

REPÚBLICA DE CUBA
MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR



FACULTAD DE METALURGIA Y ELECTROMECAÁNICA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO DE DIPLOMA

En opción al título de ingeniero mecánico

Análisis de cojinetes radiales de contacto deslizante de los
ventiladores de tiro forzado de la termoeléctrica
“Lidio Ramón Pérez”

Autor: Alexander Leyva Mormul

Tutores: Prof. Asist., Ing. Amauris Gilbert Hernández, Ms. C.

Prof. Tit., Ing. Isnel Rodríguez González, Dr. C.

MOA, 2016
“Año 58 de la Revolución”

DECLARACIÓN DEL AUTOR

Yo, Alexander Leyva Mormul:

Autor de este trabajo de diploma así como los tutores, Amauris Gilbert Hernández e Isnel Rodríguez González, declaramos la propiedad intelectual al servicio del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa, para que disponga de su uso cuando estime conveniente.

Diplomante: Alexander Leyva Mormul

Tutor: Amauris Gilbert Hernández

Tutor: Isnel Rodríguez González



PENSAMIENTO

El porvenir del país está ligado directamente al desarrollo de la ciencia y la técnica. Nunca podremos caminar con nuestros propios pies, mientras no tengamos una tecnología avanzada, basada en una técnica propia, en una ciencia propia. Por ello, la tarea de crear ingenieros es importante...

“Si no existe organización, no existe racionalidad, las ideas después del primer impulso, van perdiendo eficacia, van cayendo en la rutina, en el conformismo y acaban por ser simplemente un recuerdo”.

Ernesto Che Guevara

DEDICATORIA

A mis padres Oscar Sinecio Leyva Gonzáles y Ekaterina Ivanovna Mormul por ser el eslabón principal en la unión de los retos de la vida, a mi hermano Andrey Leyva Mormul por ser el faro de guía que me condujo a tan importante logro de convertirme en un profesional de la ingeniería mecánica; en resumen a mi familia, que fueron la fuente de inspiración para poder ser hoy una persona preparada científico y culturalmente, capaz de poder enfrentar los desafíos de la vida sabiendo que he de salir triunfador de estos.

AGRADECIMIENTOS

Si no fuera por los esfuerzos constantes que realiza la Revolución Cubana, hoy no sería lo que soy, por eso, le brindo mi eterno agradecimiento a este hermoso país, a sus dirigentes, a sus instituciones donde se incluye el Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa “Dr. Antonio Núñez Jiménez” en la cual, fue donde me formé como ingeniero mecánico gracias a la preparación máxima, de todo el claustro de profesores que integran el departamento de ingeniería mecánica, a mis tutores DrC. Isnel Rodríguez González y MsC. Amauris Gilbert Hernández, que me brindaron el tiempo necesario para que el presente trabajo de diploma salga con la calidad requerida, a todo el colectivo de la dirección técnica de la Empresa Termoeléctrica “Lidio Ramón Pérez” en especial, al MsC. Juan Carlos Peña Céspedes e Ing. Carlos Hernández Herrera quienes fueron los encargados de mi preparación técnica profesional durante el tiempo de inserción laboral, que, conllevó a que hoy pueda poseer un pequeño dominio del proceso tecnológico de dicha entidad, a mis padres, hermano, vecinos y familia en general, a todas aquellas personas que de una forma u otra brindaron su granito de arena en esta larga y compleja tarea de graduarme como un profesional cubano. Por todas las cosas buenas que han sucedido durante este prolongado tiempo y las que en un futuro vendrán, no me queda otra palabra que no sea decirles:

MUCHAS GRACIAS.

RESUMEN

En el trabajo se realiza el análisis del diseño y funcionabilidad de los cojinetes radiales de deslizamiento, de los ventiladores de tiro forzado que suministran aire a los generadores de vapor de la Empresa Termoeléctrica “Lidio Ramón Pérez”, para esto, se calcularon los parámetros fundamentales de diseño, detectando de esta manera, que las holguras son muy pequeñas y la película de lubricante no cumple la condición de separar las superficies de contacto, por lo que el sistema se encuentra bajo régimen límite de lubricación, de forma que no se garantizan las condiciones de operación, resultando ineficiente, el enfriamiento de las chumaceras. Se propone un sistema de lubricación forzada, el cual cumple con las condiciones para el adecuado funcionamiento de los cojinetes. Por último, se muestra el efecto económico de la propuesta realizada, ascendente a 20 929,48 CUP + 841,568 CUC.

SUMMARY

Present work an analysis of the design and functionality of the radial bearings of slip, in fans that supply air to the vapor generators of the Thermoelectrical Company "Lidio Ramón Pérez" was carry out, for this, the fundamental parameters of design were calculated, detecting that the looseness are very small and the lubricant doesn't complete the condition of separating the contact surfaces, because of that the system is low régime limit of lubrication. On the other hand, the system of lubrication used at the moment in the machine, doesn't guarantee the operation conditions, being inefficient, the cooling of the plain contact bearings. To solve that problem is intends a forced system of lubrication, which fulfills the conditions for the appropriate operation of the bearings. Lastly, the economic effect of the carried out proposal is shown, upward at 20 929, 48 CUP + 841,568 CUC.

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN	1
1. MARCO TEÓRICO DE LA INVESTIGACIÓN	4
1.1. Introducción.....	4
1.2. Máquinas soplantes centrífugas.....	4
1.2.1. Sopladores centrífugos.....	4
1.2.2. Compresores de fluidos.....	5
1.2.3. Ventiladores centrífugos	5
1.3. Cojinetes de máquinas.....	10
1.3.1. Ventajas e insuficiencias de los cojinetes de contacto rodante.....	12
1.3.2. Ventajas e insuficiencias de los cojinetes de contacto deslizante.....	13
1.3.3. Fabricación de los cojinetes antifricción.....	13
1.3.4. Características de los cojinetes de deslizamiento	17
1.3.5. Campos de aplicación de los cojinetes de deslizamiento.....	17
1.3.6. Parámetros de los cojinetes de deslizamiento	19
1.4. Lubricación en cojinetes.....	20
1.4.1. Regímenes de en cojinetes lisos.....	20
1.5. Factores que influyen en la selección de lubricantes para cojinetes lisos	24
1.5.1. Descripción de los factores para la selección de lubricantes	24
1.6. Conclusiones del capítulo 1.....	26
2. MATERIALES Y MÉTODOS DE LA INVESTIGACIÓN	27
2.1. Introducción.....	27
2.2. Técnicas y procedimientos para la solución de problemas. Ley de Pareto	27
2.3. Base para efectuar los cálculos de análisis de enfriamiento de chumaceras	28
2.4. Procedimiento de cálculo	29
2.4.1. Flujo de aceite en la lubricación de la holgura.....	31
2.4.2. Presión nominal de operación ejercida en los cojinetes.....	33
2.4.3. Enfriamiento del cojinete	34
2.5. Diseño de los cojinetes radiales de contacto deslizante	43
2.5.1. Holgura diametral y radial	44
2.5.2. Rugosidad superficial para cada superficie.....	45

2.5.3. Espesor mínimo de la película de lubricante	45
2.5.4. Número de Sommerfeld y viscosidad dinámica del lubricante.....	45
2.5.5. Temperatura de operación de la película de lubricante.....	47
2.5.6. Ubicación angular del espesor mínimo de la película de lubricante y relación de excentricidad relativa.....	50
2.5.7. Coeficiente de fricción.....	51
2.5.8. Material adecuado para la construcción de los cojinetes	52
2.6. Conclusiones del capítulo 2.....	53
3. ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE LOS RESULTADOS	54
3.1. Introducción.....	54
3.2. Resultados del diagrama de Pareto.....	54
3.3. Descripción geométrica operacional de los cojinetes de deslizamiento.....	56
3.3.1. Resultados de los parámetros técnicos funcionales.....	56
3.3.2. Resultados de los parámetros de diseño	66
3.4. Características técnicas del aceite lubricante industrial Cubalub ISO VG Turbo 46.....	69
3.5. Análisis de parámetros funcionales del ventilador de tiro forzado A de la unidad #2.....	69
3.6. Valoración económica.....	71
3.7. Impacto medioambiental	73
3.8. Conclusiones del capítulo 3.....	74
CONCLUSIONES GENERALES	75
RECOMENDACIONES	76
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	77
ANEXOS	80

INTRODUCCIÓN

Nuestro país, en su empeño por desarrollarse económicamente ha realizado grandes inversiones en el sector energético y la industria en general, así tenemos que hasta 1959, la capacidad de suministro energético instalada no sobrepasaba los 400 MW (Oliva, Centelles, Silva, & Beatón, 1988), en la actualidad contamos con una potencia que supera los 3 000 MW, lo que equivale a 7,5 veces mayor que en aquel entonces. De tal manera, unas de las líneas de trabajo aprobadas en el VII Congreso del Partido Comunista de Cuba hasta el año 2030, se encuentran las relacionadas con la energía, en este aspecto Alfredo López, ministro del MINEM (Ministerio de Energía y Minas) manifestó: “La autosuficiencia energética es un asunto de seguridad nacional que preocupa a todos los países del mundo” (Castro & Alejandro, 2016).

Cuba cuenta hasta el momento con ocho plantas termoeléctricas con potencias instaladas de 65 a 500 MW aportando cada una de estas, del 2 al 20 % de suministro de energía eléctrica a la demanda del sistema nacional, entre estas plantas, se encuentra la Empresa Termoeléctrica (ETE) “Lidio Ramón Pérez” ubicada al noreste de la provincia de Holguín en el municipio de Mayarí, integrada por dos bloques de generación térmica con potencia instalada de 250 MW cada uno y un grupo de Fuel – Oil de 60 MW para un total de 560 MW, representando el 20,4 % del suministro de electricidad al sistema electro energético nacional (Peña, 2009).

La fuente primaria de energía de dicha planta, lo constituyen los combustibles fósiles (Crudo MAZUT 1 400) de producción nacional, por lo que se hace necesario la preparación de este a través de las posiciones de primer y segundo impulso o área de preparación del combustible para lograr una eficiencia tecnológica del proceso del 39 a 41 % (ver Figura 6 de los anexos) siempre y cuando la disponibilidad de los equipos auxiliares sea satisfactoria. Entre los aparatos que constituyen la estación anteriormente mencionada, están los denominados ventiladores de tiro forzado (VTF) de aspiración bilateral, cuya función primordial, es el suministro de aire atmosférico en exceso al generador de vapor a través de los conductos de aire, para lograr la quema del combustible (Sánchez, 2013).

Si bien estos equipos se diseñan para lograr un objetivo particular, cuentan con una serie de elementos mecánicos, que le permite lograr el funcionamiento adecuado para las condiciones de explotación a la que están expuestos, entre los elementos más importantes, no se debe dejar de mencionar las chumaceras radiales de contacto deslizante que son las encargadas de apoyar el árbol rotor y soportar las presiones de trabajo expuestas por este último, estos elementos, están recubiertos

por materiales antifricción que pudiera ser una aleación de babbitt o bronce con propiedades positivas para características de funcionamiento diversas, pero mayoritariamente, se ven afectados por la no existencia de una película de lubricante que se encargue, de la separación de las superficies de contacto o amortiguamiento de los niveles de vibraciones emitidos por la máquina en general, lo que provoca el rechazo o mantenimiento continuo de las chumaceras, ocasionando así, la indisponibilidad de las más variadas máquinas que se emplean en procesos de producción continua, como los ya denominados ventiladores de tiro forzado.

Situación Problemática

En la Empresa termoeléctrica (ETE) “Lidio Ramón Pérez”, existen varios ventiladores que son indispensables para el proceso tecnológico, entre estas máquinas centrífugas, se encuentran los llamados ventiladores de tiro forzado que poseen parámetros de funcionamiento efectivos y están diseñados para que sus componentes soporten las condiciones de trabajo, desde la puesta en marcha hasta el mantenimiento correspondiente; en determinado momento, durante su funcionamiento, se requiere de la intervención en algunos de estos para realizar cambios de cojinetes radiales de contacto deslizante, afectados por incrementos de la temperatura y del nivel de vibraciones de la máquina soplante, ocasionando de esta manera, la necesidad de cambiar los cojinetes y la salida de servicio temporal del aparato en cuestión, trayendo consigo la disminución de la capacidad de carga de la unidad generadora, gastos económicos considerables a la entidad a favor de los servicios técnicos de fabricación y montaje de dichos elementos y por último, almacenamiento continuo de materiales despreciables dentro de los depósitos de materias primas.

De la situación problemática expuesta anteriormente se identifica el siguiente:

Problema

Insuficiente conocimiento de las causas que provoca el deterioro prematuro de los cojinetes radiales, de contacto deslizante, utilizados en los ventiladores de tiro forzado en la Empresa Termoeléctrica (ETE) “Lidio Ramón Pérez” de Felton.

Objeto de estudio

Cojinetes radiales de contacto deslizante en ventiladores de tiro forzado.

Objetivo general

Realizar el análisis del diseño y funcionabilidad de los cojinetes radiales, de contacto deslizante, en los ventiladores de tiro forzado que suministran aire a los generadores de vapor, de la Empresa

Termoeléctrica (ETE) “Lidio Ramón Pérez” a fin, de determinar las posibles causas de su deterioro prematuro.

Objetivos específicos

1. Seleccionar, de acuerdo con las normas, el sistema de enfriamiento adecuado de las chumaceras radiales de deslizamiento.
2. Determinar el valor de espesor mínimo de la película de lubricante, que garantice la separación de las superficies de contacto entre el árbol del ventilador de tiro forzado y los cojinetes de deslizamiento.
3. Proponer soluciones para incrementar la durabilidad de los cojinetes de deslizamiento.

Campo de acción

Lubricación de cojinetes radiales de contacto deslizante.

Hipótesis

El cálculo verificativo de diseño, al igual que la selección del método más eficiente de enfriamiento de los cojinetes radiales de contacto deslizante, permitirá determinar las causas de sus frecuentes roturas y proponer acciones que garanticen, reducir el deterioro prematuro e incrementar la durabilidad de los cojinetes de contacto deslizante, en los ventiladores de tiro forzado de la Empresa Termoeléctrica “Lidio Ramón Pérez”.

Tareas de investigación

1. Búsqueda bibliográfica, acerca de las principales características técnicas y condiciones de explotación de los cojinetes radiales de contacto deslizante.
2. Selección del sistema de enfriamiento de las chumaceras radiales de contacto deslizante.
3. Cálculo de diseño, de los cojinetes radiales de contacto deslizante de los ventiladores de tiro forzado.
4. Propuesta de soluciones para incrementar la resistencia de los cojinetes.
5. Análisis de los resultados, impacto ambiental y económico.

1. MARCO TEÓRICO DE LA INVESTIGACIÓN

1.1. Introducción

Las máquinas en general son aparatos poderosos de que se sirve el hombre para la producción, en los cuales están previamente calculados los efectos de las fuerzas de potencia, roce, peso y resistencia, así como sus movimientos, teniendo como fin la utilización de las fuerzas de la naturaleza, para modificarlas, transformarlas, transmitir las y gastarlas con la debida oportunidad y la conveniente celeridad, a fin de que den el resultado apetecido, pues aunque carecen de voluntad, de inteligencia y de destreza, funcionan con mayor ajuste, regularidad y precisión que el más despejado obrero (Céspedes, 2013).

Estos aparatos, si bien tienen movimientos constantes, circunscritos y regulados por sus piezas, y si bien no piensan, juzgan y deliberan en sus procedimientos, el hombre los impulsa, los dirige y las adapta a sus fines productores, en calidad de auxiliarse de su trabajo (Larrazabal, 2013).

Este capítulo tiene como objetivo: Establecer el marco teórico de la investigación, respecto a las particularidades de los cojinetes de deslizamiento, con influencia de los lubricantes en la correcta explotación de dichos elementos, a partir de la sistematización del conocimiento de la bibliografía consultada.

1.2. Máquinas soplantes centrífugas

Las máquinas soplantes pueden dividirse en tres clases generales, que a semejanza de las bombas, no tienen marcada una clara línea de separación entre ellas. Estas tres clases según Church (1976) se les designa con las denominaciones de:

- Sopladores centrífugos.
- Compresores de fluidos.
- Ventiladores centrífugos.

1.2.1. Sopladores centrífugos

Un soplador es una máquina destinada a la compresión de aire o de un gas mediante la fuerza centrífuga hasta una presión final no superior a $2,46 \text{ kg/cm}^2$ (0,24 MPa) (Ramos, 1994). No se usa en ellos la refrigeración con agua, pues el costo adicional del sistema refrigerante no resulta justificado en vista de la ganancia relativamente pequeña que se obtiene con estas presiones de trabajo.

Cuando se usan en aplicaciones especiales se les da algunas veces otras denominaciones. En la industria del gas, los sopladores usados para extraer los gases de los hornos de coquefacción son conocidos con la denominación de aspiradores. Si la presión en la aspiración es superior a la atmosférica, el soplador es conocido con la denominación de compresor o alimentador (Church, 1976).

1.2.2. Compresores de fluidos

Los compresores de fluidos, también llamados compresores centrífugos radiales, son un tipo especial de turbomaquinaria que incluye bombas, ventiladores, o compresores (Wales & Sears, 2013). Los modelos más primitivos de este tipo de máquina eran las bombas y los ventiladores, lo que diferencia a estos de los compresores es que el fluido de trabajo puede ser considerado incompresible, permitiendo así, un análisis preciso a través de la ecuación de Bernoulli (Church, 1976). Los compresores centrífugos producen un incremento de densidad mayor que un 5 %, además, la velocidad relativa del fluido puede alcanzar un número de Mach de 0,3 si el fluido de trabajo es aire o nitrógeno, por otra parte, son máquinas destinadas a comprimir un aire o un gas hasta una presión final superior a $2,46 \text{ kg/cm}^2$ (0,24 MPa), estableciendo, asimismo, que tales aparatos están invariablemente refrigerados con agua. Algunas veces se aplica esta denominación a las máquinas multicelulares en general, independientemente de las presiones finales o de la refrigeración. Aunque se han construido compresores para presiones que exceden de los $7,03 \text{ kg/cm}^2$ (0,7 MPa), son las máquinas alternativas las que comúnmente se emplean para presiones mayores de $3,515 \text{ kg/cm}^2$ (0,35 MPa) (Mataix, 1986).

1.2.3. Ventiladores centrífugos

Un ventilador es una máquina de fluido concebida para producir una corriente de aire, es la turbomáquina que absorbe energía mecánica y la transfiere a un gas, proporcionándole un incremento de presión no mayor de 1,0 mm de agua aproximadamente, por lo que da lugar a una variación muy pequeña del volumen específico y suele ser considerada una máquina hidráulica (Wales & Sears, 2013). Los ventiladores se usan cuando se requieren bajas presiones (desde unos pocos centímetros de columna de agua hasta $0,07 \text{ kg/cm}^2$ (0,007 MPa)) y grandes volúmenes comparativamente. Funcionan a velocidades relativamente pequeñas, estando, por lo general, la cubierta y el rodete contruidos de plancha de acero.

1.2.3.1. Ventiladores centrífugos, sus características geométricas principales

Los principales elementos que componen un ventilador centrífugo, según Ramos (1994) se muestran en la Figura 1.1.

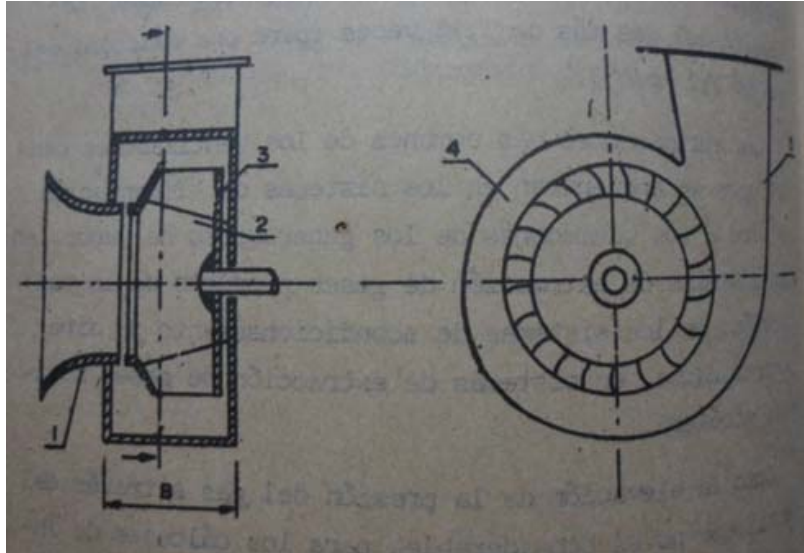


Figura 1.1. Esquema de un ventilador centrífugo, 1- Conducto de entrada, 2- Impelente, 3- Álabes, 4- Voluta, 5- Conducto de descarga (Fuente: Ramos, 1994).

1. Conducto de entrada: El conducto de entrada es el encargado de conducir el gas desde el exterior del ventilador hacia el interior del impelente, pueden tener varias configuraciones, la selección de estos dependen de las posibilidades constructivas y del costo permisible del ventilador.
2. Impelente: En el impelente del ventilador, como en toda máquina centrífuga, ocurre la entrega de energía al fluido que penetra en él, estos generalmente están formados por los discos delantero y trasero, y los álabes que se encuentran fijos entre ambos, en ocasiones se emplean impelentes semiabiertos que carecen del disco delantero. El parámetro característico de los impelentes de los ventiladores centrífugos es su diámetro exterior, el cual se define por el borde de salida de los álabes, ya que existen ventiladores en los cuales este diámetro es menor que el diámetro exterior de los discos del impelente (Ramos, 1994).
3. Álabes: Los álabes de los impelentes de los ventiladores centrífugos generalmente son curvos, aunque en algunas construcciones pueden emplearse álabes rectos. El conjunto de álabes del impelente, también llamado corona de álabes, se caracteriza por un parámetro denominado densidad de la corona, se define como la relación entre la longitud del álabe y el paso o distancia medida sobre la cuerda, entre dos álabes contiguos, en el radio medio (Sánchez, 2013).

4. Voluta: La voluta de un ventilador centrífugo, tiene como función la recolección del flujo que sale del impelente y conducirlo en una dirección determinada, de igual forma, convertir parte de la carga dinámica en presión. El diseño de la voluta se puede realizar de acuerdo con la espiral logarítmica o empleando la llamada construcción cuadrada, la cual se denomina así porque toma como base un cuadrado cuyo lado es la cuarta parte del ancho, según indica la Figura 1.2. La sección transversal de la voluta de los ventiladores centrífugos, generalmente es rectangular y de ancho constante (Ramos, 1994).

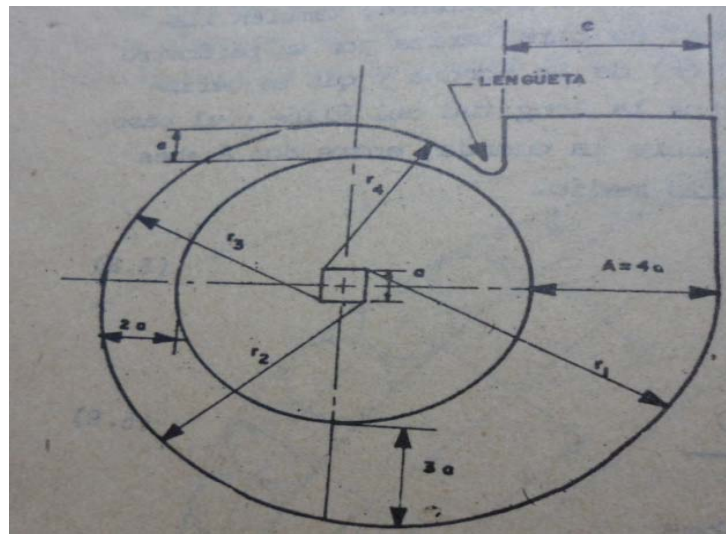


Figura 1.2. Construcción de la voluta por el método del cuadrado (Fuente: Ramos, 1994).

5. Conducto de descarga: Se puede considerar igual a los conductos de entrada, una cuestión particular de estos, es que las dimensiones pueden ser mayores o menores a la de los conductos de entrada, eso está en dependencia de las características de la instalación.

1.2.3.2. Instalación de los ventiladores centrífugos

Cuando se proyecta una instalación de estos tipos de equipos o se procede al montaje de las unidades, deben observarse ciertas precauciones para asegurar su funcionamiento satisfactorio.

Las conexiones de la tubería con la máquina soplante, deben estar sostenidas independientemente, a fin de evitar que se presionen sobre la cubierta, lo cual podría ser causa de rozamientos (Ramos, 1994). Para reducir las pérdidas por rozamiento y turbulencia, todas las tuberías deben ser tan cortas y resistentes como sea posible, asimismo, los codos deben ser de radios grandes, pudiéndose emplear álabes directores suplementarios para los tamaños superiores (Navarrete, 1986). Si la máquina solamente aspira aire de la atmósfera, la toma debe estar dispuesta en el exterior de la casa de máquinas a fin de que el aire sea más frío, la entrada tiene que protegerse de los objetos extraños,

así como del polvo y de la lluvia, en caso de penetrar en la máquina soplante serían causa de averías (Laurencio, 2015).

La velocidad en la tubería de aspiración, debe mantenerse baja a fin de disminuir las pérdidas por rozamiento y turbulencia, oscilando su valor máximo alrededor de los 24,5 m/s. En la abertura de la toma de aire es posible que se originen fuertes ruidos, en los casos que ello cause molestias, pueden usarse silenciadores. La caída de presión a través de los mismos, debe ser pequeña (menos de 50,8 mm de agua) para evitar una estrangulación excesiva de la corriente.

El gasto puede regularse estrangulando la tubería de aspiración o la de impulsión mediante registros o válvulas de mariposa. Si se trata de varias unidades funcionando en paralelo, y en los casos de ciertas instalaciones de una sola máquina, como por ejemplo, las del soplado de un alto horno, debe disponerse de una válvula de retención en la tubería de impulsión para evitar el retroceso de la corriente (Church, 1976). En tales aplicaciones, es necesario disponer una válvula secundaria de salida en la tubería de impulsión entre el turbosoplador y la válvula de retención. Ello permite que la corriente a través de la máquina sea suficiente, para engendrar una presión superior a la del sistema y pueda contribuir al suministro. Cuando los gases van siendo suprimidos entra en funcionamiento la válvula derivando el gas hacia la aspiración. Estas válvulas pueden ser de accionado manual o mediante un mecanismo regulador (Mataix, 1986).

1.2.3.3. Principio de funcionamiento

Según Church (1976), el funcionamiento de estos tipos de máquinas soplantes es similar al de las bombas, los cuales en los períodos de arranque y de paro, debe estrangularse la corriente a fin de reducir la carga sobre el motor. Durante su funcionamiento, puede decidirse que la única atención que requieren es la comprobación ocasional de la temperatura de los cojinetes y del suministro de aceite.

Periódicamente, debe procederse al desmontado de la máquina y examen de su desgaste y corrosión, particularmente de los pasos laberínticos, los cuales son de fácil deterioro.

1.2.3.4. Aplicaciones particulares

Las aplicaciones más comunes de los ventiladores centrífugos, se encuentran en los sistemas de alimentación de aire a los generadores de vapor, en los sistemas de extracción de gases producto de la combustión, en los sistemas de acondicionamiento de aire centralizados, en sistemas de extracción de gases nocivos, entre otros (Ramos, 1994).

La ejecución de una instalación, solamente se lleva a cabo después de detenido estudio y de amplias consultas con el constructor de la máquina soplante. A continuación se consideran las condiciones usuales de funcionamiento, dimensiones y características especiales de los ventiladores en sus diferentes aplicaciones.

