos cuerpos deformados elásticamente por un film de lubricación, el perfil de presión debe intuitivamente comportar ciertas influencias de las dos condiciones extremas citadas anteriormente.

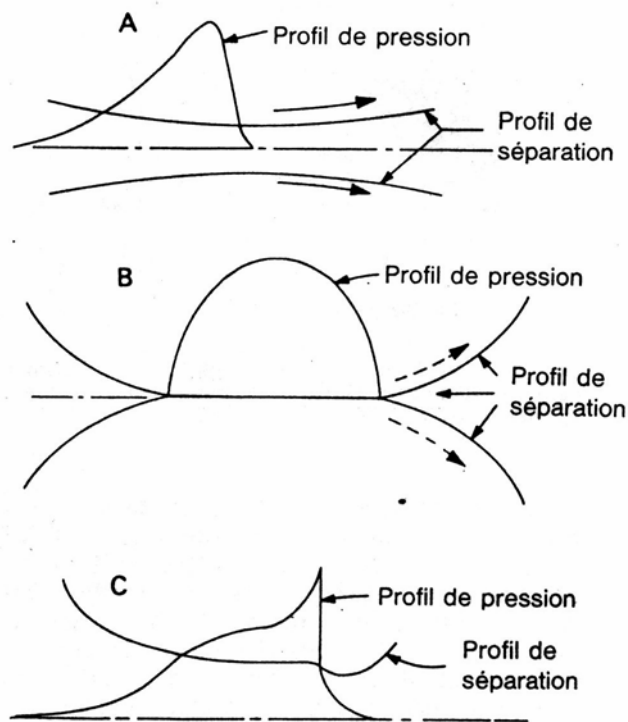


Fig 11- Perfiles de presión y de separación: **A:** por una lubricación esencialmente hidrodinámica, de rodillos rígidos y un lubricante isoviscoso: **B:** Contacto herziano no lubricado con rodillos elásticos (condición estática) **C :** con un film EHD formado por un lubricante newtoniano entre rodillos elásticos.

De los cálculos efectuados por el grupo Petrusевич (17), Dowson y Whitaker (18), por ejemplos han confirmado que la distribución puede parecerse a la curva de la figura 11 **C** para un régimen EHD. Es evidente que el perfil de presión se presenta a dos extremos con un pico de presión que se produce antes de la región de salida. La formación de tal pico depende de las condiciones de carga, de la velocidad y de las propiedades del material (Ref. 5, Capítulo 7). En ciertas condiciones de funcionamiento, ese pico de presión está efectivamente localizado como lo muestra la figura 10 (19). Esta figura ilustra un trazo de osciloscopio representando la presión relevada por un minúsculo captor de presión, el que atraviesa el

contacto entre dos discos de acero. El captor, una banda de manganeso, 50  $\mu\text{m}$  de largo, por 0,025  $\mu\text{m}$  de espesor, está aislado de su soporte (disco de acero) por una fina capa de sílice recubriendo el disco.

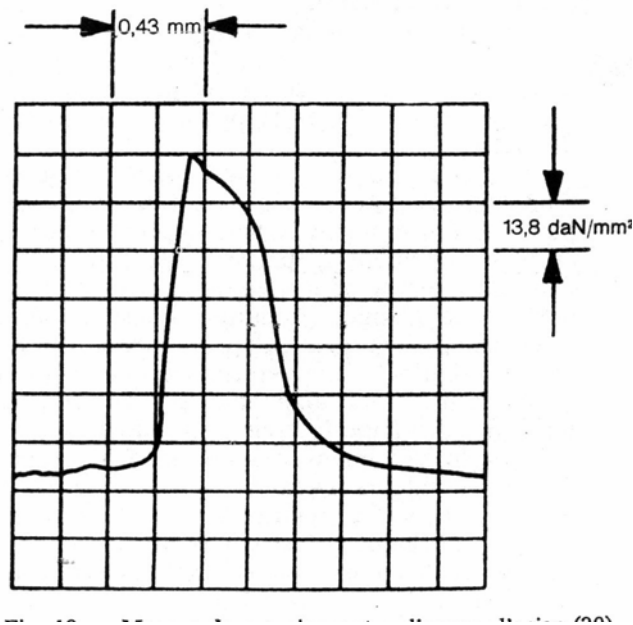


Fig 12 – Medición de presión entre discos de acero (20). La figura muestra un trozo de osciloscopio representando la señal resultante de un captador de presión transversal a la zona de contacto entre los discos cargados y lubricados operando a 640 m/mn, con una carga de 88 daN/mm<sup>2</sup> y una temperatura de 46°C.

Los resultados obtenidos forman parte de las primeras medidas directas de presión de contacto en un contacto rodante. Los trabajos actuales, en relación con el problema EHD, consistentes en tratar de deducir, a partir de aprovechar las presiones medidas y calcular el campo de esfuerzos en el y bajo la zona de contacto por una gama muy variada de regímenes de lubricación y de condiciones de funcionamiento.

