

## ESTUDIO EXPERIMENTAL DEL FUNCIONAMIENTO DE COJINETES DE EMPUJES

Karl-Heinz Müller y Oscar Naveda  
Escuela de Ingeniería Mecánica  
División de Postgrado  
Facultad de Ingeniería  
Universidad del Zulia  
Maracaibo, Venezuela

### RESUMEN

La finalidad del presente trabajo es presentar la determinación experimental de parámetros de funcionamiento de un cojinete hidrodinámico de empuje de seis patines fijos con pendiente aproximadamente constante en el diámetro medio, geometría de sector circular, diámetro exterior de 4 plg. (100 mm), ángulo subtendido de 60° por patin y relación longitud/radio exterior del patin de 0.50, lubricado con fluido incompresible, en régimen laminar.

Los resultados experimentales son comparados con los valores teóricos predichos por Raimondi y Boyd en su trabajo clásico y muestran, a pesar de las limitaciones teóricas relativas y experimentales, una buena correlación en el orden de magnitud de los parámetros más significativos.

### ABSTRACT

The scope of this technical paper is to present the experimental determination of the performance parameters of hydrodynamic thrust bearing, with six fixed pads, with a nearly constant slope at the middle diameter, circular sector geometry, outside diameter of 4 in. (100 mm), a 60° central angle and a radial length/outside radius of the pad equal to 0.50, lubricated with incompressible fluid, operating in laminar regime.

The experimental results have been compared with theoretical predictions from Raimondi and Boyd in their classical work and; spite of the limitations, theoretical and experimental, there exist a good agreement in the order of magnitude of the main performance variables.

### INTRODUCCION

El cojinete hidrodinámico de empuje es un elemento activo que se encuentra como parte importante en las máquinas rotativas de mediana a alta velocidad y está destinado a absorber la carga axial del sistema y puede estar compuesto por patines de diferentes configuraciones: pivoteados o fijos; paralelos o inclinados, planos o con alguna convexidad.

Es importante, en general, realizar estudios experimentales de cojinetes de empuje con el fin de obtener información útil que soporte las predicciones teóricas del funcionamiento de los mismos. También para adquirir una base sólida para la explotación integral y efectiva de la máquina e igualmente, introducir nuevos diseños de los mismos en un exigente y competitivo mercado.

Para ello, es necesario proyectar, construir e instrumentar un banco de prueba en el cual se pueda obtener información sobre los principales parámetros de funcionamiento como son :

- Las pérdidas de potencia; de interés, no solo desde el punto de vista de la eficiencia térmica y económica de la máquina sino también de su relación con el aumento de la temperatura del lubricante. Si aquel es demasiado alto puede reducir la vida del lubricante o podría producir substancial distorsión térmica de la superficie del cojinete, sacando al sistema de especificaciones.

- El espesor mínimo de película; es un indicador de seguridad del sistema, esto es, de la existencia de una película completa de lubricante en las partes en movimiento relativo (cojinete y collar de deslizamiento).

- Elevación de la temperatura en fluido lubricante, las pérdidas de potencia se transforman en gran parte en un incremento de la energía térmica del fluido y cuyo efecto se puede medir mediante la elevación de la temperatura en el lubricante.

Estos parámetros de funcionamiento, obtenidos en forma experimental serán comparados con los valores predichos por la teoría clásica de Raimondi y Boyd [1] para obtener una correlación entre ambos y así conocer la bondad del banco de prueba y preliminarmente del experimento.

### BASES TEORICAS

La teoría de la lubricación hidrodinámica se basa en la generación natural de una presión entre dos superficies en movimiento relativo; que fuerzan a entrar en un espacio convergente a un determinado fluido. Osborne Reynolds, en 1886, sentó la base de

La lubricación hidrodinámica al desarrollar la ecuación gobernante del fenómeno. Esta ecuación es una combinación de las ecuaciones naturales de continuidad y cantidad de movimiento, usando como relación constitutiva la correspondiente a un fluido newtoniano y suponiendo un régimen de flujo laminar.

La ecuación resultante es [Ref. 2], en coordenadas polares, para carga constante en magnitud y dirección, y fluido incompresible :

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial r} \right) = 6\omega r \frac{\partial h}{\partial \theta} \quad (1)$$

Esta ecuación relaciona la presión generada,  $P(r, \theta)$ , la velocidad relativa entre las superficies,  $(\omega)$ , las características del fluido que es manejado  $(\mu)$  y la forma del espacio existente entre las superficies,  $h(r, \theta)$ . La Fig. 1 muestra un diagrama esquemático de un cierto tipo de cojinete de empuje con patines fijos, mientras que la Fig. 2 establece la geometría del patín de forma de sector circular y el sistema de coordenadas generalmente usado.

