

Simulación de cojinetes de deslizamiento en turbogeneradores con empleo de la norma ISO 7902

Alejandra Elena García Toll

Correo electrónico: agarciat@ceim.cujae.edu.cu.

Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría, Cujae, Ciudad de La Habana, Cuba

David Hernández Moncisbaes

Correo electrónico: dhdawalker@gmail.com

Taller 3 del MININT, La Habana, Cuba

Yerisey González Hernández

Correo electrónico: yeriseygon@ctehabana.une.cu

Central Termoeléctrica de La Habana, Cuba

Resumen

El estudio de pares tribológicos de deslizamiento es indispensable para garantizar el adecuado funcionamiento y correcto mantenimiento de las máquinas. En el presente artículo se muestran resultados en la simulación de cojinetes de deslizamiento de un turbogenerador para diferentes condiciones de trabajo con el uso de un método de cálculo que valora la capacidad de carga de cojinetes en condiciones de lubricación hidrodinámica. El método de cálculo que se propone 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. Con el uso de este 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 de los cojinetes de deslizamiento. 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, la rugosidad superficial y la carga radial. Adicionalmente, en el artículo se muestra un ejemplo de cálculo.

Palabras clave: cojinete de deslizamiento, turbogenerador, lubricación hidrodinámica, ISO 7902

Recibido: noviembre del 2009

Aprobado: diciembre 2011

INTRODUCCIÓN

Conocer la capacidad de carga de un cojinete de deslizamiento permite garantizar adecuadas condiciones de explotación y un mantenimiento de calidad a los equipos. El estudio de los elementos que afectan la capacidad de trabajo de los cojinetes es indispensable para realizar actividades de acondicionamiento y reingeniería en los apoyos.

En el presente trabajo se propone un método para la simulación de las condiciones de trabajo de los cojinetes de los turbogeneradores a partir de la valoración de la capacidad de carga 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, además de esclarecer cuáles son las variables a evaluar.

Para establecer el método que se propone en este artículo fue necesario un estudio de los diferentes criterios empleados 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 en estas condiciones de lubricación se podían lograr coeficientes de fricción considerablemente bajos y capacidad de trabajo alta. [1] A partir de ese momento se desarrolla la teoría de la lubricación hidrodinámica, que se

mantiene vigente y es aplicable en el cálculo de los cojinetes que trabajan en lubricación hidrodinámica. Aportes a esta teoría son los trabajos de Sommerfeld (1904), Reynolds (1927), Raimondi y Boyd (1958), que por su importancia han sido muy difundidos y aún se citan en textos, artículos y normas publicados recientemente [2, 3]. En 1998, se aprueba la norma ISO 7902, por el Comité Técnico ISO/TC 123, que establece el cálculo de cojinetes con lubricación hidrodinámica sometidos a carga estática. En la actualidad se continúa trabajando en el perfeccionamiento de la teoría del cálculo de los cojinetes de deslizamiento.

MÉTODO DE CÁLCULO

Los cojinetes en lubricación hidrodinámica son sistemas dinámicos cuyas condiciones de funcionamiento dependen del comportamiento de diferentes variables. Las principales variables con influencia en el funcionamiento de los cojinetes de deslizamiento son: la carga radial, frecuencia de rotación, ancho, diámetro nominal, holgura, deformaciones y calidad superficial del cojinete y eje. Otros elementos que influyen en el funcionamiento de los cojinetes de deslizamiento, que se sintetizan en la figura 1 con las variables temperatura y viscosidad, son los aspectos relacionados con la forma de lubricación y el balance térmico, que puede definir también el tipo de lubricación del cojinete.

La simulación de los cojinetes de turbogeneradores para diferentes situaciones de trabajo puede ser desarrollada valorando la capacidad de carga de estos en condiciones de lubricación hidrodinámica. El procedimiento propuesto en este trabajo tiene como base la norma ISO 7902:1998, *Hydrodynamic plain journal bearing under steady-state conditions - Circular cylindrical bearings*. [4]