1. Ventiladores para cubilotes: Para el suministro de aire a una presión efectiva comprendida entre 0,0 703 y 0,14 061 kg/cm² (0,007 y 0,014 MPa) en los cubilotes de los talleres de fundición se emplean turboventiladores, los cuales pueden ser de aspiración uni o bilateral, según sea su capacidad. Generalmente funcionan a 3 550 min⁻¹, estando sus capacidades comprendidas entre 17 y 424 m³/min. Los ventiladores de este tipo se usan para ventilación de túneles, minas, entre otros.
2. Ventiladores para altos hornos: Las unidades son de gran tamaño, estando sus capacidades comprendidas entre 566 y 3 390 m³/min. Normalmente se requiere una presión efectiva de 0,424 a 0,566 kg/cm² (0,042 a 0,056 MPa), pero en ocasiones la carga puede amontonarse de tal forma que produzca una obstrucción. En tales casos, puede ser necesario disponer de una presión hasta 0,990 kg/cm² (0,099 MPa) para destruir dicha obstrucción (Laurencio, 2015). La velocidad del ventilador está comprendida por lo general, entre 2 600 y 3 000 min⁻¹, estando usualmente acoplado directamente con una turbina de vapor, a causa de que la potencia requerida es muy grande y de la mayor sencillez de regulación de la velocidad. Corrientemente, se trata de un turboventilador multicelular con cuatro o cinco escalonamientos de presión, careciendo por lo general, de refrigeración (Wales & Sears, 2013).
3. Ventiladores para el gas de los altos hornos: Los gases que salen de un alto horno, generalmente se queman para ser utilizados en la calefacción de una caldera a fin de mejorar el rendimiento de la instalación (Mataix, 1986). En algunos casos, este gas se mezcla con el gas de un horno de coque antes de su combustión. Para la conducción del gas hasta la caldera, se usa un ventilador para gases de alto horno. La presión efectiva engendrada es alrededor de 0,14 061 kg/cm² (0,014 MPa), y como la densidad del gas es aproximadamente la unidad, es suficiente un solo escalonamiento de presión. Los gases son primeramente enfriados en un sistema refrigerador por transmisión y mezclados con aire, de forma que la temperatura de entrada en el ventilador sea alrededor de los 37,2 °C (Wales & Sears, 2013).
4. Ventiladores de tiro forzado de las centrales termoeléctricas: Para las calderas de las centrales termoeléctricas, se fabrican ventiladores y aspiradores de humo con caudales de 4,5 a 900 · 10³ m³/hrs y unas presiones de más de 9 810 Pa, su aspecto es mostrado en la Figura 1.3.

Los ventiladores de tiro forzado succionan aire con temperaturas de 22 a 38,5 °C, suministrándolo por un sistema de conductos a través de un calentador de aire a la cámara de combustión del hogar de la caldera. La presión desarrollada por los ventiladores sopladores, se determina por las resistencias de los conductos de aire y por la presión requerida en la cámara de combustión del hogar de la caldera. Los ventiladores sopladores que funcionan con aire frío, se hacen con paletas perfiladas, dobladas hacia atrás, es decir $\beta_2 < 90^\circ$. El rendimiento de estos ventiladores alcanza un 88 % (Cherkasski, 1986).

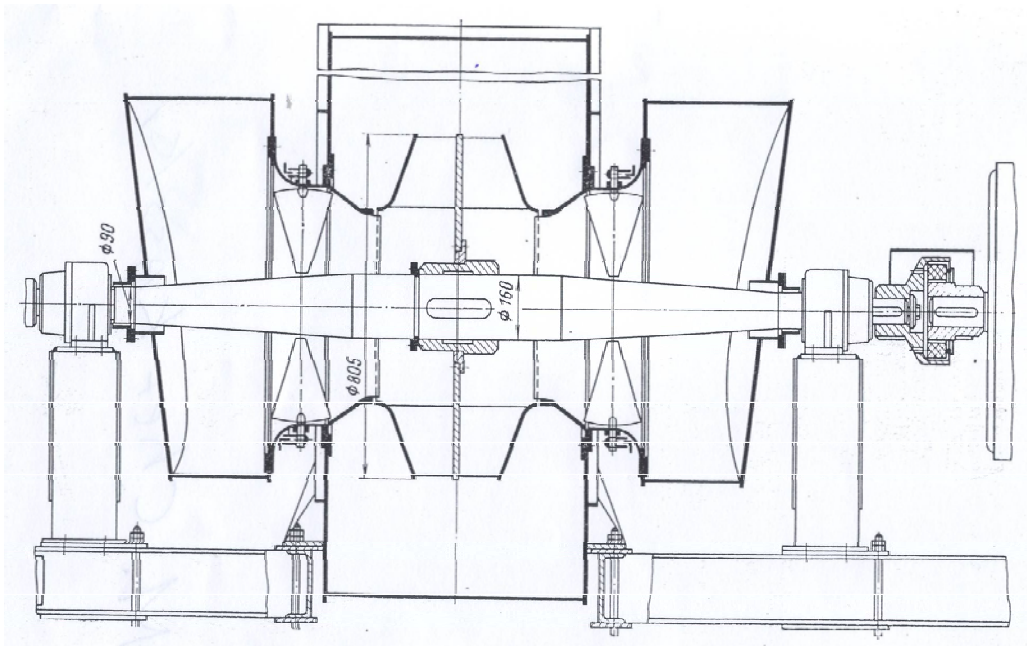


Figura 1.3. Ventilador de alta presión de aspiración bilateral (Fuente: Cherkasski, 1986).

1.3. Cojinetes de máquinas

Un cojinete en ingeniería, es la pieza o conjunto de elementos sobre las que se soporta cargas y gira el árbol transmisor de momento giratorio de una máquina. Los cojinetes, según Budynas (2008), se clasifican en dos formas específicas:

1. Cojinetes de contacto rodante: Un rodamiento o cojinete de rodadura (Figura 1.4), es un tipo de cojinete, el cual es un elemento mecánico que reduce la fricción entre un eje y las piezas conectadas a éste por medio de rodadura, que le sirve de apoyo y facilita su desplazamiento (Vanegas, 2009). Dependiendo de su función y de las cargas aplicadas, los elementos de rodadura pueden ser: bolas, rodillos cilíndricos, rodillos cónicos, o rodillos cilíndrico-esféricos (López J.

A., 2012). En los rodamientos el movimiento rotativo, según el sentido del esfuerzo que soporta, pueden ser axiales, radiales y axiales-radiales.

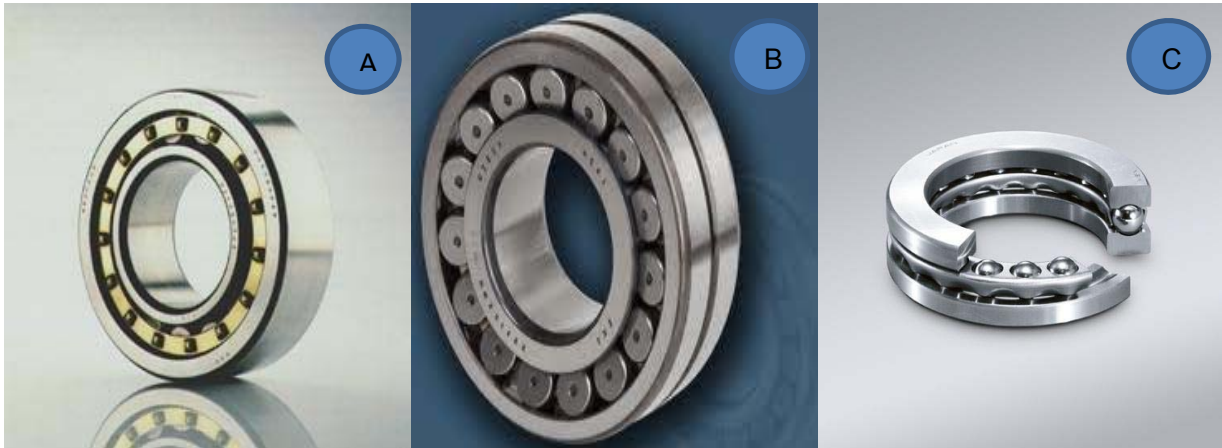


Figura 1.4. Diversos tipos de cojinetes de rodamientos, A) Cojinetes rígidos de bolas, B) Cojinetes rotulados, C) Cojinetes axiales (Fuente: Vanegas, 2009).

2. Cojinetes de contacto deslizante: En un cojinete de deslizamiento, dos casquillos tienen un movimiento en contacto directo, realizándose un deslizamiento por fricción, con el fin de que esta sea la menor posible. La reducción del rozamiento, se realiza según la selección de materiales y lubricantes. Los lubricantes tienen la función de crear una película deslizante que separe los dos materiales o evite el contacto directo entre estos, tal como se muestra en la Figura 1.5. Al tocarse las dos partes, que es uno de los casos de uso más solicitados de los cojinetes de deslizamiento, el desgaste en las superficies de contacto limita la vida útil (Budynas, 2008).

La generación de la película lubricante que separa por una lubricación completa las superficies de contacto, requiere un esfuerzo adicional para elevar la presión y que se usa sólo en máquinas de gran tamaño para grandes cojinetes de deslizamiento (Hobson, 1970). Al igual que los cojinetes de contacto rodante, estos se clasifican en radiales, axiales y radial-axiales.

Un cojinete radial es el que soporta esfuerzos radiales, que son esfuerzos de dirección normal a la dirección que pasa por el centro de su eje, como por ejemplo una rueda, es axial si soporta esfuerzos en la dirección de su eje, ejemplo en quicio, y axial-radial si los puede soportar a los dos, de forma alternativa o combinada (Dominguez, 2014).

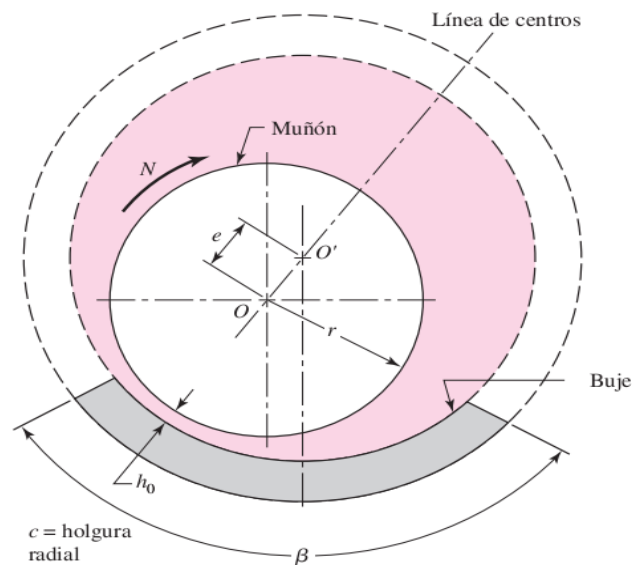


Figura 1.5. Parámetros de un cojinete de deslizamiento (Fuente: Budynas, 2008).

1.3.1. Ventajas e insuficiencias de los cojinetes de contacto rodante

Los cojinetes de contacto rodante, en comparación con los de contacto deslizante, poseen las ventajas que a continuación se presentan según Dobrovolski (1978):

- Pequeñas pérdidas por rozamiento durante la puesta en marcha.
- Gran fiabilidad de atrancamiento y seguridad de incendios.
- Reducido costo de los materiales de lubricación.
- Baratura relativa de los cojinetes de los tipos estandarizados de producción en masa.
- Simplicidad de servicios técnicos.

Sus deficiencias fundamentales son las siguientes tal como plantea Budynas (2008):

- Los cojinetes de contacto rodante resultan ser más rígidos debido a que es pequeña el área de las superficies de contacto de los elementos de contacto.
- Tiempo de servicio limitado y especialmente en los casos de grandes cargas y velocidades.
- Gran dispersión de los plazos de servicio de los cojinetes de un lote, los cuales trabajan en las condiciones de los mismos parámetros de régimen.
- Inutilidad, en algunos casos, para el montaje ya que los anillos de los cojinetes de contacto rodante son de piezas entera, por ejemplo, no se puede emplear dichos cojinetes en los muñones de biela y de apoyo intermedio del cigüeñal.

1.3.2. Ventajas e insuficiencias de los cojinetes de contacto deslizante

Faires (2002) y Jordan (2004) plantean que, las ventajas principales de los cojinetes de contacto deslizante consiste en la dirección más exacta del árbol, puesto que la cantidad de elementos que influyen en la precisión es menor en estos cojinetes que en los de contacto rodante, la capa lubricante que se forma entre el muñón y el casquillo en los cojinetes de contacto plano, constituye una especie de almohada oleosa que amortigua los golpes y choques que se transmiten del árbol a la bancada de la máquina, el funcionamiento fiable a gran frecuencia de rotación, para la cual es muy pequeña la longevidad de los cojinetes de contacto rodante, la posibilidad de desempalmarlos durante el montaje, por ejemplo en los cigüeñales. Dichos cojinetes admiten el funcionamiento siendo ensuciado el lubricante, es decir, en las condiciones cuando los de contacto rodante, resultan incapaces para el funcionamiento.

Las insuficiencias fundamentales de los cojinetes de este tipo, refieren en las grandes pérdidas por rozamiento durante los arranques y las considerables pérdidas por rozamiento al trabajar en el régimen estacionario, cuando no hay posibilidad de asegurar el régimen de rozamiento líquido, así como eliminar el desgaste aumentado por los muñones de los árboles.

1.3.3. Fabricación de los cojinetes antifricción

El buen funcionamiento de un cojinete antifricción, según lo descrito anteriormente, depende en gran parte de las propiedades mecánicas de las aleaciones que lo forman, y de un buen funcionamiento basado en una buena lubricación, pero también es necesario considerar su proceso de fabricación. El primer objetivo en el momento de decidir el material y de hacer el cálculo de dimensiones, es el de conseguir que el cojinete permita un establecimiento fácil del régimen hidrodinámico, y por tanto, funcione a la temperatura lo más baja posible (según la viscosidad necesaria para el lubricante), dónde las superficies enfrentadas tengan un mínimo número de tensiones provocadas por la fricción. Se deben tener en cuenta los siguientes factores:

- La relación entre la longitud y el diámetro.
- El juego del árbol dentro del cojinete.
- Las ranuras de engrase nunca deben estar cerca de las zonas de máxima presión.
- La estructura exterior del cojinete (el soporte del metal blanco), debe ser la adecuada para la capa de metal antifricción, evitando la flexión en las cargas oscilantes y soportando los posibles esfuerzos laterales a los que pueden estar sometidos los cojinetes.

Por estas razones, el soporte debe ser suficientemente rígido y la adherencia del metal blando debe ser perfecta. La intercara entre los dos metales, debe de soportar también dichos efectos, asegurando así, una conductividad térmica eficaz y por ende, el buen funcionamiento del cojinete; la mala adherencia es una de las causas más frecuentes del fallo de un cojinete, junto con las averías por mala lubricación del conjunto. La calidad en el método de antifricciónado (o patentado) es determinante para asegurar un buen funcionamiento del cojinete, influyendo sobre este, su geometría y diseño (Comas, 2011).

1.3.3.1. Materiales para la fabricación de los cojinetes de contacto deslizante

Los cojinetes para carga radial, suelen ser los más corrientes y consisten esencialmente en un árbol de acero que gira dentro de un cilindro. Este último puede ser un casquillo completo sólido, pero generalmente está dividido, en el sentido del árbol, en dos casquillos que se acoplan el uno al otro. Los casquillos completos se emplean generalmente para trabajos ligeros, especialmente en aquellos casos en los que el cojinete, se encuentra en el extremo del árbol y también, cuando interesa controlar el juego y mantenerlo dentro de los límites muy precisos, como en los husillos de rectificadoras y cabezales de tornos (Hobson, 1970).

El material del cojinete que se encuentra en contacto con el árbol se escoge en función de las siguientes características:

- ✓ Capacidad de soporte de carga.
- ✓ Resistencia a la fatiga.
- ✓ Resistencia al gripado: Consiste esencialmente en la medida de la tenencia del material a soldarse con el árbol si estableciere contacto con este durante el movimiento.
- ✓ Conformabilidad: Es la propiedad de ajustar su superficie a la del árbol, cuya característica suele estar asociada a la propiedad de cicatrización, o sea, la de eliminar, por frotamiento, las crestas o ralladuras formadas por cuerpos extraños que pueden estar presentes en el aceite (Ricardo, 2011).
- ✓ Incrustabilidad: Aptitud para recibir e incrustar en su superficie cuerpos extraños, que así, se eliminan de la superficie activa del cojinete (Budynas, 2008).
- ✓ Resistencia a la corrosión.
- ✓ Conductividad: Propiedad de eliminar el calor de la superficie frotante.

En la práctica industrial, los cojinetes no se construyen exclusivamente a partir de una determinada aleación si exceptuamos el caso de los casquillos sólidos pequeños, sino que dicha aleación, se

adapta a un casquillo que antes era de latón o de bronce, pero que hoy suele ser de acero, con el que se reduce la cantidad de material sumamente caro que se necesita y a la vez, se le comunican al cojinete las características de resistencia y rigidez, de que suele carecer el revestimiento constituido por la aleación (Navarrete, 1986).

Según Dobrovolski (1978) y Reshetov (1987), los materiales para cojinetes que se emplean con más frecuencia se citan a continuación junto con sus propiedades más destacadas.

1. Metal blanco: Expresión que se emplea para designar cualquier material que consta de un metal blando en el que se incrustan pequeñas esferas de un compuesto duro, estas esferas comunican a dicho material una elevada resistencia al desgaste, mientras que el metal blando cede y se extiende con facilidad para ofrecer una superficie de trabajo. El principal inconveniente de los materiales blancos es su resistencia a la fatiga y capacidad de soporte de carga relativamente bajas, ambas propiedades disminuyen rápidamente al aumentar la temperatura. Los revestimientos de metal blanco de base de plomo y estaño de un espesor apreciable (superior a 0,4 mm), pueden emplearse con cargas de hasta 350 MPa y velocidades tangenciales de 150 m/min y temperaturas de 100 °C como máximo en la superficie del cojinete. Las propiedades de resistencias de las capas muy finas de metal blanco, en el orden de 0,025 a 0,125 mm, son bastantes distintos a la de los revestimientos más gruesos.
2. Metales blancos de base estaño o babbitt: El metal babbitt se emplea habitualmente como una capa superficial fina en un complejo, una estructura multimetal, su uso original se realizaba la colada en lugar del material del cojinete, este se caracteriza por su resistencia a la corrosión por frotamiento. 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 (GOST 1320 - 74, 1975). Cuando el estaño se utiliza como el metal más suave, la fricción hace que este se funda y funcione como un lubricante, que protege el cojinete contra el desgaste cuando otros lubricantes están ausentes (Reshetov, 1987).

Estos materiales dan un excelente rendimiento, funcionan satisfactoriamente con un árbol de acero blando y ofrecen una buena resistencia a la corrosión. Sus buenas propiedades pueden atribuirse a que están compuestos por esferillas duras incrustadas en una matriz blanda y plástica, su mayor desventaja es la reducida resistencia a la fatiga, especialmente cuando el espesor del revestimiento del cojinete es de 0,4 mm o más, por otra parte, el estaño es un metal caro y frecuentemente escasea. Si el contenido de plomo de la aleación suele ser del

0,5 % como máximo, fuese superior al 3,5 %, ello puede dar lugar a algunos inconvenientes, si el contenido de plomo alcanza esta proporción, la aleación se vuelve tan blanda que puede desgastarse rápidamente al entrar en servicio. A continuación se muestra la Tabla 1.1, donde se exponen las diferentes marcas de material babbitt en función de parámetros de trabajo (presión, velocidad tangencial, temperatura, tensión de trabajo).

Tabla 1.1. Condiciones de empleo de los metales babbitt

Marca del Babbitt	Presión específica P (MPa)	Velocidad Tangencial v (m/s)	Tensión de trabajo P·v (MPa · m/s)	Temperatura de trabajo t (°C)
B88	19,61 - 14,71	50	73,55	75
B83	14,71 – 9,80	50	73,55 – 49,03	70
B83C	14,71 - 49,03	50	73,55 - 49,03	70
B16	9,80	30	29,41	70
BH	9,80 – 7,45	30	29,41 – 19,61	70
BC6	14,71	-	-	70

Fuente: [GOST 1320 – 74 \(1975\)](#)

3. Metal blanco de base plomo: Durante muchos años, esta se consideró como un sustituto más barato e inferior de la aleación de base estaño. El principal inconveniente de las aleaciones de base plomo con respecto a las de base estaño, residía en que su resistencia era bastante menor y su tendencia a la corrosión muy superior, y el primero de esos inconvenientes ha desaparecido, ya que en este aspecto las aleaciones de plomo endurecidas por álcalis, suelen ser superiores a los babbitt de base estaño, pero la susceptibilidad a la corrosión, aunque atenuada en cierto grado, sigue siendo una desventaja, sobre todo en el caso de la aleación endurecida con álcalis. El metal blanco de ambos tipos examinados, tiene una resistencia a la fatiga y a la deformación relativamente baja, y se ha comprobado, que el cojinete clásico provisto de revestimiento de 3 mm de espesor de metal blanco, era de duración corta cuando se sometía a cargas elevadas de la maquinaria moderna.
4. Revestimientos delgados de babbitt: Su resistencia a la fatiga aumenta rápidamente al disminuir el espesor del revestimiento por debajo de 0,4 mm, aunque en ello se verifica un incremento de las características de incrustabilidad y conformabilidad. Hoy en los motores de combustión interna, se emplean corrientemente revestimientos de un espesor que oscila entre 0,02 y 0,127 mm, generalmente en forma de depósito sobre otros materiales de cojinetes que son superiores en resistencia pero inferiores en otros aspectos al metal blanco. La resistencia de las

aleaciones de base plomo y estaño, es prácticamente la misma y su vida de resistencia a la fatiga, es de tres a cinco veces más larga que la de un revestimiento de gran espesor del mejor metal blanco (López D. G., 2010).

5. Aleación de cobre – níquel impregnada: Esta aleación permite también superar la baja resistencia a la fatiga de los babbitt corrientes, se sinteriza un polvo de cobre níquel sobre un refuerzo de acero, al que suelda para formar una matriz esponjosa, a continuación se añade el metal blanco fundido que impregna la matriz y la recubre con una capa de aproximadamente 0,05 mm de espesor. Al cabo de un período prolongado de servicio de un metal de este tipo, se puede observar un número muy elevado de pequeñas fisuras, pero respecto a todas las demás características su estado es satisfactorio (Hobson, 1970).

1.3.4. Características de los cojinetes de deslizamiento

Budynas (2008), describe las características principales de los cojinetes de deslizamiento que se muestran a continuación:

- No deben rayar ni dañar la superficie del árbol que soportan.
- Tienen que soportar temperaturas superiores a 150 °C sin sufrir deformaciones.
- Tiene que resistir la acción corrosiva que tienen los ácidos de algunos aceites.
- Se deben fabricar con las tolerancias óptimas para su buen funcionamiento.
- El cojinete debe tener un coeficiente de fricción reducido.
- El material debe ser un buen conductor del calor, para evitar acumulación del mismo con la deformación de las partes que dañen su funcionamiento.
- Debe tener una buena dureza para evitar que la carga que se le aplique, deforme las superficies.

1.3.5. Campos de aplicación de los cojinetes de deslizamiento

Según Reshetov (1987), los cojinetes de deslizamiento en la industria moderna de construcción de maquinaria, se usan mucho menos que los rodamientos, sin embargo, hay campos muy importantes donde los cojinetes de deslizamiento tienen una aplicación preferente o igual que los rodamientos.

En estos campos se emplean:

- Cojinetes que según las condiciones de montaje deben hacerse partidos (ver Figura 1.6), por ejemplo, para los árboles acodados.

- Cojinetes para árboles muy veloces, que funcionan a velocidades con las que la duración de los cojinetes de rodamiento, que aguantan grandes tensiones locales, es muy corta.
- Cojinetes diseñados para guiar con alta precisión los árboles, ya que los cojinetes de deslizamiento tienen una cantidad menor de piezas, que afectan la precisión, que los de rodamiento, y la capa de aceite lubricante compensa los errores del gorrón.
- Cojinetes destinados para los árboles extrapesados, para los cuales puede ser necesaria la fabricación individual de los cojinetes de rodamiento, y ellos pueden resultar mucho más caros.
- Cojinetes sometidos a fuertes sacudidas, golpes y cargas de vibración, a causa de la acción de amortiguación de la capa de aceite lubricante.
- Cojinetes que requieren dimensiones diametrales muy pequeñas, por ejemplo, los cojinetes de los árboles dispuestos muy cerca uno del otro.
- Cojinetes que trabajan en el agua, medios agresivos, con lubricante muy sucios, es decir, en condiciones en las cuales los cojinetes de rodamiento no pueden funcionar.



Figura 1.6. Chumacera partida de deslizamiento radial (Fuente: [Comas, 2011](#)).

Las aplicaciones actuales en las que se requiere el uso de cojinetes antifricción son muy diversas, y se ha demostrado el buen funcionamiento de la tecnología implicada y de las técnicas de fabricación de este tipo de componentes. La funcionalidad de los cojinetes antifricción es amplísima, existiendo numerosas aplicaciones, materiales y geometrías. Los cojinetes de metal babbitt son adecuados para cargas grandes con velocidades pequeñas y viceversa, para diámetros de árboles elevados pero de longitud pequeña y viceversa, para distintos espesores de pared y diferentes requerimientos mecánicos, y todo con una gran variedad de materiales para aplicar según sea conveniente en cada caso ([Comas, 2011](#)).

1.3.6. Parámetros de los cojinetes de deslizamiento

El rendimiento de un cojinete difiere en forma drástica, en función de qué tipo de lubricación se lleva a cabo. Existe un decremento considerable en el coeficiente de fricción cuando la operación cambia de lubricación límite a lubricación por película completa. El desgaste disminuye al obtener una lubricación por película completa. Por tanto, es pertinente que se comprendan las condiciones bajo las que se origina uno u otro tipo de lubricación (Quijorna, 2007).

Según Budynas (2008) y Dobrovolski (1978), generar una lubricación por película completa, la más recomendable de los tipos de lubricación, se prefiere cuando existen cargas ligeras, velocidades de giro relativamente altas entre las partes móviles y fijas y lubricantes de alta viscosidad que se abastecen en forma copiosa hacia los cojinetes. La viscosidad del lubricante se indica con μ , la velocidad de giro por medio de n y la carga en el cojinete mediante la presión p . La presión se calcula dividiendo la carga radial que se aplica en el cojinete entre el área proyectada del mismo, es decir el producto de multiplicar la longitud por el diámetro. El efecto del parámetro de cojinetes se puede observar en la Figura 1.7 que se presenta posteriormente, donde se muestra el coeficiente de fricción f frente al valor de $\mu n/p$. Con valores bajos de $\mu n/p$, se lleva a cabo lubricación límite y el coeficiente de fricción es alto entre 0,08 y 0,14. A valores altos de $\mu n/p$, se genera una película hidrodinámica completa, y por lo general, el valor de f se encuentra en el rango de 0,001 a 0,005. Entre la lubricación límite y la de película completa, se genera la lubricación mixta, que es una combinación de las dos anteriores. Es muy recomendable evitar la zona de película mixta porque es virtualmente imposible predecir cómo trabajará el sistema de cojinetes. La curva en esta zona es muy pronunciada, por consiguiente el más mínimo cambio en cualquiera de los tres factores, μ , n o p , provoca un cambio considerable en el coeficiente de fricción, lo que origina un rendimiento deficiente de la máquina.

