

# **ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL**

## **FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA**

### **DISEÑO Y MODELADO DE UNA MÁQUINA LIJADORA DE BANDA CON PEDESTAL PARA METAL**

#### **COMPONENTE B: DISEÑO DEL SISTEMA MOTRIZ Y BASCULANTE DE LA LIJADORA DE BANDA PLANA**

**TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR PRESENTADO COMO  
REQUISITO PARA LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO**

**MATEO NICOLÁS JARAMILLO DEL CORRAL**

**[mateo.jaramillo@epn.edu.ec](mailto:mateo.jaramillo@epn.edu.ec)**

**DIRECTOR: MSC. MARIO ALBERTO CESÉN ARTEAGA**

**[mario.cesen@epn.edu.ec](mailto:mario.cesen@epn.edu.ec)**

**DMQ, febrero 2024**

## **CERTIFICACIONES**

Yo, Mateo Nicolás Jaramillo Del Corral declaro que el trabajo de integración curricular aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

---

**Mateo Nicolás Jaramillo Del Corral**

Certifico que el presente trabajo de integración curricular fue desarrollado por Mateo Nicolás Jaramillo Del Corral, bajo mi supervisión.

---

**MSc. Mario Alberto Cesén Arteaga**

## **DECLARACIÓN DE AUTORÍA**

A través de la presente declaración, afirmamos que el trabajo de integración curricular aquí descrito, así como el (los) producto(s) resultante(s) del mismo, son públicos y estarán a disposición de la comunidad a través del repositorio institucional de la Escuela Politécnica Nacional; sin embargo, la titularidad de los derechos patrimoniales nos corresponde a los autores que hemos contribuido en el desarrollo del presente trabajo; observando para el efecto las disposiciones establecidas por el órgano competente en propiedad intelectual, la normativa interna y demás normas.

MATEO NICOLÁS JARAMILLO DEL CORRAL

MSC. MARIO ALBERTO CESÉN ARTEAGA

COLABORADOR: MARCO ALEXANDER ALBÁN PINOS

## **DEDICATORIA**

En memoria de Fabian Dario Jaramillo Valdiviezo y Mariana de Jesús Mora, mi abuelo paterno y mi abuela materna, quienes me formaron y transmitieron sus experiencias para que hoy sea la persona que soy y por motivarme no solo a seguir una carrera técnica, sino a poderla terminar. Compartir una parte de mi vida con las tuyas formará las raíces del profesional que seré a lo largo de mi vida, vivirán siempre en las enseñanzas que me dejaron y en todo lo que me han enseñado.

Me harán mucha falta el día de mi graduación.

## **AGRADECIMIENTO**

Al finalizar este Trabajo de Integración Curricular (TIC), quiero agradecer a quienes aportaron su grano de arena para que pueda ser un profesional.

A mis padres, Catalina Del Corral Mora y Carlos Jaramillo Palacios, a mis hermanos, Carlos David y Esteban Paul, a mis familiares que se han caracterizado por estar pendientes de mis estudios y mi formación, Fernando Del Corral, Ximena Del Corral, Edgar Pozo, Ricardo Paredes y Sonia Valdiviezo.

A mis amigos más cercanos en esta etapa, Andrés Ramírez, Mateo Arteaga, Benjamin Altamirano, Fabian Pallo, Carlos Markley, Frank Muñoz, Juan Pablo Calderón, Efraín Collaguazo, Jaime Espinosa, Marco Albán, Camila Bosquez, Maylin Castillo, Andrea Guacho, Sebastián Macias, Jajaira Balcazar, Nicolás Guaján y a las personas que ya no forman parte de mi círculo social, pero en su momento fueron cercanos para mí, nombrarlos a todos haría del agradecimiento la parte más extensa del TIC.

Y en especial a mi Pelusita, quien compartió sus últimos años de vida con mis primeros años de estudio universitario, y quien me hacía compañía durante mis madrugadas de estudio, verla dormir a lado mío o en mis pies hacía más llevadero el estudio.

# ÍNDICE DE CONTENIDO

CERTIFICACIONES.....	I
DECLARACIÓN DE AUTORÍA.....	II
DEDICATORIA.....	III
AGRADECIMIENTO.....	IV
ÍNDICE DE CONTENIDO.....	V
RESUMEN .....	VIII
ABSTRACT .....	IX
1 INTRODUCCIÓN.....	1
1.1 Objetivo general .....	1
1.2 Objetivos específicos .....	1
1.3 Alcance .....	2
1.4 Marco teórico .....	2
Motor eléctrico .....	3
Propiedades de una banda de lija: .....	6
Juego de poleas: .....	13
Polea motriz:.....	13
Polea tensora:.....	13
Polea loca:.....	13
Diseño de muelles: .....	14
Diámetro Normalizados de Poleas: .....	18
Rodamientos:.....	19
Rodamiento de bolas:.....	20
Breaker: .....	20
Guardamotor:.....	21
Variador: .....	21
Bandas de lija disponibles en el mercado:.....	21
Elementos auxiliares:.....	22
Diagrama de Cuerpo Libre (DCL). .....	22
Esfuerzo y Resistencia de Materiales.....	23
Teorías de Falla.....	23

2	METODOLOGÍA .....	25
2.1	Diseño conceptual del componente B: .....	25
2.2	Metodología de diseño de las poleas: .....	25
2.3	Diseño Conceptual Polea Motriz.....	25
2.4	Diseño Conceptual Polea Tensora y su eje respectivo.....	26
2.5	Diseño Conceptual Polea Loca y su eje respectivo .....	26
2.6	Diseño Conceptual Soporte Basculante de Poleas Locas y el Respaldo Para la Banda de Lija. ....	27
2.7	Diseño Conceptual Soporte Tensor.....	28
2.8	Diseño Conceptual Mango para Montaje.....	28
2.9	Diseño Conceptual Muelle .....	29
2.10	Selección del motor: .....	30
2.11	Selección del Guardamotor: .....	31
2.12	Selección del Breaker:.....	32
2.13	Funcionamiento del motor con el variador de frecuencia: .....	32
2.14	Selección del Variador de frecuencia: .....	40
2.15	Elemento auxiliar Fusible:.....	41
2.16	Diseño del sistema eléctrico para la Lijadora de Banda .....	41
2.17	Eslabón Pivote Tensor.....	43
2.18	Análisis de comportamiento físico del juego de poleas .....	43
	Análisis cuando la posición es de $0^\circ$ .....	44
	Análisis cuando la posición es de $+45^\circ$ .....	52
	Análisis cuando la posición es de $-45^\circ$ .....	53
	Longitud total de la banda de lija. ....	54
2.19	Diagrama de Cuerpo Libre Polea A.....	56
2.20	Diagrama de Cuerpo Libre Polea B.....	60
2.21	Diagrama de Cuerpo Libre Polea C.....	61
2.22	Diagrama de Cuerpo Libre Polea D.....	63
2.23	Diámetro nominal y ancho de las poleas. ....	65
2.24	Diseño de la chaveta. ....	67
2.25	Tensión de trabajo de las bandas de lija: .....	70
2.26	Cálculo de la tensión inicial de la Banda de lija .....	71
2.27	Cálculo de la Resistencia sobre elementos críticos.....	77
2.28	Selección del Rodamiento. ....	83
2.29	Dimensionamiento de las poleas:.....	83

2.30	Dimensiones de la Polea Tensora: .....	86
2.31	Dimensiones de las Poleas Locas: .....	87
2.32	Selección elemento auxiliar anillos de seguridad: .....	87
2.33	Diseño del muelle a partir del Diagrama de Cuerpo Libre: .....	88
	Diagrama de Cuerpo Libre cuando posición es 0° .....	88
	Diagrama de Cuerpo Libre cuando la posición es 45° y -45° .....	89
2.34	Diseño Soporte Basculante para Poleas Locas:.....	94
2.35	Diseño del respaldo para banda de lija:.....	95
2.36	Diseño Sistema Soporte tensor: .....	95
2.37	Diseño mango tensor:.....	96
2.38	Selección de pernos, tuercas, remaches y arandelas: .....	96
2.39	Costos .....	96
3	RESULTADOS, CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	98
3.1	Resultados.....	98
3.2	Conclusiones .....	104
3.3	Recomendaciones .....	106
4	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	108
5	ANEXOS.....	113
	ANEXO I. Ficha Técnica Motor WEG W22Xec IE2. ....	113
	ANEXO II. Ficha Técnica Variador ATV320 tipo compacto. ....	119
	ANEXO III. Manual de usuario Variador ATV320 tipo compacto.....	123
	ANEXO IV. Tabla 17-4. ....	127
	ANEXO V. Figura 17-9. ....	127
	ANEXO VI. Extracto Norma DIN 332. ....	127
	ANEXO VII. Ficha técnica rodamiento SKF seleccionado.....	128
	ANEXO VIII. Proformas.....	129
	ANEXO IX. Anillo de seguridad para eje DIN 471. ....	134
	ANEXO X. Anillo de seguridad para agujero DIN 472.....	135
	ANEXO XI. Propiedades geométricas perfil seleccionado. ....	136
	ANEXO XII. Máquina Lijadora de Banda con Pedestal para Metal. ....	137
	ANEXO XIII. Planos de taller.....	138

## RESUMEN

La lijadora de banda plana es un tipo de máquina herramienta que permite realizar diferentes operaciones de desbaste y acabado sobre piezas metálicas, con diferentes fines.

En el presente Trabajo de Integración Curricular, ha dividido la máquina Lijadora de Banda en dos partes, Componente A y el presente Componente B, que consiste en el Diseño del Sistema Motriz y Basculante de la Lijadora de Banda Plana.

Para cumplir con los objetivos del Componente B, se realizan estudios de mercado y comparación entre diferentes máquinas lijadoras de banda, que permitan conocer los diferentes componentes de la máquina. Se toman en cuenta diferentes recomendaciones de varios fabricantes de bandas de lija, tanto en el mercado internacional como en el mercado nacional, de modo que se determinan condiciones de trabajo y se pueda dar lugar a un primer diseño conceptual, para luego cuantificarlo mediante una serie de cálculos que buscan determinar los esfuerzos mecánicos, la aplicación de teorías de falla para garantizar su resistencia. También se realiza la selección de los distintos elementos estandarizados conforme las necesidades del diseño y que permiten el funcionamiento adecuado de la máquina.

Por último, se tiene el modelado y representación de todos los elementos del Componente B en planos de taller, así como sus correspondientes conclusiones y recomendaciones.

Con ello se ha conseguido el cumplimiento de los objetivos específicos y se ha alcanzado el objetivo general del presente Trabajo de Integración Curricular.

**PALABRAS CLAVE:** Lijadora de banda, Componente B, banda de lija, Diseño, Modelado, Sistema Basculante.

## **ABSTRACT**

The flat belt grinder is a machine tool that allows various roughing and finishing operations on metal pieces, serving different purposes.

In this Curricular Integration Project, the flat Belt Grinder machine has been divided into two parts, Component A and Component B, which consists of the Design of the Drive System and Tilting Mechanism of the Flat Belt Sander.

To achieve the objectives of Component B, market studies and comparisons between different belt sanding machines were conducted to understand the various components of the machine. Recommendations from sandpaper manufacturers are accounted, both in national and international markets, to determine working conditions and develop an initial conceptual design. This design was then quantified through a series of calculations aimed at determining mechanical stresses and applying failure theories to ensure its strength. Additionally, the selection of various standardized elements was made according to the design's needs, ensuring proper machine operation.

Finally, all elements of Component B are modeled and represented in workshop drawings, along with their corresponding conclusions and recommendations.

The specific objectives were achieved, and the general objective of this Curricular Integration Project was fulfilled.

**KEYWORDS:** Belt sander, Component B, sandpaper belt, Design, Modeling, Tilting System.

# 1 INTRODUCCIÓN

La lijadora de banda consiste en una máquina que permite realizar operaciones de desbaste y acabado mediante una banda de lija que dispone en una de sus superficies de un material abrasivo, el cual puede remover fácilmente material de una pieza metálica, ya sea con el propósito de preparar una superficie para soldadura, remover óxidos u operaciones de desbaste. El presente Trabajo de Integración Curricular contempla dos componentes, el Componente B en el que se diseñará y modelará el sistema motriz donde se dispone de la banda de lija, el sistema basculante asociado y de un elemento pivote que es responsable de aplicar una tensión en la banda, así como la selección del motor y su variador. Por otro lado, el Componente A, será desarrollado por mi compañero el Sr. Marco Albán, el cual corresponde al diseño del bastidor y soportes de la lijadora de banda plana.

En el mercado ecuatoriano no existe un proveedor ni fabricantes de esta clase de maquinaria, por lo que las referencias bibliográficas sobre el diseño de las poleas y selección del motor se encuentran ligadas a referentes internacionales.

El proceso de diseño del Componente B, está vinculado al dimensionamiento del cuerpo, bastidor y brazos de la lijadora que corresponden al Componente A. Por lo tanto, requiere de una coordinación de la información de ambos componentes. También es importante conocer y seleccionar el rango de bandas de lija existentes en el mercado, que determinarán las dimensiones físicas entre las poleas. Es necesario considerar que la lijadora de banda es bastante versátil y permite utilizar superficies planas de apoyo o también es posible que las poleas puedan ser utilizados cómo superficies de apoyo para remover material en forma circular.

## 1.1 Objetivo general

Diseñar y modelar el sistema motriz y basculante de la lijadora de banda, a través de diferentes criterios de ingeniería.

## 1.2 Objetivos específicos

1. Revisar la información bibliográfica existente respecto al componente planteado.
2. Emplear el método de peso ponderado para determinar de entre diferentes alternativas, la mejor opción.
3. Realizar el diseño y selección de los diferentes elementos que conforman el Componente B.

4. Realizar el modelo 3D de cada elemento y elaborar los planos de fabricación, montaje o conjunto,
5. Determinar los costos de materia prima de los elementos del Componente B.

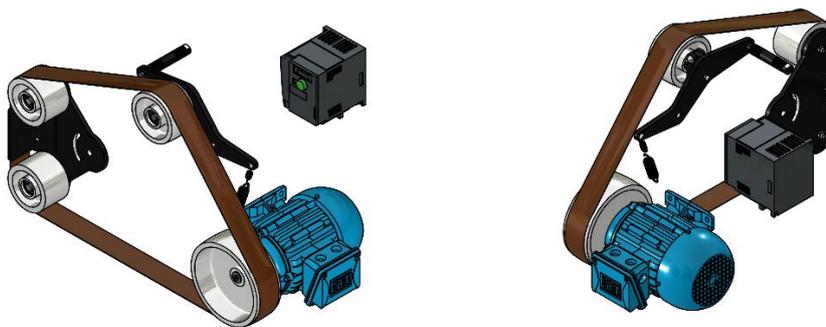
### 1.3 Alcance

El Componente B corresponde al diseño, selección y modelado del sistema motriz de la lijadora de banda, lo que responde a la selección de un motor y su variador, así como el diseño de las poleas, selección de la gama de bandas de lijado disponibles y compatibles, así como el sistema basculante para trabajo en diferentes posiciones y el diseño del sistema pivote que genera una tensión en la banda de lija junto con un perno que permite centrar correctamente la banda de lija en el juego de poleas.

### 1.4 Marco teórico

La lijadora de banda es un tipo de máquina herramienta, la cual mediante un motor eléctrico hace girar una banda de lija alrededor de 2 o más poleas, aprovechando el movimiento de la lija para realizar operaciones de desbaste, acabado y rectificado, debido a su configuración geométrica, es posible realizar dichas operaciones en diferentes superficies, grados de inclinación, entre otros. Es decir, es una máquina muy versátil, debido no solo a que existen diferentes números de grano para la banda de lija, sino también en cuanto a ejecución de las operaciones indicadas, puede ser empleada a su vez como una máquina auxiliar en la ejecución de diferentes trabajos, como la preparación de superficies para soldadura, la limpieza de cortes, rectificado de ángulos, creación de chaflanes, etc [1,2].

Durante el desarrollo del presente trabajo de integración curricular Diseño Y Modelado De Una Máquina Lijadora De Banda Con Pedestal Para Metal, se han nombrado los diferentes elementos para el presente componente, los cuales se detallan en Figura 1.1:



**Figura 1.1.** Componente B [Propio].

- Polea Motriz.
- Polea Loca.
- Polea Tensora.
- Sistema de pivote y Soporte Tensor.
- Respaldo para Banda de Lija.
- Mango para Montaje.
- Soporte Basculante para Poleas Locas.
- Muelle.
- Motor.
- Variador.

### **Motor eléctrico**

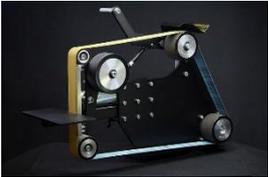
Las lijadoras de banda necesitan de un motor que entregue potencia, torque y velocidad, para el óptimo funcionamiento de la banda de lija; para el diseño del motor, se seleccionará uno eléctrico al ser de menor tamaño, más compacto y al ser alimentado con energía eléctrica procedente de fuentes renovables como es el caso de Ecuador.

Para seleccionar el motor eléctrico se deben conocer 2 parámetros principalmente, la potencia y la velocidad nominal. Para el componente B, se determinó la potencia del motor en base a referencias del mercado, esto debido a que el método analítico es impráctico al ser una máquina que cuyo funcionamiento depende de muchos factores los cuales resolver por forma analítica traería muchísimas variables de las cuales algunas se pueden fijar arbitrariamente y otras quedarían en función a parámetros que cuya única forma de determinación es de manera experimental. Por tales motivos, se realizó un estudio de mercado, de manera que los fabricantes ya conocen por experiencia la potencia más adecuada para una lijadora de banda de 2 × 72 pulgadas o (50.8×1828.8 mm); de esta forma no es necesario calcular la potencia requerida del motor en función de todas las variables, cargas mecánicas e inercias que se generan al momento de realizar diferentes operaciones de mecanizado con la banda de lija, pero siempre considerando el tamaño de la banda de lija que se piensa utilizar 2 × 72 pulgadas. Por consiguiente, se realizó un estudio del mercado de máquinas que trabajen bajo cargas y requisitos similares, donde se pueda estimar el dimensionamiento de un motor que satisface cualquier forma de trabajo para la banda de lija y bajo las operaciones antes mencionadas.

**Tabla 1.1. Lijadoras de Banda y especificaciones técnicas.**

Gráfico	Modelo	Banda de lija	Diámetro Polea Motriz	Potencia	Fabricante	Referencia
	Belt Grinder 2×72" Complete Chassis – Black	2×72"	4" y 5"	1.5 HP	ORIGIN BLADE MAKER	[3]
	Hardcore Maximizer 2 x 72 inch Premium Belt Grinding Machine	2×72"	6", 8" y 10"	1.5 HP	Van Sant Enterprises	[4]
	Classic KMG PL– DIRECT DRIVE variable speed 2hp	2×72"	6"	2 HP	Beaumont Metal Works, Inc	[5]
	KMG-10 with 10" contact wheel.	2×72"	4" y 6"	1.5 y 2 HP	Beaumont Metal Works, Inc	[6]
	Variable Speed KMG-PL	2×72"	4" y 6"	2 y 3 HP	Beaumont Metal Works, Inc	[7]
	KMG-TX – Tilting Extreme	2×72"	6"	2 y 3 HP	Beaumont Metal Works, Inc	[8]
	DOMINATOR 2×72", 2HP MOTOR/VFD, VFD STAND, 7" DRIVE WHEEL	2×72"	7"	2 HP	ORIGIN BLADE MAKER	[9]

**Tabla 1.1. Lijadoras de Banda y especificaciones técnicas (continuación).**

Gráfico	Modelo	Banda de lija	Diámetro Polea Motriz	Potencia	Fabricante	Referencia
	Dominator 2×72" Complete Chassis With Tilt Feature WITH MOTOR Combo	2×72"	7"	1.5 HP	ORIGIN BLADE MAKER	[10]
	BLACK FOX ONE - 2X72" BELT GRINDER	2×72"	7.5"	2HP	BLACK FOX	[11]
	2x72 Belt Grinder: Shop Master SM-72 (50mm x 1830mm)	2×72"	100mm	2 o 3HP	Multitool Products	[12]
	MASTERY PACKAGE	2×72"	7"	1, 1.5, 2 y 3 HP	Ameri Brade	[13]

Notemos que de 6 diferentes fabricantes, tenemos 11 modelos diferentes de lijadoras de banda con pedestal de metal, de las cuales la potencia del motor requerido ronda los 1.5 H y 3HP, de forma que los diferentes fabricantes trabajan mayormente con 2HP, siendo el motor de 3HP empleado en casos donde se requiere que la lijadora sea necesariamente de trabajo muy continuo y pesado. Por lo que para el presente trabajo se ha seleccionado el motor de 2 HP (1.49 kW).

Por consiguiente, la potencia del motor para nuestra lijadora de banda es de 2HP. No obstante, debemos conocer la velocidad de trabajo del motor en función de los requerimientos del fabricante, voltaje y frecuencia en función del lugar de instalación de la máquina.

Para determinar el rango de velocidades del motor, debemos considerar las velocidades de trabajo recomendadas por diferentes fabricantes de bandas de lija, de manera que se pueda abastecer los requerimientos de varios fabricantes de bandas de lija, esta es una de las razones por las que todas las lijadoras de banda tienen un variador o un sistema de regulación de velocidad para el motor.

