

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO EXPERIMENTAL PARA EL ESTUDIO DE COJINETES HIDRODINÁMICOS

ROBINSON ROMERO GARZÓN
CÓDIGO: 1088278855
JHONATAN GONZÁLEZ
CÓDIGO: 1088310271

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA
FACULTAD DE TECNOLOGIAS
ESCUELA DE TECNOLOGIA MECANICA
PEREIRA
2016

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO EXPERIMENTAL PARA EL
ESTUDIO DE COJINETES HIDRODINÁMICOS**

**ROBINSON ROMERO GARZÓN
CÓDIGO: 1088278855
JHONATAN GONZÁLEZ OSORIO
CÓDIGO: 1088310271**

**Trabajo de grado para optar el título de:
TECNÓLOGO MECÁNICO**

**Ing. Carlos Alberto Romero Piedrahita
Director**

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA
FACULTAD DE TECNOLOGIAS
ESCUELA DE TECNOLOGIA MECANICA
2016**

Nota de aceptación

CARLOS ALBERTO ROMERO P.
DIRECTOR

EVALUADOR

Pereira, 10 de Mayo de 2016

DEDICATORIA

A mis padres por toda la ayuda que me han brindado incondicionalmente, por toda esa confianza que depositaron en mí para salir adelante y poder cumplir un objetivo más en este mi proyecto de vida, a mis hermanos y mi novia por ser ese apoyo moral en los días difíciles y a todas esas personas que directa o indirectamente estuvieron hay cuando más lo necesite para hacer de mí una persona de bien.

Robinson Romero Garzón.

A mi familia a todos aquellos que de una forma u otra me apoyaron e hicieron posible que yo lograra cumplir esta meta.

Jhonatan González Osorio.

AGRADECIMIENTOS

Se agradece a nuestras familias, amigos, compañeros y demás personas que han ayudado a cumplir un objetivo más de nuestra vida, y que sabemos que siempre estuvieron, están y estarán con toda la disposición que exista para ayudarnos a seguir creciendo.

A nuestro director Ingeniero Carlos Alberto Romero Piedrahita por brindar ayuda en este paso.

Tabla De Contenido

OBJETIVOS	4
OBJETIVO GENERAL	4
OBJETIVOS ESPECÍFICOS	4
1. COJINETES HIDRODINÁMICOS	5
1.1 TIPOS DE LUBRICACIÓN Y DE COJINETES.....	5
1.2 CONDICIONES DE OPERACIÓN Y MODOS DE FALLA DE LOS COJINETES DE DESLIZAMIENTO	8
1.3 TEORÍA DE LA LUBRICACIÓN HIDRODINÁMICA.....	10
1.4 GENERALIDADES DE LOS COJINETES	13
1.4.1 APOYOS DE CONTACTO DESLIZANTE O COJINETES Y CONSIDERACIONES DE DISEÑO	13
1.4.2 CONDICIONES PRINCIPALES PARA LA FORMACIÓN DEL RÉGIMEN DE FRICCIÓN LÍQUIDA	14
1.5 CÁLCULO Y DISEÑO DE LOS COJINETES	17
1.6 FACTORES DE DISEÑO.....	20
1.7 RELACIÓN ENTRE LAS VARIABLES DE DISEÑO.....	21
1.7.1 DIAGRAMAS DE VISCOSIDAD	21
1.7.2 ESPESOR MÍNIMO DE PELÍCULA.....	22
1.7.3 COEFICIENTE DE ROZAMIENTO.	22
1.7.4 FLUJO DE LUBRICANTE.	23
1.7.5 PRESIÓN EN LA PELÍCULA DE LUBRICANTE	24
1.7.6 INCREMENTO DE TEMPERATURA	26
1.7.7 BALANCE TÉRMICO.	27
1.8 ORIENTACIÓN AL DISEÑO DE COJINETES	28
1.8.1 ORIENTACIONES GENERALES.	28
1.8.2 TÉCNICAS DE OPTIMIZACIÓN.	29
1.9 RELACIONES GEOMÉTRICAS EN LOS COJINETES.	30
1.10. DEFECTOS Y VIBRACIONES EN COJINETES HIDRODINÁMICOS....	35
1.10.1 JUEGO RADIAL EXCESIVO.....	35
1.10.2 OIL WHIRL.....	35
2. DISEÑO DEL BANCO EXPERIMENTAL PARA ESTUDIO DE LOS COJINETES HIDRODINÁMICOS.	36
2.1 CONSIDERACIONES DE DISEÑO.....	36
2.2 CALCULOS DEL COJINETE.	38
2.3 CONTRUCCION DEL BANCO.	51
3. CONCLUSIONES.....	60
RECOMENDACIONES.....	60
4. BIBLIOGRAFÍA.....	61
5. WEBGRAFIA	62

CONTENIDO DE ILUSTRACIONES

ILUSTRACIÓN 1 UNA DE LAS APLICACIONES DE COJINETES LA CONSTITUYEN LOS MONTAJES DE LOS RODILLOS O MAZAS EN MOLINOS DE LOS INGENIOS AZUCAREROS.....	5
ILUSTRACIÓN 2 . (A) SUPERFICIES RODANTES CONCORDANTES, (B) SUPERFICIES RODANTES NO CONCORDANTES	6
ILUSTRACIÓN 3. (A) SUPERFICIES RODANTES CONCORDANTES, (B) SUPERFICIES RODANTES NO CONCORDANTES	6
ILUSTRACIÓN 4 (A) EJE SIN LUBRICACIÓN CON GIRO Y RODADURA, (B) EJE CON LUBRICACIÓN.	7
ILUSTRACIÓN 5 .EQUILIBRIO DE UN DIFERENCIAL DE FLUIDO	11
ILUSTRACIÓN 6. EQUILIBRIO DE UN DIFERENCIAL DE FLUIDO	11
ILUSTRACIÓN 7. PRINCIPIO DE FORMACIÓN DE LA CUÑA HIDRODINÁMICA EN LOS COJINETES PLANOS.....	14
ILUSTRACIÓN 8 ESQUEMA DE CÁLCULO DE COJINETE SIMPLE	14
ILUSTRACIÓN 9 INFLUENCIA DE PARÁMETROS OPERATIVOS	15
ILUSTRACIÓN 10. PRESIÓN DE LA CAPA LUBRICANTE A LO LARGO DEL EJE DEL COJINETE.....	16
ILUSTRACIÓN 11. VISCOSIDAD MÍNIMA REQUERIDA DEL ACEITE COMO FUNCIÓN DE LA PRESIÓN ESPECÍFICA Y LA VELOCIDAD DEL MUÑÓN.	19
ILUSTRACIÓN 12.DIAGRAMA DE VISCOSIDAD.....	21
ILUSTRACIÓN 13. VARIABLE DE FRICCIÓN.	22
ILUSTRACIÓN 14. DIAGRAMA PARA LA VARIABLE DE FLUJO.....	23
ILUSTRACIÓN 15. DIAGRAMA PARA LA RELACIÓN DEL FLUJO LATERAL AL FLUJO TOTAL.....	24
ILUSTRACIÓN 16. DIAGRAMA PARA DETERMINAR LA PRESIÓN MÁXIMA EN LA PELÍCULA.....	25
ILUSTRACIÓN 17. DIAGRAMA PARA HALLAR LA POSICIÓN TERMINAL DE LA PELÍCULA DE LUBRICANTE Y LA POSICIÓN DE LA PRESIÓN MÁXIMA EN LA PELÍCULA.....	25
ILUSTRACIÓN 18. PRESIÓN AMBIENTE DONDE ESTÁ EL COJINETE.	27
ILUSTRACIÓN 19. HOLGURA RADIAL.	29
ILUSTRACIÓN 20. ESPESOR RELATIVO DE LA CAPA LUBRICANTE EN FUNCIÓN DEL NÚMERO DE SOMMERFELD.	31
ILUSTRACIÓN 21. MAGNITUD INVERSA AL NÚMERO DE SOMMERFELD COMO FUNCIÓN DE LA EXCENTRICIDAD RELATIVA DEL COJINETE PARA DIFERENTES VALORES DE LA RELACIÓN L/D.	31
ILUSTRACIÓN 22. EJEMPLOS DE REFERENCIA DE VISCOSIDADES DE ACEITES A DIFERENTES TEMPERATURAS.....	31
ILUSTRACIÓN 23. COEFICIENTE DE FRICCIÓN F COMO FUNCIÓN DEL FACTOR CARACTERÍSTICO DEL COJINETE Λ	33

ILUSTRACIÓN 24. ILUSTRACION DIVERSAS SITUACIONES PARA DETERMINAR N.	37
ILUSTRACIÓN 25. GRAFICO HOLGURAS.	40
ILUSTRACIÓN 26. GRAFICO TEMPERATURA VS VISCOSIDAD.....	41
ILUSTRACIÓN 27. PARÁMETROS DE OPERACIÓN DE LOS RODAMIENTOS CON DIFERENTES VALORES DE LA HOLGURA RELATIVA ψ [3].	44
ILUSTRACIÓN 28. GRÁFICO DE HOLGURAS.	47
ILUSTRACIÓN 29. GRAFICO TEMPERATURA VS VISCOSIDAD.....	49
ILUSTRACIÓN 30. ELABORACIÓN DE LA MESA.	51
ILUSTRACIÓN 31. MESA.....	52
ILUSTRACIÓN 32. MUÑÓN.	52
ILUSTRACIÓN 33. MECANIZACIÓN DEL COJINETE EN TORNO.....	54
ILUSTRACIÓN 34. MONTAJE EN FRESADORA.	54
ILUSTRACIÓN 35. MONTAJE FRESADORA.	55
ILUSTRACIÓN 36. TAPA TRASERA COJINETE.....	55
ILUSTRACIÓN 37. RECTIFICADO DEL COJINETE.....	56
ILUSTRACIÓN 38. RACOR DE LATÓN.....	57
ILUSTRACION 39. TAPA FRONTAL COJINETE.....	58
ILUSTRACIÓN 40. BANCO DE PRUEBAS.....	59

CONTENIDO DE TABLAS

TABLA 1. VALORES PERMISIBLES DE VELOCIDADES, CARGAS ESPECÍFICAS Y SUS PRODUCTOS, PARA ALGUNOS MATERIALES COMUNES EN LA FABRICACIÓN DE COJINETES.....	18
TABLA 2. . INTERVALOS DE VALORES DE CARGAS POR UNIDAD DE ÁREA PROYECTADA DE USO CORRIENTE EN COJINETES	28
TABLA 3. TOLERANCIAS PARA EL MUÑÓN.....	34
TABLA 4. TABLA DE PROBABILIDAD.....	40
TABLA 5. TABLA DE PROBABILIDAD.....	48
TABLA 6. CRITERIOS DE VALIDEZ Y CONFIABILIDAD. VALORES CONOCIDOS PARA EL DISEÑO DE COJINETES DONDE SE CONOCE: EL DIÁMETRO DEL MUÑÓN D, LA CARGA RADIAL W (O F O P) Y LAS REVOLUCIONES DEL ÁRBOL N.....	51

CONTENIDO DE ECUACIONES

<i>ECUACIÓN 1</i>	8
<i>ECUACIÓN 2</i>	9
<i>ECUACIÓN 3</i>	12
<i>ECUACIÓN 4</i>	12
<i>ECUACIÓN 5</i>	12
<i>ECUACIÓN 6</i>	12
<i>ECUACIÓN 7</i>	21
<i>ECUACIÓN 8</i>	26
<i>ECUACIÓN 9</i>	26
<i>ECUACIÓN 10</i>	26
<i>ECUACIÓN 11</i>	30
<i>ECUACIÓN 12</i>	32
<i>ECUACIÓN 13</i>	37
<i>ECUACIÓN 14</i>	39
<i>ECUACIÓN 15</i>	40
<i>ECUACIÓN 16</i>	41
<i>ECUACIÓN 17</i>	41
<i>ECUACIÓN 18</i>	42
<i>ECUACIÓN 19</i>	42
<i>ECUACIÓN 20</i>	42
<i>ECUACIÓN 21</i>	42
<i>ECUACIÓN 22</i>	46
<i>ECUACIÓN 23</i>	46
<i>ECUACIÓN 24</i>	47
<i>ECUACIÓN 25</i>	48
<i>ECUACIÓN 26</i>	48
<i>ECUACIÓN 27</i>	48
<i>ECUACIÓN 28</i>	49
<i>ECUACIÓN 29</i>	49
<i>ECUACIÓN 30</i>	49
<i>ECUACIÓN 31</i>	50

INTRODUCCION

El siguiente trabajo presenta el estudio de los cojinetes que está relacionado con las condiciones de operación (carga, revoluciones) de las máquinas en las que son utilizados y, desde el punto de vista de la ingeniería mecánica involucra varios conceptos teóricos fundamentales de la fluido-dinámica y la tribología que deben ser bien asimilados por los estudiantes y que demandan actualmente de mucho trabajo de modelado y experimentación.

Los cojinetes de deslizamiento y los rodamientos son los componentes responsables del posicionamiento espacial de los ejes, árboles de potencia y otros elementos rodantes. Su diseño influye en la resistencia al desgaste del par, el rendimiento mecánico de las transmisiones, la temperatura de los componentes y del lubricante, la estabilidad de posición, la durabilidad de todos los pares de los sistemas mecánicos y la estabilidad a las vibraciones. Existen diversos programas computacionales como FlowMaster, Amesim y GT-Power que pueden usarse para el modelado de cojinetes, pero todos ellos requieren las expresiones para los modelos de fricción, por lo que se hace necesario utilizar expresiones reportadas en documentos especializados para casos particulares, con la desconfianza que las ecuaciones no se asemejen al caso que se esté modelando.

Una gran parte de las industrias de la región emplean cojinetes de deslizamiento, constituyéndose estos en elementos objetos de diseño, montaje, mantenimiento, diagnóstico, reconstrucción y reparación por parte de profesionales de la Ingeniería y Tecnología Mecánica. En la actualidad, en los cursos de Diseño de Máquinas ofrecidos por la facultad de Ingeniería Mecánica se dan los fundamentos necesarios para que los estudiantes dimensionen los componentes mecánicos haciendo uso de herramientas de CAD (Diseño Asistido por Computador) y adquieran los conocimientos teóricos de mantenimiento y reparación, pero esto se hace a partir de información y modelos disponibles en la literatura, sin una confrontación práctica básica por parte de los estudiantes.

OBJETIVOS

OBJETIVO GENERAL

Diseñar y construir un banco experimental para el estudio de cojinetes hidrodinámicos con el fin de estudiar la distribución de presiones longitudinales y circunferenciales en apoyos de cojinetes planos en función de la carga radial, la velocidad de rotación del eje y la viscosidad del aceite.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Diseñar un banco de ensayos de cojinetes hidrodinámicos.
- Dotar al banco de ensayos de cojinetes, de la instrumentación requerida para la visualización de las presiones.
- Elaborar un informe técnico, para generalizar el procedimiento experimental y principalmente los resultados del proyecto.

1. COJINETES HIDRODINÁMICOS

1.1 TIPOS DE LUBRICACIÓN Y DE COJINETES

Para reducir la fricción y el calor en los pares formados por los apoyos y los árboles o ejes se requiere disponer la separación de las superficies mediante una capa lubricante o interponer entre dichas superficies elementos rodantes. En el primer caso se habla de un cojinete simple, mientras que en el segundo se habla de un rodamiento. Los lubricantes pueden ser gaseosos, líquidos o sólidos. Los lubricantes líquidos son de uso más generalizado y los más comunes de estos son los aceites minerales.

Ilustración 1 *Una de las aplicaciones de cojinetes la constituyen los montajes de los rodillos o mazas en molinos de los ingenios azucareros.*



Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley.

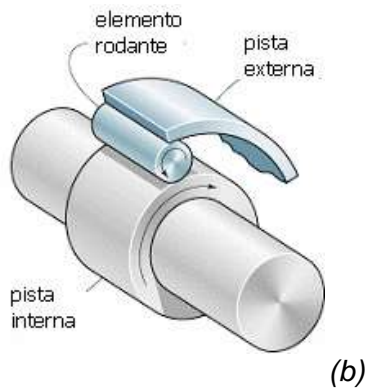
La lubricación puede ser de película completa (de fricción líquida), de película mixta (de fricción semilíquida) y de lubricación marginal (o de lubricación seca). La lubricación de película completa puede ser hidrostática, hidrodinámica o elastohidrodinámica.

La Lubricación Hidrodinámica es la que se puede observar en los cojinetes con superficies concordantes como en la Figura 2.a, mientras que la lubricación elastohidrodinámica es más común en superficies rodantes no concordantes como el caso de los rodamientos (véase figura 2.b).

Ilustración 2 . (a) Superficies rodantes concordantes, (b) superficies rodantes no concordantes



Ilustración 3. (a) Superficies rodantes concordantes, (b) superficies rodantes no concordantes



Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley.

