

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



**PONTIFICIA
UNIVERSIDAD
CATÓLICA
DEL PERÚ**

**DISEÑO DE UN EQUIPO PARA EL CENTRIFUGADO DE
MADEJAS ALQUITRANADAS PARA LA PESCA DE 400
kg DE CAPACIDAD**

Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico que presenta el bachiller:

DANIEL ARTURO PEÑA FARFÁN

ASESOR: Dr. Luis Cotaquispe Zevallos

Lima, Octubre 2017

RESUMEN

En la industria de la pesca existen empresas dedicadas a la fabricación de madejas, enrollados de nylon utilizados para la reparación y mantenimiento de las grandes mallas de arrastre. En una de las etapas de fabricación, las madejas son sumergidas en una solución alquitranada mediante inmersión por Bach. A la salida del baño, se deberá remover el excedente de solución en el producto para finalmente llevarlas a un túnel de secado.

Una de las empresas dedicadas a la fabricación de madejas realiza la remoción del excedente de alquitrán mediante un escurrido por gravedad, proceso lento y con necesidad de un espacio considerable en la planta.

En el presente trabajo se realizó el diseño de un equipo que aproveche la fuerza centrífuga generada por la rotación de cuerpos para remover el excedente de la solución, con la finalidad de reducir el tiempo empleado en el escurrido por gravedad, reducir el espacio utilizado y dejar abierta la posibilidad de la recolección del excedente liberado para que pueda ser utilizado posteriormente.

La primera parte de esta tesis describe las madejas y su proceso de fabricación. En esta parte también se establecen las condiciones de tiempo y velocidad de centrifugado a partir de datos tomados de equipos análogos en visitas hechas a otras plantas que realizan el mismo trabajo.

En el segundo capítulo se explica el funcionamiento del equipo, así como su ciclo de trabajo. Los procesos de carga, ciclo de centrifugado, frenado y descarga.

En los capítulos 3 se desarrolla todo el sistema motriz del equipo y en el capítulo 4 se desarrolla toda la estructura que soporta. Para esto, se aplicaron los conceptos fundamentales de la ingeniería para el dimensionado y selección de los componentes y también se consideraron factores como mantenimiento del equipo, posibilidad de un mal manejo del operador y comodidad del mismo.

Finalmente se presentan las conclusiones que podemos sacar de la aplicación de este equipo en el proceso de fabricación de la planta y las recomendaciones para su correcto funcionamiento.



TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

TÍTULO : DISEÑO DE UN EQUIPO PARA EL CENTRIFUGADO DE MADEJAS ALQUITRANADAS PARA LA PESCA DE 400 KG DE CAPACIDAD.

ÁREA : Diseño # 314

PROPUESTO POR : Dr. Luis Cotaquispe Zevallos

ASESOR : Dr. Luis Cotaquispe Zevallos

TESISTA : Daniel Arturo Peña Farfán

CÓDIGO : 20077115

FECHA : 21 de octubre de 2015



DESCRIPCIÓN Y OBJETIVOS:

La industria pesquera es uno de los sectores más importantes en el desarrollo económico del Perú y fuente de trabajo de millones de peruanos. En este sector, las grandes redes de arrastre son una de las herramientas principales para la extracción de los recursos marítimos. Estas redes requieren mantenimiento y reparación durante toda la temporada de pesca y para esta labor se utilizan unos enrollados de nylon pesquero conocidos como madejas. En el proceso de preparación de las madejas, estas son sumergidas en una solución de alquitrán para mejorar sus características de resistencia al desgaste, razón por la cual presentan excedentes de solución que se acumula en zonas puntuales del producto, luego son llevadas en colgadores a la zona de escurrido iniciándose de esta forma el llamado pre secado. Finalmente las madejas son colocadas en la centrifugadora con la finalidad de uniformizar la solución cobertora, obteniendo de esta manera madejas alquitranadas aún húmedas para finalmente ser secadas en un túnel de viento.

A El propósito del presente trabajo es diseñar un equipo para el centrifugado de hasta 400 kg de madejas alquitranadas con la finalidad de mejorar el proceso del pre secado actual; aplicando los conocimientos de la ingeniería para el desarrollo de un equipo capaz de cumplir con los requerimientos de la capacidad señalada.

Q



TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

**DISEÑO DE UN EQUIPO PARA EL CÉNTRIFUGADO DE MADEJAS
ALQUITRANADAS PARA LA PESCA DE 400KG DE CAPACIDAD**

Introducción

1. Madejas y condiciones de diseño.
2. Funcionamiento de la centrifugadora
3. Diseño y cálculo del sistema motriz
4. Diseño de los elementos estructurales
5. Estimación de costos

Conclusiones

Recomendaciones

Planos

Bibliografía

Anexos

Máximo: 100 páginas



Dr. Luis Cotaquispe Zevallos

Asesor



ÍNDICE:

INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO 1: MADEJAS Y CONDICIONES DE DISEÑO	3
1.1 Descripción de las madejas	3
1.2 Proceso de fabricación de las madejas	4
1.3 Dimensiones y masa de la madeja	6
1.4 Solución de Asfalto líquido y Solvente 3	7
1.5 Velocidad y tiempo de centrifugado	8
1.6 Condiciones iniciales y finales de las madejas	9
CAPÍTULO 2: FUNCIONAMIENTO DE LA CENTRIFUGADORA	10
2.1 Descripción del equipo	10
2.2 Sistema motriz	11
2.3 Sistema Fijo: Estructura Soporte	14
2.4 Carga del equipo	16
2.5 Ciclo de centrifugado	17
2.6 Descarga del equipo	18
2.7 Frenado del equipo	18
CAPÍTULO 3: DISEÑO Y CÁLCULO DEL SISTEMA MOTRIZ	19
3.1 Descripción del sistema motriz	19
3.2 Diseño del tambor rotatorio	20
3.3 Selección del motor	32
3.4 Diseño del eje	38
3.5 Selección y cálculo del rodamiento	53
3.6 Selección del juego de poleas y fajas	59
3.7 Diseño de los elementos de la caja de rodamientos	62
3.8 Cálculo de las uniones soldadas	70
3.9 Cálculo de la clavija	72
3.10 Cálculo de las uniones atornilladas	74
3.11 Cálculo de las chavetas en el eje	79
CAPÍTULO 4: DISEÑO DE LOS ELEMENTOS ESTRUCTURALES	80

4.1 Descripción de la estructura soporte	80
4.2 Diseño del puente estructural	81
4.3 Diseño de la estructura exterior	87
4.4 Escalera auxiliar	87
4.5 Perfiles base	88
4.6 Cálculo de las uniones atornilladas en la estructura	89
4.7 Cálculo de las uniones soldadas en la estructura	90
4.8 Sistema de templado del motor	92
CAPITULO 5: ESTIMACIÓN DE COSTOS	94
5.1 Costo de diseño del equipo	94
5.2 Costo de fabricación y costo de los componentes del equipo	94
5.3 Costo de ensamblado del equipo	96
5.4 Costo total del equipo	96
5.5 Comentarios y cotización de equipos similares	97
CONCLUSIONES	98
RECOMENDACIONES	99
BIBLIOGRAFIA	100

LISTADO DE FIGURAS:

CAPÍTULO 1: MADEJAS Y CONDICIONES DE DISEÑO

Figura.1.1 Madejas para la pesca

Figura. 1.2 Proceso de fabricación de la madeja

Figura.1.3 Trenzado de hilos

Figura 1.4 Madeja Enrollada

Figura.1.6 Esquema de la madeja

CAPÍTULO 2: FUNCIONAMIENTO DE LA CENTRIFUGADORA

Figura 2.1 Esquema general del equipo.

Figura 2.2 Sistema motriz

Figura. 2.3 Caja de rodamientos

Figura 2.4 Acople del eje al tambor

Figura 2.5 Orientación de las madejas

Figura 2.6 Orientación de madejas-planta

Figura 2.7 Equipo de centrifugado

Figura 2.8 Elementos del equipo

Figura 2.9 Puente Estructural

Figura 2.10 Escalera de acceso

Figura 2.11 Sección del tambor rotatorio

Figura 2.12 Presión debido a la aceleración centrífuga

Figura 2.13 Barra de descarga

CAPÍTULO 3: DISEÑO Y CÁLCULO DEL SISTEMA MOTRIZ

Figura 3. 1. Esquema del sistema motriz

Figura 3. 2. Madeja Real

Figura 3. 3. Dimensiones de la madeja

Figura 3. 4. Idealización de la madeja

Figura 3. 5. Configuración del tambor

Figura 3. 6. Distribución de madejas

Figura 3. 7. Disposición de agujeros

Figura 3. 8 Cesto rotatorio

Figura 3. 9 Área tributaria de las platinas

Figura 3. 10. DCL y DMF de la platina

Figura 3. 11. Esquema del tambor
Figura 3. 12 DCL del tambor
Figura 3. 13 Configuración del tambor
Figura 3. 14. Esquema del brazo transmisor
Figura 3. 15 DCL brazo transmisor
Figura 3. 16 Diagrama de fuerza normal
Figura 3. 17 Diagrama de fuerza cortante en z
Figura 3. 18 Diagrama de fuerza cortante en y
Figura 3. 19 Diagrama de momento flector en y
Figura 3. 20 Diagrama de momento flector en z
Figura 3. 21 Sección crítica y punto crítico
Figura 3. 22 Idealización de la distribución de madejas
Figura 3. 23 Sistemas Equivalentes
Figura 3. 24 Idealización de la fuerza de desbalance
Figura 3. 25 Idealización de la configuración desbalanceada
Figura 3. 26 Efecto del desbalance
Figura 3. 27 Cargas equivalentes debido al desbalance
Figura 3. 28 Fuerza rotativa
Figura 3. 29 DMF debido a la fuerza rotativa
Figura 3. 30 Análisis del punto X en el tramo AB
Figura 3. 31 Análisis del punto X en tramo BC
Figura 3. 32 Análisis del punto X en tramo CD
Figura 3. 33 Diagrama de fuerzas internas en el eje
Figura 3. 34 Historia de las reacciones
Figura 3. 35 Ubicación de los rodamientos
Figura 3. 36 Configuración de la caja de rodamientos
Figura 3. 37 Reacciones en los rodamientos
Figura 3. 38 Tapa superior
Figura 3. 39 Disposición de la transmisión
Figura 3. 40 Ubicación de las fajas
Figura 3. 41 Caja de rodamientos
Figura 3. 42 Idealización del soporte

- Figura 3. 43 Esfuerzos en el soporte
- Figura 3. 44 Deformación en el soporte
- Figura 3. 45 Tapa inferior del soporte
- Figura 3. 46 Fuerza tangencial en la soldadura
- Figura 3. 47 Cargas en el cordón de soldadura
- Figura 3. 48 Presiones en el pin debido al torque
- Figura 3. 49 DCL del pin en la dirección vertical
- Figura 3. 50 Tornillos de acople
- Figura 3. 51 Configuración de los tornillos

CAPÍTULO 4: DISEÑO DE LOS ELEMENTOS ESTRUCTURALES

- Figura 4. 1 Elementos de la estructura
- Figura 4. 2 Diagrama del puente estructural
- Figura 4. 3 Idealización del puente
- Figura 4. 4 Reacciones en los rodamientos
- Figura 4. 5 Diagrama de fuerzas internas en el puente
- Figura 4. 6 Isométrico de la escalera.
- Figura 4. 7 Vista lateral de la escalera
- Figura 4. 8 Perfiles base
- Figura 4. 9 Unión atornillada
- Figura 4. 10 Unión soldada y DCL de la soldadura
- Figura 4. 11 Isométrico del sistema de templado
- Figura 4. 12 Vista superior del sistema de templado

INTRODUCCIÓN

La industria pesquera en el Perú es una de las fuentes de ingreso más importantes en el mercado, esta se ha desarrollado desde niveles artesanales hasta las grandes industrias dedicadas a la pesca. En la pesca industrial la extracción se realiza mediante embarcaciones de gran capacidad que cuentan con equipos modernos cuyo fin es la captura de los peces para la elaboración de harina y aceite de pescado, la fabricación de conservas de pescados, etc. Entre los equipos utilizados para la pesca se encuentran las madejas utilizadas para el mantenimiento de las grandes mallas de arrastre cuyo fin principal es la captura de los peces para luego ser procesados. Durante su fabricación, las madejas son sumergidas en una solución alquitrana; de la cual, un porcentaje debe ser removido (pre secado) para luego pasar al proceso de secado. Actualmente el pre-secado se realiza por escurrido, proceso lento y que tiene como consecuencia la pérdida de la solución, esto es crítico porque tiene un costo elevado. Se plantea el diseño de un equipo que aproveche la fuerza centrífuga para la operación de pre secado con una capacidad de 400 kg y además contará con una salida para la recuperación de la solución que permitirá su recuperación. Este equipo plantea una manera más rápida de realizar la remoción de alquitrán y a su vez permite la recirculación de la solución permitiendo reducir costos en la fabricación de las madejas utilizadas para la pesca.

El objetivo general y los objetivos específicos del presente trabajo son los siguientes:

Objetivo general

- Realizar el diseño de un equipo de centrifugado aplicando conceptos de ingeniería y tomando datos de empresas dedicadas a este sector del mercado con la finalidad de mejorar el proceso de fabricación de las madejas.

Objetivos específicos

- Recopilar información sobre las condiciones iniciales y finales de las madejas registradas por equipos similares.
- Recopilar información de los parámetros del diseño que se utilizarán en el diseño del equipo (tiempo y velocidad de centrifugado)

- Establecer las dimensiones y capacidad del equipo teniendo en consideración la funcionalidad del mismo, el espacio que ocupa y la comodidad durante la operación
- Aplicar los conceptos de ingeniería para obtener un modelo matemático del equipo de centrifugado.
- Aplicar los conceptos de ingeniería para hacer los cálculos de los diversos componentes utilizados en el equipo de centrifugado.
- Desarrollar las formas constructivas del equipo que permitan un fácil acople y desacople de los componentes del equipo para el mantenimiento del mismo.

En el primer capítulo de esta tesis se presenta una descripción de las madejas y su proceso de fabricación, así también se presentan los datos recopilados de empresas dedicadas a la fabricación de estas que cuentan con equipos de centrifugado. El segundo capítulo describe el funcionamiento del equipo. El tercer capítulo desarrolla el modelo conceptual, idealización, cargas consideradas, condiciones de funcionamiento y cálculo del sistema motriz del equipo. En el cuarto capítulo se desarrolla el modelo conceptual y el diseño de todo el soporte estructural del equipo.

CAPITULO 1

MADEJAS Y CONDICIONES DE DISEÑO

Para el desarrollo del equipo es necesario primero conocer las características de las madejas que pasarán por el proceso de centrifugado, para ello, se realizaron visitas a dos empresas dedicadas a la industria pesquera y productoras de mallas, cabos y madejas. Se recopiló información de las madejas y de su proceso de fabricación. En este capítulo se presenta la información recopilada en las 2 visitas realizadas.

1.1 Descripción de las madejas

Las grandes mallas de arrastre están sometidas a un constante desgaste debido a la naturaleza de su trabajo. El rozamiento que existe entre las cuerdas de la malla con las poleas de maniobra, con los filos de la embarcación o con los mismos peces es un efecto que es imposible de evitar cuando la malla está en servicio. Es por esta razón que las mallas tienen un recubrimiento que se obtiene a partir del secado de una solución de alquitrán. Funciona como una barrera protectora y les brinda la resistencia al desgaste requerida para que puedan entrar en servicio. Las madejas son enrollados de nylon que son utilizadas para la reparación y mantenimiento de las grandes mallas de arrastre empleadas en la pesca.

En la figura 1.1 se puede observar la forma de las madejas



Figura.1.1 Madejas para la pesca

Cuando una malla es dañada, se utiliza la madeja como material de reposición y así poder continuar con el trabajo sin afectar la productividad de los pescadores. Debido a que las madejas son material de reparación deben tener las mismas propiedades que las

mallas originales, por lo tanto, también deberán estar recubiertas por la solución alquitranada.

1.2 Proceso de fabricación de las madejas:

Para entender la importancia del equipo de centrifugado en las madejas es importante conocer su proceso de fabricación completo a nivel superficial y saber donde se ubicará el equipo y que beneficios agregará.

Las madejas pasan por varios procesos antes de estar listas para la venta. A continuación se mencionan los procesos, sin embargo, solo se describirán los procesos de *Presecado* ya que es el proceso en el que la centrifugadora influya.

A continuación se muestra al diagrama de flujo del proceso de fabricación de la madeja:

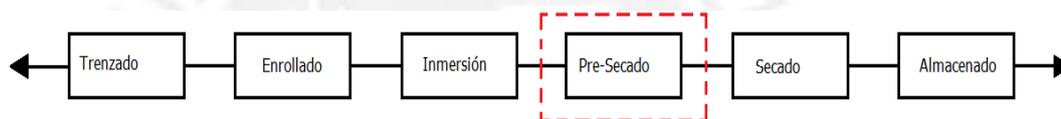


Figura. 1.2 Proceso de fabricación de la madeja

Trenzado: Los hilos son trenzados por las máquinas tejedoras utilizadas para elaborar el cordel de varios hilos que se utiliza para la madeja, la figura 1.4 muestra el resultado del trenzado.



Figura.1.3 Trenzado de hilos

Enrollado: Los trenzados son armados como se muestra en la fig. 1.5, posteriormente son amarrados para asegurarlos.

Inmersion en la solución: Las madejas son sumergidas en la solución alquitranada.



Figura 1.4 Madeja Enrollada

Pre-secado : Se elimina el excedente de solución antes del secado.

Secado: Las madejas pasan por equipo que seca las madejas con la cantidad adecuada de solución.

Almacenaje : Las madejas son almacenadas.

A continuación se describen los procesos de inmersión, secado y presecado

Inmersion de las madejas:

Las madejas son sumergidas en un contenedor lleno de la solución alquitranada, esto genera que la solución se adhiera a los hilos y que se genere un exceso de la misma. En estas condiciones las madejas no pueden ser secadas, es por esta razón que las madejas deben pasar por un pre secado.

Pre secado de madejas:

En la primera visita se encontró que en el proceso de pre secado las madejas son colgadas y se hace el escurrido por gravedad, este proceso es lento y debido a la naturaleza del mismo hace que la recuperación de la solución sea complicada o hasta imposible de recuperar. Es en este proceso en el cual se plantea colocar el equipo de centrifugado para reducir el tiempo de proceso y tener opción a recuperar la solución.

En la segunda visita se encontró que la planta ya contaba con un equipo de centrifugado utilizada para el pre secado, sin embargo, este equipo era importado y lo que se plantea en este trabajo es un diseño que pueda construirse a nivel nacional.

Secado

Las madejas pasan por un tunel de secado, el cual requiere que las madejas no tengan excedente de solución para su correcto funcionamiento.

1.3 Dimensiones y masa de la madeja:

Durante las visitas se hicieron las mediciones necesarias para obtener las características de las madejas (dimensiones y masa). Las madejas que se fabrican son de 2 tipos: 1 kg y de 2 kg (masas nominal seca después del baño). Se pesaron las madejas antes del baño de solución y se obtuvo una masa de 1.84 kg. Para el diseño y cálculo se utilizaran las madejas de 2 kg. Se utilizó las de 2 kg debido a que en volumen ocupan lo mismo que las de 1 kg, si en caso se llenase la maquina con las madejas de 1kg no se cumpliría el requisito de los 400 kg.

En la figura 1.6 se observa un esquema de la idealización de la madeja, esto solamente para estimar el volumen del recipiente del equipo.

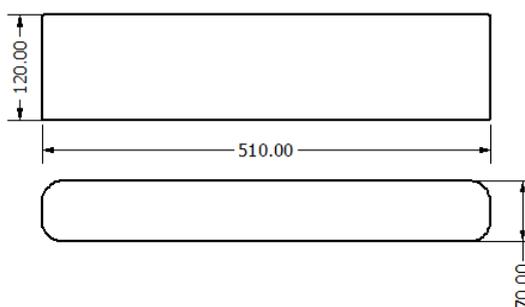


Figura.1.6 Esquema de la madeja

Se tomaron medidas de las dimensiones de una madeja seca totalmente extendida (fig. 1.1), se muestran los datos recopilados:

Longitud de madeja	$l = 510 \text{ mm}$
Ancho de madeja	$a = 120 \text{ mm}$
Altura de madeja	$h = 70 \text{ mm}$
Masa de una madeja seca	$m_s = 1.84 \text{ kg}$
Masa de una madeja húmeda	$m_h = 2 \text{ kg}$

1.4- Solución de Asfalto líquido y Solvente 3:

Las madejas son sumergidas en una solución de asfalto líquido y un solvente debido a que, por la naturaleza de su uso, están sometidas a constante rozamiento y necesitan una buena resistencia al desgaste. Es por esta razón que se utiliza la solución alquitranada como aditivo. Es de suma importancia que las madejas estén recubiertas ya que de lo contrario su duración no sería la adecuada y no soportarían las duras condiciones de servicio a las que son sometidas.

La solución alquitranada se compone de asfalto líquido como soluto y un solvente cuya designación es Solvente #3.

La distribución del asfalto líquido la realiza Repsol, posee una densidad (ρ_s) entre 0.95 y 1.05 g/cm³ y no reacciona con el acero.

El Solvente #3 es distribuido por PETROPERU y el valor de su densidad (ρ_3) esta entre 700 a 800 kg/m³.

Las empresas fabricantes de madejas elaboran la solución en relación de 2 a 1 para la aplicación en madejas. La solución produce quemaduras al contacto con la piel humana, por lo cual se considera peligroso el proceso convencional de pre-secado, esta es otra razón por la cual se plantea el equipo de centrifugado.

1.5 Velocidad y tiempo de centrifugado:

Se visitó una planta que cuenta con un equipo análogo al que se desea diseñar con el fin de recopilar datos de a la planta y se recopiló información acerca del proceso de centrifugado. Los datos de velocidad y tiempo más adecuados para el proceso de centrifugado eran 300 rpm y 20 min respectivamente. Estos datos se tomaron a partir del equipo que contaba la planta mencionada, cuyo diámetro de canastilla era 1.50 m y tenía 300 kg de capacidad.

Para el diseño del equipo se tomará el equipo análogo, calculando la nueva velocidad de centrifugado igualando las fuerzas centrífugas generadas en ambos equipos.

$$\text{Capacidad de la centrifugadora análoga} \quad C_L = 280 \text{ kg}$$

$$\text{Velocidad de la centrifugadora análoga} \quad N_L = 300 \text{ rpm}$$

$$\text{Diámetro de la centrifugadora análoga} \quad D_L = 1500 \text{ mm}$$

Para estimar la fuerza centrífuga que siente el elemento más alejado del centro se emplea la siguiente expresión:

$$\text{Fuerza centrífuga} \quad FC = C_L * N_L^2 * \frac{D_L}{2} = 207 \text{ kN}$$

Con este valor calculamos la velocidad a utilizar en el tambor

$$\text{Diámetro del tambor a diseñar} \quad d = 1500 \text{ mm}$$

$$\text{Capacidad del equipo a diseñar} \quad m_t = 400 \text{ kg}$$

$$\text{Velocidad de centrifugado a diseñar} \quad w = \sqrt{\frac{2*FC}{m_t*d}} = 250 \text{ rpm}$$

Se establece para el diseño del equipo lo siguiente:

Velocidad de trabajo: 250 rpm

Tiempo de operación 20 minutos

1.6 Condiciones iniciales y finales de las madejas:

Como se mencionó en el título 1.3 las madejas finales pesan 2 kg y las madejas secas 1.84 kg, esto indica que las madejas tienen adheridas 160 g de solución alquitranada. De acuerdo a los datos recopilados en la visita, el equipo (con las condiciones de tiempo y velocidad) retira el 10% del baño total de esta solución para que las madejas estén en condiciones aceptables y puedan pasar al siguiente proceso.

Se realiza el cálculo de la masa a remover por madeja:

$$\text{Masa a remover} \quad m_r = 160 * \frac{100}{90} = 178 \text{ gramos}$$

Se observa del cálculo que se extraen 178 gramos por madeja, se estima que el equipo tendrá una capacidad para aproximadamente 200 madejas. Esto implica una recuperación de aproximadamente 35.6 litros de solución por cada lote de madejas, cantidad que puede recuperarse y ser reutilizada.

CAPITULO 2

FUNCIONAMIENTO DE LA CENTRIFUGADORA

En el capítulo presente se hará una breve descripción de cada elemento del equipo, así también se explicará el proceso de centrifugado de las madejas y como se realiza el ciclo de trabajo en la centrifugadora.

