



INSTITUTO SUPERIOR
MINERO METALÚRGICO DE MOA
Dr. ANTONIO NÚÑEZ JIMÉNEZ

FACULTAD DE METALURGIA Y
ELECTROMECAÁNICA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO DE DIPLOMA

En opción al título de Ingeniero Mecánico

Diseño y construcción del árbol para bomba centrífuga de la Instalación de Hidrotransporte en el “Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa”

Autor: Rolando Pérez Lores

Tutores: Dr. C. Isnel Rodríguez González

Ms.C. Rodney Martínez Rojas

Moa, 2018
“Año 60 de la Revolución”

DECLARACIÓN DE AUTORÍA

YO: Rolando Pérez Lores

Autor de este trabajo de diploma, junto a los tutores, el Doctor en Ciencias: Isnel Rodríguez González y el Master en Ciencias: Rodney Martínez Rojas, declaramos la propiedad intelectual de este trabajo al servicio del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa, para que dispongan de su uso cuando sea conveniente.

Dr.C. Isnel Rodríguez González

Ms.C. Rodney Martínez Rojas

Rolando Pérez Lores

PENSAMIENTO

“Nuestra juventud debe procurar adquirir aquellos conocimientos que sean más útiles en cada momento a la nación. Sobre todo, si se tiene en cuenta que estamos entrando en una etapa enteramente nueva (...)”

Fidel Castro Ruz



DEDICATORIA

Dedico esta tesis a mis madres Beatriz Lores Abad y Amparo Lores Abad, a mi padre Rolando Pérez Olivares. Por ser mis principales cómplices en el resultado de lo que hoy soy y por el apoyo incondicionalmente brindado.

A mi hermana Elizabeth Pérez Lores, a mi esposa Betriz Montero Leyva y a un pedazo de mi corazón y de mi vida que se llama Laura Beatriz Pérez Montero.

A mi primo Paul Rodríguez Lores por siempre ser mi apoyo y mi mano derecha.

A mis abuelos Domitila Abad Navarro, Evis Olivares Durán y Francisco Pérez Hernández.

A toda mi familia en general por siempre estar apoyandome.

A mi amigo Hector Noel Seara Alvarez, por ser como un hermano para mí.

AGRADECIMIENTOS

A mis padres Beatriz Lores Abad , Rolando Pérez Olivares y Amparo Lores Abad. Gracias por estar siempre a mi lado apoyandome en todo. Gracias por ser mis padres y estoy muy agradecido con Dios por darme unos padres como ustedes.

A mis abuelos Domitila Abad Navarro, Evis Olivares Durán y Francisco Pérez Hernández.

A mi esposa y a mi hija.

A mis amigos Hector Noel Seara Alvarez y José Carlos Fis Aldana.

A mis compañeros de aula y amigos.

A todos los profesores que incidieron en mi proceso de formación.

A los tutores el Doctor en Ciencias Isnel Rodríguez González y al Master en Ciencias Rodney Martínez Rojas por el apoyo brindado para la realización de la tesis.

A todos; **MUCHAS GRACIAS.**

RESUMEN

En el trabajo se llevó a cabo el diseño y construcción del árbol de la bomba centrífuga, ubicada en la instalación de Hidrotransporte del Instituto Superior Minero Metalúrgico “Dr. Antonio Núñez Jiménez” de Moa, además de la selección de los cojinetes de rodamiento, el acoplamiento y se propuso el tipo de mantenimiento de dicha bomba. Para la construcción y diseño del árbol se establece el material acero AISI 1060 con una resistencia a la tensión de 680 MP_a y una resistencia a la fluencia de 370 MP_a . Según las dimensiones del árbol se seleccionaron dos rodamientos 6409, con diámetros interior de 45 mm, exterior de 120 mm y ancho de 29 mm; el mismo va a tener una longevidad de 65 243 853,132 horas. El acoplamiento seleccionado es de brida, el mismo soporta un momento torsor máximo de 2 452,5 Nm y tiene 6 pernos (M16). Para el mantenimiento de la bomba se propuso el preventivo planificado, con medición de parámetros y síntomas, la duración del ciclo es de 64 800 horas máquinas, con un tiempo entre reparaciones medianas de 32 400 horas máquinas, los tiempos entre reparaciones y entre intervenciones tienen el mismo valor de 10 800 horas máquinas. Para la construcción del árbol se estableció la tecnología de maquinado, incluyendo la del torneado y el fresado. La valoración económica realizada indica que el costo total del proceso es de \$ 180,92 (CUC + CUP).

SUMMARY

In the work, we have proposed the design and construction of the centrifugal pump shaft, located in the Hydrotransport Installation at the Higher Metallurgical Mining Institute "Dr. Antonio Núñez Jiménez" in Moa. In addition, the selection of the rolling bearings, the coupling and the type of maintenance of said pump was performed. For the construction and design of the axle, the AISI 1060 steel material is established with a tensile strength of 680 MPa and a yield strength of 370 MPa. According to the dimensions of the axle, two 6409 bearings were selected, with internal diameters of 45 mm, outside of 120 mm and width of 29 mm; it will have a longevity of 65 243 853,132 hours. The selected coupling is flanged and supports a maximum torque of 2 452, 5 Nm and has 6 bolts (M16). For the maintenance of the pump the planned preventive maintenance was proposed, including reading of parameters and signs, the duration of the cycle is 64 800 hours machines, with a time between average repairs of 32 400 hours machines, the times between repairs and between interventions have the same value of 10 800 machine hours. For the construction of the axle, the machining technology was established, including turning and milling. The economic assessment performed indicates that the total cost of the process is \$ 180.92 (CUC + CUP).

| TABLA DE CONTENIDOS | Pág. |
|---|-----------|
| Introducción..... | 1 |
| CAPÍTULO 1: MARCO TEÓRICO Y ANTECEDENTES INVESTIGATIVOS..... | 4 |
| 1.1. Introducción | 4 |
| 1.2. Clasificación de las bombas | 4 |
| 1.2.1. Características de las bombas | 4 |
| 1.2.2. Teoría general de funcionamiento de las bombas centrífugas | 6 |
| 1.2.3. Clasificación de las bombas centrífugas | 8 |
| 1.3. Tipos fundamentales de árboles | 10 |
| 1.3.1. Materiales para los árboles y ejes..... | 11 |
| 1.3.2. Causas fundamentales de rotura de los árboles y ejes | 12 |
| 1.3.3. Elementos de unión para los árboles | 13 |
| 1.4. Tipos de acoplamientos y su clasificación..... | 14 |
| 1.4.1. Acoplamientos rígidos | 15 |
| 1.4.2. Acoplamientos flexibles..... | 16 |
| 1.4.3. Acoplamientos especiales o articulados..... | 18 |
| 1.5. Clasificación de los cojinetes de rodamientos..... | 18 |
| 1.5.1. Características de los cojinetes de rodamientos | 19 |
| 1.5.2. Clasificación de los cojinetes según la dirección de la carga..... | 19 |
| 1.5.3. Clasificación de los cojinetes según su rigidez..... | 20 |
| 1.5.4. Tipos de cojinete según su forma..... | 20 |
| 1.5.5. Cojinetes según su elemento rodante | 20 |
| 1.6. Tipos de empaquetadura para la hermeticidad de las bombas | 21 |
| 1.6.1. Tipos de empaquetaduras | 21 |
| 1.6.2. Propiedades de las empaquetaduras | 22 |
| 1.7. Simulación de objetos de ingeniería | 22 |
| 1.7.1. Etapas del método de elemento finito | 23 |
| 1.8. Conclusiones del capítulo | 23 |
| CAPÍTULO 2: MATERIALES Y MÉTODOS DE LA INVESTIGACIÓN | 24 |
| 2.1. Introducción | 24 |
| 2.2. Instrumentos de medición..... | 24 |
| 2.3. Metodología para el cálculo de las fuerzas radiales y axiales | 24 |
| 2.4. Cálculo a la resistencia de los árboles y ejes..... | 25 |

| | |
|---|-----------|
| 2.4.1. Cálculo del momento torsor | 25 |
| 2.4.2. Momento flector que actúa sobre el árbol..... | 26 |
| 2.4.3. Momento equivalente para la combinación de esfuerzos..... | 26 |
| 2.4.4. Determinación del diámetro para la sección más peligrosa..... | 26 |
| 2.5. Metodología de cálculo y selección de los cojinetes de contacto rodante .. | 27 |
| 2.5.1. Longevidad de servicio | 27 |
| 2.5.2. Secuencia para el cálculo | 28 |
| 2.6. Modelación y simulación del árbol | 31 |
| 2.6.1. Pasos a seguir para la ejecución del Método de Elementos Finitos..... | 32 |
| 2.6.2. Aplicación de las cargas correspondientes al árbol | 32 |
| 2.6.3. Mallado del árbol | 33 |
| 2.7. Selección de los acoplamientos | 33 |
| 2.8. Sistema de mantenimiento..... | 34 |
| 2.8.1. Criterio a nivel de máquina..... | 34 |
| 2.8.2. Estado técnico de la bomba centrífuga | 35 |
| 2.8.3. Estructura del ciclo de mantenimiento..... | 36 |
| 2.9. Procesos tecnológicos para la fabricación del árbol..... | 37 |
| 2.9.1. Metodología de cálculo para el torneado | 38 |
| 2.9.2. Metodología de cálculo para el fresado..... | 43 |
| 2.10. Conclusiones del capítulo | 46 |
| CAPÍTULO 3: ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE LOS RESULTADOS | 47 |
| 3.1. Introducción | 47 |
| 3.2. Resultados obtenidos de la fuerza axial y la fuerza radial | 47 |
| 3.3. Dimensiones de resistencia del árbol | 48 |
| 3.4. Cálculo del momento flector que actúa sobre el árbol | 48 |
| 3.5. Diámetro para la sección más peligrosa..... | 49 |
| 3.6. Selección de los cojinetes de contacto rodante | 49 |
| 3.6.1. Secuencia del cálculo para los cojinetes | 50 |
| 3.7. Resultados de la simulación mediante el Método de Elementos Finitos..... | 53 |
| 3.7.1. Tensión máxima a la que se somete el árbol de la bomba centrífuga | 53 |
| 3.7.2. Factor de seguridad | 54 |
| 3.8. Selección del acoplamiento con el motor..... | 55 |
| 3.9. Sistema de mantenimiento propuesto | 55 |

| | |
|--|----|
| 3.9.1. Coeficientes de mantenimiento predictivo y correctivo/preventivo | 56 |
| 3.9.2. Estado técnico de la bomba centrífuga | 57 |
| 3.9.3. Estructura del ciclo de mantenimiento | 58 |
| 3.10. Cálculo de los parámetros para el torneado | 59 |
| 3.11. Determinación de los parámetros para el fresado | 60 |
| 3.12. Valoración económica | 61 |
| 3.13. Impacto medio ambiental | 63 |
| 3.14. Conclusiones del capítulo | 63 |
| CONCLUSIONES GENERALES | 64 |
| RECOMENDACIONES | 65 |
| REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS | 66 |
| ANEXOS | 68 |

Introducción

La preparación de profesionales es una de las tareas que más prioridad tiene en el país, para dirigir y mantener la funcionabilidad de empresas e instituciones se necesita formar el personal calificado, siendo este proceso la base del desarrollo de la economía. Las instituciones de Educación Superior y otros centros cuentan con laboratorios e instalaciones, que facilitan y mejoran dicho proceso de formación profesional.

En el municipio de Moa se encuentra el Instituto Superior Minero Metalúrgico “Dr. Antonio Núñez Jiménez”, el cual se especializa en la formación de profesionales capaces de asumir responsabilidades, en cualquier industria o instalación, con el objetivo de mantener su buen funcionamiento, por lo que es necesario contar con una base de laboratorios e instalaciones que faciliten la creación de habilidades, de acuerdo con la especialidad de estudio. Entre las carreras, que posee esta Institución de Educación Superior, se encuentra la de Ingeniería Mecánica, una de las especialidades que prepara al graduado en la obtención de piezas y componentes de máquinas; como son árboles, ejes, engranajes, entre otros.

Entre las instalaciones que ayudan en el proceso de formación de estudiantes de ingeniería, en el Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa, se encuentra la de Hidrotransporte, la misma está compuesta por máquinas, como son las bombas centrífugas, que también son denominadas bombas rotodinámicas. Las bombas centrífugas tienen un uso muy extendido en la industria ya que son adecuadas casi para cualquier uso. Estas bombas se suelen montar horizontales, pero también pueden estar verticales y para alcanzar mayores alturas se fabrican disponiendo varios impulsores sucesivos en un mismo cuerpo de bomba.

Entre las partes componentes de la bomba se encuentran los rodamientos, el impelente y el árbol. Los árboles son elementos de vital importancia en la industria mecánica, son ellos los encargados de transmitir potencia y movimiento en máquinas rotatorias. Normalmente en su desempeño se ven sometidos a una combinación de esfuerzos como torsión, flexión y compresión, los cuales sumados a las condiciones internas del material dan una gran gama de posibilidades de falla. La citada instalación es actualmente una de las más utilizadas para creación de habilidades, en carreras de ingeniería, en temas afines a los sistemas de transporte de fluidos.

Situación problemática

En el Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa está ubicada la instalación de Hidrotransporte, la cual es empleada en investigaciones que conducen a tesis de maestría y de doctorado, particularmente las relacionadas con el transporte de fluidos, también es empleada en el proceso de enseñanza aprendizaje para las carreras de Mecánica, Metalurgia, Minas y Eléctrica. En la actualidad se desarrollan proyectos que permiten conocer el comportamiento de fluidos, tanto newtonianos como no newtonianos, sin embargo en últimos tiempos la bomba de 5 kW ha venido presentando frecuentes roturas en el árbol de la misma, afectando los cojinetes y los acoplamientos, dejando inutilizable dicha instalación, lo que ha conducido a retrasos en los resultados de investigaciones de doctorado, dificultades con la formación de habilidades en las carreras que emplean la mencionada instalación, las roturas además han provocado afectaciones monetarias a la institución por erogaciones en la compra de los elementos averiados. Las averías provocan la salida de fluidos (cieno carbonatado, pulpa laterítica) que se derraman en el piso de la instalación y luego con las lluvias son arrastrados al alcantarillado pluvial que finalmente contamina arroyos aledaños a la institución.

Problema

Frecuentes roturas del árbol de la bomba centrífuga de 5 kW, lo que provoca la salida de servicio de la instalación de Hidrotransporte del “Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa”, afecta las investigaciones doctorales y la formación de habilidades en los estudiantes que emplean dicha instalación.

Objeto de estudio

Bomba centrífuga de la instalación de Hidrotransporte del “Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa”.

Objetivo general

Diseñar el árbol y seleccionar elementos de la bomba centrífuga de 5 kW, para evitar su rotura prematura y la salida de servicio de la instalación de Hidrotransporte en el “Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa”.

Objetivos específicos:

1. Diseñar el árbol de la bomba de 5 kW, de manera que se posibilite la instalación del impelente en el mismo.
2. Construir el árbol diseñado para la instalación del impelente para la bomba de 5 kW.
3. Seleccionar los cojinetes de rodamiento y el acoplamiento para la bomba y el motor.

Campo de acción

Diseño de elementos en bomba centrífuga.

Hipótesis

Si se diseña el árbol y seleccionan elementos de la bomba centrífuga de 5 kW, para las condiciones actuales de explotación y se construye el árbol de la misma, entonces podrá ser posible reducir la rotura prematura y la salida de servicio de la instalación, de Hidrotransporte, en el “Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa”.

Tareas de investigación:

1. Establecimiento del estado del arte sobre bombas centrífugas.
2. Diseño del árbol de la bomba de 5 kW.
3. Comprobación de la resistencia del árbol de la bomba a través de la modelación por el método de elementos finitos.
4. Construcción del árbol diseñado.
4. Selección de los cojinetes de rodamiento para el árbol diseñado.
5. Selección del acoplamiento para la bomba y el motor.
6. Propuesta del sistema de mantenimiento de la instalación para garantizar una explotación prolongada.
7. Análisis y valoración de los resultados.
8. Planteamiento de los efectos económicos, sociales y ambientales.

CAPÍTULO 1: MARCO TEÓRICO Y ANTECEDENTES INVESTIGATIVOS

1.1. Introducción

Las bombas han tenido y tienen un papel decisivo en el desarrollo de la humanidad. No es posible imaginar los modernos procesos industriales y la vida en las grandes ciudades sin la participación de estos equipos. Están presentes en las grandes centrales termoeléctricas, en las empresas de procesos químico, en las industrias alimenticias. Están presentes también en los equipos automotores. Tienen un decisivo papel en el confort de los grandes asentamientos humanos con el suministro de agua, evacuación de residuales y suministro de aire acondicionado. Los equipos de bombeo en particular son decisivos en los sistemas de riego para la producción agrícola de alimentos.

Objetivo del capítulo

Establecer los fundamentos teóricos que sirvan de base para el diseño y construcción del árbol de bomba centrífuga de la instalación de Hidrotransporte ubicada en el “Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa”.

1.2. Clasificación de las bombas

Según Rodríguez (2008), existen una gran variedad de bombas que se agrupan en:

1. Bombas de desplazamiento positivo: reciprocantes, rotatorias, de diafragma, entre otras.
2. Bombas de desplazamiento no positivo: centrífugas, de flujo axial y de flujo mixto.
3. Bombas de fluido impelente: ariete hidráulico, emulsores e inyectores.