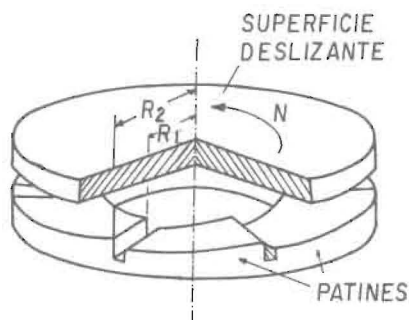


Fig. 1.- DIAGRAMA ESQUEMATICO DE COJINETE DE EMPUJE CON PATINES FIJOS.

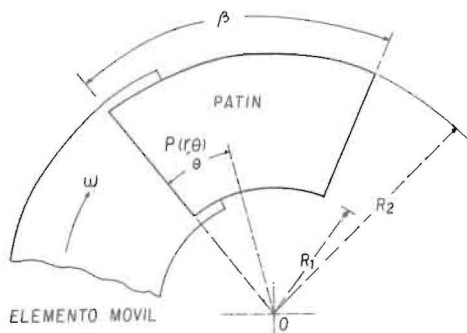


Fig. 2.- GEOMETRIA DEL PATIN DE FORMA DE SECTOR CIRCULAR.

En la deducción de la ecuación de Reynolds, Ec. (1) no se considera la ecuación de energía, ni las posibles deformaciones elásticas que pueden sufrir las superficies por razones de carga y gradiente térmico. Esto es obviamente una limitación, significa además, que tal ecuación no tiene en cuenta las importantes dependencias que tienen muchos fluidos con respecto a la temperatura. No obstante, en muchos casos prácticos se utilizará en la solución una "viscosidad promedio efectiva", función de algún balance térmico sencillo, obteniéndose resultados adecuados.

Capacidad de carga :

La ecuación de Reynolds al ser resuelta, provee entonces la distribución de presión que se genera. La integración de esta distribución sobre el dominio producirá, en consecuencia, uno de los parámetros de funcionamiento más importante, la capacidad de carga que es matemáticamente expresada como :

$$W = \int_0^\beta \int_{R_1}^{R_2} P(r, \theta) r dr d\theta \quad (2)$$

Desde el punto de vista experimental y de operación de máquinas, la carga es una variable controlable, como también lo son; la velocidad de operación, el fluido a utilizar y la geometría del espacio-superficies (espesor de película). El espesor mínimo de película, que ha sido por muchos años uno de los criterios más importantes para garantizar una lubricación completa, se estima a partir de las características geométricas de la distribución de la película entre las superficies deslizantes.

Flujo Total de Lubricante :

Los fluidos de lubricantes, mínimos en las direcciones circunferencial (funcionamiento) y radial (fugas) pueden calcularse a partir de [Ref.2]:

$$Q_\theta = \int_{R_1}^{R_2} \left[ \left( \frac{\omega r h(r, \theta)}{2} \right) - \left( \frac{h^3(r, \theta)}{12 \mu} \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) \right] dr \quad (3)$$

$$Q_r = \int_0^\beta \left( \frac{h^3(r, \theta)}{12 \mu} \frac{\partial P}{\partial r} \right) d\theta \quad (4)$$

Pérdidas de potencia :

Las pérdidas de potencia en el patín pueden calcularse como :

$$H = Mf * \omega \quad (5)$$

Coeficiente de Fricción :

El coeficiente de fricción es, por definición:

$$f = F_f / W \quad (6)$$

Para evaluarlo se puede estimar una fuerza promedio de fricción en el radio medio, a partir del momento de la fuerza de fricción viscosa como :

$$F_f = M_f / R_m \quad (7)$$

Elevación de Temperatura del lubricante :

Haciendo el convencional balance entre el calor generado por la fricción viscosa y el calor eliminado por el lubricante, se obtiene :

$$H = J \left[ \frac{C_p Q_s \Delta T \rho}{2} + (Q - Q_s) C_p \Delta T \rho \right] \quad (8)$$

donde J es el equivalente mecánico-calórico, C es el calor específico,  $\Delta T = T_S - T_E$  es la elevación P de temperatura en el lubricante, T<sub>E</sub> y T<sub>S</sub> son las temperaturas del fluido en la entrada y salida del patín,  $\rho$  es la densidad del fluido, Q y Q<sub>s</sub> es el caudal del fluido en la entrada y las fugas laterales en el patín. Despejando  $\Delta T$  de la expresión anterior resulta :

$$\Delta T = \frac{H}{J \rho C_p (Q - Q_s)} \quad (9)$$

Estos parámetros aparecen normalmente en forma de números adimensionales que se usan para el proyecto de cojinetes hidrodinámicos de empuje.

