

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE QUITO**

**CARRERA:
INGENIERÍA MECÁNICA**

**Trabajo de titulación previa a la obtención del título de:
INGENIERO MECÁNICO**

**TEMA:
ANÁLISIS DE LUBRICACIÓN HIDRODINÁMICA PARA LA
CARACTERIZACIÓN DE LOS ACEITES 20W50 DE DIVERSAS MARCAS
QUE SON COMERCIALIZADOS EN EL MERCADO ECUATORIANO**

**AUTOR:
CRISTIAN DAVID FLORES HARO**

**DOCENTE TUTOR:
HOMERO ANTONIO YANCHAPAXI ALMACHI**

Quito, diciembre del 2016.

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR

Yo Cristian David Flores Haro, con documento de identificación N° 172676678-3, manifiesto mi voluntad y cedo a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que soy autor del trabajo de titulación titulado: "Análisis de lubricación hidrodinámica para la caracterización de los aceites 20W50 de diversas marcas que son comercializados en el mercado ecuatoriano", mismo que ha sido desarrollado para optar por el título de: Ingeniero Mecánico, en la universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En aplicación a lo determinado en la Ley de Propiedad Intelectual, en mi condición de autor me reservo los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia, suscribo este documento en el momento que hago entrega del trabajo final en formato impreso y digital a la Biblioteca de la universidad Politécnica Salesiana.



Nombre: Cristian David Flores Haro.

Cédula: 172676678-3

Fecha: Diciembre, 2016

DECLARATORIA DE COATORÍA DEL DOCENTE TUTOR

Yo declaro que bajo mi dirección y asesoría fue desarrollado el Proyecto de Investigación, "Análisis de lubricación hidrodinámica para la caracterización de los aceites 20W50 de diversas marcas que son comercializados en el mercado ecuatoriano", realizado por Flores Haro Cristian David, obteniendo un producto que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana, para ser considerados como trabajo final de titulación.

Quito, diciembre, 2016.



Yanchapaxi Almachi Homero Antonio

170422753-5

Agradecimiento

Mi especial reconocimiento a la Universidad Politécnica Salesiana y a mis maestros, que desinteresadamente y con esmero, me supieron transmitir sus conocimientos, para poder comenzar a partir de hoy mi vida profesional.

Cristian Flores.

Dedicatoria

A todas las personas que estuvieron a mi lado apoyándome y creyendo en mí, de manera especial a mi mamá y a mi tía por su amor y esfuerzo, ya que gracias a ellas pude salir adelante, a mi hermana por estar siempre a mi lado motivándome; brindándome su cariño y confianza que es lo que siempre necesité para terminar mi carrera.

Cristian Flores.

Resumen

El presente trabajo tiene como objetivo la caracterización de aceites SAE 20W50 de diversas marcas que son comercializadas en el mercado ecuatoriano; para esto se necesita obtener las presiones máximas, mínimas y el rango de mejor desempeño de cada uno de los lubricantes.

En el capítulo 1 se describe la teoría de fricción, desgaste, viscosidad y lubricación, haciendo énfasis en los tipos de lubricación en especial en la lubricación hidrodinámica, ya que es el tema del trabajo.

En el capítulo 2 se realizan los cálculos y los experimentos, además se comprueba que exista lubricación hidrodinámica en los rangos en los cuales se realizó los ensayos.

Finalmente se realizan las conclusiones y las recomendaciones.

Palabras claves: lubricación, hidrodinámica, aceites, marcas, mercado.

Abstract

The following paper aims SAE 20W50 oils characterizations of various brands that are commercialized in the Ecuadorian market; in order to do that I have to obtain the maximum, minimum pressures and the range of better performance on each lubricant.

In the Chapter 1 is described the friction theory, wear, viscosity and lubrication, with emphasis in the types of lubrication, especially in hydrodynamic lubrication because is the main topic of this work.

In the Chapter 2, calculations and experiments are presented, also is checked that hydrodynamic lubrications exists in the ranges in which the tests were conducted

Finally conclusions and recommendations are exposed in the work.

Keywords: lubrication, hydrodynamic, oils, brands, market.

Objetivos

a. Objetivo general:

- Obtener resultados cuantificables de los ensayos que permitan delimitar el rango de mejor desempeño de los aceites SAE 20W50 Havoline y Mannol.

b. Objetivos específicos:

- Determinar las presiones máximas, mínimas y sus ubicaciones en un cojinete completo con aceites SAE 20W50 Havoline y Mannol.
- Determinar los espesores máximos y mínimos de película de lubricante, en los diferentes ensayos con los aceites SAE 20W50 Havoline y Mannol.

Índice

Introducción	1
CAPÍTULO 1	2
MARCO TEÓRICO.....	2
1.1 Fricción:.....	2
1.1.1 Leyes de fricción:	4
1.1.2 Fuerza Normal.....	5
1.1.3 Coeficiente de fricción.	5
1.2 Desgaste:.....	7
1.2.1 Tasa de desgaste.....	8
1.2.2 Tipos de desgaste:	9
1.3 Viscosidad.	10
1.3.1 Viscosidad dinámica o absoluta.	11
1.3.2 Viscosidad cinemática.....	12
1.4 Lubricación.....	12
1.4.1 Lubricantes.....	13
1.4.1.1 Tipos de lubricantes:	13
1.4.2 Tipos de lubricación:.....	14
1.4.2.1 Lubricación límite.....	14
1.4.2.2 Lubricación mixta.	15

1.4.2.3	Lubricación hidrostática.	15
1.4.2.4	Lubricación elastohidrodinámica.	16
1.4.2.5	Lubricación hidrodinámica.	16
1.4.3	Parámetro de la película de lubricante.	17
1.4.4	Teoría de la lubricación hidrodinámica.	18
1.4.4.1	Número de Sommerfeld.	18
1.4.4.2	Lubricación estable.	19
1.4.4.3	Formación de la película gruesa.	19
1.4.4.4	Criterios de diseño de Trumpler.	21
CAPÍTULO 2		23
ENSAYOS Y RESULTADOS		23
2.1	Equipo:	23
2.2	Cálculos:	24
2.2.1	Cálculos a 50 grados Celsius.	25
2.2.2	Comprobación de existencia de lubricación hidrodinámica.	26
2.3	Experimentos.	31
2.4	Comparación entre los resultados teóricos y experimentales.	34
Conclusiones		36
Recomendaciones.		38
Anexos.		41

Índice de tablas

Tabla 1 Rangos de cada tipo de lubricación.....	17
Tabla 2 Dimensiones fijas del cojinete	24
Tabla 3 Resultados teóricos a 50° Celsius	26
Tabla 4 Presión en el cojinete con aceite Mannol a carga constante de 1,6 Kg y velocidad variable.....	32
Tabla 5 Presión en el cojinete con aceite Mannol a carga variable y velocidad constante de 1750 RPM.....	33
Tabla 6 Presiones en el cojinete con aceite Havoline a carga constante de 1.6 Kg y velocidad variable.	33
Tabla 7 Presiones en el cojinete con aceite Havoline a carga variable y velocidad constante de 1750 RPM	34
Tabla 8 Comparación entre aceite Mannol y Havoline a 1750 RPM y 1,6 Kg.....	34
Tabla 9 Carga constante y velocidad variable.....	35
Tabla 10 Carga variable y velocidad constante.....	35

Índice de figuras

Figura 1 Comportamiento de los coeficientes de fricción.	4
Figura 2 Fricción independiente del área.	4
Figura 3 Proporcionalidad de fricción.....	5
Figura 4 Fricción estática.	6
Figura 5 Fricción dinámica.	6
Figura 6 Diagrama de cuerpo libre de un objeto en movimiento.....	7
Figura 7 Tasa de desgaste para varios regímenes de lubricación.....	8
Figura 8 Desgaste adhesivo.....	9
Figura 9 Desgaste abrasivo.	9
Figura 10 Comparaciones de las viscosidades de aceite vs temperatura.	10
Figura 11 Representación esquemática de la resistencia del fluido.....	11
Figura 12 Película de lubricante entre 2 superficies.	12
Figura 13 Lubricación límite.....	14
Figura 14 Lubricación mixta.	15
Figura 15 Lubricación hidrostática.	15
Figura 16 Lubricación elastohidrodinámica.....	16
Figura 17 Lubricación hidrodinámica.	16
Figura 18 Curvas de la distribución de la presión obtenidas por Tower.....	18
Figura 19 Formación de la película de lubricante.	20
Figura 20 Nomenclatura de un cojinete parcial.	20
Figura 21 Área proyectada.	22
Figura 22 Máquina para ensayos de lubricación hidrodinámica.....	24

Introducción

En este trabajo se utilizará el equipo para ensayos de lubricación hidrodinámica del laboratorio de tribología de la Universidad Politécnica Salesiana – Campus Kennedy. Se contará con muestras de los aceites SAE 20W50 Havoline y Mannol, con las cuales se realizará varias pruebas de laboratorio, a “carga constante y velocidad variable” y a “velocidad constante y cargas variables”; para poder obtener las presiones máximas, mínimas y sus ubicaciones en el cojinete. La caracterización de los lubricantes consistirá en determinar los rangos de mejor desempeño en base a la formación de una capa de lubricante más homogénea sobre el cojinete.

CAPÍTULO 1

MARCO TEÓRICO

La palabra tribología se deriva del término griego *tribos*, cuyo significado es “frotamiento o rozamiento”, por lo que etimológicamente puede entenderse como “la ciencia del rozamiento”.

“Todo cuerpo en movimiento forma parte de un “sistema tribológico”, en el que pueden intervenir 2 o más sólidos y líquidos, así como también líquidos y gases.” (Manual del Instalador Digital, 2014, pág. 6).

Para hablar de tribología se deben tener en cuenta la fricción entre dos cuerpos, el desgaste que se produce entre ellos por el movimiento y el tipo de lubricación utilizada para disminuir el desgaste (Díaz del Castillo, 2007).

1.1 Fricción:

Cuando un cuerpo se coloca sobre una superficie y paralela a esta se aplica una fuerza F se produce una fuerza de fricción f_r o también llamada de rozamiento que se opone al movimiento relativo entre las dos superficies (ver Figura 6).

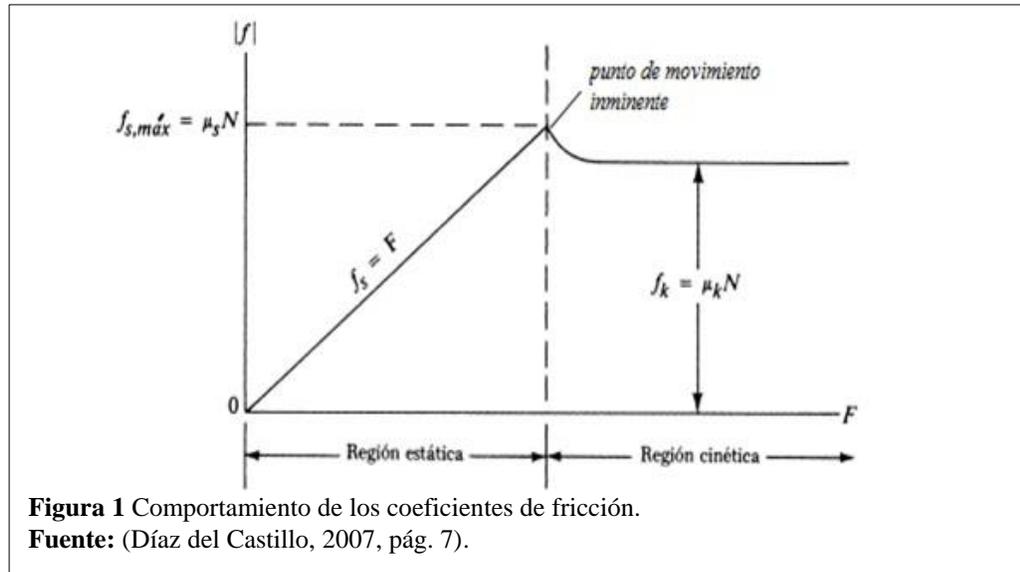
Si se observa la superficie de un sólido a simple vista, esta podría parecer lisa, pero si se mira bajo un microscopio óptico se puede apreciar las rugosidades que tiene. Esta superficie puede pulirse hasta que bajo la lente del anterior microscopio parezca lisa, pero si se observa en un microscopio electrónico nuevamente se podrá ver las imperfecciones de la superficie; estas rugosidades se pueden volver a pulir, pero si se observa en un microscopio de barrido, es posible mirar las micro-rugosidades que sigue

teniendo el cuerpo. Por lo tanto se puede concluir que no existen superficies lisas, ya que todas siempre tendrán rugosidades aunque estas sean diminutas.

En el caso de la ingeniería, las texturas de los sólidos son el resultado de una gran variedad de procesos de fabricación como: esmerilado, rectificado, etc., o pueden ser el resultado normal del proceso de manufactura de la pieza como: la fundición, el moldeo, etc. (Manual del Instalador Digital, 2014, pág. 6), se producen imperfecciones las cuales son las causantes de la fricción entre dos superficies en contacto.

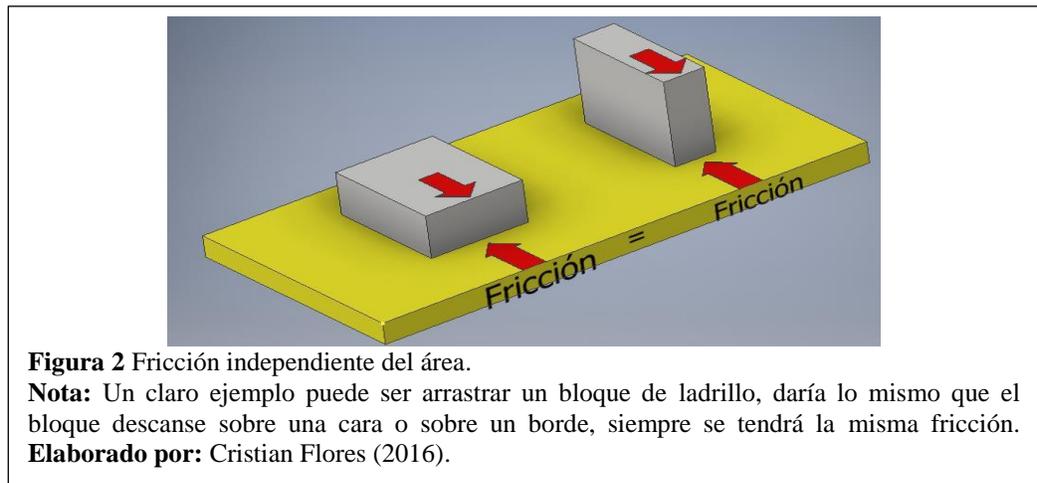
Existen dos tipos de fuerza de fricción: la estática y la cinética.

En la Figura 1, se puede ver dos regiones: la estática y la cinética. En la primera está la fricción estática " f_s " que es igual a la fuerza F , estas dos se incrementan hasta llegar al "punto de movimiento inminente", donde se genera la fuerza de fricción estática máxima; a partir de ese momento empieza el deslizamiento de un cuerpo sobre el otro, disminuye significativamente la fricción y, se entra en la segunda región, donde se encuentra la fricción cinética " f_k ", que es la fuerza necesaria para que siga el movimiento relativo entre las superficies en contacto. La fricción cinética permanece constante durante todo el deslizamiento.



1.1.1 Leyes de fricción:

- La fuerza de fricción es independiente del área de superficie que está en contacto, esto se puede ver en la Figura 2.



- La fuerza de fricción es proporcional a la carga ejercida por una superficie sobre otra, un ejemplo claro es el de la Figura 3.

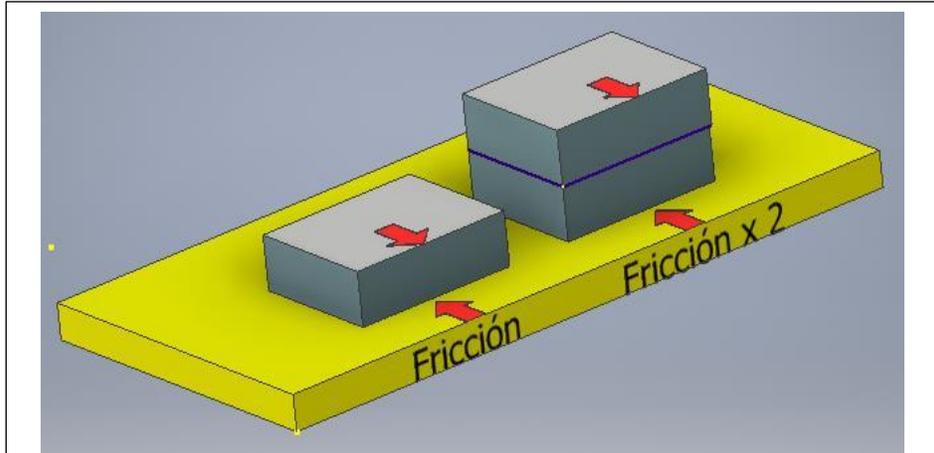


Figura 3 Proporcionalidad de fricción.

