

# Cálculo de la capacidad de trabajo y parámetros de funcionamiento de los cojinetes de deslizamiento, actualidad del tema.

**A. García Toll\*, O. Yera Pérez\*\*.**

\*Instituto Superior Politécnico "José Antonio Echeverría". CUJAE.  
Facultad de Ingeniería Mecánica. Departamento Mecánica Aplicada.  
Calle 116 s/n. CUJAE. Marianao 15. Ciudad de la Habana. Cuba.  
Teléfono: 260-2267.

E-mail: Aletol@yahoo.com

\*\* MINCOM. Habana. Cuba.

(Recibido el 12 de Marzo del 2002, aceptado el 17 de Julio del 2002).

## Resumen.

El estudio de los cojinetes de deslizamiento es indispensable para garantizar el adecuado funcionamiento y un correcto mantenimiento de las máquinas. Este es un tema muy actual, en los últimos años se sometieron al proceso de aprobación, por el comité técnico 123 de la ISO, 4 normas referidas al cálculo de cojinetes de deslizamiento de diferentes características constructivas y lubricación hidrodinámica e hidrostática.

Este trabajo presenta un método de cálculo que valora la capacidad de carga de cojinetes en condiciones de lubricación hidrodinámica. El procedimiento se basa en el estudio de la norma DIN 31652 (1983), y la propuesta de norma ISO/DIS 7902, debatida de octubre a diciembre de 1997.

El cálculo consiste en determinar si el cojinete bajo el efecto de las cargas y en las condiciones de trabajo es capaz de formar y mantener una cuña de lubricante, que impida el contacto de las superficies empleando el número de Sommerfield (So). Con el uso de dicho método se pueden determinar los factores que influyen en el buen establecimiento de la cuña de lubricante, lo que permite garantizar las correctas condiciones de funcionamiento en cada caso y una adecuada reparación de los apoyos. Algunos de estos factores son: la holgura radial, la velocidad de giro del árbol, la viscosidad del lubricante, el diámetro y la longitud del cojinete, rugosidad superficial, carga radial. En el trabajo aparece también un ejemplo de cálculo.

**Palabras claves:** Cojinetes de deslizamiento, lubricación hidrodinámica, capacidad de trabajo.

## 1. Introducción.

Conocer el tipo de lubricación de un cojinete de deslizamiento y su capacidad de carga nos permite garantizar adecuadas condiciones de explotación y un mantenimiento de calidad en nuestros equipos. El estudio de estos aspectos es indispensable para seleccionar el lubricante a emplear o sustituirlo sin afectar la capacidad de trabajo de la máquina analizada. Además permite conocer y modificar las dimensiones de los cojinetes y los materiales a emplear en función de la recuperación y el rediseño de estos para lograr una mayor capacidad de carga.

En el presente trabajo se propone un método para la valoración de la capacidad de trabajo de cojinetes en condiciones de lubricación hidrodinámica, que permite el análisis de los factores que influyen en el buen establecimiento de la cuña de lubricante y el mantenimiento de esta, y determinar las condiciones de lubricación en las que se trabaja.

Para obtener este método se partió del estudio de los diferentes criterios que se emplean en el cálculo de cojinetes que funcionan en condiciones de lubricación hidrodinámica. Los primeros trabajos sobre el tema datan de 1880, cuando el investigador Beauchamp Tower demostró que la lubricación por baño de aceite logra coeficientes de fricción considerablemente bajos. A partir de ese momento se desarrolló la teoría de la lubricación hidrodinámica, se mantiene vigente y es aplicable en el cálculo de los apoyos que trabajan en estas condiciones de lubricación para cojinetes industriales. Aportes a esta teoría son los trabajos de Sommerfield (1904), Reynolds (1927), Raimondi y Boyd (1958), que por su importancia y actualidad han sido muy difundidos, se citan en textos, artículos y normas publicados recientemente. En nuestros días se continúa trabajando en el perfeccionamiento de la teoría del cálculo de los cojinetes de deslizamiento, prueba de ello es la aparición de al menos dos artículos al año en el boletín de la JSME, o las numerosas publicaciones de varios institutos y universidades: la revista inglesa

Tribology International, Universidad de Poitiers, Francia, Universidad Tecnológica de Deelft, Holanda, Universidad de Alberta, Canadá. El Comité ISO 123 ha emitido en estos últimos años varias normas sobre cojinetes de deslizamiento, materiales, dimensiones y esfuerzos en cojinetes revestidos. En 1997 se elaboró la propuesta de norma ISO 7902 sobre el cálculo de la capacidad de carga de cojinetes de deslizamiento radiales en condiciones de lubricación hidrodinámica para cargas estáticas que junto a la DIN 31652 sirve de base a este trabajo.

