



**INSTITUTO SUPERIOR MINERO METALÚRGICO
“Dr. ANTONIO NÚÑEZ JIMÉNEZ”
FACULTAD METALURGIA Y ELECTROMECAÁNICA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA**

TRABAJO DE DIPLOMA

EN OPCIÓN AL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

**IRREGULARIDAD EN LA LUBRICACIÓN DE COJINETES
HIDROSTÁTICOS DE LOS ESPESADORES DE PULPA EN LA
EMPRESA “PEDRO SOTTO ALBA”**

AUTOR:

JOSÉ ERNESTO SAAVEDRA GALÁN

TUTOR:

ING. MURPIS POMPA LARRAZÁBAL

**”AÑO 54 DE LA REVOLUCIÓN”
MOA, 2012**



DECLARACIÓN DE AUTORIDAD

Yo: José Ernesto Saavedra Galán

Autor de este trabajo de diploma, certifico su propiedad intelectual a favor del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa Dr. Antonio Núñez Jiménez, el cual podrá hacer uso del mismo con la finalidad que estime conveniente.

José Ernesto Saavedra Galán

Ing. Murpis Pompa Larrazabal



AGRADECIMIENTOS

A todos los profesores, que de una manera u otra me han transmitido los conocimientos durante el desempeño de toda mi carrera.

A mi tutor, por darme la posibilidad y la confianza para la realización de este trabajo, al Ing. **Murpis Pompa Larrazábal**.

A mis familiares, que en todo momento, hasta en los que yo ya había desistido, depositaron su fe y toda su confianza para que yo siguiera adelante.

A mis amigos que siempre me apoyaron, incluso cuando todo parecía imposible.

A todos aquellos que de una forma u otra me ayudaron y apoyaron en la realización de este trabajo.

A la Revolución, por darme la posibilidad de convertirme en profesional.

A cada uno de ustedes muchas gracias.

El autor



DEDICATORIA

Quisiera dedicar este trabajo a todos mis amigos y compañeros y muchos más, pues no podría mencionarlos a todos.

Está dedicado también a todos aquellos que colaboraron desinteresadamente en la realización del mismo,

A mi novia, Yailena Duarte Castillo por apoyarme cuando más lo necesitaba.

A mis tía, Digna y Dignora Saavedra que siempre confiaron en mí y me apoyaron en todo momento.

A mi hermana, Liset Saavedra Galán por todo el apoyo y cariño mostrado durante toda mi carrera.

A la memoria de mi padre, José Ernesto Saavedra Dorado por ser mi inspiración para llegar hasta aquí y hacer de mi hoy casi todo lo que soy.

Y muy pero muy especial la dedicatoria para mi mama Xiomara Galán Batista, por quererme tanto y por ser madre y padre todo este tiempo, y por hacer de mi una mejor persona cada día.



PENSAMIENTO

"Nunca consideres el estudio como una obligación sino como una oportunidad para penetrar en el bello y maravilloso mundo del saber".

Albert Einstein



RESUMEN

En la operación de los Tanques Convencionales de la planta Espesadores de Pulpa, en los cojinetes hidrostáticos se modifica el espesor de la película de aceite lubricante a una presión de 3,5 MPa (500 PSI) que sirven de apoyo a los brazos. Se decide evaluar las características mecánicas del sistema de lubricación y su compatibilidad con las exigencias tecnológicas y de proceso, encontrar dar la razón que provoca su operación inestable del sistema y proponer mejoras tecnológicas. Se decide verificar la capacidad de trabajo de un cojinete hidrostático en condiciones de lubricación hidrodinámica para un aceite lubricante seleccionado, con geometría y cargas en una aplicación de cojinete. Quedo establecido que los principales factores que provocan la operación inestable del sistema de lubricación de los cojinetes hidrostáticos en los espesadores de pulpa, tiene carácter operacional y no de diseño. Se plantea sustituir la bomba actual por una de $13,25 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ (21 USGPM) para mejorar el sistema.



ABSTRACTS

During the operation of Tanks Conventional of the plant Espesadores of Pulp, modifies to 3,5 MPa's pressure (500 PSI) in the hydrostatic pads that serve of them arms the thickness of the lubricant- oil film arms. It is decided evaluating the characteristic mechanisms of the system of lubrication and his compatibility with technological and process requirements, to give oneself the reason that provokes his unstable operation of the system and to intend technological improvements. It is decided verifying the capability of work of a hydrostatic pad in conditions of hydrodynamic lubrication for lubricating oil selected, with geometry and loads in an application of pad. Established tag than the principal factors that provoke the unstable operation of the system of lubrication of hydrostatic pads in the thickeners of pulp, he has operational character and designing. Presents substituting the present-day bomb for an one belonging to $13.25 \cdot 10^{-3}$ itself s (21 USGPM) for the better the system.



TABLA DE CONTENIDOS

CONTENIDOS	Pág.
INTRODUCCIÓN	1 - 7
CAPÍTULO 1. MARCO TEÓRICO CONCEPTUAL	9
1.1 Introducción	9
1.2 Fenómeno de la lubricación	9
1.2.1 Tipos o regímenes de lubricación	10
1.3 Juicios de autores acerca de los regímenes de lubricación	15
1.4 Propiedades de los lubricantes	17
1.4.1 Viscosidad	17
1.5 Clasificación de los materiales lubricantes	20
1.5.1 Funciones de los materiales lubricantes	24
1.6 Sustancias utilizadas para modificar las propiedades de los lubricantes	26
1.7 Factores que influyen en la selección de lubricante	27
1.7.1 Descripción de los factores más importantes	29
1.8 Particularidades de los cojinetes	31
1.8.1 Clasificación general de los cojinetes	33
1.8.2 Causas de deterioros y fallas de los cojinetes	36
1.8.3 Consideraciones o factores de diseño de cojinetes	37
1.8.4 Materiales utilizados en la fabricación de cojinetes	39
1.9 Conclusiones parciales del capítulo 1	40
CAPÍTULO 2. MATERIALES Y MÉTODOS	40



2.1 Introducción	40
2.2 Descripción del flujo de la planta Espesadores de Pulpa	43
2.3 Tipificación de los Espesadores de pulpa	45
2.3.1 Particularidades de los cojinetes hidrostáticos	47
2.3.2 Principio de funcionamiento	49
2.4 Método de cálculo para cojinetes hidrostáticos	52
2.5 Cálculo de los factores de cojinete	54
2.6 Determinación del espesor mínimo necesario en la película de lubricante	56
2.7 Determinación de la holgura de lubricante	57
2.8 Caudal de aceite que circula por un tacón	57
2.9 Carga que se soporta en el compensador	58
2.10 Cálculo del número de Sommerfeld	59
2.11 Determinación del momento torsor y del coeficiente de fricción	59
2.12 Cálculo del momento y las pérdidas por rozamiento	60
2.13 Cálculo del incremento de la temperatura	61
2.14 Cálculo de la temperatura de salida del aceite	62
2.15 Cálculo de la viscosidad del aceite	63
2.16 Balance termino	64
2.16 Cálculo del calor disipado por el lubricante	65
2.17 Cálculo del calor disipado por el alojamiento del cojinete	65
2.18 Instrumentación empleadas	66
2.18 Conclusiones parciales del capítulo 2	67
CAPITULO 3 ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS	69



3.1 Introducción	69
3.2 Resultados de las mediciones de presión en los cojinetes hidrostáticos	69
3.3 Resultados de los cálculos de los parámetros del mecanismo central	72
3.4 Resultado del análisis de las influencia presiones, en holguras y carga en cada compensador por esperador.	74
3.5 Discusión de los resultados.	83
3.8 Valoración económica	84
3.9 Valoración de impacto ambiental	85
3.10 Conclusiones parciales del capítulo 3	86
CONCLUSIONES GENERALES	88
RECOMENDACIONES	91
BILIOGRAFIA	93



INTRODUCCIÓN

En la Empresa Comandante “Pedro Soto Alba”, el mineral se extrae en varios frentes de explotación y se transporta mediante camiones hasta la planta de “Preparación de Pulpa”. En esta planta se prepara por vía húmeda hasta obtener una suspensión cuya concentración de sólidos se encuentra alrededor de 25 % en masa. Esta suspensión se transporta por gravedad hasta la planta de “Espesadores de Pulpa”, donde se obtiene un producto espesado, cuya concentración de sólidos debe encontrarse en niveles racionalmente elevados.

Los tanques espesadores están contruidos por excavaciones del suelo, recubiertos de concreto y previstos de túneles con acceso para las tuberías de alimentación y descarga. Consta de un mecanismo del tipo torsional, tienen 9,75 m de profundidad; poseen una columna central de concreto para soportar el mecanismo (tienen dos brazos largos y dos cortos), que se encuentran dentro del mismo. El almacenaje de estos tanques dura de 3 a 5 días con la planta en operación. La pulpa de mineral que es alimentada de una forma continua y en determinada proporción a los espesadores, llega con un 25 % de sólido subiendo el mismo hasta una concentración de 45 – 48 % de sólido para luego alimentar la Planta de Lixiviación. La pulpa permanece en los tanque de 8 a 9 días para obtener la concentración máxima posible.

El mecanismo central del tipo torsional posee un cojinete de deslizamiento hidrostático que sirve de apoyo a la corona y árbol giratorios en el espacio, para que estos puedan girar o rodar y soportar las cargas (pulpa) que obran sobre los mismos. Estos constituyen una sola parte de un sistema tribológico, que solo se puede lograr la



necesaria seguridad de funcionamiento si los otros dos componentes del sistema, el árbol y el lubricante cumplen los requisitos que se les exige.

Dominar y entender el comportamiento de los pares tribológicos en los cojinetes hidrostáticos, en función de la tipo de sollicitación a la que son sometidos, el lubricante utilizado y las condiciones de trabajo, resulta útil tanto en garantizar adecuadas condiciones de explotación como en el análisis de fallas (Vignolo et al., 2009, García et al., 2011). Además para ejecutar acciones de acondicionamiento y reingeniería, con vista a mejorar tanto el diseño, como los procedimientos operativos y el uso de los componentes; como para evitar paradas de línea o pérdidas de producción en la industria.

Entretanto, su utilización es imprescindible como parte integrante del mecanismo central del tipo torsional, que en situaciones específicas se justifica debido a que cojinetes de rodamientos no satisfacen las condiciones exigidas por el proceso productivo. Al mismo tiempo estos tipos de cojinetes funcionan con desgaste nulo y logran, en teoría, una vida útil infinita (Norton, 1999; Shigley y Mischke, 1989). Asimismo, presentan otras dos cualidades igualmente importantes: consumen poca potencia y tienen la capacidad de amortiguar cargas dinámicas en una amplia gama de condiciones (J. Frêne et al., 1997; Hamrock et al., 2004).

Este cojinete como elemento del mecanismo central de los tanques convencionales (espesadores de pulpa) de mineral laterítico cumple un rol fundamental, proporciona el soporte de la corona acoplada con el árbol de los brazos y modifica la respuesta que puede tener el equipo como un sistema. Siendo importante conocer sus condiciones de lubricación hidrodinámica, cuyas circunstancias de funcionamiento dependen del



comportamiento de diferentes variables como son: la carga, frecuencia de rotación, ancho, diámetro nominal, holgura, deformaciones y calidad superficial del cojinete y el árbol (Hamrock et al., 2004, Vignolo et al., 2008, García et al., 2011). Otros elementos que influyen en la operación del cojinete, son las variables temperatura y viscosidad, aspectos relacionados con la forma de lubricación y el balance térmico, que puede definir también el tipo de lubricación que tiene lugar en el cojinete para que funcione apropiadamente sin poner en riesgo la integridad del equipo. El cojinete utiliza aceite como lubricante para reducir la fricción entre las superficies móviles.

La lubricación de los cojinetes en los espesadores comprende la operación o proceso de lograr crear una capa de lubricante (aceite) presurizada entre sus dos superficies móviles en contacto y con carga (Hobson, 1970; Fuller, 1984; Benlloch, 1986), a fin de disminuir las pérdidas de energía debida a la fricción, el desgaste y el calentamiento de sus elementos.

Publicaciones avaladas por la Asociación de Tribólogos e Ingenieros en Lubricación (por sus siglas en inglés STLE), establecen que en los equipos de procesos más del 50% del desgaste de los cojinetes (rodamientos y de deslizamiento) son causados por una lubricación deficiente, el 80% del desgaste es causado por la contaminación de los lubricantes y que el 30% de los lubricantes son cambiados cuando aun pueden seguir trabajando. Del mismo modo, el coeficiente de fricción caracteriza la fuerza de fricción, es el parámetro modificable para reducir las pérdidas por fricción y hacer más productivo el desempeño mecánico de los componentes del mecanismo central del espesador (Albarracín, 2002; Soca, 2009).



Esta empresa invierte enormes sumas de dinero en máquinas o equipos de producción, donde se enfatiza en la necesidad de llevar a cabo una gran campaña de ahorro de energía y combustible, que hace necesario, de acuerdo con el nivel alcanzado por la empresa y su posterior desarrollo: implementar un eficiente sistema de lubricación para los cojinetes del mecanismo central en los espesadores de pulpa del mineral laterítico, que contribuya a incrementar la productividad de la empresa y reducir los gastos de mantenimiento anual,; así como las pérdidas de materia prima(pulpa). Haciéndose necesario realizar estudios que permitan aumentar la vida de servicio de estos equipos, que disminuyan el tiempo de parada ocasionado por las reparaciones y las sustituciones, logrando reducir al mínimo la interrupción de las líneas de producción y consiguiendo menores costos de operación y producción.

En tanto que, el desgaste es la mayor causa de pérdida de materiales, por lo que cualquier reducción del mismo puede aportar grandes beneficios. Además que la fricción o rozamiento es una de las principales causas de disipación de energía, por lo que su control puede traducirse en un importante ahorro energético (Correa, 2010).

Por tanto, el estudio del sistema de lubricación y la lubricación de los cojinetes hidrostático de los tanques convencionales como parte del proceso de mantenimiento correctivo y reparaciones complejas de máquinas e equipos de la empresa, reviste una gran importancia con vista a realizar propuestas de mejoramiento que permita alargar el plazo de vida útil del cojinete, aprovechando demás su vida remanente que se pierde al convertirlo en chatarra, permitiendo reducir el gasto de energía y alcanzar resultados económicos positivos preservando el medio ambiente.



Los aspectos mencionados imponen la necesidad de un análisis de la formación de la película de lubricante en los cojinetes hidrostáticos basado en las concepciones actuales y las tendencias internacionales relacionadas con el desarrollo del proceso. Para ello se toman como referencia las investigaciones desarrolladas en Cuba (García et al., 2011; Daquinta et al., 2010; García et al., 2007) y los estudios realizados en otras regiones del mundo (Baka, 2002; Girón y Cortínez, 2003; Albarracín et al., 2004, Ren et al., 2006; Vignolo et al., 2008; Ruiz et al., 2008; Vignolo et al., 2009; entre otras). Con la debida contextualización a las condiciones de lubricación de los cojinetes de la Empresa Comandante “Pedro Sotto Alba”, Moa Nickel S.A.

En la realidad industrial de la empresa, todas estas prácticas están orientadas al mejoramiento de la confiabilidad operacional de las instalaciones y sus procesos, sistemas y equipos asociados, con la finalidad de hacer a las empresas más competitivas y rentables, disponer de una excelente imagen con el entorno, así como la satisfacción de sustrabajadores, clientes y suplidores.

La **Situación Problemática** de la investigación la constituye:

Hasta el momento se ha venido analizando que la viscosidad del aceite a la temperatura del régimen de explotación del cojinete, influye sobre su capacidad para soportar carga y sobre el ruido. Pero la realidad es que al mismo tiempo, la carga puede dar lugar al aumento del desgaste y al incremento del ruido en el mecanismo central como consecuencia de la resistencia con una holgura de película de lubricante inadecuada que es independiente de la velocidad de deslizamiento entre ambas superficies.

La modificación de la holgura de la película de lubricante, caídas de presión, escaso flujo de lubricante, unido al deterioro de los tacones por elevado desgaste durante la



operación del cojinete del mecanismo central y el funcionamiento inestable de su sistema de lubricación ocasionaron 174,6 horas de interrupciones por roturas, afectándose la producción de la planta y el medio ambiente por el derrame de pulpa de mineral laterítico.

A partir de las deficiencias antes expuestas se declara como **Problema:**

La holgura de la película de aceite lubricante en los cojinetes hidrostáticos por las caídas de presión y un escaso flujo del lubricante difiere de su valor de diseño, debido a la baja disponibilidad técnica del sistema de lubricación.

Sobre la base del problema a resolver se establece la siguiente **Hipótesis:**

La presión de trabajo influye significativamente en la holgura de la película de lubricante durante el proceso de lubricación de los cojinetes hidrostáticos del mecanismo central de los espesadores de pulpa.

Como **Objeto de la Investigación** se establece: Lubricación de cojinetes de deslizamiento.

El **Campo de acción** donde se desarrolla la investigación es: Lubricación de cojinetes hidrostáticos.

En correspondencia con la hipótesis planteada, se define como **Objetivo general del trabajo:**

- Determinar que causas originan la modificación de la holgura de la película de aceite lubricante y la influencia en ellas de la disponibilidad técnica del sistema de lubricación.



Objetivos específicos del trabajo

1. Verificar las características mecánicas del sistema de lubricación de los cojinetes hidrostáticos y su compatibilidad con las exigencias tecnológicas y de proceso.
2. Establecer el comportamiento de la holgura, presión, con la actual disponibilidad técnica del sistema de lubricación.
3. Establecer el comportamiento de la interrelación presión – holgura, , con la disponibilidad técnica del sistema de lubricación.

Para lograr el cumplimiento de los objetivos propuestos, se plantea el siguiente **Sistema de tareas a realizar**:

1. Realizar la revisión bibliográfica y sistematización de los conocimientos y teorías relacionadas con el objeto de estudio.
2. Caracterizar el sistema de lubricación de los cojinetes hidrostáticos.
3. Analizar el comportamiento de la presión y holgura de aceite lubricante durante la operación del sistema de lubricación.
4. Establecer el comportamiento de las interrelaciones presión – holgura, de acuerdo a la disponibilidad técnica del sistema de lubricación.
5. Análisis y discusión de los resultados.
6. Valoración económica y de impacto medioambiental.
7. Entrega del informe y defensa exitosa.

Los resultados de este trabajo se presentan en una introducción, tres capítulos, conclusiones y recomendaciones.



CAPÍTULO 1. MARCO TEÓRICO CONCEPTUAL

1.1 Introducción

La correcta lubricación de los cojinetes permite que estos alcancen su vida de diseño y que garanticen la permanente la disponibilidad del equipo. La determinación de la capacidad de carga de un cojinete concede asegurar adecuadas condiciones de explotación y un mantenimiento de calidad a los equipos. Conocer los elementos que afectan la capacidad de trabajo de los cojinetes, brinda una información indispensable para realizar actividades de acondicionamiento y reingeniería en los apoyos; como para evitar paradas de línea o pérdidas de producción en la industria.

Adicionalmente, la durabilidad de los cojinetes lubricados de un equipo depende en gran medida de la selección y del uso de un lubricante adecuado. Como consecuencia de una mala lubricación de cojinetes, cada año las empresas deben afrontar elevados costes en reparaciones, largos periodos de inactividad, intervalos muy cortos entre las paradas para mantenimiento y reducción de la vida útil de la maquinaria.

En este capítulo nuestro **objetivo** es:

- Establecer el estado actual de la lubricación de cojinetes, así como las características básicas del diseño de cojinetes de deslizamiento con lubricación hidrostática.

1.2 Fenómeno de la lubricación

La lubricación comprende cualquier procedimiento u operación de intercalar una sustancia lubricante entre las superficies móviles, en contacto y con carga, a fin de reducir el rozamiento, desgaste, calentamiento y las pérdidas de energía (Hobson, 1970;



Fuller, 1984; Benlloch, 1986). Un lubricante es cualquier sustancia que, al ser introducida entre las superficies móviles, cumple estos propósitos.

