



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

FACULTAD DE INGENIERÍA

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA

TRABAJO DE INVESTIGACION:

“Diseño de Máquina Embobinadora para Recuperar Faja Transportadora
en el Departamento de La Libertad”

TRABAJO DE INVESTIGACIÓN PARA OBTENER EL GRADO DE BACHILLER
EN INGENIERIA MECANICA ELECTRICA

AUTORES:

- Cerna Gómez, Einer
- Cesías Jara, Marco
- Tuesta Vela, Brayan

PROFESOR:

Jorge Aranda G.

ASESOR:

Edwin Valderrama Campos

LINEA DE INVESTIGACION:

MODELAMIENTO Y SIMULACIÓN DE SISTEMAS ELECTROMECAÑICOS

TRUJILLO - PERU

2019

DECLARACIÓN DE AUTENTICIDAD

Nosotros, Tuesta Vela, Brayan; con DNI 71539592, Cerna Gómez, Einer; con DNI 72894424, y Cesías Jara, Marco; con DNI 70859483, a efectos de cumplir con las disposiciones vigentes consideradas en el Reglamento de Grados y Títulos de la Universidad Cesar Vallejo, Facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica, declaramos bajo juramento que toda la documentación que acompañamos es veraz y auténtica.

Así mismo declaramos también bajo juramento que todos los datos e información que se presenta en la presente tesis son auténticos y veraces.

En tal sentido asumimos la responsabilidad que corresponda ante cualquier falsedad, ocultamiento u omisión tanto en los documentos como de información aportada, por lo cual nos sometemos a lo dispuesto en las normas académicas de la Universidad Cesar Vallejo.

Trujillo, Julio 2019

Autor: Tuesta Vela Brayan

Autor: Cerna Gómez Einer

Autor: Cesías Jara Marco

ÍNDICE

RESUMEN	4
ABSTRACT	5
I. INTRODUCCION	6
1.1. Realidad Problemática	6
1.2. Trabajos previos	7
1.3. Teorías relacionadas al tema.....	8
1.4. Formulación del problema	14
1.5. Justificación de estudio	14
1.6. Hipótesis.....	15
1.7. Objetivos	16
II. METODO.....	17
2.1. Diseño de investigación.....	17
Variable Independiente	17
Variable Dependiente	17
2.3. Población y Muestra, Selección de la unidad de Análisis.....	19
2.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad.....	19
Observación de campo – no experimental	20
Guía de Observación	20
2.5. Métodos de análisis de datos.....	20
2.6. Aspectos Éticos.....	20
2.7. Presupuesto y Análisis económico	21
III. RESULTADOS	24
IV. DISCUSION.....	53
V. CONCLUSIONES	55
VI. RECOMENDACIONES	56
VII. REFERENCIAS.....	57
VIII. ANEXOS	59

RESUMEN

Este proyecto de investigación, tiene como finalidad una alternativa de solución a la problemática que se ocasiona en las empresas del sector minero a la hora de instalar y desinstalar las fajas transportadoras. Esto mediante el diseño de una Máquina Embobinadora que servirá para recuperar justamente dicho componente.

Para llevar a cabo el desarrollo del presente trabajo y cumplir con los objetivos propuestos, logrando así el diseño de la máquina, se tomó en cuenta las dimensiones de la faja 1200 EP800/3 10+6. RMA1 que será recuperada de la superficie del transportador. Así también se da a conocer los materiales que serán utilizados para fabricar los diferentes componentes de la máquina.

En primer lugar, se realizó el análisis para seleccionar el material (Acero AISI 1045), y calcular las dimensiones del eje a utilizar en la máquina embobinadora. Fue realizado el diagrama de cuerpo libre, fuerzas cortantes y momentos flectores, así como también se consideró diferentes factores de diseño para el presente cálculo.

Conociendo las dimensiones del eje y la capacidad de carga dinámica y estática que deberán soportar los rodamientos, se selecciona el tipo de chumacera bajo tablas de condiciones de funcionamiento. Luego calculamos la potencia del motorreductor que moverá la carga a trabajar, considerando pérdidas mínimas en la transmisión.

Finalmente se calculó las dimensiones del carrete que será ocupada por la faja transportadora, como también la estructura que servirá de soporte a la máquina en su totalidad.

Palabras claves: Diseño, potencia, diagrama de cuerpo libre, capacidad de carga, propiedades mecánicas.

ABSTRACT

This research project aims to present an alternative solution to the problems that arise in companies in the mining sector when installing and removing conveyor belts. This through the design of a winding machine that will serve to recover just said component.

To develop this work and achieve the proposed objectives. We take into account the dimensions of the belt 1200 EP800 / 3 10 + 6 RMA1 that will be recovered from the surface of the conveyor. It also describes the materials that will be used to manufacture the different components of the machine.

First, the analysis was carried out to select the material (Steel AISI 1045), and calculate the dimensions of the shaft to be used in the winding machine. The free body diagram, shear forces and bending moments was made, as well as different design factors were considered for the present calculation.

Then, knowing the dimensions of the shaft and the dynamic and static load capacity that the bearings must support, the bearing support type is selected under operating conditions tables. Next we calculate the power of the gear engine that will move the workload, considering the minimum losses in the transmission.

Finally, the dimensions of the reel that will be occupied by the conveyor belt were calculated, as well as the structure that will support the machine in its entirety.

Keywords: Design, power, free body diagram, load capacity, mechanical properties.

I. INTRODUCCION

El presente trabajo está proyectado al sector minero e industrial especialmente en la región la Libertad, donde se extrae las minerales como el oro. En el transcurso de tiempo en nuestro país contamos con reservas naturales especialmente en la sierra Liberteña donde se dedican a la extracción del oro que es de mucha utilidad en el mundo.

En muchas empresas peruanas usamos diferentes dispositivos y herramientas que son utilizados por los diferentes trabajadores para la extracción de este mineral, donde podemos encontrar fajas transportadoras como un medio de transporte muy común, los cual nos ayuda para el traslado de dicho recurso.

En dicha empresa después del término de la labor de la faja transportadora sobre todo cuando ya culmino su vida de trabajo es necesario guardarla, para ello necesitamos de un mecanismo o una máquina para el enrollamiento, para facilitar el trabajo de los operarios y evitar maniobras riesgosas usando máquinas de gran capacidad.

1.1. Realidad Problemática

En la actualidad en la región la Libertad donde abunda este mineral, es la mira para las diferentes empresas para la extracción de este mineral muy valioso, en dicha empresa existe un sistema de transporte continuo para mineral formado ventaja de dicha faja nos permite transportar material a gran distancia a un costo por tonelada más bajo, lo cual se adapta a cualquier tipo de terreno con una capacidad de transporte hasta 20.000 toneladas por hora.

La manipulación de cargas muy elevadas con maniobras presenta un alto riesgo de accidente en los trabajadores que realizan esta actividad. En el Perú se tiene un alto índice de accidente por maniobras de cargas suspendidas, siendo el uso de grúas uno de los principales equipos utilizados en maniobras, en especial las grúas de 100 toneladas usadas en la minería de extracción de minerales.

1.2. Trabajos previos

Según Rodrigo Reisch, Gerente Comercial de Simma Trans. Chile (2013), el diseño de esta máquina se diseñó con el propósito de adaptarse a los estándares mineros donde la seguridad es lo primero en todo trabajo, las empresas que a veces no cuentan con dichas embobinadoras utilizan maquinarias pesadas para poder moverlas lo cual puede terminar en accidentes.

Jiménez Tatis Pablo. Venezuela (2013), “Diseño de máquina para ensayo de torsión”, el objetivo más importante de este proceso es la definición de un torque para los ensayos de 200 Nm con el fin realizar ensayos en aceros para maquinaria. Obtuvo una máquina formada por un servomotor y una caja de transmisión con función de rotación acoplado a un mandril.

Aedo González Eddy marino, Lurín (2014), En esta tesis el autor propuso fabricar y realizar un montaje de estructuras metálicas con Sistema Tubest para una planta industrial ubicado en zona industrial de Lurín”, para desarrollar el diseño de la estructura metálica se establece sobrecargas, requerimientos y parámetros de diseño, para ello es necesario cumplir requisitos de resistencia que se expondrá, durabilidad relacionados con las cargas que les impone su propia función y el medio ambiente con el único propósito de conseguir seguridad protegiendo las diferentes áreas y ambientes.

Jorge Luis López Felipe, Huánuco (2017), Tesis “Diseño estructural de las torres para una línea de transmisión de 138kv para C.H Santa Lorenza, modelado y analizado por método de elementos finitos (MEF)”, tomamos en cuenta los parámetros de diseño que permiten el cálculo de las cargas admisibles de los diferentes elementos correspondiente a dicha torre.

Edwin Joel Cortez Gómez, Trujillo (2016), El autor analizó la consecuencia que tiene

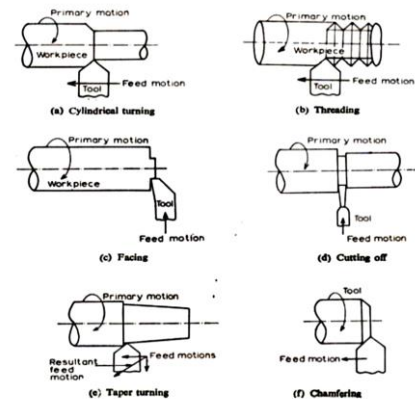
el régimen de corte en el acero AISI 4340, realizando un torneado cilíndrico con diferentes pastillas, el objetivo fue mejorar las condiciones de corte al momento de maquinar, investigando la influencia de los parámetros de corte en el resultado final de la superficie de dicho material y el desgaste de la herramienta tanto con insertos cementados recubiertos y no recubiertos.

Alex Brando Quiroz Hernández, Trujillo (2016), en este caso el autor presento la tesis para diseñar y construir un dinamómetro que sirva para realizar la medición de la fuerza de corte y el avance en un torno convencional, este instrumento se sometió a un proceso de diseño para que en ninguna circunstancia supere el esfuerzo de fluencia del material y que la deflexión sea mínima.

1.3. Teorías relacionadas al tema

Torneado

Es un conjunto de actividades para realizar superficies externas e internas de revolución ya sea en baja o alta según lo requiera el operador. En esta actividad el material a ser mecanizado es virado en su mismo eje y la pastilla o herramienta de corte es la que experimenta un avance en direcciones longitudinales o transversales.



Parámetros

- **Velocidad de corte (V):** Es la velocidad que se usa y depende del tipo de material intermedio de la pieza a mecanizar y el filo cortante de la pastilla, lo obtenemos de la siguiente manera:

$$V = \frac{\pi \cdot D \cdot N}{1000}$$

D significa diámetro del material a mecanizar expresado en milímetros y N son los rpm a la que girará el material a mecanizar.

Soldadura por Arco Eléctrico Revestido (SMAW)

Hoy en día, la soldadura eléctrica resulta muy importante y útil para un gran número de industrias especialmente para el sector metalmecánico. Es un método que abarca ciertas ventajas como: Costo reducido, fácil y rápida utilización dando resultados agradables y que son aplicados a toda clase de metales, pero en este caso utilizaremos para el acero. Puede ser muy variado el proceso. Este proceso de soldadura por arco con electrodo revestido, consiste en la fusión en bordes o superficies que se desea soldar mediante el calor a temperatura recomendada de acuerdo al tipo de material y espesor. Este proceso cumple una función muy importante produciendo escoria para la protección del metal ya depositado hasta volverlo sólido. (West Arco, compañía ESAB).

Selección de la faja transportadora

Para seleccionar las dimensiones y el material de una faja transportadora, se tiene presente el sector industrial donde se usará y que material transportará. Para el sector minero es recomendable, una faja para soportar grandes cargas como la compuesta por en su interior cables de acero, que pueda resisten la tracción con la que será sometida, y con doble capa de goma de distintas características que tiene como función proteger el núcleo de la faja.

Condiciones de diseño

Para el dimensionamiento del árbol de transmisión se trabajó considerando un modelo de faja transportadora en específico, con identificación 1200 EP800/3 10+6. RMA1 bajo los criterios impuestos por los estándares y normas aplicables.

El cálculo y diseño del sistema de arrollamiento de la faja transportadora, se apoyan en la norma internacional (DIN 22101 , 2002) y la norma CEMA, lo cual ofrece principios sobre requerimientos para la potencia, tensión y resistencia de la faja.

A continuación, se describe las características de función y servicio del transportador, considerada para el dimensionamiento del árbol de transmisión.