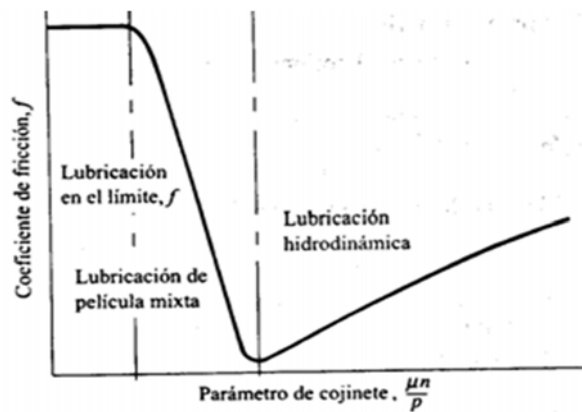


Figura 1.7. Funcionamiento del cojinete y tipos de lubricación (Fuente: Quijorna, 2007).

1.4. Lubricación en cojinetes

La lubricación de un cojinete, se produce por la formación de una capa de lubricante entre la superficie del cojinete y el árbol. La presión que se desarrolla en esta capa, tiene que hacer flotar el árbol sobre el cojinete. Si el cojinete se ha fabricado correctamente, y si funciona en condiciones ideales, la película continua de aceite separa siempre las dos superficies metálicas, evitando el contacto (Benlloch, 1986).

Plantea Comas (2011) y Hobson (1970) que, cuando el cojinete no trabaja en las condiciones óptimas, la película de aceite lubricante se rompe localmente o completamente y da como resultado, zonas de fricción metal-metal, afectando a las superficies de los dos componentes en contacto y provocando gripaje. Si las condiciones de carga, velocidad y lubricación son normales, el fallo de la película puede venir por un reglaje incorrecto de la alineación, que induce presiones excesivas en determinados puntos, o por la presencia de partículas abrasivas en el agente lubricante.

Aunque el conjunto se mantenga bien alineado, y con la lubricación correcta con un aceite limpio de impurezas, en cualquier arranque o parada del equipo la película de aceite se rompe, pues la velocidad de rotación del eje es demasiado baja y no puede garantizar una presión hidrodinámica suficiente. La utilización de una capa de metal blanco como recubrimiento interior de un cojinete, atenúa al efecto de condiciones desfavorables; el efecto de una mala alineación se reduce por la deformación plástica del metal y las impurezas, pueden incrustarse en la capa. Si el cojinete trabaja en régimen hidrodinámico con lubricación perfecta, la fricción aumenta ligeramente al aumentar la velocidad de rotación del conjunto; cuando el cojinete arranca o para, es inevitable encontrarse con situaciones en las que hay fricción metal-metal o en un estado de funcionamiento en el que el régimen hidrodinámico no es el adecuado (Farías, 2008). Sin embargo, esta fricción se puede reducir al mínimo gracias a la baja dureza de las aleaciones empleadas, pues la avería se limita a la superficie más blanda. Además, estas aleaciones tienen bajo punto de fusión, así se puede evitar la combustión del lubricante en zonas de fuerte presión instantánea, en las que la temperatura puede subir repentinamente y provocar fusiones de material blanco localizadas. Por la alta conductividad térmica, disipan las altas temperaturas y permiten que el lubricante conserve su viscosidad (Martínez, 1992).

1.4.1. Regímenes de lubricación en cojinetes lisos

En función del régimen del cojinete y de las condiciones de lubricación, la fricción puede ser semiseca, limítrofe o líquida; su aspecto es mostrado en la Figura 1.8 y los parámetros de

funcionamiento en la Tabla 1.2. La fricción líquida es más deseable, puesto que excluye totalmente el contacto directo de las superficies de apoyo y prácticamente elimina el desgaste (Gilbert, 2014). El efecto de la capacidad de los aceites lubricantes durante la fricción, se define por diferentes mecanismos, fundamentados sobre la base de dos tipos de efectos:

1. Volumétrico.
2. Superficial.

Los efectos volumétricos garantizan la fricción fluida y los mismos se definen por las propiedades físicas de los aceites: densidad, viscosidad, índice de viscosidad, oleosidad. Los efectos superficiales garantizan la lubricación límite y se definen por las propiedades químicas y físico- químicas de los aceites, es decir, su capacidad de absorción sobre la superficie y de desprenderse de esta a través de reacciones químicas (Delgado, 2006).

Según Shell (2011), la capacidad de los aceites lubricantes se define o se fundamenta en los siguientes efectos:

- Durante la lubricación fluida
 - Efectos de viscosidad.
 - Hidrodinámico.
 - Hidrostático.
 - Efecto viscoelástico.
- Durante la lubricación mixta
 - Efecto de absorción.
 - Efecto de reacción química con las superficies de contacto.
 - Absorción de las capas de óxido.
 - Formación de una capa con los elementos activos de los aditivos.

Durante la lubricación de los elementos de máquinas se pueden distinguir diferentes regímenes de lubricación en dependencia de:

- La carga normal de la superficie.
- Velocidad de deslizamiento entre los cuerpos.
- Microgeometría superficial.
- Propiedades de los lubricantes utilizados.
- Forma geométrica de los cuerpos en contacto.

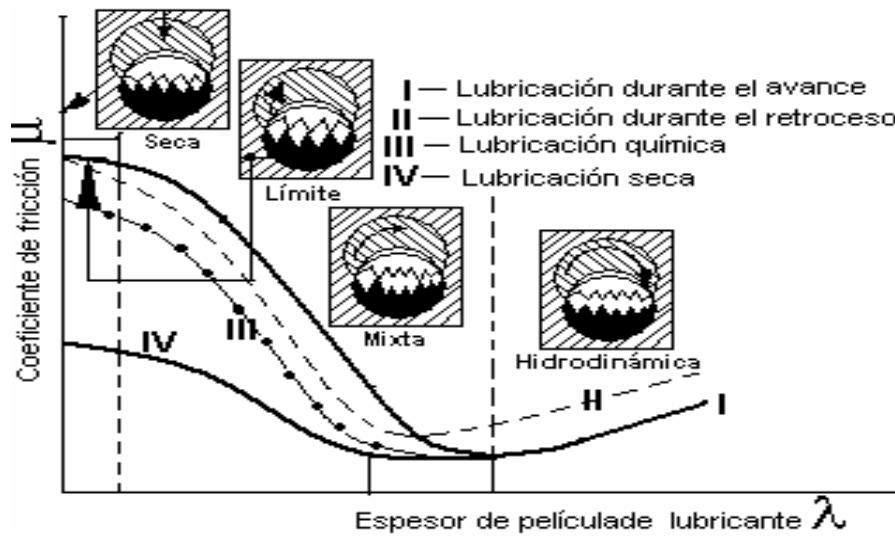


Figura 1.8. Regímenes de lubricación (Fuente: Castillo, 2007).

Tabla 1.2. Parámetros de los regímenes de lubricación

Régimen de lubricación	Espesor de Película (μm)	Coefficiente Espesor de película (λ)	Coefficiente de fricción (f)
Límite	0,005 – 0,1	< 1	0,03 – 0,4
Mixta	0,01 – 1,0	1 - 3	0,02 – 0,2
Elastohidrodinámica	0,01 - 10	3 - 10	0,01 – 0,1
Hidrodinámica	1 - 100	> 6	0,001 – 0,01

Fuente: Castillo (2007)

1.4.1.1. Lubricación límite

Llamada también lubricación de película delgada, se origina cuando el espesor de la película de lubricante se reduce por cualquier circunstancia, como puede ser un aumento de la temperatura del fluido, produciéndose un contacto parcial metal – metal entre las dos superficies (Reshetov, 1987).

1.4.1.2. Lubricación mixta

En los cojinetes lubricados se produce fricción mixta. El lubricante, en algún punto de las superficies de contacto, y tocando sólo las puntas, establece una reducida resistencia al deslizamiento (Benloch, 1986).

1.4.1.3. Lubricación hidrodinámica

Se caracteriza por la existencia de una película de lubricante de tal espesor que evita que se produzca el contacto entre las asperezas, constituye el régimen de lubricación óptimo en los sistemas tribológicos debido al bajo valor del coeficiente de fricción y a la no existencia prácticamente del

desgaste, tal como se muestra en la Figura 1.9. La zona de lubricación fluida se puede dividir en dos subzonas a saber: 1- Lubricación elasto-hidrodinámicas en uniones sometidas a grandes cargas que provocan la deformación elástica de las capas superficiales y 2- Lubricación hidrodinámica característica de régimen de cargas ligeras (Castrol, 2011).

En cojinetes de fricción, cuando se requiere bajas pérdidas de energía y durabilidad (por ejemplo, para la conversión de energía en una turbina, o en generadores), se aplica la lubricación completa. La película de lubricante debe estar a presión para separar las superficies de contacto, para lograr la resistencia al apoyo de uno sobre el otro. En cojinetes hidrostáticos se dispone de alguna bomba de aceite, en cojinetes hidrodinámicos la presión de la película del aceite de lubricación entre las dos superficies en contacto entre sí, se autogenera por su movimiento, pero esto significa que al iniciar y detener el movimiento no hay presión y existe fricción mixta (Ricardo, 2011).

El efecto hidrodinámico consiste en la auto formación de una cuña lubricante entre las superficies, como resultado del arrastre del lubricante en el huelgo entre los dos cuerpos sin la aplicación de fuerzas externas (Hobson, 1970).

La teoría hidrodinámica a partir de los trabajos realizados por Reynolds (1866) y Budynas (2008) se encuentra ampliamente desarrollada, existiendo métodos analíticos que permiten el diseño óptimo de las uniones tribológicas, los cuales se pueden encontrar en diferentes libros especializados.

Castillo (2007) plantea que, la formación de la cuña hidrodinámica se debe a:

1. Movimiento de una superficie paralela a la otra.
2. Existencia durante el movimiento de un gradiente de presión a lo largo de la película de lubricante, o sea, en dirección del flujo.

Este gradiente de presión en caso general, se produce solo en superficies no paralelas, si el aceite llena el huelgo entre las superficies, se produce la cuña de lubricante. En algunos casos, el efecto hidrodinámico puede surgir entre superficies paralelas y equidistantes debido al efecto térmico que hace que surja un huelgo (Morrow, 1986). La formación de la cuña hidrodinámica, depende de la viscosidad del aceite y de las condiciones de trabajo (presión, velocidad, temperatura), con el aumento de la viscosidad y la velocidad de rotación, se asegura la lubricación hidrodinámica para una carga dada, grandes cargas y velocidades de rotación lentas, no permite la lubricación hidrodinámica (Orellana, 2005).

En este tipo de lubricación, la magnitud de la película de aceite posee gran incidencia en diversos factores que a continuación se muestra:

- Geometría de los cuerpos.
- Viscosidad a presión atmosférica.
- Coeficiente de viscosidad- presión del lubricante.
- Velocidad sumatoria del cojinete.
- Radio de curvatura de los cuerpos en contacto.

Una incidencia menor es ejercida por la carga y el módulo de elasticidad.



Figura 1.9. Lubricación hidrodinámica (Fuente: Shell, 2011).

1.5. Factores que influyen en la selección de lubricantes para cojinetes lisos

En la Tabla 1.3, se muestra los factores que influyen en la selección de lubricantes para los cojinetes lisos, lo cual depende de la viscosidad cinemática y calidad de estos mediante los parámetros técnicos que influyen.

Tabla 1.3. Factores en la selección de aceites

Factores	Parámetros que influyen
Viscosidad	Diámetro del cojinete
	Velocidad de giro del árbol
	Presión en el cojinete
	Temperatura de funcionamiento
Calidad o propiedades	Sistema de lubricación
	Tipo de servicio

Fuente: Benlloch (1986)

1.5.1. Descripción de los factores para la selección de lubricantes

Una vez representada la tabla anterior, se evidencia los parámetros que influyen en los factores para la selección de los aceites empleados en la lubricación de cojinetes lisos, a continuación se describe cada uno de estas cuantificaciones:

- Diámetro: Cuando mayor sea este, más grande es la superficie sobre la cual debe estar esparcida la película de aceite, necesitando normalmente, más viscosidad a mayor diámetro (Benlloch, 1986).
- Por velocidades: Estas pueden clasificarse según Castillo (2007) en:
 - Pequeñas: Menor que 50 min^{-1} .
 - Media: De $50 - 500 \text{ min}^{-1}$.
 - Altas: Mayor de 500 min^{-1} .

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

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

- Presiones: Estas pueden clasificarse según la carga que soporta en:
 - Ligeras: $0,2$ a $1,0 \text{ MPa}$.
 - Media: $1,0$ a $1,8 \text{ MPa}$.
 - Pesada: Aproximadamente de $8,0 \text{ MPa}$.

Las presiones excesivas, son el resultado de un proyecto defectuoso o de una carga excesiva fuera de los límites de diseño (Cubalub, 2009).

- Temperaturas: La temperatura influye mucho a la hora de seleccionar la viscosidad del aceite que debe utilizarse, con el fin de mantener una lubricación y cuña de aceite eficaz, estas se pueden dividir según Benlloch (1986) en:
 1. Bajas: Son generalmente el resultado de condiciones climatológicas o refrigeración, se debe de seleccionar un aceite que mantenga su fluidez a la temperatura deseada.
 2. Moderadas: Suelen ser hasta de $50 \text{ }^{\circ}\text{C}$, poco más o menos lo que puede soportar la mano, no implica ningún problema especial.
 3. Altas: Pueden producirse por las siguientes causas:
 - Por calor friccional, o sea, producido por la fricción propia del cojinete.
 - Por radiación del calor ambiente, por su situación o emplazamiento.
 - Por el calor inducido, o sea, cuando se transmite a través del árbol.
 4. Excesivas: Pueden considerarse excesivas cuando sobrepasa los $80 - 85 \text{ }^{\circ}\text{C}$, cuando estas temperaturas resultan del calor ambiente, la lubricación es posible si la velocidad de giro es

bastante alta, con el fin de que la cuña de aceite sea suficientemente eficaz para mantener una buena película de lubricante, por el contrario, si la velocidad de giro fuera pequeña, requeriría normalmente el empleo de una grasa apropiada (Comas, 2011).

Cuando la temperatura sobrepasa los 50 °C que es la marcada como moderada, debido a su calor friccional requiere inmediata atención, ya que esta temperatura puede reducir la película de aceite y aumentar más el rozamiento y producir más calor friccional que puede destruir el cojinete, para esto se hace necesario comprobar la viscosidad del aceite utilizado. Si por el contrario el aumento de la temperatura es producido bien por calor de radiación o inducido, no hay dificultad en mantener el cojinete en servicio seleccionando el aceite que presente la viscosidad apropiada (Delgado, 2006).

➤ Calidad y propiedades: En cuanto a la calidad del aceite que debe elegirse, o sea, minerales puros o aceites inhibidos contra oxidación, herrumbre, entre otros, depende del sistema de engrase del cojinete si es centralizado o a presión, o es por el contrario engrase manual, también hay que tener en cuenta su servicio o localización, si está expuesta a contaminaciones de agua, polvo, entre otros, o si requieren características o exigencias de extrema presión.

En cuanto a las propiedades de los lubricantes en cojinetes lisos, a continuación se revelan las más significativas:

- Grado de viscosidad adecuado según dimensión, velocidad, carga y temperatura.
- Estabilidad a la oxidación a altas temperaturas.
- No corrosivo.
- Fácil separación del agua.

1.6. Conclusiones del capítulo 1

- La bibliografía consultada es extensa en cuanto a los cojinetes de contacto deslizante, define las principales aplicaciones, forma de construcción y de explotación de estos, en la rama de la industria moderna.
- La correcta selección de un aceite lubricante, depende de varios factores, de ahí, se deduce el análisis de las propiedades y características particulares de estos, en la lubricación de los más diversos pares tribológicos.

2. MATERIALES Y MÉTODOS DE LA INVESTIGACIÓN

2.1. Introducción

Toda máquina, según su tamaño y complejidad de estructura, consta de cierto número de unidades de montaje, es decir conjunto de elementos (piezas). El desarrollo de las estructuras de las piezas está indisolublemente vinculado con el desarrollo técnico de los aparatos en general, el nivel de producción de máquinas y su perfeccionamiento son un índice convincente del desarrollo industrial de un país. Los equipos se perfeccionan continuamente de acuerdo con las nuevas exigencias que imponen las condiciones de explotación y producción, al igual que las nuevas posibilidades que se abren con el desarrollo de la ciencia, con la aparición de nuevos materiales, así como con los nuevos procedimientos de dar a estos una forma conveniente y las propiedades requeridas (Reshetov, 1987).

Este capítulo tiene como objetivo: Establecer la metodología para efectuar el análisis técnico - funcional de los cojinetes de deslizamiento de los ventiladores de tiro forzado.

2.2. Técnicas y procedimientos para la solución de problemas. Ley de Pareto

El análisis de Pareto es una técnica que separa los “pocos vitales” de los “muchos triviales” (Reyes, 2015). La finalidad del análisis de Pareto es poner de manifiesto las desigualdades y tiene como regla, determinar el 20 % de las causas que provocan el 80 % del efecto.

El concepto básico en que se apoya el análisis de Pareto, es la jerarquización de los datos y el análisis se presenta generalmente en un diagrama que presenta una distribución (como el histograma o el gráfico de barras), en que las barras se ordenan de forma descendente, se emplea para llamar la atención sobre las causas que mayor incidencia tiene en los efectos, lo que permite al grupo establecer las prioridades (Carro, 2007). El diagrama de Pareto puede utilizarse con una línea acumulativa o sin ella, cuando se usa la línea acumulativa, esta representa la suma de los porcentajes de las barras verticales, como si se fueran sobreponiendo, una sobre otra, de derecha a izquierda.

Para la elaboración del diagrama de Pareto se utiliza el siguiente procedimiento según Sexto (2004):

- Recopilación de los datos requeridos.
- Ordenamiento de los datos de forma que vayan de la causa (o problema) mayor a la más pequeña.
- Cálculo del total.
- Determinación del porcentaje que representa cada causa (o problema) del total.
- Trazar un eje de coordenadas.
- Graduar la ordenada en porcentajes del 0 al 100 %.

- Construir, de izquierda a derecha, una barra para cada causa (o problema), donde la altura indique la frecuencia, comenzando con la causa mayor y adicionándole el resto, en orden descendente.
- Plotear la línea de porcentaje acumulativo.

2.3. Base para efectuar los cálculos de análisis de enfriamiento de chumaceras

La Norma Cubana ISO 7902, especifica un procedimiento de cálculo para los cojinetes hidrodinámicos lubricados, con la separación completa del árbol y las superficies de deslizamiento por una película de lubricante, usados para cojinetes planos, fiable en el funcionamiento. Se trata de cojinetes cilíndricos circulares que tienen segmentos angulares de 360° , 180° , 150° y 90° , siendo el segmento de arco cargado centralmente. Su holgura geométrica es constante, salvo deformaciones despreciables que son el resultado de la presión de la película lubricante y de la temperatura.

El procedimiento de cálculo sirve para dimensionar y optimizar cojinetes planos, en las turbinas, generadores, motores eléctricos, engranajes, laminadoras, bombas y otras máquinas. Se limita a operaciones estables, es decir bajo las condiciones de operación continua, con la magnitud y dirección de cargar así, con las velocidades angulares de todas las partes de rotación constante. También puede ser aplicado si un cojinete completo es sometido a una fuerza constante que gira a cualquier velocidad. Las cargas dinámicas, es decir, aquellas cuya magnitud y dirección varían con el tiempo, no se tienen en cuenta, pueden ser el resultado de vibraciones e inestabilidades de rotores de giro rápido.

La base de cálculo es la solución numérica a la ecuación diferencial de Reynolds para un cojinete de longitud finita, teniendo en cuenta las suposiciones previas físicas de frontera para la generación de presión que a continuación se muestran:

1. El lubricante corresponde a un fluido newtoniano.
2. Todos los flujos lubricantes son laminares.
3. El lubricante se adhiere completamente a las superficies de deslizamiento.
4. El lubricante es incompresible.
5. La holgura en el área cargada está completamente llena de lubricante. El llenado del área no sometida a carga, depende de la forma en que el lubricante es suministrado al cojinete.
6. Los efectos de las fuerzas de inercia, gravitatorias y magnéticas en el lubricante son despreciables.
7. Los componentes que forman la holgura de lubricación, son rígidos o su deformación es insignificante; sus superficies son los cilindros circulares ideales.

8. El radio de curvatura de las superficies del movimiento relativo es grande comparado con el espesor de la capa de lubricante.
9. El espesor de la película de lubricante en la dirección axial es constante.
10. Las fluctuaciones de la presión dentro de la capa lubricante en dirección normal a la superficie del cojinete, es despreciable.
11. No existe ningún movimiento normal a las superficies del cojinete.
12. El lubricante es isoviscoso en toda la holgura de lubricación.
13. El lubricante es suministrado en el comienzo de la línea del cojinete o donde la holgura es más amplia, la magnitud de la presión de alimentación del lubricante, es despreciable en comparación con la presión de la película.

2.4. Procedimiento de cálculo

Se entiende por el cálculo, la determinación de funcionamiento correcto por cómputo, usando los parámetros de operación reales, que pueden compararse con los parámetros operacionales. Los parámetros operacionales determinados bajo la variación de las condiciones de operación, deben quedar por consiguiente, dentro del rango de permisibilidad comparado con los parámetros operacionales (NC ISO 7902, 2009). Con este fin, las condiciones de operación durante el funcionamiento continuo deben ser investigadas, para lo cual se hace necesario conocer:

- Las características geométricas y técnicas de funcionamiento de los cojinetes de deslizamiento y de la máquina, así como las dimensiones principales de los agujeros de lubricación y propiedades del aceite lubricante empleado, donde es necesario definir los siguientes parámetros que se muestran a continuación:
 - Fuerza aplicada.
 - Frecuencia de rotación del árbol.
 - Ángulo de segmento del cojinete.
 - Diámetro nominal del cojinete.
 - Diámetro máximo del cojinete.
 - Diámetro mínimo del cojinete.
 - Diámetro del agujero de lubricación.
 - Diámetro máximo del muñón.
 - Diámetro mínimo del muñón.
 - Longitud relativa del cojinete.
 - Rugosidad superficial del cojinete.

- Rugosidad superficial del muñón.
 - Características térmicas de funcionamiento.
 - Lubricante, propiedades y características de funcionamiento.
1. Verificar el flujo laminar en función de la temperatura de funcionamiento del cojinete y densidad asumida del aceite lubricante.
 2. La presión nominal de operación ejercida en los cojinetes de deslizamiento, en dependencia de la fuerza aplicada y parámetros geométricos del muñón.
 3. Disipación de calor por convección a la temperatura inicial asumida del cojinete.
 - Viscosidad dinámica efectiva de la película de lubricante a la temperatura inicial asumida del cojinete en el interior de este, en función de los parámetros de entrada.
 - Holgura máxima y mínima relativa del cojinete en correspondencia con los parámetros geométricos de este y del muñón, posteriormente se determina la holgura media relativa de operación.
 - Cambios térmicos de la holgura relativa del cojinete.
 - Holgura relativa efectiva del cojinete.
 - Velocidad angular hidrodinámica efectiva de operación.
 - Número de Sommerfeld, tomando como base la fuerza aplicada, holgura relativa efectiva y parámetros geométricos del cojinete, viscosidad dinámica efectiva de la película de lubricante y velocidad angular hidrodinámica del muñón del árbol de la máquina.
 - La relación de excentricidad a partir del empleo de gráficos en función del número de Sommerfeld, longitud relativa y ángulo de segmento del cojinete.
 - Espesor mínimo de la película de lubricante, a partir del diámetro nominal del cojinete y los resultados obtenidos, en referencia a la holgura relativa efectiva del cojinete y la relación de excentricidad.
 - El coeficiente de fricción específico, mediante gráficos y posteriormente, el valor real del coeficiente de fricción.
 - Flujos de calor producto de la fricción en el cojinete y a través de la chumacera al medio ambiente, en función del coeficiente de fricción, fuerza aplicada y diámetro nominal del cojinete, velocidad angular hidrodinámica del muñón, coeficiente de transferencia de calor, área de transferencia de calor de la superficie de la chumacera, temperatura del cojinete y ambiente.

*Si la temperatura inicial del cojinete calculada es mayor que la asumida, se hace necesario corregirla, una vez corregido dicho parámetro, se debe comparar con la temperatura máxima permisible que experimenta el cojinete, si la calculada es mayor, significa que la disipación de calor por convección no es suficiente y por consiguiente, el lubricante debe ser enfriado con aceite, o sea mediante lubricación forzada, para lo cual se debe seguir la secuencia que a continuación se muestra:

4. Asumir la temperatura inicial de salida del lubricante en el cojinete, en función de este parámetro, determinar la temperatura efectiva de la película lubricante y posteriormente, seguir la secuencia de los pasos del guión # 3.
5. Gastos de flujos de lubricante debido a:
 - Fricción en el cojinete.
 - Generación de presión interna.
 - Presión de inyección.
6. Flujo máximo de aceite lubricante y flujo de calor a través del lubricante, posteriormente se determina la temperatura del lubricante a la salida del cojinete, si esta es menor que la asumida para lubricación forzada, se hace necesario corregirla.

2.4.1. Flujo de aceite en la lubricación de la holgura

Según la base mostrada al inicio del capítulo para efectuar los cálculos de análisis de enfriamiento de chumaceras, hay una serie de condiciones que es de suma importancia su cumplimiento, por tanto, la condición fundamental es la de verificar mediante los parámetros de operación, que el flujo en la lubricación de la holgura es laminar, mediante la ecuación diferencial teórica que correlaciona algunas de las variables de un cojinete de deslizamiento, según Reynolds (1866), la cual se muestra mediante la expresión 1.1, de no ser así, la NC ISO 7902 (2009) no puede ser aplicada para este caso.

$$Re = \frac{\pi \cdot D \cdot n \cdot \frac{C_{r \text{ efect}}}{2}}{\frac{\mu_{\text{efect}}}{\rho}} \leq 41,3 \cdot \sqrt{\frac{D}{C_{r \text{ efect}}}} \quad (1.1)$$

Dónde:

Re - número de Reynolds; adimensional.

D - diámetro nominal del cojinete; mm.

n - número máximo de revoluciones que experimenta el muñón; min^{-1} .

$C_{r\ efect}$ - holgura radial efectiva; mm.

μ_{efect} - viscosidad dinámica efectiva de la película de lubricante a la temperatura inicial asumida del cojinete; Pa · s.

ρ .- densidad del aceite lubricante a la temperatura inicial asumida del cojinete; kg/m³.

La holgura radial efectiva, se determina en función del diámetro nominal y la holgura efectiva relativa del cojinete (multiplicación de dichos parámetros), esta última depende de las holguras máximas y mínimas relativas en correspondencia a la holgura media relativa del cojinete, al igual que del cambio térmico de la holgura relativa del cojinete como base en los coeficientes de expansión lineal del cojinete y del muñón, todo lo anteriormente descrito se evidencia mediante las expresiones que se muestran a continuación:

$$\Psi_{m\acute{a}x} = \frac{D_{m\acute{a}x\ coj} - D_{m\acute{i}n\ mu\~{n}on}}{D} \quad (1.2)$$

Dónde:

$\Psi_{m\acute{a}x}$ - holgura máxima relativa del cojinete; adimensional.

$D_{m\acute{a}x\ coj}$ - diámetro máximo del cojinete; mm.

$D_{m\acute{i}n\ mu\~{n}on}$ - diámetro mínimo del muñón; mm.

$$\Psi_{m\acute{i}n} = \frac{D_{m\acute{i}n\ coj} - D_{m\acute{a}x\ mu\~{n}on}}{D} \quad (1.3)$$

Dónde:

$\Psi_{m\acute{i}n}$ - holgura mínima relativa del cojinete; adimensional.

$D_{m\acute{i}n\ coj}$ - diámetro mínimo del cojinete; mm.

$D_{m\acute{a}x\ mu\~{n}on}$ - diámetro máximo del muñón; mm.