En esencia la función de la lubricación es la siguiente: a) disminución de las pérdidas por rozamiento; b) reducción del desgaste; c) eliminación del calor que se produce durante el rozamiento; d) protección contra la corrosión, etc. (Reshetov, 1985; Shell España, 2010). Su mejora constituye el medio más barato para prolongar la duración de los cojinetes en las máquinas y equipos. El problema radica que se hace necesario conocer las condiciones críticas de trabajo de los mismos, a que tipo de lubricación corresponden, y que clase lubricante requiere, para así calcular los valores de los coeficientes de fricción de los lubricantes que se están empleando y compararlos con los de otros lubricantes que pueden dar lugar a ahorros de energía y mantenimiento (García et al. 2011).

1.2.1 Tipos o regímenes de lubricación

Actualmente cada equipo tiene su propio tipo de funcionamiento, así como diferente velocidad de rotación y temperatura de trabajo. Diversos especialistas e investigadores teniendo en cuenta estos factores a la lubricación la han diversificado a fin de cumplir con las aplicaciones y características deseadas para cada equipo. La tendencia y naturaleza de los contactos entre las diferentes piezas que se están lubricando, las presiones y los tipos de carga así como la naturaleza y características físico-químicas de los lubricantes utilizados, influyen en el tipo o régimen de lubricación (Delgado, 2006).

La lubricación puede presentarse en diversas formas, dependiendo del contacto relativo que guarda el lubricante con las superficies del cojinete y el árbol, separando las asperezas, reduciendo la fuerza de fricción y facilitando que los cojinetes funcionen bien

(Herrera, 2001); sin desgaste sistemático de las superficies móviles, separándolas con una capa de lubricante. Las distintas formas de conseguir la formación de esa capa de lubricante, dan lugar a los diferentes **tipos o regímenes de lubricación**:

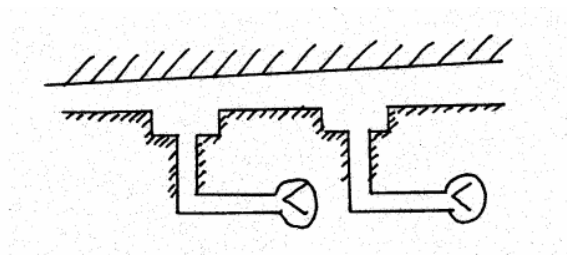
1.2.1.1 Lubricación hidrostática

En la lubricación hidrostática la capa de lubricante para la separación de las superficies en contacto del cojinete se garantiza gracias con un suministro de lubricante a presión en la zona de contacto (carga), a una presión lo bastante elevada que permita separar las superficies con una capa de lubricante de suficiente espesor (Hobson, 1970, Fuller, 1984; Benlloch, 1986). Será esa presión exterior la encargada de mantener la separación de los dos cuerpos.

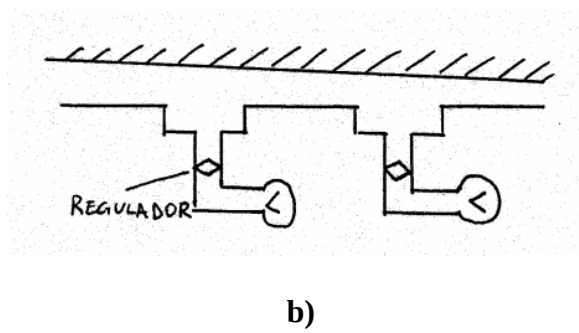
Es muy apropiada para velocidades relativas de deslizamiento bajas o, incluso, para los momentos de arranque en las diferentes máquinas o mecanismos. El nivel de rozamiento es muy bajo en este régimen de lubricación.

Existen dos tipos de cojinetes hidrostáticos:

- Caudal constante
- Presión constante



a)

**Figura 1.1 Tipos de lubricación hidrostática****a) Caudal constante b) Presión constante**

Si las cargas son excéntricas, el gradiente o caída de presión no es constante. Para evitar la excentricidad se recurre a varios apoyos con bombas distintas. En general, el tipo más utilizado es el de presión constante, ya que son más pequeños y baratos (se necesita sólo una bomba). Es importante tener en cuenta que el elemento regulador puede consistir, simplemente, en un capilar.

Una aplicación muy importante de este régimen de lubricación, es en el arranque de varias máquinas. Para que se forme la capa de aceite en régimen hidrodinámico, el eje tiene que tener una velocidad mínima. Si se arranca desde parado, se utiliza la lubricación hidrostática al principio hasta que se alcanza la velocidad suficiente. Una vez alcanzada la velocidad necesaria, se genera la cuña hidrodinámica que es capaz por sí misma de mantener la película de aceite.

1.2.1.2 Lubricación hidrodinámica

La lubricación hidrodinámica se tiene cuando al girar el eje arrastra al aceite creando zonas de sobrepresión y de depresión. Llegado un determinado momento, se crea una cuña hidrodinámica a presión que mantiene separados los dos cuerpos sin ningún aporte de presión exterior. Dependiendo de las características del movimiento, de la magnitud y



dirección de las cargas en el cojinete y de las propiedades del lubricante empleado, de modo que se impide el contacto directo en todo momento. También es llamada lubricación de **película gruesa, fluida, completa o perfecta** (Hobson, 1970, Fuller, 1984; Benlloch, 1986).

La formación de la cuña hidrodinámica depende fundamentalmente de los siguientes factores:

- Viscosidad del lubricante.
- Velocidad en el movimiento relativo entre los elementos, cojinete y gorrón.
- Huelgo radial entre los dos elementos.
- Carga radial del eje.

La teoría actual de la lubricación hidrodinámica tuvo su origen en el laboratorio de Beauchamp Tower en los primeros años de la década de 1880 en Inglaterra. Este investigador estaba encargado de estudiar la fricción en los cojinetes de los ejes de los vagones de ferrocarril y de determinar los mejores métodos para lubricarlos. Fue un accidente o un error durante el curso de esta investigación, lo que lo llevó a analizar el problema con mayor detalle, y de esto resultó un descubrimiento que finalmente condujo al desarrollo de la teoría.

1.2.1.3 Lubricación elastohidrodinámica

La lubricación elastohidrodinámica se genera en los contactos altamente cargados, que pueden ser:

- Lineales (engranajes).
- Puntuales (rodamientos de bolas).



Como consecuencia de las cargas elevadas en los contactos se tienen:

- Aumento de viscosidad en el aceite.
- Deformaciones elásticas en los cuerpos.

Dado que la viscosidad aumenta debido a la alta presión, la distribución de presión aumenta, con lo que también lo hace la capacidad de carga. Para cuantificar la teoría de la lubricación elastohidrodinámica, es necesario conjugar las siguientes ecuaciones:

- Ecuación de la viscosidad en función de la presión
- Ecuación diferencial de Reynolds.
- Ecuaciones de la deformación elástica de los cuerpos

Para resolver el sistema de ecuaciones anterior es necesario recurrir a métodos numéricos.

La lubricación elastohidrodinámica comienza con la ecuación analítica de Grubin en 1949. Posteriormente, Weber, Saafeld y Pretrusevich proporcionan soluciones parciales del sistema de ecuaciones. Es a partir de 1959, con Dowson y Higginson cuando se avanza de verdad en este campo, con la realización de multitud de experimentos que permitieron la cuantificación de la distribución de presiones.

1.2.1.4 Lubricación mixta y límite

En lubricación mixta y límite el cojinete opera bajo este tipo de lubricación cuando el espesor de la película de lubricante es demasiado escaso para separar adecuadamente las superficies de contacto. Esta situación, tiene lugar cuando la cantidad de lubricante es insuficiente, o cuando el movimiento relativo entre dos superficies es demasiado bajo para crear una película de lubricante. Esta condición también se puede dar cuando la viscosidad del lubricante es demasiado baja, bien debido a una temperatura alta, o bien a



causa de un lubricante con una baja viscosidad inicial. Otros nombres de lubricación que se le otorga son **película delgada, marginal, imperfecta o parcial** (Hobson, 1970, Fuller, 1984; Benlloch, 1986).

En la lubricación elastohidrodinámica, el espesor mínimo de película depende de la viscosidad, de la velocidad y de la presión (Shigley, 1986).

Si aumenta la presión, la película disminuye y se produce contacto metal-metal debido a las rugosidades. Esta situación da lugar a la lubricación mixta.

En el caso de lubricación límite, la importancia de la viscosidad disminuye pero aumenta mucho la importancia de la untuosidad. De igual modo, adquiere importancia la composición química de las piezas en contacto.

La misión del lubricante en el caso de lubricación límite sigue siendo la de reducir el contacto sólido-sólido, mediante el esfuerzo de cortadura en el seno del mismo. Esto se consigue con:

- Moléculas largas con grupo polar.
- Alta adherencia.
- Punto de vaporización alto.

1.3 Juicios de autores acerca de los regímenes de lubricación

Según Orellana (2005), para identificar qué tipo de lubricación ocurre en cada caso, se necesita conocer algunas variables como: a) la presión entre los componentes a ser lubricados; b) la velocidad relativa entre los componentes; c) la viscosidad del lubricante y otras. Asimismo, que el coeficiente de fricción caracteriza la fuerza de fricción, y es el parámetro modificable teniendo este diferente valor según el tipo de lubricación (Figura 1.2).

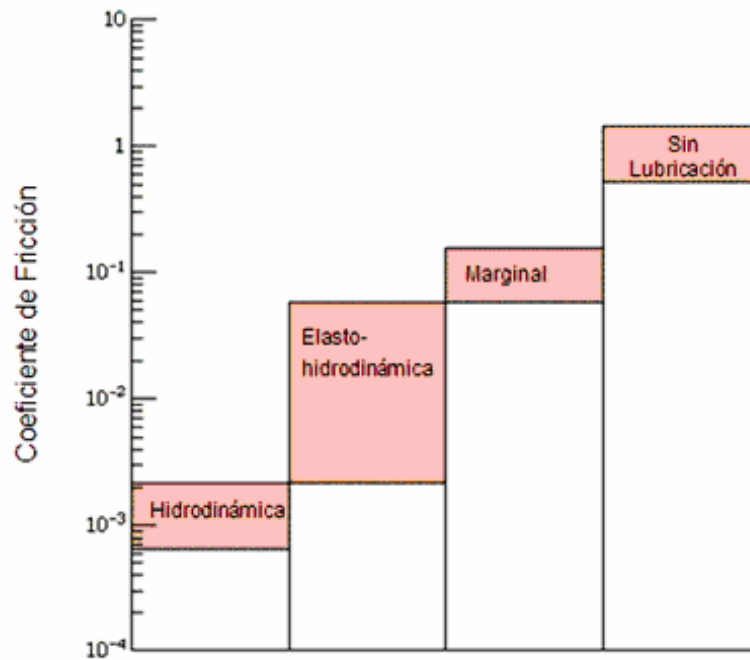


Figura 1.2 Diagrama de barras que muestra los coeficientes de fricción para varias condiciones de lubricación.

Fuente: Farias, 2008.

Autores como Reshetov (1985) y Shigley, (1986) puntualizan, que con la utilización de la lubricación hidrodinámica, se obtiene durante el funcionamiento de los cojinetes un rozamiento muy bajo, que excluye totalmente el contacto directo de las superficies en contacto y prácticamente elimina el desgaste, en teoría, alcanzan una vida útil infinita (Reshetov, 1985; Norton, 1999; Shigley y Mischke, 1999). Asimismo, durante la lubricación hidrodinámica los cojinetes presentan otras dos cualidades igualmente importantes: consumen poca potencia y tienen la capacidad de amortiguar cargas dinámicas en una amplia gama de condiciones (Frêne et al., 1997; Hamrock et al., 2004).

1.4 Propiedades de los lubricantes

Existen propiedades que se establecen para controlar la continuidad, la calidad y fijar su conveniencia para una aplicación completa. Desde el punto de vista mecánico los requisitos importantes que deben cumplir los lubricantes para el desempeño satisfactorio en los equipos de procesos se ilustraran a continuación.

1.4.1 Viscosidad

1.4.1.1 Viscosidad dinámica

En 1668, Newton comprobó experimentalmente que la fuerza que había que ejercer para desplazar una de las caras de una película de aceite respecto de otra capa, es siempre directamente proporcional a la superficie que interviene y a la velocidad imprimida, e inversamente proporcional a la separación existente entre ambas superficies. En cualquier caso, al tratar de expresar matemáticamente dicha razón de proporcionalidad, hay que contar con un factor que depende de la naturaleza de cada líquido ensayado. Esta propiedad es lo que se conoce como viscosidad dinámica, la cual depende de la temperatura del fluido siguiendo la Ley de Newton del rozamiento fluido:

$$\tau = \frac{F}{A} = \eta \frac{\partial u}{\partial y} \quad (1.1)$$

Donde:

- τ = Esfuerzo para el desplazamiento relativo; (N/m²)
- u = Velocidad relativa de desplazamiento de las dos superficies; (m/s)
- η = Viscosidad dinámica; (Pa·s)
- F = Fuerza; (N)
- A = Área; (m²)



En cuanto a las unidades de la viscosidad dinámica son las siguientes:

- Sistema internacional (en lo adelante SI) : $\text{Pa}\cdot\text{s} = \text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$

1.4.1.2 Viscosidad cinemática

El concepto de viscosidad cinemática proviene de relacionar los conceptos de viscosidad dinámica y de densidad. Su definición para un determinado fluido es la siguiente:

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (1.2)$$

Donde:

- η = Viscosidad dinámica; ($\text{Pa}\cdot\text{s}$)
- ρ = Densidad; (kg/cm^3)

Se cuantifica midiendo el tiempo que tarda en fluir un lubricante por un tubo o estrechamiento calibrado. Los aparatos utilizados para su medición se denominan viscosímetros, que pueden ser de varios tipos.

La unidad más habitual de la viscosidad cinemática es:

$$\text{Stoke} = \text{cm}^2 / \text{segundo}$$

Dado que el Stoke es una unidad muy grande, se suelen utilizar divisores, tales como el centistoke cSt.

1.4.1.3 Relación de la viscosidad con la temperatura

La influencia de la temperatura en la viscosidad, es diferente para los líquidos que para los gases. Mientras que un aumento de temperatura en un líquido provoca una disminución de la viscosidad, en los gases produce un aumento de la misma, debido a que con el calentamiento, crece el movimiento de las moléculas y se produce un mayor número de choques entre ellas.



La variación de la viscosidad con la temperatura en los líquidos corresponde a ecuaciones del tipo:

$$\log \eta = A + \left[\frac{B}{T + C} \right] \quad (1.3)$$

Donde

- A, B y C son constantes de cada líquido.
- T es la temperatura.

1.4.1.4 Índice de viscosidad

El índice de viscosidad es la magnitud que mide la mayor o menor variación sufrida por la viscosidad de un aceite al modificar su temperatura.

Para definir el índice de viscosidad de un aceite se suelen comparar sus respectivas viscosidades a dos temperaturas distintas y fijas que, normalmente, son a 38 y 99 °C (311 y 372 K).

1.4.1.5 Variación de la viscosidad con la presión

El aumento de la presión en un aceite, ocasiona una mínima disminución del volumen, lo que hace aumentar la viscosidad debido a la mayor interacción entre las moléculas. En la lubricación de cojinetes de fricción no se tiene en cuenta esta variación porque las presiones son pequeñas, pero sí hay que considerarlo en el caso de lubricación de engranajes o de rodamientos (altas presiones debido a contactos casi puntuales).

La ecuación que cuantifica esta variación es la siguiente:

$$\eta = \eta_0 e^{\alpha P} \quad (1.4)$$

Donde

- η_0 = es la viscosidad dinámica a la presión atmosférica



- α = coeficiente de viscosidad – presión

1.4.1.6 Otras propiedades

Además de las propiedades mencionadas con anterioridad, existen otras que también han de ser consideradas en la elección de los lubricantes. Estas son:

- Untuosidad
- Densidad
- Calor específico
- Punto de congelación
- Punto de inflamación
- TBN: Cantidad total de ácido, expresada en miligramos de KOH equivalentes necesaria para neutralizar todos los componentes básicos presentes en un gramo de aceite. Este valor indica la capacidad de un lubricante para neutralizar los ácidos existentes en su entorno.

1.5 Clasificación de los materiales lubricantes

Un lubricante, es cualquier material o sustancia que introducido entre superficies móviles, en contacto y con carga, es capaz de reducir la fricción, el desgaste y el calentamiento de los elementos con ahorro energético (Hobson, 1970; Fuller, 1984). Existen básicamente varios tipos de sustancias disponibles para llevar a cabo, en mayor o menor grado, las funciones de un lubricante. Pudiéndose clasificar atendiendo a diferentes criterios como: estado físico, origen o naturaleza y su viscosidad (Orellana, 2005; Delgado, 2006). A continuación se describen las más importantes.

Los materiales o sustancias lubricantes se clasifican según a su estado físico en:

- Lubricantes gaseosos (aire, etc.)



- Lubricantes líquidos (aceites principalmente)
- Lubricantes pastosos (grasas)
- Lubricantes sólidos (grafito, bronce poroso, teflón, etc.)

Los dos tipos de lubricantes más usuales e importantes son los aceites y las grasas.

El esquema de configuración de un aceite es el siguiente:

1. Componentes no reactivos (hidrocarburos)

- Saturados
 - Parafínicos
 - Nafténicos
- No saturados
 - Aromáticos

2. Aditivos

- De untuosidad
- De detergencia
- Alcoholes, esteres

Los componentes no reactivos no tienen grupos polares y sirven de base o de “matriz” de alojamiento del resto de los componentes o aditivos. Las diferentes bases de los aceites provienen (en los aceites minerales) de los distintos tipos de petróleo (parafínicos, nafténicos y aromáticos).

Como regla, en las máquinas se utilizan como lubricante líquidos, los aceites minerales, su empleo reduce 100 veces y más el coeficiente de rozamiento (Reshetov, 1985). En la lubricación de cojinetes de contacto plano con grandes cargas y de velocidades lentas los lubricantes líquidos (aceite) no pueden ser sustituidos por semisólidos o sólidos, si en la



zona de rozamiento se desprende una notable cantidad de calor que tiene que ser evacuado.

Atendiendo al comportamiento de los aceites frente a la temperatura, éstos se pueden clasificar en:

- Monogrado
- Multigrado

Los aceites monogrado eran los más usuales, y corresponden a las denominaciones SAE. Se caracterizan por tener índices de viscosidad relativamente bajos.

En cuanto a los aceites multigrado, poseen un alto índice de viscosidad. Estos aceites se consiguen partiendo de una base muy ligera (de muy baja viscosidad) a la que se le añaden una serie de aditivos espesantes, que se encargan de proporcionar al aceite una viscosidad adecuada a medida que se eleva la temperatura. Estos aditivos espesantes suelen ser: poliisobutileno, polímeros de ésteres del ácido meta-acrílico y del alquilestireno. A temperaturas bajas, permanecen en suspensión coloidal.

Según la naturaleza de la base del aceite, se pueden clasificar como:

- Minerales
- Sintéticos

Ambos tipos de aceites provienen del petróleo y la diferencia entre ellos estriba en que mientras los procesos de obtención de los minerales son físicos (destilación fraccionada), los procesos de obtención de los sintéticos son de tipo químico. Es, por lo tanto, una diferencia en la obtención petroquímica de los mismos.



A diferencia de los aceites minerales, que son una mezcla compleja de hidrocarburos producidos naturalmente, los básicos sintéticos son productos elaborados en su mayoría con la misma molécula en configuración y tamaño (Delgado, 2006).