Nota: La fricción aumentará en la misma relación que aumenta la carga.

Elaborado por: Cristian Flores (2016).

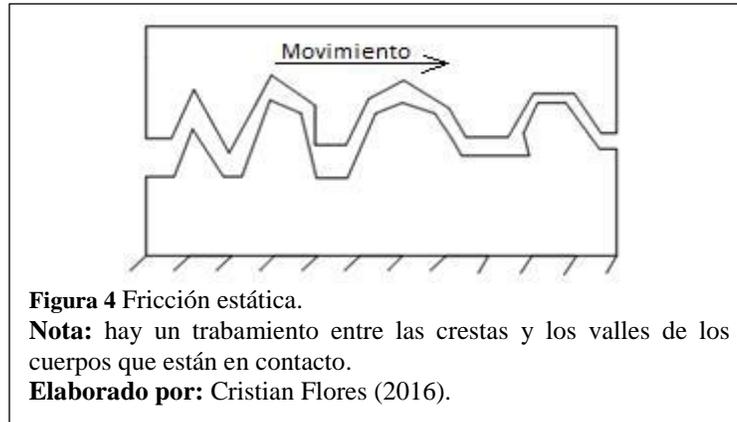
1.1.2 Fuerza Normal.

La fuerza normal es la reacción de la superficie al peso del cuerpo con el que está en contacto. Es de igual magnitud, pero en sentido opuesto a la fuerza que ejerce el cuerpo sobre el área (ver Figura 6).

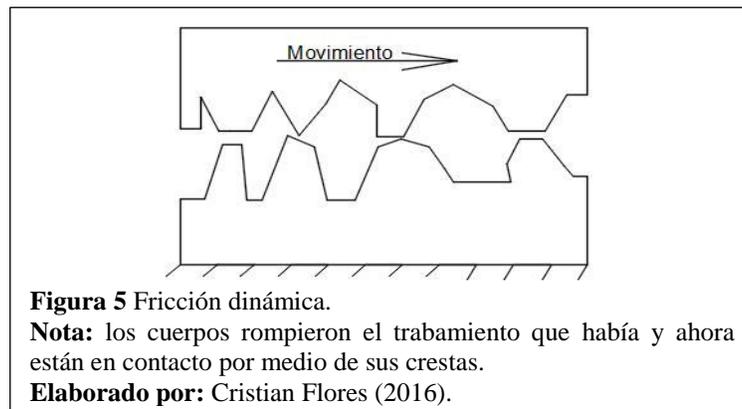
1.1.3 Coeficiente de fricción.

Los coeficientes de fricción son valores adimensionales y característicos de los materiales que están en contacto, resultan de la división entre la fuerza de fricción y la normal. Existen coeficientes de fricción estáticos y dinámicos.

El coeficiente de fricción estático se presenta en las zonas de las superficies que están en contacto, cuando aún no empieza el movimiento, esto se puede ver en la Figura 4.



El coeficiente de fricción dinámico se presenta cuando los cuerpos se encuentran en movimiento relativo entre sí, esto se puede ver en la Figura 5. Este coeficiente no depende de la velocidad relativa que hay entre los dos cuerpos, es decir, el coeficiente será igual para un cuerpo que se desliza sobre otro a 20 m/s o a 80 m/s u otra velocidad.



Si se compara los coeficientes de fricción estáticos y dinámicos, se puede afirmar que el primero es mayor, ya que para romper el trabamieto de las rugosidades se necesita aplicar una mayor fuerza que para mantener el cuerpo en movimiento cuando las superficies están solo en contacto entre las crestas de las rugosidades.

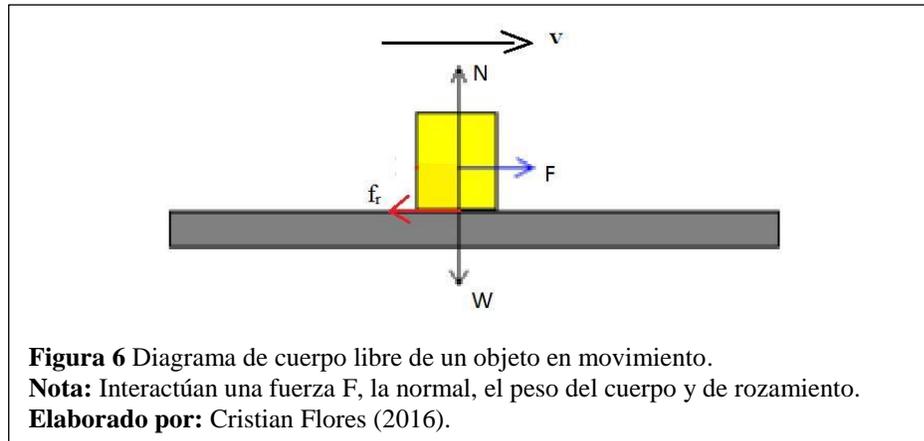
$$\mu_s > \mu_k \quad (1.1)$$

Dónde:

μ_s : Coef. de fricción estática.

μ_k : Coef. de fricción dinámica

A continuación, en la Figura 6, se muestra el diagrama de cuerpo libre de un objeto en movimiento sobre una superficie.



La fuerza de fricción se puede calcular mediante la siguiente fórmula:

$$f_r = \mu * N \quad (1.2)$$

Dónde:

f_r : fuerza de fricción.

μ : coeficiente de fricción.

N : fuerza normal.

1.2 Desgaste:

El desgaste puede definirse como la pérdida progresiva de material de la superficie, como resultado de los efectos de la carga y del movimiento relativo entre dos cuerpos. El desgaste conlleva a una improductividad, debido a que la pérdida de material hace que la

pieza pierda su tolerancia, aun cuando exista una correcta lubricación, lo que puede llevar a un daño completo de la máquina. (Mora, 2012, pág. 23).

1.2.1 Tasa de desgaste.

En la Figura 7 se puede ver la tasa de desgaste en los diferentes regímenes de lubricación en comparación con la carga. En el caso de la lubricación hidrodinámica y elasto-hidrodinámica se puede ver que no hay desgaste o es casi nulo, esto se debe a que no hay contacto metal-metal; en la lubricación límite o marginal se puede ver como el desgaste aumenta al mismo tiempo que la carga relativa, ya que se genera un mayor contacto entre los cuerpos; en el caso de que no exista lubricación se observa cómo se produce un aumento brusco en la tasa de desgaste, lo cual conlleva a un “desgaste severo”, de no lubricar rápidamente el material se puede fisurar o agripar, lo cual genera un daño irreversible en el cuerpo (Widman & Linares, 2015).

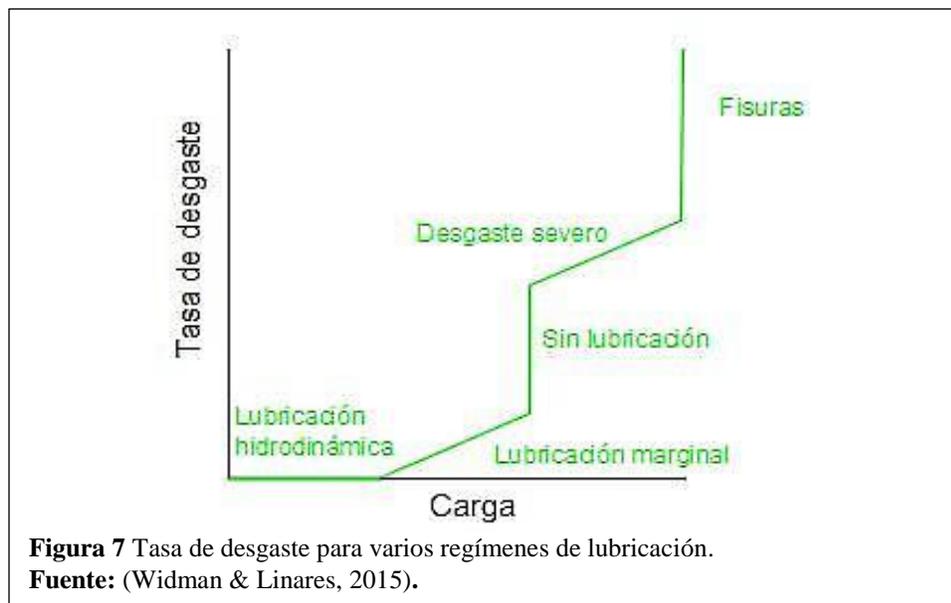
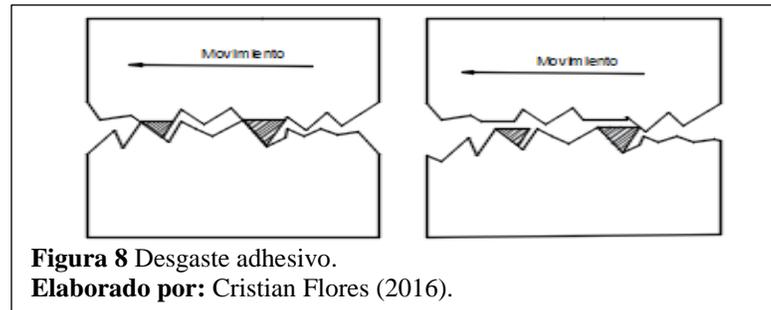


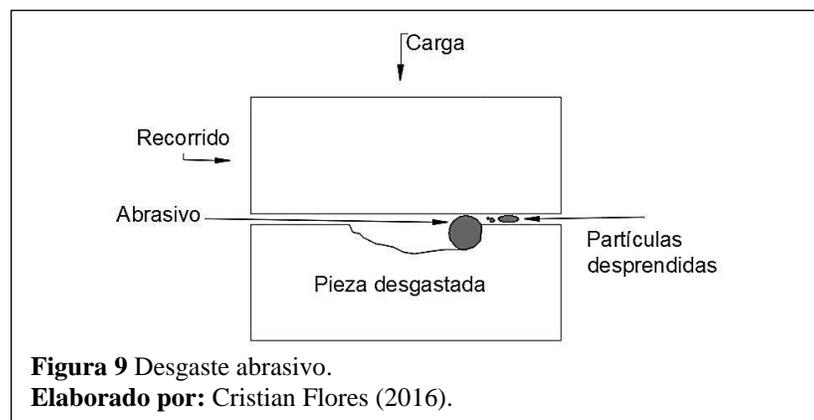
Figura 7 Tasa de desgaste para varios regímenes de lubricación.
Fuente: (Widman & Linares, 2015).

1.2.2 Tipos de desgaste:

- **Adhesivo:** ocurre cuando dos superficies se deslizan entre sí bajo presión; en este caso las irregularidades de una se adhieren a la otra (Mora, 2012, pág. 24), esto se puede ver en la Figura 8.



- **Abrasivo:** ocurre cuando existen partículas de una mayor dureza que las superficies en contacto, en este caso se incrustan, y actúan como herramientas de corte, como se puede ver en la Figura 9; este tipo de desgaste se presenta con o sin lubricante (Mora, 2012, pág. 24).

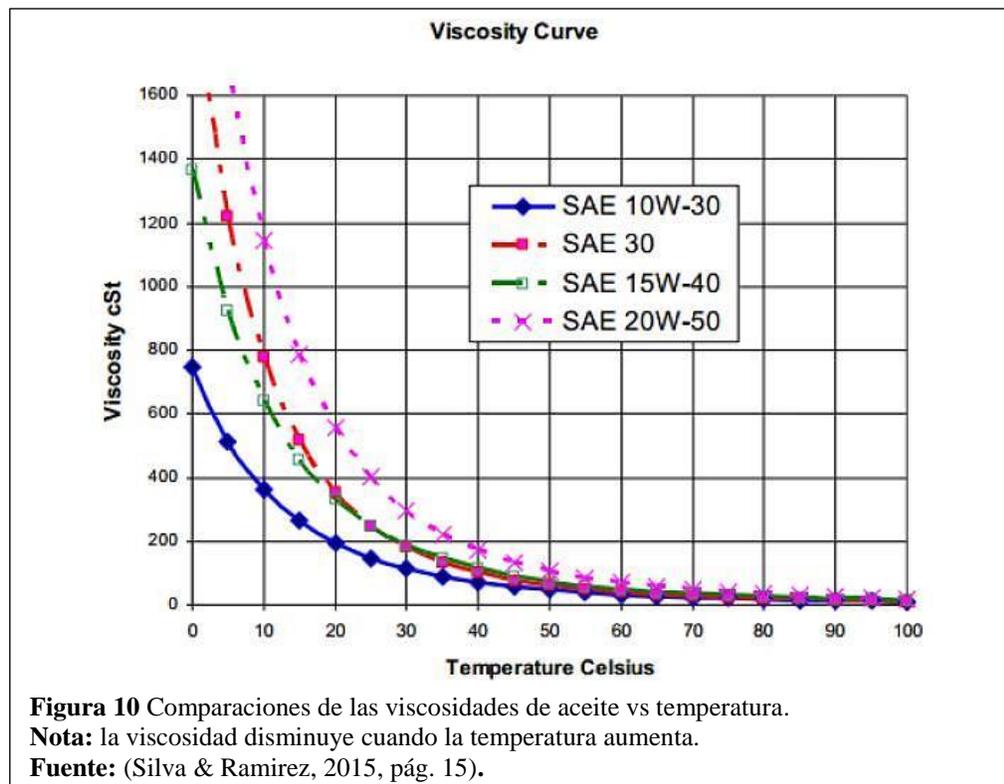


- **Corrosivo:** cuando hay reacciones químicas con el medio ambiente, lo cual hace que el desgaste sea a mayor velocidad (Díaz del Castillo, 2007, pág. 14).

- **Erosivo:** ocasiona pérdidas de material en la superficie por contacto con un líquido a alta presión, que contiene partículas en suspensión, de un diámetro menor que el mínimo espesor de película de lubricante, debe haber movimiento relativo entre el fluido y la superficie (Díaz del Castillo, 2007, pág. 13).

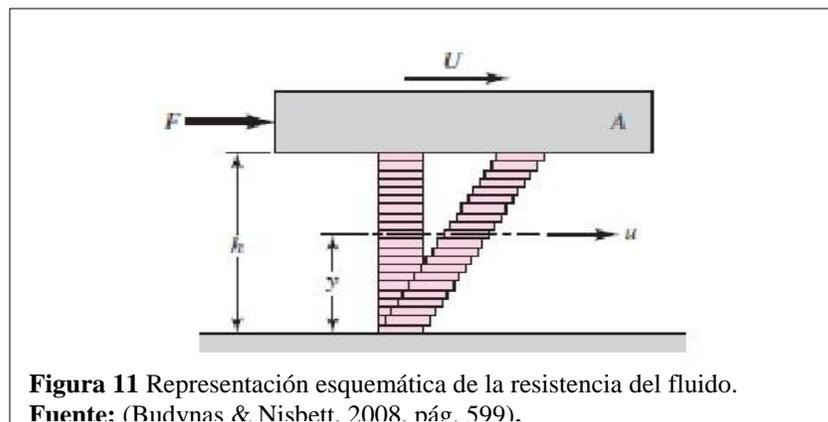
1.3 Viscosidad.

Esta es la propiedad más importante que tiene un lubricante líquido; “la viscosidad de un aceite es la resistencia interna que presenta a la fluidez” (Barona, 1967, pág. 3), además es responsable de que se cree la capa de aceite entre las superficies. Un aspecto a tomar en cuenta es la temperatura ya que modifica la viscosidad del aceite, esto se puede ver en la Figura 10; la fricción genera un aumento en la temperatura, por lo que la viscosidad disminuye considerablemente.