## **Relaciones entre el film EHD y los fenómenos de fatiga en los rulemanes**

El mas grande interés de conceptos EHD es el de ofrecer la posibilidad de mejorar la duración de la vida de rulemanes o de otros mecanismos sometidos a fatiga. En el caso de rulemanes, un film delgado podrá resultar de un aceite de poca viscosidad, de una velocidad de funcionamiento muy lenta, o de temperaturas elevadas. A título de ejemplo la tabla 2 da la lista de parámetros de ensayo para los rulemanes de rodillos cónicos que hayan funcionado bajo films donde el espesor varía en la banda de 8 a 1 (29). En el caso, de que la velocidad se mantenga constante, la variación de espesor de film ha estado obtenida utilizando dos aceites minerales de viscosidad diferente y operando a temperaturas diferentes. Como uno puede constatar, en los rulemanes testeados con el espesor de film, la mas baja vida no es en promedio mas que 13 a 19% de la duración del otro grupo. Es igualmente evidente que la reducción de duración puede provenir mas de la diferencia de viscosidad del aceite que a consecuencia del espesor del film. Ciertos ensayos suplementarios realizados recientemente (Tabla 3) indican que los cambios de espesor de film obtenidos únicamente con las variaciones de la velocidad de rotación afectan igualmente la duración de los rulemanes. Se puede constatar, revisando otros ensayos que muestran comprensión de la relación entre resistencia a la fatiga de contacto, viscosidad y film de lubricación, que es hasta ahora muy incompleto. La diferencia de duración entre los grupos C1 y C2 de la Tabla 4 confirma nuestra idea de influencia de espesor de film sobre la fatiga de contacto. Sin embargo las diferencias de duración entre los grupos C2 y C3 indican que los otros parámetros, y no solamente el espesor de film influyen sobre la duración de la vida. Estas diferencias no provienen de rulemanes, dado que los grupos C están constituidos de rulamanes de la misma geometría, el mismo estado de superficie y enteramente tomados al azar por estar repartidos en los grupos 1, 2 y 3. Evidentemente, es necesario un estudio mas en profundidad par poder utilizar correctamente el conocimiento del film EHD en vía de explicar las diferencias de duración de fatiga resultante

de los diversos regímenes de lubricación. Esta afirmación se verifica parcialmente observando simultáneamente diversos aspectos de fatiga de contacto en los rulemanes.

**Tabla 2-Resumen de ensayos de rulemanes con aceite mineral**

Grupo	Velocidad vt/mn	Temperatura de ensayo (°c)	Viscosidad aceite (cSt) a la temperatura de ensayo	Espesor* de film EHD $\mu\text{m}$	Duración de conos Rev. X $10^6\text{L50}$	% comparación	
						Film	Duración
A-1	1800	135	<2,0	<0,038	5,9	14	13-19
A-2	1800	65	19,4	0,264	45+	100	100-100

\*Calculado según la teoría de Grubin.

**Tabla 3-Resumen de ensayos de rulemanes con aceite mineral**

Grupo	Velocidad en vt/mn	Temperatura de ensayo (°C)	Viscosidad del aceite (cSt) a la temperatura de ensayo	Espesor* de film EHD $\mu\text{m}$	% Comparación	
					Film	Duración
B-1	3100	93	4,6	0,1	100	100
B-2	600	93	4,6	0,028	28	40

\*Calculado según la teoría de Grubin.

**Tabla 4-Resumen de ensayos de rulemanes con aceite mineral**

Grupo	Velocidad en vt/mn	Temperatura de ensayo (°C)	Viscosidad del aceite (cSt) a la temperatura de ensayo	Espesor* de film EHD $\mu\text{m}$	% Comparación	
					Film	Duración
C-1	1800	82	5,8	0,061	75	60
C-2	2700	82	5,8	0,081	100	100
C-3	3600	93	4,7	0,081	100	60

\*Calculado según la teoría de Grubin.

## **MODOS DE DETERIORO POR FATIGA DE CONTACTO**

Un examen atento de rulemanes sometidos a ensayos, a revelado que el deterioro por fatiga de contacto puede en realidad producirse por diversos modos. La referencia 21 da una descripción muy detallada de estos diferentes modos que no lo hace este documento. Brevemente sin embargo, atenderemos a que el primer modo de fatiga de contacto reconocido es habitualmente asociado al material. La formación de la primera fisura puede situarse, no importa o donde, en la zona de tensiones cíclicas, si cada vez un punto de concentración de tensiones existe y si las aplicaciones repetidas se producen, en tanto un comienzo de deterioro por fatiga localizada y microscópica se desarrolle en el metal. Estas discontinuidades de estructuras metálicas existen en los aceros de los rulemanes, tales esas inclusiones de óxidos no metálicos (zonas negras) mostradas en la figura 13.

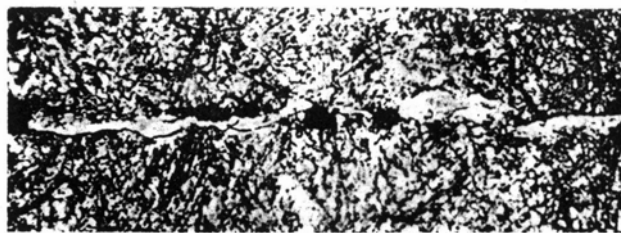


Fig. 13 –Comienzo de una fisura provocada por las inclusiones de óxidos en el metal sobre la superficie del ruleman.

Esta primera figura ilustra igualmente los primeros aspectos visibles de fisuración asociados a inclusiones de óxidos.

