



**DIRECCION GENERAL DE EDUCACION SUPERIOR
TECNOLOGICA**



INSTITUTO TECNOLÓGICO DE TUXTLA GUTIERREZ

DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA

REPORTE DE RESIDENCIA:

**DISEÑO DE UNA CHUMACERA TIPO KINGSBURY DE UNA
TURBINA DE 180 MW**

RESIDENTE:

AGUSTIN BARRIOS LOPEZ

NUMERO DE CONTROL:

12270046

ASESOR INTERNO:

ING. RUTILO MORALES ALVAREZ

ASESOR EXTERNO:

ING. GILDARDO JIMENEZ RAMOS

CFE

Comisión Federal de Electricidad

RESUMEN

El estudio de las chumaceras implica muchos temas, por sus diferentes tipos y condiciones. La aplicación de la chumacera en turbo-generadores es de mucha importancia por su gran rendimiento y soporte, ya que se emplean a gran manera.

Para estos tipos de chumacera en especial el kingsbury, se les hace llamar hidrodinámicos óptimos ya que son especiales por su eficiencia y su tipo de lubricación.

Se realizó pruebas en el sistema de enfriamiento para ver el comportamiento del aceite y sus condiciones para la mejora de la chumacera teniendo en cuenta los datos técnicos obtenidos en C.H. Angostura (CFE).

Para el material de la chumacera logramos encontrar información en Comisión Federal de Electricidad, gracias a esto se llegó a la conclusión de que el mejor material para el diseño de la chumacera es el metal Babbit ya que es un metal blanco capaz de soportar altas temperaturas y ser un material antifricción.

Con la recaudación de información obtenida partimos en enfocarnos en el diseño de la chumacera, verificando si estaba en las condiciones necesarias para soportar la carga, calculando el área basculante o almohadilla y así obtuvimos respuesta de la unidad.

Por otro lado se analizó la viscosidad del aceite usando la ecuación de Newton para fluidos viscosos, también se utilizaron las ecuaciones de Petroff y el número de Sommerfeld.

Concluimos el diseño de la chumacera partiendo en los accesorios más importantes y sabiendo que tiene las características necesarias para el trabajo que realizará en unas de las unidades de la C.H. Angostura.

INTRODUCCIÓN

El estudio de superficies interactuando implica una amplia gama de temas, la fricción entre dos cuerpos en movimiento, el desgaste como efecto natural del movimiento y la lubricación como un medio que puede evitar el desgaste (Ludema, 2010). La lubricación ayuda a soportar la presión generada entre las superficies. La capa o película de lubricante colocada puede ser un sólido, un líquido o un gas. Los lubricantes líquidos son los más utilizados para evitar el desgaste de superficies, donde el parámetro más importante que se debe controlar es el coeficiente de fricción.

Debido a que los cojinetes están provistos de un reservorio de aceite, la película lubricante funciona también como un sistema de enfriamiento para el cojinete por ello es importante mantenerlo en condiciones óptimas, el medio que se emplea para el enfriamiento del aceite es a través de intercambiadores de calor. Por esta razón lo primero fue realizar un análisis exergetico en el intercambiador de calor para determinar la eficiencia con la que el sistema se encuentra trabajando.

Estudiamos la chumacera para calcular los segmentos, sabiendo que en el plano obtenido en Comisión Federal de Electricidad trabaja con 14 segmentos que soportan la carga de la masa rotativa.

Por otra parte encontramos los datos para el diseño de la chumacera, gracias a eso se encontramos los accesorios más importantes para el diseño, tomando en cuenta las condiciones Y normas de la empresa (CFE).

En los últimos capítulos se define el diseño de la chumacera tipo kingsbury, logrando así tener la chumacera deseada para una de las unidades de la C.H. Angostura. Teniendo buenos resultados y de ello se obtuvo por analizar cada una de sus áreas más afectadas cuando se encuentra en trabajo pesado, sabiendo así que material puede ser más útil para lograr reducir la temperatura del aceite y su viscosidad. Trabajando en las partes de los objetivos propuesto por la misma empresa. (CFE).

INDICE

Contenido

CAPITULO I: GENERALIDADES DEL PROYECTO.	8
Datos generales.....	8
Ubicación de la empresa.	8
Organigrama de la empresa.....	9
Misión, visión y políticas.	9
Misión.....	9
Visión.....	9
Política.....	10
Problemas a resolver.....	10
Justificación.....	10
1.6 Objetivos.	11
1.6.1 Objetivo General.	11
1.6.2 Objetivo específico.....	11
CAPITULO II MARCO TEORICO.....	12
Antecedentes.....	12
CAPITULO III DESARROLLO DEL PROYECTO.....	17
Esquema Metodológico.....	17
3.1 ANÁLISIS EXERGÉTICO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO.....	18
3.2 Calculo del área de los segmentos.....	20
CALCULO DE LA VISCOSIDAD.....	20
.....	21
ECUACION O LEY DE PETROFF.....	23
NUMERO DE SOMMERFELD.....	24
PERDIDAD TEORICA DE POTENCIA POR ROZAMIENTO DE UN COJINETE.....	25
Muestreo y análisis de aceite.....	26
3.3 Equipo propuesto para el análisis de aceite para el diseño de una chumacera.....	27
3.4 Aleaciones para chumaceras.....	29
Metal blanco.....	29
3.4.1 SELECCIÓN DE METALES ANTIFRICCIÓN O BABBITT.....	30
Descripción del problema.....	36
3.5 HIPOTESIS.....	37

3.6 Descripción de la turbina Francis	37
• Cámara espiral:.....	38
• Rodete	39
• Tubo de aspiración:	40
• Eje de la turbina:	40
• Equipo de sellado de eje de turbina:.....	40
• Cojinete guía de turbina:.....	41
• Cojinete de carga o empuje:	41
GENERADOR	42
3.7 DESCRIPCIÓN DE COJINETES DE DESLIZAMIENTO Y DE CARGA	42
1. Hidrodinámica:	43
2. Hidrostática:	43
3. Híbrida:.....	43
4. Con material sólido:	43
3.8 SISTEMA DE ENFRIAMIENTO EN COJINETES	45
3.9 FRICCIÓN Y DESGASTE EN COJINETES	46
a) Desgaste adhesivo.....	47
b) Desgaste por abrasión.....	47
c) Desgaste por ludimiento.....	47
Consecuencias del desgaste.....	48
3.10 ANÁLISIS DE ACEITE.....	49
3.10.2 Método de elemento finito y volumen finito.....	52
Estudios de caso	54
CAPITULO IV DEFINICIONES PARA EL DISEÑO DE LA CHUMACERA	56
Anillo de Sujeción o Apoyo.....	56
Cabezal de Carga o Soporte	56
Carcaza	56
Cojinete de Articulación	56
Chumacera Combinada de Carga Guía.....	56
Elemento basculante.....	56
Segmento del Cojinete Axial	56
Segmento del Cojinete Radial	56
Tapa.....	56
Chumacera de Carga o combinada de Carga Guía.....	57

Sistema de Suministro de Aceite.....	57
Sistema de filtrado móvil de aceite.....	58
Sistemas de extracción de vapores de aceite	58
Sistema de enfriamiento	58
Dispositivos de Control, medición y protección.....	58
CONDICIONES DE DISEÑO (CFE).....	59
Chumacera de carga o chumacera carga-guía	59
Sistemas de enfriamiento de las chumaceras.....	60
Condiciones de operación.....	60
.....	60
.....	61
.....	61
CAPITULO V EN BASE A LOS CALCULOS OBTENIDOS SE SELECCIONA LA CHUMACERA	62
Calculo exergético del intercambiador de calor	64
Balance de energía.....	64
RELACIÓN LONGITUD/DIÁMETRO.....	67
ANALISIS	68
CALCULAR EL COEFICIENTE DE FRICCIÓN Y LA VISCOSIDAD ABSOLUTA MEDIA DEL LUBRICANTE	71
CONCLUSION	73
BIBLIOGRAFIA.....	73
Imagen 1: fotografía de la Subgerencia Regional Hidroeléctrica Grijalva.....	8
Imagen 2: Organigrama.....	9
Imagen 3: sistema tribológico	13
Imagen 4: Central Hidroelectrica Angostura.....	14
Imagen 5: Oilview Quick- Check.....	29
Imagen 6: perfil de presiones, forma y estructura.....	30
Imagen 7: Sección transversal de una turbina Francis.....	38
Imagen 8: Cámara espiral de turbina.....	39
Imagen 9: Rotor de una turbina Francis.....	39
Imagen 10: Eje de la turbina.....	40
Imagen 11: Vista completa de una chumacera guía sementada.....	41
Imagen 12: Cojinete de carga. (Kingsbury).....	41
Imagen 13: Cojinete de empuje con almohadillas.....	¡Error! Marcador no definido.

Tabla 1: ASTM B 23 (CFE)	31
Tabla 2: Presentación de babbit estaño. (CFE).....	32
Tabla 3: Método para dimensionar. (CFE)	33
Tabla 4: microestructura. (CFE).....	32
Tabla 5: Resultados parciales de todos los cálculos. (CFE).....	33
Tabla 6: Pesos de las aleaciones babbit 3 y 13. (CFE)	33
Tabla 7: ENSAYO (CFE).....	34
Tabla 8: Proceso de Metalizado. (CFE).....	34
Tabla 9: Resultados en base Plomo. (CFE).	35
Tabla 10: Costos de Material. (CFE)	35
Tabla 11: Aplicaciones.....	¡Error! Marcador no definido.

CAPITULO I: GENERALIDADES DEL PROYECTO.

Datos generales.

1.1.1 S.R.G.H. Grijalva.

La Comisión Federal de Electricidad es una empresa productiva del estado mexicano encargada de controlar, generar, transmitir y comercializar energía eléctrica en todo el país.

Ubicación de la empresa.

5ta. Norte Poniente No. 2050, colonia Residencial Hacienda,
C.P.:29030 Tuxtla Gutiérrez, Chiapas.

FOTOFRAFIA DE LA SRHGr



Imagen 1: fotografía de la Subgerencia Regional Hidroeléctrica Grijalva.

Organigrama de la empresa

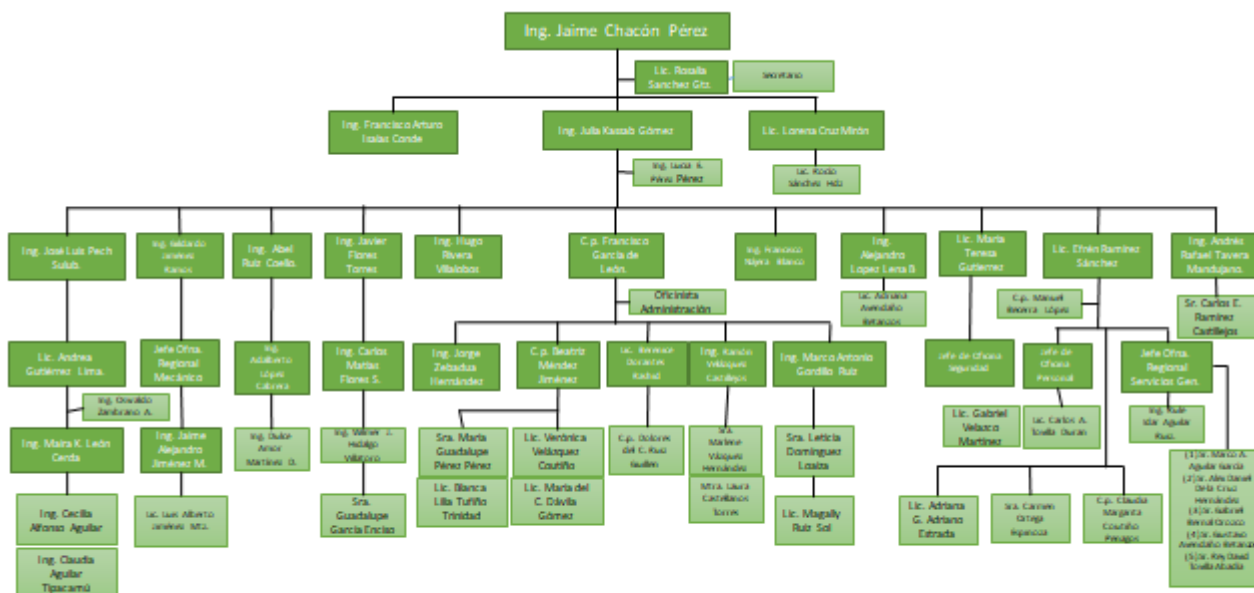


Imagen 2: Organigrama

Misión, visión y políticas.

Misión.

Prestar el servicio público de energía eléctrica con criterios de suficiencia, competitividad y sustentabilidad, comprometidos con la satisfacción de los clientes, con el desarrollo del país y con la preservación del medio ambiente.

Visión.

Ser una empresa de energía, de las mejores en el sector eléctrico a nivel mundial, con presencia internacional, fortaleza financiera e ingresos adicionales

por servicios relacionados con su capital intelectual e infraestructura física y comercial.

Una empresa reconocida por su atención al cliente, competitividad, transparencia, calidad en el servicio, capacidad de su personal, vanguardia tecnológica y aplicación de criterios de desarrollo sustentable.

Política.

Satisfacer las necesidades de energía eléctrica de la sociedad mejorando la competitividad asegurando la eficacia de los procesos de la dirección de operación, sustentados en la a tonicía de gestión de sus aéreas y en compromiso de:

- Desarrollar el capital humano.
- Prevenir y controlar los riesgos que atentan la integridad de los trabajadores e instalaciones.
- Cumplir con la legislación reglamentación y otros requisitos aplicables.
- Prevenir la contaminación mejorando continuamente la eficacia de nuestro sistema integral de gestión.

Problemas a resolver

Identificar el desgaste que sufre el aceite, cuando se encuentra a temperaturas elevadas y el comportamiento del material de la chumacera, realizando una tribología para el diseño de la chumacera tipo kingsbury.

Justificación

A través de un análisis basado en el estudio y comportamiento de los fenómenos de fricción y desgaste se pueden proponer mejoras en el cojinete combinado las cuales ayudaran a disminuir los problemas de sobrecalentamiento en el metal del cojinete. De no realizarse el análisis integral del lubricante en el cojinete, los problemas de calentamiento continuaran, teniendo como consecuencia el disminuir su función de soportar el peso de las partes rotativas y el empuje hidráulico de la turbina, causando serios daños y averías a la misma. Adicionalmente el continuar con altas temperaturas modifica las propiedades del aceite y afectando la eficiencia del cojinete y contribuye a una avería de la turbina hidráulica así como daños en los

intercambiadores de calor causando una infiltración de agua en la corriente de aceite, lo cual sería necesario el paro de la unidad lo que implica detener la producción de electricidad y altos costos por mantenimiento.

Una reducción del consumo de energía por disminución de la fricción proporciona mayor eficiencia y con ello existe una reducción del desgaste, si se reduce la alta fricción entre piezas muy desgastadas se tienen grandes ahorros ya sea en los costos por mantenimiento y reposición de equipos, asimismo hay ahorro en la inversión a través del aumento de la vida útil de la máquina y se reduce el consumo por la reducción de la fricción con ello disminuyen las fallas mecánicas logrando un aumento de la productividad y mayor confiabilidad en los procesos.

1.6 Objetivos.

1.6.1 Objetivo General.

Diseñar una chumacera que reduzca la fricción y desgaste, que permita proponer alternativas de mejora que ayuden a disminuir los problemas de sobrecalentamiento y con ello mejorar su eficiencia energética.

1.6.2 Objetivo específico.

- Diseñar una chumacera con las condiciones (fricción-desgaste) actual del cojinete combinado.
- Analizar el sistema de enfriamiento del aceite lubricante para el diseño del cojinete actual.
- Realizar un análisis integral del lubricante del sistema de lubricación del cojinete combinado.
- Crear mejoras apropiadas para el buen funcionamiento del cojinete combinado con las que se pueda optimizar la eficiencia energética de la turbina.