Por último, los aceites han de cumplir unas determinadas especificaciones atendiendo a sus características. Cada uno de los organismos que establece una serie de ensayos diferentes para la catalogación de los aceites da lugar a una clasificación distinta según la calidad y las aplicaciones de los mismos. Las principales especificaciones son:

- API: Establecida por el Instituto Americano del Petróleo. La primera especificación API data de 1947 y se han ido creando otras con el paso del tiempo.
- MIL: Establecidas por el ejército americano (Militar). La primera data de 1945.
- CCMC: Establecidas por el Comité de Constructores del Mercado Común, a partir de 1989.
- VW: Establecidas en un principio por la Volkswagen como control de calidad de los aceites.
- SAE: Establecido por la Sociedad de Ingenieros Automotrices de los Estados Unidos.

Los primeros aceites lubricantes eran sin aditivos y se clasificaron solamente por su viscosidad. Los grados SAE (Sociedad de Ingenieros Automotrices de los Estados Unidos) se aceptaron de manera universal para sustituir a los primeros términos “ligero”, “medio” y “pesado”, fluido, semifluido viscoso que suelen utilizarse en las refinerías de petróleo para distinguir el grado de viscosidad de las fracciones lubricantes y que por no tener en cambio una definición universalmente aceptada pueden representar a productos



de viscosidad sensiblemente diferentes. La clasificación SAE se basa solamente en la viscosidad del aceite a una temperatura determinada sin que se tenga en cuenta ninguna otra consideración.

1.5.1 Funciones de los materiales lubricantes

Cualquier material o sustancia que colocada entre dos piezas móviles, que no se degrade, y forme asimismo una película que impida su contacto, permitiendo su movimiento incluso a elevadas temperaturas y presiones es un lubricante (Faria, 2008). Todo lubricante desempeña una variedad de funciones. La principal, que además es la más evidente, es la de reducir la fricción, desgaste y calentamiento en maquinaria en movimiento. Además, Desde el punto de vista mecánico los lubricantes son capaces de (SKF, 2007; Shell, 2011, Weicon, 2011):

- Proteger las superficies metálicas (Evitar/reducir desgaste/fricción).
- Proteger las superficies metálicas contra la oxidación y la corrosión.
- Disipar calor (controlar la temperatura y actuar como agentes de transferencia de calor (Refrigerantes)).
- Mantener la limpieza, lavar la suciedad y las partículas contaminantes producidas por el desgaste.
- Transmisión de fuerza (Transmitir potencia).
- Absorber o amortiguar golpes.
- Formar sellos.
- Perdurar durante un tiempo prolongado de servicio.
- Asilar siempre que sea las partes metálicas para evitar el contacto.



Por lo tanto, un lubricante desempeña, con frecuencia, funciones múltiples: puede ser un medio de transferencia de calor, protector contra la herrumbre y la corrosión, sellador o para arrastrar los contaminantes (Herrera, 2001). La aplicación particular, en múltiples aspectos, determina la selección de lubricante. Por la gran diversidad de requisitos y condiciones de empleo, es imposible encontrar un único lubricante que sea adecuado para todas las aplicaciones, que tenga un precio económico y cuya fiabilidad esté a toda prueba. Algunas características importantes de los tipos básicos de lubricantes se pueden comparar (Tabla 1.1).

Tabla 1.1 Comparación de los tipos básicos de lubricantes

Características	Aceites	Grasas	Sólidos	Gases
Lubricación hidrodinámica	4	1	—	3
Lubricación límite	2	2	3	—
Refrigeración	4	1	—	2
Facilidad de alimentación	3	1	—	3
Habilidad para permanecer en el cojinetes	1	3	5	1
Habilidad proteger contra la contaminación	1	3	2	1
Protección contra la corrosión	3	2	2	—
Rango de temperatura de operación	2	2	4	3
Código: Excelente (4); Muy bueno (3); Bueno (3); Regular (1), Inaplicable (—)				

Fuente: Shell, 2011



1.6 Sustancias utilizadas para modificar las propiedades de los lubricantes

Algunas características de empleo de los aceites puede mejorarse en cantidades considerables por aditivos que se agregan a los aceites en cantidades muy pequeñas de 0,1 a 5 %, en función del tipo y misión de los aditivos. Esto son compuestos químicos que adicionados a los lubricantes mejora sus propiedades naturales y eleva considerablemente la resistencia de la película de lubricante (Reshetov, 1985; González et al.; 2006). Su acción puede ser para incrementarles propiedades que se encuentran deficitarias o para reducir sus características perjudiciales.

Hay muchos tipos de aditivos, algunos de los cuales pueden cumplir varias funciones. La combinación de aditivos en un lubricante depende del uso que se vaya a dar al mismo (Delgado, 2006). De acuerdo a las propiedades que modifican es conveniente dividirlos en:

1. **Aditivos que actúan sobre las propiedades físicas:** Entre los aditivos que actúan sobre las propiedades físicas de los lubricantes se incluyen, los que mejoran el índice de viscosidad (polisobutenos, copolímeros de aquil metacrilato) y los depresores del punto de congelación o fluidez (polímeros, copolímeros de aquil metacrilato, poliacrilamidas).
2. **Aditivos que actúan sobre las propiedades químicas:** Para mejorar las propiedades químicas se emplean los antioxidantes (diliofosfatos de zinc, fenoles bloqueados), anticorrosivos (diliofosfatos de zinc, ditiocarbonatos metálicos) y antiherrumbre (sulfonitos, aminas, ácidos grasos, sulfonatos).

3. **Aditivos que modifican propiedades físico-químicas:** Los aditivos que modifican las propiedades físico químicas son: detergentes (jabones de ácidos, grasas superiores, sulfonatos), dispersantes (copolímeros amida epóxica, inida ésteres-fosfórico, polímeros hidrocarbonatados), aditivos de extrema presión (azufre, cloro y fósforo), de untuosidad (ácidos animales y vegetales), además antiespumantes y emulgentes.

La clasificación anterior no quiere decir que para conseguir cada cualidad se precisa la mezcla de un aditivo diferente, ya que en el mercado existen productos de esta clase que proporcionan varias ventajas simultáneamente (González et al., 2006). Las funciones atribuidas a los aditivos deben ser señaladas su acción como limitadores del deterioro del lubricante a causa de fenómenos químicos ocasionados por las condiciones del entorno o su actividad, la protección de la superficie lubricada contra la agresión de contaminantes y mejorar las propiedades físico químicas del lubricante.

1.7 Factores que influyen en la selección de lubricante

La durabilidad de las piezas lubricadas de un equipo depende en gran medida de la selección y del uso de un lubricante adecuado (Weicon, 2011). Por eso, cada vez más las industrias exigen lubricantes de alto rendimiento y de última generación.

La aplicación particular, en múltiples aspectos, determina la selección del lubricante. Apto para las condiciones de operación, que se espera coadyuven a que el equipos funcione adecuadamente. En la selección de un lubricante tenerse en cuenta aspectos tribológicos y sus complejas interacciones (Benlloch, 1986; Weicon, 2011).

Varios factores o principios deben ser tenidos en cuenta cuando se escoge un lubricante.

Los más importantes son la aplicación específica, las condiciones de operación y los

costos (Shell, 2011). Con estos factores en mente, el lubricante adecuado puede, en principio, ser escogido. Los aspectos más importantes se resumen en la tabla 1.2.

Tabla 1.2 Principios que influyen en la selección de lubricante

Factores	Aspectos tribológicos	Parámetros que influyen
De Diseño	Viscosidad	• Tipo de material • Propiedades superficiales • Lubricante • Geometría de los componentes
De operación		• Diámetro • Velocidad • Presión • Temperatura • Humedad • Vibraciones • Suciedad
Calidad y propiedades	Medioambientales	• Sistema de lubricación • Tipo de servicio

Fuente: Benlloch (1986)

Varios factores deben ser tenidos en cuenta cuando se escoge un lubricante. Los más importantes son la aplicación específica, las condiciones de operación y los costos. En la práctica, la selección de un lubricante para una aplicación en particular está basada en las recomendaciones del fabricante del equipo en el cual el lubricante va a ser utilizado.



1.7.1 Descripción de los factores más importantes

Por el diámetro

Cuanto mayor sea este, más grande es la superficie, sobre la cual debe estar esparcida la película de aceite, necesitando normalmente más viscosidad a mayor diámetro.

Por velocidades

Estas pueden clasificarse en:

- Pequeñas < 50 rev/min
- Media de 50 a 500 rev/min
- Alta > 500 rev/min

Las altas velocidades producen una cuña mayor de aceite que actúa en la zona de mayor de mayor presión soportado perfectamente la carga.

Las pequeñas velocidades no desarrollan la presión necesaria en la película de aceite, por lo que se requerirá uno de mayor cuerpo o adherencia.

Presiones

Estas pueden clasificarse según la carga que soporta en kg/cm^2 en:

- Ligera de 2 a 10 kg/cm^2
- Media de 10 a 18 kg/cm^2
- Pesada aproximadamente 80 kg/cm^2

Las presiones excesivas son el resultado de un proyecto defectuoso o de una carga excesiva fuera de los límites de diseño.

Las temperaturas

La temperatura influye mucho a la hora de seleccionar la viscosidad del aceite que debe utilizarse, con el fin de mantener una lubricación y cuña de aceite eficaz.



Las temperaturas podemos dividir las en:

- Bajas
- Moderadas
- Altas y excesivas.

Las bajas: son generalmente el resultado de condiciones climatológicas o refrigeración, aquí tenemos que seleccionar el aceite que mantenga su fluidez a la temperatura deseada.

Moderadas: suelen ser hasta de 50 °C (poco más o menos lo que puede soportar una la mano) no implica ningún problema especial.

Las altas: pueden producirse por las siguientes causas.

1. Por calor friccional o sea producto por la fricción propia del cojinete.
2. Por radiación del calor ambiente, por sus situación o emplazamiento.
3. Por el calor inducido, o sea, cuando se trasmite a través del eje.

Cuando la temperatura sobrepasa los 50 °C que es la marcada como moderada debido a su calor friccional requiere inmediata atención, ya que esta temperatura puede reducir la película de lubricante y aumentar el rozamiento y producir más calor friccional que puede destruir el cojinete (Comprobar la viscosidad del aceite utilizado). Si por el contrario el aumento de la temperatura es producido bien por el calor de radiación o inducido, no hay dificultad en mantener el cojinete en servicio pero seleccionado el aceite de la viscosidad apropiada.

Excesivas: puede considerarse cuando sobrepasa los 80 – 85 °C. Cuando estas temperaturas resultan del calor del ambiente, la lubricación es posible si la velocidad es bastante alta, con el fin de que la cuña de aceite sea suficientemente eficaz para



mantener una buena película de lubricante. Por el contrario, si la velocidad fuera pequeña recurrirá normalmente el empleo de una grasa apropiada.

Por su calidad y propiedades

Una viscosidad que debe utilizarse en cualquier equipo o máquina de cierta importancia vienen especificada por el fabricante de la misma, lo cual lo ha tenido que manejar de antemano por el diseño del mismo, justamente con las cargas, para calcular su diámetro, el grado de ajuste o apriete del cojinete.

En aquellos casos que sean cojinetes de poca importancia o desconozcamos las recomendaciones del fabricante, tablas preparadas por los distintos fabricantes de aceites donde en función de la temperatura, su diámetro, y sus revoluciones indican las viscosidades que deben utilizarse.

En cuanto a la calidad del aceite que debe elegirse, depende del sistema de lubricación del cojinete si es centralizado o a presión, o es por el contrario lubricación manual, también hay que tener en cuenta su servicio o localización si esta expuesta o contaminación de agua , polvo, etc., o si requieren características o exigencia de extrema presión.

1.8 Particularidades de los cojinetes

Un cojinete es un dispositivo que permite el movimiento relativo en uno o dos grados de libertad, impidiéndolo en los restantes, de forma que se minimice la pérdida de energía y el desgaste de los elementos.

Existen diferentes disposiciones constructivas para satisfacer los requerimientos cinemáticos y de carga de Un cojinete, siendo los tres esquemas básicos los representados en la figura 1.3.

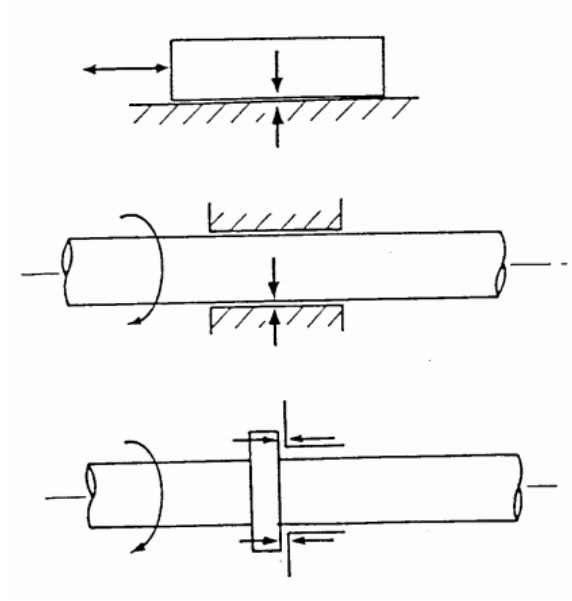


Figura 1.3 Tres esquemas básicos de representación de un cojinete

Los cojinetes de deslizamiento (Reshetov, 1985; Shigley, 1986; González et al, 2006), cojinetes de contacto plano (Dobrovolski, 1981) y cojinete de fricción (SKF, 2007) como elementos de máquinas son utilizados para soportar altas cargas y donde los movimientos rotacionales u oscilatorios son relativamente lentos. Debido a sus propiedades de buena marcha y diseño compacto.

Autores (Dobrovolski, 1981; Reshetov, 1985; Orlov, 1985; González et al, 2004) ratifican que a diferencia de los cojinetes de rodamiento que trabajan con fricción por rodadura y los cojinetes de contacto plano trabajan con fricción por deslizamiento. Por eso las pérdidas por fricción para los cojinetes de deslizamiento, que trabajan con frecuentes arranques y paradas o en régimen de lubricación límite o semi-límite, son mayores que las de los rodamientos.

La película del lubricante interpuesto debe estar convenientemente presurizada para soportar las cargas que se transmiten entre eje y cojinete.

La presurización del lubricante puede conseguirse mediante la utilización de una bomba externa (cojinetes hidrostáticos), o mediante efectos hidrodinámicos que se producen como resultado de la combinación de una disposición geométrica y un movimiento relativo entre eje y cojinete adecuados, y del carácter viscoso del fluido (lubricación hidrodinámica).

1.8.1 Clasificación general de los cojinetes

Un cojinete tiene como finalidad apoyar árboles y ejes giratorios en el espacio, para que estos puedan libremente girar o rodar, y soportar las cargas que obran sobre ellos (Reshetov, 1985). También reducen la fricción y eliminan el calor mediante la acción del lubricante.

Existen diferentes disposiciones constructivas para satisfacer los requerimientos cinemáticas y de carga de un cojinete. Atendiendo a diferentes criterios los cojinetes se puede clasificar de acuerdo a: tipo de rozamiento, dirección de las cargas, condiciones de lubricación.

Según el tipo de rozamiento (fricción):

1. **Cojinetes de fricción o de deslizamiento (Figura1.4).** Son los apoyos de piezas giratorias, que trabajan en condiciones de deslizamiento relativo de la superficie del gorrón sobre la superficie del cojinete, separadas por una capa de lubricante.
 - De casquillo completo o buje
 - De casquillo partido

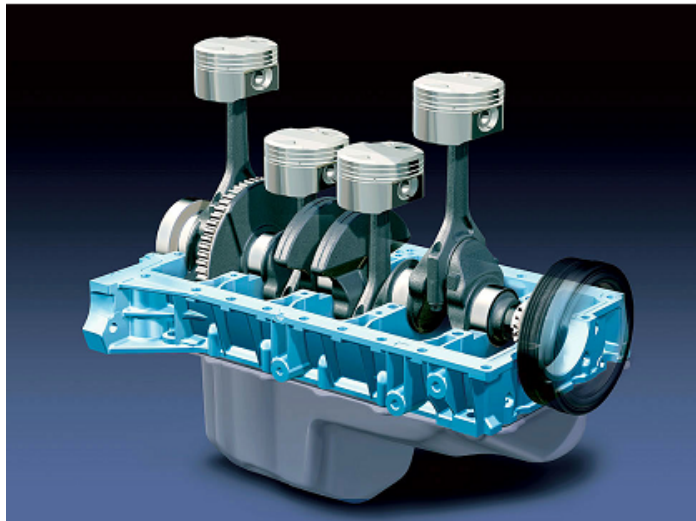


Figura 1.4 Cojinetes de fricción (cojinetes) en el cigüeñal de un MCI

2. **Cojinetes antifricción o de rodadura.** sirven de apoyo a las piezas giratorias o rodantes que utilizan elementos rodantes (bolas o rodillos) que trabajan a base del rodamiento por rodadura.
 - De bolas, rodillos, agujas, etc.

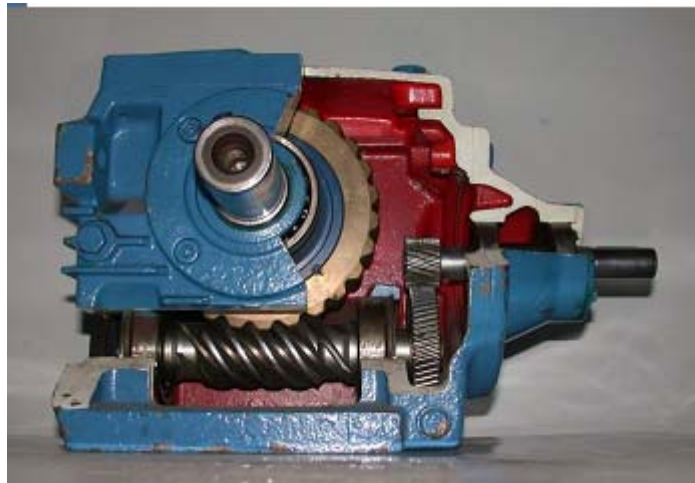


Figura 1.5 Cojinetes de rodamientos (rodamientos) en un reductor de engranajes por tornillo sin fin

Se carga que soportan:

1. **Cojinetes radiales.** que soportan cargas radiales transmitidas por ejes horizontales rotantes o gorriones.
2. **Cojinetes axiales o de empuje.** que soportan cargas axiales transmitidas por ejes verticales rotantes o pivotes.
3. **Cojinetes guías.** que soportan cargas de distintos tipos, guiando los elementos móviles con trayectoria rectilínea, como son los patines de deslizamiento, colizas, etc.

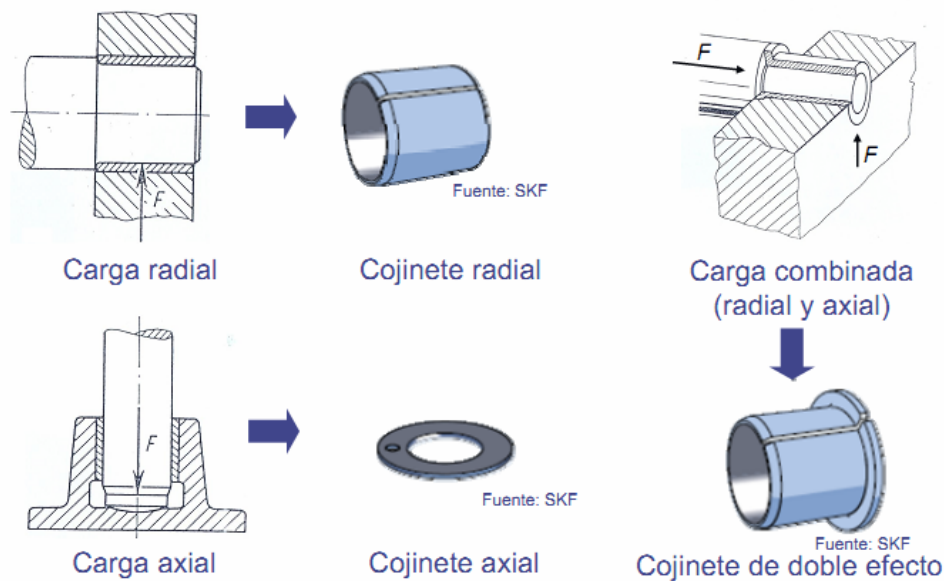


Figura 1.6 Tipos de cojinetes según la carga que soportan

Según las condiciones de lubricación:

1. **Hidrodinámico.** Las superficies del cojinete y el árbol están separadas totalmente por una cuña de lubricante que se forma debido al movimiento relativo entre ambas superficies, y depende de las características del movimiento,



de la magnitud y dirección de la carga en el cojinete y de las propiedades del lubricante empleado.