La velocidad de trabajo del motor depende de dos factores, del diámetro de la polea y de la velocidad de corte de la banda de lija, de manera que se tiene:

### **Propiedades de una banda de lija:**

En lo que bandas de lija compete, se ha investigado en el mercado internacional y nacional, de forma que se pueda complementar y validar información de las condiciones de trabajo que permitan determinar los mejores parámetros para el diseño de todo el sistema de poleas.

En el caso de las bandas de lija, la información sobre velocidades de operación es escaso entre fabricantes para bandas de lija de 2×72" o (50.8×1828.8 mm). Dentro de la investigación de fabricantes internacionales, tenemos para nuestro caso de aplicación, según [14].

**Tabla 1.2.** Material a ser procesado y velocidades de corte recomendadas para las bandas de lija Red Label Abrasives [14].

Material to be Processed	Surface Speed (FPM)
Acrylics	960 - 2700
Glass, Ceramics, & Stone	1560 - 2700
Lacquers & Varnshies	1560 - 2940
Hard & Hardened Steel	1560 - 2940
Plastic & Rubber	1920 - 3540
Titanium & Titanium Alloys	1920 - 4920
Wood	2940 - 4920
Aluminum & Zinc	3540 - 5880
Stainless Steel, Tool Steel, & High Speed Steel	3540 - 5880
Copper & Brass	4920 - 6840
Cast Iron & Carbon Steel	4920 - 8820

Por tanto, tenemos como referencia que, para trabajar acero al carbono y fundiciones, la velocidad máxima es de 8820 FPM o (44805 mm/s). Es importante tomar en cuenta que en el mercado se comercializan diámetros para la polea motriz desde 4" o (101.6 mm), en algunos casos se usa el diámetro de la polea de 6" o (152.4 mm) como estándar, e incluso hay fabricantes que utilizan diámetros de hasta 8" (203.2 mm) [15]. Consideremos que son tamaños de poleas referenciales, dado que la velocidad de corte de la banda de lija depende no solo del diámetro de la polea motriz, sino también de la velocidad del motor.

En cuanto al mercado ecuatoriano compete, se averiguó verbalmente con Representaciones ACAZA S.A quien es un proveedor directo de FANDELI, empresa que es fabricante de bandas de lija con muchos años de trayectoria y sus bandas de lija se componen principalmente de 2 elementos, respaldo y abrasivo. El respaldo puede ser de tipo grado cerámico o de tela con poliéster. Según REPRESENTACIONES ACAZA S.A la composición exacta de los materiales, así como resistencias mecánicas son de conocimiento de la empresa, pero no se pueden compartir por cuestiones de confidencialidad.

Según REPRESENTACIONES ACAZA S.A, toda la información que se presenta a continuación es completamente referencial, por cuestiones de confidencialidad, los datos exactos representan valor de propiedad intelectual del fabricante, por lo que no son de libre acceso y tampoco es posible socializarlo con terceros. Esta información se basa en experiencia de trabajo de sus clientes, así como en ensayos y pruebas realizados por FANDELI durante el desarrollo y producción de sus bandas de lija.

Debido a forma de fabricación, la zona más sensible y débil de la banda de lija es la costura, que se compone de un adhesivo térmico, asimismo los extremos de la banda de lija se encuentran sellados por adhesivo térmico con el fin de garantizar un mejor rendimiento, por lo que se debe evitar trabajar con estas regiones para no remover el sello y para evitar romper la banda de lija, asimismo recomiendan evitar ángulos agudos entre la superficie de la banda de lija y el material a procesar, es decir entre  $45^\circ$  y  $-45^\circ$ .

Por tanto, en cuanto a criterio de diseño las resistencias recomendadas no son del material de respaldo, sino de la composición entre la resistencia que ofrece la costura, el abrasivo y el respaldo de forma compuesta.

Para Representaciones ACAZA S.A las velocidades de corte y velocidades de trabajo de las bandas de lija que distribuyen están determinadas por varios factores:

- La tensión de la banda de lija.
- El tamaño del grano.
- La velocidad de giro del motor.
- El material del respaldo.
- El material a ser procesado.

Representaciones ACAZA S.A conoce que FANDELI, VSM y otras empresas fabricantes de bandas de lija ha determinado maneras de cálculo para obtener los valores recomendados de trabajo que maximicen el rendimiento de la banda de lija, pero no son de acceso público.

En cuanto al rendimiento de trabajo. Por ejemplo, dos bandas de lija de mismo número de grano, una de grado cerámico y otra de tela con poliéster, en un mismo lapso de tiempo podrán remover diferentes cantidades de material, donde la banda de lija de grado cerámico puede remover mayores cantidades de material, podría ser un valor referencial de un 30% o incluso podría llegar hasta un 100% más respecto a la banda de lija de respaldo de tela con poliéster, dependiendo del material que se esté trabajando, esto se debe principalmente a que la lija de grado cerámico es autoafilante, es decir, que durante el trabajo, el grano se rompe o quiebra y genera nuevos filos, permitiendo mayor contacto abrasivo y a su vez permitiendo una refrigeración debido al constante paso del aire, por lo que también resiste mayores temperaturas que las lijas de tela con poliéster, teniendo un mayor tiempo de trabajo continuo y una mayor tasa de remoción de material.

En cuanto a las revoluciones de trabajo, Representaciones ACAZA S.A indica que FANDELI recomienda que sus bandas de lija independientemente del material de respaldo

podrían trabajar de (0 rpm) a (3800 rpm) para metales livianos y de (0 rpm) a (6800 rpm) para metales de alta dureza. Representaciones ACAZA S.A explica que FANDELI y los otros fabricantes con los que trabajan han sido específicos respecto a que el tamaño del grano influye en las propiedades mecánicas de la banda de lija, de manera que, existen rangos de tensión recomendados, pero como se indicó antes, dependen de varios factores, de manera referencial, se tiene entonces los rangos de tamaño de grano de las bandas de lija empleadas para procesar diferentes tipos de metales.

**Tabla 1.3.** Graduación de grano de banda de lija y el tipo de denominación [16].

Norma de graduación (ANSI e JIS)	Tipo de Graduación
24	Grueso
30	
36	
40	
50	Medio Grueso
60	
80	Medio Fino
100	
120	
150	
180	
220	Fino
240	
280	
320	
360	
400	
500	
600	

En cuanto a la tensión que se debe aplicar a las bandas de lija, según Representaciones ACAZA S.A se detalló que para FANDELI y otros fabricantes, existen también rangos óptimos de tensión para sus bandas de lija, de modo que estas no deslicen sobre las poleas, tambores o cilindros.

Una banda de lija poco tensa deslizará, una banda muy tensa, deslizará. Pero, una banda que se encuentre en una tensión óptima se moverá junto con la polea o cilindro y, Por tanto, puede trabajar de forma correcta sobre el material a procesar. Los valores de tensión recomendados se determinan en términos de longitud y ancho de banda, para una banda

de características (2×72 pulgadas) se recomendaría tensar la banda de forma que su longitud varíe conforme la tabla referencial.

**Tabla 1.4.** Elongación total referencial de la banda de lija vs el Tipo de Graduación según los fabricantes con los que trabaja Representaciones ACAZA S.A (Suministrado verbalmente).

Elongación total de la banda [mm]	Tipo de Graduación
0	Grueso
2	
2	Medio
5	
5	Fino
10	

Si revisamos el catálogo de FANDELI, existen varios tipos de bandas de lija para trabajar sobre diferentes materiales metálicos, entre los cuales se encuentran [16]:

- E088, F04, J86, JF87, R-13, R013, R88, S18, 10, S20, X86, X088, X88, Y88

Estas son bandas de lija compuestas por un respaldo de tela con poliéster, FANDELI indica mediante fichas técnicas que las tensiones óptimas de trabajo para las bandas de lija mencionadas son de entre 71.12 psi o (5 kg/cm<sup>2</sup>) a 79.65 psi o (5.6 kg/cm<sup>2</sup>), se realizaron mediciones de espesor de diferentes bandas de lija y se pudo medir que para una banda de lija de alúmina zirconia como la R-13 solo el respaldo tiene un espesor de aproximado (0.8 mm) y un espesor total aproximado de (1 mm); para lijas de grado cerámico, tenemos espesores de aproximadamente (0.75 mm) para el respaldo y (1 mm) para el espesor total, como se puede observar a continuación, se pueden observar ejemplos de mediciones de espesores de bandas de lija en las Figura 1.2, Figura 1.3 y Figura 1.4.



**Figura 1.2.** Lija de grado cerámico VSM CERAMICS modelo XK870X grano 60 [Propio].



**Figura 1.3.** Lija de alúmina zirconia FANDELI modelo R-13 grano 60 [Propio].

En cuanto a Red Label Abrasives, sus bandas de lija de grado cerámico tienen un espesor de aproximadamente para el respaldo de (0.75 mm) y (1 mm) en total, se conoce que los espesores son similares para las lijas de óxido de aluminio.



**Figura 1.4.** Lija de grado cerámico Red Label modelo 430 grano 80 [Propio]

Por tanto, se puede afirmar que el espesor típico de una banda de lija independientemente de su material abrasivo será de un total de (1 mm) y el respaldo tendrá un espesor de aproximadamente (0.75 mm). De manera que se puede conocer el esfuerzo sobre toda la banda de lija o un esfuerzo ingenieril aproximado sobre únicamente el respaldo.

No obstante, se puede aproximar el área resistente de la banda de lija solo considerando el área del respaldo, pero se despreciaría la resistencia que ofrece el abrasivo y la costura, este criterio nos permite determinar un área menor al área real, de forma que la tensión que se aplicaría sobre la banda de lija se encuentre sobredimensionado y no se cumpliría con el criterio de tensión del fabricante.

Se tiene entonces que, para efectos de cálculo, se considera el fenómeno de resistencia que ofrece el respaldo junto con el abrasivo y el adhesivo, es decir se lo considera como

un material compuesto de comportamiento homogéneo, asimismo es el caso más aproximado, dado que en la realidad. Mientras más desgaste tiene una banda de lija, menor será el espesor de material abrasivo y más protagonismo tendrá el fenómeno de resistencia del respaldo, por lo que también es válido tomar como referencia las resistencias de trabajo de bandas de transmisión de materiales similares, pero solo como criterio de diseño.

Para poder tener un segundo criterio, tenemos que según Red Label Abrasives, sus bandas de lija tienen rangos de trabajo óptimos, donde la tensión deberá ser de [17]:

- Para respaldo de tela: 55-65 psi o (3.87-4.57 kg/cm<sup>2</sup>).
- Para respaldo de poliéster: 65-85 psi o (4.57-5.98 kg/cm<sup>2</sup>).

Si complementamos la información entre el fabricante estadounidense y el distribuidor ecuatoriano, para bandas de lija de 2x72 pulgadas o (50.8x1828.8 mm). Tenemos entonces que se va a considerar los rangos más críticos de tensión para la banda de lija y están en un mínimo de 55 psi o (3.87 kg/cm<sup>2</sup>) pasando por 65 psi o (4.55 kg/cm<sup>2</sup>) y un máximo de 85 psi o (5.98 kg/cm<sup>2</sup>).

Notemos que los valores de tensión entre los fabricantes Red Label Abrasives y FANDELI, son similares, la diferencia se debe probablemente a discrepancias entre el tipo de polímero o calidad de material, y son valores que están sujetos a curvas óptimas de rendimiento que cada fabricante determinó a partir de varias pruebas a sus bandas de lija.

Un criterio de diseño es que la lijadora de banda pueda trabajar con diferentes rangos de tensión y diferentes fabricantes de bandas de lija, de forma tal que no exista mayor limitante al momento de poner en operación a la lijadora de banda. Notemos que emplear un sistema pivote para alcanzar la tensión de trabajo de la banda de lija se debe considerar que la elongación de la banda de lija corresponda a la óptima, detallada por el fabricante que es de tan solo 0.54% de la longitud total de la banda de lija.

Se puede concluir entonces que se determinaron las condiciones de diseño para las bandas de lija de dos fabricantes diferentes, la tensión óptima, velocidades de operación y rangos de velocidades de corte referenciales, conocemos también que es recomendable tener en cuenta la elongación máxima que garantice que se pueda trabajar dentro de los rangos óptimos de tensión en la banda de lija, por lo que será oportuno para tomar en cuenta la máxima deformación del muelle dentro del sistema pivote tensor y con ello la elongación máxima de la banda de lija, para lo cual se tiene que solucionar el sistema basculante del juego de poleas.

### **Juego de poleas:**

El juego de poleas consiste en un juego de 4 poleas normalizadas y es idóneo para aplicarlo en la máquina propuesta, las poleas permiten tener una distancia considerable entre centros, lo que es equivalente a una mayor superficie de trabajo de la banda de lija, el uso de una polea tensora permite ajustar la distancia entre centros, lo que es útil en el intercambio de bandas y mantiene la tensión sobre la banda de lija a durante su funcionamiento, la polea motriz entrega la potencia, par y velocidad de trabajo a la banda de lija y permite separar el fenómeno de torque sobre la banda de lija del fenómeno de tensión de trabajo en las poleas locas, las poleas locas se encargan de actuar como elementos pasivos en el sistema de poleas. En otras palabras, tenemos:

### **Polea motriz:**

Es el elemento activo anexado al eje del motor mediante una chaveta que se encarga de transferir la potencia del motor hacia la banda la lija. Es decir, transforma la potencia mecánica del motor en velocidad y tensión sobre la banda de lija.

### **Polea tensora:**

Elemento pasivo anexado a su eje mediante rodamientos, tiene la facultad de mover su eje respecto a un punto pivote, de forma que puede cambiar la distancia entre centros con relación a las otras poleas, al agregar un muelle permite ejercer una fuerza proporcional sobre la polea y transmitirla sobre la banda de lija en forma de tensión. Es decir, este elemento se encarga de corregir y mantener la tensión deseada sobre la banda de lija.

Existe la posibilidad de que el eje de la polea tensora pueda regular su inclinación de forma que en términos prácticos se pueda corregir la posición de la banda de lija, evitando que la misma se desalinee durante la operación.

### **Polea loca:**

Son elementos netamente pasivos, anexados a su eje mediante rodamientos y su función es el de transmitir la tensión y velocidad de la banda de lija desde la Polea Motriz hasta la región de trabajo de la banda de lija, esta es la razón por la que en este diseño se dispone de 2 poleas locas ubicadas en los extremos de la zona de trabajo de la banda de lija y es necesario entonces disponer de un elemento de respaldo para la banda de lija, de forma que esta no pueda flexionarse hacia el interior cuando el operador decida trabajar una pieza o elemento sobre la misma.

## **Diseño de muelles:**

En materia de muelles, existe la diferencia de que son elementos que se pueden diseñar libremente, bajo ciertos parámetros y enviar el plano para su fácil fabricación o por el contrario, también se puede seleccionar en función de un catálogo de muelles comunes o estándar para diferentes aplicaciones, en cualquier caso. Se revisó y consultó con varios distribuidores, fabricantes y catálogos.

Se tiene entonces que en Ecuador uno de los fabricantes de muelles que más simpleza para fabricación de resortes es Alfa Spring, el fabricante puede realizar los muelles en acero SAE 1060 y requiere un plano donde se detallen medidas, diámetro de alambre, número de espiras y longitud, el fabricante indicó que no dispone de equipo que certifique que se cumple con las propiedades mecánicas del diseño, pero se puede solventar mediante ensayos de tracción con un tercero.

Resortes Medellín tiene un criterio similar para la fabricación de resortes, pero de igual forma requieren de un plano donde se detallen las medidas descritas por el diseñador.

Otra opción radica en emplear el catálogo de McMaster-Carr o The Spring Store, donde directamente tenemos una calculadora de muelles donde se puede determinar el coeficiente de elasticidad del resorte, siguiendo la Ley de Hooke.

$$F_e = -k * \Delta x$$

**Ecuación 1.1.** Ley de Hooke.

Donde:

**F<sub>e</sub>**: es la fuerza elástica en lbs o (N).

**k**: coeficiente de elasticidad en lbs/in o (N/m).

**D<sub>x</sub>**: es la deformación longitudinal del muelle en in o (m).

## **Diámetro de la Polea Motriz y Selección del motor:**

El funcionamiento de los motores de inducción es esencialmente idéntico al de los motores síncronos que cuentan con devanados de amortiguamiento, cuya velocidad sincrónica podemos calcular cómo [18]:

$$n_{sinc} = \frac{120 * f_e}{P}$$

**Ecuación 1.2.** Velocidad sincrónica de un motor de inducción [18].

Donde:

**n<sub>sinc</sub>**: es la velocidad sincrónica en (rpm).

**f<sub>e</sub>**: es la frecuencia del sistema en (Hz).

**P**: es el número de polos en la máquina.

En el Ecuador, se utiliza una red eléctrica de (60Hz), en prácticamente todas las aplicaciones de red doméstica e industrial y el número de pares de polos puede ir desde 2 en adelante [18]. Para nuestro caso determinamos a partir de la velocidad nominal del motor, el diámetro de la polea motriz, pero cabe resaltar que para velocidades inferiores es necesario obtener la velocidad del rotor en función del deslizamiento y la velocidad sincrónica.

$$n_{rotor} = (1 - S) * n_{sinc}$$

**Ecuación 1.3.** Velocidad del rotor [18].

Donde:

**S**: deslizamiento

**n<sub>rotor</sub>**: es la velocidad del rotor en (rpm).

De forma que la velocidad tangencial en el extremo más lejano al centro para una polea en movimiento circular uniforme es:

$$v_t = \omega * r$$

**Ecuación 1.4.** Velocidad tangencial en función de velocidad angular.

Donde:

**v<sub>t</sub>**: es la velocidad tangencial de la banda de lija en (m/s).

**w**: es la velocidad angular de la polea, en nuestro caso de la Polea Motriz en (rad/s).

**r**: es el radio más lejano de la polea, en nuestro caso el diámetro nominal de la Polea Motriz en (m).

Tenemos entonces a partir de las expresiones, Ecuación 1.1 y Ecuación 1.3 que se puede determinar unos rangos de diámetros de Polea Motriz:

**Tabla 1.5.** Velocidad sincrónica vs rangos de diámetros de Polea Motriz.

Polos	Velocidad sincrónica (rpm)	Radio máx (mm)	Radio máx (inch)
2	3600	118.85	4.68
4	1800	237.70	9.36
6	1200	356.55	14.04

Por consiguiente, tenemos radios tentativos para un motor de 2 polos, al ser un valor que está dentro de los rangos de poleas motrices que emplean fabricantes de esta clase de máquinas. Entonces se tiene que el motor debe tener 2 polos.

Para determinar el motor a utilizar en la lijadora de banda, se recurre al catálogo de WEG, debido a que es un fabricante que posee más de 60 años de vida comercial, está presente en Ecuador y presentan datasheets muy completos, junto con varias curvas de eficiencia, rendimientos, etc [19]. Información que podría ser muy útil para determinar el variador de frecuencia que controle la velocidad angular del motor.

Tenemos que considerar que una vez determinado el número de polos del motor y su potencia, tenemos que saber en qué condiciones de voltaje y tipo de conexión trabajará. Tenemos que, según la Empresa Eléctrica de Quito, los tipos de conexión eléctrica disponibles son [19]:

- Red monofásico 240/120 V [19].
- Red trifásica 220/127 V o 210/121 V [19].

De forma que con esta información podemos acceder al catálogo de WEG y buscar un motor de dichas características para este tipo de instalación.

**Tabla 1.6.** Detalle y configuraciones geométricas de motores WEG [20].

Forma Constructiva	Configuración																	
	Referencia	B3R(E)	B3L(D)	B3T	B5R(E)	B5L(D)	B5T	B35R(E)	B35L(D)	B35T	B14R(E)							
Detalles	Carcasa	Con patas		Sin patas		Sin patas		Con patas		Sin patas								
	Punta del eje	A la izquierda		A la derecha		A la izquierda		A la derecha		A la izquierda								
	Fijación	Base o carriles		Brida FF		Brida FF		Base o brida FF		Brida FC								
Forma Constructiva	Configuración																	
	Referencia	B14L(D)	B14T	B34R(E)	B34L(D)	B34T	V5	V5R(E)	V5T	V6	V6R(E)	V6T	V1	V3				
Detalles	Carcasa	Sin patas		Con patas		Con patas		Con patas		Con patas		Sin patas		Sin patas				
	Punta del eje	A la derecha		A la izquierda		A la derecha		Abajo		Arriba		Abajo		Arriba				
	Fijación	Brida FC		Base o brida FC		Base o brida FC		Pared		Pared		Brida FF		Brida FF				
Forma Constructiva	Configuración																	
	Referencia	V15	V15R(E)	V15T	V36	V36R(E)	V36T	V18	V19	B6	B6R(E)	B6T	B7	B7R(E)	B7T	B8	B8R(E)	B8T
Detalles	Carcasa	Con patas		Con patas		Sin patas		Sin patas		Con patas		Con patas		Con patas		Con patas		
	Punta del eje	Abajo		Arriba		Abajo		Arriba		Para frente		Para frente		Para frente		Para frente		
	Fijación	Pared o brida FF		Pared o brida FF		Brida C		Brida C		Pared		Pared		Pared		Techo		

Conocemos a partir del esquema de WEG, en términos constructivos, el criterio de selección se basa en el mantenimiento y montaje del motor sobre Placa de Motor (elemento del Componente A), de forma que si nos fijamos en la Tabla 1.6, existen referencias de carcasas y su manera de montaje del motor. Por lo que existen diferentes alternativas como el uso de bridas hacia la pared o en patas hacia el piso y en qué orientación deberá trabajar el eje del motor en referencia a la vertical, Notemos entonces que, por criterio de mantenimiento, construcción, montaje, desmontaje y centrado de las poleas, es mejor un motor con patas que trabaje de forma horizontal. Esto se debe principalmente a que se dispone de mayor cantidad de espacio entre el eje y la polea motriz, lo que permite aprovechar de mejor forma la disposición de espacio entre la polea y el Bastidor (elemento del Componente A) así se consigue tener un espacio más libre entre el motor y la polea motriz.