Trabajo de Raimondi y Boyd :

Raimondi y Boyd [Ref. 1] presentan la información para patines rectangulares con variación unidimensional del espesor de película. Para la predicción de los cojinetes de sector circular, se realiza una equivalencia geométrica para el área del patín, Fig. 3 y 4, a través de : Área del patín de sector circular  $A_p = L * B$  (plg.<sup>2</sup>) donde B es la longitud del patín medido en el radio medio y L es la diferencia entre los radios interno y externo del patín ( $L = R_2 - R_1$ ).

La Fig. 5 muestra el desarrollo lineal en el radio medio del patín que será estudiado en este trabajo.

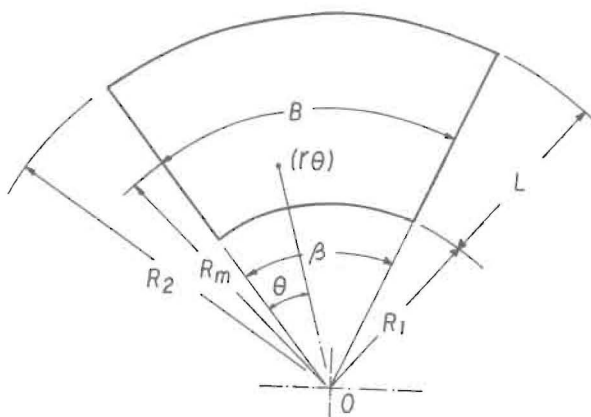
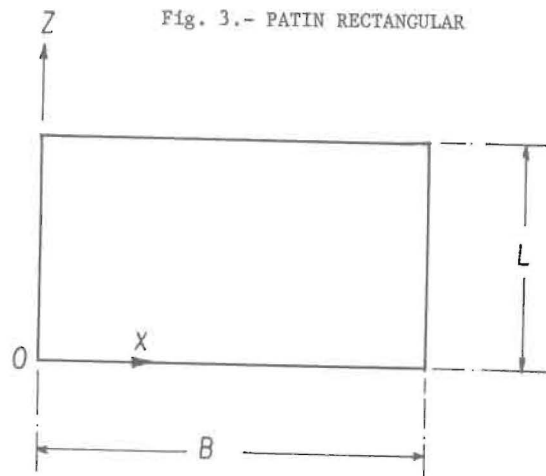


Fig. 4.- PATIN DE SECTOR CIRCULAR

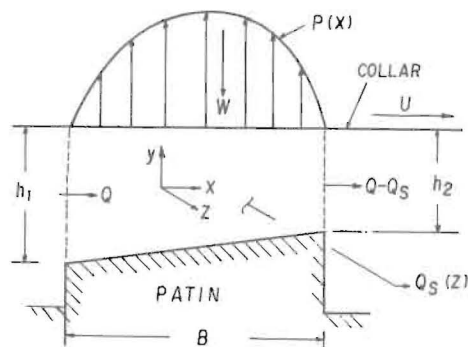


Fig. 5.- DESARROLLO LINEAL DE RADIO MEDIO DEL PATIN

## PARTE EXPERIMENTAL

Para realizar el estudio experimental del funcionamiento de cojinetes de empuje se proyectó, construyó e instrumentó un banco de prueba que tiene las siguientes características :

Un motor eléctrico de 5 hp sirve como fuente motriz y está acoplado a un convertidor hidráulico, por medio del cual se puede regular la velocidad de rotación (salida) en un rango desde cero hasta 1750 r.p.m., también permite la reversibilidad de rotación. La potencia se transmite mediante dos correas trapezoidales a dos veces la velocidad del convertidor, de esta manera el eje principal puede girar hasta 3500 r.p.m. (sin carga). Sobre este mismo eje se encuentra instalada el collar de deslizamiento, fabricado de acero 1045, templado en aceite y esmerilado de tal manera que su rugosidad está entre los valores de 12Nplg a 16Nplg cla.

El cojinete de empuje, fabricado de "Bronce", está fijado con pernos en una base que a su vez sirve como pistón hidráulico para aplicar la carga. Este cojinete, junto con otros elementos, está instalado en una carcasa tubular, sellado perfectamente para no presentar fugas de aceite.

Se diseñó un sistema de lubricación en circuito cerrado para suplir aceite (TURBO-LUB, ISO 68) entre las partes en movimiento relativo (cojinete y collar) para lubricar y enfriar los elementos constituyentes del sistema. Una bomba hidráulica de tipo engranaje, acoplado a un motor eléctrico de 1hp, produce una capacidad de 4 g.p.m. a una presión de 80 PSI a 1200 r.p.m. El caudal del aceite lubricante se puede graduar entre 0.5 a 4 g.p.m. mediante una válvula reguladora de caudal y una válvula de alivio para controlar la presión (80 PSI max.). La presión se puede leer en un manómetro instalado en el panel de los instrumentos.