CAPITULO II MARCO TEORICO

Antecedentes

Todas las máquinas en sus piezas móviles sufren fricción y desgaste, la tribología es la ciencia que se encarga del estudio de superficies en contacto y movimiento relativo y de los fenómenos de fricción, desgaste y lubricación que se producen por la interacción de las mismas (Bhushan, 2013). La palabra tribología tiene su origen del griego “tribos” que significa fricción. Antes de 1966, fecha en la que el doctor Peter Jost introdujo por primera vez el término tribología, muchos sectores de la industria, tenían como práctica común considerar sólo aspectos de lubricación en las superficies de roce de las máquinas. Debido a que el equipo ya estaba en funcionamiento y era demasiado tarde para corregir muchas cosas que deberían haberse hecho en la etapa de diseño. Jost estimó que unos €400 millones de euros (en precios 1966) podrían atribuirse directamente a los efectos nocivos de desgaste. Este hecho condujo a la creación de tres centros de tribología para ofrecer servicios a la industria, estos centros fueron: la Unidad Industrial de Tribología, centro de tribología Swansea y Centro Nacional de Tribología (Quinn, 2005).

El estudio de superficies interactuando como una interface tribológica, inevitablemente implica el estudio de una amplia gama de temas, por lo tanto, es una actividad interdisciplinaria (Halling, 1986). El estudio de la tribología se centra en tres fenómenos; la fricción entre dos cuerpos en movimiento, el desgaste como efecto natural del movimiento y la lubricación como un medio que puede evitar el desgaste (Ludema, 2010). La lubricación ayuda a soportar la presión generada entre las superficies. La capa o película de lubricante colocada puede ser un sólido, un líquido o un gas. Los lubricantes líquidos son los más utilizados para evitar el desgaste de superficies, donde el parámetro más importante que se debe controlar es el coeficiente de fricción, el cual se define como la oposición que se produce por las superficies de dos cuerpos al deslizamiento (Kuo, 2011).

FUNCIÓN DEL SISTEMA TRIBOLÓGICO:
TRANSFORMACIÓN DE ELEMENTOS DE ENTRADA EN ELEMENTOS DE SALIDA

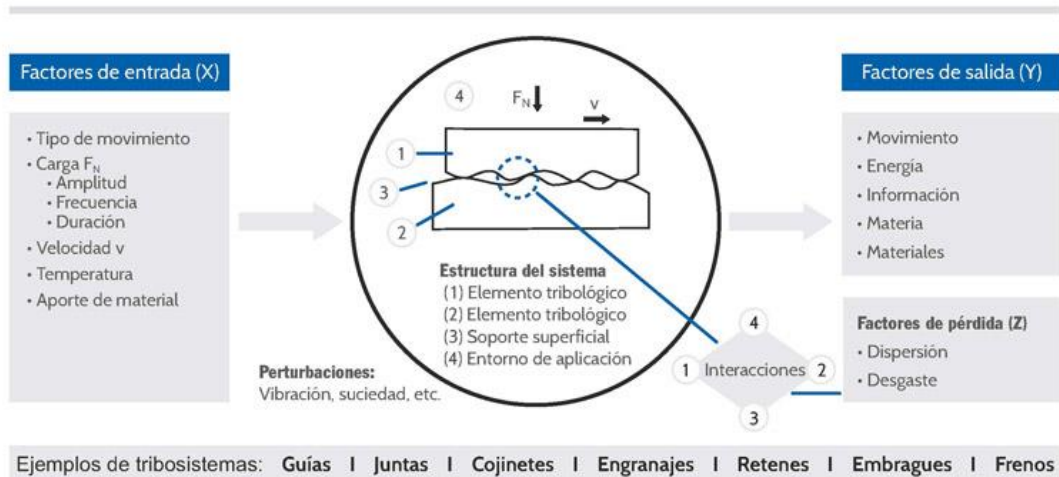


Imagen 3: sistema tribológico

El sistema a analizar se ubica en una central hidroeléctrica, la cual es aquella que se utiliza para la generación de energía eléctrica, mediante el aprovechamiento de la energía hidráulica (Orille, 1993). La energía hidráulica se obtiene del aprovechamiento de las energías cinética y potencial por medio de una corriente del agua, saltos de agua o embalses para poder obtener trabajo útil (Giles, 1999).

La presa Angostura nombrada de manera formal C.H. Belisario Domínguez, es una presa ubicada en el cauce del Río Grijalva en el municipio de Venustiano Carranza, Chiapas, México. Fue puesta en operaciones el 14 de julio de 1976, cuenta con una central hidroeléctrica la cual tiene una capacidad de generar 900 MW de energía eléctrica, tiene el mayor embalse del país con una capacidad aproximada de 10,727 de hectómetros cúbicos de agua.

La central está constituida por un embalse el cual es contenido por una presa que regula la entrada del agua a través de compuertas, una vez que el agua entra, esta es llevada por una tubería hacia la turbina hidráulica la cual se encarga de convertir la energía potencial y cinética del agua, en energía mecánica de rotación al hacer girar el rotor del generador de este modo el generador se encuentra acoplado a la turbina y es movido por esta, cumpliendo

la función de convertir la energía mecánica de la turbina en energía eléctrica. La figura 2.2 muestra la imagen de la C.H. Angostura.



Imagen 4: Central Hidroeléctrica Angostura.

Debido a que las turbinas hidráulicas son el elemento fundamental para el aprovechamiento de la energía en las centrales hidroeléctricas, estas pueden clasificarse de acuerdo a la altura que tenga la caída del agua a la entrada de la turbina, por lo tanto se tienen dos categorías: turbinas de acción y turbinas de reacción (Streeter, 1970). En las turbinas de acción o también llamadas de impulsión, el agua sale del distribuidor a la presión atmosférica y llega al rodete con la misma presión en estas turbinas, toda la energía potencial del salto se transmite al rodete en forma de energía cinética (Mott, 2006).

En las turbinas de reacción el agua sale del distribuidor con una cierta presión que va disminuyendo a medida que el agua atraviesa los álabes del rodete, de forma que, a la salida, la presión puede ser nula o incluso negativa; en estas turbinas el agua circula a presión en el distribuidor y en el rodete, por lo tanto, la energía potencial del salto se transforma, una parte, en energía cinética y la otra, en energía de presión (Mataix, 1982).

Las turbinas de reacción son la turbina Francis creada en 1849 y turbina Kaplan diseñada en 1913. Dentro de las turbinas de acción destaca la turbina Peltón la cual tuvo su origen en 1980, está se encuentra formada por una rueda móvil provista de aletas o cucharas en su periferia sobre las cuales incide el chorro de agua a la presión atmosférica (Franco, 2004). En la turbina Kaplan las palas del rodete tienen forma de hélice; se emplea en saltos de pequeña altura. Para la turbina Francis el agua a presión va a una cámara espiral en forma de caracol, en ella se reparte el caudal por todo el rodete. Es fácilmente regulable y funciona a un elevado número de revoluciones, es el tipo más empleado, y se utiliza en saltos variables, desde 0,5 m hasta 180 m; pueden ser: lentas, normales, rápidas y extra rápidas (Faria, Olair, Oliveira, Barbosa, & Barreira, 2010).

Todas las turbinas se encuentran acopladas aún generador por medio de un eje, cuyo principal soporte es un cojinete el cual en su forma más elemental consta de una pieza de metal con una muesca que permite al eje (muñón) girar libremente y soporta carga simultáneamente, dependiendo de la función de la máquina y la aplicación que esta tenga, los cojinetes tienen formas y diseños muy variados, los más utilizados son, rodamientos y los cojinetes hidrodinámicos. Sus superficies están separadas por una película de lubricante para evitar el contacto metal-metal, los centros del muñón y de cojinete no son coincidentes ya que tienen cierta excentricidad. El propósito principal de un cojinete es proporcionar soporte radial al eje giratorio (Vignolo, Barilá & Quinzani, 2007; 2008).

Los cojinetes presentan dos cualidades muy importantes, una es que la capacidad de soportar carga la cual logran produciendo una resistencia pequeña al movimiento relativo de las superficies y la otra es que tienen la capacidad de amortiguar cargas dinámicas en una amplia gama de condiciones.

Hay dos tipos principales de cojinetes a tener en consideración en una turbina hidráulica, los cojinetes de empuje o carga que soportan cargas axiales y cojinetes de deslizamiento o guía para las cargas radiales que soportan el eje

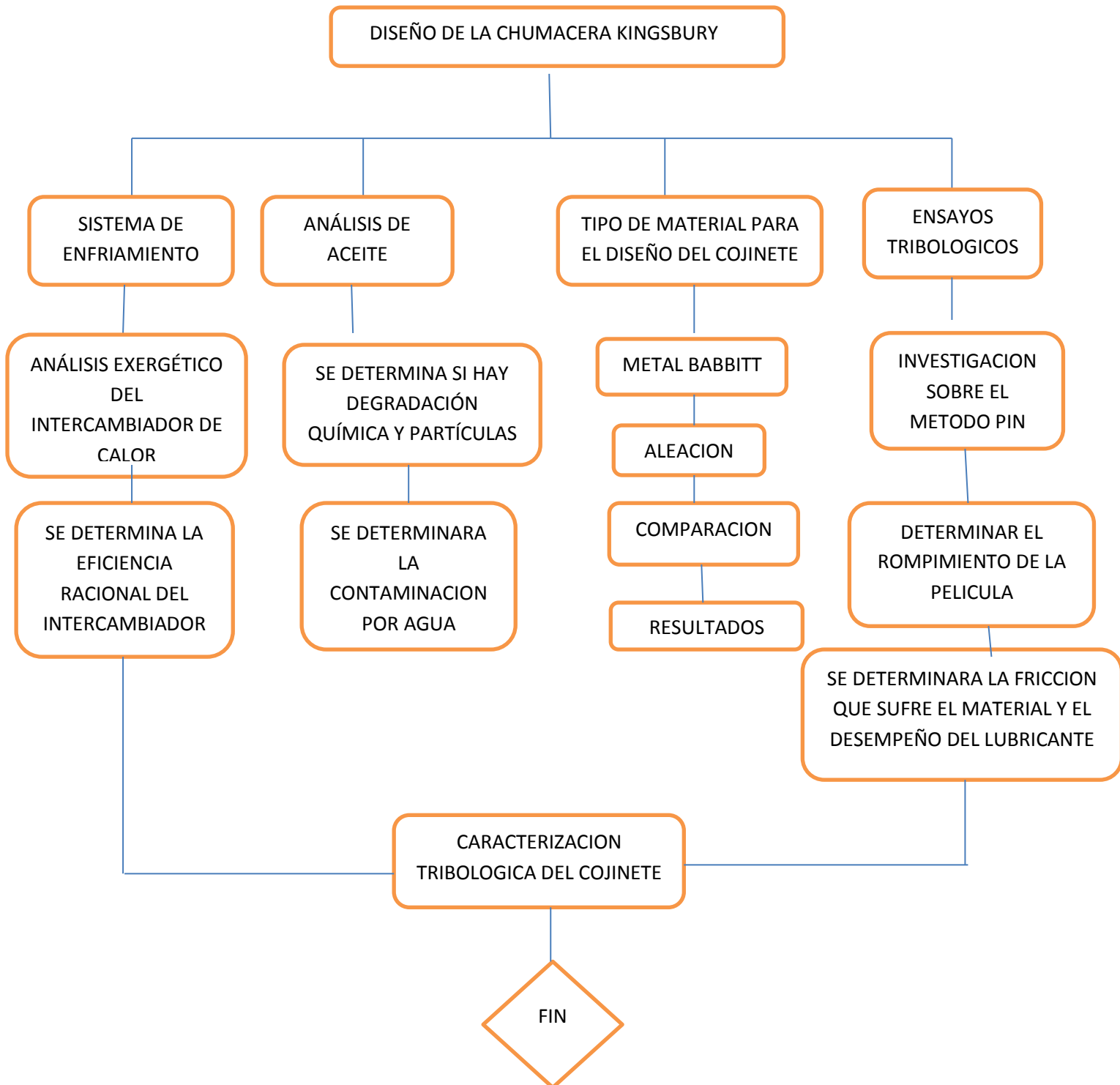
para guiarlo en su movimiento. Dependiendo de la orientación del eje el cojinete y puede ser horizontal o vertical. (CFE, 2010).

Los cojinetes hidrodinámicos más empleados son el tipo Kingsbury de zapata pivotada el cual fue diseñado en 1896 por el Dr. Albert Kingsbury el cual inspirado en la obra de Osborne Reynolds, concibió y probó un cojinete de empuje de zapata pivotada. Según el Dr. Kingsbury, los rodamientos de ensayo corrieron bien a cargas pequeñas en primer lugar, en el orden de 50 psi posteriormente se llegaron a los 4000 psi. La primera aplicación a nivel industrial fue en 1912, cuando Albert Kingsbury fue contratado por la compañía de Pennsylvania Water and Power para solicitar su diseño en su planta hidroeléctrica en Holtwood el cojinete montado tuvo un funcionamiento de 75 años con desgaste despreciable bajo una carga de 220 toneladas, fue designado por ASME como la 23a Internacional Histórico Ingeniería Mecánica Landmark el 27 de junio de 1987 (Kingsbury, 1997).

El cojinete de resortes tipo Michel tiene consiste en una placa unitaria recubierta de material antifricción con ranuras radiales maquinadas para dar un aspecto similar a los segmentos de la chumacera tipo Kingsbury. Los segmentos de la placa reparten su carga mediante una cama de resortes. En este caso, las flexiones leves de los resortes ayudan a mantener la cuña de aceite.

CAPITULO III DESARROLLO DEL PROYECTO

Esquema Metodológico



3.1 ANÁLISIS EXERGÉTICO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO

Se analiza un intercambiador de calor tipo casco y tubo el cual funciona como sistema de enfriamiento para el aceite del cojinete combinado de la unidad en la central hidroeléctrica Angostura.

De acuerdo con Marín et al (2002) y Çalışkan & Hepbaşlı (2013) el balance de exergía del intercambiador de calor se puede realizar de la siguiente manera:

$$\dot{E}x_{dest} = \dot{E}x_{cal, sal} - \dot{E}x_{frio, entr} - (\dot{E}x_{caliente, sal} - \dot{E}x_{frio, sal}) \quad (3.1)$$

Donde " $\dot{E}x_{caliente, entr}$ " y " $\dot{E}x_{cal, sal}$ " son las tasas de entrada y salida de exergía del fluido caliente, respectivamente. También, " $\dot{E}x_{frio, ent}$ " y " $\dot{E}x_{frio, sal}$ " son las tasas de entrada y salida de exergía del fluido frío. Por último, " $E_{x_{dest}}$ " es la tasa de destrucción de exergía.

La exergía del fluido " $\dot{E}x_f$ " se calcula como sigue:

$$\dot{E}x_f = \dot{m}_f [(h_f - h_0) - T_0(s_f - s_0)] - cp m_f \left[(T_f - T_0) - T_0 \ln \left(\frac{T_f}{T_0} \right) \right] \quad (3.2)$$

Donde " \dot{m}_f " es la tasa del flujo de la masa del fluido, " T_f " es la temperatura del fluido, " cp " es el calor específico del fluido, " h_f " es la entalpía del fluido a la temperatura del fluido, " s_f " es la entropía del fluido a la temperatura del fluido, " T_0 " es la temperatura de estado ambiente, y " s_0 " es la entropía del líquido a la temperatura ambiente. Por lo tanto;

$$\dot{E}x_{caliente, ent} = cp_{cal} \dot{m}_{cal} \left[(T_{caliente, ent} - T_0) - T_0 \ln \left(\frac{T_{caliente, ent}}{T_0} \right) \right] \quad (3.3)$$

$$\dot{E}x_{caliente, sal} = cp_{cal} \dot{m}_{cal} \left[(T_{caliente, sal} - T_0) - T_0 \ln \left(\frac{T_{caliente, sal}}{T_0} \right) \right] \quad (3.4)$$

$$\Delta \dot{E}x_{caliente} = \dot{E}x_{caliente, ent} - \dot{E}x_{caliente, salida} \quad (3.5)$$

$$\dot{E}x_{frio, ent} = cp_{frio} \dot{m}_{frio} \left[(T_{frio, ent} - T_0) - T_0 \ln \left(\frac{T_{frio, ent}}{T_0} \right) \right] \quad (3.6)$$

$$\dot{E}x_{frio,sal} = cp_{frio} m_{frio} \left[(T_{frio,sal} - T_0) - T_0 \ln \left(\frac{T_{frio,sal}}{T_0} \right) \right] \quad (3.7)$$

$$\Delta \dot{E}x_{frio} = \dot{E}x_{frio,ent} - \dot{E}x_{frio,salida} \quad (3.8)$$

Al realizar un balance exergético al intercambiador de calor se determina:

$$\sum \dot{E}x_{ent} = \sum \dot{E}x_{sal} + I \quad (3.9)$$

Por lo tanto:

$$I = \Delta \dot{E}x_{caliente} - \Delta \dot{E}x_{frio} \quad (3.10)$$

Sustituyendo (5.5) y (5.8) de obtiene

$$\begin{aligned} I &= (\dot{E}x_{caliente,ent} - \dot{E}x_{caliente,sal}) - (\dot{E}x_{frio,ent} - \dot{E}x_{frio,sal}) \\ I &= cp_{caliente} m_{caliente} \left[(T_{cal,ent} - T_{cal,sal}) - T_0 \ln \left(\frac{T_{cal,ent}}{T_{cal,sal}} \right) \right] \\ &- cp_{frio} m_{frio} \left[(T_{frio,ent} - T_{frio,sal}) - T_0 \ln \left(\frac{T_{frio,ent}}{T_{frio,sal}} \right) \right] \end{aligned} \quad (3.11)$$

La eficiencia racional del intercambiador de calor está dada por la siguiente expresión:

$$\varphi_{univ} = \left(\frac{\Delta \dot{E}x_{frio}}{\Delta \dot{E}x_{caliente}} \right) \quad (3.12)$$

1. Se da por hecho que el intercambiador de calor se encuentra muy bien aislado y que las pérdidas por interacción con el medio son nulas.
2. Debido a la falta de información para determinar las perdidas debidas a la caída de presión para el aceite y el agua, se considera un buen diseño aerodinámico y estas se desprecian. Aunque se plantean las ecuaciones de acuerdo con Marín et al (2002) y Cornelissen (1997) para que estas

puedan ser calculadas una vez que se cuente con la información, estas ecuaciones se muestran en los anexos.