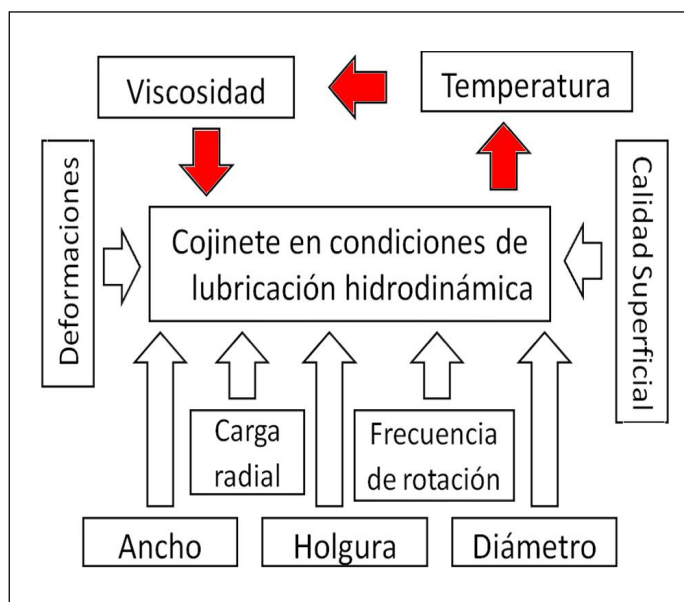


Fig. 1. Variables que definen las condiciones de funcionamiento de cojinetes en lubricación hidrodinámica.

En la figura 2 se muestra un esquema de cojinete de deslizamiento radial en régimen de lubricación hidrodinámica mostrando la distribución de la presión sustentadora generada por la película de lubricante para soportar la carga radial en el cojinete. Es conocido que a medida que aumenta la velocidad de trabajo del rotor aumenta la capacidad portante del cojinete de deslizamiento, por la creación de una película de aceite capaz de separar las superficies del cojinete y el rotor a una distancia pequeña (h_{min}), pero suficiente para que no estén en contacto las crestas de las microirregularidades de las superficies.

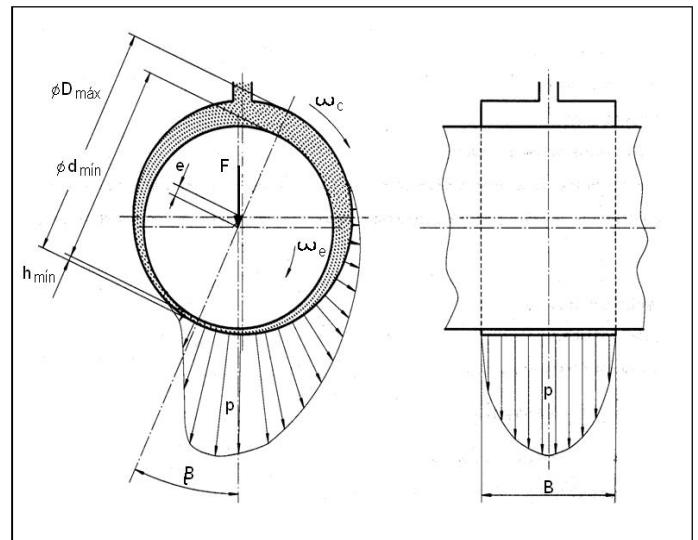


Fig. 2. Esquema de cojinete de deslizamiento en condiciones de lubricación hidrodinámica, donde $D_{máx}$, $d_{mín}$, diámetro máximo del cojinete y diámetro mínimo del eje o rotor; $h_{mín}$ espesor mínimo de la película de lubricante, y excentricidad; β ángulo de altitud, w_e , w_c velocidad angular de eje y cojinete, p presión de la película del lubricante, F fuerza radial que actúa en el rotor y B ancho del cojinete.

El método de cálculo propuesto establece un procedimiento sencillo para evaluar las variables que caracterizan el funcionamiento de los cojinetes y su capacidad de carga, para diferentes condiciones de trabajo; permite evaluar la influencia de la carga, la viscosidad del lubricante, la holgura radial, el ancho, la velocidad de giro del árbol y su diámetro, entre otros parámetros y variables, y su influencia en la 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:

$$h_{min} \geq h_{lim} \tag{1}$$

Siendo h_{min} el espesor de la capa de lubricante en el punto donde el cojinete y el árbol están más próximos (figura 2) y h_{lim} el espesor que puede tener la capa de lubricante para que no contacten los elementos que forman el cojinete.