Por tanto, la holgura media relativa de operación del cojinete (Ψ), se define como se muestra seguidamente:

$$\Psi = 0,5 \cdot (\Psi_{m\acute{a}x} + \Psi_{m\acute{i}n}) \quad (1.4)$$

El factor decisivo en el cálculo de la holgura relativa efectiva del cojinete (Ψ_{efec}) a la temperatura efectiva de la película de lubricante (T_{efec}), puede considerarse como la temperatura del cojinete y el muñón (NC ISO 7902, 2009). En la medida en que el coeficiente de expansión lineal del muñón

($\alpha_{l\text{muñón}}$) y del cojinete ($\alpha_{l\text{coj}}$) no difieran, la holgura en frío (20 °C) es igual a la holgura en caliente (T_{efec}). Para el coeficiente de expansión lineal que se difiere para el muñón y el cojinete, el cambio térmico de la holgura relativa ($\Delta\Psi$) del cojinete se describe como:

$$\Delta\Psi = (\alpha_{l\text{coj}} - \alpha_{l\text{muñón}}) \cdot (T_{efec} - 20\text{ °C}) \quad (1.5)$$

Dónde:

$\alpha_{l\text{coj}}$ y $\alpha_{l\text{muñón}}$ - coeficientes de expansión lineal del cojinete y del muñón; K⁻¹.

T_{efec} - temperatura efectiva de la película de lubricante; °C.

Por consiguiente, a todo lo ya mencionado, la holgura efectiva relativa del cojinete (Ψ_{efec}) se describe mediante la expresión:

$$\Psi_{efec} = \Psi + \Delta\Psi \quad (1.6)$$

2.4.2. Presión nominal de operación ejercida en los cojinetes

Los cojinetes de deslizamiento deben ser operado bajo diferentes variantes de condiciones de operación por períodos largos, por tanto, se hace necesario comprobar una serie de parámetros que influyen en el correcto funcionamiento de dichos elementos, entre estos parámetros se incluye la presión nominal de operación del lubricante ejercida en el interior de los cojinetes, por lo cual, junto con el espesor mínimo de la película de lubricante (h_0) y la temperatura del cojinete (T_b), se analiza si los cojinetes pueden ser lubricado sin presión y si es suficiente la disipación de calor por convección, para tal fin, se hará uso de la expresión 1.7, donde en función de la carga máxima ejercida sobre los cojinetes y parámetros geométricos de este, se obtiene el resultado de tan importante variable.

$$p = \frac{F}{l \cdot D} \leq p_{\text{lim}} \quad (1.7)$$

Dónde:

F - fuerza aplicada sobre el cojinete de deslizamiento; N.

l - longitud de contacto del cojinete; mm.

p_{lim} - presión máxima permisible específica del cojinete; MPa.

El valor de la presión nominal de operación según [Mott \(2006\)](#), debe oscilar en el rango de 1,4 a 3,4 MPa, con estas presiones y velocidades de giro relativamente altas, se logra la lubricación hidrodinámica en el sistema que se analiza.

2.4.3. Enfriamiento del cojinete

Durante la explotación del cojinete de deslizamiento, ocurre un incremento de temperatura debido a las fuerzas de rozamiento que ocurren entre las superficies de trabajo. El flujo de calor, producido por la fricción en el cojinete, es disipado a través de la chumacera al medio ambiente y por el lubricante que emerge del cojinete (NC ISO 7902, 2009). En la práctica, uno u otro de los dos tipos de dispersión de calor domina; en la etapa de diseño se desprecia uno, obteniéndose un margen de seguridad adicional, por tanto, se asume lo siguiente:

- Cojinetes lubricados sin presión (por ejemplo la lubricación de anillo) disipa el calor principalmente por convección al medio ambiente.
- Cojinetes lubricados por presión, el calor se disipa principalmente a través del lubricante.

Para tal fin, se hace necesario analizar el comportamiento de dichos elementos mecánicos en función del parámetro temperatura, prácticamente, esto se basa en la determinación de factores importantes de diseño (viscosidad dinámica, espesor mínimo de la película de lubricante y coeficiente de fricción). Según las condiciones tomadas anteriormente, se empezará verificando si la disipación de calor de la chumacera por convección es factible, para tal caso, se toma como base la temperatura inicial del cojinete que debe poseer dentro de los límites correspondientes de funcionamiento (40 – 60 °C) según Dobrovolski (1978) y seguidamente, se determinan los parámetros fundamentales para tal análisis, donde se incluye la temperatura inicial real del cojinete; esta debe ser menor que la asumida para realizar el procedimiento anteriormente descrito.

2.4.3.1. Disipación de calor por convección

Según la NC ISO 7902 (2009), la disipación de calor por convección tiene lugar en la chumacera por conducción térmica (radiación y convección) desde la superficie de la chumacera al medio ambiente. Los procesos complejos durante la transferencia de calor pueden ser resumidos como:

$$H_{p\acute{e}r\acute{d}ida} = k_a \cdot A \cdot (T_b - T_{amb}) \quad (1.8)$$

Siendo:

$$A = \frac{\pi}{2} \cdot (D_h^2 - D^2) + \pi \cdot D_h \cdot B_h \quad (1.9)$$

Dónde:

$H_{p\acute{e}r\acute{d}ida}$ - potencia perdida que puede ser disipada por convección; W.

k_a - coeficiente de transferencia de calor exterior; W/(m² · K).

A - área de transferencia de calor; m^2 .

T_b y T_{amb} - temperatura del cojinete y del medio ambiente respectivamente; $^{\circ}C$.

D_h - diámetro externo de la chumacera; mm.

B_h - ancho de la chumacera respecto al cojinete antifricción; mm.

El coeficiente global de radiación y transferencia de calor por convección depende del material, recubrimiento superficial, geometría, rugosidad superficial, la diferencia de temperatura entre el alojamiento y los objetos circundantes, así como de la velocidad del aire. Algunos valores representativos en referencia a condiciones de operación según Budynaz (2008), se muestran en la Tabla 2.1.

Tabla 2.1. Valores adecuados para k_a

	Valor	Condiciones
k_a	11,35 $W/m^2 \cdot K$	Para el aire en reposo
	15,33 $W/m^2 \cdot K$	Para el aire agitado por el eje
	33,5 $W/m^2 \cdot K$	Para el aire moviéndose a 2,54 m/s

Fuente: Budynaz (2008)

- Velocidad angular

El procedimiento de cálculo se aplica a una operación estable, en particular para cargas constantes en magnitud y dirección y en la que el árbol y el cojinete giran a una velocidad uniforme. La velocidad angular efectiva o velocidad angular hidrodinámica, se da por la expresión que se muestra a continuación:

$$w_h = w_{\text{árbol}} + w_{\text{coj}} \quad (1.10)$$

Dónde:

w_h - velocidad angular hidrodinámica; seg^{-1} .

$w_{\text{árbol}}$ - velocidad angular del árbol; seg^{-1} .

w_{coj} - velocidad angular del cojinete; seg^{-1} .

El valor absoluto de la velocidad angular hidrodinámica, se usará para calcular el número de Sommerfeld, dicho parámetro, es de gran importancia en la ejecución de cálculos de diseño para cojinetes de contacto deslizante.

- Número de Sommerfeld y viscosidad dinámica del lubricante

El efecto combinado de muchas de las variables que intervienen en el funcionamiento de cojinetes bajo lubricación hidrodinámica, se pueden caracterizar por el número adimensional (S), conocido como número de Sommerfeld, en otras literaturas se denomina también como número característico de cojinetes, y se define con la expresión siguiente:

$$S = \frac{F \cdot (\Psi_{efec})^2}{D \cdot l \cdot \mu_{efec} \cdot w_h} \quad (1.11)$$

La viscosidad dinámica está estrechamente vinculada con la temperatura, de tal forma que, si esta última aumenta, la primera disminuye, por tanto, la viscosidad dinámica efectiva del lubricante (μ_{efec}), es determinada por medio de la temperatura efectiva de la película lubricante (T_{efec}), o sea, la temperatura que experimenta el lubricante durante la explotación del cojinete de deslizamiento, proporciona un cambio de propiedades del aceite en uso, influyendo sobre este los parámetros de (viscosidad dinámica, densidad y viscosidad cinemática) los cuales caracterizan el comportamiento y tiempo de vida útil del lubricante. Por otra parte, la viscosidad dinámica también depende de la presión, pero a un grado menor (Budynas, 2008). Para cojinetes bajo condiciones estables y bajo cargas normales de presión específica, la dependencia de la presión puede despreciarse.

- Excentricidad relativa y espesor mínimo de la película de lubricante

La excentricidad relativa, describe junto con el ángulo de posición, la magnitud y posición del espesor mínimo de la película de lubricante (Budynas, 2008). Para un cojinete completo, con ángulo de segmento igual a 360° , el lubricante debe introducirse por la parte de mayor holgura o, con respecto a la dirección de rotación, un poco desplazado antes del ángulo de altitud o posición angular excéntrica relativa del eje a la dirección de la carga (NC ISO 7902, 2009); por otra parte, el coeficiente de relación de excentricidad está en función del número de Sommerfeld, longitud relativa del cojinete y ángulo de segmento, tomando como referencia la Figura 2.1 con la cual, aplicando el procedimiento contrario, o sea, determinando el coeficiente de relación de excentricidad a partir del número de Sommerfeld y la longitud relativa del cojinete, se obtiene el valor adecuado para tal variable.

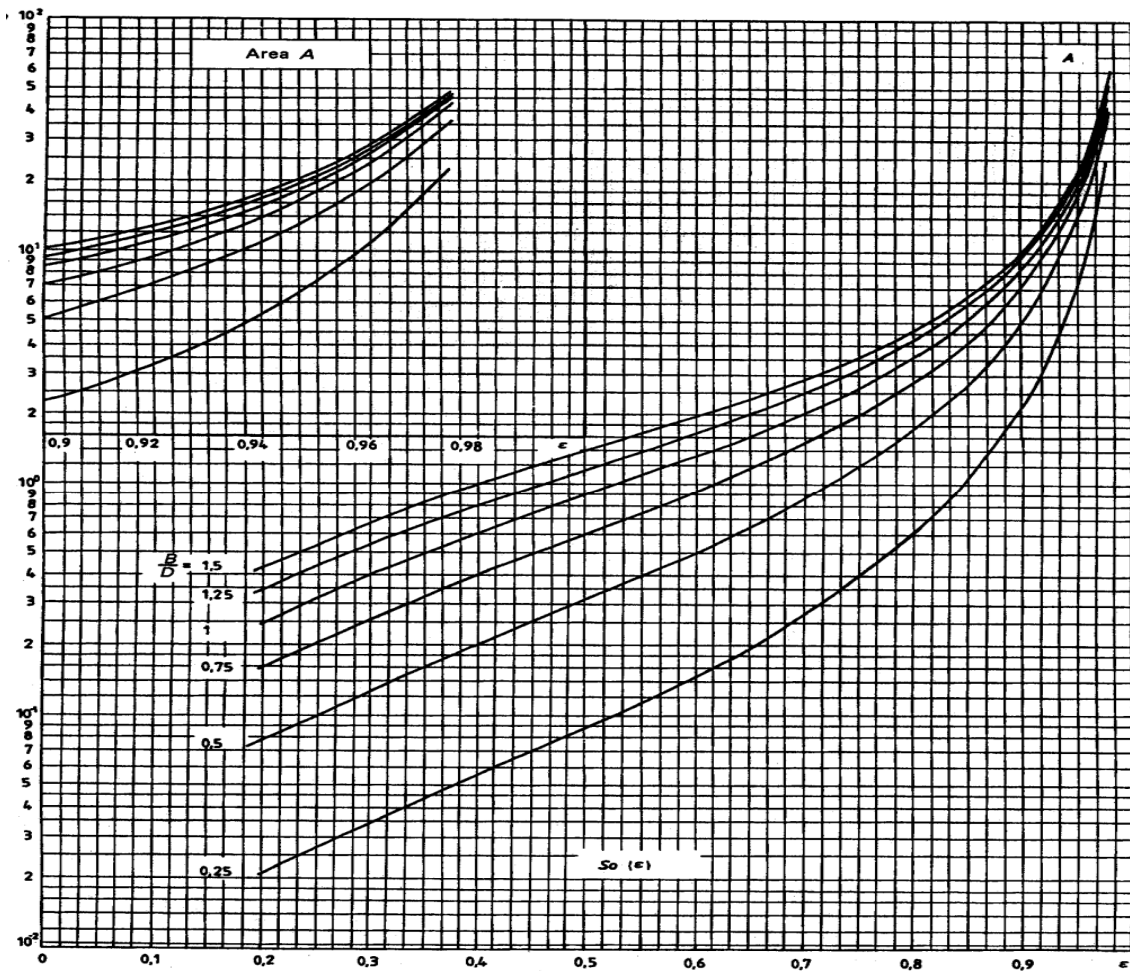


Figura 2.1. Número de Sommerfeld en función del coeficiente de relación de excentricidad para ángulo de segmento (Ω) igual a 360° (Fuente: ISO 7902-2, 1998).

Conociendo el valor del coeficiente de relación de excentricidad, entonces la excentricidad relativa está dada por la ecuación que se muestra seguidamente:

$$e = \varepsilon \cdot \frac{D - D_{\text{muñón}}}{2} \quad (1.12)$$

Dónde:

ε - coeficiente de relación de excentricidad; adimensional.

e - excentricidad relativa; mm.

El valor límite aceptable del espesor mínimo de la película de lubricante, depende de la rugosidad superficial del muñón y el cojinete, porque la película debe ser lo bastante gruesa como para eliminar el contacto entre sólidos durante las condiciones de operación esperadas. El valor sugerido para diseño, depende también del tamaño del muñón (Mott, 2006).

Para estimar el valor de diseño de los cojinetes rectificadas, es necesario calcular el espesor mínimo de película de lubricante, para esto, se hará uso de la expresión que se muestra a continuación:

$$h_0 = 0,5 \cdot D \cdot \Psi \cdot (1 - \varepsilon) \leq h_{\text{lim}} \quad (1.13)$$

Dónde:

h_{lim} - espesor mínimo permisible de película de lubricante; μm .

En referencia al parámetro nombrado anteriormente, su determinación está en función de la velocidad tangencial del muñón, dependiendo esta última, del diámetro nominal y el número máximo de revoluciones que experimenta la máquina, tal así, a continuación se representa la ecuación que conjuga los factores ya mencionados y a partir del resultado obtenido, se determina h_{lim} mediante el empleo de la Tabla 2.2.

$$v = \frac{\pi \cdot D_{\text{muñón}} \cdot n}{6 \cdot 10^4} \quad (1.14)$$

Tabla 2.2. Espesor mínimo permisible (h_{lim}) de película de lubricante en μm

Diámetro nominal del muñón (mm)	Velocidad tangencial del muñón (m/s)				
	$v \leq 1$	$1 < v \leq 3$	$3 < v \leq 10$	$10 < v \leq 30$	$30 < v$
$24 < D_{\text{muñón}} \leq 63$	3	4	5	7	10
$63 < D_{\text{muñón}} \leq 160$	4	5	7	9	12
$160 < D_{\text{muñón}} \leq 400$	6	7	9	11	14
$400 < D_{\text{muñón}} \leq 1\ 000$	8	9	11	13	16
$1\ 000 < D_{\text{muñón}} \leq 2\ 500$	10	12	14	16	18

Fuente: [ISO 7902-3 \(1998\)](#)

- Coeficiente de fricción

La fricción en un cojinete de deslizamiento hidrodinámico, debido a los esfuerzos cortantes de la viscosidad, está dada por el coeficiente de fricción y las características adimensionales derivadas de la pérdida de potencia por fricción ([NC ISO 7902, 2009](#)). Esto puede ser aplicado si, las pérdidas por fricción sólo se encuentran en el área cargada de la película de lubricante, por tanto, es necesario calcular la pérdida por fricción en ambas áreas, cargada y no cargada, por consiguiente, las pérdidas por rozamiento en los cojinetes son tantos mayores cuanto mayor sea el coeficiente de rozamiento, el cual a su vez, varía de acuerdo con los parámetros de funcionamiento del cojinete; basándose en la teoría anterior, el coeficiente de fricción entre las superficies de contacto para las condiciones de diseño que se estudian debe ser mínimo, para lograr dicho objetivo, se hará uso de la Figura 2.2, donde se muestra la variable de coeficiente de fricción específico propio para varias relaciones de

longitud relativa de cojinetes antifricción, en función del coeficiente de relación de excentricidad y ángulo de segmento del cojinete.

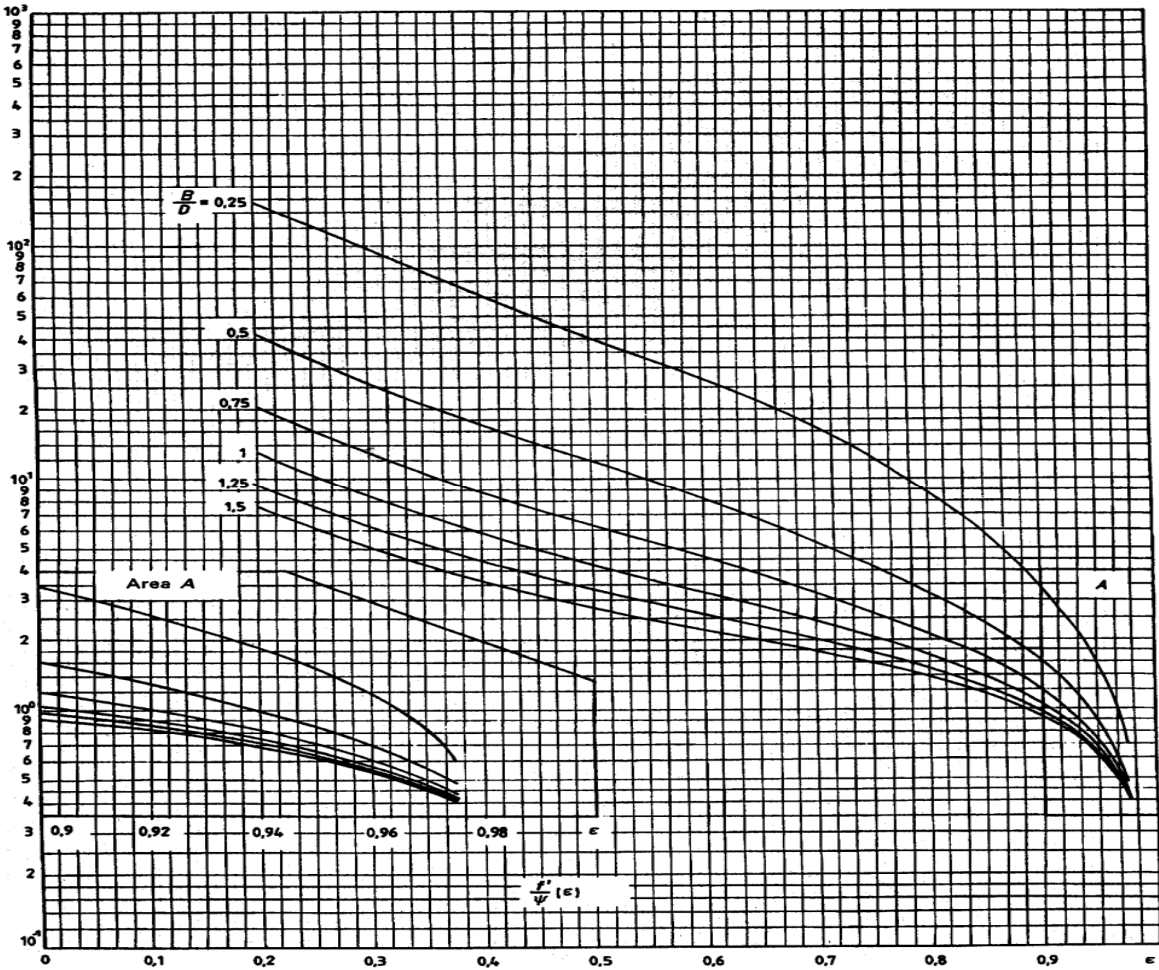


Figura 2.2. Coeficiente de fricción específico en función del coeficiente de relación de excentricidad y ángulo de segmento (Ω) igual a 360° (Fuente: ISO 7902-2, 1998).

Por consiguiente, el coeficiente de fricción existente entre las superficies de contacto del par tribológico que se analiza, se expone mediante la siguiente expresión:

$$f = f\left(\frac{R}{\Psi_{efec}}\right) \cdot \Psi_{efec} \quad (1.15)$$

Dónde:

f - coeficiente de fricción; adimensional.

$f\left(\frac{R}{\Psi_{efec}}\right)$ - coeficiente de fricción específico; adimensional.

- Cantidad de calor generado producto a la fricción en el cojinete

Basado en la teoría hidrodinámica, el coeficiente de fricción entre las superficies de trabajo es mínimo, o sea, existe contacto entre la capa de lubricante y la superficie del muñón, al igual que con la superficie del cojinete antifricción, por tanto, el calor generado producto a la fricción se produce como consecuencia del incremento de la temperatura del lubricante y este último, recibe energía debido al elemento que realiza trabajo, en este caso el muñón. Según Budynas (2008), la temperatura del lubricante aumenta hasta que la velocidad a la cual se realiza trabajo por el muñón sobre la película a través del corte del fluido, es igual que la velocidad a la cual el calor se transfiere a los alrededores de tamaño mayor.

La pérdida de energía térmica en estado estable ($H_{p\acute{e}r\acute{d}ida}$), es igual a la velocidad a la que el muñón realiza trabajo en la película, por ende, se muestra que el flujo de calor debido a la fricción en el cojinete, se calcula mediante la expresión siguiente:

$$H_{generado} = f \cdot F \cdot \frac{D}{2} \cdot w_h \quad (1.16)$$

Dónde:

$H_{generado}$ - flujo de calor generado producto a la fricción en el cojinete; W.

Dado que el flujo de calor producido por la fricción en el cojinete, es igual al flujo de calor generado a través de la chumacera y el muñón al medio ambiente, entonces la temperatura inicial del cojinete mediante análisis (T_{B1}) se determina empleando la expresión 1.17:

$$T_{B1} = \frac{H_{generado}}{(20 \cdot 0,3) + 40} \quad (1.17)$$

2.4.3.2. Disipación de calor a través del lubricante

Cuando el enfriamiento entre rangos permisibles del cojinete no se logra por disipación de calor por convección, se debe de aplicar un método más eficaz con el fin de retardar el crecimiento de la temperatura, debido al calor generado por el o los elementos que realizan trabajo, este método se basa en el análisis de emplear el aceite lubricante que separa las superficies de contacto como enfriador, o sea, cumpliendo dos objetivos independientemente uno del otro mediante lubricación forzada. El análisis se realiza siguiendo la misma secuencia de cálculo utilizada para el enfriamiento mediante disipación de calor por convección, la diferencia está, en que para el otro método se asumió la temperatura inicial del cojinete y ahora, se debe de asumir la temperatura inicial de salida ($T_{as\ sal}$) del lubricante en el cojinete hacia el colector y posteriormente, determinar la temperatura

efectiva de la película de lubricante (T_{efec}) con relación a la viscosidad, todo lo anteriormente dicho se referencia mediante la expresión que se representa:

$$T_{efec} = 0,5 \cdot (T_{ent} + T_{as\ sal}) \quad (1.18)$$

Dónde:

T_{ent} - temperatura del lubricante a la entrada del cojinete; °C.

$T_{as\ sal}$ - temperatura inicial de salida del lubricante asumida del cojinete hacia el colector; °C.

Según [Benlloch \(1986\)](#), a velocidad periférica alta, es posible seleccionar valores de temperatura que estén más cerca de la temperatura de salida del lubricante.

Con el valor del parámetro determinado anteriormente, se procede entonces a realizar el análisis de diseño y funcionabilidad (secuencia de cálculo del guión # 3 del epígrafe 2.3) y seguidamente se determinan los gastos de flujos de lubricante que a continuación se verán.

- Flujo de lubricante

El lubricante dentro del cojinete forma una película que separa las superficies de deslizamiento, el aumento de presión en esta película, fuerza al lubricante a trasladarse por los extremos del cojinete y por ende, esta es la proporción de la pérdida de flujo lubricante (Q) como resultado del aumento de la presión hidrodinámica.

El flujo de lubricante debido a la generación de presión hidrodinámica (Q_{acei}) se determina como:

$$Q_{acei} = D^3 \cdot \Psi_{efec} \cdot w_h \cdot Q_{flujo} \quad (1.19)$$

Siendo:

$$Q_{flujo} = \frac{1}{48} \cdot \frac{\pi \cdot (1 + 1,5 \cdot \varepsilon^2) + 6 \cdot \varepsilon + 1,33 \cdot \varepsilon^3}{\frac{l - b_G}{D}} \quad (1.20)$$

Dónde:

Q_{flujo} - variable de flujo de lubricante producto a la presión hidrodinámica; adimensional.

b_G - ancho de la ranura del cojinete; mm.

Hay también, un flujo de lubricante en la dirección periférica a través de la parte más estrecha de la holgura dentro del espacio divergente (holgura libre de presión). Para incrementos de carga con una holgura pequeña, la proporción del flujo lubricante es despreciable.

La presión de inyección de lubricante, fuerza a un lubricante adicional a salirse por los extremos del cojinete. Ésta es la cantidad de flujo lubricante (Q_p), como resultado de la presión de inyección que se determina aplicando la expresión 1.21 y por consiguiente, esta debe ser notablemente menor que la carga específica del cojinete, para evitar cargas hidrostáticas adicionales. Normalmente la presión de inyección, según la [NC ISO 7902 \(2009\)](#), se encuentra en los rangos de 0,05 MPa - 0,2 MPa.

$$Q_p = \frac{D^3 \cdot \Psi_{efec}^3 \cdot p_{iny}}{\mu_{efec}} \cdot Q_s \quad (1.21)$$

Siendo:

$$Q_s = \frac{\pi}{48} \cdot \frac{(1 + \varepsilon)^3}{\ln\left(\frac{l}{d_L}\right) \cdot \left[1,204 + 0,368 \cdot \left(\frac{d_L}{l}\right) - 1,046 \cdot \left(\frac{d_L}{l}\right)^2 + 1,942 \cdot \left(\frac{d_L}{l}\right)^3\right]} \quad (1.22)$$

Dónde:

p_{iny} - presión de inyección de lubricante; MPa.

d_L - diámetro del agujero de lubricación; mm.

Q_s - variable de flujo de lubricante debido a la presión de alimentación de lubricante; adimensional.

El gasto máximo de flujo de lubricante (Q), se define como la suma del gasto de flujo de lubricante debido a la generación de presión hidrodinámica y el flujo de lubricante debido a la presión de alimentación del lubricante, tal como se define en la siguiente expresión:

$$Q = Q_{acei} + Q_p \quad (1.23)$$

- Flujo de calor a través del lubricante

Para la lubricación forzada, la disipación de calor a través del lubricante, es igual a la disipación de calor debido a la fricción en el cojinete y estos parámetros, dependen del volumen específico del calor que presenta el aceite (para aceites minerales $1,8 \cdot 10^6$ J/m³ K), el gasto máximo de flujo de lubricante y de la variación entre las temperaturas del lubricante a la entrada y la salida del cojinete ([Mott, 2006](#)), por tanto, se define que la temperatura del lubricante a la salida del cojinete (T_{salid}), se determina mediante la ecuación 1.24:

$$T_{salid} = \frac{H_{generado}}{1,8 \cdot 10^6 \cdot Q} + T_{ent} \quad (1.24)$$

2.5. Diseño de los cojinetes radiales de contacto deslizante

El diseño de un cojinete de deslizamiento, en condiciones de rozamiento líquido, se basa en la determinación del huelgo diametral máximo que podrá admitir el mismo, en función de la carga radial máxima que soportará durante su funcionamiento, y en la elección del tipo de aceite que será capaz de garantizar las condiciones de rozamiento prescritas (Dobrovolski, 1978).