3.2 Calculo del área de los segmentos.

Para el Diseño de la chumacera tipo kingsbury necesitamos realizar un cálculo del área para encontrar los segmentos necesarios para soportar y repartir la carga máxima de la masa rotativa.

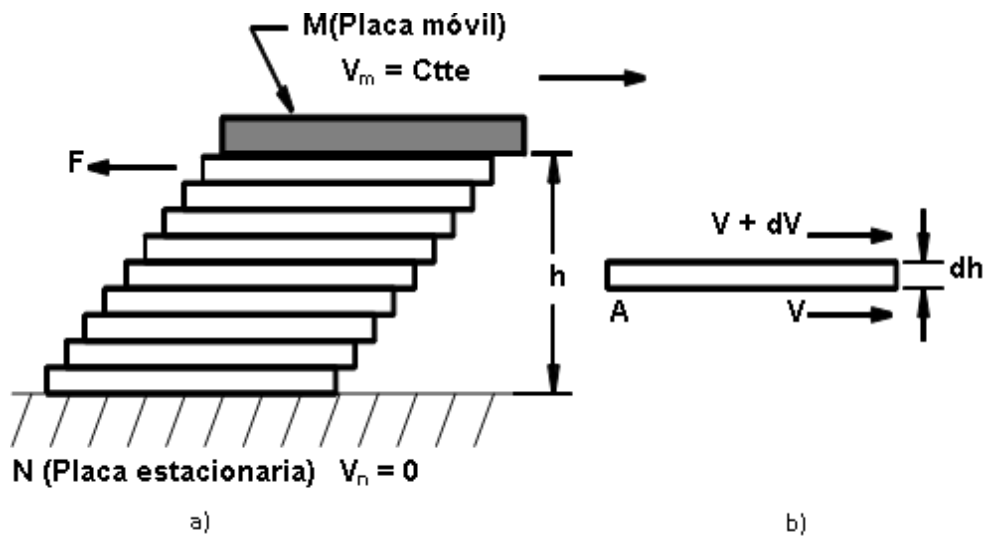
$$A = \left(\frac{1}{2}\theta \text{ rad}\right)(r^2) \quad (3.2.1)$$

Con las ecuaciones anteriores podemos encontrar los segmentos necesarios para dividir la carga de la masa rotativa y calcular la carga máxima, donde $r =$ es el radio de la chumacera.

Para el diámetro de la chumacera tipo kingsbury se tomara en cuenta la misma flecha, donde van acoplados tres cojinetes autolubricantes con un $\theta = 1200 \text{ mm}$. Fuller propone la aplicación de Longitud-Diámetro para los turbogeneradores donde hay una relación de 0.8 a 1.5.

CALCULO DE LA VISCOSIDAD

Cuando existe lubricación por película gruesa, la fuerza de rozamiento que resiste al movimiento, ya no es la de las superficies en movimiento relativo, sino el creado al deslizar las capas del lubricante unas sobre otras como si se tratara de un puñado de naipes. Dicho fenómeno fue explicado por primera vez por Isaac Newton.



A continuación se hace una exposición sencilla que trata de explicar un poco más lo que se ha dicho:

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (3.2.2)$$

Dónde:

F = Fuerza de rozamiento entre las capas del fluido considerado en movimiento laminar.

A = Área de las capas del fluido sometidas a rozamiento $A = A_m$

$$\tau = \frac{F}{A} = \mu \frac{dv}{dh} \quad (3.2.3)$$

Si asumimos que el gradiente de velocidad es constante, es decir, $\frac{dv}{dh} = ctt$.

Por lo tanto:

$$\tau = \frac{F}{A} = \mu \frac{dv}{dh} = \mu \frac{\Delta v}{\Delta h} = \mu \frac{v}{h} \quad (3.2.4)$$

Donde se obtiene que:

$$\tau = \frac{Fv}{Ah} \quad (3.2.5)$$

Siendo $v = v_m$

En el sistema métrico C.G.S las unidades involucradas son la dina, el segundo (s) y el centímetro (cm) por lo que la viscosidad se expresa dinas-seg. Por centímetros cuadrados; siendo llamada esta unidad el POISE aun cuando la unidad más usada es el centipoise (cp) (centésima parte del POISE).

Cuando la viscosidad se expresa en centipoise se denota con la letra Z .

Si se expresa la viscosidad absoluta en unidades inglesas las unidades que intervienen son la libra (lb), el segundo y la pulgada (in), es decir que la viscosidad se expresa como libras-segundos por pulgadas cuadradas ($lbs - seg/in^2$). Esta unidad se denomina Reyn en honor al Científico francés Osborne Reynolds.

Dónde:

$$1 \text{ Reyn} = 1 \text{ lbf} - \text{seg/pulg}^2$$

Recordando que $1 \text{ Kgf} = 2.204 \text{ lbf}$, que $1 \text{ Kgf} = 9.81 \times 10^5 \text{ dinas}$ y que $1 \text{ pulg} = 2.52 \text{ cm}$.

$$1 \text{ Reyn} = \frac{\text{kgf} - \text{seg}}{(2.204)(2.52)^2} = \frac{1 \text{ kgf} - \text{seg}}{14.2 \text{ cm}^2} \quad (3.2.6)$$

$$1 \text{ Reyn} = \frac{9.81 \times 10^5 \text{ dinas} - \text{seg}}{14.2 \text{ cm}^2} \text{ 69084 poise}$$

Por lo tanto:

$$1 \text{ Reyn} \approx 69084 \text{ poise} \approx 6.9 \times 10^6 \text{ centipoise}$$

En el sistema internacional la unidad básica de viscosidad absoluta es el Pascal-seg ($Pa - seg$).

$$1 Pa - seg = \frac{1 \text{newton} - \text{seg}}{m^2} \quad (3.2.7)$$

$$1 Pa - s = 10 \text{poise}$$

$$1 Pa - s = 1.45 \times 10^{-4} \text{Reyn}$$

ECUACION O LEY DE PETROFF

Esta expresión fue dada a conocer en 1883 y es la base del estudio teórico de los cojinetes. Para su deducción se supone que el eje giratorio es concéntrico con el cojinete, que la carga que este soporta es pequeña, que la separación entre el eje y el cojinete está ocupada totalmente por el lubricante y que no existen fugas laterales.

Si suponemos que la película de lubricante se comporta de tal manera que se puedan aplicar los principios de fluidos Newtonianos, es decir, que el gradiente de velocidad ($\frac{dv}{dh}$) sea constante.

$$\tau = \frac{F}{A} = \mu \frac{v}{h} \quad (3.2.8)$$

La ecuación anterior corresponde al esfuerzo de corte en un fluido Newtoniano, donde consideraremos que v es la velocidad tangencial periférica del muñón, F la fuerza de fricción entre las capas del fluido y h su juego radial.

De acuerdo con lo anterior podemos definir el par de rozamiento como sigue:

$$Tr = Fr = F_r \quad (3.2.9)$$

Siendo $r = d/2$.

Combinando las ecuaciones se obtiene que:

$$Tr = \mu \frac{AVr}{h} \quad (3.2.10)$$

Pero por otra parte, el área sometida a rozamiento es:

$$A = \pi dL \quad (3.2.11)$$

Y la velocidad tangencial del muñón también es:

$$V = 2\pi r n_s \quad (3.2.12)$$

Donde n_s indica las revoluciones por segundo del eje.

Entonces al sustituir las expresiones de las ecuaciones se obtiene:

$$T_r = \frac{4\mu\pi^3 r^3 L n_s}{h} \quad (3.2.13)$$

Teniendo en cuenta que $h = (D - d)/2$ o $h = R - r$, siendo R el radio del cojinete, se determina finalmente la expresión de la denominada ecuación de Petroff mostrada a continuación:

$$T_r = \frac{4\mu\pi^3 r^3 L n_s}{R - r} \quad (3.2.14)$$

NUMERO DE SOMMERFELD

Supongamos que en el análisis de Petroff consideramos el peso del eje y lo designamos por W , actuando sobre el cojinete, entonces la presión ejercida sobre el cojinete será $P = W/2rL$, siendo $2rL$ el área proyectada del muñón, por lo tanto, la fuerza de roce será fW , obteniéndose que la expresión del par de rozamiento en estas condiciones es:

$$T_r = fwr \quad (3.2.15)$$

Pero $W = 2 * P * r * L$, porque la expresión anterior cambia a:

$$T_r = 2 f P r^2 L \quad (3.2.16)$$

Si igualamos la expresión con la ecuación de Petroff tendremos:

$$2 f P r^2 L = \frac{4\mu\pi^3 r^3 L n_s}{C} \quad (3.2.17)$$

Donde C representa el juego Radial.

Simplificando y despejando el coeficiente de rozamiento se llega a la siguiente ecuación:

$$f = (2\pi^2) \left(\mu \frac{n_s}{P} \right) \left(\frac{r}{c} \right) \quad (3.2.18)$$

La sustitución de las unidades apropiadas en cada grupo de parámetros demuestra que son adimensionales, designándosele el nombre de Número de Sommerfeld (S) al producto de $(\mu n_s/P)$ y $(r/c)^2$, es decir:

$$S = \left(\mu \frac{n_s}{P} \right) \left(\frac{r}{c} \right)^2 = \text{Número de Sommerfeld o número característico del cojinete}$$

Si sustituimos la ecuación de Sommerfeld en la ecuación, obtenemos la siguiente relación para el valor teórico del coeficiente de fricción.

$$f = (2\pi^2)(S) \left(\frac{c}{r} \right) \quad (3.2.19)$$

PERDIDA TEORICA DE POTENCIA POR ROZAMIENTO DE UN COJINETE

La expresión básica de la potencia es:

$$H = FV \quad (3.2.20)$$

Donde

F = Fuerza neta en la dirección del movimiento.

V = Velocidad.

Si tomamos en cuenta un elemento rotativo tendremos que su velocidad periférica tangencial es según la relación $V = 2\pi r n$, siendo r el radio del elemento rotativo y n el número de vueltas que este ejecuta por unidad de tiempo, sustituyendo la expresión en la ecuación original de la potencia, se tiene la relación siguiente:

$$H = 2F \pi r n = 2\pi T n \quad (3.2.21)$$

Donde T es el par o momento creado por la fuerza F .

Por lo tanto, la pérdida de potencia por fricción debida a la fuerza de rozamiento, teniendo en cuenta la relación de Petroff será:

$$H_r = 8 \mu \pi^3 L \frac{n_s^2}{c} \quad (3.2.21)$$

En el sistema ingles una expresión para la pérdida de potencia por rozamiento en hp es:

$$H_r = \frac{\mu \pi^3 L n^2}{297x 10^6 c} \quad (3.2.22)$$

Donde μ está en *Reyn*; r, L, c está en pulgada y n está en R.P.M.

Muestreo y análisis de aceite.

Se realizara un análisis de aceite en el cual se determinará si se tienen partículas abrasivas ya que estas son responsables de la mayoría del desgaste que provoca fallas mecánicas (Troyer & Fitch, 2004). Estas partículas despojan al aceite de sus aditivos anti-desgaste y bajo condiciones de contacto rodante el aceite contaminado que viaja a altas velocidades también puede causar desgaste erosivo. El análisis de aceite no sólo va a permitir monitorizar el estado de desgaste de los equipos, detectará fallas incipientes.

Se determinó si existe degradación química la cual actúa como catalizador en la oxidación del aceite especialmente en presencia de metales reactivos como hierro, cobre y plomo lo que incrementa la corrosión en los metales de rodamiento. Para la maquina si hay degradación química se disminuye la resistencia de la película lubricante lo que vuelve a la maquina más susceptible al desgaste por abrasión, adhesión y fatiga.

Los pasos para el muestreo de aceite se explican a continuación

- 1) Se localizará el punto de muestreo.
- 2) Se tomaran varias muestras en botellas de plástico limpias de 50 ml.

- 3) Se tomara la muestra cuando la maquina esté operando donde el fluido está en movimiento y el aceite está bien mezclado para obtener cargas , presión y velocidad de operación normales.
- 4) Se llenará cada botella 2/3 del volumen total debido a que es un aceite de viscosidad media ISO 68.
- 5) Se realizará el registro del equipo colocándole el número de identificación de a máquina, el tipo de unidad.
- 6) Todas las muestras serán marcadas con número de referencia, lugar del muestreo, fecha y tipo/marca del aceite, condiciones de operación y último cambio de aceite.

3.3 Equipo propuesto para el análisis de aceite para el diseño de una chumacera.

El analizador es el Oilview Quick-check que detecta la degradación del aceite lubricante y desgaste anormal en la maquinaria lubricada. Los pasos para el análisis de aceite son:

- 1) Encender el instrumento.
- 2) se Coloca el sensor de rejilla en el Oilview QC para la prueba de limpieza.
- 3) Una vez que el programa detecta limpio el sensor se retira el sensor de rejilla del Oilview QC y conecta a la botella con la muestra de aceite lubricante.
- 4) Una vez unida la botella con el sensor se debe agitar vigorosamente alrededor de 15 a 30 segundos. Esto es para que los contaminantes que se encuentren en el aceite se distribuyan uniformemente en todo el aceite y el resultado sea representativo.
- 5) Se Coloca el sensor de rejilla con la botella en el Oilview QC para calcular el dieléctrico del lubricante.
- 6) Retire el sensor de la rejilla del Oilview QC y desconecte el sensor de la botella de la muestra de aceite. A continuación diluya la muestra de

aceite en una porción 1:1. La dilución debe hacerse con 30 ml. de la muestra de aceite lubricante y 30 ml. de Keroseno limpio, aceite de lámpara, diésel, etc. Al tener las dos porciones iguales se procederá a tapar la botella y se agitará vigorosamente por 30 segundos hasta que se cree una mezcla homogénea.