El espesor límite (h_{lim}) tiene en cuenta las rugosidades del árbol y cojinete, sus desviaciones dimensionales, o las deformaciones que sufren los elementos durante el funcionamiento. El espesor mínimo (h_{min}) se obtiene con empleo de la ecuación 2, a partir de la geometría del cojinete y definida por la excentricidad relativa, una vez que se tenga la posición que va a adoptar el árbol en el interior de este. Luego de calculados los valores de espesor mínimo de película y espesor límite se puede decir que: si se cumple con la relación establecida en la ecuación 1, se está en presencia de un cojinete que trabaja en condiciones de lubricación hidrodinámica y si la excentricidad relativa (relación entre la excentricidad y la holgura radial) es mayor que 0,7, entonces se puede afirmar además, que su funcionamiento es estable. Otra variable a considerar es el ángulo de altitud o posición angular excéntrica del eje, relativa a la dirección de la carga (β) (figura 2), que junto a la altura mínima permiten definir la posición teórica del centro del árbol o rotor en el cojinete.

$$h_{min} = 0,5 \cdot D \cdot \Psi_{eff} \cdot (1 - \varepsilon) \quad (2)$$

donde:

ε : Excentricidad relativa ($\varepsilon = 2e / (D_{m\acute{a}x} - d_{min})$).

Ψ_{eff} : Holgura relativa. ($\Psi_{eff} = (D_{m\acute{a}x} - d_{min}) / D$).

D : Diámetro nominal del cojinete [m].

Para determinar la excentricidad relativa del cojinete (ε), se parte de la relación B/D y del cálculo del número adimensional Sommerfeld a partir de la ecuación 3. El número Sommerfeld (S_o), es una relación, que depende de la geometría y condiciones de trabajo del cojinete [4] y se calcula como:

$$S_o = \frac{F \cdot \Psi_{eff}^2}{D \cdot B \cdot \eta_{eff} \cdot \omega_{eff}} \quad (3)$$

donde:

F : Fuerza radial que actúa sobre el cojinete [N].

B : Ancho del cojinete [m].

η_{eff} : Viscosidad dinámica del lubricante [Pa s], a la temperatura de trabajo t_{eff} .

ω_{eff} : Velocidad angular efectiva, en este caso igual a la velocidad angular del eje ($\omega_{eff} = \omega_e + \omega_c$) [rad/s].

t_{eff} : Temperatura de trabajo ($t_{eff} = t_{entr} + t_{sal}$) [°C].

$t_{entr, sal}$: Temperatura de entrada y salida del cojinete [°C].

El número de Sommerfeld 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 número Sommerfeld aumenta, se produce un crecimiento de la excentricidad relativa, por lo que el espesor de la capa de lubricante se hace menor y puede darse el contacto del rotor con la superficie del cojinete. Cuando es muy grande la fuerza radial por unidad de área, la capacidad

de carga pelagra; en caso contrario se puede manifestar inestabilidad dinámica por tener una película de gran espesor y de menor rigidez. En el caso de cojinetes de excesiva holgura o lubricados con un aceite de insuficiente viscosidad a la temperatura de trabajo se observa que la capacidad de carga disminuye y se afecta el funcionamiento del cojinete.

Las pérdidas pueden calcularse en función del coeficiente de fricción entre las capas de lubricante (f), que se obtiene a partir de la excentricidad relativa ε y la relación B/D . La determinación de las pérdidas permite realizar el balance térmico que define la temperatura de trabajo media del lubricante en el cojinete. Para la mejor comprensión del método a emplear, se muestra el diagrama de la figura 3, que refiere el algoritmo para el cálculo de un cojinete en lubricación forzada. Como se debe realizar un proceso iterativo para determinar la temperatura de trabajo, se emplean las variables T_{sal} (temperatura de salida del lubricante) y $T_{sal i}$ (temperatura de salida del lubricante para la iteración i).