## 2. Desarrollo.

El procedimiento de cálculo parte del estudio de la teoría de la lubricación hidrodinámica, del análisis de los trabajos del destacado ingeniero soviético P.I. Orlov y de las normas DIN 31652 y la ISO/FDIS 7902. Este propone un cálculo sencillo que permite determinar los parámetros fundamentales de funcionamiento de los cojinetes y determinar su capacidad de carga. También se puede evaluar la influencia de la carga, la viscosidad del lubricante, la holgura radial, la velocidad de giro del árbol y su diámetro, entre otros parámetros, en las condiciones de trabajo del cojinete, y su capacidad portante.

El cálculo del cojinete, consiste en determinar si el elemento bajo el efecto de las cargas radiales y en las condiciones de trabajo, es capaz de formar y mantener una cuña de lubricante, que impida el contacto entre las superficies del árbol y el cojinete. Esto se verifica de la siguiente forma:

$$h_{\min} \geq h_{\lim}$$

Donde  $h_{\min}$  es el espesor de la capa de lubricante en el punto donde el cojinete y el árbol están más próximos y  $h_{\lim}$  el espesor que puede tener la capa de lubricante, para que no se toquen los elementos que forman el cojinete.

La altura límite tiene en cuenta las rugosidades del árbol y cojinete, sus desviaciones dimensionales, o las deformaciones que sufren los elementos durante el funcionamiento.

La altura mínima que se obtiene a partir de la geometría del cojinete una vez que se tenga la posición que va a adoptar el árbol en el interior del cojinete, definida por la excentricidad relativa. Luego de calculados los valores de altura mínima de película y altura límite se puede decir que si se cumple con la expresión  $h_{\min} \geq h_{\lim}$  se está en presencia de un cojinete que trabaja en condiciones de lubricación hidrodinámica y si la excentricidad relativa es mayor que 0.7 entonces se puede afirmar además que su

funcionamiento es estable. Este método es aplicable tanto para cojinetes lubricados con aceite inyectado desde el exterior a baja presión como para los de lubricación interior.

Para determinar la excentricidad relativa del cojinete ( $\epsilon$ ), se parte de la relación B/D y del cálculo del número adimensional Sommerfield. El número Sommerfield ( $S_o$ ), es un parámetro que depende de la geometría y condiciones de trabajo del cojinete y se calcula como sigue:

$$S_o = \frac{F\Psi_{eff}^2}{DB\eta_{eff}\omega_{eff}}$$

F- Fuerza radial que actúa sobre el cojinete [N]

$\Psi_{eff}$  -Holgura relativa.

D - Diámetro nominal del cojinete [m]

B - Ancho del cojinete [m]

$\eta_{eff}$  - Viscosidad dinámica del lubricante [Pa·s]

$\omega_{eff}$  - Velocidad angular efectiva [rad/s]

El número de Sommerfield se puede calcular una vez definida la temperatura de trabajo del cojinete, y con ella determinar la viscosidad efectiva del lubricante.

A medida que el parámetro Sommerfield aumenta, se produce un aumento de la excentricidad relativa, por lo que el espesor de capa se hace menor y puede darse el contacto metal-metal. Cuando es pequeña la velocidad angular del árbol o muy grande la fuerza radial por unidad de área, la capacidad de carga peligra. Lo mismo ocurre con un cojinete de excesiva holgura o lubricado con un aceite de insuficiente viscosidad a la temperatura de trabajo.

La temperatura de trabajo del lubricante en el cojinete se obtiene al realizar el balance térmico de este. Es importante conocer si el cojinete se lubrica desde el exterior de forma continua o no para saber como se evacua el calor generado por las pérdidas de potencia en el cojinete.

Las pérdidas pueden calcularse en función del coeficiente de fricción entre las capas de lubricante que se obtiene a partir de la excentricidad relativa y la relación b/d.