El objetivo del experimento es de medir los parámetros de funcionamiento del sistema mencionado, para este propósito se puede diferenciar entre variables controlados por el banco y variables dependientes que a continuación se detallan brevemente :

### VARIABLES INDEPENDIENTES :

- El caudal (Q) del fluido lubricante, está controlado mediante una válvula reguladora de caudal dentro de un rango de 0.5 hasta 4 g.p.m. Un rotámetro, especialmente construido para medir el caudal del fluido dentro de este rango mencionado, forma parte del sistema de lubricación. Según la predicción teórica de la Ref. 1 se requiere un caudal de 0.80 g.p.m. en condiciones más adversas del experimento (3300 r.p.m. y 2250 lb de carga)
- Velocidad rotacional (N) del collar de deslizamiento, esta variable se controla mediante la regulación del convertidor hidráulico dentro de un rango desde 0 hasta 3300 r.p.m. (con carga). Para el experimento se fijó una velocidad mínima de 1200 r.p.m., con el propósito de generar el fenómeno hidrodinámico para poder aplicar una carga de 450 lb sobre el cojinete.

- La carga (W) aplicada sobre el cojinete se realiza mediante un pistón hidráulico que forma parte de la base y es fijado con el cojinete. Al aplicar una presión mediante una bomba hidráulica manual, el pistón se desplaza en dirección axial contra el collar, el cual está en rotación. Esta presión se puede leer en un manómetro instalado en el panel de instrumentos con un rango de 0 a 150 PSI. De esta manera se puede aplicar una carga efectiva desde 0 hasta 2250 lb de fuerza sobre el collar, simulando una situación real, propia en las máquinas rotativas con fuerzas axiales soportadas por cojinetes de empuje.

### VARIABLES DEPENDIENTES (MEDIDO EN EL EXPERIMENTO) :

- El coeficiente de fricción; es una variable adimensional que proviene de la relación de la fuerza viscosa del fluido y la carga aplicada ( $f = F_f / W$ ). En nuestro caso, la fuerza de fricción viscosa está explícitamente deducido de las pérdidas de potencia mediante la ecuación:

$$F_f = M_f / R_m = 63000 * H / (N * R_m) \text{ donde :}$$

N es la velocidad rotativa en r.p.m.

F<sub>f</sub> es la fuerza viscosa (lb) y R<sub>m</sub> el radio medio del patín.

- Pérdidas de potencia; medida como potencia eléctrica con dos vatímetros monofásicos en el motor eléctrico de 5 hp en el mismo instante del ensayo para una determinada velocidad y carga aplicada.

- Espesor mínimo de película lubricante; esta variable se obtiene en forma directa, a través de un sensor de aproximación Bently-Nevada.

- Elevación de la temperatura del fluido lubricante; la temperatura se mide con dos termocúpula de tipo J a la entrada (TE) y la salida (TS) del fluido lubricante en la carcasa y la diferencia entre dichas da la variable elevación de temperatura  $\Delta T = (TS - TE)$ . Este valor medido ( $\Delta T$ ) se compara con el valor teórico deducido de un balance térmico sencillo que no tiene en consideración las fugas laterales del lubricante. Es un balance global que ha dado resultados en este experimento (Ref. 5)

$$\Delta T = H * 6600 / (J * \rho * C_p * Q)$$

Estas variables mencionadas son comparadas con los valores teóricos de Raimondi y Boyd (Ref.1), que presentan una solución gráfica para cada variable en función del número adimensional de carga del cojinete  $K_f = \mu * U / (m^2 * P * B)$ , equivalente al número de Sommerfeld para cojinetes radiales. Con este término se entra en la respectiva gráfica y se obtiene una variable adimensional de la cual se puede despejar el parámetro respectivo. En el trabajo original (Ref. 5) los datos experimentales y teóricos están presentados en forma tabular y gráfica, sin embargo, en este trabajo se limita a la presentación de la síntesis de los resultados.

El cojinte de Empuje :

La Fig. 6 muestra el esquema del cojinete estudiado cuyas dimensiones son : (Ref. 4)

- $D_2 = 4$  plg., Diámetro exterior,  $D_2/2 = R_2$
- $D_1 = 2$  plg., Diámetro interior,  $D_1/2 = R$
- $D_m = 3$  plg., Diámetro medio,  $(D_2+D_1)/2$
- $L = 1$  plg., Ancho del patín,  $(R_2-R_1)$
- $R = 0.25$  plg., Ancho de la ranura de lubricación
- $T = 0.03$  plg., Profundidad de la ranura
- $\alpha = 60^\circ$ , Angulo subtendido de  $1/6$  partes del cojinetete
- $\beta = 60^\circ$ , Angulo subtendido por un patín
- $n = 6$ , Número de patines por cojinete
- $X = 0.0015$  plg., Profundidad para la inclinación del patín, común en todos los patines
- $K = 0.84$ , Proporción de la circunferencia ocupado por el patín  $K = n \cdot (R_2 - R_1) / (\pi \cdot L \cdot B \cdot (R_1 + R_2))$
- $B = 1.32$  plg. Longitud circunferencial del patín
- $m = 0.0011$ , Parámetro de inclinación  $m = X/B$
- $A_p = 1.32$  plg., Área de un patín

La Fig. 7 muestra el detalle de un patín real usado en el experimento, mientras la Fig. 8 es el patín teórico dado por Raimondi y Boyd [1]. La Fig. 9 presenta un esquema simplificado del banco de prueba en la cual se observa algunos elementos constituyentes del banco, las Figs. 10, 11, 12 y 13 presentan el banco de prueba y algunos de los instrumentos utilizados en el experimento.