1.2.1. Características de las bombas

Cada bomba presenta diferentes tipos de características que la diferencian una de otra (Rodríguez, 2008), según la clasificación de los diferentes tipos de bombas, se caracterizan por:

1.2.1.1. Bombas de desplazamiento positivo

En las bombas de desplazamiento positivo, la transferencia de energía al fluido es hidrostática. En la transferencia de energía hidrostática, un cuerpo de desplazamiento reduce el espacio de trabajo lleno de fluido y bombea el fluido a la tubería. El cuerpo de desplazamiento ejerce una presión sobre el fluido. Al aumentar

el espacio de trabajo, este se vuelve a llenar con fluido de la tubería. Este tipo de bombas (ver figura 1.1) se caracterizan (Mataix, 1982) por:

- A velocidades determinadas la descarga es constante e independiente de la carga de bombeo.
- La carga de bombeo puede aumentarse (dentro de los límites que los materiales de construcción de la bomba lo permitan) con solo aumentar la potencia del motor que la mueve manteniendo el flujo constante.
- Para regular el flujo se debe hacer mediante una recirculación, pues no admiten estrangulación del fluido.



a) Bomba de tornillos

b) Bomba peristáltica

c) Bomba de engranajes

Figura 1.1. Bombas de desplazamiento positivo

1.2.1.2. Bombas de desplazamiento no positivo

Según White (1979), la gran velocidad de funcionamiento que poseen estas bombas (ver figura 1.2) permite su accionamiento directo por motores eléctricos, pequeño tamaño y peso, gran seguridad de marcha y servicio y mínimo número de elementos de desgaste, las mismas se caracterizan de la siguiente manera:

- El flujo que brindan es inversamente proporcional a la carga de bombeo y es variable.
- La carga de bombeo no puede aumentarse con sólo aumentar la potencia del motor, sino que es necesario variar la velocidad del rotor y cambiar el diámetro del impelente.
- Se puede regular el flujo mediante válvulas.

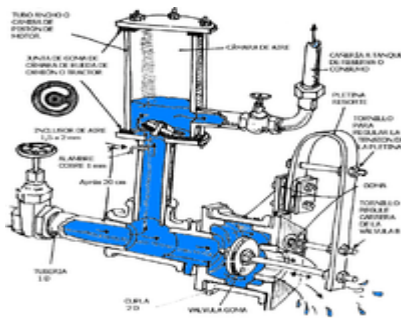


a) Bomba centrífuga

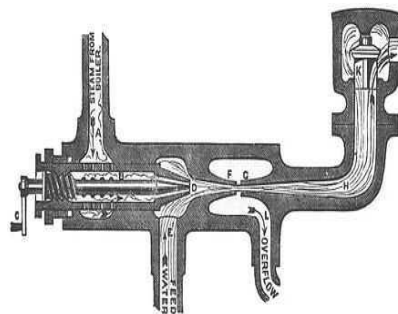
Figura 1.2. Bomba de desplazamiento no positivo

1.2.1.3. Bombas de fluido impelente

Las bombas de fluido impelente (ver figura 1.3) utilizan un fluido a alta presión que sale por una boquilla a alta velocidad y baja presión, convirtiendo su energía potencial en energía cinética. En esta zona de baja presión se mezcla con el fluido que se quiere bombear y le imparte energía cinética. A continuación ambos fluidos mezclados entran por otra boquilla donde la energía cinética vuelve a convertirse en potencial, disminuyendo la velocidad y aumentando la presión. El fluido bombeado puede ser o líquido o gaseoso y, en algunos casos puede llevar sólidos en suspensión (Domínguez, 1945).



a) Ariete hidráulico



b) Inyector

Figura 1.3. Bombas de fluido impelente

1.2.2. Teoría general de funcionamiento de las bombas centrífugas

Las bombas centrífugas mueven un cierto volumen de líquido entre dos niveles; son pues, máquinas hidráulicas que transforman un trabajo mecánico en otro de tipo hidráulico (Rodríguez, 2008). Los elementos de que consta una instalación (ver figura 1.4), son:

- a) Una tubería de aspiración, que concluye prácticamente en la brida de aspiración.

b) El impulsor o rodete, formado por un conjunto de álabes que pueden adoptar diversas formas, según la misión a que vaya a ser destinada la bomba, los cuales giran dentro de una carcasa circular. El rodete es accionado por un motor, y va unido solidariamente al eje, siendo la parte móvil de la bomba. El líquido penetra axialmente por la tubería de aspiración hasta la entrada del rodete, experimentando un cambio de dirección más o menos brusco, pasando a radial (en las centrífugas) o permaneciendo axial (en las axiales), acelerándose y absorbiendo un trabajo.

Los álabes del rodete someten a las partículas de líquido a un movimiento de rotación muy rápido, siendo proyectadas hacia el exterior por la fuerza centrífuga, creando una altura dinámica de forma que abandonan el rodete hacia la voluta a gran velocidad, aumentando también su presión en el impulsor según la distancia al eje. La elevación del líquido se produce por la reacción entre éste y el rodete sometido al movimiento de rotación.

c) La voluta, es un órgano fijo que está dispuesta en forma de caracol alrededor del rodete, a su salida, de tal manera que la separación entre ella y el rodete es mínima en la parte superior, y va aumentando hasta que las partículas líquidas se encuentran frente a la abertura de impulsión. Su misión es la de recoger el líquido que abandona el rodete a gran velocidad, cambiar la dirección de su movimiento y encaminarle hacia la brida de impulsión de la bomba. La voluta es también un transformador de energía, ya que frena la velocidad del líquido, transformando parte de la energía dinámica creada en el rodete en energía de presión, que crece a medida que el espacio entre el rodete y la carcasa aumenta, presión que se suma a la alcanzada por el líquido en el rodete.

d) Una tubería de impulsión, instalada a la salida de la voluta, por la que el líquido es evacuado a la presión y velocidad creada en la bomba.

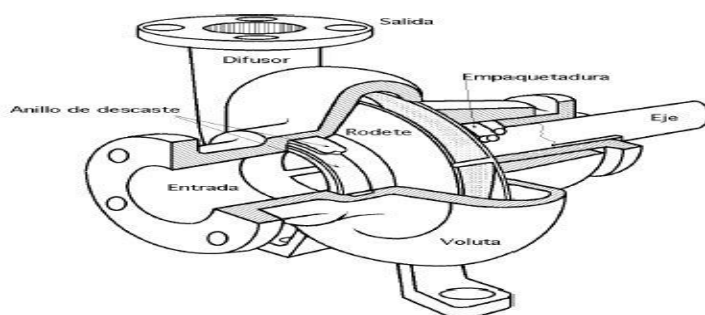


Figura 1.4. Partes componentes de la bomba centrífuga.

1.2.3. Clasificación de las bombas centrífugas

Las bombas de efecto centrífugo han adquirido gran relevancia por sus grandes posibilidades y vasto campo de aplicación, habiendo desplazado casi por entero a las de desplazamiento positivo. Su gran velocidad de funcionamiento, que permite su accionamiento directo por motores eléctricos, pequeño tamaño y peso, gran seguridad de marcha y servicio y mínimo número de elementos de desgaste, han sido factores decisivos que se han impuesto para conseguir su gran difusión y empleo. Los principales tipos de bombas centrífugas se pueden clasificar, (Streeter-Wylie, 1987) de acuerdo con:

1. La dirección del flujo.
2. El tipo de impulsor.
3. El material de sus partes.
4. El número de impulsores.

1.2.3.1. Clasificación según la dirección del flujo

La clasificación según la dirección del flujo atiende la trayectoria que sigue el líquido a su paso en los álabes del rodete (el impulsor), por lo tanto se distinguen por la dirección del flujo impulsado, según Vennard (1986), se diferencian en:

1. Bombas de flujo radial (centrífugas): en estas bombas la corriente líquida sale del rodete radialmente (o sea la salida del fluido es perpendicular al eje).
2. Bombas de flujo axial (hélices): la corriente líquida sale en superficies cilíndricas alrededor del eje de rotación (o sea la salida del fluido es paralelo al eje).
3. Bombas de flujo mixto (diagonales): se verifica radial y axialmente, denominándose también de flujo mixto.

1.2.3.2. Clasificación de acuerdo con el tipo de impulsor

Según su diseño mecánico o estructural, se pueden distinguir tres tipos de impulsores (Vennard, 1986):

- De álabes aislados (abiertos): en un impulsor abierto, los álabes desnudos van unidos únicamente al eje de giro y se mueven entre dos paredes laterales fijas pertenecientes a la carcasa de la bomba, con tolerancias laterales lo más estrechas posibles para evitar fugas.

- Con una sola pared o rodete lateral de apoyo (semiabiertos): los impulsores con una sola pared lateral, que siempre es la posterior, se emplean con cierta frecuencia, destacando las bombas de flujo mixto y todas las axiales. Al igual que en los abiertos, su buen rendimiento está basado en una tolerancia lateral muy estrecha, del orden de 0,3 mm, que evita fugas de la periferia al centro y en los canales del impulsor entre sí. Estas fugas son tanto mayores cuanto menos viscoso es el líquido, por lo que, con líquidos algo viscosos el caudal y la altura pueden aumentar, a pesar de las mayores pérdidas por rozamiento, lo que les hace más apropiados que los abiertos para trabajar con líquidos a altas temperaturas.
- Con ambas paredes laterales (cerrados): los impulsores cerrados tienen los álabes colocados entre dos paredes laterales, anterior o de aspiración y posterior. El estrecho margen de tolerancias existente para evitar fugas de retroceso entre la impulsión y la aspiración suele ser axial y está constituida por unas superficies anulares muy próximas, situadas alrededor del orificio de aspiración (oído del impulsor) y formadas por los aros de cierre, uno montado en la carcasa y el otro que gira montado en el impulsor. La principal ventaja de esta solución es que los aros de cierre se pueden cambiar fácilmente cuando se desgastan, recuperando la tolerancia primitiva, evitando así fugas mayores.

1.2.3.3. Clasificación de acuerdo con el material de sus partes

Según Nekrasov (1986) las condiciones de servicio y la naturaleza química del líquido a manejar además del medio ambiente, determinan el material que debe emplearse. Las designaciones del material frecuentemente utilizadas en la construcción de bombas centrífugas son:

- Bomba de hierro y bronce (estándar).
- Bomba toda de hierro.
- Bomba toda de bronce.
- Bomba de acero con partes internas de hierro o acero inoxidable.
- Bomba toda de acero inoxidable.

Las bombas centrífugas también pueden construirse de otros metales y aleaciones de acero, además pueden ser de porcelana, vidrio y plástico. Lo más común y económico por ejemplo para agua potable es que se construyan de hierro y bronce.

1.2.3.4. Clasificación de acuerdo con el número de impulsores

En este caso debe entenderse que el número de impulsores hace referencia a los impulsores colocados en serie; ya que dos o más impulsores en paralelo equivaldrían a dos o más bombas separadas. De acuerdo con este criterio las bombas centrífugas se clasifican (De Azevedo-Netto; Alvarez, 1975) en:

- Simplex (un solo impulsor).
- Dúplex (dos impulsores).
- Multiplex (más de dos impulsores).

1.3. Tipos fundamentales de árboles

Los árboles son elementos de máquinas destinados a transmitir potencia. Según Shigley (1990) los árboles son cargados por momentos torsores (esfuerzos tangenciales) y pueden soportar momentos flectores (esfuerzos normales). Y por la forma del eje geométrico del árbol se distinguen:

1. Árboles rectos:

- De sección circular constante: el árbol o eje está formado por un único diámetro (ver figura 1.5).

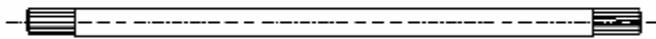


Figura 1.5. Árbol recto.

- Escalonado: la sección del árbol es variable compuesta por diferentes diámetros (ver figura 1.6).



Figura 1.6. Árbol escalonado.

- #### 2. Árboles acodados (cigüeñales): formado por codos con apoyos intermedios (ver figura 1.7).



Figura 1.7. Árbol acodado.

1.3.1. Materiales para los árboles y ejes

Shigley (1990), expone que para la construcción de árboles y ejes se debe tener en cuenta el tipo de material y el tratamiento térmico que se le debe de realizar, el material a utilizar (ver tabla 1.1), son los aceros:

- Al carbono
- Aleados

Tabla 1.1. Tratamiento térmico según el tipo de acero

| Tratamiento térmico | Grupo de materiales | Marca del acero (norma SAE) |
|-----------------------------|----------------------|------------------------------------|
| Normalización, mejoramiento | Aleados y al carbono | 1045; 1145; 3135; 3140; 3141; 4330 |
| Temple a corazón | | 3140; 8742 |
| Temple superficial | | 1040 |
| Temple por CAF a corazón. | | 5052; 3140 |
| Cementación | | 1015; 1020; 3120; 3115; 4023 |
| Nitruración | | 1035; 4140; 3140; 5140 |

Para confección de ejes y árboles, en la mayoría de los casos, en Cuba se prefieren aceros según las normas SAE y DIN. De tal manera se usan los siguientes aceros:

- SAE 1010 y SAE 1020: para árboles poco cargados o de uso esporádico donde sea deseable un bajo costo de fabricación o cuando algunas partes de los elementos deban ser endurecidas mediante cementación.
- SAE 1045: es el acero para árboles más corrientemente usado, pues el mayor contenido de carbono le otorga una mayor dureza, mayor resistencia mecánica y un costo moderado. No obstante lo anterior, cuando este acero se endurece por templado sufre deformaciones y baja su resistencia a la fatiga.
- SAE 4140: es un acero al cromo molibdeno bonificado de alta resistencia que se emplea en ejes muy cargados y en donde se requiere alta resistencia mecánica.
- SAE 4340: es un acero al cromo níquel molibdeno bonificado de máxima tenacidad, resistencia a la tracción y torsión que se aplica a los cálculos para el diseño de árboles.

- DIN St. 42: es un acero ordinario con 420 N/mm^2 de resistencia mínima a la rotura en tracción, que se emplea en árboles y ejes poco cargados o pertenecientes a mecanismos de uso poco frecuente.
- DIN St. 50 o DIN St. 60: son también aceros ordinarios con 500 y 600 N/mm^2 respectivamente, que se emplean cuando los ejes o los árboles quedan sometidos a mayores solicitaciones.
- DIN 15Cr3: acero de cementación de baja aleación que se usa especialmente para árboles de cajas de cambio de automotrices, con una resistencia a la ruptura en tracción entre 600 y 850 N/mm^2 .
- DIN 15CrNi6: acero aleado de cementación con resistencia a la ruptura en tracción entre 900 y 1200 N/mm^2 , usado en la confección de árboles de cajas de cambio fuertemente solicitados.
- DIN Ck45 o DIN Ck60: aceros al carbono bonificados con bajo contenido de fósforo y azufre, para la confección de ejes y árboles medianamente solicitados.
- DIN 34CrMo4 o DIN 37MnSi5: aceros bonificados, con alta resistencia a la fatiga, aptos para la confección de ejes, árboles, cigüeñales.
- DIN 30CrMoV9 o DIN 36CrNiMo4: aceros bonificados para la confección de árboles muy fuertemente solicitados.

1.3.2. Causas fundamentales de rotura de los árboles y ejes

En la caso de cargas variables, las roturas por falta de resistencia mecánica pueden producirse con esfuerzos muy por debajo de las tensiones admisibles consideradas aceptables en diseño estático y de forma repentina (ver figura 1.8). Este fenómeno por el cual los materiales pierden resistencia cuando están sometidos a ciclos de tensiones variables en el tiempo, se denomina fatiga (Shigley, 1990).

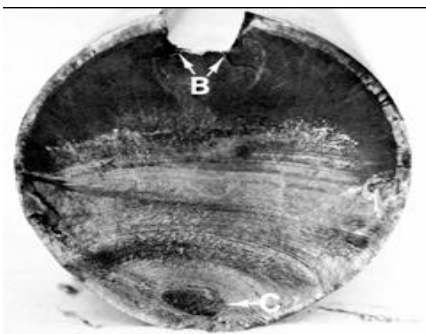


Figura 1.8. Falla por fatiga de un árbol

1.3.3. Elementos de unión para los árboles

Los elementos de unión para los árboles, cumplen con la función de evitar desajustes, pandeo o el movimiento circular relativo del árbol con los elementos de máquinas (ver figura 1.9). Entre los elementos de unión para un árbol según Vanegas (2011) están:

- Chavetas o cuñas: son piezas que se adicionan al conjunto para evitar el movimiento circular relativo entre un árbol y los elementos de máquinas que se colocan sobre él (poleas, engranajes, volantes, levas, embragues, frenos). Algunas también impiden el movimiento axial, cuando existe una carga a transmitir a los apoyos.
- Pasador: consiste en un macizo (cilíndrico o cónico) o un caño abierto, que se coloca a presión en forma perpendicular al árbol, pasando de lado a lado de la llanta, en general, de forma diametral. En los macizos se debe mantener la relación $D = d + 0,0208 L$ o conicidad del 2 %, pueden tener además una cara plana y/o rosca en el extremo más fino. De ser un caño abierto el diámetro interior debe ser menor 0,66 del exterior para evitar su ovalado y pandeo.
- Prisionero: es un bulón de alta resistencia y dureza que va roscado en la maza y presiona sobre el árbol (ver figura 1.9. a), se aconseja que éste último posea una dureza de por lo menos 10 Rc menor que el prisionero. Depende del esfuerzo de compresión que genera sobre el árbol para desarrollar una fuerza de sujeción resistente al movimiento relativo axial y/o rotatorio de la pieza y que se conoce como capacidad de fijación. Si es complementario de una chaveta siempre debe ir colocado sobre ésta.

A veces en el árbol se suele hacer una pequeña perforación en forma de cono para que penetre la punta del prisionero (ver figura 1.9. b), esto mejora el agarre, garantizando además el correcto posicionado longitudinal, pero es laboriosa la operación. También puede fabricarse una superficie plana que mejora sólo el agarre radial (ver figura 1.9. c) y además no deforma al árbol.