Por el contrario, si empleamos un motor con carcasa de bridas, como los de la línea V, tenemos el compromiso de que toda la masa del motor generaría un momento sobre el Bastidor, y es sobre el Bastidor que se tendría que empujar el motor y donde se produciría el efecto de cantiléver sobre el Bastidor, lo que podría traducirse en un potencial riesgo de vibraciones desde el motor a lo largo del Bastidor, resulta también comprometido el centrado, dado que el eje del motor deberá ser montado a 90° respecto al plano formado por el Bastidor y cualquier deformación causada a lo largo del servicio podría

cambiar la inclinación, lo que podría generar un eventual descentramiento de la banda de lija sobre la polea motriz, de modo que se presente una constante corrección con la Polea Tensora, y cambiando el punto de aplicación de fuerza entre la banda de lija y la superficie de la polea, lo que podría descentrar más la polea, al tensarse asimétricamente y por consiguiente desgastándose asimétricamente.

Por otro lado, utilizar una carcasa bridada reduce el espacio entre la polea y el motor, lo que compromete el acceso al momento de realizar tareas de mantenimiento, como desmontaje, montaje de la Polea Motriz y el ajuste y torqueo de los pernos de la brida contra el Bastidor y se lo debe realizar de forma de cruz y el torqueo en sentido de las manecillas del reloj, lo que complicaría conseguir el ángulo de 90° entre el eje del motor y el plano formado por el Bastidor, esta tarea de mantenimiento se lo tendría que realizar cada vez que se decida trabajar sobre el motor.

Por tanto, es conveniente escoger motores de carcasa B3R(E), B3L, B3T, B34R(E), B34L(D), B34T, B6, B6R(E), B6T, B7, B7R(E), B7T, B8, B8R(E) y B8T [20].

### Diámetro Normalizados de Poleas:

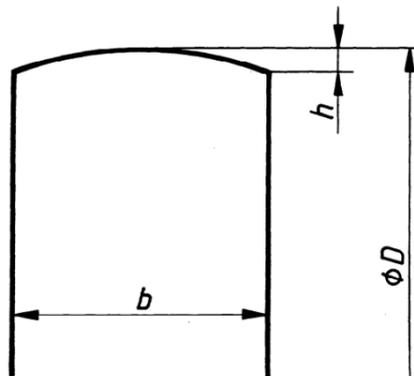
Según la norma ISO 22 e ISO 155, tenemos que existen rangos de tolerancias y valores discretizados para las poleas planas y poleas abombadas, que son las que se debe diseñar para el juego de poleas, para que la banda de lija tenga suficiente espacio para trabajo adecuado dentro del sistema, se puede encontrar en las siguientes tablas y en Figura 1.5 [21, 22 y 23]:

**Tabla 1.7.** Diámetros nominales para poleas de banda plana [21].

DIÁMETROS NORMALES, $d_n$									
100	140	200	280	400	560	800	1120	1600	
110	160	220	315	450	630	900	1250	1800	
125	180	250	355	500	710	1000	1400	2000	
ANCHOS DE LLANTA, B - ANCHOS DE CORREA, b									
B	b	B	b	B	b	B	b	B	b
20	16	63	50	125	110	220	200	400	355
25	20	80	70	140	125	250	220	450	400
32	25	90	80	160	140	280	250	500	450
40	32	100	90	180	160	315	280	560	500
50	40	110	100	200	180	355	315	630	560

**Tabla 1.8.** Diámetros y tolerancias para poleas plana, acorde a las normas UNE 18007 y 18077 [22].

$d$	$\delta_1$	Dimensions in millimetres	
40	0,5	800 to 1 000	6,3
45 and 50	0,6	1 120 to 1 400	8
56 and 63	0,8	1 600 to 2 000	10
71 and 80	1		
90 to 112	1,2		
125 and 140	1,6		
160 to 200	2		
224 and 250	2,5		
280 to 355	3,2		
400 to 500	4		
560 to 710	5		



**Figura 1.5.** Corona de poleas para correas de transmisión con correas planas [23].

### Rodamientos:

En materia de rodamientos, tenemos que disponemos de varios tipos y fabricantes de rodamientos, para nuestro caso, al ser elementos de uso muy común, existen muchos fabricantes y muchos modelos en el mercado, uno de los fabricantes más eficientes en la distribución de sus catálogos es SKF y sus rodamientos se encuentran normalizados bajo la norma ISO 355, se conoce que en Ecuador hay varios distribuidores de rodamientos SKF, pero uno de los más reconocidos son, Hivimar, Johandre Rodamientos, o TecniAceros, proveedores que serán nuestra fuente de consulta y selección en un futuro.

Para seleccionar los rodamientos se empleará el catálogo de SKF disponible en línea, donde se detalla los diámetros interiores, exteriores, espesor, tipo de rodamiento y las cargas de trabajo [24].

Para nuestro caso, lo óptimo es emplear rodamiento de bolas, debido a que la naturaleza de la carga será solo radial y no habrá casi carga axial [24].

### **Rodamiento de bolas:**

Los rodamientos rígidos de bolas son los más comúnmente utilizados y se destacan por su versatilidad de aplicaciones. Su principal ventaja radica en su baja fricción, siendo elementos que actualmente se encuentran optimizados para minimizar tanto el ruido como la vibración, lo que les permite alcanzar velocidades de rotación elevadas. Estos rodamientos tienen la capacidad de soportar cargas radiales y axiales en ambas direcciones, además de ser de fácil montaje y requerir un mantenimiento reducido en comparación con otros tipos de rodamientos [25].

Dentro del amplio catálogo de rodamientos de SKF, se ofrece una extensa variedad de diseños, versiones y tamaños de rodamientos rígidos de bolas, pero se lo debe complementar con la disponibilidad en el mercado nacional, como se indica un ejemplo de tipo de rodamiento de bolas, en la Figura 1.6 [25].



**Figura 1.6.** Rodamiento de bolas con tapones protectores anti-abrasivos [25].

### **Breaker:**

Es un dispositivo que permite proteger una instalación eléctrica, a los componentes de un circuito o a los usuarios, al tratarse de un dispositivo que abre un circuito en caso de un repentino incremento en la corriente eléctrica, en este caso es un elemento útil para proteger el circuito cuando el motor eléctrico se encuentre en su arranque, dado que la corriente será más alta y repentina [26].

Para nuestro caso se empleará breakers de la marca Schneider que se lo puede encontrar en los catálogos de Almacenes Marriott, Km 13.5 vía Salitre, Guayas, Ecuador.

### **Guardamotor:**

Es un dispositivo magnetotérmico de protección que se compone de un relé térmico y un contactor, se encarga de abrir el circuito cuando se detecta que la corriente del circuito supera la corriente nominal del motor, el guardamotor tiene como propósito proteger el motor cuando este se sobrecaliente lo que genera una señal de un incremento de corriente que es sinónimo de una sobrecarga en funcionamiento [27].

El guardamotor será del fabricante Schneider y se los puede encontrar en el catálogo de Almacenes Marriott, Km 13.5 vía Salitre, Guayas, Ecuador.

### **Variador:**

En términos prácticos es un elemento que se encuentra entre la fuente y el motor, permite cambiar la velocidad del motor, funciona regulando la frecuencia de la electricidad demandada. El funcionamiento consiste en primero convertir la CA en CD mediante un rectificador, luego los condensadores permiten suavizar la señal, y finalmente un inversor permite convertir nuevamente la CD en CA, es así que el motor sigue operando en CA pero bajo los parámetros controlados, en otras palabras, se puede regular la velocidad del motor de esta forma y así en este caso conseguir las condiciones óptimas de funcionamiento de la banda de lija. Es importante considerar que la fuente de alimentación eléctrica corresponde a la que se detalló en el apartado de selección de motor [28].

Para seleccionar un variador se debe conocer el voltaje que estamos trabajando, el tipo de motor y la potencia de trabajo del motor.

Para nuestro caso el fabricante que se empleará para la selección del variador corresponde a Scheider, debido a que facilita mucha información técnica de sus variadores y posee un catálogo en línea muy amigable con el usuario y permite adquirir incluso el modelo CAD del variador.

### **Bandas de lija disponibles en el mercado:**

Como podemos comprender las bandas de lija son elementos que han sido seleccionados en este caso por su rango de materiales a procesar, y por el tipo de respaldo que se puede encontrar, de forma que, solo se consideran las bandas de lija que son aptas para trabajar sobre diferentes metales.

Tenemos entonces que se recurre a los fabricantes y distribuidores de Red Label Abrasives y Representaciones ACAZA S.A respectivamente.

Dichas empresas serán nuestro objeto de estudio debido a la amplia información que brindan, lo que no solo facilita el proceso de diseño, sino que también permite que el usuario tenga una mayor confianza sobre las bandas de lija que utiliza, al conocerlas con mayor detalle.

Por tanto, los fabricantes de bandas de lija que serán seleccionados para nuestra máquina son, Red Label Abrasives, FANDELI, VSM.

### **Elementos auxiliares:**

Corresponde a todos los elementos como ejes, chavetas, chaveteros, manguitos, pines, soportes, pernos, remaches, entre otros. Que son necesarios para materializar el diseño y funcionamiento de la máquina pero que no han sido detallados en este capítulo porque se los escoge conforme el diseño lo amerite y los cálculos permitan sustentar el dimensionamiento o selección de estos.

### **Diagrama de Cuerpo Libre (DCL).**

El estudio de una estructura o máquina de gran complejidad se simplifica al aislar sucesivamente cada uno de sus elementos para luego examinarlos y analizarlos mediante la utilización de Diagramas de Cuerpo Libre o DCL. Una vez que todos los elementos han sido analizados de esta manera, el conocimiento obtenido se integra para proporcionar información sobre el comportamiento del sistema en su totalidad [36].

De este modo, los Diagramas de Cuerpo Libre constituyen fundamentalmente una herramienta para desglosar un problema complicado en segmentos manejables, analizar estos segmentos de manera individual y luego combinar toda la información. El empleo de los DCL en el análisis de fuerzas cumple varios propósitos importantes, entre los que se incluyen [36]:

- Se establecen las direcciones de los ejes de referencia.
- Comunica las ideas de forma clara y sin ambigüedades.
- Plantea un análisis lógico del problema.
- Registra el proceso de solución.
- Establece relaciones matemáticas.
- Indica y representa todas las fuerzas.

## **Esfuerzo y Resistencia de Materiales.**

La viabilidad de muchos elementos está condicionada a los criterios del diseñador para ajustar el esfuerzo generado por la carga de manera que sea inferior a la resistencia a la fluencia de un material en un punto específico de interés. Es decir, se debe garantizar que la resistencia supere al esfuerzo de fluencia con un margen suficiente para evitar fallos, incluso en situaciones de incertidumbre [36].

Al centrarse en la comparación entre esfuerzo generado y resistencia a la fluencia en un punto crítico, generalmente se busca asegurar una resistencia en la geometría y la condición de uso [36].

Las resistencias son magnitudes de esfuerzo en las cuales ocurre algún fenómeno de interés, como el límite de proporcionalidad [36].

La resistencia es una propiedad intrínseca de un material, influenciada por la selección, el tratamiento y el procesamiento del material [36].

Por tanto, es importante tener en cuenta que un valor de resistencia dado para una parte se aplica solo a un punto específico o a un conjunto de puntos en la pieza. Se emplea  $S$  para representar la resistencia, con subíndices correspondientes que indican el tipo de resistencia. Por ejemplo,  $S_y$  representa la resistencia a la fluencia [36].

De acuerdo con la convención aceptada, se emplearán las letras griegas sigma  $\sigma$  y tau  $\tau$  para denotar los esfuerzos normal y cortante, respectivamente, con subíndices que indiquen características específicas [36].

El esfuerzo es una propiedad de estado en un punto específico dentro de un cuerpo, determinada por la carga, la geometría y el proceso de fabricación [36].

## **Teorías de Falla.**

Fenómenos como la deformación permanente, la formación de grietas y la fractura son ejemplos de cómo puede fallar un componente de una máquina. Desafortunadamente, no existe una teoría universal de falla que pueda aplicarse a todas las propiedades del material y estados de esfuerzo. En su lugar, a lo largo de los años se han desarrollado y evaluado diversas hipótesis que han dado lugar a las prácticas aceptadas en la actualidad. Estas prácticas, al ser ampliamente aceptadas, son consideradas teorías por la mayoría de los diseñadores [36].

El comportamiento de los metales estructurales se suele clasificar como dúctil o frágil, aunque en circunstancias particulares un material que normalmente se considera dúctil puede fallar de manera frágil, las ecuaciones necesarias se emplearán en la Metodología y se realizará su explicación respectiva [36].

Las teorías de falla aceptadas incluyen:

- Criterios de fluencia para materiales dúctiles:
- Esfuerzo cortante máximo.
- Energía de distorsión.
- Mohr-Coulomb para materiales dúctiles y frágiles.

## 2 METODOLOGÍA

### 2.1 Diseño conceptual del componente B:

Basándonos en la funcionalidad de la máquina y revisando las limitaciones físicas que supone la forma geométrica y configuración del componente A, tenemos el diseño conceptual de los elementos que corresponden al presente componente B. Los cuales se detallan a continuación y son el punto de partida del diseño de todos los elementos, debido a que permiten conceptualizar y representar los diagramas de cuerpo libre correspondientes a cada elemento, así como la representación del comportamiento de los esfuerzos en los diferentes elementos.

### 2.2 Metodología de diseño de las poleas:

Para el diseño de las poleas, se parte de un diseño conceptual para posteriormente, calcular y determinar las dimensiones externas de las poleas en función de los requisitos de trabajo de la banda de lija y posteriormente, tras dimensionar los ejes y sus elementos auxiliares, se procede con el dimensionamiento final de las zonas internas de las poleas, logrando así dimensionar todas las partes de cada polea.

### 2.3 Diseño Conceptual Polea Motriz

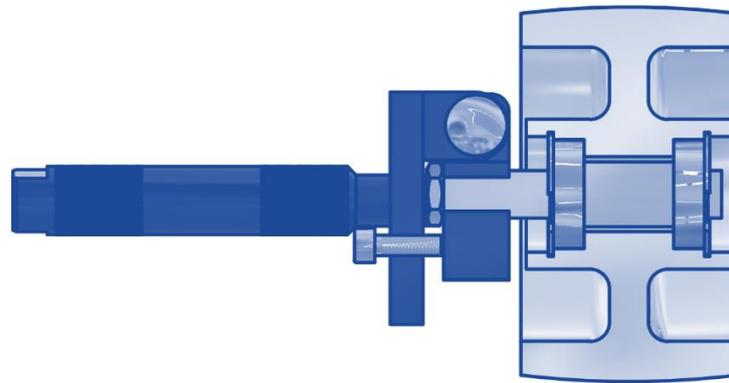
Conceptualmente la Polea Motriz deberá constar de una chaveta que permita su comunicación con el movimiento del eje del motor, el perfil del lomo de la polea deberá ser curvo o abombado para evitar el descentramiento de la banda de lija y su cuerpo deberá ser lo más liviano posible para su fácil transporte y disminuir la carga inercial sobre el motor como se puede apreciar en Figura 2.1:



**Figura 2.1.** Diseño Conceptual Polea Motriz [Propio].

## 2.4 Diseño Conceptual Polea Tensora y su eje respectivo

Conceptualmente la Polea Tensora deberá constar de un perfil curvo o abombado como el caso de la Polea Motriz, para evitar el descentramiento de la banda de lija, pero necesitará de rodamientos que permitan reducir la fricción entre la Polea Tensora y su eje, para nuestro caso se necesitan dos rodamientos debido al tamaño del eje, y se requiere también de dos anillos de seguridad para ejes junto con dos anillos de seguridad para agujeros, de forma que eviten que los rodamientos se suelten del eje y de la Polea Tensora, como se puede apreciar en Figura 2.2:

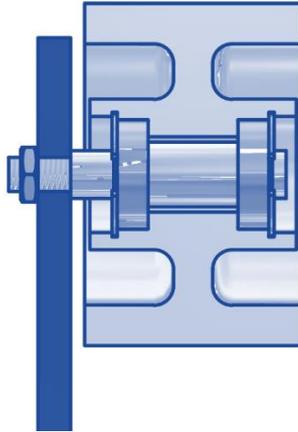


**Figura 2.2.** Diseño conceptual Polea Tensora y su sistema de alineamiento [Propio].

## 2.5 Diseño Conceptual Polea Loca y su eje respectivo

Conceptualmente la Polea Loca deberá constar de un perfil plano a diferencia de las Poleas Motriz y Tensora, debido a que solo son elementos netamente pasivos y su función será que la banda de lija llegue con una deformación uniforme a la región de trabajo, de igual forma necesitará de rodamientos que permitan reducir la fricción entre la Polea Loca y su eje, el panorama es muy similar al caso de la Polea Tensora, es decir se necesitan dos rodamientos dadas las consideraciones de tamaño, y se requiere también de dos anillos de seguridad para ejes junto con sus dos anillos de seguridad para agujeros, de forma que eviten que los rodamientos se suelten tanto del eje como de la Polea Loca.

Para poder realizar el montaje sobre la máquina de las Poleas Tensora como Poleas Locas, se plantea realizar una rosca sobre el extremo del eje y la longitud será tal que permita, si el usuario lo requiere, de colocar arandelas de forma que se pueda centrar fácilmente las Poleas Locas o la Polea Tensora, como se puede apreciar en Figura 2.3:



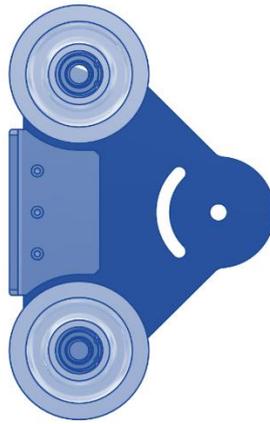
**Figura 2.3.** Diseño conceptual Polea Loca [Propio].

## **2.6 Diseño Conceptual Soporte Basculante de Poleas Locas y el Respaldo Para la Banda de Lija.**

El Soporte Basculante de las Poleas Locas deberá ser un elemento tal que permita que el ángulo comprendido entre la horizontal y la línea entre los ejes de las Poleas Locas pueda cambiar, en otras palabras, permite inclinar la banda de lija.

De esta forma se puede ampliar fácilmente las posiciones de trabajo de la banda de lija, pero es importante colocar una ranura que limite la carrera del movimiento basculante para evitar accidentes y para evitar ángulos muy agudos entre la superficie a ser procesada y la banda de lija, para reducir la posibilidad de lastimar la costura, rompiendo consecuentemente la banda de lija, de igual forma es importante considerar que en el área comprendida entre las dos Poleas Locas se encuentra la región de trabajo de la banda de lija y se debe agregar un elemento adicional, el Respaldo para la Banda de Lija, que se detalla a continuación.

En la región de trabajo de la banda de lija, se necesita de un elemento que evite que la banda de lija flexione hacia dentro, es decir que se necesita que el elemento de soporte, este elemento se encontrará sometido a fricción entre su superficie y el respaldo de la banda la lija que puede ser de poliéster, tela o tela con poliéster, es importante que el elemento pueda regular su posición para disminuir la complejidad de su fabricación, y de esta forma también se facilita su correcto montaje al poder regular la posición se podría colocar su superficie sometida a fricción, tangente a las dos Poleas Locas, de modo que se pueda reducir al máximo la flexión de la banda de lija, este elemento sería diseñado a partir de un perfil normalizado, como se puede apreciar en Figura 2.4:



**Figura 2.4.** Diseño conceptual Soporte Basculante para Poleas Locas y Respaldo para Banda de Lija [Propio].

## 2.7 Diseño Conceptual Soporte Tensor

El Soporte Tensor es uno de los elementos más complejos del presente componente, debido a que tiene varios grados de libertad que crea una amplia posibilidad de combinaciones que desemboca en varios resultados sobre la banda de lija e influyendo en el comportamiento del muelle, se compone principalmente de dos ejes de movimiento, el uno permite realizar el pivote de la Polea Tensora y el otro eje permite corregir el centrado de la banda de lija, como se detalla en Figura 2.5:



**Figura 2.5.** Diseño conceptual Soporte Tensor y sistema de pivote [Propio].

## 2.8 Diseño Conceptual Mango para Montaje

El mango para montaje es un elemento que se encuentra en contacto con el usuario, de manera que deberá ser ergonómico pero no necesariamente normalizado, dado que el usuario solo hará uso del mismo para poder aplicar una carga que venza el momento que genera el muelle, de forma que el usuario sea quien elimine de forma temporal la tensión sobre la banda de lija y pueda ya sea cambiar de banda de lija o el ángulo de posición de

trabajo de las Poleas Locas, es importante tomar en cuenta que cuando se ensamble el mango para montaje, sea lo más fácil posible y no intervenga en la función que debe cumplir el mismo, se opta por realizar un moleteado sobre el mismo para incrementar el agarre contra la palma de la mano del usuario y asimismo darle un aspecto atractivo para el usuario, debido a que como se indica es uno de los pocos elementos que se encuentra en contacto directo con el usuario, como se detalla en Figura 2.6:



**Figura 2.6.** Diseño conceptual Mango para Montaje [Propio].

## 2.9 Diseño Conceptual Muelle

El muelle deberá trabajar a tracción para simplificar su selección y disminuir costos, así evitamos entonces requerir de cilindros, bujes o elementos auxiliares, como en el caso de un muelle a compresión. Por otra parte, es importante que disponga de ganchos en sus extremos para su fácil montaje sobre las otras partes de lijadora de banda, siendo lo más sencillo posible para esta aplicación, como se detalla en Figura 2.7:



**Figura 2.7.** Diseño conceptual tipo de muelle [Propio].

Una vez finalizado el diseño conceptual, se determinan las dimensiones de los elementos del componente B.