1.3.1 Viscosidad dinámica o absoluta.

La viscosidad dinámica se mide en poise que en el S.I equivale a $\frac{g}{cm \cdot seg}$, lo que equivale a $0,1 Pa \cdot seg$. Es una constante de proporcionalidad del cambio de velocidad de un punto con respecto a la altura. Como (Budynas & Nisbett, 2008) explican, hay dos superficies, la superior es móvil y la inferior estacionaria, entre las dos hay una capa de lubricante de espesor h , la cual está compuesta por una serie de subcapas horizontales. Al aplicar la fuerza F , el lubricante se deforma causando que las capas se deslicen una sobre otra; por lo cual el extremo en contacto con la placa móvil se mueve a una velocidad U , mientras que el opuesto se mueve a velocidad cero, como se puede ver en la Figura 11.



La viscosidad se expresa como:

$$\tau = \mu * \frac{du}{dy} = \mu \frac{U}{h} \quad (1.3)$$

Dónde:

τ : esfuerzo para el desplazamiento. [Pa].

dy : diferencial de altura.

μ : viscosidad dinámica [Pa*s]

du : diferencial de velocidad

1.3.2 Viscosidad cinemática.

La viscosidad cinemática es el resultado de dividir la viscosidad dinámica para la densidad del aceite y se mide en Stokes, que en el S.I. equivale a $\frac{cm^2}{seg}$.

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{cm^2}{seg} \quad (1.4)$$

Dónde:

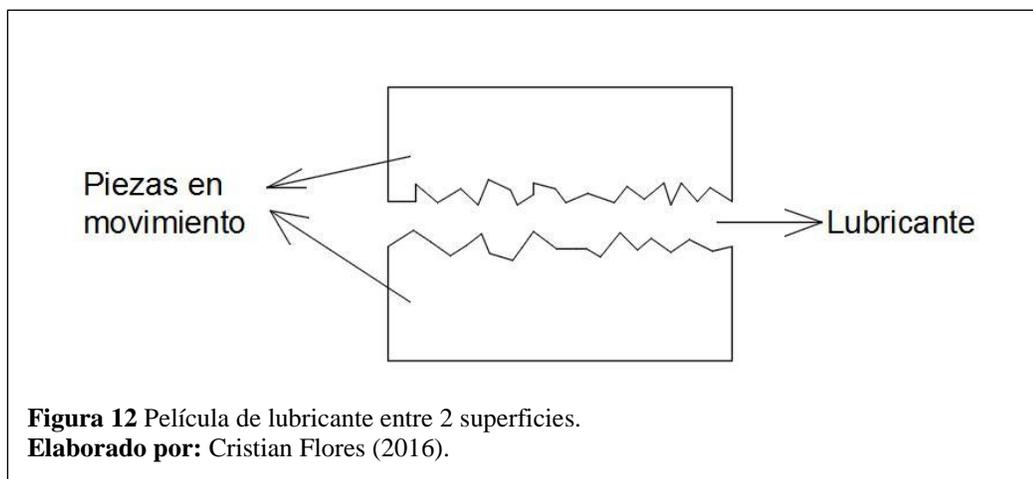
ν : viscosidad cinemática.

ρ : densidad.

μ : viscosidad dinámica.

1.4 Lubricación.

La lubricación es un proceso por el cual se busca separar dos superficies que están en contacto relativo entre sí, evitando que se produzca daño entre ellas, (Díaz del Castillo, 2007), esto se puede ver en la Figura 12.



1.4.1 Lubricantes.

Los lubricantes son sustancias que al ser colocadas entre dos superficies en contacto tienden a separarlas para disminuir la fricción y el desgaste; pueden ser de origen vegetal, mineral o sintético y están conformados por una base la cual determina las propiedades del lubricante como: la viscosidad, el color, etc. más aditivos (antioxidantes, antiespumantes, etc.), que son los que dan las características propias de cada lubricante.

Según la (Web del profesor) las bases son fracciones de hidrocarburos con puntos de ebullición mayores que 325 °C, manufacturadas por diferentes rutas de procesos a partir de crudos especiales y que cumplen con especificaciones de calidad establecidas para satisfacer las necesidades de los lubricantes terminados.

1.4.1.1 Tipos de lubricantes:

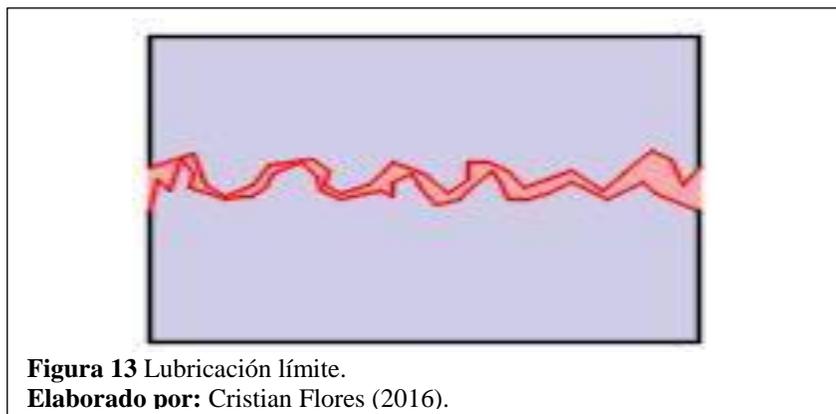
- **Líquidos:** se puede decir que todo líquido es un lubricante, pero los aceites minerales derivados del petróleo son los mejores y los más usados debido a su adaptabilidad, además de su bajo costo. Son utilizados para la lubricación límite, aunque es necesario aditivos para mejorar su rendimiento. Otro tipo son los aceites vegetales que debido a su poca duración no son usados con tanta frecuencia. (Piovan, 2014, pág. 6)
- **Grasas:** son lubricantes semifluidos formadas a partir de aceites minerales y agentes espesantes. Protegen excelentemente la superficie ya que no fluye fácilmente y se queda en los lugares donde fueron aplicados. No son buenos para trabajar a elevadas temperaturas y altas cargas. (Gonzales, monografias.com)

- **Gases:** en ocasiones especiales se puede utilizar el aire como lubricante, como cuando se requiere que un cojinete trabaje a altas velocidad y a baja carga. (Gonzales, Monografías.com)
- **Sólidos:** son utilizados en menor cantidad que los lubricantes líquidos, son necesarios en lugares donde los aceites y las grasas no pueden ser empleados, ya que pueden trabajar en condiciones extremas de temperatura. El más utilizado es el grafito en: compresores de aire, uniones de vías de ferrocarril, etc. (Gonzales, Monografías.com, pág. 1)

1.4.2 Tipos de lubricación:

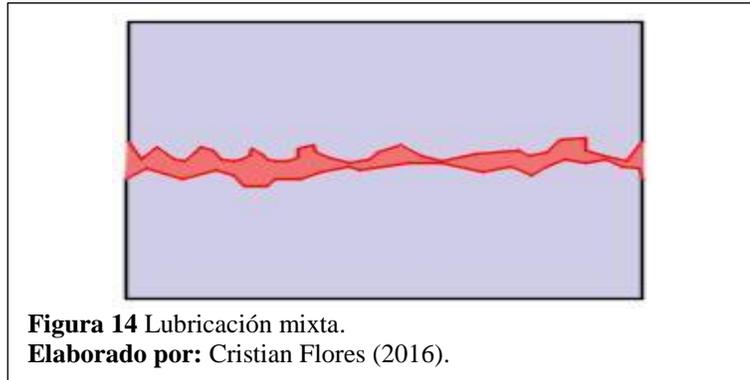
1.4.2.1 Lubricación límite.

Un área de contacto insuficiente, una caída de la velocidad de la superficie móvil, un incremento de la carga del cojinete o un aumento de la temperatura del lubricante, provocan una disminución de la viscosidad, por lo tanto la formación de una capa muy fina de aceite, haciendo que exista rozamiento metal con metal (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 599), esto se puede ver en la Figura 13.



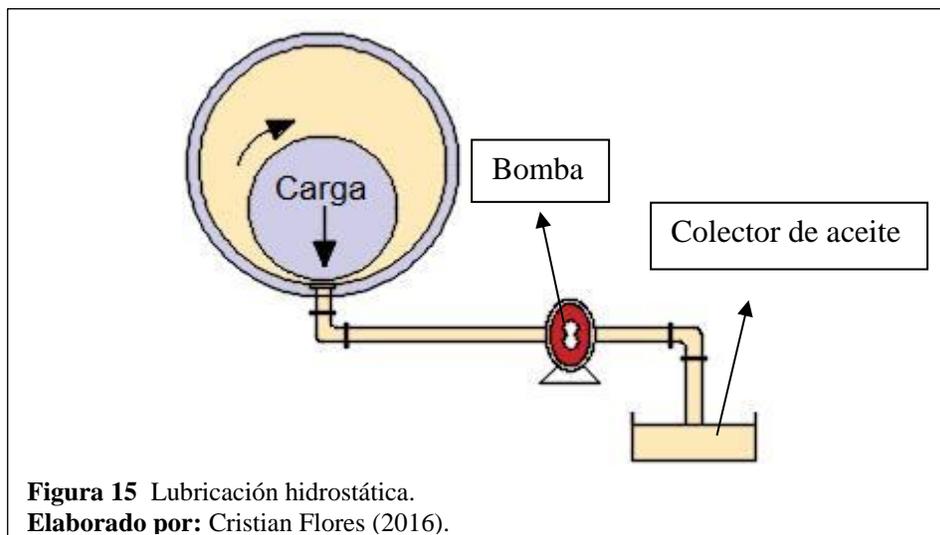
1.4.2.2 Lubricación mixta.

Puede existir un contacto metal con metal en algunos sectores, debido a que no existe una capa uniforme de lubricante, como muestra la Figura 14.



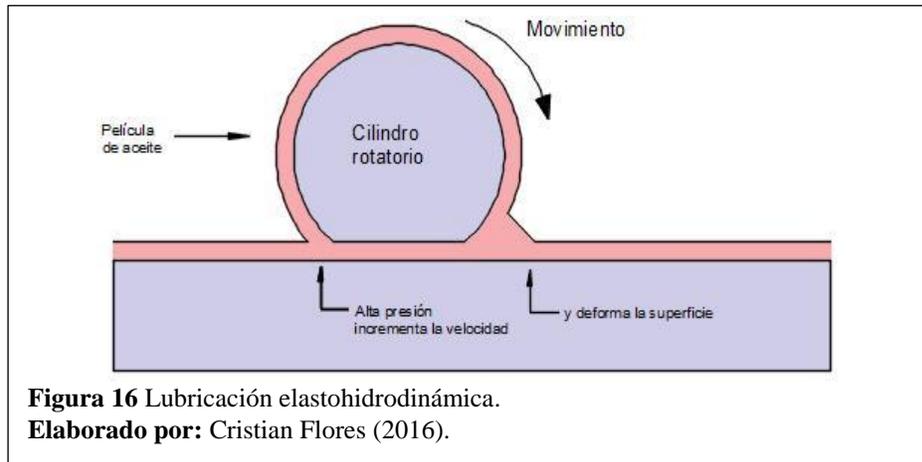
1.4.2.3 Lubricación hidrostática.

Se obtiene introduciendo a presión el aceite en la zona de soporte de carga como se puede ver en la Figura 15, se busca crear una película de lubricante lo suficientemente gruesa, no es necesario que exista movimiento relativo inicial entre las superficies. Se emplea en cojinetes lentos con grandes cargas. Puede emplearse aire, agua o aceite como lubricante (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 599)



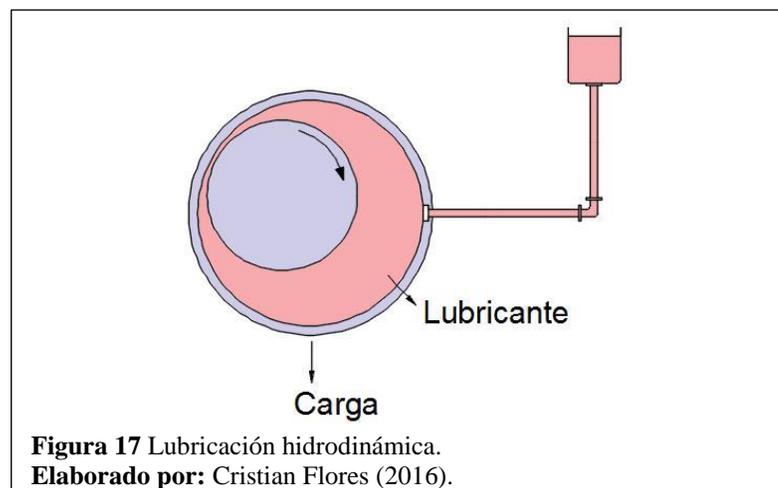
1.4.2.4 Lubricación elastohidrodinámica.

“Es el tipo de lubricación que ocurre en elementos altamente cargados donde la presión es tal que la deformación elástica de las superficies metálicas influye considerablemente en la formación del espesor de película” (Morales Espejel & Quiñones, 2000), esto se ve en la Figura 16.



1.4.2.5 Lubricación hidrodinámica.

Existe una película constante de lubricante que separa a las superficies, de tal manera que no se produce contacto entre ellas. Se puede decir que es una lubricación perfecta, la cual se mantiene mientras exista movimiento, esto se puede ver en la Figura 17.



1.4.3 Parámetro de la película de lubricante.

El parámetro de película λ es un valor adimensional, y según (Hamrock, Jacobson, & Schmid, 2000, pág. 317) indica cuales son los rangos dentro de los cuales existen los diferentes regímenes de lubricación. Para esto se debe relacionar el espesor mínimo de lubricante y los valores de rugosidad de acuerdo a los mecanizados de las superficies en contacto, los cuales fueron realizados por (Silva & Ramirez, 2015).

$$\lambda = \frac{h_{\min}}{(R_a^2 + R_b^2)^{\frac{1}{2}}} \quad (1.5)$$

Dónde:

h_{\min} : espesor mínimo de lubricante [μm] R_a : Asperezas de la superficie A [μm]

R_b : Asperezas de la superficie B [μm]

La Tabla 1 muestra los rangos en los cuales se presenta cada tipo de lubricación.

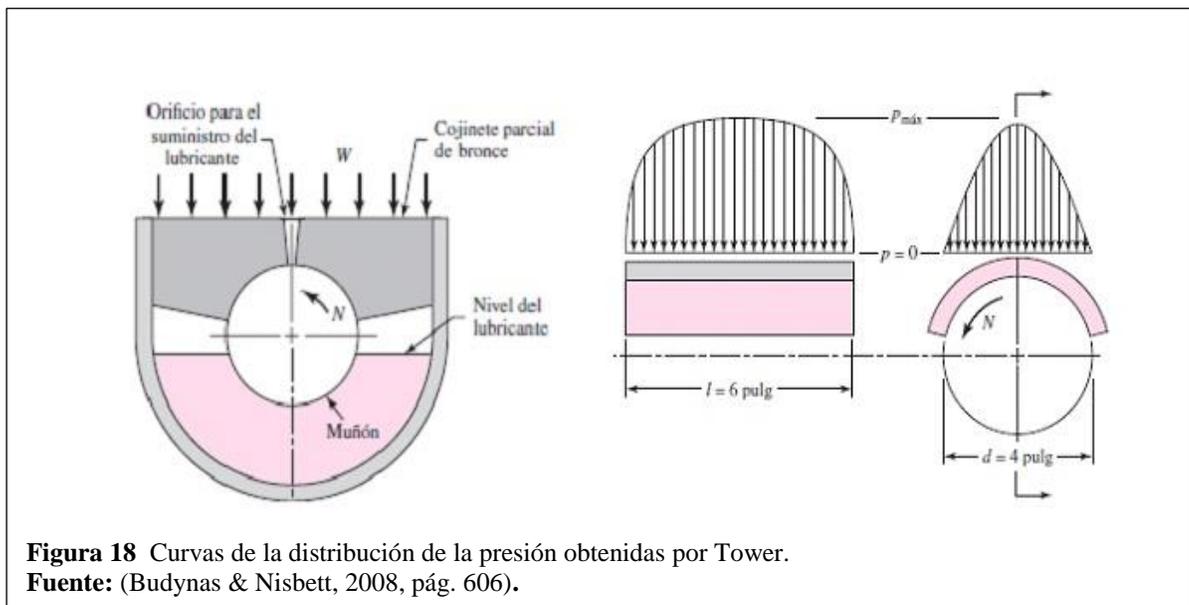
Tabla 1 Rangos de cada tipo de lubricación.