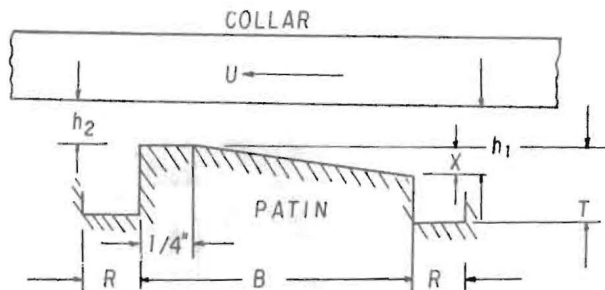


Fig. 7.- DETALLE DE UN PATIN REAL

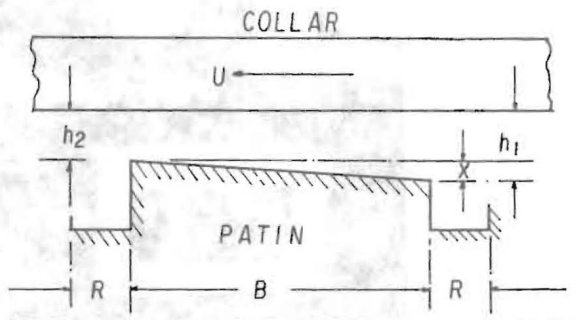
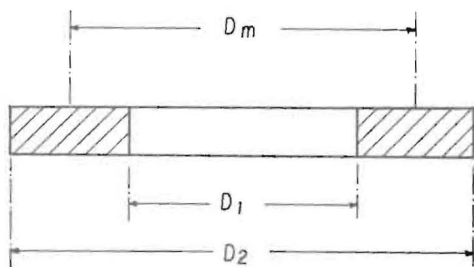


Fig. 8.- PATIN DE RAIMONDI Y BOYD



VEA DETALLE DE UN PATIN

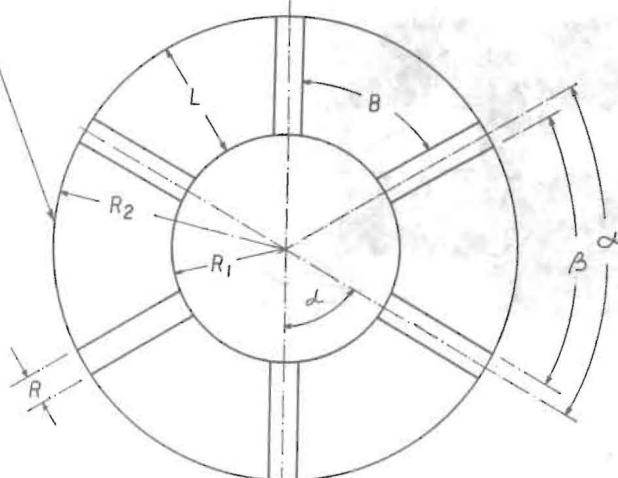


Fig. 6.- ESQUEMA DEL COJINETE

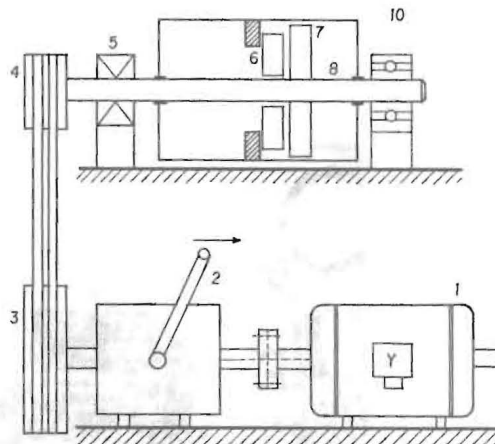


Fig. 9.- ESQUEMA DEL BANCO DE PRUEBA

Elementos :

1. Motor Eléctrico (5 hp)
2. Convertidor Hidráulico
3. Polea de Diámetro 8 plg.
4. Polea de Diámetro 4 plg.
5. Soporte para rolineras cónicas (2)
6. Cojinetete de Empuje
7. Collar de Deslizamiento
8. Eje Principal
9. Soporte para rolinera
10. Carcasa