2.1 Descripción del equipo:

Se presenta el diseño de un equipo a ser utilizado durante el proceso de fabricación de madejas utilizadas en la industria pesquera, el cual será utilizado para la remoción parcial de la solución alquitranada que cubre las madejas.

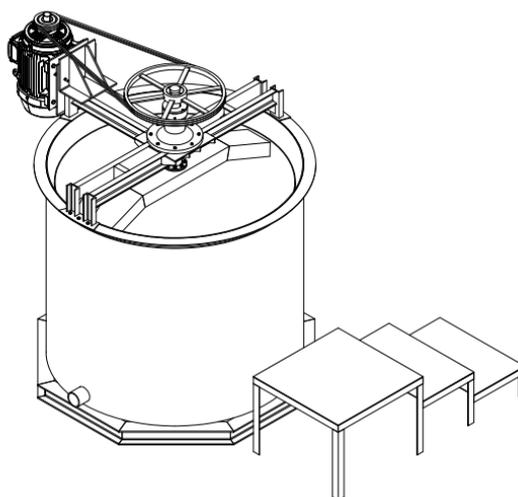


Figura. 2.1 Esquema general del equipo.

El principio de funcionamiento del equipo es la aceleración centrífuga, producida por la “fuerza centrífuga”. La “fuerza centrífuga” se origina debido al movimiento rotacional del equipo. Se colocan las comillas debido a que no es una fuerza propiamente dicha, sino que es producida por la inercia de los cuerpos en rotación en torno al eje del equipo cuyo efecto tiende a alejar los cuerpos del centro del equipo.

El equipo posee 2 sistemas, un sistema motriz que es encargado generar y transmitir el movimiento rotario a un tambor rotatorio con perforaciones en su superficie lateral y un sistema fijo que funciona como soporte estructural del equipo.

Al interior del tambor se colocan las madejas húmedas, el equipo inicia la marcha y el movimiento rotacional hace que las madejas “sientan” la aceleración centrífuga y sean alejadas del centro de rotación. El tambor perforado permite el paso de la solución alquitranada pero retiene las madejas.

Todo el sistema motriz esta soportado en una estructura que transmite toda la carga al suelo.

2.2 Sistema Motriz

En la figura 2.2 se muestra un esquema general del sistema motriz.

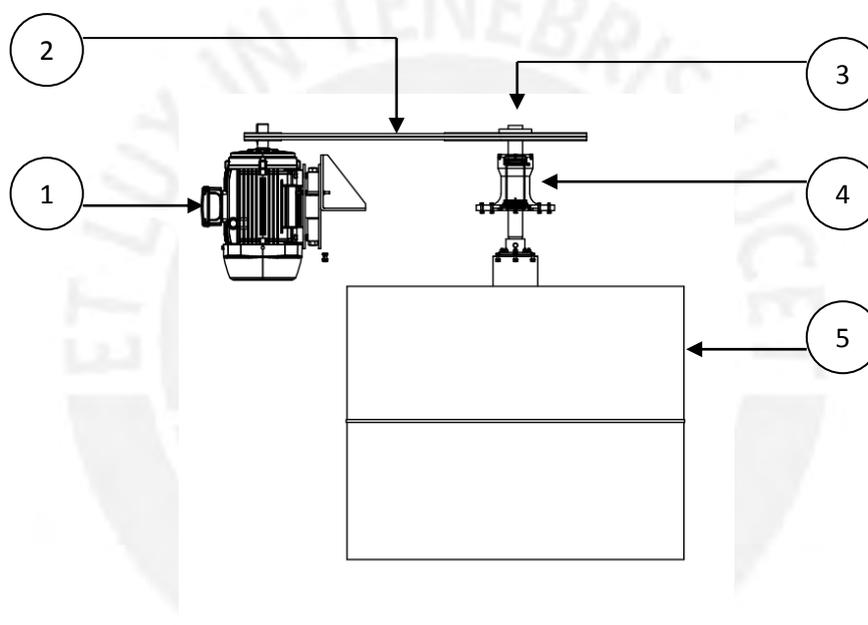


Figura 2.2 Sistema motriz.

1 Motor eléctrico: Generador del movimiento rotatorio, se seleccionó un motor asíncrono trifásico.

2 Transmisión por fajas y poleas: Se seleccionaron 2 poleas y 2 fajas de perfil SPA para la reducción de velocidad de giro.

3 Eje principal del tambor: Elemento mecánico con 2 funciones, transmitir el movimiento giratorio al tambor y soportar axialmente la carga de madejas. Para transmitir el giro de la polea al eje se utilizó una unión por chaveta. Para transmitir el giro del eje a la canastilla se utilizó una brida de acople. La brida se acopla al eje con un pin y a la canastilla con una batería de pernos.

La carga axial se soporta en el eje con el pin mencionado líneas arriba y el eje se soporta en los rodamientos cónicos colocados en la caja de rodamientos.

4 Caja de rodamientos: Soporte rígido para el eje.

Sistema de rodamientos cónicos: Encargados de soportar carga axial y radial del eje, se ha escogido una disposición “cara-cara”, esto debido a que esta configuración proporciona un soporte con bastante rigidez.

La caja se soporta sobre el puente estructural del equipo (no mostrado en el esquema)

5 Tambor rotatorio:

Recipiente que contiene las madejas y encargado de transmitirle el movimiento de rotación a las madejas.

En la figura 2.3 se muestra una ampliación de la caja de rodamientos:

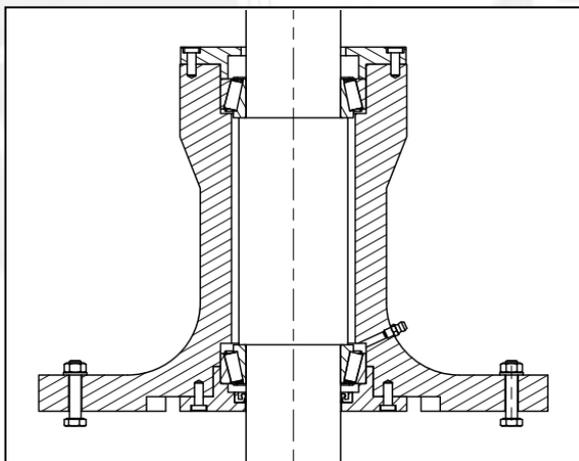


Figura. 2.3 Caja de rodamientos.

La caja de rodamientos es un armado compacto y desmontable, cuyo diseño facilita el intercambio de piezas y el mantenimiento de los rodamientos cónicos.

El tambor rotatorio está unido al eje principal mediante un acoplamiento rígido que transmite la torsión del eje al tambor y la flexión del tambor al eje.

En la figura 2.4 se muestra la conexión del eje al tambor rotatorio (Ítem 5 mostrado en la figura 2.2), como se mencionó anteriormente el eje transmite el torque al tambor por medio de una brida de acople y un pin pasante.

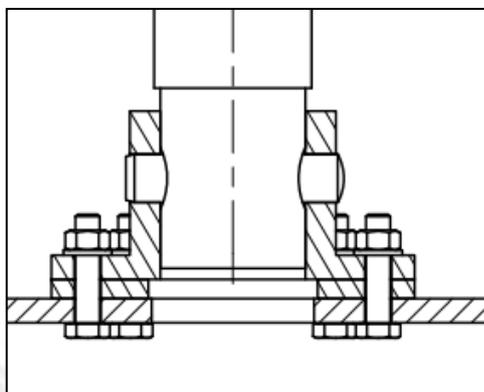


Figura 2.4 Acople del eje al tambor

Funcionamiento del sistema motriz:

El equipo es accionado por un motor eléctrico que transmite el movimiento rotatorio a través de las poleas, que reducen la velocidad de giro hasta llevarla al eje del tambor rotatorio. La polea mayor se conecta al eje mediante una unión con chaveta, el eje transmite el giro al tambor (con la brida y el pin). El tambor es el elemento que rotará y el encargado de proveerle la aceleración centrífuga a las madejas. Se han perforado agujeros cuya función es permitir el paso de la solución alquitranada, que luego impactará contra la estructura estática y caerá por gravedad. Se ha colocado un tronco de cono en el centro para orientar las madejas a los extremos del tambor, como se muestra en las figuras 2.5 y 2.6, esto es debido a que en esa posición la aceleración centrífuga tiene mayor efecto y al colocar las madejas en los extremos se consigue un mejor balance en el tambor al iniciar el movimiento.

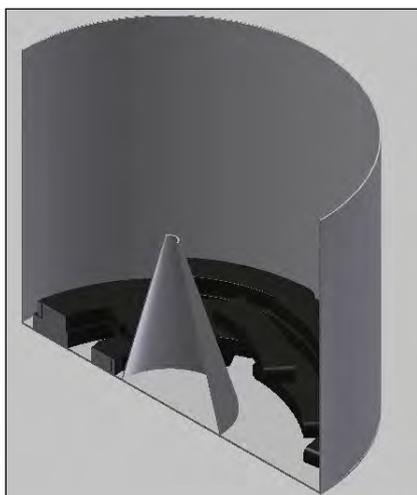


Fig. 2.5 Orientación de madejas

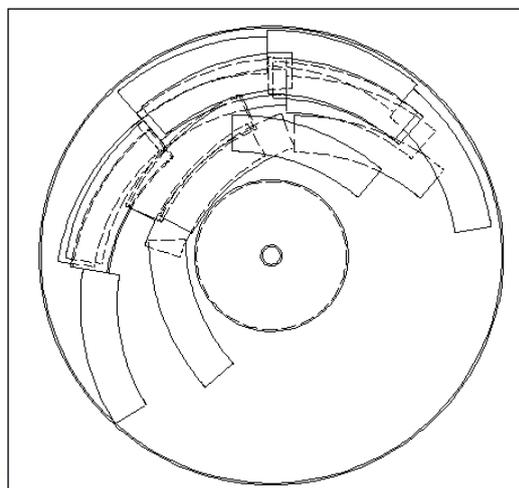


Fig. 2.6 Orientación de madejas - planta.

2.3 Sistema fijo: Estructura Soporte

El tambor rotatorio móvil está suspendido y el eje vertical, además de transmitir el torque, funciona como soporte del tambor. Todo el sistema motriz está soportado en una estructura fija. En la figura 2.7 se observa el equipo.

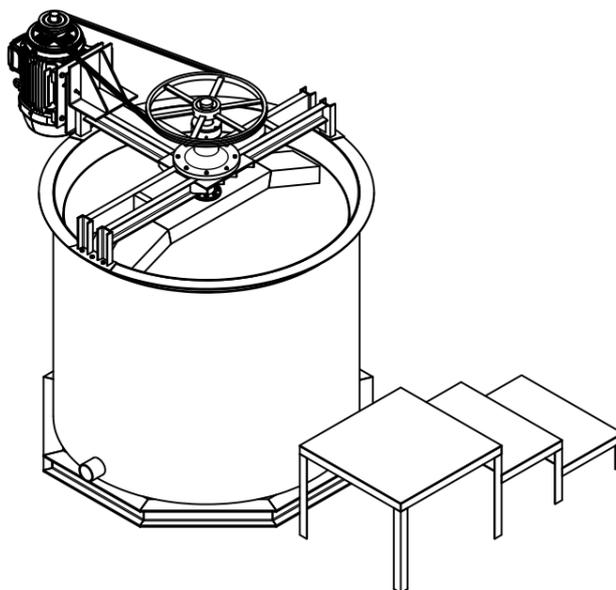


Fig. 2.7 Equipo de centrifugado

Base del equipo:

La estructura que soportará el equipo se compone de un juego de perfiles W que tiene la función de transmitir la carga de la estructura exterior al piso.

Estructura exterior al equipo:

La estructura externa al tambor soporta el puente estructural y retiene la solución que pasa a través de los agujeros del tambor rotatorio.

Puente Estructural:

El puente estructural tiene la función de soportar la caja de rodamientos y todos los elementos móviles del equipo, deberá contar con una buena rigidez para el buen funcionamiento del equipo. Se han dispuesto 2 canales C para el equipo.

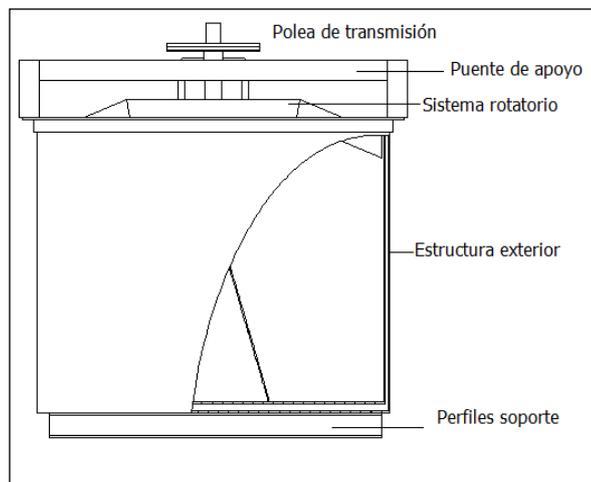


Fig. 2.8 Elementos del equipo.

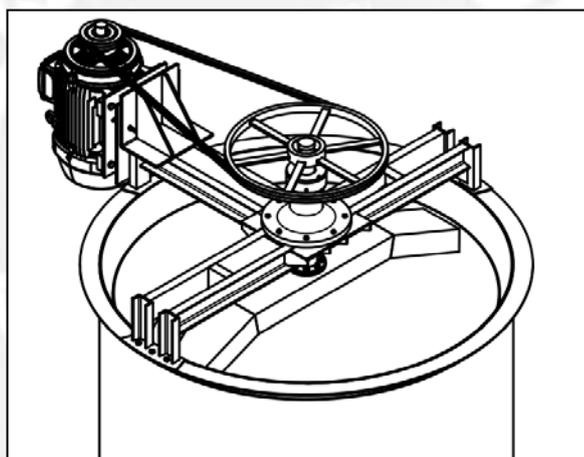


Fig. 2.9 Puente estructural.

En la figura 2.9 se muestra una ampliación del puente estructural, se observa que esta atornillado a la estructura principal y soporta la caja de rodamientos. Es decir la carga se transmite del tambor al eje, del eje al soporte de rodamientos y del soporte al puente estructural.

Escalera de acceso:

Se ha dispuesto una escalera de 60 cm de altura para facilitar el proceso de carga y descarga del equipo.

2.4 Carga del equipo:

El equipo se cargará manualmente hasta las $\frac{3}{4}$ partes de la altura del tambor rotatorio. Se ha dispuesto una escalera debido a que el equipo tiene una altura de 1.60 m y resultaría poco ergonómico para el operario. La escalera tiene 60 cm de altura colocando al operario como se muestra en la figura 2.10.

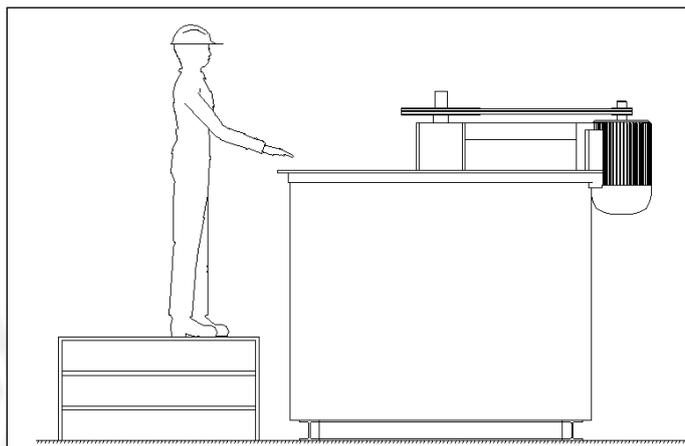


Fig. 2.10 Proceso de carga manual de madejas.

Para que el equipo tenga un buen funcionamiento y los componentes trabajen de manera más eficiente deberá cargarse lo mejor equilibrado posible. Para ayudar a cumplir este deseo se ha colocado un cono soldado al centro del tambor rotatorio para orientar la carga. Una vez iniciado el trabajo la carga tiende a orientarse y buscar su propio balance. En la figura 2.11 se muestra una sección del tambor.

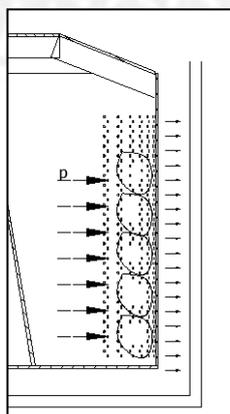


Fig. 2.11 Sección del tambor rotatorio

2.5 Ciclo de centrifugado:

El equipo inicia su ciclo de trabajo con la carga manual de madejas hasta las $\frac{3}{4}$ partes de la altura del tambor. El operador enciende el equipo y el equipo acelera hasta que alcanza su velocidad de trabajo, se equilibra y se inicia el proceso de centrifugado.

La velocidad de centrifugado es de 250 rpm y la duración del proceso es de 1 minutos, datos extraídos de dos visitas a plantas que fabrican madejas. Las madejas perderán el 10% de su peso durante el proceso de centrifugado. La rotación del equipo genera una aceleración centrífuga en las madejas y estas serán sometidas a una presión ficticia la cual desprende el exceso de solución.

En la figura 2.12 se puede observar un esquema de la presión generada en las madejas y la trayectoria de la solución removida, marcada con flechas de menor tamaño.

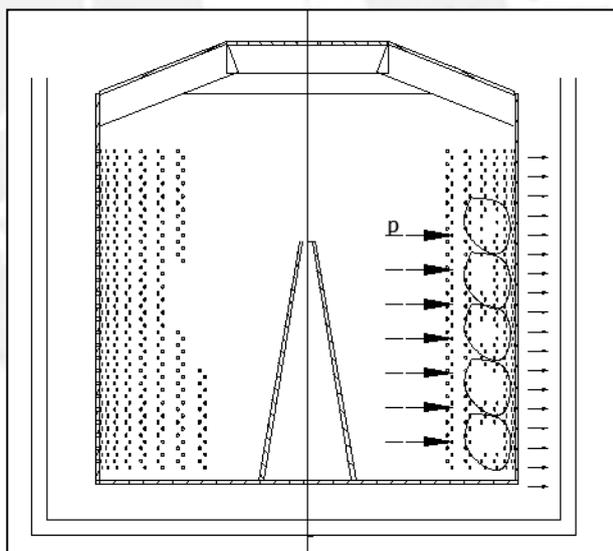


Fig. 2.12 Presión debido a la aceleración centrífuga

La fracción de solución que es removida pasara a través de los agujeros del tambor y será retenida por la estructura exterior del equipo, esta solución podrá ser extraída para su posible reutilización.

Luego de esto, el operador deberá apagar el equipo, esperar a que el equipo se detenga y proceder a la descarga del mismo.

2.6 Descarga del equipo:

La descarga del equipo será manual, para las madejas que se encuentren en el fondo del equipo se utilizara una extensión de acero.

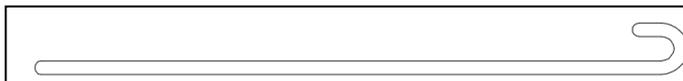
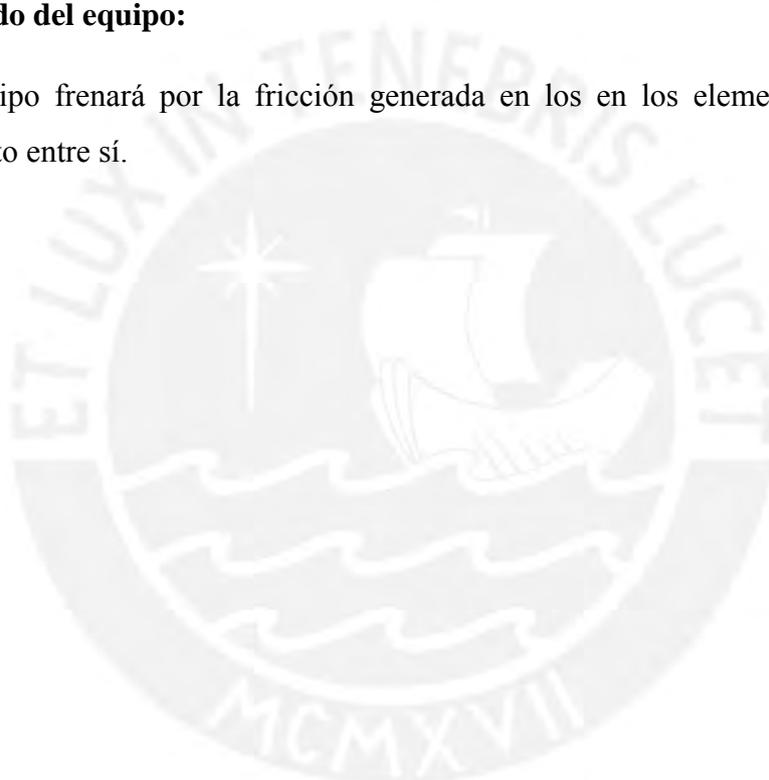


Fig. 2.13 Barra de descarga

2.7 Frenado del equipo:

El equipo frenará por la fricción generada en los en los elementos móviles con contacto entre sí.



CAPITULO 3

DISEÑO Y CÁLCULO DEL SISTEMA MOTRIZ

En el presente capítulo se realizará el diseño y dimensionado del sistema motriz del equipo.

3.1. Descripción del sistema motriz:

El sistema motriz está alimentado por un motor asíncrono trifásico que transmite el movimiento rotacional a través de un juego de poleas, uniones por chaveta y el eje principal del tambor. Que a su vez está acoplado a un tambor rotatorio con un pin y una brida de acople. Todo el sistema está soportado por un par de rodamientos cónicos que se colocan en una caja fija al puente estructural del equipo.

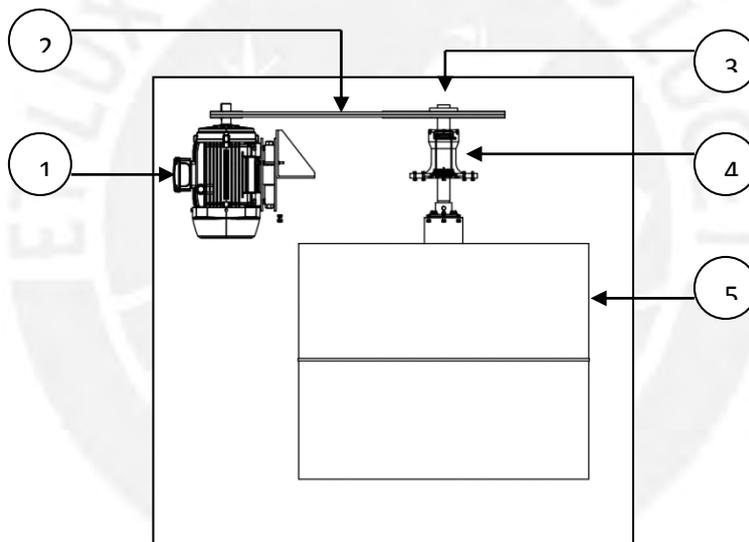


Figura 3. 1. Esquema del sistema motriz

En la figura 3.1 se muestra el esquema de todo el sistema motriz.

- 1 Motor Eléctrico
- 2 Juego de poleas y fajas
- 3 Eje principal de transmisión
- 4 Caja de rodamientos
- 5 Tambor Rotatorio

3.2. Diseño del tambor rotatorio:

3.2.1. Dimensiones Generales: Para estimar el diámetro y la altura de la canastilla se calculó el volumen de las madejas secas y así estimar el volumen que se necesita para cubrir la capacidad requerida. Se utilizaron las madejas de mayor tamaño debido a que es necesario cubrir la carga de 400kg y el caso más crítico se muestra cuando todas las madejas son las de mayor tamaño. En la figura 3.2 se puede observar la madeja real y en la figura 3.3 la madeja idealizada para la estimación del volumen del tambor.



Figura 3. 2 Madeja Real



Figura 3. 3. Dimensiones de la madeja



Figura 3. 4. Idealización de la madeja

Se considera como volumen efectivo de madejas (V_{ef}) el volumen ocupado por el cilindro con $2/3$ de la altura total del tambor (V_{cil}) menos el volumen del cono central (V_{con}). Se ha escogido $2/3$ de la altura total para evitar que interfiera con el brazo transmisor de potencia como se observa en la figura 3.7. Se asume que se ocupa el total del volumen estimado ya que las madejas son flexibles y pueden acomodarse de manera se minimicen los espacios muertos. En la figura 3.8 se puede observar un llenado parcial de las madejas y en la fig. 3.9 una vista superior del mismo tambor.

Se procede a dimensionar el tambor rotatorio, se puede observar que se ha colocado un cono en el espacio central, esto se debe a que se quiere que las madejas se orienten en las zonas alejadas del centro del tambor.