Para llevar a cabo dicho procedimiento, se utilizará las metodologías recomendadas por Dobrovolski (1978) y Mott (2006), según la cual, es necesario determinar:

1. El valor tentativo para el diámetro del muñón, longitud de contacto de este, peso del árbol del ventilador y posteriormente, la presión nominal de operación ejercida en los cojinetes de deslizamiento.
2. Holgura diametral con el empleo de gráficos con base de los valores de diámetro del muñón y su velocidad máxima de giro.
3. Holgura radial.
4. Especificar el acabado superficial deseado para el muñón y el cojinete, con base en las características de funcionamiento descritas anteriormente.
5. El espesor mínimo de la película de lubricante.
6. La relación de espesor de película.
7. De acuerdo con los gráficos, determinar el número de Sommerfeld para la relación de espesor de película calculado y la longitud relativa del muñón.
8. La viscosidad dinámica del lubricante que presenta el espesor mínimo de la película de lubricante.
9. Especificación de la temperatura máxima aceptable en el lubricante y a partir de la obtención de este parámetro, seleccionar el lubricante que presente la viscosidad requerida. Si el lubricante seleccionado tiene mayor viscosidad que la calculada anteriormente, es necesario recalcular el número de Sommerfeld.
10. Ubicación angular del espesor mínimo de película de lubricante y la relación de excentricidad, a partir del empleo de gráficos en función del número de Sommerfeld y la longitud relativa del muñón.
11. Velocidad tangencial del árbol del ventilador, con base en el diámetro del muñón y su velocidad máxima de giro.
12. La variable del coeficiente de fricción mediante gráficos y posteriormente, el valor real del coeficiente de fricción.

13. Selección del material adecuado, para la construcción de los cojinetes, a partir del empleo de tablas normalizadas en función de la presión nominal de operación, y la velocidad tangencial del árbol del ventilador.

2.5.1. Holgura diametral y radial

De acuerdo con la Figura 2.3, en función del diámetro del muñón y su velocidad máxima de giro, que son conocidos, se determina la holgura mínima diametral adecuada, con este resultado, se procede a la obtención de la holgura mínima radial mediante la expresión 1.25.

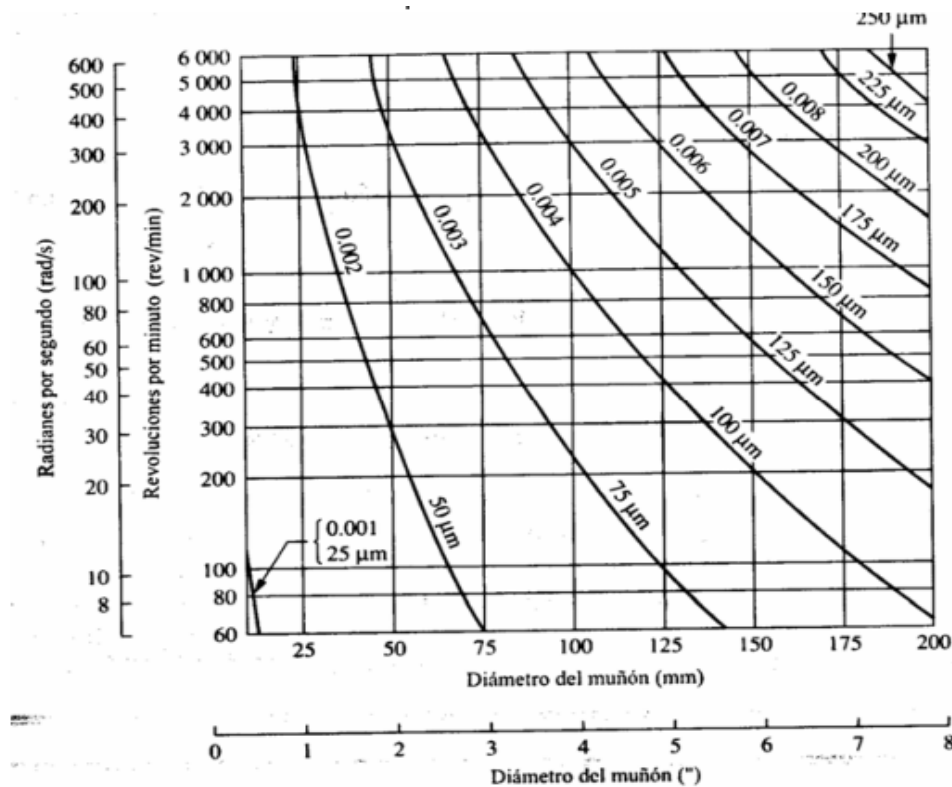


Figura 2.3. Holgura diametral mínima recomendada para cojinetes, de acuerdo con el diámetro del muñón y su velocidad de giro (Fuente: Mott, 2006).

$$C_r = \frac{C_d}{2} \tag{1.25}$$

Dónde:

C_d - holgura mínima diametral; mm.

La holgura entre el cojinete y el muñón, depende del diámetro nominal del cojinete, la precisión de la máquina para la cual se diseña dichos elementos, la velocidad de giro y la rugosidad superficial del muñón (Mott, 2006); se debe considerar también los coeficientes de dilatación térmica del

muñón y del cojinete, para asegurar que haya una holgura satisfactoria bajo todas las condiciones de funcionamiento esperadas (NC ISO 7902, 2009).

2.5.2. Rugosidad superficial para cada superficie

Un muñón rectificado, con promedio de rugosidad superficial de 0,4 a 0,8 μm , se recomienda para cojinetes de buena calidad (Quijorna, 2007). El cojinete debe tener igual lisura o fabricarse con uno de los materiales más suaves, para que con un asentamiento inicial se puedan alisar los puntos altos, formando un buen ajuste entre el cojinete y el muñón (Faires, 2002). En equipos de gran precisión, se pueden usar el pulido o lapeado, para producir un acabado superficial del orden de 0,2 a 0,4 μm (Mott, 2006).

2.5.3. Espesor mínimo de la película de lubricante

Cuando se analizó anteriormente en el epígrafe 2.3.3.1 el enfriamiento de cojinetes lisos por convección, se establecieron los parámetros óptimos de diseño donde se incluyó, el espesor mínimo de película de lubricante, puesto que dicho parámetro depende de la holgura relativa efectiva y la relación de excentricidad y ahora son variables importantes que no se conocen, se hace necesario encontrar la equivalencia entre estas incógnitas y luego, determinar el valor requerido de diseño para el espesor de película (h_0); según Mott (2006), existe un modelo matemático que recoge todas las variables que definen el parámetro anterior y este se puede evidenciar, mediante la expresión 1.26 que se muestra seguidamente:

$$h_0 = 0,00\ 025 \cdot D_{\text{muñón}} \quad (1.26)$$

2.5.4. Número de Sommerfeld y viscosidad dinámica del lubricante

El número característico de cojinetes, se determina en función del diámetro del muñón, la viscosidad dinámica efectiva de la película lubricante a la temperatura de funcionamiento y la presión nominal de operación en el cojinete, en correspondencia con el diámetro del muñón aplicando la expresión 1.7; si en el análisis realizado en correspondencia al enfriamiento de cojinetes lisos, el número característico de cojinetes tuvo gran influencia repercutiendo en él, la viscosidad dinámica efectiva de la película de lubricante, la holgura efectiva relativa y la velocidad angular máxima del muñón, todos estos parámetros ya definidos, estaban vinculados con las condiciones reales de operación actuales donde se hace énfasis en la holgura efectiva relativa del cojinete, que depende de las holguras máxima y mínima del cojinete de deslizamiento, el número de Sommerfeld para las condiciones de diseño requeridas, se determina realizando una pequeña transformación en la ecuación 1.11, quedando tal como se muestra a continuación en función de parámetros conocidos.

$$S = \frac{\mu_{efec} \cdot n \cdot \left(\frac{D_{muñón}}{2 \cdot c_r}\right)^2}{p} \quad (1.27)$$

Si se observa atentamente la expresión 1.27, se puede definir que, el número de Sommerfeld depende de varios factores de diseño importantes como pueden ser la viscosidad dinámica del espesor mínimo de película de lubricante, la cual no se conoce, para dar solución a esta inconveniente, se hará uso de la Figura 2.4, por tanto, con los valores correspondientes de la variable de espesor de película y la longitud relativa del muñón, se calcula el número de Sommerfeld y por consiguiente, el valor de la viscosidad dinámica del espesor mínimo de película de lubricante, despejando esta variable en la ecuación 1.27, quedando tal como se muestra en la expresión 1.28.

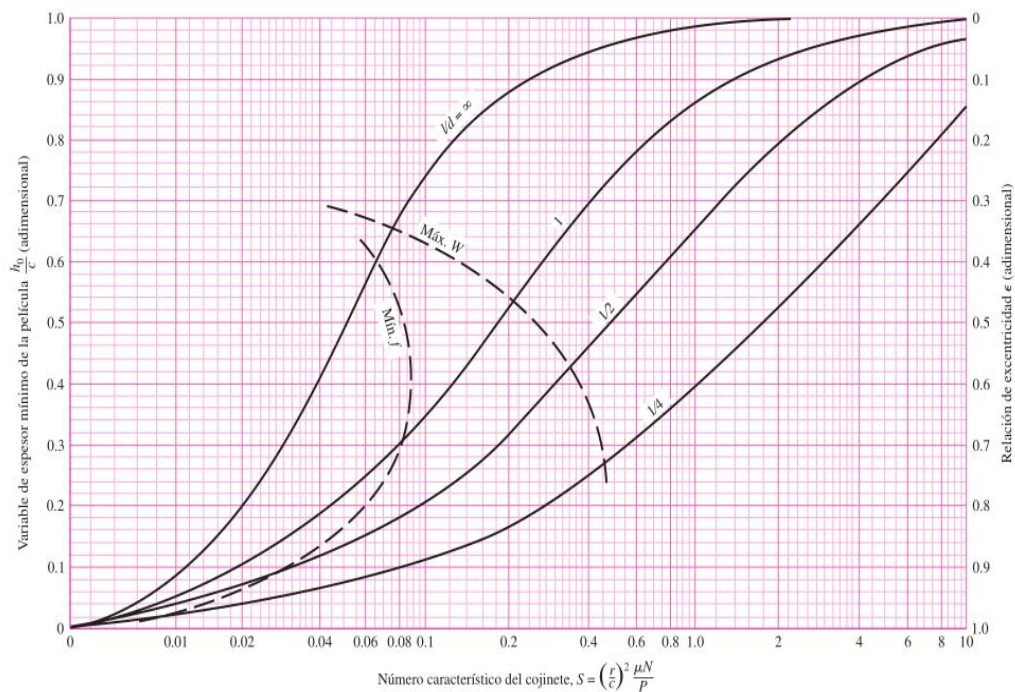


Figura 2.4. Variable del espesor mínimo de la película de lubricante y relación de excentricidad relativa en función del número de Sommerfeld (Fuente: Budynas, 2008).

$$\mu_{efec} = \frac{S \cdot p}{n \cdot \left(\frac{D_{muñón}}{2 \cdot c_r}\right)^2} \quad (1.28)$$

Las líneas discontinuas de la Figura 2.4 son para carga máxima y coeficiente mínimo de fricción, por lo que fácilmente, se puede favorecer la carga máxima o el coeficiente mínimo de fricción, pero no ambos. La zona entre los dos contornos limitados por líneas discontinuas, se podría considerar una ubicación deseable para un punto de diseño.

2.5.5. Temperatura de operación de la película de lubricante

Al iniciar un análisis de estado estable (cojinetes autocontenidos) se desconoce la temperatura promedio de la película de lubricante, por lo que la viscosidad del lubricante en un cojinete autocontenido no se conoce. El cálculo de las temperaturas de equilibrio representa un proceso iterativo en donde se utiliza una temperatura de la película promedio de prueba (y la viscosidad correspondiente), para comparar la velocidad de generación de calor y la velocidad de pérdida de calor (Budynas, 2008). Se hace un ajuste a fin de empatar estas dos velocidades de calor. Debido a la acción de corte, se produce una liberación de energía uniformemente distribuida en el lubricante que lo calienta a medida que realiza su labor en el cojinete. La temperatura es uniforme en dirección radial pero se incrementa a partir de la temperatura del colector (T_s) en una cierta cantidad (ΔT) durante el paso del lubricante (NC ISO 7902, 2009). El lubricante de salida se mezcla con el contenido del colector y se enfría hasta la temperatura de este último, por lo cual, el lubricante en el colector, se enfría debido a que el metal del alojamiento y el buje se encuentran a una temperatura menor casi uniforme en razón, de las pérdidas de calor debidas a convección y radiación de los alrededores a temperatura ambiente (T_{amb}). En las configuraciones habituales de tales cojinetes, la temperatura del metal del alojamiento y el buje se encuentra aproximadamente a medio camino entre la temperatura promedio de la película de lubricante ($T_{prom\ acet}$) y la temperatura ambiental.

El calor disipado por el alojamiento del cojinete se calcula mediante la ecuación 1.8 que anteriormente se identificó.

Existe una diferencia de temperatura entre la película de lubricante y la superficie del alojamiento debido a que el buje y el alojamiento son de metal y casi son isotérmicos, por tanto, se obtiene el valor de la temperatura promedio de la película de lubricante a la mitad, entre la temperatura de entrada del lubricante al cojinete (T_{ent}) y la temperatura de salida ($T_{ent} + \Delta T$), entonces se tiene la siguiente proporcionalidad entre la temperatura superficial del alojamiento y la temperatura ambiente:

$$T_{prom\ acet} - T_b = \alpha \cdot (T_b - T_{amb}) \quad (1.29)$$

Dónde:

$T_{prom\ acet}$ - temperatura promedio de funcionamiento de la película de lubricante; °C.

α - constante que depende del esquema de lubricación y de la geometría del alojamiento del cojinete.

A continuación se representa la Tabla 2.3, la cual proporciona una guía respecto a valores adecuados de α .

Tabla 2.3. Valores adecuado de α

Sistema de lubricación	Condiciones	Intervalo de α
Anillo de aceite	Aire en movimiento	1 – 2
	Aire estático	0,5 – 1
Baño de aceite	Aire en movimiento	0,5 – 1
	Aire estático	0,2 – 0,4

Fuente: [Budynaz \(2008\)](#)

Despejando la temperatura superficial del alojamiento en la expresión 1.29, se puede determinar la velocidad de pérdida de calor del cojinete hacia los alrededores, introduciendo el valor correspondiente de la temperatura superficial del alojamiento en la expresión 1.8, quedando tal como se muestra a continuación:

$$H_{p\acute{e}rdida} = \frac{k_a \cdot A}{1 + \alpha} \cdot (T_{prom\ acet} - T_{amb}) \quad (1.30)$$

Realizando una serie de modificaciones en la expresión 1.16, en función de los parámetros de diseño requeridos para nuestro caso, se puede definir que la generación de calor producto a la fricción se determina de la forma siguiente:

$$H_{generado} = \frac{\mu \cdot n^2 \cdot l \cdot \left(\frac{D_{mu\~{n}on}}{2}\right)^3}{C_r} \quad (1.31)$$

Igualando las expresiones 1.30 y 1.31, se despeja la temperatura promedio de funcionamiento de la película de lubricante, quedando esta, de la forma que indica la expresión siguiente:

$$T_{prom\ acet} = T_{amb} + (1 + \alpha) \cdot \frac{\mu \cdot n^2 \cdot l \cdot \left(\frac{D_{mu\~{n}on}}{2}\right)^3}{k_a \cdot A \cdot C_r} \quad (1.32)$$

La viscosidad del aceite, es un parámetro crítico en el funcionamiento de un cojinete. La mayoría de los aceites derivados del petróleo deben limitarse a 70 °C aproximadamente, con el fin de retardar la oxidación ([Mott, 2006](#)). Naturalmente, la temperatura de interés es la que existe dentro del cojinete, la energía de fricción, o la energía térmica del equipo mismo, pueden aumentar la temperatura del aceite en el depósito de suministro. La viscosidad dinámica de la película de lubricante a la temperatura de funcionamiento requerida, se determina tomando como referencia la Figura 1 mostrada en los anexos del trabajo, donde se puede obtener la viscosidad dinámica correspondiente

a la referencia normalizada internacionalmente de 40 °C, dicho diagrama corresponde a un índice de viscosidad de 95 y los aceites a la normativa ISO 3448:1992, cual muestra la gama de viscosidad para cada una de las clases a 40 °C.

En función de lo que se expresó anteriormente, se necesita elegir el lubricante que cumpla con cada una de las condiciones de diseño, para esto, se hará uso de los catálogos de productos [Castrol \(2011\)](#) y [Cubalub \(2009\)](#) con el fin, de poder analizar las propiedades físico – mecánicas para aceites industriales con clase de viscosidad, representada en la Figura 1, mostrada en los anexos del trabajo.

El incremento de la temperatura del lubricante, se puede obtener tomando como referencia la Figura 2.5, adquiriendo de esta manera la variable de incremento de la temperatura con base en el número de Sommerfeld y la longitud relativa del muñón. El parámetro deseado, según las investigaciones realizadas por [Raimondi \(1958\)](#), están en función de la presión nominal de operación ejercida en el cojinete y los factores mencionados anteriormente, por tanto, la presión específica se conoce y el número de Sommerfeld se determinó mediante la expresión 1.27, se debe tener en cuenta, que la viscosidad dinámica de la película de lubricante cambia con respecto a la requerida por diseño, ahora esta depende de la temperatura promedio de la película de lubricante que ya se determinó, por consiguiente, teniendo todos los parámetros ya mencionados, se determina el factor del incremento de la temperatura de la película de lubricante mediante la expresión 1.33:

$$\Delta T = \frac{p \cdot V_{inc\ temp}}{0,120} \quad (1.33)$$

Dónde:

ΔT - incremento de la temperatura de la película de lubricante; °C.

$V_{inc\ temp}$ - variable de incremento de la temperatura; adimensional.

El segundo valor mencionado, se obtuvo a partir de los datos que se encuentran en la abscisa de la Figura 2.5 y depende del número de Sommerfeld y la longitud relativa del muñón.

Si la temperatura en el colector (T_s), es igual a la temperatura de entrada del lubricante al cojinete (T_{ent}), entonces dicho parámetro presenta una estrecha relación entre la temperatura promedio de la película de lubricante y el incremento de esta, o sea, su variación; lo anteriormente dicho, se refleja en la ecuación siguiente:

$$T_{ent} = T_s = T_{prom\ acet} - \frac{\Delta T}{2} \quad (1.34)$$

Por consiguiente:

$$T_{m\acute{a}x} = T_{ent} + \Delta T \tag{1.35}$$

Dónde:

$T_{m\acute{a}x}$ - incremento máximo de la temperatura de la película de lubricante; °C.

De tal modo, la temperatura superficial del alojamiento del cojinete se define como se muestra a continuación:

$$T_b = \frac{T_{prom\ acet} + \alpha \cdot T_{amb}}{1 + \alpha} \tag{1.36}$$

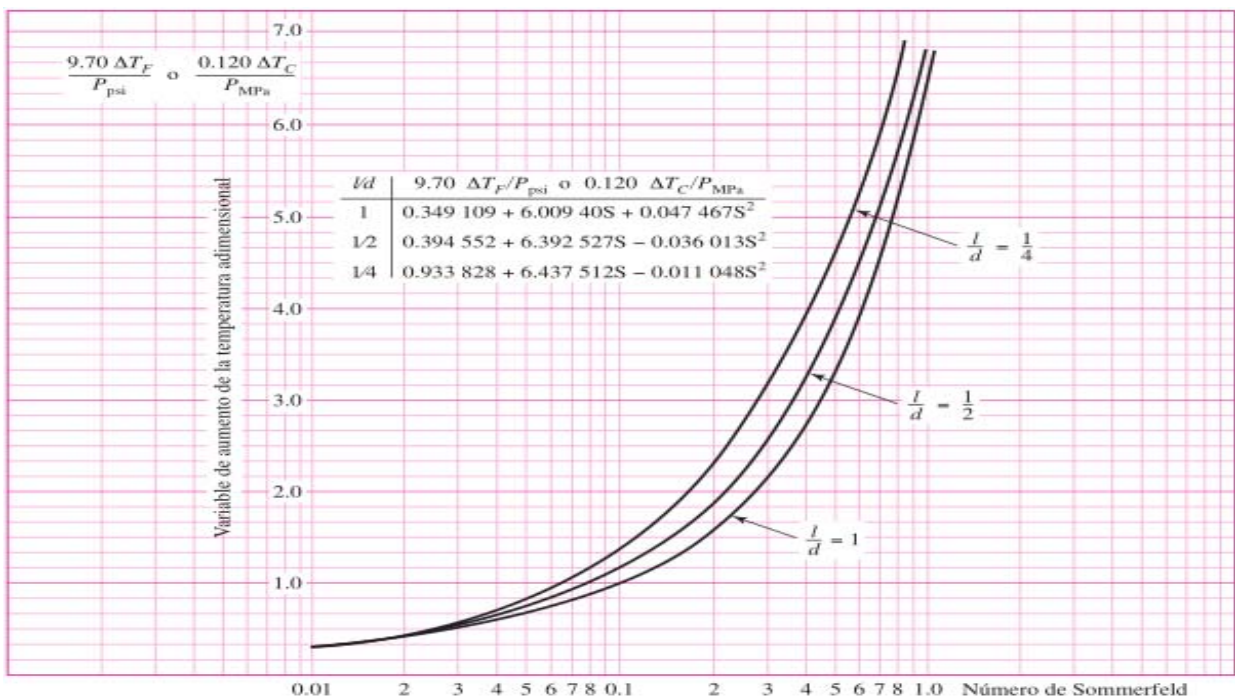


Figura 2.5. Variable de aumento de la temperatura en función del número de Sommerfeld

(Fuente: Budynas, 2008).

2.5.6. Ubicación angular del espesor mínimo de la película de lubricante y relación de excentricidad relativa

En el epígrafe 2.3.3, se definió que la excentricidad relativa es un factor que describe el comportamiento del espesor mínimo de la película de lubricante y este, depende del coeficiente de fricción específico y los diámetros nominales del cojinete y el muñón respectivamente, para tal caso, la diferencia está en que la relación de excentricidad en aquel entonces, se determinó en función del número de Sommerfeld y este último dependía de parámetros, que en el análisis actual, se deben

despreciar como por ejemplo, la holgura efectiva relativa del cojinete. El cálculo correspondiente a la determinación de la excentricidad relativa, se efectúa bastante parecido al de enfriamiento de chumaceras, en función de la holgura mínima radial del cojinete determinada por diseño y la viscosidad dinámica efectiva de la película de lubricante a la temperatura de funcionamiento, para esto, se tomará como referencia las Figuras 2.4 y 2.6 con las cuales, a partir de los valores del número de Sommerfeld y la longitud relativa del muñón, se obtiene los resultados adecuados para cada uno de los parámetros mencionados.

La excentricidad relativa está dada por la ecuación que se muestra a continuación:

$$e = \varepsilon \cdot C_r \tag{1.37}$$

La ubicación angular del espesor mínimo de película de lubricante, se determina mediante el uso de la Figura 2.6, en función del número característico de cojinetes y la longitud relativa del muñón.

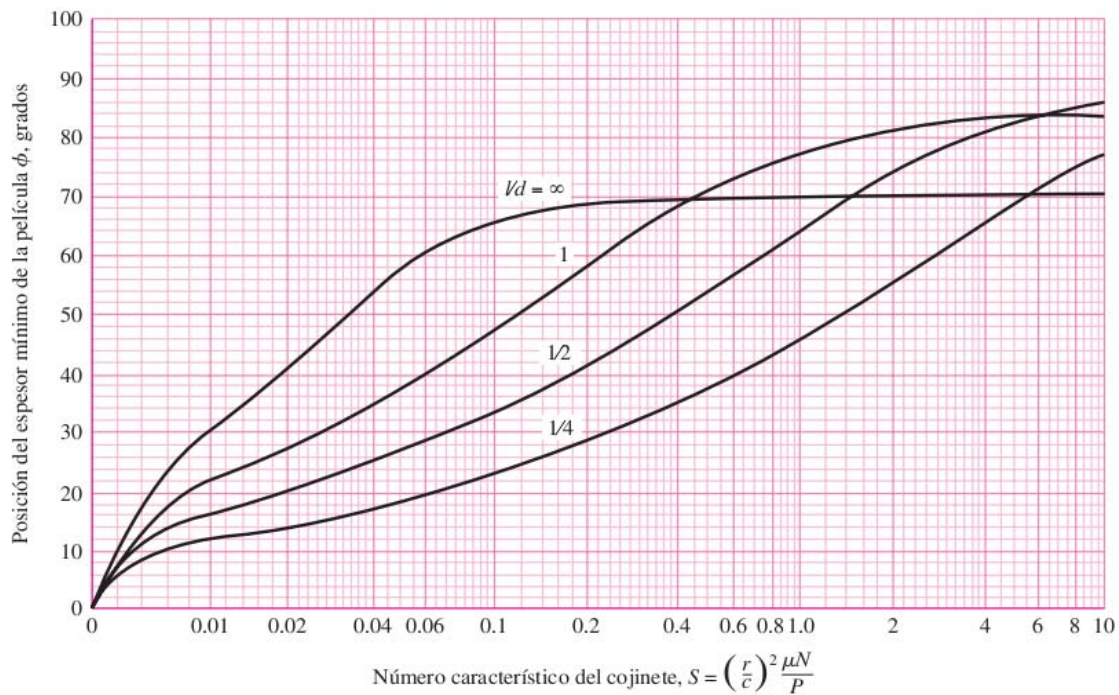


Figura 2.6. Posición angular de la película de lubricante en función del número de Sommerfeld (Fuente: Budynas, 2008).

2.5.7. Coeficiente de fricción

El coeficiente de fricción para las condiciones de diseño que se analizan, debe ser mínimo, y esto se logra aplicando un procedimiento que vincule las variables de entrada y de trabajo necesarias que garantice un resultado satisfactorio, el modo de cálculo para efectuar dicha determinación, es similar

al realizado en el análisis de enfriamiento de chumaceras tomando como base, la Figura 2.7 en función del número de Sommerfeld y la longitud relativa del muñón, logrando de esta manera, el valor correspondiente a la variable de coeficiente de fricción y por tanto, aplicando la expresión 1.38 en función del parámetro de variable de coeficiente de fricción anteriormente calculado, se obtiene como resultado el coeficiente de fricción entre las superficies de trabajo para las condiciones de funcionamiento esperadas.

$$f = \frac{f\left(\frac{R}{C_r}\right)}{\frac{R}{C_r}} \quad (1.38)$$

Dónde:

f - coeficiente de fricción; adimensional.

$f\left(\frac{R}{C_r}\right)$ - variable de coeficiente de fricción; adimensional.

$\frac{R}{C_r}$ relación entre el radio del muñón y holgura radial; adimensional.