2. **Hidrostático.** Se logra la separación de las superficies garantizando un suministro lubricante a presión en la zona de contacto.
3. **Límite.** Se produce el contacto entre las crestas superficies del cojinete y el muñón en la zona de contacto.

Para que los cojinetes funcionen bien, sin desgaste sistemático, se debe mantener entre las superficies en contacto una capa de lubricante de suficiente espesor. Esta capa de lubricante prolonga la vida del cojinete, con una presión excesiva, que puede ser hidrodinámica, a causa del movimiento del gorrón, o bien hidrostática, producida por una bomba.

1.8.2 Causas de deterioros y fallos de cojinetes

Huelgo del cojinete. Este es muy importante para el cojinete; depende de la carga, velocidad y tipo de lubricante. Si se deja muy poco huelgo, la carga y la velocidad de rotación del árbol produce fricción, llevando a un recalentamiento y posterior falla del cojinete. Demasiado huelgo permite que el lubricante se escape, produzca baja presión hidrostática en el sistema de lubricación, haciendo que las superficies rocen y se desgasten.

Los cojinetes de deslizamiento pueden sufrir varios deterioros: ralladuras, desgaste acelerado, deposición del metal antifricción en el árbol, descorchados, producto de las siguientes causas:

- Fatiga.
- Corrosión.



- Partículas en el lubricante.
- Falta de lubricante o viscosidad insuficiente.
- Desalineamientos.
- Altas presiones.
- Combinaciones inadmisibles de cargas y velocidades

Si se quiere evitar el deterioro prematuro del cojinete este debe ser diseñado cuidadosamente. Para esto es importante analizar las condiciones de trabajo y con ello decidir que criterio emplear para diseñar el cojinete o comprobarlo. En los cojinetes que trabajan en lubricación límite y semi-límite se debe garantizar la resistencia a las cargas a que estará sometido y prevenir el desgaste adhesivo. A los cojinetes que trabajan en condiciones de lubricación hidrodinámica, se les verifica que no exista el contacto entre las superficies del árbol y cojinete, y que la temperatura del lubricante no exceda la admisible.

1.8.3 Consideraciones o factores de diseño de cojinetes

En el diseño de cojinetes se distinguen dos grupos de variables, las independientes y las dependientes (Orlov, 1985, Shigley y Mischke, 1989). Las primeras variables independientes pueden ser modificadas durante su diseño, o estar impuestas por el proyecto del equipo:

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

Las segundas pertenecen a las variables dependientes no están directamente controladas durante el diseño del cojinete salvo directamente cambiando una más del primer grupo (Orlov, 1985, Shigley y Mischke, 1989), pero deben mantenerse dentro de los límites admisibles

1. El coeficiente de rozamiento f .
2. La elevación de temperatura ΔT .
3. El flujo del aceite Q .
4. El espesor mínimo de la película h_o .

Ha este grupo se le considera factores de diseño, porque es necesario poner limitaciones a sus valores. Estas limitaciones están especificadas por los materiales del cojinete y el lubricante (Shigley, 1969). El estrategia general a seguir de diseño de un cojinete, consiste en definir límites satisfactorios de las variables dependientes y después decidir los valores de las variables independientes del primer grupo de forma que no se rebasen dichas limitaciones.

El efecto combinado de las variables que interviene en el funcionamiento de un cojinete bajo lubricación hidrodinámica se puede caracterizar por el número adimensional S , conocido como número de Sommerfeld. Algunos le llaman el número característico del cojinete y se le define como sigue (Shigley, 1969):

$$S = \left(\frac{r}{c} \right)^2 \frac{\mu \cdot n}{P} \quad (1.5)$$

Donde:

S – número de característico del cojinete, adimensional.

r – radio del muñón, m



c – huelgo radial, m

μ – viscosidad absoluta, $kg \cdot s/m^2$

n – velocidad relativa entre el muñón y cojinete, r/min

P – La carga por unidad de áreas proyectada, kg/m^2

1.8.4 Materiales utilizados en la fabricación de cojinetes

Los materiales para cojinetes deben ser seleccionados atendiendo a las condiciones de operación, el tipo de lubricación, el lubricante utilizado y el material del árbol que se apoya en él (González, 2006).

Los árboles y ejes, para garantizar un buen funcionamiento del cojinete, deben tener alta dureza y buen acabado superficial. Los aceros de medio carbono, con un adecuado tratamiento térmico, garantizan esas propiedades y son muy usados en la construcción de árboles y ejes (pueden tener una dureza de 40 a 50 HRC). Para algunas aplicaciones puede emplearse hierro fundido de alta resistencia. Cuando se necesitan árboles del menor diámetro posible, pueden emplearse aceros aleados, que con tratamiento térmico o termoquímico, puede alcanzar una dureza superficial de 55 a 60 HRC.

La presión permitida, la duración y la elevación de la temperatura permisible son variables que dependen del material del cojinete (Shigley, 1970). Asimismo, para completar el par de fricción, proporcionando buenas condiciones de trabajo el material del cojinete debe cumplir con la mayoría de las siguientes condiciones (González, 2006):

1. Elevado poder antifricción (Bajo coeficiente de rozamiento en el material del muñón para evitar grandes pérdidas de potencia y elevación de temperatura en el cojinete).
2. Alta resistencia al desgaste.



3. Alta resistencia a la fatiga.
4. Buena adaptabilidad funcional (esto permite reducir las presiones locales debido a las deformaciones elásticas y errores de fabricación). Alta conductividad térmica (posibilita la disipación de mayor cantidad de calor al exterior del cojinete).
5. Bajo coeficiente de dilatación térmica (garantiza menores variaciones de las holguras durante el funcionamiento).
6. Bajo módulo de elasticidad.
7. Buena maquinabilidad.
8. Capacidad de fundirse con facilidad.
9. Alta resistencia a la corrosión.
10. Capacidad de formar y restituir películas de lubricante en su superficie.

También es muy importante tener en cuenta el costo del cojinete que comprende fundamentalmente dos aspectos, los gastos en la fabricación del elemento y los del material.

1.9 Conclusiones parciales del capítulo 1

1. La lubricación comprende cualquier procedimiento u operación de intercalar una sustancia lubricante entre las superficies móviles, en contacto y con carga, a fin de reducir el rozamiento, desgaste, calentamiento y las pérdidas de energía. Un lubricante es cualquier sustancia que, al ser introducida entre las superficies móviles, cumple estos propósitos.
2. En los cojinetes que trabajan en lubricación límite y semi-límite se debe garantizar la resistencia a las cargas a que estará sometido y prevenir el desgaste



adhesivo. A los cojinetes que trabajan en condiciones de lubricación hidrodinámica, se les verifica que no exista el contacto entre las superficies del árbol y cojinete, y que la temperatura del lubricante no exceda la admisible.

3. En el diseño de un cojinete debe realizarse con sumo cuidado, si se quiere evitar el deterioro prematuro. Para esto es importante analizar las condiciones de trabajo y con ello decidir qué criterio emplear para diseñar el cojinete o comprobarlo.



CAPÍTULO 2. MATERIALES Y MÉTODOS

2.1 Introducción

Los cojinetes han sido empleados ampliamente en la industria, en la actualidad mantienen un vasto campo de aplicación, pueden encontrarse en turbinas, generadores, etc. Evaluar la conveniencia del empleo de un lubricante en un cojinete de este tipo en condiciones de lubricación hidrodinámica, de forma teórica, exige un procedimiento complejo y la bibliografía disponible propone formas diversas.

En este capítulo se expone una caracterización de los cojinetes, y el procedimiento de cálculo empleada con un método que permite valorar la capacidad de carga del cojinete en condiciones de lubricación hidrodinámica, así, como los materiales que se emplearán en el estudio.

El **objetivo** de este capítulo es:

Fundamentar las propiedades a investigar y explicar los métodos, procedimientos y condiciones en la que se realizará el análisis del comportamiento de la lubrica y de la disponibilidad del sistema de lubricación del cojinete hidrostático.

2.2 Descripción del flujo de la planta Espesadores de Pulpa

Siguiendo el flujo de producción de la empresa encontramos los espesadores o sedimentadores con las diferentes características atendiendo a la explotación específica del mismo.

Esta planta constituye el proceso final de la elaboración de la pulpa que será posteriormente sometida al proceso de lixiviación.



Las funciones fundamentales de esta planta son:

- 1) Espesar la pulpa a la densidad optima para ser procesada en la planta de lixiviación.
- 2) Servir como depósito o almacenamiento de pulpa, de manera que siempre existe una reserva de mineral en la fábrica que garantice una operación ininterrumpida de la planta de lixiviación.

La planta de Espesadores de Pulpa, está formada por cinco espesadores identificados por 114 – TK – 1A, 1B, 1C, 1E, 1F. La función de estos espesadores es la de espesar la pulpa de la mina hasta obtener la densidad apropiada para el proceso de lixiviación (47,8 % de sólido).

Los tanques espesadores están contruidos por excavaciones del suelo, recubiertos por concreto y previstos de túneles con acceso para las tuberías de alimentación y descarga. Consta de un mecanismo del tipo torsional, tienen 7,9 m de profundidad; poseen una columna central de concreto para soportar el mecanismo (tienen dos brazos largos y dos cortos), que se encuentran dentro del mismo. El almacenaje de estos tanques dura de 3 a 5 días con la planta en operación. La pulpa de mineral que es alimentada de una forma continua y en determinada proporción a los espesadores, llega con un 25 % de sólido subiendo el mismo hasta una concentración de 45 – 48 % de sólido para luego alimentar la Planta de Lixiviación. La pulpa permanece en los tanque de 8 a 9 días para obtener la concentración máxima posible.

Dentro del flujo productivo de la planta los espesadores de encuentran situados en línea recta uno con respecto al otro, la capacidad de almacenamiento de cada uno es de 25 000

T.M.



De acuerdo al esquema cinemático la composición de las piezas y el mecanismo del accionamiento es como sigue: el dispositivo de los brazos del espesador, se une a la rueda dentada (pista de rodamiento) con enclavamiento interior, que recibe la rotación del electromotor a través de la transmisión por cadena, el reductor tornillo sinfín, dos reductores cilíndricos y dos helicoidales doble con árboles piñón conductor.

La regulación de la velocidad de rotación de los brazos, se efectúa con un motoreductor y transmisión por cadena con del electromotor.

La igualación de la carga entre piñones conductores se efectúa con los reductores diferenciales.

2.3 Tipificación de los Espesadores de pulpa

Se encuentran situados en líneas rectas uno con respecto al otro con una distancia entre ellos de 122 m. La capacidad de almacenamiento de cada uno es 25 000 TM y están compuesto por las siguientes partes principales:

- 1) Tanque de concreto de 115 m de diámetro exterior.
- 2) Una columna central de 10 m de altura en el centro del tanque, un área total de 7715 m^2
- 3) Un mecanismo motriz que consta de un motor eléctrico de 13 kW, con una relación de reducción de 72 000 a 1 y un torque máximo de 172 000 Kgfm.

Poseen dos brazos principales cada uno y dos auxiliares o cortos, los cuales giran a la velocidad de rotación de 0.025 r.p.m. (rev/min).

La función de los espesadores es espesar la pulpa que llega con un 25 % de sólido desde la planta de Preparación de Pulpa hasta un 45 – 48 % en los propios espesadores, en donde la pulpa sedimentada es compactada y arrastrada hacia el cono de descarga por

los brazos y mecanismos del espesador, y desde del cono fluye por gravedad a través de la tuberías hacia las bombas las cuales la elevan al distribuidor desde donde es enviada a la planta de lixiviación o recirculación al espesador.

Tabla 2.1 Especificaciones técnicas del pasaporte del tanque espesador

Indicador	Nomenclatura	U/M	Valor
Potencia del motor	N	kW	3,7
Cantidad de cabezas motrices	c	u	4
Velocidad de rotación del mecanismo	n	r/min	0,022
Eficiencia del mecanismo hasta la corona	$\eta_{planetario}$	%	99
	η_{cadena}	%	99
	η_{sinfin}	%	86
	$\eta_{piñón-corona}$	%	99
Diámetro medio donde apoya la corona	D	m	3,76
Carga estática (corona + brazos)	Wr	N	674452,36
Coeficiente de emisión térmica	K	$Kcal/(m^2 \cdot h \cdot ^\circ C)$	6
Calor específico del aceite	C	$Kcal/(kg \cdot ^\circ C)$	0,4
Peso específico del aceite	γ	kg/cm^3	880
Área de disipación	F	m^2	0,062
Temperatura de entrada	T_{ent}	$^\circ C$	30

Tabla 2.2. Especificaciones técnicas sistema de lubricación

Indicador	Nomenclatura	U/M	Valor
Caudal de la Bomba	Q	m^3/s	$10,73 \times 10^{-4}$
Cantidad de tacónes	Z	U	8
Viscosidad dinámica del aceite	μ	Cst	68,0
Ancho del tacón	e	m	0,0508
Largo del tacón	L	m	0.4064
Ancho de la cavidad de aceite en el tacón	b	m	0,1016
Porcentaje de distribución de flujo axial	Pd	%	24,75%
Flujo de aceite por cada tacón	Qz	m^3/s	$3,31 \times 10^{-4}$

La pulpa a 25% de sólido, es espesada a cerca de 45% y la solución de reboso es reciclada a la planta de preparación de pulpa. La maximización del contenido de sólido es importante para asegurar que el consumo de ácido y de vapor en la lixiviación sean los mínimos y la productividad de lixiviación sea la máxima.

Tres espesadores convencionales de 100 m de diámetro y uno de alto *rate* de 45 m y adición de floculante, son operados.

2.3.1 Particularidades de los cojinetes hidrostáticos

En el tipo de cojinete hidrostático empleado en los espesadores de pulpa las superficies que soportan la carga, se encuentran separadas por una película permanente de lubricante. La presión y caudal necesarios para mantener la película de aceite, se efectúa mediante un sistema de abastecimiento externo al propio cojinete, siendo, por tanto, el

espesor de película independiente de la velocidad relativa de deslizamiento entre ambas superficies.

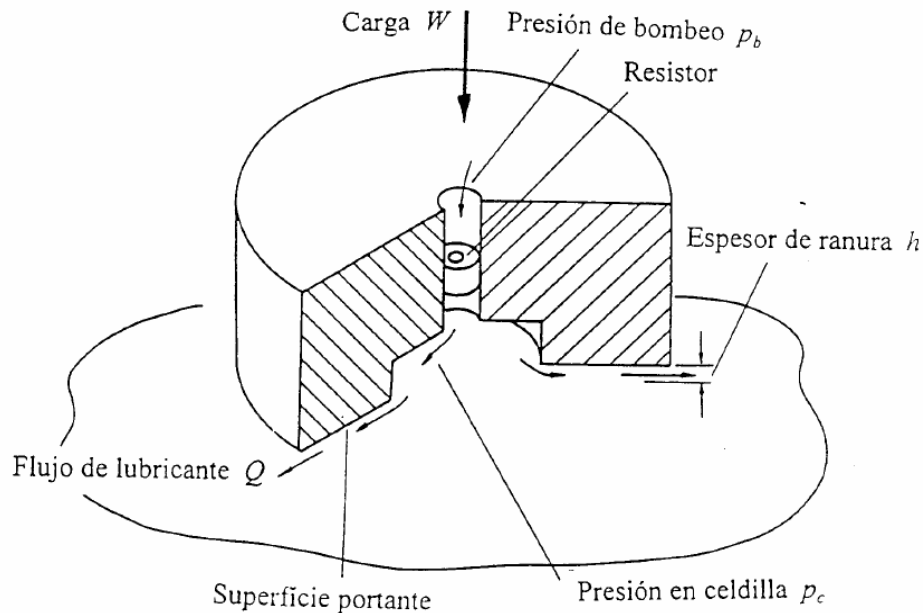


Figura 2.1 Características esenciales de un típico cojinete hidrostático

Al cojinete se le proporciona fluido a la presión p_b , que antes de entrar en la cavidad central pasa a través de un compensador o resistor (Figura 2.1), en el que la presión desciende a p_c . La cavidad, practicada en una de las dos superficies deslizantes, esta rodeada de una ranura capilar de espesor h que separa ambas superficies ($20 \mu\text{m} \leq h \leq 80 \mu\text{m}$).

Este tipo de cojinete funciona con o sin velocidad relativa entre miembros y mantiene en cualquier condición una película de lubricante uniforme, gracias a las características de los elementos de control de suministro de lubricante, siendo el coeficiente de rozamiento en los próximos a cero y con pequeñas velocidades bajo. Garantiza el contraje necesario

del árbol y evitan el peligro de apriete del árbol a la corona a cualquier variación de las cargas entre los límites prefijados.

Están diseñados para que en el momento en el que las bajas velocidades no permiten garantizar la formación de una película hidrodinámica que soporte la carga. Si están correctamente diseñados, sus superficies nunca entran en contacto, por lo que el desgaste y el daño superficial son nulos y su precisión puede mantenerse a lo largo de toda su vida operativa.

La función principal del cojinete hidrostático es suministrar lubricante a una presión determinada que logra levantar la carga de los brazos y la corona principal. Además hacerlo rotar con la menor fricción posible entre la corona y los tacones de apoyo. Los inconvenientes de este tipo de cojinetes son su tamaño y su coste, además del hecho de no estar inherentemente libre de fallos, al depender el suministro de aceite del funcionamiento de las bombas externas.

Los inconvenientes de este tipo de cojinetes son su tamaño y su coste, además del hecho de no estar inherentemente libre de fallos, al depender el suministro de aceite del funcionamiento de las bombas externas.

2.3.2 Principio de funcionamiento

Un cojinete hidrostático, es aquel en el que las superficies que soportan la carga, se encuentran separadas por una película permanente de lubricante. La presión y caudal necesarios para mantener la película de aceite, se efectúa mediante un sistema de abastecimiento externo al propio cojinete, siendo, por tanto, el espesor de película independiente de la velocidad relativa de deslizamiento entre ambas superficies.



La figura 2.2 muestra los elementos principales del sistema de un cojinete hidrostático. Donde una bomba de desplazamiento positivo succiona el aceite de un depósito y lo entrega a presión a un colector de suministro de donde se le suministra a ocho tacones. En cada tacón, el aceite pasa a través de un elemento de control que permite el equilibrio del sistema. El elemento de control es un orificio, que ofrece una resistencia al flujo de aceite y permite que los diversos tacones operen a una presión lo suficientemente alta para soportar la carga en ese tacón.

Cuando el sistema está en funcionamiento, el aceite entra por una cavidad en el tacón del cojinete. La carga inicialmente descansa en la superficie de contacto, sellando el hueco. Como la presión en la cavidad alcanza el nivel donde el producto de la presión por el área de descanso es igual a la carga aplicada, la carga se eleva desde la superficie. Inmediatamente hay un flujo de aceite a través de la superficie bajo la carga levantada, y la presión disminuye a la presión atmosférica en el exterior del tacón. El flujo de aceite se mantendrá a un nivel que coincide con el de la salida del tacón.