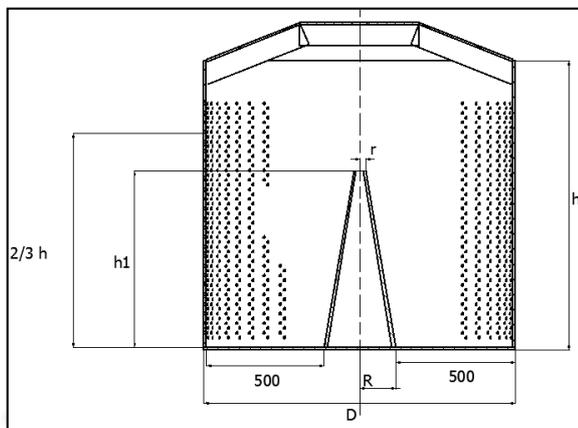


Figura 3. 5. Configuración del tambor

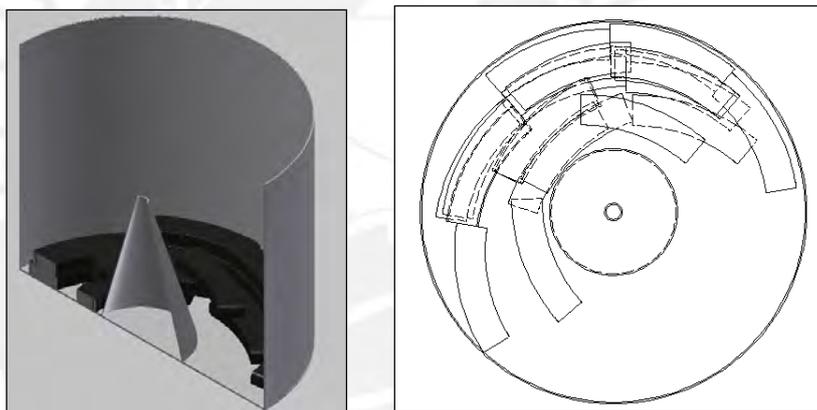


Figura 3. 6. Distribución de madejas

En la figura 3.6 se puede observar el cono central, utilizado para orientar la carga a los extremos del tambor.

Se hizo la evaluación en cuanto al dimensionado y se escogieron las dimensiones del tambor rotatorio a utilizarse en el equipo de centrifugado. En la figura 3.5 se observa la nomenclatura utilizada para cada dimensión.

Diámetro del tambor	$D = 1500 \text{ mm}$
Altura del tambor	$h = 1000 \text{ mm}$
Radio mayor del cono truncado	$R = D - 1000 = 500 \text{ mm}$
Radio menor del cono truncado	$r = 70 \text{ mm}$
Altura del cono truncado	$h_1 = 740 \text{ mm}$
Volumen ocupado por 1 madeja	$V_m = 4284 \text{ cm}^2$

Con los valores mostrados se calcula la capacidad del equipo para contener las madejas húmedas

Volumen del cilindro	$V_{cil} = \frac{2 * \pi * D^2 * h}{3 * 4} = 1.178 \text{ m}^3$
Volumen del cono	$V_{con} = \frac{\pi}{3} * h_1 * (R^2 + r^2 + R * R) = 1.178 \text{ m}^3$
Vol. efectivo de madejas	$V_{ef} = V_{cil} - V_{con} = 0.953 \text{ m}^3$
Numero de madejas	$N_m = \frac{V_{ef}}{V_m} = 223$

Se calcula la masa de madejas utilizando el peso de madejas húmedas

$$\text{Masa de carga de madejas} \quad M_{mad} = N_m * m_h = 445 \text{ kg}$$

El equipo podrá cargar hasta 445 kg de madejas húmedas

3.2.2. Velocidad de centrifugado:

Como se mencionó en el capítulo 1, la solución alquitranada es de vital importancia para la fabricación de las madejas, sin embargo, es necesario remover el excedente de las madejas si dañar o extraer más de lo necesario las madejas. Debido a lo mencionado la velocidad de centrifugado es clave en el equipo ya que de esta dependerá el resultado al final del proceso. Para determinar la velocidad de centrifugado se realizó una visita a una empresa que tiene un equipo análogo al que se quiere desarrollar y tomaron los datos descritos en el título 1.5. A partir

de los cálculos desarrollados en el mismo título se establece la velocidad de rotación en 250 rpm.

3.2.3. Disposición de agujeros:

Una vez definidas las dimensiones generales de la canastilla y la velocidad de centrifugado se procede a la disposición y el dimensionado de los agujeros.

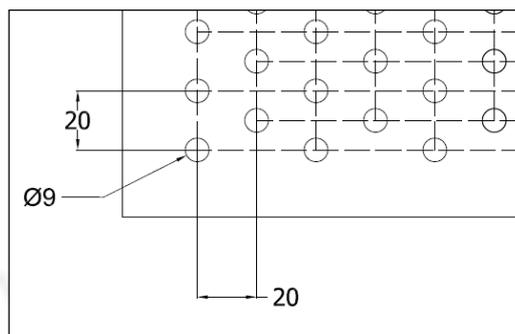


Figura 3. 7. Disposición de agujeros

Tanto para la disposición como para el tamaño de los agujeros se tomaron los mismos del equipo mencionado en el título anterior y se observó su distribución y diámetro. Los agujeros están colocados de manera que pueda pasar la solución y que la madeja no se dañe durante el trabajo.

Finalmente se escogió un diámetro de 9 mm y un espaciamiento de 20 mm entre centros. Se colocan los agujeros de manera alternada debido a que varios fabricantes de planchas perforadas tienen sus troqueles con esta disposición.

3.2.4. Cálculo del tambor:

Se realiza la verificación de los espesores seleccionados para el tambor rotatorio, se verifican los espesores de la cara lateral del tambor y el espesor de la base del tambor.

DISEÑO DE LA BASE DEL TAMBOR:

La base del tambor tiene la función de soportar la carga de madejas, para su construcción se consideraron 4 platinas de 2"x3/16" que funcionan como vigas soporte y una plancha de 4 mm de espesor. Estos elementos soportarán la carga vertical de las madejas.

En la figura 3.8 se muestra la base del canasto rotatorio y una vista 3D del elemento.

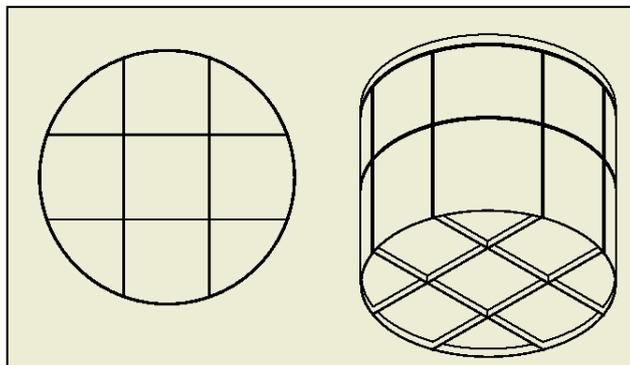


Figura 3. 8 Cesto rotatorio

Las platinas se diseñaron como vigas simplemente apoyadas, en la figura 3.9 se puede ver el DCL de la platina

Se realiza el cálculo de las propiedades geométricas de la base del tambor:

Espesor	$t = 50 \text{ mm}$
Ancho de la platina	$b = 4.76 \text{ mm}$
Distancia del centro al borde superior	$c = 25.4 \text{ mm}$
Momento de inercia de la platina	$I = \frac{1}{12} * b * t^3 = 52028.93 \text{ mm}^4$
Módulo de sección	$S_{xx} = \frac{I}{c} = 2048.38 \text{ mm}^3$
Módulo de elasticidad	$E = 29000 \text{ ksi}$

Se calcula la carga repartida en la base del tambor:

Carga:

Carga en la base del tambor	$mt = 500 \text{ kg}$
Diámetro de base	$D = 1.5 \text{ m}$
Área de base	$A_p = \frac{\pi * D^2}{4} = 1.77 \text{ m}^2$
Carga distribuida	$W = \frac{mt * g}{A_p} = 2.77 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}$

Para determinar que porcentaje de carga asume cada platina se utilizó el método de los anchos tributarios. Este método consiste en repartir la carga por áreas en las diferentes vigas.

En la figura 3.9 se puede observar cómo se reparte la carga a las vigas. Se observan los achurados rojos corresponden a las platinas horizontales y los azules a las platinas verticales. A partir de este gráfico se obtiene el diagrama de carga de cada platina. En la figura 3.10 se observa el diagrama de carga de las platinas y los diagramas de fuerzas internas.

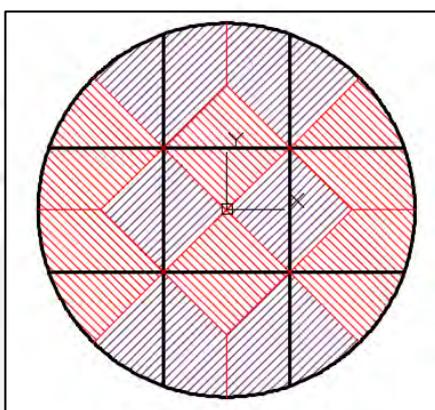


Figura 3. 9 Area tributaria de las platinas.

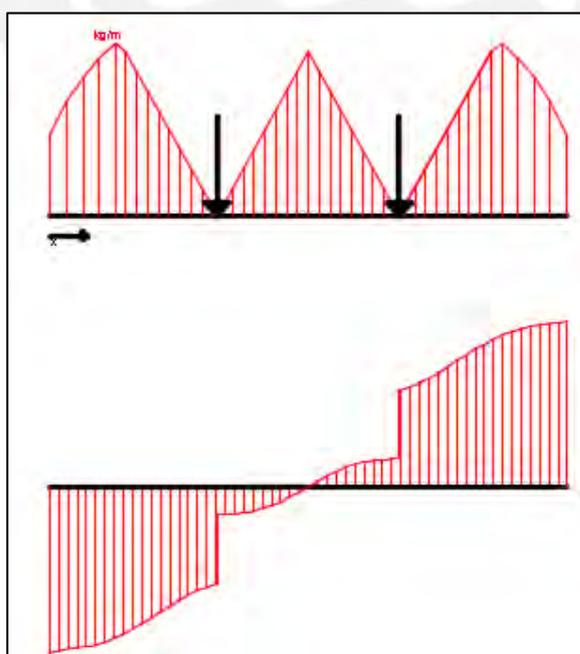


Figura 3. 10 DCL y DMF de la platina

Ancho tributario	$bt = 500 \text{ mm}$
Carga por metro en platinas	$q = W * bt = 1.39 \text{ kN/m}$
Longitud de platina	$L = 1.414 \text{ m}$
Momento flector máximo	$Mf = \frac{q * L^2}{8} = 401.93 \text{ Nm}$
Esfuerzo de flexión	$\sigma_f = \frac{Mf}{S_{xx}} = 196.02 \text{ MPa}$
Esfuerzo fluencia A36	$\sigma_F = 250 \text{ MPa}$
Factor de seguridad	$FS = \frac{\sigma_F}{\sigma_f} = 1.3$
Deflexión máxima	$\delta = 3.94 \text{ mm}$

La construcción es adecuada para la sollicitación requerida.

DISEÑO DE LA PLANCHA LATERAL DEL TAMBOR

Como se mencionó anteriormente el tambor rotatorio estará suspendido y en rotación (Fig. 3.12), por lo tanto, la plancha lateral estará sometida a sollicitaciones axiales y radiales. En la dirección axial tendrá que soportar cargas verticales, para el caso estudiado soportará son el peso de la carga más su peso propio.

En la dirección radial soportara la presión de las madejas debido a la aceleración centrífuga y la presión debido a la inercia propia del tambor que tenderá a deformar las paredes del tambor. En la figura 3.10 se muestra un esquema del tambor.

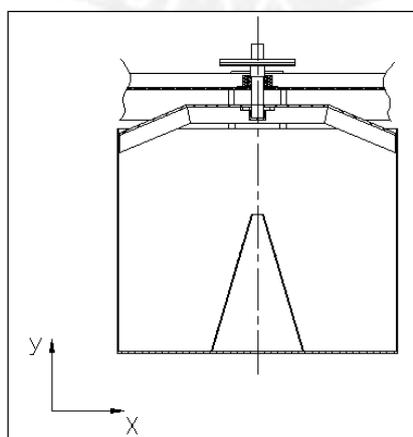


Figura 3. 11. Esquema del tambor

Se elabora el diagrama de cuerpo libre del elemento:

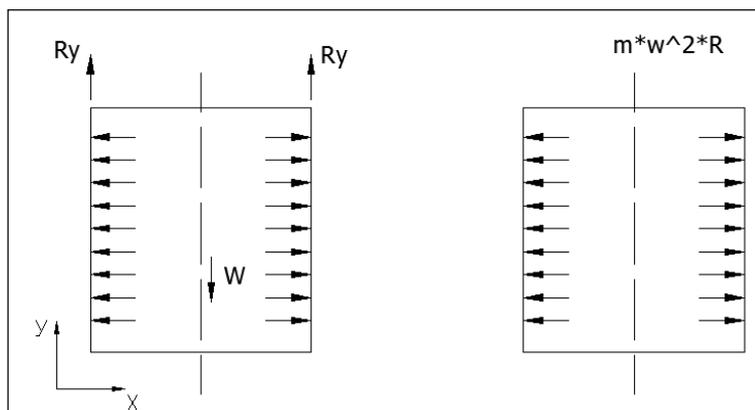


Figura 3. 12. DCL del tambor

Se utilizará plancha de 4 mm de espesor para la cara lateral del tambor.

El espesor se verificara idealizando el tambor como si fuera un recipiente sometido a presión, para calcular la presión se calcula la fuerza centrífuga sobre la cara interior y se divide entre en la área lateral de la misma. Con la presión se procede al cálculo:

Espesor de plancha lateral	$tl = 4 \text{ mm}$
Diámetro tambor	$D = 1.5 \text{ m}$
Altura del tambor	$h = 1 \text{ m}$
Área Lateral	$As = 0.85 * \pi * D * h = 4 \text{ m}^2$
Volumen de la zona lateral	$Vlat = As * tl = 0.016 \text{ m}^2$
Densidad del acero	$\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$
Masa lateral del tambor	$mlt = Vlat * \rho = 125.8 \text{ kg}$
Masa de madejas	$Mmad = 445 \text{ kg}$
Espesor de base	$tb = 4 \text{ mm}$
Volumen en la base	$Vb = \frac{\pi * D^2}{4} * tb = 0.0071 \text{ m}^3$
Masa de la base	$mb = Vb * \rho = 55.5 \text{ kg}$

Carga:

Velocidad de rotación $\omega = 250 \text{ RPM}$

Presión en las paredes $p = \frac{(Mmad+mlt)*\omega^2}{\pi*D*\frac{2}{3}*h} = 93.4 \text{ kPa}$

Esfuerzo tangencial $\sigma_1 = \frac{p*D}{2*tl} = 17.5 \text{ MPa}$

Carga vertical $W = (Mmad + mlt + mb) * g = 6.1 \text{ kN}$

Esfuerzo normal $\sigma_n = \frac{W}{A_n} = 446.33 \text{ kPa}$

Equivalente de Von Mises $\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_n^2 - \sigma_1 * \sigma_2} = 17.3 \text{ MPa}$

Módulo de elasticidad $E = 29000 \text{ ksi}$

Cálculo de la deformación radial del tambor:

Nuevo radio del tambor $D + \frac{p*D^2}{E*tl} = 1500.26 \text{ mm}$

Se observa que el elemento no fallará por resistencia, sin embargo se mantiene este espesor para que la canasta obtenga la suficiente rigidez.

Para darle rigidez al tambor se agregan platinas verticales de $\frac{1}{2}$ "x3/16" y 2 anillos al canasto. En la figura 3.13 se puede observar lo descrito.

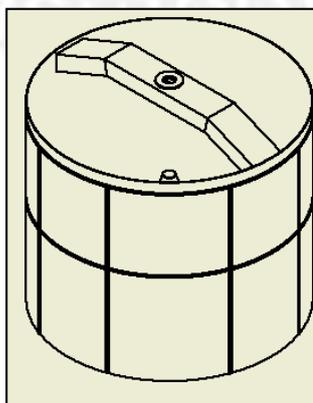


Figura 3. 13 Configuración del tambor

El tambor rotatorio estará formado en su totalidad por planchas de 4 mm (plancha lateral, base y cono). En la base se colocarán 4 platinas que funcionaran como vigas de soporte, 8 platinas verticales y 2 anillos que servirán de rigidizadores del tambor.

DISEÑO DEL ELEMENTO TRANSMISOR

El elemento transmisor se encarga de transmitir la potencia al tambor y también transmite las cargas de gravedad al eje (que esta soportado en el puente de la estructura) En la figura 3.14 se ha remarcado en rojo el elemento transmisor de potencia.

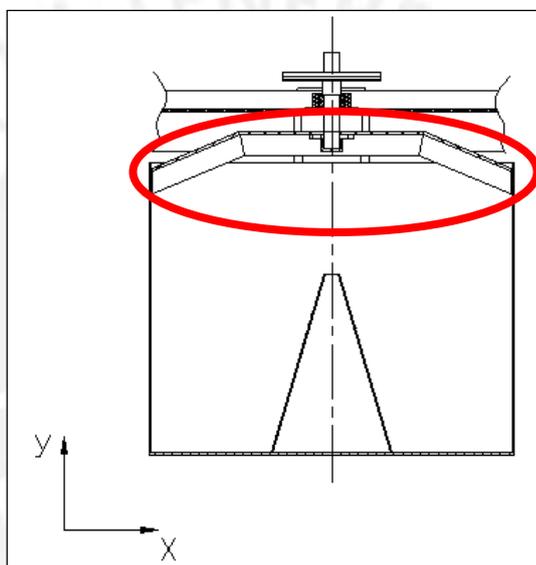


Figura 3. 14 Esquema del brazo transmisor

El elemento transmisor estará soportando el peso del tambor, la carga y el efecto rotacional, se presenta a continuación el diagrama de cuerpo libre del elemento en la figura 3.15

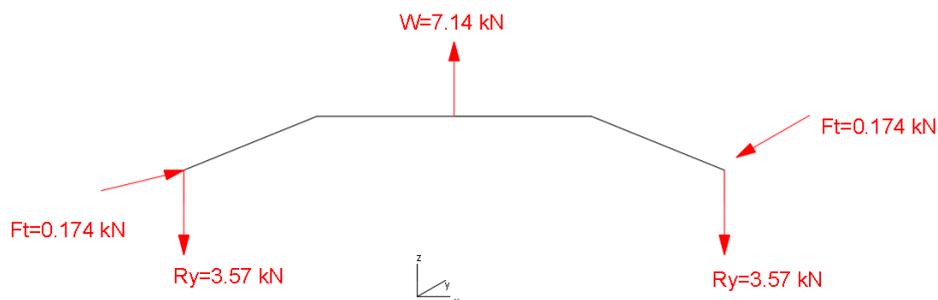


Figura 3. 15. DCL Brazo transmisor

Se realiza el cálculo de las reacciones verticales y los diagramas de fuerzas internas. En la figuras 3.16 a 3.20 se muestran los diagramas de fuerzas internas del brazo transmisor.

Reacción en el extremo del brazo transmisor $R_y = \frac{W}{2} = 4. \text{ kN}$

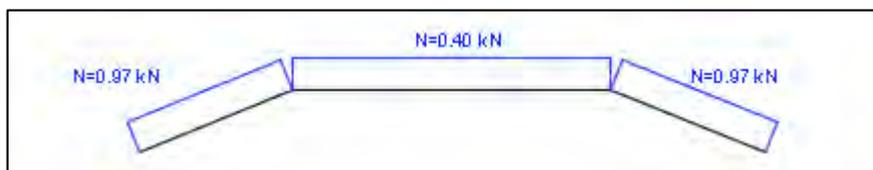


Figura 3. 16 Diagrama de fuerza normal



Figura 3. 17 Diagrama de fuerza cortante en z

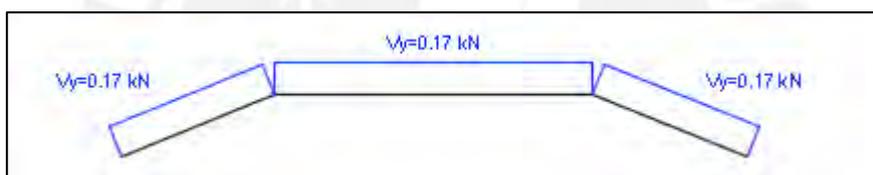


Figura 3. 18 Diagrama de fuerza cortante en y

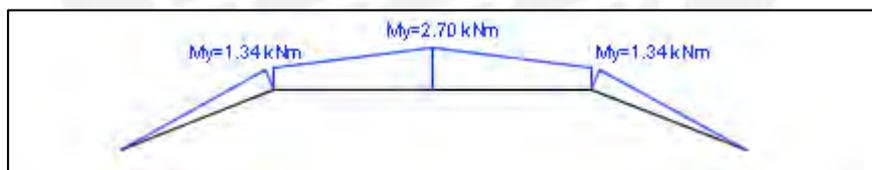


Figura 3. 19 Diagrama de momento flector en y

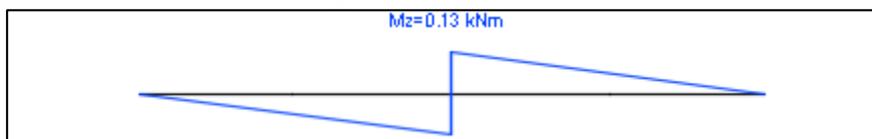


Figura 3. 20 Diagrama de momento flector en z

Con los diagramas de fuerzas internas se observa que la en el centro se tiene la sección crítica del brazo transmisor. A partir de allí se determina que la sección esta solicitada a carga combinada, por lo cual se identifica el punta A como el punto crítico. El diseño se hará con la sollicitación en este punto.

En la figura 3.21 se observa muestra un corte de la sección con las solicitaciones.

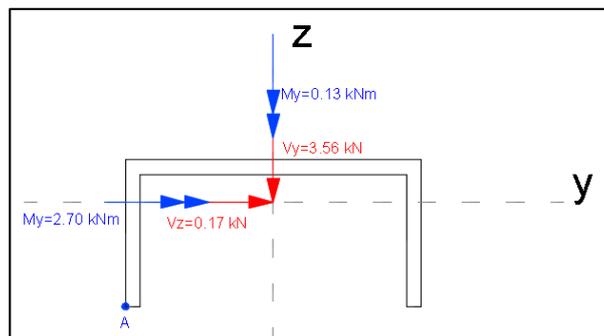


Figura 3. 21 Sección crítica y punto crítico

Las fuerzas internas para el diseño son:

Fuerza normal:	$F_n = 0.40 \text{ kN}$
Fuerza cortante en y	$V_y = 3.56 \text{ kN}$
Fuerza cortante en z	$V_z = 0.17 \text{ kN}$
Momento flector en y	$M_y = 2.70 \text{ kNm}$
Momento flector en z	$M_z = 0.13 \text{ kNm}$

Ahora ya se tienen las cargas de diseño, se utilizara un canal de plancha doblada de 10 mm de espesor, se han calculado sus propiedades:

Sección transversal	$A = 3800 \text{ mm}^2$
Momento de Inercia en y	$I_{yy} = 360.00 \text{ cm}^2$
Momento de Inercia en z	$I_{zz} = 2292.67 \text{ cm}^2$
Módulo de sección en z	$S_{yy} = 50.48 \text{ cm}^3$
Módulo de sección en y	$S_{zz} = 229.27 \text{ cm}^3$

Con estos valores se calculan los esfuerzos en la sección:

Esfuerzo normal de compresión	$\sigma_n = \frac{F_n}{A} = 0.11 \text{ MPa}$
Esfuerzo cortante promedio	$\tau = \frac{V_y + V_z}{A} = 0.98 \text{ MPa}$
Esfuerzo de flexion en z	$\sigma_{fz} = \frac{M_{fz}}{S_{zz}} = 0.57 \text{ MPa}$

Esfuerzo de flexión en y
$$\sigma_{fy} = \frac{M_{fy}}{S_{yy}} = 53.46 \text{ MPa}$$

A partir de los esfuerzos se aplica la teoría de energía de distorsión para determinar si el elemento fallará, se calcula el esfuerzo equivalente de Von Mises

$$\sigma_{VM} = \sqrt{(\sigma_{fx} + \sigma_{fz} - \sigma_n)^2 + 3 * (\tau^2)} = 54 \text{ MPa}$$

El material a utilizar para el elemento transmisor será un acero A36, para el cual el esfuerzo admisible es igual a 150MPa (FS = 1.6), valor superior a 54 MPa por lo cual se concluye que elemento es adecuado para las solicitaciones. Se mantendrá esta sección debido a que el elemento también puede estar sometido a un desbalance transitorio debido al desbalance en el proceso de carga del equipo y al inicio del trabajo de centrifugado.