Tabla 1: Características técnicas del transportador

Faja transportadora TR – 2020 – 01	
Características del material:	
Tipo de Material	Fosfato Ore
Densidad	1,36 t/m ³
Angulo de sobrecarga	15°
Características del transportador	
Ancho de banda	1200 mm
Capacidad nominal	1127 t/h (1352 t/h diseño)
Velocidad	2,26 m/s
Long. horizontal	117 m
Elevación total	20.6 m
Reductor	Tipo ejes paralelos, eje de salida sólido c/. back stop interno.
Acople de alta velocidad	Tipo hidráulico con aceite
Acople de baja velocidad	Tipo engranajes
Banda	1200 EP800/3 10+6. RMA1
Polines de carga e impacto	D5 x 45°
Polines de retorno	D5 x 10° con disco de jebe
Sistema tensor	Gravitacional Vertical
Polea motriz	30” dia. x 1400 mm largo, Lagging 20 mm esp.- Diamante.
Polea de Cola	24” dia. x 1400 mm largo, Lagging 12 mm esp.- Plano.
Características de la faja	

Fabricante	CONTITECH
Modelo	CONTIFLEX
Ancho (mm)	1200
Espesor superior / inferior (mm)	10 / 6
Peso (kg/m)	28,68
Longitud requerida (m)	260 aprox
Características de los polines	
Polines de carga	
Fabricante	FMC Technologies
Serie CEMA	D
Cantidad	93 (distancia entre polines 1200 mm)
Diámetro (mm)	127 (5")
Angulo	3x45°
Polines de retorno	
Modelo	FMC Technologies
Serie CEMA	D
Cantidad	3 (distancia entre polines 3000 mm)
Diámetro	127 (5") – Discos de jebe.
Angulo	0°

Fundamentos de diseño de sistemas transportadores (DIN 22101 , 2002)

Los principios y teorías generales para el diseño de un sistema transportador según la norma DIN 22101 se detallan a continuación. Se explicará básicamente como calcular las resistencias al movimiento y la potencia requerida por la carga. (PHOENIX, 2006)

Potencia requerida y resistencias al movimiento

Potencia Requerida

Para determinar la potencia requerida necesitamos conocer las resistencias al movimiento y la velocidad lineal a la que operará el sistema transportador:

$$P_w = F_w \cdot v$$

P_w = Potencia total como resultado de las condiciones de carga en la periferia del eje de transmisión.

F_w = Resistencia total al movimiento en un sistema transportador

v = Velocidad lineal de la correa.

Resistencias al movimiento

Las resistencias al movimiento surgirán básicamente de la fricción que se tendrá entre los componentes que conforman el sistema transportador:

$$F_w = F_H + F_N + F_{St} + F_s$$

Tabla 2: Resistencias al movimiento

F_H	Resistencias primarias totales	Actúan en el recorrido de la cubierta superior y de retorno, a lo largo de todo el trayecto de la correa.
F_N	Resistencias secundarias totales	Limitadas localmente a la cabeza y cola del sistema.
F_{St}	Resistencias de la gradiente totales	Causadas por las diferencias de altura entre la alimentación y descarga de material.
F_s	Resistencias especiales totales	Suceden en momentos determinados, en el recorrido de la cubierta superior y de retorno (considerar por separado)

Resistencias primarias F_H de la trayectoria de la correa.

Son producidas por el material trasladado y las resistencias que se generan en los polines.

Las resistencias primarias para un sistema transportador inclinado idealmente se pueden calcular de la siguiente manera:

$$F_H = f \cdot L \cdot g \cdot [m'_R + (m'_G + m'_L) \cdot \cos \delta]$$

f = Factor de fricción en el recorrido de la cubierta superior y de retorno (f).

L = Longitud de la correa en el sistema transportador.

g = Aceleración debido a la acción de la gravedad ($g = 9.81 \text{ m/s}^2$)

m'_R = Masa relacionada a la longitud de los polines ($m'_R = m'_{Ro} + m'_{Ru}$)

m'_G = Masa relacionada a la longitud de la correa transportadora.

m'_L = Masa relacionada a la longitud de la correa transportadora con carga distribuida uniformemente.

δ = Angulo de inclinación del sistema transportador.

Resistencias secundarias F_N para secciones individuales del sistema transportador

Se producen específicamente en la sección de carga y descarga del transportador.

Alimentación de material:

- Resistencia a la aceleración y fricción entre el material transportado y la correa.
- Resistencia a la fricción del chute.

Limpieza de la correa:

- Resistencia del raspador.

Poleas (no motrices)

- Resistencia a la deflexión debido a que la correa no dobla.
- Resistencia de los soportes de la polea.

El total de la resistencia recién descrita se representa con el coeficiente C:

$$C = 1 + \frac{F_N}{F_H}$$

Este coeficiente se hallará en el desarrollo con ayuda de la tabla 5.

Las resistencias especiales y a la gradiente no serán consideradas debido a que se dan en condiciones propias para el diseño de un sistema transportador.

1.4. Formulación del problema

¿Es posible diseñar una maquina embobinadora para recuperar una faja transportadora?

1.5. Justificación de estudio

En dicho lugar se realizó estudios de trabajo, una vez terminado la vida útil de aquellas fajas pudimos observar en los operarios que existen dificultades y actividades de alto riesgo para la recuperación de dicha faja ya que es necesario ser movilizadas por grúas de mayor tonelaje mayores a 80 toneladas, como también se evalúa el tiempo utilizado para la realización de dichas actividades.

Para ello hemos creído conveniente el diseño de una maquina embobinadora de fajas transportadora para la recuperación de las mismas, ya que nos ayudará a evitar trabajos de alto riesgo, y con ello tener menos posibilidad de que ocurra un accidente, maniobras innecesarias, reducir el costo – hora, asimismo reducir el tiempo empleado.

El uso de esta máquina disminuirá el riesgo de accidentes presentados en el uso de grúas, específicamente en las maniobras de cargas suspendidas ocurridas en la zona norte del Perú desde los años 2008 hasta la fecha.

Según los reportes emitidos por la oficina de estadística del ministerio de trabajo, en el sector minero existen desde el año 2008 hasta el año 2019 alrededor de 10586 reportes de incidentes de trabajadores, por manipulación de cargas suspendidas con grúas. También esta institución reporta accidentes de alrededor 1565 trabajadores en los periodos del 2008 al 2019, esto en el uso de grúas y manipulación de cargas suspendidas (fuente : <http://www2.trabajo.gob.pe/estadisticas/estadisticas-accidentes-de-trabajo/>).

El ministerio de energía y minas también reportan 869 accidentes mortales en el sector minero desde los años 2012 hasta el año 2016, siendo estas cifras alarmantes nos vemos en la responsabilidad de realizar el presente trabajo de investigación de diseño de máquina embobina para faja transportadora.

1.5.1. Justificación Económica: Reducir costos en el trabajo realizado, facilitando dicha labor y asimismo reducir los riesgos de sufrir accidentes en los trabajadores.

1.5.2. Justificación Teórica: Es un aporte a la formación como estudiante dando a conocer la aplicación de lo aprendido, asimismo que sirva de base para un nuevo aprendizaje.

1.5.3. Justificación Social - Laboral: Facilitar el trabajo, mejorando las condiciones de trabajo, asimismo evitar maniobras riesgosas.

1.6 Hipótesis

Ho: El diseño del embobinador no recupera la faja transportadora

H1: El diseño del embobinador si recupera la faja transportadora.

1.7 Objetivos

Objetivo General:

Diseñar una máquina embobinadora que logre recuperar una faja transportadora.

Objetivos específicos:

- Elaborar la matriz morfológica con respecto a los componentes de la máquina.
- Dimensionar el eje de la máquina embobinadora.
- Seleccionar chumaceras.
- Calcular la potencia del motorreductor que moverá la carga a trabajar.
- Dimensionar el carrete.
- Dimensionar la estructura que soporte la carga.

II. METODO

2.1. Diseño de investigación

El diseño del trabajo de investigación según el tipo de datos empleados es **cuantitativo**, porque se basa en diferentes procedimientos basados en la medición y según el grado de manipulación de variables es **no experimental**, porque en este estudio no se va a manipular variables, solo se va a distinguir en su ambiente natural y **transversal**, porque los datos a estudiar serán analizados en un momento único.

Método

Deductivo, porque parte de conocimientos particulares ya existentes utilizados para diseñar cada componente de la máquina y finalmente ser ensamblada en su totalidad.

Nivel de investigación.

Descriptivo. Porque en el presente trabajo se describe de manera detallada la realidad de hechos y los componentes que conforma la maquina embobinadora.

2.2. Variables, Operacionalización

Variable Independiente

Diseño de máquina embobinadora.

Variable Dependiente

Recuperación de faja transportadora

Tabla 3: Matriz de Operacionalización

VARIABLE	DEFINICION CONCEPTUAL	DEFINICION OPERACIONAL	INDICADORES	ESCALA DE MEDICION
<p>MAQUINA EMOBINADORA</p>	<p>Es una máquina que agrupa varios componentes y está conformado por: un motor eléctrico, caja reductora de velocidad, caballetes metálicos, chumaceras y un eje conectado por intermedio de las chumaceras y la caja reductora de velocidad para así lograr embobinar fajas transportadoras.</p>	<p>Se determinará mediante fórmulas.</p> $i = \frac{N_1}{N_2} = \frac{d_2}{d_1}$ $\sigma_x = \frac{M \cdot d / 2}{I} = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3}$ $\tau_{xy} = \frac{T \cdot d / 2}{J} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3}$	<p>i: es la relación de transmisión.</p> <p>σ_x: Tensión de flexión.</p> <p>T_{xy}: Tensión de torsión.</p>	<p>Cuantitativa de razón</p>

VARIABLE	DEFINICION CONCEPTUAL	DEFINICION OPERACIONAL	INDICADORES	ESCALA DE MEDICION
RECUPERACION DE FAJA TRASPORTADORA	La faja transportadora está constituida por: una cubierta superior, núcleo (cable de acero), capas elásticas intermedias, cubierta inferior, borde (moldeado cementado) JORVEX	Se aplicará un test de inspección para verificar la vida útil de las fajas trasportadoras.	Fajas en perfectas condiciones: cumplen para seguir operando. Fajas que requieren reparación o cambiarlas.	Cualitativa nominal

2.3. Población y Muestra, Selección de la unidad de Análisis

En este caso se va a diseñar una maquina embobinadora de fajas transportadoras de uso en minería.

Población: Maquina embobinadora

Muestra: Maquina embobinadora

2.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad.

Conforman un conjunto de normas y puntos que debemos tomar en cuenta para llevar a cabo las actividades a elaborar, a travez de investigaciones. A continuación, se presenta las técnicas y los instrumentos que serán usadas en el desarrollo para logras los objetivos planteados:

Observación de campo – no experimental

La observación consiste en observar el desarrollo de lo que se desea analizar. En lo cual puede utilizarse para obtener información cuantitativa o cualitativa; por lo tanto, se evaluará paso a paso la evolución del diseño de la maquina embobinadora.

Guía de Observación

En este caso se eligió guía de observación porque vamos a realizar una lista de equipos, accesorios, herramientas a usar en el diseño de la maquina embobinadora de fajas transportadoras.

Validez

Para llevar a cabo la validación y el desarrollo de este trabajo de investigación, se tomó en cuenta el criterio de profesionales especialistas en el tema de diseño y cálculos, basándose bajo parámetros de medición que hacen posible la evaluación y la aprobación de esta investigación.

2.5. Métodos de análisis de datos

Para este trabajo de investigación el método de estudio que se ha utilizado, es el cuantitativo por el motivo que está conformado por valores numéricos. Esta metodología aplicó teorías relacionadas a temas de diseño, así mismo la información se rige bajo ciertas tesis que ya han sido elaboradas bajo parámetros de diseño y cálculos de máquinas sometidos a esfuerzos.

2.6. Aspectos Éticos

En la elaboración de esta investigación tomamos en consideración los aspectos éticos como: La confidencialidad de los datos que serán empleados y obtenidos a partir de los resultados obtenidos, rigiéndonos bajo el decreto legislativo N° 822 – 1996, sobre los derechos del autor concernientes a las fichas técnicas tanto del material a utilizar como del cálculo.

2.7. Presupuesto y Análisis económico

A continuación, se muestra una lista de materiales y equipos que serán usados tanto para parte eléctrica y mecánica de la máquina embobinadora, asimismo el costo que se empleará (ver tabla 4).

Tabla 4: Materiales y equipos

Materiales y Equipos	
Detalle	Costo
Eje de acero AISI 1045 140 mm x 2.2 m	1500
Soporte de pie SKF SNL 519 – 616 (Cant. 2)	5400
Motorreductor SEW R167DRN250ME4 (55kW)	70000
Acople Rexnord T10 1140T	3200 Viga
IPE de 10 x 5 (Cant: 4)	4400
Tablero de arranque con variador de frecuencia 55kW	38000
Sub total 1:	122500

Fuente: Elaboración propia

En la tabla 5 se muestra el costo de mano de obra que se empleará en el ensamblado de la máquina.