- 7) Al colocar el sensor de rejilla con la botella en el Oilview QC y automáticamente iniciará la prueba. Al finalizar la prueba aparecerán los resultados en pantalla.
- 8) Una vez ejecutadas las pruebas abra la ventana "datos de la muestra". algunos datos son asignados por usuario estos datos son la Referencia de dieléctrico y la Viscosidad a 40 sct.
- 9) Una vez que el usuario registra los datos es importante asignar la referencia del aceite analizado, es decir, el tipo y marca de lubricante. El sistema cuenta con una base de datos de referencia de distintos tipos de marcas de lubricantes. Abra la ventana que se llama referencia en su software Oilview QC.
- 10) Esta ventana muestra la base de datos de pruebas realizadas con distintos tipos de aceite, los datos que se muestran son: fabricante del aceite, marca o tipo, descripción del aceite, fecha de la prueba, dieléctrico del aceite, viscosidad a 40°C; estas dos últimas son las pruebas realizadas. Para asignar una referencia, busque el tipo y marca de aceite, deberá seleccionarlo y agregarlo oprimiendo el botón "referencia de la muestra".
- 11) Se asigna un tipo de alarma de acuerdo al tipo de equipo. Abra la ventana de alarmas.
- 12) La ventana de alarmas describe las alarmas para un tipo de equipo, los parámetros (Índice ferroso, índice dieléctrico, % de agua estimado, % de cambio de la viscosidad). Describe los límites de alarma tales como; alerta baja, alerta alta, falla baja y alta.
- 13) Para asignar un tipo de alarma deberá ser de acuerdo al tipo de equipo, ya sea un motor, turbina, compresor, caja de engranes, bomba, turbina, etc. Una vez identificado el tipo de equipo selecciónelo y oprima el botón alarma de la muestra.

14) Para finalizar solo queda visualizar el reporte, para ello tiene que abrir la ventana reporte.



Imagen 5: Oilview Quick- Check

3.4 Aleaciones para chumaceras

Metal blanco

El metal Babbitt o metal de cojinete, es una de las distintas aleaciones utilizadas para la superficie de apoyo en un cojinete de fricción. El metal Babbitt se emplea habitualmente como una capa superficial fina en una estructura multi-metal. El metal Babbitt es blando y se daña fácilmente, lo que sugiere que podría no ser adecuado para un cojinete de superficie. Sin embargo, su estructura está hecha de pequeños cristales duros dispersados en un metal más blando. Cuando el cojinete se desgasta, el metal más blando se erosiona tanto que crea rutas para el lubricante entre los puntos duros que proporcionan la superficie de apoyo real. Cuando el estaño se utiliza como el metal más suave, la fricción hace que este se funda y funcionar momentáneamente como un lubricante.

En la actualidad existen muchas aleaciones Babbitt. Algunas composiciones comunes son:

- 90% estaño, 10% cobre
- 89% estaño, 7% antimonio, 4% cobre

- 80% plomo, 15% antimonio, 5% estaño
- 76% cobre, 24% plomo
- 67% cobre, 28% estaño, 5% plomo

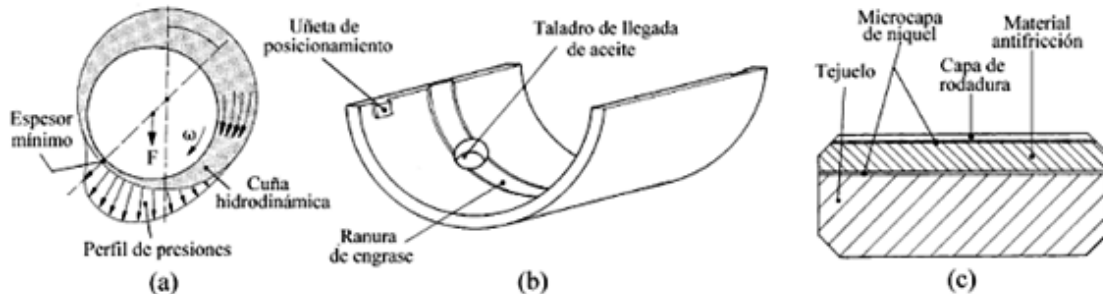


Ilustración 9.1.- Perfil de presiones, forma y estructura de un semicojinete.

Imagen 6: perfil de presiones, forma y estructura.

Los metales antifricción están conformados por tres componentes:

1. Metal base
2. Cristales de soportes
3. Cristales antifricción

3.4.1 SELECCIÓN DE METALES ANTIFRICCIÓN O BABBITT

Seleccionar el adecuado tipo de babbitt para un trabajo en particular consiste en conseguir la mínima fricción entre los dos componentes sin que exista problemas de gripado por falla mecánica, distorsión y/o fatiga. Según la geometría del sistema, las condiciones de carga y velocidad y la atmósfera de trabajo del equipo, debemos elegir el tipo de metal blanco y la lubricación más adecuada para que funcione a la temperatura más baja posible. Los factores más importantes a tomarse en cuenta son:

1. Resistencia al impacto.
2. Temperatura de trabajo.
3. Alineamiento de los asientos.
4. Velocidad superficial del eje y carga que soporta el cojinete.

- Babbitt base estaño.
 - Babbitt base plomo.
5. Facilidades de enfriamiento.
- Por cámara de refrigeración.
 - Por serpentín.

Los babbitt base estaño tienen amplio rango de solidificación y durante el enfriamiento tiende a solidificar al mismo tiempo en toda la sección a re-metalizar; por lo que se debe garantizar una adecuada alimentación para evitar porosidad de contracción.

. Las aleaciones base plomo tienen estrecho rango de solidificación y durante el enfriamiento solidifica desde las paredes hacia el centro como si fuera un metal puro; por lo que se debe alimentar adecuadamente para evitar porosidad de contracción en la zona central.

Tabla 1: ASTM B 23 (CFE)

PRESENTACIÓN DE BABBITT SEGÚN NORMA ASTM EN BASE DE PLOMO

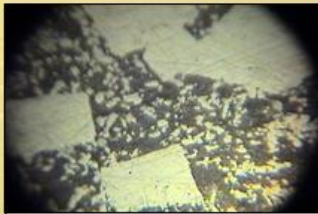
Nombre Industrial	ASTM B23	Sn % (Estaño)	Sb % (Antimonio)	Pb % (Plomo)	As % (Arsénico)
Numero 13	Grado 13	5.5 - 6.5	9.5 - 10.5	Balance	0.25 (Máx.)
Ancla Fresa	-	4.0 - 6.0	11.5 - 12.5	Balance	0.25 (Máx.)
Durite	Grado 15	0.8 - 1.2	14.5 - 17.5	Balance	0.8 - 1.4
Estrella	-	5.0 - 5.5	13.5 - 14.5	Balance	0.30 - 0.60
Magnolia	-	2.0 - 4.0	13.0 - 15.0	Balance	0.30 - 0.60
Plata tono	-	1.0 - 3.0	17.5 - 18.5	Balance	0.25 (Máx.)
Real	Grado 8	4.5 - 5.5	14.0 - 16.0	Balance	0.30 - 0.60
Presión Pesado	Grado 7	9.3 - 10.7	14.0 - 16.0	Balance	0.30 - 0.60
Sierra Guía Especial	-	9.0 - 11.0	18.5 - 19.5	Balance	0.25 (Máx.)

Máximas Impureza Permitidas: Cu=0.50, Fe=0.10, Bi=0.10, Zn=0.005, Al=0.005, Cd=0.05

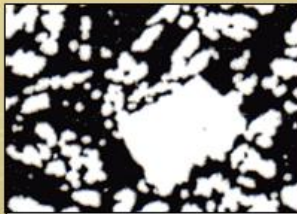
Tabla 2: Presentación de babbitt estaño. (CFE)

PRESENTACIÓN DE BABBITT SEGÚN NORMA ASTM EN BASE DE ESTAÑO					
Nombre Industrial	ASTM B23	Sn % (Estaño)	Sb % (Antimonio)	Cu % (Cobre)	Pb % (Plomo)
Marina 11 D	-	90.0 - 92.0	4.5 - 5.5	3.5 - 4.5	0.35 (Máx.)
Numero 1	Grado1	90.0 - 92.0	4.0 - 5.0	4.0 - 5.0	0.35 (Máx.)
Marina 11R	-	89.0 - 89.5	7.5 - 8.5	2.5 - 3.0	0.35 (Máx.)
Níquel Genuino	Grado2	88.0 - 90.0	7.0 - 8.0	3.0 - 4.0	0.35 (Máx.)
Marina 11	-	88.0 - 90.0	5.5 - 6.0	5.0 - 5.5	0.35 (Máx.)
4x Níquel	-	87.5 - 89.5	7.25 - 7.75	3.25 - 3.75	0.35 (Máx.)
Genuino Real					
Gasóleo	-	87.5 - 88.0	6.5 - 7.0	5.0 - 6.0	0.35 (Máx.)
Especial					
Numero 11	Grado 11	86.0 - 89.0	6.0 - 7.5	5.0 - 6.5	0.35 (Máx.)
SAE 11	-	85.0 - 87.0	7.0 - 8.0	6.0 - 7.0	0.35 (Máx.)
Imperial					
Genuino	-	85.0 - 87.0	6.5 - 7.5	6.5 - 7.5	0.35 (Máx.)
Turbina	-	84.0 - 86.0	6.5 - 7.5	7.5 - 8.5	0.35 (Máx.)
Amateur Real	-	83.5 - 84.0	8.0 - 8.5	7.5 - 8.5	0.35 (Máx.)
Estupendo	Grado 3	83.0 - 85.0	7.5 - 8.5	7.5 - 8.5	0.35 (Máx.)
Resistente					
Máximas Impureza Permitidas: Fe=0.08, As=0.10, Bi=0.08, Zn=0.005, Al=0.005, Cd=0.05					

Tabla 3: microestructura. (CFE).



INTRAMET



ASTM

Sn %	Sb %	Cu %
84	8	8

Esta micro estructura tiene tres fases. La primera fase alfa δ está compuesta de cristales primarios en forma de cuboides o prismáticos de un compuesto de Sn-Sb de base cuadrada y la segunda fase beta β esta compuesta de cristales secundarios en forma de estrella o agujas constituidas ricas en Cu-Sn y el resto de color negro le pertenece a la matriz blanda en base de Sn.

Tabla 4: Método para dimensionar. (CFE)

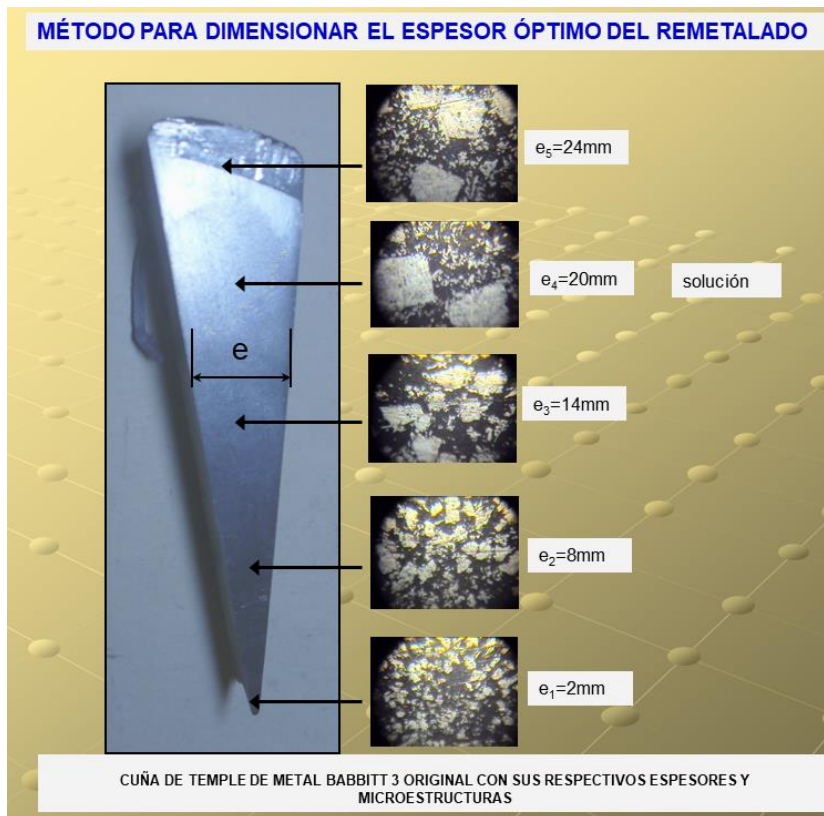



Tabla 5: Resultados parciales de todos los cálculos. (CFE).

ÍTEM	DATOS	RESULTADOS
1	Metales según norma ASTM EN COJINETES ORIGINALES	ASTM B23 grado 3
		ASTM B23 grado 13
2	Metales según norma ASTM EXISTENTES EN EL MERCADO	ASTM B23 grado 1
		ASTM B23 grado 7
3	Espesor del metal Babbitt a restituir en cojinetes	20 mm
4	Peso a restituir en cojinetes	ASTM B23 grado 3 (52 kg)
		ASTM B23 grado 13 (145Kg)

Tabla 6: Pesos de las aleaciones babbitt 3 y 13. (CFE)

Valores(kilos)	Aleación o elementos	Valores(kilos)	Aleación o elementos
52	PK Especial (grado 1)	95	Beraco (grado 7)
2	Cobre (Cu)	+ 55,48	Plomo(Pb)
2	Antimonio (Sb)	+ 1,52	Antimonio (Sb)
= 56	ASTM B 23 GRADO 3	= 152	ASTM B 23 GRADO 13

Tabla 7: ENSAYO (CFE)

ítem	Ensayo de tracción		Composición Química %			Micro estructuras 2% de Nital a 250X	Dureza BHN
	Resistencia a (Mpa)	Limite de Elasticidad (Mpa)	Sn	Sb	Cu		
00	45,5 (20° C)	36,9 (20° C)	84	8	8		27
01	44,1 (25° C)	35,6 (25° C)	84,23	7,87	7,9		25
02	43,9 (25° C)	35,2 (25° C)	84,16	7,93	7,91		25

Donde:

00 = Son los datos de la norma ASTM B 23 grado 3 (20 ° C)

01= Datos del metal Babbitt 3 (ASTM B 23 grado 3) metalizado en cojinetes

02 = Datos de lingotes de 30 mm x 300 m de largo preparados en Intramet los cuales si cumple con lo que precisa la norma ASTM B 23 grado 3

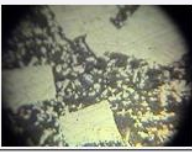
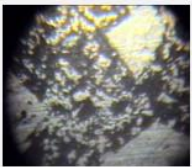
Tabla 8: Proceso de Metalizado. (CFE).

PRESENTACIÓN EN SECUENCIA DE FOTOS DEL 1-8 DEL PROCESO DE METALIZADO(Arte)

ÍTEM	FOTOS	ÍTEM	FOTOS
1		2	
3		4	
5		6	
7		8	

ESTAÑAR

Tabla 9: Resultados en base Plomo. (CFE).

RESULTADOS DE ALEACIÓN BABBITT 3 EN BASE DE PLOMO					
ítem	Composición Química			Microestructuras 2% de Nital a 250X	Dureza BHN
	Sn %	Sb %	Cu %		
01	84,23	7,87	7,90		25
02	84,12	7,96	7,92		25

Donde:
01 = Babbitt 3 (ASTM B23 grado3) Metalizado en cojinetes originales
02 = Metalizado en Intramet acorde a la Norma ASTM B23 grado 3

Tabla 10: Costos de Material. (CFE)

COSTOS DE MATERIALES PARA EL REMETALADO	
TOTAL	6279,2
COSTOS DE OPERACIONES AUXILIARES	
TOTAL	3100
COSTO TOTAL DEL METALIZADO DE LOS 4 COJINETES = 6279,2 + 3100 = 9379,2 dólares	

La rehabilitación de los cojinetes ha sido un éxito, para evitar paradas de las turbinas Pelton. Gracias a su investigación y su funcionamiento.

Los metales antifricción de los cojinetes tienen iguales características por la norma ASTM B23.

Se recomienda trabajar con metales de alta pureza comercial de esta forma se disminuye el grado de dificultad.

Descripción del problema

La central hidroeléctrica de Angostura, ubicada en el estado de Chiapas, tiene como soportes del rotor tanto de la turbina hidráulica como de generador cojinetes o chumaceras. Los cojinetes usados para la turbina son el cojinete guía superior (colocado encima del rotor), y el cojinete de carga o empuje que soporta el peso de las partes rotatorias y el empuje hidráulico de la turbina. Cada uno de los cojinetes es provisto de un reservorio de aceite y utiliza intercambiadores de calor para enfriar el aceite usando agua como refrigerante. El cojinete combinado que está constituido por un cojinete guía inferior y el de empuje, es en el cual se centra nuestro problema de estudio.

Desde sus inicios la central hidráulica Angostura ha presentado la característica de tener temperaturas elevadas en los segmentos del cojinete de carga. Con el paso de los años, se han realizado modificaciones al sistema de enfriamiento de la chumacera combinada en la Central Hidroeléctrica con la finalidad de tratar de reducir la temperatura de operación de los segmentos de carga sin obtener mejoras considerables.