Los valores de los esfuerzos pulsantes (corte y flexión) debido al efecto rotacional no son significativos en comparación con los esfuerzos verticales.

3.3. Selección del motor:

Para la selección del motor identificamos las inercias a mover, se identificaron:

- El tambor (I₁)
- La carga de madejas (I₂)
- El elemento transmisor (I₃)
- El eje del motor (I₄)
- La polea grande(I₅)
- La polea pequeña(I₆)
- El motor(I₇)

En el análisis solo se consideraran las inercias del tambor y la carga, ya que la inercia del eje, las poleas y del motor no son significativas en comparación con las inercias de la carga y el tambor.

Para estimar la inercia de las madejas se idealizo como un cilindro hueco de diámetro exterior (D1) 1500 y diámetro interior (D2) 500. Esto debido a que el cono interior del cilindro reduce la cantidad de madejas que puede ser colocada en el tambor, en la figura 3.22 se puede observar como se ha idealizado la carga de madejas.

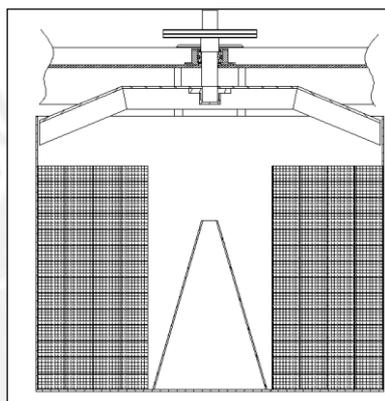


Figura 3. 22 Idealización de la distribución de madejas

Se calculan las inercias a mover:

Inercia del tambor $I_1 = 138.45 \text{ kgm}^2$

Inercia de la carga

Masa de madejas $M_{mad} = 445 \text{ kg}$

Diámetro exterior del cilindro ficticio $D_1=1500 \text{ mm}$

Diámetro interior del cilindro ficticio $D_2=500 \text{ mm}$

Inercia de carga

$$I_2 = \frac{1}{2} * M_{ad} \left(\left(\frac{D_1}{2} \right)^2 + \left(\frac{D_2}{2} \right)^2 \right) = 125 \text{ kgm}^2$$

Inercia del eje $I_3 = 0$ (no se considera)

Inercia total $I_T = I_1 + I_2 + I_3 = 263 \text{ kgm}^2$

Conocidas las inercias a mover se aplicara el principio de la energía cinética para calcular la potencia del motor. Se reduce a un sistema que tendrá una inercia equivalente y rotará a la velocidad del motor (ω_m), ver Fig. 3.22

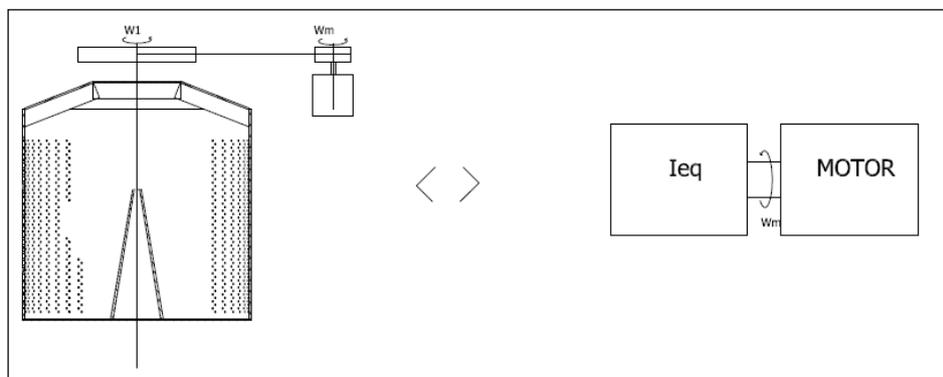


Figura 3. 23 Sistemas equivalentes

Ambos sistemas llevan la misma cantidad de energía cinética, por lo tanto

$$E_{k1} = E_{k2}$$

Se sabe además que la relación de transmisión (i) es igual a 4 y que los 3 elementos considerados poseen la misma velocidad (ω_1) por lo que la ecuación de la energía se puede expresar como

$$\frac{1}{2} * \left(\frac{\omega_m}{i}\right)^2 * (I_T) = \frac{1}{2} * (\omega_m)^2 * (I_{eq})$$

Donde I_T representa la suma de las inercias consideradas

Se igualan los términos de la ecuación de la energía y se calcula la inercia equivalente del sistema, además se le un 10% adicional para compensar los elementos no considerados (eje y poleas). Se considera la relación de transmisión (i) es 4. Con estos valores se calcula la inercia reducida al eje del motor:

Inercia total $I_T = I1 + I2 + I3 = 263 \text{ kgm}^2$

Relación de transmisión $i = 4$

Inercia reducida al eje del motor $I_{eq} = 1.1 * \frac{I_T}{i^2} = 18 \text{ kgm}^2$

Se asume que la potencia motor no será superior a 16 kW (20 HP) y que el tiempo de aceleración no superará los 16 segundos.

Para el cálculo de la potencia se necesita saber la velocidad del motor, asumimos del catálogo DELCROSA un motor de 8 polos con 870 RPM teniendo

Tiempo de aceleración asumido $t = 10.5 \text{ s}$

Velocidad del motor (Estándar) $\omega_m = 870 \text{ rpm}$

Potencia del motor requerida para llegar a la velocidad en el tiempo recomendado

$$P = 1.10 * \left(\frac{1}{2} * I_{eq} * \omega_m^2\right) * \frac{1}{t} = 6 \text{ kW}$$

Se obtiene que la potencia requerida de la carga es 8 hp.

Con la potencia requerida se debe calcular ahora el torque nominal de carga requerido (T_n), el torque de arranque requerido (T_a).

Tiempo medio de aceleración $t = 10.5 \text{ s}$

Aceleración promedio $\alpha = \frac{\omega_m}{t} = 8.68 \text{ rad/s}^2$

Torque de arranque $T_a = I_{eq} * \alpha = 156.15 \text{ Nm}$

Torque nominal requerido $T_n = \frac{P}{\omega_m} = 65.52 \text{ Nm}$

Se selecciona el motor DELCROSA con las siguientes características

Potencia nominal del motor $P_m = 20 \text{ HP}$

Par de arranque $T_a = 272.25 \text{ Nm}$

Par nominal $T_n = 165 \text{ Nm}$

Velocidad nominal $\omega_m = 870 \text{ RPM}$

Se verificó además que el motor pueda colocarse en posición vertical.

Notemos que la selección es controlada por el par de arranque y la aceleración del motor en el arranque.

Verificación del tiempo de aceleración del motor:

Se sabe que la curva del motor torque velocidad de un motor eléctrico se puede dividir en dos partes. La primera se puede aproximar a una parábola y la segunda a una recta con pendiente negativa. Así también se puede graficar el torque de carga. Se calcula el tiempo de aceleración para verificar los 10.5 s asumidos, este valor podrá superar el valor asumido pero no podrá pasar de 16s.

Con la velocidad de sincronismo, el torque de arranque, la velocidad y torque nominal se obtienen las ecuaciones aproximadas de la curva del motor.

Ecuación aproximada Torque – velocidad del motor:

$$Tm(\omega) = 272.25 + 9.39 \times 10^{-5} \omega^2 \quad 0 < \omega < 838.5$$

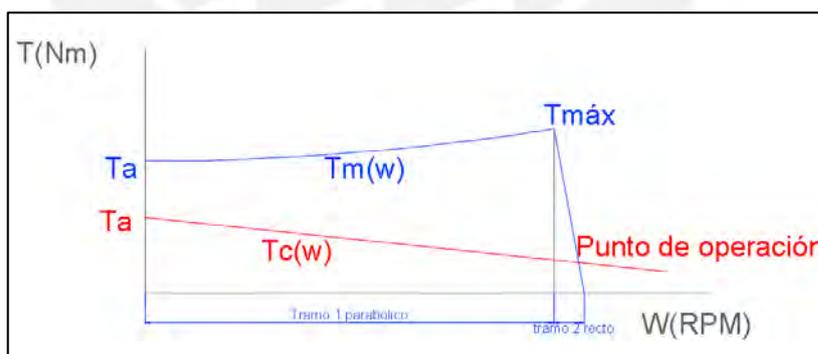
$$Tm(\omega) = 4950 - 5.5\omega$$

De manera similar, con los datos del par de arranque, velocidad y torque nominal se obtiene la ecuación de la carga

Ecuación aproximada Torque – velocidad de la carga:

$$Tc(\omega) = 156.15 - 0.104\omega$$

Con los datos del motor y los datos de la carga se grafican las curvas torque velocidad:



A partir de las ecuaciones se calcula el punto de operación del motor igualando las ecuaciones torque – velocidad del motor y de la carga

$$4950 - 5.5\omega_{op} = 156.15 - 0.104\omega_{op}$$

$$\omega_{op} = 888.4 \text{ rpm}$$

Con este dato se procede a verificar el tiempo de aceleración promedio. Debido a que la curva es discontinua se divide en 2 tramos, desde el arranque al punto donde el torque es máximo y desde este punto hasta el punto de operación del motor. Luego se suman ambos tiempos, obteniendo así, el tiempo de aceleración promedio.

De la ecuación del torque motor tenemos que el torque máximo se da a una velocidad de 838.5 rpm

Aplicando el teorema del valor medio calculamos el torque de aceleración medio en el tramo parabólico de la curva del motor:

Torque motor medio en el tramo 1 parabólico:

$$T_{mp} = \frac{1}{838.5 - 0} * \int_0^{838.5} 272 + 9.39 \times 10^{-5} \omega^2 d\omega = 259.92 \text{ Nm}$$

Torque de carga media en el tramo anterior al torque máximo:

$$T_{cm} = \frac{1}{838.5 - 0} * \int_0^{838.5} 156.15 - 0.104 \omega d\omega = 112.55 \text{ Nm}$$

Tiempo de aceleración promedio de 0 a 838.5 rpm

$$t_{A1} = I_{eq} * \frac{\omega}{T_{mp} - T_{cm}} = 18 * 838.5 * \frac{0.1047}{259.92 - 112.55} = 10.72 \text{ s}$$

Ahora aplicamos lo mismo para el tramo recto de la curva del motor:

Torque motor medio en el tramo recto

$$T_{mp} = \frac{1}{888.4 - 838.5} * \int_{838.5}^{888.4} 4950 - 5.5 \omega d\omega = 201.025 \text{ Nm}$$

Torque de carga media en el tramo posterior al torque máximo

$$T_{mc} = \frac{1}{888.4 - 838.5} * \int_{838.5}^{888.4} 156.15 - 0.104 \omega d\omega = 66.35 \text{ Nm}$$

Tiempo de aceleración promedio de 838.5 a 888.5:

$$t_{A2} = I_{eq} * \frac{\omega}{T_{mp} - T_{cm}} = 18 * (888.4 - 838.5) * \frac{0.1047}{201.25 - 66.35} = 0.5 \text{ s}$$

El tiempo total de aceleración será la suma de los 2 tiempos calculados

$$t_A = t_{A1} + t_{A2} = 10.72 + 0.5 = 11.2 \text{ s}$$

Inicialmente se asumió que el tiempo de aceleración es 10.5 segundos, al hacer la verificación se encuentra que el valor está bastante cercano al asumido, por lo tanto se concluye que el motor es adecuado para las solicitaciones requeridas.

3.4. Diseño del Eje

El cálculo del eje es un proceso iterativo, en el cual se empiezan asumiendo datos y condiciones iniciales. Esto es debido que existen elementos que dependen uno del otro (motor eléctrico, poleas, eje, entre otros) y se requiere calcular algunos de estos asumiendo datos que luego son verificados hasta llegar a la solución final donde todos los elementos son compatibles y cumplen los requisitos del diseño en ingeniería. Este trabajo presenta el cálculo final con las dimensiones y resultados de la última iteración.

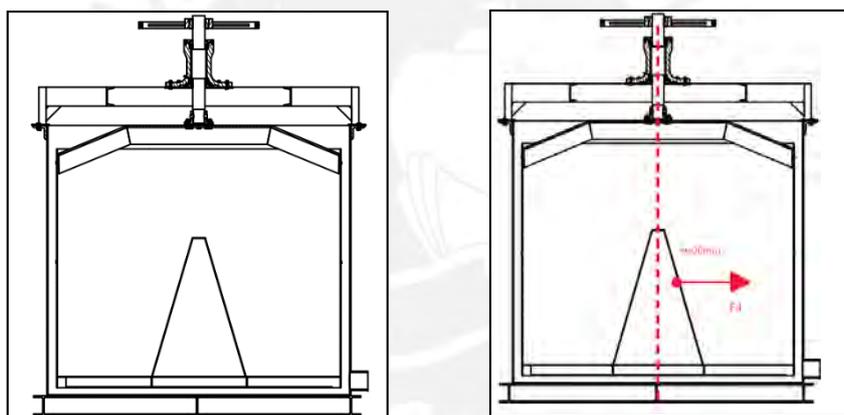


Figura 3. 24 Idealización de la fuerza de desbalance

CARGAS EN EL EJE

Se realiza el cálculo de cargas en el eje debido a las condiciones normales de trabajo. En estas cargas se consideran la fuerza debido a las poleas, el momento torsor debido a la potencia que transmite el motor y la carga vertical que soporta el eje debido a las madejas y el tambor rotatorio.

Velocidad de operación del motor $\omega_{op} = 888.4 \text{ rpm}$

Torque de operación en el eje del motor $Mt1 = 64 \text{ Nm}$

Potencia entregada en régimen de operación $Pop = 6 \text{ kW}$

Relación de transmisión $i = 4$

Velocidad en el eje principal	$\omega = \frac{\omega_{op}}{i} = 222 \text{ rpm}$
Peso equipo y peso madejas	$W = 9.67 \text{ kN}$
Torque motor en el eje	$Mt2 = \frac{P_{op}}{\omega} = 256 \text{ Nm}$
Fuerza en el eje debido a las poleas	$F_p = 882 \text{ N}$
Diámetro menor del eje	$d = 65 \text{ mm}$

El detalle del cálculo de la fuerza en las poleas se muestra en el título 3.6.

Adicionalmente a estas cargas, el desbalance de la masa genera un efecto de cabeceo en el eje que se analizará a continuación.

ANÁLISIS DEL DESBALANCE DE LA CARGA:

Considerando un cilindro perfecto, el centro de masa del tambor estaría alineada al eje del equipo. Sin embargo, esta situación no es real y para representar el caso más crítico de desbalance se considera una masa concentrada con forma de $\frac{1}{4}$ de círculo con valores distintos para 3 condiciones de carga: vacío, 50% carga, 100% carga.

El efecto físico de un desbalance por una carga puntual genera una excentricidad en el centro de masa del tambor y hace que se aleje del eje del equipo generando un momento flector y debido al efector rotacional, un desplazamiento amplificado.

Para conseguir físicamente concentrar 100 kg en un cuarto de círculo es necesario acomodar de manera intencional 100 madejas de 1kg en un extremo del tambor. Esto significaría que el operario está haciendo un mal uso del equipo, adicional a esto, los desbalances naturales por el propio acomodo serán menores a las condiciones planteadas en este análisis.

En la figura 3.25(a) se muestra la idealización de la carga desbalanceada.

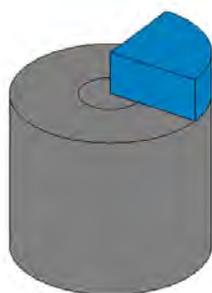


Figura 3.25 Idealización de la configuración desbalanceada

Análisis a Plena Carga:

Masa Carga	$M_{mad} = 960 \text{ kg}$
Centro de masa balanceado	$CM = 0$
Masa desbalanceada	$M_{des} = 110 \text{ kg}$
Radio del $\frac{1}{4}$ círculo	$R = 0.75 \text{ m}$
Centro de masa $\frac{1}{4}$ círculo	$CM^* = \frac{4 \cdot R}{3 \cdot \pi} = 0.32 \text{ m}$
Excentricidad	$e = \frac{M_{mad} \cdot CM + M_{des} \cdot CM^*}{M_{mad} + M_{des}} = 0.033 \text{ m}$
Masa Vibrante	$m = M_{mad} + M_{des} = 1070 \text{ kg}$
Rigidez del eje a flexión en el extremo	$K = 47725477.71 \text{ N/m}$
Frecuencia Natural	$\omega_n = \sqrt{\frac{K}{m}} = 211.19 \text{ rad/s}$
Frecuencia de trabajo	$\omega = 26.18 \text{ rad/s}$
Coef. Amplificación dinámica:	$R_d = \frac{1}{\sqrt{(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2})^2}} = 1.02$
Desplazamiento esperado	$u = \omega_n^2 \cdot e \cdot M_{des} \cdot K \cdot R_d = 0.05 \text{ mm}$
Tramo del eje en voladizo	$Le = 0.186 \text{ m}$

Deformación por metro

$$\delta = \frac{u}{Le} = 0.28 \text{ mm/m}$$

La deformación límite recomendada es 0.5 mm/m, debido a esto concluimos que el eje a plena carga tendrá una deflexión de 0.05mm en el extremo inferior.

Desplazamiento de la base del tambor:

El tambor se considera como un sólido indeformable en relación al eje. Bajo esta consideración la línea del eje del tambor seguirá la pendiente de la deformación del eje y el desplazamiento de la base será la deformación calculada para el extremo del eje más la proyección de la línea que sigue la pendiente del eje.

En la figura 3.26 se puede observar el desplazamiento descrito:

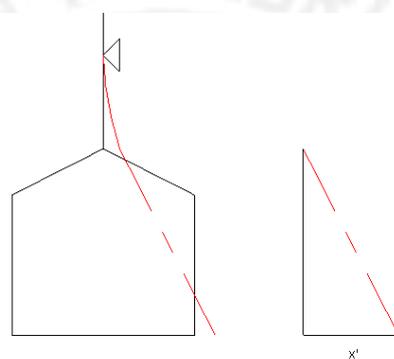


Figura 3. 25 Efecto del desbalance

Angulo de deformación

$$\theta = 0.000409 \text{ rad}$$

Longitud del tambor

$$Lt = 0.852 \text{ m}$$

Desplazamiento relativo

$$x' = Lt * \tan(\theta) * 1000 = 0.348 \text{ mm}$$

Desplazamiento total

$$xt = x' + u = 0.401 \text{ mm}$$

Como se observa el desplazamiento es menor a medio milímetro y se considera aceptable para el trabajo del equipo. La deformación transversal por metro es de 0.47 mm/m, este es un indicador que la deformación es permisible.

Se hizo el análisis al 50% de la carga y en vacío, esto debido a que la deformación del eje depende de las condiciones dinámicas del equipo. El procedimiento descrito líneas arriba es el mismo, la única variación de entrada es la carga del equipo, es decir, la masa.

A continuación se muestran los resultados generales de los 3 estados.

	Vacío	50% Carga	Plena Carga
Masa Balanceada(kg)	560	760	960
Masa Desbalance(kg)	100	110	110
Deformación del Eje (mm/m)	0.38	0.35	0.28
Desplazamiento del tambor (mm/m)	0.49	0.49	0.47

En la tabla se muestran los valores límites para la deformación del eje, como se mencionó líneas arriba las condiciones analizadas son condiciones extremas y cuya probabilidad de ocurrencia es baja.

Se concluye de este análisis también que para las 3 condiciones se admite como máximo 100 kg concentrados puntualmente.

FUERZA Y MOMENTO EQUIVALENTE DEBIDO AL DESBALANCE:

Este desplazamiento puede sustituirse por una fuerza estática equivalente ubicada en el centro de gravedad del tambor. Al trasladar esta fuerza al extremo del eje se obtiene una fuerza de desbalance y un momento equivalente que generan el mismo esfuerzo que la deformación por el “cabeceo” del eje. (Figura 3.27))

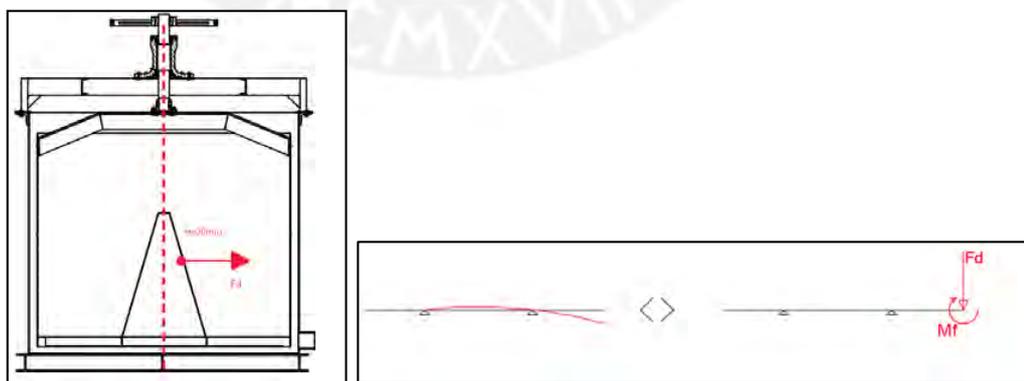


Figura 3. 26 Cargas equivalente debido al desbalance

Se tienen las ecuaciones de equilibrio del sistema, la relación entre la fuerza y el momento y el desplazamiento del extremo del eje. Aplicando el teorema de castigliano tenemos

Fuerza por el desbalance $F_d = 300\text{ N}$

Momento por el desbalance $M_f = 256\text{ Nm}$

ANALISIS DE LAS FUERZAS INTERNAS EN EL EJE:

Ahora que se conocen las cargas, estáticas y dinámicas que actúan en el eje es necesario hacer un análisis de los esfuerzos en el eje.

Para explicarlo considerar la siguiente figura

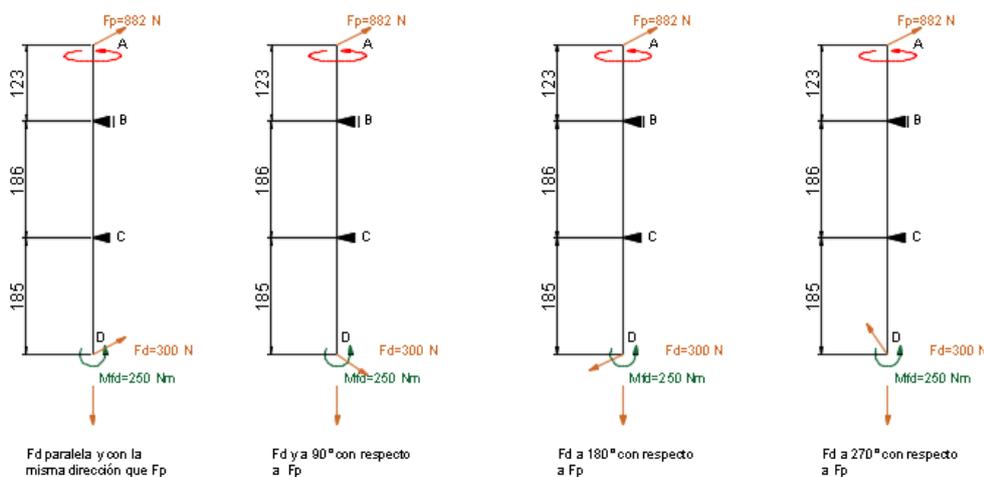


Figura 3. 27 Fuerza rotativa

La carga estática y el momento equivalentes rotarán a la misma velocidad del eje, esto debido a la naturaleza de estos. Recordemos que se originan debido a la excentricidad del centro de masa del tambor.

Se han resuelto los 4 casos de carga mostrados en la figura obteniendo los siguientes diagramas:

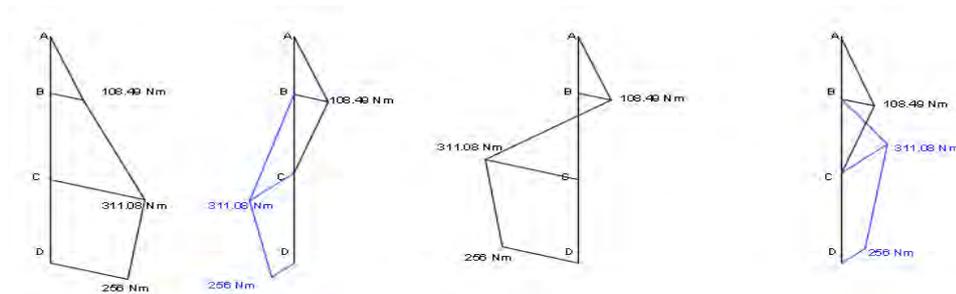


Figura 3. 28 DMF debido a la fuerza rotativa

De las figuras 3.28 y 3.29 podemos concluir que el esfuerzo generado por la deformación inducida por el cabeceo genera un momento flector interno máximo rotativo de 311.08 Nm, lo cual era esperado debido a la naturaleza de la fuerza.