## 2.10 Selección del motor:

Como se pudo revisar en la Tabla 1.6, tenemos que dentro del fabricante WEG, se disponían de un grupo de carcasas que permitieran el correcto y más sencillo montaje, así como un fácil mantenimiento de la lijadora de banda, de manera que, bajo los parámetros de la red eléctrica de la Empresa Eléctrica de Quito, se enlista entonces, los 8 potenciales candidatos de motor trifásico WEG de 2 HP [19, 29].

- W22 IE1 2 HP 2P 80 3F 220440 V 60 Hz IC411 - TEFC - B14L(D) brida C [29].
- W22 IE1 2 HP 2P 80 3F 220440 V 60 Hz IC411 - TEFC - B14L(D) [29].
- W22Xec IE2 1.5 kW 2P 80 3F 220380 V 60 Hz IC411 - TEFC - B3T [29].
- W22 IE1 2 HP 2P 80 3F 220440 V 60 Hz IC411 - TEFC - B34L(D) [29].
- W22 IE1 2 HP 2P 80 3F 220440 V 60 Hz IC411 - TEFC - B34L(D) brida C [29].
- W22Xec IE3 1.5 kW 2P L80 3F 220380 V 60 Hz IC411 - TEFC - B3T [29].
- W22 IE1 2 HP 2P 80 3F 220440 V 60 Hz IC411 - TEFC - B35L(D) [29].
- W22Xec IE1 1.5 kW 2P 80 3F 220380 V 60 Hz IC411 - TEFC - B3T [29].

Notemos entonces, que disponemos de 4 candidatos que cumplen el criterio del tipo de carcasa, de manera que se realiza la matriz de pesos ponderados.

**Tabla 2.1.** Matriz de pesos ponderados para la selección del motor [Propio].

Factor	Ponderación P	Motor1 W22 IE1		W22Xec IE2		W22Xec IE1		W22Xec IE3	
		Calificación C (sobre 10)	P*C	Calificación C (sobre 10)	P*C	Calificación C (sobre 10)	P*C	Calificación C (sobre 10)	P*C
Precio	10	0	0	10	100	0	0	8	80
Potencia	5	10	50	10	50	10	50	10	50
Factor de servicio	15	10	150	8.7	131	8.7	131	8.7	131
Tensión nominal	15	10	150	5	75	5	75	5	75
Corriente de arranque	15	9.5	142.5	10	150	9.5	143	8.7	131
Torque nominal	15	9.8	147	10	150	9.8	147	9.6	144
Rotación nominal	25	9.8	245	9.7	243	9.8	245	10	250
Total	100.00%	Nota (sobre 1000)	884.5	Nota (sobre 1000)	898	Nota (sobre 1000)	790	Nota (sobre 1000)	860

Como resultado de la matriz de pesos ponderados, se tenía inicialmente que el Motor 1 W22 IE1 era la mejor opción para aplicarlo en nuestro sistema bajo los parámetros de rendimiento. No obstante, se presentó un inconveniente, se tuvo que añadir el precio como factor determinante debido a que dos proveedores ecuatorianos como MEGAMOTOR y SEMATECNI indicaron que el motor 1 W22 IE1 es un modelo que ha sido descontinuado por el fabricante y ya no se los puede conseguir comercialmente en el Ecuador.

Por consiguiente, el motor elegido es el W22Xec IE2, que originalmente era el inmediato sucesor al motor 1W22 IE1. Se muestra entonces una matriz de pesos ponderados actualizado dónde el motor W22Xec IE2, tiene la más alta calificación, como se detalla en Figura 2.8:



**Figura 2.8.** W22Xec IE3 1.5 kW 2P L80 3F 220/380 V 60 Hz IC411 - TEFC - B3T [30].

## 2.11 Selección del Guardamotor:

Como se indicó en el Marco Teórico, se recurre al catálogo de Almacenes Marriott, de forma que se tiene dos posibles candidatos en función a los requisitos del Motor W22Xec IE2, se realiza la matriz de pesos ponderados.

**Tabla 2.2.** Matriz de pesos ponderados para la selección del breaker [Propio].

Factor	Ponderación P	Guardamotor EasyPact TVS 4 – 6.3AMP [31].		Guardamotor EasyPact TVS 6 – 10AMP [32].	
		Calificación C (sobre 10)	P*C	Calificación C (sobre 10)	P*C
Factor de seguridad	50	7	350	10	500
Costo	50	10	500	9	450
Total	100.00%	Nota (sobre 1000)	850	Nota (sobre 1000)	950

Se tiene entonces que, el candidato óptimo para la selección del guardamotor es el Guardamotor EasyPact TVS 6-10 Amp de la marca Scheinder, como se detalla en Figura 2.59 [32]:



**Figura 2.9.** Guardamotor EasyPact TVS 6-10 Amp [32].

## **2.12 Selección del Breaker:**

De la misma forma a partir de los catálogos de Almacenes Marriott, se selecciona el breaker, para este caso no es necesario emplear una matriz de pesos ponderados debido a la sencillez del elemento. Por tanto, no es necesario realizar una comparación con otros modelos, dado que este opera dentro de un factor de 1.1 o un 10% de sobredimensionamiento.

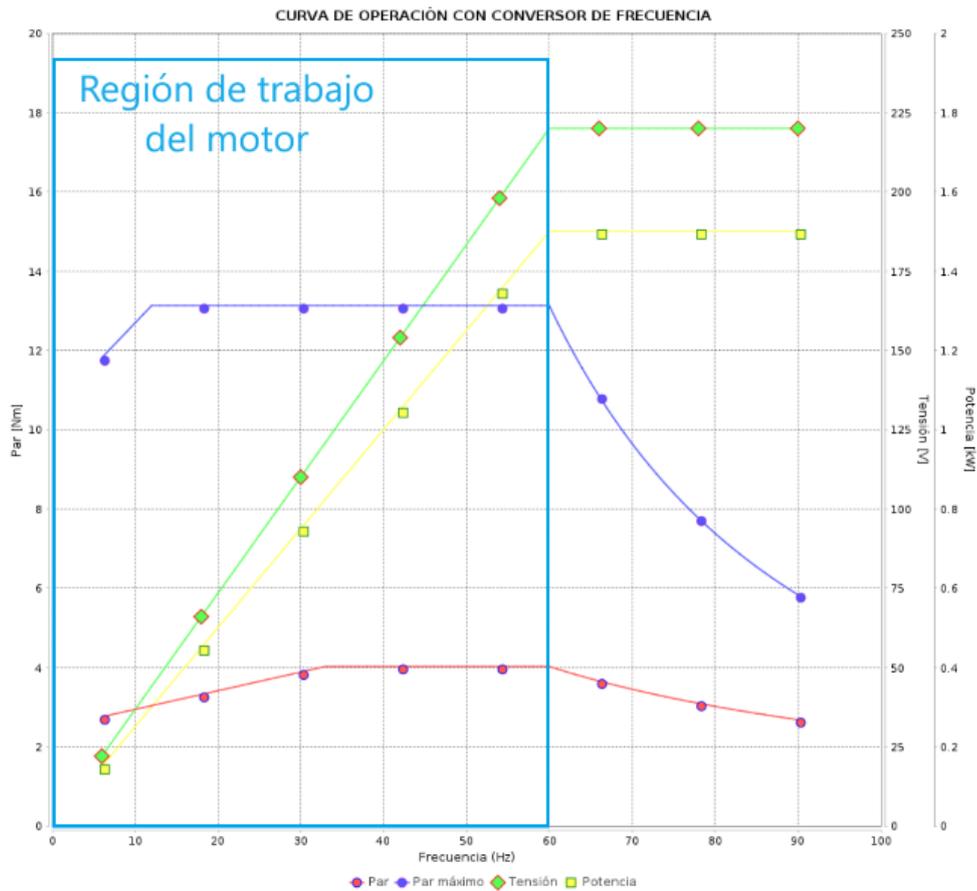
Por consiguiente, tenemos entonces el siguiente Breaker que corresponde al modelo Breaker enchufable 3P-50A QO350VSC6 del fabricante Scheider, y es el siguiente como se detalla en Figura 2.10:



**Figura 2.10.** Breaker enchufable 3P-50A QO350VSC6 del fabricante Scheider [33].

## **2.13 Funcionamiento del motor con el variador de frecuencia:**

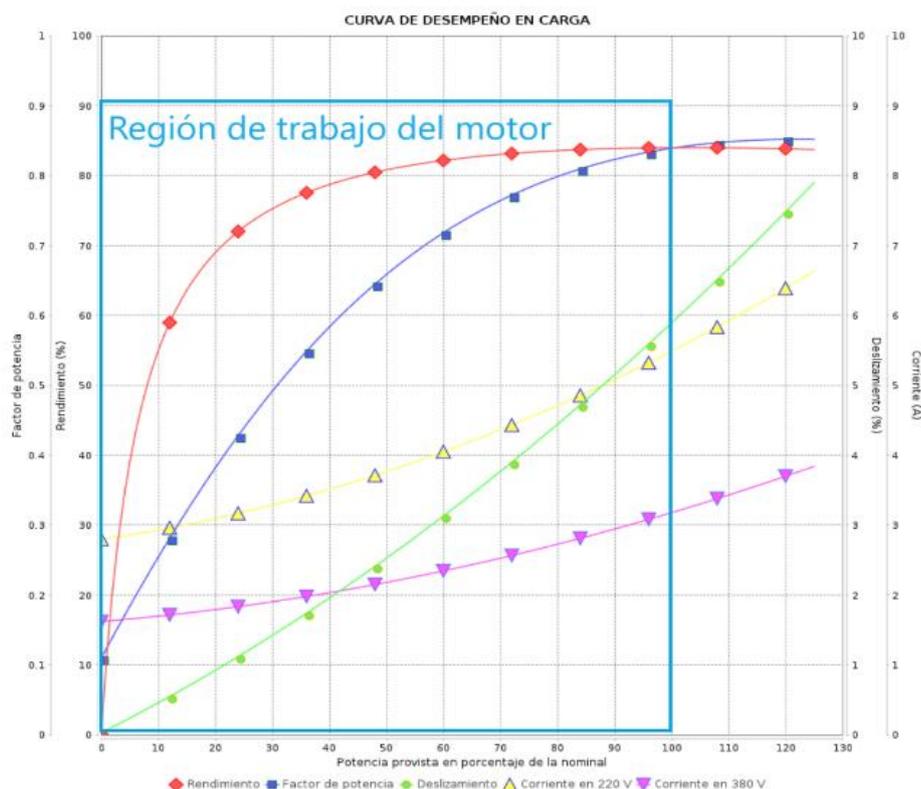
Para continuar con el desarrollo del diseño, se debe estudiar la curva de rendimiento del motor conectado a un variador, tenemos que por parte del fabricante ya se han realizado los estudios pertinentes del motor en estos rangos y se tiene que el comportamiento del deslizamiento, potencia, torques corresponde a la siguiente información, se indican en Figura 2.11 y se obtienen a partir del ANEXO I [45]:



**Figura 2.11.** Curva de operación con convertidor de frecuencia W22Xec IE2 (ANEXO I).

Notemos que cuando llegamos a un nivel de voltaje crítico, ya no se desarrolla más torque, sino que por el contrario el torque decae eso se debe a que el motor al intentar llegar a esos puntos de operación se empieza a saturar y ya no entrega más potencia, sino que empieza a actuar como un generador, por esta razón se evidencia que el torque comienza a disminuir. Por consiguiente, la región segura de trabajo corresponde hasta los 60Hz con el variador de frecuencia.

Ahora, para conocer a qué frecuencias deberíamos configurar el variador, es necesario realizar un pequeño cálculo que nos permite obtener una aproximación adecuada de la velocidad del rotor del motor en función a la frecuencia que se entregue al motor, de manera que se puede obtener más información sobre el deslizamiento del motor a partir de la siguiente curva, se indica en Figura 2.12:



**Figura 2.12.** Curva de desempeño en carga W22Xec IE2 (ANEXO I).

En el proceso de diseño es importante conocer los datos de las regiones de trabajo del motor, tanto en la curva de desempeño en carga mostrado en la Figura 2.12, así como también en la curva con convertor de frecuencia, como se puede apreciar en Figura 2.11, esto nos permite conocer el comportamiento del motor en diferentes etapas de trabajo, conociendo el torque, la velocidad, el par máximo disponible y la frecuencia que se deberá configurar en el variador para poder alcanzar el rendimiento del motor. Y es en base al rendimiento que entregue el motor, que se podrán realizar los cálculos correspondientes de los elementos ligados a los cambios en el rendimiento del motor.

Para poder conocer el rendimiento del motor en diferentes puntos de interés se procede a realizar el levantamiento de datos mediante el software libre GSYS, donde se inserta el gráfico, se configuran los ejes, sus escalas y dimensiones para posteriormente seleccionar los puntos que se quiere conocer, luego se exporta la información como un archivo .txt y se lo procesa con Microsoft Excel, este proceso se realiza con la curva de desempeño en carga, indicado en Figura 2.12 y con la curva con convertor de frecuencia, disponible en Figura 2.11, de manera que se pueden realizar las mismas curvas en Excel y encontrar una relación aproximada entre la frecuencia del variador vs el torque y las rpm que

entregaría el rotor, tenemos entonces el levantamiento de información realizada a los gráficos antes mencionados como se detalla en las Figura 2.13 y Figura 2.14:

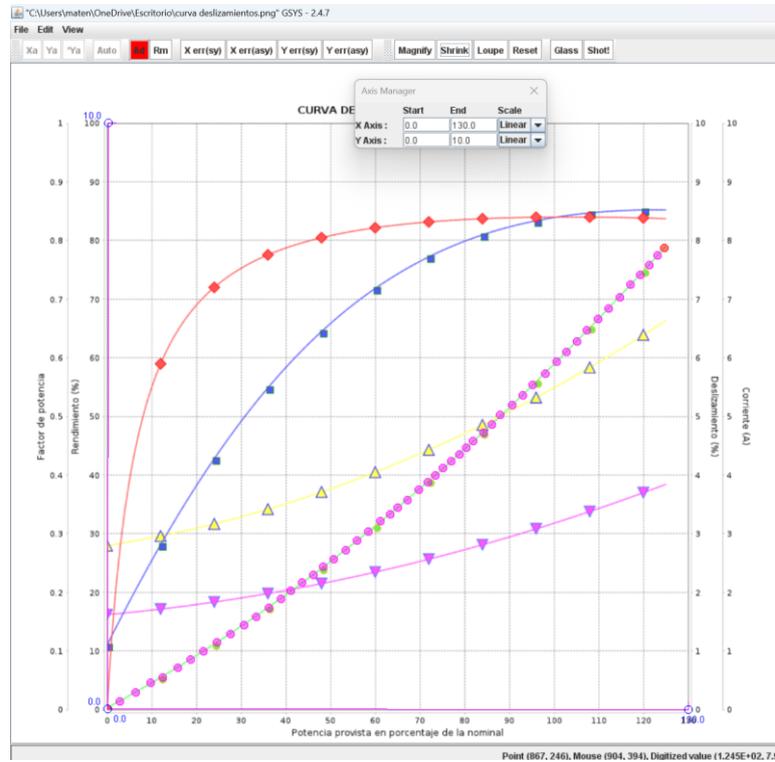


Figura 2.13. Puntos de interés curva de desempeño [Propio].

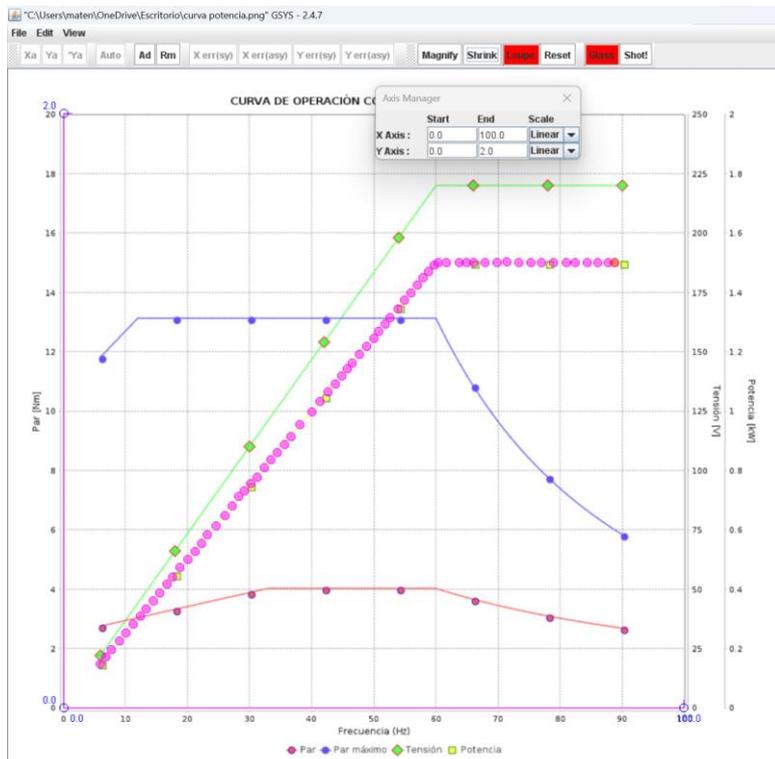


Figura 2.14. Puntos de interés curva de operación con carga [Propio].

Se tiene entonces de las siguientes tablas de información levantada de los gráficos del fabricante, en este caso, como se indica en Figura 2.13 donde se tiene una relación entre el deslizamiento del campo magnético y la velocidad angular del rotor, de modo que se obtiene la primera relación entre las variables para un rango amplio de trabajo del motor, dentro de la región segura del motor, como se puede apreciar en la siguiente tabla:

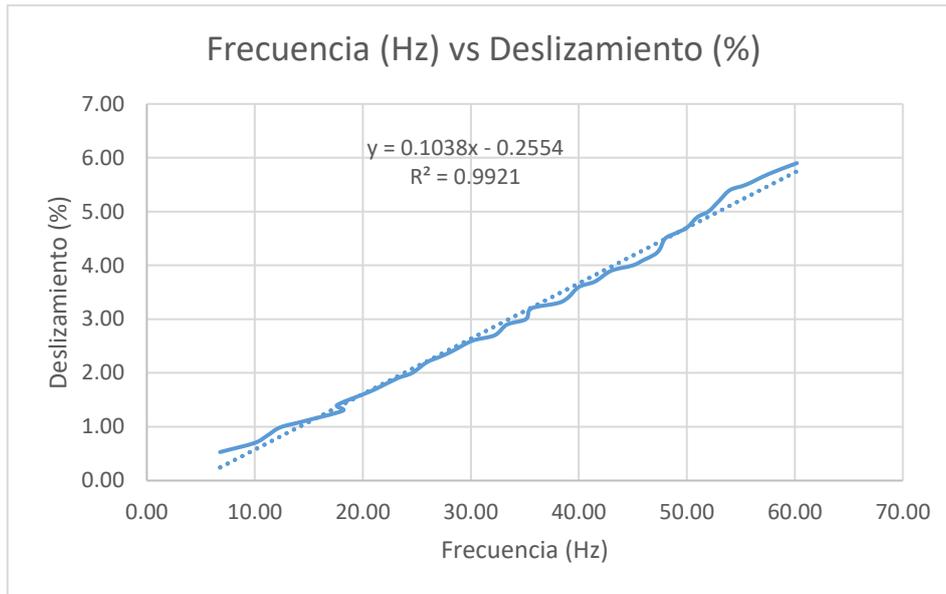
A partir de la tabla se puede realizar el gráfico como se indica en la Figura 2.15.