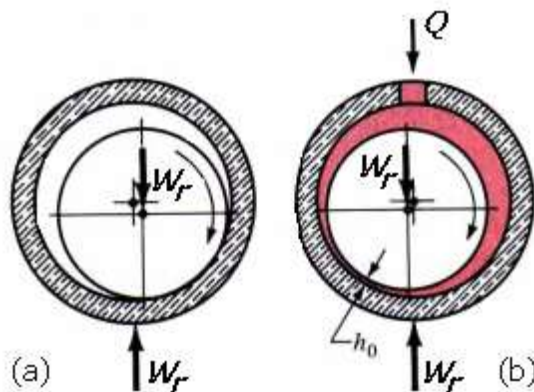
Los denominados cojinetes planos o simplemente cojinetes pueden cumplir las mismas funciones que los rodamientos, pero para su funcionamiento eficiente requieren de una lubricación adecuada. Un cojinete puede diseñarse para que soporte carga radial, carga axial o una combinación de carga axial y radial. El área

de contacto puede ser plana, cilíndrica (bujes y casquetes) o esféricas (esferas, rótulas, etc.) Los cojinetes de deslizamiento se emplean en aplicaciones como:

- Apoyos partidos, requeridos por las condiciones de ensamble, por ejemplo, en cigüeñales.
- Apoyos para árboles y ejes de elevadas revoluciones ($v > 30 \text{ m/s}$).
- en condiciones donde la duración de los rodamientos se reduce significativamente por las vibraciones, el ruido y las elevadas cargas inerciales sobre los elementos de rodadura.
- Apoyos para las máquinas de precisión, a las que se les exige una dirección especialmente exacta y la posibilidad de regular las holguras.
- Cojinetes que operan en condiciones especiales (agua, medios agresivos, etc.) en las cuales los rodamientos poseen baja capacidad de trabajo por la corrosión.
- Apoyos en algunos mecanismos de bajas revoluciones.

Los cojinetes hidrodinámicos radiales deben su funcionamiento al efecto de bombeo ejercido por el movimiento relativo de rotación del muñón con respecto a la superficie estacionaria (o fija). Así pues en el caso que no haya lubricante, el muñón, además de girar respecto de su eje, también rodará sobre la superficie del cojinete, como se muestra en la ilustración 3.a. En cambio, cuando se introduce el lubricante, se produce una acción de bombeo de manera que la viscosidad del fluido genera una película de separación entre el eje y el cojinete. De esta forma la presión que se genera en el fluido, debido a efectos dinámicos, es la que sustenta al eje, como se ve la ilustración 3.b.

Ilustración 4 (a) Eje sin lubricación con giro y rodadura, (b) eje con lubricación.



Fuente: Raimondi y Boyd.

1.2 CONDICIONES DE OPERACIÓN Y MODOS DE FALLA DE LOS COJINETES DE DESLIZAMIENTO

En los cojinetes cilíndricos, a la rotación del muñón en el cojinete se le opone el momento de fricción determinado por la ecuación de Petroff:

Ecuación 1.

$$M_f = F \cdot r = \frac{\eta \cdot A \cdot v}{h} \cdot r = \frac{\eta \cdot \pi \cdot D \cdot L \cdot v}{C_d/2} \cdot r = \frac{\eta \cdot \pi^2 \cdot r^3 \cdot L \cdot n}{7,5 \cdot C_r} \quad (1)$$

Donde η es la viscosidad dinámica del aceite a la temperatura de operación, A es el área proyectada del cojinete, $F = F_r$ es la carga radial, D es el diámetro del cojinetes, r es su radio, L es la longitud, v es la velocidad periférica, C_d es la holgura diametral, C_r es la holgura radial y n son las revoluciones por minuto del muñón.

El trabajo de fricción calienta el cojinete y el muñón. De la superficie de fricción el calor se evacúa a través del cuerpo del cojinete (chumacera) y el árbol, y también se evacúa con el aceite lubricante. Para cualquier régimen estabilizado de trabajo del cojinete existe un equilibrio térmico: la entrega de calor es igual al desprendimiento de calor, con lo que se establece una temperatura determinada. Cuanto mayor es el desprendimiento de calor y deficientes las condiciones de disipación de calor, tanto mayor es la temperatura de equilibrio térmico. Está

temperatura no debe superar un valor límite dado, permisible para el material del cojinete y el tipo de aceite. Al aumentar la temperatura se reduce la viscosidad del aceite y aumenta la probabilidad de atascamiento del muñón en el cojinete. Finalmente, el atascamiento genera la fusión del recubrimiento. El recalentamiento del cojinete es la principal causa de su destrucción. El trabajo del cojinete se acompaña del desgaste del recubrimiento y del muñón, lo que afecta el trabajo correcto del mecanismo y del mismo cojinete.

La intensidad de desgaste puede ser baja si se seleccionan de manera apropiada los materiales del par, previendo que así se garantice la lubricación hidrodinámica en el régimen principal de operación, el par deberá generar el mínimo desgaste y calentamiento durante los regímenes transitorios como en las arrancadas; por esto durante el diseño del cojinete los materiales del par se seleccionan atendiendo a su compatibilidad tribológica.

Regímenes de fricción y criterios de cálculo. La fricción determina el desgaste y calentamiento del cojinete, y también su rendimiento. Para reducir la fricción los cojinetes de deslizamiento se lubrican en función del régimen de operación del cojinete, en él puede darse la fricción semilíquida o líquida. Durante la fricción líquida las superficies de trabajo del árbol y del recubrimiento del cojinete están separados por una capa de aceite, cuyo espesor h es mayor que la suma de las rugosidades R_{zi} de las superficies:

Ecuación 2.

$$h > R_{z1} + R_{z2} \quad (2)$$

Bajo esta condición el aceite soporta la carga externa, previniendo el contacto directo de las superficies y, en consecuencia, el desgaste. La resistencia al movimiento se determina solamente por la fricción interna en el lubricante. El valor del coeficiente de fricción se encuentra entre 0.001 y 0.005 (lo que puede ser menor que el coeficiente de fricción de rodadura).

En la fricción semilíquida la condición (2) no se cumple, en el cojinete se tendrá fricción mixta, tanto líquida como de capa límite. Se denomina fricción de capa límite, cuando las superficies en contacto se cubren de una capa de lubricante muy fina, formada como resultado de las fuerzas moleculares y las reacciones químicas de las moléculas activas del lubricante y del material del recubrimiento. Esta propiedad se denomina lubricidad. Las capas límites son estables y soportan

elevadas presiones. Sin embargo, en los lugares de presión concentrada se pueden destruir, tiene lugar el contacto de las superficies del metal limpio, su cruzamiento y el desprendimiento de partículas de material bajo la acción de movimiento relativo. La fricción semilíquida se acompaña del desgaste de las superficies en contacto incluso sin que caigan partículas abrasivas de afuera. El valor del coeficiente de fricción semilíquida depende no sólo de la calidad del aceite, sino también del material de las superficies en contacto. Para los materiales antifricción más difundida el coeficiente de fricción semilíquida se encuentra entre 0,008 y 0,1.

Para el trabajo del cojinete el régimen más deseable es el régimen de fricción líquida. La formación del régimen de fricción líquida constituye el principal criterio de cálculo de la mayoría de los cojinetes de deslizamiento. Así se garantiza simultáneamente la capacidad de trabajo según los criterios de desgaste y atascamiento.

1.3 TEORÍA DE LA LUBRICACIÓN HIDRODINÁMICA

La teoría actual de la lubricación hidrodinámica se origina con los experimentos de Tower en 1880 explicados por O. Reynolds. Se resuelve con las siguientes hipótesis:

- h es pequeño frente a r , se desprecia la curvatura.
- el lubricante cumple la ley de Newton para fluidos viscosos.
- se desprecian las fuerzas debidas a la inercia del lubricante.
- se supone que el lubricante es incompresible.
- la viscosidad es constante en toda la película de lubricante.
- a presión del lubricante no varía en la dirección axial.

En el caso unidimensional se supone además:

- no existe flujo de lubricante en la dirección z .
- la presión sólo es función de la variable x .
- la velocidad de una partícula de lubricante es función de x e y .

Partiendo del equilibrio de fuerzas sobre diferencial de lubricante se deduce:

Ilustración 5 Equilibrio de un diferencial de fluido

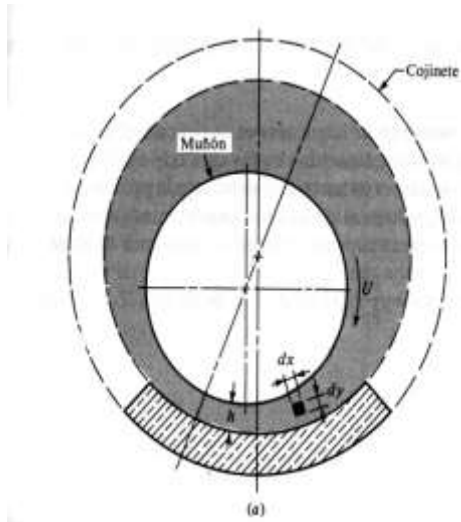
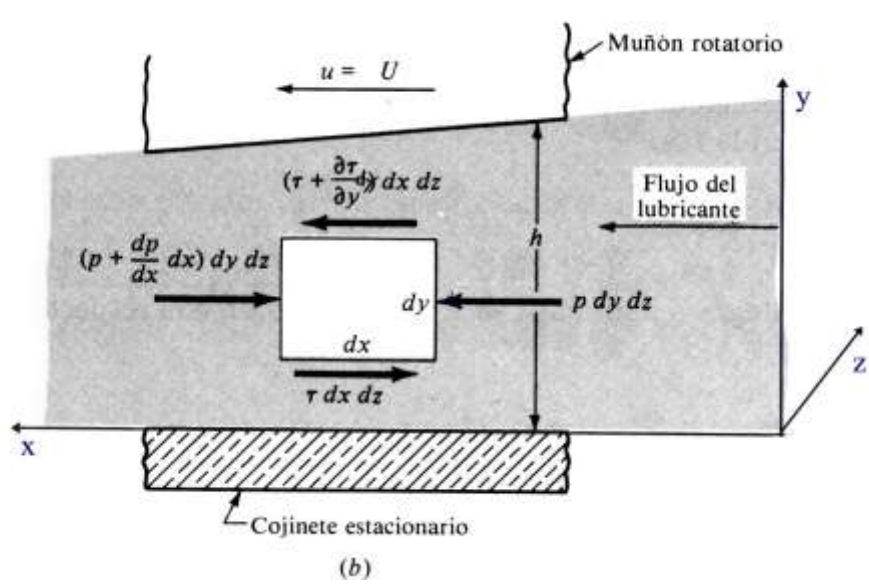


Ilustración 6 Equilibrio de un diferencial de fluido



Fuente: Raimondi y Boyd.

Ecuación 3.

$$\frac{dp}{dx} = \frac{\partial \tau}{\partial y}$$
$$\tau = \mu \frac{\partial u}{\partial y}$$

Sustituyendo, integrando y aplicando las condiciones de contorno ($u=0$ para $y=0$, $u=U$ para $y=h$).

Ecuación 4.

$$u = \frac{1}{2\mu} \cdot \frac{dp}{dx} (y^2 - h \cdot y) + \frac{U}{h} \cdot y$$

Llamando Q al caudal de lubricante y sabiendo que es incompresible:

Ecuación 5.

$$Q = \int_0^h u \cdot dy$$
$$Q = \frac{U \cdot h}{2} - \frac{h^3}{12 \cdot \mu} \cdot \frac{dp}{dx}$$

Como $dQ/dx=0$ la ecuación de Reynolds unidimensional se expresa:

Ecuación 6.

$$\frac{d}{dx} \left(\frac{h^3}{\mu} \cdot \frac{dp}{dx} \right) = 6 \cdot U \cdot \frac{dh}{dx}$$

1.4 GENERALIDADES DE LOS COJINETES

1.4.1 APOYOS DE CONTACTO DESLIZANTE O COJINETES Y CONSIDERACIONES DE DISEÑO

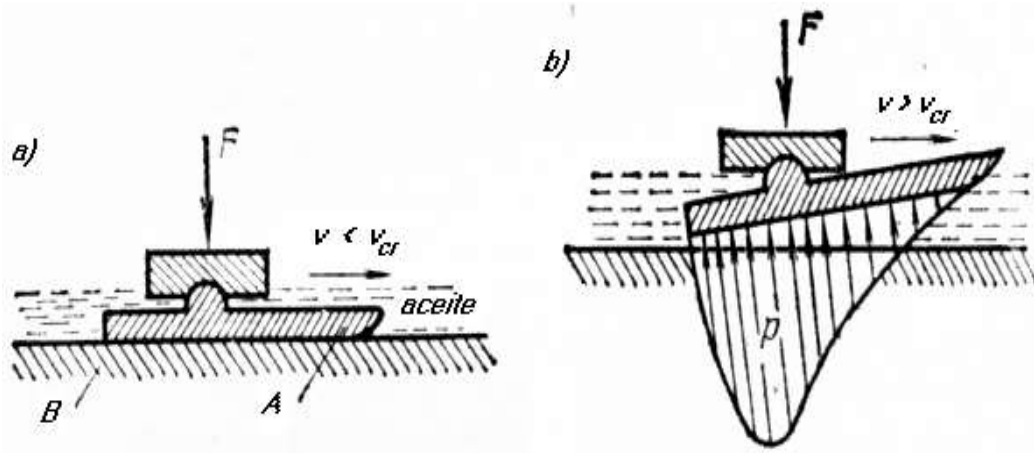
Los cojinetes son elementos intermedios (tipo bujes, casquetes o sectores esféricos completos o parciales) entre los muñones y las bancadas de los ejes, que se instalan para evitar el contacto directo (y el desgaste) de las partes de los pares de rodadura y así posibilitar la reparación e intercambiabilidad, o también cuando los materiales del par no poseen buena compatibilidad tribológica o de desgaste. Generalmente tienen que soportar y transmitir cargas radiales y axiales aplicadas a los árboles y deben garantizar la posición espacial de éstos. Para evitar reducir el rendimiento del mecanismo, las pérdidas por fricción deben ser mínimas. De la calidad de los cojinetes depende la capacidad de trabajo y longevidad de las máquinas. Según la carga a soportar los cojinetes pueden ser axiales, radiales o combinados. Según la forma del par de fricción estos pueden ser cónicos, cilíndricos o esféricos (rótulas, cojinetes de auto alineación).

En ocasiones el par deslizante se forma entre el muñón y la bancada, cuando sobre ésta se deposita la película delgada de material antifricción. La mayoría de las veces se emplea el elemento intermedio tipo casquete o tipo buje, el cual se instala, con ajuste de interferencia, cuidadosamente seleccionado, sobre la bancada. Los cojinetes se emplean donde las condiciones de ensamble lo ameritan, como es el caso de los utilizados en apoyos de cigüeñales en los motores de combustión; en las máquinas rápidas ($v > 30 \text{ m/s}$); en las máquinas en las que se requiere de montaje cuidadosos de los árboles, con posibilidades de regulación; en los apoyos de máquinas que operan en medios agresivos como agua, donde los rodamientos comunes se ven afectados por la corrosión; en las máquinas lentas de exactitud baja. Un ejemplo de esta última clase, son los molinos de caña de azúcar, los cuales giran a muy bajas revoluciones y están sujetos a elevadas cargas radiales.

1.4.2 CONDICIONES PRINCIPALES PARA LA FORMACIÓN DEL RÉGIMEN DE FRICCIÓN LÍQUIDA

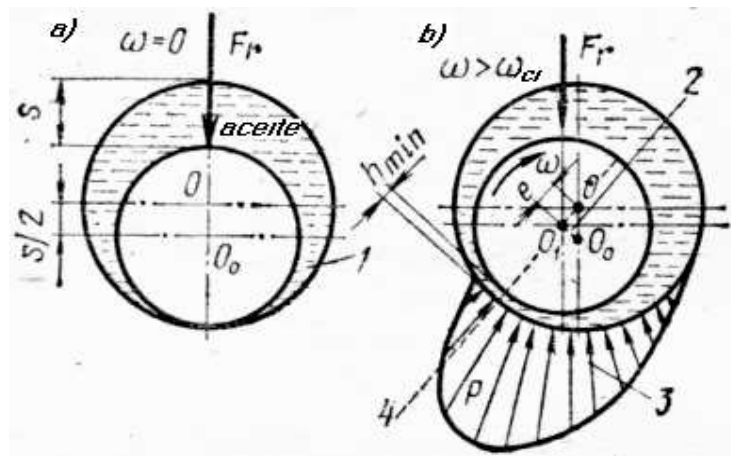
Las investigaciones del régimen de fricción líquida en los cojinetes se basan en la teoría hidrodinámica de la lubricación. Esta teoría parte de las soluciones de las ecuaciones diferenciales de la hidrodinámica del líquido viscoso, las cuales relacionan la presión, la velocidad y la resistencia a la cortadura viscosa.

Ilustración 7 Principio de formación de la cuña hidrodinámica en los cojinetes planos.



Fuente: Raimondi y Boyd.

Ilustración 8 Esquema de cálculo de cojinete simple



Fuente: Raimondi y Boyd.