Tipos de lubricación	Parámetro de película
Hidrodinámica	$5 \leq \lambda$
Elastohidrodinámica	$3 \leq \lambda < 10$
Mixta	$1 \leq \lambda < 3$
Límite	$\lambda < 1$

Fuente: (Silva & Ramirez, 2015, pág. 12)

1.4.4 Teoría de la lubricación hidrodinámica.

El británico Beauchamp Tower realizó ensayos con cojinetes usados en ferrocarriles. En uno de sus ensayos colocó un eje dentro de un baño de aceite y lo puso a girar, para la lubricación se contaba con un agujero, y por el movimiento del eje el aceite salía por el orificio. Para evitar que siga saliendo el aceite colocó un tapón, pero por la presión generada el tapón salió volando, de esta manera se dio cuenta que existe mayor presión en el centro del cojinete, ya que generan grandes presiones que permiten soportar la carga (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 606), esto puede ver en la Figura 18.



1.4.4.1 Número de Sommerfeld.

También conocido como número de cojinete es un valor adimensional, el cual contiene muchos parámetros especificados por el diseñador, según (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 602) este valor es muy importante para el análisis de la lubricación, al igual que las

cantidades $\mu N/P$ y r/c , estas relaciones son utilizadas para expresar el número de Sommerfeld de la siguiente manera:

$$S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 * \frac{\mu * N}{P} \quad (1.6)$$

Dónde:

S : Número de Sommerfeld [adimensional] P : Presión [Pa]

N : Velocidad angular [rev/s] μ : Viscosidad dinámica [Pa*s]

r/c : Relación de holgura radial [adimensional]

1.4.4.2 Lubricación estable.

Según (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 603) una restricción de diseño para mantener una lubricación estable, evitando así que exista contacto metal con metal es:

$$\frac{\mu * N}{P} \geq 1,7 * 10^{-6} \quad (1.7)$$

Dónde:

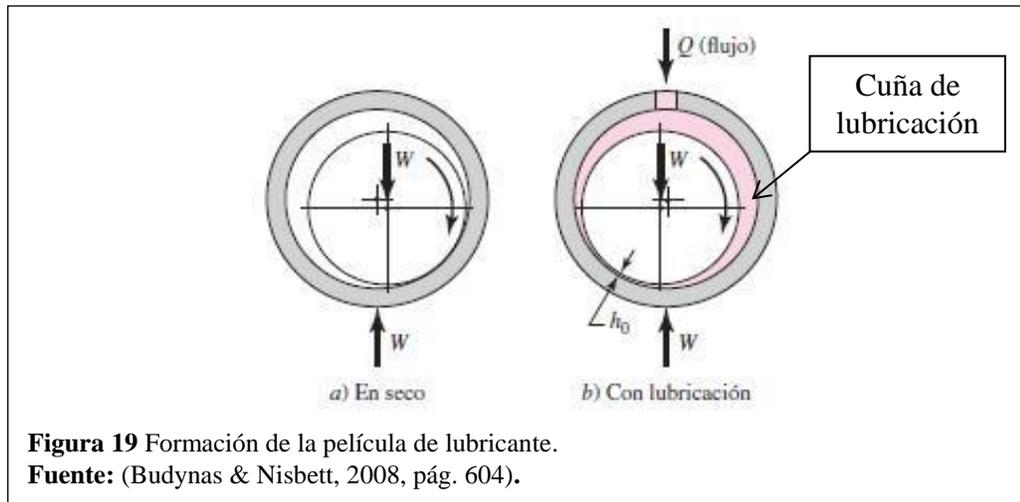
P : Presión [Pa] N : Velocidad angular [rev/s]

μ : Viscosidad dinámica [Pa*s]

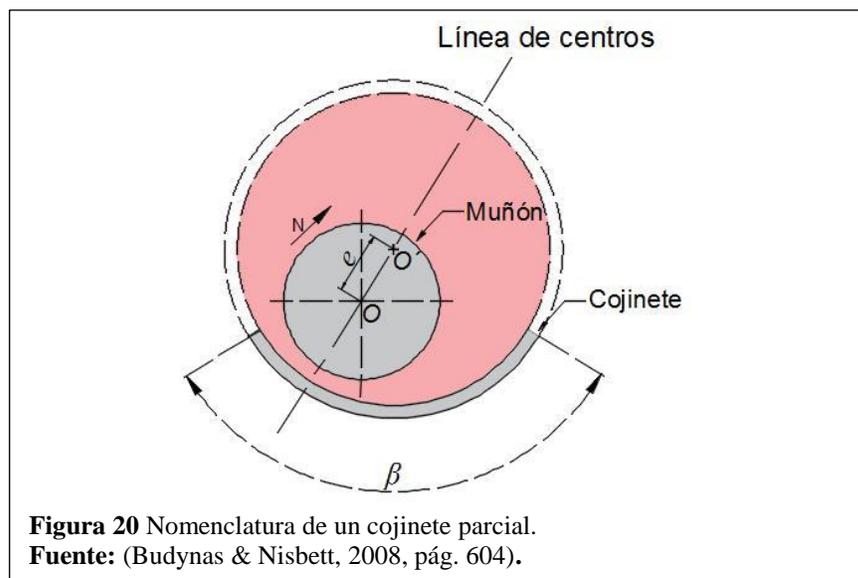
1.4.4.3 Formación de la película gruesa.

Al instante que se va a producir el movimiento relativo, el cojinete estará parcialmente seco por lo que hay contacto con el muñón, y este empezará a escalar por las paredes del cojinete, esto se puede observar en la Figura 19a, el lubricante será introducido por la parte superior del cojinete como se ve en la Figura 19b. El muñón será el encargado de

distribuir el lubricante por todo el cojinete en la misma dirección en la que se mueve (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 604).



La holgura radial c es la diferencia entre los radios del cojinete y del muñón. Como se puede ver en la Figura 20, O es el centro del muñón y O' del cojinete, la distancia entre estos es la excentricidad e , el ángulo β , describe la longitud angular del cojinete parcial.



1.4.4.4 Criterios de diseño de Trumpler.

Para Trumpler, quien fue un exitoso diseñador de cojinetes se debe mantener como mínimo un espacio entre las superficies del muñón y del cojinete de 200 μ pulg para permitir el paso de partículas que pueden ser desprendidas al iniciar el movimiento debido al contacto metal con metal. La ecuación que se muestra a continuación representa las condiciones óptimas que debe tener el espesor mínimo de lubricante (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 611).

$$h_0 \geq 0.0002 + 0.00004 * d[\text{pulg}] \quad (1.8)$$

Dónde:

h_0 : Espesor mínimo de la película de lubricante [pulg]

d : Diámetro del muñón [pulg]

Debido a la diferencia de durezas que existe entre el muñón y el cojinete, el último resulta más afectado, ya que al iniciar el movimiento existe un contacto metal con metal, por lo cual la carga de inicio en relación con el área proyectada está limitada a:

$$P = \frac{W}{l * D} \quad (1.9)$$

$$\frac{W_i}{l * D} \leq 2413165 \text{ Pa} \quad (1.10)$$

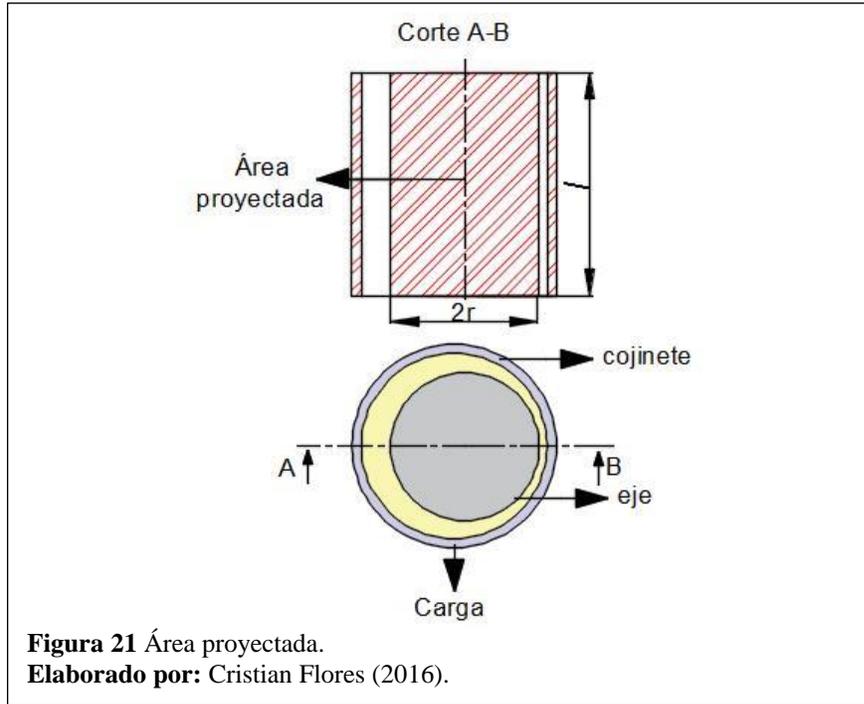
Dónde:

W_i : Carga sobre el cojinete [N]

D : Diámetro interior del cojinete [m]

l : Longitud del muñón [m]

En la Figura 21 se muestra el área proyectada



En el Capítulo 2 se utilizará las ecuaciones presentadas en esta sección para poder obtener de manera teórica las presiones máximas y mínimas, además de las holguras mínimas necesarias para que exista lubricación hidrodinámica en los diversos casos.

CAPÍTULO 2

ENSAYOS Y RESULTADOS

En esta parte se va a realizar cálculos y experimentos, en los cuales se pretende encontrar la capa más gruesa de lubricante, las presiones máximas y mínimas, además de sus ubicaciones en el cojinete.

Los cálculos y los ensayos a realizar son:

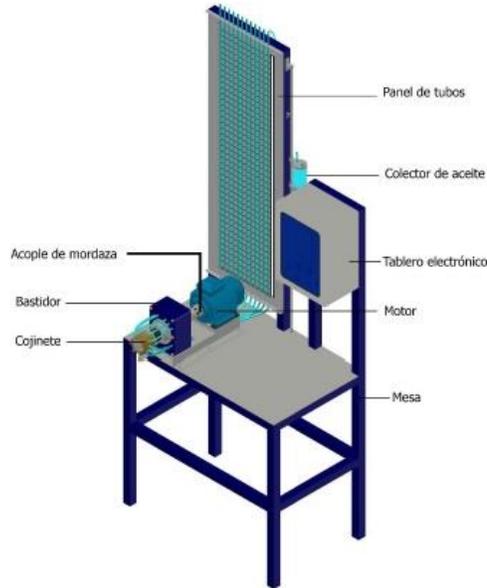
- A velocidad constante y carga variable.
- A velocidad variable y carga constante.

2.1 Equipo:

La máquina que se va a utilizar, es el equipo para ensayos de lubricación hidrodinámica ubicado en los laboratorios de Ingeniería Mecánica de la Universidad Politécnica Salesiana campus Kennedy,

Como se puede ver en la Figura 22, la máquina consta con un panel de 12 tubos manométricos, cada uno de estos conectado a una toma de presión, distribuidas alrededor del cojinete cada 30°. El cojinete se conecta con un colector de aceite colocado al lado de los tubos, de donde es transportado el lubricante por una manguera. Consta también de un porta pesas. Además cuenta con un tablero electrónico que tiene un variador de frecuencias para variar la velocidad del eje que esta acoplado a un motor trifásico de ½ Hp de potencia.

a. Máquina para ensayos de lubricación.



b. Disposición de las mangueras en el cojinete.

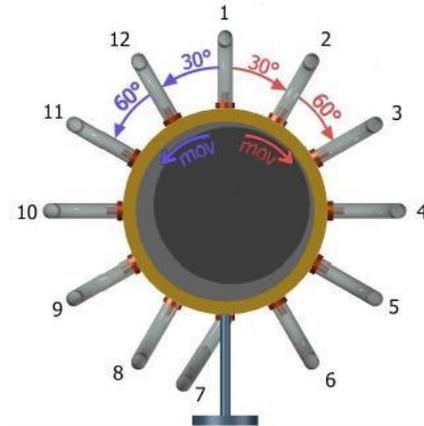


Figura 22 Máquina para ensayos de lubricación hidrodinámica

Fuente: (Silva & Ramirez, 2015, pág. 63).

2.2 Cálculos:

Para realizar los cálculos, se utilizará las ecuaciones del Capítulo 1, las gráficas de Raymondi y Boyd que están ubicadas en los anexos 2 y las dimensiones fijas de diseño del cojinete ubicadas en la Tabla 2.

Tabla 2 Dimensiones fijas del cojinete

Dimensiones fijas del cojinete		
Longitud angular del cojinete parcial (β)	360	°
Diámetro del muñon (d)	60	mm
longitud del cojinete (l)	60	mm
Holgura entre el muñon y el cojinete (c)	2	mm
Masa inicial del cojinete (Wb)	1,6	Kg

Nota: (Silva & Ramirez, 2015) utilizaron estos datos para la fabricación del cojinete. **Elaborado por:** Cristian Flores (2016)

Para completar la Tabla 3, se parte del número de revoluciones por minuto, el peso, la presión del cojinete en el área proyectada del muñón y el número de Sommerfield, se utilizan los valores de la Tabla 2, además de las gráficas de Raymondi y Boyd (Anexo2).

Se debe usar las gráficas de Raymondi y Boyd (Anexo 2); el Anexo 2.1 se utiliza para calcular la presión máxima $P_{cmáx}$ en el lubricante, el Anexo 2.2 para calcular el espesor mínimo h_0 de la película de lubricante, el Anexo 2.3 para obtener el ángulo ϕ donde se encuentra el espesor mínimo de la película de lubricante, y el Anexo 2.4 para obtener los ángulos $\theta_{pcmáx}$ donde se encuentra la película de presión máxima y θ_{pc0} que es la posición final de la película de aceite.

2.2.1 Cálculos a 50 grados Celsius

Como se puede ver en la Figura 10 (pág. 10), el aceite SAE 20W50 tiene una viscosidad cinemática de 104 cSt. Con una densidad de 880 kg/m^3 se obtiene una viscosidad absoluta de $0,09152 \text{ [Pa}\cdot\text{seg]}$ a una temperatura de 50 grados Celsius, que es la temperatura aproximada a la que llega el lubricante cuando la máquina está en funcionamiento.

Tabla 3 Resultados teóricos a 50° Celsius

CÁLCULO N° 1.										
VELOCIDAD VARIABLE Y CARGA CONSTANTE										
LUBRICANTE SAE 20W50 MANNOL Y HAVOLINE										
VALORES INICIALES				RESULTADOS TEÓRICOS						
N:variable W: constante		$P = \frac{w}{2rl}$	$S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \frac{\mu N}{P}$	ANEXO 2.1		ANEXO 2.2		ANEXO 2.3	ANEXO 2.4	
N	W	P	S	P/ρcmáx	ρcmáx	h0/c	h0	φ	θρcmáx	θρc0
[rpm]	[kgf]	[Pa]	[Pa]	...	[mm]	[°]	[°]	[°]
1000	15,70	4360	0,0789	0,375	11626,67	0,290	0,580	44,0	19,0	64,5
1500	15,70	4360	0,1183	0,415	10506,02	0,385	0,770	50,0	18,8	73,5
1750	15,70	4360	0,1381	0,430	10139,53	0,420	0,840	52,0	18,6	76,0
2000	15,70	4360	0,1578	0,442	9864,25	0,450	0,900	54,0	18,4	79,0
CARGA VARIABLE Y VELOCIDAD CONSTANTE										
VALORES INICIALES				RESULTADOS TEÓRICOS						
N: constante W: variable		$P = \frac{w}{2rl}$	$S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \frac{\mu N}{P}$	ANEXO 2.1		ANEXO 2.2		ANEXO 2.3	ANEXO 2.4	
N	W	P	S	P/ρcmáx	ρcmáx	h0/c	h0	φ	θρcmáx	θρc0
[rpm]	[kgf]	[Pa]	[Pa]	...	[mm]	[°]	[°]	[°]
1750	15,70	4360,00	0,1381	0,430	10139,53	0,420	0,840	52,0	18,6	76,0
1750	16,68	4632,50	0,1299	0,420	11029,76	0,412	0,824	51,5	18,6	75,0
1750	17,66	4905,00	0,1227	0,418	11734,45	0,400	0,800	51,0	18,8	73,5
1750	18,64	5177,50	0,1163	0,416	12445,91	0,380	0,760	49,0	18,8	73,0

Elaborado por: Cristian Flores (2016).