**Tabla 2.3.** Datos obtenidos en base a Figura. 2.13.

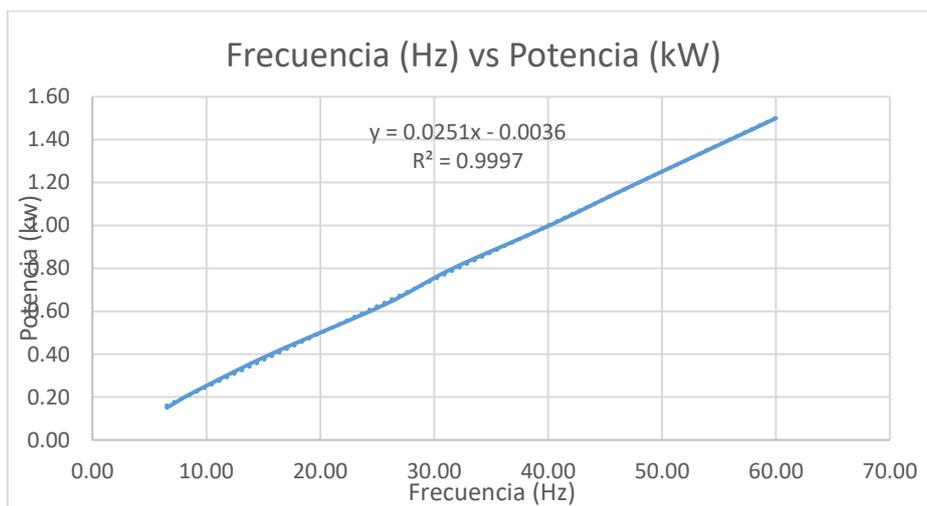
Frecuencia	Potencia hp	Potencia (%)	Deslizamiento
6.78	0.24	12.16	0.53
9.99	0.31	15.55	0.70
11.18	0.37	18.48	0.84
12.37	0.43	21.40	0.99
14.48	0.49	24.32	1.10
18.16	0.56	28.00	1.30
17.6	0.61	30.52	1.40
19.98	0.68	34.00	1.60
21.17	0.72	36.02	1.70
23.19	0.77	38.71	1.90
24.56	0.82	40.81	2.00
25.93	0.87	43.39	2.20
27.13	0.92	45.96	2.30
28.23	0.96	48.06	2.40
30.15	1.01	50.52	2.60
32.2	1.06	53.21	2.70
33.36	1.11	55.66	2.90
35.1	1.16	58.24	3.00
35.61	1.22	60.93	3.20
38.09	1.26	63.15	3.30
39.00	1.30	64.78	3.40
40.01	1.34	67.01	3.60
41.50	1.39	69.46	3.70
43.00	1.43	71.57	3.90
45.00	1.46	73.20	4.00
46.00	1.50	74.96	4.10
47.00	1.54	76.83	4.20
47.50	1.57	78.70	4.30
48.00	1.60	80.22	4.50
49.00	1.63	81.74	4.60
50.00	1.68	83.96	4.70
51.00	1.72	85.83	4.90
52.00	1.76	87.82	5.00
53.00	1.81	90.51	5.20
54.00	1.85	92.73	5.40
55.50	1.90	95.06	5.50
57.60	1.96	97.87	5.70
60.00	2.00	100.00	5.97

**Tabla 2.4.** Datos obtenidos a partir de (Figura. 2.14).

Frecuencia	Potencia kw	Potencia hp	Potencia (%)
5.96	0.15	0.2	10.06
7.70	0.2	0.27	13.41
12.37	0.31	0.42	20.79
15.49	0.39	0.52	26.15
16.68	0.42	0.56	28.16
17.60	0.44	0.59	29.5
18.79	0.47	0.63	31.51
19.98	0.5	0.67	33.53
22.18	0.55	0.74	36.88
23.19	0.58	0.78	38.89
25.93	0.65	0.87	43.58
27.13	0.68	0.91	45.59
29.14	0.73	0.98	48.95
31.16	0.78	1.05	52.3
33.36	0.83	1.11	55.65
35.61	0.89	1.19	59.68
36.67	0.91	1.22	61.02
40.01	1	1.34	67.05
41.28	1	1.34	67.05
42.56	1.1	1.48	73.76
43.76	1.1	1.48	73.76
44.75	1.1	1.48	73.76
46.52	1.2	1.61	80.46
47.66	1.2	1.61	80.46
48.79	1.2	1.61	80.46
50.70	1.3	1.74	87.17
52.55	1.3	1.74	87.17
53.82	1.3	1.74	87.17
54.89	1.4	1.88	93.87
55.95	1.4	1.88	93.87
57.01	1.4	1.88	93.87
57.93	1.4	1.88	93.87
58.78	1.5	2.01	100.58
59.70	1.5	2.01	100.58
60.00	1.5	2.0	100



**Figura 2.15.** Frecuencia vs Deslizamiento a partir de Tabla 2.3 y Tabla 2.4 [Propio].



**Figura 2.16.** Frecuencia vs Potencia en base a Tabla 2.3 y Tabla 2.4.

Entonces se realiza una tabla considerando la relación entre las variables mencionadas en las Figura 2.13 y Figura 2.14 Se puede hacer el grafico.

Para poder encontrar la relación directa entre las variables, se debe conocer el comportamiento eléctrico del motor de inducción. Tenemos entonces el comportamiento del motor a 60Hz y un deslizamiento de 5.97%.

Aplicando la Ecuación 1.1 tenemos que la velocidad del rotor corresponde a 3385 rpm, lo que es correspondiente a la información del fabricante.

Ahora vinculamos el proceso de cálculo con el levantamiento de información realizado mediante GSYS y tenemos entonces una manera de relacionar la frecuencia con la

potencia y las rpm que entregue el motor, para poder emplearlo en próximos análisis y cálculos de los diferentes elementos del componente B, por la misma razón tenemos:

**Tabla 2.5.** Conglomerado de parámetros del motor en función de la frecuencia [Propio].

Frecuencia (Hz)	Deslizamiento (%)	Nsinc (rpm)	Nrotor (rpm)	Potencia kw	Potencia hp
6	0.37	360	358.7	0.147	0.20
7	0.47	420	418.0	0.172	0.23
8	0.58	480	477.2	0.197	0.26
9	0.68	540	536.3	0.222	0.30
10	0.78	600	595.3	0.247	0.33
11	0.89	660	654.1	0.273	0.37
12	0.99	720	712.9	0.298	0.40
13	1.09	780	771.5	0.323	0.43
14	1.20	840	829.9	0.348	0.47
15	1.30	900	888.3	0.373	0.50
16	1.41	960	946.5	0.398	0.53
17	1.51	1020	1004.6	0.423	0.57
18	1.61	1080	1062.6	0.448	0.60
19	1.72	1140	1120.4	0.473	0.63
20	1.82	1200	1178.2	0.498	0.67
21	1.92	1260	1235.8	0.524	0.70
22	2.03	1320	1293.2	0.549	0.74
23	2.13	1380	1350.6	0.574	0.77
24	2.24	1440	1407.8	0.599	0.80
25	2.34	1500	1464.9	0.624	0.84
26	2.44	1560	1521.9	0.649	0.87
27	2.55	1620	1578.7	0.674	0.90
28	2.65	1680	1635.5	0.699	0.94
29	2.75	1740	1692.1	0.724	0.97
30	2.86	1800	1748.5	0.749	1.00
31	2.96	1860	1804.9	0.775	1.04
32	3.07	1920	1861.1	0.800	1.07
33	3.17	1980	1917.2	0.825	1.11
34	3.27	2040	1973.2	0.850	1.14
35	3.38	2100	2029.1	0.875	1.17
36	3.48	2160	2084.8	0.900	1.21
37	3.59	2220	2140.4	0.925	1.24
38	3.69	2280	2195.9	0.950	1.27
39	3.79	2340	2251.2	0.975	1.31
40	3.90	2400	2306.5	1.000	1.34
41	4.00	2460	2361.6	1.026	1.38
42	4.10	2520	2416.6	1.051	1.41
43	4.21	2580	2471.4	1.076	1.44
44	4.31	2640	2526.2	1.101	1.48
45	4.42	2700	2580.8	1.126	1.51
46	4.52	2760	2635.3	1.151	1.54
47	4.62	2820	2689.6	1.176	1.58
48	4.73	2880	2743.9	1.201	1.61
49	4.83	2940	2798.0	1.226	1.64
50	4.93	3000	2852.0	1.251	1.68
51	5.04	3060	2905.8	1.277	1.71
52	5.14	3120	2959.6	1.302	1.75
53	5.25	3180	3013.2	1.327	1.78
54	5.35	3240	3066.7	1.352	1.81
55	5.45	3300	3120.0	1.377	1.85
56	5.56	3360	3173.3	1.402	1.88
57	5.66	3420	3226.4	1.427	1.91
58	5.77	3480	3279.4	1.452	1.95
59	5.87	3540	3332.2	1.477	1.98
60	5.97	3600	3385.0	1.502	2.00

## **2.14 Selección del Variador de frecuencia:**

El variador es un elemento que nos permite no solo controlar el arranque del motor para reducir el pico de corriente de arranque, protegiendo el sistema. Sino también reduce y optimiza el consumo de energía durante la operación del motor, asimismo, permite controlar la velocidad y potencia que entrega el motor conforme lo requiera el usuario.

Considerando la información técnica del motor W22Xec IE2, podemos seleccionar un variador que trabaje a 2 HP y una tensión de 220 V en una red trifásica.

Dentro del proceso de selección del variador, no es necesario emplear una matriz de pesos ponderados, debido a que, la selección se realiza netamente en función del requisito del motor, tomando en cuenta a las fichas de información del fabricante Scheider.

Por consiguiente, es importante primero conocer el motor con el que se va a trabajar y las frecuencias de operación, para seleccionar el variador.

Por tanto, el variador seleccionado es el Variador de velocidad ATV320, 1.5 kW/ 2 HP, 220V, trifásico, tipo compacto. Que nos permite tener un sobrepar transitorio de 170 a 200% del par del motor, lo que nos resguarda durante la operación de la máquina en caso de que las cargas mecánicas sean muy grandes y el motor incremente su torque de forma repentina para contrarrestar este fenómeno de carga mecánica. Asimismo, este variador tiene una frecuencia nominal de operación de 60 Hz, la corriente de salida nominal es de 8 A, lo que es suficiente para los requerimientos de trabajo del motor en cualquiera de las frecuencias de operación que se van a utilizar (ANEXO II) [46].

Por otra parte en el manual de usuario que se puede encontrar en el ANEXO III se detalla que este variador dispone de parámetros controlables como arranque suave, desaceleración, tiempos de arranque, control de corriente, frecuencia máxima y mínimas, el fabricante permite cambiar la frecuencia en saltos de 0.1 Hz en 0.1 Hz, desde 0.0 Hz y se lo configuraría hasta un máximo de 60 Hz para evitar el fenómeno de inducción del motor.

Conjuntamente para que el variador funcione y se encuentre protegido tenemos que en su ficha técnica, disponible en ANEXO II, se encuentra una corriente máxima de alimentación de 11.1 A, lo que nos indica que para protegerlo sería necesario un fusible de 11A y 220V como se detalla en Figura 2.17.



**Figura 2.17.** Variador ATV320, 1.5 kW/ 2 HP, 220V, trifásico, tipo compacto [34].

### **2.15 Elemento auxiliar Fusible:**

El fusible es un elemento muy común y estandarizado, de forma que su selección no supone mayor criterio que cumplir los requisitos del elemento que se protegerá, en este caso, el variador de frecuencia, al ser una red trifásica, se necesitan 3 fusibles, uno para cada. Por tanto, el fusible seleccionado es el siguiente, como se detalla en Figura 2.18:

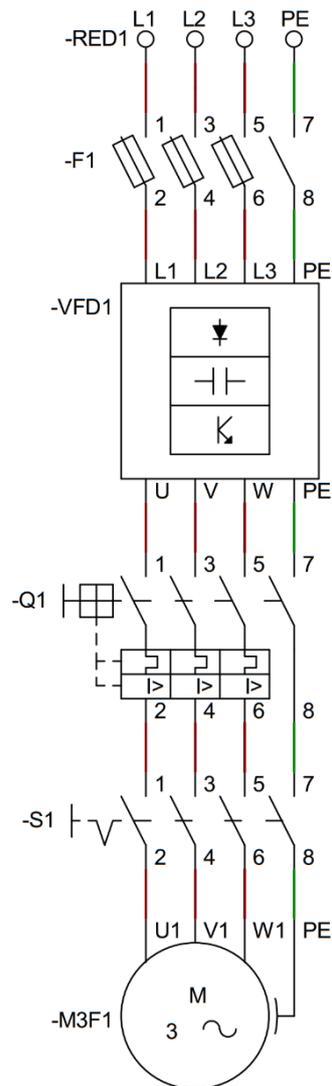


**Figura 2.18.** FUSIBLE 11A 1000V FLUKE [35].

### **2.16 Diseño del sistema eléctrico para la Lijadora de Banda**

Ahora que ya se han seleccionado todos los elementos eléctricos que permiten el arranque y operación de la máquina, se puede realizar el diagrama que permita comprender cómo se deberán conectar todos los elementos a la red trifásica.

Se tiene entonces el siguiente diagrama, donde se emplea protección fusible para evitar el efecto de las fallas de la red sobre el variador de frecuencia, posteriormente se emplea del guardamotor y un breaker como protecciones para el motor y un interruptor para permitir la acción del variador sobre el motor, como se aprecia en Figura 2.19:



**Figura 2.19.** Sistema eléctrico para la lijadora de banda [Propio].

Donde:

**F1:** Corresponde a los fusibles.

**VFD1:** Corresponde al variador de frecuencia.

**Q1:** Representa el guardamotor.

**S1:** Indica breaker.

**M3F1:** Representa el motor trifásico.

Una vez resuelto el sistema eléctrico, podemos analizar el sistema mecánico en función de todas las variables y parámetros que nos entrega el sistema en función de los requisitos que plantean los fabricantes de bandas de lija para su óptimo funcionamiento al momento de procesar los diferentes materiales. Por tanto, se procede al diseño de los elementos mecánicos del componente B.

## **2.17 Eslabón Pivote Tensor**

El dimensionamiento del Eslabón Pivote Tensor está ligado a un criterio, el área transversal debe ser superior a las áreas críticas de los ejes o pasadores que se le acoplen, para garantizar su resistencia mecánica. Es un elemento que se somete a poca carga como se podrá evidenciar cuando se realicen los Diagramas de Cuerpo Libre sobre el Muelle.

La distancia entre agujeros es arbitraria y busca reducir en lo posible el tamaño comprendido entre las poleas, se conoce su comportamiento geométrico al realizar el movimiento de pivote para aplicar tensión sobre la banda de lija. Por dicha razón es un elemento que se caracteriza porque su geometría es conocida, lo que será útil para el Análisis del comportamiento físico del juego de poleas.

## **2.18 Análisis de comportamiento físico del juego de poleas**

Para realizar el proceso de diseño de los elementos del componente B, necesitamos dimensionar ejes, poleas, agujeros, longitudes, etc. Para lo cual es importante comenzar estudiando el estado de fuerzas en cada uno de los elementos y en cada una de las posiciones al hacer uso del Soporte Basculante para Poleas Locas, considerando que.

El diseño de las poleas no puede ser modular, debido a la relación directa que existe entre cada una de las poleas, la tensión de la banda de lija y la fuerza aplicada sobre la Polea Tensora. De esta manera, se puede realizar el siguiente diagrama de los 3 posibles posiciones de trabajo basculantes del juego de poleas, con la finalidad de obtener el diagrama de cuerpo libre sobre cada una de las poleas para estudiar el comportamiento dinámico sobre las mismas, de forma que se cumpla que la banda de lija trabaje dentro de su rango óptimo de tensión y velocidad, pero determinando que los demás componentes trabajen dentro de rangos de seguridad ideales para el correcto funcionamiento de la máquina.

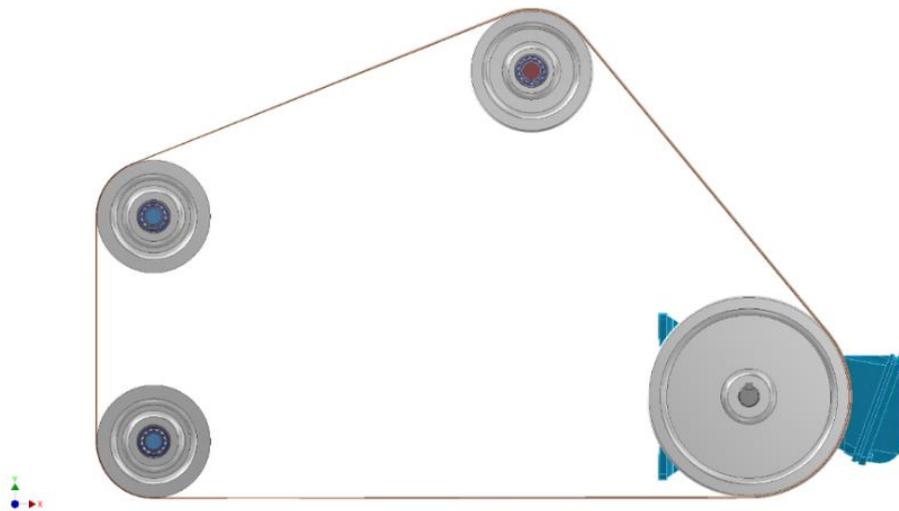
De esta manera se realiza primero el diagrama de cuerpo libre del sistema de poleas en las posiciones más críticas de la máquina con relación al Soporte Basculante para Poleas Locas.

**Nota:** El proceso del análisis de los diagramas de cuerpo libre en este punto, fue un proceso cíclico sujeto a varios cambios y recálculos que se dieron a lo largo del desarrollo de los dos componentes, lo que afectaba en el sentido de los ángulos, ligados a los diámetros de las poleas y la distancia entre los ejes, pero en este documento se presentan las configuraciones finales que se consiguió al realizar un cruce de información entre el autor del componente A, Marco Albán y el autor del presente componente B, Mateo Jaramillo.

Se tiene entonces las 3 posibles posiciones de funcionamiento del sistema de poleas.

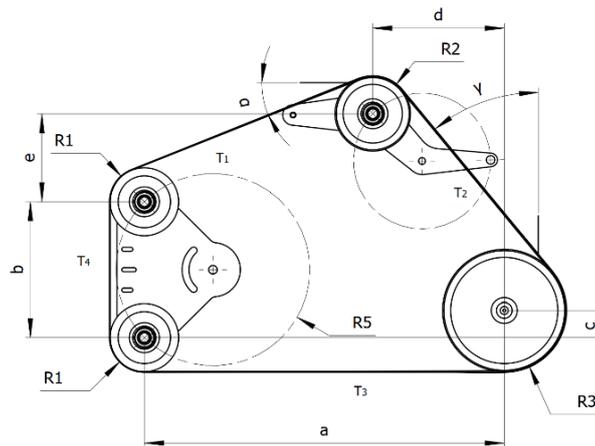
### **Análisis cuando la posición es de $0^\circ$**

Para el sistema cuando se encuentra en una posición de  $0^\circ$  con respecto a la vertical, se tiene la siguiente configuración geométrica, como se detalla en Figura 2.20:



**Figura 2.20.** Juego de poleas cuando la posición basculante es de  $0^\circ$  [Propio].

Para poder realizar el diagrama de cuerpo libre sobre las poleas, tenemos que bautizarlas de forma arbitraria para su fácil identificación y representación con números y símbolos, de forma que tenemos que, para las 3 posiciones posibles de la banda de lija, como se puede apreciar en Figura 2.21:



**Figura 2.21.** Geometría de las poleas cuando la posición basculante es de  $0^\circ$  [Propio].

- A:** Corresponde a una de las Poleas Locas, la superior.
- B:** Corresponde a al Polea Tensora.
- C:** Representa la Polea Motriz.
- D:** Corresponde a una de las Poleas Locas, la inferior.
- T<sub>1</sub>:** Es la tensión que se produce entre las poleas A y B.
- T<sub>2</sub>:** Es la tensión que se produce entre las poleas B y C.
- T<sub>3</sub>:** Corresponde a la tensión que se produce entre las poleas C y D.
- T<sub>4</sub>:** Representa la tensión entre las poleas A y D.
- $\alpha$ :** Es el ángulo comprendido entre la horizontal y la banda de lija entre A y B.
- $\beta$ :** Es el ángulo comprendido entre la horizontal y la banda de lija entre C y D.
- $\gamma$ :** Es el ángulo comprendido entre la vertical y la banda de lija entre B y C.
- R<sub>1</sub>:** Es el radio nominal de la polea A.
- R<sub>2</sub>:** Es el radio nominal de la polea B.
- R<sub>3</sub>:** Es el radio nominal de la polea C.
- R<sub>4</sub>:** Es el radio nominal de la polea D.
- R<sub>5</sub>:** Es el radio de giro del sistema de Soporte de las Poleas Locas.
- a:** Es la longitud horizontal comprendida entre los centros de las poleas D y C.

- b:** Es la longitud comprendida entre los centros de las poleas A y D.
- c:** Es la longitud vertical comprendida entre los centros de las poleas D y C.
- d:** Es la longitud horizontal comprendida entre los centros de las poleas C y B y está ligada a las características del sistema de pivotaje tensor.
- e:** Es la longitud vertical comprendida entre los centros de las poleas A y B y se encuentra ligada a las características del sistema de pivotaje tensor.

Notemos que la tensión  $T_4$  es aquella que tenemos que cuidar y controlar que se encuentre dentro del rango de trabajo óptimo de las bandas de lija que se seleccionaron como candidatos en el Marco Teórico del presente componente.