Ya que el cojinete combinado, presenta problemas de calentamiento en los segmentos de cara debido a la fricción y desgaste generado en su funcionamiento, se hace necesario realizar un estudio para identificar las causas a este problema y a su vez proponer alternativas de solución para mejorar la eficiencia energética de la Turbina hidráulica y del generador para que puedan incrementar su vida útil.

3.5 HIPOTESIS

Si se realiza un análisis de fricción y desgaste, así como, un análisis integral del lubricante en el cojinete combinado de la turbina hidráulica en la Central Hidroeléctrica Angostura, entonces se podrán proponer alternativas de mejora que permitan disminuir los problemas de sobrecalentamiento en dicho cojinete.

Así mismo se analizara el tipo de material para la chumacera para proponer mejoras que permitan reducir problemas de temperaturas.

3.6 Descripción de la turbina Francis

En las turbinas de reacción tipo Francis el agua entra desde una carcasa espiral a una velocidad relativamente baja pasa por los álabes móviles del distribuidor mediante los álabes directores ajustables y se desvía en los álabes del rodete cuando el agua sale del rodete a baja presión lleva una considerable velocidad descargando al tubo de aspiración conectado con el desfogue. Estas turbinas se construyen en condiciones de rendimiento máximo, dando lugar a tres tipos fundamentales, lentas, normales y rápidas, diferenciándose unas de otras en la forma del rodete (Díez, 1996).

La velocidad del rodete en revoluciones por minuto está en función de las características de salto de agua y se describen continuación:

- Turbinas Francis lentas, se utilizan en los grandes saltos (alrededor de 200 m o más) con ellas se tiende a reducir el número de revoluciones comprendido entre 50 y 100 rpm. Los álabes tienen un aumento de espesor para guiar mejor el chorro y evitar remolinos.
- Turbinas Francis normal para saltos de altura media (cubre 200 y 20 m), El agua entra en el rodete radialmente y sale de él axialmente y se generan velocidades entre 125 y 200rpm.
- Turbinas rápidas y extra rápidas. Apropriados a saltos de pequeña altura (inferiores a 20 m) permiten obtener elevadas velocidades de rotación

entre 225 y 500, el agua entra radialmente y recorre un cierto espacio antes de entrar en el rodete en este espacio no existe rozamientos con los álabes por lo que se mejora el rendimiento.

La turbina Francis moderna utiliza flujo puramente radial a la entrada a través de las paletas reguladoras del distribuidor, pero los rodetes son dispositivos de flujo mixto con un componente del flujo en la dirección axial. La Figura 4.1 muestra los componentes una turbina Francis moderna con un eje vertical.

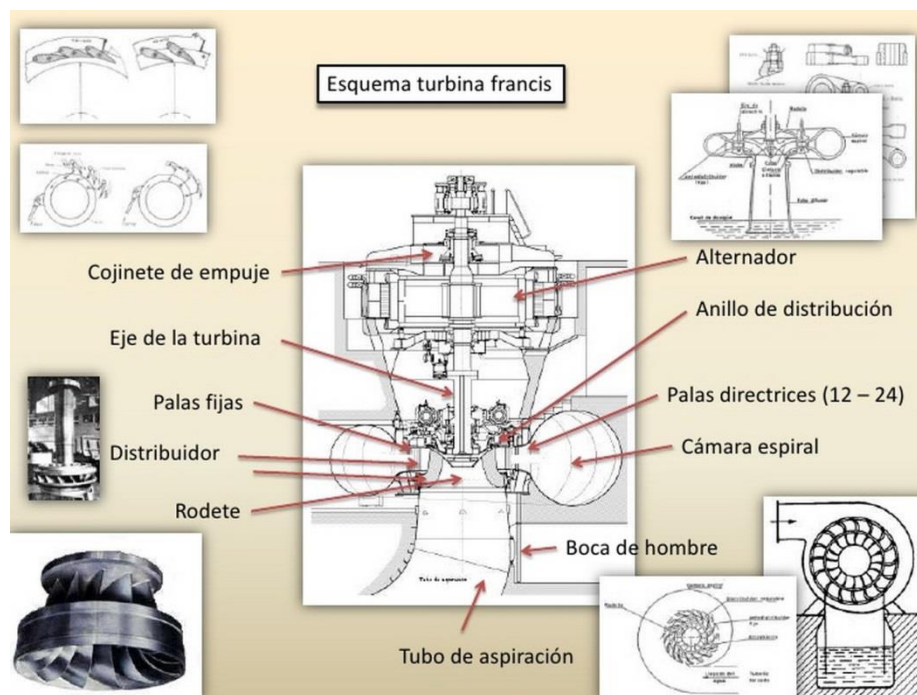


Imagen 7: Sección transversal de una turbina Francis.

La descripción de componentes fundamentales para la turbina Francis de acuerdo con Mataix (1982), CFE (2010) y Domínguez (2012) son los siguientes:

- **Cámara espiral:** Distribuye uniformemente el fluido en la entrada del rodete, la forma en espiral o caracol (figura 4.2) se debe a que la velocidad media del fluido debe permanecer constante en cada punto de la misma para evitar las pérdidas ocasionadas por los cambios bruscos de velocidad.

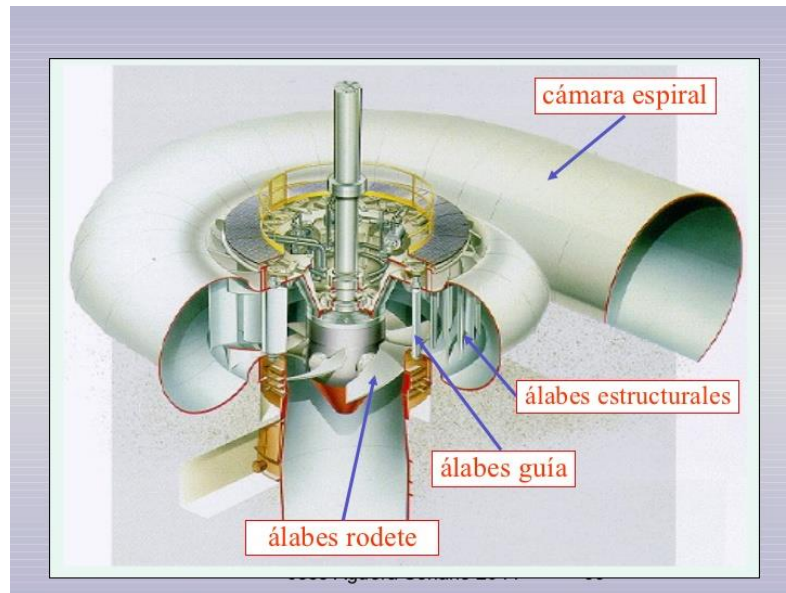


Imagen 8: Cámara espiral de turbina.

- Rodete:** es el corazón de la turbina, pues aquí tiene lugar el intercambio de energía entre la máquina y el fluido. En forma general, la energía del fluido al momento de pasar por el rodete es una suma de energía cinética, energía de presión y energía potencial. La turbina convierte esta energía en energía mecánica que se manifiesta en el giro del rodete, el rodete a su vez transmite esta energía por medio de un eje a un generador eléctrico dónde se realiza la conversión final en energía eléctrica. El rotor puede tener diversas formas la figura 3.3 muestra un rodete el diseño de la máquina depende del salto hidráulico y del caudal de diseño.



Imagen 9: Rotor de una turbina Francis.

- **Tubo de aspiración:** recupera la mayor parte de la energía cinética que lleva el agua a la salida, amplía la altura del salto de agua para igualar a la existente entre la salida del rodete también se conoce como aspirador-difusor.
- **Eje de la turbina:** Es un acople directo al rodete de la turbina y al eje del generador. El conjunto del eje turbina-generador está compuesto por dos bridas, una para el acople de la turbina y otra en la parte superior para la conexión con el eje del generador como se puede observar en la imagen 10.



Imagen 10: Eje de la turbina.

- **Equipo de sellado de eje de turbina:** Impide el paso del agua que pudiera fluir desde el rodete hacia el exterior de la turbina, el sello es de material inoxidable y las uniones entre los segmentos están diseñados para minimizar las fugas.

- **Cojinete guía de turbina:** Está colocado cerca del rodete, por encima del sellado del eje, fue diseñado de tal forma que permite el fácil acceso al sello del eje, cuenta con un sistema de enfriamiento para el aceite por medio de un intercambiador de calor.



Imagen 11: Vista completa de una chumacera guía sementada.

- **Cojinete de carga o empuje:** En una unidad generadora de eje vertical, la chumacera de carga soporta el peso de la masa giratoria de la unidad, además del empuje hidráulico de la turbina. Existen dos tipos de chumaceras de carga usados en unidades hidroeléctricas: el Kingsbury y el Mitchel.



Imagen 12: Cojinete de carga. (Kingsbury).

GENERADOR

El generador esta acoplado a la turbina hidráulica por medio del eje se caracteriza por que gira a baja velocidad 128.6 rpm (60 Hz), en comparación con un generador de una turbina de vapor o de gas (3600 y 1800 rpm para 60 Hz.), debido a la gran diferencia entre las velocidades resultan constructivamente diferentes, siendo la diferencia principal el tipo de rotor. El rotor de un generador hidroeléctrico es un gran electroimán construido por polos salientes (Stone, Boulter, Culbert & Dhirani, 2004). La función básica del generador es tomar la energía mecánica de la turbina y transformarla en energía eléctrica, mediante un proceso de conversión electromagnética basado en el principio de inducción de Faraday.

3.7 DESCRIPCIÓN DE COJINETES DE DESLIZAMIENTO Y DE CARGA

Un cojinete de deslizamiento es un elemento mecánico cuya función es permitir el movimiento relativo de dos elementos que deslizan, éste puede ser una película sólida adherida a la superficie fija del sistema la cual proporciona una barrera al contacto directo entre el elemento deslizante y el sistema (Shigley, Budynas, & Mischke, 2004). La película de lubricación debe proporcionar un bajo coeficiente de fricción y un desgaste controlado, también se debe de cumplir con los requerimientos de soporte de carga, resistencia a la fatiga, ciclos de giro o deslizamiento demandados.

La geometría básica de un cojinete de deslizamiento lo constituye un cilindro que contiene al elemento rodante, este cilindro puede ser de una sola pieza o estar constituido por secciones, el muñón se aloja en el interior del cilindro de manera ajustada, en tanto los centros de éste y el cojinete se encuentran desfasados por una distancia llamada excentricidad (e).

El espacio que existe entre las superficies de contacto se encuentra separado por una película de lubricante que se evita el contacto entre metal y metal. La excentricidad de los dos componentes permite establecer una cuña geométrica, la cual junto con el movimiento relativo del cojinete y el muñón, permite

desarrollar una presión que será desarrollada por efectos viscosos dentro de la delgada película de lubricante produciendo la capacidad de soportar cargas.

Al inicio el muñón y el cojinete se encuentran en contacto, únicamente la película de lubricante evita que exista unión mecánica entre estos dos elementos. Al iniciar el desplazamiento del muñón sobre el cojinete su centro se desplaza formando una cubierta de aceite en la región de carga. La película es arrastrada hacia el interior por el movimiento del árbol, igualmente una pequeña cantidad de lubricante pasa a través de la delgada película, como el aceite es incompresible se crea una presión hidrodinámica dentro del flujo tal que esta presión soporta la carga.

El tipo de lubricación empleada es muy importante Khonsari & Booser, (2008) Mencionan cuatro tipos básicos:

1. **Hidrodinámica:** Es aquella en que las superficies del cojinete que soporta la carga están separadas por una película de lubricante relativamente gruesa que evita el contacto entre metales. Depende completamente del movimiento relativo del muñón y el cojinete para arrastrar al fluido y producir la presión en la película para soportar la carga.
2. **Hidrostática:** También llamada para cojinetes de presurización externa, en esta se mantienen la carga por el suministro de fluido a partir de una fuente de alta presión y no requiere de ningún movimiento relativo entre el árbol y la superficie de presión.
3. **Híbrida:** Está diseñada para usar ambos regímenes de lubricación (hidrodinámica e hidrostática) y conseguir el principio del sustento de la carga entre superficies de rotación.
4. **Con material sólido:** Normalmente se utiliza cuando los cojinetes trabajan a temperaturas extremas, se utiliza grafito o bisulfuro de molibdeno, debido a que los aceites ordinarios se oxidan.

Un cojinete de carga o empuje es un tipo particular de cojinete giratorio. Al igual que otros cojinetes que permiten la rotación entre las partes, pero están diseñados para soportar una alta carga axial mientras el muñón gira.

Los cojinetes de empuje más significativos pueden ser los siguientes:

1. Cojinete de empuje de zapatas rígidas.
2. Cojinete de empuje de zapatas pivotantes.
3. Cojinete de empuje de resortes.
4. Cojinete de empuje esférico.

La mayoría de cojinetes usan aceite mineral con un grado de viscosidad correspondiente a ISO 46, aunque también se utilizan los grados ISO 32 y 68. El agua circula a través de tubos de enfriamiento colocados dentro de la cuba o depósito de aceite para mantener la temperatura dentro del rango de 40 a 50 °C.

Uno de los primeros análisis completos en cojinetes, incluye los soportes de resortes y el flujo de aceite en el canal o espacio entre segmentos, fue reportado por Vohr (1981). Más tarde Ettles (1991) desarrolló el software GENMAT que maneja una variedad de arreglos de soportes para los segmentos. El procedimiento de cálculo incluye un análisis térmico tridimensional de la película de aceite, el collar de carga y los segmentos como parte de un análisis termo hidrodinámico completo.

Con base en lo anterior y considerando que las condiciones de operación de los cojinetes de deslizamiento son ampliamente variadas en función de sus características de servicio, esto da como consecuencia que diversos materiales sean empleados en su fabricación.

3.8 SISTEMA DE ENFRIAMIENTO EN COJINETES

Los cojinetes están provistos de un reservorio de aceite, la película lubricante funciona también como un sistema de enfriamiento para el cojinete por ello es importante mantenerlo en condiciones óptimas, el medio que se emplea para el enfriamiento del aceite es a través de intercambiadores de calor.

Un intercambiador de calor es el dispositivo que permiten transferir calor de un fluido a otro, la transferencia de calor se realiza a través de una pared metálica o de un tubo que separa ambos fluidos (Cengel, 2007). De acuerdo a su construcción, los principales tipos de intercambiadores son: intercambiadores de tubería doble, intercambiadores enfriados por aire, intercambiadores de tipo placa, intercambiadores de casco y tubo. Debido a que los intercambiadores de calor se presentan en muchas formas, estos también pueden ser clasificados de acuerdo a su operación y a la dirección que existe entre los dos flujos de fluido. Las tres categorías son: Flujo paralelo, Contraflujo y Flujo cruzado (Jaramillo, 2007).

Existe un flujo paralelo cuando los flujos internos de los tubos y de la carcasa, fluyen en la misma dirección, los flujos entran al intercambiador por el mismo extremo, el calor se transfiere del fluido con mayor temperatura hacia el fluido de menor temperatura, es decir, uno disminuye su temperatura y el otro la aumenta tratando de alcanzar el equilibrio térmico entre ellos, aunque el fluido con menor temperatura nunca alcanza la temperatura del fluido más caliente.

El intercambiador de contraflujo tiene dos fluidos, los cuales fluyen en la misma dirección pero en sentido opuesto. Cada uno de los fluidos entra al intercambiador por diferentes extremos, el fluido con menor temperatura sale en sentido opuesto del fluido con mayor temperatura, la temperatura del fluido más frío se aproximará a la temperatura del fluido de entrada. El intercambiador de contraflujo puede presentar la temperatura más alta en el fluido frío y la más baja temperatura en el fluido caliente una vez realizada la transferencia de calor en el intercambiador (Incropera & De Witt, 1999).

El intercambiador de calor de flujo cruzado es aquel en el cual uno de los fluidos fluye de manera perpendicular al otro fluido, formando un ángulo de 90° , los intercambiadores de flujo cruzado son comúnmente usados donde uno de los fluidos presenta cambio de fase y por tanto se tiene un fluido que pasa por el intercambiador en dos fases (Holman, 1998).