2.2.2 Comprobación de existencia de lubricación hidrodinámica.

Con los valores de la Tabla 2. se puede obtener la relación l/d , que tiene un valor de 1. Se trabaja en un rango de velocidades entre las 1000 y las 2000 RPM como se puede observar en la Tabla 3. Con estos valores se procede a comprobar si se cumple la Inecuación 1.10..

$$\frac{W_i}{l * D} \leq 2413165 Pa$$

$$\frac{1,6 kg * 9,81 \frac{m}{s^2}}{0,06 m * 0,06 m} \leq 2413165 Pa$$

$$4360 Pa \leq 2413165 Pa$$

Como se puede observar la presión ejercida por el peso del cojinete esta muy por debajo de la condición establecida por Trumpler.

Para comprobar si existe lubricación hidrodinámica se va a trabajar con los valores de 1000 RPM a 15,7 N, los cuales serán reemplazados por la letra “A” y de 1750 RPM a 18,64 N que serán reemplazados por la letra “B”.

Se debe calcular la presión sobre el área proyectada, para eso se utiliza la Ecuación 1.9 para los valores de A y B.

$$P_A = \frac{1,6kg * 9,81 \frac{m}{s^2}}{0,06m * 0,06m} = 4360 Pa \qquad P_B = \frac{1,9kg * 9,81 \frac{m}{s^2}}{0,06m * 0,06m} = 5177,50 Pa$$

Los resultados de las presiones deben cumplir con la Inecuación 1,10.

$$\frac{W_i}{l * D} \leq 2413165 Pa$$

$$4360 \leq 2413165 Pa$$

$$5177,5 \leq 2413165 Pa$$

Las presiones en ambos casos están muy por debajo del parámetro, por lo cual no le causan ningún problema al cojinete.

Para obtener la presión máxima a la que se podría llegar en los tubos manométricos se trabaja con el aceite Havoline que tiene una densidad de 880 Kg/m³ y según (Silva & Ramirez, 2015) se debe tomar una altura de 1,31 m., para esto se utiliza la Ecuación 2.1.

$$P_{m\acute{a}x} = d * g * ht \qquad (2.1)$$

Dónde:

Pc: presión en cada uno de los puntos del cojinete [Pa]

d: densidad del lubricante [Kg/m³]

g: gravedad [m/s²]

ht: altura en cada uno de los tubos manométricos [m]

$$P_{m\acute{a}x} = 880 \frac{kg}{m^3} * 9,81 \frac{m}{s^2} * 1,31m$$

$$P_{m\acute{a}x} = 11\,308,97\ Pa$$

Como se puede ver en la Tabla 3. para los dos casos esta no es la presión máxima, para 1000 RPM y 15,7 N se obtiene una presión de 11626,67 Pa y a 1750 RPM y 18,64 N una de 12445,91 Pa, dichas presiones dan unas alturas de 1,35 m y 1,44 m respectivamente. A la altura de 1,44 m no es posible llegar en los experimentos ya que tenemos una altura límite de 1,365 m tomando en cuenta el segmento de la manguera que esta colocada en la parte superior del panel de tubos, por lo cual se vuelve a calcular la P_{máx} con esta altura y se trabajará con esta presión para comprobar si existe o no lubricación hidrodinámica en el cojinete en el segundo caso.

$$P_{m\acute{a}x} = 880 \frac{kg}{m^3} * 9,81 \frac{m}{s^2} * 1,365m$$

$$P_{m\acute{a}x} = 11783,77\ Pa$$

Conociendo las presiones A y B, además de la presión máxima, procedemos a comprobar que se encuentren dentro de la región estable con ayuda de la Ecuación 1.7,

para lo cual se trabaja con una viscosidad absoluta a 50 grados Celsius que es de 0,09152 [Pa*seg].

$$\frac{\mu * N}{P} \geq 1,7 * 10^{-6}$$

Para A:

Para B:

$$\frac{(0,09152) * 16,67}{4360} \geq 1,7 * 10^{-6}$$

$$\frac{(0,09152) * 29,17}{5177,5} \geq 1,7 * 10^{-6}$$

$$3,499 * 10^{-4} \geq 1,7 * 10^{-6}$$

$$5,156 * 10^{-4} \geq 1,7 * 10^{-6}$$

Ambos casos estan dentro de la región estable, por lo tanto se puede concluir que existe una película lo suficientemente gruesa.

Para obtener el número de Sommerfield se debe utilizar la relación P/Pmáx ya que se está tomando en cuenta la altura máxima que se puede alcanzar en el panel, además del Anexo 2.1., por lo cual no será necesario utilizar la Ecuación 1.6.

Para A:

Para B:

$$\frac{P_A}{P_{cmáx}} = 0,375$$

$$\frac{P_B}{P_{cmáx}} = 0,4394$$

$$S_A = 0,078$$

$$S_B = 0,15$$

Para obtener el espesor mínimo de película se debe utilizar el Anexo 2.2.

Para A:

Para B:

$$\frac{h_{0A}}{c} = 0,292$$

$$\frac{h_{0B}}{c} = 0,45$$

Como se sabe que la variable c es igual a 2 mm, se despeja h₀.

Para A:

$$h_{0A} = 0,292 * 2 = 0,584 \text{ mm}$$

Para B:

$$h_{0B} = 0,45 * 2 = 0,90 \text{ mm}$$

Los valores de espesor mínimo de película deben cumplir con la Inecuación 1,8 que es uno de los parámetros de diseño de Trumpler.

$$h_0 \geq 0,0002 + 0,00004 * d \text{ [pulg]}$$

Para A:

$$0,584\text{mm} * \frac{1\text{pulg}}{25,4\text{mm}} \geq 0,0002 + 0,00004 * 60\text{mm} * \frac{1\text{pulg}}{25,4\text{mm}}$$

$$0,02299 \text{ pulg} \geq 0,000294 \text{ pulg}$$

Para B:

$$0,90\text{mm} * \frac{1\text{pulg}}{25,4\text{mm}} \geq 0,0002 + 0,00004 * 60\text{mm} * \frac{1\text{pulg}}{25,4\text{mm}}$$

$$0,0354 \text{ pulg} \geq 0,000294 \text{ pulg}$$

Ambos casos cumplen la condición de espesor mínimo de película.

El siguiente paso es el cálculo del parámetro de película de lubricante, para esto se utiliza la Ecuación 1.5, se toman los valores de espesor mínimo de película obtenidos y se utilizan los valores de los acabados superficiales para el muñón R_a : $3\mu\text{m}$ (torneado) y para el cojinete R_b : $0,12\mu\text{m}$ (cojinete simple), dichos valores se obtienen de (Silva & Ramirez, 2015, pág. 55).

$$\lambda = \frac{h_{\text{mín}}}{(R_a^2 + R_b^2)^{\frac{1}{2}}}$$

Para A:

$$\lambda_A = \frac{h_{0A\text{mín}}}{(R_a^2 + R_b^2)^{\frac{1}{2}}}$$

$$\lambda_A = \frac{584 \mu\text{m}}{(3 \mu\text{m}^2 + 0,12 \mu\text{m}^2)^{\frac{1}{2}}} = 194,51$$

Para B:

$$\lambda_B = \frac{h_{0B\text{mín}}}{(R_a^2 + R_b^2)^{\frac{1}{2}}}$$

$$\lambda_B = \frac{900 \mu\text{m}}{(3 \mu\text{m}^2 + 0,12 \mu\text{m}^2)^{\frac{1}{2}}} = 299,76$$

Los parámetros de película calculados deben compararse con los valores de la Tabla 1 para de esta manera ver dentro de que regímenes de lubricación se encuentran. Para que exista lubricación hidrodinámica que es el caso de estudio debe existir la siguiente relación.

$$5 \leq \lambda$$

Para A.

$$5 \leq 194,51$$

Para B.

$$5 \leq 299,76$$

Con lo cual queda comprobado que existe lubricación hidrodinámica en ambos casos.

2.3 Experimentos.

La curva de presiones en la capa de lubricantes formada alrededor del cojinete sólo puede ser obtenida experimentalmente, ya que no existe ninguna ecuación que nos permita calcular las presiones en diferentes puntos del cojinete, salvo las máximas y mínimas. Para realizar los ensayos es necesario conocer la densidad y la altura máxima *HT* del lubricante en cada uno de los tubos manométricos.

Utilizando la ecuación de presión hidrostática (Ecuación 2.1), además de las alturas hidrostáticas obtenidas en los experimentos se puede conocer las presiones existentes en

cada una de las 12 tomas de presión colocadas alrededor del cojinete. Las presiones obtenidas son utilizadas para llenar las Tablas del Anexo 1.

Las Tablas 4, 5, 6, 7, muestran los resultados de los diferentes ensayos.

Tabla 4 Presión en el cojinete con aceite Mannol a carga constante de 1,6 Kg y velocidad variable.

RPM	1000	1500	1750	2000
Posición	Pa			
1	11864,76	11342,09	11185,28	11141,73
2	11237,55	10854,25	10819,41	10610,34
3	8737,41	8545,77	9460,45	8719,99
4	4721,51	5592,64	6812,22	6402,79
5	2726,63	4320,79	5470,68	5174,50
6	2822,45	4486,31	5514,24	4895,74
7	3972,34	5226,77	6176,30	5418,42
8	5069,96	6063,05	7030,00	6211,14
9	6298,26	6986,45	7909,84	7212,94
10	7561,39	7979,53	8841,95	8380,25
11	8911,64	9120,71	9843,75	9678,23
12	10235,75	9744,44	10775,85	10854,25

Elaborado por: Cristian Flores (2016).

Tabla 5 Presión en el cojinete con aceite Mannol a carga variable y velocidad constante de 1750 RPM.

Kg	1,6	1,7	1,8	1,9
Posición	Pa			
1	11185,28	11525,02	11821,21	11890,90
2	10819,41	10688,74	10653,90	10871,68
3	9460,45	8362,83	8371,54	8484,79
4	6812,22	5392,28	5549,09	5418,42
5	5470,68	4042,03	3798,12	3841,67
6	5514,24	4033,32	3440,96	3667,45
7	6176,30	4765,07	3998,48	4407,91
8	7030,00	5644,91	5078,68	5418,42
9	7909,84	6716,40	6350,52	6655,42
10	8841,95	7892,42	7378,45	8467,36
11	9843,75	9172,98	9469,16	9591,12
12	10775,85	10505,80	10880,39	10984,92

Elaborado por: Cristian Flores (2016).

Tabla 6 Presiones en el cojinete con aceite Havoline a carga constante de 1.6 Kg y velocidad variable.

RPM	1000	1500	1750	2000
Posición	Pa			
1	11723,34	11196,74	10825,53	10462,95
2	10480,22	10298,93	10169,44	9573,78
3	8486,04	8313,39	8425,61	7182,49
4	5257,38	5637,22	6103,39	5205,58
5	3349,53	4091,95	4471,79	3902,03
6	3211,40	3694,84	3919,29	3513,55
7	4083,31	4186,91	4109,21	3703,47
8	5067,45	5067,45	5015,66	4532,22
9	6112,02	6137,92	6146,55	5611,32
10	7208,39	7458,74	7605,50	7130,69
11	8391,08	8917,68	9038,54	8839,99
12	9599,67	10462,95	10316,20	10350,73

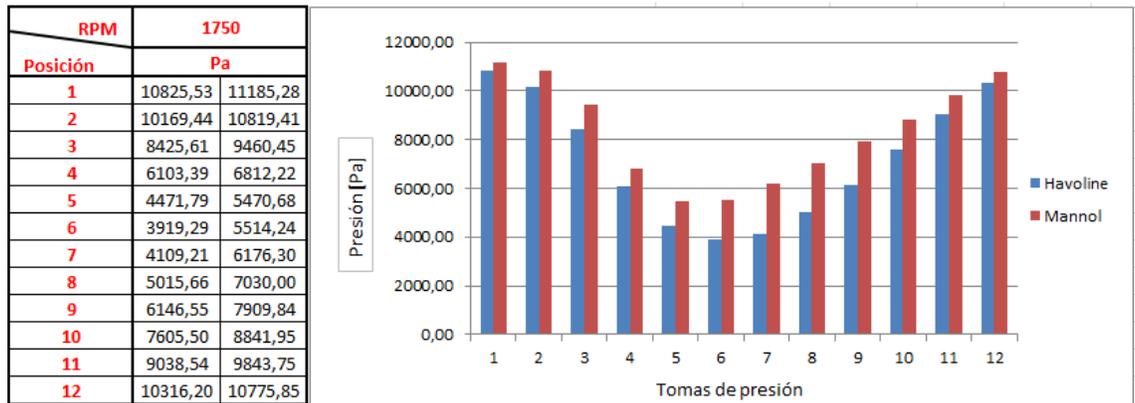
Elaborado por: Cristian Flores (2016).

Tabla 7 Presiones en el cojinete con aceite Havoline a carga variable y velocidad constante de 1750 RPM

Kg	1,6	1,7	1,8	1,9
Posición	Pa			
1	10825,53	11015,45	11706,08	11757,87
2	10169,44	10298,93	10497,48	10506,12
3	8425,61	8373,83	8434,25	7458,74
4	6103,39	5732,18	5585,42	5680,38
5	4471,79	4014,25	3729,37	3634,41
6	3919,29	3651,67	3340,89	3409,96
7	4109,21	4048,78	3789,80	3867,49
8	5015,66	4946,59	4756,67	4635,81
9	6146,55	6181,08	5999,80	5904,84
10	7605,50	7484,64	7363,78	7018,47
11	9038,54	8883,15	8900,42	8494,68
12	10316,20	10342,09	10298,93	10203,97

Elaborado por: Cristian Flores (2016).

Tabla 8 Comparación entre aceite Mannol y Havoline a 1750 RPM y 1,6 Kg



Elaborado por: Cristian Flores (2016).

2.4 Comparación entre los resultados teóricos y experimentales.

Para realizar la caracterización del lubricante 20W50 se debe hacer una comparación entre los resultados teóricos y experimentales. Se analizará las variables que son posibles

obtener en ambos casos: la presión máxima, espesor mínimo de película y el ángulo donde se encuentra la película de presión máxima, esto se aprecia en las Tablas 9 y 10.

Tabla 9 Carga constante y velocidad variable.

N	W	Resultados teóricos			Ensayos Havoline			Ensayos Mannol		
		P _{máx}	h ₀	θ _{pcmáx}	P _{máx}	h ₀	θ _{pcmáx}	P _{máx}	h ₀	θ _{pcmáx}
[RPM]	[N]	[Pa]	[mm]	[°]	[Pa]	[mm]	[°]	[Pa]	[mm]	[°]
1000	15,70	11626,67	0,58	19,0	11723,34	1,10	0	11864,76	1,10	0
1500	15,70	10506,02	0,77	18,8	11196,74	1,30	0	11342,09	1,10	0
1750	15,70	10139,53	0,84	18,6	10825,53	1,40	0	11185,28	1,30	0
2000	15,70	9864,25	0,90	18,4	10462,95	1,50	0	11141,73	1,40	0

Elaborado por: Cristian Flores (2016).

Tabla 10 Carga variable y velocidad constante.

N	W	Resultados teóricos			Ensayos Havoline			Ensayos Mannol		
		P _{máx}	h ₀	θ _{pcmáx}	P _{máx}	h ₀	θ _{pcmáx}	P _{máx}	h ₀	θ _{pcmáx}
[RPM]	[N]	[Pa]	[mm]	[°]	[Pa]	[mm]	[°]	[Pa]	[mm]	[°]
1750	15,70	10139,53	0,84	18,6	10825,53	1,40	0	11185,28	1,30	0
1750	16,68	11029,76	0,82	18,6	11015,45	1,30	0	11525,02	1,30	0
1750	17,66	11734,45	0,80	18,8	11706,08	1,20	0	11821,21	1,20	0
1750	18,64	12445,91	0,76	18,8	11757,87	1,00	0	11890,90	1,10	0

Elaborado por: Cristian Flores (2016).