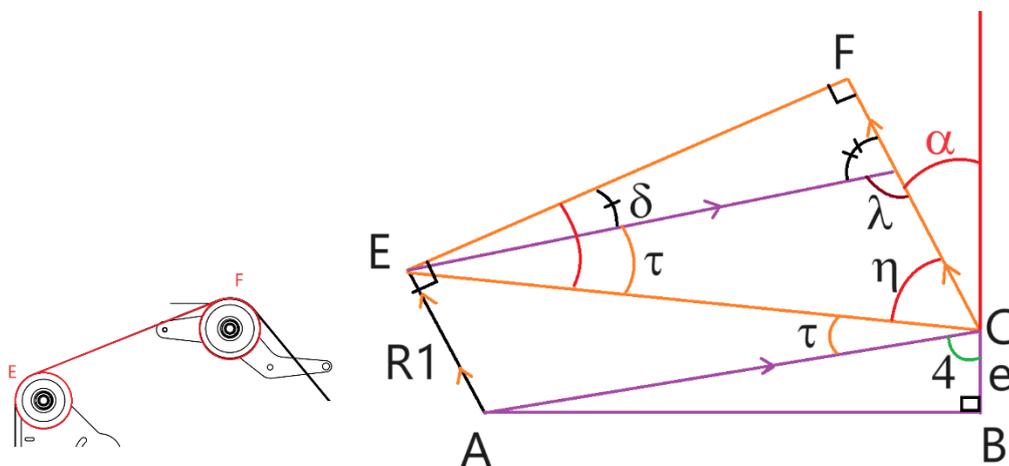
Consideramos también que las dimensiones de  $d$  y  $e$  están ligadas al comportamiento del pivote del Sistema Soporte Tensor, es decir que el valor de estas variables están vinculadas al diseño y dimensiones del Sistema Soporte Tensor.

**Nota:** De la misma forma este procedimiento de diseño fue cíclico y sujeto a cambios y ligado al dimensionamiento del Sistema Soporte Tensor. Por lo que las medidas de  $d$  y  $e$  son un dato conocido para nuestra configuración final.

Por tanto, se puede comenzar el análisis del diagrama de cuerpo libre considerando la siguiente hipótesis, la sumatoria de la longitud total de los arcos y las secciones de la banda de lija que comprenden las cuatro tensiones presentes deberá ser igual al total de la longitud de la banda de lija.

El procedimiento para obtener el ángulo  $\alpha$  es el siguiente:

A partir de un esquema de la configuración geométrica se tiene la siguiente Figura 2.22:



**Figura 2.22.** Geometría comprendida entre poleas A y B [Propio].

Datos conocidos:

$\overline{AB}$ ,  $\overline{AC}$ ,  $R_1$ ,  $R_2$ , e:

En el triángulo rectángulo ABC, tenemos:

$$\overline{AC} = \sqrt{\overline{AB}^2 + \overline{CB}^2}$$

**Ecuación 2.1.** Teorema de Pitágoras en el triángulo ABC.

$$\hat{\alpha} = \arcsen\left(\frac{\overline{AB}}{\overline{AC}}\right)$$

**Ecuación 2.2.** Relaciones Trigonómicas en el triángulo ABC.

Del triángulo EFD, se tiene:

$$\hat{\beta} = \arcsen\left(\frac{R_2 - R_1}{\overline{AC}}\right); \overline{ED} = \overline{AC}$$

**Ecuación 2.3.** Relaciones Trigonómicas en el triángulo EFD.

Asimismo, se tiene:

$$\overline{EF} = \overline{ED} * \cos(\hat{\beta})$$

**Ecuación 2.4.** Relaciones Trigonómicas en el triángulo EFD.

Del triángulo EDC, se puede obtener:

$$\overline{ED}^2 = \overline{DC}^2 + \overline{EC}^2 - 2 * \overline{DC} * \overline{EC} * \cos(\hat{\gamma})$$

**Ecuación 2.5.** Ley de cosenos en el triángulo EDC.

$$\frac{\overline{ED}^2 - \overline{DC}^2 - \overline{EC}^2}{-2 * \overline{DC} * \overline{EC}} = \cos(\hat{\gamma})$$

**Ecuación 2.6.** Ley de cosenos en el triángulo EDC.

$$\hat{\gamma} = \arccos\left(\frac{\overline{ED}^2 - \overline{DC}^2 - \overline{EC}^2}{-2 * \overline{DC} * \overline{EC}}\right)$$

**Ecuación 2.7.** Ley de cosenos en el triángulo EDC.

$$\hat{\delta} = 180^\circ - \hat{\gamma} - \hat{\alpha}$$

**Ecuación 2.8.** Teorema de la suma de los ángulos interiores de un triángulo.

Notemos que se forma un ángulo llano entre las siguientes variables:



Asimismo, se tiene:

$$\overline{NO} = \overline{NS} * \cos(\widehat{17})$$

**Ecuación 2.13.** Relaciones trigonométricas en el triángulo NOS.

Del triángulo rectángulo NOR, se puede obtener:

$$\widehat{16} = 90^\circ - \widehat{17}$$

**Ecuación 2.14.** Sumatorio de ángulos complementarios.

Asimismo, se puede obtener:

$$\widehat{15} = 180^\circ - \widehat{16}$$

**Ecuación 2.15.** Sumatorio de ángulos llanos.

$$\overline{NR}^2 = \overline{OR}^2 + \overline{NO}^2$$

**Ecuación 2.16.** Teorema de Pitágoras en el triángulo NOR.

Notemos que NSR forman un triángulo del que se puede extraer las siguientes ecuaciones y relaciones:

$$\widehat{14} = \arccos\left(\frac{\overline{NS}^2 - \overline{SR}^2 - \overline{NR}^2}{-2 * \overline{SR} * \overline{NR}}\right)$$

**Ecuación 2.17.** Ley de cosenos en el triángulo NSR.

$$\widehat{18} = 180^\circ - \widehat{14} - \widehat{15}$$

**Ecuación 2.18.** Sumatorio de ángulos del triángulo.

De forma que a partir del ángulo llano que forman las siguientes variables, se puede obtener la siguiente ecuación:

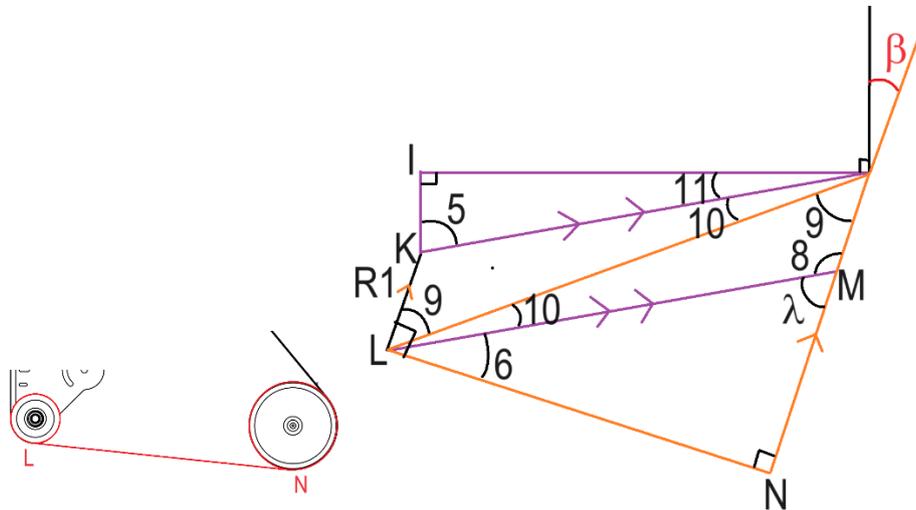
$$\widehat{\gamma} = 180^\circ - \widehat{18} - \widehat{14} - \widehat{12}$$

**Ecuación 2.19.** Sumatorio de ángulos suplementarios.

Se concluye entonces el método y las ecuaciones para calcular el ángulo  $\gamma$ , para el caso de la máquina en una posición de  $0^\circ$ .

El procedimiento para obtener el ángulo  $\beta$  es el siguiente:

A partir de un esquema de la configuración geométrica se tiene realiza la Figura 2.24:



**Figura 2.24.** Geometría comprendida entre poleas C y D [Propio].

Datos conocidos:

$\overline{IJ}$ ,  $\overline{IK}$ ,  $R_1$  y  $R_3$ :

En el triángulo rectángulo IJK, tenemos:

$$\overline{KJ} = \sqrt{\overline{IK}^2 + \overline{IJ}^2} ; \overline{KJ} = \overline{LM}$$

**Ecuación 2.20.** Teorema de Pitágoras en el triángulo IJK.

$$\hat{5} = \arcsen\left(\frac{\overline{IJ}}{\overline{KJ}}\right)$$

**Ecuación 2.21.** Relaciones trigonométricas en el triángulo IJK.

$$\hat{11} = \arcsen\left(\frac{\overline{IK}}{\overline{KJ}}\right)$$

**Ecuación 2.22.** Relaciones trigonométricas en el triángulo IJK.

Del triángulo LMN se obtiene:

$$\hat{6} = \arcsen\left(\frac{R_3 - R_1}{\overline{LM}}\right)$$

**Ecuación 2.23.** Relaciones trigonométricas en el triángulo LMN.

$$\overline{LN} = \overline{LM} * \cos(\hat{\delta})$$

**Ecuación 2.24.** Relaciones trigonométricas en el triángulo LMN.

$$\hat{\gamma} = 90^\circ - \hat{\delta}$$

**Ecuación 2.25.** Sumatorio de ángulos complementarios.

A partir del triángulo LJM, se pueden obtener las siguientes ecuaciones y relaciones:

$$\overline{LJ} = \sqrt{\overline{JN}^2 + \overline{LN}^2}$$

**Ecuación 2.26.** Teorema de Pitágoras en el triángulo LJM.

$$\hat{\theta} = \arcsen\left(\frac{\overline{LN}}{\overline{LJ}}\right)$$

**Ecuación 2.27.** Relaciones trigonométricas en el triángulo LJM.

Tenemos entonces que del triángulo LJM se consiguen las siguientes ecuaciones:

$$\hat{\delta} = 180^\circ - \hat{\theta}$$

**Ecuación 2.28.** Sumatorio de ángulos suplementarios.

$$\hat{\theta} = \arccos\left(\frac{\overline{LM}^2 - \overline{JM}^2 - \overline{LJ}^2}{-2 * \overline{JM} * \overline{LJ}}\right)$$

**Ecuación 2.29.** Ley de cosenos en el triángulo LJM.

$$\hat{\alpha} = 180^\circ - \hat{\theta} - \hat{\delta}$$

**Ecuación 2.30.** Sumatorio de ángulos internos del triángulo LJM.

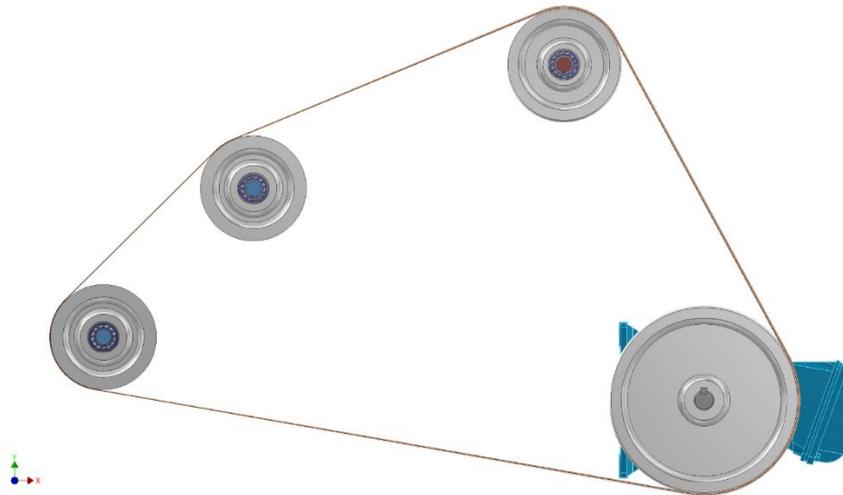
$$\beta = 90^\circ - \hat{\theta} - \hat{\alpha} - \hat{\delta}$$

**Ecuación 2.31.** Sumatorio de ángulos suplementarios.

Notemos que en nuestro caso específico coincide que, por la ubicación de las Poleas Locas y el diámetro de la Polea Motriz, el ángulo  $\beta=0^\circ$  solo para el caso de la máquina en  $0^\circ$  con respecto a la vertical.

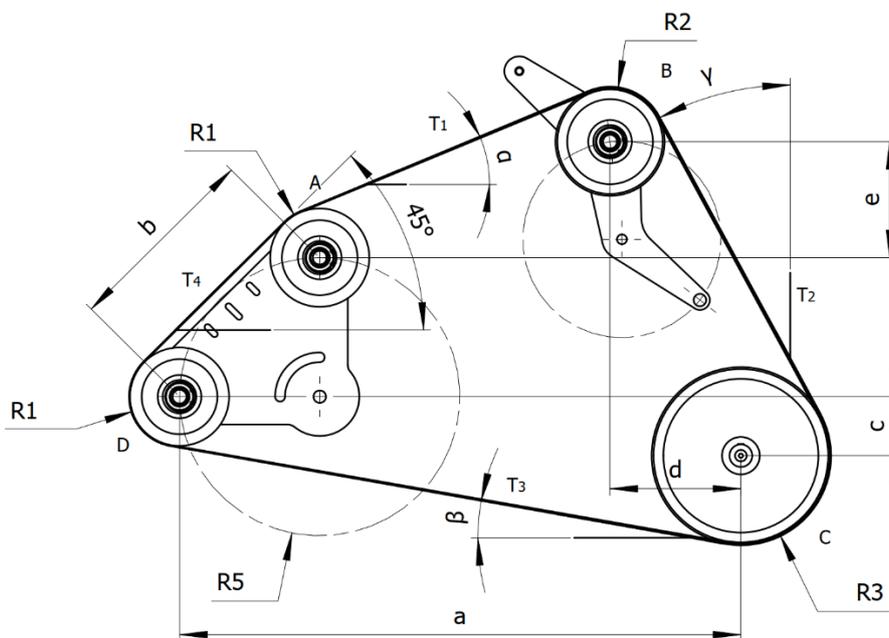
### Análisis cuando la posición es de +45°

Cuando el sistema cuando se encuentra en una posición de +45° con respecto a la vertical, se tiene la siguiente configuración geométrica, como se puede apreciar en Figura 2.25:



**Figura 2.25.** Juego de poleas cuando la posición basculante es de 45° [Propio].

Para poder obtener el valor de las variables  $\alpha$ ,  $\beta$  y  $\gamma$  empleamos el mismo procedimiento de la máquina en 0° con respecto a la vertical.

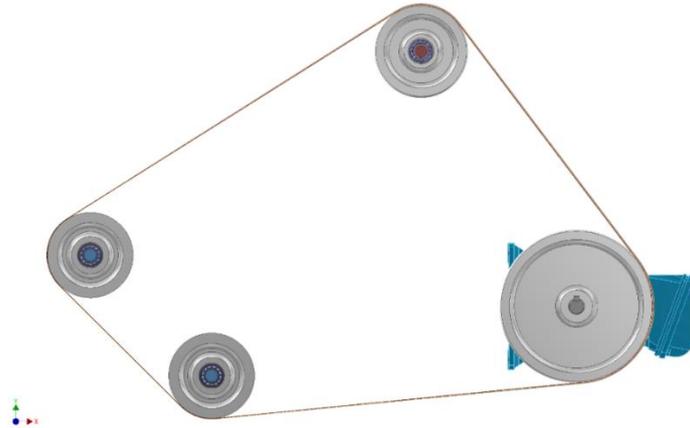


**Figura 2.26.** Geometría de las poleas cuando la posición basculante es de 45° [Propio].

Por tanto, podemos hacer uso de las mismas ecuaciones desde la Ecuación 2.1 hasta Ecuación 2.31 cuando la máquina se encuentra en una posición de  $45^\circ$  respecto a la vertical.

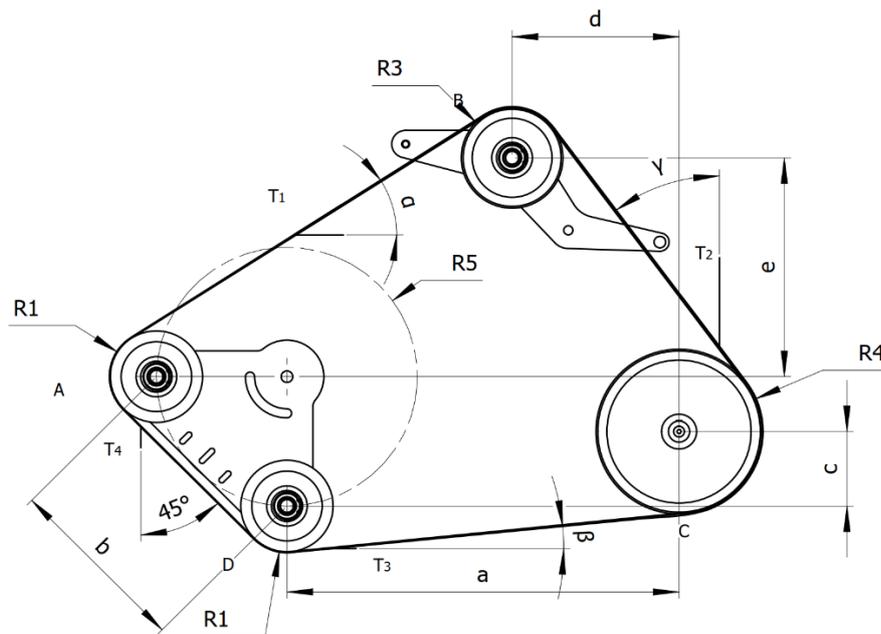
### Análisis cuando la posición es de $-45^\circ$

Por último, cuando el sistema cuando se encuentra en una posición de  $-45^\circ$  con respecto a la vertical, se tiene la siguiente configuración geométrica:



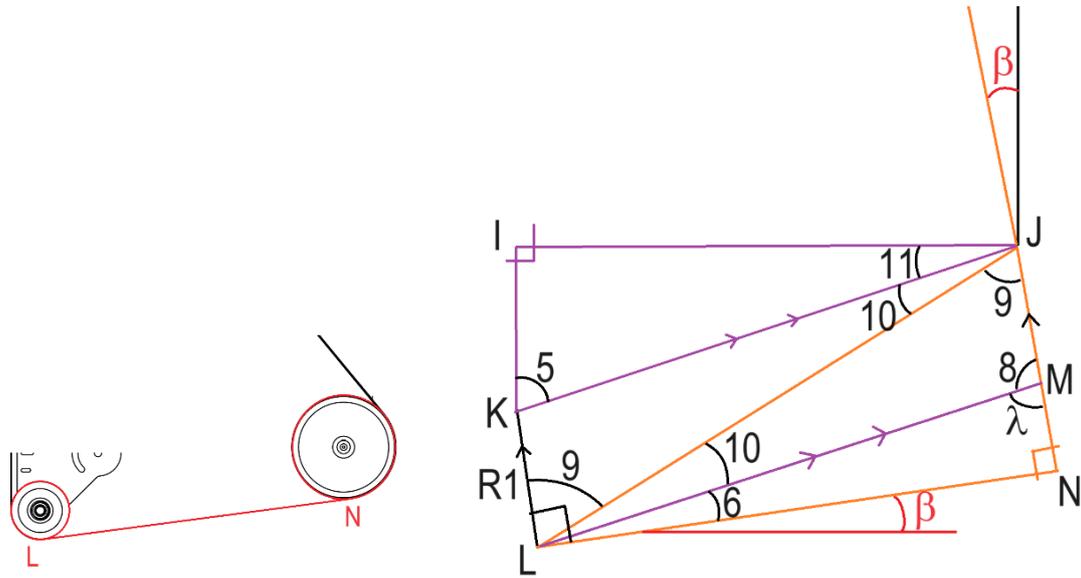
**Figura 2.27.** Juego de poleas cuando la posición basculante es de  $-45^\circ$  [Propio].

El procedimiento para obtener el ángulo  $\beta$  es similar al de los anteriores casos, la diferencia radica en que la inclinación de la banda de lija es opuesta a las anteriores, por lo que su forma de resolución es el siguiente:



**Figura 2.28.** Geometría de las poleas cuando la posición basculante es de  $-45^\circ$  [Propio].

A partir de un esquema de la configuración geométrica se tiene:



**Figura 2.29.** Geometría comprendida entre poleas C y D [Propio].

Datos conocidos:

$\overline{IJ}$ ,  $\overline{IK}$ ,  $R_1$  y  $R_3$ :

En el triángulo rectángulo IJK, tenemos las mismas ecuaciones, Ecuación 2.20, Ecuación 2.21 y Ecuación 2.22.

Del triángulo LMN se obtienen las ecuaciones, Ecuación 2.23, Ecuación 2.24, y Ecuación 2.25.

A partir del triángulo LJM, se pueden obtener las siguientes ecuaciones que representan relaciones geométricas, Ecuación 2.26 y Ecuación 2.27.