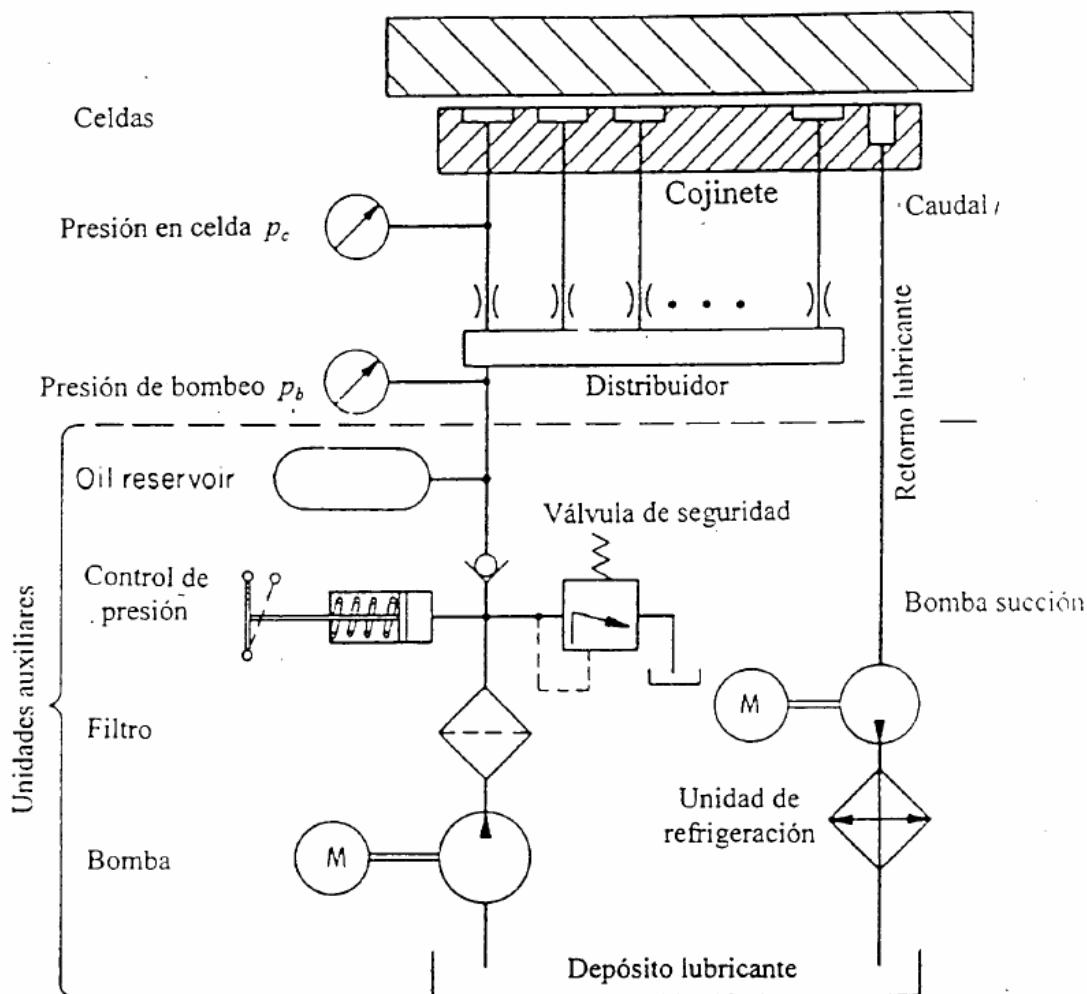


Figura 2.2 Circuito hidráulico y accesorios de los cojinetes hidrostáticos

La bomba del sistema es de doble descarga. La mitad del flujo bombeado es enviado hacia el enfriador y a un filtro, el aceite enfriado y filtrado retorna al depósito. La otra mitad se distribuye a los tacones que conforman el cojinete. Del flujo que llega a cada tacón la mitad va hacia el axial y la otra hacia el radial. Sus parámetros medidos y calculados para el régimen de operación actual aparecen relacionados en tabla 2.3.

Tabla 2.3 Parámetros medidos y calculados durante el proceso de investigación

Parámetro	Procedimiento	Características técnicas
Presión	Medición Manómetro	Rango de medición (0 a 600 PSI)
Holgura entre el cojinete y la corona,	Calculado	0,002 a 0,004 pulgadas (51 μm a 102 μm)
Coefficiente de fricción en el cojinete hidrostático	Calculado	$\leq 0,1$
Carga axial mínima que levanta el cojinete.	Datos y calculada	152,000 lb (676890 N)
Temperatura en el cojinete hidrostático	Calculada	25,5 – 54,4 °C

2.4 Método de cálculo para cojinetes hidrostáticos

Los cojinetes en lubricación hidrodinámica son sistemas dinámicos cuyas condiciones de funcionamiento dependen del comportamiento de diferentes variables. Las principales variables con influencia en el funcionamiento de los cojinetes hidrostático: la carga axial, ancho, diámetro nominal, holgura, deformaciones y calidad superficial del cojinete y árbol.

Otros elementos que influyen en su funcionamiento, que se sintetizan en la figura 2.3 con las variables temperatura y viscosidad, son los aspectos relacionados con la forma de lubricación y el balance térmico, que puede definir también el tipo de lubricación del

cojinete.

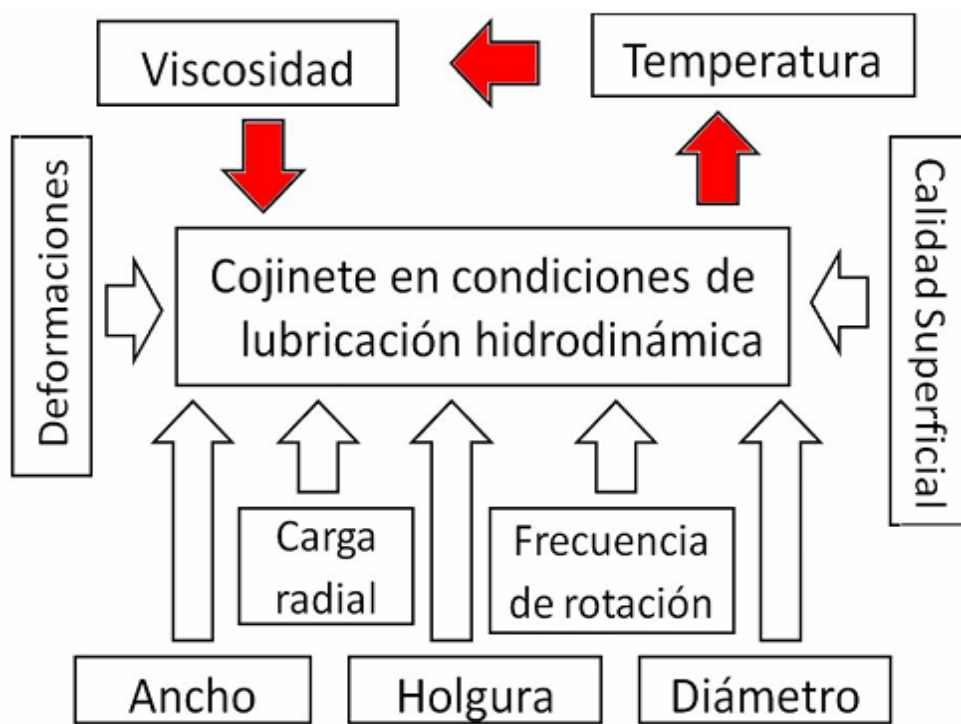


Figura 2.3 Variables que definen las condiciones de funcionamiento de cojinetes en lubricación hidrodinámica.

Fuente: García et al. (2011)

El cálculo de los cojinetes se realiza en función del régimen supuesto de funcionamiento.

La fundamentación del método de cálculo asume:

1. El cojinete hidrostático trabaja en condiciones de lubricación hidrodinámicas (rozamiento líquido).
2. La película de fluido es muy delgada en comparación con los radios de curvatura del cojinete, por lo que el cojinete podía suponerse plano, despreciando dicho radio de curvatura.

3. El lubricante responde a la ley de Newton de movimiento de un fluido viscoso.
4. Se desprecian las fuerzas de inercia del lubricante.
5. Se supone que el fluido es incompresible.
6. La presión es constante en la dirección axial (espesor).
7. El flujo es laminar.
8. El fluido se adhiere a las superficies sólidas.
9. Las superficies son rígidas.

Cundo un cojinete hidrostático esta trabajando en condiciones de lubricación hidrodinámica. El cálculo del cojinete, consiste en determinar si el elemento bajo efecto de las cargas axiales y en condiciones de trabajo, es capaz de formar y mantener una película de lubricante que impida el contacto entre las superficies en contacto (García et al., 2011).

2.5 Cálculo de los factores de cojinete

Tres factores que caracterizan el funcionamiento de un cojinete hidrostático son su capacidad de carga, el flujo de aceite necesario, y la potencia de bombeo necesaria, representados por los coeficientes adimensionales, a_b , q_b , H_b respectivamente. Las magnitudes de los coeficientes dependen del diseño del soporte (Ver Anexo. 1 y 3), donde se muestra la configuración actual del soporte del cojinete hidrostático.

Para la determinación de los coeficientes se lleva a de acuerdo la metodología de Hamrock et al., (2004).

Coeficiente de carga del tacón:

$$a_b = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{A_r}{A_s} \right) = 1 - \frac{b}{B} - \frac{l}{L} + \frac{2bl}{BL} \quad (2.1)$$

**Coefficiente de flujo del tacón:**

$$q_b = \frac{1}{6a_b} \left(\frac{B-b}{l} + \frac{L-l}{b} \right) \quad (2.2)$$

Coefficiente de potencia del tacón:

$$H_b = \frac{q_b}{a_b} \quad (2.3)$$

Donde:

- a_b – coeficiente de carga del soporte, adimensional
- g_b – coeficiente de flujo del soporte, adimensional
- H_b – coeficiente de potencia del soporte, adimensional
- A_r – área del tacón, m^2
- A_s – área del aceite, m^2
- L – ancho del tacón, m
- B – longitud del tacón, m
- b y l – espesores de las paredes del tacón por donde corre el aceite, m

Capacidad de carga

$$F = a_b A_p p_r ; N \quad (2.4)$$

Flujo de aceite necesario

$$Q = q_b \frac{W}{A_p} ; m^3/s \quad (2.5)$$

Potencia necesaria en el bombeo

$$P = p_r Q = H_b \left(\frac{W}{A_p} \right)^2 \frac{h^3}{\mu}; kW \quad (2.6)$$

Donde:

- W – carga sobre el cojinete, N
- Q – tasa (gasto) de flujo volumétrico del aceite, m^3/s
- P – potencia de bombeo, kW
- a_b – coeficiente de carga del soporte, adimensional
- g_b – coeficiente de flujo del soporte, adimensional
- H_b – coeficiente de potencia del soporte, adimensional
- A_p – área del soporte, m^2
- p_r – presión de aceite en la caja del tacón, Pa
- h – espesor de la película de lubricante, m
- μ – viscosidad cinemática del aceite, $Pa \cdot s$

2.6 Determinación del espesor mínimo necesario en la película de lubricante

La condición inicial para comprobar los cojinetes, es que estos en régimen estable deben trabar sin desgaste. Esto se garantiza cuando el espesor de la película de aceite. El espesor mínimo necesario de la película de lubricante se determina por la siguiente ecuación:

$$h_o = S(R_{z1} + R_{z2}); \mu m \quad (2.7)$$

Donde:

- h_o – espesor mínimo de la película de lubricante, μm
- R_{z1} – valor de las rugosidad superficial de la corona, μm

- R_{z2} – valor de las rugosidad superficial del tacón, μm
- S – factor de seguridad (fiabilidad) del cojinete que caracteriza el margen de la capacidad de carga, $S \geq 2$

2.7 Determinación de la holgura de lubricante

La holgura es uno de los parámetros principales del funcionamiento de los cojinetes de ella depende le flujo de aceite.

Las fórmulas para calcular la holgura entre el cojinete y la corona y la carga que puede levantar el cojinete según Boyd. John and Albert Rimondi “A solution for the Finite Journal bearing and Its Application to Analysis and Desing”. Parts I, II and III. Transactions of the American Society of Lubrication Engineers. Vol1 No. 1 pp. 159-209, 1958.

$$h = \sqrt[3]{\frac{Q_z \cdot 6 \cdot \mu \cdot e}{L \cdot p_s}} ; m \quad (2.8)$$

Donde:

- h – holgura de lubricante, m
- Q_z – flujo de aceite por el cojinete en cada tacón, m^3/s
- L – longitud del tacón del cojinete, m
- e – ancho del cojinete, m
- μ – viscosidad dinámica, kgf/cm^2

2.8 Caudal de aceite que circula en cada tacón

El flujo (bombeo) de aceite puede representarse con el paso de aceite por la zona cargada, debido a la presión hidrodinámica (salida por gravedad), por una zona no

cargada y por las ranuras de lubricación, debido a la presión excesiva en caso del suministro forzado del aceite.

El flujo de aceite por cada tacón se termina por la siguiente igualdad:

$$Q_z = \frac{Q \cdot P_d}{Z}; m^3/s \quad (2.9)$$

Donde:

- Q - Flujo total de aceite de la bomba, m^3/s
- P_d - Porcentaje de distribución de flujo axial hacia el cojinete, %
- Z - cantidad de tacones en el cojinete, adimensional (8)
- Q_z - Flujo de aceite por el cojinete en cada tacón; m^3/s

2.9 Carga que se soporta en el compensador

El conocimiento de la carga que debe soportar el compensador, es un parámetro imprescindible para el conocimiento de la repuesta del sistema para mantener la película de lubricante. Esta se puede determinar por la siguiente ecuación:

$$W = 0.98 p_s \cdot L \cdot (b + e); N \quad (2.10)$$

Donde:

- W – carga axial en el cojinete, N
- L – longitud del tacón del cojinete, m
- e – ancho del cojinete, m
- b – ancho de la ranura de lubricación, m
- μ – viscosidad dinámica, kgf/cm^2
- p_s – presión de aceite en el tacón, Pa

2.10 Cálculo del número de Sommerfeld

El efecto combinado de las variables que interviene en el funcionamiento de un cojinete bajo lubricación hidrodinámica se puede caracterizar por el número adimensional S , conocido como número de Sommerfeld. Algunos le llaman el número característico del cojinete y se le define como sigue (Shigley, 1969):

$$S = \left(\frac{r}{c} \right)^2 \frac{\mu \cdot n}{P}; \text{ Adimensional} \quad (2.11)$$

Donde:

- S – número de característico del cojinete, adimensional.
- r – radio del muñón, m
- c – huelgo radial, m
- μ – viscosidad absoluta, $kg \cdot s/m^2$
- n – velocidad relativa entre el muñón y cojinete, rev/min

2.11 Determinación del momento torsor y del coeficiente de rozamiento

El coeficiente de fricción es indispensable para determinar el calor generado en el cojinete. Expresión para calcular el momento torsor según Reshetov (1986).

$$M_{\text{torsor}} = \frac{974 \cdot N \cdot Cm}{n}; N \cdot m \quad (2.12)$$

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \% \quad (2.13)$$

Expresión 2.12 obtenida a partir del sistema de equilibrio de fuerzas en cojinete hidrostático, en función del por ciento de torque total que marca el instrumento con el espesador vacío.

$$f = \frac{2 \cdot M_t \cdot \eta \cdot (P_t - 1 + \eta)}{W \cdot D} \quad (2.14)$$

Donde:

- $M_{t\text{orsor}}$ – momento tursor del mecanismo, $N.m$
- η_1 – eficiencia del motoreductor, %
- η_2 – eficiencia de la transmisión de cadena, %
- η_3 – eficiencia de la transmisión de tornillo sinfin, %
- η_4 – eficiencia de la transmisión piñón corona, %
- P_t – porciento de torque consumido en el mecanismo con el tanque vacío, %
- W – Carga axial en el cojinete, N
- D – diámetro medio del cojinete, m
- N – Potencia del motor, kW
- Cm – Cantidades cabezas motrices, adimensional
- n – velocidad de rotación, rev/min

2.12 Cálculo del momento y pérdidas por rozamiento

El momento de rozamiento sobre la superficie del cojinete se define como el par necesario para vencer el rozamiento, y depende del coeficiente de rozamiento y de la magnitud la carga que actúa sobre el cojinete.

$$M_{roz} = \frac{W \cdot d \cdot f}{2}; N.m \quad (2.15)$$

Donde:

- M_{roz} – momento de rozamiento, $N.m$

- W – carga del cojinete, N
- f – coeficiente de rozamiento, adimensional
- d – diámetro del árbol, m

Las pérdidas por rozamiento en los cojinetes son tanto mayor sea el coeficiente de rozamiento, el cual, a su vez, varia de acuerdo con los parámetros del régimen de funcionamiento del cojinete.

$$N_{perd} = \frac{W \cdot f \cdot 2\pi \cdot d \cdot n}{60}, kW \quad (2.16)$$

Donde:

- N_{perd} – Pérdidas de potencia, kW
- W – carga del cojinete, N
- f – coeficiente de rozamiento, adimensional
- d – diámetro del árbol, m
- n – frecuencia de rotación, rev/min

2.13 Cálculo del incremento de la temperatura

Durante el funcionamiento del cojinete 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 y que todo el lubricante se renueva en cada vuelta.

$$\Delta T = \frac{W \cdot f \cdot D \cdot z \cdot n}{k \cdot L \cdot (b + e) + 60 \cdot C \cdot Q \cdot \gamma} ; ^\circ C \quad (2.17)$$

- W – carga en el cojinete, N
- f – coeficiente de fricción, adimensional



- D – diámetro del cojinete, m
- z – cantidad de tacones en el cojinete, adimensional
- k – coeficiente de emisión térmica, $Kcal/m^2.h.^{\circ}C$
- C – calor específico del aceite, $Kcal/kg.^{\circ}C$
- Q – flujo de aceite en el cojinete, L/min
- γ – peso específico del aceite, g/cm^3
- n – velocidad de rotación, rev/min
- L – longitud del tacón, m
- e – ancho del tacón por donde fluye el aceite, m
- b – ancho de la cavidad del tacón, m

2.14 Cálculo de la temperatura de salida del aceite

Determinar el valor de la temperatura de salida del aceite nos da el criterio si es o no necesario utilizar un sistema de enfriamiento adicional. Nos valdremos de la expresión para calcular la temperatura de salida del aceite según (Reshetov, 1986).

La película de aceite esta a una temperatura considerablemente superior a la de la envolvente exterior del cojinete y es difícil de conocerla. En la práctica se considera que la temperatura de la película de aceite puede obtenerse con las expresiones empíricas (Reshetov, 1986, Dobrovolski, 1990):

$$t_{sal} = t_{ent} + \Delta T ; ^{\circ}C \quad (2.18)$$

o por,

$$t_{sal} = t_{aire} + 2\Delta T ; ^{\circ}C \quad (2.19)$$

- t_{sal} – temperatura de salida del aceite, $^{\circ}C$

- t_{ent} – temperatura de entrada del aceite, °C
- ΔT – incremento de temperatura en el aceite, °C

2.15 Cálculo de la viscosidad del aceite

La viscosidad del lubricante puede determinarse en función de su capacidad de radiación del calor, o por el espesor de la película mínima del lubricante, bajo la condición de operación existente, sea para mantener una temperatura adecuada o para mantener el espesor o grosor de la película requerida (garcía, 1981):

El primer caso:

$$\mu = 64,6 \cdot \left(\frac{C_{en} \cdot C_{ven}}{5,5 \cdot U} \right)^2 \frac{l}{d} \cdot \frac{\Delta T^{2,6}}{n^3 \cdot W}; \text{Cst} \quad (2.20)$$

Donde:

- C_{en} – coeficiente de enfriamiento del aceite
- C_{ven} – coeficiente de ventilación del aceite

$$U = \sqrt{\frac{4 \cdot d + l}{l}}; \text{Adimensional} \quad (2.21)$$

- l – largo del cojinete, cm
- d – diámetro del cojinete, cm
- W – carga en el cojinete, g
- ΔT – diferencia de temperatura máxima permisible y ambiente, °C

Segundo caso:

$$\mu = \frac{f_c}{3,265} \cdot \frac{W \cdot h \cdot (D - d)}{\frac{l}{d} \cdot d^4 \cdot n}; \text{Cst} \quad (2.22)$$

- μ – viscosidad, Cst
- l – largo del cojinete, cm
- d – diámetro del cojinete, cm
- W – carga en el cojinete, g
- ΔT – diferencia de temperatura máxima permisible y ambiente, $^{\circ}C$
- h – espesor de la capa de lubricantes, cm

Factor de corrección:

$$f_c = \frac{d+l}{l}; \text{ Adimensional} \quad (2.23)$$

2.16 Balance térmico

El cálculo térmico tiene una importancia decisiva para los modernos cojinetes. El cálculo se reduce a la verificación de la temperatura del cojinete o la determinación de la cantidad requerida de aceite que ha de circular por el cojinete, para que la temperatura en éste se mantenga en los límites admisibles. El cálculo se lleva a cabo a base del equilibrio térmico, igualando la generación de calor en el cojinete a la emisión de calor.