El árbol, montado con holgura en el cojinete, bajo la acción de la carga constante F_r ocupa una posición excéntrica; a ambos lados del punto de máximo acercamiento entre el árbol y el cojinete, la holgura toma una forma de cuña. Al rotar, el árbol transporta el aceite. La primera capa que moja la superficie del árbol se desplaza con éste por la absorción del aceite en la superficie metálica del árbol; las siguientes capas se desplazan a consecuencia de la viscosidad interna del aceite. De esta manera, el árbol actúa como una bomba que impulsa el aceite a la cuña formada. En el dominio de la lubricación líquida, la posición del árbol está determinada por el parámetro $\eta \cdot n/p$.

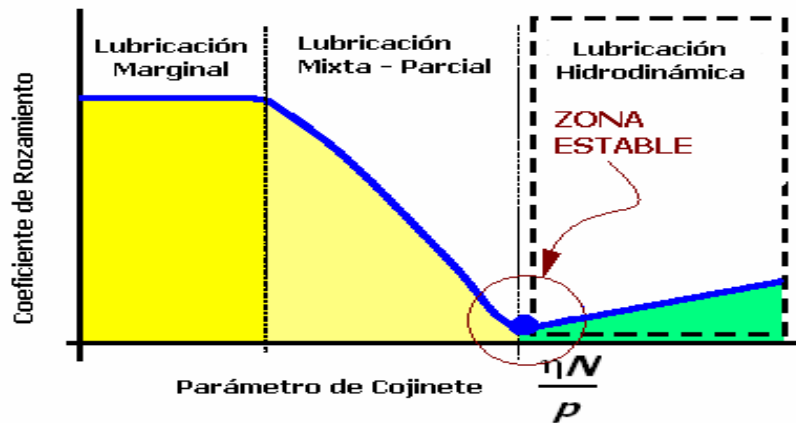


Ilustración 9 Influencia de parámetros operativos

Fuente:

En la figura 7, η es la viscosidad absoluta, N es la velocidad de rotación y p es la presión del fluido. Nótese que se puede apreciar una zona estable donde el rozamiento y el desgaste son más bien bajos. Así pues, estando en la zona de estabilidad, si se baja continuamente la velocidad de rotación, es claro que se obtendrá una condición inestable con gran desgaste, al igual que el incremento de presión. Por otro lado, si baja la presión y aumenta la velocidad, desde la zona estable se puede obtener una condición de mayor desgaste, aunque no es tan severa como en el otro sentido.

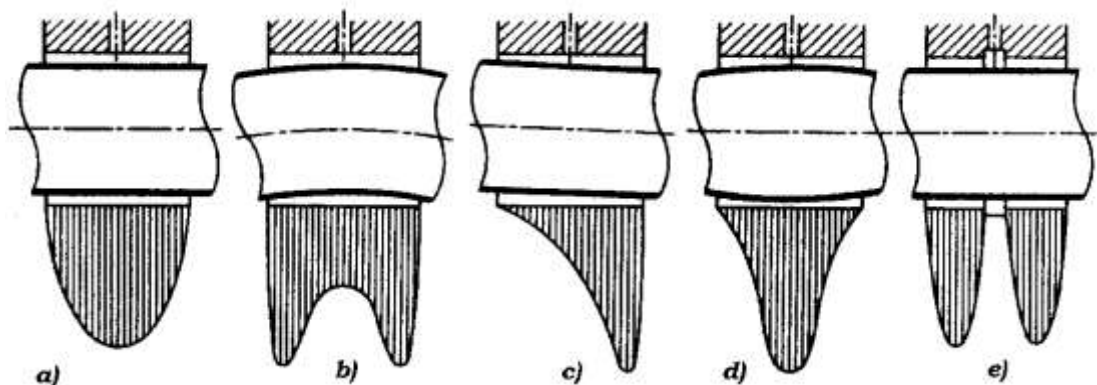
En la figura 4 se muestran dos placas A y B impregnadas en aceite y cargadas con la fuerza F . La placa A se mueve con relación a la placa B. Las superficies de las placas entran en contacto directo, teniendo lugar la lubricación semilíquida.

Para una velocidad v suficientemente grande la placa A se levanta sobre la capa de aceite y adopta una posición inclinada, semejante al levantamiento de los esquís acuáticos (figura 4.b). Entre las placas se forma una holgura en forma de cuña. El aceite ininterrumpidamente penetra en esta holgura. El paso del aceite a través de la holgura convergente va acompañado de la formación de la presión p (ver figura 5.b), la cual equilibra la carga externa. En este caso el movimiento continúa en condiciones de fricción líquida. El paso al régimen de lubricación líquida ocurre a una cierta velocidad denominada velocidad límite v_{cr} .

Al ingresar en el sentido de rotación a la cuña convergente el aceite, prácticamente incompresible, tiende a fluir en las direcciones circular y axial, a lo que se oponen las fuerzas de viscosidad. Como resultado de esto sufre una presión que crece progresivamente hacia el punto de máximo acercamiento del muñón y del cojinete, donde el paso de aceite se dificulta por lo estrecho de la holgura. Parte del aceite fluye a través de las holguras de costado y en la dirección contraria al movimiento del árbol; la parte restante debe pasar a través de la mínima holgura. Las fuerzas de presión que se crean en la capa lubricante levantan el árbol y al mismo tiempo lo desplazan hacia el lado de la rotación. El estado de equilibrio se alcanza cuando la sección de paso en el sitio más estrecho (h_{min}) es suficiente para el paso del aceite que no se fuga por los costados.

La máxima presión en las inmediaciones de la mínima separación del muñón y el cojinete supera entre 2 y 3 veces la presión específica $p = F/l \cdot d$ y puede alcanzar varias decenas de MPa.

Ilustración 10. Presión de la capa lubricante a lo largo del eje del cojinete.



Fuente: Raimondi y Boyd.

La presión a lo largo del eje en un cojinete cilíndrico correctamente diseñado varía en forma de función parabólica (figura 8.a) y cae bruscamente en los extremos del cojinete como consecuencia de las fugas de aceite. La curva real de distribución de presiones a lo largo del cojinete puede distar mucho de la curva teórica como resultado de las deformaciones elásticas del árbol. En el plano de ubicación de las ranuras de lubricación la presión cae bruscamente.

La teoría hidrodinámica de la lubricación demuestra que la presión hidrodinámica puede desarrollarse solamente en la holgura convergente o cuña hidrodinámica. La forma de la punta de la placa A ayuda a la formación de la cuña. Si el diseño del cojinete no permite la formación de cuña, entonces en el cojinete no puede formarse lubricación líquida.

BANCOS DE PRUEBAS EXISTENTES: De forma general, en las universidades se utilizan bancos de ensayo que responden a las necesidades planteadas en el presente proyecto, unos con mayor grado de sofisticación que otros. En las figuras se ilustran dos de los bancos analizados y se anexan los tipos de ensayos que se pueden realizar en cada uno de estos.

1.5 CÁLCULO Y DISEÑO DE LOS COJINETES

Durante el cálculo del cojinete generalmente se conocen: el diámetro del muñón d , la carga radial W (o F o P) y las revoluciones del árbol n . se deben determinar la longitud el cojinete l , la holgura cd^1 y la viscosidad dinámica del aceite η . La mayoría de los parámetros conocidos se dan o seleccionan, basándose en recomendaciones, salidas de la práctica y las cuales se encuentran en las referencias. Luego se revisa la fiabilidad del cojinete en relación al régimen de lubricación líquida. En este caso se recomienda el siguiente orden:

Se selecciona la relación l/d (en general, los valores para esta relación están en el rango $l/d = 0,8... 1,2$). Esta relación debe considerar entre otras cosas la revisión de la presión específica soportada por el par y el producto de dicha presión por la velocidad periférica. Para los materiales de los cojinetes se conocen los valores admisibles $[p]$ y $[pv]$ (por ejemplo, para babitt la velocidad periférica debe ser menor que $v = 12$ m/s, la carga unitaria $[p] = 15$ MPa, el producto de la carga unitaria por la velocidad $[pv] = 10$ MPa·m/s. Para cojinetes de ejes lentos que trabajan por períodos cortos, con frecuentes paradas de inactividad la presión específica es el primer parámetro de selección ($p = W/(l \cdot d) \leq [p]$); para los cojinetes de velocidad media el primer cálculo es el del producto de la presión específica por la velocidad ($p \cdot v \leq [p \cdot v]$), este cálculo de forma aproximada previene el desgaste intensivo, el recalentamiento y el atascamiento (ver tabla 1).

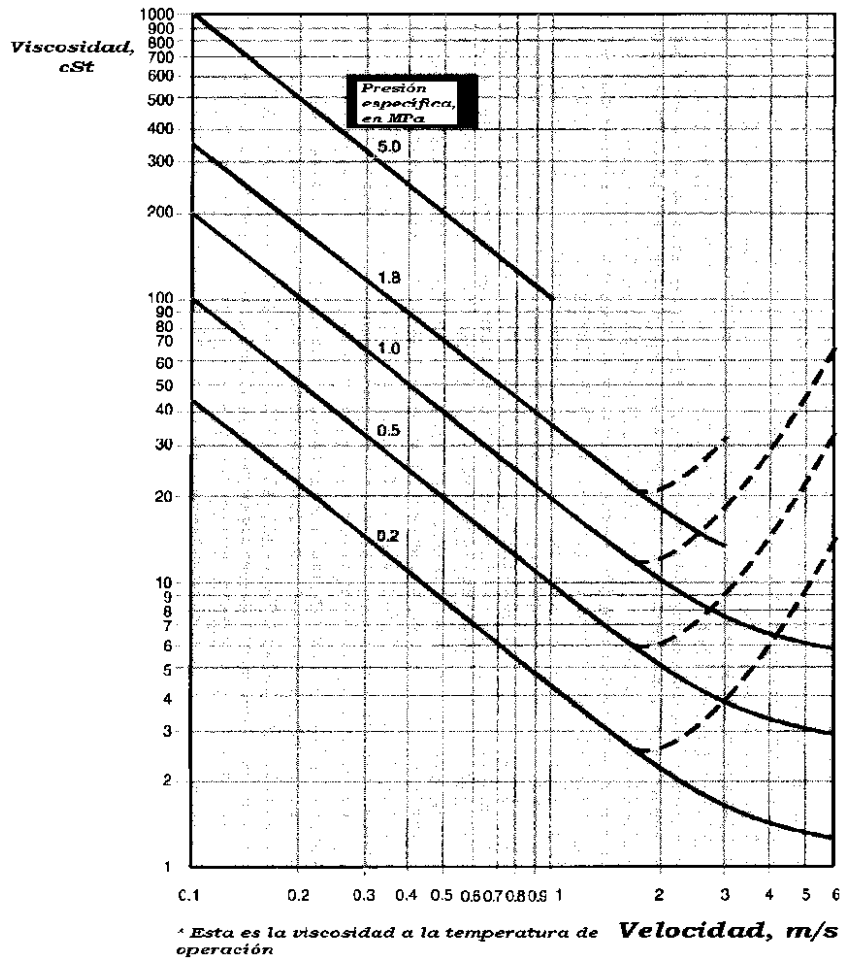
Tabla 1. Valores permisibles de velocidades, cargas específicas y sus productos, para algunos materiales comunes en la fabricación de cojinetes.

Material del recubrimiento	$\leq v, m/s$	$[p], Mpa$	$[pv]. MPa \cdot m/s$
Fundición gris	0,5	4	--
Fundición antifricción	5 (1)	0,5 (12)	2,5 (12)
Bronce	10	15	15
Latón	2	12	10
Babbitt	12	15	10
Metal cerámica de bronce y grafito	2	4	--
Metal cerámica de hierro y grafito	2	5,5	--
Acrílico, teflón	4	15	15
Madera plastificada (lubricada con agua)	1	10	--
Caucho, lubricado con agua	--	2 ...6	--
Carbón/grafito	--	1,4 ... 2	0,11
Metal impregnado de grafito	--	70	0,28 ... 0,35
Teflón con relleno adherido a chapa de acero.	--	7	1,75

Fuente:

Existen en la literatura recomendaciones para la selección de la viscosidad del aceite a su temperatura de operación, considerando las diferentes presiones específicas y las velocidades. En la figura 9 se reproduce una de dichas gráficas.

Ilustración 11. Viscosidad mínima requerida del aceite como función de la presión específica y la velocidad del muñón.



Fuente: Raimondi y Boyd.

Se elige la holgura relativa $\psi = C_r/r$. Para esto se emplean las recomendaciones para diseños análogos o una fórmula empírica según la cual el valor medio de la holgura relativa puede tomarse inicialmente como: $\psi \approx 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot v^{0,25}$, donde v es la velocidad periférica del muñón.

Para árboles de diámetros relativamente pequeños (hasta 250 mm) se recomienda tomar una holgura estándar (generalmente H//f7, H9/e8, H7/e8, h9/d9).

Se elige el tipo de aceite y su temperatura media (empleando las gráficas de los fabricantes de aceites), considerando la práctica de operación de máquinas

semejantes. La temperatura media de operación del aceite se toma en el rango $t_m = 45 \dots 75$ °C.

1.6 FACTORES DE DISEÑO

En el diseño se distinguen dos grupos de variables: independientes y dependientes. Las primeras pueden ser modificadas por el diseñador, algunas impuestas por el proyecto general de máquina:

- la viscosidad μ .
- la carga por unidad de área proyectada, P.
- la velocidad de giro, N.
- las dimensiones del eje y del cojinete: r, c, L y β .

Las segundas (llamadas también factores de diseño) no están directamente controladas por el diseñador pero deben mantenerse dentro de los límites admisibles:

- Coeficiente de rozamiento, f.
- Incremento de temperatura, Δt .
- Flujo de lubricante, Q.
- Espesor mínimo de película, h_o .

1.7 RELACIÓN ENTRE LAS VARIABLES DE DISEÑO

Este apartado se basará en la solución numérica de Raimondi y Boyd publicada en 1958 en 3 artículos de Trans. ASLE. Estos resultados se presentan en forma de 45 diagramas y 6 tablas.

El número característico del cojinete (número de Sommerfeld, todas las variables en Sistema Internacional. y N en rps) es:

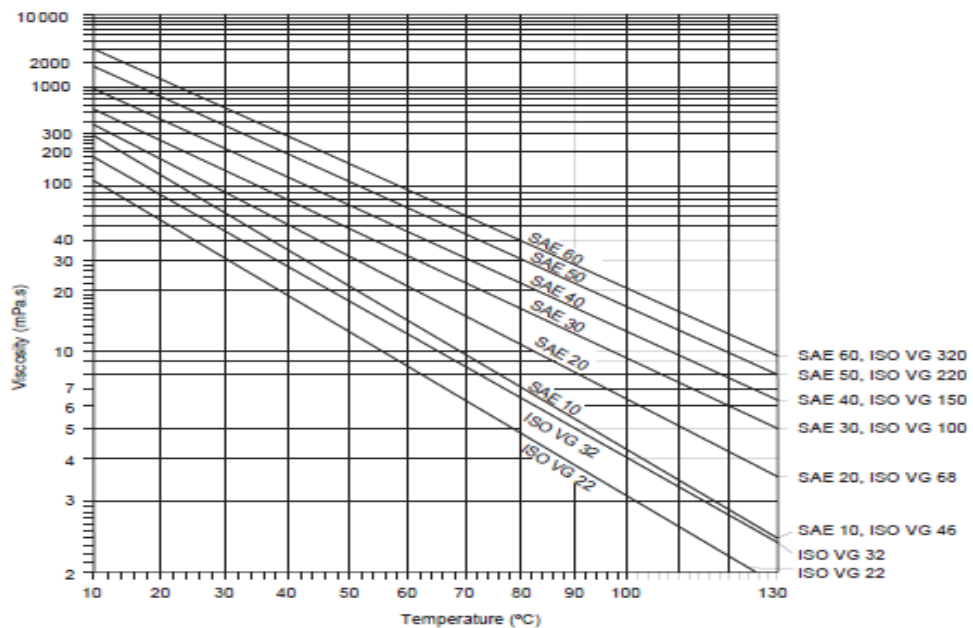
Ecuación 7.

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

1.7.1 Diagramas de viscosidad.

- Una hipótesis importante es que la viscosidad es constante para todo el cojinete, se considera a un valor promedio entre la temperatura entre la temperatura de entrada de aceite al cojinete y la de salida.
- Al ser el incremento de temperatura normalmente incógnita será necesario

Ilustración 12. Diagrama de viscosidad.



Fuente: Raimondi y Boyd.

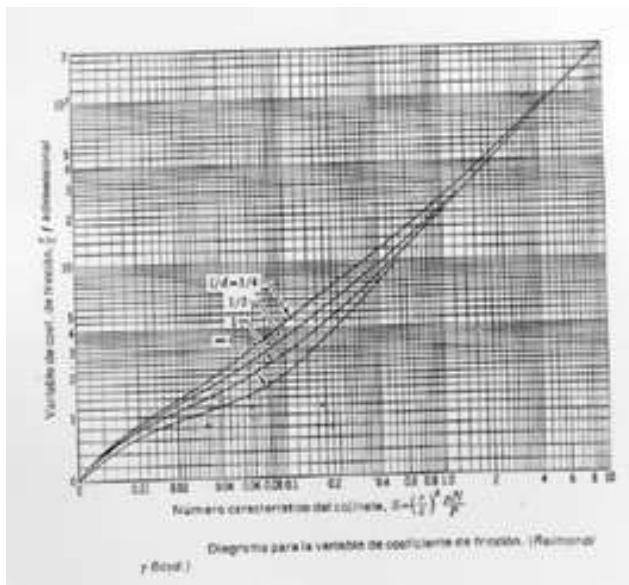
1.7.2 Espesor mínimo de película.