Un análisis energético y un análisis de exergía surgen de la termodinámica con la primera y segunda ley. La primera ley describe la conservación de la energía, mientras que la segunda ley se utiliza para describir la calidad de la energía y materia. El término exergía fue introducido por Rant en 1953, los conceptos de la primera y segunda ley se establecieron por Von Mayer y Carnot, respectivamente, la transferencia de exergía con la interacción de trabajo se asocia con una tasa de transferencia de trabajo o potencial por lo que la exergía se define como el potencial de trabajo máximo, la irreversibilidad es entonces la destrucción de exergía o pérdida de exergía.

El realizar un análisis de exergía, puede demostrar la imperfección termodinámica de un proceso, incluyendo todas las pérdidas de calidad de materiales y energía aunque el uso de análisis de la exergía en la industria de procesos es aún limitada (Cornelissen, 1994). La eficiencia exergética tiene tres definiciones, para los procesos de estado estacionario, la primera definición es la relación entre el flujo la exergía total de salida para el flujo total de la exergía entrante, la segunda forma es también llamada la eficiencia racional, se define por Kotas (1995) como una relación de la salida la exergía deseada a la exergía utilizada. La última forma de eficiencia fue introducida por Kostenko y ha sido desarrollado por Brodyansky, Sorin y Le Goff (1994). Esta forma es la relación entre el flujo la exergía saliente total menos los componentes no transformados de la exergía a la de flujo total, la exergía entrante menos los componentes no transformadas de la exergía.

3.9 FRICCIÓN Y DESGASTE EN COJINETES

Debido a que los cojinetes tienen piezas móviles estas sufren fricción y desgaste. La fricción es la fuerza de rozamiento o fuerza de fricción entre dos superficies en contacto a la fuerza que se opone al movimiento de una

superficie sobre la otra (fuerza de fricción cinética) o a la fuerza que se opone al inicio del movimiento (fuerza de fricción estática). Toda fuerza de fricción se opone a la dirección del movimiento relativo (Álvarez, 1992; Ludema, 2010). El desgaste es una pérdida de material de la interface de dos cuerpos, cuando se les ajusta a un movimiento relativo bajo la acción de una fuerza (Mesa, 2007). En general, los sistemas de ingeniería implican el movimiento relativo entre componentes fabricados a partir de metales y no metales, y se han identificado seis tipos principales de desgaste, como sigue:

- a) **Desgaste adhesivo.** Esta forma de desgaste ocurre cuando dos superficies se deslizan una contra otra bajo presión (Tristancho, Higuera & Flórez, 2007). Los puntos de contacto, proyecciones microscópicas o la aspereza de la unión en la interface donde ocurre el deslizamiento debido a los altos esfuerzos localizados, llevan a que las fuerzas de deslizamiento fracturen la unión, desgarrando al material de una superficie y transfiriéndolo a otra, lo que puede ocasionar posteriormente mayor daño.
- b) **Desgaste por abrasión.** Es la remoción de material de la superficie en contacto por superficies duras en superficies de coincidencia, o con superficies duras que presentan un movimiento relativo en la superficie desgastada (Gutiérrez, Sevilla, Grajales, & Toro, 2004). Cuando es el caso de partículas duras, ellas pueden encontrarse entre las dos superficies que se deslizan entre sí como se muestra en la figura 8 o se podrían incrustar en cualquiera de las superficies. Es conveniente aclarar que este tipo de desgaste se puede presentar en estado seco o bajo la presencia de un fluido.
- c) **Desgaste por ludimiento.** Esta forma de desgaste aparece como resultado del movimiento oscilatorio de dos superficies en contacto, como sucede en máquinas donde existe vibración entre las partes.
- d) **Desgaste por fatiga superficial.** Es probable que el modo predominante de la mayoría de los tipos de desgaste sea por desprendimiento de material de la superficie por fatiga, ya sea que la naturaleza del movimiento sea unidireccional o de vaivén. Clasificar un tipo particular de falla como desgaste por fatiga puede ser confuso. Sin embargo, a fin

de hacer un clasificación, el término desgaste por fatiga se reserva para identificar la falla de contactos lubricados en casos como los rodamientos de bolas o rodillo, engranes, levas y mecanismos impulsores de fricción. La pérdida de material es por desprendimiento de superficiales y por picaduras, como en los engranes.

Consecuencias del desgaste

1. Movimiento errático de los mecanismos lubricados.
2. Altos valores de vibración e incremento en los niveles de ruido.
3. Elevadas temperaturas de operación.
4. Mayor consumo de repuestos por incremento del mantenimiento correctivo.
5. Reducción significativa de la producción por paros de maquinaria.
6. Mayor consumo de energía para realizar la misma cantidad de trabajo útil.
7. Posibilidades de accidentes ante el peligro de roturas de componentes de máquinas.

El desgaste de materiales, es una de las principales fuentes, no solo de la pérdida de eficiencia de los equipos, sino de grandes pérdidas económicas (Grajales & Sinatora, 2003). Aunque los tipos de desgaste ya mencionados actúan en piezas mecánicas, la cavitación es uno de los que no se presenta en mayor cantidad en equipos pero si está entre los que mayores pérdidas económicas genera.

El desgaste por cavitación, entendido como el daño provocado por la implosión de burbujas de vapor presentes en un fluido, afecta equipos como turbinas, bombas, tuberías y otros dispositivos que transportan fluidos y los cuales pueden estar sometidos a cambios bruscos de presión, provocando efectos como erosión de superficies sólidas, vibraciones, ruidos excesivos, disminución

de eficiencia y otros, lo que finalmente se traduce en enormes gastos por reparo o reposición de este tipo de equipos (Hutchings, 1992).

3.10 ANÁLISIS DE ACEITE.

El Análisis de Aceite es una de las técnicas simples, que mayor información proporciona, con respecto a las condiciones de operación en un equipo, muestra niveles de contaminación, degradación y finalmente su desgaste y vida útil. Con el análisis de aceite es posible aplicar técnicas de cambio del lubricante basado en su condición, con lo que se obtienen ahorros importantes (STLE, 2011).

El papel básico de lubricantes, es reducir la fricción y por lo tanto prevenir el desgaste del material el cual está condicionado a los movimientos relativos. Sin embargo, el lubricante tiene otras propiedades funcionales que garantizan su aplicación eficiente. Estos son, una buena estabilidad térmica, la protección de la corrosión, baja formación de espuma. Los cambios negativos son generalmente causados por la carga y / o influencia de los diferentes tipos de contaminación, a los que están expuestos los lubricantes durante el servicio. Las cargas térmicas pueden ser generadas como resultado de altas cargas mecánicas o la exposición a temperaturas incrementadas prolongadas. Los diferentes tipos de contaminación son también una causa frecuente de degradación del lubricante. Productos gaseosos de la combustión, el aire, el agua, glicol, combustible, pueden ser la causa de un deterioro grave del estado del lubricante, sino también del propio dispositivo. Es por ello que es necesario monitorear los cambios en las actuaciones de lubricantes, con base en los cuales se puede determinar un cambio puntual de lubricante, prolongando así su vida útil y la prevención de cualquier falla o daños en el sistema (Perić, 2012).

Popovici, Petrescu & Radulescu (2011). Describen varias etapas de degradación lubricante para entender el proceso de degradación y saber cuál

es el momento adecuado para cambiar el aceite y cuáles son las consecuencias físicas, químicas y cambios tribológicas relativas al rendimiento del lubricante y también del sistema mecánico lubricado. Proponen una relación para el cálculo del coeficiente de fricción en base a mediciones experimentales que dependen de la carga y la velocidad de lubricante hidráulico nuevo y usado.

3.10.1 CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES DE LOS ACEITES DE TURBINAS

De acuerdo con la ASTM-D 445 la viscosidad es la característica más importante en cualquier lubricante, es más importante aún en la lubricación de los componentes de la turbina donde el régimen de lubricación es hidrodinámico y el espesor de la película de aceite depende principalmente de la película de aceite. La carga en los cojinetes se encuentra distribuida debido a la conformidad del cojinete con el eje y a la alta velocidad lo que favorece a la formación de la cuña hidrodinámica.

Los aceites de turbinas son aceites de grados de viscosidad ISO VG 32, 46, 68, la viscosidad no es un parámetro de calidad del aceite pero es un requisito indispensable para un correcto funcionamiento del sistema. Terradillos (2003) menciona que la temperatura máxima del aceite a la salida de los cojinetes esta entre 55 y 70°C y a la salida del sistema de enfriamiento entre 44 y 45°C no debe disminuir por debajo de los 38 °C ya que la viscosidad aumentaría demasiado De acuerdo con la guía de mantenimiento a turbinas ASTM-D4378-97 la viscosidad no admite variaciones superiores con respecto al 5% con respecto al valor del aceite nuevo. La vida útil del aceite con respecto a la oxidación se mide en los laboratorios por alguno de los siguientes métodos:

- Rotating Pressure Vessel Oxidation Test (RPVOT) ASTM-D2272, también conocida como RBOT se desarrolló para detectar la pérdida de la resistencia a la oxidación, los precursores de la oxidación del aceite suelen ser la temperatura y los contaminantes líquidos como el agua, las partículas metálicas. Cuando el aceite se está degradando se forman ácidos orgánicos que se adhieren a la superficie de los cojinetes y a los

enfriadores de aceite. Cuando el valor de esta prueba alcanza el 25% del valor del aceite nuevo.

- Turbine oil stability (TOST) ASTM-D943. Este ensayo determina el tiempo de vida de los aceites nuevos en turbinas se realiza inyectando oxígeno, agua y catalizadores metálicos al aceite para determinar la formación de lodos y ácidos.
- Remaining Useful life ASTM-D 6810. El método permite conocer la vida remanente de los aceites a través del control de los aditivos antioxidantes, la técnica se utiliza para controlar los aceites de turbina en servicio. Esta prueba es rápida y barata lo que permite realizarla con una frecuencia de entre 1 y 3 meses.
- Contenido en agua ASTM-D 6304. Recomienda realizar ensayos de contaminación acuosa cada 3 meses máximo. La contaminación máxima permitida es entre 100 y 200 ppm.

Barrett & Stover (2013) explican que el análisis de aceite revela información que se puede dividir en tres categorías:

1. condición del lubricante. Evaluación de la condición del lubricante revela si el fluido del sistema está sano y apto para su posterior servicio, o está listo para un cambio.
2. Contaminantes. El aumento de los contaminantes de la rodea medio ambiente en la forma de la suciedad, el agua y la contaminación del proceso son la principal causa de la degradación prematura de la máquina y el fracaso. El aumento de las alertas de contaminación que tomen acción con el fin de guardar el aceite y evitar máquina innecesaria desgaste.
3. Desgaste. De maquina Una máquina insalubre genera partículas de desgaste a un ritmo exponencial. La detección y el análisis de estas partículas ayudan en la toma de decisiones de mantenimiento críticos. Fallo de la máquina debido y los componentes desgastados pueden ser evitados.

3.10.2 Método de elemento finito y volumen finito

Toda estructura puede dividirse en discretas o reticulares y continuas. La primera es aquella que está formada por un ensamblaje de elementos claramente diferenciados unos de otros y unidos en una serie de puntos concretos. La característica fundamental de las estructuras discretas es que su deformación puede definirse de manera exacta mediante un número finito de parámetros, como por ejemplo las deformaciones de los puntos de unión de unos elementos y otros. Mientras que los sistemas continuos no es posible que sean separados, las estructuras continuas son muy frecuentes, como por ejemplo: elementos de máquinas (bielas, poleas, carcasas...), para su análisis es necesario disponer de un método que tenga en cuenta su naturaleza continua debido a que un medio continuo tiene infinitas formas posibles de deformarse, independientes unas de otras para resolver este problema.

El Método de los Elementos Finitos, es un método numérico general para la aproximación de soluciones de ecuaciones diferenciales parciales. El método se basa en dividir el continuo por medio de líneas o superficies imaginarias en una serie de regiones contiguas entre sí de forma geométrica sencilla, llamadas elementos finitos (Cook, 2007). Estos elementos se unen entre sí en un número finito de puntos, llamados nodos. El conjunto de nodos considerando sus relaciones de adyacencia recibe el nombre de malla, los cálculos se realizan sobre la malla creada a través de programas especiales llamados generadores de mallas. Típicamente el método de elementos finitos se programa computacionalmente cuando se trata de un problema de mecánica de sólidos deformables debido a su facilidad para el cálculo de dominios complejos (tres dimensiones).

El método también es adaptable a problemas de difusión de calor, mecánica de fluidos para calcular campos de velocidades y presiones para estos casos se utiliza la dinámica de fluidos computacional (CFD), la cual funciona mediante la resolución de las ecuaciones de flujo de fluido a través de una región de interés, con las condiciones de frontera específicas en cada región. Las ecuaciones diferenciales parciales que describen los procesos de momento y

de transferencia de masa se conocen como las ecuaciones de Navier-Stokes. El método más común que se utiliza para resolver estas ecuaciones se conoce como el método de volumen finito (FVM). Para el método de volumen finito el dominio computacional se discretiza en volúmenes finitos y luego por cada volumen se resuelven las ecuaciones que lo gobiernan.

El uso de software computacional como SOLIWORKS evita la necesidad de estar construyendo prototipos experimentales para pruebas de fricción y desgaste en el caso de los cojinetes de hidrodinámicos, ya que aparte de tener un elevado costo en cuanto a la construcción de los modelos físicos se consume tiempo importante en la realización de las pruebas y no siempre se pueden replicar las condiciones reales de operación. Si bien las pruebas en el software consumen demasiados recursos computacionales ofrecen grandes ventajas debido a que se pueden probar distintos modelos para ser comparados y así obtener conclusiones sobre un prototipo final (Moaveni, 2003).

Antonio, Linares, & Arias. (2013) realizaron una investigación numérica del comportamiento del campo de presión, el flujo axial, el espesor de película y la fricción viscosa, considerando el desalineamiento del eje por el efecto del peso y la flexibilidad del rotor. El campo de presión hidrodinámica lo resuelven utilizando la ecuación de la lubricación de Reynolds junto con una expresión modificada del espesor de película que incluye el desalineamiento del eje. También se presentan una expresión para calcular el máximo desalineamiento permitido por una chumacera, en función del punto de equilibrio de estado estable. Los resultados muestran que a medida que el desalineamiento del eje se incrementa el espesor de película se reduce, causando el incremento de la presión máxima y del flujo axial del lubricante, así como pequeños cambios en la fricción viscosa.

El método de elemento finito (FEM) es empleado en la solución de modelos Nikolakopoulos, & Papadopoulos, (2008) desarrollaron un modelo analítico con el fin de determinar la relación entre la fuerza de fricción (y en consecuencia el coeficiente de fricción) la ángulos de desalineación, y la profundidad de desgaste en los cojinetes lisos circulares. La ecuación de Reynolds se resolvió,

usando FEM en la región hidrodinámica, con el mínimo espesor de la película de 5-10 veces el acabado de la superficie que está cerca del límite inferior de la lubricación hidrodinámica.

Wasilczuk & Rotta (2008) utilizaron la dinámica de fluidos computacional (CFD) para estudiar el flujo entre las zapatas de un cojinete de carga con esta técnica se mejoraron las entradas de aceite al cojinete, ya que los modelos actuales trataban el flujo entre las zapatas de cojinete de una manera muy simplificada, a pesar de su gran influencia en el rendimiento del cojinete. Aunque se está aplicando una variedad de diseños con un mejor abastecimiento de aceite en el cojinete se puede mejorar aún más con el uso de análisis de CFD.

Cupillard, Cervantes & Glavatskih (2014) analizaron el rendimiento termo hidrodinámico de un cojinete con un microsurco creado en el eje, el cojinete de deslizamiento se modeló mediante (CFD) el paquete de software resuelve las ecuaciones de energía, Navier-Stokes así como los patrones de flujo. El efecto inducido por un microsurco en la distribución de presión explica diferentes configuraciones de cojinete, excentricidades y profundidades microsurco se muestra que el microsurco produce una caída de presión disminuye la capacidad de transporte de carga.

Estudios de caso

Suárez, Toro, & Vélez (2012) presentan un modelo numérico para establecer relaciones entre las condiciones de operación (carga, velocidad y viscosidad dinámica), el modelo construido permite estudiar el efecto combinado de las micro-cuñas que operan como micro-cojinetes y la macro-cuña convergente típica de estos elementos de estudio. Esto con la finalidad de disminuir las pérdidas por fricción generadas en cojinetes, sellos dinámicos, anillos de pistones entre otros. Este trabajo concluye que el modelo permite realizar exploraciones rápidas en sistemas de cojinetes planos de deslizamiento. Los resultados obtenidos con la pequeña exploración efectuada en un conjunto reducido de texturas indican que efectivamente la textura superficial o la micro topografía de las asperezas juega un papel relevante en el desempeño tribológico de un cojinete plano de deslizamiento.