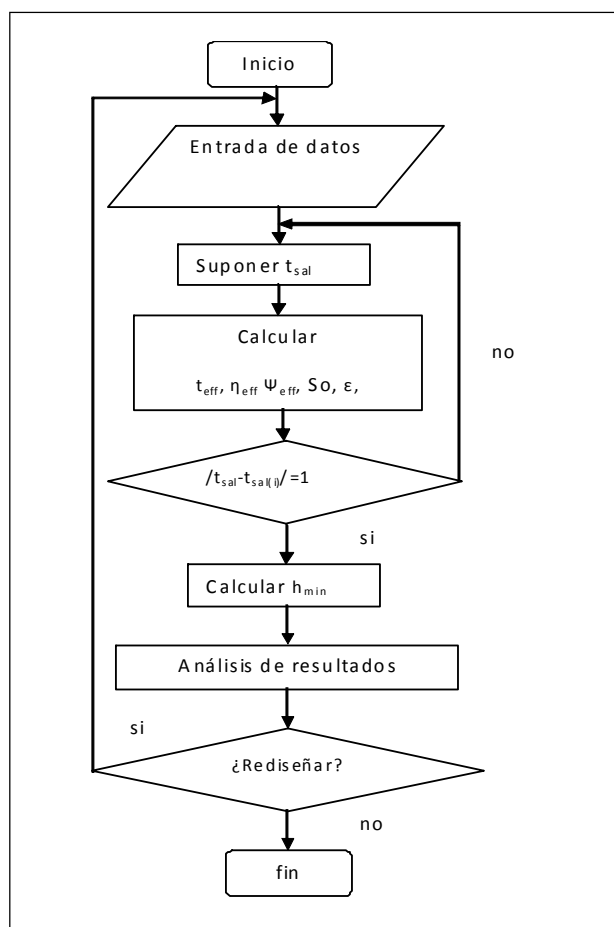


Fig. 3. Procedimiento simplificado de cálculo.

EJEMPLO DE CÁLCULO DE UN PAR TRIBOLÓGICO DE UN TURBOGRUPO

A continuación se brinda la simulación del par tribológico muñón-cojinete de la chumacera de un turbogenerador, [6] la cual permite conocer las condiciones reales de trabajo de la chumacera y en el caso que se trata, las posibles causas de los frecuentes deterioros de la misma.

El turbogenerador objeto de estudio está conformado por una turbina de vapor del modelo K-100-130-3600 de tres cilindros, unida directamente al generador de corriente alterna TVF-100 y destinado a la producción de energía eléctrica. La tabla 1 muestra información necesaria sobre el cojinete de deslizamiento estudiado en el turbogenerador.

Tabla 1 Datos iniciales para el cálculo del cojinete de deslizamiento con lubricación forzada		
Datos de entrada	Unidad	Valor
Diámetro nominal del eje (D)	m	0,325
Valor mínimo del diámetro del eje (D _j , min)	m	0,324 75
Valor máximo del diámetro del cojinete (D _{máx})	m	0,325 25
Ancho nominal del cojinete (B)	m	0,32
Fuerza nominal (F)	N	124 800
Velocidad angular del rotor (ω h)	1/s	384,65
Ángulo del segmento del cojinete (Ù)	°C	360
Lubricante Aceite Turbo 32	-	-

La tabla 2 muestra las relaciones que se emplean para el cálculo de un cojinete hidrodinámico con lubricación forzada, que comprende la determinación de la viscosidad, el cálculo del número de Sommerfeld, el balance térmico y los espesores de película mínimo y límite, que permiten caracterizar el cojinete.

Otras variables a identificar son: Ω ángulo del cojinete, Q flujo de lubricante total, Q_p flujo de aceite debido a la presión de alimentación del lubricante, Q_p × coeficiente de flujo de aceite debido a la presión de alimentación del lubricante, Q₃ flujo de lubricante producto de la presión hidrodinámica, Q₃ × coeficiente de flujo de lubricante producto de la presión hidrodinámica, q_L factor para el cálculo del coeficiente de flujo de aceite debido a la presión de alimentación del lubricante, d_L diámetro del agujero de entrada de lubricante, P_{en} presión de entrada del lubricante, ρ, c densidad y capacidad específica de calor del lubricante.

Del análisis de los resultados obtenidos del proceso de cálculo y mostrados en la tabla 3, puede ser obtenida la siguiente conclusión: para la carga específica correspondiente a la fuerza radial de 124 800N, la excentricidad relativa del cojinete se encuentra por debajo del valor recomendado de (ε > 0,7).

Los bajos valores de excentricidad que ostenta la chumacera fundamentan la presencia de vibraciones de baja frecuencia por las inestables condiciones de trabajo, lo que provoca acercamientos de las superficies del eje y cojinete, trayendo como consecuencia la ruptura de la película de lubricante y provocando grandes daños al metal de recubrimiento del cojinete. Una de las vías para solucionar este problema es el aumento de la carga específica en el cojinete, a partir de la disminución del ancho, también podría

emplearse un lubricante con menor viscosidad de trabajo para obtener películas de lubricantes menores y garantizar la estabilidad del sistema.