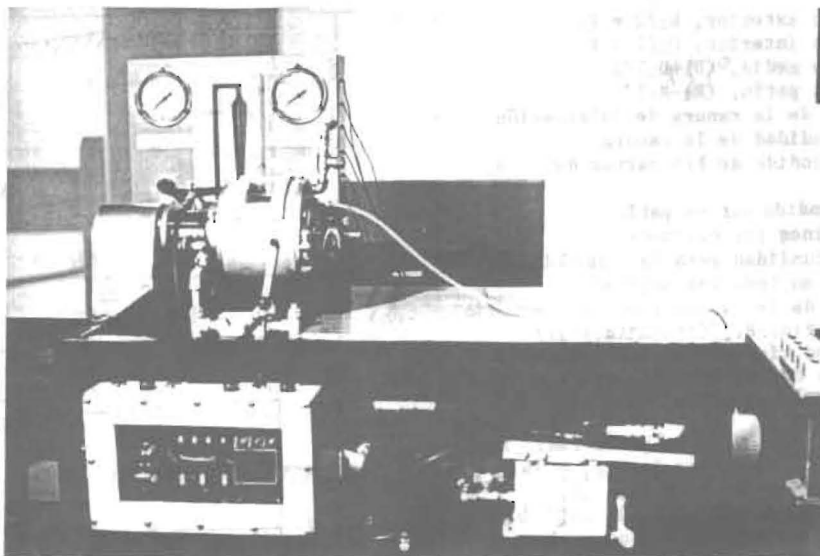


Fig. 10.- VISTA GENERAL DEL BANCO

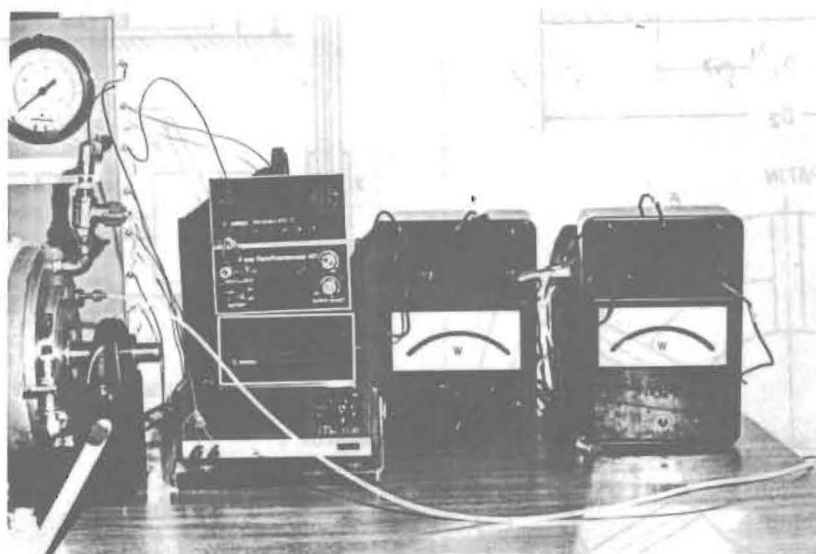


Fig. 11.- INSTRUMENTOS PARA MEDIR LA TEMPERATURA  
Y POTENCIA ELECTRICA

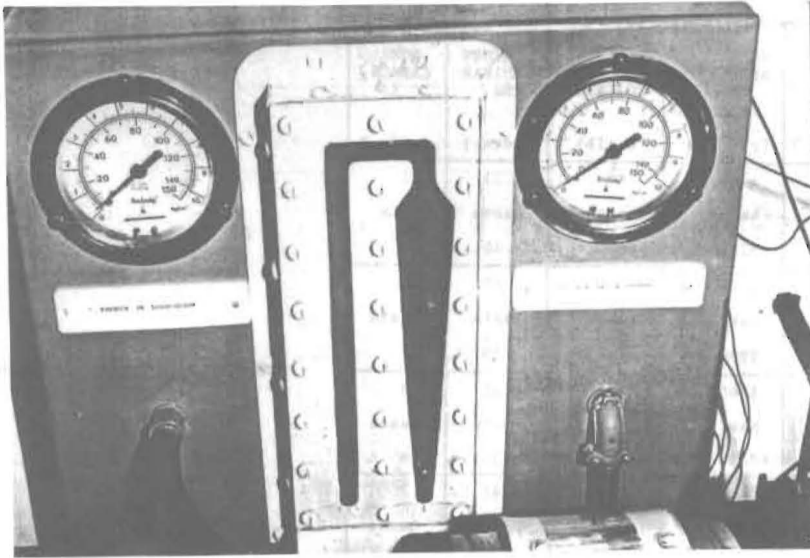


Fig. 12.- MEDIDOR DE FLUJO TIPO ROTAMETRO

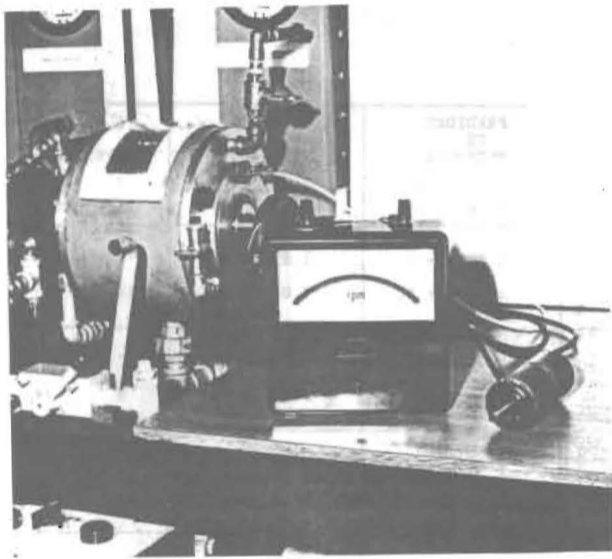


Fig. 13.- MEDIDOR DE LA VELOCIDAD ROTACIONAL (R.P.M.)

#### RESULTADOS

Se realizaron en total seis ensayos, cuyos resultados y correlación con las predicciones teóricas se presentan en forma tabulados en dos tablas.

La tabla 1 muestra las condiciones de operación de cada ensayo, especificando el caudal (Q) del lubricante, la velocidad de rotación (N) del collar, la carga (W) aplicada sobre el cojinete, el régimen laminar (Re) y el número característico (Kf) del cojinete de empuje. En esta tabulación aparecen los límites inferiores y superiores de cada variable.

En la tabla 2 se presentan las tres variables dependientes experimentales, correspondientes a los límites mencionados en la tabla 1 de cada ensayo. La desviación de cada variable establece como referencia los valores teóricos, los signos + y - tienen el significado de que la desviación puede ser más (+) que el valor teórico de referencia a menos (-). Los valores de las variables de pérdidas de potencia y espesor mínimo de película son absolutos, mientras para la elevación de la temperatura del fluido lubricante es relativo, expresado en °F respecto al valor teórico obtenido mediante un balance térmico global. El signo + y - tiene el mismo significado como anteriormente explicado.