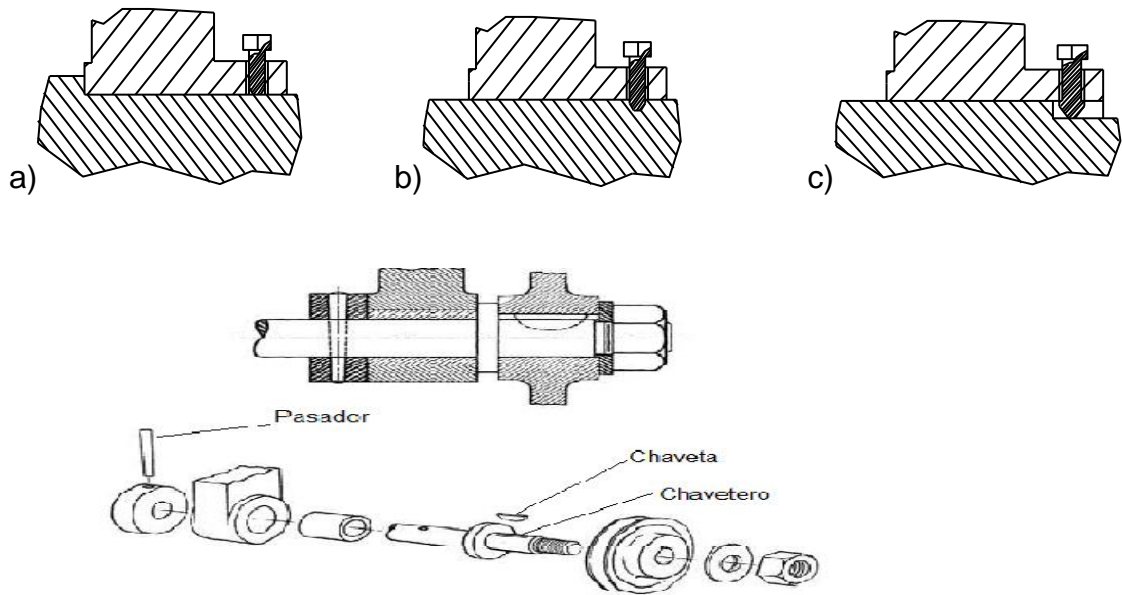


Figura 1.9. Elementos de unión para un árbol

1.4. Tipos de acoplamientos y su clasificación

Los acoplamientos tienen por función prolongar líneas de transmisión de ejes o conectar tramos de diferentes ejes, estén o no alineados entre sí. Para llevar a cabo tales funciones se disponen de diferentes tipos de acoplamientos mecánicos. Los acoplamientos se clasifican (Tulio, 2014) en los siguientes tipos:

- Acoplamientos rígidos:

- Acoplamientos rígidos de manguito o con prisionero.
- Acoplamientos rígidos de platillos.
- Acoplamientos rígidos por sujeción cónica.

- Acoplamientos flexibles:

- Acoplamientos flexibles de manguitos de goma.
- Acoplamientos flexibles de disco flexible.
- Acoplamientos flexibles de fuelle helicoidales.
- Acoplamientos flexibles de quijadas de goma.
- Acoplamientos flexibles direccionales de tipo Falk.
- Acoplamientos flexibles de cadenas.
- Acoplamientos flexibles de engrane.
- Acoplamientos flexibles de fuelle metálico.

- Acoplamientos especiales o articulados:

- Junta eslabonada de desplazamiento lateral.
- Junta universal.

1.4.1. Acoplamientos rígidos

Según Tulio (2014), los acoplamientos rígidos se fijan a los ejes de manera que no existe el desplazamiento relativo entre ambos, sin embargo se puede permitir cierto desajuste o juego axial. Estos acoplamientos se utilizan cuando la precisión del par de torsión es de suma importancia. La maquinaria para producción automática suele tener en sus componentes, acoplamientos rígidos. Los servomecanismos que no deben presentar juego angular, también emplean acoplamientos rígidos.

1.4.1.1. Acoplamientos rígidos de manguito con prisionero

Según Norton (2000), los acoplamientos rígidos de manguito con prisionero, cierran o ajustan por interferencia, mediante tornillos. Algunos suelen poseer una chaveta o un prisionero común a ambos ejes, sin embargo es usual que estos casos se empleen en transmisiones de baja potencia o bajo torque. Los que tienen un ajuste preponderante por interferencia suelen tener los prisioneros con extremos en forma de tazas para que se incrusten mejor en el eje, a su vez los ejes en los extremos deben tener algún ligero rebaje para efectuar el ajuste en forma gradual. En caso de no contar con datos de fabricante, para detalles de cálculo de interferencia se sugiere emplear coeficientes de rozamiento de entre 0,15 y 0,20; correspondientes a la fricción de hierro fundido.

1.4.1.2. Acoplamientos rígidos de platillos

Los acoplamientos rígidos de platillos se ajustan fuertemente por medio de pernos y chavetas de material muy resistente. Estos dispositivos pueden calcularse aunque no se cuente con datos del fabricante, empleando hipótesis de esfuerzos cortante en los pernos de unión e hipótesis de fricción en toda la superficie de contacto, sin embargo se supone como condición de trabajo más segura emplear la hipótesis de corte puro. En estas circunstancias se debe garantizar un maquinado muy preciso en los alojamientos de los pernos y deben coincidir perfectamente (Norton, 2000).

1.4.1.3. Acoplamientos rígidos por sujeción cónica

Shigley (2002) expone, que los acoplamientos rígidos por sujeción cónica se fabrican en varios diseños, siendo el más común el acoplamiento de dos o más piezas divididas, que se fijan alrededor de los ejes y que transmiten el torque por fricción e interferencia. El efecto de bloqueo se logra cuando el collarín dividido de superficie cónica es presionado entre el eje y la carcasa del acoplamiento, también de superficie cónica.

1.4.2. Acoplamientos flexibles

Para Tulio (2014), los acoplamientos flexibles funcionan como un eje como cuerpo rígido posee seis grados de libertad, con respecto a un segundo eje. Sin embargo por razones de simetría, tan solo quedarán cuatro que generan una posible desalineación. Estas condiciones de desalineación pueden ser axial, angular, paralela y torsional.

1.4.2.1. Acoplamientos flexibles de manguitos de goma

Estos acoplamientos flexibles de manguito de goma, poseen discos de goma embutidos entre los pernos y los alojamientos, permitiendo absorber vibraciones de diversa índole, principalmente las torsionales. Su cálculo está fuertemente asociado a los datos que aporta el fabricante (Hamrock, 2000).

1.4.2.2. Acoplamientos flexibles de disco

En los acoplamientos flexibles de disco, las dos masas quedan conectadas por un miembro elástico (Hamrock, 2000), de material elastómero o bien por un resorte mecánico, permiten cierta desalineación axial, angular y paralela pero ninguna desalineación torsional y permiten poco juego.

1.4.2.3. Acoplamientos flexibles de fuelle helicoidales

Los acoplamientos flexibles de fuelle helicoidales, aceptan la desalineación axial, angular y paralela con poco o ningún juego (Tulio, 2014). Se fabrican de un cilindro sólido con una ranura helicoidal para aumentar su flexibilidad. Son muy versátiles aunque tienen riesgos de rotura por fatiga.

1.4.2.4. Acoplamientos flexibles de quijadas de goma

Norton (2000), expone que los acoplamientos flexibles de quijadas de goma, tienen dos masas con quijadas protuberantes, las cuales se superponen y se conectan por medio de un inserto elastómero o algún metal blando. El tipo de holguras con que se fabrican, permiten la desalineación axial, angular y paralela, pero suelen conducir a juegos no deseables entre las partes.

1.4.2.5. Acoplamientos flexibles direccionales

Los acoplamientos flexibles direccionales de tipo Falk, constan de dos platillos similares, con dentado o ranurado idéntico y el enlace de los mismos se lleva a cabo con una lámina elástica (Shigley, 2002).

1.4.2.6. Acoplamientos flexibles de cadenas

Similares a los anteriores (Shigley, 2002), los acoplamientos flexibles de cadenas, se llevan a cabo con una cadena doble o cuádruple de rodillos.

1.4.2.7. Acoplamientos flexibles de engrane

Según Tulio (2014) estos acoplamientos flexibles de engrane, combinan dientes de engranes rectos externos y curvos con dientes internos. Suelen permitir un deslizamiento axial sustancial y dependiendo de las formas de los dientes, también puede tolerar cierto desplazamiento angular. Debido a la cantidad de dientes actuando en forma conjunta pueden transmitir torque muy elevados. Estos acoplamientos son muy empleados en hornos rotativos de calcinación para cal y cementos, como también en las construcciones navales ya que permite absorber las dilataciones de los ejes soportando las variaciones de temperatura.

1.4.2.8. Acoplamientos flexibles de fuelle metálico

La fabricación de los acoplamientos flexibles de fuelle metálico, se realiza con una delgada lámina de metal, soldando juntas una serie de arandelas metálicas cóncavas, formando así un tubo de fuelle (Hamrock, 2000). Estos acoplamientos ofrecen una gran rigidez a la torsión pero comparativamente con otros diseños tienen un par limitado, sin embargo garantizan un juego nulo o muy pequeño.

1.4.3. Acoplamientos especiales o articulados

Este tipo de acoplamiento especial, tiene como objetivo transmitir el movimiento de rotación de un eje al otro, a pesar de la no colinealidad. En los vehículos de motor se suele utilizar como parte del árbol de transmisión, que lleva la fuerza desde el motor situado en la parte delantera del vehículo hacia las ruedas traseras (Hamrock, 2000).

1.4.3.1. Junta eslabonada de desplazamiento lateral

La junta eslabonada de desplazamiento lateral, conecta dos ejes con desalineación paralela muy grande, sin que por ello se pierda capacidad de transmisión del par torsor. Existen diversos modelos como la junta Schmidt o la denominada junta Oldham (Tulio, 2014).

1.4.3.2. Juntas universales

Estas juntas universales, permiten una desalineación angular sustancial. Existen varios tipos, la denominada junta Cardan o Hooke y que no posee velocidad constante y la junta “Rzeppa”, que posee velocidad constante. Los primeros se montan de a pares, para poder garantizar transmisión de velocidad constante, cancelando el efecto de error de velocidad. Las juntas “Rzeppa” también conocidas como juntas homocinéticas son empleadas en los vehículos de tracción delantera (Tulio, 2014).

1.5. Clasificación de los cojinetes de rodamientos

En general, los cojinetes están formados por dos anillos, los elementos rodantes, y una jaula, y se clasifican en rodamientos radiales o rodamientos de apoyo dependiendo de la dirección de la carga principal. Además, dependiendo del tipo de elementos rodantes, se clasifican en rodamientos de bolas o de rodillos, y se subclasifican más en función de sus diferencias en diseño o uso específico (Catálogo NTN, 2004).

Según el Catálogo NTN (2004), los rodamientos se clasifican en:

- Rodamientos rígidos de bolas de una hilera de ranura profunda.
- Rodamientos para magnetos.
- Rodamientos de bolas de contacto angular de una sola hilera.
- Rodamientos dúplex.
- Rodamientos de bolas de contacto angular de hilera doble.

- Rodamientos de bolas de cuatro puntos de contacto.
- Rodamientos de bolas autoalineantes.
- Rodamientos de rodillos cilíndricos.
- Rodamientos de agujas.
- Rodamientos de rodillos cónicos.

1.5.1. Características de los cojinetes de rodamientos

Los rodamientos sirven de apoyo a todos los objetos móviles del árbol y soportan las cargas generadas. En comparación con los casquillos, los rodamientos presentan una serie de ventajas (Catálogo NTN, 2004), las cuales son:

1. Su par inicial o fricción es bajo y la diferencia entre el par inicial y el de funcionamiento es muy pequeña.
2. Con el avance de la estandarización a nivel mundial, los rodamientos se pueden encontrar en cualquier parte y son fácilmente intercambiables.
3. El mantenimiento, la sustitución y la inspección resultan sencillos a consecuencia de la simplicidad de la estructura de montaje.
4. La mayor parte de rodamientos pueden soportar cargas, tanto radiales como axiales de forma simultánea o independiente.
5. Los rodamientos se pueden utilizar en una amplia gama de temperaturas.

1.5.2. Clasificación de los cojinetes según la dirección de la carga

Existen cojinetes de muy variados tipos para adecuarse a las diversas aplicaciones, es muy importante escoger el cojinete preciso. Según López (2018), los cojinetes según la dirección de la carga, se clasifican en:

- Radiales: son aquellos que están diseñados para resistir cargas en dirección perpendicular al eje. Constan en forma general de tres piezas: un aro exterior, un aro interior y un elemento rodante con algún tipo de canastillo o jaula.
- Axiales: están diseñados para resistir cargas en la misma dirección del eje. Están formados por un aro superior, un aro inferior y un elemento rodante con algún tipo de canastillo.
- Contacto angular: son una mezcla de los casos anteriores, se basan en un rodamiento similar al radial con un diseño especial de los aros exterior e interior para soportar cargas axiales mayores que un rodamiento radial simple. Sus

aplicaciones son muy amplias, debido a que un eje siempre puede desarrollar cargas eventuales en una dirección inesperada y debido al ahorro que se genera al colocar un solo rodamiento para hacer el trabajo de dos.

- Lineales: son los utilizados para el desplazamiento de un objeto a lo largo de un riel.

1.5.3. Clasificación de los cojinetes según su rigidez

Para la seleccionar correctamente un rodamiento se debe tener en cuenta la clasificación del tipo de rodamiento a utilizar, por lo que es necesario saber que según su rigidez se clasifican (López, 2018) en:

- Rodamientos rígidos: son aquellos que no aceptan desalineamientos del eje. Ante un desalineamiento se generan cargas que pueden dañar definitivamente el rodamiento.
- Rodamientos rotulados: son aquellos que por un diseño especial de los aros permiten que el eje gire algunos grados sin desarmar el rodamiento. Esta característica se logra con una pista de rodadura esférica que permite a las bolas o barriletes desplazarse para acomodarse al desalineamiento del eje. Son muy utilizados en maquinaria pesada debido a la necesidad de prevenir daños frente a las deformaciones de los ejes, cargas provocadas por dilataciones térmicas y cargas dinámicas.

1.5.4. Tipos de cojinetes según su forma

López (2018) menciona que los rodamientos se clasifican según su forma en:

- Completos: la superficie de la chumacera cubre totalmente la circunferencia del muñón del eje.
- Parciales: la superficie de la chumacera se extiende solo sobre un segmento de la circunferencia (arco), cubriendo 180° o menos, se utiliza en casos en que la carga es unidireccional.
- Con Holgura: el radio del cojinete excede el radio del muñón.
- Ajustados: el radio del cojinete es igual al del muñón.

1.5.5. Cojinetes según su elemento rodante

Existen diversos elementos rodantes (ver figura 1.10) que varían según las aplicaciones. El más común son las bolas de rodamiento, muy útiles para cargas

livianas y medianas. Para cargas mayores se utilizan rodillos y barriletes. Finalmente en cargas axiales se utilizan conos. En donde el espacio es reducido se usan agujas, que son cilindros largos con diámetros pequeños (López, 2018).



Figura 1.10. Elementos rodantes de cojinetes

1.6. Tipos de empaquetadura para la hermeticidad de las bombas

Las empaquetaduras funcionan con el principio de fugas controladas en aplicaciones dinámicas. No se pretende que eliminen por completo las fugas de un equipo sino que permitan una cantidad controlada de escurrimiento. Entre los diferentes tipos (Almosny, 2018) se encuentran:

- Entretejada cuadrada: se hace en una máquina llamada trenzadora de celosía. Los hilos se forman en diagonal en la empaquetadura. Es la mejor para retener su forma cuadrada y para controlar tolerancias de manufactura.
- Plegada cuadrada: retiene su forma cuadrada pero suele ser una estructura trenzada absorbente que puede absorber una gran cantidad de lubricante.
- Trenzado sobre trenzado: se trenza en forma redonda y después se pasa por una prensa escuadradora o una calandria para darle su forma cuadrada.
- Trenzada sobre un núcleo: se trenza redonda y se le da la forma cuadrada con una calandria.

1.6.1. Tipos de empaquetaduras

Según Almosny (2018), las empaquetaduras mecánicas se pueden dividir en tres clases generales que son:

- Tipo de compresión: en las empaquetaduras de compresión se utiliza la fuerza producida por la placa de extremo para hacer contacto con el eje.
- Automáticas: las empaquetaduras automáticas son de una construcción en la cual el contacto con el eje no depende de la compresión del prensaestopas o sólo depende de la compresión inicial del mismo. Se suelen instalar de modo que la presión ayude a las fuerzas de sellamiento.

- Flotantes: cualquier empaquetadura segmentada que funciona en un espacio limitado y que se mantiene unida con resortes, sería del tipo flotante.

1.6.2. Propiedades de las empaquetaduras

Las propiedades deseables en la empaquetadura mecánica (Almosny, 2018) son:

- Elasticidad: permite colocar la empaquetadura en un prensaestopas y que sufra una ligera deformación para adaptarse en el mismo. También permitirá que se deforme cuando ocurra flexión del eje durante el funcionamiento.
- Resistencia a los productos químicos: evitará el ataque por el líquido que se sella con la empaquetadura; esta resistencia debe incluir la del lubricante.
- Resistencia física: protege la empaquetadura contra daños mecánicos, por ejemplo, cuando el líquido se cristaliza en la empaquetadura y se produce desgaste mecánico entre ella y el eje o camisa. Para estos casos, se deben utilizar un anillo de cierre hidráulico y lavado.

1.7. Simulación de objetos de ingeniería

Pero-Sanz *et al.* (2000), plantean que la simulación de procesos es una de las más grandes herramientas de la ingeniería industrial, la cual se utiliza para representar un proceso mediante otro que lo hace mucho más simple y entendible. Mediante el método de elementos finitos es posible generar piezas de aspecto casi real, comprobar su comportamiento, bajo diversas condiciones de trabajo y estudiar el movimiento conjunto de grupos de sólidos. Lo que permite mejor conocimiento de un producto antes de que exista físicamente, siendo posible detectar muchos de los problemas que de otro modo se hubieran detectado en el servicio real.

Actualmente el método de los elementos finitos ha sido generalizado hasta constituir un potente método de cálculo numérico, capaz de resolver cualquier problema de la física como un sistema de ecuaciones, abarcando los problemas de la mecánica de fluidos, de la transferencia de calor, del magnetismo, entre otros. El método de elementos finitos (MEF) consiste en la transformación de un sistema de ingeniería con infinitas incógnitas a un modelo de elementos finitos. En realidad es una idealización matemática de un sistema real cuyo comportamiento deberá, al menos, de ser intuido, pues de otro modo la modelación puede ser muy laboriosa o imposible.