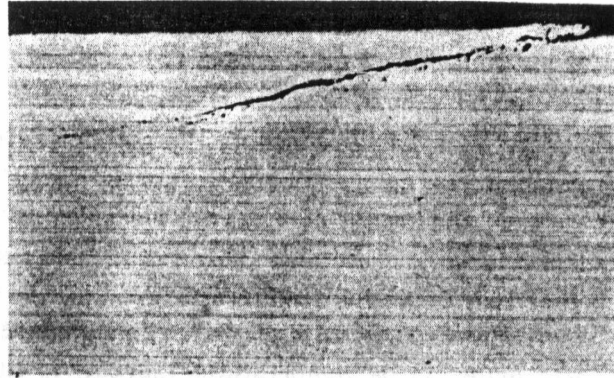


Fig 14 –Fisura muy pronunciada siguiendo un cordón de inclusiones y salida a la superficie del camino (pista) del ruleman en la parte superior derecha de la foto.

Con el tiempo podemos esperar una propagación de fisura (Fig 14) Saliendo finalmente a la superficie de la pista del ruleman. Por el ejemplo en cuestión, el aspecto exterior de la fisura (antes del corte y de seccionar el camino (pista) del ruleman para poner en evidencia la fisura sobre la superficie) existe al menos una muy fina fisuración detectada anteriormente, un "escamado" de partículas de material no detectado y no desligado en la superficie. Nuestra experiencia se apoya esencialmente sobre los rulemanes a rodillo cónico de acero cementado y templado. Durante los trabajos de Carter (22) portando la mas grande formación de carburos de irregularidades metalúrgicas y de regiones de formación de contenidos en los rulemanes de bolillas de acero templado hasta el centro. El examen de los rulemanes deteriorados hecho por Carter y sus asociados a confirmado la formación de deterioros bajo la superficie en tales regiones de los rulemanes a bolillas. Bajo los films de lubricación espesos (densos), el efecto de compresión bajo la superficie según la teoría usual de Hertz es primordial, La figura 6 A ilustra las bajas variaciones de espesor de film, el largo de la anchura del disco, implicancias de carga menor en las zonas de contacto, de suerte que la influencia del espesor de film sobre las tensiones bajo la superficie será aparentemente pequeña.

Igualmente el pico de presión puede producirse en ciertos regímenes EHD por influencia de las tensiones sobre la superficie.

Kennel en el (23) ha calculado el efecto del pico de presión sobre las tensiones máximas de zisallamiento y por los ejemplos, el aumento de tensión y estrechamiento debido al pico de presión no sobrepasa mas del 10%. De esa forma uno puede esperar a que la forma de fatiga de contacto predominante en las condiciones de separación total asociada al material y tome comienzo en la región de mas carga que corresponde a la profundidad o a las tensiones de cizalladura unidireccionales y ortogonales máximas.

El modo de fatiga siguiente es considerado como causado por una concentración de tensiones geométricas. Este modo de fatiga está limitado a rulemanes de contacto lineal en los cuales un rodillo es cargado contra un camino de ruleman formando una longitud de contacto finita. La mayor parte de fabricantes modifican la geometría interna del ruleman de suerte que estas cargas normales en los extremos son débiles. Sin embargo en el caso de sobrecargas excesivas o de un demasiado grande defecto de desalineación la geometría del ruleman produciría una sobre presión de contacto uniforme con riesgo de tornarlo inoperante.

Un ejemplo de fatiga por concentración de contactos geométricos creado por sobrecargas está representado en la figura 15.

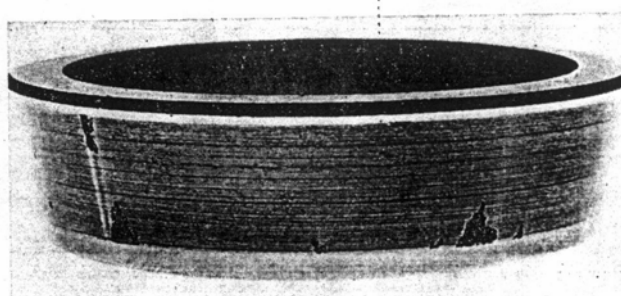


Fig 15: Fatiga por concentración de contactos geométricos debido a una sbrecarga.

La Figura 16 muestra un ruleman donde la fatiga ha estado causada por excesiva falla de alineación. La tensión en los extremos es, en este caso son siempre mas importante que la de la mitad del camino, ya que por ese efecto se provocan la fatiga en esas regiones. Es por eso que la

influencia de la homogeneidad del material es reducida en relación con el film EHD que existe en esas zonas de concentración de tensiones. Algunos otros trabajos consideran las fugas laterales como un hecho, Cheng (8), pudo contribuir a entender las soluciones EHD en tales condiciones limitando la fatiga.

En tanto que el modo de fatiga, el escamado superficial encuentra sus orígenes sobre la superficie a una muy poca profundidad. El aspecto general del escamado superficial está representado en la figura 18 A. Una sección según un corte a través de una parte escamada del camino del ruleman en la figura 18 B ilustra la poca profundidad a la que se desarrollan las fisuras.