Ahora se revisarán si los esfuerzos que soporta el eje son de carácter estático o dinámico.

Tramo AB:

De la figura 3.29 se observa que el momento flector interno causado por la fuerza de la polea es de carácter estático, sin embargo, la rotación del eje hace que el esfuerzo sea variable.

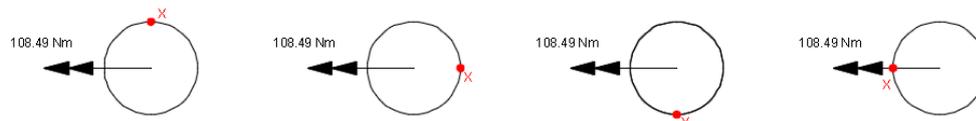


Figura 3. 29 Análisis del punto X en el tramo AB

En la figura 3.30 se muestra que el punto X, al tener una rotación, los esfuerzos pasan de compresión a un valor 0 y luego suben a tracción para nuevamente llegar al mismo valor de compresión pasando por el 0. Es decir, es un esfuerzo alternante.

Tramo BC:

De la figura 3.29 se observa que el momento flector interno rota con el eje, es decir los puntos que están en compresión siempre estarán en compresión y de manera similar con los puntos en tracción. La figura 3.31 se muestra lo explicado.

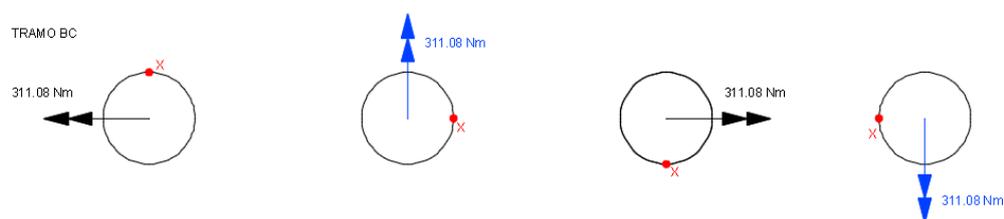


Figura 3. 30 Análisis del punto X en el tramo BC

Concluimos del análisis que el esfuerzo es estático.

Tramo CD:

De la figura 3.29 se observa que el comportamiento del tramo CD es similar al del tramo BC. Es decir, al rotar la fuerza con el eje, el momento también rota y por tanto los esfuerzos. En la figura 3.32 se muestra lo explicado.

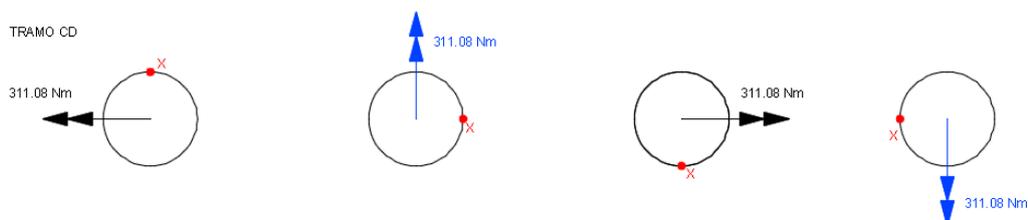


Figura 3. 31 Análisis del punto X en el tramo CD

Concluimos que el esfuerzo es estático

Aplicando el principio de superposición, estos esfuerzos se adicionan a los esfuerzos generados por el torsor motriz y a la carga axial debido al peso de la carga y así obtenemos el estado general de carga del eje. En la figura 3.28 se han graficado todas las cargas.

ANÁLISIS GENERAL DEL EJE:

En la figura 3.28 tenemos todas las cargas aplicadas al eje, al resolver el sistema isostático y dibujar los diagramas de fuerzas obtenemos los valores máximos.

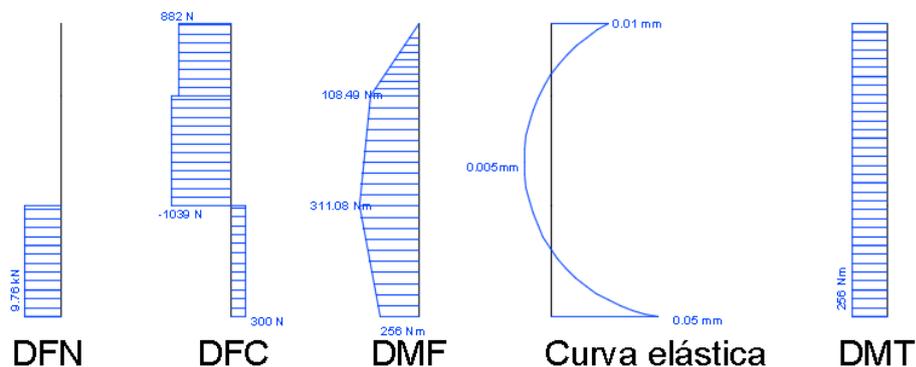


Figura 3. 32 Diagrama de fuerzas internas del eje

En la figura 3.33 se muestran los diagramas, como se concluido en los análisis anteriores el momento flector es rotativo y por fines de representación solo se ha considerado en la figura el caso en el que las fuerzas son paralelas.

Una vez resuelto el diagrama de fuerzas obtenemos se proceden a las verificaciones del eje.

VERIFICACIONES POR RESISTENCIA:

VERIFICACIÓN DEL PRIMER TRAMO DE EJE (TRAMO AB)

Verificación en el punto de operación del eje

A partir de los diagramas obtenemos las cargas de diseño

Momento flector $Mf = 108.49 \text{ Nm}$

Momento torsor $Mt2 = 256 \text{ Nm}$

Díámetro del eje $de = 65 \text{ mm}$

Inercia del eje $I = 876239.77 \text{ mm}^4$

Esfuerzo alternante $\sigma fa = \frac{Mf*d}{2*I} = 4.02 \text{ Mpa}$

Esfuerzo medio $\sigma fm = 0$

Esfuerzo de torsión $\tau tm = \frac{16*Mt}{\pi*de^3} = 4.7 \text{ Mpa}$

El esfuerzo de torsión es constante en el tiempo, por lo tanto no tiene componente alternante.

El cortante promedio no es significativo en relación a los esfuerzos generados por la torsión y flexión por lo cual no se considera su efecto.

Material del eje Acero Ck45

Se hace la verificación del eje a la fatiga:

Coeficientes de fatiga

Coef. Superficie $C_{su}=0.94$

Coef. Tamaño $C_{ta}=0.84$

Coef. Temperatura $C_{te}=1.0$

Coef. Carga $C_{ca}=1.0$

Coef. Confiabilidad $C_{co}=1$

Coef. Concentración de esfuerzos $K_t=1.67$

Factor de sensibilidad a la entalla $\eta=0.843$

Factor efectivo de concentración de esfuerzos $\beta=1.56$

Esfuerzo de flexión alternante modificado

$$\sigma_{fa'} = \frac{\beta}{C_{su}C_{ta}C_{te}C_{ca}C_{co}} * \sigma_f = 7.94 \text{ Mpa}$$

Esfuerzo alternante equivalente modificado

$$\sigma_{feqa'} = 7.94 \text{ Mpa}$$

Resistencia del material

$$\sigma_B = 800 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{alt} = 290 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_F = 530 \text{ Mpa}$$

Esfuerzo equivalente medio:

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3 * (\tau_{tm})^2} = 8.14 \text{ Mpa}$$

Factor de seguridad a la fatiga

$$\frac{1}{FS} = \frac{\sigma_{meq}}{\sigma_B} + \frac{\sigma_{feqa'}}{\sigma_{alt}}$$

$$FS = 25$$

Verificación a la fluencia:

Esfuerzo flexión superior $\sigma_{fs} = 4.02 \text{ Mpa}$

Esfuerzo de torsión superior $\tau_{ts} = \tau_{tm} = 4.7 \text{ Mpa}$

Esfuerzo equivalente superior $\sigma_{eqs} = \sqrt{\sigma_{fs}^2 + 3 * (\tau_{ts})^2} = 9.15 \text{ MPa}$

Factor de seguridad $FS = \frac{\sigma_F}{\sigma_{eqs}} = 60$

Verificación de esfuerzos durante la etapa transitoria

En esta etapa que dura pocos segundos (11 s) el eje esta solicitado a torques elevados por parte del motor, lo que hace necesario su verificación para que no alcance la fluencia en este periodo de tiempo, En el título 3.3 se seleccionó un motor cuyo Torque máximo es 338.25, al llevar este torque al eje principal obtenemos 1353 Nm. Sólo se hará un cálculo estático para el transitorio.

A partir de los diagramas obtenemos las cargas de diseño

Momento flector $M_f = 108.49 \text{ Nm}$

Momento máximo $M_{t2max} = 1353 \text{ Nm}$

Diámetro del eje $d_e = 65 \text{ mm}$

Esfuerzo de flexión $\sigma_f = \frac{32 * M_f}{\pi * d_e^3} = 4.02 \text{ Mpa}$

Esfuerzo de torsión $\tau_t = \frac{16 * M_t}{\pi * d_e^3} = 25.1 \text{ Mpa}$

Esfuerzo equivalente

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3 * (\tau_t)^2} = 44 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad $FS = \frac{\sigma^F}{\sigma_{eq}} = 12$

De los resultados se concluye que el eje por resistencia está dentro de los límites admisibles durante la etapa transitoria.

Las verificaciones por rigidez se harán sólo durante la etapa estable del equipo ya que durante la etapa transitoria no se alcanza la fluencia y las deformaciones que se lleguen en este punto se regularizarán a medida que se llegue al punto de operación.

VERIFICACIÓN DEL SEGUNDO TRAMO DE EJE (TRAMO BC)

Verificación en el punto de operación del eje

A partir de los diagramas obtenemos las cargas de diseño

Momento flector $M_f = 311.08 \text{ Nm}$

Momento torsor $M_t = 256 \text{ Nm}$

Diámetro del eje $d_e = 75 \text{ mm}$

Inercia del eje $I = 1553154.24 \text{ mm}^4$

Esfuerzo flexión $\sigma_f = \frac{M_f \cdot d}{2 \cdot I} = 7.51 \text{ Mpa}$

Esfuerzo de torsión $\tau_t = \frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot d_e^3} = 3.09 \text{ Mpa}$

Esfuerzo equivalente

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3 \cdot (\tau_t)^2} = 9.22 \text{ MPa}$$

Esfuerzo admisible $FS = \frac{\sigma^F}{\sigma_{eq}} = 57.5$

Verificación de esfuerzos durante la etapa transitoria

De manera similar al tramo AB, sólo se hará el cálculo estático para la etapa transitoria

A partir de los diagramas obtenemos las cargas de diseño

Momento flector	$Mf = 311.08 Nm$
Momento máximo	$Mt_{2max} = 1353 Nm$
Diámetro del eje	$de = 75 mm$
Esfuerzo de flexión	$\sigma_f = \frac{32 * Mf}{\pi * de^3} = 7.51 Mpa$
Esfuerzo de torsión	$\tau_t = \frac{16 * Mt}{\pi * de^3} = 16.33 Mpa$
Esfuerzo equivalente	$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3 * (\tau_t)^2} = 29.3 MPa$

Factor de seguridad	$FS = \frac{\sigma_F}{\sigma_{eq}} = 12$
---------------------	--

De los resultados se concluye que el eje por resistencia está dentro de los límites admisibles durante la etapa transitoria.

Las verificaciones por rigidez se harán sólo durante la etapa estable del equipo ya que durante la etapa transitoria no se alcanza la fluencia y las deformaciones que se lleguen en este punto se regularizarán a medida que se llegue al punto de operación.

VERIFICACIÓN DEL ÚLTIMO TRAMO DE EJE (TRAMO CD)

Verificación en el punto de operación del eje

A partir de los diagramas obtenemos las cargas de diseño

Fuerza Normal	$F_n = 9.76 kN$
Momento flector	$Mf = 311.08 Nm$
Momento torsor	$Mt_2 = 256 Nm$
Diámetro del eje	$de = 65 mm$
Inercia del eje	$I = 876239.77 mm^4$

Esfuerzo normal $\sigma_n = \frac{4 \cdot F_n}{\pi \cdot d^2} = 2.21 \text{ MPa}$

Esfuerzo flexión $\sigma_f = \frac{M_f \cdot d}{2 \cdot I} = 11.54 \text{ MPa}$

Esfuerzo de torsión $\tau_t = \frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot d e^3} = 4.75 \text{ MPa}$

Esfuerzo equivalente

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_f + \sigma_n)^2 + 3 \cdot (\tau_t)^2} = 16 \text{ MPa}$$

Esfuerzo admisible $FS = \frac{\sigma_F}{\sigma_{eq}} = 33.1$

Verificación de esfuerzos durante la etapa transitoria

De manera similar al tramo AB, sólo se hará el cálculo estático para la etapa transitoria

A partir de los diagramas obtenemos las cargas de diseño

Fuerza Normal $F_n = 9.76 \text{ kN}$

Momento flector $M_f = 311.08 \text{ Nm}$

Momento torsor $M_{t2} = 1353 \text{ Nm}$

Diámetro del eje $d_e = 65 \text{ mm}$

Inercia del eje $I = 876239.77 \text{ mm}^4$

Esfuerzo normal $\sigma_n = \frac{4 \cdot F_n}{\pi \cdot d^2} = 2.21 \text{ MPa}$

Esfuerzo flexión $\sigma_f = \frac{M_f \cdot d}{2 \cdot I} = 11.54 \text{ MPa}$

Esfuerzo de torsión $\tau_t = \frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot d e^3} = 25.09 \text{ MPa}$

Esfuerzo equivalente

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_f + \sigma_n)^2 + 3 \cdot (\tau_t)^2} = 45.6 \text{ MPa}$$

Esfuerzo admisible $FS = \frac{\sigma_F}{\sigma_{eq}} = 11.6$

De los resultados se concluye que el eje por resistencia está dentro de los límites admisibles durante la etapa transitoria.

Las verificaciones por rigidez se harán sólo durante la etapa estable del equipo ya que durante la etapa transitoria no se alcanza la fluencia y las deformaciones que se lleguen en este punto se regularizarán a medida que se llegue al punto de operación.

VERIFICACIONES POR DEFORMACIONES TRANSVERSALES:

A partir del análisis debido al desbalance se obtiene que la deformación máxima se producirá en el extremo inferior del eje. Este valor se limitó a 0.5mm/m para que el eje funcione correctamente.

Analizando el tramo AB y el tramo BC del eje, vemos que las sollicitaciones son bastante menores a la producida por el desbalance de la carga, por lo tanto, se considera que las deformaciones estarán por debajo de los límites permisibles.

VERIFICACIONES POR DEFORMACIONES TORSIONALES:

Tramo AB: Tramo que recibe a la polea de=65 mm

Momento polar de inercia del eje $I_o = \frac{I}{2} = 438120.3 \text{ mm}^4$

Módulo de cizallamiento $GPa = 80 \text{ GPa}$

Deformación torsional por unidad de longitud $\Phi = \frac{Mt2}{G*I_o} * \frac{180}{\phi} = 0.4 \frac{\text{rad}}{\text{m}}$

Deformación torsional admisible por unidad de longitud

$$\Phi_{adm} = 0.5 \frac{\text{rad}}{\text{m}}$$

Concluimos que la deformación torsional está dentro de los límites permisibles.

Tramo BC: Tramo central de=75 mm

Momento polar de inercia del eje $I_o = \frac{I}{2} = 776577.8 \text{ mm}^4$

Módulo de cizallamiento $GPa = 80 \text{ GPa}$

Deformación torsional por unidad de longitud $\Phi = \frac{Mt_2}{G \cdot I_0} * \frac{180}{\phi} = 0.2 \frac{rad}{m}$

Concluimos que la deformación torsional está dentro de los límites permisibles.

Tramo CD: Tramo que carga la canastilla de=65 mm

Momento polar de inercia del eje $I_0 = \frac{l}{2} = 438120.3 \text{ mm}^4$

Módulo de cizallamiento $GPa = 80 \text{ GPa}$

Deformación torsional por unidad de longitud $\Phi = \frac{Mt_2}{G \cdot I_0} * \frac{180}{\phi} = 0.4 \frac{rad}{m}$

Deformación torsional admisible por unidad de longitud

$$\Phi_{adm} = 0.5 \frac{rad}{m}$$

VERIFICACIONES DINÁMICAS:

El análisis dinámico a flexión se analizó en el “análisis de la carga desbalanceada” y se determinó la amplitud del desplazamiento. Como se explicó al inicio del diseño del eje este es un proceso iterativo y en este documento se muestran los resultados finales y las verificaciones con estos resultados.

3.5. Selección y cálculo del rodamiento:

El eje estará soportado en 2 rodamientos, uno de los cuales deberá soportar la combinación de las cargas axial y radial y el otro solo soportará carga radial. Para esta sollicitación se seleccionaron una pareja de rodamientos cónicos. La figura 3.29 muestra la ubicación de los rodamientos y las cargas aplicadas. Para el cálculo se utilizaron las formulas de la vida nominal según ISO281:1990. Se considera que el rodamiento deberá tener una duración de 20000 a 30000 horas de servicio.

ANÁLISIS DE LAS REACCIONES:

Como se mencionó en el análisis del desbalance de la carga del eje, la deformación se sustituye por una fuerza y un momento equivalente rotatorios. Esto genera que las reacciones en los rodamientos también sean rotatorios. En la figura 3.34 se observa el comportamiento de las reacciones en los distintos ángulos entre las fuerzas de la polea y la fuerza de desbalance ($0^\circ, 90^\circ, 180^\circ, 270^\circ$)

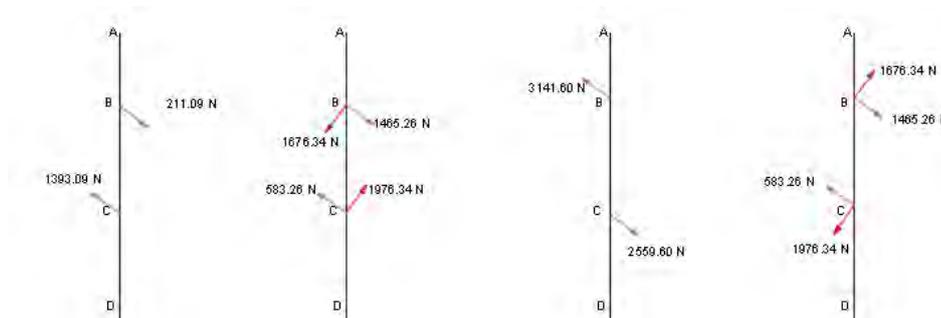


Figura 3. 33 Historia de las reacciones

De la figura 3.34 se observa que la resultante mayor se obtiene cuando la fuerza de la polea y la fuerza del desbalance están a 180°

Carga radial $Fr = 3141.60$

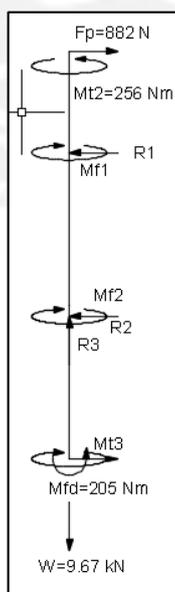


Figura 3. 34 Ubicación de los rodamientos

CÁLCULO DE LA VIDA DEL RODAMIENTO

Se seleccionó el rodamiento de rodillos cónicos SKF 33013 X/Q.

El rodamiento fijo será el situado en la parte inferior del soporte, mientras que el superior será el que se comporte como apoyo móvil en la dirección de la carga. En la figura 3.36 se puede observar el detalle de la configuración de los soportes de rodamientos.

El rodamiento superior no traba el eje en la dirección de la carga, sin embargo, en la dirección opuesta traba la salida del eje.

Se opta la configuración mostrada en la figura 3.30 debido a que la rigidez que otorga al apoyo.

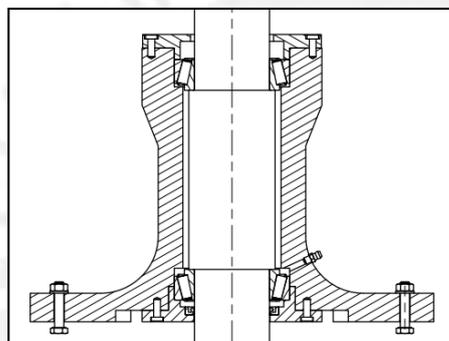


Figura 3. 35 Configuración de la caja de rodamientos

Para el cálculo se requiere la capacidad de carga dinámica (C), la carga dinámica equivalente (P) y el exponente de la ecuación de la vida (p) y la velocidad de rotación. Así, en combinación con las condiciones de servicio del rodamiento se procede a calcular el rodamiento para el equipo de centrifugado.

Velocidad de operación $\omega = 222 \text{ rpm}$

Exponente de la ecuación de la vida $p = 10/3$

Capacidad de carga dinámica $C = 110 \text{ kN}$

Cargas: Las cargas aplicadas son las reacciones calculadas en título 3.4 en el diseño del eje.

Carga radial $Fr = 3141.60 \text{ N}$

Carga axial $Fa = 9760 \text{ kN}$

Carga dinámica equivalente $P = Fr * X + Fa * Y$, donde X e Y son constantes propias del rodamiento. Sus valores se extraen del catálogo general de SKF.

$$X = 0.4$$

$$Y = 1.7$$

$$P = 17.85 \text{ kN}$$

Viga nominal en millones de revoluciones $L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{4}} = 429.06$

Vida nominal en horas de funcionamiento

$$L_{10}h = \left(\frac{10^6}{60 * n}\right) * L_{10} = 32211.48$$

Se observa que el rodamiento tiene 32211 horas de vida útil por lo cual resulta adecuado.

PRECARGA DE RODAMIENTOS

Los rodamientos requieren una carga radial mínima de funcionamiento para que tengan un correcto funcionamiento. En el caso de no poder alcanzar esta carga el rodamiento deberá precargarse para alcanzar este valor mínimo.

Para ambos rodamientos la carga mínima es un porcentaje de la capacidad de carga dinámica.

Capacidad de carga dinámica $c = 110 \text{ kN}$

Carga radial mínima $F_{rm} = 0.02 * C = 2.2 \text{ kN}$

Ahora se verifica la carga de operación de ambos rodamientos.

Analizando las condiciones críticas para la precarga, consideramos la máquina en vacío, es en ese momento en el cual el rodamiento podría tener la menor carga.

Las únicas cargas actuantes serían el peso propio del tambor y la fuerza de las poleas.

En la figura 3.37 se puede observar las reacciones y la carga vertical aplicada.

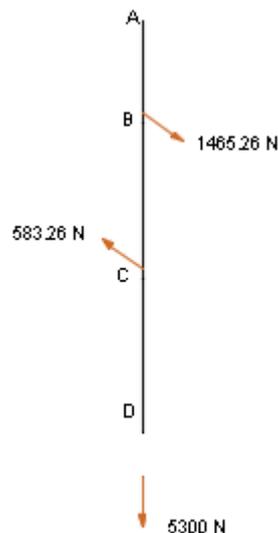


Figura 3. 36 Reacciones en los rodamientos

Rodamiento inferior (Apoyo fijo):

Cuando un rodamiento de rodillos cónicos está sometido a una carga radial, se produce una fuerza que actúa en el sentido axial del mismo. Esto es producto de la configuración cónica del rodamiento. Esta fuerza se puede calcular con la expresión que da SKF en su catálogo.

Fuerza axial en el rodamiento producido por la carga radial:

$$F_{ar} = 583.26 \text{ N}$$

$$F_{ar} = 0.5 * F_r / Y$$

Los valores de F_r e Y se tienen en la sección anterior, se calcula así la fuerza axial.

$$F_{ar} = 171.51 \text{ N}$$

Para el caso del rodamiento inferior esta fuerza tiene la misma dirección que la carga axial externa, por lo tanto, la carga total axial será:

$$F_{at} = F_{ar} + F = 5300 + 294.118 = 5.6 \text{ kN}$$

La fuerza radial en el rodamiento será

$$F_{r'} = Y * \frac{F_{at}}{0.5} = 19.04 \text{ kN}$$

Este valor es muy superior al valor mínimo (2.2 kN), el rodamiento funcionará correctamente.