1.7.1. Etapas del método de elemento finito

Según Boada (2003), el ciclo del análisis por elementos finitos incluye cinco etapas diferenciadas:

1. Concepto: en esta etapa se debe tener en cuenta los requisitos del problema a analizar. Hay que definir el modelo e incluir para el correcto análisis.
2. Modelización: esta etapa es también llamada pre - procesamiento. En este punto se diseña el objeto a analizar así como las condiciones de contorno.
3. Análisis: en este punto es en el que se hace el verdadero cálculo numérico del modelo de elementos finitos.
4. Interpretación: aunque todos los demás puntos son los que hacen posible el análisis, esta es en realidad la etapa más importante. Aquí es donde se da forma a los datos obtenidos, se interpreta su significado y se decide si el análisis es admisible o si, por el contrario, se debe proceder a realizar algún cambio. Desde esta etapa se puede volver atrás hasta el concepto, la modelización o incluso hasta una nueva interpretación de los mismos datos.
5. Aceptación: es el momento de realizar las conclusiones finales sacadas del análisis e interpretación de los datos obtenidos.

1.8. Conclusiones del capítulo

- La bibliografía consultada brinda los fundamentos teóricos para el diseño y construcción del árbol de bomba centrífuga de la instalación de Hidrotransporte ubicada en el “Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa”.
- Se realizó el estudio de la teoría para la simulación mediante el método de elementos finitos, el mismo sirve para comprobar la resistencia y soporte del árbol antes de ser fabricado.

CAPÍTULO 2: MATERIALES Y MÉTODOS DE LA INVESTIGACIÓN

2.1. Introducción

Para llevar a cabo cualquier tipo de trabajo investigativo, tesis o proyecto, es necesario el uso de las herramientas idóneas para poder arribar a buenos resultados. Por lo que la correcta selección de los métodos y materiales empleados afirman los resultados obtenidos, y es por eso que resulta indispensable el desarrollo de métodos adecuados de evaluación y toma de decisiones.

Objetivo del capítulo

Establecer la metodología de cálculo para realizar el diseño y construcción del árbol de la bomba centrífuga, así como establecer el mantenimiento, el tipo de acoplamiento y los rodamientos para el sistema.

2.2. Instrumentos de medición

Para medir las dimensiones de los rodamientos y del árbol se utilizaron los siguientes instrumentos de medición:

- Cinta métrica: se utiliza para medir longitudes de largas distancias.
- Pie de rey: es un instrumento utilizado para medir dimensiones de objetos, permite realizar medidas de espesores, diámetros externos e internos y medidas de profundidades; desde centímetros hasta fracciones de milímetros.
- Micrómetro: este instrumento se basa en un tornillo micrométrico que sirve para valorar el tamaño de un objeto con gran precisión, en un rango del orden de centésimas o de milésimas de milímetro (0,01 mm y 0,001 mm respectivamente).

2.3. Metodología para el cálculo de las fuerzas radiales y axiales

Sobre el impulsor de una bomba centrífuga actúan fuerzas antagónicas sobre ambas caras, como consecuencia de la presión ejercida sobre las mismas. La presión a cada lado del rodete suele ser diferente, lo que ocasiona un empuje en la dirección del eje que se debe compensar mediante el empleo de cojinetes de empuje. Para calcular la fuerza de empuje axial (Dobrovolski, 1978) se utiliza la ecuación:

$$F_A = K_a \cdot s \cdot \frac{Q^2}{DN1^2} \quad (1.1)$$

Donde:

F_A : fuerza axial de empuje en el rodete impulsor de la bomba [N]

K_a : constante de empuje axial [kg/m^3]

s : gravedad específica de fluido (para el agua es 1)

Q : caudal de fluido que atraviesa la bomba [m^3/s]

$DN1$: diámetro de aspiración del rodete [m]

La fuerza radial a considerar es el peso del impelente.

2.4. Cálculo a la resistencia de los árboles y ejes

Según Faired (2002), para realizar el croquis del árbol o eje se calcula el diámetro preliminar, las cargas que se tienen en cuenta son las de las transmisiones colocadas sobre estos, o sea solo los esfuerzos de torsión. El mismo está dado por la ecuación:

$$d_k \geq \sqrt[3]{\frac{Mt}{0,2[\tau]}} \quad (1.2)$$

Con:

d_k : diámetro preliminar [mm]

M_t : momento torsor que actúa sobre el árbol [N·mm]

$[\tau]$: tensión admisible a cortante [12÷20 MPa]

2.4.1. Cálculo del momento torsor

El momento torsor está dado (Dobrovolski, 1978) por el cociente entre la potencia del motor y la velocidad angular.

$$M_t = \frac{N_{mot}}{w} \quad (1.3)$$

Donde:

N_{mot} : potencia del motor [W]

w : velocidad angular [s^{-1}]

La velocidad angular se calcula mediante la ecuación:

$$w = \frac{n \cdot \pi}{30} \quad (1.4)$$

Con:

n : número de revoluciones por minuto [r/min]

2.4.2. Momento flector que actúa sobre el árbol

Para la sección más peligrosa se determina el momento de flexión resultante, el cual se representa (Reshetov, 1987); como lo indica la ecuación:

$$M_f = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} \tag{1.5}$$

Para este caso el momento flector fue determinado mediante el software informático xvigas, estableciendo las cargas en el árbol como se muestra en la figura 2.1.

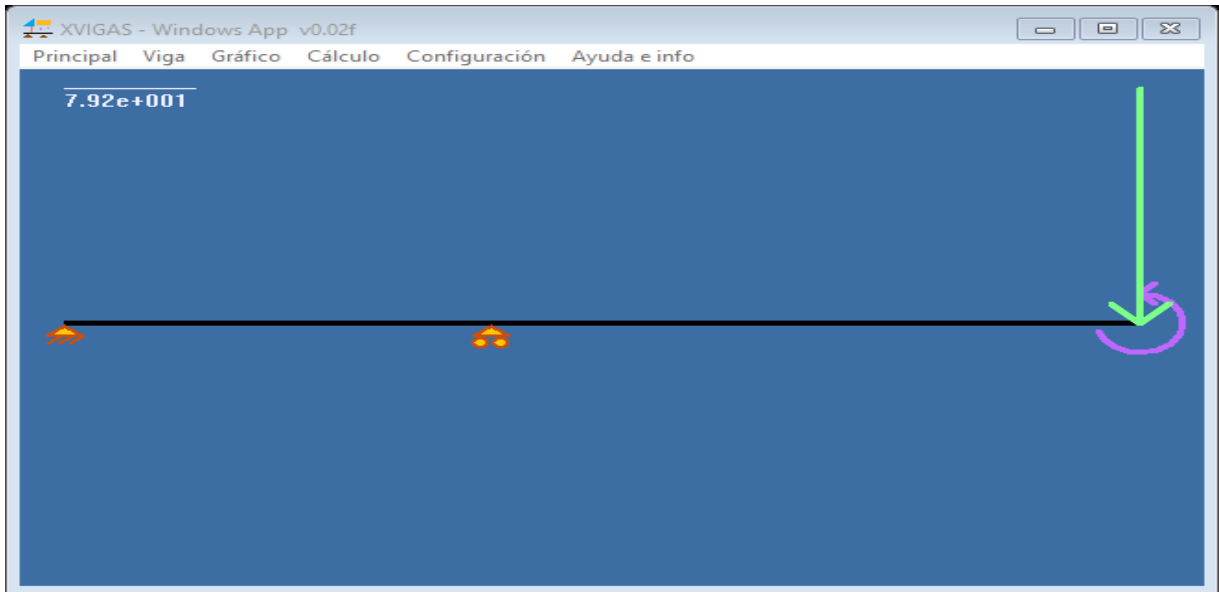


Figura 2.1. Cargas que actúan en la viga simplemente apoyada

2.4.3. Momento equivalente para la combinación de esfuerzos

El momento equivalente se obtiene (Reshetov, 1987) mediante el momento flector y el momento trosor, por lo que es el momento de esfuerzos combinados, y nos sirve para calcular el diámetro de la sección más peligrosa.

$$M_{eq} = \sqrt{M_f^2 + Mt^2} \tag{1.6}$$

2.4.4. Determinación del diámetro para la sección más peligrosa

Según el resultado obtenido se sabrá si el árbol fue diseñado correctamente, por lo que es un cálculo que tiene una gran importancia a la hora de analizar el diseño (Dobrovolski, 1978), y se calcula por la ecuación:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10M_{eq}}{(1-C^4)[\sigma_{flex}]_{III}}} \tag{1.7}$$

Con:

M_{eq} : momento equivalente para la combinación de esfuerzos [N·mm]

C : relación diámetro interior/diámetro exterior (para árboles macizos $C = 0$)

$[\sigma_{flex}]_{III}$: tensión admisible a la tracción compresión del material:

$$[\sigma_{flex}]_{III} = \frac{0,33 \cdot \sigma_{res}}{3,8} \tag{1.8}$$

2.5. Metodología de cálculo y selección de los cojinetes de contacto rodante

Para el análisis se distinguen dos tipos de regímenes de carga: dinámico ($n > 1$ r/min) y estático ($n \leq 1$ r/min). Para la selección o cálculo de los cojinetes de rodamiento los datos necesarios (Dobrovolski, 1978); son los siguientes:

- Magnitud y dirección de la carga.
- Carácter de la carga (permanente, variable, de vibración y de choque).
- Particularidades de la construcción del conjunto (qué anillo gira).
- Longevidad de servicio requerida (plazo de vida útil en horas o millones de revoluciones).
- Precio.
- Otras exigencias particulares (humedad, temperatura, acción corrosiva).

2.5.1. Longevidad de servicio

Según el trabajo a realizar por el equipo, las normas más empleadas y las firmas fabricantes, se muestra en la tabla 2.1 la longevidad de servicio.

Tabla 2.1. Longevidad de servicio para diferentes máquinas

| Guía de valores requeridos de vida nominal L_{10h} para diferentes clases de máquinas | |
|--|-------------------------------------|
| Clases de máquinas | L_{10h} hrs. de servicio |
| Máquinas usadas de manera intermitente o por cortos períodos de tiempo: Máquinas-herramienta portátiles, aparatos elevadores para talleres, máquinas para la construcción. | 3×10^3 a 8×10^3 |
| Máquinas para trabajar con alta fiabilidad de funcionamiento por cortos períodos o intermitentemente: Ascensores, grúas para mercancías embaladas. | 8×10^3 a $1,2 \times 10^4$ |
| Máquinas para 8 horas de trabajo diario no totalmente utilizadas: Transmisiones por engranajes para uso general, motores eléctricos para uso industrial, machacadoras giratorias. | 10^4 a $2,5 \times 10^4$ |
| Máquinas para 8 horas de trabajo diario totalmente utilizadas: Máquinas-herramientas, máquinas para trabajar la madera, máquinas para la industria mecánica general, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transp., equipo de imprenta, separadores y centrífugas. | 2×10^4 a 3×10^4 |
| Maquinaria para abastecimiento de agua, hornos giratorios, máquinas cableadoras, maquinaria de propulsión para trasatlánticos. | 6×10^4 a 10^5 |

2.5.2. Secuencia para el cálculo

Según (Dobrovolski, 1978), para las condiciones de trabajo del equipo se selecciona el cojinete, teniendo en cuenta las dimensiones fundamentales (d ; D ; B). Y se siguen los siguientes pasos lógicos:

1. Escoger el tipo y medidas del cojinete, basado en las cargas que actúan sobre el mismo
 - a. Si actúa solo carga radial se escogerá un cojinete radial de bola, rodillos, barriles o agujas (transmisión cilíndrica de dientes rectos, o en la transmisión de Chevión).
 - b. Si actúa sobre el árbol carga radial y axial (se elegirá un cojinete de bola radial o uno radial-axial) teniendo en cuenta la relación F_a/VFr .
 - c. Si actúa solo carga axial se elige un cojinete de empuje axial.
2. Se determinan las cargas radiales completas

Calcular las cargas radiales completas que actúan sobre los apoyos (derecho e izquierdo), en caso de ser iguales se trabajará con una sola carga, por el contrario se tomará el más cargado a no ser que haya una gran diferencia de cargas, para ese caso se calculan dos cojinetes diferentes (Mott, 2006).

$$F_{r1} = \sqrt{(F_{r1x})^2 + (F_{r1y})^2} [N] \quad (1.9)$$

$$F_{r2} = \sqrt{(F_{r2x})^2 + (F_{r2y})^2} [N] \quad (1.10)$$

Siendo:

F_{r1x} ; F_{r1y} ; F_{r2x} ; F_{r2y} : las reacciones de apoyo, en los planos mutuamente perpendiculares del árbol, calculadas en la viga simplemente apoyada

3. Determinar el parámetro de la carga axial “e” (cojinetes radiales-axiales)

Con la relación F_a/C_0 de cada cojinete se fija el valor de “e” (Mott, 2006); en la tabla 2.2.

Tabla 2.2. Factores de los rodamientos de bola

| Factores para el cálculo de los rodamientos rígidos de una hilera de bolas | | | |
|--|------|--------------------------|-----|
| Juego Normal | | $F_a/V \cdot F_r \geq e$ | |
| F_a/C_0 | e | X | Y |
| 0,025 | 0,22 | 0,56 | 2 |
| 0,04 | 0,24 | 0,56 | 1,8 |
| 0,07 | 0,27 | 0,56 | 1,6 |
| Si la relación F_a/C_0 es menor que 0,025 se tomará $e = 0,22$ | | | |

4. Determinación de las componentes axiales de las fuerzas radiales

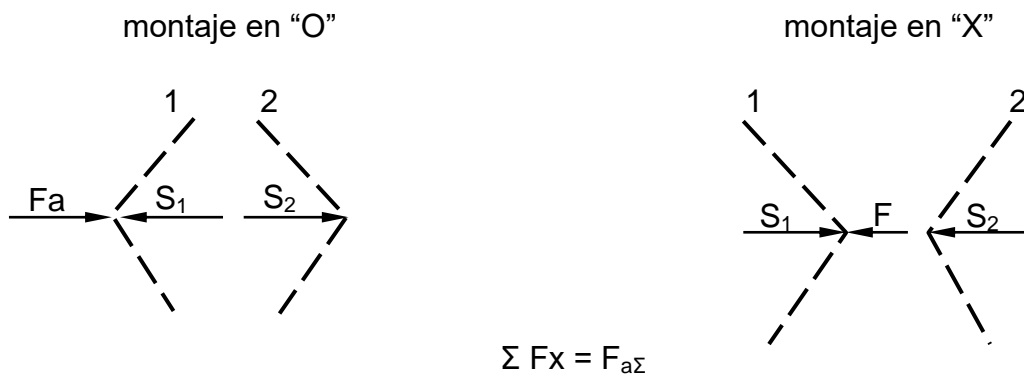
En los cojinetes radiales-axiales surgen componentes axiales S_1 y S_2 , los que dependen del parámetro “e” (Mott, 2006).

Tabla 2.3. Componentes axiales de las cargas radiales

| Tipo de cojinete | Apoyo izquierdo | Apoyo derecho |
|--|-----------------------------------|-----------------------------------|
| Cojinete de bolas radiales-axiales | $S_1 = e \cdot F_{r1}$ | $S_2 = e \cdot F_{r2}$ |
| Cojinetes radiales-axiales de rodillos cónicos | $S_1 = 0,83 \cdot e \cdot F_{r1}$ | $S_2 = 0,83 \cdot e \cdot F_{r2}$ |

5. Se calcula la carga axial completa sobre los cojinetes de los apoyos

Según sea la dirección de la carga y el tipo de montaje se realiza el esquema para calcular la carga axial completa (Mott, 2006); utilizando luego las ecuaciones de la estática.



Se toma el montaje de menor componente axial (ver tabla 2.4).

Tabla 2.4. Valores de las fuerzas axiales

| Si | | | |
|-------------------------------|---------------------------------------|----------------------|-----------------------|
| $S_1 \geq S_2$ y $F_a \geq 0$ | $S_1 \leq S_2$ y $F_a \geq S_2 - S_1$ | $F_{aI} = S_1$ | $F_{aII} = S_1 + F_x$ |
| $S_1 \leq S_2$ | $F_a \leq S_2 - S_1$ | $F_{aI} = S_1 + F_a$ | $F_{aII} = S_1$ |

Si los cojinetes tienen igual diámetro entonces se selecciona el más cargado y se asume que $F_a = F_x$.

6. Precisión del valor del parámetro “e”

Según la relación:

F_x/C_0 Se precisa “ e_I ”

Si se calculan cojinetes de diámetros diferentes entonces:

Según la relación:

F_{aI}/C_0 Se precisa “ e_I ”

F_{aII}/C_0 Se precisa “ e_{II} ”

7. Determinación de la carga equivalente

La carga equivalente se determina en dependencia de las cargas que actúan (Dobrovolski, 1978) y del tipo de cojinete (ver tabla 2.5).