Tabla 5: Mano de obra

Mano de obra	
Detalle	Costo
Maquinado de eje	350
Maquinado de canales chaveteros	480
Soldadura de estructura base	320
Instalaciones eléctricas	240
Sub total 2:	1390

Fuente: Elaboración propia

En la tabla 6. se muestra el costo de la parte calculada y diseño de planos:

Tabla 6: Ingeniería de detalle

Ingeniería de detalle	
Detalle	Costo
Memoria de cálculo y planos mecánicos	2500
Sub total 3:	2500

Fuente: Elaboración propia

En la tabla 7. se da a conocer el costo de insumos que será usada en la máquina:

Tabla 7: Insumos

Insumos	
Detalle	Costo
Ferretería mecánica (pernos, arandelas, etcétera)	300
Insumos (Soldadura, WD40, etcétera)	500
Sub total 4:	800

Fuente: Elaboración propia

Tabla 8: Gastos generales

Gastos generales	
Detalle	Costo
Alimentación	480
Transporte	600
Seguros de vida y pensión	800
Sub total 5:	1880

Fuente: Elaboración propia

En la tabla 9. se da a conocer el análisis económico en su totalidad:

Tabla 9: Análisis Económico

Análisis Económico	
Detalle	Costo
Materiales y equipos	122500
Mano de obra	1390
Ingeniería de detalle	2500
Insumos	800
Gastos generales	1880
Total	129070

Fuente: Elaboración propia

III. RESULTADOS

La maquina es diseñada en función de sus dimensiones como: el peso, ancho y longitud de la banda. Utilizado para enrollar a una velocidad baja y constante en bobinas de bandas transportadoras.

La máquina embobinadora será movida por un motor eléctrico, y estará conectada a un sistema de transmisión por medio de unas poleas y fajas en “v”.

Material de estudio

El acero AISI 1045, es el usado en este proyecto debido a sus excelentes propiedades y características mecánicas, como la dureza y tenacidad para ser utilizado en la fabricación del eje para embobinar la faja.

Propiedades Mecánicas

- Dureza 163 HB (84 HRb)
- Esfuerzo de fluencia 310 MPa (45000 PSI)
- Esfuerzo máximo 565 MPa (81900 PSI)
- Elongación 16% (en 50 mm)
- Reducción de área (40%)
- Módulo de elasticidad 200 GPa (29000 KSI)
- Maquinabilidad 57% (AISI 1212 = 100%)

Propiedades Físicas

- Densidad 7.87 g/cm³ (0.284 lb/in³)

Propiedades Químicas

- 0.43 – 0.50 % C

A continuación, se muestra una lista de requerimientos que debemos tomar en cuenta para comenzar a dimensionar cada componente de la máquina.

Tabla 10: Lista de requerimientos

Lista de Requerimientos				
ITEM	LISTA	SI	NO	OBSERVACION
1	Faja transportadora ST 3500	SI		Fabricado con cables de acero, cubierta superior e inferior .
2	Faja transportadora EP250		NO	Fabricado con núcleo de lona , cubierta superior e inferior .
3	Motor eléctrico trifásico.	SI		Posee una potencia de hasta 300KW. Con velocidades entre 900 - 3600rpm
4	Motor eléctrico monofásico.		NO	Posee una potencia de hasta 3KW.
5	Poleas			
6	Caja reductora			
7	Chumaceras			
8	Caballetes			
9	Eje de acero al carbono AISI1045	SI		
10	Soldadura eléctrica			
11	Electrodo ASW E7018	SI		De arco suave y estable, soldadura limpia, uniforme y con buenas propiedades mecánicas.
12	Electrodo ASW E6011		NO	Electrodo celuloso.

13	Cadenas	SI		
14	Fajas			
15	Perfiles			

Fuente: *Elaboración propia*

3.1. Elaboración de la Matriz Morfológica de los componentes de la máquina embobinadora

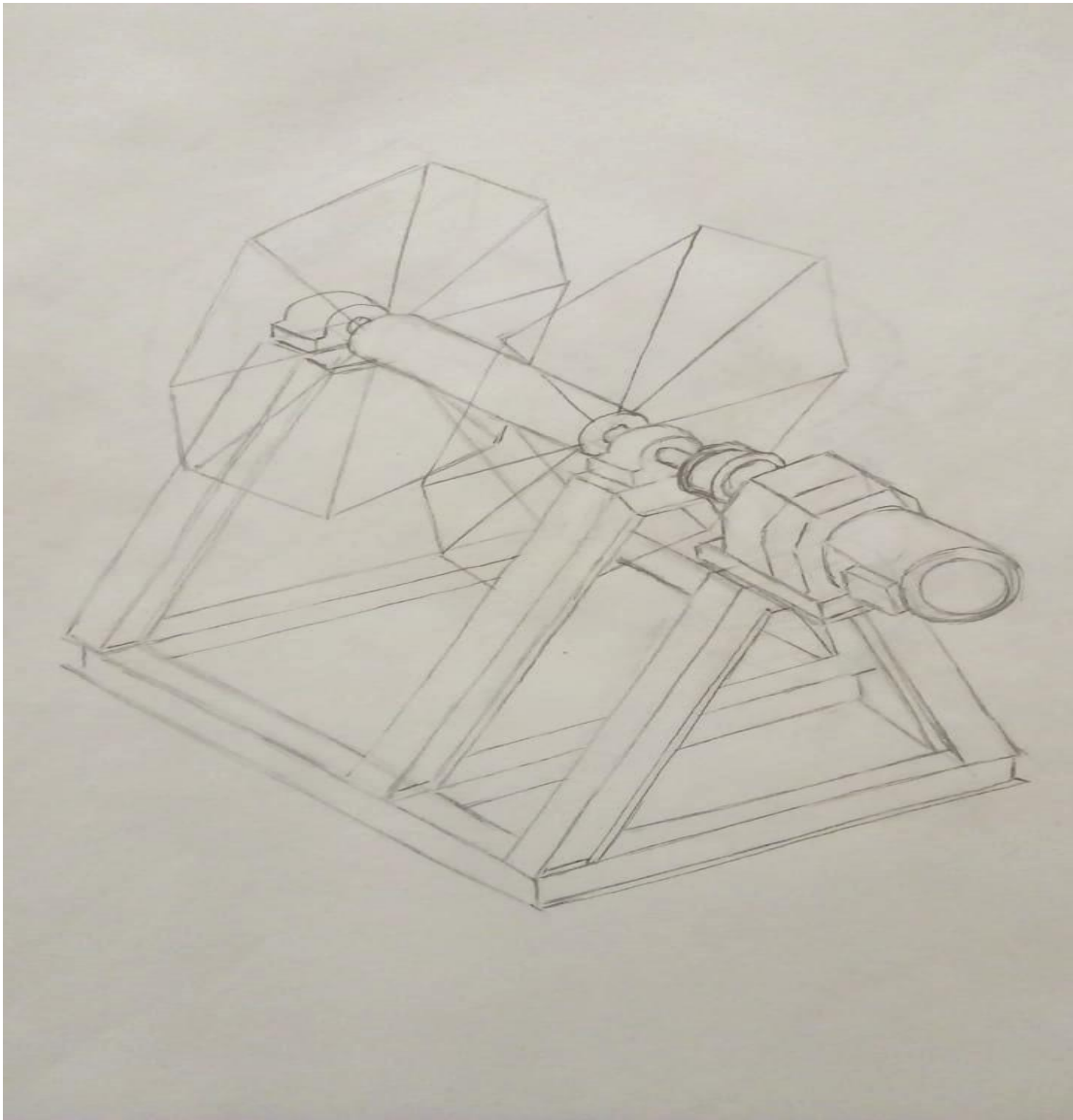
A continuación, se muestra la forma y el tipo de componentes que se necesita para el diseño de máquina, así también alternativas de solución que se tomará en cuenta, ver (tabla 11).

Tabla 11: Matriz Morfológica

FUNCIONES	SOLUCIONES			
	Solución 1	Solución 2	Solución 3	Solución 4
FORMA DEL CARRETE	TAMBOR HUECO PARA INSERCIÓN EN EJE CON TOPES SIMPLES	TAMBOR HUECO PARA INSERCIÓN EN EJE CON TOPES DE ESTRUCTURA	TAMBOR HUECO PARA INSERCIÓN EN EJE SIN TOPES	
FORMA DE ACOPLAR EL EJE	CANAL CHAVETERO	EJE ESTRIADO O RANURADO	ACOPLADO POR CUÑA	
TIPOS DE BASE	BASE FIJA DE CEMENTO	ESTRUCTURA METÁLICA		
TIPOS DE CHUMACERAS	CHUMACERA BIPARTIDA CON RODAMIENTO DESARMABLE	CHUMACERA TIPO PUENTE	CHUMACERA TIPO BRIDA	
TIPOS DE ACOPLA MECÁNICO	ACOPLE FLEXIBLE	ACOPLE RIGIDO	ACOPLAMIENTO HIDRAULICO	ACOPLAMIENTO DE GRILLA
TIPOS DE REDUCTOR	REDUCTOR COAXIAL MONTADO POR PATAS	REDUCTOR ANGULAR MONTADO POR BRAZO DE TORQUE	REDUCTOR DE EJES PARALELOS MONTADO POR BRAZO DE TORQUE	

En la figura 1. Se puede observar un bosquejo de la máquina embobinadora con sus respectivos componentes que serán usadas:

Figura 1. Bosquejo de la máquina embobinadora



Fuente: Elaboración propia

3.2. Dimensionamiento del eje de la máquina embobinadora

Conociendo la potencia del motor, el fabricante también nos da el par de torsión, pero podemos comprobar calculando con la velocidad angular que para 30 rpm será igual a 3.142 rad/s.

$$T = \frac{55000 \text{ W}}{3,142 \text{ rad/s}} = 17504,77 \text{ N.m}$$

El dato calculado es mayor al que nos da el fabricante entonces consideramos el menor par de torsión para calcular el diámetro del árbol.

$$T = 17200 \text{ Nm (152362,205 lbf. pulg)}$$

La carga distribuida en el árbol de transmisión se puede representar por una fuerza equivalente F_1 , esta es igual a:

$$F_1 = (28,68 \text{ kg/m})(260 \text{ m})(9,81 \text{ m/s}^2) = 73151,21 \text{ N}$$

Consideramos la fuerza F_2 equivalente a todas las resistencias al movimiento calculadas anteriormente. Estas fuerzas producirán momentos flectores, por lo que iniciaremos realizando el diagrama de cuerpo libre.

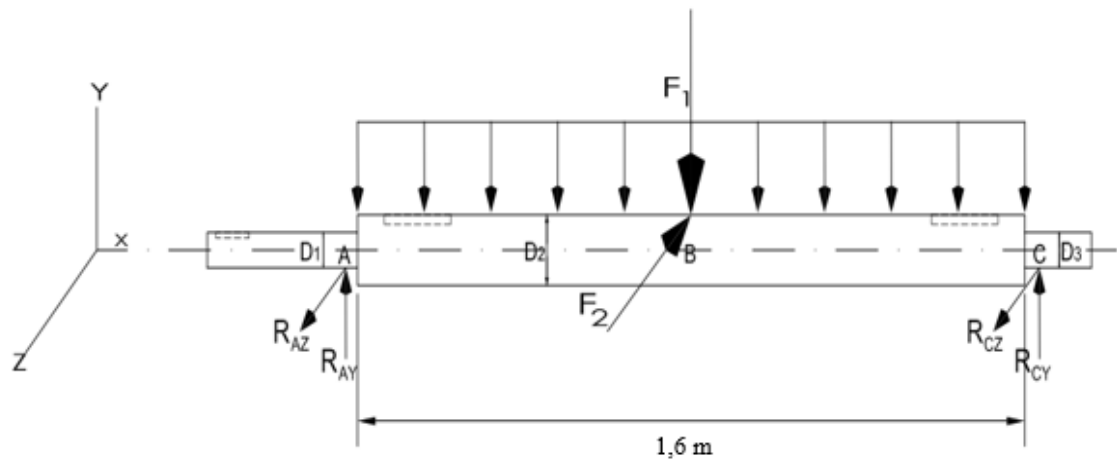


Figura 2. Diagrama de cuerpo libre

$$R_{AY} = 36575,605 \text{ N}$$

$$R_{AZ} = 10138,5 \text{ N}$$

$$R_{CY} = 36575,605 \text{ N}$$

$$R_{CZ} = 10138,5 \text{ N}$$

Entonces una vez calculado las reacciones podemos realizar el diagrama de momentos flectores y fuerzas cortantes.