Para un régimen estacionario, la cantidad de calor que se genera por el rozamiento de las capas de lubricante en la holgura es igual a la cantidad de calor que se disipe a través del aceite y del metal. Asimismo el calor generado en el cojinete puede hallarse aproximadamente por la ecuación:

$$H = \frac{3600 \cdot M_t \cdot \omega}{427} \approx 0,88 M_t n = H_1 + H_2; \text{ kcal/h} \quad (2.24)$$

Donde:

- H – calor generado en el cojinete, $kcal/h$

- M_t – momento torsor, $N \cdot m$
- ω – velocidad angular, rad/s
- n – frecuencia de rotación, rev/min
- H_2 – calor disipado por el cojinete a través de su alojamiento, $kcal/h$
- H_1 – calor a disipar a través del lubricante (aceite), $kcal/h$

2.15 Cálculo del calor disipado por el lubricante

$$H_1 = 60 \cdot c \cdot \gamma \cdot Q \cdot \Delta T ; kcal/h$$

(2.25)

Donde:

- Q – volumen de aceite que pasa por el cojinete, l/min
- γ – densidad del aceite, kg/m^3
- c – calor específico del aceite, $kcal/kg \cdot ^\circ C$
- $\Delta T = T_{sal} - T_{ent}$ – diferencia de temperatura a la salida y la entrada del aceite al cojinete, $^\circ C$

La máxima temperatura a que puede trabajar un cojinete depende de las propias propiedades del lubricante utilizado. En general se considera satisfactorio una película de aceite entre $70 - 82^\circ C$.

2.17 Cálculo del calor disipado por el alojamiento del cojinete

$$H_2 = k \cdot F \cdot \Delta T ; kcal/h \tag{2.26}$$

Donde:

- H_2 – calor a disipar a través del cuerpo y el árbol, $kcal/h$
- F – superficie libre del conjunto del cojinete, m^2

- k – coeficiente de termotransmisión (combinado de radiación y conversión), $kcal/m^2h^{\circ}C$.
- $\Delta T = T_{coj} - T_{aire}$ – temperatura excesiva del cojinete, $^{\circ}C$

La temperatura del cojinete no ha de ser superior a $60 - 75^{\circ}C$

2.18 Instrumentación empleada

En la medición de presión en los puntos críticos de la instalación se emplearon manómetro de aguja los cuales controlan el suministro de lubricante (aceite) al cuerpo del cojinete (Ver Anexos 2 y 3). Estos tipos de manómetros utilizados son capaces de medir la presión radial y axial que inciden sobre el cojinete (Ver figura 2.3)

Para la determinación de la temperatura ambiente se utilizó el sistema automatiza Citrix Program Neighborhood de la empresa que se encargada de registrar las bases de datos de las variables más significativas del proceso en la industria.



Figura 2.3 Manómetros de aguja para medir la presión en la instalación



2.18 Conclusiones parciales del capítulo 2

- 1) Los instrumentos de medición empleados en la investigación son adecuados y certificados para la toma de datos, por cuanto los valores medidos de presión y torque en todos los casos estuvieron en el rango de medición adecuado.
- 2) Quedó establecido el procedimiento de cálculo para la estimación de la holgura, carga, coeficiente de fricción e incremento de temperatura en cada tacón del cojinete hidrostático y las otras variables que permitirán determinar si el sistema de lubricación funciona dentro de los rangos permisibles.

CAPÍTULO 3. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

3.1 Introducción

En este capítulo se exponen los resultados derivados obtenidos por medio del análisis experimental cuyos resultados tienen su base en expresiones matemáticas que describan las regularidades del comportamiento actual del sistema hidrostático. De esta forma podemos arribar a conclusiones y tomar decisión de futuras modificaciones del mismo.

El objeto del análisis del cojinete hidrostático, complejidad muy diferente según cojinete de que se trate, consiste en establecer la regularidades del comportamiento de los diferentes parámetros de lo cojinetes.

El **objetivo** de este capitulo es:

Realizar la valoración crítica de los resultados y a través de ella, explicar los fundamentos científicos que dan solución al problema planteado a partir de la interpretación de las regularidades observadas.

3.2 Resultados de las mediciones de presión en los cojinetes hidrostáticos

Para el análisis se utilizó una base de datos con las presiones leída en los manómetros axiales de los compensadores (compensadores) en los espesadores 1A, 1B, 1E y 1F. Se realizaron un total de 192 lecturas.

En la tabla 3.1, se puede observar que las presiones leídas en los espesadores 1A, 1B, 1E y 1F; 50 lecturas reflejaron valores inferiores a 1,72 MPa, representando el 26,04 %, llama la atención que 45 son de los espesadores 1A y 1B para un 23,44 %. Relevante resulta que 103 lecturas están en rango normal para un 53,65 % y 39 en rango alto para un 20,31 %.

Los resultados mostrados en tabla 3.1 corroboran nuestra apreciación, los tanques espesadores de pulpa se encuentran maniobrando con valores de presión en sus compensadores desviados del valor de diseño (3,45 Mpa), a causa de una insuficiente disponibilidad técnica en el sistema de lubricación para los cojinetes hidrostáticos de su mecanismo central.

Tabla 3.1 Análisis de las mediciones de las presiones en los tanques espesadores

Espesador	BAJA		NORMAL		Alta		Total general	
	$(P_s < 1,7 \text{ Mpa})$		$(1.7 \leq P_s \leq 3,0)$		$(P_s > 3.03)$			
	Mpa		MPa		MPa			
1A	21	10,94%	10	5,21%	17	8,85%	48	25,00%
1B	24	12,50%	20	10,42%	4	2,08%	48	25,00%
1E	2	1,04%	36	18,75%	10	5,21%	48	25,00%
1F	3	1,56%	37	19,27%	8	4,17%	48	25,00%
Total	50	26,04%	103	53,65%	39	20,31%	192	100,00%

Al mismo tiempo que tuvieron lugar desviaciones de presión en los compensadores, pudo sobrevenir un incremento de la carga debido a la creación de islas en los brazos por la acumulación de mineral, que provoca el desgaste en los elementos compensadores.

Se seleccionó los valores promedio de presión por compensador y se calcularon según las ecuaciones 2.8 y 2.10 la holgura de la película de lubricante y la carga que soporta el cojinete. Los valores utilizados en los cálculos están representados en la tabla 2.2 del capítulo 2, que corresponden a las especificaciones técnicas de los tanques espesadores.

Por otro lado, en la tabla 3.2 se muestran los resultados de cálculo de las presiones promedio, observándose su efecto en la holgura (h) de lubricante y la carga (W) que puede soportar cada cojinete hidrostático, en función de la presión. Además muestra la presión y la carga que conseguirán soportar con el empleo futuro de una bomba con mayor caudal igual a $1,32 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ (21 USGPM).

Tabla 3.2 Resumen del promedio de los parámetros principales

Espesador	Presión promedio Mpa ($0,88 \times 10^{-3}$ m^3/s)	Holgura (μm)	Carga (kN)	Presión Mpa ($1,32 \times 10^{-3}$ m^3/s)	Carga kN ($1,32 \times 10^{-3}$ m^3/s)
1A	2,25	90	1413	2,78	1383
1B	1,96	94	971	2.43	1207
1E	2,53	87	1256	3.12	1550
1F	2.36	89	1167	2.92	1452

Para la estimación del caudal que deberá entregar una futura bomba, se efectuó tomando como referencia el valor de la menor holgura calculada ($87 \mu\text{m}$) y la mayor presión promedio (2,53MPa), dando como resultado un caudal de $13,87 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ (22 USGPM) y se seleccionó una bomba de $13,24 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ (21 GPM); valor máximo de la serie de bombas VICKERS 2025V-21 y de esta forma incrementar la disponibilidad técnica al sistema de lubricación de los cojinetes.

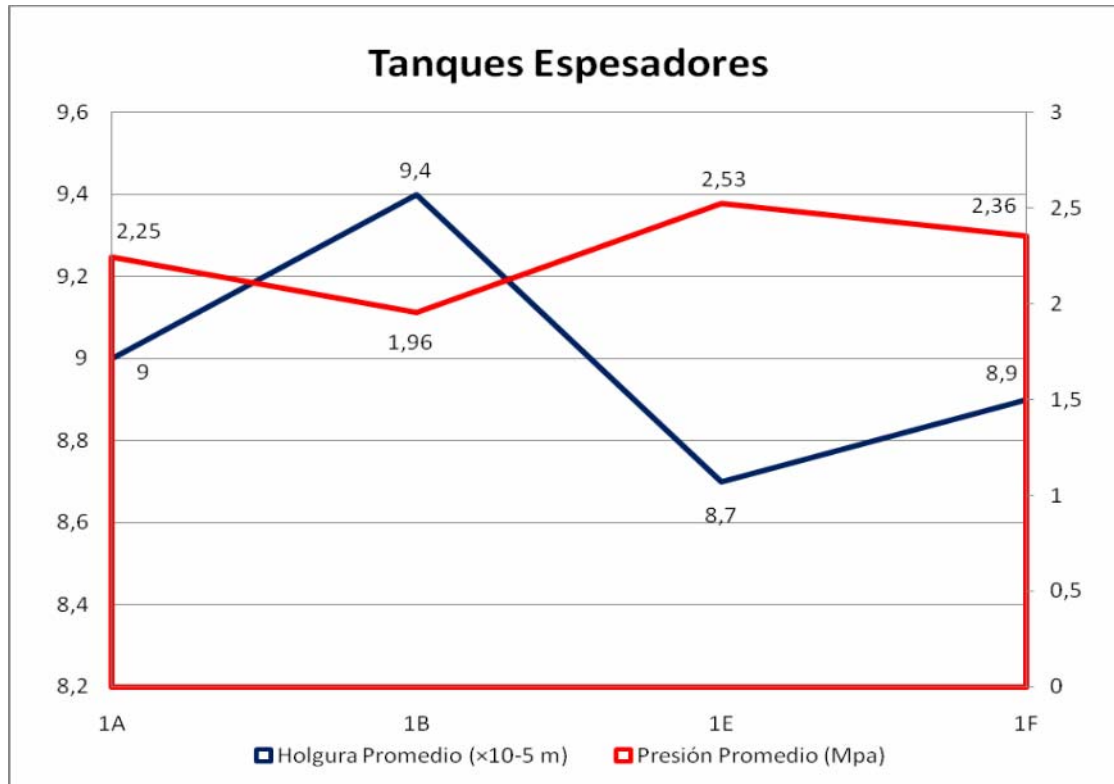


Gráfico 3.1 Comportamiento de holgura presión promedio cada tanque espesador

Del gráfico 3.1 se arribo a la conclusión, que el tanque espesador 1B trabaja en un rango de presión y holguras muy alejado del propuesto en su diseño (holgura entre $20 \mu m \leq h \leq 85 \mu m$ y para la presión $1.7 \text{ Mpa} \leq P_s \leq 3,0 \text{ Mpa}$), sin dejar de observar que los otros espesadores 1A, 1E, 1F tiene rangos muy cerca este limite. Se considera que es cuasa de fugas en el sistema de lubricación.

3.3 Resultados de los cálculos de los parámetros del mecanismo central

En dependencia del estado físico de los lubricantes existen diferentes tipos de lubricación. En la práctica de ingeniería la lubricación hidrodinámica es la más utilizada; quedando la aplicación de los otros tipos en los casos en que producto de la

temperatura, condiciones del medio, exigencias técnicas no permiten el uso de los aceites lubricantes.

El cálculo del coeficiente de fricción, carga que debe soportar el cojinete, momento torsor, eficiencia total del reductor, momento de rozamiento, pérdidas por rozamiento en los cojinetes y el incremento de la temperatura, se utilizó las especificaciones técnicas de los espesadores 1A, 1B, 1E y 1F, representados en la tabla 2.1 del capítulo 2.

Tabla 3.3 Valores cálculos de acuerdo a las especificaciones técnicas

Parámetro	Relación	Ecuación	Valor	U/M
Carga que debe soportar el compensador	W	2.10	674,45	N
Eficiencia total del reductor	η	2.13	83	%
Momento torsor	M_{torsor}	2.12	6 394 480	$N.m$
Coeficiente de rozamiento	f	2.14	0,084	-
Momento de rozamiento	M_{roz}	2.15	852	$N.m$
Pérdidas por rozamiento en los cojinetes	N_{perd}	2.16	3927,75	W
Incremento de la Temperatura	ΔT	2.17	45	$^{\circ}C$

En los valores mostrados en la tabla 3.3 se observa un incremento en el valor del coeficiente de rozamiento si se compara con los valores de coeficiente de rozamiento de la tabla 3.4 para una lubricación hidrodinámica publicado por Álvarez (1999). Teniendo lugar una lubricación mixta, dando como resultado un incremento en el desgaste de los compensadores del cojinete hidrostático de los tanques espesadores de pulpa.

Todo lo anterior da lugar a un incremento de las pérdidas por rozamiento en los cojinetes hidrostáticos, y a un incremento notable de la temperatura de salida del aceite lubricante hasta 75 °C (348 K), lo cual quebranta su viscosidad a esa temperatura, teniendo lugar una lubricación mixta (coeficiente de fricción entre **0.02 ÷ 0.15**) y no hidrodinámica para la cual están diseñado los cojinetes hidrostáticos.

Tabla 3.4. Parámetros de los regímenes de lubricación. (Valores aproximados)

Régimen de lubricación	Espesor de Película (μm.)	Coeficiente espesor de película (λ)	Coeficiente de Fricción (f)
Limite	0.005 ÷ 0.10	< 1	0.15 ÷ 0.40
Mixta	0.01 ÷ 1	1 ÷ 3	0.02 ÷ 0.15
Hidrodinámica.	1 ÷ 100	> 6	0.001 ÷ 0.01

Fuente: Álvarez (1999)

3.4 Resultado del análisis de las influencia presiones, en holguras y carga en cada compensador por esperador.

En la tabla 3.5 se refleja los resultados de las mediciones efectuadas a tres de los parámetros de trabajo del cojinete hidrostático del espesador 1A. Donde puede observarse como la diferencia de presiones influye directamente en la holgura del lubricante, así como en la carga que el sistema puede soportar el cojinete hidrostático del espesador.

Tabla 3.5 Promedio de presiones, empuje axial y holgura del cojinete en el Espesador 1 A.

Compensador	Promedio de Presión (MPa)	Holgura (μm)
1	2,87	89
2	1,66	106
3	1,72	102
4	2,34	92
5	2,92	86
6	1,98	100
7	1,88	99
8	2,62	88

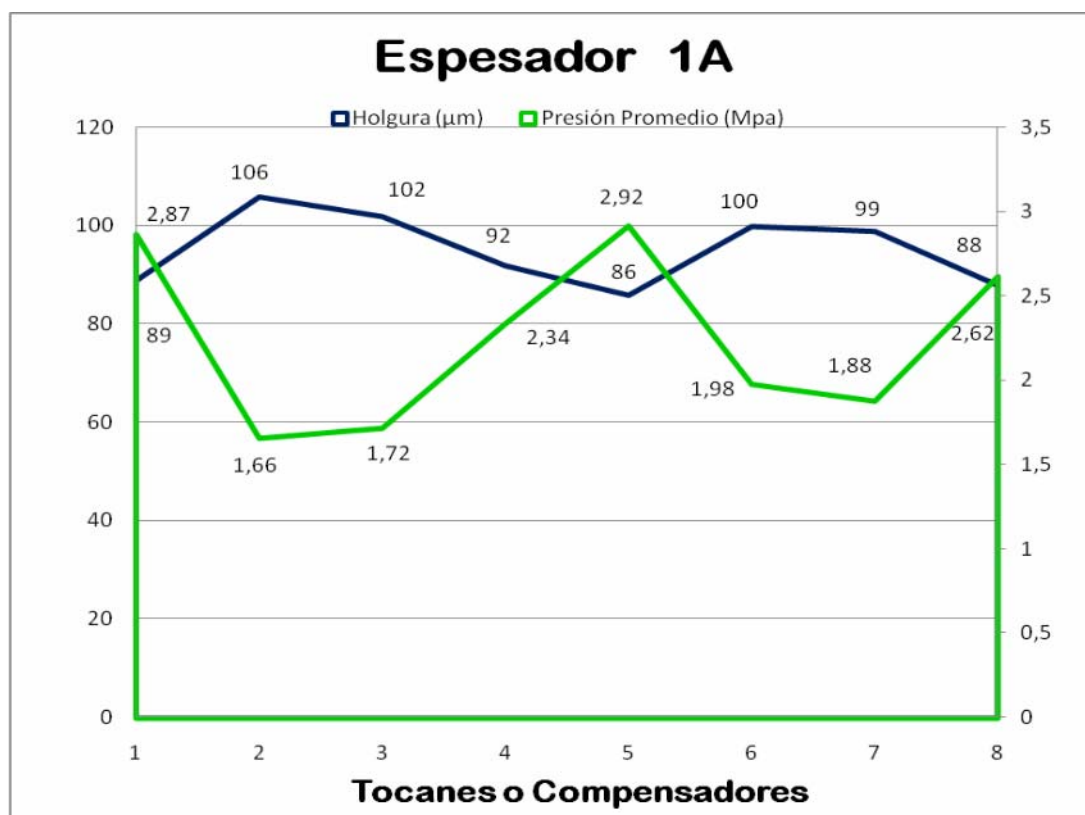


Gráfico 3.2 Comportamiento de las presiones y holgura del Espesador 1A

El gráfico 3.2 muestra el comportamiento de cada compensador del cojinete hidrostático del Espesador 1A en cuanto a: presión promedio (en MPa medida en el manómetro), holgura promedio existente entre cada compensador y la corona (μm) y el empuje axial promedio de cada compensador (kN).

Asimismo, puede observar como las variaciones de la presiones entre un valor de 3,45 MPa en el compensador 5, hasta un valor de 0,69 MPa en el compensador 2, provocan la variación de la holgura del lubricante entre valores que oscilan entre 86 y 106 μm respectivamente.