- Está relacionado con la excentricidad, e , y relación de exc. del eje, ε :
$$hc_0 = -e$$
$$hc_{01} = -\varepsilon$$
- Este valor ε da una idea de la carga que está soportando el cojinete.
- Entre las innumerables soluciones en un proyecto de cojinetes, Kingsbury demostró que para un arco de apoyo β existe una ε que proporciona máx. capacidad de carga y otra mínima pérdida por rozamiento.

1.7.3 Coeficiente de rozamiento.

- Conocido el coeficiente de rozamiento, f , puede determinarse el par necesario para vencer el rozamiento y la potencia perdida:
$$TfWr_{roz} = ..$$
$$PotfWrN_{roz} =2\pi$$
- Ver en la ilustración 13 en que se representa $(r.f/c)$ en función de S para cojinetes completos. Para cojinetes parciales ver tablas.

Ilustración 13. Variable de fricción.

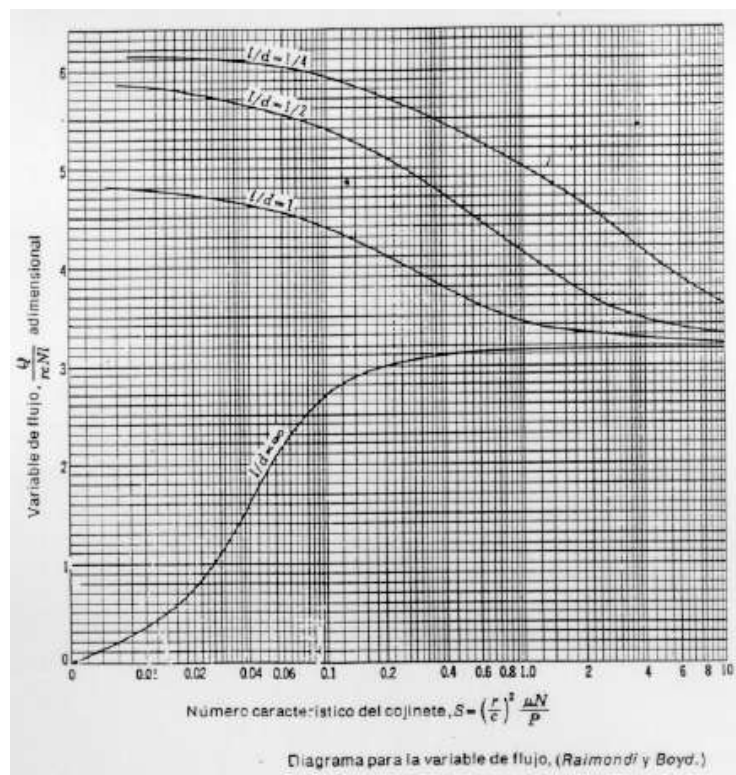


Fuente: *Raimondi y Boyd.*

1.7.4 Flujo de lubricante.

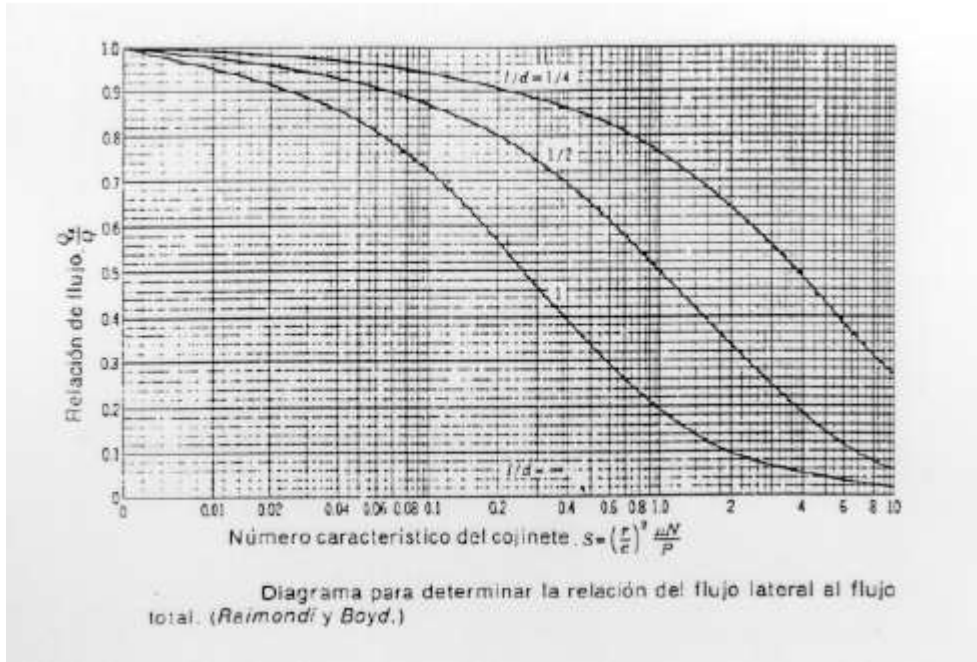
- Partiendo de que la presión exterior es la atmosférica y de que no hay ranuras ni agujeros en el cojinete, la ilustración 14 proporciona el caudal mínimo para que haya condiciones hidrodinámicas.
- $Q-Q_s$ es el caudal impulsado hacia la parte convergente.
- Q_s es el flujo lateral (volumen de caudal que se renueva por s), importante desde el punto de vista de refrigeración.

Ilustración 14. Diagrama para la variable de flujo.



Fuente: Raimondi y Boyd.

Ilustración 15. Diagrama para la relación del flujo lateral al flujo total



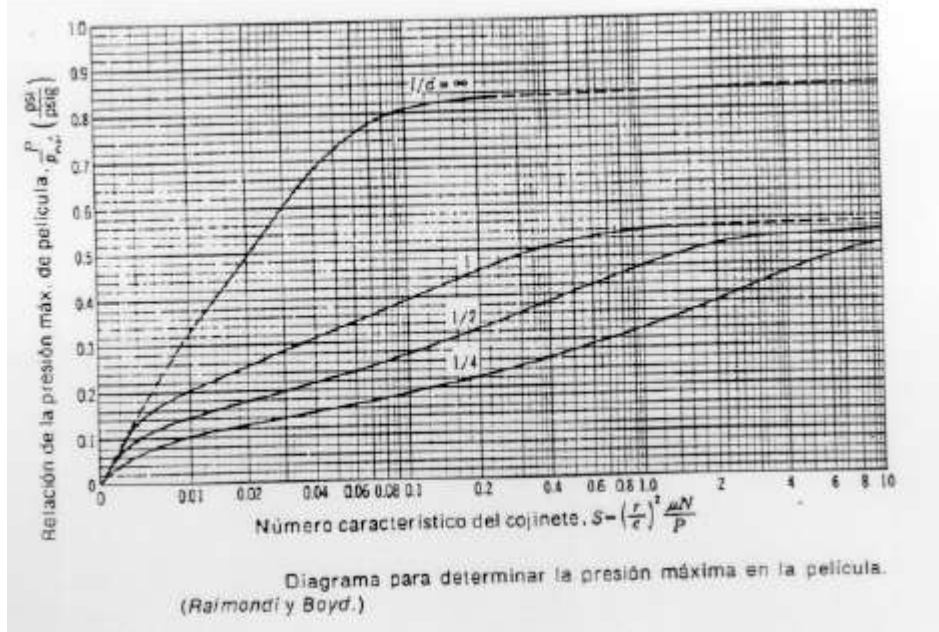
Fuente: Raimondi y Boyd.

1.7.5 Presión en la película de lubricante

- En un cojinete sin ranuras ni agujeros, con presión exterior igual a la atmosférica, la Fig. proporciona la relación (P/p_{max}) .
- La Fig. permite hallar el ángulo en el que se produce el máximo de presión θ_{pmax} y la posición terminal de película θ_{po} .

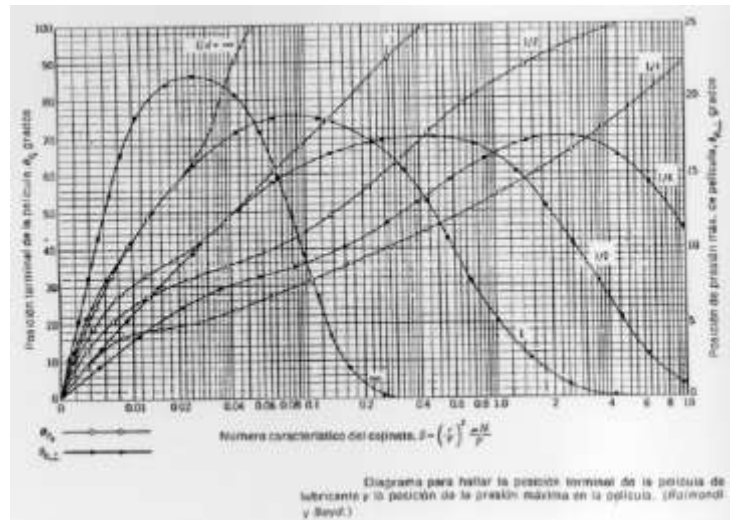
Ilustración 16. Diagrama para determinar la presión máxima en la película.

- **Presión máxima desarrollada en la película, P/P_{MAX} .**



Fuente: Raimondi y Boyd.

Ilustración 17. Diagrama para hallar la posición terminal de la película de lubricante y la posición de la presión máxima en la película.



Fuente: Raimondi y Boyd.

1.7.6 Incremento de temperatura

- El trabajo para vencer el rozamiento se convierte en calor que se disipa por conducción, convección y radiación.
- Por estar en el lado de la seguridad se supondrá que toda esta energía se disipa a través del lubricante (así han calculado las tablas R&B) y que todo el lubricante se renueva en cada vuelta. Dos casos:
- Cojinete de longitud infinita.

Ecuación 8

$$\Delta t = \frac{f \cdot W \cdot 2\pi \cdot r \cdot N}{\rho \cdot C \cdot Q}$$

- Cojinete de longitud finita (suponiendo $\Delta t/2$ en el caudal lateral)

Ecuación 9

$$\Delta t = \frac{f \cdot W \cdot 2\pi \cdot r \cdot N}{\rho \cdot C \cdot (Q - \frac{Q_s}{2})}$$

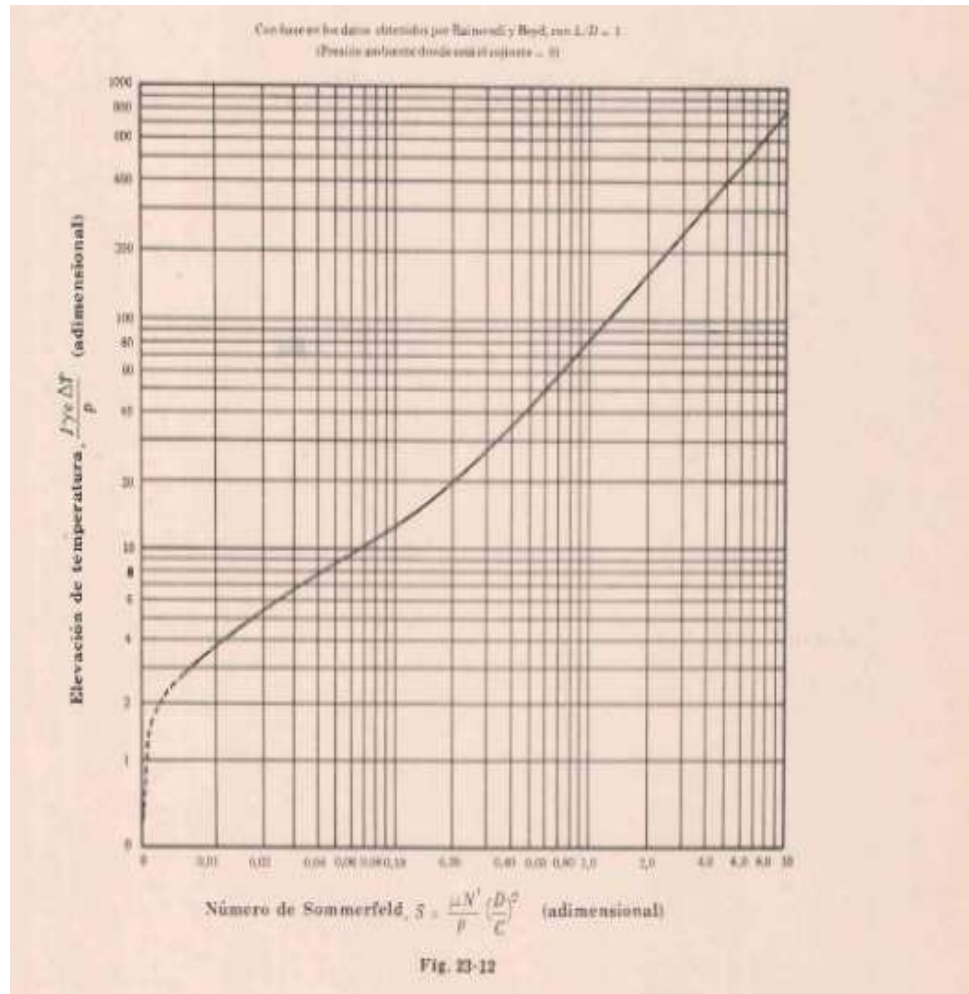
- Una hipótesis más conservadora: únicamente se renueva el caudal lateral:

Ecuación 10

$$\Delta t = \frac{f \cdot W \cdot 2\pi \cdot r \cdot N}{\rho \cdot C \cdot Q_s}$$

- Para aceites de hidrocarburo $\rho \cdot C$ es aprox: $14.17 \times 10^4 \text{ kg/}^\circ\text{C} \cdot \text{m}^3 = 14.17 \times 10^5 \text{ J/}^\circ\text{C} \cdot \text{m}^3$.

Ilustración 18. Presión ambiente donde está el cojinete.



Fuente: Raimondi y Boyd.

1.7.7 Balance térmico.

Muchos cojinetes, llamados autosuficientes, están diseñados con un sistema de suministro de lubricante (p.ej. anillo de engrase) que asegure la lubricación hidrodinámica (ventiladores, bombas, etc.).

El problema reside en el equilibrio térmico y necesidad de refrigeración, especialmente para diámetros y velocidades grandes. Un cálculo muy aproximado puede hallarse en los capítulos correspondientes de los libros de Shigley y de Faires.

1.8 ORIENTACIÓN AL DISEÑO DE COJINETES

1.8.1 Orientaciones generales.

Hay que tomar decisiones sobre las variables independientes, aunque algunas vengan condicionadas (velocidad, tipo aceite, etc.).

La primera variable a considerar es carga por unidad de área, P . La Tabla 2 ofrece unos valores orientativos.

Tabla 2. . Intervalos de valores de cargas por unidad de área proyectada de uso corriente en cojinetes

APLICACIÓN	CARGA UNITARIA	
	psi	MPa
Motores a Diesel:		
Soportes de eje principales	900–1700	6–12
Brazo de cigüeñal	1150–2300	8–15
Articulación de biela en pistón	2000–2300	14–15
Motores eléctricos	120–250	0.8–1.5
Turbinas de vapor	120–250	0.8–1.5
Reductores de velocidad	120–250	0.8–1.5
Motores de automóvil:		
Soportes de eje principales	600–750	4–5
Brazo de cigüeñal	1700–2300	10–15
Compresores de aire:		
Soportes de eje principales	140–280	1–2
Brazo de cigüeñal	280–500	2–4
Bombas centrífugas	100–180	0.6–1.2

Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley.

Seguidamente se fija L/D . Normalmente $0.8 < L/D < 1.3$. La disminución de L , manteniendo las otras variables, hace decrecer h_0 y aumenta Q_s . La práctica común es empezar con $L/D=1$, aumentar si se quiere aumentar la película y disminuir si hay fuertes flexiones. Algunos valores recomendados:

- motores gasolina y diesel 0.3-0.8
- turbogeneradores 0.8-1.5
- generadores y motores 1.2-2.0
- ejes con cojinetes autoalineados 3.0-4.0
- máquina herramienta 2.0-4.0
- ferrocarril 1.2-1.8

Por último, hay que mencionar el h_0 (espesor mínimo de película). Influye la experiencia y el valor a elegir depende de la rugosidad, variación de las cargas, desalineación, deformaciones, etc.