Suárez et al (2012) vuelven a trabajar en un modelo pero esta vez teórico para establecer relaciones entre las condiciones de operación de un cojinete de empuje, Entre los resultados más sobresalientes obtenidos en una exploración efectuada con el modelo están: la construcción de un mapa donde se caracteriza el desempeño de estos componentes y la obtención de algunas relaciones entre diversos grupos adimensionales, los cuales muestran que es factible ampliar el régimen de lubricación hidrodinámica de este tipo de cojinetes mediante el acondicionamiento artificial de sus superficies.

El trabajo concluye la geometría de los surcos y su separación influye significativamente en el coeficiente de fricción promedio de estos tribo-sistemas y en su capacidad de soporte de carga. Resulta evidente la importancia que tiene tanto la micro-topografía de la superficies como las condiciones de operación en el desempeño tribológico de estos sistemas, y por ende, este aspecto debe tenerse en cuenta durante el diseño y la fabricación de elementos texturizados destinados a aplicaciones similares a las modeladas.

Blair & Winer (1989) realizaron un trabajo de fricción y el desgaste analizando el comportamiento de material de un cojinete en la investigación se empleó el método pin on disk con tres aceites lubricantes diferentes, es decir aceite sintético de lubricación (SAE 20W40), aceite de colza modificada químicamente (CDRO), aceite de colza modificada químicamente con Nano CuO. Las pruebas de desgaste se llevaron a cabo a carga máxima de 200 N y velocidades de deslizamiento de 210 m / s. Los resultados mostraron que la fricción y comportamiento de desgaste del material de cojinete han cambiado de acuerdo con las condiciones de deslizamiento y aceites lubricantes.

En este trabajo concluyen que el comportamiento de fricción y el desgaste del cojinete lubricado con aceite de colza modificada químicamente con Nano CuO. Nano tiene el coeficiente de fricción más bajo de 0.073. Con ello se puede afirmar que de los tres aceites lubricantes el aceite colza modificada químicamente con Nano CuO puede ser preferiblemente aplicado para la lubricación en cojinetes de deslizamiento.

CAPITULO IV DEFINICIONES PARA EL DISEÑO DE LA CHUMACERA

Anillo de Sujeción o Apoyo

Es el elemento que fija y sujeta el cabezal de carga de la flecha.

Cabezal de Carga o Soporte

Es el elemento de la chumacera que gira junto con la flecha, transmitiendo las cargas verticales y radiales.

Carcaza

Es la estructura mecánica que confina todos los elementos que integran las chumaceras ya sean guía de carga o combinada de carga guía que transmite la carga a la cimentación.

Cojinete de Articulación

Elemento mecánico ubicado en la parte posterior del segmento del cojinete radial el cual permite absorber las variaciones de giro en sentido radial.

Chumacera Combinada de Carga Guía

La chumacera combinada de carga-guía es el elemento formado por una chumacera de carga y una chumacera de guía que forman un elemento mecánico que soporta la carga de todas las partes giratorias de la máquina.

Elemento basculante

Elemento mecánico ubicado de bajo del segmento de la carga axial, el cual permite absorber las variaciones de movimiento.

Segmento del Cojinete Axial

Soporte circular dividido y articulado con otros, instalados alrededor de la flecha, para mantenerla alineada y absorber las fuerzas axiales.

Segmento del Cojinete Radial

Parte del soporte circular dividido y articulado con otros instalados alrededor de la flecha, para mantenerla alineada.

Tapa

Cubierta superior protectora de la chumacera, la cual cuenta con sellos de laberinto para evitar posible salida de vapor.

Chumacera de Carga o combinada de Carga Guía

Deben estar constituidas, como mínimo las siguientes partes:

- Carcasa
- Tapa
- Cabezal de carga
- Anillo de sujeción
- Segmentos de cojinete axial
- Segmentos de cojinete radial
- Elemento basculante
- Cojinete de lubricación
- Termómetros de Resistencia
- Termómetros de liquido
- Flotador
- Tuberías, válvulas y accesorios
- Sellos
- Soportaría y tornillería
- Conexión para centrifugado y aceite
- Conexión para aire de sello
- Aislamiento eléctrico adecuado para controlar la magnitud de corrientes circulantes en la flecha.

Sistema de Suministro de Aceite

- Bombas de aceite
- Interruptores de presión
- Manómetros
- Motores
- Cables y su conexiones
- Tanque acumulador de aceite
- Tuberías y accesorios
- Válvulas de aceite
- Filtros

- Soportaría

Sistema de filtrado móvil de aceite

- Equipo completo de filtrado y centrifugado de aceite
- Aditamentos y accesorios
- Conexión, tuberías y válvulas
- Cableado eléctrico
- Instrumentación y control

Sistemas de extracción de vapores de aceite

- Extractor motorizado, elemento filtrante, y accesorios
- Sistema de retorno y pulga
- Tuberías y soportaría
- Cableado y sus conexiones

Sistema de enfriamiento

- Intercambiadores de calor
- Tuberías, válvulas y accesorios
- Preparaciones para conectarse al sistema de agua de enfriamiento de la central
- Soportaría

Dispositivos de Control, medición y protección

- Interruptores de temperatura
- Termómetro
- Interruptores de presión
- Medidores de gasto
- Interruptores
- Conexión de medición
- Alarmas
- Cables conexión, tuberías, ductos y charolas.

CONDICIONES DE DISEÑO (CFE)

Chumacera de carga o chumacera carga-guía

Debe satisfacer los requerimientos de resistencia mecánica, para soportar a las masas de la carga rotatoria de la turbina y del generador, así como la componente axial de empuje hidráulico máximo cuando esto se presente.

El diseño en general, incluyendo materiales, procesos de fabricación, montaje y funcionamiento debe garantizar durabilidad y eficiencia, considerar las normas así como las características específicas del arreglo y diseño.

Se propone utilizar preferentemente el tipo “**Kingsbury**”.

Los segmentos de la chumacera deben fabricarse con acero forjado y el recubrimiento debe hacerse mediante el empleo del metal “**Babbitt**” fundido y vaciado sobre estos.

Los segmentos de carga deben estar apoyados de tal manera, que asegure una buena distribución uniforme de carga entre ellos.

En el diseño se debe considerar que los segmentos radiales trabajen sobre la parte del cabezal de carga y para la inspección y sustitución de los segmentos, que las maniobras de montaje y desmontaje sea de fácil ejecución.

En segmentos opuestos (cuatro axiales y cuatro radiales, como mínimo) se deben efectuar perforaciones que permitan la instalación de 4 termómetros y 4 detectores de resistencia térmica que se conecten a los instrumentos necesarios que permitan el control de la misma.

La chumacera de carga, (combinada o de guía) debe ser autolubricada, segmentada, autonivelable y fabricada de tal manera que no pueda ser dañada durante el arranque.

La chumacera combinada diseñada debe ser lubricada con aceite ISO VG 68. la carcasa de la chumacera de carga debe ser de placa de acero laminado o forjado, de construcción robusta, para resistir las condiciones tanto de operación como las extraordinarias.

Sistemas de enfriamiento de las chumaceras

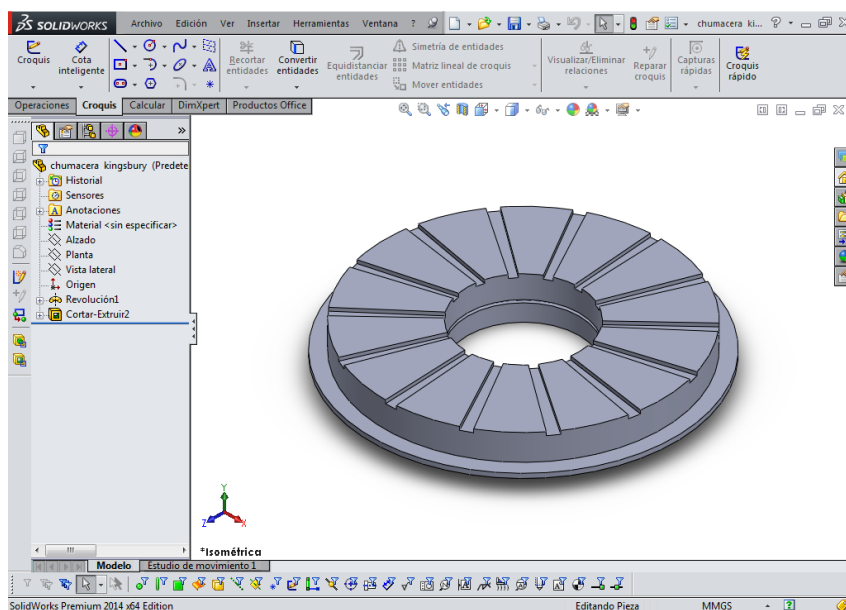
Las chumaceras deben ser enfriadas por medio de un sistema indirecto agua-aceite, por lo que deben instalarse dos intercambiadores de calor externos, interconectados para permitir que su mantenimiento se haga sin sacar de servicio la unidad generadora.

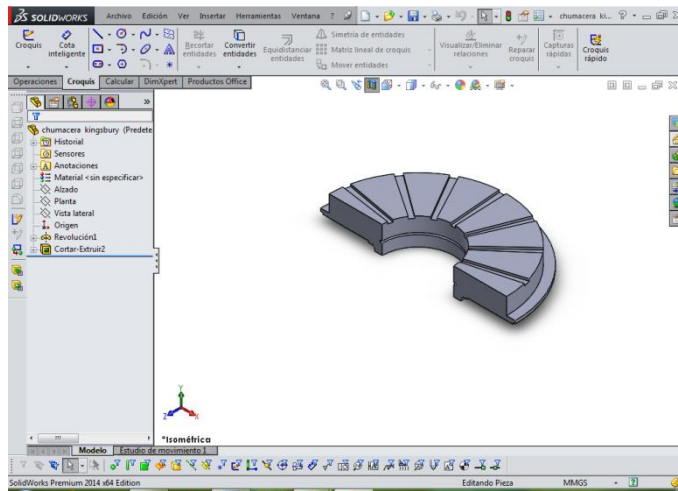
Los intercambiadores de calor deben ser de las mismas características para cada chumacera, del tipo de carcasa y tubos y diseñados de acuerdo al antes visto.

Condiciones de operación

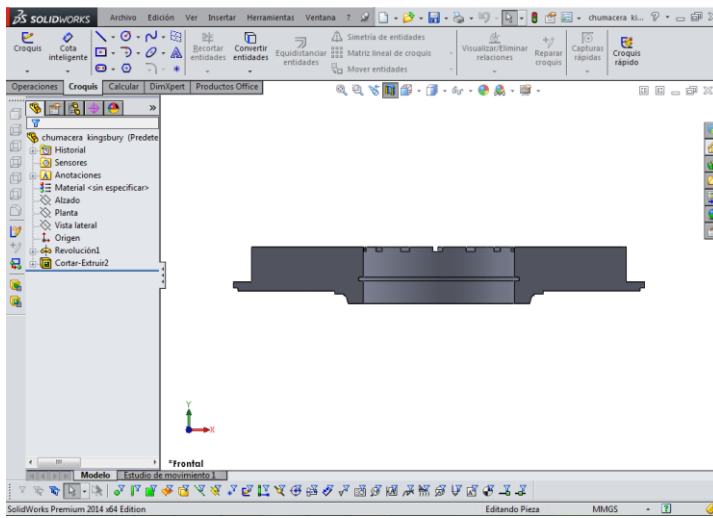
La chumacera debe resistir todas las condiciones, ya sean las normales o las anormales, como pueden ser la sobre velocidad transitoria debida a los rechazos de carga, en condiciones de máxima caída neta y potencia, se debe diseñar para operar sin dañarse.

Para lograr el mínimo de fricción durante el arranque, de la operación manual y automática, que opere con la presión de aceite de la bomba de levante, para evitar el rodado de la unidad generadora cuando no se cumplan las condiciones de lubricantes requeridas y evitar así daños de parte del equipo.





Sección Chumacera tipo kingsbury 4.2



Vista Frontal de la chumacera.

CAPITULO V EN BASE A LOS CALCULOS OBTENIDOS SE SELECCIONA LA CHUMACERA

Este capítulo está dedicado al estudio de la mecánica, su aplicación al diseño y análisis de chumaceras. El diseño y análisis de cojinetes de empuje también es una aplicación importante de la teoría de la lubricación. Aquí no se incluye un estudio detallado de cojinetes de empuje, porque no contribuiría en nada significativamente y por limitación de espacio. Después de haber estudiado este capítulo, no se debe tener ninguna dificultad para leer la literatura sobre cojinetes de empuje ni para aplicar ese conocimiento a situaciones reales de diseño.

Se ilustra un cojinete de empuje con almohadillas fijas, que se compone esencialmente de un disco rotatorio que se desliza sobre una almohadilla fija. El lubricante se introduce en las ranuras radiales y se bombea hacia el espacio cuneiforme por el movimiento del disco móvil. Se obtiene lubricación de película completa o hidrodinámica si la velocidad del disco móvil es continua y suficientemente alta.

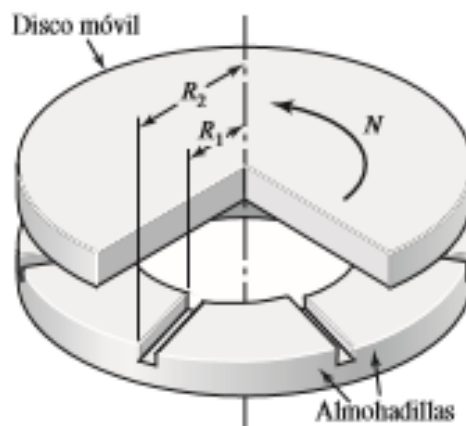


Imagen 13: Cojinete de empuje con almohadillas

Chumacera de guía de turbina

La turbina está equipada con una chumacera de guía inferior y una chumacera de guía superior. La chumacera de guía superior está combinada con la chumacera de carga. Como otro lugar de apoyo hay una chumacera de guía en la parte superior del generador que es suministrada por el fabricante del generador.

Ambas chumaceras de guía fueron diseñadas como chumaceras de segmento y consiste de 8 segmentos revestidos con metal antifricción, que se apoyan a través de pernos de apoyo bombeados y la carcasa de la chumacera. Para ajustar el juego de chumacera sirven placas de presión y suplementos, que en el montaje serán rectificadas a la medida deseada. Las fuerzas radiales que se presentan en la chumacera de guía inferior se transmiten a través de la carcasa de chumacera a la tapa de turbina superior y en la chumacera de guía superior al apoyo de chumacera de carga superior. El apoyo de chumacera de carga es reforzado con 8 vigas radiales al pozo de la turbina. Para supervisión de las chumaceras hay los siguientes instrumentos:

Para cada chumacera de guía superior e inferior.

1 Termómetro de distancia a mercurio en el aceite, con 1 contacto de alarma.

1 Termómetro de distancia a mercurio en metal de chumacera con 1 contacto de alarma 1 un contacto de desconexión.

2 Sensores de temperatura a resistencia en el metal de chumacera para registrador de temperatura.

Para el control del nivel de aceite están colocados en la carcasa de chumacera superior 1 flotador y en la carcasa de chumacera inferior 2 flotadores. El caudal de aceite y el del agua de refrigeración es controlado con supervisores de flujo y/o medidores de caudal.

Chumacera de carga turbina y alimentación de aceite

Los componentes principales de la chumacera de carga el anillo portante, que está colocado sobre la brida de flecha, los 14 segmentos basculantes, los pernos de apoyo y los apoyos de hierro blando. La carga axial de 800Mpa, que se genera durante el servicio, es transmitida a la tapa de turbina a través del apoyo de chumacera de carga superior e inferior.