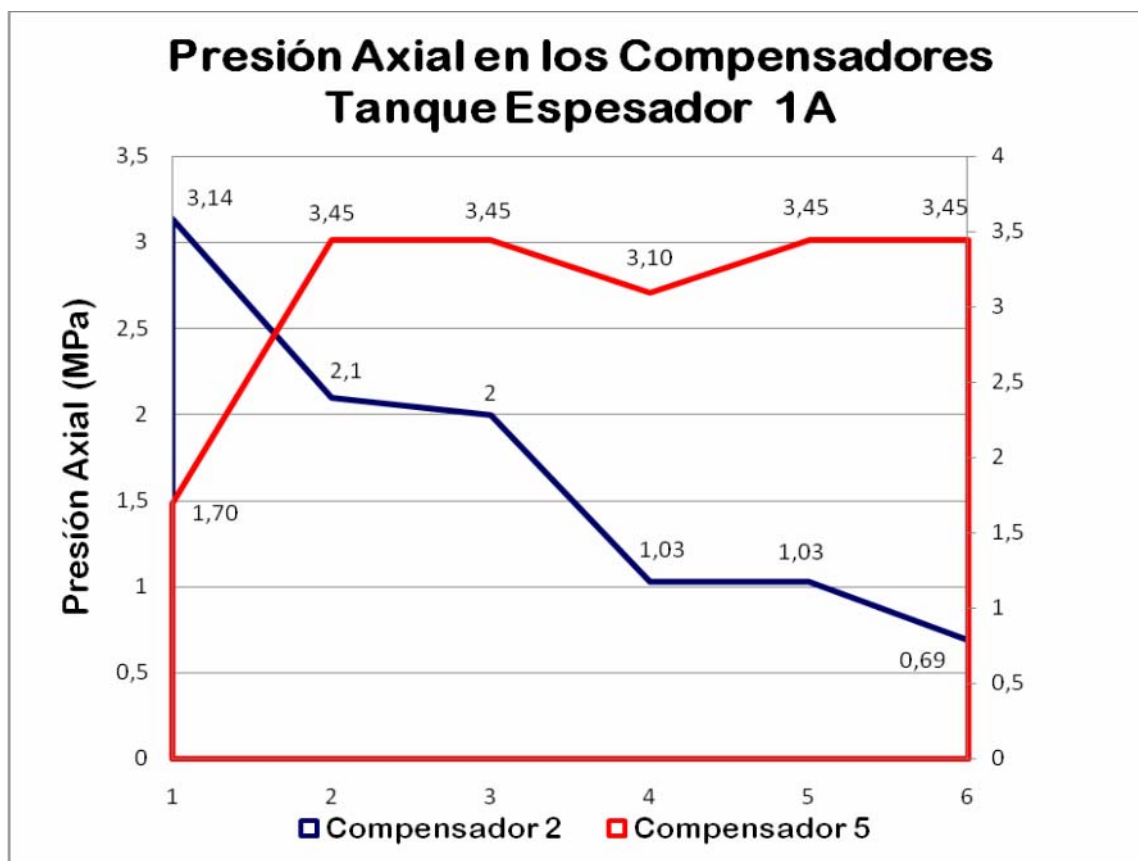


Gráfico 3.3. Presiones promedio de las lecturas en el compensador 2

En el gráfico 3.3 se pudo observar que el compensador 2 es el representativo de la presión más baja en el Esperador 1A, donde se observan valores máximos de 3,45 MPa y valores mínimos de 0,69 MPa. Nuevamente existe diferencia en las presiones de trabajo en los compensadores, lo cual causa inestabilidad en los brazos soportados en la corona del cojinete hidrostático del Espesador 1A, que se acrecienta con la formación de islas (Mular y Bapphu, 2000); afectando la respuesta del equipo como sistema. Este es el representativo de presión más alta en el espesador 1A, donde se observan valores máximos de 3,45 MPa y valores mínimos de 1,17 MPa.

Tabla 3.6 Promedio de presiones y holgura en el Espesador 1 B

Compensador	Promedio de Presión (Mpa)	Holgura (μm)
1	1,52	106
2	2,5	88
3	1,25	112
4	2,62	90
5	1,60	103
6	2,28	94
7	1,71	102
8	2,16	100

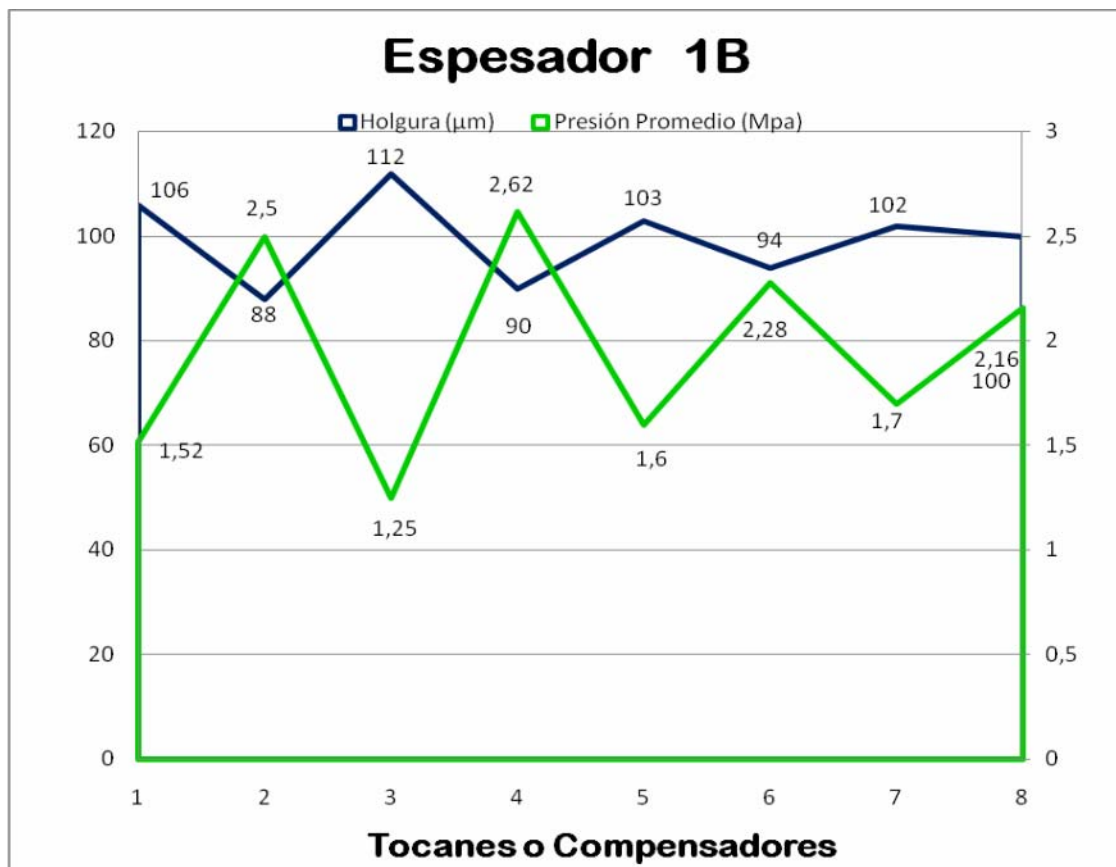


Gráfico 3.4 Comportamiento de las presiones y holgura del Espesador 1B

Este gráfico 3.4 muestra el comportamiento de cada compensador del cojinete hidrostático del Espesador 1B en cuanto a: Presión promedio (MPa medida en el manómetro), holgura promedio existente entre cada compensador y la corona (μm) y el empuje axial promedio de cada compensador (kN). Como se observa en el gráfico 3.4 las presiones varían entre 2,62 MPa en el compensador 4 y 1,25 MPa en el compensador 3. Las holguras entre 90 y 112 μm respectivamente.

En el gráfico 3.5 que se muestra a continuación, las presiones promedio de todas las lecturas en el compensador 3 representativo de la presión más baja en el espesador 1B, donde se observan picos máximos de 2,1 MPa y picos mínimos de 0,76 MPa.

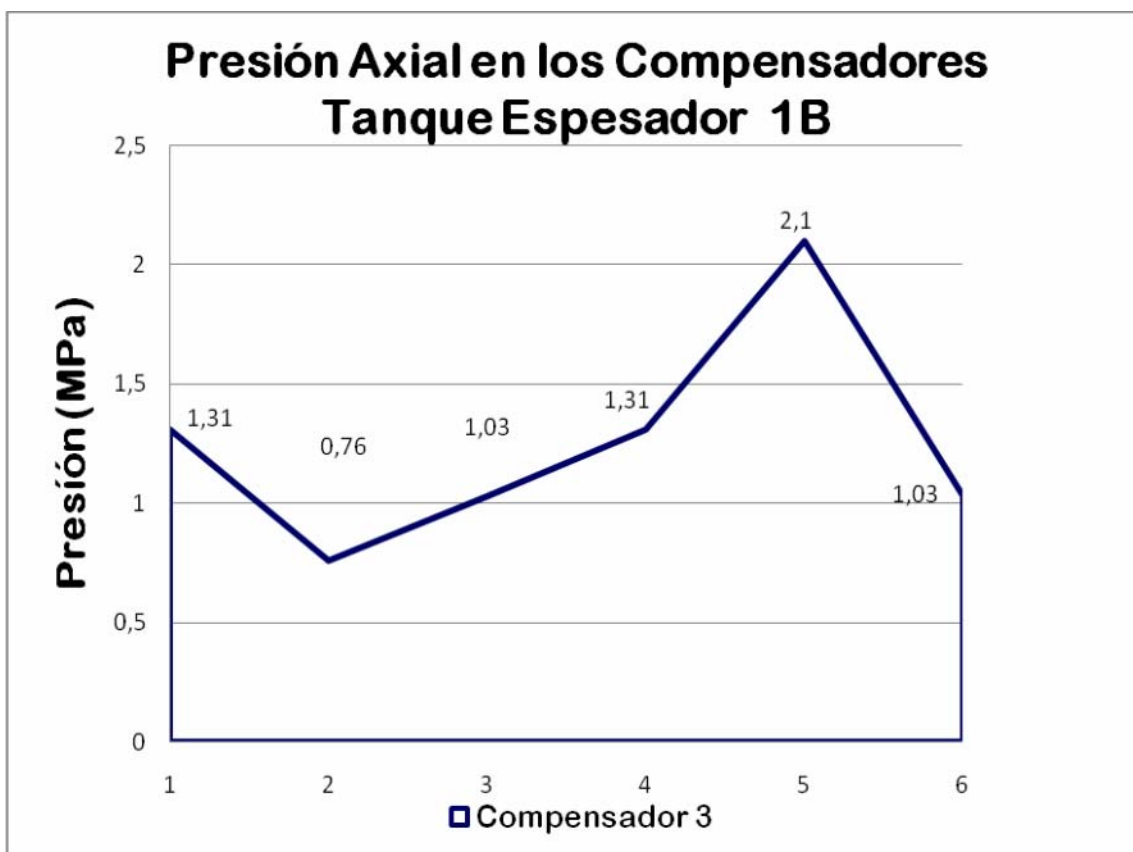


Gráfico 3.5. Presiones promedio en los compensadores del espesador 1B

Tabla 3.7 Promedio de presiones, empuje axial y holgura en el Espesador 1 E.

Compensador	Promedio de Presión (Mpa)	Holgura (μm)
1	2,95	86
2	2,48	98
3	2,83	89
4	2,74	90
5	2,28	94
6	2,33	92
7	1,74	106
8	2,88	84

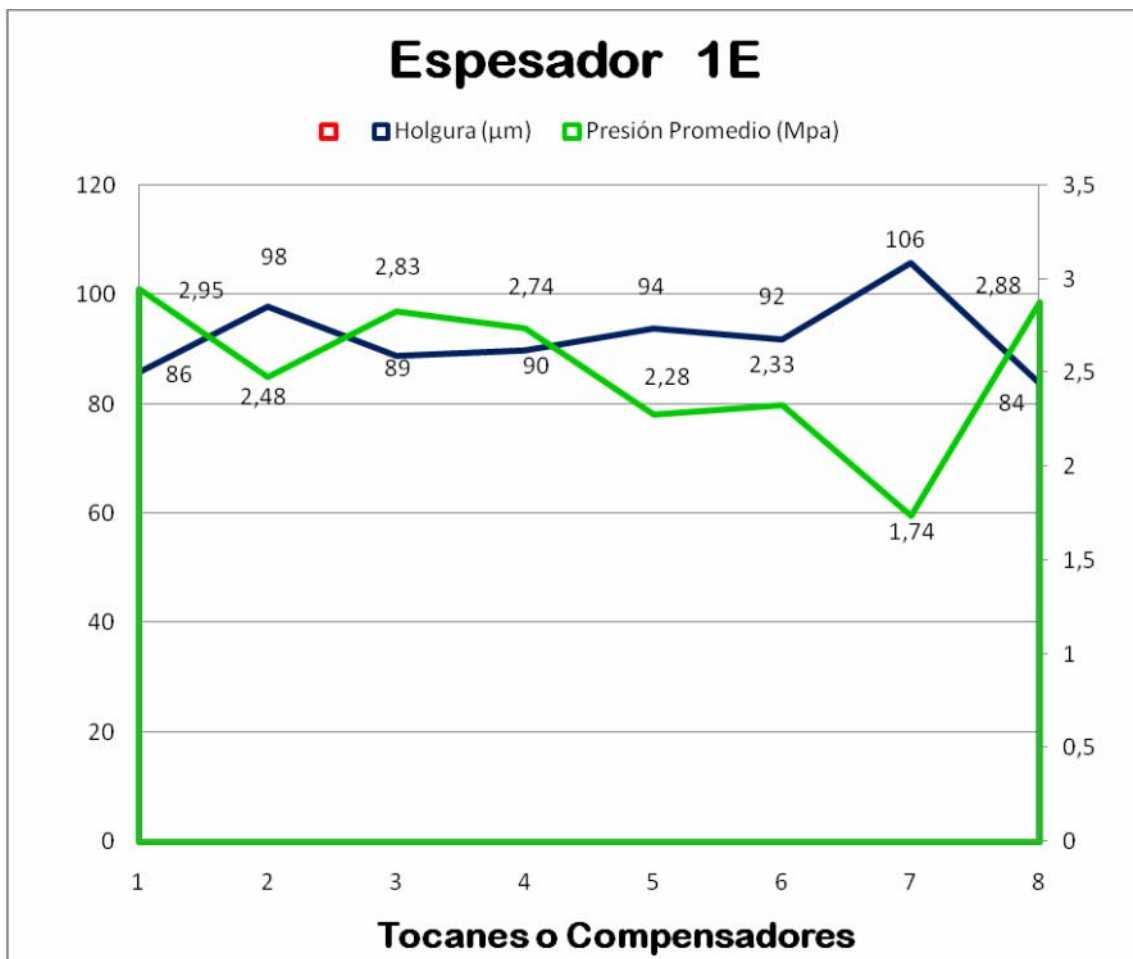


Gráfico 3.6 Comportamiento de las presiones, empuje y holgura del Espesador 1E.

Este gráfico 3.6 muestra el comportamiento de cada compensador del cojinete hidrostático del Espesador 1E en cuanto a: Presión promedio (MPa medida en el manómetro), holgura promedio existente entre cada compensador y la corona (μm) y el empuje axial promedio de cada compensador (kN). Como se observa las presiones varían entre 2,95 MPa en el compensador 1 y 1,74 MPa en el compensador 7. Las holguras entre 83 y 101 μm respectivamente.

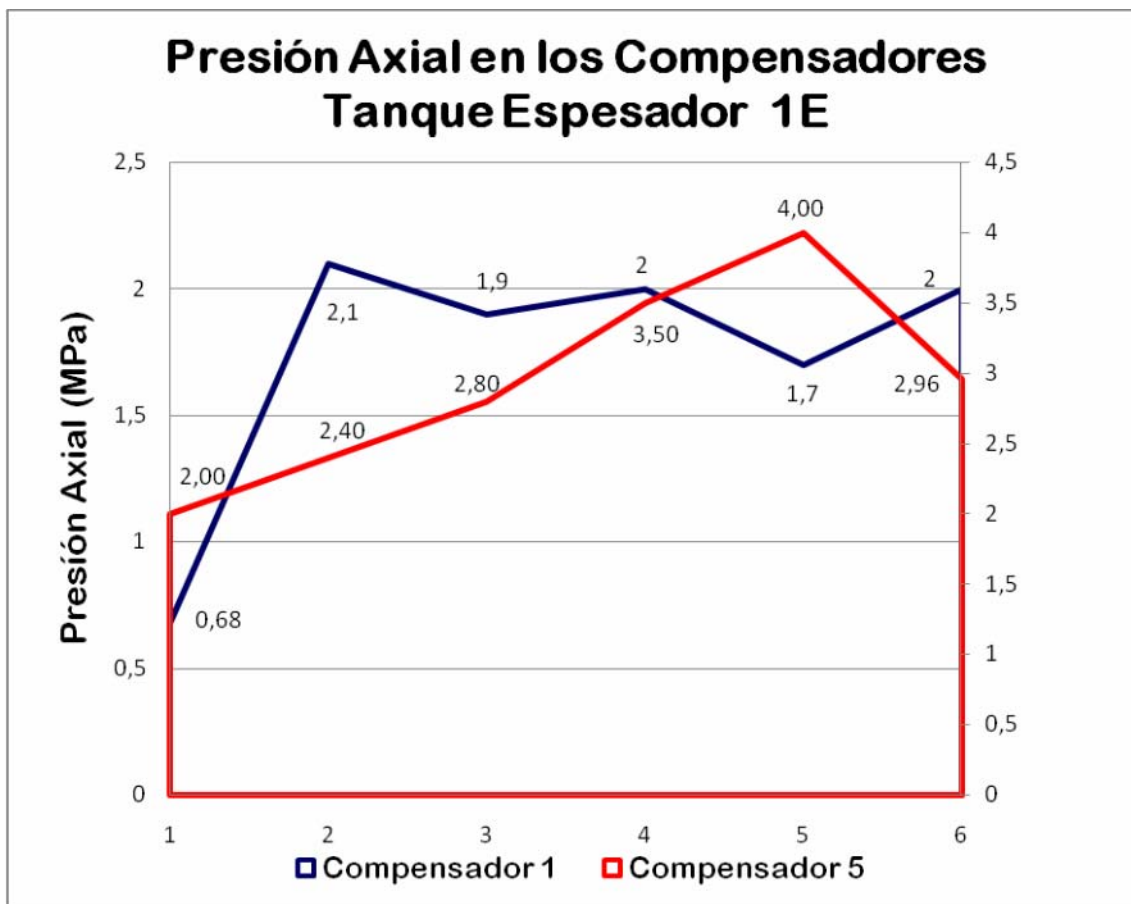


Gráfico 3.7 Presiones promedio en los compensadores del Espesador 1E.

Este gráfico 3.7 muestra las presiones promedio de todas las lecturas en el compensador 7 que es el representativo de presión mas baja en el Espesador 1E, donde se observan un valor máximo de 2,14 MPa y un valor mínimo de 0,69 MPa. Es el representativo de presión más alta en el espesador 1E, donde se observan valores estables máximo por encima de 4,0 MPa y un valor mínimo de 2,1 MPa.

Tabla 3.8 Promedio de presiones, empuje axial y holgura en el Espesador 1 F.