Tenemos entonces que del triángulo LJM se consiguen las siguientes ecuaciones, Ecuación 2.28, Ecuación 2.29 y Ecuación 2.30. Sin embargo, al realizar la sumatoria del ángulo llano tenemos:

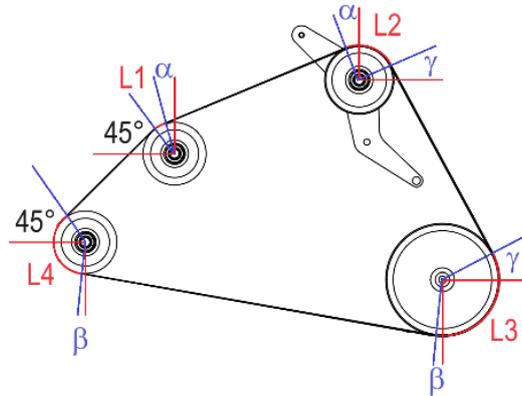
$$\beta = \hat{9} + \hat{10} + \hat{11} - 90^\circ$$

**Ecuación 2.32.** Sumatorio de ángulos suplementarios.

### Longitud total de la banda de lija.

Para cualquiera de los tres posibles posiciones de la máquina, cuando se realice el movimiento basculante, tenemos que considerar que la longitud de la banda de lija se debe conservar y será igual a un valor un tanto superior a las 72" nominales, debido a que se

considera el efecto de tensión y deformación al precargar la banda de lija para su óptimo funcionamiento, la deformación máxima sabemos que es de 10 mm, como se indicó en Tabla 1.4, es decir que la longitud total de la banda de lija es de 1838.8 mm, la geometría de la banda de lija completa se puede apreciar en Figura 2.30.



**Figura 2.30.** Geometría de la banda de lija comprendida entre las poleas [Propio].

Para poder resolver el sistema de la longitud total de la banda de lija, tenemos que considerar que corresponde a la longitud de elongación que se encuentra comprendida en el mismo plano dentro del juego de poleas, es decir que los radios son los máximos para las poleas abombadas B y C. De este modo se tiene una forma de cálculo de la banda de lija para las tres posiciones de la máquina (0°, 45° y -45°).

Donde:

**L<sub>1</sub>:** Es la longitud de banda de lija abrazada por la polea A.

**L<sub>2</sub>:** Es la longitud de banda de lija abrazada por el radio nominal de la polea B.

**L<sub>3</sub>:** Es la longitud de banda de lija abrazada por el radio nominal de la polea C.

**L<sub>4</sub>:** Es la longitud de banda de lija abrazada por la polea D.

**L<sub>T</sub>:** Es la longitud total de la banda de lija y es igual a 1838.8 mm

$$L_1 = (90^\circ - \hat{\alpha}) * R_1$$

**Ecuación 2.33.** Arco abrazado en la polea A.

$$L_2 = (90^\circ + \alpha - \gamma) * R_2$$

**Ecuación 2.34.** Arco abrazado en la polea B.

$$L_3 = (90^\circ + \beta + \gamma) * R_3$$

**Ecuación 2.35.** Arco abrazado en la polea C.

$$L_4 = (90^\circ - \beta) * R_1$$

**Ecuación 2.36.** Arco abrazado en la polea D.

$$L_T = L_1 + L_2 + L_3 + L_4 + \overline{LN} + \overline{NO} + \overline{EF} + b$$

**Ecuación 2.37.** Longitud total de la banda de lija.

Por último, tenemos que, junto con la resolución de la obtención de los ángulos comprendidos entre las secciones de la banda de lija, se puede determinar la posición de la banda de lija y los centros de las poleas mediante las ecuaciones desde Ecuación 2.33 hasta Ecuación 2.37.

**Tabla 2.6.** Configuración geométrica del sistema [Propio].

Parámetros de diseño sistema de poleas (mm)					Loca	Tensora	Motriz	Ángulos		
calculado					conocido			calculado		
a	b	c	d	e	R1	R2	R3	$\alpha$	$\beta$	$\gamma$
525	200	40	191.834	129.569	50	55	90	22.05°	0°	39.3°
5566.421	200	60	132.02	117.854	50	55	90	22.82°	10.07°	28.28°
425	200	81.421	181.007	299.235	50	55	90	32.46°	5.54°	36.91°

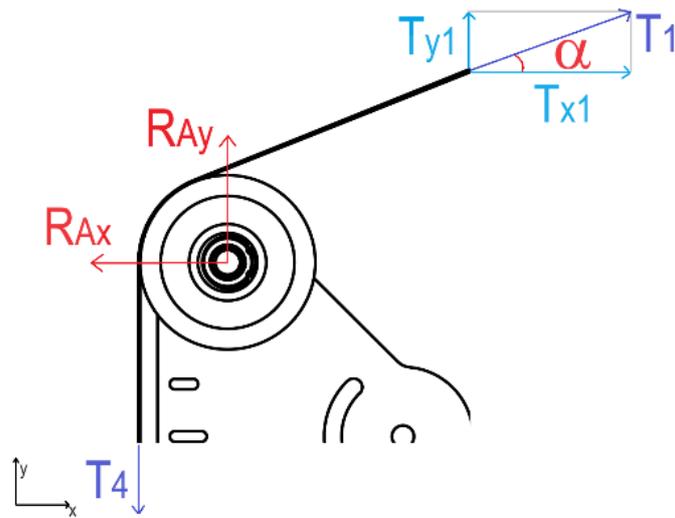
Ahora que conocemos la configuración geométrica del sistema para las 3 posibles posiciones de la máquina, se puede realizar el diagrama de cuerpo libre de cada una de las poleas y así conocer cómo se forman las reacciones sobre sus ejes, para un posterior análisis.

Para obtener las ecuaciones correspondientes al diagrama de cuerpo libre de cada una de las poleas, se esquematiza y se coloca un sistema de referencia que permita resolverlo, existen casos en los que para una misma polea las ecuaciones que gobiernan el fenómeno son independientes de la posición de la máquina, de forma que:

### 2.19 Diagrama de Cuerpo Libre Polea A.

Para el caso en el que se encuentra el sistema a 0° con respecto a la horizontal se tiene el siguiente DCL.

El sistema corresponde a un sistema en equilibrio estático, de forma que la sumatoria de fuerzas en el eje x y en el eje y será igual a cero. Tenemos entonces Figura 2.31:



**Figura 2.31.** Diagrama de Cuerpo Libre en polea A posición 0° [Propio].

$$\sum F_x = 0$$

**Ecuación 2.38.** Sumatoria de fuerzas en equilibrio en el eje x.

De forma que se tiene:

$$T_{x1} - R_{Ax} = 0$$

**Ecuación 2.39.** Sumatoria de fuerzas en el eje x.

$$T_1 * \cos(\hat{\alpha}) = R_{Ax}$$

**Ecuación 2.40.** Relación de fuerzas en el eje x.

Ahora podemos resolver el sistema en el eje y.

$$\sum F_y = 0$$

**Ecuación 2.41.** Sumatoria de fuerzas en equilibrio en el eje y.

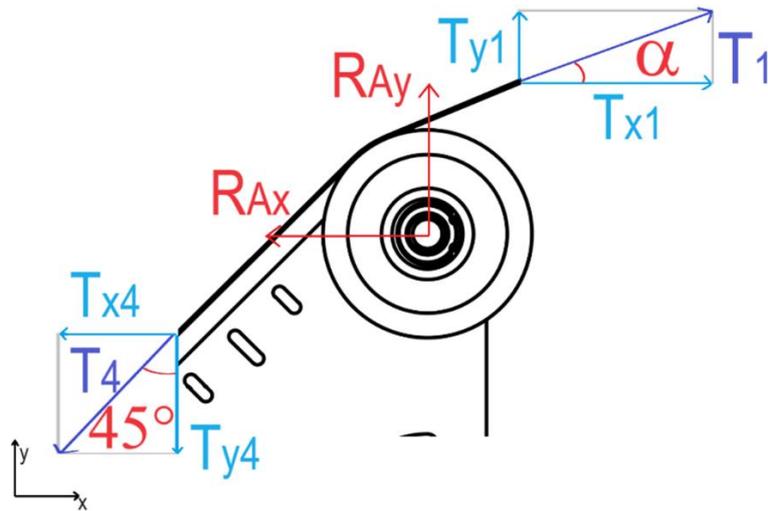
$$T_{1y} + R_{Ay} - T_4 = 0$$

**Ecuación 2.42.** Sumatoria de fuerzas en el eje y.

$$T_1 * \text{sen}(\hat{\alpha}) + R_{Ay} - T_4 = 0$$

**Ecuación 2.43.** Relación de fuerzas en el eje y.

Para el caso en el que se encuentra el sistema a 45° con respecto a la horizontal se tiene el siguiente DCL, como se puede observar en Figura 2.32.



**Figura 2.32.** Diagrama de Cuerpo Libre en polea A posición 45° [Propio].

De la misma forma partimos de Ecuación 2.38.

$$T_{x1} - R_{Ax} - T_{x4} = 0$$

**Ecuación 2.44.** Sumatoria de fuerzas en el eje x.

$$R_{Ax} = T_1 * \cos(\hat{\alpha}) - T_4 * \frac{\sqrt{2}}{2}$$

**Ecuación 2.45.** Relación de fuerzas en el eje x.

Resolviendo el sistema en el eje y, partiendo de la Ecuación 2.41.

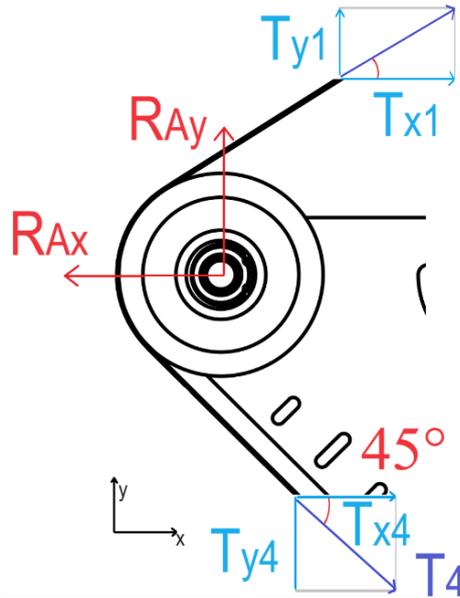
$$T_{y1} + R_{Ay} - T_{y4} = 0$$

**Ecuación 2.46.** Sumatoria de fuerzas en el eje y.

$$R_{Ay} = T_4 * \frac{\sqrt{2}}{2} - T_1 * \text{sen}(\hat{\alpha})$$

**Ecuación 2.47.** Relación de fuerzas en el eje y.

Para el caso en el que se encuentra el sistema a -45° con respecto a la horizontal se tiene el siguiente DCL como se puede observar en Figura 2.33.



**Figura 2.33.** Diagrama de Cuerpo Libre en polea A posición  $-45^\circ$  [Propio].

Partimos de la Ecuación 2.38.

$$T_{1x} + T_{4x} - R_{Ax} = 0$$

**Ecuación 2.48.** Sumatoria de fuerzas en el eje x.

$$R_{Ax} = T_1 * \cos(\hat{\alpha}) + T_4 * \frac{\sqrt{2}}{2}$$

**Ecuación 2.49.** Relación de fuerzas en el eje x.

Ahora, se comienza la resolución desde la Ecuación 2.41.

$$T_{1y} + R_{Ay} - T_{4y} = 0$$

**Ecuación 2.50.** Sumatoria de fuerzas en el eje y.

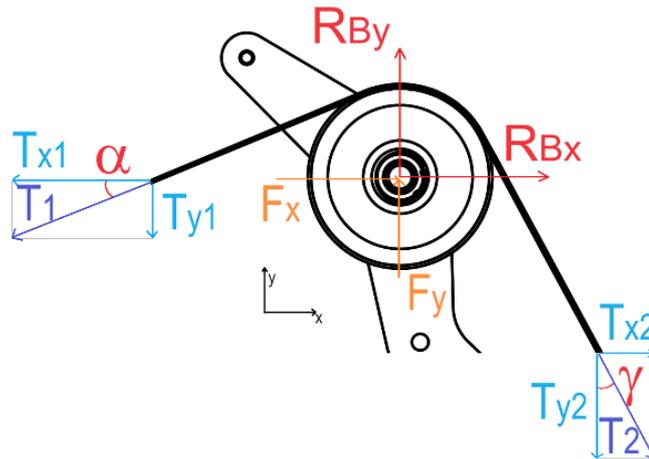
$$R_{Ay} = T_4 * \frac{\sqrt{2}}{2} - T_1 * \text{sen}(\hat{\alpha})$$

**Ecuación 2.51.** Relación de fuerzas en el eje y.

Por tanto, las ecuaciones, Ecuación 2.40, Ecuación 2.43, Ecuación 2.45, Ecuación 2.47, Ecuación 2.49 y Ecuación 2.51. Nos permiten conocer las reacciones sobre la polea A en las tres posiciones posibles de trabajo de la máquina.

## 2.20 Diagrama de Cuerpo Libre Polea B.

Para el caso en el que se encuentra el sistema a  $0^\circ$ ,  $45^\circ$  y  $-45^\circ$  con respecto a la horizontal se tiene el siguiente DCL y las ecuaciones coinciden, de forma que se puede realizar un solo DCL, como se indica en Figura 2.34.



**Figura 2.34.** Diagrama de Cuerpo Libre en polea B en las 3 posiciones [Propio].

Partimos de la Ecuación 2.38.

$$F_x - T_{1x} + R_{Bx} + T_{2x} = 0$$

**Ecuación 2.52.** Sumatoria de fuerzas en el eje x.

$$F_x - T_1 * \cos(\hat{\alpha}) + R_{Bx} + T_2 * \text{sen}(\hat{\gamma}) = 0$$

**Ecuación 2.53.** Relación de fuerzas en el eje x.

Ahora, se comienza la resolución desde la Ecuación 2.41.

$$F_y + R_{By} - T_{2y} - T_{1y} = 0$$

**Ecuación 2.54.** Sumatoria de fuerzas en el eje y.

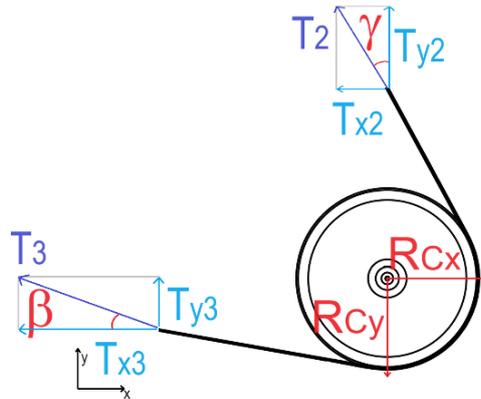
$$R_{By} + F_y = T_2 * \cos(\hat{\gamma}) + T_1 * \text{sen}(\hat{\alpha})$$

**Ecuación 2.55.** Relación de fuerzas en el eje y.

Por tanto, las expresiones, Ecuación 2.53 y Ecuación 2.55 nos permiten magnificar las reacciones sobre la polea B en cualquiera de las tres posiciones de la máquina.

## 2.21 Diagrama de Cuerpo Libre Polea C

Para el caso en el que se encuentra el sistema a  $0^\circ$  y  $45^\circ$  con respecto a la horizontal se tiene el siguiente DCL y las ecuaciones coinciden, de forma que se puede realizar un solo DCL, como se puede observar en Figura 2.35.



**Figura 2.35.** Diagrama de Cuerpo Libre en polea C en  $0^\circ$  y  $45^\circ$  [Propio].

De la misma forma partimos de Ecuación 2.38.

$$R_{Cx} - T_{2x} - T_{3x} = 0$$

**Ecuación 2.56.** Sumatoria de fuerzas en el eje x.

$$R_{Cx} - T_2 * \text{sen}(\hat{\gamma}) - T_3 * \cos(\hat{\beta}) = 0$$

**Ecuación 2.57.** Relación de fuerzas en el eje x.

Ahora, se comienza la resolución desde la Ecuación 2.41.

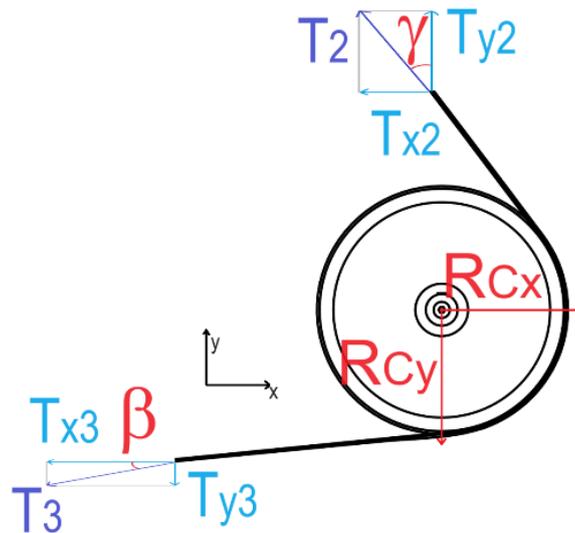
$$T_{2y} - T_{3y} - R_{Cy} = 0$$

**Ecuación 2.58.** Sumatoria de fuerzas en el eje y.

$$T_2 * \cos(\hat{\gamma}) - T_3 * \text{sen}(\hat{\beta}) - R_{Cy} = 0$$

**Ecuación 2.59.** Relación de fuerzas en el eje y.

Para el caso en el que se encuentra el sistema a  $-45^\circ$  con respecto a la horizontal se tiene el siguiente DCL y sus ecuaciones, como se aprecia en Figura 2.36.



**Figura 2.36.** Diagrama de Cuerpo Libre en polea C en  $-45^\circ$  [Propio].

De la misma forma partimos de Ecuación 2.38.

$$R_{Cx} - T_{2x} - T_{3x} = 0$$

**Ecuación 2.60.** Sumatoria de fuerzas en el eje x.

$$R_{Cx} = T_2 * \text{sen}(\hat{\gamma}) + T_3 * \cos(\hat{\beta})$$

**Ecuación 2.61.** Relación de fuerzas en el eje x.

Ahora, se comienza la resolución desde la ecuación 2.41.

$$T_{2y} - T_{3y} - R_{Cy} = 0$$

**Ecuación 2.62.** Sumatoria de fuerzas en el eje y.

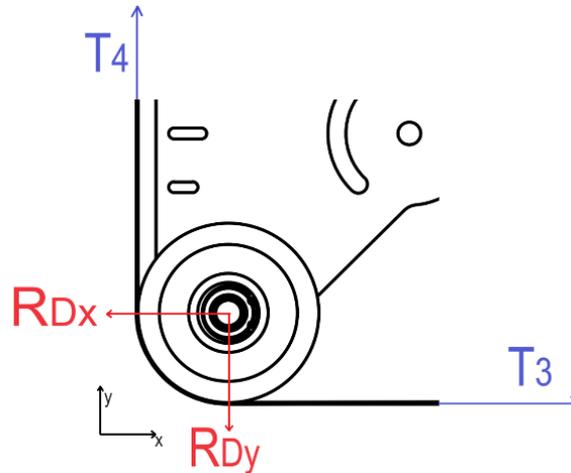
$$R_{Cy} = T_3 * \text{sen}(\hat{\beta}) - T_2 * \cos(\hat{\gamma})$$

**Ecuación 2.63.** Relación de fuerzas en el eje y.

Por tanto, tenemos las ecuaciones, Ecuación 2.57, Ecuación 2.59, Ecuación 2.61 y Ecuación 2.63 para poder cuantificar la magnitud de las reacciones sobre la polea C para los tres estados de la máquina.

## 2.22 Diagrama de Cuerpo Libre Polea D

Para el caso en el que se encuentra el sistema a  $0^\circ$  con respecto a la horizontal se tiene el siguiente DCL, como se puede observar en Figura 2.37.



**Figura 2.37.** Diagrama de Cuerpo Libre en polea D en  $0^\circ$  [Propio].

De la misma forma partimos de Ecuación 2.38.

$$T_{3x} - R_{Dx} = 0 \quad ; \quad T_{3x} = T_3$$

**Ecuación 2.64.** Sumatoria de fuerzas en el eje x.

$$T_3 = R_{Dx}$$

**Ecuación 2.65.** Relación de fuerzas en el eje x.

Ahora, se comienza la resolución desde la Ecuación 2.41.

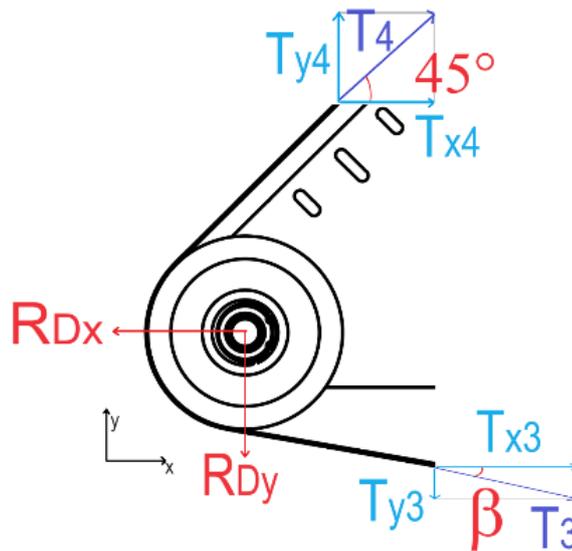
$$T_4 - R_{Dy} - T_{3y} = 0 \quad ; \quad T_{3y} = 0$$

**Ecuación 2.66.** Sumatoria de fuerzas en el eje y.

$$T_4 = R_{Dy}$$

**Ecuación 2.67.** Relación de fuerzas en el eje y.

Para el caso en el que se encuentra el sistema a  $45^\circ$  con respecto a la horizontal se tiene el siguiente DCL, como se observa en Figura 2.38.