Conclusiones

- Como se puede ver en la Tabla 3, la presión sobre el área efectiva no varía al trabajar con carga constante y número de revoluciones variable, ya que esta presión depende únicamente de la carga en el cojinete.
- A mayor carga existe mayor excentricidad; es decir el muñón tienen a descentrarse. Esto ocurre debido a que la excentricidad aumenta cuando disminuye el número de Sommerfeld, como se puede ver en el Anexo 2.2.
- En las Tablas 4, 5, 6 y 7, se observa que la presión máxima se encuentra en la primera toma de presión, esto afirma lo que dijo Tower: la presión no se encuentra uniformemente distribuida, si no que la presión máxima se encuentra en el centro del cojinete.
- En los ensayos 1, 2, 3, 4, 8, 9, 10, 11 (Anexo 1), se observa que a mayor velocidad existe menor excentricidad, es decir que el muñón tiende a centrarse. Esto se debe a que no existe una gran diferencia entre las presiones que se producen dentro del cojinete, por lo que la película de lubricante es más homogénea.
- En la Tabla 3 se observa que si aumenta la carga a velocidad constante la presión máxima aumenta. Esto se debe a que se necesita una mayor presión en el cojinete para que se pueda soportar la carga que se ha incrementado.
- De acuerdo con los ensayos realizados, el rango de mejor desempeño del aceite Havolione 20W50, se obtiene cuando se trabaja entre 1000 y 2000 RPM con una carga de 15,7 N y a 1750 RPM con una carga de 16,68 N,

debido a que en estos casos la presión máxima no es muy elevada, esto quiere decir que hay una mejor distribución de las presiones alrededor del eje.

- De acuerdo con los ensayos realizados, el rango de mejor desempeño del aceite Mannol 20W50, se obtiene cuando se trabaja a 1750 y 2000 RPM con una carga de 15,7 N y a 1750 RPM con una carga de 16,68 N, debido a que en estos casos la presión máxima no es muy elevada, esto quiere decir que hay una mejor distribución de las presiones alrededor del eje.
- Ambos lubricantes tienen un espesor mínimo de lubricante similar, el cual es mayor al del teórico debido a que existe una holgura exagerada en la máquina para ensayos de lubricación hidrodinámica, ya que está diseñada de esa manera por motivos didácticos y experimentales; por lo cual esta diferencia obtenida en los ensayos es aceptable.
- Como dice (chevron.com, 2015) “pueden esperarse variaciones menores en la información de pruebas típicas de producto en fabricación normal”, por ende se puede esperar variaciones en los ensayos ya que se trabajó con aceites de diversas marcas. Como se puede ver en el Anexo 4, hay una diferencia entre las densidades y las viscosidades de los aceites, por lo cual al momento de realizar los ensayos se generan las diferencias de presiones que se muestran en la Tabla 8.
- Como se puede ver en el Capítulo 2, los resultados de los ensayos con los lubricantes SAE 20W50 Havoline y Mannol son muy similares, por lo que no se consideró utilizar aceites de otras marcas, pero la metodología desarrollada para delimitar el rango de mejor desempeño de los lubricantes puede ser utilizada para otros aceites.

Recomendaciones

- Para poder hacer la comparación entre los resultados teóricos y experimentales se debe trabajar con viscosidad a 50°C al momento de hacer los cálculos, debido a que la temperatura de trabajo en los ensayos fluctúa entre los 45 y 50 grados Celsius.
- Al momento de hacer el cambio de aceite, se debe utilizar un compresor ya que de esta manera se asegurará que no queden residuos en los tubos manométricos.
- Medir la altura en los tubos manométricos 10 minutos después de haber prendido la máquina, ya que ese es el tiempo necesario para que el aceite deje de moverse dentro del panel de tubos.
- Realizar todos los ensayos con la máquina girando en el mismo sentido, para de esta manera tener una mayor exactitud en los resultados.

Bibliografía

Barona, C. (1967). *Lubricación industrial*. Monterrey.

Budynas, R., & Nisbett, K. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. México: McGraw-Hill.

chevron.com. (19 de 11 de 2015). Obtenido de

<https://cglapps.chevron.com/msdspds/PDSDetailPage.aspx?docDataId=315009&docFormat=PDF>

Díaz del Castillo, F. (2007). *Tribología: fricción, desgaste y lubricación*. Cuautitlán Izcalli, México.

Gonzales, R. (s.f.). *monografias.com*. Recuperado el 21 de 04 de 2016, de

<http://www.monografias.com/trabajos94/lubricacion-y-lubricantes/lubricacion-y-lubricantes2.shtml>

Hamrock, Jacobson, & Schmid. (2000). *Elementos de máquinas*. México D.F.: McGrawHill.

Mannol.ec. (s.f.). Obtenido de

http://mannol.de/imgbank/Image/public/images/bilder_chemie/msds/SAFARI_20W50_tds.pdf

Manual del Instalador Digital. (2014). Recuperado el 23 de marzo de 2016, de Manual del Instalador Digital:

http://www.sistemamid.com/panel/uploads/biblioteca/2014-10-11_10-37-06111594.pdf

Mora, J. (02 de 2012). *Caracterización tribológica del par bronce-acero en un contacto anillo.bloque*. Veracruz.

Morales Espejel, G., & Quiñones, A. (04 de 2000). Recuperado el 16 de 06 de 2016, de <http://www.mty.itesm.mx/die/ddre/transferencia/Transferencia50/eli-01.htm>

Palate Gaybor, L. (2009). *¿Qué es viscosidad?* El Cid Editor.

Piovan, M. T. (2014). *Universidad Tecnológica Nacional*. Recuperado el 28 de 05 de 2016, de

<http://www.frbb.utn.edu.ar/frbb/images/carreras/elementosdemaquinas/cap07-02.pdf>

San Román, J., Quesada, A., & Olmeda, E. (2009). *Universidad Carlos III de Madrid*.

Recuperado el 24 de 06 de 2016, de http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/tecnologia-de-maquinas/material-de-clase-1/lubricacion_apuntes_transp.pdf

Silva, R., & Ramirez, R. (2015). *Diseño y construcción de un equipo para ensayos de lubricación hidrodinámica para el laboratorio de tribología de la Universidad Politécnica Salesiana - Campus Kennedy*. Quito.

Universidad Carlos III de Madrid. (04 de 11 de 2011). Recuperado el 02 de 06 de 2016, de <http://materias.fi.uba.ar/7201/Lubricantes2009.pdf>

Web del profesor. (s.f.). Obtenido de

http://webdelprofesor.ula.ve/ingenieria/josedel/josedel/ asignaturas-pregrado_files/FABRICACIO%CC%81N%20DE%20BASES%20LUBRICANTES.pdf

Widman, R., & Linares, O. (29 de Diciembre de 2015). *Widman Internacional SRL*.

Recuperado el 19 de Abril de 2016, de Widman Internacional SRL:
<http://widman.biz/boletines/45.html>

Anexos

Anexo 1. Resultados de los ensayos.

ENSAYO N° 1					
Velocidad	[RPM]	1000			
Sentido de giro	[H/AH]	Horario			
Masa del buje (Wb)	[Kg]	1,6			
Masa adicional (Wa)	[Kg]	0			
Carga total (WT)	[N]	15,7			
Densidad	[kg/m3]	888			
Altura desde SR.	[m]	0,655			
TOMA DE DATOS					
Tomas de presión	Ángulo	Hb	HT	Presión	Espesor
	[°]	[m]	[m]	[Pa]	[m]
1	0°	0,707	1,362	11864,76	0,0032
2	30°	0,635	1,29	11237,55	0,0028
3	60°	0,348	1,003	8737,41	0,0023
4	90°	-0,113	0,542	4721,51	0,0021
5	120°	-0,342	0,313	2726,63	0,0015
6	150°	-0,331	0,324	2822,45	0,0011
7	180°	-0,199	0,456	3972,34	0,0013
8	210°	-0,073	0,582	5069,96	0,0014
9	240°	0,068	0,723	6298,26	0,0017
10	270°	0,213	0,868	7561,39	0,0021
11	300°	0,368	1,023	8911,64	0,0023
12	330°	0,52	1,175	10235,75	0,0026

ENSAYO N° 2					
Velocidad	[RPM]	1500			
Sentido de giro	[H/AH]	Horario			
Masa del buje (Wb)	[Kg]	1,6			
Masa adicional (Wa)	[Kg]	0			
Carga total (WT)	[N]	15,7			
Densidad	[kg/m3]	888			
Altura desde SR.	[m]	0,655			
TOMA DE DATOS					
Tomas de presión	Ángulo	Hb	HT	Presión	Espesor
	[°]	[m]	[m]	[Pa]	[m]
1	0°	0,647	1,302	11342,09	0,0028
2	30°	0,591	1,246	10854,25	0,0025
3	60°	0,326	0,981	8545,77	0,0023
4	90°	-0,013	0,642	5592,64	0,0018
5	120°	-0,159	0,496	4320,79	0,0017
6	150°	-0,14	0,515	4486,31	0,0011
7	180°	-0,055	0,6	5226,77	0,0012
8	210°	0,041	0,696	6063,05	0,0038
9	240°	0,147	0,802	6986,45	0,0022
10	270°	0,261	0,916	7979,53	0,0024
11	300°	0,392	1,047	9120,71	0,0026
12	330°	0,4636	1,1186	9744,44	0,00028

ENSAYO N° 3					
Velocidad	[RPM]	1750			
Sentido de giro	[H/AH]	Horario			
Masa del buje (Wb)	[Kg]	1,6			
Masa adicional (Wa)	[Kg]	0			
Carga total (WT)	[N]	15,7			
Densidad	[kg/m3]	888			
Altura desde SR.	[m]	0,655			
TOMA DE DATOS					
Tomas de presión	Ángulo	Hb	HT	Presión	Espesor
	[°]	[m]	[m]	[Pa]	[m]
1	0°	0,629	1,284	11185,28	0,0032
2	30°	0,587	1,242	10819,41	0,0024
3	60°	0,431	1,086	9460,45	0,0019
4	90°	0,127	0,782	6812,22	0,0016
5	120°	-0,027	0,628	5470,68	0,0015
6	150°	-0,022	0,633	5514,24	0,0013
7	180°	0,054	0,709	6176,30	0,0015
8	210°	0,152	0,807	7030,00	0,0013
9	240°	0,253	0,908	7909,84	0,0018
10	270°	0,36	1,015	8841,95	0,0023
11	300°	0,475	1,13	9843,75	0,0028
12	330°	0,582	1,237	10775,85	0,003

ENSAYO N° 4					
Velocidad	[RPM]	2000			
Sentido de giro	[H/AH]	Horario			
Masa del buje (Wb)	[Kg]	1,6			
Masa adicional (Wa)	[Kg]	0			
Carga total (WT)	[N]	15,7			
Densidad	[kg/m3]	888			
Altura desde SR.	[m]	0,655			
TOMA DE DATOS					
Tomas de presión	Ángulo	Hb	HT	Presión	Espesor
	[°]	[m]	[m]	[Pa]	[m]
1	0°	0,624	1,279	11141,73	0,003
2	30°	0,563	1,218	10610,34	0,003
3	60°	0,346	1,001	8719,99	0,0023
4	90°	0,08	0,735	6402,79	0,0022
5	120°	-0,061	0,594	5174,50	0,0018
6	150°	-0,093	0,562	4895,74	0,0017
7	180°	-0,033	0,622	5418,42	0,0014
8	210°	0,058	0,713	6211,14	0,0017
9	240°	0,173	0,828	7212,94	0,0019
10	270°	0,307	0,962	8380,25	0,0021
11	300°	0,456	1,111	9678,23	0,0022
12	330°	0,591	1,246	10854,25	0,0026

ENSAYO N° 5					
Velocidad	[RPM]	1750			
Sentido de giro	[H/AH]	Horario			
Masa del buje (Wb)	[Kg]	1,6			
Masa adicional (Wa)	[Kg]	0,1			
Carga total (WT)	[N]	16,68			
Densidad	[kg/m3]	888			
Altura desde SR.	[m]	0,655			
TOMA DE DATOS					
Tomas de presión	Ángulo	Hb	HT	Presión	Espesor
	[°]	[m]	[m]	[Pa]	[m]
1	0°	0,668	1,323	11525,02	0,0036
2	30°	0,572	1,227	10688,74	0,0031
3	60°	0,305	0,96	8362,83	0,0028
4	90°	-0,036	0,619	5392,28	0,0023
5	120°	-0,191	0,464	4042,03	0,0018
6	150°	-0,192	0,463	4033,32	0,0012
7	180°	-0,108	0,547	4765,07	0,0014
8	210°	-0,007	0,648	5644,91	0,0017
9	240°	0,116	0,771	6716,40	0,0019
10	270°	0,251	0,906	7892,42	0,0022
11	300°	0,398	1,053	9172,98	0,0027
12	330°	0,551	1,206	10505,80	0,0033

ENSAYO N° 6					
Velocidad	[RPM]	1750			
Sentido de giro	[H/AH]	Horario			
Masa del buje (Wb)	[Kg]	1,6			
Masa adicional (Wa)	[Kg]	0,2			
Carga total (WT)	[N]	17,66			
Densidad	[kg/m3]	888			
Altura desde SR.	[m]	0,655			
TOMA DE DATOS					
Tomas de presión	Ángulo	Hb	HT	Presión	Espesor
	[°]	[m]	[m]	[Pa]	[m]
1	0°	0,702	1,357	11821,21	0,0031
2	30°	0,568	1,223	10653,90	0,0026
3	60°	0,306	0,961	8371,54	0,0023
4	90°	-0,018	0,637	5549,09	0,0017
5	120°	-0,219	0,436	3798,12	0,0015
6	150°	-0,26	0,395	3440,96	0,0013
7	180°	-0,196	0,459	3998,48	0,0014
8	210°	-0,072	0,583	5078,68	0,0014
9	240°	0,074	0,729	6350,52	0,0015
10	270°	0,192	0,847	7378,45	0,0018
11	300°	0,432	1,087	9469,16	0,0024
12	330°	0,594	1,249	10880,39	0,0026

ENSAYO N° 7					
Velocidad	[RPM]	1750			
Sentido de giro	[H/AH]	Horario			
Masa del buje (Wb)	[Kg]	1,6			
Masa adicional (Wa)	[Kg]	0,3			
Carga total (WT)	[N]	18,64			
Densidad	[kg/m3]	888			
Altura desde SR.	[m]	0,655			
TOMA DE DATOS					
Tomas de presión	Ángulo	Hb	HT	Presión	Espesor
	[°]	[m]	[m]	[Pa]	[m]
1	0°	0,71	1,365	11890,90	0,003
2	30°	0,593	1,248	10871,68	0,0025
3	60°	0,319	0,974	8484,79	0,0024
4	90°	-0,033	0,622	5418,42	0,0019
5	120°	-0,214	0,441	3841,67	0,0014
6	150°	-0,234	0,421	3667,45	0,0011
7	180°	-0,149	0,506	4407,91	0,0011
8	210°	-0,033	0,622	5418,42	0,0014
9	240°	0,109	0,764	6655,42	0,0015
10	270°	0,317	0,972	8467,36	0,0019
11	300°	0,446	1,101	9591,12	0,0023
12	330°	0,606	1,261	10984,92	0,0025

ENSAYO N° 8					
Velocidad	[RPM]	1000			
Sentido de giro	[H/AH]	Horario			
Masa del buje (Wb)	[Kg]	1,6			
Masa adicional (Wa)	[Kg]	0			
Carga total (WT)	[N]	15,7			
Densidad	[kg/m3]	880			
Altura desde SR.	[m]	0,655			
TOMA DE DATOS					
Tomas de presión	Ángulo	Hb	HT	Presión	Espesor
	[°]	[m]	[m]	[Pa]	[m]
1	0°	0,703	1,358	11723,34	0,0032
2	30°	0,559	1,214	10480,22	0,0027
3	60°	0,328	0,983	8486,04	0,0021
4	90°	-0,046	0,609	5257,38	0,0019
5	120°	-0,267	0,388	3349,53	0,0013
6	150°	-0,283	0,372	3211,40	0,0011
7	180°	-0,182	0,473	4083,31	0,0012
8	210°	-0,068	0,587	5067,45	0,0014
9	240°	0,053	0,708	6112,02	0,0018
10	270°	0,18	0,835	7208,39	0,0021
11	300°	0,317	0,972	8391,08	0,0024
12	330°	0,457	1,112	9599,67	0,0028