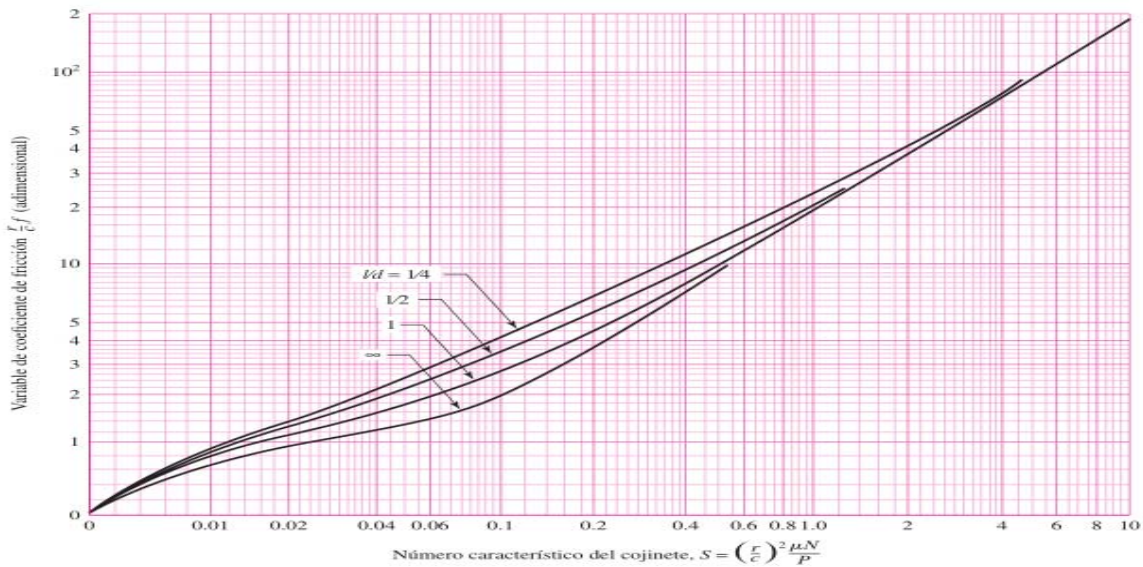


Figura 2.7. Variable de coeficiente de fricción en función del número de Sommerfeld
(Fuente: Budynas, 2008).

2.5.8. Material adecuado para la construcción de los cojinetes

Además de considerar individualmente la presión nominal del cojinete y la velocidad tangencial que se experimenta en la superficie de este, el producto de ambos factores es un parámetro importante de funcionamiento para diseñar cojinetes. El valor del producto de dichos elementos, es una medida de

la capacidad del material en el cojinete para tomar la energía de fricción que se genera en dicho elemento (Mott, 2006). Durante los arranques y las paradas, existe contacto entre las superficies del árbol y del cojinete, resulta necesario garantizar la resistencia de este último al agarramiento (Dobrovolski, 1978), lo cual puede lograrse si se garantiza el cumplimiento de la siguiente expresión:

$$\frac{F \cdot n}{19\,100 \cdot l} \leq [p \cdot v] \quad (1.39)$$

Dónde:

$[p \cdot v]$ - factor admisible de materiales antifricción; MPa · m/s.

El numerador de la expresión mostrada, representa una unidad de potencia o energía transferida por unidad de tiempo; el denominador representa el área y por consiguiente, se puede pensar que el factor admisible de materiales antifricción es la tasa de entrada de energía al cojinete por unidad de área proyectada del mismo, si el coeficiente de fricción es aproximadamente uno, naturalmente, el coeficiente real de fricción es mucho menos que uno en el caso normal (Dobrovolski, 1978), entonces se puede decir que dicho factor es una medida comparativa de la capacidad que tienen los cojinetes para absorber energía sin sobrecalentarse.

2.6. Conclusiones del capítulo 2

- Se estableció el procedimiento que permite, efectuar el análisis técnico - funcional de los cojinetes de deslizamiento, empleados en los ventiladores de tiro forzado bajo condiciones máximas de trabajo.
- Existen dos formas de enfriar el cojinete, una es por enfriamiento mediante disipación de calor por convección y la otra se basa por el enfriamiento mediante el uso de aceites lubricantes, o sea lubricación forzada, del análisis correspondiente, se define cual es el método a emplear en el sistema que se analiza.

3. ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE LOS RESULTADOS

3.1. Introducción

En los capítulos precedentes fueron estudiados los patrones, las ecuaciones y los procedimientos, que permiten establecer los métodos de enfriamiento de chumaceras radiales de deslizamiento, empleadas en los ventiladores de tiro forzado.

La evaluación final de un proyecto es de primordial importancia para establecer en qué medida esta ha contribuido al desarrollo de la ciencia. El correcto análisis, permite afirmar las bases para futuros trabajos que se desarrollen sobre la temática, de ahí su significativa relación con la economía, la sociedad y el medio ambiente.

Se declara como **objetivo del capítulo**: Realizar el análisis de los resultados siguiendo la metodología planteada en el capítulo anterior, la valoración económica producto de la parada del equipo y el impacto medio ambiental asociado a la explotación.

3.2. Resultados del diagrama de Pareto

A partir de la información contenida en la base de datos, del grupo de diagnóstico en la especialidad de análisis dinámico por vibraciones para los ventiladores de tiro forzado, se elaboró el diagrama de Pareto, en este se representa las consecuencias individuales y acumuladas de las principales fallas ocurridas para un período de evaluación desde el 2/03/2015 hasta 19/02/2016.

En la Tabla 3.1, se muestran las consecuencias individuales y acumuladas extraídas de la base de datos, así como sus porcentajes correspondientes.

Tabla 3.1. Consecuencias individuales y acumuladas con sus porcentajes

Principales fallas	Consecuencias individuales	Consecuencias acumuladas	Porcentaje individual	Porcentaje Acumulado
Insuficiente lubricación	23	23	51,85	51,85
Fallas en ajuste	13	36	18,52	70,37
Desalineamiento	9	45	11,11	81,48
Regulación en la succión	9	54	7,41	88,89
Regulación en la descarga	5	59	7,41	96,30
Falta de rigidez en los pedestales	2	61	3,70	100,00

En las Figuras 3.1 y 3.2 se muestran los diagramas de Pareto haciendo uso de los datos de la tabla anterior.

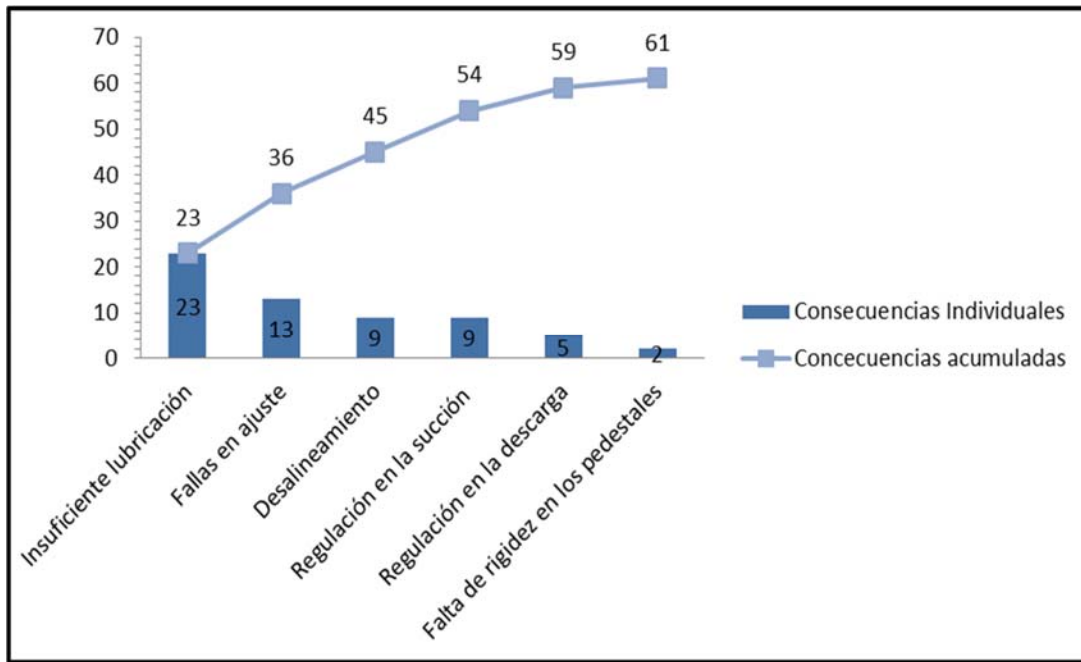


Figura 3.1. Pareto para las consecuencias individuales y acumuladas.

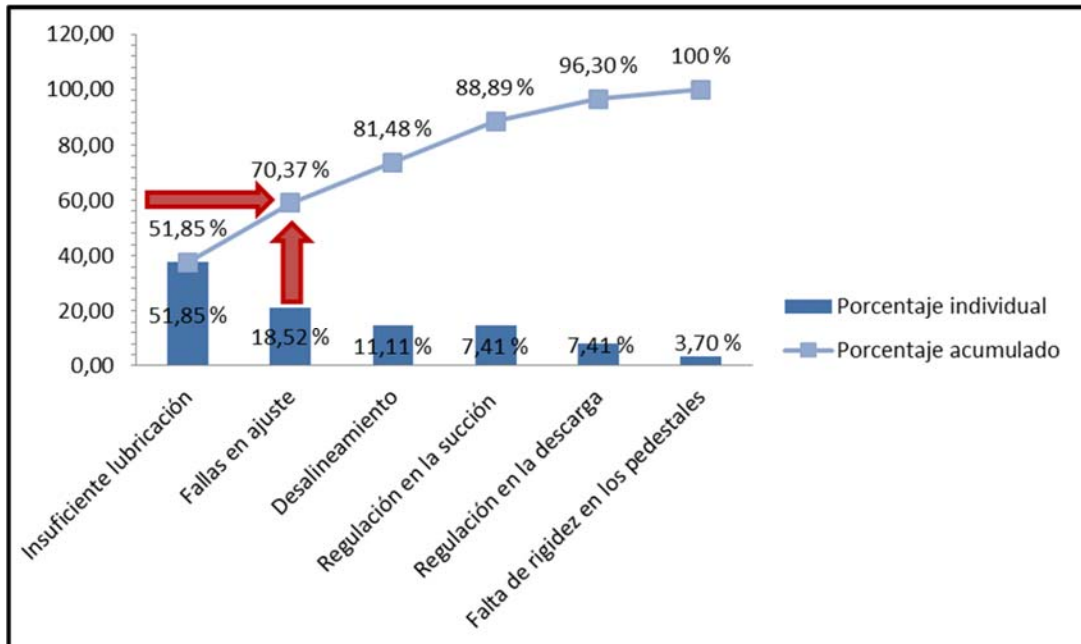


Figura 3.2. Pareto porcentual.

En el último diagrama, se puede observar como la insuficiente lubricación y las fallas en los ajustes, constituyen los pocos vitales que relevan la ocurrencia de la mayoría de los modos de fallas en los

ventiladores de tiro forzado. Dicho de otra forma, la insuficiente lubricación y las fallas en los ajustes de los cojinetes de deslizamiento, representa aproximadamente el 20 % de las causas que generan alrededor del 80 % de los efectos.

3.3. Descripción geométrica operacional de los cojinetes de deslizamiento

Para efectuar el cálculo de sistemas de enfriamiento de chumaceras (enfriamiento por convección o mediante lubricación forzada), según la metodología planteada en el capítulo anterior, primeramente se determinan los parámetros de entrada, que no son más que los datos técnicos referenciados en la Tabla 1 y planos de piezas de la máquina soplante mostrados en los anexos del presente trabajo, estos, de manera general, se exponen en la Tabla 3.2 con sus valores y unidad de medida correspondientes, dichos valores, darán comienzo al análisis de diseño y funcionabilidad de los cojinetes de deslizamiento.

Tabla 3.2. Parámetros de entrada para efectuar el análisis

Denominación	Símbolo	Valor	U/M
Carga real en el cojinete	F	27 500	N
Diámetro nominal del cojinete	D	140	mm
Diámetro nominal del muñón	$D_{\text{muñón}}$	139	mm
Longitud de contacto del cojinete	l	126	mm
Número máximo de revoluciones	n	1 193	min ⁻¹
Longitud relativa del cojinete	l/D	0,9	-
Rugosidad superficial del muñón	R_{z1}	0,6	μm
Rugosidad superficial del cojinete	R_{z2}	0,3	μm
Temperatura ambiente	T_{amb}	35	°C
Coefficiente de expansión lineal del cojinete	$\alpha_{l\ coj}$	0,000023	K ⁻¹
Coefficiente de expansión lineal del muñón	$\alpha_{l\ \text{muñón}}$	0,000011	K ⁻¹
Velocidad del aire	V_a	2,5	m/s
Diámetro externo de la chumacera	D_h	268	mm
Ancho de la chumacera del cojinete	B_h	140	mm
Presión máxima permisible	$p_{l\text{m}}$	15	MPa
Espesor de película permisible	$h_{l\text{m}}$	7,0	μm
Temperatura máxima permisible	$T_{l\text{m}}$	70	°C
Diámetro del agujero de lubricación	d_l	32	mm
Ancho de la ranura del cojinete	b_G	40	mm
Presión de inyección del lubricante	p_{iny}	0,1	MPa

3.3.1. Resultados de los parámetros técnicos funcionales

Para determinar los parámetros técnicos funcionales, se determinaron los principales factores de diseño asumiendo la temperatura inicial del cojinete (57 °C), verificando de esta manera, si la

disipación de calor por convección era suficiente, para tal caso, se realizaron nueve iteraciones producto a que la temperatura asumida del cojinete, debía de corregirse hasta que la temperatura inicial del cojinete determinada mediante análisis fuese menor que esta, por ende, se adquirieron diferentes valores en las holguras ($\Delta\Psi$; Ψ_{efec} ; Cr_{efect}) dando como resultado, valores de espesor mínimo de película lubricante y flujos de calor producto a la fricción en el cojinete pequeños; en la Tabla 3.3, se representa todos los parámetros obtenidos debido a la iteración en función de las variables de entrada representadas en la Tabla 3.2.

Tabla 3.3. Resultados de los parámetros para enfriamiento del cojinete por convección

Temperatura inicial del cojinete (Asumida) [T_{B0} (°C)]								
57	151,47	155,31	158,33	160,66	162,38	163,41	163,85	164,04
Holgura máxima relativa del cojinete [$\Psi_{m\acute{a}x}$] Ec 1.2								
0,007	0,007	0,007	0,007	0,007	0,007	0,007	0,007	0,007
Holgura mínima relativa del cojinete [$\Psi_{m\acute{i}n}$] Ec 1.3								
0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003
Holgura media relativa de operación [Ψ] Ec 1.4								
0,0039	0,0039	0,0039	0,0039	0,0039	0,0039	0,0039	0,0039	0,0039
Viscosidad dinámica efectiva de la película de lubricante [μ_{efec} (Pa · s)] Anexo #1								
0,0223	0,0022	0,00197	0,00192	0,00189	0,00183	0,00181	0,0018	0,001795
Densidad de la película de lubricante [ρ (kg/m ³)]								
841,5	841,5	841,5	841,5	841,5	841,5	841,5	841,5	841,5
Cambios térmicos de la holgura relativa del cojinete [$\Delta\Psi$] Ec 1.5								
0,0004	0,0016	0,0016	0,0017	0,0017	0,0017	0,0017	0,0017	0,0017
Holgura efectiva relativa del cojinete [Ψ_{efec}] Ec 1.6								
0,0043	0,0054	0,0055	0,0055	0,0055	0,0056	0,0056	0,0056	0,0056
Holgura radial efectiva del cojinete [Cr_{efect} (mm)]								
0,60	0,76	0,77	0,77	0,78	0,78	0,78	0,78	0,78
Número de Reynolds [R_e] Ec 1.1								
99,31	-	-	-	-	-	-	-	-
Número de Reynolds comparativo [$[R_e]$] Ec 1.1								
629,74	-	-	-	-	-	-	-	-
Presión nominal de operación ejercida en el cojinete [p (MPa)] Ec 1.7								
1,56	1,56	1,56	1,56	1,56	1,56	1,56	1,56	1,56
Coeficiente de transferencia de calor exterior [k_a (W/m ² · K)] Tabla 2.1								
25,97	25,97	25,97	25,97	25,97	25,97	25,97	25,97	25,97
Área de transferencia de calor [A (m ²)] Ec 1.9								
0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
Velocidad angular del árbol [$w_{\acute{a}rbol}$ (seg ⁻¹)] f (n)								
249,73	249,73	249,73	249,73	249,73	249,73	249,73	249,73	249,73
Velocidad angular del cojinete [w_{coj} (seg ⁻¹)]								
0	0	0	0	0	0	0	0	0
Velocidad angular hidrodinámica [w_h (seg ⁻¹)] Ec 1.10								
249,73	249,73	249,73	249,73	249,73	249,73	249,73	249,73	249,73

Tabla 3.3. Resultados de los parámetros para enfriamiento del cojinete por convección (Continuación)

Número de Sommerfeld [S] Ec 1.11								
5,18	83,43	95,19	98,96	101,55	105,67	107,31	108,11	108,50
Relación de excentricidad [ε] Figura 2.1								
0,84	0,9875	0,9925	0,9935	0,995	0,9952	0,9953	0,9953	0,9954
Excentricidad entre el árbol y el cojinete [e (mm)] Ec 1.12								
0,42	0,49	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Espesor mínimo de película de lubricante [h_0 (mm)] Ec 1.13								
0,0432	0,0034	0,0020	0,0018	0,0013	0,0013	0,0013	0,0013	0,0013
Velocidad tangencial del muñón [v (m/s)] Ec 1.14								
8,74	8,74	8,74	8,74	8,74	8,74	8,74	8,74	8,74
Coeficiente de fricción específico Figura 2.2								
1,42	0,3	0,297	0,294	0,291	0,286	0,281	0,279	0,277
Coeficiente de fricción f Ec 1.15								
0,01	0,0016	0,0016	0,0016	0,0016	0,0016	0,0016	0,0016	0,0015
Flujo de calor producto a la fricción en el cojinete [$H_{generado}$ (W)] Ec 1.16								
2936,2	783,82	782,55	779,77	775,72	765,24	753,53	748,87	743,81
Potencia perdida que puede ser disipada por convección [$H_{perdida}$ (W)] Ec 1.8								
2936,2	783,82	782,55	779,77	775,72	765,24	753,53	748,87	743,81
Temperatura inicial del cojinete mediante análisis [T_{B1} (°C)] Ec 1.17								
529,4	170,6	170,4	170,0	169,3	167,5	165,6	164,8	164
Temperatura inicial del cojinete (Mejorada) [T_{B0}^* (°C)]								
151,47	155,31	158,33	160,66	162,38	163,41	163,85	164,04	

Se puede observar en la Tabla 3.3, que se cumple que el flujo en la lubricación de la holgura es laminar y por tanto, el procedimiento descrito en el capítulo anterior se puede emplear, si se analizan los resultados de los parámetros obtenidos en la primera iteración, se puede llegar a la determinación de que las holguras máxima y mínima son muy pequeñas, debido a que los ajustes entre el cojinete y el muñón son muy reducidos y por tanto, el coeficiente de fricción se encuentra en el rango de lubricación límite, provocando de esta manera, un incremento considerable de la temperatura. Se puede reafirmar esta decisión analizando el flujo de calor generado producto a la fricción en el cojinete, el cual es igual a la potencia perdida que puede ser disipada por convección, y su valor es aproximadamente 2 936,2 W, tal caso, se representa la Figura 3.3 en la que se refleja el comportamiento del flujo de calor generado producto a la fricción, con respecto al aumento de la holgura radial efectiva, si la holgura radial efectiva aumenta, se crea una película de lubricante lo suficientemente gruesa, que separa las superficies de contacto y la temperatura efectiva en dicha película en función del flujo de calor que genera el par torsional del muñón, disminuye debido a que el área de mayor carga aumenta y por consiguiente, la transferencia de calor de la película de lubricante hacia los extremos de la chumacera disminuye.

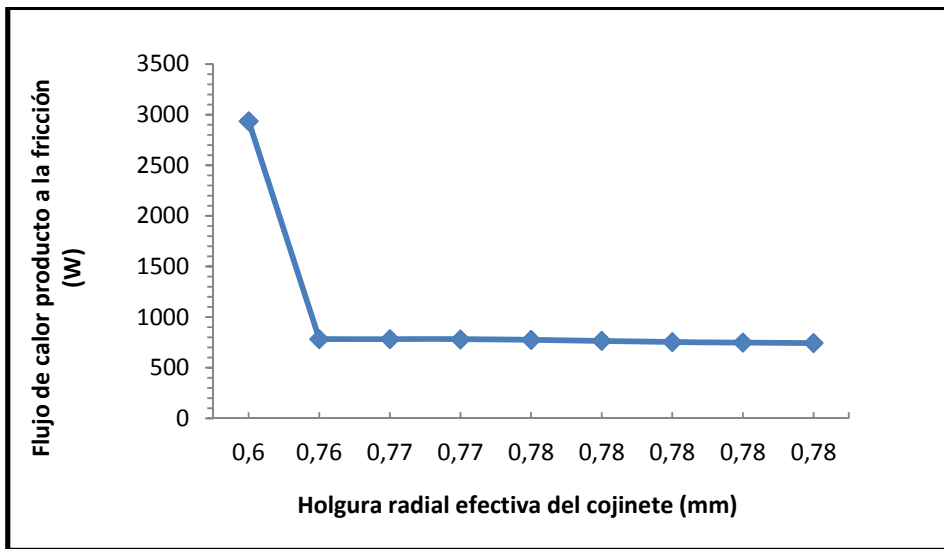


Figura 3.3. Comportamiento del flujo de calor generado producto a la fricción en función de la holgura radial efectiva del cojinete.

El coeficiente de fricción también reduce su valor considerablemente, a favor del comportamiento del flujo de calor generado producto a la fricción, su comportamiento se evidencia en la Figura 3.4 en función del flujo de calor generado producto a la fricción; si la holgura media relativa de operación aumenta debido a que los ajustes entre el muñón y el cojinete cambiaron con el objetivo de lograr una mayor holgura, entonces los cambios térmicos de la holgura efectiva relativa del cojinete disminuye, en consecuencia a que la temperatura efectiva de la película de lubricante desciende y por tanto, la holgura efectiva relativa del cojinete se reduce.

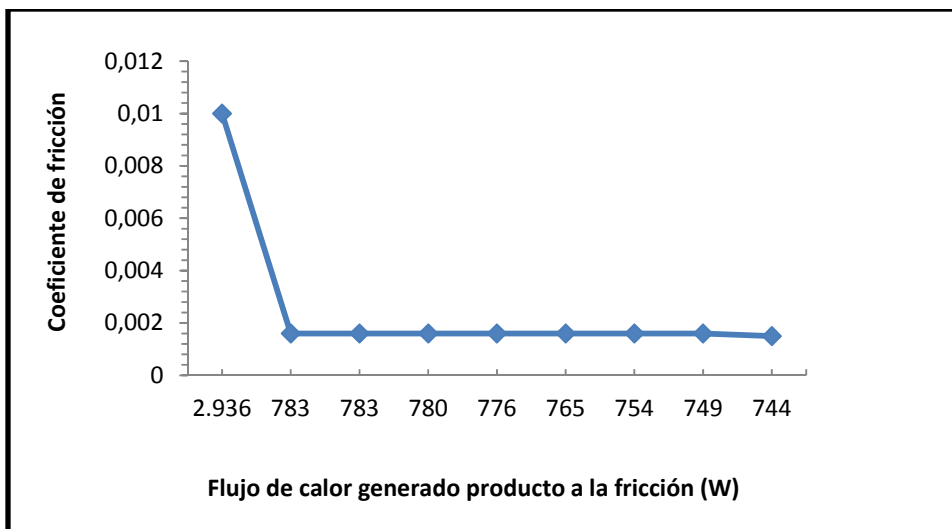


Figura 3.4. Coeficiente de fricción en función del flujo de calor producto a la fricción en el cojinete.

Un aumento de la temperatura del cojinete, traería consigo, la disminución del espesor de película de lubricante como consecuencia, de que la viscosidad dinámica de este disminuye y la holgura efectiva relativa del cojinete, aumenta debido a los cambios térmicos bruscos experimentados, por tanto, la carga que actúa sobre el cojinete, ejerce mayor presión a la película de lubricante y hace que esta se pierda, dando paso al contacto metal metal y por consiguiente, no exista la lubricación hidrodinámica en el sistema como resultado de lo cual, el cojinete se sobrecalienta (Figura 3.5).

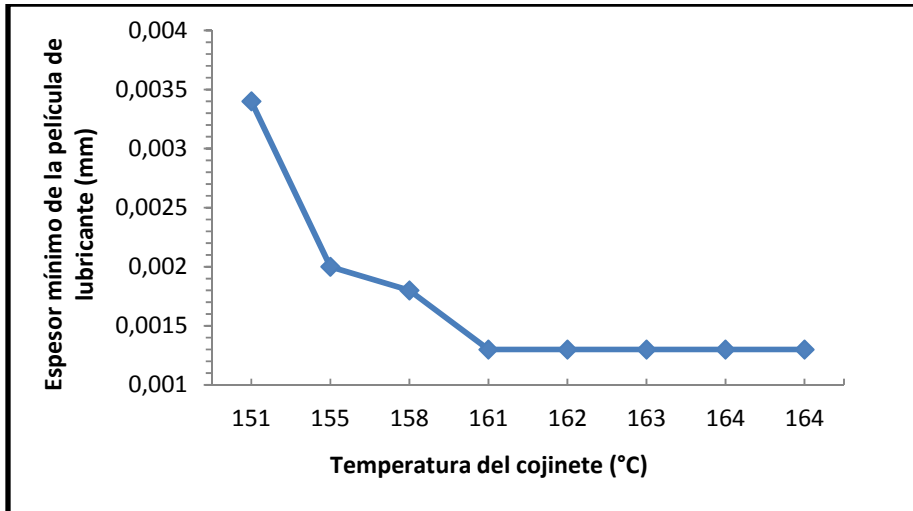


Figura 3.5. Espesor de película de lubricante en función del incremento de la temperatura.

En la novena iteración, la diferencia entre la temperatura asumida del cojinete (T_{B0}) y la temperatura calculada mediante análisis (T_{B1}) es menor de un grado centígrado, por lo tanto, la temperatura del cojinete (T_{B1}) se ha calculado con un grado suficiente de exactitud.

Según los resultados obtenidos en el cálculo de la presión nominal de operación, se puede llegar a la determinación de que las chumaceras radiales, cumplen con las condiciones de operación demandada por la máquina en general, resultando que el valor calculado del parámetro anterior, es de 1,56 MPa, lo cual, es inferior a la presión límite de operación reflejada en la Tabla 3.2, lo que demuestra, que no es necesario su remplazo por otro cojinete de distinta clase. Si se observa el valor de la temperatura del cojinete determinada por el cálculo iterativo (iteración nueve), se puede concluir que esta es mayor que la temperatura límite definida en la Tabla 3.2, lo que significa, que la disipación de calor por convección no es suficiente y por consiguiente, el cojinete debe ser enfriado por el lubricante, o sea, mediante lubricación forzada.

En la Tabla 3.4, se exponen los parámetros determinados para el enfriamiento del cojinete a través del lubricante (lubricación forzada), para esto, se realizaron diez iteraciones hasta lograr que la

temperatura de salida del lubricante calculada (T_{salid}), sea mayor que la temperatura inicial de salida asumida ($T_{as\ sal}$) teniendo en cuenta, los flujos de lubricante debido a la fricción en el cojinete, a la generación de presión interna y a la presión de inyección. El cálculo para este sistema de lubricación, se llevó a cabo realizando la misma secuencia de cálculo efectuada para el caso anterior (análisis de los principales parámetros de diseño), por tanto, la Tabla 3.4, no referencia los parámetros ($\Psi_{m\acute{a}x}$; $\Psi_{m\acute{i}n}$; Ψ ; p ; k_a ; v ; A ; $w_{\acute{a}rbol}$; w_{coj} ; w_h).