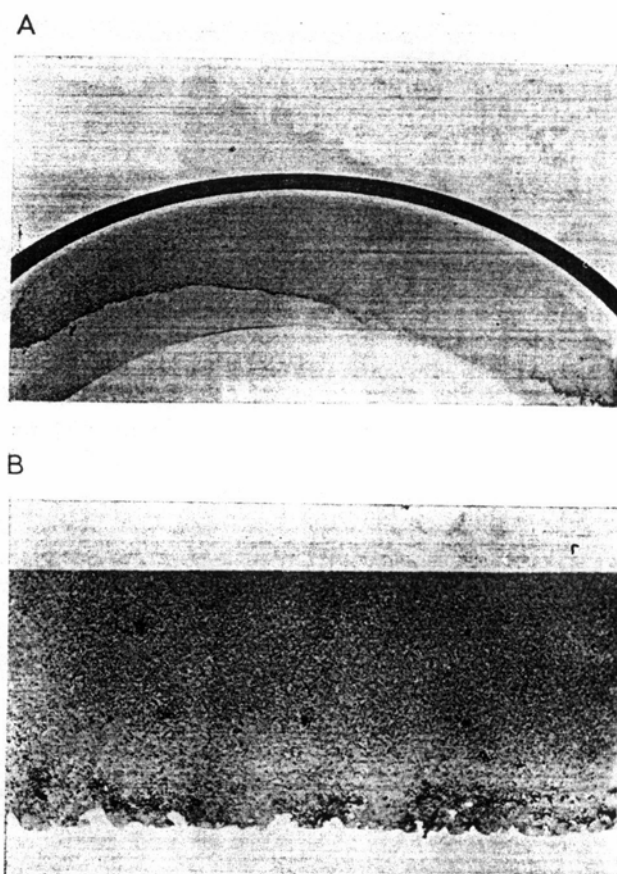


Fig 18- Escamado superficial: A.- tal que aparece sobre una zona muy extendida sobre una pista del anillo exterior del ruleman de rodillos cónicos; B tal que aparece justo sobre la superficie en la forma de pequeñas fisuras horizontales y de escamado en la base de una sección según una cuerda.

Tales fisuras son habitualmente de una profundidad cercana a 5 a 13  $\mu\text{m}$ . La sola cuestión común a estos dos últimos modos de fatiga de contacto, es que ellas se producen normalmente en estas condiciones de film EHD de poco espesor, ya sea en razón de la temperatura de funcionamiento elevadas, ya sea a causa de lubricantes de baja viscosidad, o a ambas cosas. Disponemos de algunas indicaciones según las cuales una combinación de velocidad lenta y de poca viscosidad tiene tendencia a provocar una fatiga por descascarillado superficial, tendencia que en condiciones de velocidad y de temperatura elevadas revelan con más frecuencia una fatiga puntual en superficie. Sin embargo no existe actualmente relación alguna, siempre entre el espesor del film EHD y esos dos modos de fatiga, que nos permita predecir el límite al cual una u otra de estas dos formas de fatiga, tal vez se produzca. Otros dos modos de fatiga son conocidos. La fatiga bajo superficie (por elementos cementados) y el fisurado transversal (por elementos templados). El primero se produce únicamente por las cargas extremadamente elevadas de tal suerte (Fig 19) que es muy poco posible que la lubricación EHD haya tenido influencia alguna sobre este modo de fatiga.

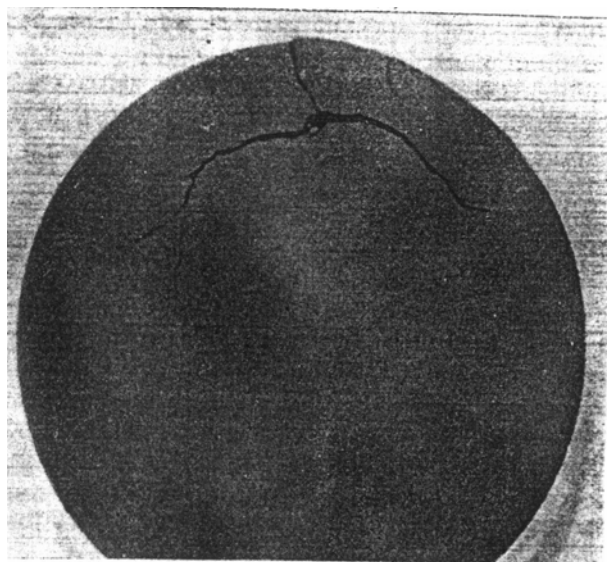


Fig 19 Sección de un rodamiento de diámetro 13 mm mostrando aparecer una fatiga en su superficie.

La segunda se produce en los componentes en acero templado a corazón (Templado profundo) (Fig 20. Entonces se produce un fenómeno de propagación acompañado de marcas de fatiga típicos y penetrantes bastante profundamente hasta que la sección de la pieza es totalmente partida. Aparentemente para ciertas piezas en acero templado a corazón, particularmente las pistas interiores montadas a presión, esas tensiones de tracción, se desarrollan porque la pista de menor resistencia se encuentra transversal a la superficie.