Los cálculos del Sommerfield, los parámetros de trabajo y la temperatura del cojinete se realizan de forma iterativa, partiendo de una temperatura de trabajo supuesta, hasta que se logra obtener la temperatura real y con ella los parámetros de funcionamiento del cojinete. Con los parámetros determinados se calcula  $h_{\min}$ .

$$h_{\min} = 0.5D\Psi_{eff}(1 - \epsilon)$$

Para lograr mejor comprensión, ha continuación se muestra un diagrama:

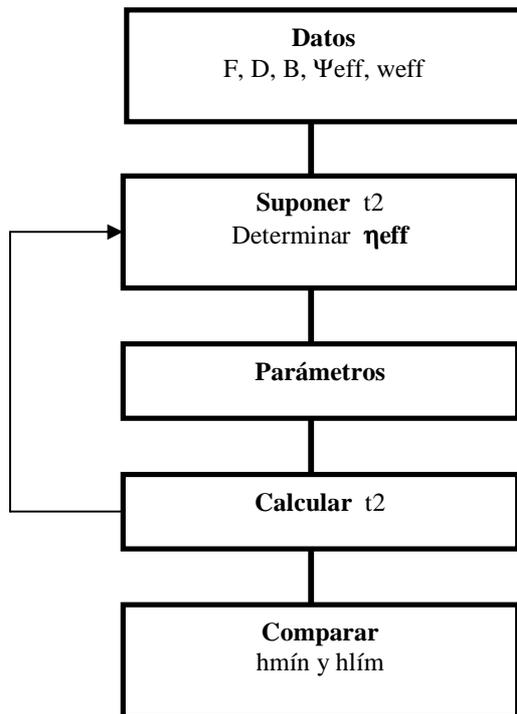


Fig.1 Procedimiento de cálculo.

**Ejemplo:**

Se desea comprobar un cojinete de bronce que trabaja con un eje de acero para las siguientes condiciones:

Lubricante ISO VG 68. Lubricación periódica.

El cojinete permite autoalineación.

En la tabla No.1 se muestran los datos del ejemplo.

En la tabla No.2 se reflejan los resultados obtenidos.

Como se puede apreciar en la tabla el espesor de la capa de lubricante es suficiente para separar las superficies de cojinete y árbol, y la excentricidad relativa es aproximada a 0.7 y se puede afirmar que las condiciones de trabajo son estables. La geometría del cojinete y el lubricante son los apropiados para la aplicación.

Tomando como base este ejemplo se realizaron algunos cálculos empleando el método antes explicado para obtener la dependencia entre los parámetros de diseño. En las fig.

2 y 3 se muestra el comportamiento del espesor de película para diferentes valores de diámetro y ancho, que cumplen con la relación B/D=0.25, 0.5, 0.75, 1, 1.25, 1.5.

Tabla 1. Datos.

|  |   |
|--|---|
| Fuerza radial en el cojinete                   | $F_r = 12\ 000\ \text{N}$                         |
| Diámetro nominal                               | $D = 100\ \text{mm}$                              |
| Ancho del cojinete                             | $B = 100\ \text{mm}$                              |
| Cojinete total                                 | $\Omega = 360^\circ$                              |
| Frecuencia de rotación                         | $n_a = 500\ \text{rpm}$                           |
|  | $n_c = 0$   |
| Rugosidad superficial                          | $R_{za} = 5\ \mu\text{m}$                         |
|  | $R_{zc} = 3\ \mu\text{m}$                         |
| Coeficiente de expansión lineal                | $\alpha_a = 11 \cdot 10^{-6}\ 1/^\circ\text{K}$   |
|  | $\alpha_c = 16.7 \cdot 10^{-6}\ 1/^\circ\text{K}$ |
| Temperatura de entrada del lubricante          | $t_{ent} = 40^\circ$                              |
| Volumen específico de calor                    | $\rho c = 1.8\ \text{J/m}^3\ ^\circ\text{K}$      |
| Espesor límite de la capa de lubricante        | $h_{lim} = 12\ \mu\text{m}$                       |
| Temperatura supuesta para la primera iteración | $T_{sup} = 50^\circ$                              |

Tabla 2. Resultados.