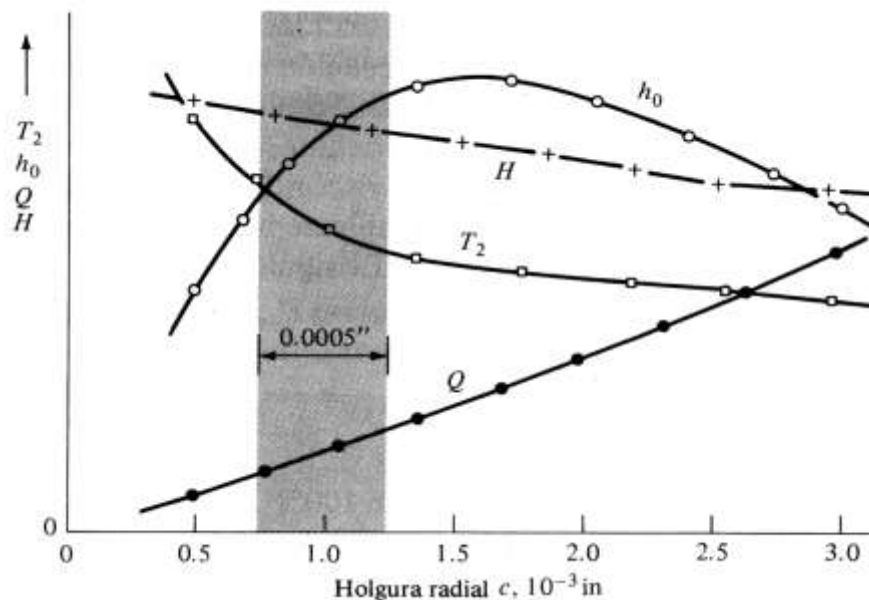
Fijadas las variables independientes se realiza el análisis hidrodinámico del cojinete y se comprueba que el diseño es satisfactorio. En caso contrario se varían los parámetros y se hace una segunda iteración.

1.8.2 Técnicas de optimización.

El análisis descrito en el apartado anterior lleva a un cojinete “correcto”, pero puede interesar optimizarlo respecto a alguna variable: P , f , o ver el efecto sobre las variables dependientes de una independiente.

El ejemplo de la ver en la ilustración 19 permite hallar una zona óptima (sombreada). Al tratarse de un ejemplo los valores numéricos no son trasladables a otro caso.

Ilustración 19 Holgura radial..



Fuente: Raimondi y Boyd.

1.9 RELACIONES GEOMÉTRICAS EN LOS COJINETES.

En la caracterización de los cojinetes se consideran la distancia entre los centros del muñón y del cojinete (figura 5) e denominada excentricidad del muñón, la holgura radial C_r (dada por el ajuste de montaje del muñón sobre el cojinete y finalmente en el parámetro del cojinete que se calcula), la relación de excentricidad o excentricidad relativa $\varepsilon = e/C_r$, el espesor mínimo de la película de aceite h_0 , la relación de longitud por diámetro del cojinete (l/d), la holgura relativa $\psi = C_r/r$, el espesor relativo de la capa lubricante $\xi = h_{min}/C_r$ (en los cojinetes completos $h_{min} = h_0$), la viscosidad dinámica del lubricante η , la carga unitaria $p = k = W/l \cdot d$ (W o F o P es la carga radial, determinada luego de hallar las reacciones), las revoluciones n del muñón (o su velocidad angular ω en rad/s) y el coeficiente de rozamiento f .

En el cálculo de los cojinetes es importante determinar el número de Sommerfeld o número característico del cojinete, S , a partir del cual otros parámetros como el espesor relativo de la capa lubricante ξ y el coeficiente de rozamiento variable $f \cdot r/C_r$, pueden determinarse. El número de Sommerfeld está dado por la siguiente expresión:

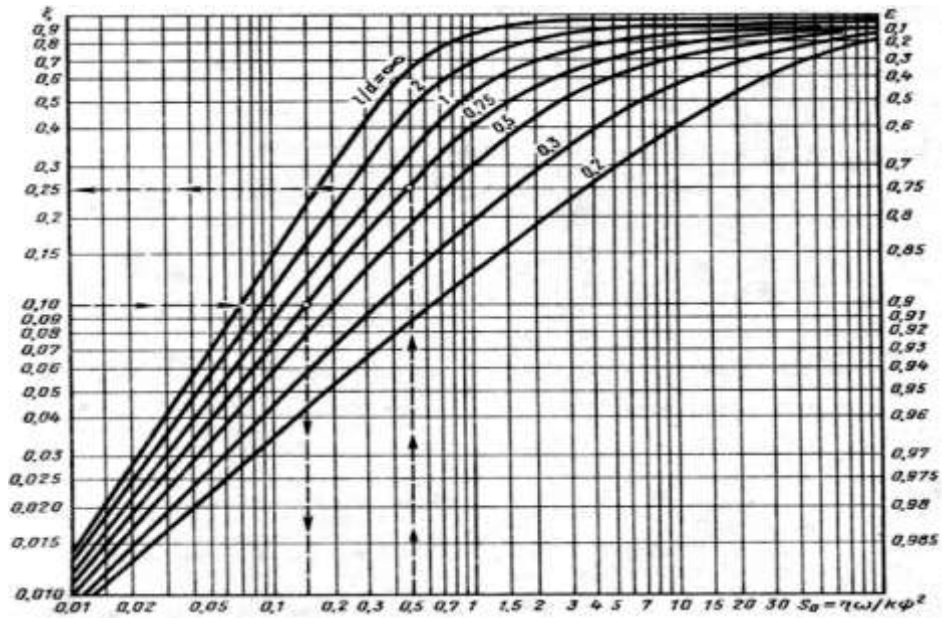
Ecuación 11.

$$S = \frac{\eta \cdot \omega}{k \cdot \psi^2} \quad (3)$$

El valor de S , para un cojinete dado depende de la excentricidad relativa ε ($\varepsilon = e/0.5 \cdot S$, siendo $S = C_d$ la holgura diametral, la cual determina la posición del muñón en el cojinete en el régimen de lubricación líquida) y la relación l/d . En la figura 18 se observa el gráfico que relaciona el número de Sommerfeld con el parámetro de espesor relativo de la capa lubricante.

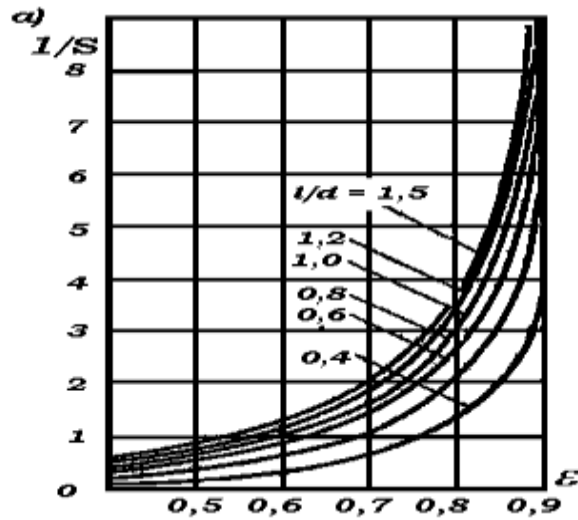
En la figura 19 se presenta un gráfico que relaciona el inverso del número de Sommerfeld con la excentricidad relativa.

Ilustración 20. Espesor relativo de la capa lubricante en función del número de Sommerfeld.



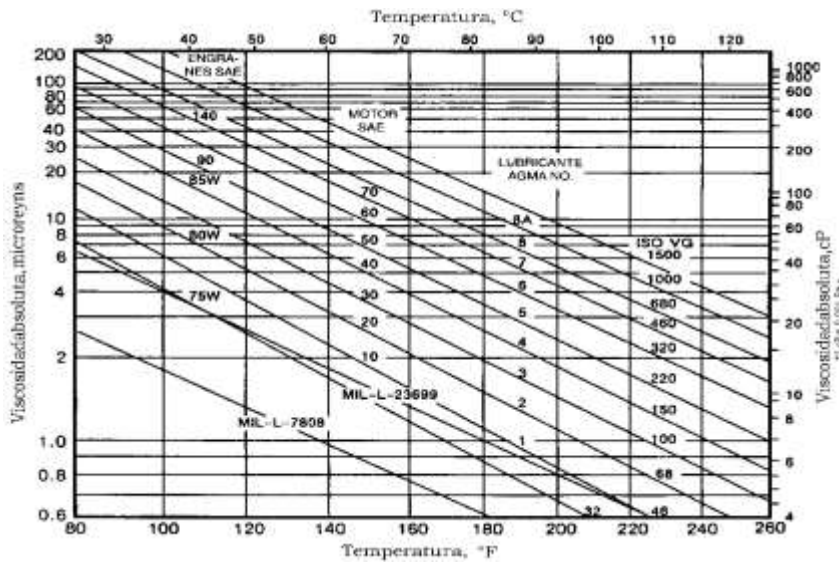
Fuente: Diseño de Elementos de Maquinas de Faires.

Ilustración 21. Magnitud inversa al número de Sommerfeld como función de la excentricidad relativa del cojinete para diferentes valores de la relación l/d .



Fuente: Diseño de Elementos de Maquinas de Faires.

Ilustración 22. Ejemplos de referencia de viscosidades de aceites a diferentes temperaturas.



Fuente: Diseño de Elementos de Maquinas de Faires.

El cálculo del cojinete incluye también el cálculo del coeficiente de fiabilidad según la capacidad de carga, x , el cual se determina como la relación entre el número de Sommerfeld real del cojinete obtenido y el número Sommerfeld crítico calculado con la holgura crítica dada por las rugosidades de las superficies del muñón y del cojinete:

Ecuación 12.

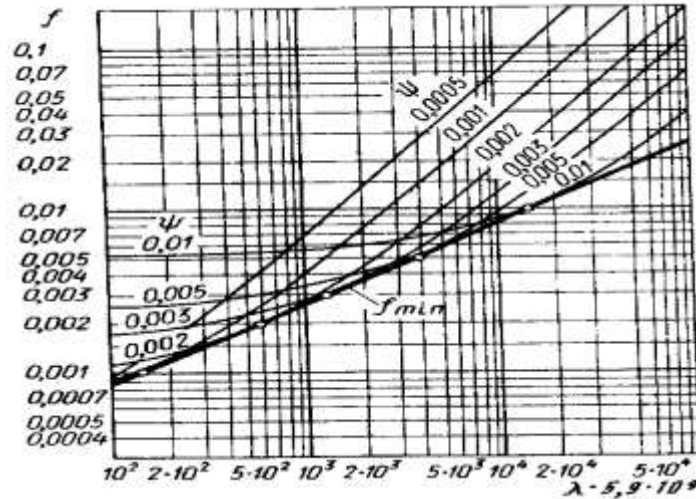
$$X = \frac{\lambda}{\lambda_{cr}} = \frac{S_0}{S_{0cr}}$$

Siendo $\lambda = \eta \cdot n/k$ un factor característico del cojinete (en él, la viscosidad se reemplaza en $Pa \cdot S$, las revoluciones n en S^{-1} y la carga unitaria en Pa). Dividiendo este valor por $5,9 \cdot 10^9$, se convierte el valor de λ al parámetro (Z_n/p) , el equivalente factor característico del cojinete en la literatura americana (cuando la viscosidad dinámica Z se expresa en centipoises, las revoluciones rpm y la carga unitaria, p en Kg/cm^2).

En la literatura técnica se encuentran los valores recomendados de $\lambda (Z_n/p)$, para diferentes aplicaciones. Cada cojinete cilíndrico liso tiene su propia curva $\lambda (Z_n/p) - f$, todas semejantes (figura 11), que indica lo que sucede con el coeficiente

de fricción f cuando varía el factor característico λ , por cambios de la viscosidad, las revoluciones, la carga unitaria o todos ellos.

Ilustración 23. Coeficiente de fricción f como función del factor característico del cojinete λ



Fuente: *Diseño de Elementos de Maquinas de Faires.*

A medida que aumenta la velocidad de rotación se logra la lubricación semilíquida, el coeficiente de fricción disminuye y el árbol se desplaza en el sentido de rotación mientras no se produzca la separación de los micros irregularidades. Al aumentar λ el centro del árbol tiende hacia el centro del cojinete, la cuña tiende a desaparecer y la presión en la capa lubricante tiende a cero (esto puede ocurrir cuando la carga externa sea cero).

Con valores altos de λ hay acción hidrodinámica y lubricación de película gruesa. Cuando λ disminuye se alcanza un punto de f mínimo; si λ sigue disminuyendo, las irregularidades de las superficies comienzan a tocarse y f comienza a subir rápidamente hacia un valor del orden de 0,1 (estos últimos valores no se muestran en la gráfica), para una superficie apenas mojada por el aceite. Desde el valor de f_{min} , el cual depende de la rugosidad de las superficies, en la zona de transición, las relaciones para la acción hidrodinámica ya no son aplicables. Para las superficies más lisas con cojinete cuidadosamente ajustado, lo que contribuye a aislar más las superficies, el mínimo valor de f corresponde a $\lambda \leq 2,37 \cdot 10^{-9}$, correspondientes a un número de Sommerfeld típico de 0,0157. Cuanto más lisas son las superficies, mayor es la capacidad de carga del cojinete, la película de

lubricante puede ser más delgada. Solo en circunstancias excepcionales de diseño se deja que $\lambda \leq 1,18 \cdot 10^{-8}$. En general, lo más recomendable es buscar que $\lambda \approx 1,18 \cdot 10^{-7}$.

Así, el cálculo de un cojinete no comprueba un coeficiente de seguridad, sino un coeficiente de fiabilidad, que es función de la relación de la holgura mínima real que se puede obtener y la holgura crítica dada por la suma de las rugosidades de las superficies del par.

Para un cojinete óptimo ($\xi = h_{min}/C_r$), manteniendo las demás condiciones constantes, la capacidad de carga del cojinete es proporcional al cubo del diámetro del muñón:

$$F = \frac{12,2}{m^2} \cdot d^3 \cdot (l/d)^2 \cdot \eta \cdot n$$

Siendo m un coeficiente relacionado con el cambio de tolerancias para el muñón: (ver **Tabla 3**).

Tabla 3. Tolerancias para el muñón.

Tolerancia	c8	d9	d8	f9	e8	f8	f7	f6
M	23	21,5	17	13	12	9	7,5	6

Fuente: Diseño de Elementos de Maquinas de Faires.

La holgura relativa media conociendo el parámetro m , se determina como $\psi_m = 10^{-3} \cdot m/\sqrt{d}$, para d en mm .

1.10. DEFECTOS Y VIBRACIONES EN COJINETES HIDRODINÁMICOS.

1.10.1 JUEGO RADIAL EXCESIVO.

Puede producir un posicionamiento incorrecto del eje sobre el apoyo y en consecuencia se da el fenómeno de desalineación con su frecuencia característica de $2f$ (cuando f es la frecuencia de giro del eje). Además el cojinete pierde capacidad de absorber las fuerzas ocasionadas por desequilibrios dinámicos, apareciendo variaciones de frecuencias $2f, 3f$ y en algunos casos armónicos superiores. En otros casos el juego excesivo puede ocasionar que contacte el eje con el cojinete apareciendo frecuencias de vibración desde $0,5f$ hasta altas frecuencias.

1.10.2 OIL WHIRL.

Se trata de una vibración auto excitado que suele aparecer cuando las velocidades son altas y cuya frecuencia característica va de $0,40f$ a $0,48f$. Normalmente las fuerzas asociadas a este fenómeno son reducidas en comparación con las cargas soportadas por el cojinete, pero un cojinete que normalmente sería estable puede presentar este problema debido que se excita por una frecuencia exterior coincidente o próxima a la característica de este fenómeno (frecuencia natural del eje o de la bancada). Las fuerzas que ocasionan el "Oil Whirl" están causada por la diferencia de presión en el aceite entre la zona de alta y de baja que introduce un esfuerzo tangencial sobre el eje. La frecuencia de la excitación es aproximadamente la mitad de la velocidad de giro dado que esa es la velocidad media del flujo de aceite pues el aceite en contacto con el eje tiene su misma velocidad y el que está en contacto con la pared del cojinete tiene velocidad nula. Si se alcanzan velocidades de giro que dupliquen la frecuencia natural del eje, el "Oil Whirl" puede degenerar en "Oil Whip" apareciendo vibraciones de amplitud elevada, al excitarse la frecuencia natural del eje, y aunque se siga aumentando la velocidad de giro, no desaparece la vibración al re-excitarse la resonancia, pudiendo generarse un fallo en la máquina.

2. DISEÑO DEL BANCO EXPERIMENTAL PARA ESTUDIO DE LOS COJINETES HIDRODINÁMICOS.

2.1 CONSIDERACIONES DE DISEÑO.

Consideraciones de diseño

Se puede distinguir entre grupos de variables en el diseño de cojinetes deslizantes. En el primer grupo se encuentran aquellas cuyos valores se dan o están bajo el control del diseñador, estas son:

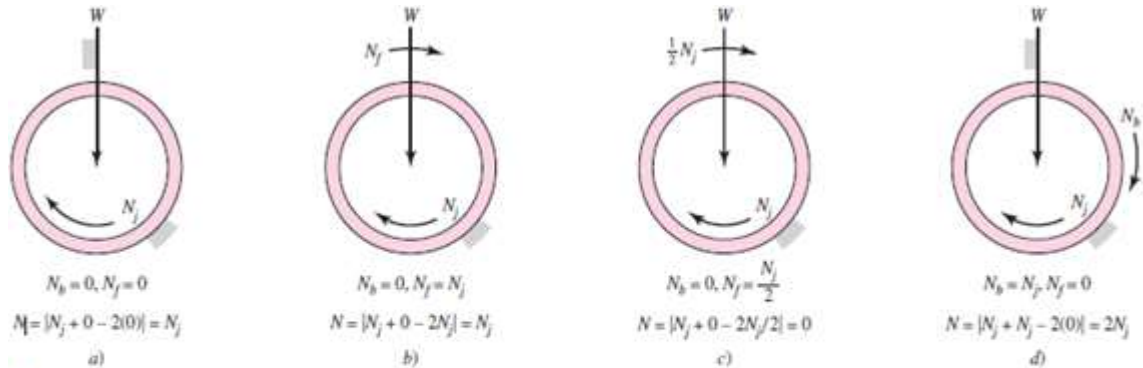
- 1 La viscosidad μ .
- 2 La carga por unidad de área proyectada de cojinete, P .
- 3 La velocidad N .
- 4 Las dimensiones del cojinete r , c , β y l .