En las piezas cementadas, esa tal propagación de fisuras no puede normalmente desarrollarse en razón de la gran ductilidad del núcleo. Para resumir, nosotros vemos que sobre los 6 (seis) modos de fatiga citados, cinco se desarrollan en dirección bien localizada:

1-Origen debido a una discontinuidad en la estructura metalográfica: fisura desarrollable a partir de una región sometida a una concentración de tensiones (inclusiones) y se propaga cerca de la superficie asociada a los films de lubricación espesor y de duración de vida normalmente mas grande para los rulemanes.

2- Concentración de tensiones geométricas: originadas por escamadura en las extremidades de contacto (huellas en el camino del rodamiento eventualmente causadas por una negligencia de montaje o la presencia de partículas): Lo cual indica que otros factores ajenos a la lubricación inadecuada pueden ser la causa de problemas de fatiga.

3- Origen puntual en superficie: escamadura comenzada en superficie con una forma de cabeza de flecha y de propagación rápida en la zona y en profundidad. El “arranque” o disparador de la fisura es probablemente causado por 1 y 2 , y esto asociado a una rugosidad elevada y un espesor de perfil pobre.

4- Escamadura superficial: Sin ninguno de los orígenes sobre la superficie pero de extensión muy limitada en profundidad. Posiblemente se propague sobre una gran superficie o propague el descascarillado por concentración de tensiones geométricas a partir de la arista de una zona escamada. Es superfluo indicar que en el caso de film de pobre espesor, las

concentraciones de tensiones microherzianas en la zona de contacto favorecen el origen y la propagación de ese modo de fatiga.

5- Fatiga bajo capa superficial: fisuración de fatiga donde el origen se sitúa en el límite de la capa cementada y en el núcleo en el interior del núcleo de las piezas cementadas, tales como los engranajes, en los cuales las tensiones de contacto aplicadas son excesivamente elevadas.

6- Fisuraje transversal: Indica un proceso de ajuste inadecuado: Origina una mala lubricación no obstante el rol de esta última no esta bien conocido.

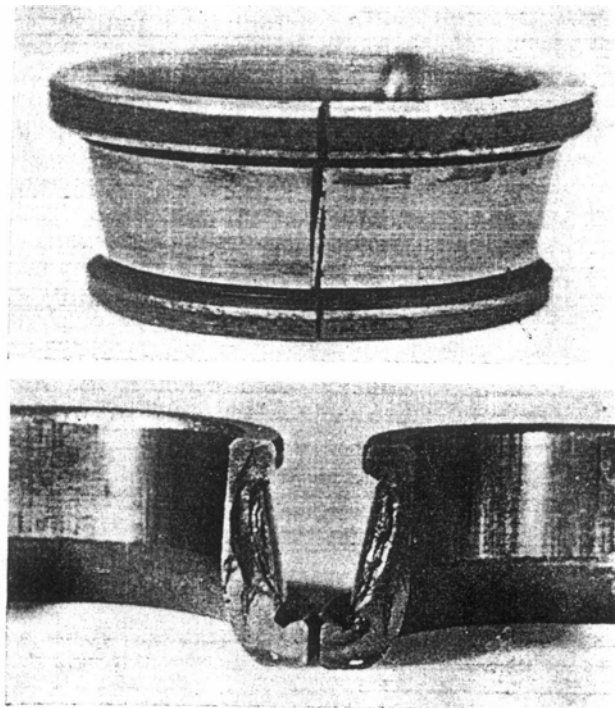


Fig -20 -Ejemplo de fisura transversal en un anillo interior de ruleman en acero templado a corazón.

Mas allá del modo de fatiga, nosotros deseamos mostrar como la taza de propagación puede estar considerablemente afectada por las condiciones de lubricación. La figura 21 compara dos escamados observados en los test de la serie A de la Tabla 2. De las inclusiones de óxidos no metálicos

han estado identificadas en el origen de cada escamado en seccionamiento, de las piezas (Fig 22-A y B).

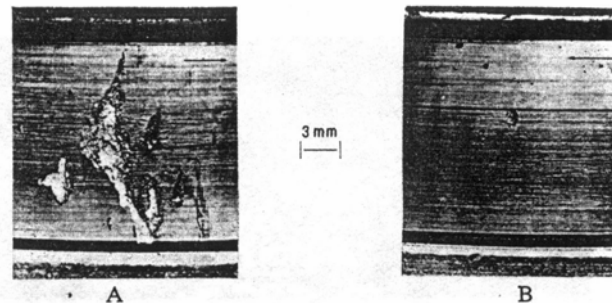


Fig 21- Comparación de tasas de propagación de fisuras en el test A. La flecha indica la dirección en que viene la carga. A – Test A1 escamadura de cono en  $14 \times 10^6$  revoluciones con un aceite mineral de baja viscosidad. B – Test A2 Escamadura de un cono en  $46 \times 10^6$  revoluciones con un aceite de viscosidad media (SAE 20).

El escamado de cono en el test A2 efectuado con aceite mineral de mayor viscosidad no se propaga en forma apreciable en 46 millones de revoluciones de cono mientras que para el cono que gira a  $1/3$  del mismo tiempo con aceite de viscosidad mas baja y con un film calculado mas delgado, el escamado se propagó de forma considerable, con el aspecto característico de fisura en superficie que con frecuencia es observado en propagaciones de origen puntual en superficie.