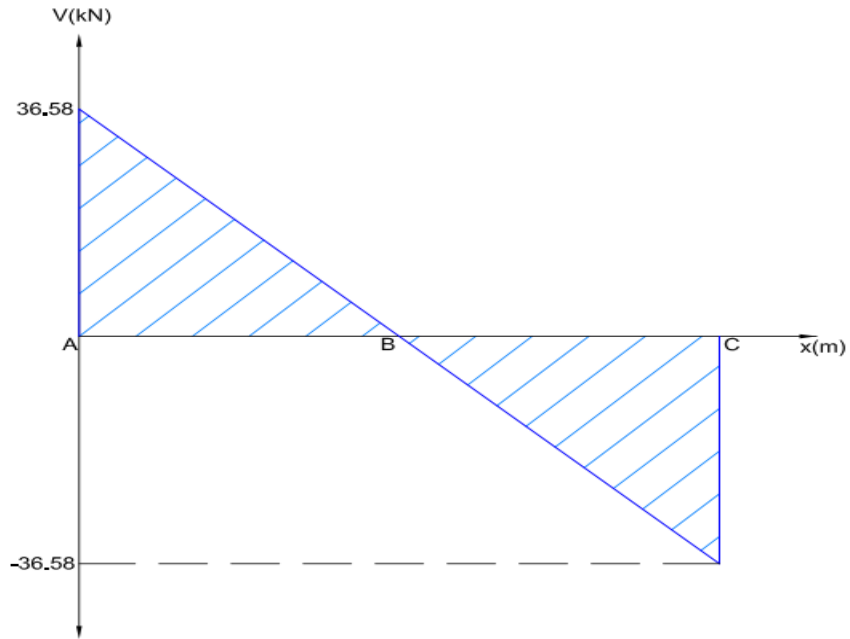


Figura 3. Diagrama de fuerzas cortantes (Plano XY)

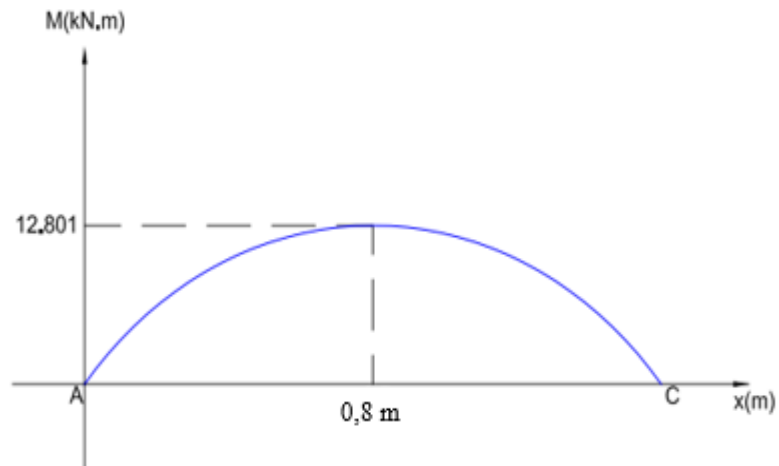


Figura 4. Diagrama de momentos flectores (Plano XY)

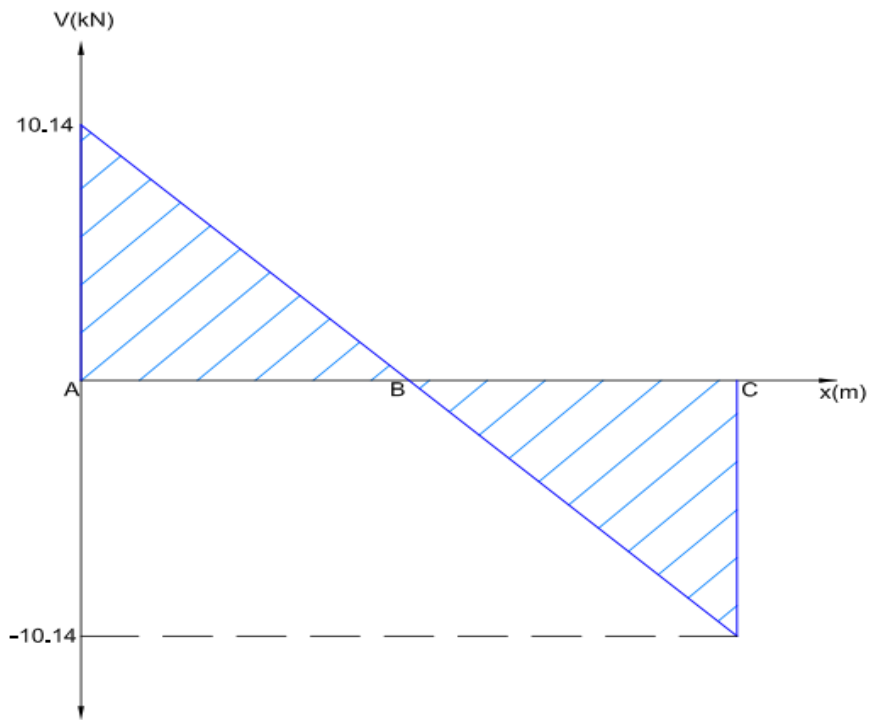


Figura 5. Diagrama de fuerzas cortantes (Plano XZ)

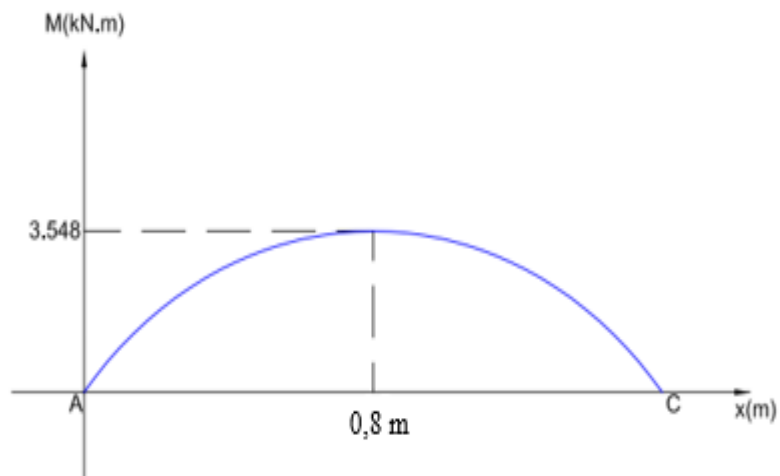


Figura 6. Diagrama de momentos flectores (Plano XZ)

Determinamos el momento flector máximo resultante, este se da en el parte central del árbol, en el punto B para ser específicos:

$$M_{fmax} = \sqrt{12,801^2 + 3,548^2} = 13,284 \text{ kN.m (117,67 klf.pulg)}$$

Para fabricar el eje podemos utilizar un Acero AISI 1045 estirado en frío que tiene una resistencia a la tensión de $S_{ut} = 91 \text{ kpsi}$ (630 Mpa) y una resistencia a la fluencia de $S_y = 77 \text{ kpsi}$ (530 MPa) (Budynas & Keith Nisbeth, 2008, pág. 1020) (Diseño en ingeniería mecánica de Shigley).

Podemos estimar los factores de concentración de esfuerzos teóricos ($k_t; k_{ts}$) para los canales chaveteros fresados en el árbol de transmisión de acuerdo a la siguiente tabla:

Tabla 12: Estimaciones de primera iteración de los factores de concentración del esfuerzo K_t

	Flexión	Torsión	Axial
Filete de hombro: agudo ($r/d = 0.02$)	2.7	2.2	3.0
Filete de hombro: bien redondeado ($r/d = 0.1$)	1.7	1.5	1.9
Cuñero fresado ($r/d = 0.02$)	2.2	3.0	—
Cuñero de patín o trapezoidal	1.7	—	—
Ranura para anillo de retención	5.0	3.0	5.0

Para determinar rápidamente los factores de concentración de esfuerzos corregidos ($k_f; k_{fs}$) estos se pueden considerar igual a los teóricos.

También necesitamos determinar el límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso (S_e).

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot S'_e$$

Donde:

k_a = Factor de modificación de la condición superficial.

k_b = Factor de modificación del tamaño.

k_c = Factor de modificación de la carga.

k_d = Factor de modificación de la temperatura.

k_e = Factor de confiabilidad.

k_e = Factor de modificación de efectos varios.

S'_e = Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria.

Tabla 13: Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} kpsi	S_{ut} MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Factor de superficie (k_a):

$$k_a = aS_{ut}^b$$

$$k_a = (2,70)(91^{-0,265}) = 0,82$$

Factor de tamaño (k_b): Consideramos $k_b = 0,9$ ante el desconocimiento del diámetro.

Podemos considerar los factores faltantes igual a 1, y el límite de resistencia a la fatiga igual a $0,5S_{ut}$ debido a que la resistencia a la tensión del acero es menor que 200 kpsi.

$$S_e = (0,82)(0,9)(0,5)(91) = 33,58 \text{ kpsi}$$

Finalmente determinamos el diámetro D_2 con el criterio de falla de Von-Mises que es usado para materiales dúctiles.

$$D_2 = \left[10.19N \left[\left(\frac{K_f M_{max}}{S_e} \right)^2 + 0.694 \left(\frac{T}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_2 = \left[(10.19) \cdot (2) \left[\left(\frac{(2,2) \cdot (117670)}{33580} \right)^2 + (0.694) \cdot \left(\frac{152362,205}{77000} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_2 = 5,44 \text{ pulg } (138,25 \text{ mm})$$

Al no existir momento flector en los extremos calculamos los diámetros solamente con el momento torsor.

$$D_1 = D_3 = \left[10.19N \left[0.694 \left(\frac{T}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_1 = D_3 = \left[(10.19) \cdot (2) \left[(0.694) \left(\frac{152362,205}{77000} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_1 = D_3 = 3,23 \text{ pulg } (81,96 \text{ mm})$$

Entonces diseñamos el árbol de transmisión en el software de análisis de elementos finitos SolidWorks, con los diámetros calculados según la teoría de falla de von-mises, las longitudes y demás dimensiones que tendrá el árbol de transmisión serán tomadas en cuenta según el fabricante de soportes de pie SKF, el carrete que estará montado en el eje y los canales chaveteros estarán diseñados según tablas de la norma DIN – 6885/1 – 6886 – 6887.

Tabla 14: Dimensiones de canales chaveteros según la Norma DIN-6885/1 - 6886 - 6887

Chavetero para chavetas paralelas

Dimensiones en mm.

Diámetro del eje d		Sección de la chaveta b X h	Ancho b, tolerancia					Profundidad				Chafilón R1		
			Nominal	Clase de ajuste del enchavetado		Normal		Eje h1		Cubo h2		Mfn.	Máx.	
				Libre	Eje h9	Cubo D10	Eje n9	Cubo JS9	Ajustado	Nominal	Toler.			Nominal
Más de	hasta	b X h												
10	12	4X4	4											
12	17	5X5	5	+0,030	+0,078	0	0	±0,015	-0,012	2,5	+0,1	1,8	+0,1	0,08 0,16
17	22	6X6	6	0	+0,030	-0,030	±0,015	-0,042	3	3	0	2,3	0	0,16 0,25
22	30	8X7	8											
30	38	10X8	10	+0,036	+0,098	0	±0,018	-0,015	4	4		3,3		0,16 0,25
38	44	12X8	12									3,3		0,25 0,40
44	50	14X9	14									3,3		0,25 0,40
50	58	16X10	16	+0,043	+0,120	0	±0,0215	-0,018	5,5	5,5		3,8		0,25 0,40
58	65	18X11	18	0	+0,050	-0,043		-0,061	6	6		4,3		0,25 0,40
65	75	20X12	20									4,4	+0,2	0,25 0,40
75	85	22X14	22	+0,052	+0,149	0	±0,026	-0,022	7,5	7,5		4,9		0,40 0,60
85	95	25X14	25	0	+0,065	-0,052		-0,074	9	9		5,4		0,40 0,60
95	110	28X16	28									5,4		0,40 0,60
110	130	32X18	32									6,4		0,40 0,60
130	150	36X20	36									7,4		0,40 0,60
150	170	40X22	40	+0,062	+0,180	0	±0,031	-0,026	12	12		8,4		0,70 1,00
170	200	45X25	45	0	+0,080	-0,062		-0,088	13	13		9,4		0,70 1,00
									15	15		10,4		0,70 1,00

3.3. Selección de chumaceras

Después que se conoce las dimensiones obtenidas para el eje de transmisión, seleccionamos el tipo de rodamiento adecuado que será usada en la parte superior del soporte de dicha máquina. Para llevar a cabo la selección es necesario conocer la capacidad de carga tanto estática como dinámica que soportará las chumaceras. Por lo tanto, la capacidad de carga dinámica es la carga que nos indica que el rodamiento alcanza su durabilidad en un millón de revoluciones. Para ello se calcula mediante la fórmula:

$$C = \frac{Pd * fL}{fN}$$

Donde:

Pd: Carga de diseño

fL: Factor de duración

fN: Factor por velocidad

Los factores de duración y velocidad se calculan mediante la siguiente tabla:

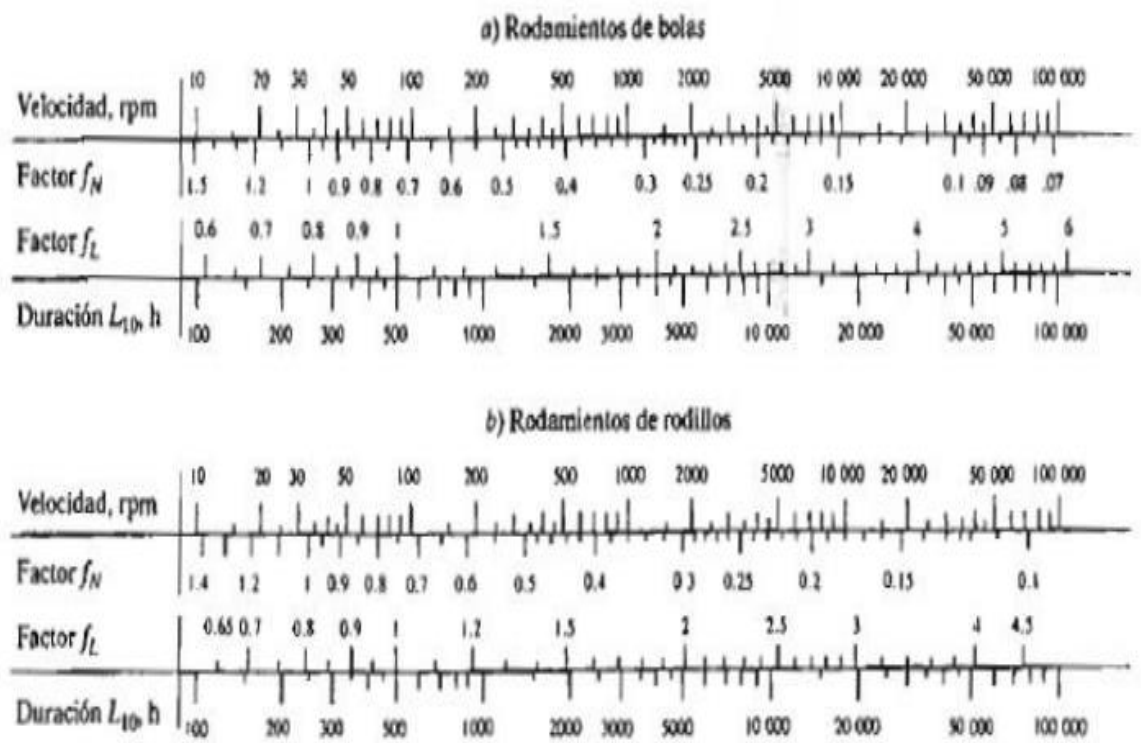


Figura7. Factores de duración y velocidad

$$Pd = 73151,21 N$$

Velocidad 60 rpm: $f_N = 0.85$

Para 30000 horas: $f_L = 3.6$

La capacidad de carga radial:

$$C = \frac{73151.21 * 3.6}{0.85}$$

$$C = 309816,89 \text{ N} = 310 \text{ kN}$$

Asimismo, la capacidad estática está definida como la carga máxima bajo la cual un cojinete de fricción que permanece estático absorbe calor a temperatura ambiente sin producir deformaciones entre las billas en la superficie deslizante, Para ello se realiza el cálculo aplicando la formula siguiente:

$$C_o = S_o * P_o$$

Donde:

So: Coeficiente de seguridad estática

Po: Carga estática equivalente

El coeficiente So se calcula mediante condiciones de funcionamientos según la tabla 14 mostrada a continuación:

Tabla 15: condiciones de funcionamientos

Condiciones de funcionamiento	Coeficiente de seguridad estática S_o	
	Para rodamientos de rodillos	Para rodamientos a bolas
Funcionamiento suave y normal, con bajas vibraciones y con requisitos poco severos para la suavidad de marcha; rodamientos con reducida oscilación	≥ 1	$\geq 0,5$
Funcionamiento normal, con requisitos más elevados para la suavidad de marcha	≥ 2	≥ 1
Funcionamiento con considerables cargas de impactos o choques	≥ 3	≥ 2
Rodaduras con elevados requisitos de precisión de rotación y suavidad de marcha	≥ 4	≥ 3

$$P_o = P_d$$

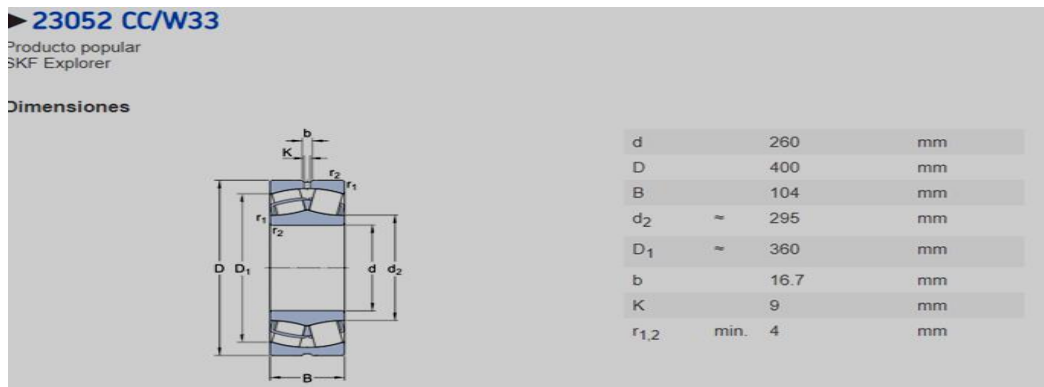
Para rodamiento de rodillos, funcionamiento normal: $S_o = 2.5$

$$C_o = 2.5 * 73151.21$$

$$C_o = 182878.0.25 \text{ N} = 183 \text{ KN}$$

A continuación, se muestra una figura con los datos de cálculos respectivos para el rodamiento de rodillos a rotula:

Figura8. Dimensiones de rodamiento de rodillo

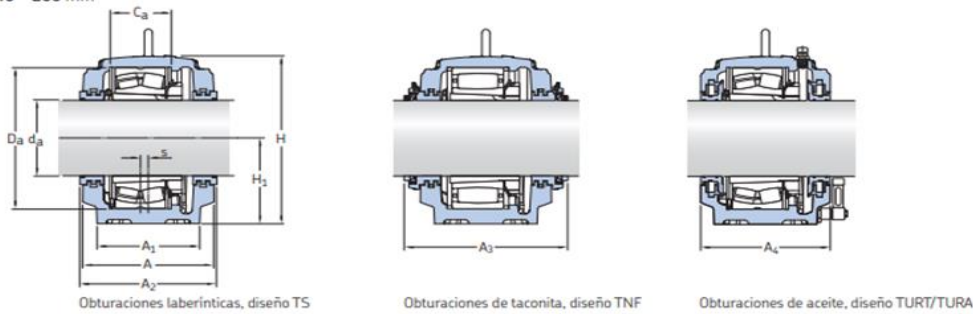


Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	1675	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	2550	kN
Carga límite de fatiga	P _u	212	kN
Velocidad de referencia		1300	r/min
Velocidad límite		1700	r/min
Factor de cálculo	e	0.23	
Factor de cálculo	Y ₁	2.9	
Factor de cálculo	Y ₂	4.4	
Factor de cálculo	Y ₀	2.8	

Con soportes SKF de pie SNL 3052:

Soportes de pie SNL grandes para rodamientos sobre un manguito de fijación, ejes métricos
 d_a 240 – 260 mm



Eje d_a	Soporte Dimensiones													Masa	Designaciones Soporte	Obturaciones	Tapa lateral
	A	A ₁	H	H ₁	H ₂	J	J ₁	L	N	N ₁	s	G					
mm	mm													kg	-		
240	310	260	474	240	95	600	150	700	42	35	12	30	187	SNL 3052 SNL 3052 SNL 3052 TURT SNL 3052 TURA	TS 52 TNF 52 incluida incluida	ETS 52 ETS 52 ETS 3052 R ETS 3052 R	
	320	280	516	260	100	650	160	770	50	42	13	36	221	SNL 3152 SNL 3152 SNL 3152 TURT SNL 3152 TURA	TS 52 TNF 52 incluida incluida	ETS 52 ETS 52 ETS 3152 R ETS 3152 R	
	350	310	591	300	110	710	190	830	50	42	22	36	301	SNL 3252 SNL 3252	TS 64/240 TNF 64/240	ETS 64 ETS 64	

3.4. Cálculo de la potencia del motorreductor que moverá la carga a trabajar.

Entonces de acuerdo a los principios de cálculo citado anteriormente, encontraremos las resistencias primarias de la trayectoria de la correa. El procedimiento de cálculo para la masa del material transportado relacionado con la longitud (m'_L) no será tomado en cuenta debido a que la maquina enrolladora solo se utilizará para la extracción de la correa.

De acuerdo a la Tabla 3 encontraremos las masas de los componentes de polín giratorio para la cubierta superior y de retorno. Los polines de carga y de retorno tienen un diámetro de 5" (127mm). Entre los polines de carga existe una distancia de 1,2 m y entre los de retorno existen 3 m.

Tabla 16: Valores guía para la masa de los componentes de polín giratorio (Kg)

Ancho B de Correa en mm	Diámetro d_R de polín exterior en mm					
	63.5	89	108	133	159	194
400	5.0 / 4.2 / 3.2	7.5 / 6.4 / 5.2				
500	5.6 / 4.6 / 3.6	8.4 / 7.4 / 6.0				
650	6.3 / 5.2 / 4.4	9.6 / 8.5 / 7.2	12.2 / 10.7 / 8.9			
800		11.1 / 9.8 / 8.8	14.1 / 12.3 / 10.9			
1000		12.6 / 12.0 / 10.4	16.0 / 15.0 / 12.8	24.6 / 21.6 / 17.4		
1200			18.6 / 16.9 / 15.3	27.6 / 24.0 / 20.4	34.5 / 30.0 / 25.1	
1400			20.4 / 18.8 / 17.2	30.0 / 26.4 / 22.8	37.5 / 32.8 / 28.0	
1600				32.4 / 28.8 / 25.3	40.5 / 38.6 / 30.9	
1800					46.2 / 40.4 / 34.6	79.1 / 71.9 / 62.4
2000					49.5 / 43.2 / 37.5	86.7 / 78.8 / 67.4
2200					51.9 / 47.6 / 41.9	92.4 / 84.0 / 74.9
2400						97.9 / 89.0 / 80.4
2600						103.4 / 94.1 / 85.9
2800						108.9 / 98.9 / 91.4
3000						114.4 / 103.9 / 96.9
3200						120.0 / 109.1 / 102.4

Para encontrar la longitud relativa a la masa de los componentes del polín giratorio m'_{Ro} , m'_{Ru} , m'_R , las masas especificadas en la tabla anterior se convertirán en valores específicos:

$$m'_{Ro} = \frac{m_{Ro}}{I_{Ro}} \quad m'_{Ru} = \frac{m_{Ru}}{I_{Ru}} \quad m'_R = m'_{Ro} + m'_{Ru}$$

$I_{Ro,u}$: Espacio entre las estaciones de polines en el recorrido de la cubierta superior y de retorno.

$$m'_{Ro} = \frac{27,6 \text{ kg}}{1.2 \text{ m}} = 23 \text{ kg/m}$$

$$m'_{Ru} = \frac{20,4 \text{ kg}}{3 \text{ m}} = 6,8 \text{ kg/m}$$

$$m'_R = m'_{Ro} + m'_{Ru} = 23 + 6,8 = 29,8 \text{ kg/m}$$

La masa relacionada a la longitud de la correa transportadora es dato del fabricante CONTITECH, por lo que m'_G será igual a 28,68 kg/m

Ahora determinamos el valor de fricción con ayuda de la tabla 4 que sería un dato guía para encontrar las resistencias primarias. El valor guía de fricción considerando condiciones desfavorables es de 0,040. El ángulo de inclinación δ sería $\tan^{-1} \frac{20.6}{117}$ igual a 9,99°.

Tabla 17: Valores guía para encontrar la resistencia de los sistemas transportadores.

Características	Clasificación de características		
Fricción interna del material transportado	medio	menor	alto
Alineación del transportador	medio	bueno	malo
Tensión de la correa	medio	alto	bajo
Condiciones de funcionamiento (polvoriento, pegajoso)	medio	bueno	malo
Diámetro del polin	108 a 159	> 159	< 108
Espacio entre estaciones de polines en el recorrido de la cubierta superior en mt.	1.0 a 1.5	< 1.0	> 1.5
Espacio entre estaciones de polines en el recorrido de la cubierta de retorno en mt.	2.5 a 3.5	< 2.5	> 3.5
Velocidad de la correa m/s	4 a 6	< 4	> 6
Angulo del canal en °	25 a 35	< 25	> 35
Temperatura ambiente en °C	15 a 25	> 25	< 15
Valor de fricción f	Valor guía ≈ 0.020	Como resultado	
		Una disminución	Un aumento
		Del valor de fricción f	
		Menor a ≥ 0.010	Mayor a ≤ 0.040

La longitud de la faja transportadora será duplicada debido a que se aprovechará el proceso de desmontaje para instalar la nueva correa.