Las cargas específicas en los cojinetes, las temperaturas de entrada del lubricante a las chumaceras, y el flujo de lubricante empleado para la transferencia de calor, son parámetros que tienden a variar durante el funcionamiento del turbogenerador y dicho cambio afecta la película de lubricante que se forma entre el muñón del rotor y la superficie del cojinete. Los gráficos expuestos en las figuras 4, 5 y 6, evidencian el comportamiento del espesor de película (h_{min}) respecto a la variación de la carga específica, la temperatura de entrada y el flujo de lubricante. Dichas figuras ayudan a comprender la interrelación de las variables mencionadas.

Variaciones en la carga radial producen cambios en las variables que caracterizan el comportamiento del cojinete y modifican el coeficiente de fricción, la temperatura de trabajo y la posición del rotor, en el cojinete. En la figura 4 se muestra que el espesor de la película de lubricante disminuye para mayor fuerza radial, con lo que se aproximan cojinete y rotor. En condiciones de elevada carga, disminuye el coeficiente de fricción por tener menor espesor de capa de lubricante, lo que provoca que el aceite del cojinete se enfríe ligeramente y aumente su viscosidad; no obstante, de los efectos combinados se obtiene que el espesor mínimo de la película disminuya. En el caso mostrado para un incremento de carga del 25 % disminuye el espesor de película en 40 μm.

Tabla 2 Relación y variables	
Modelo Matemático	
# Relación	Relación
1	$\eta_{eff} = \text{función} \{0,5(t_{entr} + t_{sal}), \text{aceite}\}$
2	$(\Psi_{máx} \cdot D) - D_{máx} + d_{min} = 0$
3	$S_o (D \cdot B \cdot \eta_{eff} \cdot \omega) - (F \cdot \Psi_{máx})^2 = 0$
4	$\varepsilon = \text{función} \{S_o, B/D\}$
5	$f / \Psi_{máx} = \text{función} \{\varepsilon, B/D\}$
6	$Q_3 + Q_p - Q = 0$
7	$D^3 \Psi_{máx} \omega Q_3^* - Q_3 = 0$
8	$Q_3^* = \text{función} \{\varepsilon; B/D; \Omega\}$
9	$((D^3 \Psi_{eff}^3 P_{en}) / \eta_{eff}) Q_p^* - Q_p = 0$
10	$Q_p^* = \text{función} \{\text{geometría del cojinete}, B, d_L, q_L\}$
11	$q_L = \text{función} \{\text{geometría del cojinete}, B, d_L\}$
12	$[\Psi_{máx} (0,5 \omega D f / \Psi_{máx}) / (\rho c Q)] - t_{sal(i)} + t_{entr} = 0$
13	$t_{sal} - t_{sal} (i) - \Delta t_{sal} = 0$
14	$h_{min} - 0,5 \cdot D \cdot \Psi_{máx} (1 - \varepsilon) = 0$

Tabla 3 Iteraciones en el cálculo del cojinete de deslizamiento con lubricación forzada					
Iteraciones	Unidad	1	2	3	4
t_{en}	° C	43	43	43	43
t_{sal}	° C	63	53,021	48,041	45,554
t_{eff}	° C	53	48,010	45,520	44,277
η_{eff}	Pa s	0,018	0,022	0,025	0,028
Ψ_{eff}	-	7,69E-04	7,69E-04	7,69E-04	7,69E-04
So	-	0,102 5	0,083 9	0,073 8	0,065 9
ε	-	0,62	0,57	0,56	0,54
f / Ψ_{eff}	-	25	35	38	40
Q_3	m ³ /s	0,001 940 0	0,001 8993	0,001 858 7	0,001 838 4
Q_p	m ³ /s	3,84E-06	3,14E-06	2,77E-06	2,46E-06
Q	m ³ /s	1,94E-03	1,90E-03	1,86E-03	1,84E-03
$T_{sal}(i)$	°C	43,042 873	43,061 327	43,068 050	43,072 434
$T_{sal}(i+1)$	°C	53,021 436	48,041 382	45,554 716	44,313 528
h_{min}	m	-	-	-	0,000 057 5

En la figura 5 se representan diferentes temperaturas de entrada del lubricante a la chumacera. Al aumentar la temperatura de ingreso del lubricante aumenta la temperatura media del aceite, disminuye la viscosidad de este y la excentricidad relativa. Los fenómenos descritos provocan que la superficie del rotor se aproxime a la del cojinete debido a una disminución del espesor mínimo de la película de lubricante. Se obtienen espesores de película entre 72 μm y 25 μm , para valores de temperatura entre 38 °C y 53 °C.