La importante fisura bajo superficie mostrada en la figura 22 A y la propagación bajo la superficie mas limitada que aparece sobre la figura 22B son en relación directa con el aspecto en la superficie ilustrada por las figuras 21A y B. Así, por experimentación, la naturaleza de la fisura en el interior de la pieza y bajo la superficie deteriorada por la fatiga, es el índice útil en cuanto a las condiciones de lubricación y de temperatura impuestas a un ruleman.

En realidad, para un gran número de rulemanes anti-fricción, en el caso de bajas velocidades, con aceites de viscosidad media a baja y un estado de superficie normal, el régimen hidrodinámico es probablemente mas

infrecuente que lo esperado, de manera que una lubricación EHD parcial, tal como la descrita por Tallian (25) se encuentra mas a menudo. En el caso de una lubricación mixta, la carga total es soportada, por una parte por las esferitas de metal en contacto y por la otra parte por el aporte hidrodinámico del film de aceite.

A medida que la medida del film disminuye el espesor, el porcentaje de contacto metálico se torna mas importante hasta un momento en que el régimen de lubricación es esencialmente un régimen límite. No hay ninguna duda de que por todas las condiciones de ensayo reportadas (test de series A, B y C), de films EHD parcial en primer lugar mas la comprensión de los fenómenos, se traducen en el régimen mixto hasta la hora actual, incierto. Sin embargo nosotros sabemos que cuando pasamos de una condición de film grueso a una de film muy fino, la duración de los rulemanes disminuye en general, y el modo de fatiga para la misma carga disminuye de una condición principalmente asociada al material (origen de

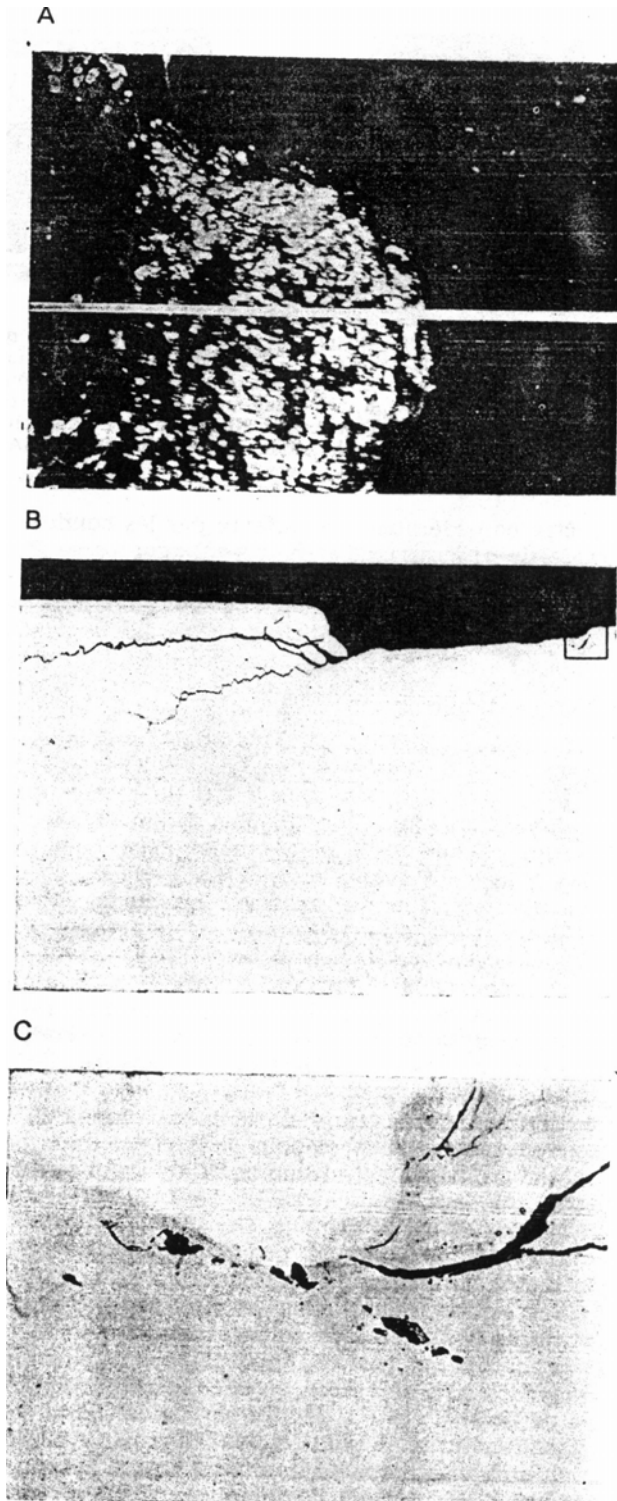


Fig. 22<sup>a</sup>- Sección transversal de una escamadura Obtenida del test A-1. Una fisura sobre la superficie originada por una inclusión (A) está mostrada en B y en C.

fatiga por inclusión) a una condición asociada a la estructura de la superficie (origina puntual en superficie o escamado superficial).