La alimentación de aceite de chumacera para ambas chumaceras de guía y la chumacera de carga se efectúa por un sistema cerrado. El aceite es aspirado desde el recipiente de aceite de la chumacera de guía inferior con una bomba con accionamiento rueda de fricción y empujado por el refrigerador de aceite. Luego el flujo de aceite es distribuido a cada chumacera por diafragmas. El retorno está provisto de un tubo de desborde, de modo que también en caso de pérdidas en el sistema de tuberías de segmentos queden sumergidos en el aceite. Al tubo de desborde están conectadas 2 tuberías de salida vertical. En la parte inferior de la tubería de mayor diámetro está prevista una válvula mariposa que será ajustada de modo tal que ésta tubería a servicio normal esté llena la mirilla de arriba. De esto modo se reduce la formación de espuma por la caída de aceite. Si la bomba de aceite accionada por rueda de fricción desde la flecha de turbina conduce en caso de aumento de velocidad (desconexión de carga) un caudal de mayor aceite, entonces también fluye aceite por la tubería de retorno de menor diámetro, no estrangula, desde la carcasa de chumacera superior a la inferior.

Calculo exergético del intercambiador de calor

El intercambiador se localiza en el piso de generadores en donde se encuentran actualmente las bombas de aceite del sistema Conforme a la metodología planteada se realizó el análisis exergético.

Balance de energía.

De acuerdo con las ecuaciones (3.2) analizaremos la diferencia de temperaturas para el sistema exergetico. El flujo de masa de aceite es de 3.08 m/s y el calor específico del agua es de 2.0096 kJ/kg. °K.

La T1 de entrada de aceite es de 60 °C

La T2 de salida de aceite caliente es 40 °C

La T3 de entrada de agua es de 20 °C

El Cp del aceite es de 4.1861 kJ/kg. °K

La temperatura del agua a la salida del intercambiador se determinó considerando la primera ley de la termodinámica para los fluidos.

$$\dot{Q}_{agua} = \dot{Q}_{aceite}$$

$$\dot{Q}_{aceite} = \dot{m}_{aceite} C_{p_{aceite}} (T_2 - T_1)$$

$$\dot{Q}_{aceite} = \left(3.08 \frac{kg}{s}\right) \left(2.0096 \frac{KJ}{kg \cdot ^\circ k}\right) (333 - 315 \text{ } ^\circ K) = \mathbf{123.85 \text{ kw}}$$

$$\dot{Q}_{aceite} = \dot{m}_{agua} C_{p_{agua}} (T_4 - T_3)$$

Despejando T_4 tenemos:

$$\mathbf{T_4 = 30^\circ (303.15 \text{ } ^\circ K)}$$

Sustituimos valores de las ecuaciones (3.2.3) y (3.2.8) se obtiene:

$$Ex_{caliente,ent} = \left(4.1861 \frac{KJ}{kg \cdot ^\circ K}\right) \left(3.08 \frac{kg}{s}\right) \left[(333.15 - 298.15 \text{ } ^\circ K) - 2.98 \text{ } ^\circ k \ln \left(\frac{333.15 \text{ } ^\circ K}{298.15 \text{ } ^\circ K} \right) \right]$$

$$Ex_{caliente,ent} = \mathbf{24.87 \frac{KJ}{s}}$$

$$Ex_{caliente,ent} = (4.1861)(3.08) \left[(333.15 - 298.15 \text{ } ^\circ K) - T_0 \ln \left(\frac{333.15 \text{ } ^\circ K}{298.15 \text{ } ^\circ K} \right) \right]$$

$$Ex_{caliente,ent} = \mathbf{4.76 \frac{KJ}{s}}$$

$$\Delta Ex_{caliente} = \Delta Ex_{caliente,ent} - \Delta Ex_{caliente,sal}$$

$$\Delta Ex_{caliente} = 24.87 \frac{kJ}{s} - 4.76 \frac{KJ}{s} = 20.1 \frac{KJ}{s}$$

$$Ex_{frio,ent} = (2.0096)(3) \left[(293.15 - 298.15 \text{ } ^\circ K) - 298.15 \text{ } ^\circ k \ln \left(\frac{298.15 \text{ } ^\circ K}{298.15 \text{ } ^\circ K} \right) \right]$$

$$Ex_{frio,ent} = -60.46 \frac{KJ}{s}$$

$$Ex_{frio,ent} = (2.0096)(3) \left[(333.15 - 298.15 \text{ } ^\circ K) - 298.15 \text{ } ^\circ k \ln \left(\frac{303.15 \text{ } ^\circ K}{298.15 \text{ } ^\circ K} \right) \right]$$

$$Ex_{frio,ent} = 0.2499 \frac{KJ}{s}$$

$$\Delta Ex_{frio} = \Delta Ex_{frio,ent} - \Delta Ex_{frio,sal}$$

$$\Delta Ex_{frio} = -60 \frac{kJ}{s} - 0.2499 \frac{KJ}{s} = 60.70 \frac{KJ}{s}$$

Resultado del sistema de enfriamiento para el aceite del diseño del cojinete.

Para determinar la irreversibilidad utilizamos la ecuación (3.2.11) obteniendo:

$$I = (Ex_{caliente,ent} - Ex_{caliente,sal}) - (Ex_{frio,ent} - Ex_{frio,sal})$$

$$I = (4.1861)(3.08) \left[(333.15 - 333.15 \text{ } ^\circ K) - 298 \ln \left(\frac{333.15 \text{ } ^\circ K}{298.15 \text{ } ^\circ K} \right) \right] \\ - (2.0096)(3) \left[(293 - 303. \text{ } ^\circ K) - 298 \text{ } ^\circ k \left(\frac{293.15 \text{ } ^\circ K}{303.15 \text{ } ^\circ K} \right) \right]$$

$$I = 20 \frac{kJ}{s}$$

Determinando la eficiencia racional (3.2.11) cuando el intercambiador opera por encima de la temperatura ambiente.

$$\varphi_{racional} = \left(\frac{\Delta Ex_{caliente}}{\Delta Ex_{frio}} \right) 100 = \frac{20}{60} 100 = 33\%$$

Para el aceite en condición de nuevo, el análisis muestra que el aceite tiene una degradación química alta y bajo contenido de partículas contaminantes.

Debido a la falta de información para determinar las pérdidas debidas a la caída de presión para el aceite y el agua, se considera un buen diseño aerodinámico.

RELACIÓN LONGITUD/DIÁMETRO

El investigador Needs estableció que el valor más conveniente para la relación L/D estaba comprendida entre 0.8 y 1.3, para el caso general de cojinetes hidrodinámicos, sin embargo se pueden conseguir relaciones menores que 0.8 por exigencias de compacidad, como sucede en los motores de automóvil.

Se puede decir que cuando L/D disminuye, también disminuye el espesor mínimo de la película, puesto que es más difícil retener el lubricante en el cojinete, y esto sucede más rápidamente cuando L/D es menor que 1, si tal condición se presenta aumenta la temperatura de la película incrementándose el riesgo del contacto entre las dos superficies del cojinete.

Fuller propone las siguientes relaciones L/D para las aplicaciones dadas.

Tabla 11: Aplicaciones

Aplicación	L/D
Turbogeneradores	0.8 a 1.5
Motores a gasolina y diesel	0.3 a 0.8
Generadores y motores eléctricos	1.2 a 2.0
Ejes con cojinetes de autoalineación	3.0 a 4.0
Máquinas herramientas	2.0 a 4.0
Ferrocarriles	1.2 a 1.8

Kingsbury demostró que para un arco de apoyo β cualquiera, existe una determinada razón de excentricidad o un cierto valor h_0/c que produce la máxima capacidad de carga, y otro valor que da la mínima pérdida de energía por rozamiento. Los cojinetes diseñados según estas condiciones se llaman cojinetes óptimos.

De acuerdo a la información obtenida por (CFE) tenemos en el plano los siguientes datos que fueron tomados para las condiciones del diseño de la chumacera considerando las normas de la misma.

Datos técnicos.

Potencia $P = 250\,000\text{ HP}$

Altura de caída $H = 91,5\text{ m}$

Caudal $Q = 219\text{ m}^3/\text{seg}$

Velocidad $n = 128,6\text{ RPM (60 Hz)}$

Velocidad de embalamiento $n_{max} = 245\text{ RPM}$

Diámetro de entrada en la espiral $D_e = 5700\text{ mm}$

Diámetro de entrada en el rodete $D_1 = 4650\text{ mm}$

Diámetro de salida en el rodete $D_2 = 5285\text{ mm}$

ANALISIS

Aplicamos trigonometría (sector circular). Con esto podemos calcular la carga máxima de la masa rotativa.

La ecuación para calcular el segmento basculante se define por:

$$A = \left(\frac{1}{2} \theta \text{ rad}\right) (r^2) \quad (1)$$

Sabiendo que son 14 segmentos.

Otra forma de calcular y rectificar es aplicando la ecuación.

Entonces:

El ángulo de uno de los segmentos es $25,7^\circ$ que esto es igual a 0.448 rad .

Obtenemos la siguiente ecuación (3.2.1):

$$A = \left(\frac{1}{2} \theta_{rad}\right) (r)^2$$

$$A = (0.224)(76,77)^2 = \mathbf{1320 \text{ Plg}^2}$$

Para la masa rotativa sabemos que la carga se dividirá en 14 segmentos de 1320 pulgadas cuadradas para soportar dicha carga.

Teniendo en cuenta los valores para el diseño con base a los datos técnicos obtenidos en la C.H. Angostura (CFE).

Así mismo obtuvimos la carga axial a partir de los datos técnicos, la carga es de **800 Mpa**, se genera durante el servicio y es transmitida a la tapa de la turbina.

El cojinete de $D = 153.54 \text{ Plg}$ con $\frac{L}{D} = 1$ debe soportar una carga de $w = 28666009 \text{ Kip}$ con una velocidad $n = 128 \text{ RPM}$ con un juego diametral de $Cd = 0.004 \text{ Plg}$.

Calculamos las ecuaciones (3.2.2) a la (3.2. 21) obteniendo:

1. la viscosidad absoluta para el aceite.

$$h_\infty = 2h_\infty = 2 \left(\frac{0.0008}{0.004}\right) = 0.4$$

Obtenemos:

$$\frac{L}{D} = 1, \frac{h_0}{c} = 0.4, \quad S = 0.121$$

$$\left(\frac{r}{c}\right)^2 \left(\mu \frac{n}{p}\right) = 0.121 = S$$

Pero

$$\frac{r}{c} = \frac{D}{cd} = \frac{153.54}{0.004} = \mathbf{3838 Plg}$$

$$p = \frac{W}{LD} = \left(\frac{28666009}{(153.54)(153.54)}\right) = \mathbf{1215.9 Psi}$$

Por lo tanto

$$\mu = \frac{Ps}{\left(\frac{r}{c}\right)^2 n} = \frac{(1215.9)(0.121)(60)}{(1 \times 10^6 - 6)(128)} = \mathbf{0.0000689684 Reynolds}$$

$$\mu = \mathbf{0.0000689684 Reynolds}$$

2.- Se tiene que para condiciones óptimas de mínimo rozamiento.

$$\frac{h_\infty}{c} = 0.31$$

$$h_\infty = (0.002)(0.31) = \mathbf{0.00062}$$

Este valor de h_0 , garantiza de acuerdo con los resultados obtenidos por Raimondi y Boyd un cojinete óptimo con rozamiento mínimo.

Dado que el valor h_0 , es pequeño se deben tener cuidado especial por la construcción del muñón en lo que respecta a su superficie, ya que si esta no lo suficientemente lisa puede ocurrir el contacto metálico entre las partes del cojinete.

Por lo consiguiente:

$$f = 2.4 \left(\frac{c}{r}\right) = 2.4 \left(\frac{2.4}{76.77}\right) = \mathbf{625244 \times 10^{-5}}$$

3.- Para la carga máxima.

Entonces aplicamos la ecuación ya expresada y obtenemos:

$$P = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \left(\mu \frac{n}{S}\right) = \frac{(76.77)^2 (0.0000689684) (128)}{(0.002)^2 (0.045) (60)} = \mathbf{4816666.6 Psi}$$

$$W = 4816666.6 (153.54)(153.54)$$

$$W = \mathbf{113550660540 \text{ lbf}}$$

Encontramos la carga máxima que nos servirá de guía para considerar la característica del diseño de la chumacera teniendo en cuenta las condiciones y las normas de (CFE). Con esto podemos saber si la chumacera tipo kingsbury tiene dicha capacidad.

CALCULAR EL COEFICIENTE DE FRICCIÓN Y LA VISCOSIDAD ABSOLUTA MEDIA DEL LUBRICANTE

Tenemos la chumacera que tiene in diámetro de 1200mm que se considera un juego diametral de $C_d = 0.076 \text{ mm}$, y una relación de longitud diámetro de 1, con una $P_m = 3.52 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$ para el muñón, con una $T_m = 71 \text{ }^\circ\text{C}$ aplicando una $F_r = 5.89 \text{ kgf}$ y gira a 1200 RPM .

Sabemos que $P = \frac{W}{PL}$ siendo $D L$ el área proyectada

Luego

$$W = P D L = (3.52 \text{ kgf})(120)(120) = \mathbf{50688 \text{ kgf}}$$

La fuerza de roce la hemos expresado como:

$$F_r = f W$$

Siendo f el coeficiente de roce.

Por lo tanto:

$$f = \frac{F_r}{W} = \frac{5.89}{50688} = \mathbf{116.201 \times 10^{-6}}$$

Para la viscosidad se determina usando la ecuación de Newton para fluidos viscosos:

$$\frac{F_r}{A} = \mu \frac{V}{h}$$

Donde, V es la velocidad tangencial periférica del muñón h el juego radial del cojinete y A el área del muñón.

Según lo anterior tenemos:

$$h = c = \frac{C_d}{2} = \frac{0.076}{2} = \mathbf{0.038 \text{ mm}}$$

$$A = \pi D L = \pi (120)(120) = \mathbf{45.2389 \times 10^3}$$

$$V = \pi D n_m = \pi (120) \left(\frac{128.6}{60} \right) = \mathbf{80.80 \text{ cm/seg}}$$

Entonces:

$$\mu = \frac{F_r h}{AV} = \frac{(5.89)(0.038)}{(45.2389 \times 10^3)(80.80)} = \mathbf{0.06123 \times 10^{-6}}$$

Pero $1 \text{ kgf} = 9.8 \times 10^5 \text{ dinas}$

$$\mu = (0.06123 \times 10^{-6})(9.8 \times 10^5) = \mathbf{0.060 \text{ poise}}$$

De acuerdo a la ecuación de fluidos viscosos encontramos que el valor es ideal para el tipo de aceite para el diseño, las condiciones y normas de Comisión Federal de Electricidad.

CONCLUSION

A lo largo de este trabajo se hizo un análisis integral de un cojinete combinado, lo primero que se analizó fue el sistema de enfriamiento del aceite a través del método exergético con este análisis se comprobó que el sistema de enfriamiento del aceite tiene una baja eficiencia, esta eficiencia es la proporción entre la exergía del producto y la exergía del recurso, para el intercambiador de calor su finalidad debe ser el aumento de exergía en la corriente fría a costa de la reducción de exergía de la corriente caliente la exergía del producto es precisamente el aumento en la exergía en la corriente fría, este aumento es muy pequeño dentro del intercambiador de calor por esa razón su eficiencia es muy baja. El análisis de aceite se realizó para cada muestra obtenida en la condición de nuevo se encontró que presenta un nivel de degradación química con una alerta de falla alta, para el cojinete de carga el nivel de degradación química aumento más con respecto al aceite nuevo pero no se encontraron partículas sólidas en suspensión y tampoco había presencia de humedad en el aceite. De la misma manera que el aceite del cojinete de carga al análisis para el aceite del cojinete guía sigue arrojando degradación química en condición de alerta de falla alta; pero además presentó presencia de partículas sólidas suspendidas. El aceite recuperado también manifestó degradación química en condición de alerta de falla alta misma que fue detectada desde la condición del aceite nuevo.

BIBLIOGRAFIA

- 1.- Chumacera para el grupo turbina Hidráulica-Generador del eje vertical. (CFE).

2.- Rehabilitación de cojinetes de turbina Pelton por medio de la elaboración de aleaciones antifricción. (CFE).

3.- Libro de diseño en ingeniería mecánica shingley 9° edición.

4.- Álvarez, G.E. (1992).Tribología, Fricción, Desgaste y Lubricación. Ediciones UCLV.

5.- Cengel, Yunos A. (2007). Transferencia de calor y masa. México: Mc Graw Hill.