Tabla 3.4. Resultados de los parámetros para enfriamiento del cojinete a través del lubricante

Temperatura del lubricante a la entrada del cojinete [T_{ent} (°C)]									
55	55	55	55	55	55	55	55	55	55
Temperatura inicial de salida del lubricante (Asumida) [$T_{as\ sal}$ (°C)]									
75,0	65,42	60,79	58,57	57,46	56,91	56,64	56,50	56,43	56,40
Temperatura efectiva de la película de lubricante [T_{efec} (°C)] Ec 1.18									
65	60,21	57,89	56,78	56,23	55,96	55,82	55,75	55,72	55,70
Viscosidad dinámica efectiva de la película de lubricante [μ_{efec} (Pa · s)]									
0,0145	0,0185	0,0225	0,0227	0,0228	0,0228	0,02283	0,02284	0,02285	0,02285
Densidad de la película de lubricante [ρ (kg/m ³)]									
841,5	841,5	841,5	841,5	841,5	841,5	841,5	841,5	841,5	841,5
Cambios térmicos de la holgura relativa del cojinete [$\Delta\Psi$] Ec 1.5									
0,0006	0,0005	0,0005	0,0004	0,0004	0,0004	0,0004	0,0004	0,0004	0,0004
Holgura efectiva relativa del cojinete [Ψ_{efec}] Ec 1.6									
0,0044	0,0043	0,0043	0,0043	0,0043	0,0043	0,0043	0,0043	0,0043	0,0043
Holgura radial efectiva del cojinete [Cr_{efect} (mm)]									
0,62	0,61	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60
Número de Sommerfeld [S] Ec 1.11									
8,47	6,35	5,16	5,07	5,03	5,02	5,02	5,03	5,04	5,05
Relación de excentricidad [ε] Figura 2.1									
0,898	0,855	0,83	0,829	0,829	0,829	0,829	0,829	0,829	0,829
Excentricidad entre el árbol y el cojinete [e (mm)] Ec 1.12									
0,45	0,43	0,42	0,41	0,41	0,41	0,41	0,41	0,41	0,41
Espesor mínimo de película de lubricante [h_0 (mm)] Ec 1.13									
0,0275	0,0391	0,0459	0,0462	0,0462	0,0462	0,0462	0,0462	0,0462	0,0462
Coeficiente de fricción específico Figura 2.2									
1,05	1,33	1,49	1,498	1,503	1,505	1,505	1,506	1,506	1,51
Coeficiente de fricción f Ec 1.15									
0,005	0,006	0,0064	0,0064	0,0065	0,0065	0,0065	0,0065	0,0065	0,0065
Flujo de calor producto a la fricción en el cojinete [$H_{generado}$ (W)] Ec 1.16									
2219,6	2774,7	3088,6	3095,6	3101,1	3102,9	3101,68	3103,15	3102,85	3102,70
Variable de flujo de lubricante producto a la presión hidrodinámica [Q_{flujo}] Ec 1.20									
0,451	0,425	0,411	0,411	0,411	0,411	0,411	0,411	0,411	0,411
Gasto de flujo de lubricante debido a la generación de presión hidrodinámica [Q_{acei} (m ³ /s)] Ec 1.19									
0,0014	0,0013	0,0012	0,0012	0,0012	0,0012	0,0012	0,0012	0,0012	0,0012

Tabla 3.4. Resultados de los parámetros para enfriamiento del cojinete a través del lubricante (Continuación)

Gasto de flujo de lubricante debido a la presión de inyección [Q_p (m ³ /s)] Ec 1.21									
0,000107	0,000075	0,000058	0,000057	0,000056	0,000056	0,000056	0,000056	0,000056	0,000620
Variable de flujo de lubricante debido a la presión de inyección [Q_s] Ec 1.22									
0,07	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06
Gasto máximo de flujo de lubricante [Q (m ³ /s)] Ec 1.23									
0,0015	0,0013	0,0013	0,0013	0,0013	0,0013	0,0013	0,0013	0,0013	0,0013
Temperatura del lubricante a la salida del cojinete [T_{salid} (°C)] Ec 1.24									
55,84	56,2	56,3	56,4	56,4	56,4	56,4	56,4	56,4	55,9

Los resultados mostrados en la Tabla 3.4 en correspondencia al enfriamiento de las chumaceras mediante lubricación forzada, muestran valores superiores a los obtenidos por enfriamiento por convección, en la primera iteración representada, se refleja como el coeficiente de fricción disminuye con respecto al aumento de la viscosidad dinámica de la película de lubricante, dicha determinación, es a costa de la temperatura del aceite a la entrada de la holgura del cojinete, mientras que la temperatura del aceite a la entrada del cojinete sea bastante inferior a la del alojamiento del cojinete, a medida que este fluya por la holgura del cojinete, absorberá una parte del calor generado y por tanto, se evitará el sobrecalentamiento de la chumacera. Cuando se analiza el resultado obtenido en la determinación del flujo de calor generado producto de la fricción en el cojinete en la iteración que se estudia, se refleja que el resultado correspondiente a dicho parámetro, es muy elevado (2219,6 W) aún, cuando se logra un reducido coeficiente de fricción en función del espesor mínimo de la película de lubricante, esto ocurre por la causa de que la holgura radial efectiva del cojinete, es pequeña.

La Figura 3.6, muestra el comportamiento del espesor mínimo de película lubricante en función de la viscosidad dinámica efectiva del aceite, a medida de que esta última crece, la temperatura media efectiva desciende, lo que trae consigo, el crecimiento del espesor mínimo de la película de lubricante, que va separando las superficies de contacto debido a la presión interna que ejerce el lubricante en el interior del cojinete, influenciado por la fuerza centrífuga generada por el árbol del ventilador.

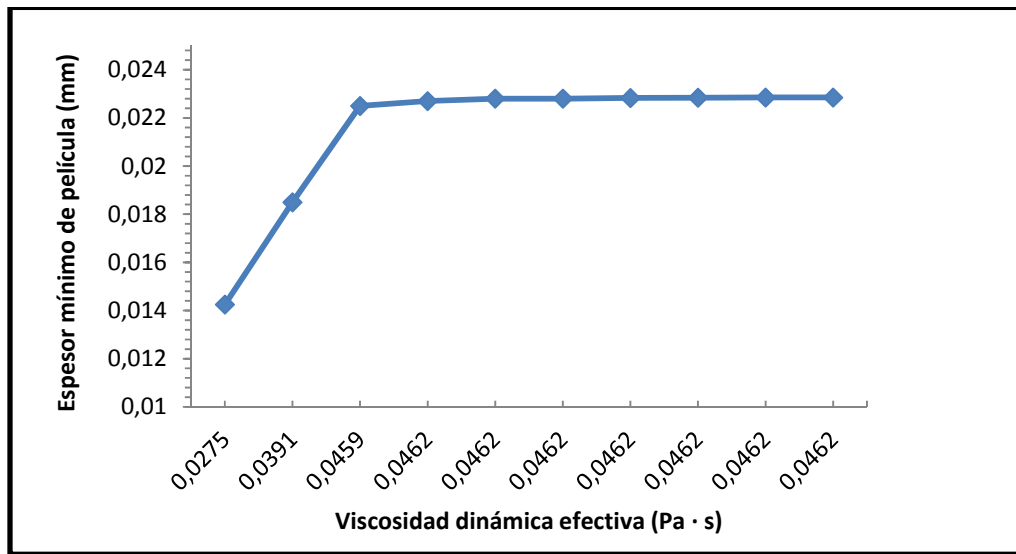


Figura 3.6. Espesor de película de lubricante en función de la viscosidad dinámica efectiva.

Al analizar la Figura 3.7, se percibe un aumento del coeficiente de fricción respecto al crecimiento del espesor mínimo de película de lubricante, como el parámetro de cojinetes de deslizamiento está vinculado con factores importantes donde se incluyen la presión nominal de operación y la viscosidad dinámica efectiva de la película de lubricante, significa que a medida que esta última aumente, el coeficiente de fricción experimenta el mismo comportamiento. El flujo de calor generado producto a la fricción en el cojinete se muestra en la Figura 3.8, donde el eje vertical izquierdo, representa el comportamiento del flujo de calor generado producto a la fricción y el eje vertical derecho, el desenvolvimiento de la holgura radial efectiva del cojinete, obsérvese que a medida que asciende el espesor mínimo de película de lubricante, la temperatura efectiva de este disminuye no siendo así, con el flujo de calor generado producto a la fricción la cual, es la causa fundamental que provoca el crecimiento de la temperatura en el cojinete, este fenómeno ocurre simplemente porque los cambios térmicos experimentados en el cojinete, disminuye a causa de que la temperatura efectiva de la película de lubricante, desciende debido a que esta a la salida de la holgura posee parámetros bajos (variación es muy pequeña), a favor de la presión de inyección del lubricante, lo que trae como consecuencia, que los cambios térmicos en la holgura efectiva relativa y holgura radial efectiva del cojinete sean pequeñas, dicha determinación, permite llegar a la conclusión, que el calentamiento generado por la fricción en el cojinete de deslizamiento, no es por la no existencia de una película de lubricante que separe las superficies de contacto, sino, que las holguras entre el muñón y la superficie de contacto del cojinete, son pequeñas y por consiguiente, el cojinete se sobrecalienta hasta un nivel superior de los 60 °C.

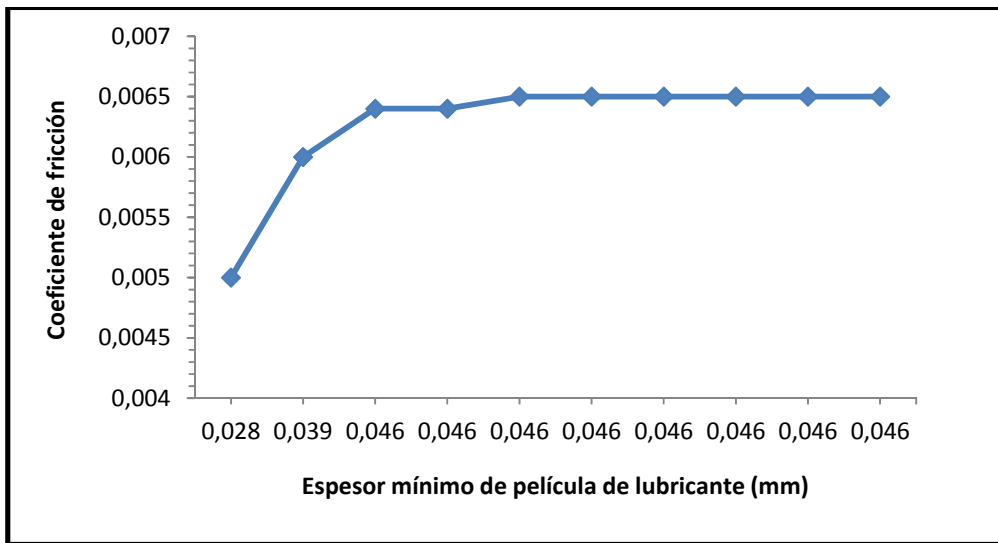


Figura 3.7. Coeficiente de fricción en función del esesor mínimo de la película de lubricante.

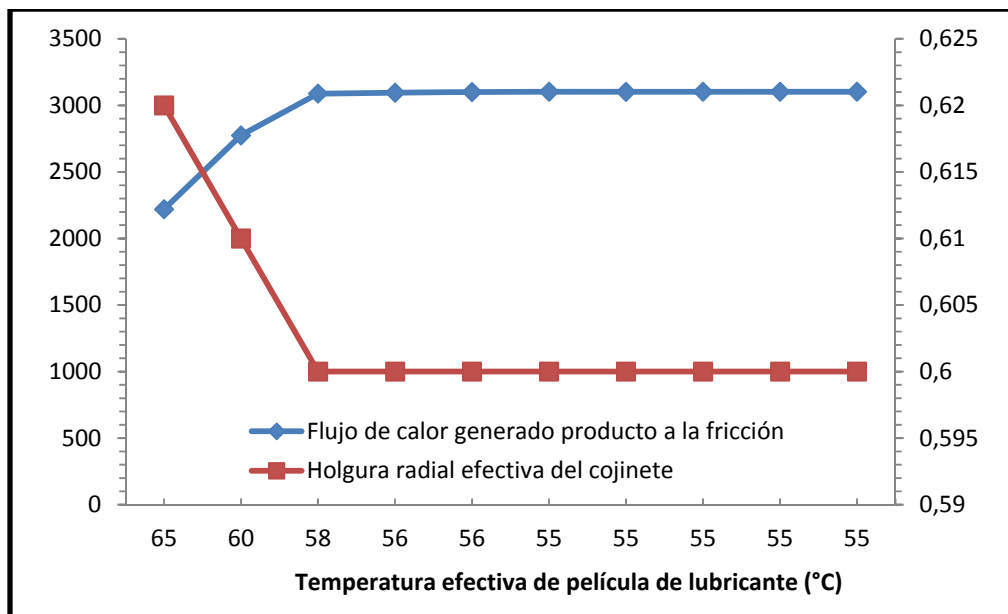


Figura 3.8. Flujo de calor generado producto a la fricción y holgura radial efectiva del cojinete en función de la temperatura efectiva de la película de lubricante.

Si aumentamos las holguras correspondientes, que permita que el flujo de lubricante pueda enfriar el cojinete sin que este se sobrecaliente, entonces ocurrirá una reacción inversa al parámetro explicado en la Figura 3.8.

Analizado el desenvolvimiento del flujo de calor y la holgura radial efectiva del cojinete, con respecto a la temperatura efectiva de la película de lubricante, se examina el comportamiento del flujo máximo de aceite en el suministro a las holguras del cojinete, tomando en cuenta una serie de

factores como pueden ser la presión de inyección del fluido (0,1 MPa) y la viscosidad dinámica efectiva de la película de lubricante (0,0145 Pa·s), para tan importante análisis, se hace uso de la Figura 3.9, en la que se evidencia lo que ocurre con el caudal máximo de inyección de lubricante, cuando la temperatura media efectiva de la película de aceite que separa a las superficies de contacto, disminuye. A medida que la temperatura efectiva de la película de lubricante vaya disminuyendo, existirá un crecimiento de la viscosidad dinámica del espesor de película y un decremento del gasto máximo de flujo de lubricante, estos comportamientos tienen una estrecha relación con los resultados mostrados en la Figura 3.8, lo cual, el principal inconveniente de esta determinación, se basa con la temperatura del lubricante a la salida del cojinete y las holguras de este.

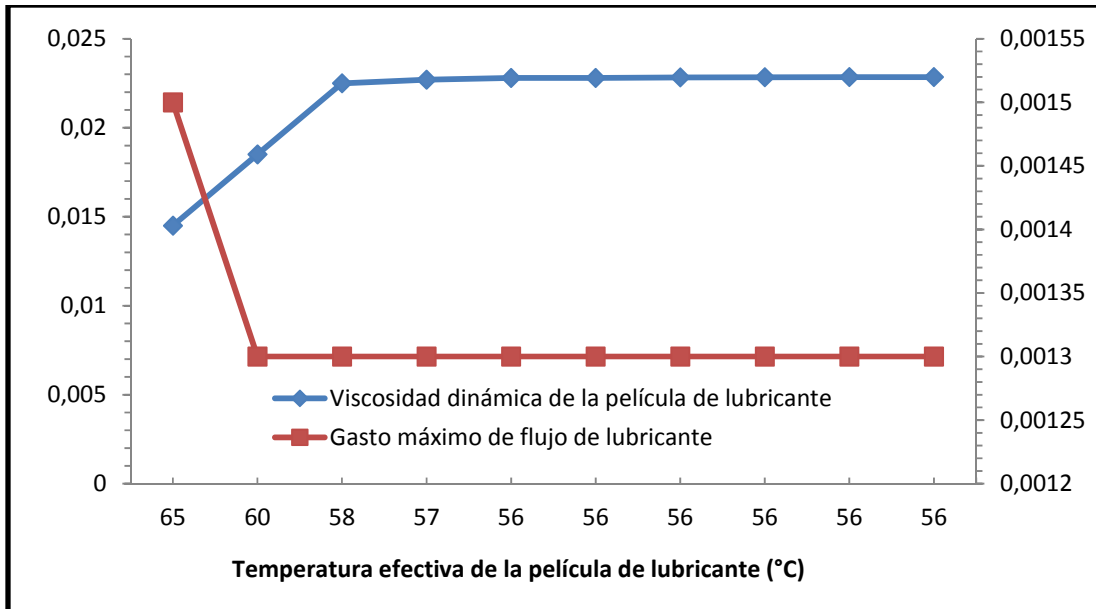


Figura 3.9. Viscosidad dinámica de la película de lubricante y gasto máximo de la película de lubricante en función de la temperatura efectiva de la película de lubricante.

Basado en la teoría anteriormente mostrada, se puede interpretar la información que brinda la Figura 3.9 en función, de la viscosidad dinámica de la película de lubricante (eje vertical izquierdo) y el gasto máximo de flujo de lubricante (eje vertical derecho). Si la variación de la temperatura del lubricante a la salida del cojinete es baja, significa que el coeficiente de fricción es adecuado pero el lubricante no está absorbiendo totalmente el calor generado por la fricción y por ende, el cojinete se sobrecalienta, esto es debido a dos pequeños factores, el primer inconveniente, es la presión de inyección del lubricante y el segundo, las holguras entre el muñón y la superficie del cojinete debido a la presión de inyección del fluido, el caudal de aceite hacia las holguras del cojinete es constante y

por consiguiente, esta siempre permanecerá lubricada pero a la misma vez, habrá un lubricante adicional que se escapará por los extremos del cojinete, pero las características de este último a la salida con dirección al colector, varían con respecto a la entrada. Como la holgura efectiva relativa del cojinete es pequeña debido a los cambios térmicos experimentados en él, la cantidad de lubricante que fluya por el interior de este no será capaz, de enfriar totalmente la chumacera y por tanto, la viscosidad dinámica del aceite, no experimentará un cambio sustancial debido a que la energía que absorbe el espesor mínimo de película de lubricante, será el generado por el trabajo que realiza el par torsional del muñón, el análisis anterior, demuestra que las holguras del cojinete hay que aumentarlas para que haya una mayor cantidad de flujo y de esta manera, se pueda enfriar el cojinete.

En la iteración diez (Tabla 3.4), la temperatura efectiva de la película de lubricante ($55,7^{\circ}\text{C}$), es la que menor valor posee, puesto que este parámetro es inferior a los de las iteraciones anteriores, se muestra un funcionamiento bastante eficiente del cojinete de deslizamiento, lográndose un reducido coeficiente de fricción, un espesor de película de lubricante aceptable para un flujo de lubricante mínimo, lo que demuestra que aplicando el procedimiento descrito en el capítulo anterior, se pueden lograr parámetros admisibles de explotación. La diferencia entre la temperatura inicial asumida ($T_{as\ sal}$) y la temperatura del lubricante a la salida del cojinete (T_{salid}) es más pequeña que un grado centígrado, por tanto, la temperatura de salida del lubricante se ha calculado con un grado suficiente de exactitud, como esta es menor que la temperatura máxima límite del cojinete mostrada en la Tabla 3.2, entonces se puede afirmar que el enfriamiento del cojinete mediante lubricación forzada, es eficiente para el caso analizado.

3.3.2. Resultados de los parámetros de diseño

Los cálculos realizados, demuestran varios inconvenientes en cuanto al correcto funcionamiento de los cojinetes de deslizamiento, para responder a estas problemáticas, se efectuó el cálculo de diseño de dichos elementos tomando como base, los parámetros de trabajo por los cuales se rige la máquina soplante; a continuación, se referencia la Tabla 3.5 la cual, recoge los valores correspondientes a cada uno de los parámetros establecidos en el capítulo anterior, en función de los datos de entrada mostrados en la Tabla 3.2 que se encuentra al inicio del presente capítulo.

Tabla 3.5. Resultados de los parámetros de diseño

Denominación	Símbolo	Valor	U/M	Ecuación
Presión nominal de operación en los cojinetes	p	1,57	MPa	1.7
Holgura diametral	C_d	0,135	mm	Figura 2.3

Tabla 3.5. Resultados de los parámetros de diseño (Continuación)

Holgura radial	C_r	0,0 675	mm	1.25
Relación entre el radio del muñón y holgura radial	$\frac{D_{muñón}}{2 \cdot C_r}$	1 029,63	-	-
Espesor mínimo de película de lubricante	h_0	0,03 475	mm	1.26
Relación de espesor de película	h_0/C_r	0,51	-	-
Número de Sommerfeld	S	0,18	-	Figura 2.4
Viscosidad dinámica requerida de la película de lubricante	μ_{efec}	0,01	Pa · s	1.28
Área de transferencia de calor	A	0,20	m ²	1.9
Coefficiente de transferencia de calor exterior	k_a	33,5	W/m ² · K	Tabla 2.1
Flujo de calor producto a la fricción en el cojinete	$H_{generado}$	134,31	W	1.31
Constante (Cond. Sistema de lubricación)	α	0,75	-	Tabla 2.3
Temperatura promedio de la película de lubricante	$T_{prom\ acet}$	52,54	°C	1.32
Densidad de la película de lubricante	ρ	841,5	kg/m ³	-
Viscosidad dinámica disponible de la película de lubricante	μ_{efec}	0,024	Pa · s	Anexo 1
Número de Sommerfeld	S	0,29	-	1.27
Variable de incremento de la temperatura	$V_{inc\ temp}$	2,05	-	Figura 2.5
Incremento de la temperatura del lubricante	ΔT	26,8	°C	1.33
Temperatura del colector	T_s	39,1	°C	1.34
Incremento máximo de la temperatura de la película de lubricante	$T_{máx}$	66,0	°C	1.35
Temperatura superficial del alojamiento del cojinete	T_b	45,02	°C	1.36
Relación de excentricidad relativa	ϵ	0,52	-	Figura 2.4
Excentricidad relativa	e	0,035	mm	1.37
Ubicación angular del espesor mínimo de la película de lubricante	Φ	54	°	Figura 2.6
Velocidad tangencial del muñón	v	8,68	m/s	1.14
Variable del coeficiente de fricción	$f(\frac{R}{C_r})$	4,5	-	Figura 2.7
Coefficiente de fricción	f	0,004	-	1.38
Criterio convencional de cálculo	$p \cdot v$	13,63	MPa · m/s	1.39
Factor admisible de aleaciones de Babbitt (B83)	$[p \cdot v]$	61,3	MPa · m/s	Tabla 1.1

Los resultados de diseño mostrados en la Tabla 3.5 según la metodología propuesta en el capítulo anterior, evidencian una mejoría en los parámetros de trabajo de los cojinetes de deslizamiento, en función de las holguras máximas y mínimas y el remplazo del sistema de lubricación que anteriormente se analizó. Los parámetros fundamentales mostrados en la tabla anterior, con holguras determinadas a partir del número de revoluciones (1 193 min⁻¹) y diámetro nominal del muñón

(140 mm), el espesor de película aumenta a 0,03 475 mm y el coeficiente de fricción, se encuentra en el rango de régimen de lubricación hidrodinámica (0,004 a 0,008) según [Dobrovolski \(1978\)](#), este último resultado, es a consecuencia del parámetro de temperatura, la cual debe de ser estudiada, la temperatura del aceite lubricante a la entrada del sistema tribológico (igual a la del colector) es baja, lo que trae consigo, que la temperatura promedio de la película de lubricante experimente la misma condición, si el área de trabajo por donde fluye dicha película se incrementa, el aumento de la temperatura de esta es mínimo (2,5 °C), ya que el muñón gira a un número de revoluciones constantes y la fricción se genera por el roce entre fluidos, en consecuencia de que la viscosidad dinámica del espesor mínimo de la capa de lubricante (0,024 Pa·s) es suficiente, para separar las superficies de trabajo y por consiguiente, el flujo de calor generado producto a la fricción en el cojinete es de aproximadamente 134,31 W, valor adecuado que evidencia que la generación de calor es mínima y hace que la temperatura del alojamiento del cojinete no sobrepase los 45,02 °C. Como la película de aceite a la salida del sistema tribológico presenta valores de aumento de la temperatura de 66 °C respectivamente, su enfriamiento es a base del intercambio de calor con el lubricante frío en el colector lográndose de esta manera, los parámetros de funcionamiento adecuados. La determinación de material antifricción adecuado para los cojinetes, permite seleccionar un Babbitt B83 en función de la carga máxima ejercida sobre los cojinetes y el número máximo de revoluciones que experimenta el muñón, ya que el valor del parámetro que caracteriza dichos materiales, es bastante inferior a los estandarizados según las condiciones de trabajo por la [GOST 1320 – 74 \(1975\)](#).

Todos los parámetros determinados anteriormente, dependen de un indicador que es necesario tener en cuenta, el aceite lubricante empleado en el sistema que se analiza, por significación alguna, los parámetros establecidos como la viscosidad dinámica efectiva y densidad de la película de lubricante, (esta última constante para todas las temperaturas corregidas ya que no tiene gran significación en los cálculos realizados) se determinaron a partir de la consulta de la Figura 1 mostrada en los anexos del trabajo, en función de históricos de temperatura establecidas en las chumaceras radiales e influencia de las propiedades y características técnicas, que brinda los catálogos de productos lubricantes para aceites industriales Turbo, para este caso, se especificó el aceite industrial ISO VG Turbo 46. En el siguiente epígrafe, se profundizará acerca del impacto técnico global que presentan dichos lubricantes.

3.4. Características técnicas del aceite lubricante industrial Cubalub ISO VG Turbo 46

Según Cubalub (2009), los aceites Turbos se emplean para la lubricación de cojinetes, reguladores de velocidad y otros dispositivos de los turbogeneradores, pueden utilizarse también para la lubricación de mecanismos similares de turbocompresores, turbinas de gas y de vapor que tengan sistemas de lubricación por circulación forzada.

Poseen buena estabilidad química y permiten el uso continuado durante prolongados períodos de tiempo con características antioxidantes, anticorrosivas, antiespumantes y buena resistencia a la formación de emulsiones y rápida separación del agua.

A continuación, se muestra la Tabla 3.6 donde se pone de manifiesto, las propiedades de mayor interés a la hora de efectuar un análisis de selección.

Tabla 3.6. Propiedades típicas del aceite industrial Cubalub ISO VG Turbo 46

Viscosidad cinemática a 40 °C	46 cSt
Densidad a 15 °C	841,5 kg/m ³
Punto de inflamación CA	225 °C
Demulsificación	534 seg.

Fuente: Cubalub (2009)

Definidas las características técnicas y propiedades particulares del aceite industrial en uso, se puede afirmar que este posee las condiciones fundamentales, que garantiza la lubricación total de las holguras del cojinete de deslizamiento y a la vez, un enfriamiento aceptable de la chumacera, lo que permitirá un funcionamiento bastante eficiente de dicho sistema estableciendo los parámetros nombrados en el epígrafe anterior.

3.5. Análisis de parámetros funcionales del ventilador de tiro forzado A de la unidad #2

El comportamiento técnico de las máquinas, está basado principalmente en el estado de sus partes componentes, si la disponibilidad operacional de cualesquiera de sus piezas es insatisfactorio, llevaría consigo un funcionamiento no conforme y por ende, el deterioro parcial o total de la máquina en general. Disímiles son las causas que pueden intervenir en un mal comportamiento técnico de los equipos mecánicos rotatorios, estas dificultades pudieran ser desgaste prematuro de los puntos de apoyos, desalineamiento, fallas en las compuertas de regulación tanto en la succión como en la descarga, entre otros. A continuación, se hará un estudio del comportamiento técnico del ventilador de tiro forzado A de la unidad de generación térmica #2, haciéndose énfasis en el sistema objeto de estudio, para tal actividad, se representan una serie de gráficas en función de un grupo de parámetros operacionales de dicho equipo (flujo de aire para la combustión, % de abertura de la

compuerta de succión), los cuales varían en dependencia de la cantidad de vapor que demande el generador de vapor, para tal fin, se verifica la conducta de la regulación de la compuerta de succión de la máquina en función del flujo máximo de aire requerido para la combustión, dichos flujos, corresponden a una potencia de 150, 180 y 220 MW respectivamente.