Tabla 2.5. Carga equivalente

| Tipo de cojinete | | Ecuación a utilizar | | | | | |
|--|-------|--|-----------|-----------|-----------|---------------|----------------------------------|
| Cojinetes radiales de bola o de rodillo (si actúa solo carga axial) | | $P = X \cdot V \cdot Fr \cdot K_s \cdot K_t$ [N] | | | | | |
| Coj. radiales-axiales (de bola) y cojinetes radiales de bola; si actúan cargas axiales | | $P = (X \cdot V \cdot Fr + Y \cdot Fa) \cdot K_s \cdot K_t$ [N] | | | | | |
| Coj. radiales-axiales (de rodillos cónicos) | | $P = (V \cdot Fr + 1,12Y \cdot Fa) \cdot K_s \cdot K_t$; si $\frac{Fa}{VFr} \leq e$ $P = (0,67 \cdot V \cdot Fr + 1,68Y \cdot Fa) \cdot K_s \cdot K_t$; si $\frac{Fa}{VFr} > e$ | | | | | |
| Cojinetes de empuje axial | | $P = Fa \cdot K_s \cdot K_t$ N | | | | | |
| V.- Coeficiente que depende del anillo que gira $V = 1$ (anillo interior) $V = 1,2$ (anillo exterior) | | | | | | | |
| K_t.- Coeficiente que depende de la temperatura de trabajo | | | | | | | |
| T (°C) | ≤ 100 | hasta 125 | hasta 150 | hasta 175 | hasta 200 | hasta 250 y + | |
| | 1 | 1,05 | 1,1 | 1,15 | 1,25 | 1,4 | |
| K_s.- Coeficiente de seguridad según las condiciones de trabajo | | | | | | | |
| Régimen de trabajo | | | | | | | Valor de K_s |
| Cargas normales (reductores, motores de poca pot., motores de equipos automáticos) | | | | | | | 1 |
| Golpes suaves y sobrecargas de poca duración (trasmisiones dentadas, tornos, motores pequeños y de media potencia) | | | | | | | 1 – 1,2 |
| Golpes amortiguados y sobrecargas de hasta 150 % de poca duración (Trasmisiones dentadas, mecánicas de todo tipo y grúas de taller) | | | | | | | 1,3 – 1,5 |
| Golpes amortiguados y vibraciones de hasta 150 % y de poca duración (centrífugas, separadores, excavadoras, motores potentes, equipos energéticos) | | | | | | | 1,5 – 1,8 |
| Golpes duros y vibración de hasta 200 % sobre la nominal (ruedas dentadas, molinos, mecanismos de biela manivela, ventiladores potentes) | | | | | | | 1,8 – 2,5 |

8. Cálculo de la longevidad teórica

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^\alpha \quad (1.11)$$

Siendo:

L_{10} : es la vida estimada en millones de revoluciones

C : es la capacidad de carga dinámica

P : es la carga equivalente que actúa sobre el rodamiento [N]

α : coeficiente que depende del elemento de rodadura:

$\alpha = 3$ para los rodamientos de bolas

9. Determinación de la longevidad en horas

Según Mott (2006), la longevidad en horas calculada depende de la capacidad de carga dinámica, de la carga equivalente que actúa y de la velocidad de rotación del cojinete, así como del tipo de cojinete.

$$L_{10hc} = \frac{10^6}{60 \cdot n} L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{P} \right)^\alpha \quad (1.12)$$

Con:

L_{10hc} .- es la vida estimada en horas de funcionamiento [hrs]

n .- es la velocidad de rotación de árbol [r/min]

10. Comparación de la longevidad calculada con la requerida

Comparar los resultados obtenidos con la longevidad requerida (ver tabla 2.1).

Si. $L_{10hc} \approx L_{10h}$ (aceptado)

Si. $L_{hc} \ll L_{10h}$ (pasar a una serie superior)

Si. $L_{hc} \gg L_{10h}$ (pasar a una serie inferior o disminuir el diámetro del muñón si alguno de ello es posible).

2.6. Modelación y simulación del árbol

Para el desarrollo de la metodología se utiliza el software informático SolidWorks versión 2013, donde se determinarán las zonas de mayores concentraciones de tensiones bajo condiciones de carga específicas; para el árbol de la bomba centrífuga.

2.6.1. Pasos a seguir para la ejecución del Método de Elementos Finitos

Pero-Sanz *et al.* (2000), plantean que para una correcta ejecución del método de elementos finitos se debe tener en cuenta una serie de pasos lógicos, que facilitan el procedimiento para realizar la simulación de una pieza determinada, estos se muestran a continuación:

1. Elaboración del modelo geométrico en 3 dimensiones de la pieza.
2. Creación de un estudio.
3. Selección del material utilizando la biblioteca de materiales del SolidWorks.
4. Aplicación de las condiciones de frontera.
5. Aplicación de las cargas correspondientes para la pieza.
6. Corrida del estudio para la obtención de los resultados.

2.6.2. Aplicación de las cargas correspondientes al árbol

El método de elementos finitos, es un método numérico generalmente utilizado para la solución de problemas con alto grado de dificultad, ya que involucran geometrías complejas, determinación de propiedades de materiales y cargas no distribuidas. El análisis por elementos finitos es un método computarizado para predecir como un objeto real reaccionará a fuerzas, calor, vibración, flujo de fluidos, fenómenos eléctricos y magnéticos. En términos generales se refiere a si este se romperá, fallará o trabajará como fue diseñado. Por lo que las condiciones de frontera (ver figura 2.2) cumplen un rol importante en la obtención de los resultados (Pero-Sanz *et al.*, 2000).

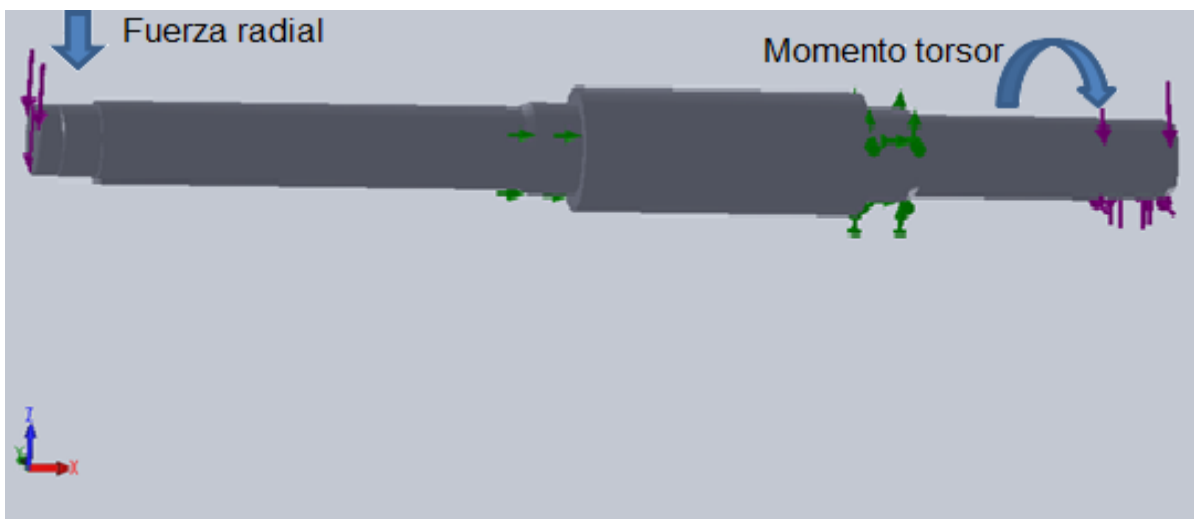


Figura 2.2. Cargas que actúan sobre el árbol (fuerza radial y momento torsor)

2.6.3. Mallado del árbol

Con esta función se tiene la posibilidad de hacer un remallado superficial y refinado de detalles automáticamente, lo que permite obtener los resultados detallados en cada parte de la pieza al ser simulada (Boada, 2003), para este caso se obtuvo el mallado mostrado en el figura 2.3.

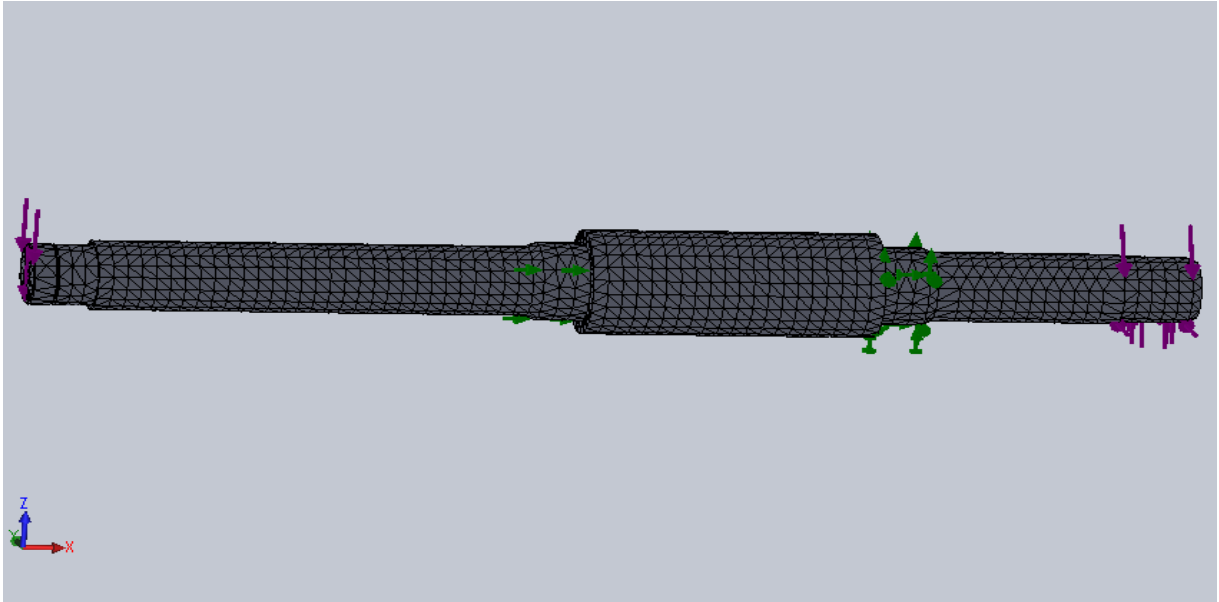


Figura 2.3. Mallado del árbol para la bomba

2.7. Selección de los acoplamientos

En la práctica se seleccionan preferiblemente con la ayuda de catálogos, tablas y prontuarios, o bien por cálculo convencional de un momento de referencia (Budynas, 2008).

$$M_t = k \cdot Mn \leq [M] \quad (1.13)$$

Siendo:

Mn: momento nominal de larga duración [N·m]

K: coeficiente del régimen de trabajo

K= 1 ÷ 1,5 (máquinas con pequeñas masas aceleradas y trabajo suave)

K= 1,5 ÷ 2 (máquinas con masas medias y cargas variables: compresores de pistón, acepilladoras, molinos)

K= 2,5 ÷ 3 (máquinas con grandes masas y carga de choque: molinos de martillo, laminadores, molinos de bolas)

En caso de que el mando se realice mediante un motor de combustión interna, aumentar los valores de K entre 20 ÷ 40 %, tomando los mayores valores para números de cilindros pequeños.

2.8. Sistema de mantenimiento

Según Navarrete (1986), dependiendo del tipo de máquina, las características de la producción asociada y la importancia de esta en el proceso productivo, entre otros factores, se debe determinar el sistema de mantenimiento más adecuado para cada una, de ahí la importancia de disponer de una metodología para su determinación. Es importante destacar, en este sentido, la incidencia económica de la selección adecuada del sistema de mantenimiento, para no incurrir en gastos innecesarios.

2.8.1. Criterio a nivel de máquina

Evalúa la máquina como un todo, teniendo en cuenta los aspectos más significativos de la misma. Para ello utiliza una serie de coeficientes que cuantifican cada uno de los aspectos a valorar (Navarrete, 1986); los mismos están presente en la tabla 2.6.

- Los coeficientes que no cumplen la condición adoptan el valor de 0.
- Los coeficientes que cumplen con la condición descrita adoptan el valor de 1.

Tabla 2.6. Coeficientes según el criterio a nivel de máquinas.

| Coeficiente | Comprende |
|--------------------|--|
| C1 | Elevado costo de adquisición de la máquina |
| C2 | Alto costo por concepto de pérdidas de producción |
| C3 | No existencia de duplicado de la máquina |
| C4 | Posibilidad de efectuar un diagnóstico de la máquina con la instrumentación disponible |
| C5 | Posibilidad de efectuar mediciones de control de parámetros globales |
| C6 | Elevado costo de mantenimiento de la máquina |
| C7 | Elevadas pérdidas de vida útil debido al desarme |
| C8 | Graves consecuencias económicas de una rotura para la máquina |

2.8.1.1. Coeficientes de mantenimiento predictivo y correctivo/preventivo

Obteniendo el valor alcanzado por cada uno de los coeficientes que considera el criterio a nivel de máquina, utilizado para realizar la selección del sistema de

mantenimiento, se puede determinar la magnitud de los coeficientes predictivo y correctivo/preventivo (Navarrete, 1986).

Coeficiente de mantenimiento predictivo

$$C_{pred} = \frac{C1 + C2 + C3 + C6}{4} \tag{1.14}$$

Coeficiente de mantenimiento correctivo/preventivo

$$C_{corr/prev} = \frac{C_{perdidas} + C_{fallas}}{5} \tag{1.15}$$

Siendo:

$$C_{perdidas} = C1 + C2 + C6 \tag{1.16}$$

$$C_{fallas} = C7 + C8 \tag{1.17}$$

2.8.2. Estado técnico de la bomba centrífuga

Según Navarrete (1986), el estado técnico de un equipo se define como las condiciones técnicas y funcionales que posee el equipo en un momento dado. Para determinar el mismo se efectúa una revisión previa a cada equipo dirigida a detectar el grado de desgaste de las diferentes partes y mecanismos de las máquinas (ver tabla 2.7).

Tabla 2.7. Estado técnico de los elementos de la bomba centrífuga

| Elementos | Estado técnico | Valores |
|--------------------|----------------|---------|
| Rodamientos | Muy malo | 0,4 |
| Árbol | Regular | 0,8 |
| Impelente | Bueno | 1 |
| Empaquetadura | Bueno | 1 |
| Voluta | Bueno | 1 |
| Línea de succión | Regular | 0,8 |
| Línea de impulsión | Regular | 0,8 |
| Acoplamiento | Muy malo | 0,4 |
| Bases | Bueno | 1 |
| Anclaje | Bueno | 1 |

Para clasificar el estado técnico del equipo, de acuerdo con la eficiencia que se obtuvo al efectuar la defectación de cada uno de los elementos presentes en la bomba centrífuga, es necesario tomar como referencia la analogía mostrada en la tabla 2.8.

Tabla 2.8. Estado técnico según la eficiencia

| Eficiencia actual | Estado técnico |
|-------------------|----------------|
| 90 – 100 % | Bueno |
| 75 – 89 % | Regular |
| 50 – 74 % | Malo |
| Menos del 50 % | Muy malo |

Al obtener el estado técnico de la máquina se puede conocer por qué tipo de servicio debe comenzar el ciclo de mantenimiento, en la tabla 2.9 se indica el tipo de servicio para cada uno de los estados técnicos que pueda tener el equipo.

Tabla 2.9. Tipo de servicio según el estado técnico del equipo

| Estado técnico | Tipo de servicio |
|----------------|--------------------|
| Bueno | Revisión |
| Regular | Reparación Pequeña |
| Malo | Reparación Mediana |
| Muy malo | Reparación General |

2.8.3. Estructura del ciclo de mantenimiento

Las bombas centrífugas aparecen en el grupo 17, se extrae de la tabla consultada la estructura del ciclo correspondiente, con 4 reparaciones pequeñas, 1 mediana, sin revisiones y una general; y el tiempo de duración del mismo (Navarrete, 1986).

$$G - P - P - M - P - P - G$$

$$57600 \leq T \leq 64800$$

Se selecciona como duración del ciclo $T = 64\ 800$ horas debido a que las condiciones de trabajo de la bomba centrífuga no son severas y no trabaja para cumplir una producción específica, correspondiendo esta al límite superior del intervalo de tiempo, de esta forma tendrá que intervenir la bomba con menos frecuencia.

2.8.3.1. Períodos del ciclo de reparación

Una vez definido la estructura del ciclo de mantenimiento y su duración se podrá conocer el tiempo entre dos servicios consecutivos y entre dos reparaciones. Para ello pueden utilizarse los siguientes criterios:

Período entre reparaciones (t_r): se denomina al período de trabajo del equipo expresado en horas-máquinas entre dos reparaciones planificadas.

$$t_r = \frac{T}{NP + NM + 1} \quad (1.18)$$

Período entre intervenciones (t_0): se denomina al período de tiempo de trabajo del equipo entre dos intervenciones; o sea, entre dos revisiones inmediata o entre una reparación y una revisión.

$$t_0 = \frac{T}{NR + NP + NM + 1} \quad (1.19)$$

Período entre reparaciones medianas (trm): se denomina al período de trabajo del equipo entre dos reparaciones medianas consecutivas, expresado en horas máquinas o en días.

$$trm = \frac{T}{NM+1} \quad (1.20)$$

Donde:

T: duración del ciclo [horas-máquinas]

NR: cantidad de revisiones

NP: cantidad de reparaciones pequeñas

NM: cantidad de reparaciones medianas

Los valores son los obtenidos, según el grupo donde se ubique el equipo, para este caso es en el grupo 17.

2.9. Procesos tecnológicos para la fabricación del árbol

Para la confección del árbol mediante el proceso de maquinado, se tiene un semiproducto de diámetro igual a 65 mm y una longitud de 605 mm, para llevar a cabo este proceso se selecciona un torno del tipo 16K20; el mismo tiene una

potencia del motor (N_m) de 10 kW y un rendimiento (η) de 0.75, estos datos fueron extraídos del pasaporte de la máquina.

2.9.1. Metodología de cálculo para el torneado

El objetivo fundamental en los procesos de manufactura por arranque de virutas es obtener piezas de configuración geométrica requerida y acabado deseado. La operación consiste en arrancar de la pieza bruta el excedente del metal por medio de herramientas de corte y máquinas adecuadas. Los parámetros fundamentales de los regímenes de corte son: avance de la herramienta, números de revoluciones del husillo, velocidad de corte, profundidad de corte y potencia de corte, los mismos se establecen en la siguiente metodología de Millán (2006).