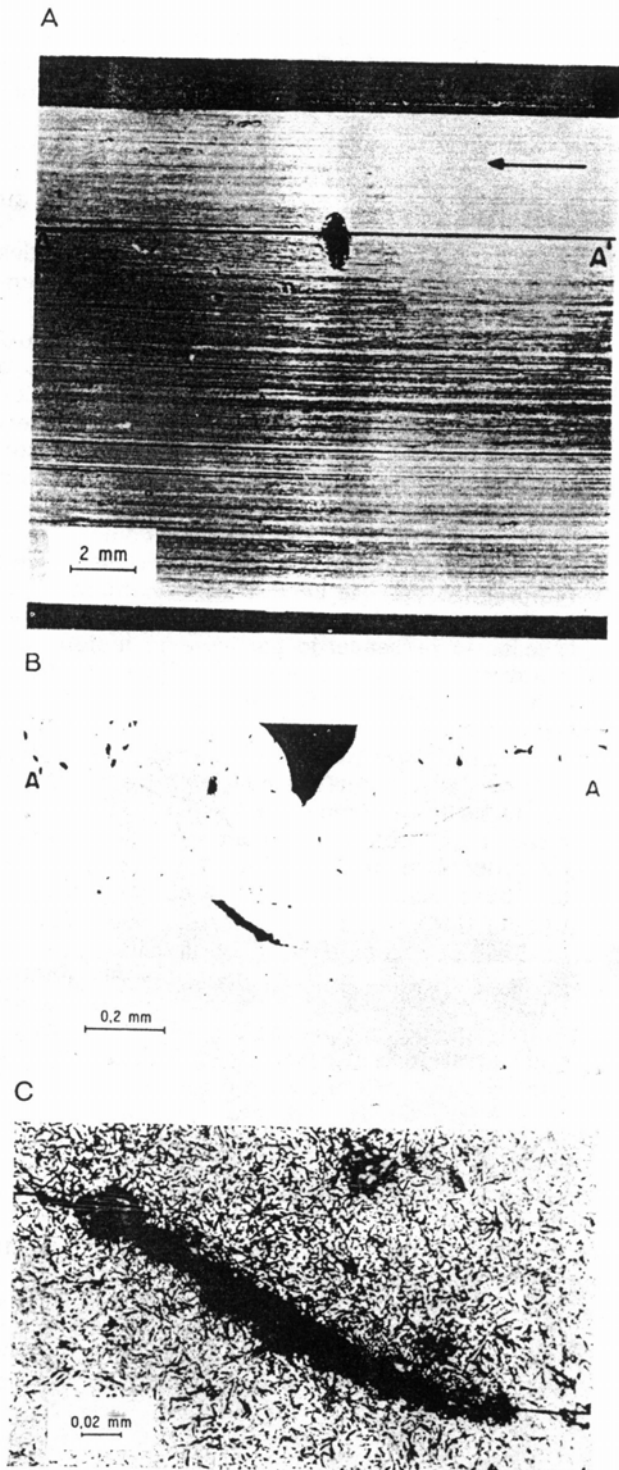


Fig. 22 B-Sección transversal de una escamadura obtenida del test A2. Un fisurage limitado bajo la superficie causado por origen de una inclusión (a) es mostrada en B y en C.

La tasa de propagación de fatiga aumenta aparentemente cuando los rulemanes funcionan con un film relativamente delgado, esta tendencia se acentúa cada vez que los films delgados están provocados por aceites de baja viscosidad y de temperaturas de funcionamiento elevadas. Puede también ser que la tensión real sea considerablemente mas elevada con un régimen mixto y que un contacto metálico mas importante inicie la concentración de tensiones en superficie análogas a las que se producen en las extremos de contacto. Una indicación puede ser obtenida en relación al espesor del film por el estado de superficie compuesta que forman las dos superficies en contacto. Tanto que si el valor es inferior a 4,0-3,0 un film EHD parcial existe y cuando el valor desciende bien por debajo de 1 uno puede esperar una reducción de duración. Según la textura y la estructura de las superficies, un valor inferior a 1 constituirá el umbral crítico. Desde el punto de vista de la duración de vida, el régimen de lubricación EHD existente será óptimo cuando el valor sea superior a 1. De los nombrados ensayos de fatiga entre los rulemanes a rodillos cónicos se han realizado para establecer relaciones entre el film EHD calculado y la duración de fatiga. El gráfico de la figura 23 ilustra la relación entre la duración y el espesor del film según Grubin en  $\mu\text{m}$  para un ruleman de rodillos cónicos en acero cementado y templado de un diámetro exterior de 82,5 mm y para las condiciones de funcionamiento siguientes: Velocidad 600 a 3600 vueltas/mn; lubricación con aceites minerales SAE 5 a SAE 20; temperatura 93 a 150°C.

Sobre esas condiciones los espesores de film calculados varían de 0,13  $\mu\text{m}$  a 0,091  $\mu\text{m}$ , la duración de vida relativa varia entre 16 y 93% de la duración esperada. Recalculando los datos en términos de espesor de film datos al estado de superficies componentes (suma aritmética de valores CLA de rugosidad por las superficies en contacto), la relación es dada por la figura 24.