ENSAYO N:	CAUDAL DEL LUBRIC. Q(g.p.m.)	VELOCIDAD ANGULAR N (r.p.m.)	CARGA SOBRE COJINETE W (lb)	REGIMEN LAMINAR Re (adim.)	NUMERO CARACT. Kf (adim.)
1	1.60	1200	450	2.21	11
		hasta 3250	hasta 2250	hasta 4.48	hasta 23
2	2.40	1200	450	2.07	10
		hasta 3250	hasta 2250	hasta 3.79	hasta 21
3	0.80	1200	450	2.35	9
		hasta 3300	hasta 2250	hasta 4.22	hasta 19
4	0.80	3000	450	4.41	7
		const.	hasta 2250	hasta 7.22	hasta 43
5	0.80	2000	450	2.85	5
		const.	hasta 2250	hasta 5.24	hasta 25
6	0.80	1200	900	2.07	9
		hasta 3000	hasta 2250	hasta 3.75	const.

TABLA 1

CONDICIONES DE OPERACION DE LOS ENSAYOS

TABLA 2  
PARAMETROS EXPERIMENTALES

ENSAYO N:	PERDIDAS DE POTENCIA H(hp) % DESV.		-ESPESOR MINIMO DE PELICULA *10 <sup>-3</sup> h(plg) % DESV.		ELEVACION DE TEMPERATURA T(°F) °F DESV.	
	1	0.30	+28	1.62	+15	9
2.10		+8	1.08	+5	14	-3
2	0.33	+25	1.38	0	7	+6
	2.20	+19	0.82	-25	8	-4
3	0.20	-4	1.41	+8	11	+6
	1.73	-4	0.85	-9	14	-18
4	0.66	-20	1.60	-15	13	-3
	1.84	+23	0.89	-5	18	-10
5	0.33	-20	1.51	-1	13	+5
	1.20	+28	0.80	+10	15	-4
6	0.26	+1	1.17	+23	5	+1
	1.73	+6	0.82	-17	7	-20



## CONCLUSIONES

Se proyectó, construyó e instrumentó un banco de prueba para cojinetes hidrodinámicos de empuje. Se ensayó uno con patines inclinados fijos con el objetivo de obtener sus principales parámetros de funcionamiento.

Los resultados experimentales, de seis ensayos realizados, se compararon con las predicciones teóricas de Raimondi y Boyd [1] desarrollados para patines rectangulares y aplicados a patines de forma de sector circular a través de una transformación geométrica, aún cuando la geometría del cojinete experimental no coincide exactamente con la que correspondería a patines de sector circular.