Rodamiento superior (apoyo móvil)

Similar al rodamiento superior este rodamiento requiere de una fuerza radial mínima para su buen funcionamiento.

Carga externa radial $Fr = 1465.26 N$

Se observa que el rodamiento no cumple con el requisito mínimo de carga radial (2.2 kN). El rodamiento requiere una fuerza radial mínima que puede obtenerse aplicando una carga axial hasta llegar a la carga radial mínima requerida considerando los efectos de la carga externa.

El rodamiento necesita 734.74 N adicionales para trabajar correctamente.

$$Frad = 734.74$$

Se calcula la fuerza axial que se requiere para llegar al requisito mínimo

$$Faext = 0.5 * \frac{Frad}{Y} = 216.1 N$$

Esta fuerza la conseguiremos aplicando una tapa y tornillos de ajuste sobre el rodamiento tal como se ve en la figura 3.38

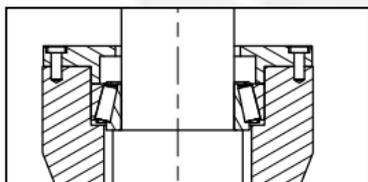


Figura 3. 37 Tapa superior

DESALINEACION DEL RODAMIENTO

El Catálogo de SKF limita los rodamientos rígidos a una desalineación de 3 minutos, de lo contrario el rodamiento sufriría sobrecargas y su tiempo de vida se vería afectado.

Se han calculado las desviaciones angulares en los puntos de apoyo de ambos rodamiento obteniendo los siguientes valores.

Apoyo fijo $\theta_1 = 0.22 ''$

Apoyo móvil $\theta_1 = 0.3 ''$

Los valores obtenidos están por debajo del valor admisible de los rodamientos (3'), por lo cual se concluye que no habrá problemas de desalineamiento.

3.6. Selección del juego de poleas y fajas;

Cuando se hizo la selección del motor se encontró que su velocidad de rotación era 870 RPM, velocidad superior a la requerida (250 rpm). Esto implica que se debe seleccionar una transmisión adecuada para el equipo, para el caso en estudio se determinó que la transmisión más adecuada es por fajas trapecoidales ya que la posición vertical del motor impide la utilización de cadenas y utilizar una caja reductora tiene un costo elevado para la aplicación requerida..

En la figura 3.39 se puede observar la disposición de la transmisión por fajas

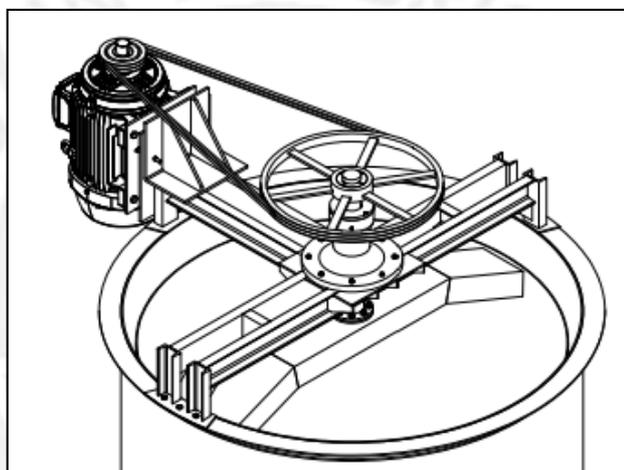


Figura 3. 38 Disposición de la transmisión

CÁLCULO PARA LA SELECCION DE FAJAS Y POLEAS

Como se mencionó en el cálculo del eje la selección de las poleas es un proceso iterativo, en el cual se selecciona un producto, luego se hacen las verificaciones y ajustes necesarios hasta llegar al producto ideal para la aplicación. En este trabajo se presenta el resultado final y sus verificaciones.

Se hace el cálculo para selección de fajas trapecoidales Optibelt siguiendo el procedimiento indicado en el catálogo del producto

Potencia a transmitir	$P = 8 \text{ hp}$
Revoluciones del motor	$n_1 = 870 \text{ rpm}$
Relación de transmisión	$i = 4$

Potencia teórica	$c2 = 1.3$
Seleccionar perfil SPA	$P_B = P * c2 = 8 \text{ kW}$
Diámetro polea menor	$dd1 = 160 \text{ mm}$
Diámetro polea mayor	$dd2 = 630 \text{ mm}$
Mínima distancia entre centros	$a = 0.7 * (dd1 + dd2) = 553 \text{ mm}$
Máxima distancia entre centros	$a = 2 * (dd1 + dd2) = 1580 \text{ mm}$
Distancia entre centros elegida	$a = 800 \text{ mm}$

Longitud de correa calculada

$$Ldth = 2 * a + 1.57 * (dd1 + dd2) + \frac{(dd1 - dd2)^2}{4 * a} = 2909$$

Longitud de correa estándar

$$Ldst = 3350 \text{ mm}$$

Longitud entre centros

$$anom = a + \frac{Ldst - Ldth}{2} = 1020 \text{ mm}$$

Velocidad de faja

$$v = dd1 * \frac{n1}{2} = 7 \text{ m/s}$$

Frecuencia natural de faja

$$fb = 2 * \frac{v}{Ldst} = 4 \frac{1}{s}$$

Angulo de abrazo

$$\beta2 = 2 * \text{Acoss} \left(\frac{dd2 - dd1}{2 * anom} \right) = 3$$

Factor de servicio

$$c1 = 0.99$$

Factor de desarrollo

$$c3 = 1.01$$

Potencia nominal por correa

$$PN = 4 \text{ kW}$$

Numero de correas necesarias

$$z = \frac{P * c2}{PN * c3 * c1} = 2$$

Finalmente se escoge la transmisión con las siguientes características:

2 Fajas trapecoidales perfil SPA

Polea de acanaladura trapecial para perfiles SPA de 160 mm

Polea de acanaladura trapecial para perfiles SPA de 630 mm

CÁLCULO DE LAS FUERZAS EN LA TRANSMISIÓN

Se realiza el cálculo de las fuerzas implicadas en la transmisión por fajas

$$\text{Coeficiente de fricción} \quad \mu = 0.56$$

$$\text{Angulo de la faja trapezoidal} \quad \theta = 34^\circ$$

$$\text{Coeficiente de fricción efectivo} \quad \mu' = \frac{\mu}{\text{seno}\left(\frac{\theta}{2}\right)} = 1.92$$

$$\text{Momento Torsor} \quad Mt = 64 \text{ Nm}$$

Se tienen 2 ecuaciones para calcular las fuerzas en las fajas

$$F1 - F2 = 2 * \frac{Mt}{dd1} \quad \text{Y} \quad \frac{F1}{F2} = e^{\mu' * \phi}$$

De las cuales se conocen todos los valores.

Resolviendo se tiene:

$$F1 = 879 \text{ N}$$

$$F2 = 2.77 \text{ N}$$

Para calcular la fuerza en el eje se necesita el ángulo de contacto que no tiene contacto con las poleas

$$\alpha = \frac{\pi - \beta 2}{2} = 4.05^\circ$$

Ahora se puede calcular la fuerza que recibe el eje

$$Feje = \sqrt{((F1 \cos(\alpha) + F2 \cos(\alpha))^2 + ((F1 \text{sen}(\alpha) + F2 \text{sen}(\alpha))^2}$$

$$Feje = 882 \text{ N}$$

El momento torsor en el eje será

$$Mt2 = Mt * 4 = 256 \text{ Nm}$$

En la figura 3.32 se muestra una vista superior de transmisión instalada en el equipo de centrifugado

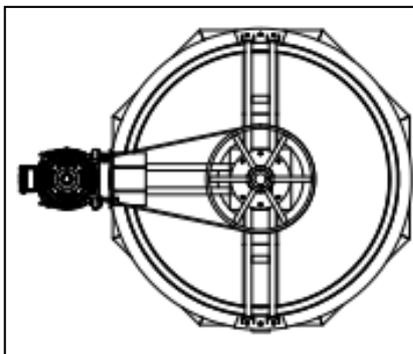


Figura 3. 40 Ubicación de las fajas

3.7. Diseño de los elementos de la caja de rodamientos:

La caja de rodamiento cuenta con 3 elementos principales de los cuales 2 se calcularan para su correcto trabajo, estos son:

El cuerpo principal: Le da rigidez al conjunto y soporta las cargas transversales de los rodamientos

La tapa superior: Fija axialmente el rodamiento superior y añade la precarga.

La tapa inferior: Soporta la carga axial del equipo.

En la figura 3.33 se pueden observar las partes de la caja de los rodamientos.

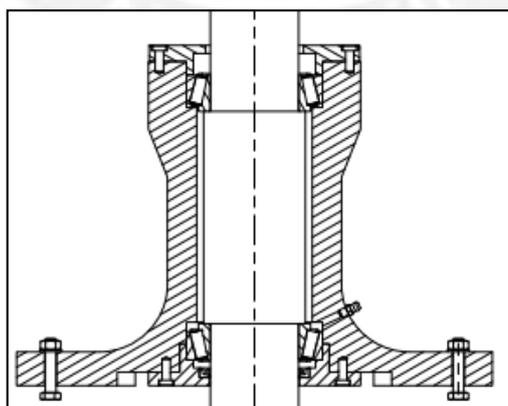


Figura 3. 41 Caja de rodamientos

Diseño del cuerpo principal:

El cuerpo principal tiene la función de soportar las reacciones de los rodamientos.. Para la condición descrita se puede asumir que el soporte se comportará como un elemento empotrado en el extremo inferior y con cargas en el extremo superior e interior. Del análisis hecho en las reacciones en el eje y los rodamientos podemos ver que el esfuerzo generado en el soporte será fluctuante en el tiempo. En la figura 3.34 se muestra la variación de las cargas y en la figura 3.42 se muestran los diagramas de fuerzas internas

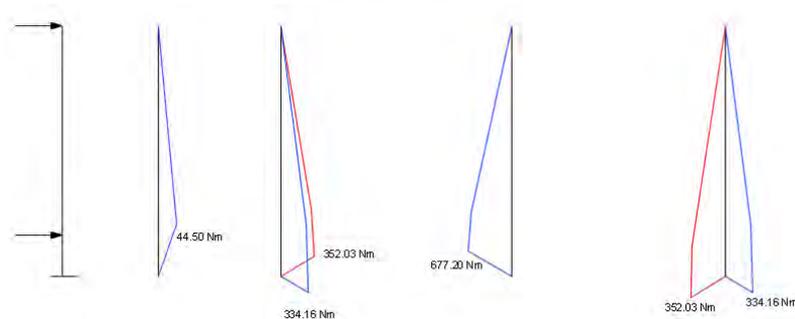


Figura 3. 39 Idealización del soporte

Como se puede observar en la figura 3.42 los momentos varían en el tiempo y estos generan esfuerzos fluctuantes.

ANÁLISIS DE LOS ESFUERZOS EN LA SECCIÓN:

En figura 3.43 se observa el comportamiento de los puntos x e y y su relación de posición con los momentos flectores.

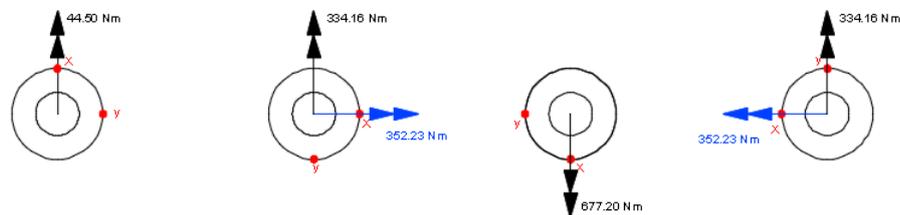


Figura 3. 40 Esfuerzos en el soporte

Punto x:

De la figura 3.43 analizamos lo siguiente:

Inicialmente el punto x se encuentra en la dirección del momento 44.50 Nm, haciendo que el esfuerzo sea 0. Al girar 90° aparece el momento de 352.23 Nm y el momento de 44.50 Nm aumenta 334.16, sin embargo, el punto solo estará sometido al esfuerzo debido al momento de 334.16. Al girar 180° el esfuerzo sigue siendo de compresión y es generado por el momento de 677.20. Finalmente cuando el punto está a 270° de su posición inicial la situación es inversa a cuando está a 90° y el momento se reduce a 352.23 y se mantiene en compresión.

Del análisis se concluye que el esfuerzo es alternante de 334.16 a compresión a 334.16 a tracción.

Punto y:

De la figura 3.43 analizamos lo siguiente:

Inicialmente el punto y se encuentra sometido a compresión debido al momento 44.50 Nm. Al girar 90° aparece el momento de 352.23 Nm y el momento de 44.50 Nm aumenta 334.16, sin embargo, el punto y solo estará sometido al esfuerzo generado por el momento de 352.23 Nm. Al girar 180° el esfuerzo vuelve a 0 debido a que el punto se alinea con la dirección del momento. Finalmente cuando el punto está a 270° de su posición inicial la situación es inversa a cuando está a 90° y el momento aumenta a 334.16, pero esta vez a tracción.

Del análisis se concluye que el esfuerzo es pulsante desde 0 a compresión a 677.20 en compresión.

En la siguiente tabla se muestran los valores resumen de los momentos en los puntos x e y en los distintos ángulos de giro del eje.

Momento flector(Nm)	0°	90°	180°	270°
Punto x	-0	-334.16	0	334.16
Punto y	-44.50	-352.23	-677.20	-352.23

Con estos valores podemos apreciar que el esfuerzo en el punto x es alternante y en el punto y es pulsante, a partir de aquí, se harán las verificaciones del soporte.

VERIFICACIONES POR RESISTENCIA:

Verificación en el punto x:

A partir de los diagramas obtenemos las cargas de diseño

Diámetro exterior del soporte $d1 = 128 \text{ mm}$

Diámetro interior del soporte $d2 = 85 \text{ mm}$

Módulo de sección $S_{xx} = 249751 \text{ mm}^3$

Momento flector superior/inferior $Mf = 334.16 \text{ Nm}$

Esfuerzo alternante $\sigma_{fa} = \frac{Mf}{S_{xx}} = 1.34 \text{ Mpa}$

Esfuerzo medio $\sigma_{fm} = 0$

El cortante promedio no es significativo en relación a los esfuerzos generados por flexión por lo cual no se considera su efecto.

Material del cuerpo Acero St37

Coefficientes de fatiga

Coef. Superficie $C_{su}=0.94$

Coef. Tamaño $C_{ta}=0.84$

Coef. Temperatura $C_{te}=1.0$

Coef. Carga $C_{ca}=1.0$

Coef. Confiabilidad $C_{co}=1$

Coef. Concentración de esfuerzos $K_t=1.67$

Factor de sensibilidad a la entalla $\eta=0.843$

Factor efectivo de concentración de esfuerzos $\beta=1.56$

Esfuerzo de flexion alternante modificado

$$\sigma_{fa'} = \frac{\beta}{C_{su}C_{ta}C_{te}C_{ca}C_{co}} * \sigma_f = 2.59 \text{ Mpa}$$

Esfuerzo alternante equivalente modificado

$$\sigma_{feqa'} = 2.59 \text{ Mpa}$$

Resistencia del material

$$\sigma_B = 370 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{alt} = 190 \text{ MPa}$$

$$\sigma_F = 240 \text{ MPa}$$

Esfuerzo equivalente medio:

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{\sigma_f m^2 + 3 * (\tau t m)^2} = 0 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad a la fatiga

$$\frac{1}{FS} = \frac{\sigma_{meq}}{\sigma_B} + \frac{\sigma_{feqa'}}{\sigma_{alt}}$$

$$FS = 71$$

Debido al bajo valor de los esfuerzos no es necesario verificar el elemento a la fluencia.

Verificación en el punto y:

A partir de los diagramas obtenemos las cargas de diseño

Diámetro exterior del soporte $d1 = 128 \text{ mm}$

Diámetro interior del soporte $d2 = 85 \text{ mm}$

Módulo de sección $S_{xx} = 249751 \text{ mm}^3$

Momento flector superior $M_{fs} = 677.20 \text{ Nm}$

Momento flector inferior $M_{fi} = 44.50 \text{ Nm}$

Momento flector medio $M_{fp} = \frac{M_{fs} + M_{fi}}{2} = 360.85 \text{ Nm}$

Esfuerzo pulsante $\sigma_{fa} = \frac{M_{fp}}{S_{xx}} = 1.36 \text{ MPa}$

Esfuerzo medio $\sigma_{fm} = 1.44 \text{ MPa}$

Factor de seguridad a la fatiga

$$\frac{1}{FS} = \frac{\sigma_{meq}}{\sigma_B} + \frac{\sigma_{feqa'}}{\sigma_{alt}}$$

$$FS = 44$$

Debido al bajo valor de los esfuerzos no es necesario verificar el elemento a la fluencia.

VERIFICACIONES POR DEFORMACIÓN TRANSVERSAL

En la figura 3.44 se muestran las deformaciones calculadas para las distintas posiciones de la carga

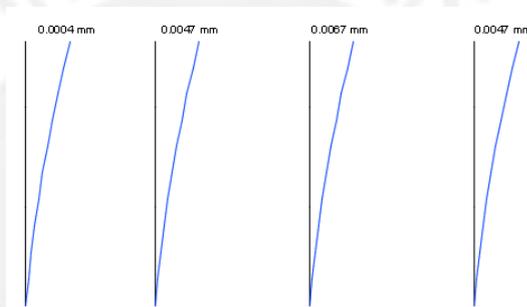


Figura 3. 41 Deformación en el soporte

Los resultados muestran que el soporte es adecuado para la sollicitación

Diseño de la tapa inferior:

La tapa inferior estará soportando la carga total del equipo, se hará la verificación por corte y por aplastamiento de la tapa. En la figura 3.35 se puede observar la tapa y como esta soporta el rodamiento, quien a su vez soporta al eje y toda la carga vertical

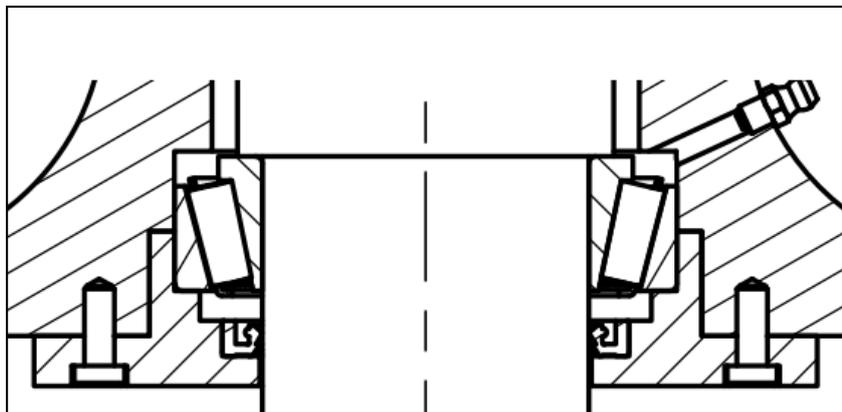


Figura 3. 42 Tapa inferior del soporte

Verificación al corte

Carga vertical total $Fv = 9.6 \text{ kN}$

Diámetro exterior del rodamiento $Dex = 100 \text{ mm}$

Altura de la tapa inferior $h = 19 \text{ mm}$

Área resistente al corte $Av = \pi * dex * ht = 5969 \text{ mm}^2$

Esfuerzo cortante $\tau = \frac{Fv}{Av} = 2 \text{ MPa}$

El esfuerzo cortante en la tapa no es significativo, se procede a la verificación por aplastamiento.

Verificación al aplastamiento

Diámetro exterior del rodamiento $Dex = 100 \text{ mm}$

Diámetro del área resistente $Din = 90 \text{ mm}$

Área resistente al aplastamiento $Ab = \frac{\pi}{4} * (Dex^2 - Din^2) = 1492 \text{ mm}^2$

Esfuerzo normal $\sigma = \frac{Fv}{Ab} = 6 \text{ MPa}$

Se observa que el elemento es adecuado para soportar las sollicitaciones de trabajo.

Diseño de la tapa superior

La tapa superior soporta la precarga de los rodamientos y fija axialmente al rodamiento superior, bajo estas condiciones la carga es pequeña y no requiere mayor cálculo.

Lubricación de los rodamientos:

Se han dispuesto 2 graseras para la lubricación de los rodamientos.

3.8. Cálculo de las uniones soldadas:

Se consideraron las uniones entre los canales del brazo transmisor, el tambor con el brazo, la base con el tambor y el tronco de cono metálico con la base.

Tambor con el brazo:

El cordón estará sometido a esfuerzos transversales debido a la carga de madejas y a esfuerzos longitudinales debido al torque transmitido. Se conoce el momento torsor (M_t) que puede descomponerse en una fuerza tangencial (F_t) en cada extremo del brazo dividiendo el momento entre el diámetro del tambor (L_B), esto se muestra en la figura 3.29.

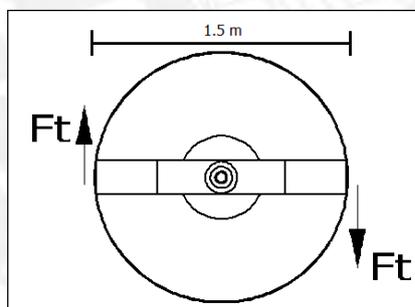


Figura 3. 43 Fuerza tangencial en la soldadura

Se conoce también la carga de gravedad que va ser soportada por el cordón (R), en la figura 3.30 se muestra el diagrama de cuerpo libre del cordón.

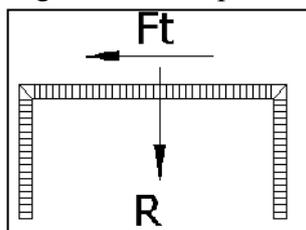


Figura 3. 44 Cargas en el cordón de soldadura

Se utiliza un cordón con espesor de garganta (a) igual a 3 mm y se calculan los esfuerzos:

La soldadura trabajará a carga constante, los esfuerzos de corte por torsión y de generados por la carga vertical solo se presenta durante la etapa de carga del equipo y son en el sentido de giro por esta razón se considera como carga estática.

CALCULO A FLUENCIA POR CARGA ESTÁTICA

Para el cálculo por carga estática se utilizaron las condiciones de máxima carga, esto es cuando el equipo está pasando por el torque máximo del motor eléctrico.

Torque a transmitir	$Mt = 1353 Nm$
Carga vertical en el equipo	$W = 9.76kN$
Carga vertical por unión	$Ws = \frac{W}{2} = 4.88 kN$
Longitud de brazo	$Lb = 1.5 m$
Fuerza de tangencial en las uniones	$Ft = \frac{Mt}{Lb} = 902 N$
Espesor de garganta	$a = 3 mm$
Longitud del cordón	$Lc = 400 mm$
Esfuerzo longitudinal	$ta = \frac{Ft}{a * Lc} = 0.752 MPa$
Esfuerzo transversal	$tn = \frac{Ws}{a * Lc} = 4.067 MPa$
Esfuerzo equivalente	

$$\sigma_{eq} = \sqrt{1.8 * (ta^2 + tn^2)} = 5.548 MPa$$

Factor de carga estática	$v = 0.8$
Factor de calidad de la unión	$v2 = 0.8$
Esfuerzo de tracción del cordón	$\sigma F = 50 ksi$
Factor de seguridad	$FS = 1.7$
Esfuerzo admisible	$\sigma_{adm} = v * v2 * \frac{\sigma F}{FS} = 18.824$

La unión es adecuada para la sollicitación.

Se verifica en los cálculos que la soldadura es adecuada para las sollicitaciones.

Se calcula el esfuerzo equivalente y se compara con el esfuerzo admisible de la unión. Se utilizará un electrodo E60 ($\sigma_F = 50 \text{ ksi}$).

Para la unión del brazo se observa que las sollicitaciones son las mismas que para la unión del brazo con el tambor, es por esta razón que se utilizara el mismo espesor de garganta. Los elementos rigidizadores no soportan mayor carga en la soldadura por lo que se utilizara soldadura de 3 mm y de manera similar para la unión entre la base y la superficie lateral del tambor.

3.9. Cálculo de la clavija

Para transmitir la torsión al tambor y al brazo desde el eje se utilizara un pin transversal, que también funcionará como soporte al tambor para transmitir la carga de gravedad al eje. La figura 3.38 muestra el pin en el extremo del eje.