De estas cuatro variables, por lo general el diseñador no tiene control sobre la velocidad, ya que se especifica mediante el diseño global de la máquina. Algunas veces la viscosidad se determina de antemano, como, por ejemplo, cuando el aceite se almacena en un colector y se usa para lubricar y enfriar una variedad de cojinetes. Las variables restantes, y en ocasiones la viscosidad, las controla el diseñador y, por lo tanto, son *decisiones* que toma. En otras palabras, cuando se han tomado las cuatro decisiones, el diseño está completo.

En el segundo grupo se encuentran las variables dependientes. El diseñador no puede controlarlas excepto de manera indirecta al cambiar una o más del primer grupo. Éstas son:

- 1 El coeficiente de fricción f
- 2 El incremento de la temperatura ΔT
- 3 El flujo de aceite Q
- 4 El espesor mínimo de la película h_0

Ilustración 24. Ilustra diversas situaciones para determinar N .



Cómo varía la velocidad significativa. a) Caso de cojinete común. b) El vector de carga se mueve a la misma velocidad que el muñón. c) El vector de carga se mueve a la mitad de la velocidad a la que se mueve el muñón; no se puede soportar ninguna carga. d) El muñón y el buje se mueven a la misma velocidad, el vector de carga es estacionario, la capacidad se reduce a la mitad.

Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley.

El grupo anterior de variables expresa lo bien que funciona el cojinete, de aquí que se consideren como *factores de desempeño*. El diseñador debe imponer ciertas limitaciones a sus valores para asegurar un desempeño satisfactorio, las cuales se especifican mediante las características de los materiales de los cojinetes y del lubricante. Por lo tanto, el problema fundamental en el diseño de cojinetes consiste en definir límites satisfactorios para el segundo grupo de variables y luego decidir los valores para el primer grupo, de tal forma que no se excedan las limitaciones mencionadas.

Velocidad angular significativa

En la siguiente sección examinaremos varios diagramas importantes que relacionan variables clave con el número de Sommerfeld. Hasta este punto hemos supuesto que solamente el muñón rota y es su velocidad rotacional la que se emplea en el número de Sommerfeld. Se ha descubierto que la velocidad angular N , que resulta significativa para el desempeño del cojinete de película hidrodinámica se determina por:

Ecuación 13.

$$N = |N_j + N_b - 2N_f|$$

Donde N_j = velocidad angular del muñón, rps
 N_b = velocidad angular del cojinete, rps
 N_f = velocidad angular del vector de carga, rps.

Cuando se determina el número de Sommerfeld para un cojinete general, se hace uso de la ecuación anterior cuando se introduce N . La ilustración 24 ilustra diversas situaciones para determinar N .

2.2 CALCULOS DEL COJINETE.

Se realizaran los cálculos para el cojinete con un muñón de diámetro $d = 70 \text{ mm}$, que gira a una velocidad n entre 100 y 1000 rpm ($\omega = \pi \cdot 100/30 = 10,5 \text{ rad/s}$) y ($\omega = \pi \cdot 1000/30 = 105 \text{ rad/s}$) respectivamente y será cargado con una carga radial $F_r = 50 \text{ N}$ y $F_r = 100 \text{ N}$.

Por criterios de diseño y en ausencia de información, puede tomarse la relación.

$$L/d = 1,1428, \text{ donde } l=80 \text{ y } d=70.$$

La velocidad periférica del muñón:

$$V_{min} = \pi \cdot 0,07 \cdot 100/60 = 0,3665 \text{ m/s}, \text{ y } V_{max} = \pi \cdot 0,07 \cdot 1000/60 = 3,6652 \text{ m/s}.$$

La presión específica P dada por la expresión ($P = F_r/l \cdot d$): donde F_r es la carga radial=50N y 100N.

$$P = 50\text{N}/5600\text{mm}^2 = 8,9285 \cdot 10^{-3} \text{ Mpa}$$

$$P = 100\text{N}/5600\text{mm}^2 = 17,857 \cdot 10^{-3} \text{ Mpa}$$

El producto de presión por velocidad dada por la expresión $p \cdot v$:

$$P1 \cdot V_{min} = (8,9285 \cdot 10^{-3}) \text{ Mpa} \cdot (0,3665) \text{ m/s} = 0,003272 \text{ Mpa} \cdot \text{m/s}$$

$$P1 \cdot V_{max} = (8,9285 \cdot 10^{-3}) \text{ Mpa} \cdot 3,6652 \text{ m/s} = 0,03272 \text{ Mpa} \cdot \text{m/s}$$

$$P2 \cdot V_{min} = (17,857 \cdot 10^{-3}) \text{ Mpa} \cdot (0,3665) \text{ m/s} = 0,006545 \text{ Mpa} \cdot \text{m/s}$$

$$P2 * V_{max} = (17,857 \cdot 10^{-3}) \text{ Mpa} * 3,6652 \text{ m/s} = 0,06545 \text{ Mpa} \cdot \text{m/s}$$

Por la tabla consideramos utilizar un cojinete de fundición gris con el cual garantiza una buena fiabilidad en los regímenes de arranque.

Después de los cálculos anteriores se procede a elegir la holgura relativa dada por la siguiente expresión: $\psi = C_r/r$

Utilizando la relación $\psi \approx 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot v^{0,25}$:

$$\psi \approx 0,8 \cdot 10^{-3} * 3,6652^{0,25} = 0,001107.$$

Con este valor se determina la holgura diametral $C_d = S = \psi \cdot d$:

$$C_d = S = \psi \cdot d = 0,001107 * 70 = 0,07748 \text{ mm}.$$

Se selecciona un ajuste, para el cual S (C_d) corresponda aproximadamente al valor medio de la holgura. Una posibilidad es el ajuste H9/d9, para el cual las dimensiones del árbol estarán dadas por el campo $d = 70_{-0,174}^{-0,100}$ y las del orificio por el campo $D = 70_{0,0}^{+0,074}$. Las holguras mínimas, máxima y media calculadas son:

$$S_{min} = 0,100 \text{ mm}, \quad S_{max} = 0,248 \text{ mm}, \quad S_{medio} = 0,174 \text{ mm}.$$

Determinando las holguras de cálculo (S_c), es recomendable excluir los valores de poca probabilidad con ayuda de la ecuación de la teoría de probabilidad:

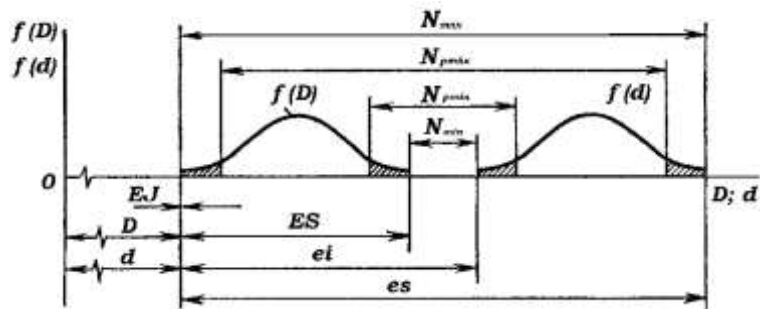
Ecuación 14.

$$S_{c \max}^{min} = \bar{S} \mp C \sqrt{T_D^2 + T_d^2},$$

donde $\bar{S} = S_m = 0,174$; $T_D = 0,074 - 0,0 = 0,074$; $T_d = -0,100 + 0,174 = 0,074 \text{ mm}$; C es un coeficiente que depende de la probabilidad P(t), asumida o deseada según el tipo

de producción y su calidad, de que las holguras de cálculo caigan en el campo de dispersión permisible real (ver tabla); $S_{c\max}^{min}$ son las holguras de cálculo correspondientes al valor tomado de la probabilidad P(t).

Ilustración 25. Gráfico Holguras.



Fuente: Diseño de Elementos de Maquinas de Faieres.

Tabla de probabilidad: de que el valor real del ajuste de holgura o de interferencia se ubique en el intervalo $Spmin... Spmax$ o $Npmin... Npmax$.

Tabla 4. Tabla de probabilidad.

P	0,999	0,99	0,98	0,97	0,96	0,95
C	0,5	0,39	0,34	0,31	0,27	0,21

Asumiendo $P(t) = 0,98$ y el valor correspondiente de $C = 0,34$:

Ecuación 15.

$$S_{c\min} = 0,174 - 0,34\sqrt{0,074^2 + 0,074^2} = 0,13841 \text{ mm};$$

$$S_{c\max} = 0,174 + 0,34\sqrt{0,074^2 + 0,074^2} = 0,20958 \text{ mm}.$$

Los valores probabilísticos límite de la holgura relativa dada por la expresión $\psi_{cmin} = S_{cmin}/d$:

Ecuación 16.

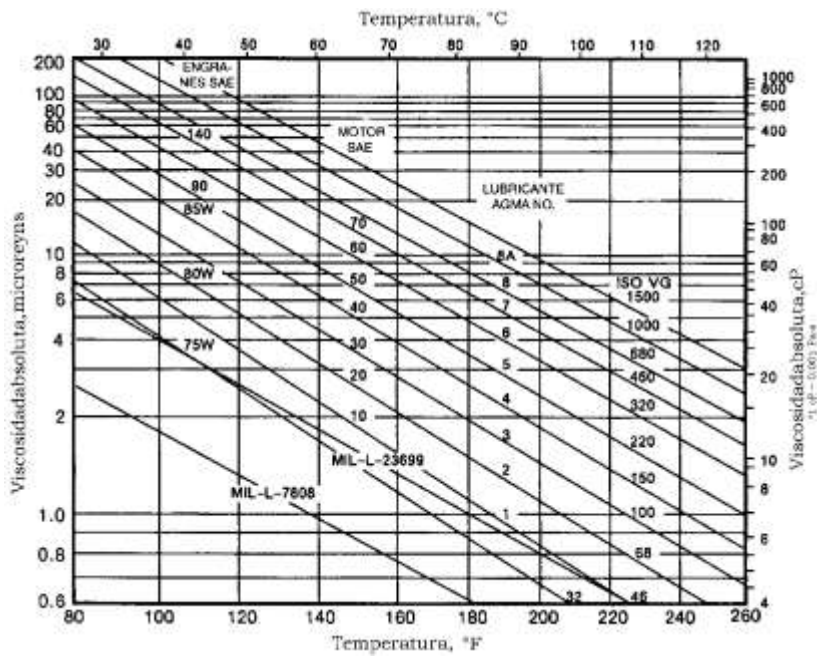
$$\psi_{cmin} = 0,13841\text{mm} / 70\text{mm} = 0,001977;$$

Ecuación 17.

$$\psi_{cmax} = 0,20958\text{mm} / 70\text{mm} = 0,002994 \text{ mm.}$$

Se puede disponer de un aceite ISO 32, para una temperatura media de $t = 40 \text{ }^\circ\text{C}$, por la ilustración 26, se determina la viscosidad $\eta = 0,161 \text{ Pa}\cdot\text{s} = 0,0161 \cdot 10^{-6} \text{ MPa}\cdot\text{s}$.

Ilustración 26. Grafico temperatura vs viscosidad.



Fuente: Diseño de Elementos de Maquinas de Faires.

Se calcula el factor 1/S:

Ecuación 18.

$$1/S = p \cdot \psi_{c\min}^2 / \eta\omega = 8,9285 \cdot 10^{-3} \cdot 0,001977^2 / 0,0161 \cdot 10^{-6} \cdot 10,5 = 2,06 .$$

Ecuación 19.

$$1/S = p \cdot \psi_{c\min}^2 / \eta\omega = 8,9285 \cdot 10^{-3} \cdot 0,001977^2 / 0,0161 \cdot 10^{-6} \cdot 105 = 0,206$$

Por el gráfico, se determina $\varepsilon = 0,6$, y por la fórmula:

Ecuación 20.

$$h_{\min} = 0,5 \cdot 0,001 \cdot (1 - 0,6) = 0,02 \text{ mm.}$$

Tomando para el árbol $R_{z1} = 0,003 \text{ mm}$ y para el cojinete $R_{z2} = 0,006 \text{ mm}$, la holgura crítica es $h_{cr} = 0,003 + 0,006 = 0,009 \text{ mm}$.

El coeficiente de fiabilidad según la holgura es

Ecuación 21.

$$s_h = \frac{h_{\min}}{h_{cr}} = \frac{0,02}{0,009} = 2,22 \geq [s_h] = 2.$$

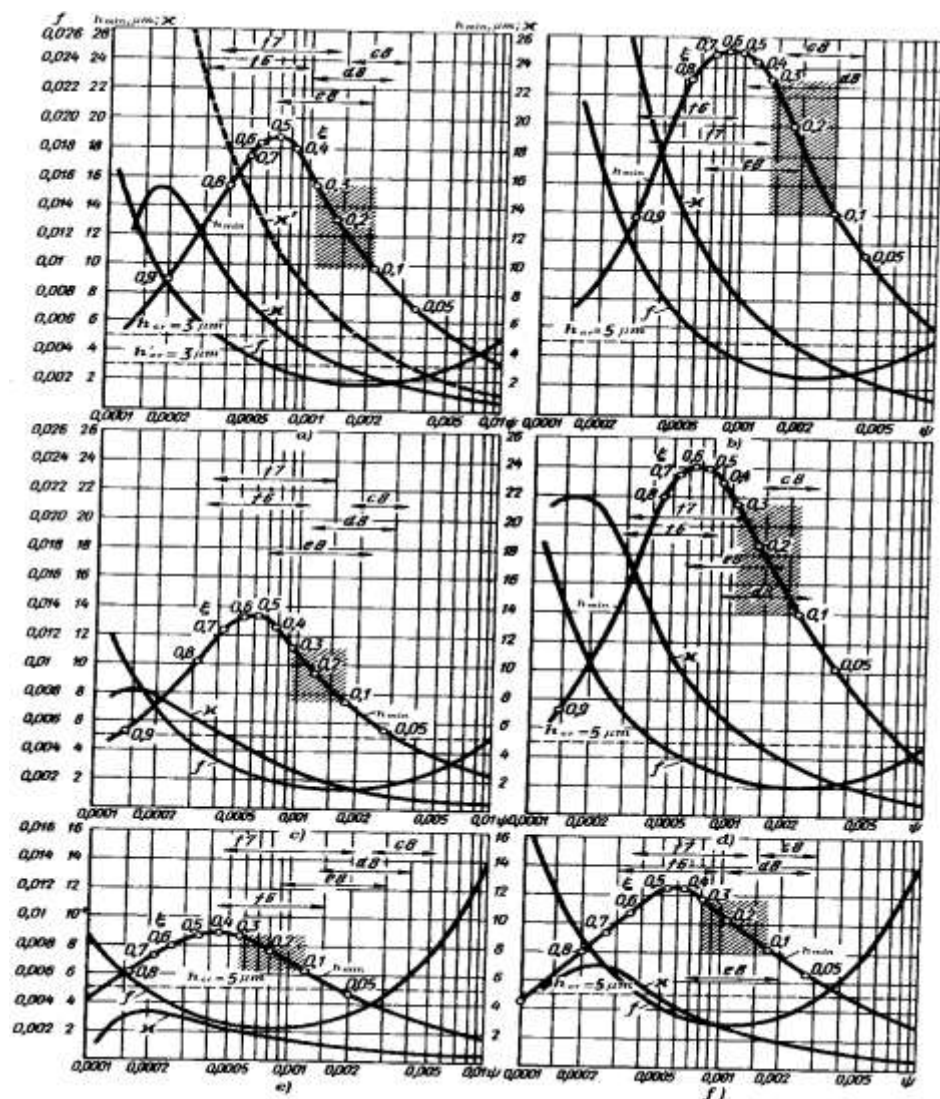
Análogamente se realiza el cálculo con $\psi_{c\max}$ y se encuentra $s_h = 2,11 > [s_h]$.

Se garantiza con el ajuste seleccionado, H9/d9, la lubricación líquida en todo el intervalo de cálculo de las holguras, para el régimen de carga y revoluciones dado.

Se determina el régimen de lubricación y enfriamiento, calculando la expresión $\sqrt{p \cdot v^3} = \sqrt{1,25 \cdot 10^6 \cdot 5,24^3} = 13,4 \cdot 10^3$. Dado el resultado, se concluye que la lubricación por cuña hidrodinámica es suficiente y que no se necesita enfriamiento del cojinete.