Compensador	Promedio de Presión (MPa)	Holgura (μm)
1	2,16	94
2	2,29	95
3	2,45	88
4	2,32	90
5	2,34	90
6	2,73	85
7	2,25	90
8	2,33	90

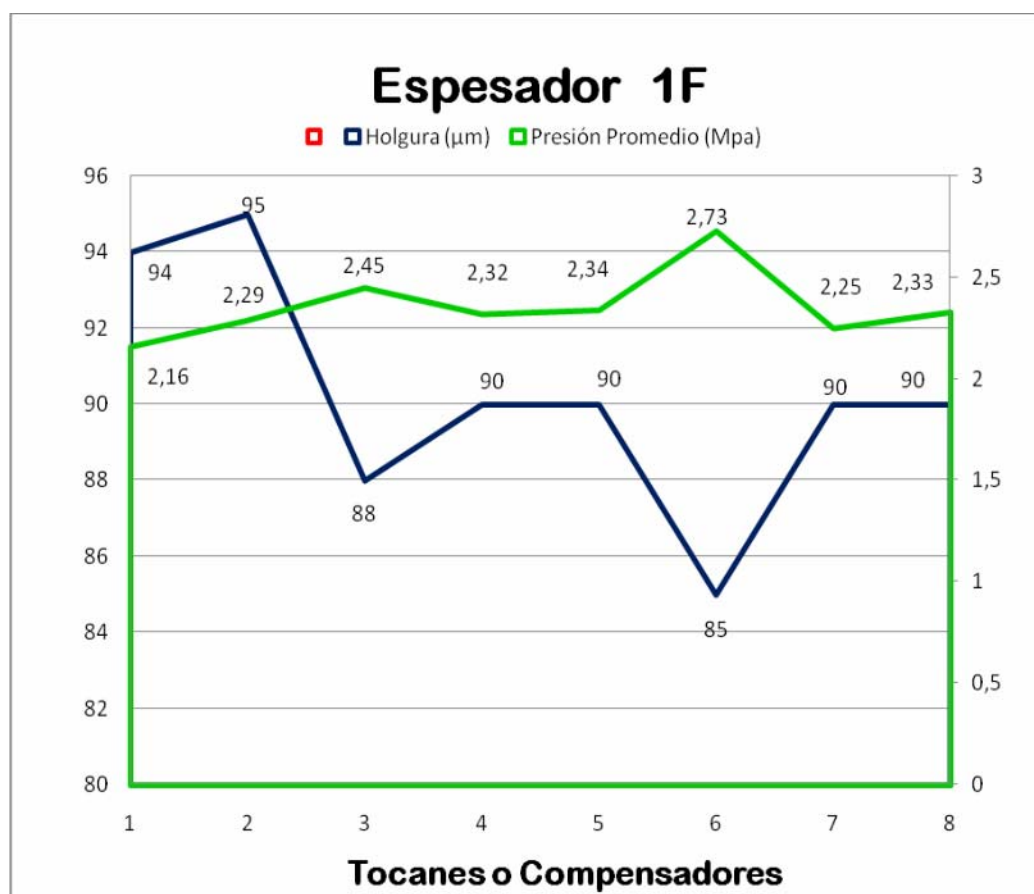


Gráfico 3.8 Comportamiento de las presiones y holgura del Espesador 1F.

Como se observa las presiones varían entre 2,73 MPa en el compensador 6 y 2,16 MPa en el compensador 1. Las holguras entre 85 y 94 μm respectivamente.

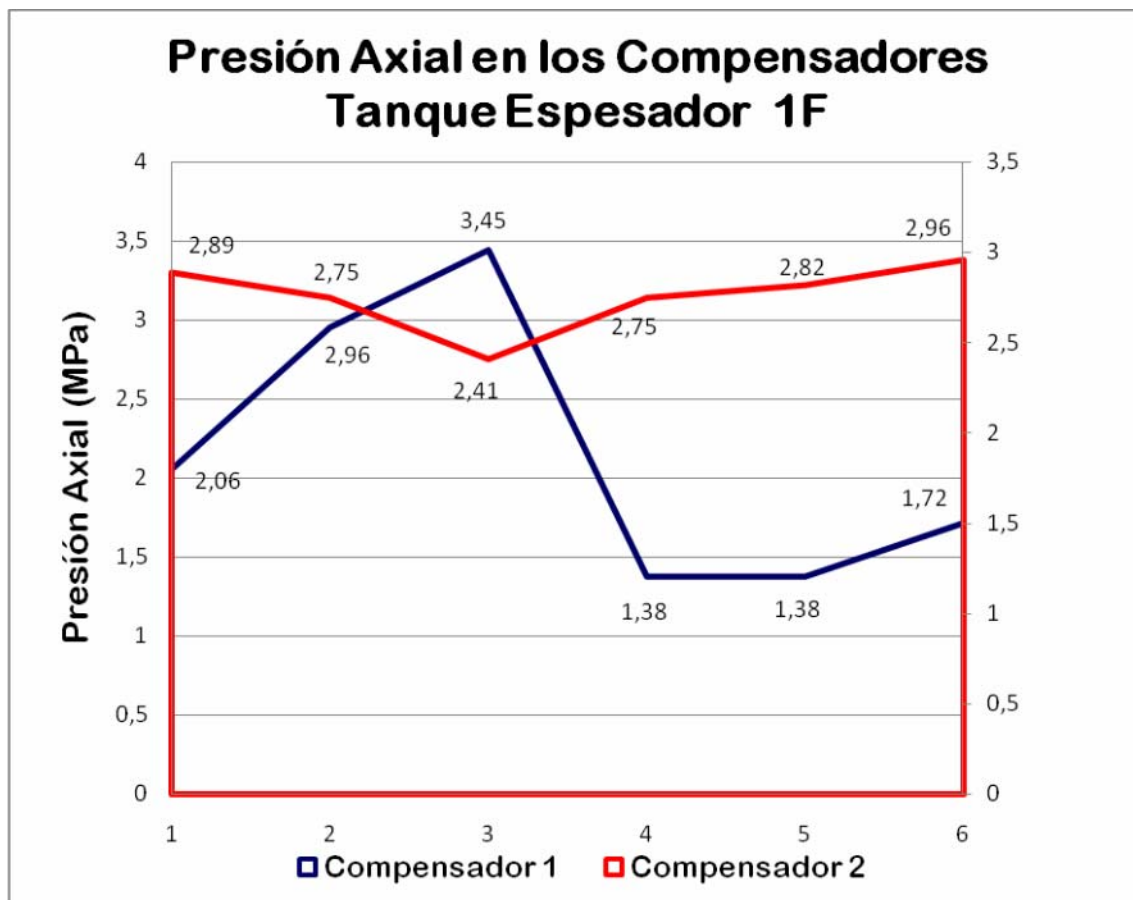


Gráfico 3.9 Muestra las presiones promedio de todas las lecturas en el compensador 1 y 2.

Es el representativo de presión mas baja en el espesador 1F, donde se observan un valor máximo de 3,45 MPa y un valor mínimo de 1,38 MPa. Es el representativo de presión más alta en el espesador 1F, donde se observan todos valores por encima de 2,1 MPa.

3.5 Discusión de los resultados

Existen variaciones de las presiones en los compensadores del sistema hidrostático pasando por valores de 0,69 MPa hasta valores por encima de 3,45 MPa. Principalmente

en los espesadores 1A y 1B. Los espesadores 1E y 1F se comportan con menor variación.

Los valores de presiones promedio y de holgura permiten que los espesadores trabajen con una película de aceite satisfactoria por lo que no existe rose metálico entre la corona y la cara axial de los compensadores del cojinete hidrostático.

La causa principal que exista una modificación en la holgura de la película de lubricante durante el trabajo de los cojinetes es debido a las caídas de presión, producto de un escaso flujo de lubricante por fugas en el sistema de lubricación, causando el desgaste prematuro unido en los compensadores por elevado coeficiente de fricción. Todo esto impide la operación estable del mecanismo central.

3.8 Valoración económica

La valoración económica esta referencia en sentido de la rotura de los cojinetes y cuanto costara sustituir la bomba actual por una de mayor caudal, que supla las fugas en el sistema de lubricación.

Tabla 3.9 Costo de reparación del un cojinete

Costo directo	Horas hombres	Materiales	Fuerza Trabajo	Total
Equipos de proceso	1 750	86 000	19 000	106 700
Costo total directo				106 750
Costos Indirectos				
Flete				8 000
Costos Indirectos				5 000
Contingencia				16 000
Costo Total				135 750

Tabla 3.10 Costos del cambio de bomba

Costo directo	Horas hombres	Materiales	Fuerza trabajo	Total
Equipos de proceso	30	12 000	400	12 430
Costo Total Directo				12 430
Costos Indirectos				
Flete				1 000
Costos Indirectos				600
Contingencia				2 000
Costo Total				16 030

Durante la reparación de cojinetes hidrostáticos por rotura y cambio de la bomba por una de mayor caudal se incurre en un monto total de 151 780 en ambas monedas.

3.9 Valoración de impacto ambiental

Diversos efectos tóxicos han sido relacionados con la exposición a níquel o sus compuestos. Estos pueden ser de tipo agudo o crónico, relacionados tanto con el tipo de compuestos, como con el tipo de población expuesta y las características de la exposición.

La inhalación ocasiona irritación del tracto respiratorio y asma. Aunque algunas, y quizás todas, las formas de níquel pueden ser carcinógenas, con los niveles normales de exposición en muchos sectores de la industria de este metal hay un riesgo pequeño o no detectable.

En una planta procesadoras de níquel, una que utiliza proceso de lixiviación ácida (vía húmeda) y las fuentes de contaminación naturales de la zona son los yacimientos y las industrias extractivas y de producción. La circulación del níquel y sus compuestos a



través de los diferentes compartimentos ambientales se efectúa mediante procesos químicos y físicos, siendo además biológicamente transportado por los organismos vivos (terrestres y acuáticos) que pueden acumularlo. Entre los procesos físicos cabe destacar el efecto de la erosión natural de los suelos y rocas producto de los vientos existentes que proporcionan concentraciones de fondo de níquel y cobalto, entre otros, en el ambiente.

Durante la limpieza de los tanques espesadores existe remoción de material laterítico representando un riesgo de contaminación tanto para las aguas subterráneas, como para las superficiales, el aire y la biota de la región. Estos procesos tecnológicos se expulsan al ambiente por diversas vías diferentes tipos de contaminantes que pueden representar un riesgo para la salud de los trabajadores poblaciones expuestas. Se describen los procesos tecnológicos usados y se discuten las posibles rutas de exposición, así como las razones estandarizadas de mortalidad y morbilidad por cáncer pulmonar en la población de Moa, la que mostró mayor riesgo respecto a la provincia de Holguín y la nación.

3.10 Conclusiones parciales del capítulo 3

1. El costo de la reparación de los cojinetes depende de las inversiones o gastos de la empresa que se generan un gasto total 151 780 en ambas monedas.
2. La bomba que se propone para modificar el sistema de lubricación cumple las características mecánicas de empuje del sistema tiene compatibilidad con las exigencias tecnológicas y de proceso.
3. Dentro de las mayores afectaciones de la planta al medio ambiente se encuentra la remoción de material laterítico por vertido en la reparación del cojinete en el vaciado de los espesadores de pulpa.

CONCLUSIONES GENERALES

1. Se verificaron las características mecánicas del sistema de lubricación de los cojinetes hidrostáticos y su compatibilidad con los requerimientos tecnológicos y de proceso para el proceso que ocurre en los Espesadores 1A, 1B, 1E y 1F, revelando que debe cumplir con las condiciones siguientes:
 - Caudal de la bomba existente – $1,7 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ (17 USGPM).
 - Presión de la bomba – 3,45 MPa (500 PSI).
 - Presión ideal en tacón – 3,0 MPa (440 PSI)
 - Temperatura de trabajo 40 °C
2. El sistema de lubricación propuesto para los cojinetes hidrostáticos en los espesadores de pulpa tiene los parámetros explotación que posibilita el correcto funcionamiento, holgura de la película de lubricante holgura entre $20 \mu\text{m} \leq h \leq 85 \mu\text{m}$ y para la presión oscila en un rango de $1.7 \text{ Mpa} \leq P_s \leq 3,0 \text{ Mpa}$).
3. Se determinó que los principales factores que provocan la operación inestable de los cojinetes hidrostáticos es la caída de presión, las cuales tienen un carácter operacional, por la baja disponibilidad técnica del sistema de lubricación, y identifican los siguientes:
 - Caída de presión por pérdida de eficiencia de la bomba.
 - Caída de presión por escape de flujo de aceite en los sellos de los tacones, debido a los años de explotación.
 - Pérdida de flujo por desgaste de los tacones en la parte radial.



- Sobrecarga en los brazos en la operación actual se utiliza aditivos que aumentan velocidad de sedimentación que provoca la formación de islas y derrumbes de mineral originando oscilaciones del mecanismo.



RECOMENDACIONES

- Continuar los estudios relacionados con el efecto que tiene la temperatura, la carga en formación de la película de lubricante durante la explotación de los tanques espesadores de pulpa,
- Utilizar este trabajo como referencia para el estudio del comportamiento de la película de lubricante en los cojinetes hidrostáticos en tanques espesadores de igual similitud en la empresa Comandante “Pedro Soto Alba”, Compañía Moa Nickel S.A.
- Recomendar el uso de una bomba de mayor caudal que supla las pérdidas por fugas de lubricante del sistema de lubricación en los cojinetes hidrostáticos



BIBLIOGRAFÍA

1. Albarracín A, P et al. Cálculo del ahorro de energía por menor fricción. Revista Dyna, Año71, Nro 144. 2004
2. Albarracín A, P. Tribología y Lubricación. Editorial Asesoras en Lubricación. Medellín, Colombia. 2002. Tomo I. 4ta. Edición.
3. Álvarez G, E, Augusto., Tribología: Fricción, Desgaste y Lubricación. Universidad Central de Las Villas, 1999. Monografía, 300.
4. Aponte R J y Villazón A H A. Incidencia de la lubricación en elementos mecánicos en movimiento. Revista de la facultad de Ingeniería. 2003.
5. BAKA E., Calculation of the hydrodynamic load carrying capacity of porous journal bearings. Revista Periodica Polytechnica Ser. Mech. Eng. Vol. 46, no. 1, pp. 3-14 (2002)
6. Benlloch M, J. Lubricantes y lubricación aplicada. Editorial Revolucionaria. La habana, Cuba .1986
7. Correa, C R. Estudio del funcionamiento integral de los espesadores de pulpa. Departamento de Ingeniería y Proyecto. Empresa Comandante “Pedro Sotto Alba”, Moa Nickel S.A, 2010. 60 pág.
8. Daquinta, G L A et al., Durabilidad del par de fricción compuesto por el árbol de levas y el cuerpo de los cojinetes del motor VAZ de fabricación Rusa. Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias, Vol. 19, No. 4, 2010.
9. DELGADO V, J F. Sistemas de lubricación a bordo. Tesis de Ingeniería. Universidad Austral de Chile. Chile. 2006 115 p



10. Dobrovolski. Elementos de Máquinas. Editorial MIR. 1981.
11. Farías M J C. "Diseño E Implantación De Un Plan De Lubricación Para Máquinas Y Equipos". Tesis de Grado. Escuela Superior Politécnica del litoral. Guayaquil – Ecuador. 2008. 237 p
12. Fuller D. Theory and Practice of Lubrication for Engineers. Editorial Mc Graw-Hill, N. York, 1984.
13. García T A. L. Simulación de cojinetes de deslizamiento en turbogeneradores con empleo de la norma ISO 7902. Revista Cubana de Ingeniería Mecánica, 1(ii), 55-60, 2011.
14. García, T A et al. Evaluación de lubricante para apoyos de ventilador en planta termoeléctrica con empleo de norma ISO 7902. Revista Ingeniería Mecánica, 3, 2007.
15. Girón , G, P. y Cortínez, H. Víctor. Una generalización de la ecuación de Reynolds para el análisis de problemas de lubricación en cojinetes. Asociación Argentina de Mecánica Computacional. Mecánica Computacional Vol. XXII, 2003.
16. González R, G et al.; 2006. Elementos de Maquinas: Cojinetes de Deslizamiento.. Facultad de Ingeniería Mecánica ISPJAE, 2006.
17. Guzmán, D. Modelación, simulación y control del tanque de contacto y los enfriadores de licor en el proceso de lixiviación carbonato amoniacal. Tesis doctoral. ISMM, Moa, 2001. 124p.
18. Hamrock, B.J., Schmid, S.R., and Jacobson, B.O., Fundamentals of Fluid Film Lubrication, Second Edition, Marcel Dekker, Inc., 2004.



19. Herrera G M A. Desarrollo de un prototipo tribológico funcional para evaluar el desgaste por fatiga por contacto de rodadura. Tesis de Maestría. Instituto Politécnico Nacional. Df, Mexico. 2001. 163 p
20. Hobson. D P. Práctica de la lubricación industrial. Ediciones Interciencia. Madrid,1970.
21. J. Frêne, D. Nicolas, B. Degueurce, D. Berthe y M. Godet, Hydrodynamic Lubrication (Tribology and Interface Engineering Series), Elsevier Science, 1997.
22. Lin. J R., et al. Dynamic characteristics of wide Exponential film-shape slider Bearings lubricated with a nonnewtonian Couple stress fluid. Revista Journal of Marine Science and Technology, Vol. 14, No. 2.
23. Main Metall Co. Cojinetes de deslizamiento de acero-metal antifricción. Madrid, España, 2010
24. Marcelo H. Di Liscia. Comportamiento de la película de aire en un cojinete de láminas flexibles. Asociación Argentina de Mecánica Computacional. Mecánica Computacional Vol XXVIII. 2009.
25. Mular, L. A; Bhappu, B,R., Diseño de plantas de proceso de minerales. Editorial McGraw Hill, 2000.
26. Norton. Diseño de Máquinas. Editorial Prentice Hall. 1999
27. Norton. Diseño de Máquinas. Editorial Prentice Hall. 1999
28. O. Ruiz, R. Oet al.; Identificación de coeficientes dinámicos en cojinetes de película de aire. Asociación Argentina de Mecánica Computacional. Revista Mecánica Computacional Vol XXVII, 2008.



29. Orellana A J G. Estudio de lubricación para el ahorro de recursos en una empresa dedicada a la renta de grúas industriales. Tesis de Ingeniería. Universidad de san Carlos de Guatemala. 2005. 131 p
30. Orlov, Ingeniería de Diseño, Editorial MIR, Moscú, 1985.
31. Pinkus, O., Theory of Hydrodynamic Lubrication. Editorial McGraw Hill, 1961.
32. Reshetov. Elementos de Máquinas. Editorial Pueblo y Educación. Ciudad de la Habana. 1985.
33. Reshetov. Elementos de Máquinas. Editorial Pueblo y Educación. Ciudad de la Habana. 1986. Segunda Reimpresión.
34. Retirado, M Yoalbis. Comportamiento de la humedad durante el secado solar del mineral Laterítico. Tesis de Maestría. ISMM. Moa, 2007. 105p.
35. Ruiz O R. et al., Identificación de coeficientes dinámicos en cojinetes de película de aire. Asociación Argentina de Mecánica Computacional. Mecánica Computacional Vol XXVII, 2008.
36. Shell Co. Tutor de Lubricación: Introducción a los lubricantes y a la lubricación. Madrid, España. 2011. Modulo Uno.
37. Shell España Co. Mantenimiento: HACCP y lubricación de maquinaria en la industria de elaboración de alimentos. Alimentación Equipos y Tecnología. Monografía, 2010.
38. Shigley G. El proyecto de Ingeniería Mecánica. Editorial Revolucionaria. 1986.
39. Shigley G. El proyecto de Ingeniería Mecánica. Editorial Revolucionaria. 1969.
40. Shigley, Mischke. Diseño en Ingeniería Mecánica. Editorial Mc Graw-Hill, México, 1989



41. SKF. Manual de la lubricación para cojinetes y chumaceras. México, 2007.
42. Soca, C., J. R. Cálculo de sistemas de lubricación. Universidad Autónoma de Chapingo. Departamento de Ingeniería Mecánica. Monografía. Chapingo, México. 2009.
43. Torres B, O E. Relé electrónico para la detección del movimiento en los tanques de sedimentación de la Empresa Comandante "Ernesto Che Guevara" Revista Energética Vol. XXV. 2004
44. Torres, E. Modelación matemática y simulación del transporte neumático del mineral laterítico. Tesis doctoral. ISMM. Moa, 2003. 105p.
45. Vignolo G. G. et al. Análisis termohidrodinámico de cojinetes cortos. Asociación Argentina de Mecánica Computacional Mecánica Computacional Vol XXVII. 2008.
46. Vignolo G. G. et al. Determinación numérica de parámetros físicos en la película fluida de cojinetes hidrodinámicos. Asociación Argentina de Mecánica Computacional Revista Mecánica Computacional Vol XXVIII. 2009.
47. Weicon GmbH & Co. KG. Lubricantes Multiuso: Lubricantes de alto rendimiento. Münster. Alemania. 2011.