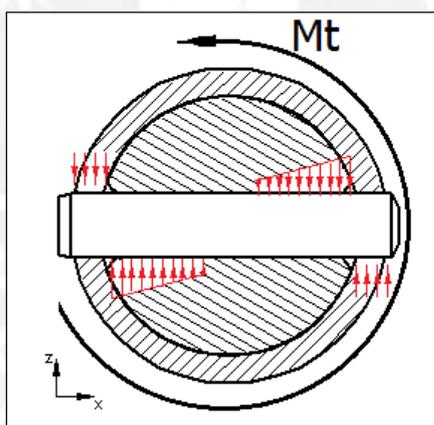


Figura 3. 45 Presiones en el pin debido al torque

En la figura 3.39 se muestra el DCL del pin en el plano de la carga vertical.

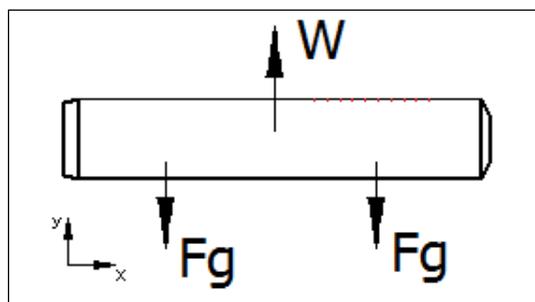


Figura 3. 46 DCL del pin en la dirección vertical

Se hace la verificación por corte para una clavija DIN 22238 de 16 mm de diámetro, el material a utilizar será acero St37

Diámetro del pin DIN 22238 $dp = 16mm$

Diámetro del eje $De = 65mm$

Relacion de diámetros recomendada (0.2 a 0.3)

$$\frac{dp}{De} = 0.25$$

Diámetro mínimo del cubo $Dc = 2.5 * De = 162.5 mm$

Diámetro escogido $Dc = 165 mm$

Torque a transmitir $Mt2 = 256 Nm$

Fuerza cortante $Fc = \frac{Mt}{De} = 4 kN$

Esfuerzo cortante $\tau c = \frac{4}{\pi} * \frac{Fc}{dp^2} = 19.59 MPa$

Pesion de contacto en el agujero $pc = \frac{4 * Mt}{(Dc^2 - De^2) * dp} = 2.78 MPa$

Presión admisible en el cubo $padm = 180MPa$

Presión en agujero del eje $pce = \frac{6 * Mt}{dp * De^2} = 22.72 MPa$

Carga de gravedad $W = 9.76 kN$

Carga de gravedad $Fg = \frac{W}{2} = 4.88 kN$

Corte por gravedad $\tau g = \frac{4 * Fg}{\pi * dp^2} = 24.27 kN$

Cortante máximo $\tau max = \sqrt{tg^2 + tc^2} = 25.07MPa$

Cortante admisible $\tau adm = 50MPa$

Las tensiones son menores a las admisibles del acero St37. La clavija es adecuada para la sollicitación. La presión en el cubo es menor a la presión admisible (St37).

3.10. Cálculo de las uniones atornilladas

El equipo presenta diversas uniones atornilladas con diversas funciones, en esta sección se listarán y calcularán todas estas uniones en el equipo. A continuación se listan las uniones a calcular:

- Tornillos de acople de la brida al tambor (Figura 3.40)
- Tornillos en la tapa superior de la caja de rodamientos (Figura 3.41)
- Tornillos en la tapa inferior de la caja de rodamientos (Figura 3.42)
- Tornillos de fijación de la caja al puente estructural (Figura 3.43)

TORNILLOS DE LA BRIDA DE ACOUPLE

Se procede a hacer el cálculo de los tornillos que transmiten la potencia al tambor.

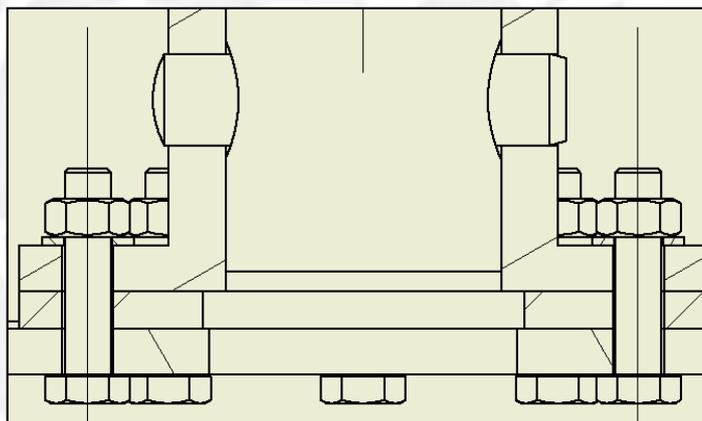


Figura 3. 47 Tornillos de acople

Los tornillos no trabajarán a corte, se calculará la fuerza de montaje necesaria para transmitir el torque y soportar la carga axial debido a la carga de madejas.

Primero se calculan las constantes de rigidez del tornillo y las placas, se utilizarán 8 pernos M10x40 para soportar la carga axial y transmitir la potencia.

$$\text{Carga vertical total} \quad W = 9.6 \text{ kN}$$

$$\text{Fuerza exterior en cada tornillo} \quad F_{ext} = \frac{W}{8} = 1.2 \text{ kN}$$

$$\text{Constante de rigidez del tornillo} \quad C_t = 3.67 * 10^8 \text{ N/m}$$

$$\text{Constante de rigidez de las placas} \quad C_p = 1.41 * 10^8 \text{ N/m}$$

Factor \emptyset
$$\emptyset = \frac{c_t}{c_t + c_p} = 0.207$$

Conocida la carga exterior a cada unión se calcula cuanto le corresponde a los tornillos y a las placas

Fuerza exterior en el tornillo
$$F_{ex.t} = \emptyset * F_{ext} = 248.25N$$

Fuerza exterior en las placas
$$F_{ext.p} = (1 - \emptyset) * F_{ext} = 967.61N$$

Es necesario tener una fuerza de montaje lo suficientemente alta para asegurar la capacidad de transmisión de torque de la unión y a la vez no dañar el tornillo. Para hacer esta verificación es necesario un proceso iterativo por el cual se asume una fuerza de montaje mínima y se verifican los tornillos a resistencia, así como también, su capacidad de transmisión de torque empezando de valores bajos de fuerza y aumentando su valor hasta conseguir el resultado esperado.

Una vez hecho este proceso iterativo se estima que con una fuerza de montaje mínima de 10 kN los tornillos trabajarán adecuadamente. Se presentan los cálculos a continuación.

Se calculan las fuerzas en el montaje

Fuerza de montaje mínima
$$F_{MIN} = 10kN$$

Factor de incertidumbre
$$\alpha A = 1.2$$

Fuerza de montaje máxima
$$F_{MAX} = F_{MIN} * \alpha A = 12kN$$

Asentamiento
$$\delta_{as} = 14 \mu m$$

Fuerza debido al asentamiento
$$F_{as} = \frac{c_p * c_t}{c_t + c_p} * \delta_{as} = 4.075kN$$

Debido a la incertidumbre en el montaje el valor de la fuerza real de montaje se encuentra entre los valores de las fuerzas de montaje máxima y mínima calculadas. El caso crítico para el tornillo se da cuando la fuerza de montaje es máxima y para las placas cuando la fuerza de montaje es mínima.

Se calculan las fuerzas para las condiciones descritas:

Fuerza máxima en el tornillo
$$F_{max.t} = F_{MAX} + F_{ex.t} = 12.24 kN$$

Fuerza máxima en las placas
$$F_{res} = F_{MIN} - F_{as} - F_{ex.p} = 4.97kN$$

Se calcula el momento torsor en el montaje:

Coefficiente de fricción	$\mu = 0.15$
Diámetro primitivo	$d2 = 9.026mm$
Diámetro de raíz	$d3 = 8.16mm$
Diámetro resistente	$ds = \frac{d2+d3}{2} = 8.593mm$
Angulo entre flacos de rosca	$\alpha = 60^\circ$
Coefficiente efectivo de fricción	$\rho1 = \text{atan}\left(\frac{\mu}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)}\right) = 0.172$
Ángulo de la hélice	$\emptyset = 3.03$
Diámetro del agujero	$dag = 11mm$
Diámetro de la cabeza	$d1 = 16mm$
Torsor en el ajuste	$Mtm = FMAX * \tan(\emptyset + \rho1) * \frac{d2}{2} = 3.248$
Diámetro medio de fricción	$Dfm = \frac{d1+dag}{2} = 13.5mm$
Momento de fricción	$Mp = \mu * FMAX * \frac{Dfm}{2} = 12.15Nm$
Momento de ajuste	$Ma = Mtm + Mp = 15.398Nm$

Ya se tienen las cargas en los tornillos y las placas, se procede a hacer la verificación de los elementos en condiciones de montaje y servicio.

Como los tornillos no tienen reducción de diámetro “ds” se utiliza como diámetro resistente.

Verificación en el montaje:

Área resistente $A_o = \frac{\pi \cdot d_s^2}{4} = 57.994 \text{mm}^2$

Esfuerzo de tracción $\sigma_M = \frac{F_{MAX}}{A_o} = 206.92 \text{MPa}$

Módulo de torsión $W_o = \frac{\pi \cdot d_s^3}{16} = 124.585 \text{mm}^3$

Esfuerzo de corte $\tau_M = \frac{M_a}{W_o} = 123.598 \text{MPa}$

Esfuerzo equivalente $\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_M^2 + \tau_M^2} = 297.773 \text{MPa}$

Se emplearan tornillos grado 5.8 con un esfuerzo de fluencia de 400 MPa.

Factor de seguridad $v = 0.9$

Esfuerzo admisible $\sigma_{ADM} = 400 * v = 360 \text{MPa}$

Se observa que durante el montaje los tornillos están dentro de los límites de resistencia para el servicio requerido

Verificación durante el trabajo con carga:

Esfuerzo de tracción $\sigma_M = (F_{max} \cdot t) / A_o = 211.2 \text{MPa}$

Factor de torque residual $k = 0.5$

Esfuerzo de corte $T_m = \frac{k \cdot M_a}{W_o} = 64.799 \text{MPa}$

Esfuerzo equivalente $\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_M^2 + \tau_M^2} = 236.776 \text{MPa}$

Esfuerzo admisible $\sigma_{ADM} = 360 \text{MPa}$

Se observa los tornillos están dentro de los límites de resistencia para el servicio requerido.

Una vez calculados los pernos es necesario verificar que tengan una adecuada capacidad de transmisión de torque sin que resbalen las placas. Para que esto ocurra la fuerza de fricción generada por la fuerza residual entre placas deberá ser mayor que la fuerza de corte generada por el momento torsor en la brida.

Capacidad máxima de transmisión de torque:

Fuerza residual entre placas $F_{res} = 4.973kN$

Coefficiente de fricción $\mu = 0.15$

Fuerza de fricción máxima $F_f = F_{res} * \mu = 0.746kN$

Torque a transmitir $Mt_2 = 256Nm$

Distancia del centro del eje al centro del tornillo

$$b_1 = 102.5mm$$

Numero de tornillo $N = 8$

Fuerza cortante por tornillo $F_c = \frac{Mt}{(N*b_1)} = 0.31kN$

Se observa que el cada tornillo puede transmitir 0.746 kN y en cada tornillo se quiere transmitir 0.31. Esto significa que los tornillos son adecuados para la sollicitación.

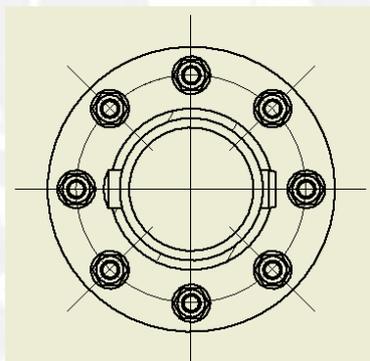


Figura 3. 48 Configuración de los tornillos

TORNILLOS DE FIJACIÓN DE LA CAJA, TAPAS SUPERIOR E INFERIOR:

Los tornillos en estas uniones tienen la función de fijación de los elementos, no están sometidos a cargas considerables, por lo tanto, no se realizará el cálculo. Las dimensiones se especifican en los planos.

3.11. Cálculo de las chavetas en el eje :

Para ambos extremos del eje se utiliza la misma chaveta, se realiza el cálculo de la misma:

Torque a transmitir $Mt2 = 256Nm$

Diámetro del eje $De = 65mm$

Presión admisible $Padm = 90MPa$

Ancho de chaveta $b = 18mm$

Altura de chaveta $h = 11mm$

$$t1 = 6.8mm$$

$$t = h - t1 = 4.2mm$$

Long. Efectiva mínima $Lef.min = \frac{2 * Mt}{de * t * Padm} = 20.84mm$

Long. Mínima chaveta $Lmin = Lef.min + b = 38.83mm$

Long. Estándar a usar $L = 50mm$

Se utiliza chavetas de 18x11 con una longitud de 50 ms.

CAPITULO 4

DISEÑO DE LOS ELEMENTOS ESTRUCTURALES

Una vez diseñados todos los elementos del sistema motriz, se procede a diseñar la estructura sobre la cual se soportara el equipo. La estructura tiene como función transmitir las cargas desde el tambor hasta el suelo.

4.1 Descripción de la estructura soporte:

La estructura es formada por los siguientes elementos:

- 1) Puente estructural: Soporta toda la caja de rodamientos, quien transfiere la carga vertical del tambor a la estructura.
- 2) Estructura exterior: Soporta al puente estructural y toda la carga vertical
- 3) Perfiles base: Son la base del equipo, apoyan directamente al suelo.

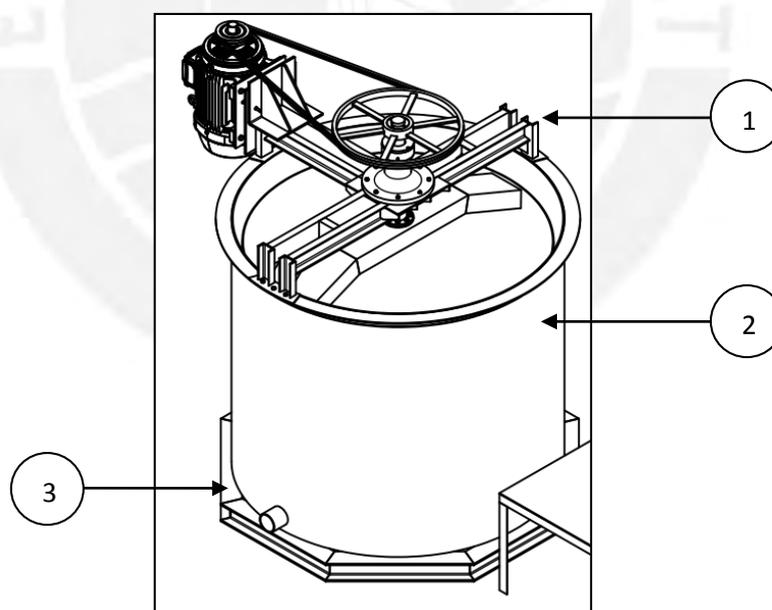


Figura 4. 1 Elementos de la estructura

Se hará la verificación del puente estructural, la estructura exterior y los perfiles base en las siguientes secciones del capítulo.

4.2 Diseño del puente estructural:

El puente estructura tendrá la función de soportar la carga vertical del equipo y debe tener la suficiente rigidez para un correcto funcionamiento del equipo.

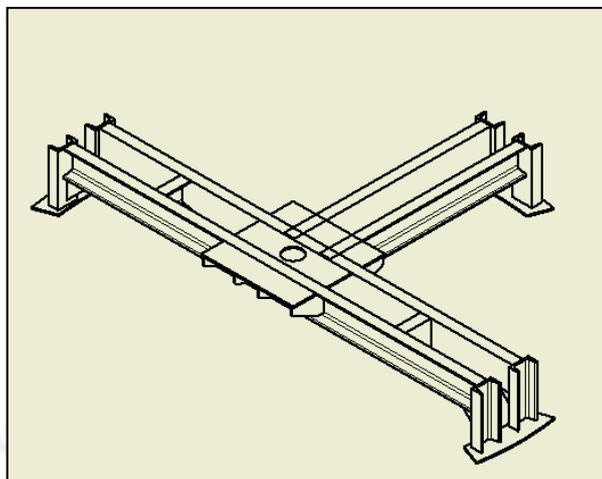


Figura 4. 2 Diagrama del puente estructural

ANÁLISIS DE LAS CARGAS EN EL PUENTE E IDEALIZACIÓN MATEMÁTICA:

Modelo matemático

En la figura 4.1 se observa que en la parte central del puente se transfieren todas las reacciones debido al trabajo con carga y en la parte extrema se transfieren las cargas del peso del motor.

El motor tiene un peso de 160 kg, comparado con las reacciones generadas por la carga de trabajo no se consideran significativas. Por esta razón, para el análisis del puente se consideran que está apoyado en 2 puntos y no en 3 como se muestra en la figura 4.2.

El modelo matemático para el análisis se muestra en la figura 4.3

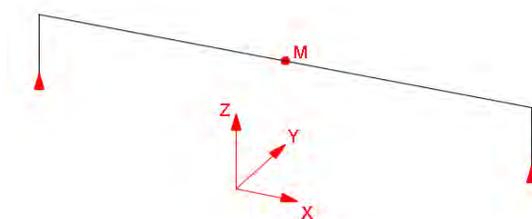


Figura 4. 3 Idealización del puente

Cargas de trabajo:

De manera similar a como se analizó en el cálculo de los rodamientos se puede observar que las reacciones varían en el tiempo ya que la carga desbalanceada gira con el eje.

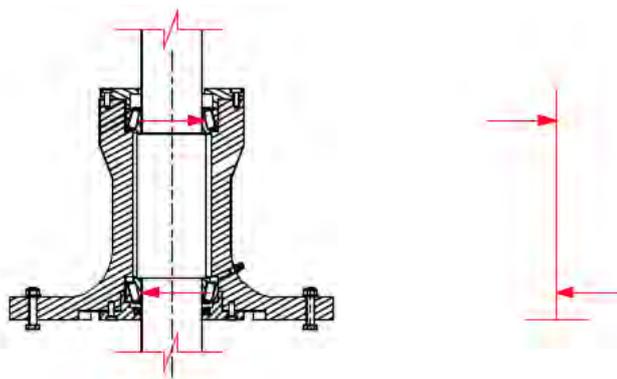


Figura 4. 4 Reacciones en los rodamientos

En la figura 4.4 se observan las reacciones en los rodamientos debido al trabajo del equipo, estas reacciones son trasladadas al puente estructural induciendo momentos y fuerzas cortantes. La unión entre el puente y el soporte de los rodamientos se puede considerar rígida.

En la tabla siguiente se muestran las reacciones en la base del soporte de rodamientos a diferentes grados de giro del eje con respecto a la fuerza de las poleas. Para hacer este cálculo se idealizó el soporte como un elemento vertical empotrado en la base. Ver figura 4.4

Reacción	0°	90°	180°	270°
F _x	0	-300	0	300
F _y	1181.19	-882.00	582	882
F _z	-9760	-9760	-9760	-9760
M _x	0	334.16	-677.20	334.16
M _y	9.06	343.03	0	-343.03

Estas reacciones se ubican en el punto "M" del puente, ver figura 4.3.

Diagramas de fuerzas internas en el puente

Para cuando el eje se encuentra a 0° con respecto a la fuerza la polea se muestran los diagramas de fuerzas internas:

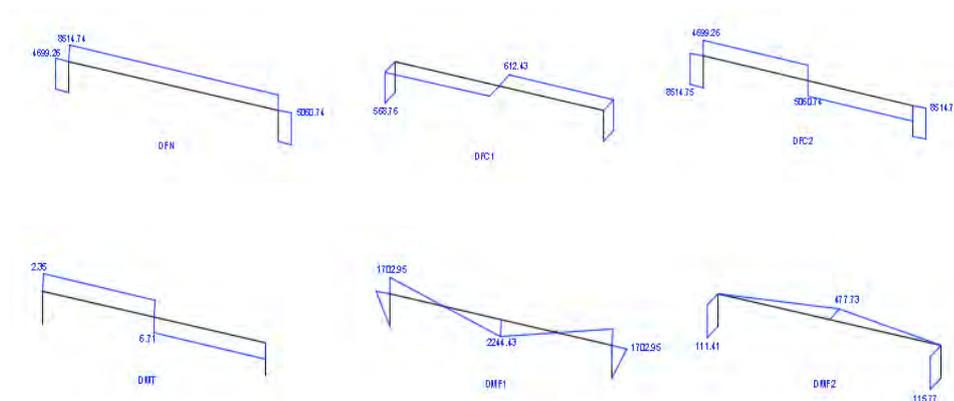


Figura 4. 5 Diagrama de fuerzas internas en el puente

De la figura 4.5 podemos concluir que el punto más cargado es el punto M, este punto analizaremos para la condición de diseño.

En la siguiente tabla podemos observar los diferentes valores de las fuerzas y momentos a distintos ángulos de giro del eje.

Descripción	0°	90°	180°	270°
$F_n(N)$	-8514.74	-8337.15	-8514.74	-8692.33
$F_{c1}(N)$	612.43	457.30	301.76	457.30
$F_{c2}(N)$	5060.74	5235.43	5060.74	4886.03
$M_t(Nm)$	6.71	165.45	337.53	165.45
$M_{f1}(Nm)$	2244.43	2416.21	2244.43	2415.67
$M_{f2}(Nm)$	477.73	356.72	235.39	356.72

Ahora analizaremos las propiedades geométricas de la sección ya que dependerá de estas propiedades que cargas entrarán en el diseño y cuales pueden considerarse no significativas.

VIGA CENTRAL DEL PUENTE:

Área de la sección $A = 2038.7 \text{ mm}^2$

Inercia de la sección en la dirección de la carga vertical
 $I_{xx} = 3204981.977 \text{ mm}^4$

Distancia del centro geométrico al extremo de la sección
 $c = 50.8 \text{ mm}$

Módulo de sección $S_{xx} = 63090 \text{ mm}^3$

De los diagramas observamos que la carga de corte más elevada tiene un valor de 4886.03 N y el área resistente es 2038.7 mm², el esfuerzo promedio es de 2.4 MPa, mientras que los esfuerzos por flexión están en el orden de 38.3 MPa y la flexión generada por las poleas y el desbalance de carga no es significativa comparada con la flexión generada por la carga vertical.

Concluimos entonces que solo se considera la carga de flexión en el diseño del elemento vertical y la carga axial debido a los efectos de pandeo.

Adicionalmente a ello, observamos que las variaciones en los momentos y cargas axiales son menores y pueden considerarse estáticas para el cálculo del puente.

VERIFICACIÓN DEL ELEMENTO CENTRAL

En la figura 4.2 se observa el armado de canales emparejados utilizados para soportar la carga. Se calcula los elementos del puente:

Cálculo de la viga principal: Para el cálculo de este elemento que trabaja a flexión y compresión combinadas aplicamos el método descrito por el AISC 360-10 en la sección H

Momento Flector $M_f = 2244.43 \text{ Nm}$

Carga axial $F_n = 8692.33 \text{ N}$

Calculamos las propiedades de la sección en compresión:

Constante de pandeo $K = 1$

Longitud de Pandeo $L = 1620\text{mm}$

Radio de giro $r = \sqrt{\frac{I_{xx}}{A}} = 1572.07\text{ mm}$

Esbeltez del elemento $K * \frac{L}{r} = 1.03$

Módulo de Elasticidad $E = 200\text{ GPa}$

Resistencia a la fluencia (A36) $F_y = 250\text{ MPa}$

Esbeltez límite $4.71 * \sqrt{\frac{E}{F_y}} = 133.68$

Cuando la esbeltez de la sección es menor que la esbeltez límite, se calcula el esfuerzo crítico y el esfuerzo crítico de Euler:

Esfuerzo de Euler $F_e = \frac{(\pi^2 * E)}{(K * \frac{L}{r})^2} = 1860.6\text{ GPa}$

Esfuerzo crítico $F_{cr} = [0.658^{F_y/F_e}] * F_y = 250\text{ MPa}$

Área resistente $A = 2038.7\text{ mm}^2$

Carga crítica de pandeo $P_n = F_{cr} * A = 509\text{ kN}$

Carga admisible $P_{adm} = \frac{P_n}{1.67} = 305\text{ kN}$

El elemento soporta 305 kN de compresión pura

Calculamos las propiedades de la sección a tracción

Módulo de Sección $S_{xx} = 63090\text{ mm}^3$

Momento máximo $M_{max} = F_y * S_{xx} = 15772.5\text{ Nm}$

Momento admisible $M_{adm} = \frac{M_{max}}{1.67} = 7886.25.$

La sección es capaz de resistir 7886.25 Nm de flexión pura.