Aquí termina el cálculo aproximado del cojinete. En el cálculo la temperatura del aceite se ha elegido de manera orientativa. El cálculo de los cojinetes requiere de varios intentos, hasta que se logre el cojinete óptimo. Por cojinete óptimo se pueden entender dos cojinetes: el óptimo desde el punto de vista de la capacidad de carga y el óptimo desde el punto de vista de la mínima pérdida de energía por rozamiento. En la tabla AT 20 del libro de Faies [4] se cita que para cojinetes completos, con flujo lateral, los valores de $\xi = h_{min}/C_r$ que hacen óptimos los cojinetes desde el punto de vista de la carga máxima y del rozamiento mínimo son, respectivamente: para $l/d = 1$, 0,53, 0,30; para $l/d = 0,5$, 0,43, 0,12; para $l/d = 0,25$, 0,27, 0,03. Hallando el valor $f \cdot r/c_r$ por tablas o figuras (figura AF 17 [4]), luego de haber determinado C_r , puede determinarse el coeficiente de fricción f , y con él hallarse la pérdida de energía por rozamiento $U_f = f \cdot W \cdot v_m$, la cual, a su vez, permite determinar el área requerida para la disipación de calor dados los materiales de la carcasa.

Ilustración 27. Parámetros de operación de los rodamientos con diferentes valores de la holgura relativa ψ [3].



Fuente:

El diseño de un cojinete es una tarea compleja que involucra el cálculo de las posibles variantes de operación, las implicaciones de las variaciones de velocidad, revoluciones y carga. De particular interés es el cálculo de los cojinetes para los motores de combustión interna. Orlov [3] presenta un ejemplo completo del cálculo de un cojinete para las condiciones iniciales: caso a) $d = l = 100 \text{ mm}$, carga radial $P = 40000 \text{ N}$, $n = 1000 \text{ rpm}$, la viscosidad dinámica $\eta = 2 \cdot 10^2 \text{ Pa}\cdot\text{s}$, el espesor crítico de la capa lubricante $h_{cr} = 5 \text{ }\mu\text{m}$ y se pide determinar la holgura óptima. Presenta cinco variantes al ejercicio: caso b) duplicando el valor de λ (a lo que puede corresponder el aumento de la viscosidad del aceite o de las revoluciones al doble o a la reducción de la carga a la mitad); el caso c) con reducción del diámetro a 80 mm; el caso d) con el aumento del diámetro a 120 mm; el caso e) con relación $l/d = 0,5$ y, finalmente, el caso f) conservando $l/d = 0,5$, la viscosidad dinámica se aumenta al doble o se reduce la carga unitaria k . En la siguiente figura se traen los resultados gráficos de los casos del problema. Las soluciones recomendables desde el punto de vista de mínima fricción corresponden en las gráficas a las zonas achuradas, $\xi = h_{min}/c_r = 0,1 \dots 0,3$.

Los cojinetes para soportar cargas axiales deben tener un diseño especial para poder garantizar la formación de la cuña hidrodinámica y con ella la lubricación hidrodinámica. Se ilustran esquemas de diseño de cojinetes cilíndricos. De manera análoga se pueden especificar los cojinetes esféricos. Comercialmente se consiguen también los alojamientos o soportes (chumaceras) para cojinetes. Los mismos fabricantes de rodamientos fabrican también cojinetes. Recientemente han tenido gran desarrollo los cojinetes fabricados por metalurgia del polvo (sinterizados).

PARA OTRA CONVINCION

Se realizaran los cálculos para el cojinete con un muñón de diámetro $d = 100 \text{ mm}$, que gira a una velocidad n entre 100 y 1000 rpm ($\omega = \pi \cdot 100/30 = 10,5 \text{ rad/s}$) y ($\omega = \pi \cdot 1000/30 = 105 \text{ rad/s}$) respectivamente y será cargado con una carga radial $F_r = 50 \text{ N}$ y $F_r = 100 \text{ N}$.

Por criterios de diseño y en ausencia de información, puede tomarse la relación.

$L/d = 1$, donde $l=100$ y $d=100$.

La velocidad periférica del muñón:

$$V_{min} = \pi \cdot 0.1 \cdot 100/60 = 0,52359 \text{ m/s}, \text{ y } V_{max} = \pi \cdot 0,1 \cdot 1000/60 = 5,2359 \text{ m/s}.$$

La presión específica P dada por la expresión ($P = F_r/l_d$): donde F_r es la carga radial=50N y 100N.

$$P = 50N/10000mm^2 = 4,905 \cdot 10^{-3} \text{ Mpa}$$

$$P = 100N/10000mm^2 = 9,81 \cdot 10^{-3} \text{ Mpa}$$

El producto de presión por velocidad dada por la expresión $p \cdot v$:

$$P1 \cdot V_{min} = (4,905 \cdot 10^{-3}) \text{ Mpa} \cdot (0,3665) \text{ m/s} = 0,00256825 \text{ Mpa} \cdot \text{m/s}$$

$$P1 \cdot V_{max} = (4,905 \cdot 10^{-3}) \text{ Mpa} \cdot 3,6652 \text{ m/s} = 0,0252682498 \text{ Mpa} \cdot \text{m/s}$$

$$P2 \cdot V_{min} = (9,81 \cdot 10^{-3}) \text{ Mpa} \cdot 0,5235983 \text{ m/s} = 0,0051365 \text{ Mpa} \cdot \text{m/s}$$

$$P2 \cdot V_{max} = (9,81 \cdot 10^{-3}) \text{ Mpa} \cdot 5,235983 \text{ m/s} = 0,051364997 \text{ Mpa} \cdot \text{m/s}$$

Por la tabla consideramos utilizar un cojinete de latón con el cual garantiza una buena fiabilidad en los regímenes de arranque.

Después de los cálculos anteriores se procede a elegir la holgura relativa dada por la siguiente expresión: $\psi = C_r/r$

Utilizando la relación $\psi \approx 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot v^{0,25}$:

Ecuación 22.

$$\psi \approx 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot 5,235983^{0,25} = 0,00121015.$$

Con este valor se determina la holgura diametral $C_d = S = \psi \cdot d$:

Ecuación 23.

$$C_d = S = \psi \cdot d = 0,00121015 \cdot 100 = 0,06805179 \text{ mm}.$$

Se selecciona un ajuste, para el cual S (C_d) corresponda aproximadamente al valor medio de la holgura. Una posibilidad es el ajuste H9/d9, para el cual las dimensiones del árbol estarán dadas por el campo $d = 100_{-0,174}^{-0,100}$ y las del orificio por el campo $D = 100_{0,0}^{+0,074}$. Las holguras mínimas, máxima y media calculadas son:

$$S_{min} = 0,100 \text{ mm}, \quad S_{max} = 0,248 \text{ mm}, \quad S_{medio} = 0,174 \text{ mm}.$$

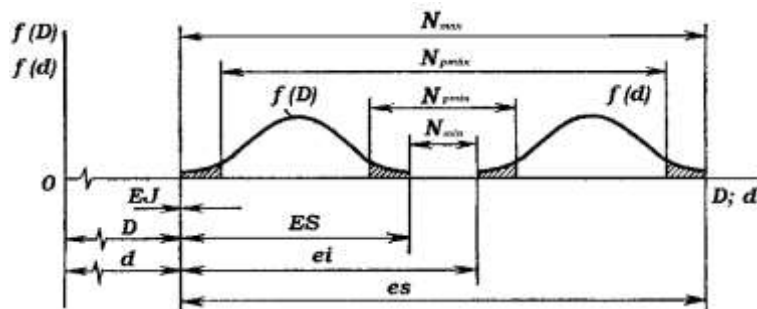
Determinando las holguras de cálculo (S_c), es recomendable excluir los valores de poca probabilidad con ayuda de la ecuación de la teoría de probabilidad:

Ecuación 24.

$$S_{cmax}^{min} = \bar{S} \mp C \sqrt{T_D^2 + T_d^2},$$

donde $\bar{S} = S_m = 0,174$; $T_D = 0,074 - 0,0 = 0,074$; $T_d = -0,100 + 0,174 = 0,074$ mm; C es un coeficiente que depende de la probabilidad $P(t)$, asumida o deseada según el tipo de producción y su calidad, de que las holguras de cálculo caigan en el campo de dispersión permisible real (ver tabla); S_{cmax}^{min} son las holguras de cálculo correspondientes al valor tomado de la probabilidad $P(t)$.

Ilustración 28. Gráfico de holguras.



Fuente: Diseño de Elementos de Maquinas de Faïres.

Tabla de probabilidad: de que el valor real del ajuste de holgura o de interferencia se ubique en el intervalo $S_{pmin} \dots S_{pmax}$ o $N_{pmin} \dots N_{pmax}$.

Tabla 5. Tabla de probabilidad.

<i>P</i>	0,999	0,99	0,98	0,97	0,96	0,95
<i>C</i>	0,5	0,39	0,34	0,31	0,27	0,21

Asumiendo **P** (t) = 0,98 y el valor correspondiente de **C** = 0,34:

Ecuación 25.

$$S_{c_{\min}} = 0,174 - 0,34\sqrt{0,074^2 + 0,074^2} = 0,13841 \text{ mm};$$

$$S_{c_{\max}} = 0,174 + 0,34\sqrt{0,074^2 + 0,074^2} = 0,20958 \text{ mm}.$$

Los valores probabilísticos límite de la holgura relativa dada por la expresión $\psi_{c_{\min}}$ = **$S_{c_{\min}}/d$** :

Ecuación 26.

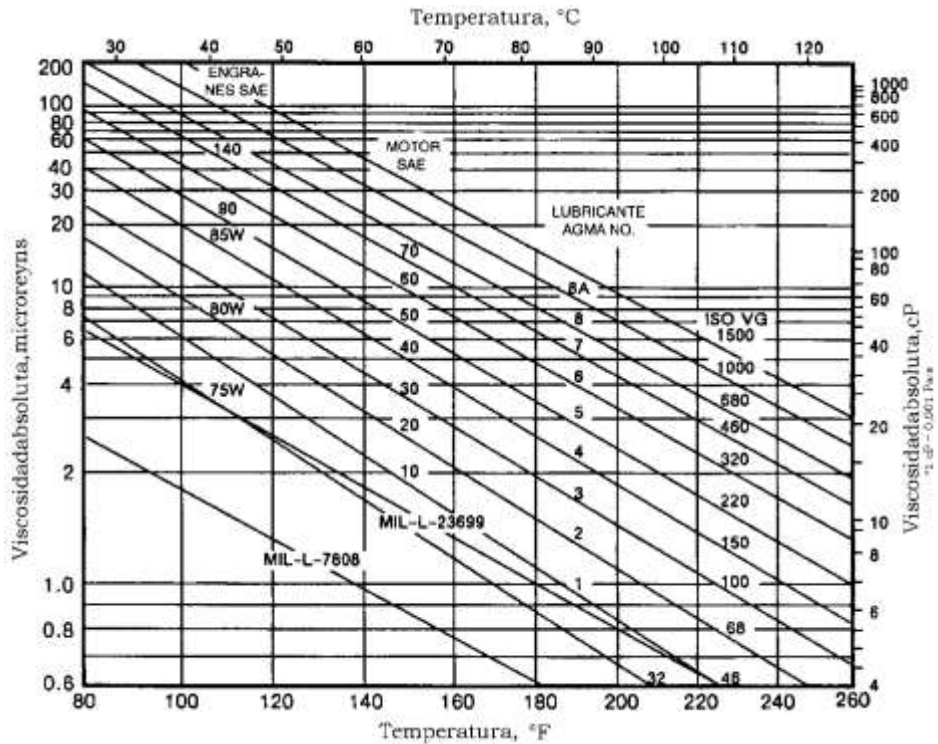
$$\psi_{c_{\min}} = 0,13841 \text{ mm} / 70 \text{ mm} = 0,001977;$$

Ecuación 27.

$$\psi_{c_{\max}} = 0,20958 \text{ mm} / 70 \text{ mm} = 0,002994 \text{ mm}.$$

Se puede disponer de un aceite ISO 32, para una temperatura media de $t = 40 \text{ }^\circ\text{C}$, por la ilustración 29 se determina la viscosidad $\eta = 0,161 \text{ Pa}\cdot\text{s} = 0,0161 \cdot 10^{-6} \text{ MPa}\cdot\text{s}$.

Ilustración 29. Grafico temperatura vs viscosidad.



Fuente: Diseño de Elementos de Maquinas de Faires.

Se calcula el factor 1/S:

Ecuación 28.

$$1/S = p \cdot \psi_{c_{\min}}^2 / \eta \omega = 8,9285 \cdot 10^{-3} \cdot 0,001977^2 / 0,0161 \cdot 10^{-6} \cdot 10,5 = 2,06 .$$

Ecuación 29.

$$1/S = p \cdot \psi_{c_{\min}}^2 / \eta \omega = 8,9285 \cdot 10^{-3} \cdot 0,001977^2 / 0,0161 \cdot 10^{-6} \cdot 105 = 0,206$$

Por el gráfico, se determina $\varepsilon = 0,6$, y por la fórmula:

Ecuación 30.

$$h_{\min} = 0,5 \cdot 0,001 \cdot (1 - 0,6) = 0,02 \text{ mm.}$$

Tomando para el árbol $R_{z1} = 0,003 \text{ mm}$ y para el cojinete $R_{z2} = 0,006 \text{ mm}$, la holgura crítica es $h_{cr} = 0,003 + 0,006 = 0,009 \text{ mm}$.

El coeficiente de fiabilidad según la holgura es

Ecuación 31.

$$s_h = \frac{h_{min}}{h_{cr}} = \frac{0,02}{0,009} = 2,22 \geq [s_h] = 2.$$

Análogamente se realiza el cálculo con v_{cmax} y se encuentra $s_h = 2,11 > [s_h]$.

Se garantiza con el ajuste seleccionado, H9/d9, la lubricación líquida en todo el intervalo de cálculo de las holguras, para el régimen de carga y revoluciones dado.

Se determina el régimen de lubricación y enfriamiento, calculando la expresión $\sqrt{p \cdot v^3} = \sqrt{1,25 \cdot 10^6 \cdot 5,24^3} = 13,4 \cdot 10^3$. Dado el resultado, se concluye que la lubricación por cuña hidrodinámica es suficiente y que no se necesita enfriamiento del cojinete.

Aquí termina el cálculo aproximado del cojinete. En el cálculo la temperatura del aceite se ha elegido de manera orientativa. El cálculo de los cojinetes requiere de varios intentos, hasta que se logre el cojinete óptimo. Por cojinete óptimo se pueden entender dos cojinetes: el óptimo desde el punto de vista de la capacidad de carga y el óptimo desde el punto de vista de la mínima pérdida de energía por rozamiento.

En la tabla AT 20 del libro de Faies [4] se cita que para cojinetes completos, con flujo lateral, los valores de $\xi = h_{min}/c_r$ que hacen óptimos los cojinetes desde el punto de vista de la carga máxima y del rozamiento mínimo son, respectivamente: para $l/d = 1$, 0,53, 0,30; para $l/d = 0,5$, 0,43, 0,12; para $l/d = 0,25$, 0,27, 0,03. Hallando el valor $f \cdot r/c_r$ por tablas o figuras (figura AF 17 [4]), luego de haber determinado C_r , puede determinarse el coeficiente de fricción f , y con él hallarse la pérdida de energía por rozamiento $U_f = f \cdot W \cdot v_m$, la cual, a su vez, permite determinar el área requerida para la disipación de calor dados los materiales de la carcasa.

REVOLUCION DEL ARBOL (RPM)	DIAMETRO 1	DIAMETRO 2	CARGA RADIAL 1 (N)	CARGA RADIAL 2 (N)	LONGITUD	VISCOCIDAD 1	VISCOCIDAD 2
200	70	100	200	1000	100	20	40
300	70	100	200	1000	100	20	40
400	70	100	200	1000	100	20	40
500	70	100	200	1000	100	20	40
600	70	100	200	1000	100	20	40
700	70	100	200	1000	100	20	40
800	70	100	200	1000	100	20	40
900	70	100	200	1000	100	20	40
1000	70	100	200	1000	100	20	40
CAMBIO TOLERANCIAS m PARA d1, CARGA 1, VISCOCIDAD 1	CAMBIO TOLERANCIAS m PARA d1, CARGA 1, VISCOCIDAD 2	CAMBIO TOLERANCIAS m PARA d1, CARGA 2, VISCOCIDAD 1	CAMBIO TOLERANCIAS m PARA d1, CARGA 2, VISCOCIDAD 2	CAMBIO TOLERANCIAS m PARA d2, CARGA 1, VISCOCIDAD 1	CAMBIO TOLERANCIAS m PARA d2, CARGA 1, VISCOCIDAD 2	CAMBIO TOLERANCIAS m PARA d2, CARGA 2, VISCOCIDAD 1	CAMBIO TOLERANCIAS m PARA d2, CARGA 2, VISCOCIDAD 2
13069,0474	18482,42408	5844,655678	8265,591328	15620,49935	22090,72203	6985,699679	9879,271228
11204,37415	22636,25411	7158,212067	10123,24059	19131,12647	27055,49852	8555,699854	12099,58677
18482,42408	26138,0948	8265,591328	11689,31136	22090,72203	31240,9987	9879,271228	13971,39936
20663,97832	29223,27839	9241,212042	13069,0474	24698,17807	34928,49839	11045,36102	15620,49935
22636,25411	32012,49756	10123,24059	14316,42413	27055,49852	38262,25294	12099,58677	17111,39971
24449,94888	34577,4493	10934,34955	15463,50542	29223,27839	41327,95664	13069,0474	18482,42408
26138,0948	36964,84817	11689,31136	16531,18266	31240,9987	44181,44407	13971,39936	19758,54246
27723,63613	39207,14221	12398,38699	17533,96704	33136,08305	46861,49806	14818,90684	20957,09904
29223,27839	41327,95664	13069,0474	18482,42408	34928,49839	49396,35614	15620,49935	22090,72203

Tabla 6. Criterios de validez y confiabilidad. Valores conocidos para el diseño de cojinetes donde se conoce: el diámetro del muñón d , la carga radial W (o F o P) y las revoluciones del árbol n .