| So   | $h_{min}$<br>[ $\mu\text{m}$ ] | $t_B$<br>[ $^\circ\text{C}$ ] | $T_{sup}$<br>[ $^\circ\text{C}$ ] | $\epsilon$ | $\eta_{eff}$<br>[ $\text{mPa}\cdot\text{s}$ ] | $\mu$<br>( $10^{-3}$ ) |
|------|--------------------------------|-------------------------------|-----------------------------------|------------|---|------------------------|
| 2.11 | -                              | 61.6                          | 55.8                              | 0.662      | 33  | 4.13                   |
| 2.48 | -                              | 62.3                          | 59.1                              | 0.638      | 28  | 4.266                  |
| 2.78 | -                              | 60.1                          | 59.6                              | 0.662      | 25  | 3.84                   |
| 2.89 | 19.76                          | 57.8                          | -                                 | 0.671      | 24  | 3.63                   |

Donde:

v - Velocidad relativa [m/s]

$\mu$  - Coeficiente fricción

$t_B$  - temperatura del cojinete [grados]

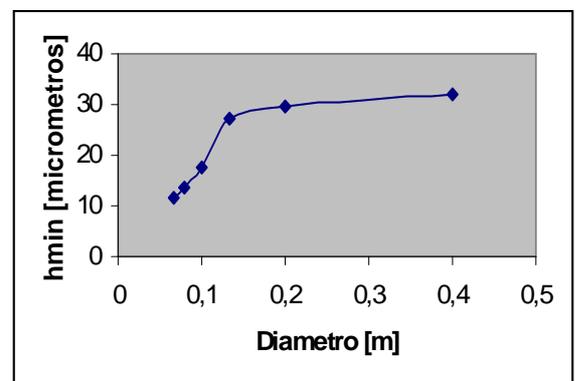


Fig.2 Relación espesor de película diámetro.

El aumento tanto del diámetro como del ancho del cojinete provocan incrementos de la capacidad de trabajo. Debe tenerse en cuenta que en el caso del ancho este comportamiento, marcadamente ascendente, es válido en el ejemplo específico estudiado de un cojinete autoalineante, ya que las deformaciones funcionales del árbol dentro de un cojinete largo afectan la capacidad de carga.

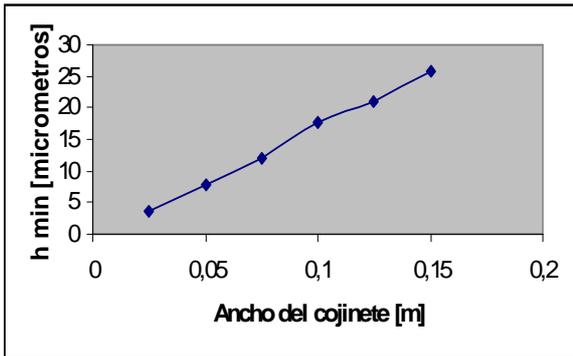


Fig.3 Relación espesor de película ancho de cojinete.

También se encontró la relación entre  $h_{min}$  y las exigencias de trabajo, fuerza radial y velocidad angular como aparece en las figuras 4 y 5.

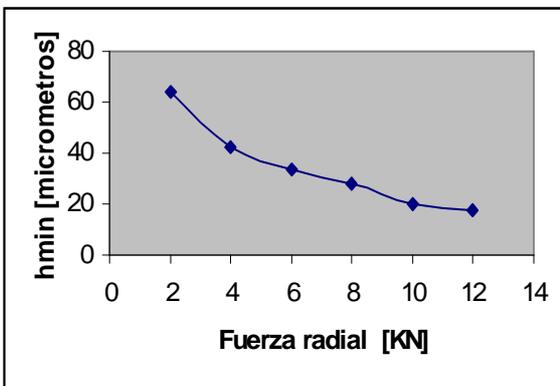


Fig.4 Relación espesor de película y fuerza radial.

Cuando aumenta la velocidad angular, aumenta también la temperatura de trabajo, ya que crecen las pérdidas de potencia por la fricción líquida, no obstante se garantiza el incremento de la capacidad de carga, por el ascenso de las presiones debido al aumento de la velocidad relativa de la superficie del árbol y cojinete.

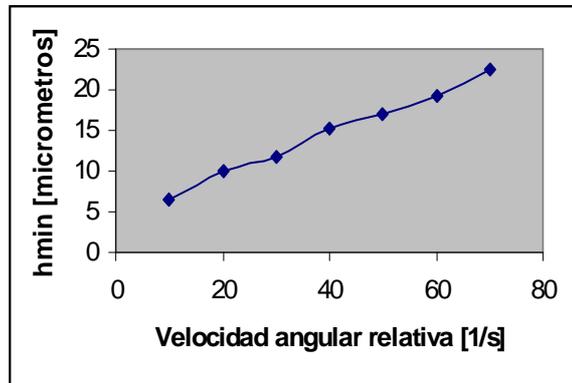


Fig.5 Relación espesor de película velocidad angular.