Las resistencias primarias las encontramos de la siguiente manera:

$$F_H = (0,040). (2). (260). (9,81). [29,8 + (28,68 + 0). \cos 9,99^\circ]$$

$$F_H = 11844 \text{ N}$$

Con ayuda de la tabla 18. que muestra valores guía para el coeficiente C para sistemas transportadores con carga, dependiendo de su longitud L, hallaremos de forma aproximada la resistencia secundaria F_N .

Tabla 18: Valores guía para determinar el coeficiente C de transportadores (Norma DIN 22101)

Longitud del transportador L en mt	80	100	150	200	300	400	500
Coeficiente C	1.92	1.78	1.58	1.45	1.31	1.25	1.20
Longitud del transportador L en mt	600	700	800	900	1000	1500	≥ 2000
Coeficiente C	1.17	1.14	1.12	1.10	1.09	1.06	1.05

Para una longitud del transportador de 117 m tendremos un coeficiente C igual a 1,712. Por lo tanto, la resistencia secundaria sería igual a:

$$F_N = (C - 1) \cdot F_H = (1,712 - 1) \cdot 11844 = 8433 \text{ N}$$

Finalmente, las resistencias al movimiento se calculan de la siguiente manera:

$$F_W = 11844 + 8433 = 20277 \text{ N}$$

Entonces de acuerdo con el diseño de la faja transportadora esta trabaja a una velocidad de 2,26 m/s, con 30 rpm de salida del motorreductor por lo tanto la potencia mecánica en la periferia del árbol de transmisión se determina de la siguiente manera:

$$P_w = F_w \cdot v = (20277 \text{ N})(2,26 \text{ m/s}) = 45826,02 \text{ W}$$

Para determinar el torque que transmitirá el árbol necesitamos determinar la potencia del motorreductor a una velocidad de 30 rpm en la salida, entonces consideramos una eficiencia de 0.85 entre el árbol y el motorreductor.

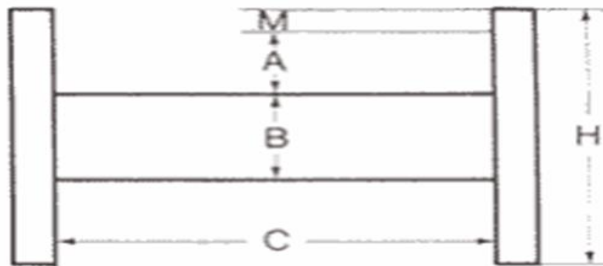
$$P_{motor} = \frac{45826,02}{0,85} = 53912,96 \text{ W}$$

Con esto podemos seleccionar un moto-reductor marca SEW R167DRN250ME4 de 55 kW con un par de salida de 17200 Nm.

3.5. Dimensionamiento del carrete

La faja tiene las siguientes dimensiones:

- Ancho de 1200 mm
- Longitud de 260 m
- Espesor de 10 mm



B: diámetro del eje es 10 pulgadas

C: ancho de carrete es 1500 mm

M: claro de seguridad, 100 mm

$$L^{\text{cor}}(n) = 2\pi e(1+2+3\dots+n) = 2\pi e \sum_{j=1}^n j = \pi n(n+1)e,$$

$$260 = \pi * n * (n + 1) * 0.010$$

$$0 = \pi n^2 + \pi n - 26000$$

Resolviendo esta ecuación: $n_1 = -51.484$; $n_2 = 51.166$

Considerando $n = 52$

Calculando A:

$$A = e * n$$

$$A = 52 * 0.010$$

$$A = 0.52 \text{ m}$$

Calculando H:

$$H = 2M + 2A + B$$

$$H = 2 * 0.01 + 2 * 0.52 + 0.254$$

H = 1.314 m, redondeando se considerará 2 metros.

3.6. Dimensionamiento de la estructura que soporte la carga.

Entonces una vez calculado las reacciones podemos realizar el diagrama de momentos flectores y fuerzas cortantes.

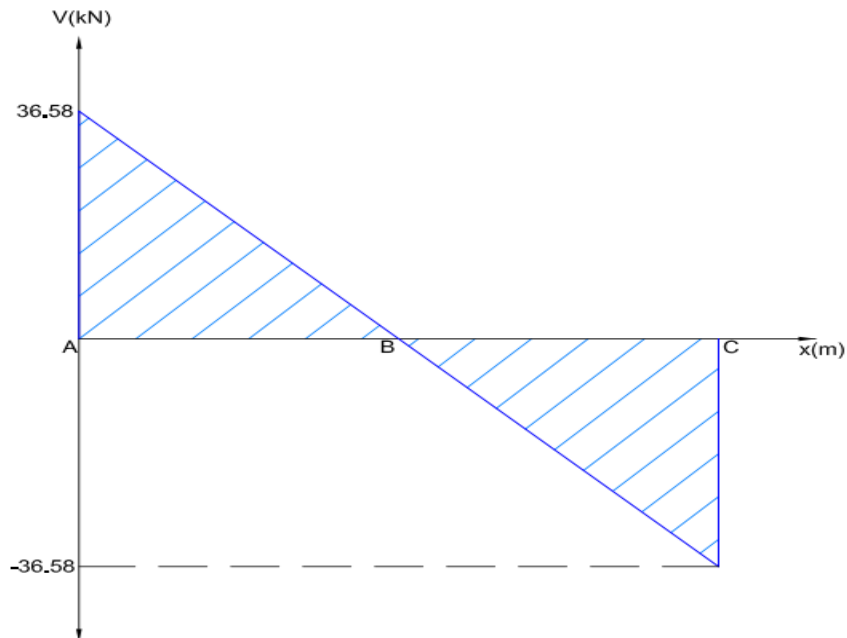


Figura 7. Diagrama de fuerzas cortantes (Plano XY)

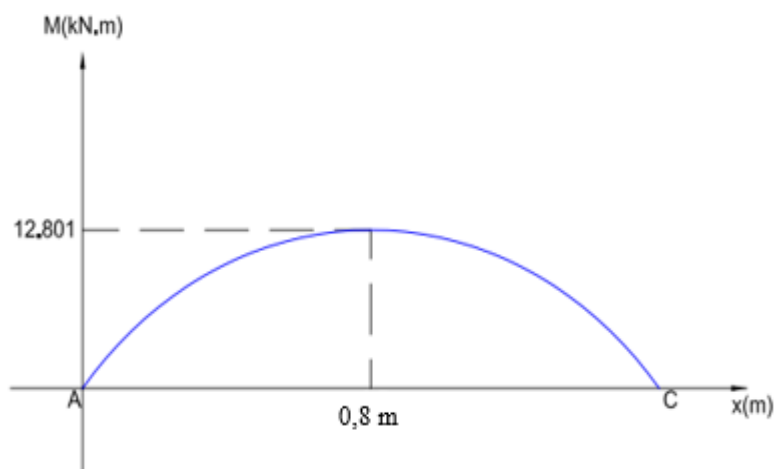


Figura 8. Diagrama de momentos flectores (Plano XY)

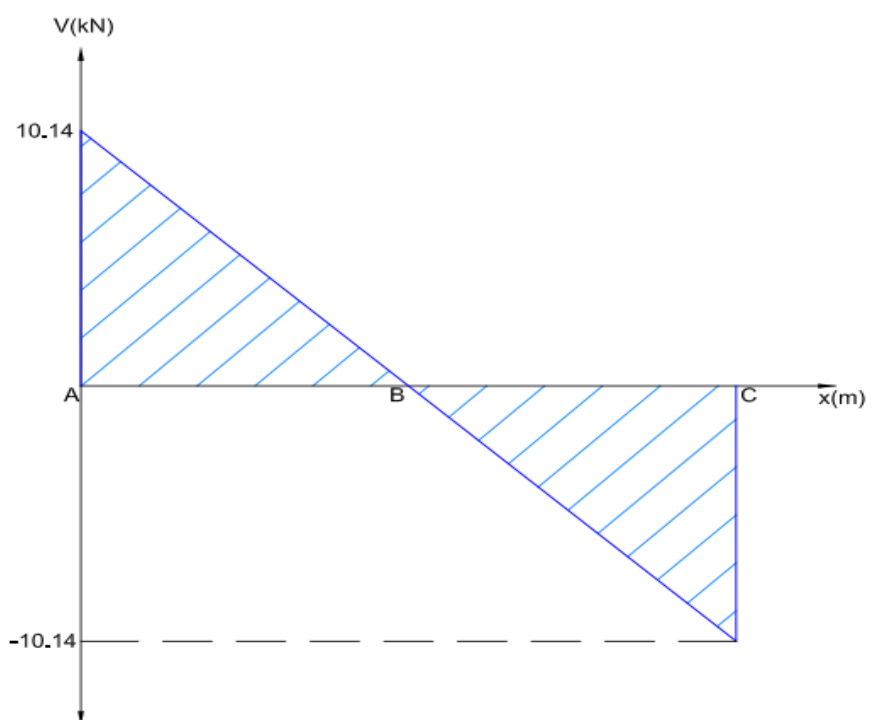


Figura 9. Diagrama de fuerzas cortantes (Plano XZ)

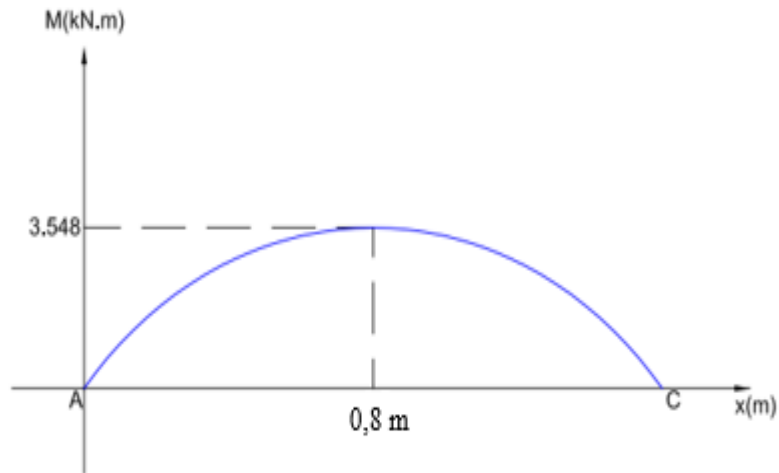


Figura 10. Diagrama de momentos flectores (Plano XZ)

Determinamos el momento flector máximo resultante, este se da en el parte central del árbol, en el punto B para ser específicos:

$$M_{fmax} = \sqrt{12,801^2 + 3,548^2} = 13,284 \text{ kN.m (117,67 klf.pulg)}$$

Deformación de la viga:

$$y = \frac{Mc}{EI}$$

$$E = 210 \cdot 10^9 \text{ Pa (acero)}$$

$$C = 0.060 \text{ mm}$$

$$I = 318 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$M = 13,284 \text{ kNm}$$

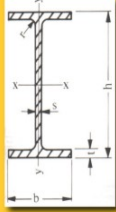
Utilizando la tabla de viga IPE 120:

Se detalla los distintos momentos de inercia y resistencia que soporta la estructura del soporte, ver tabla 19.

Tabla 19: Vigas IPE 120

Vigas IPE

I= Momento de Inercia.
 S= Momento de Resistencia.
 R= Radio de Inercia, siempre referidos
 al eje de flexión correspondiente.
 Calidades: ASTM-A-36.
 ST-37-2.



IPE (Ø)	Dimensiones (mm)					Área <i>cm</i> ²	Peso <i>Kg/m</i>	Momento respecto a los ejes					
	H	B	S	T	R			EJE-X-X			EJE-Y-Y		
								<i>I</i> _x <i>cm</i> ⁴	<i>S</i> _x <i>cm</i> ³	<i>R</i> _x <i>cm</i>	<i>I</i> _y <i>cm</i> ⁴	<i>S</i> _y <i>cm</i> ³	<i>R</i> _y <i>cm</i>
80	80	46	3.8	5.2	5	7.64	6.0	80.1	20.0	3.24	8.48	3.69	1.05
100	100	55	4.1	5.7	7	10.30	8.1	171	34.2	4.07	15.90	5.78	1.24
120	120	64	4.4	6.3	7	13.20	10.4	318	53.0	4.90	27.60	8.64	1.45
140	140	73	4.7	6.9	7	16.40	12.9	541	77.3	5.74	44.90	12.30	1.65
160	160	82	5.0	7.4	9	20.10	15.8	869	109.0	6.58	68.20	16.60	1.84
180	180	91	5.3	8.0	9	23.90	18.8	1320	146.0	7.42	101.00	22.10	2.05
200	200	100	5.6	8.5	12	28.50	22.4	1940	194.0	8.26	142.00	28.40	2.23
220	220	110	5.9	9.2	12	33.40	26.2	2770	252.0	9.11	205.00	37.20	2.48
240	240	120	6.2	9.8	15	39.10	30.7	3890	324.0	9.97	283.00	47.20	2.69

Reemplazando:

$$y = \frac{13.284 * 10^3 * 0.060}{200 * 10^9 * 318 * 10 - 8}$$

$$y = 0.00125 \text{ m} = 1.25 \text{ mm}$$

Se puede utilizar una estructura de perfil IPE 120.