2.3 CONTRUCCION DEL BANCO.

Gran parte de los elementos que conforman el banco de pruebas se fabricaron en el taller Metalinox Pereira, gracias a la colaboración del señor Jorge Iván Molina propietario del mismo, el cual presto la instalación para el beneficio del proyecto.

El primer elemento que se fabricó, fue la mesa en la cual reposarían los demás elementos que conforman el banco.

Materiales:

- Tubo cuadrado de $\frac{3}{4}$ calibre 18.
- Placa de acero calibre (4mm x 40cm x 50cm).
- Soldadura.
- Pintura.
- Soldador inversor.
- Flexometro.
- Tronzadora.

Se cortaron los tubos cuadrados a las medidas adecuadas, después de tener todos los tubos se soldaron para conformar la mesa, como se observa en la ilustración 30



Ilustración 30. *Elaboración de la mesa.*

Fuente: *Elaboración propia.*

Después de tener la mesa lista se procede a montar el motor como se observa en la ilustración 31.



Ilustración 31. mesa

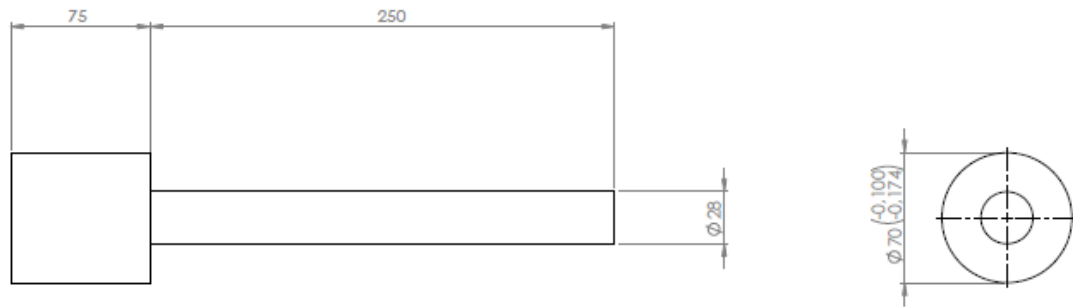
Fuente: Elaboración propia.

Después de tener estos elementos montados y ensamblados se dio paso a fabricar el muñón con los siguientes materiales:

- Acero 1020 (3" x 34 cm).
- Buril de tungsteno de 1/2".
- Calibrador pie de rey
- Punto centro
- Punta giratoria.

Al tener toda la herramienta y utensilios de trabajo listos se empezó a trabajar en el torno realizando como primer paso el montaje de la pieza de acero 1020 entre copa, para realizar un refrentado a los extremos del eje, después con una broca para centro se taladra la pieza para montar la pieza entre copa y punta para cilindrar y hacer un desbaste del material hasta llevarla a la medida necesaria.

Ilustración 32. Muñón.



Fuente:

Al tener el muñón listo se procedió a fabricar el cojinete con los siguientes materiales:

- Fundición gris nodular (4" x 12cm).
- Calibrador pie de rey.
- Fresa bailarina de (1" x 3 labios).
- Punto centro.
- Broca 3/8".
- Broca de 1/2".
- Broca de 3/16".
- Broca 3/4".
- Broca de 1".
- Barra de interiores 1/2".
- Buril de tungsteno 1/2".
- Punta móvil.
- Segueta.
- Cuchilla de tronzar.

Se hizo el montaje de la pieza de fundición gris nodular entre copa en el torno para darle centro y por consiguiente montar la punta móvil para desbastar el material y darle la medida necesaria como se observa en la ilustración 33.

Ilustración 33. Mecanización del cojinete en torno.



Fuente: Elaboración propia.

Al terminar de cilindrar la pieza de fundición gris nodular, se dio paso a montarla en la fresadora vertical entre copa (CDU) y centro, para realizar las doce caras del cojinete con una fresa bailarina de 1" de tres labios, al terminar de realizar las doce caras del cojinete se procedió a perforarlas con una broca de 3/16" tanto lineal como circunferencial estas perforación serán roscadas con un machuelo de 1/4", para montar en ellas los racores de latón, los cuales también serán fabricados en el taller Metalinox Pereira, como se observa en la ilustración 33 y la ilustración 34.

Ilustración 34. Montaje en fresadora.



Fuente: Elaboración propia.

Ilustración 35. Montaje fresadora.

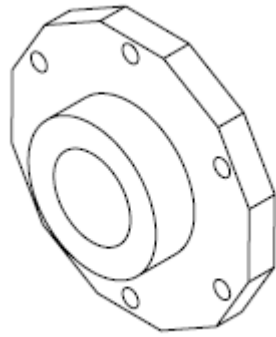


Fuente: Elaboración propia.

Posteriormente al tenerlo listo se montó nuevamente en el torno para realizar la perforación que servirá para recibir el muñón, esta operación se realizó pasando de broca en broca hasta llegar a una pulgada, de ahí en adelante se amplió la perforación con una barra de interiores, hasta dejar la pieza con una perforación con un diámetro de 30 mm. Esta operación se realizó con el fin de poder introducir el retenedor para evitar las fugas del fluido. Inmediatamente se procedió a fabricar la descarga con un diámetro de 50 mm con una longitud de 15mm, de ahí con la segueta se cortó del borde asía dentro 25 mm.

Al terminar el corte de esta nueva pieza, la cual servirá para fabricar la tapa trasera del cojinete, se monta de nuevo en el torno para refrenar por el lado del corte para garantizar planitud entre las caras del cojinete y la tapa, al terminar este paso se perforaron 6 de a caras con una broca de $\frac{1}{4}$, ver figura 36.

Ilustración 36. Tapa trasera cojinete.



Fuente: elaboración propia.

Dando por terminado la elaboración de la tapa trasera del cojinete, se continuó trabajando con la otra parte del material, la cual se montó de nuevo al torno para refrentar el lado del corte con la segueta, para garantizar planitud y una longitud de 80 mm. Después se procedió a ampliar la perforación del centro con la barra de interiores, para dar un diámetro de 69 mm, para luego ser llevada a la rectificadora para dar un acabado mucho más fino y garantizar un ajuste $h9/d9$ tal cual como indican los cálculos obtenidos.

Posteriormente de este paso se realizaron 8 perforaciones roscadas de $\frac{1}{4}$ "del lado en el que va la tapa frontal y 6 perforaciones roscadas de $\frac{1}{4}$ " del lado de la tapa trasera, con el fin de poder sellar los extremos del cojinete. A continuación, se muestra una imagen del proceso final del rectificado del cojinete.

Ilustración 37. Rectificado del cojinete



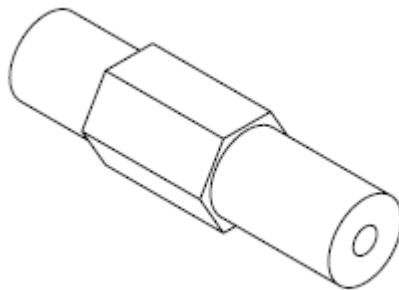
Fuente: Elaboración propia.

Uno de los procesos finales en la fabricación de las piezas y elementos que constituyen el banco de pruebas, fue la fabricación de los racores que se acoplaran al cojinete, dado que en el mercado no se encuentran con las medidas necesitadas. Los materiales utilizados fueron:

- Barra de latón hexagonal de 3/8" por 40" de longitud.
- Buril HSS 5/16".
- Broca de 2mm.
- Tarraja.
- Calibrador pie de rey.

La elaboración de los racores de latón se empezó, perforando la barra hexagonal con la broca de 2 mm, la cual servirá para dar paso al fluido que saldrá por las mangueras debido a la presión, al tener listos todos los tramos, se procedió a cilindrar los extremos de cada pieza para en uno de ellos realizar una rosca de un 1/4" con la tarraja manual y por el otro lado elaborar lo que será la descarga en la cual se acoplaran las mangueras de poliuretano las cuales permitirán observar la distribución de presiones, así como se muestra en la figura.

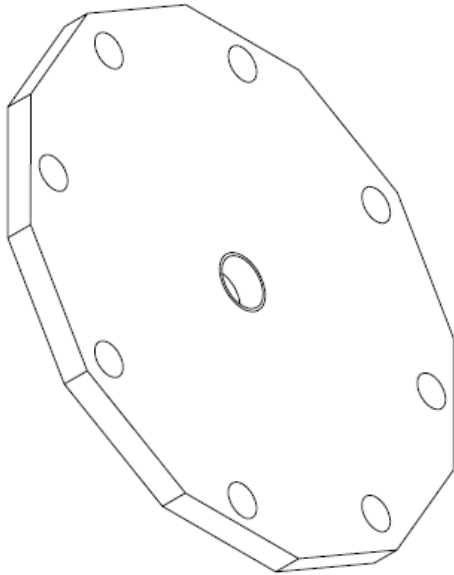
Ilustración 38. *Racor de latón.*



Fuente: elaboración propia.

Otro de los elementos que constituyen el cojinete es la tapa frontal, la cual fue mandada a fabricar en acrílico con el objetivo de poder apreciar la distribución del fluido dentro del cojinete, por otro lado, esta llevará 8 perforaciones de 1/4" circunferencialmente, y una perforación en el centro de 3/8" en la que posteriormente, con un machuelo NPT 10MX1.0 se fabricará una rosca, la cual servirá para conectar un racor de acople rápido para abastecer de fluido al cojinete. Así como se muestra en la figura.

Ilustración 39. *Tapa frontal cojinete.*



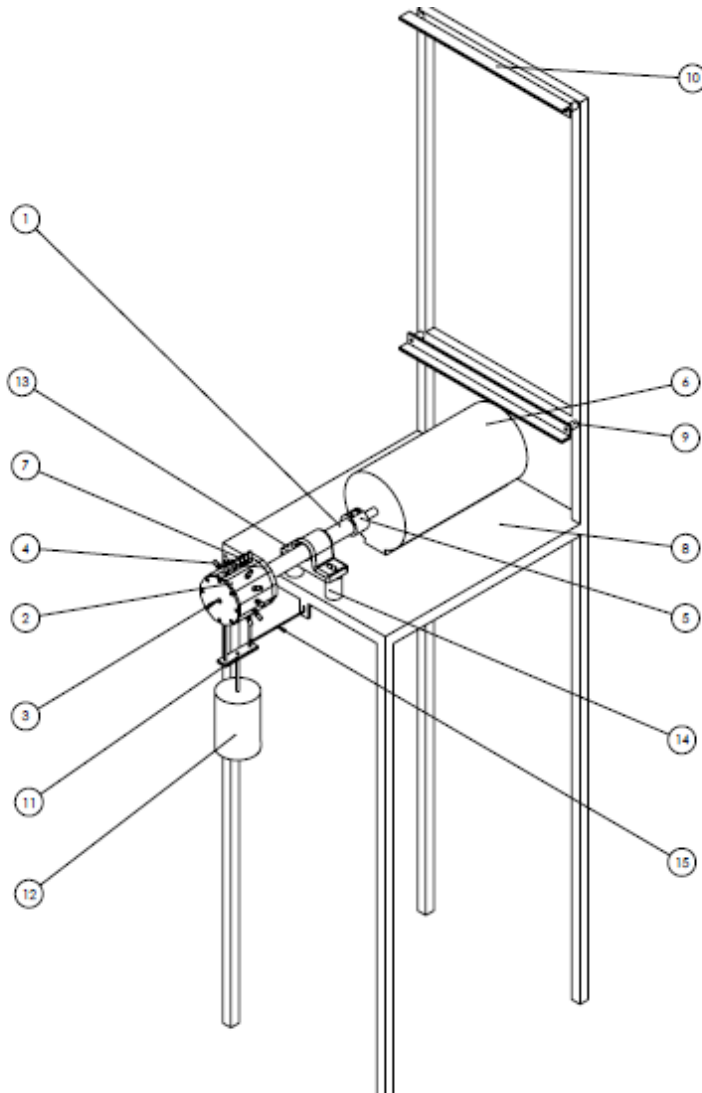
Fuente: elaboración propia.

El paso final fue ensamblar todos los elementos anteriormente fabricados, primero sobre la mesa se montó el motor el cual se fijó con cuatro tornillos a los extremos del mismo, después se montaron dos chumacera de pedestal de 1" las cuales servirán para dar centro y evitar que el eje genere vibraciones y en términos estáticos equilibrar la carga que se generara al extremo el cojinete, inmediatamente se pone el retenedor de referencia (38x25x8mm) en la tapa trasera del cojinete evitar las fugas del fluido y posteriormente unirla con el cojinete utilizando silicona para juntar cárter y unos tornillo de brístol de un ¼" y de este modo poder colocar el muñón dentro del cojinete para acoplar el muñón con el eje de salida del motor, finalmente poner la tapa frontal elaborada en acrílico para sellar lo que será el conjunto del cojinete-muñón.

Al terminar en ensamblar el cojinete se dio paso a soldar una platina en el para soportar el resorte el cual servirá para generar la carga radial a lo largo del cojinete, posteriormente se instalaron los racores en latón que se elaboraron en el taller los cuales serán instalados tanto lineal como circunferencialmente los cuales se conectarán a las mangueras de poliuretano de 6mm, y estas serán las encargadas de generar las gráficas de presión generadas por el accionamiento del banco, estas mangueras a su vez se conectaran por medio de acoples a una

mangueras que conformaran el tablero de visualización, del mismo modo al lado derecho de este tablero se instaló la bomba de accionamiento manual la cual servirá como depósito de aceite la cual tiene una capacidad de dos litros, esta bomba ayuda a cargar de forma más efectiva al cojinete y las mangueras de aceite e impedir que se alojen bolsas de aire, y así evitar que las gráficas obtenidas presenten distorsión

Ilustración 40. Banco de pruebas.



Fuente:

3. CONCLUSIONES

Los cojinetes de deslizamiento son uno de los componentes de mayor complejidad que participan en el comportamiento dinámico de los motores de combustión interna. Las propiedades mecánicas y físicas demandadas en estos elementos solo se pueden conocer a través de dispositivos experimentales diseñados.

Se construyó un banco de ensayos para cojinetes hidrodinámicos práctico teniendo en cuenta todos los requerimientos para su correcta funcionalidad. Se ensayó en un cojinete de fundición gris nodular, con el objetivo de determinar el perfil de presiones en la película de lubricación de manera teórica (aproximación de Sommerfeld) y experimental por medio de las mangueras, obteniendo así graficas del comportamiento en el perfil de presiones del lubricante a diferentes condiciones de trabajo, variando los parámetros de velocidad de operación y carga aplicada en el cojinete. Obteniendo como resultado en estas pruebas de funcionalidad graficas de la distribución de presiones que difieren en gran magnitud de los datos teóricos.

RECOMENDACIONES

A partir de las características del diseño conceptual presentado, se puede construir el sistema y añadir aspectos físicos para su mejor funcionamiento. Este último punto corresponde al proceso de instrumentación. Resulta ser un punto de interés para asegurar un control preciso de los parámetros de prueba durante su operación. Esto se puede combinar con los sistemas de adquisición de datos, que presentan la posibilidad de tener un pronto manejo de las señales y representaciones en tiempo real, pudiendo ser utilizados para el correcto desarrollo de pruebas.

El diseño presentado servirá, además, para dar continuidad al desarrollo de nuevas aleaciones para cojinetes.

4. Bibliografía

1. **SKOIBEDA, A.T., A.V. y MAKEICHIK, N.N.** *Elementos de Maquinas y Fundamentos de Diseño.* 2000.
2. **IVANOV, M.N.** *Elementod de Maquinas.* Moscu . : s.n., 1984.
3. **ORLOV, P.I.** *Fundamentos de Diseño.* Moscu. : s.n., 1988.
4. **FAIRES, V.M.** *Diseño de Elementos de Maquinas.* Mexico : s.n., 1995.
5. **NORTON, r.L.** *Diseño de Maquinas.* Mexico. : s.n., 1999.
6. **AMES.** *Self-lubricateing Sintered Bearings.*
7. **GURIN, F.V y GURIN, M.F.** *Tecnologia de Construccin de Automoviles.* Moscu. : s.n., 1985.
8. **SHIGLEY.** *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley.*

5. WEBGRAFIA

<http://www.ptolomeo.unam.mx:8080/jspui/bitstream/132.248.52.100/960/1/RAMOSTREJO.pdf>