Conocidas las capacidades individuales de la sección se aplican las fórmulas matemáticas propuestas por la sección H del AISC 360-10

$$\text{Carga requerida} \quad F_n = 8692.33 \text{ N}$$

$$\text{Carga admisible} \quad P_{adm} = \frac{P_n}{1.67} = 305 \text{ kN}$$

$$\text{Relación entre carga requerida y admisible} \quad \frac{P_c}{P_{adm}} = 0.03$$

Como la relación entre cargas es menor a 0.2, se aplica:

$$\left(\frac{Pr}{2 * Pc} \right) + \frac{Mf2}{M_{adm}} \leq 1$$

$$\text{Momento requerido} \quad Mf2 = 2244.43 \text{ Nm}$$

$$\text{Momento admisible} \quad M_{adm} = \frac{M_{max}}{1.67} = 7886.25$$

Aplicando la ecuación

$$\left(\frac{8692.33}{2 * 305000} \right) + \frac{2244.43}{7886.25} = 0.2$$

Verificamos que el valor de la expresión es menor que 1 y la estructura resistirá de manera adecuada la sollicitación

$$\text{Se calcula la deformación transversal:} \quad \delta = 0.5 \text{ mm}$$

CÁLCULO DE LAS COLUMNAS:

Debido a la longitud de las columnas (20 cm) se considera que el efecto del pandeo no es significativo por la baja esbeltez comparado con la flexión que transmite la viga principal, por lo cual, se calcula el elemento a flexión.

De la figura 4.5 se observa el valor del momento 1702.95 Nm y bajo el mismo criterio de variación mínima se calcula carga estática.

$$\text{Inercia resistente} \quad I_{xx} = 259728.4 \text{ mm}^4$$

Distancia del centro al externo	$c = 19.05mm$
Módulo elástico de sección	$S_{xx} = 13634.04 mm^3$
Momento máximo	$M_{max} = Fy * S_{xx} = 3408.51Nm$
Momento admisible	$M_{adm} = \frac{M_{max}}{1.67} = 2041.02Nm.$
Momento requerido	$Mr = 1702.95 Nm$

Como se observa en los cálculos los elementos estructurales del puente son adecuados para la sollicitación requerida.

4.3 Diseño de la estructura exterior:

El puente estructural está colocado en un ángulo rolado, la reacción sobre el ángulo es de 6 kN y al dividirlo entre el área de contacto (sección del puente) el esfuerzo de aplastamiento es bastante pequeño (2 MPa). El elemento rolado no se calcula a estabilidad debido a que su relación diámetro altura es 1.2 y se estima que el efecto de pandeo no es significativo. Se utilizara plancha de 6 mm la estructura y un ángulo de $2 \frac{1}{2} \times 2 \frac{1}{2} \times \frac{1}{2}$ para soportar el puente.

4.4 Escalera auxiliar

Se ha dispuesto una escalera para comodidad del operario. La escalera tiene 60 cm En la figura x se puede observar una vista isométrica de la escalera

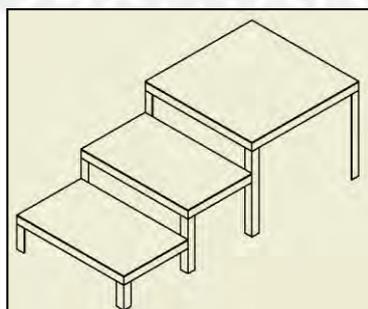


Figura 4. 6 Isométrico de la escalera

La escalera tiene las dimensiones necesarias para que el operario pueda llegar a las madejas, más alejadas. En la figura 4.7 se observa una vista lateral de la escalera.

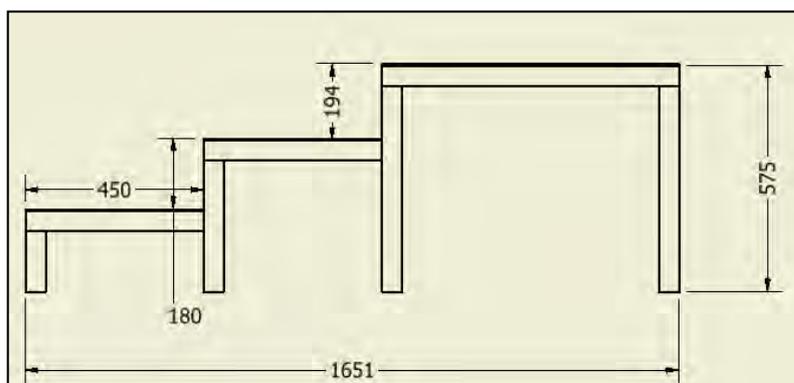


Figura 4.7 Vista lateral de la escalera

4.5 Perfiles base:

La estructura base se encarga de transmitir las cargas al suelo. La única verificación necesaria es el pandeo local del alma comprimida de los mismos.

En la figura 4.8 se muestran la estructura base formada:

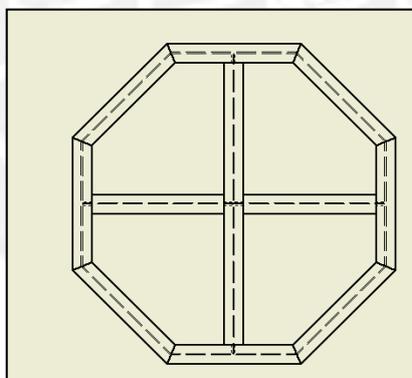


Figura 4.8 Perfiles base

Se realiza el cálculo de la estructura soporte, se hace la verificación a pandeo local

Peralte de la viga $h = 101.6 \text{ mm}$

Módulo de elasticidad $E = 200 \text{ GPa}$

Resistencia a la fluencia $F_{yw} = 250 \text{ MPa}$

Espesor del alma $tw = 7.11 \text{ mm}$

$$\text{Máxima Carga} \quad Rn = \frac{24*tw^3*\sqrt{E*Fyw}}{h} = 67.232 \text{ tonf}$$

$$\text{Carga admisible} \quad Radm = \frac{Rn}{1.67} = 40.259 \text{ tonf}$$

Se observa que la carga necesaria para que las almas pierdan la estabilidad es de 40 toneladas fuerza, el quipo completamente cargado pesa 1400 kg, por lo tanto la estructura base es adecuada.

4.6 Calculo de las uniones atornilladas en la estructura:

El puente estructural está unido a la estructura exterior por medio de 3 pernos estructurales en cada elemento vertical. Se utilizarán pernos estructurales A307 de ½ pulgada y calcularán para que trabajen como pernos estructurales a corte. En la figura 4.9 se muestra la unión del puente a la estructura exterior:

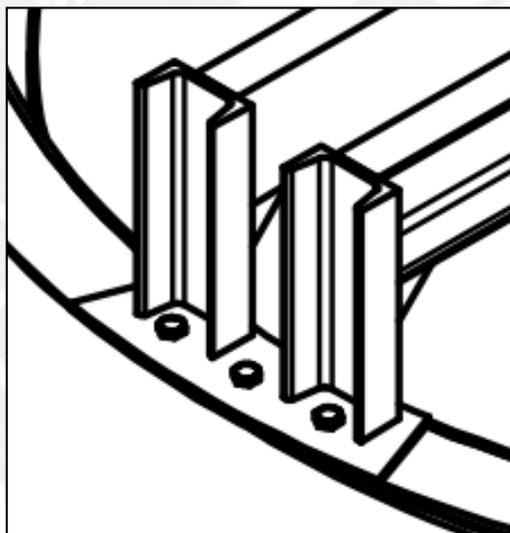


Figura 4. 9 Unión atornillada

Se hace la verificación de los tornillos:

$$\text{Carga a transmitir} \quad Pt = 8.87 \text{ kN}$$

$$\text{Diámetro del tornillo} \quad dt = 12.5 \text{ mm}$$

$$\text{Resistencia al corte} \quad Fnt = 372 \text{ MPa}$$

$$\text{Área del perno} \quad At = \frac{(\pi*dt^2)}{4} = 113.097 \text{ mm}^2$$

Resistencia admisible $Rnt = \frac{3 \cdot Fnt \cdot At}{1.67} = 75.579$

Se observa que los 3 tornillos pueden transmitir hasta 52 kN de carga, mucho mayor a la carga de servicio.

Se han verificado los tornillos al corte, sin embargo, es necesario verificar que los agujeros en los elementos estructurales no se deformen por el aplastamiento que le transmiten los tornillos.

Se hace la verificación de la plancha de conexión al aplastamiento:

Carga a transmitir $Pt = 8.87 \text{ kN}$

Diámetro del agujero $da = 15 \text{ mm}$

Espesor de plancha $ep = 5 \text{ mm}$

Área en aplastamiento $Ap = da \cdot ep = 60 \text{ mm}^2$

Esfuerzo de aplastamiento $\sigma a = \frac{Pt}{3 \cdot Ap} = 49.278 \text{ MPa}$

El esfuerzo de aplastamiento está muy por debajo del esfuerzo de fluencia (250 MPa para el A36) por lo cual se considera que la plancha es adecuada para las solicitaciones.

Adicionalmente se debería calcular el ángulo rolado que sirve de elemento rigidizador a la estructura exterior, dándole un soporte para el puente y disminuyendo las deformaciones en el cilindro exterior. Sin embargo, debido a que el espesor es de ½ in ya no se realiza el cálculo al aplastamiento por ser un espesor mayor a 5 mm que se verificó es suficiente para la sollicitación.

4.7 Cálculo de las uniones soldadas en la estructura

El elemento horizontal del puente estructural está soldado a los elementos verticales, es necesario calcular una adecuada soldadura para el correcto funcionamiento del equipo, En la figura 4.10 se observa la unión a calcular y el DCL de la unión.

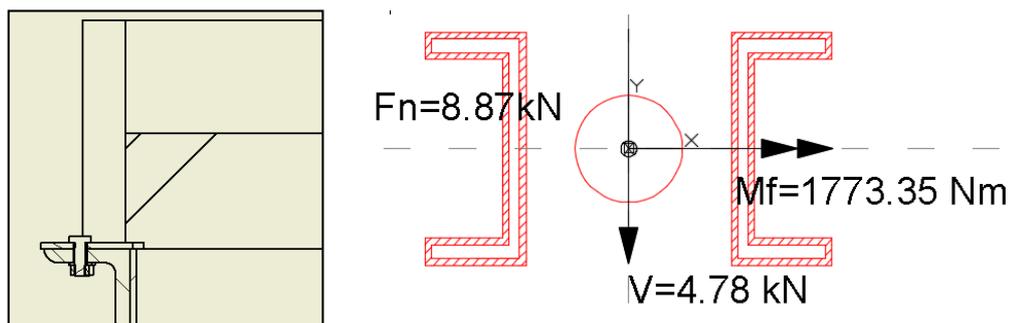


Figura 4. 10 Unión soldada y DCL de la soldadura

Se hace la verificación del cordón de soldadura.

Corte a transmitir	$V_u = 4.87 \text{ kN}$
Fuerza normal	$F_n = 8.87 \text{ kN}$
Momento flector	$M_f = 1773.35 \text{ Nm}$
Cateto	$a = 3 \text{ mm}$
Área en cortante transversal	$A_h = 507.54 \text{ mm}^2$
Área en cortante longitudinal	$A_v = 587.46 \text{ mm}^2$
Módulo de sección	$S_{xx} = 16.49 \text{ cm}^3$
Esfuerzo cortante transversal	$t_n = \frac{V_u}{A_h} = 9.595 \text{ MPa}$
Esfuerzo cortante longitudinal	$t_a = \frac{V_u}{A_v} = 8.29 \text{ MPa}$
Esfuerzo normal	$n = \frac{F_n}{A} + \frac{M_f}{S_{xx}} = 115.641$
Esfuerzo normal en el plano de la garganta	
	$\sigma_n = \frac{(n+t_n)}{\sqrt{2}} = 88.56 \text{ MPa}$
Esfuerzo cortante transversal en la garganta	$\tau_a = t_a = 8.29 \text{ MPa}$
Esfuerzo cortante longitudinal en la garganta	

$$\tau_n = \frac{(n - t_n)}{\sqrt{2}} = 74.99 \text{ MPa}$$

Esfuerzo equivalente

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3 * (\tau_n + \tau_a)^2} = 169.25 \text{ MPa}$$

Factor del material $\beta_w = 0.8$

Factor de seguridad $FS = 1.6$

Resistencia a la tracción del material de aporte $\sigma_B = 60 \text{ ksi}$

Esfuerzo admisible $\sigma_{adm} = \sigma_B * \frac{\beta_w}{FS} = 206.843 \text{ MPa}$

Se observa que el esfuerzo en la soldadura es menor que el esfuerzo admisible, por lo tanto se concluye que la soldadura es adecuada para la sollicitación.

4.8 Sistema de templado del motor:

Debido a la transmisión escogida, el equipo deberá contar con un sistema de templado para las fajas. Se ha dispuesto un sistema de placa pivót en el equipo. La figura 4.11 muestra un isométrico del sistema de templado.

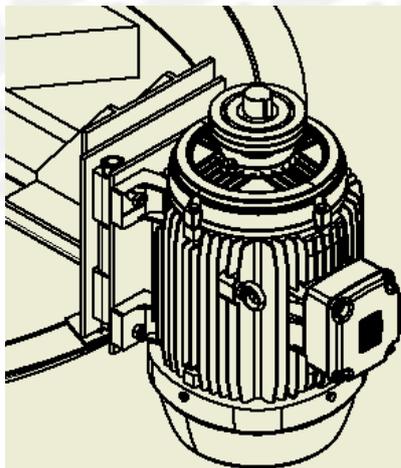


Figura 4. 11 Isométrico del sistema de templado

La placa pivót está apoyada en el puente estructural y se ha dispuesto un soporte rígido para el motor eléctrico. Se ha colocado una placa fija al puente y una placa

móvil que rota con ayuda de una bisagra en un extremo. En el otro extremo se ha perforado un agujero oblongo en la plancha y se ha colocado un esparrago con tuerca y contratuerca. .

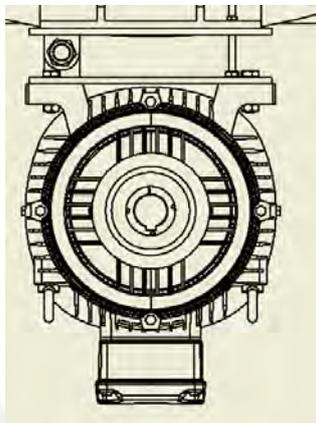


Figura 4. 12 Vista superior del sistema de templado

CAPITULO 5

ESTIMACIÓN DE COSTOS DEL EQUIPO

En el presente capítulo se presenta una estimación de costos del equipo diseñado en el mercado local. En el estimado se está considerando los costos de diseño, fabricación y ensamblado del mismo.

5.1 Costo de diseño del equipo:

La estimación del costo de diseño del equipo incluye los siguientes entregables con un plazo de entrega de 7 meses:

1. Planos del equipo (Ensamble y despieces)
2. Memoria del equipo

Bajo estas condiciones se considera 6000 dólares.

5.2 Costo de fabricación y costo de los componentes del equipo:

5.2.1 Costo de la estructura metálica

En el mercado local existen muchas empresas dedicadas al rubro de la metalmecánica. Actualmente, en el mercado nacional y según estipula la AISC, se cotiza la estructura metálica por su peso.

Para el equipo se cotizaron los siguientes elementos:

- La estructura soporte del equipo
- El puente estructural
- La escalera auxiliar del equipo
- Tambor rotatorio

Se solicitó la cotización a una empresa del mercado:

Estructura soporte del equipo	691.4 kg	\$ 3425.6
Puente estructural	63.04 kg	\$ 344.5
Escalera auxiliar del equipo	75 kg	\$ 375
Tambor rotatorio	315 kg	\$ 1500

5.2.2 Costo de los elementos mecánicos:

Para la cotización de los elementos metálicos se consideraron los siguientes elementos.

- Árbol de transmisión \$130
- Tapa Superior \$15
- Tapa Inferior \$15
- Brida de acople \$20
- Caja de apoyo de árbol \$ 300

Debido a que el equipo debe ensamblarse se considera apropiado que la fabricación de todos estos componentes se haga en un mismo taller.

Se cotizaron como sigue:

Árbol de transmisión	\$130
Tapa superior	\$15
Tapa inferior	\$15
Brida de acople	\$20
Caja de apoyo de árbol	\$300

5.2.3 Costo de los componentes principales del equipo

Se consideraron como principales los siguientes componentes del equipo en empresas reconocidas en el mercado nacional por la venta de estos componentes.

- Motor eléctrico
- Rodamientos
- Juego de poleas y fajas trapezoidales

Motor eléctrico	\$1532.2
Rodamientos	\$124.63
Juago de poleas y fajas trapezoidales	\$180

5.3 Costo de ensamblado del equipo

Para el montaje del equipo se consideró el armado del mismo en el taller donde se hizo la fabricación y puesta en el camión de transporte. Se escoge esta alternativa debido a que se trata de un equipo liviano y de fácil transporte.

Por este servicio se cotizó \$1400

5.4 Costo total del equipo

Para preparar el costo total del equipo se presenta la tabla 5.1

ID	NUMERACION EN PLANO	DESCRIPCION DEL ELEMENTO	CANT:	PRECIO COTIZADO (\$)
01	1	Estructura soporte	1	3425.6
02	2	Puente estructural	1	344.5
03	23	Escalera auxiliar	1	375
04	3	Tambor rotatorio	1	1500
05	5	Árbol de transmisión	1	130
06	6.6	Tapa superior	1	15
07	6.7	Tapa inferior	1	15
08	4	Brida de acople	1	20
09	6.5	Caja de apoyo de árbol	1	300
10	11	Motor eléctrico	1	1532.2
11	6.3	Rodamientos	2	124.63
12	7	Polea SPA 630 2 canales	1	80
13	12	Polea SPA 160 2 canales	1	60
14	13	Faja trapezoidal	2	20
15	-	Ensamblaje del equipo	-	1400
16	-	Diseño del equipo	-	6000
COSTO TOTAL CONSIDERADO				15341.93

Tabla 5.1

5.5 Comentarios y cotización de equipos similares

Adicionalmente al costo del equipo se hicieron cotizaciones a 3 equipos de similar capacidad pero diferente aplicación, se mencionan a continuación:

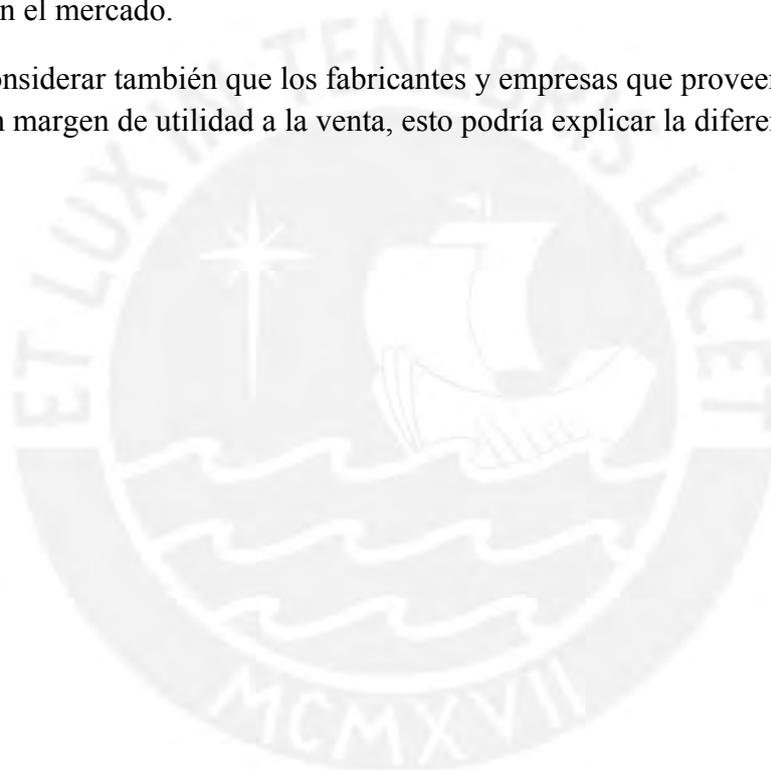
Separadora de ropa industrial: 20 000 solares

Separadora centrífuga de azúcar: 25 000 dólares

Deshidratadora centrífuga: 35000 dólares

En comparación al equipo diseñado se observa que el precio está por debajo de lo encontrado en el mercado, lo que indica que el equipo estaría en condiciones de competir en el mercado.

Se debe considerar también que los fabricantes y empresas que proveen estos equipos agregan un margen de utilidad a la venta, esto podría explicar la diferencia de precios.



CONCLUSIONES

1. El equipo de centrifugado ayudará a optimizar el proceso de fabricación de las madejas en el aspecto económico debido a que permitirá la reutilización de la solución. Se calculó que cargara 223 madejas de 2 kg y por cada madeja se espera recuperar 16 gramos de solución, se estima una recuperación de 4 litros de solución por cada lote de madejas centrifugado, se concluye que la cantidad de solución recuperable si es significativa y representa una mejora económica en el proceso productivo.
2. El equipo mejora la productividad del proceso ya que se reduce el tiempo de secado gracias a la ayuda del movimiento rotatorio y la aplicación de la aceleración centrífuga.
3. Utilizar equipos rotativos para funciones de pre secado es una buena alternativa debido a que presentan menor tamaño si es que se quisiera un equipo tipo túnel o con desplazamientos lineales. El equipo nunca podrá estar perfectamente balanceado es por eso que el eje, la caja de rodamientos, el puente estructural y la estructura soporte se han diseñado para absorber estos desbalances, sin embargo, solo se han diseñado para absorber como máximo un 5% del desbalance de la masa de madejas porque un desbalance mayor significaría un mal manejo del equipo. Esto debido a que un desbalance mayor al 5% se traduce en más de 20 madejas mal posicionadas, cantidad que es visualmente detectable por el operador.
4. El elemento principal del equipo es el sistema de apoyo del eje con los rodamientos y el puente, el diseño del eje está definido finalmente por la deformación torsional debido a las bajas velocidades pero si alto torque de trabajo. Así también es importante que el sistema de apoyo (soporte, puente y estructura) sean lo suficientemente rígidos como para absorber los pequeños desbalances que puedan presentarse.
5. El diseño vertical con tambor suspendido fue el más adecuado comparado con un diseño de eje horizontal y con el diseño de cojinete en la base. El primero debido a que la elevada carga provocaría un eje más robusto y por lo tanto más costoso. En

el segundo debido a que el cojinete o rodamiento necesario sería muy grande comparado a los elegidos en el equipo.

6. Se ha logrado diseñar un equipo funcional, que no ocupa mucho espacio y que posee una configuración que permite un mantenimiento rápido que mejora considerablemente el proceso de pre secado de las madejas y permite un mejor manejo de la solución excedente.

RECOMENDACIONES

1. Para tener un correcto funcionamiento del equipo, la carga deberá colocarse con la mayor uniformidad posible para evitar desbalances exagerados y daños en los rodamientos. Las madejas deberán colocarse preferentemente en posición horizontal con la finalidad de ocupar el mayor volumen de la canastilla.
2. Se recomienda utilizar la aceleración propia de los cuerpos y no utilizar elementos como prensa para presionar las madejas, esto aumentaría el riesgo de daño durante el proceso de secado.
3. Los equipos rotativos son menos espaciosos y complejos que los equipos lineales tipo prensa, por esta razón se prefirió utilizar un sistema rotativo para remover el excedente.
4. El equipo deberá montarse sobre una superficie uniforme y en posición universal, basta con utilizar un nivel del tipo burbuja.

BIBLIOGRAFIA

1. BEER, JOHNSTON, DE WOLF, *Mecánica de materiales*, 4ta ed. México: McGraw Hill, 2007
2. BUDYNAS-NISBETT, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 8va ed. México: McGraw Hill, 2006
3. VARGAS MACHUCA, FEDERICO, *Máquinas Eléctricas Rotativas*, Peru: Megaprint Ediciones, 1990
4. ANSI/AISC 360-10, *Specification for Structural Steel Buildings*
5. DIN, *Normas Fundamentales para la Técnica Mecánica*, 8va ed. Bilbao: Editorial Balzola 1970
6. G. KÖHLER, *Estudio de las formas constructivas para la fabricación de máquinas y aparatos*, Barcelona : Labor, 1966
7. R.C HIBBELER, *Structural Analysis (8th Edition)*, Lima: 2010
8. OPTIBELT, *Catalogo general de productos*
9. SKF, *Catalogo General de rodamientos*