Cálculo de las Vigas Principales:

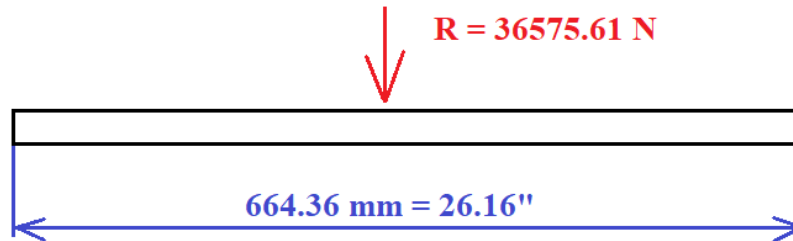
La sumatoria de Fuerzas Verticales es igual a cero.

$$\sum Fy = 0 \dots (1)$$

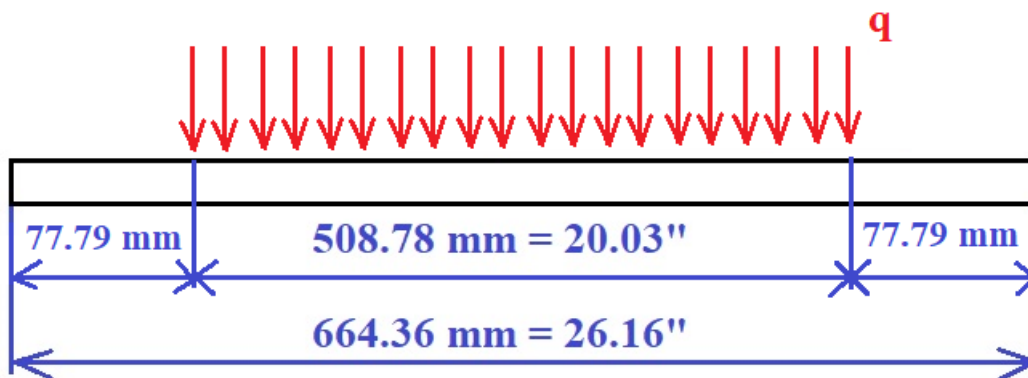
$$F1 - R - R = 0$$

$$F1 = 2R$$

$$R = \frac{73151.21}{2} = 36575.61 \text{ N}$$



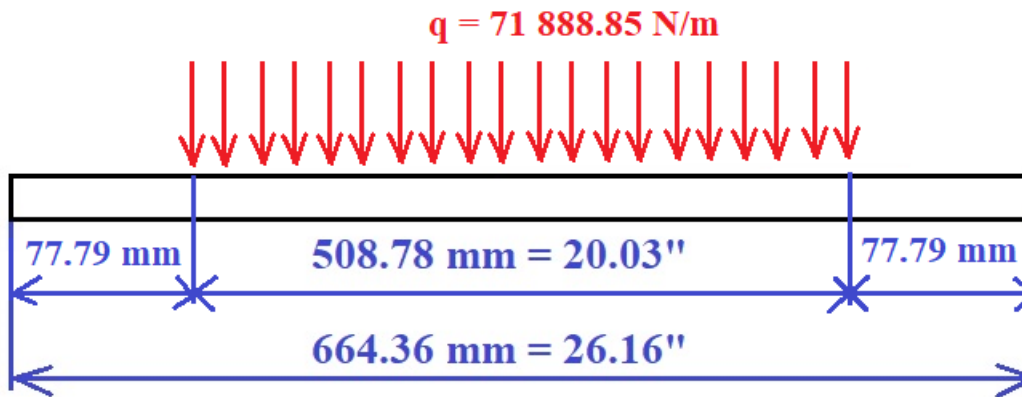
Pero la carga estará distribuida en la base de las patas de la chumacera que tienen una longitud de 508.78 mm = 20.03”.



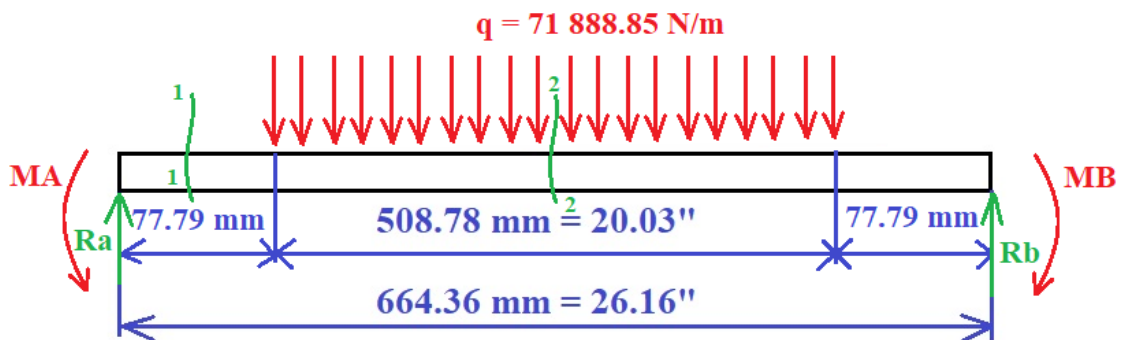
$$q \cdot l = R \dots (2)$$

$$q = \frac{R}{l} = \frac{36575.61 \text{ N}}{0.50878 \text{ m}}$$

$$q = 71\,888.85 \text{ N/m}$$



Análisis externo:



Los momentos en el punto A y punto B son iguales ya que la distribución es simétrica:

$$M_A = M_B = M \dots (3)$$

Las fuerzas en el punto A y Punto B son iguales:

$$R_a = R_b$$

Sumatoria de las fuerzas verticales es igual a cero.

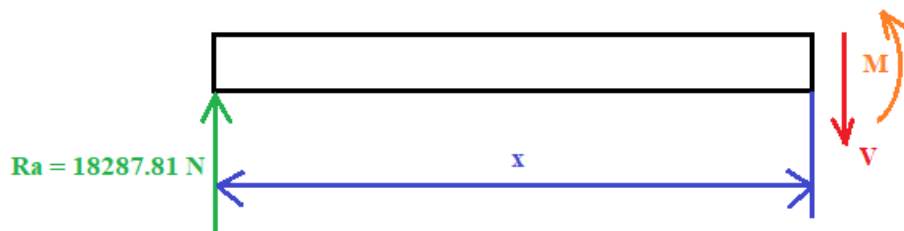
$$\sum F_y = 0 \dots (4)$$

$$36575.61 - R_a - R_b = 0$$

$$R_a = R_b = 18287.81\ \text{N}$$

Análisis interno:

Tramo 1-1: $0 \leq x \leq 0.0778\ \text{m}$



$$EI \frac{d^2y}{dx} = Ra \cdot x - M$$

$$EI \frac{d^2y}{dx} = 18\,287.81 \cdot x - M \dots (5)$$

Integrando:

$$EI \frac{dy}{dx} = 9\,143.905 \cdot x^2 - Mx + C1 \dots (6)$$

Integrando:

$$EIy = 3\,047.7015 \cdot x^3 - \frac{M}{2}x^2 + C1x + C2 \dots (7)$$

Para las siguientes condiciones:

Cuando $x = 0 \rightarrow \theta_{x=0} = 0$ (Pendiente)

Reemplazando "x" en la ecuación (6):

$$\theta_{x=0} = 0 = EI \frac{dy}{dx} = 9\,143.905 \cdot (0)^2 - M(0) + C1$$

$$C1 = 0$$

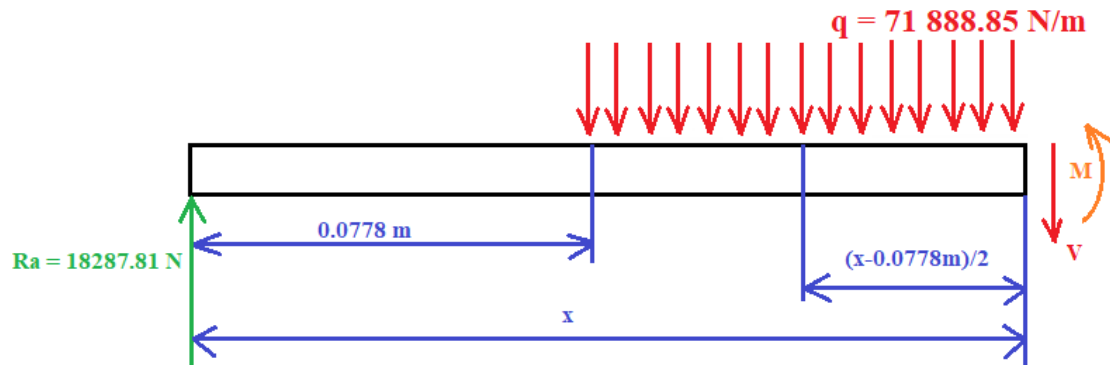
Cuando $x = 0 \rightarrow y_{x=0} = 0$ (Deflexión)

Reemplazando "x" en la ecuación (7):

$$y_{x=0} = 0 = EIy = 3\,047.7015 \cdot (0)^3 - \frac{M}{2}(0)^2 + C1(0) + C2$$

$$C2 = 0$$

Tramo 2-2: $0.0778 \text{ m} \leq x \leq 0.5866 \text{ m}$



$$EI \frac{d^2y}{dx} = Ra \cdot x - M - \frac{q(x - 0.0778)^2}{2}$$

$$EI \frac{d^2y}{dx} = 18\,287.81 \cdot x - M - \frac{71\,888.85(x - 0.0778)^2}{2} \quad \dots (8)$$

Integrando:

$$EI \frac{dy}{dx} = 9\,143.905 \cdot x^2 - Mx - \frac{71\,888.85(x - 0.0778)^3}{6} + C3 \quad \dots (9)$$

Integrando:

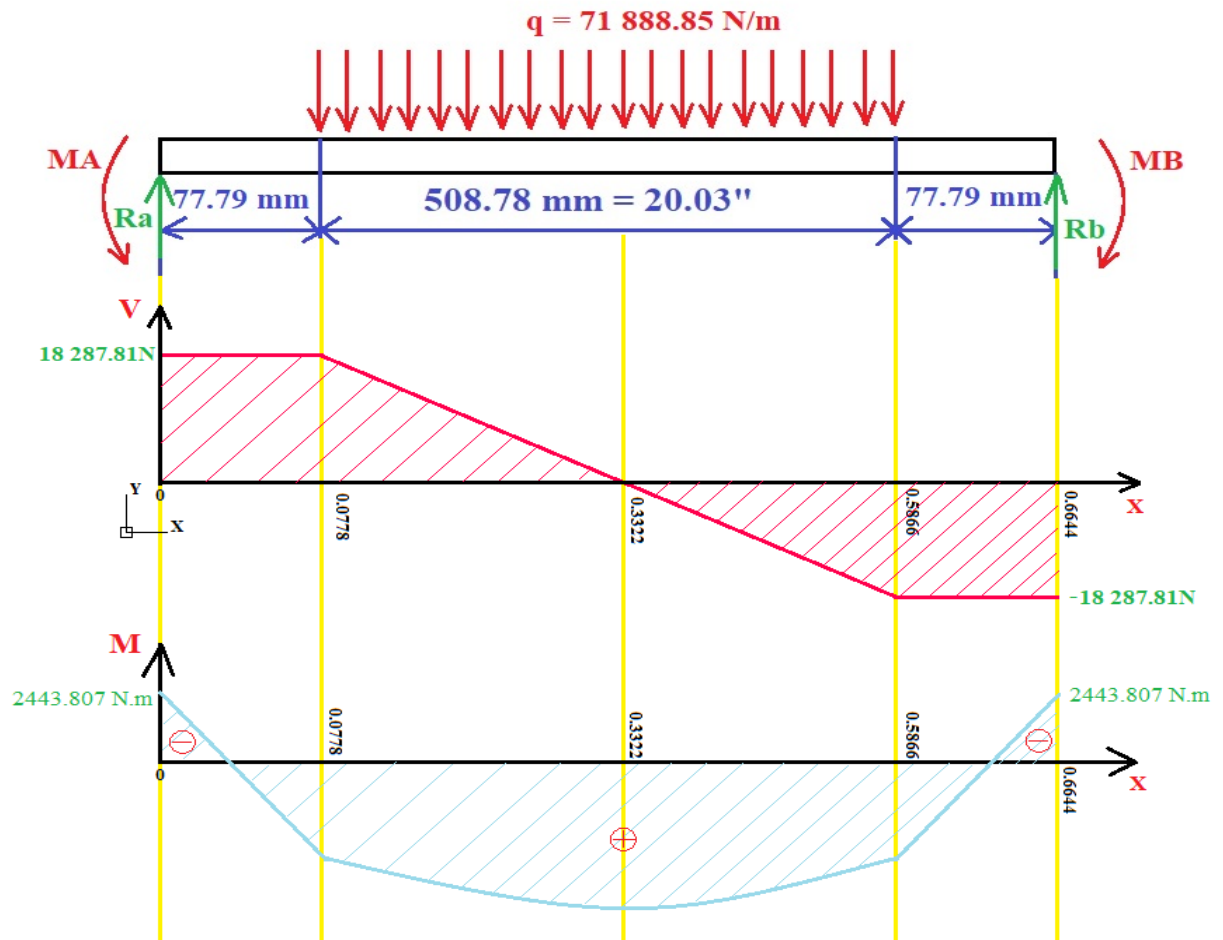
$$EIy = 3\,047.701 \cdot x^3 - \frac{M}{2}x^2 - \frac{71\,888.85(x - 0.0778)^4}{24} + C3x + C4 \quad \dots (10)$$