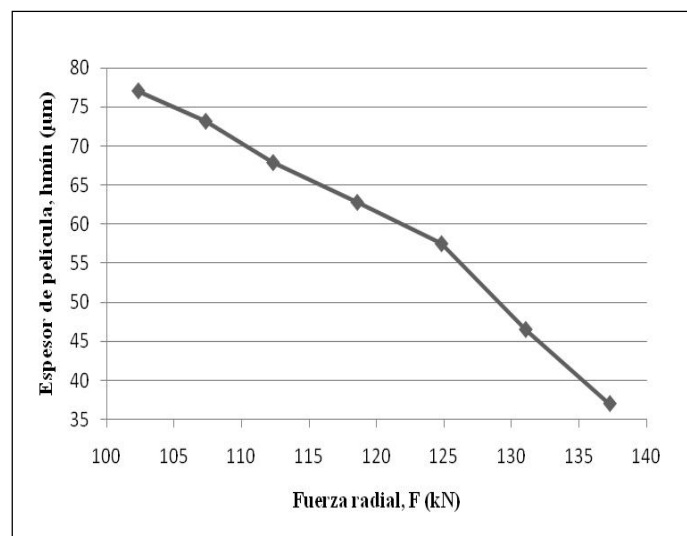


Fig. 4. Variación del espesor mínimo de la película de lubricante para diferentes valores de fuerza radial.

En el ejemplo estudiado los valores del espesor de película permanecen por encima de 25 μm lo que es aceptable para este caso. Analizando el efecto de la cantidad de lubricante suministrado al cojinete y calculando el espesor de capa, se obtiene un aumento de espesor mínimo de la película de lubricante con el aumento del flujo (figura 6).

En el caso mostrado un aumento de 3 % de flujo del lubricante disminuye la temperatura del cojinete de forma considerable y provoca un incremento de espesor de capa del 20 %.

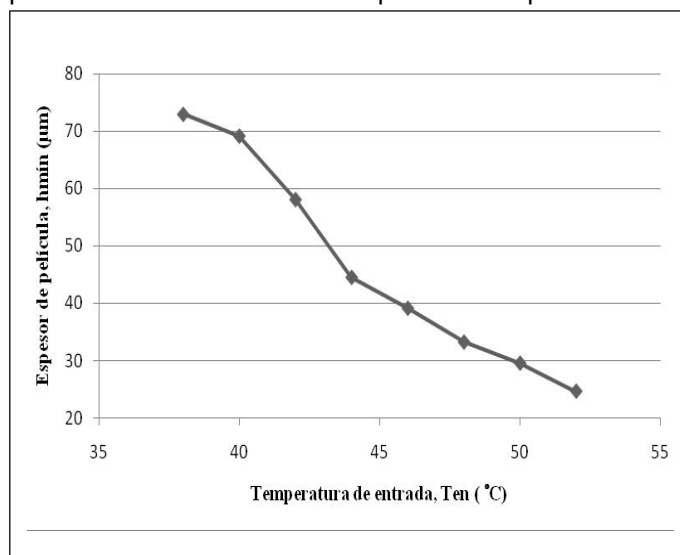


Fig. 5. Variación del espesor mínimo de la película de lubricante para diferentes temperaturas de entrada del lubricante.

Lo anterior demuestra la eficacia del control del volumen de lubricante, que ingresa a la chumacera por unidad de tiempo, para ajustar los espesores de capa de lubricante a los valores deseados.