A pesar de las limitaciones (modelo teórico usado y la exactitud y precisión del equipo experimental), se estableció, una comparación de los resultados experimentales con las predicciones teóricas y cuyos resultados pueden resumirse en :

### - Las pérdidas de potencia :

Es una variable importante en el diseño del cojinete porque en general estas pérdidas se transforman en un incremento de la energía térmica y por lo tanto en una elevación de la temperatura del fluido lubricante, así como también representan importantes costos operativos.

Los valores experimentales están entre los límites de 0.20 hp hasta un máximo de 2.2 hp y dependen de la velocidad angular y de la carga aplicada sobre el cojinete.

Los resultados experimentales comparados con las predicciones teóricas están en término general en un 20% más alto y esto se debe, principalmente, a que las pérdidas de potencia medidas se refieren a pérdidas hidrodinámicas en el cojinete más otros efectos secundarios no especificados.

### - El espesor mínimo de película lubricante :

Los resultados experimentales demostraron una buena correlación con las predicciones teóricas, con desviaciones alrededor del 10%.

La magnitud física de esta variable está entre los límites de  $0.80 \cdot 10^{-3}$  plg. a  $1.60 \cdot 10^{-3}$  plg. en términos promedio. La variable del espesor de película es importante porque es un indicador de seguridad del sistema, esto es, de la existencia de una película completa de lubricante.

### Elevación de la temperatura del lubricante :

Es otro de los parámetros de funcionamiento, no menos importante que los otros mencionados y sirve para indicar el funcionamiento normal o no del sistema por medio de la temperatura del fluido.

Esta variable de elevación de temperatura del fluido lubricante se mide mediante las temperaturas de entrada y salida en la carcasa. El valor teórico se deduce de un balance térmico sencillo, donde se parte de la suposición de que todas las pérdidas de potencia del cojinete se transforman en energía térmica y la cual se manifiesta por una elevación de la temperatura en el fluido debido a la fricción viscosa. De esta manera se calculó el valor  $\Delta T$ . Comparaciones de los valores experimentales con los calculados mostraron, en término general, una buena consistencia entre ambos valores, con una desviación relativa de 8 °F a 12 °F.

El estudio experimental del funcionamiento de cojinetes de empuje ha dado buenos resultados. Los parámetros obtenidos en forma experimental corresponden a un cojinete en particular, sin embargo, el banco se presta también para cualquier otra forma de cojinete (patines pivoteados u otros) siempre con la casi única limitación del diámetro exterior no mayor de 4 plg.

## NOMENCLATURA

Cp : Calor específico del lubricante (0.4 Btu/lb*°F)	Re : Número de Reynolds (adim.)
f : Coeficiente de fricción (adim.)	$\Delta T$ : Elevación de temperatura (*F)
h1 : Espesor de película en la entrada del patin (plg.)	U : Velocidad tangencial (plg/seg)
h2 : Espesor de película en la salida del patin (plg.)	W : Carga sobre el cojinete (lb)
H : Pérdida de potencia por patin (hp)	$\rho$ : Densidad del fluido (0.0307 lb/plg <sup>3</sup> )
Kf : Número característico del cojinete (adim.)	$\mu$ : Viscosidad absoluta (lb*seg/plg <sup>2</sup> =Reyns)
P : Carga proyectada sobre el patin (lb/plg <sup>2</sup> )	$\theta$ : Coordenada en la dirección tangencial
Q : Flujo total de lubricante (plg. <sup>3</sup> /seg, g.p.m.)	r : Coordenada en la dirección radial
Qs : Flujo lateral de lubricante (plg. <sup>3</sup> /seg, g.p.m.)	J : Equivalente mecánico-térmico (9336 lb*plg/Btu)
	$\omega$ : Frecuencia circular del eje principal (rad/seg)

#### REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- 1) RAIMONDI, A.A.; BOYD, J. : "Applying Bearing Theory to the Analysis and Design of Pad Type Bearing". Transaction of the ASME, April, 1955, pp 287-309.
- 2) NAVEDA, OSCAR A. : "Características de Funcionamiento de Cojinetes de Empuje". Régimen Laminar. L.U.Z., Facultad de Ingeniería, Escuela de Ing. Mecánica, Trabajo Especial de Ascenso, Maracaibo, Septiembre 1983.
- 3) NAVEDA, OSCAR A. : "Principio de Lubricación" L.U.Z., Facultad de Ingeniería, Escuela de Ing. Mecánica, Maracaibo, Mayo 1983.
- 4) NEAL, M.J. : "Tribology Handbook", Butterworth Ltd., 1975, London.
- 5) KARL-HEINZ MULLER : "Estudio Experimental del Funcionamiento de Cojinetes de Empuje". L.U.Z., Facultad de Ingeniería, Escuela de Ing. Mecánica, Trabajo Especial de Grado (Magister), Maracaibo, Junio 1987.

Recibido el 22 de Septiembre de 1987