Para las siguientes condiciones:

Principio de continuidad:

Cuando $x = 0.0778 \rightarrow \theta_{x=0^1} = \theta_{x=0.0778^2}$ (Pendiente)

DIAGRAMAS:



Igualando la ecuación (6) y (9):

$$\theta_{x=0.0778} = 9\,144 \cdot x^2 - Mx + C1 = 9\,144 \cdot x^2 - Mx - \frac{71\,888.85(x - 0.0778)^3}{6} + C3$$

$$C3 = 0$$

Cuando $x = 0.0778 \rightarrow y_{x=0}^1 = y_{x=0.0778}^2$ (Deflexión)

Igualando la ecuación (7) y (10):

$$y_{x=0.0778} = 3\,048 \cdot x^3 - \frac{M}{2}x^2 + C1x + C2 = 3\,048 \cdot x^3 - \frac{M}{2}x^2 - \frac{71\,888.85(x - 0.0778)^3}{24} + C3x + C4$$

$$C4 = 0$$

Finalmente, como condición tenemos:

Cuando $x = 0.3322 \rightarrow \theta_{x=0.3322} = 0$ (Pendiente)

Reemplazando $x=0.3322$ en (9)

$$EI \frac{dy}{dx} = 0 = 9\,144 \cdot (0.3322)^2 - M(0.3322) - \frac{71\,888.85(0.3322 - 0.0778)^3}{6}$$

$$M = 2443.807 \text{ N.m}$$

Módulo de sección:

$$S = \frac{M_{max}}{\sigma_{perm}} \dots (11)$$

Donde:

S: Módulo de sección

σ_{perm} : Permisible del Acero = 250 MPa

M_{max} : Momento máximo

Reemplazando en M_{max} en la ecuación (11):

$$S = \frac{2\,443.807 \text{ N.m}}{250 \text{ MPa}} = 9.7752 \times 10^{-6} \text{ m}^3 = 0.5965 \text{ pulg}^3$$

Para seleccionar la viga debemos tener en cuenta que la viga seleccionada debe ser comercial, es decir de fácil adquisición en el mercado local, es por ello que se está seleccionando la viga W6X20 Lb/pie. La cual cumple con los requisitos básicos.

Tabla 20: Manual Steel Construcción

Designación†	Área A, in. ²	Altura d, in.	Aleta		Espesor del alma t _w , in.	Eje X-X			Eje Y-Y		
			Ancho b, in.	Espesor t _f , in.		I _x , in. ⁴	S _x , in. ³	r _x , in.	I _y , in. ⁴	S _y , in. ³	r _y , in.
W6 × 25	7.34	6.38	6.080	0.455	0.320	53.4	16.7	2.70	17.1	5.61	1.52
20	5.87	6.20	6.020	0.365	0.260	41.4	13.4	2.66	13.3	4.41	1.50
16	4.74	6.28	4.030	0.405	0.260	32.1	10.2	2.60	4.43	2.20	0.966
12	3.55	6.03	4.000	0.280	0.230	22.1	7.31	2.49	2.99	1.50	0.918
9	2.68	5.90	3.940	0.215	0.170	16.4	5.56	2.47	2.19	1.11	0.905

IV. DISCUSION

El actual trabajo de investigación se llevó a cabo en el sector minero para el diseño de una máquina embobinadora que ayudará a recuperar la faja transportadora después de su uso, asimismo ayuda a facilitar el trabajo y disminuye el riesgo a producirse accidentes de los operarios encargados en el área, agregado a ello evita el trabajo adicional para el traslado de la faja reduciendo costos.

Elaboración de la Matriz Morfológica de los componentes de la máquina embobinadora

En este punto el resultado, es la elaboración de una matriz morfológica tomando en cuenta dos variables como el tipo y la forma de los componentes mecánicos, para ello se dio a conocer tres posibles alternativas de solución de los cuales hemos elegido solo una. Asimismo, se realizó un bosquejo de lo que sería la máquina, para poder observar los diferentes componentes que usará.

Dimensionamiento del eje de la máquina embobinadora

Para calcular diámetro del eje de la maquina embobinadora se tomó como referencia el par motor que nos brinda el fabricante, lo cual nos dio como resultado 17200Nm. Posterior a ello se realizó el diagrama de cuerpo libre calculando las reacciones en la distribución a lo largo del eje y el diagrama de momentos flectores y fuerzas cortantes. Se pudo observar que el momento flector máximo resultante se da en la parte central del eje con un valor de 13284 KN. M.

Para llevar a cabo el diseño del eje se tomó en cuenta el material a utilizar, es este caso es acero AISI 1045 estirado en frio con una resistencia a la tensión de 630Mpa y resistencia a la fluencia de 530 MPa. Asimismo, tomamos en cuenta los factores que intervienen con respecto a la geometría y el uso basándonos en tablas con valores ya estandarizados.

Como resultado obtenemos el diámetro mayor 138.25mm y el diámetro menor de 81.96mm.

Selección de chumaceras

Como resultado se seleccionó soportes SKF de pie SNL 3052, para ello se tuvo que conocer la capacidad de carga dinámica a travez de unas tablas dando como resultado 310KN y estática donde interviene mucho el grado de temperatura a la que trabajará dando como resultado 183KN.

Cálculo de la potencia del motorreductor que moverá la carga a trabajar.

La potencia del motorreductor es de 53912.96 W, en base a ello elegimos un motorreductor marca SEW R167DRN250ME4 de 55 kW con un par de salida de 17200 Nm. Para el cálculo de la potencia se tuvo que conocer la masa del material transportado, estas dimensiones son dado del fabricante CONTITECH, por lo que m'_G será igual a 28,68 kg/m. Asimismo para determinar la resistencia principal tomamos en cuenta tablas basadas en normas internacionales norma DIN 22101.

Dimensionamiento del carrete

Para el cálculo de la dimensión del carrete se toma en cuenta las dimensiones de la faja, lo cual indica que el ancho es de 1500mm y la altura es de 2 metros.

Dimensionamiento de la estructura que soporte la carga

Para seleccionar la viga debemos tener en cuenta que la viga seleccionada debe ser comercial, es decir de fácil adquisición en el mercado local, es por ello que se está seleccionando la viga W6X20 Lb/pie. Basándose en el Manual Steel Construcción

V. CONCLUSIONES

- Se elaboró la matriz morfológica de los componentes de la maquina embobinadora con sus respectivas soluciones.
- Se dimensionó el eje para soportar los esfuerzos de torsión y flexión. El eje es de 5 pulgadas, obtenido con un factor de seguridad mínima de 1,5.
- La potencia nominal del motor obtenida para estas condiciones es de 55kW.
- El sistema de transmisión contara con triple cadena de tipo 28A con paso 44,45 mm.
- De acuerdo con la velocidad tangencial obtenida el método de lubricación ideal para este caso es por salpicadura.
- Se utilizará dos soportes SKF de pie SNL 3052, con rodamientos de rodillos a rótula 23052 CC / W33, con capacidades de carga estática y dinámica, mayores a los calculados.
- Se ha realizado un análisis estático con ayuda del SolidWorks, diseñando un eje que soportará solo el peso de la faja con un diámetro de 6 pulgadas, el cual fue obtenido con un factor de seguridad mínimo de 1,3. Entonces podemos concluir que un eje de 6 pulgadas es muy pequeño para soportar estas cargas.
- Asimismo, se realizaron los cálculos de las vigas principales, tomando en cuenta el Manual Steel Construcción.

VI. RECOMENDACIONES

En este trabajo de investigación se recomienda realizar los cálculos y diagramas que requiere el diseño del eje, ya sea para cualquier maquina con una función de rotación a baja o alta velocidad.

Para una máquina que trabaja con grande potencia y que se requiere una baja revolución es recomendable acoplar un motorreductor directamente al eje, debido a que la transmisión por cadena demanda mayor potencia, si mismo es el caso el uso por faja.

Se recomienda fabricar el eje con material acero AISI 1045, debido a que tiene mejores propiedades mecánicas, físicas y químicas como su dureza y tenacidad.

Que este trabajo sirva como referencia para ampliar la información, quizás para realizar acoplamientos a la máquina dándole otro uso.

VII. REFERENCIAS

- ASME. (2010). *Ejes y Árboles* .
- Budynas, R. G., & Keith Nisbeth, J. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. Ciudad de México: McGraw-Hill/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V.
- DIN 22101. (2002). *Correas transportadoras para materiales a granel - Aspectos fundamentales para el cálculo y diseño*. Berlín.
- PHOENIX. (2006). *Fundamentos de diseño de las correas transportadoras Phoenix*. Hamburgo: Phoenix Conveyor Belt Systems GMBH.
- Robert L. Mott, (2006). *Diseño de elementos de máquinas*.
- Antonio Simón Mata, A. Bataller; J.A. Cabrera, (2009), *Fundamentos de teorías de máquinas, 3° edición*.
- Robert L. Norton, 5° edición, (2013), *Diseño de maquinaria: síntesis y Análisis de máquinas y mecanismos, 5° Edición*.
- Groover, Mikell.P, (2002), *Fundamentos de Manufactura Moderna*.
- <http://www.materialeslosandes.com/vigasipn.html>
- Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett, (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, 8° Edición*
- Rodrigo Reisch (2013), *Gerente Comercial de Simma Trans. Chile*.
- Jiménez Tatis Pablo (2013), *Diseño de máquina para ensayo de torsión. Venezuela*.
- Aedo González Eddy marino (2014), *Fabricación y montaje de estructuras metálicas con Sistema Tubest para una planta industrial ubicado en zona industrial de Lurín*.

- Jorge Luis López Felipe (2017), *Diseño estructural de las torres para una línea de transmisión de 138kv para C.H Santa Lorenza, modelado y analizado por método de elementos finitos (MEF). Huánuco.*
- Edwin Joel Cortez Gómez (2016), *Efecto del régimen del corte en la Maquinabilidad del acero AISI 4340 en un proceso de torneado cilíndrico usando diferentes insertos. Trujillo.*
- Alex Brando Quiroz Hernández (2016), *Diseño y construcción de un dinamómetro para medir la fuerza de corte y la fuerza de avance en el torno. Trujillo.*

VIII. ANEXOS

Anexo 7: Matriz de consistencia

PROBLEMA	OBJETIVO	HIPOTESIS	VARIABLES	METODOLOGIA
¿Es posible diseñar una maquina embobinadora para recuperar una faja transportadora?	<p>Diseñar una máquina embobinadora que logre recuperar una faja transportadora.</p> <p>Objetivos específicos:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Analizar una máquina embobinadora • Recuperar fajas transportadoras inservibles • Dimensionar el eje de la máquina embobinadora • Seleccionar cada parte de la máquina embobinadora • Diseñar el sistema de trasmisión • Calcular la potencia del motor que moverá la carga a trabajar. 	<p>Ho: El diseño del embobinadora no recupera la faja transportadora</p> <p>H1: El diseño del embobinadora si recupera la faja transportadora.</p>	<p>Diseño de máquina embobinadora.</p> <p>Recuperación de faja trasportadora.</p>	<p>TIPO DE INVESTIGACION</p> <p>El tipo de investigación a realizarse será NO EXPERIMENTAL: porque en este estudio no se va a manipular variables, solo se va a distinguir en su ambiente natural, es decir, se entiende lo que es como una situación que ya existe.</p> <p>TRASNVERSAL: se eligió este tipo de investigación, porque se va a indaga datos en un solo momento.</p>