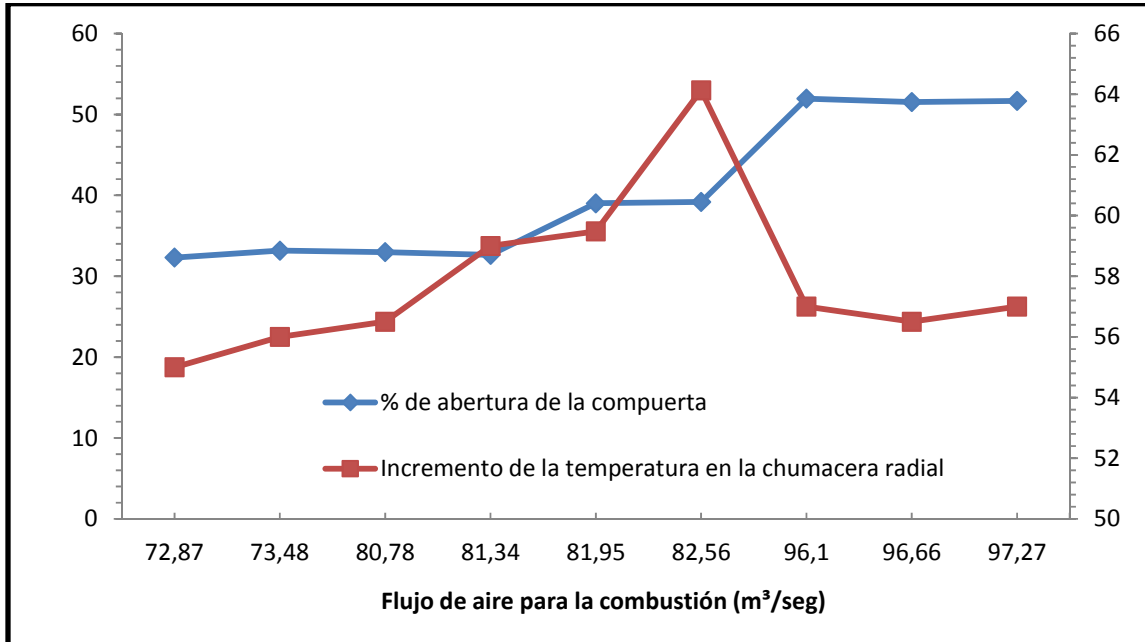


Figura 3.10. Comportamiento de regulación en la compuerta de succión e incremento de la temperatura de la chumacera radial con respecto al flujo de aire para la combustión.

Según la información que brinda la Figura 3.10, en función del porcentaje de abertura de la compuerta de succión (eje vertical izquierdo) e incremento de la temperatura en la chumacera (eje vertical derecho), el porcentaje de regulación en la abertura de la compuerta de succión, se va incrementando a medida que la potencia demandada por el generador de vapor experimenta la misma condición y por consiguiente, el flujo de aire para la combustión tiene que ser mayor, obsérvese que para una potencia requerida de 180 MW aproximadamente, el flujo de aire se incrementa (81,52 m³/seg) y siendo así, la compuerta de succión experimenta un mayor porcentaje de regulación de abertura (32,5 %) y luego, su comportamiento permanece casi constante, nótese el desempeño de la temperatura en la chumacera radial, se puede evidenciar, que a medida que aumenta el flujo de aire para la combustión (de 150 a 180 MW) ocurre un crecimiento elevado de la temperatura en el punto de apoyo radial (62 °C), que conllevó a la salida de servicio del equipo en cuestión, por tanto, las causas que originaron dicho fenómeno consisten en que debido a fallas mecánicas en las compuertas de regulación en la succión o sea, algunos de sus elementos móviles

presentan un exceso de juego u holguras y causa que estos elementos no se comporten uniformemente, originando así, un contraflujo de aire, que puede provocar una turbulencia y por ende, el nivel de vibraciones experimentado por la máquina es elevado, trayendo consigo que la película de lubricante en el cojinete de deslizamiento se destruya y la temperatura de este último, aumente a causa del contacto de metal metal (fricción seca).

Situaciones como estas han ocurrido innumerables veces no solo por la cuestión anterior, sino por otras causas que a continuación se detallarán; la ubicación de la Empresa Termoeléctrica, se encuentra bajo un ambiente nocivo de gran intensidad, la humedad relativa es superior al 62 % y el grado de salinidad es bastante elevado, estos factores atacan rápidamente al acero, hasta un nivel, que en determinado momento las piezas y máquinas conformadas del material anteriormente mencionado, requieren de atención técnica (mantenimiento). La situación planteada, se ha identificado en los rodets de los ventiladores de tiro forzado, trayendo consigo desalineamiento, lo que causa, el temprano deterioro de los puntos de apoyos del árbol transmisor de momento torsor de la máquina soplante centrífuga, detectándose en estos, desprendimientos, fatiga y cambios de color del material antifricción.

3.6. Valoración económica

Toda investigación debe llevar aparejado una valoración económica que garantice que los recursos materiales, financieros y humanos son aprovechados con eficiencia, seguridad y con el menor impacto con el medio ambiente, así como garantizar el uso racional de los recursos energéticos.

El costo total que se incurre en el mantenimiento de una pieza, viene dado por los gastos de materiales, mano de obra, consumo de electricidad y otros gastos indirectos. En las intervenciones de remplazo y mantenimiento de chumaceras radiales de contacto deslizante de los ventiladores de tiro forzado (VTF), inciden los gastos que se representan en la Tabla 3.7.

Tabla 3.7. Costo de remplazo y mantenimiento de chumaceras radiales

Designación de la pieza		Costo (CUC)	
Chumaceras radiales (importada)		96,32	
Chumacera radiales (recuperada)			
Operarios	Tarifas (CUP)	Tiempo efectivo (horas)	Costo (CUP · horas)
Mecánico de taller A	1,97	84	165,48
Mecánico de taller B	1,92	8	15,36
Mecánico de taller C	1,84	57	104,88
Ayudante	1,71	12	20,52
Salario básico (Sb) = suma de los costos = 306,24 CUP			

Tabla 3.7. Costo de remplazo y mantenimiento de chumaceras radiales (Continuación)

Aporte a la seguridad social	Gastos indirectos (Gi)
$S_s = 0,09 \cdot (S_b + S_c) = 30,32$ CUP	8,16 CUC
Salario complementario (S_c) = $0,1 \cdot S_b = 30,624$ CUP	
Costo total	
CT = $S_b + S_s + S_c + G_i + C_c = 367,184$ CUP + 104,48 CUC	

Según la tabla anterior, se puede definir que el costo que se incurre en el cambio y mantenimiento de las chumaceras radiales de contacto deslizante es de 367,184 CUP + 104,48 CUC para una sola intervención, lo que significa que para 57 intervenciones anuales realizadas en el período de 22 de febrero hasta el 12 de diciembre de 2015, dicho costo asciende a 20 929,48 CUP + 465,15 CUC debido a la ejecución de dichas actividades, en función de las tareas realizadas en la recuperación de la pieza sin incluir el costo de importación de la chumacera, a la vez, influye negativamente en el sistema de suministro de energía eléctrica a la red nacional, tal así, la Tabla 3.8 referencia el impacto que representa la ausencia del servicio de la máquina centrífuga:

Tabla 3.8. Impacto global económico por concepto de producción

Potencia (MW)	Flujo de aire (m ³ /s)	Coefficiente %	Cant. Energía (kW/h)	Precio CUC (kW/h)
250	210	6,3	15,75	3,3075
120	105*	8,25	9,9	2,079
Pérdidas por concepto de producción				1,2285

Nota: * Flujo de aire restringido.

La Tabla 3.8, evidencia las pérdidas que se incurren cuando uno de los ventiladores que presenta el generador de vapor sale de servicio, para una potencia máxima de 250 MW, el flujo de aire para la combustión, es aproximadamente de 210 m³/s, generando de esta manera 15,75 kW/h con un precio de 3,3075 CUC; cuando la unidad generadora se ve limitada a la mitad de su producción nominal, debido a que el exceso de aire no es suficiente producto a que las máquinas encargadas de realizar la actividad anterior no están del todo competentemente disponibles, entonces la generación de energía eléctrica disminuye a 9,9 kW/h y por consiguiente, el precio de venta desciende a 2,079 CUC lo que provoca, una pérdida de ingreso a la entidad por concepto de producción de 1,2285 CUC, si el tiempo de paro de la máquina soplante oscila alrededor de las cuatro horas aproximadamente, entonces la pérdida por concepto de producción aumenta 4,914 CUC y según la intervenciones anuales definidas anteriormente, la entidad energética deja de ingresar 280,098 CUC por año.

Todo lo anteriormente planteado, se resume en un efecto económico total de 20 929, 48 CUP + 841,568 CUC.

Si nuestra propuesta se realiza con la calidad requerida, entonces la cantidad de intervenciones anuales disminuirían en correspondencia a los cambios y recuperación de chumaceras radiales en un 35 %, tomando como base el ciclo de mantenimiento por el cual se rige el equipo actualmente en función, de la unidad generadora a la que pertenece, por tanto, se percibe un ahorro de 14 689,038 CUP a la entidad que pertenece dicho máquina.

3.7. Impacto medioambiental

El hombre es el principal causante de la contaminación del planeta, debido a la eliminación de residuos líquidos, domésticos e industriales, así como desperdicios sólidos que causan un efecto directo sobre el medio ambiente. Los aceites industriales utilizados en los cojinetes, son productos empleados en múltiples actividades y sus residuos pueden causar graves afectaciones al medio ambiente y a la salud humana (Tabla 3.9). Estos residuales representan más del 60 % de los aceites lubricantes consumidos, lo que los convierte en uno de los contaminantes más abundantes en la actualidad.

Tabla 3.9. Efecto de la lubricación sobre la salud humana

Acción	Efecto
Contacto directo con la piel	Puede generar irritaciones
Inhalación	Puede generar grandes intoxicaciones
Ingestión	Puede provocar la muerte

Por otro lado existe clara incidencia del efecto negativo que tiene un entorno ruidoso sobre las personas. Las molestias que ocasiona el ruido continuo provocado por un deficiente estado técnico del cojinete, pueden ser de distintas índoles y van desde trastornos a la hora de dormir e incapacidad para concentrarse, hasta lesiones en la membrana auditiva, dependiendo de la intensidad y duración del ruido.

De ahí que, este trabajo estuviese encaminado a eliminar o disminuir estos factores dañinos para la supervivencia del ser humano y por ende sus consecuencias, que pueden ser de proporciones incalculables, ya que en el caso de los aceites la contaminación puede afectar la tierra, ríos y mares, debido a su baja biodegradabilidad y vertidos a las aguas que originan una película impermeable entre la atmósfera y la superficie acuática, que ocasiona una disminución del oxígeno disuelto en el agua. No se puede dejar de mencionar, el daño que le causa al medio ambiente los gases producto a la combustión expulsada a la atmósfera, los cuales presentan un elevado por ciento de dióxido de carbono cuando el proceso de combustión (mezcla de aire y combustible) no se realiza adecuadamente, cuando, la cantidad de aire no es suficiente para la demanda del proceso; los efectos

ambientales del dióxido de carbono atmosférico generan un creciente interés. Actualmente existe una fuerte controversia sobre el calentamiento global y la relación que el CO₂ tiene con éste. El dióxido de carbono es un importante gas que regula el calentamiento global de la superficie de la Tierra, además de ser la primera fuente de carbono para la vida en la Tierra (Wales & Sears, 2013). Su concentración en la atmósfera se ha mantenido constante desde el final del Precámbrico hasta la Revolución Industrial, pero debido al crecimiento desmesurado de la combustión de combustibles fósiles la concentración está aumentando, incrementando el calentamiento global y causando un cambio climático antropogénico.

3.8. Conclusiones del capítulo 3

- El sistema de enfriamiento de la chumacera por convección pura, no satisface las condiciones de operación requeridas demandada por la máquina soplante.
- Las holguras máximas y mínimas son muy pequeñas, debido a que los ajustes entre el muñón y el cojinete antifricción son reducidos y esto provoca, un aumento de la temperatura considerable de la chumacera.
- El aceite lubricante en uso posee características técnicas satisfactorias, lo cual hace que este cumpla con todas y cada una de las exigencias técnicas, que se requieren en el sistema objeto de estudio.

CONCLUSIONES GENERALES

- El flujo de calor generado producto a la fricción es muy elevado, por consecuencia de que las holguras máximas y mínimas son muy reducidas.
- El espesor mínimo de película de lubricante es muy delgado, lo que conlleva a que el sistema se encuentre bajo condiciones de lubricación límite.
- El enfriamiento por convección pura, no satisface las condiciones óptimas de trabajo de las chumaceras y debido a esta causa, dicho elemento permanece a una temperatura superior de los 55 °C comparado con el diseño.
- Existen irregularidades en la geometría del muñón, de la superficie de la chumacera e incluso, en el impelente los cuales causan, altos niveles de vibraciones, crecimiento de la temperatura y por consiguiente, mal funcionamiento de la máquina.

RECOMENDACIONES

- Incorporar los resultados de este trabajo, al fondo técnico para consulta y generalización en otras unidades, en las que se presenten situaciones similares a las que dieron lugar a esta investigación.
- Realizar los cálculos en función de determinar los principales parámetros técnico – operacionales en la lubricación de cojinetes de contacto deslizante por anillo.
- Que el grupo de calidad controle, en el caso de la recuperación de las chumaceras, las desviaciones permitidas en el cojinete antifricción y al mismo tiempo, que los muñones de los árboles presenten, luego del proceso de maquinado, una forma totalmente cilíndrica y la rugosidad superficial responda a las exigencias de trabajo.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Benloch, J. 1986.** *Lubricantes y lubricación aplicada*. Barcelona.
- Budynas, R. G. 2008.** *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. Santa Fe: Editorial Mexicana.
- Carro, M. P. 2007.** *Diseño de un sistema de mantenimiento basado en la condición para la turbina de vapor para la CTE "Antonio Guiteras Holmes" de 330,5 MW de Matanzas*. La Habana: Centro de investigación y pruebas electroenergéticas.
- Castro, Y. M., & Alejandro, S. G. (18 de Abril de 2016).** Un futuro sin improvisación. *Granma*, pág. 4.
- Castrol. 2011.** *Catálogo general de lubricantes*. Madrid, España.
- Catillo, F. D. 2007.** *Tribología, fricción, desgaste y lubricación*. Izcalli: Cuatitlán.
- Céspedes, R. M. 2013.** *Viabilidad del uso del Autocril reforzado con polvo de grafito y propuesta de una tecnología para la recuperación de guías de máquinas herramientas*. Moa- Holguín- Cuba: ISMM.
- Cherkasski, V. M. 1986.** *Bombas, ventiladores y compresores*. Moscú: MIR.
- Church, A. H. 1976.** *Bombas y máquinas soplantes centrífugas*. Vedado, La Habana: Pueblo y educación.
- Comas, G. 2011.** *Mozilla Firefox*. Consultado el 16 de Septiembre de 2015. Disponible en: <http://www.interempresas.com>
- Cubalub. 2009.** *Catálogo de productos*. Vedado, La Habana.
- Delgado, J. 2006.** *Sistemas de lubricación a bordo*. Tesis de grado, Universidad Austral de Chile, Valdivia, Chile.
- Dobrovolski. 1978.** *Diseño de elementos de máquinas*. Moscú: MIR.
- Domínguez, L. 2014.** *Lubricación de rodamientos de bandas transportadoras. Explotación y perfeccionamiento de máquinas transportadoras* (págs. 3-7). Mayarí- Holguín- Cuba: CIS.
- Faires, V. M. 2002.** *Diseño de elementos de máquinas*. Barcelona: Montaner y Simon, S.A.
- Farías, J. 2008.** *Diseño e implantación de un plan de lubricación para máquinas y equipos*. Guayaquil, Ecuador.
- Gilbert, A. 2014.** *Fundamentos de la lubricación*. Moa- Holguín- Cuba: ISMM.
- GOST 1320 - 74, N. 1975.** *Especificaciones y exigencias técnicas de los metales Babbitt*. Moscú: MIR.
- Hobson, P. D. 1970.** *Práctica de la lubricación industrial*. La Habana: Instituto del libro.
- ISO 7902 - 2 y 3. 1998.** *Hidrodinamic plain journal bearings under esteady- state conditions- Circular cylindrical bearings- Part 2: Functions used in the calculation procedure- Part 3: Permissible operational parameters* . Estados Unidos: International Standard.

- Jordan, O. 2004.** *Diseño de elementos de máquinas II*. San Cristobal: Universidad nacional experimental de Tachira.
- Larrazabal, M. P. 2013.** Teoría de máquinas y mecanismos. *Determinación de grados de libertad en los mecanismos de palancas* (págs. 2-6). Moa- Holguín- Cuba: ISMM.
- Laurencio, H. L. 2015.** Turbo máquinas. *Bombas centrífugas* (pág. 4). Moa- Holguín- Cuba: ISMM.
- López, D. G. 2010.** *Recubrimientos superficiales mediante proyección térmica*. Michoacán, México: ARSIDE.
- López, J. A. 2012.** *Cojinetes de rodadura*. Michoacán, México.
- Martínez, E. S. 1992.** *Lubricación industrial, tesis en opción al grado de maestro en ciencias de la ingeniería mecánica*. San Nicolás de los Garza, Chile: Universidad autonoma de Nuevo León.
- Mataix, C. 1986.** *Mecánica de los fluidos y máquinas hidráulicas*. Madrid: Ediciones del Castillo S.A.
- Morrow, H. S. 1986.** *Organization and Administration of the Maintenance*.
- Mott, R. L. 2006.** *Diseño de elementos de máquinas*. México: Pearson Education.
- Navarrete, E. P. 1986.** *Mantenimiento industrial*. La Habana: EMPES.
- NC ISO 7902, N. C. 2009.** *Cojinetes hidrodinámicos bajo condiciones estables - Cojinetes cilíndricos circulares- Parte 1: Procedimiento de cálculo*. La Habana, Vedado: Oficina Nacional de Normalización.
- Oliva, L. R., Centelles, J. D., Silva, E. L., & Beatón, P. S. 1988.** *Explotación y materiales constructivos de generadores de vapor*. Santiago de Cuba: Instituto Superior Politécnico "Julio Antonio Mella".
- Orellana, J. G. 2005.** *Estudio de lubricación para el ahorro de recursos en una empresa*. Guatemala.
- Peña, J. C. 2009.** *Proceso tecnológico de la Empresa Termoeléctrica de Felton*. Mayarí- Holguín- Cuba: UNE.
- Quijorna, A. N. 2007.** *Diseño de elementos de máquinas*. La Mancha, Guatemala: Universidad de Castilla.
- Raimondi, A. A. 1958.** *Solution for the finite journal bearing and its application to analysis and design- Part 2*. Estados Unidos.
- Ramos, N. P. 1994.** *Bombas, Ventiladores y Compresores*. La Habana: ISPJAE.
- Reshetov. 1987.** *Elementos de máquinas*. Moscú: MIR.
- Reyes, J. L. (16 de diciembre de 2015).** Técnicas y procedimientos para la solución de problemas. *Estrategia y tecnología del mantenimiento* (págs. 6 - 7). Moa- Holguín- Cuba: ISMM.

Reynolds, O. 1866. *On the theory of lubrication and its application to Mr. Beauchamp Towers experiments, including an experimental determination of the viscosity of olive oil.*

Ricardo, R. 2011. *Lubricantes y sus aplicaciones.* Mayarí- Holguín- Cuba: CUBANÍQUEL.

Sánchez, J. M. 2013. *Análisis de comportamiento operacional de los ventiladores de tiro forzado de la termoeléctrica de Felton.* Moa- Holguín- Cuba: ISMM.

Sexto, L. F. 2004. *Fin del principio de Pareto.* La Habana: CUJAE.

Shell. 2011. *Introducción a los lubricantes y a la lubricación.* Madrid, España.

Vanegas, L. 2009. Rodamientos. *DINA*, 16-21.

Wales, J., & Sears, F. W. 2013. *wikipedia.* Consultado el 16 de septiembre de 2015. Disponible en: <http://www.wikipedia.org/>

ANEXOS

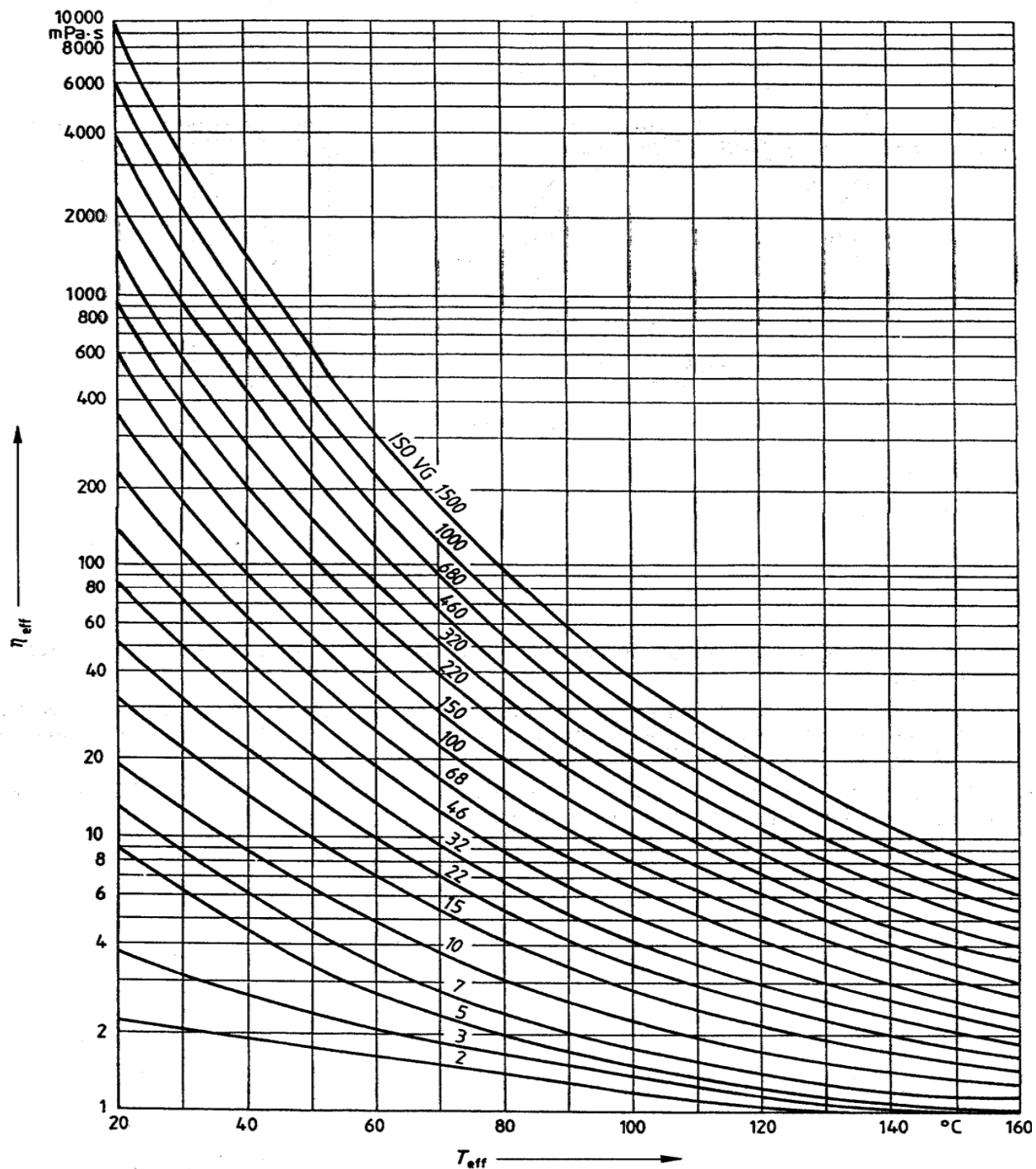


Figura 1. Obtención de la viscosidad dinámica de servicio con IV 95 (Fuente: ISO 7902 - 2, 1995).

Tabla 1. Características técnicas de los ventiladores de tiro forzado.

Parámetro	Valor	U/M
Tipo de ventilador	CSD SER.A 1 306	-
Flujo máximo de aire	137	m ³ /s
Temperatura del aire	32	°C
Presión a la salida del impelente	11 000	Pa
Potencia absorbida del ventilador	1 825	kW
Revoluciones críticas	1 744	min ⁻¹
Revoluciones operacionales	1 193	min ⁻¹
Diámetro de la rueda/ propulsor	2 300	mm
Longitud del árbol	5270	mm
Enfriamiento por agua	Máx 30	°C
Cojinetes del ventilador		
<u>Cojinete firme</u> : Tipo RENK-ER WLK 14-140, refrigerado con agua a una temperatura máxima de 30 °C, consumo 8 lts/min.		
<u>Cojinete suelto</u> : Tipo ERNLG 14-140, para el enfriamiento superficial con la temperatura máxima ambiente de 43 °C.		

Fabricante: Firma Nordisk

Fuente: [Checoslovacos \(1995\)](#)



Figura 2. Chumacera lado coupling de los VTF.



Figura 3. Fatiga y cambio de color del revestimiento de metal Babbitt B83.



Figura 4. Rayaduras del muñón del VTF.



Figura 5. Fundición del material antifricción Babbitt B83.

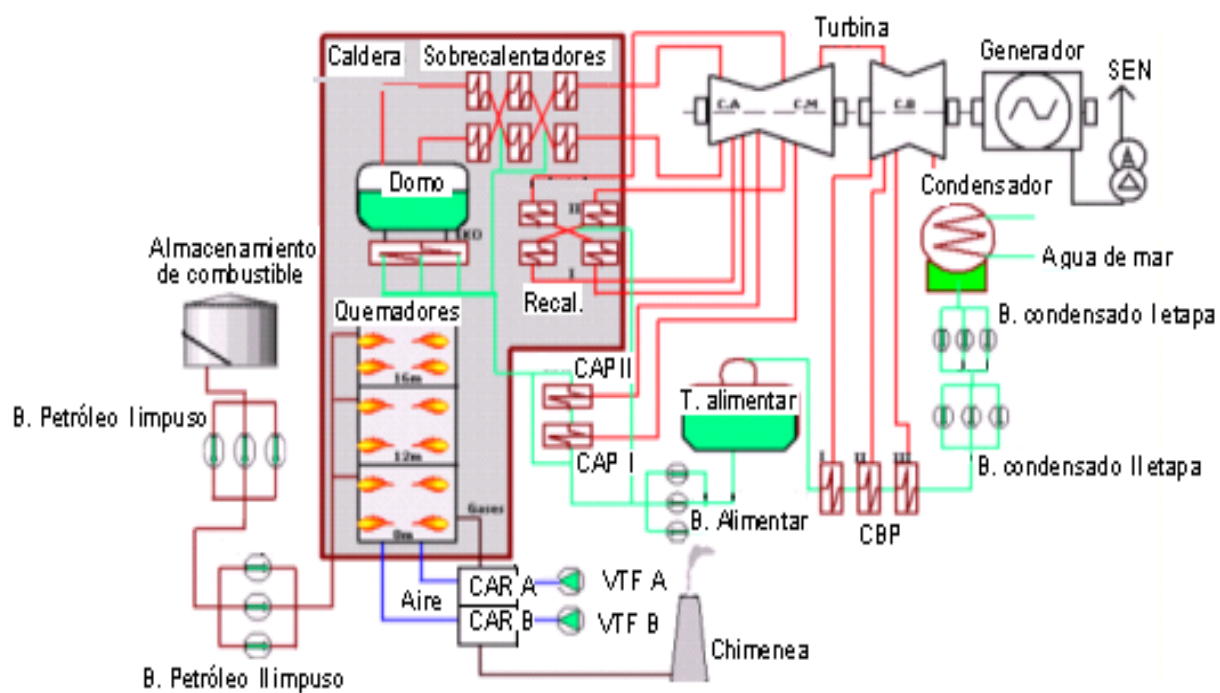


Figura 6. Esquema tecnológico de la Empresa Termoeléctrica "Lidio Ramón Pérez".