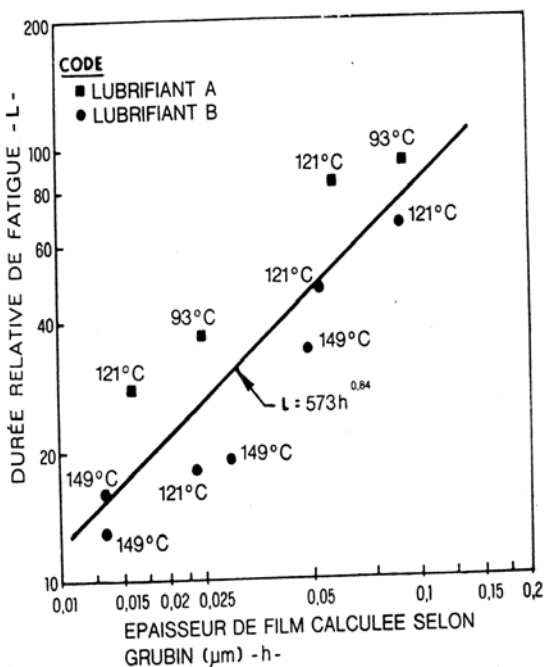


Fig 23.-Ensayo grupo D (población sobre 240 rulemanes Cónicos cementados y templados de un diámetro exterior De 83 mm). Duración de fatiga relativa comparada al espesor del film calculado por los ensayos de la referencia 26.

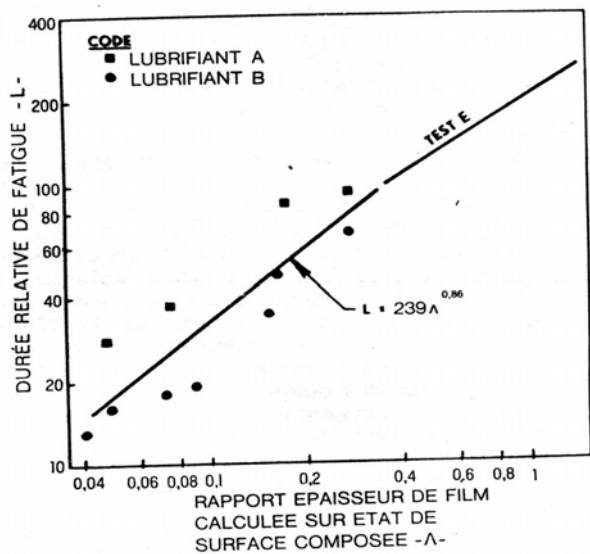


Fig.- 24- Duración de fatiga relativa comparada con datos de espesor de film calculados sobre el estado de las superficies componentes por los Rulemanes descritos en la referencia 26.

La extensión de la línea hasta las duraciones mas elevadas está basada sobre los ensayos anteriores de los mismos rulemanes en los condiciones de films del ensayo E. Todos los ensayos citados (A a D) representan el resumen de ensayos de duración de unos 450 rulemanes de suerte que las tendencias indican que la influencia de films EHD delgados sobre la duración de vida de rulemanes son reales.

El problema EHD comporta ahora un gran número de aspectos que no es posible tratar en un documento tan breve y resumido como este. No obstante estableceremos la lista de algunos aspectos que son descritos con mas detalle en las referencias. El frotamiento en el caso de rulemanes puros o con deslizamiento ha sido estudiado en función de la lubricación EHD, de la temperatura de contacto, de trabajos experimentales sobre los rulemanes y los engranajes, de los efectos de la compresibilidad del lubricante y de funcionamiento, de juntas frotantes, por no nombrar algunas mas. Dos referencias interesantes de mencionar son el libro redactado por Dowson y Higginson (5) y los trabajos de la Institución de Mechanical Engineers de 1965/1966. Vol 180, Parte 3B en relación con el simposio de tres días consagrado a la elastrohidrodinámica en septiembre

de 1965. Reunió a los autores citados, mas de 200 referencias directamente en relación con el problema EHD. Resta decir que la teoría y la práctica de la lubricación EHD ha tenido que responder durante algunos años a gran número de problemas de contacto de grandes cargas que no se comprendían bien antes del concepto de EHD.

#### REFERENCES

1. W. E. McCoy, «Lubricating Anti-Friction Bearings and Related Damage Analysis.» presented at the ASLE Concise Short Course - Basic Lubrication Engineering, Toronto, Ontario, Mai 1967.
2. A. N. Grubin and I. E. Vinogradova, «Investigation of the Contact of Machine Components.» Moscou, Tsniitmash, Book N° 30 (D. S.I. R., London, Translation N° 337). (1949).
3. D. Dowson, «Elastohydrodynamic Lubrication: an Introduction and a Review of Theoretical Studies.» Proceedings 1965-66, The Institution of Mechanical Engineers, Vol. 180, Part 3 B, Paper R 1.
4. D. Dowson and G. R. Higginson, «A Numerical Solution to the Elastohydrodynamic Problem.» J. Mech. Engineering Sci. 1 (1), 6 (1959).
5. D. Dowson and G. R. Higginson, Elastohydrodynamic Lubrication, Pergamon Press, 1966.
6. J. F. Archard and E. W. Cowking, «Elastohydrodynamic Lubrication at Point Contacts.» Proc. 1965-66, The Inst. Mech. Eng., Vol. 180, Part 3 B, Paper 3.
7. H. S. Cheng, «A Numerical Solution of the Elastohydrodynamic Film Thickness in an Elliptical Contact.» Technical Report, U.S. Navy Contract N° N00014-66-C0037.