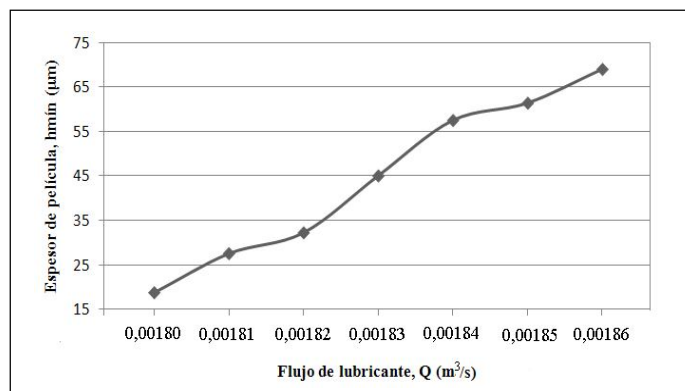


Fig. 6. Variación del espesor mínimo de la película de lubricante para diferentes valores de flujo de lubricante.

CONCLUSIONES

El procedimiento propuesto es válido para el cálculo de comprobación y diseño de cojinetes de turbogeneradores, que soportan cargas radiales, y se demuestra que constituye una útil herramienta para determinar los efectos que puedan ser provocados por acciones de control sobre el sistema, modificación de las condiciones de trabajo y variaciones en el diseño.

El caso estudiado evidencia las potencialidades del procedimiento, para conocer el origen de los problemas funcionales que presenta el apoyo analizado y muestra el comportamiento del espesor de película (h_{min}), respecto a la variación de elementos como: la carga específica, la temperatura de entrada y el flujo de lubricante, lo que ayuda comprender a la interrelación de las variables analizadas.

REFERENCIAS

1. FULLER, D. *Theory and Practice of Lubrication for Engineers*. New York: Mc Graw-Hill. 1984. p. 544.

2. GARCÍA TOLL, A. "Evaluación de lubricante para apoyos de ventilador en planta termoeléctrica con empleo de la norma ISO 7902". *Ingeniería Mecánica*. Ciudad de La Habana, 2007, vol. 10, n° 2, p. 51 - 55.

3. BRITO, F. "Experimental investigation of the influence of supply temperature and supply pressure on the performance of a hydrodynamic Journal Bearing". *Journal of Tribology*. 2007, vol. 129, n° 1, p. 90 - 98.

4. ISO. *Hydrodynamic Plain Journal Bearings Under Steady-state Conditions*. ISO Standard 7902, Génova, 1998.

5. GONZÁLEZ HERNÁNDEZ, Y. "Propuesta de norma cubana para el cálculo de cojinetes de deslizamiento en condiciones de lubricación hidrodinámica". Tutor: García. Alejandra. Trabajo de Diploma, Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría, Ciudad de La Habana. 2010.

6. HERNÁNDEZ MONCISBAEZ, D. "Cálculo de cojinetes de deslizamiento con lubricación forzada, en chumaceras". Tutor: García, Alejandra. Trabajo de Diploma. Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría, Ciudad de La Habana. 2009.

AUTORES

Alejandra Elena García Toll

Ingeniera Mecánica, Máster en Diseño Mecánico, Profesora Auxiliar, Centro de Estudios de Ingeniería de Mantenimiento, (CEIM), Facultad de Ingeniería Mecánica, Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría, Cujae. Miembro del Comité de Normalización Cubano de Elementos de Máquinas. La Habana, Cuba

David Hernández Moncisbaez

Ingeniero Mecánico, Taller 3 del MININT, La Habana, Cuba.

Yerisey González Hernández

Ingeniera Mecánica, Central Termoeléctrica de La Habana, Miembro del Comité de Normalización Cubano de Elementos de Máquinas. La Habana, Cuba.

Simulation of Plain Bearings in Turbo-Generators Using the Stand ISO7902

Abstract

The study of plain bearings is fundamental in guaranteeing the full running and maintenance of machines. Due to the fluctuations in working conditions, the simulation of plain bearing in turbines and generators has become increasingly necessary. The procedure used to obtain data is based on ISO Standards 7902:1998 which involves the calculation of the load capacity of plain bearings under hydrodynamic lubricant conditions. This method can be used to determine if the plain bearing under load and working conditions will be able to form and maintain a film of lubricant which is important to separate completely the shaft and bearing sliding surfaces in order to prevent friction between these two. Also, with this method it is possible to determine the ideal working conditions and limiting factors in the functioning of plain bearing. Some of these factors are: relative bearing clearance, shaft velocity, lubricant viscosity, diameter and width of bearing, average peak-to-valley height of sliding surfaces and nominal radial. Additionally, a calculation sample is presented

Key words: plain bearing, turbo-generator, hydrodynamic lubrication ISO 7902