2.9.1.1. Velocidad del husillo

El contacto entre la herramienta y la viruta es un aspecto clave para la comprensión del proceso de mecanizado. Las fuerzas de corte y de avance no permiten obtener conclusiones acerca de la interacción local en la interface, pero la obtención de las tensiones normales y de fricción sí proporcionan este tipo de información. La velocidad del husillo (Millán, 2006) se determina mediante la ecuación:

$$Vh = \frac{Cv}{T^m \cdot t^{xv} \cdot S^{yv}} \cdot kv \quad (1.21)$$

Con:

Vh : velocidad del husillo [m/min]

Cv : factor cuya magnitud depende del material a elaborar (aceros: 22.1 o 22.7)

T : durabilidad de la herramienta [min]

t : profundidad de corte [mm]

S : avance [mm/r]

m : exponente de durabilidad relativa

xv : exponente de grado que determina como influye t en la velocidad

yv : exponente de grado que determina como influye S en la velocidad

k_v : coeficiente de corrección que rectifica las condiciones cambiadas del proceso

Representa el producto de unos cuantos coeficientes particulares, se encuentran ubicados en las tablas (desde la 7.2 a la 7.9), Fernández *et al.* (2004).

$$k_v = k_{mv} \cdot k_{ev} \cdot k_{sv} \cdot k_{cv} \cdot k_{\phi v} \cdot k_{\phi 1v} \cdot k_{rv} \cdot k_{\gamma v} \cdot k_{hfv} \quad (1.22)$$

2.9.1.2. Frecuencia de rotación del husillo

Según Millán (2006), el número de vueltas que realiza el husillo de la máquina para ejecutar el proceso de maquinado, se calcula mediante la ecuación:

$$n = \frac{1000 \cdot Vh}{\pi \cdot D} \quad (1.23)$$

Para:

n : frecuencia de rotación del husillo [r/min]

D : diámetro del semiproducto [mm]

2.9.1.3. Velocidad de corte

La elección de la velocidad de corte viene determinada por el material de la herramienta, el tipo de material a mecanizar y las características de la máquina (Millán, 2006). Una alta velocidad de corte permite realizar el mecanizado en menos tiempo, pero acelera el desgaste de la herramienta.

$$V_{cr} = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1000} \quad (1.24)$$

Siendo:

V_{cr} : velocidad de corte real [m/min]

2.9.1.4. Profundidad de corte

Si una pieza cilíndrica de diámetro D se tornea de una pasada de la cuchilla hasta el diámetro d , entonces la profundidad de corte es igual a la mitad de la diferencia entre los diámetros.

$$t = \frac{D - d}{2} \quad (1.25)$$

Donde:

d : diámetro del producto [mm]

2.9.1.5. Potencia de corte

Es la potencia necesaria que requiere o necesita la máquina herramienta para vencer las fuerzas que se oponen en las operaciones a realizar. Está dada por:

$$N_c = \frac{P_z \cdot V_{cr}}{6120} \quad (1.26)$$

Con:

N_c : potencia de corte [kW]

P_z : tensión de corte [kgf/mm²]

2.9.1.6. Fuerza de corte

La fuerza de corte es necesaria para saber la potencia de corte que requiere la máquina, se calcula:

$$P_z = C_{fz} \cdot t^{x_{fz}} \cdot S^{y_{fz}} \cdot k_{fz} \quad (1.27)$$

Siendo:

C_{fz} : factor que depende de las propiedades mecánicas del metal que se elabora

y_{fz} y x_{fz} : exponentes que dependen de las propiedades mecánicas del metal

k_{fz} : coeficiente de corrección

Este coeficiente de corrección se calcula mediante otros coeficientes encontrados en la tabla desde la 5.2 hasta la 5.7 ubicadas en Fernández *et al.* (2004). Y el mismo está dado por:

$$k_{fz} = k_{mfz} \cdot k_{vfz} \cdot k_{\phi fz} \cdot k_{\gamma fz} \cdot k_{hfz} \cdot k_{rfz} \cdot k_{lfz} \quad (1.28)$$

2.9.1.7. Potencia del husillo

La potencia del husillo es necesaria para determinar si es posible el maquinado, si esta es mayor o igual que la potencia de corte, entonces se puede determinar. Se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$N_h = N_{mot} \cdot \eta \quad (1.29)$$

$$N_h \geq N_c$$

Con:

Nh : potencia del husillo [kW]

$Nmot$: potencia del motor [kW]

η : rendimiento [%]

2.9.1.8. Tiempos de maquinado

Es el tiempo invertido por el operario en la ejecución del trabajo, también conocido por tiempo básico o tiempo total de maquinado.

Refrentado

Consiste en la limpieza del frente de las caras de la pieza, el tiempo básico o de maquinado para esta operación se calcula por la ecuación:

$$Tmr = \frac{L}{n \cdot S} \cdot i \quad (1.30)$$

Con:

Tmr : tiempo de maquinado para el refrentado [min]

i : número de pasadas

L : longitud [mm]

La longitud está dada por:

$$L = \frac{D}{2} + y + \Delta \quad (1.31)$$

Para:

$$y = tref \cdot \cot \varphi$$

$$\Delta = 1 \dots 3$$

$tref$: profundidad de corte para el refrentado [mm]

φ : ángulo principal de posición [°]

Cilindrado pasante

La operación de cilindrado consiste en la eliminación del metal sobrante del diámetro exterior del semiproducto.

$$T_{mcp} = \frac{L}{n \cdot S} \cdot i \quad (1.32)$$

$$L = l + y + \Delta \quad (1.33)$$

Donde:

T_{mcp} : tiempo de maquinado para el cilindrado pasante [min]

l : longitud completa de la pieza [mm]

Cilindrado no pasante

La operación de cilindrado no pasante consiste en la eliminación del metal sobrante del diámetro exterior de la pieza hasta una longitud determinada. En una sola pieza puede haber más de dos cilindrado no pasante.

$$T_{mcnp} = \frac{L}{n \cdot S} \cdot i \quad (1.34)$$

Siendo:

T_{mcnp} : tiempo de maquinado para el cilindrado no pasante [min]

L : longitud a cilindrar para cada uno de los diferentes cilindrados no pasantes a realizar

Roscado

Un roscado o rosca es una superficie cuyo eje está contenido en el plano y en torno a él describe una trayectoria helicoidal cilíndrica.

$$T_{mros} = \frac{L + l_1}{n \cdot p} \quad (1.35)$$

Con:

T_{mros} : tiempo de maquinado del roscado [min]

L : longitud a roscar [mm]

p : paso de la rosca [mm]

n : frecuencia de rotación del husillo (se le quita el 20% de la elegida en el pasaporte)

$$l_1 = i \cdot p \quad (1.36)$$

i : número de pasadas (3 o 6 en dependencia del paso de la rosca)

2.9.2. Metodología de cálculo para el fresado

La fresadora cinemáticamente funciona incorporando un desplazamiento de la pieza en su plano de apoyo. Esto permite un movimiento relativo entre pieza y posibilita el mecanizado de las superficies planas o curvas así como todo tipo de ranurado y taladrados en la pieza. Los parámetros a considerar para la fabricación son la velocidad del husillo, el número de revoluciones, la velocidad de corte, el avance de corte real y la fuerza de corte. Toda esta metodología de cálculo fue extraída de Kalpajian (2002).

2.9.2.1. Velocidad del husillo

La velocidad del husillo en la fresadora depende de las propiedades del material a fresar, de la herramienta de corte y durabilidad de la misma, está dado por la ecuación:

$$Vh = \frac{CT \cdot Df}{T^m \cdot Sz^y \cdot Bf \cdot Z^n \cdot t^x} \quad (1.37)$$

Con:

Vh : velocidad del husillo [m/min]

CT : factor cuya magnitud depende del material a elaborar

Df : diámetro de la fresa [mm]

T : durabilidad de la herramienta [min]

t : profundidad de corte [mm]

Sz : avance por dientes [mm/diente]

Z : número de dientes de la fresa

B : ancho de corte [mm]

m : exponente de durabilidad relativa

x : exponente de grado que determina como influye t en la velocidad

y : exponente de grado que determina como influye S_z en la velocidad

n : exponente de grado que determina como influye Z en la velocidad

f : exponente de grado que determina como influye B en la velocidad

2.9.2.2. Frecuencia de rotación del husillo

En la fresadora hay una gama limitada de velocidades, que dependen de la velocidad de giro del motor principal y del número de velocidades de la caja de cambio de la máquina. La velocidad de rotación de la herramienta es directamente proporcional al diámetro de la herramienta.

$$n = \frac{1000 \cdot V_h}{\pi \cdot D_f} \quad (1.38)$$

Para:

n : frecuencia de rotación del husillo [r/min]

2.9.2.3. Velocidad de corte real

La velocidad de corte aumenta al crecer el diámetro de la fresa y disminuye al aumentar el avance.

$$V_{cr} = \frac{\pi \cdot D_f \cdot n}{1000} \quad (1.39)$$

2.9.2.4. Avance longitudinal

El avance longitudinal depende de los valores del avance por dientes, el número de dientes y la frecuencia de rotación del husillo; y se representa mediante la ecuación:

$$S_m = S_z \cdot Z \cdot n \quad (1.40)$$

2.9.2.5. Potencia de corte efectiva

La potencia necesaria para llevar a cabo el corte y está dada por la siguiente ecuación:

$$N_c = \frac{P_z \cdot V_{cr}}{6120} \quad (1.41)$$

Con:

N_c : potencia de corte [kW]

2.9.2.6. Fuerza de corte

La fuerza de corte está dada según la presión específica y el área donde se aplica, y se calcula de la siguiente forma:

$$P_z = P \cdot F \quad (1.42)$$

Con:

P_z : tensión de corte [kgf/mm²]

P : presión específica (para aceros de 45 a 55) [kgf/mm²]

F : área de la sección transversal [mm²]

$$F = a \cdot b \quad (1.43)$$

b : ancho de fresado [mm]

$$a = 0.9 \cdot S_z \quad (1.44)$$

2.9.2.7. Potencia del husillo

La potencia del husillo se compara con la potencia de corte para determinar si es posible el maquinado, se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$N_h = N_{mot} \cdot \eta \quad (1.45)$$

$$N_h \geq N_c$$

Donde:

N_h : potencia del husillo [kW]

N_{mot} : potencia del motor [kW]

η : rendimiento [%]

2.9.2.8. Momento torsor para realizar el corte

Es el momento torsor necesario para que la herramienta cortante pueda realizar el corte.

$$M = \frac{P_z \cdot D_f}{L} \quad (1.46)$$

Siendo:

M : momento torsor [kgf/mm^2]

L : longitud a fresar [mm]

2.9.2.9. Tiempos de maquinado

Los procesos de fresados se consideran difíciles, al trabajar en la máquina fresadora hay que emplear dispositivos especiales como el cabezal divisor, todo lo cual encarece los tiempos en ella empleados.

$$T_m = \frac{L}{S_m} \cdot i \quad (1.47)$$

Para:

T_{mr} : tiempo de maquinado para el fresado [min]

i : número de pasadas

L : largo del desplazamiento útil [mm]

La longitud está dada por la ecuación:

$$L = l + y + \Delta \quad (1.48)$$

Siendo:

$$y = \frac{Df - \sqrt{Df^2 - t^2}}{2}$$

$$\Delta = 2 \dots \dots 5$$

l : longitud del fresado [mm]

2.10. Conclusiones del capítulo

- Se estableció la metodología de cálculo para realizar el diseño y construcción del árbol de la bomba centrífuga, donde se muestran los parámetros a tener en cuenta para cada uno de los procesos.
- Se plantea el método a seguir para seleccionar el sistema de mantenimiento, el tipo de acoplamiento y los rodamientos, para el estado técnico de la bomba seleccionado.

CAPÍTULO 3: ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE LOS RESULTADOS

3.1. Introducción

En todo trabajo los resultados obtenidos tienen significados, por lo que es necesario el análisis de los mismos, pueden ser positivos o negativos, y es lo que hace llegar a una conclusión final. El diseño y construcción del árbol de la bomba centrífuga depende de los resultados obtenidos después de quedar establecidas, en el capítulo anterior, las metodologías de cálculo para realizar la selección de los diversos elementos de dicha bomba.

Objetivo del capítulo

Realizar el diseño y la tecnología de construcción del árbol, proponer el sistema de mantenimiento, los acoplamientos y la selección de los cojinetes de rodamientos para la bomba centrífuga de la instalación de Hidrotransporte ubicada en el “Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa”.

3.2. Resultados obtenidos de la fuerza axial y la fuerza radial

Los resultados obtenidos de ambas fuerzas se utilizan para realizar el diseño del árbol, y con ellos se conoce si el mismo resiste al momento flector y al momento torsor producidos por dichas fuerzas. En la tabla 3.1 se muestran los valores de las fuerzas de empuje axial y la de empuje radial, así como los de los parámetros que sirvieron para el cálculo.

Tabla 3.1. Fuerzas de empuje axial y radial

| Parámetro | Ecuación | Valor | U/M |
|-----------|----------|---------|-------------------|
| F_a | 1.1 | 142,13 | N |
| K_a | - | 5158,08 | kg/m ³ |
| S | - | 1 | - |
| Q | - | 0,0166 | m ³ /s |
| DN1 | - | 0,1 | m |
| F_r | - | 79,16 | N |

Como se puede apreciar en la tabla 3.1, el valor de la fuerza de empuje axial que incide en el árbol de la bomba es de 142,13 N; esta fuerza es la que produce el momento torsor al que estará sometido el árbol. La fuerza radial no se obtuvo mediante una ecuación matemática, fue asumida igual al peso del impelente de

79,16 N, debido a que este incide en el árbol cuando la bomba esta en reposo, y en el momento que la bomba es puesta en marcha se compensa debido al movimiento centrífugo del impelente.

3.3. Dimensiones de resistencia del árbol

Para saber si el árbol resiste o no, se tiene en cuenta la comparación entre el diámetro preliminar y el diámetro del árbol más pequeño, y en el cálculo el momento torsor producido por el motor (M_{tor}) y la tensión admisible a cortante (12 a 20 MP_a). Los valores obtenidos se muestran en la tabla 3.2.

Tabla 3.2. Resultados del diámetro preliminar

| Parámetro | Ecuación | Valor | U/M |
|-----------|----------|--------|-----------------|
| d_k | 1.2 | 19 | mm |
| M_t | 1.3 | 27 450 | N·mm |
| $[\tau]$ | - | 20 | MP _a |
| N | - | 5 | kW |
| w | 1.4 | 182,12 | s ⁻¹ |
| n | - | 1 740 | r/min |

Con el valor obtenido del diámetro preliminar de 19 mm, se estableció el diámetro de diseño del árbol más pequeño, en este caso se elige de 35 mm, por lo que se cumple la condición que el diámetro de diseño debe ser mayor al diámetro preliminar, esto quiere decir que para el de 35 mm el árbol resiste las esfuerzos actuantes.

3.4. Cálculo del momento flector que actúa sobre el árbol

Conociendo el valor del momento torsor y el del momento flector (ver figura 3.1), se puede calcular el momento de esfuerzos combinados; el cual es imprescindible para conocer el diámetro de la sección más peligrosa.

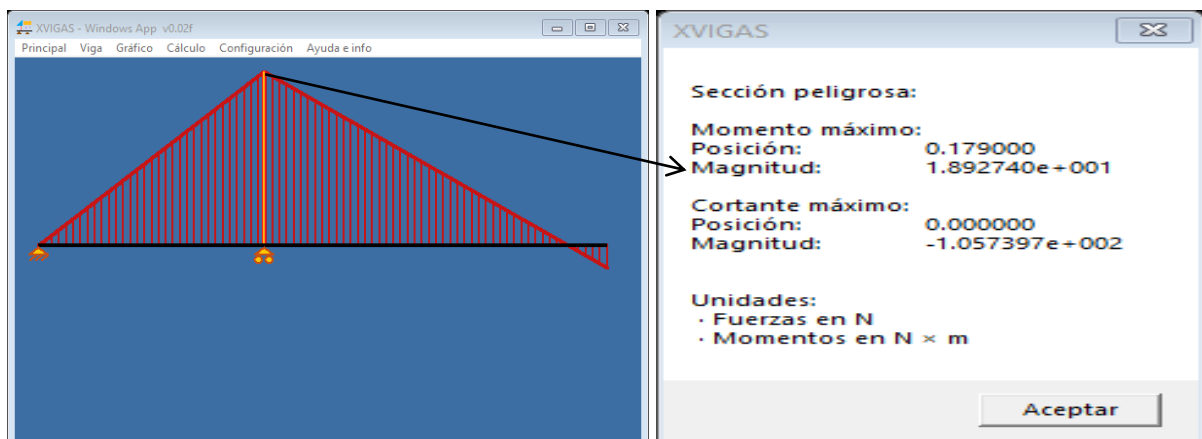


Figura 3.1. Momento flector resultante mediante el software xvigas

En la figura 3.1 se puede apreciar que el momento flector máximo está ubicado en el apoyo B, con un valor de 18 927 N·mm.

3.5. Diámetro para la sección más peligrosa

El diámetro de la sección más peligrosa depende del tipo de material del árbol, en este caso para el acero AISI 1060, se observa en la figura 3.3.

Tabla 3.3. Valor del diámetro para la sección más peligrosa

| Parámetro | Ecuación | Valor | U/M |
|-------------------------|----------|-----------|-----------------|
| d | 1.7 | 17,81 | mm |
| M_{eq} | 1.6 | 33 342,67 | N·mm |
| C | - | 0 | - |
| $[\sigma_{flex}]_{III}$ | 1.8 | 59,05 | MP _a |
| σ_{res} | - | 680 | MP _a |

Para el material AISI 1060, con una tensión de resistencia de 680 MP_a y un momento equivalente de 33 342,67 Nmm, producido por la combinación del momento flector y el momento torsor ya calculados, se tiene que el diámetro para la sección más peligrosa tiene que ser mayor o igual que 17,81 mm, como para el árbol diseñado se seleccionó un diámetro de la sección más peligrosa de 45 mm, se cumple la condición, entonces el árbol está correctamente diseñado.

3.6. Selección de los cojinetes de contacto rodante

Para elegir los tipos de cojinetes se deben considerar los requisitos, en este caso son iguales, se usa un catálogo SKF, donde se buscan los rodamientos rígidos de bolas (radiales-axiales) que posean un diámetro interior igual a 45 mm, que coincide con el diámetro de la sección más peligrosa en el árbol, y un diámetro exterior de 120 mm, para estas condiciones dadas se estableció el rodamiento de tipo 6409, con una capacidad de carga dinámica igual a 76 500 N y una capacidad de carga estática de 47 500 N. Además, este rodamiento soporta una velocidad de rotación límite de 13 000 r/min, debido a que la velocidad de rotación del árbol, donde se debe ubicar el rodamiento es de 1 740 r/min, se llega a la conclusión de que este rodamiento fue seleccionado correctamente. Aunque para saber si el rodamiento soporta las cargas producidas por las fuerzas de empuje axial y radial, se deben conocer los resultados que se exponen a continuación.