ENSAYO N° 9					
Velocidad	[RPM]	1500			
Sentido de giro	[H/AH]	Horario			
Masa del buje (Wb)	[Kg]	1,6			
Masa adicional (Wa)	[Kg]	0			
Carga total (WT)	[N]	15,7			
Densidad	[kg/m ³]	880			
Altura desde SR.	[m]	0,655			
TOMA DE DATOS					
Tomas de presión	Ángulo	Hb	HT	Presión	Espesor
	[°]	[m]	[m]	[Pa]	[m]
1	0°	0,642	1,297	11196,74	0,0031
2	30°	0,538	1,193	10298,93	0,0025
3	60°	0,308	0,963	8313,39	0,002
4	90°	-0,002	0,653	5637,22	0,0019
5	120°	-0,181	0,474	4091,95	0,0016
6	150°	-0,227	0,428	3694,84	0,0013
7	180°	-0,17	0,485	4186,91	0,0014
8	210°	-0,068	0,587	5067,45	0,0015
9	240°	0,056	0,711	6137,92	0,0017
10	270°	0,209	0,864	7458,74	0,0018
11	300°	0,378	1,033	8917,68	0,0021
12	330°	0,557	1,212	10462,95	0,0025

ENSAYO N°10					
Velocidad	[RPM]	1750			
Sentido de giro	[H/AH]	Horario			
Masa del buje (Wb)	[Kg]	1,6			
Masa adicional (Wa)	[Kg]	0			
Carga total (WT)	[N]	15,7			
Densidad	[kg/m ³]	880			
Altura desde SR.	[m]	0,655			
TOMA DE DATOS					
Tomas de presión	Ángulo	Hb	HT	Presión	Espesor
	[°]	[m]	[m]	[Pa]	[m]
1	0°	0,599	1,254	10825,53	0,0029
2	30°	0,523	1,178	10169,44	0,0025
3	60°	0,321	0,976	8425,61	0,0023
4	90°	0,052	0,707	6103,39	0,0018
5	120°	-0,137	0,518	4471,79	0,0017
6	150°	-0,201	0,454	3919,29	0,0014
7	180°	-0,179	0,476	4109,21	0,0016
8	210°	-0,074	0,581	5015,66	0,0016
9	240°	0,057	0,712	6146,55	0,0018
10	270°	0,226	0,881	7605,50	0,0018
11	300°	0,392	1,047	9038,54	0,0021
12	330°	0,54	1,195	10316,20	0,0026

ENSAYO N° 11					
Velocidad	[RPM]	2000			
Sentido de giro	[H/AH]	Horario			
Masa del buje (Wb)	[Kg]	1,6			
Masa adicional (Wa)	[Kg]	0			
Carga total (WT)	[N]	15,7			
Densidad	[kg/m3]	880			
Altura desde SR.	[m]	0,655			
TOMA DE DATOS					
Tomas de presión	Ángulo	Hb	HT	Presión	Espesor
	[°]	[m]	[m]	[Pa]	[m]
1	0°	0,557	1,212	10462,95	0,003
2	30°	0,454	1,109	9573,78	0,0027
3	60°	0,177	0,832	7182,49	0,0021
4	90°	-0,052	0,603	5205,58	0,0017
5	120°	-0,203	0,452	3902,03	0,0016
6	150°	-0,248	0,407	3513,55	0,0015
7	180°	-0,226	0,429	3703,47	0,0017
8	210°	-0,13	0,525	4532,22	0,0018
9	240°	-0,005	0,65	5611,32	0,0018
10	270°	0,171	0,826	7130,69	0,0019
11	300°	0,369	1,024	8839,99	0,0022
12	330°	0,544	1,199	10350,73	0,0025

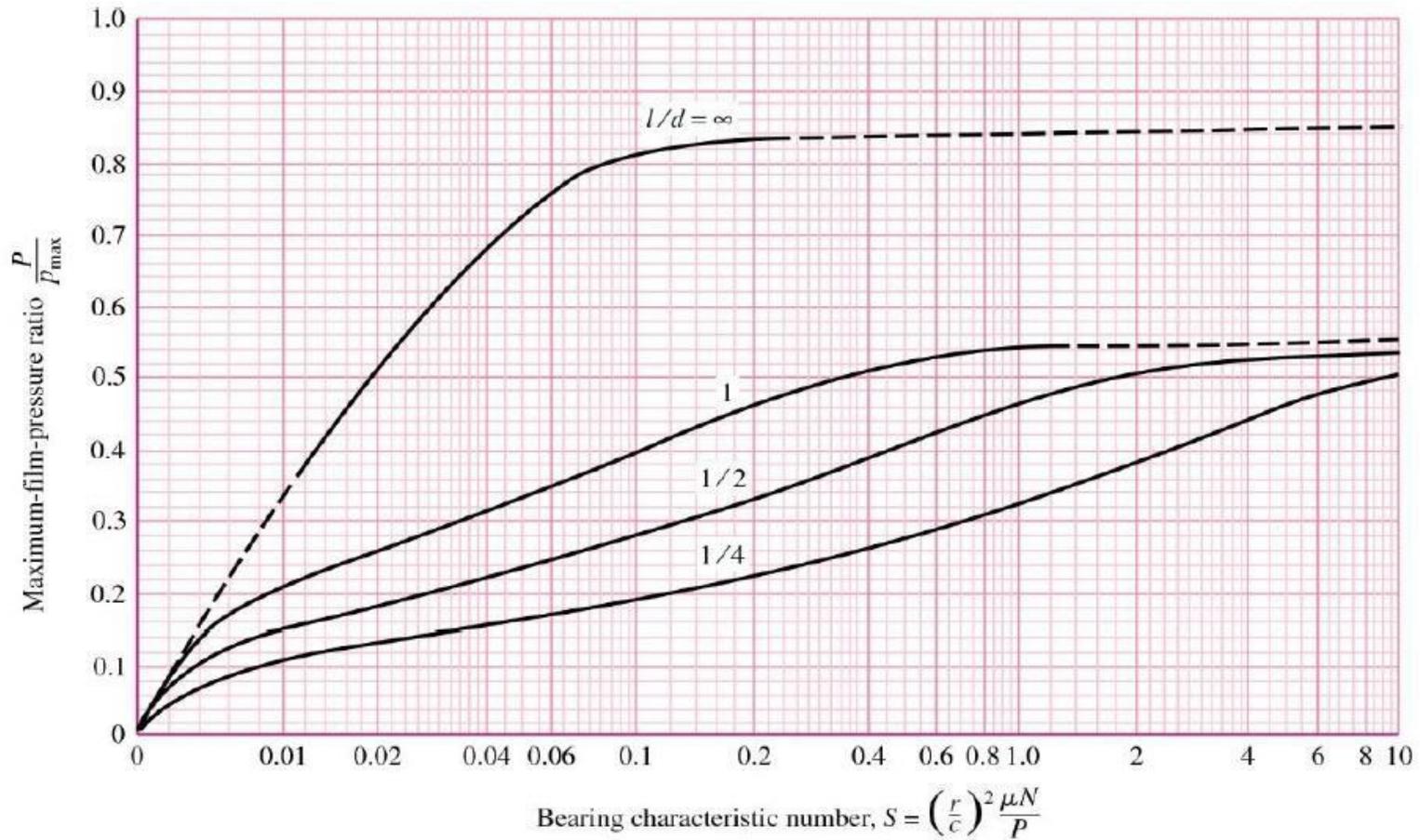
ENSAYO N° 12					
Velocidad	[RPM]	1750			
Sentido de giro	[H/AH]	Horario			
Masa del buje (Wb)	[Kg]	1,6			
Masa adicional (Wa)	[Kg]	0,1			
Carga total (WT)	[N]	16,68			
Densidad	[kg/m3]	880			
Altura desde SR.	[m]	0,655			
TOMA DE DATOS					
Tomas de presión	Ángulo	Hb	HT	Presión	Espesor
	[°]	[m]	[m]	[Pa]	[m]
1	0°	0,621	1,276	11015,45	0,0034
2	30°	0,538	1,193	10298,93	0,003
3	60°	0,315	0,97	8373,82	0,0025
4	90°	0,009	0,664	5732,18	0,0022
5	120°	-0,19	0,465	4014,25	0,002
6	150°	-0,232	0,423	3651,67	0,0013
7	180°	-0,186	0,469	4048,78	0,0014
8	210°	-0,082	0,573	4946,59	0,0014
9	240°	0,061	0,716	6181,08	0,0016
10	270°	0,212	0,867	7484,64	0,0021
11	300°	0,374	1,029	8883,15	0,0024
12	330°	0,543	1,198	10342,09	0,0027

ENSAYO N° 13					
Velocidad	[RPM]	1750			
Sentido de giro	[H/AH]	Horario			
Masa del buje (Wb)	[Kg]	1,6			
Masa adicional (Wa)	[Kg]	0,2			
Carga total (WT)	[N]	17,66			
Densidad	[kg/m3]	880			
Altura desde SR.	[m]	0,655			
TOMA DE DATOS					
Tomas de presión	Ángulo	Hb	HT	Presión	Espesor
	[°]	[m]	[m]	[Pa]	[m]
1	0°	0,701	1,356	11706,08	0,0032
2	30°	0,561	1,216	10497,48	0,0027
3	60°	0,322	0,977	8434,25	0,0024
4	90°	-0,008	0,647	5585,42	0,0021
5	120°	-0,223	0,432	3729,37	0,0016
6	150°	-0,268	0,387	3340,89	0,0012
7	180°	-0,216	0,439	3789,80	0,0014
8	210°	-0,104	0,551	4756,67	0,0015
9	240°	0,04	0,695	5999,80	0,0018
10	270°	0,198	0,853	7363,78	0,0021
11	300°	0,376	1,031	8900,42	0,0021
12	330°	0,538	1,193	10298,93	0,0025

ENSAYO N° 14					
Velocidad	[RPM]	1750			
Sentido de giro	[H/AH]	Horario			
Masa del buje (Wb)	[Kg]	1,6			
Masa adicional (Wa)	[Kg]	0,3			
Carga total (WT)	[N]	18,64			
Densidad	[kg/m3]	880			
Altura desde SR.	[m]	0,655			
TOMA DE DATOS					
Tomas de presión	Ángulo	Hb	HT	Presión	Espesor
	[°]	[m]	[m]	[Pa]	[m]
1	0°	0,707	1,362	11757,87	0,0035
2	30°	0,562	1,217	10506,12	0,003
3	60°	0,209	0,864	7458,74	0,0025
4	90°	0,003	0,658	5680,38	0,0021
5	120°	-0,234	0,421	3634,41	0,0016
6	150°	-0,26	0,395	3409,96	0,001
7	180°	-0,207	0,448	3867,49	0,0013
8	210°	-0,118	0,537	4635,81	0,0015
9	240°	0,029	0,684	5904,84	0,002
10	270°	0,158	0,813	7018,47	0,0025
11	300°	0,329	0,984	8494,68	0,0029
12	330°	0,527	1,182	10203,97	0,0031

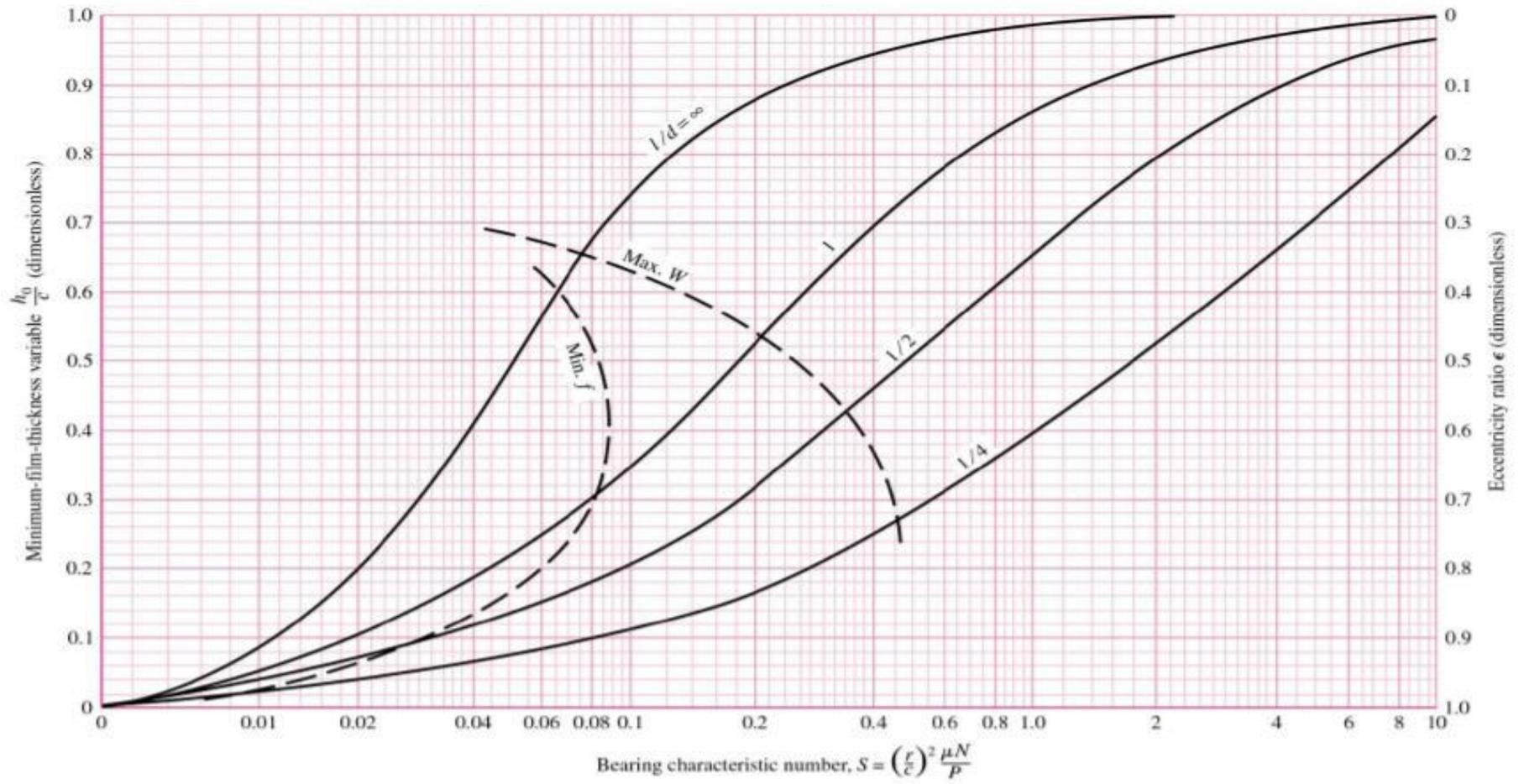
Anexo 2. Gráficas de Raymondi y Boyd.

Anexo 2.1. Diagrama presión máxima en la película de lubricante.



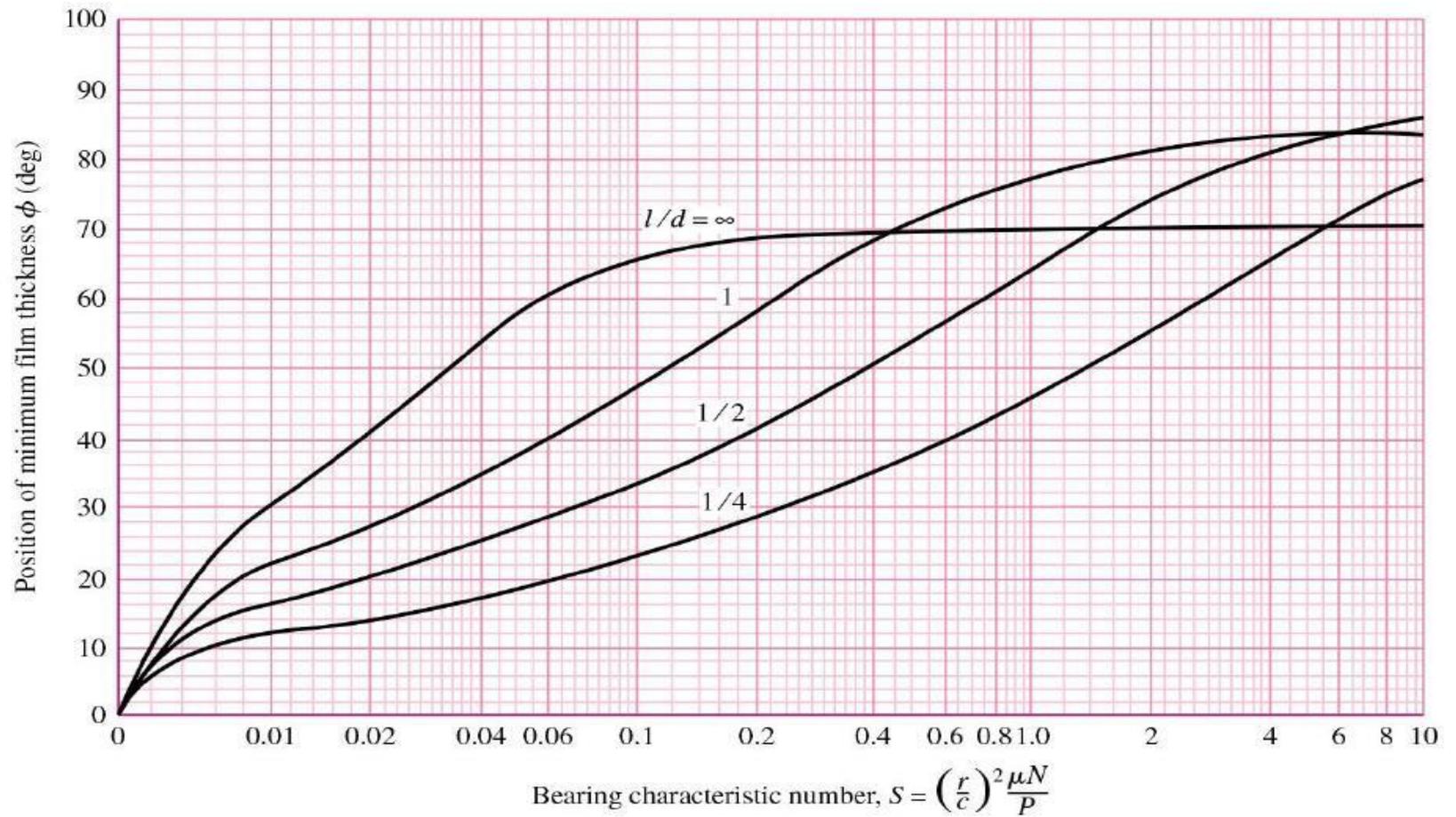
Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 621)

Anexo 2.2. Diagrama del espesor mínimo de película y relación de excentricidad.