Otros aspectos que se consideran en el momento de realizar el diseño son el lubricante empleado y la holgura del cojinete por lo que se muestra la influencia de estos en la capacidad de carga.(Fig.6 y 7)

Al aumentar la viscosidad del lubricante a emplear, para el ejemplo, es mayor el espesor de película, porque aunque la temperatura del aceite se incrementa, la viscosidad de trabajo para los casos analizados también aumenta, siempre debe evaluarse cuidadosamente el cambio de lubricante.

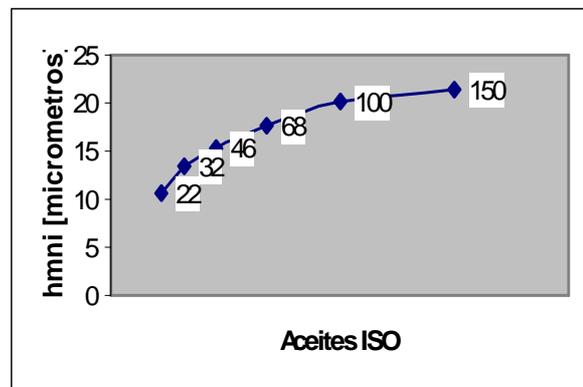


Fig.6 Relación espesor de película y aceite.

En el diseño se debe analizar como un parámetro fundamental la holgura, para garantizar que después de determinado período de trabajo, a pesar del desgaste de los elementos que conforman el cojinete aún se mantenga una adecuada capacidad de carga.

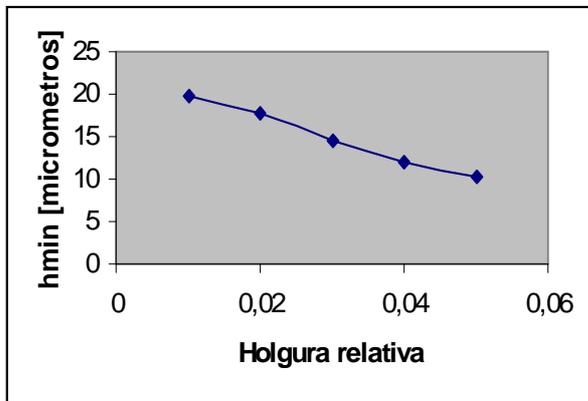


Fig.7 Relación espesor de película holgura relativa.

### 3. Conclusiones.

- ❖ El método propuesto es válido para el cálculo de cojinetes industriales, solicitados por cargas radiales estáticas, y se basa en la teoría de la lubricación hidrodinámica.

- ❖ El estudio de los métodos que permiten el cálculo de la capacidad de trabajo de los cojinetes de deslizamiento, tiene mucha actualidad, lo que está demostrado por la cantidad de publicaciones que se editan sobre el tema y el arduo trabajo de la comisión 123 de la ISO.

### 4. Bibliografía.

1. Fuller D. Theory and Practice of Lubrication for Engineers, Mc Graw-Hill, N. York, 1984.
2. Orlov, Ingeniería de Diseño, Editorial MIR, Moscú, 1985.
3. Shigley, Diseño en Ingeniería Mecánica, Mc Graw-Hill, México, 1989.
4. DIN 31652. Plain Bearing, Hydrodynamic Plain Journal Bearing Designed for Operation Under Steady State Conditions. Parts 1,2,3, 1983.
5. ISO/DIS 7902. Hydrodynamic Plain Journal Bearings Under Steady-state Conditions. Parts 1,2,3, 1997.

## Calculation of work capacity and operation parameters of sliding bearings, topic actuality.

### Abstract.

The study of sliding bearings is indispensable to guarantee the appropriate operation and correct maintenance of machines. This is a very actual topic, in recent years underwent the approval process by the 123 ISO technical committee, 4 norms referred to calculation of sliding bearings of different constructive characteristic, hydrodynamic and hydrostatic lubrication.

This work presents a calculation method that values the work capacity of bearings under conditions of hydrodynamic lubrication. The procedure is based on the study of DIN 31652 (1983) norm, and the ISO/DIS 7902 norm proposal debated on October – December 1997 .

**Key words:** Sliding bearings, hydrodynamic lubrication, work capacity.