3.6.1. Secuencia del cálculo para los cojinetes

En la secuencia de cálculo para los cojinetes se tiene en cuenta la metodología propuesta en el capítulo anterior, entonces:

1. Se eligió un cojinete de bola radial-axial, para $F_a/VFr = 0,67$
2. Determinación de las cargas radiales completas

En la tabla 3.4 se muestra que para las reacciones en los apoyos de -105,74 N y 184.90 N (ver figura 3.2), se obtuvo una carga radial completa que incide en el árbol de 213 N (ver tabla 3.4), que es la que se utiliza para los cálculos en la selección de los cojinetes.

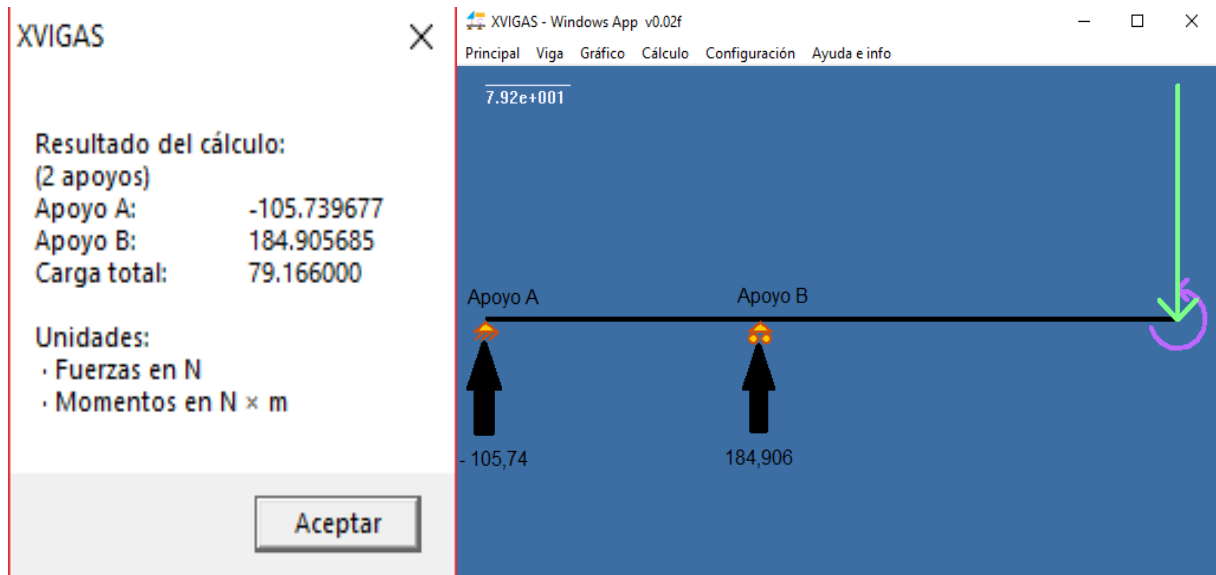


Figura 3.2. Reacciones en los apoyos

Como en los planos mutuamente perpendiculares solamente existe la fuerza de empuje axial, solo se tienen dos reacciones en los apoyos por lo que solamente existe una carga radial completa.

Tabla 3.4. Carga radial completa

| Parámetro | Ecuación | Valor | U/M |
|-----------|----------|---------|-----|
| F_{r1} | 1.9 | 213 | N |
| F_{rx} | - | -105.74 | N |
| F_{ry} | - | 184.90 | N |

3. Parámetro de la carga axial “e” (cojinetes radiales-axiales)

Con la relación F_a/C_0 de cada cojinete se fija el valor de “e” en la tabla 3.5.

Tabla 3.5. Factores de los rodamientos de bola

| Factores para el cálculo de los rodamientos rígidos de una hilera de bolas | | | |
|--|------|--------------------------|---|
| Juego Normal | | $F_a/V \cdot F_r \geq e$ | |
| F_a/C_0 | e | X | Y |
| 0,025 | 0,22 | 0,56 | 2 |
| Como la relación F_a/C_0 es igual a 0,003 y menor que 0,025 se tomará $e = 0,22$ | | | |

Con el valor de “e” igual a 0,22 se procede a calcular las componentes axiales de fuerzas radiales.

4. Componentes axiales de las fuerzas radiales

Para los cojinetes en cuestión existe únicamente una carga radial completa, por lo que las componentes axiales (ver tabla 3.6) que surgen son iguales ($S_1 = S_2$).

Tabla 3.6. Componentes axiales de las cargas radiales

| Tipo de cojinete | Apoyo izquierdo | Apoyo derecho |
|---|---------------------------------|---------------------------------|
| Cojinete de bolas radiales-axiales | $S_1 = e \cdot F_{r1} = 46,86N$ | $S_2 = e \cdot F_{r1} = 46,86N$ |
| Para los valores de “e” igual a 0,22 y F_{r1} igual a 213 N | | |

5. Carga axial completa sobre los cojinetes de los apoyos

Como los cojinetes son iguales se tiene que $F_a = F_x$ por lo que se plantea un tipo de montaje de tipo X.

6. Precisión del valor del parámetro “e”

Como se planteó en el paso anterior $F_a = F_x$, por lo que al precisar el valor del factor “e” se tuvo (ver tabla 3.7) que:

Tabla 3.7. Precisión del parámetro “e”

| Parámetro | Ecuación | Valor | U/M |
|-----------|----------|--------|-----|
| F_x | 1.1 | 142,13 | N |
| C_0 | - | 47500 | N |
| e | - | 0,22 | - |

Como se puede apreciar al precisar el valor de “e” mantiene el mismo valor y como la relación de $F_a/V \cdot F_r = 0,67 \geq e = 0,22$, tenemos que los valores de “x” y “y”, son iguales a 0,56 y 2 respectivamente.

7. Determinación de la carga equivalente

Como en los cojinetes actúan cargas radial y axial, y el tipo de cojinete escogido fueron radiales-axiales de bolas, se obtuvo la carga equivalente ubicada en la tabla 3.8.

Tabla 3.8. Carga equivalente

| Tipo de cojinete | | Valor de la carga equivalente | |
|--|------------|---|----------------|
| Coj. radiales-axiales (de bola) y cojinetes radiales de bola; si actúan cargas axiales | | $P = (X \cdot V \cdot Fr + Y \cdot Fa) \cdot K_s \cdot K_t$ $P = 403,56 \text{ N}$ | |
| V.- Coeficiente que depende del anillo que gira $V = 1$ (anillo interior) | | | |
| Valor de K_t .- coeficiente que depende de la temperatura de trabajo | | | |
| T (°C) | ≤ 100 | | |
| | 1 | | |
| Valor de K_s .- coeficiente de seguridad según las condiciones de trabajo | | | |
| Régimen de trabajo | | | Valor de K_s |
| Cargas normales (reductores, motores de poca pot., motores de equipos automáticos) | | | 1 |

Para una carga radial completa de 213 N, una fuerza axial de 142,13 N; se obtuvo una carga equivalente de 403,56 N; esta carga es la actúa sobre los rodamientos.

8. Longevidad teórica

La longevidad teórica es la vida estimada en millones de revoluciones que tienen los rodamientos para los regímenes de trabajo a los que se someten, para la bomba centrífuga en cuestión se representa en la tabla 3.9.

Tabla 3.9. Valor de la longevidad teórica

| Parámetro | Ecuación | Valor | U/M |
|---|----------|---------------|----------|
| L_{10} | 1.11 | 6 811 458,267 | mill.rev |
| C | - | 76 500 | N |
| P | - | 403,56 | N |
| α | - | 3 | - |
| Como los rodamientos son de bolas el valor de α es 3 | | | |

Como se aprecia en la tabla 3.9, el rodamiento tiene una elevada vida estimada en millones de revoluciones, lo que favorece al mismo, ya que esto indica que tendrá una larga vida útil para las condiciones de la bomba centrífuga en cuestión.

9. Longevidad en horas

La longevidad en horas calculada depende de la capacidad de carga dinámica, de la carga equivalente que actúa y de la velocidad de rotación del cojinete, así como del tipo de cojinete (ver tabla 3.10).

Tabla 3.10. Valor de la longevidad en horas

| Parámetro | Ecuación | Valor | U/M |
|------------|----------|---------------|----------|
| L_{10hc} | 1.12 | 65 243 853,13 | hrs |
| n | - | 1740 | r/min |
| L_{10} | 1.11 | 6 811 458, 26 | mill.rev |

10. Comparación de la longevidad calculada con la requerida

Al comparar los resultados obtenidos con la longevidad requerida (ver tabla 2.1), se tiene que el valor de la longevidad calculada (65 243 853,13 hrs) es mayor que el de la longevidad requerida nominal (6×10^4 a 10^5), esto quiere decir que los rodamientos durarán más de lo estimado según la tabla 2.1, entonces se determina que para las condiciones de trabajo de la bomba centrífuga los rodamientos tendrán un largo período de vida. Así queda demostrado que los cojinetes fueron correctamente seleccionados.

3.7. Resultados de la simulación mediante el Método de Elementos Finitos

La simulación arroja importantes resultados en la investigación, ya que nos permite simular las condiciones a la que se somete el árbol antes de tener que probarlo en la vida real, y así comprueba si el diseño seleccionado fue el correcto o si el árbol va a resistir los esfuerzos a los que estará sometido, por lo que este avance tecnológico tiene gran importancia en el mundo industrial.

3.7.1. Tensión máxima a la que se somete el árbol de la bomba centrífuga

Cuando se somete al árbol bajo los efectos de la fuerza radial y el momento torsor, se crean una serie de tensiones que influyen en el cuerpo del mismo, de todas estas tensiones, la que puede llegar a tener una influencia negativa en el árbol, es la tensión máxima; que puede estar ubicada en cualquier parte del cuerpo del

árbol y que si no se considera correctamente el material de construcción del mismo puede ocasionar la ruptura y el fallo de la bomba en general. En la figura 3.3 se muestra que el valor de la tensión máxima resultante es de $6,18 \text{ MP}_a$, ubicada donde señala la saeta.

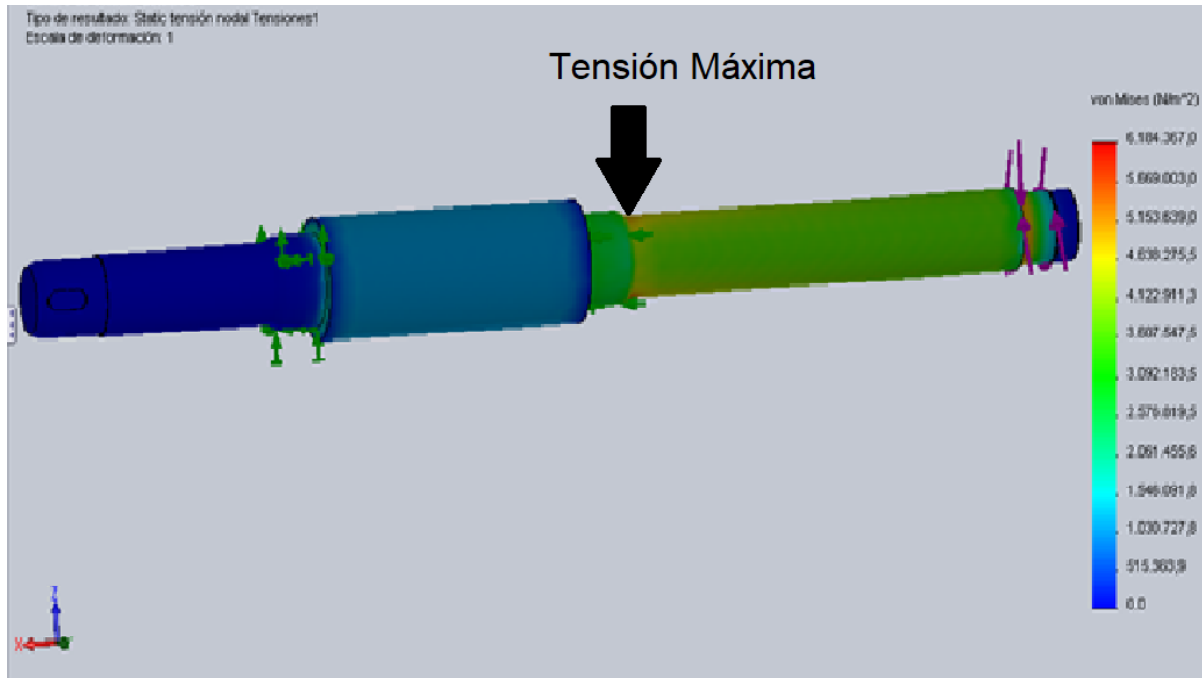


Figura 3.3. Tensión máxima en el árbol

3.7.2. Factor de seguridad

El factor de seguridad como su nombre lo indica, es el que nos asegura si el árbol resiste la tensión máxima a la que se somete, por lo que si el factor de seguridad es menor que 1,50 el árbol no resiste a las tensiones producidas por las cargas establecidas, en este caso como se puede apreciar en la figura 3.4, el factor de seguridad mínimo es de 29,91, por lo que se puede llegar a la conclusión que para la tensión máxima de $6,18 \text{ MP}_a$, producida por la fuerza radial de $79,166 \text{ N}$ y el momento torsor de $27\,450 \text{ N}\cdot\text{mm}$, el árbol obtenido en el diseño resiste. Por lo que el árbol diseñado para la bomba centrífuga de 5 kW es el correcto para realizar el trabajo requerido.

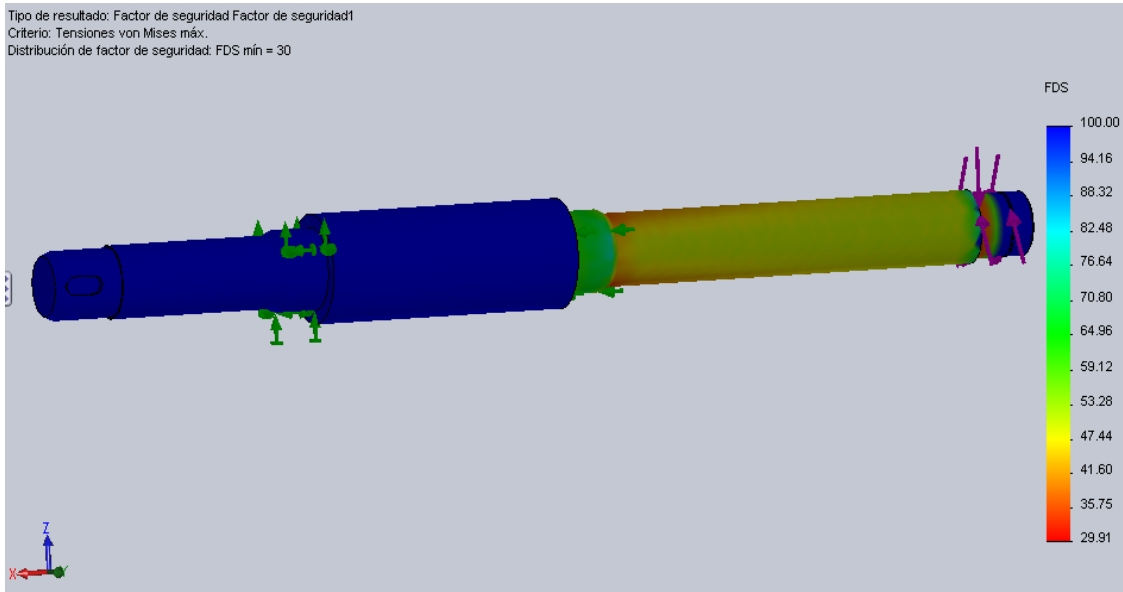


Figura 3.4. Factor de seguridad

3.8. Selección del acoplamiento con el motor

Al realizar el cálculo convencional del momento de referencia (ver ecuación 1.13) se obtuvo un valor de 41,17 Nm, para ese valor se escoge un acoplamiento de brida cuyos datos se muestran en la tabla 3.11.

Tabla 3.11. Datos del acoplamiento seleccionado

| Parámetro | Ecuación | Valor | U/M |
|--|--------------------|---------|---------------------|
| M_n | 1.3 | 27,45 | N·m |
| K | - | 1,5 | - |
| M_t | 1.13 | 41,17 | N·m |
| Propiedades del acoplamiento de brida seleccionado | | | |
| Tipo | Cantidad de pernos | Peso | Momento torsor max. |
| MD4 | 6 (M16) | 15,8 kg | 2 452,5 N·m |

3.9. Sistema de mantenimiento propuesto

Para realizar la selección de mantenimiento se tiene en cuenta el criterio a nivel de máquina, es decir evaluar los aspectos más significativos de la máquina y para ello se tienen en cuenta los coeficientes mostrados en la tabla 3.12, los mismos cuantifican cada uno de los aspectos a valorar.

Tabla 3.12. Valores de los coeficientes según el criterio a nivel de máquinas.

| Coeficiente | Comprende | Valor |
|-------------|--|-------|
| C1 | Elevado costo de adquisición de la máquina | 1 |
| C2 | Alto costo por concepto de pérdidas de producción | 0 |
| C3 | No existencia de duplicado de la máquina | 1 |
| C4 | Posibilidad de efectuar un diagnóstico de la máquina con la instrumentación disponible | 1 |
| C5 | Posibilidad de efectuar mediciones de control de parámetros globales | 1 |
| C6 | Elevado costo de mantenimiento de la máquina | 0 |
| C7 | Elevadas pérdidas de vida útil debido al desarme | 0 |
| C8 | Graves consecuencias económicas de una rotura para la máquina | 0 |

Al cumplirse una de estas condiciones o no, toman el valor de 1 o 0 respectivamente, con los valores obtenidos en la investigación se procede a calcular los coeficientes de mantenimiento predictivo y correctivo/preventivo, para así seleccionar el tipo de mantenimiento para la bomba centrífuga.