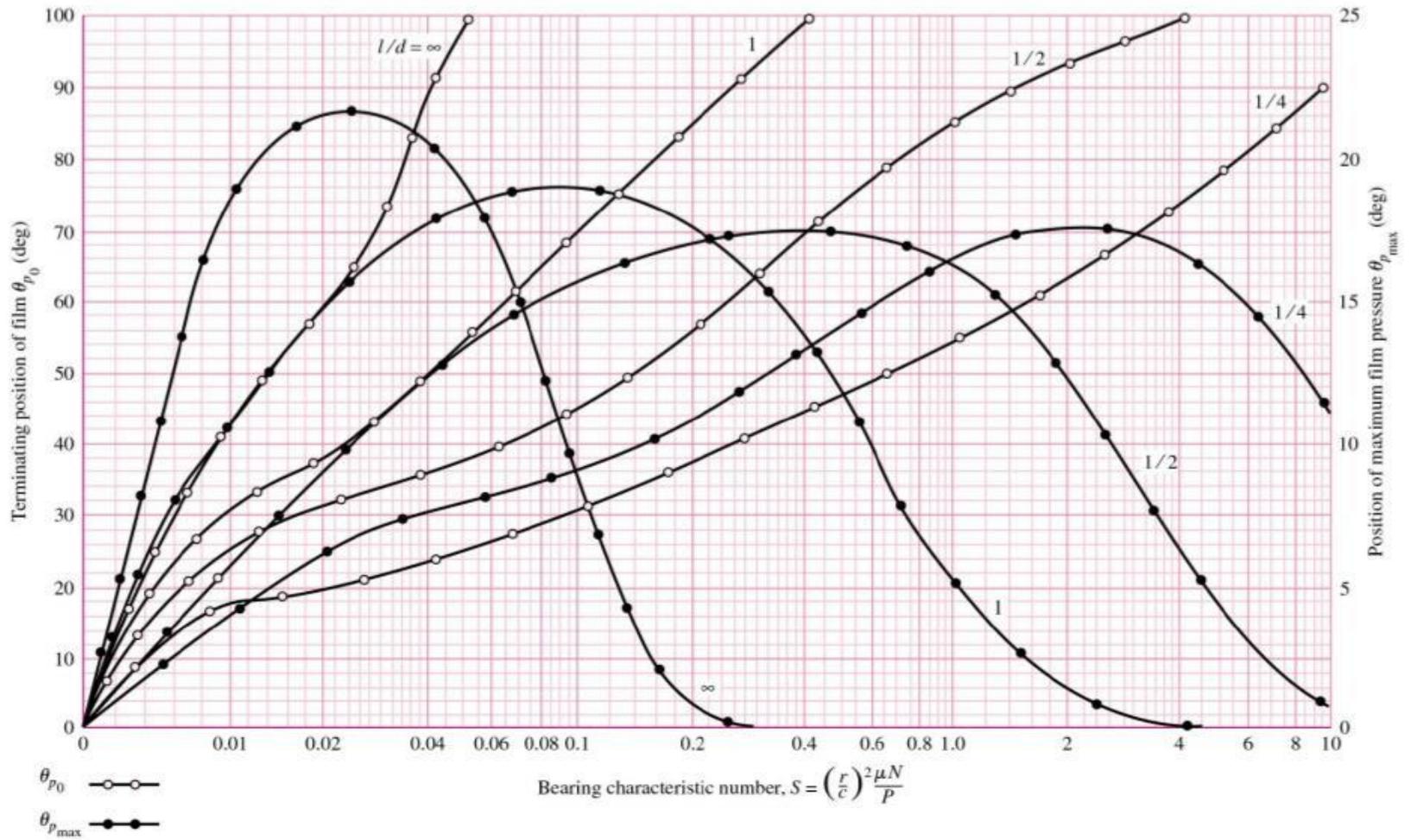
Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 616)

Anexo 2.3. Diagrama de posición del espesor mínimo de película.



Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 617)

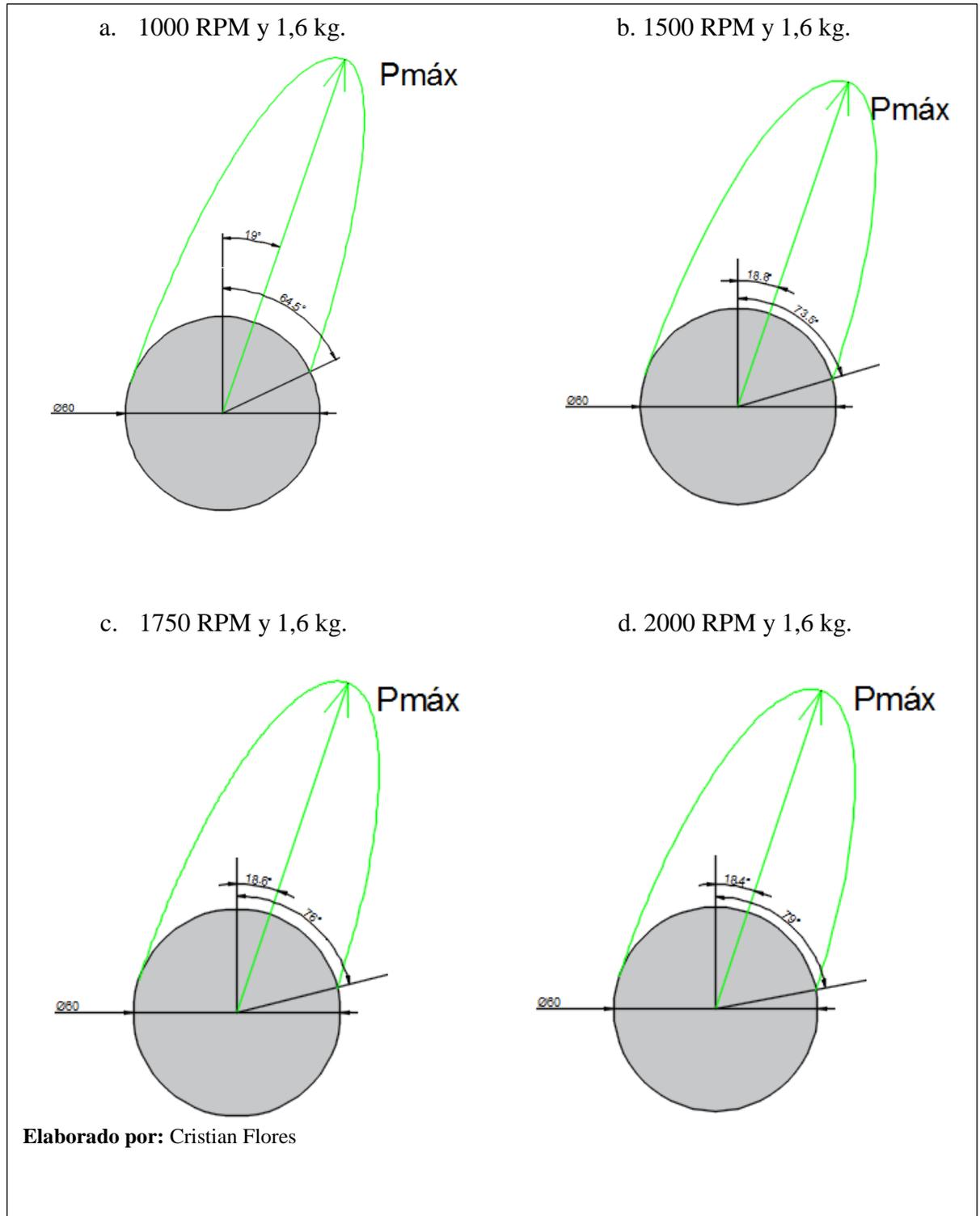
Anexo 2.4. Diagrama de posición terminal de película de lubricante y posición de la presión máxima.



Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 622)

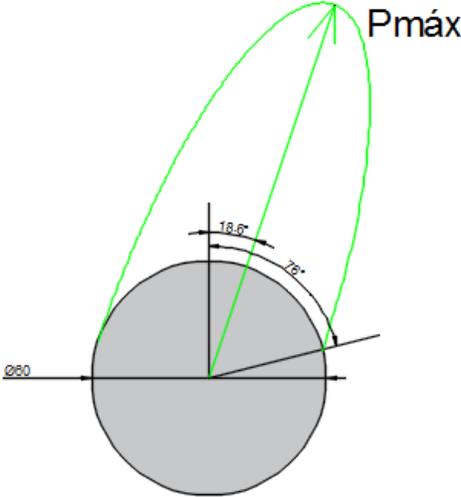
Anexo 3. Gráficas de presiones máximas y mínimas.

Anexo 3.1 Curvas de presión a 1000, 1500, 1750 y 2000 RPM y a 1,6 kg.

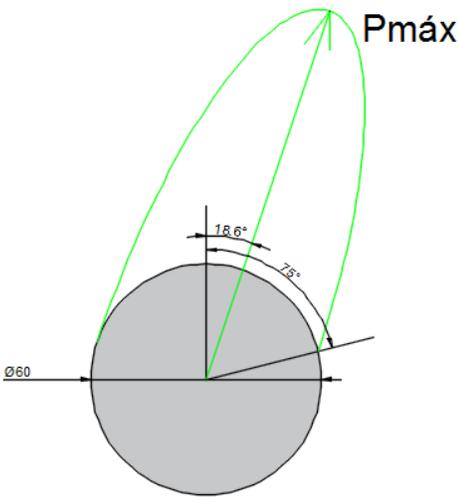


Anexo 3.2. Curvas de presión a 1750 RPM y diferentes cargas.

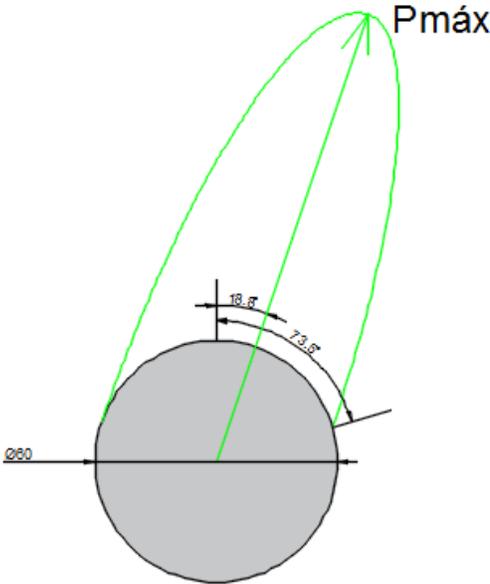
a. 1750 RPM y 1.6 kg.



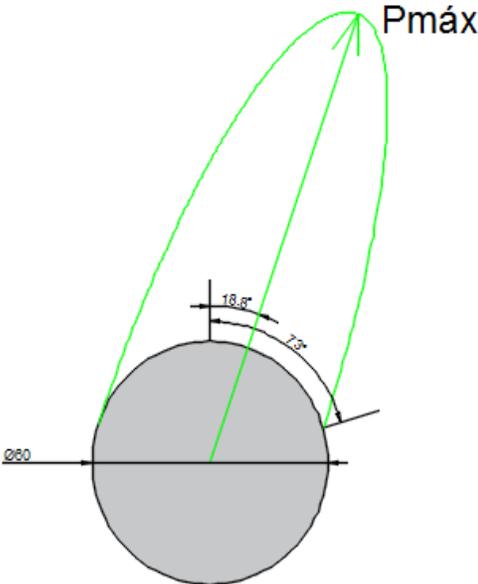
b. 1750 RPM y 1,7 kg.



c. 1750 RPM y 1,8 kg.



d. 1750 RPM y 1,9 kg.



Elaborado por: Cristian Flores

Anexo 4. Propiedades de los lubricantes.

Anexo 4.1. Propiedades de lubricante Mannol 20w50.



MANNOL SAFARI

GB Mannol Safari is an oil, specially manufactured for the lubrication of all gasoline and diesel engines of passenger cars and light trucks with or without turbo, working under severe conditions. Strong detergent and dispersant properties; very good resistance against oxidation; low ash content.

DE Mannol Safari ist ein hochwertiges Motoröl für Pkw und Lieferwagen. Sorgt für eine optimale Schmierung unter allen Betriebsbedingungen. Geeignet für alle Benzin- und Dieselmotoren. Bitte beachten Sie die empfohlenen Ölwechselintervalle des Fahrzeugherstellers.

RU Mannol Safari универсальное всесезонное моторное масло на глубоководной минеральной основе, разработанное для применения в бензиновых и дизельных двигателях, работающих в тяжелых условиях эксплуатации. Обладает высокой стойкостью к окислению. Отличается стабильной вязкостью в течение всего срока эксплуатации. Гарантирует надежную работу двигателя при экстремальных нагрузках.

Packages:
1L, 3L, 4L, 5L, 20L, 60L, 208L

Meets the requirements and specifications:
SAE 20W-50
API SG/CD

Product Characteristics:

Characteristics	Method	Unit	Value
SAE-class			20W-50
Density at 15°C	D 1298	kg/m³	888
Flash point COC	D 92	°C	240
Pour point	D 97	°C	-33
TBN	D 2896	gKOH/kg	5,80
Viscosity at -15°C	D 5293	CP	8450
Viscosity at 100°C	D 445	CSi	18,37
Viscosity at 40°C	D 445	CSi	168,64
Viscosity index	D 2270		121

Fuente: (Mannol.ec)

Anexo 4.2. Propiedades de lubricante Havoline 20w50.



HAVOLINE® MOTOR OIL

SAE 5W-20, 5W-30, 10W-30, 10W-40, 20W-50, 30

Havoline® Motor Oil – Continuación

INFORMACIÓN DE PRUEBAS TÍPICAS

Grado SAE	10W-40	20W-50	30
Número de Producto	223396	223397	223391
Número MSDS			
USA	26970	26970	26970
Colombia	—	31063	—
El Salvador	—	31407	—
Densidad a 15°C, kg/L	0,873	0,880	0,880
Viscosidad, Cinemática			
mm ² /s a 40°C	102,0	157,2	97,0
mm ² /s a 100°C	14,4	17,5	11,6
Viscosidad, Arranque en Frío, °C/mPa.s	-25/6400	-15/7200	—
Índice de Viscosidad	145	122	108
Punto de Inflamación, °C(°F)	>205(>401)	>205(>401)	250(482)
Punto de Escurrimiento, °C(°F)	-30(-22)	-24(-11)	-30(-22)

Fuente: (chevron.com, 2015, pág. 4)

Anexo 5. Fotografías de los experimentos.

Anexo 5.1. Máquina en funcionamiento.



Anexo 5.2. Temperatura de trabajo de la máquina.



Anexo 5.3. Funcionamiento de la máquina a 500 RPM.



Anexo 5.4. Panel de tubo manométricos.