3.9.1. Coeficientes de mantenimiento predictivo y correctivo/preventivo

El mantenimiento a realizar, tiene que ver directamente con los valores obtenidos después de desarrollar la metodología de cálculo propuesta en el capítulo 2, y se muestran en la tabla 3.13.

Tabla 3.13. Coeficientes de mantenimiento predictivo y correctivo/preventivo.

| Coeficiente | Ecuación | Valor |
|-----------------|----------|-------|
| C_{pred} | 1.14 | 0,5 |
| $C_{corr/prev}$ | 1.15 | 0,2 |
| $C_{perdidas}$ | 1.16 | 1 |
| C_{fallas} | 1.17 | 0 |

Según los resultados obtenidos anteriormente y siguiendo las fórmulas correspondiente pudimos determinar que el coeficiente de mantenimiento predictivo (C_{pred}) es igual a 0,5 y $C_4=1$ (ver tabla 3.12), por lo que se plantea que el

mantenimiento a efectuar, es el mantenimiento preventivo planificado con medición de parámetros y síntomas.

3.9.2. Estado técnico de la bomba centrífuga

El estado técnico de un equipo se define como las condiciones técnicas y funcionales que posee el equipo en un momento dado. Para determinar el mismo se efectúa una revisión previa a cada equipo dirigida a detectar el grado de desgaste de las diferentes partes y mecanismos de las máquinas (ver tabla 3.14).

Tabla 3.14. Estado técnico de la bomba centrífuga

| Elementos | Estado técnico | Valores |
|---------------------------------|-------------------------------------|---------|
| Rodamientos | Muy malo | 0,4 |
| Árbol | Regular | 0,8 |
| Impelente | Bueno | 1 |
| Empaquetadura | Bueno | 1 |
| Voluta | Bueno | 1 |
| Línea de succión | Regular | 0,8 |
| Línea de impulsión | Regular | 0,8 |
| Acoplamientos | Muy malo | 0,4 |
| Bases | Bueno | 1 |
| Anclaje | Bueno | 1 |
| Cantidad de elementos evaluados | Suma total de los valores obtenidos | |
| 10 | 8.2 | |

De los elementos de la bomba centrífuga analizada 5 fueron evaluados de bueno, 3 de regular, ninguno de malo y 2 de muy malo como se aprecia en la figura 3.14, por lo que al sumar la cantidad de elementos por sus calificaciones se alcanza el valor de 8,2; que dividido entre la cantidad de elementos evaluados (10), se obtiene como resultado 0,82, este es equivalente a una eficiencia aproximada del 82%, indicando que el estado técnico de la bomba es regular. Esto quiere decir que el ciclo de mantenimiento debe comenzar por una reparación pequeña (ver tabla 2.9).

3.9.3. Estructura del ciclo de mantenimiento

Para el grupo donde se ubica la bomba centrífuga establecido en el epígrafe 2.8.3 del capítulo 2, se tienen los siguientes valores de los períodos del ciclo de reparación (ver tabla 3.15).

Tabla 3.15. Períodos del ciclo de reparación

| Parámetro | Ecuación | Valor | U/M |
|-----------|----------|--------|----------------|
| t_r | 1.18 | 2 700 | Días |
| t_0 | 1.19 | 2 700 | Días |
| t_{rm} | 1.20 | 8 100 | Días |
| T | - | 64 800 | horas-máquinas |
| NR | - | 0 | - |
| NP | - | 4 | - |
| NM | - | 1 | - |

Como la bomba centrífuga ubicada en la instalación de Hidrotransporte en el Instituto Superior Minero Metalúrgico “Dr. Antonio Núñez Jiménez” de Moa no presenta horas diarias específicas de trabajo, se tiene en cuenta que la misma trabaja 4 horas máquina al día, entonces para este valor se obtiene que el período entre reparaciones y el período entre intervenciones se efectuarán a los 2 700 días de la puesta en marcha del equipo, mientras que el período entre reparaciones medianas será a los 8100 días. Debido a que la bomba centrífuga no tiene condiciones de trabajo severas, estos tiempos son el reflejo de que el mantenimiento de la bomba no tiene por qué ser un mantenimiento costoso que afecte la economía del Instituto.

La figura 3.5 muestra los tiempos entre cada período de reparación e intervención.



Figura 3.5. Períodos del ciclo de reparación

3.9.3.1. Tareas a realizar para cada tipo de reparación

Según la técnica y las herramientas que posee el centro, se presentan las tareas a realizar en cada uno de los tipos de reparación:

Reparación pequeña

- Ajustar pernos de anclaje.
- Cambiar aceite.
- Elaborar lista de defectos y piezas a sustituir en la próxima reparación.
- Limpiar, engrasar y ajustar los mecanismos desarmados.

Reparación mediana

- Elaborar lista de defectos.
- Desconexión de la red de alimentación.
- Desarmar conjuntos o mecanismos con excepción de las piezas básicas.
- Limpiar, engrasar y montar conjuntos desarmados.
- Cambiar cojinetes.

Reparación general

- Desconexión de la red de alimentación.
- Desarme total del equipo.
- Reparar o cambiar cojinetes, ejes y pernos de anclaje.
- En el sistema de lubricación reparar o cambiar, filtros, conexiones, juntas, empaquetaduras.
- Pintar exterior del reductor.
- Montar conjuntos y mecanismos desarmados.
- Alinear la bomba centrífuga con el motor de 5 kW.

3.10. Cálculo de los parámetros para el torneado

Elegir un régimen racional de maquinado en la máquina preestablecida, significa que en las condiciones dadas de maquinado hay que tomar el tipo y dimensiones adecuadas de la herramienta, la marca de su material y los parámetros geométricos de la parte cortante de esta. La tabla 3.16 recoge los aspectos fundamentales del proceso de torneado.

Tabla 3.16. Valores fundamentales obtenidos en el cálculo del torneado

| Parámetro | Ecuación | Valor | U/M |
|-----------|----------|---------|--------|
| Vh | 1.21 | 19,5 | m/min |
| n | 1.23 | 100 | r/min |
| Vcr | 1.24 | 20,41 | m/min |
| Nc | 1.26 | 0,0154 | kW |
| Pz | 1.27 | 4,645 | kgf/mm |
| Tmre | 1.30 | 1,48 | min |
| Tmcp | 1.32 | 12,09 | min |
| Tmcp1 | 1.34 | 6,6 | min |
| Tmcp2 | 1.34 | 5,44 | min |
| Tmcp3 | 1.34 | 1,6 | min |
| Tmcp4 | 1.34 | 11,4 | min |
| Tmcp5 | 1.34 | 10,24 | min |
| Tmcp6 | 1.34 | 1,32 | min |
| Tmros | 1.35 | 0,50 | min |
| Tpu | 1.37 | 130,223 | min |

Estos resultados ofrecen los tiempos y los parámetros de la tecnología de torneado para un tiempo de durabilidad de la cuchilla de 60 min, el vástago de esta de 16 X 25, un ángulo principal de posición de 45 ° y el secundario de 10°, la tensión a la rotura de la pieza es de 680,03 N/mm². Se analiza que es un acero laminado en caliente, con óxido, emulsionado, con superficie de ataque negativa y un desgaste permisible de 0,8 mm. Para eliminar los cantos vivos de la pieza se realizó el biselado en los contornos de los diámetros de 45 mm de 1 X 45°.

3.11. Determinación de los parámetros para el fresado

Las fresas van provistas en su periferia, o también su cara frontal, de diente o de cuchillas, son útiles de varios filos, y tienen respecto a los útiles de un solo filo, la

ventaja de que no se calientan tanto y de que tampoco se embotan tan rápidamente. Cada filo está cortando nada más que una fracción del tiempo que dura su revolución, y durante el resto del tiempo se vuelve a enfriar. Los valores obtenidos en el fresado se muestran en la figura 3.17.

Tabla 3.17. Valores fundamentales obtenidos en el cálculo del fresado

| Parámetro | Ecuación | Valor | U/M |
|-----------|----------|---------|-------------------|
| Vh | 1.37 | 2,72 | m/min |
| N | 1.38 | 80 | rev/min |
| Vcr | 1.39 | 3,14 | m/min |
| Sm | 1.40 | 80 | mm/min |
| Nc | 1.41 | 0,04 | kW |
| Pz | 1.42 | 706,332 | N |
| Mt1 | 1.46 | 504,52 | N/mm ² |
| Mt2 | 1.46 | 235,44 | N/mm ² |
| Nh | 1.45 | 8 | kW |
| Tmf1 | 1.47 | 0,2 | min |
| Tmf2 | 1.47 | 0,4 | min |
| Tpu | 1.37 | 1,57 | min |

Según los tipo de chaveteros escogidos por el diámetro del árbol donde se realizaran los mismos, se obtiene que ambos tendrá la misma medida, en lo único que se diferencian es en la longitud del chavetero, una es de 14 mm y la otra de 30 mm, por lo que en la tabla se encuentran dos momentos torsores diferentes y dos tiempos de maquinado, que es donde influye esta diferencia.

3.12. Valoración económica

En todo centro se establecen normas que tienen que ver con el ahorro tanto monetario como energético, todo proyecto lleva en su realización un presupuesto monetario que no debe ni faltar ni sobrar, es el presupuesto justo para llevar a cabo dicha tarea. Puesto que en nuestro país existe un bloqueo permanente se ha de

llevar el tema de ahorro económico muy de cerca, ya que para realizar cualquier tarea de impacto se debe calcular el costo a utilizar de la manera más económica y rentable, ya sea de fabricación de piezas, de compra de herramientas, de ofrecer mantenimiento a una máquina cualquiera, entre otros. En este trabajo se establece los costos tanto de la pieza a fabricar como los costos del proceso de fabricación, tratando de incurrir en el mínimo de costo y que los elementos diseñados sean los correctos. Como se puede apreciar en la tabla 3.18 los valores que influyen en el proceso de fabricación del árbol son los del torneado, esto se debe a que el 98,8 % del tiempo en que se demora fabricar la pieza se emplea en el proceso del torneado. El costo del semiproducto es de \$ 144,27 (CUC), el mismo se obtiene debido a que la barra mide 0,605 m y el precio de 1 m es de \$ 238,46 (CUC). En este resultado influye además el salario del tornero A y el de fresador A, siendo un salario para ambos de 12,66 \$/h. El costo total de producción para estos valores es de \$ 180,92(CUC + CUP).

Tabla 3.18.Costos de fabricación

| Costo de fabricación de la pieza | | | |
|--|---------------------------|--|------------------------|
| Tipo de material | Costo del material (\$/m) | Longitud del semiproducto (m) | Precio (\$) |
| AISI 1060 | 238,46 | 0,605 | 144,27 |
| Operario | Tarifas (\$/h) | Tiempo efectivo (h) | Costo (\$) |
| Tornero A | 12,66 | 2,17 | 27,49 |
| Fresador A | 12,6684 | 0,0261 | 0,33 |
| Salario básico(S_b) = suma de los costos= \$ 27.82 | | | |
| Aporte a la seguridad social | | Gastos indirectos | |
| $S_s = 0,09(S_b + S_c) = \$ 2,75$ | | - | |
| Salario complementario (S_c) = $0,1 \cdot S_b = \$ 2,782$ | | | |
| Máquinas | Tiempo de trabajo (h) | Potencia de la máquina (kW) | Energía consumida (kW) |
| Torno | 2,17 | 10 | 21,7 |
| Fresadora | 0,0261 | 10 | 0,261 |
| Torno $C_{\text{torno}} = 0,15 \cdot E_c = \$ 3,255$ | | Costo de la energía eléctrica $C_e = C_{\text{torno}} + C_{\text{fresadora}} = \$ 3,2941$ | |
| Fresadora $C_{\text{fresadora}} = 0,15 \cdot E_c = \$ 0,0391$ | | Costo total $C_T = C_m + S_b + S_c + S_s + C_e + G_i$ $C_t = \$ 180,92$ | |

3.13. Impacto medio ambiental

A causa de las averías que sufre la bomba centrífuga de la instalación de Hidrotransporte ubicada en el Instituto Superior Minero Metalúrgico “Dr. Antonio Núñez Jiménez” de Moa, son notables las afectaciones al medio ambiente debido al derrame de pulpa laterítica (ver figura 3.6) en el suelo, que luego es arrastrado a las zonas pluviales y fluviales a causa de las lluvias; afectando así el entorno del Instituto debido a la contaminación ambiental que esto provoca. Otro efecto producido por la ruptura de dicha bomba es el ruido causado por las vibraciones, esto afecta la salud de los trabajadores que desempeñan su función cerca de la instalación donde se ubica la bomba centrífuga.



Figura 3.6. Derrame de pulpa laterítica.

3.14. Conclusiones del capítulo

- El diseño del árbol para las cargas establecidas quedó seleccionado, con el diámetro de la sección más peligrosa de 45 mm.
- La fabricación del árbol tiene un costo total de producción de \$ 184,042 (CUC + CUP).
- El mantenimiento seleccionado fue el mantenimiento preventivo con medición de parámetros y síntomas, al obtener un coeficiente de mantenimiento predictivo (C predictivo) igual a 0,5 y $C_4=1$.
- Se seleccionó un acoplamiento de brida del tipo MD4, para un momento torsor de 41,175 Nm y el tipo de rodamiento 6409.

CONCLUSIONES GENERALES

1. Se diseñó el árbol de la bomba centrífuga de 5 kW, con un diámetro de la sección peligrosa de 45 mm y una longitud de 600mm.
2. Se seleccionaron los cojinetes de rodamiento 6409, con una capacidad dinámica de 76,5 kN y una capacidad de carga estática de 47,5 kN, para las mismas la longevidad de este tipo de rodamiento en la bomba centrífuga es de 65 243 853,32 horas.
3. Para un momento nominal de 27,45 Nm se elige un acoplamiento de brida que resiste un momento torsor máximo de 2452,5 Nfm; consta con 6 pernos (M16) y el mismo tiene un peso de 15,8 kg.
4. En el proceso de fabricación se escoge un torno del tipo 16K20 y una fresadora de tipo 6M13L, en todo el proceso de fabricación el torno consume 21,7 kW y la fresadora consume 0,26 kW, y el costo total del proceso es de \$ 180,92 (CUC +CUP).

RECOMENDACIONES

1. Sugerir al Departamento de Mecánica del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa, realizar la explotación de la instalación de Hidrotransporte, según los resultados obtenidos en el trabajo.
2. Hacer coincidir las medidas obtenidas, con las reales, a la hora del montaje. Es decir para el proceso de instalación de elementos diseñados y seleccionados.
3. Establecer registro de intervenciones de mantenimiento que permita controlar el ciclo propuesto en el trabajo.
4. Desarrollar la unión del impelente y el árbol siguiendo la secuencia de pasos lógicos.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Almosny, D. N. “Empaquetaduras”. [Documento en línea: <http://www.mardal.com.ve/>]. Acceso: 6 de abril del 2018.
2. Boada, O.; Díaz, S.; Campos, Y. “Estudio del estado físico-mecánico de superficies tratadas por deformación plástica superficial”. Revista Ingeniería Mecánica. Instituto Superior Politécnico José Antonio Echevarría, Volumen 6, No. 2. Cuba, 2003.
3. Budynas, R. J.; Nisbett, K. “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley”. 8va. Edición. Ed. Mcgraw-Hill Interamericana. México, 2008.
4. Catálogo NTN. “Cojinetes de rodamiento”. 2004
5. De Azevedo-Netto, J. M.; Alvarez, G. “Manual de Hidráulica”. Ed. Harla. México, 1975.
6. Dobrovolski. “Diseño de elementos de máquinas”. Moscú. MIR, 1978.
7. Domínguez, F. “Hidráulica”. Universidad de Chile. Santiago de Chile, 1945.
8. Faires, V. M. “Diseño de elementos de máquinas”. Barcelona. España, 2002.
9. Hamrock, B. J.; Jacobson, B.; Schmid, S.R. “Elementos de Máquinas”. Ed. McGraw Hill. México, 2000.
10. Kalpajian, S.; Schimid, S. R. “Procesos de maquinado para producir formas diversas”. Ed. Pearson educación. México, 2002.
11. López, J. C. “Proyecto de Ingeniería Mecánica”. [Documento en línea: <http://biblio3.url.edu.gt/>]. Acceso: 6 de abril del 2018.
12. Mataix, C. “Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas”. Ed. Harla. México, 1982.
13. Millán, S. “Procedimientos de Mecanizado”. Ed. Paraninfo. Madrid, 2006.
14. Mott, R. L. “Diseño de elementos de máquinas”. Ed. *Pearson Education*. México, 2006.
15. Navarrete, E. P. “Mantenimiento industrial”. La Habana, 1986.
16. Nekrasov, B. “Hidráulica”. Ed. Pueblo y Educación. La Habana. Cuba, 1986.
17. Norton, R. L. “Diseño de maquinaria”. Ed. McGraw Hill. México, 2000.
18. Pero-Sanz, J. A. “Ciencia e Ingeniería de los Materiales”. Madrid. España, 2000.

19. Reshetov. "Elementos de máquinas". Moscú. MIR, 1987.
20. Rodríguez, H. L. "Temas de flujos de fluidos". Universidad de Oriente. Santiago de Cuba, 2008.
21. Shigley, J. E. "Diseño en Ingeniería Mecánica". Ed. McGraw Hill. México, 1990.
22. Shigley, J. E.; Mischke, C. R. "Diseño en Ingeniería Mecánica". Ed. McGraw Hill. México, 2002.
23. Streeter, V.; Wylie, B. "Mecánica de Fluidos". Ed. Mc Graw-Hill. México, 1987.
24. Tulio, M. "Proyecto de elementos de acoplamiento". Capítulo 8. División 2. Versión 2014. [Documento en línea: <http://es.scribd.com/>]. Acceso: 20 de marzo del 2018.
25. Vanegas, L. "Diseño de árboles". Universidad tecnológica de Pereira. Colombia, 2011.
26. Vennard, J.; Street, R. "Elementos de Mecánica de Fluidos". Parte I y II. Ed. Revolucionaria La Habana. Cuba, 1986.
27. White, F. M. "Mecánica de Fluidos". Ed. Mc Graw Hill. México, 1979.