**Figura 2.38.** Diagrama de Cuerpo Libre en polea D en 45° [Propio].

De la misma forma partimos de Ecuación 2.38.

$$T_{3x} + T_{4x} - R_{Dx} = 0$$

**Ecuación 2.68.** Sumatoria de fuerzas en el eje x.

$$R_{Dx} = T_3 * \cos(\hat{\beta}) + T_4 * \frac{\sqrt{2}}{2}$$

**Ecuación 2.69.** Relación de fuerzas en el eje x.

Ahora, se comienza la resolución desde la Ecuación 2.41.

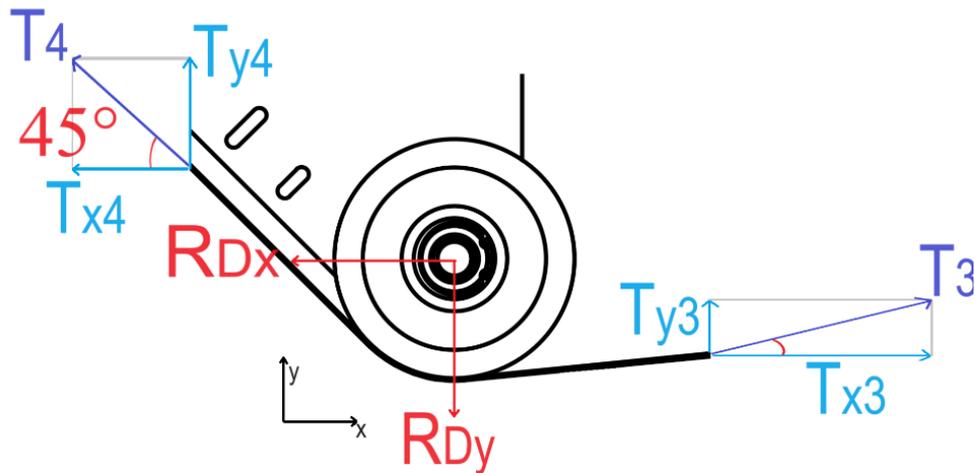
$$T_{4y} - R_{Dy} - T_{3y} = 0$$

**Ecuación 2.70.** Sumatoria de fuerzas en el eje y.

$$R_{Dy} = T_4 * \frac{\sqrt{2}}{2} - T_3 * \text{sen}(\hat{\beta})$$

**Ecuación 2.71.** Relación de fuerzas en el eje y.

Para el caso en el que se encuentra el sistema a -45° con respecto a la horizontal se tiene el siguiente DCL, como se indica en Figura 2.39.



**Figura 2.39.** Diagrama de Cuerpo Libre en polea D en  $-45^\circ$  [Propio].

De la misma forma partimos de Ecuación 2.38.

$$T_{3x} - T_{4x} - R_{Dx} = 0$$

**Ecuación 2.72.** Sumatoria de fuerzas en el eje x.

$$R_{Dx} = T_3 * \cos(\hat{\beta}) - T_4 * \frac{\sqrt{2}}{2}$$

**Ecuación 2.73.** Relación de fuerzas en el eje x.

Ahora, se comienza la resolución desde la Ecuación 2.41.

$$T_{4y} + T_{3y} - R_{Dy} = 0$$

**Ecuación 2.74.** Sumatoria de fuerzas en el eje y.

$$R_{Dy} = T_4 * \frac{\sqrt{2}}{2} + T_3 * \text{sen}(\hat{\beta})$$

**Ecuación 2.75.** Relación de fuerzas en el eje y.

Por tanto, las ecuaciones, Ecuación 2.65, Ecuación 2.67, Ecuación 2.69, Ecuación 2.71, Ecuación 2.73 y Ecuación 2.74 son las ecuaciones que permiten conocer las reacciones sobre la polea D en las tres posiciones posibles de trabajo de la máquina.

## 2.23 Diámetro nominal y ancho de las poleas.

Para diseñar las poleas debemos comparar las velocidades de corte de la banda de lija con las velocidades del rotor del motor. Se realiza el cálculo empleando diámetros de poleas normalizadas.

Se tiene entonces los diámetros normales para poleas bajo las normas UNE 18007 y 18077, como se indica en Prontuario de Larburu [21]. Hay que tomar en cuenta que estas normas son la equivalencia a las normas IO 22 e ISO 155, como se indica en Sección 1.4.8 donde se detallan los mismo valores y relaciones geométricas de las poleas.

Se estudia entonces las velocidades de corte y angulares en función de los diámetros nominales que indican las normas ISO 22 e ISO 155, tanto para la Polea Motriz como las Poleas Locas y la Polea Tensora, de forma que se tienen varias opciones para la selección de nuestros diámetros.

Como criterio adicional a la selección de los diámetros se considera el diámetro del eje del material de origen. El material que se encuentra con mayor facilidad en el mercado ecuatoriano que presenta una alta resistencia específica es el Duraluminio, este material se encuentra disponible en el mercado en ciertos diámetros y hay que tomar en cuenta las operaciones de desbaste y acabado, para poder así seleccionar el diámetro de las poleas no solo en función de los requisitos de la banda de lija, sino también por reducción de los costos de fabricación. Entonces tenemos:

**Tabla 2.7.** Combinación de posibles diámetros Polea Motriz [Propio].

Diámetro normalizado (mm)	Diámetro (inch)	V corte (m/s)	Criterio Red Label Abrasivos	Diferencia (%)	V min (m/s)	V max (m/s)	Velocidad necesaria Real Motor min (rpm)	Velocidad necesaria Real Motor max (rpm)	Velocidad media mínima (rpm)
100	3.9370	17.724	Fuera del rango	60.44	4.8768	13.716	931.40	2619.56	1775.48
110	4.3307	19.496	Fuera del rango	56.49	4.8768	13.716	846.73	2381.42	1614.07
125	4.9213	22.155	Fuera del rango	50.55	4.8768	13.716	745.12	2095.65	1420.39
140	5.5118	24.813	Fuera del rango	44.62	4.8768	13.716	665.29	1871.12	1268.20
160	6.2992	28.358	Dentro del rango	36.71	4.8768	13.716	582.13	1637.23	1109.68
180	7.0866	31.903	Dentro del rango	28.80	4.8768	13.716	517.44	1455.31	986.38
200	7.8740	35.448	Dentro del rango	20.89	4.8768	13.716	465.70	1309.78	887.74
220	8.6614	38.992	Dentro del rango	12.97	4.8768	13.716	423.36	1190.71	807.04
250	9.8425	44.310	Dentro del rango	1.11	4.8768	13.716	372.56	1047.83	710.19
280	11.0236	49.627	Fuera del rango	-10.76	4.8768	13.716	332.64	935.56	634.10
315	12.4016	55.830	Fuera del rango	-24.61	4.8768	13.716	295.68	831.61	563.64

**Tabla 2.8.** Combinación de posibles diámetros poleas [Propio].

Diámetros (mm)			Criterio Red Label Abrasives	Criterio REPRESENTACIONES ACAZA S.A (hasta 6800 rpm)		
			Velocidad tangencial (m/s)	Velocidad radial (rpm)		
Polea Motriz	Polea Tensora	Poleas Locas	Poleas	Polea motriz	Polea tensora	Poleas locas
180	110	100	31.9	3385	5539	6093
180	120	120	31.9	3385	5078	5078
180	125	125	31.9	3385	4874	4874
180	140	140	31.9	3385	4352	4352
180	160	160	31.9	3385	3808	3808
180	180	180	31.9	3385	3385	3385
180	200	200	31.9	3385	3047	3047
180	220	220	31.9	3385	2770	2770
180	250	250	31.9	3385	2437	2437
180	280	280	31.9	3385	2176	2176
180	315	315	31.9	3385	1934	1934

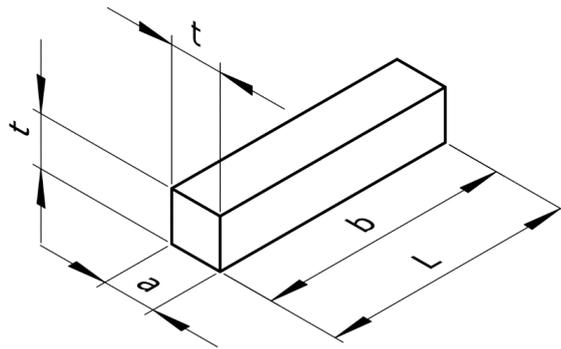
Por tanto, las dimensiones de los diámetros externos acorde a las normas ISO 22 e ISO 155 de nuestras poleas son [48, 49]:

- **Polea Motriz:** (180±2 mm) con perfil abombado.
- **Polea Tensora:** (110±1.2 mm) con perfil abombado.
- **Polea Loca:** (100±1.2 mm) con perfil plano.

Se tiene también que el ancho de cada una de las poleas es de (63±1 mm). Se toma en cuenta que las dimensiones internas de las poleas serán definidas cuando se determine el tamaño de los ejes sobre los cuales se instalarán las poleas.

## 2.24 Diseño de la chaveta.

La chaveta es un elemento normalizado que en nuestro caso viene junto con el motor W22Xec IE2. Para nuestro caso deberemos calcular el factor de seguridad de la chaveta para poder evaluar el elemento. Para efectos de cálculo se bautiza de la siguiente forma el elemento y sus variables a considerar, como se detalla en Figura 2.40.



**Figura 2.40.** Esquema de la chaveta [Propio].

Donde:

**t:** es el espesor de la chaveta en pulgadas o (mm).

**a:** es el ancho de la sección transversal de la chaveta en pulgadas o (mm).

**b:** es el largo de la sección transversal de la chaveta en pulgadas o (mm).

Las dimensiones de la chaveta para nuestro modelo de motor son de (6x6x28 mm) y el material del que está constituido es acorde a la Norma DIN 6885A, es decir que el material para nuestra chaveta corresponde a un acero AISI 1045 con una resistencia de fluencia a la tracción de (600 N/mm<sup>2</sup>).

Conocemos las condiciones críticas de trabajo del motor cuando el variador se encuentre en funcionamiento, por lo que se conoce tanto las rpm del motor, como la potencia que entrega, todo en relación a los requisitos de trabajo del fabricante de las bandas de lija. Por tanto, podemos emplear las siguientes ecuaciones para determinar la resistencia de la chaveta.

$$T = \frac{63025.35 * P}{w}$$

**Ecuación 2.76.** Torque producido por un motor [36].

Dónde:

**T:** es el torque generado por el motor en lbf\*in.

**P:** es la potencia en HP.

**w:** es la velocidad angular del motor en rpm.

Como sabemos el diámetro de la Polea Motriz es de 180 mm, por lo que podemos calcular el torque alrededor de la misma mediante las siguientes ecuaciones:

$$F = \frac{T}{r}$$

**Ecuación 2.77.** Fuerza responsable del torque sobre un motor [36].

Dónde:

**F:** Es la fuerza tangente al extremo de la Polea Motriz en lbf o (N).

**r:** es el radio de la Polea Motriz en pulgadas o (m).

Ahora que conocemos la fuerza y el torque, podemos obtener la Energía de Distorsión en la chaveta:

$$S_{Sy} = 0.577 * S_{yChaveta} < \frac{S_{ychaveta}}{F \cdot S_{chaveta}}$$

**Ecuación 2.78.** Energía de distorsión en la chaveta [36].

Donde:

**F.S:** es el factor de seguridad.

Por consiguiente, se determina el esfuerzo cortante en la sección a,b.

$$\frac{S_{Sy}}{F \cdot S} = \tau = \frac{F}{t * L}$$

**Ecuación 2.79.** Esfuerzo cortante sobre la chaveta [36].

Luego, se determina el esfuerzo de aplastamiento sobre la chaveta en la sección a,b.

$$\frac{S_{Sy}}{F \cdot S_{chaveta}} = \frac{2 * F}{t * L}$$

**Ecuación 2.80.** Esfuerzo de aplastamiento sobre la chaveta [36].

Finalmente, si empleamos las condiciones de trabajo del motor para cumplir con los parámetros de funcionamiento de la banda de lija, junto con las ecuaciones desde Ecuación 2.76 hasta Ecuación 2.80. Se puede obtener los siguientes resultados:

**Tabla 2.9.** Factores de seguridad de la chaveta en las condiciones críticas de funcionamiento [Propio].

Material norma DIN 6885A AISI 1045			Dimensiones chaveta (mm)		
Sy	600	N/mm2	6	6	28
Condiciones máximas			Condiciones mínimas		
Torque	4.20733	Nm	Torque	3.413207	Nm
Potencia	2	hp	Potencia	0.25	hp
RPM	3385	rpm	RPM	521.57	rpm
Fuerza	46.74811	N	Fuerza	37.92452	N
f polea motriz	0.18	m	f polea motriz	0.18	m
Energía de distorsion					
Ssy	3.46E+08	N/m2	Ssy	3.46E+08	N/m2
F.S	1.733102		F.S	1.733102	
Cortante					
Esfuerzo corte	278262.5	N/m2	Esfuerzo corte	225741.2	N/m2
F.S	1244.149		F.S	1533.615	
Aplastamiento					
Esfuerzo aplastante	556525.1	N/m2	Esfuerzo aplastante	451482.4	N/m2
F.S	1078.118		F.S	1328.955	

## 2.25 Tensión de trabajo de las bandas de lija:

Como se indicó en el Marco Teórico, se determinó la tensión de trabajo recomendada para la banda de lija según dos diferentes fabricantes, lo cual depende principalmente del material del respaldo, en este caso se tiene que los respaldos son de dos materiales, polyester y tela con polyester.

El espesor se determinó de 0.75 mm para el respaldo independientemente del material y de 1 mm para toda la banda de lija independientemente del grano.

Se conoce la tensión recomendada por los diferentes fabricantes. A partir de las diferentes tensiones se toma el valor más crítico que corresponde a un mínimo de 3.87 kg/cm<sup>2</sup> pasando por 4.55 kg/cm<sup>2</sup> y un máximo de 5.98 kg/cm<sup>2</sup>.

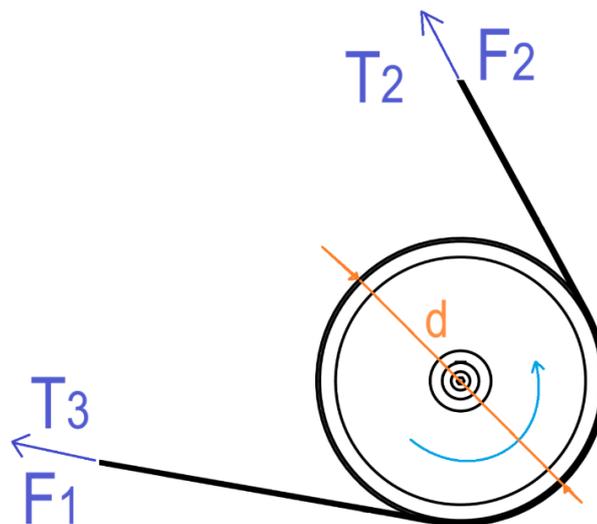
El criterio de diseño será que la tensión recomendada por los fabricantes de bandas de lija se alcance en T<sub>4</sub>, y el valor máximo de tensión sobre la banda de lija no será superior a la tensión óptima de trabajo de una banda de transmisión de características similares, a partir de las referencias del libro de Shigley, se encuentra una banda de lija similar, con denominación TCF-20EL tiene una tensión máxima permisible de 3045.78 psi o (214.14 kg/cm<sup>2</sup>) [36], [37].

Para poder determinar la tensión trabajo de la banda de lija, se tiene que estudiar nuevamente las 3 posiciones de trabajo de la máquina ( $0^\circ$ ,  $45^\circ$  y  $-45^\circ$  respecto a la vertical), así se pueden comparar las 3 posiciones y de esta manera se puede estudiar el caso más crítico en función de las diferentes variables. En consecuencia, se procede con el cálculo de las tensiones de la banda de lija.

## 2.26 Cálculo de la tensión inicial de la Banda de lija

Para determinar la tensión de la banda de lija, empleamos un análisis similar al que se realiza en bandas de transmisión, con un sistema de banda conductora y conducida, de modo que para nuestro caso nos permite conocer la información pertinente sobre la tensión de la banda de lija, tanto para la transmisión de par sobre la banda, como la tensión presente en el lado flojo y en el lado tenso alrededor de la Polea Motriz, así como también la tensión inicial necesaria para que el sistema funcione teóricamente acorde a las necesidades de tensión de la banda de lija conforme lo especifican los fabricantes.

De la misma forma, necesitamos determinar los parámetros máximos y mínimos de trabajo del motor que serán transmitidos hacia la Polea Motriz, como se puede ver en Figura 2.41.



**Figura 2.41.** Diagrama de Cuerpo Libre de la banda de lija en la Polea Motriz [Propio].

Donde:

$F_1$ : es la tensión en el lado tenso de la banda de lija.

$F_2$ : es la tensión en el lado flojo de la banda de lija.

$F_a$ : Es la tensión permisible y para nuestro caso es igual a la tensión óptima de trabajo de la banda de lija.

Para poder determinar la tensión en el lado tenso y en el lado flojo, se toman en cuenta las siguientes consideraciones:

La banda de lija trabaja en condiciones de bajo impacto.

La fricción está completamente desarrollada.

Solo se considera los efectos sobre el diámetro nominal de la Polea Motriz.

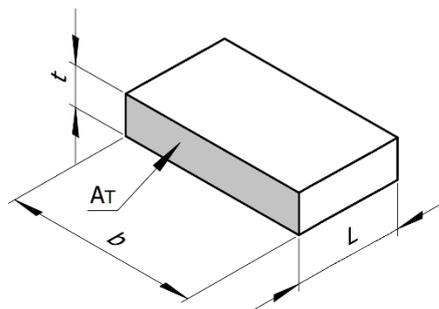
El lado flojo corresponde al lado con la tensión de trabajo de la banda de lija y el lado tenso no deberá superar la tensión óptima de trabajo de una banda de transmisión de características similares, es decir al de la banda TCF-20EL con una tensión máxima permisible de 239.82 lbf o (1066.8 N) [37].

La masa de la banda de lija es de 0.26 lb o (118g) y se obtuvo de forma experimental. No obstante, se asume que esta masa corresponde para cualquier banda de lija, independientemente del respaldo y material abrasivo, como se indica en Figura 2.42.



**Figura 2.42.** Pesaje de la banda de lija Red Label Abrasives [Propio].

Para determinar las tensiones de la banda de lija, determinamos primero las propiedades físicas de la banda de lija, como se puede observar en Figura 2.43:



**Figura 2.43.** Esquema de la banda de lija [Propio].

Donde:

$$V = b * t * L$$

**Ecuación 2.81.** Volumen de la banda de lija.

V: Es el volumen de la banda de lija en in<sup>3</sup>.

Resolviendo la Ecuación 2.81 tenemos que la banda de lija tiene un volumen de 5.669 in<sup>3</sup>.

$$\gamma = \frac{0.26 \text{ lb}}{V}$$

**Ecuación 2.82.** Masa específica de la banda de lija.

Donde:

$\gamma$ : es la masa específica de la banda de lija en lb/in<sup>3</sup>.

Resolviendo Ecuación 2.82 tenemos que la banda de lija tiene una masa específica de 0.0458 lbf/in<sup>3</sup>.

$$A_T = t * b$$

**Ecuación 2.83.** Área transversal de la banda de lija.

Donde:

**A<sub>T</sub>**: es el área transversal de la banda de lija en in<sup>2</sup>.

Resolviendo la Ecuación 2.83 tenemos que la banda de lija tiene un área transversal de 0.078in<sup>2</sup>.

A partir de las propiedades físicas de la banda de lija, podemos calcular la tensión de la banda, mediante la teoría de transmisión de potencia de bandas de transmisión planas.

Primero, obtenemos la velocidad lineal de la banda de lija:

$$V = \pi * d * \frac{n}{12}$$

**Ecuación 2.84.** Velocidad lineal de una banda en función de la velocidad del rotor [36].

Donde:

**d**: es el diámetro de la Polea Motriz en in.

**n**: es la velocidad angular de la Polea Motriz en rpm

Ahora calculamos la densidad lineal de la banda de lija:

$$w = 12 * \gamma * b * t$$

**Ecuación 2.85.** Peso de la banda de lija [36].

Si aplicamos Ecuación 2.85 notamos que el peso es una variable fija independientemente de las condiciones en las que se encuentre operando el motor.

Ahora, calculamos la tensión circunferencial por efectos de fuerza centrífuga sobre la banda de lija:

$$F_c = \frac{w}{g} * \left(\frac{V}{60}\right)^2$$

**Ecuación 2.86.** Tensión centrífuga en una banda [36].

Donde:

**F<sub>c</sub>**: es la tensión por efectos centrífugos en lbf.

**w**: es la densidad lineal de la banda de lija en lb\*in

**g**: es la gravedad y tiene un valor de 32.17 ft/s<sup>2</sup>.

**V**: es la velocidad tangencial ft/min.

Ahora calculamos el torque empleando la Ecuación 2.76, pero considerando el factor de seguridad para la tensión de la banda de lija.

$$T = \frac{63025.35 * P * K_s * n_d}{n}$$

**Ecuación 2.87.** Torque ajustado [36].

Notemos que como se indicó, la banda trabaja a bajo impacto, si revisamos a partir de la Tabla 17-15 de Shigley se tiene que K<sub>s</sub>=1.1 [36]. El factor de seguridad (n<sub>d</sub>) para el torque ajustado es de 2, debido a que cumple con el criterio de que es un elemento común donde las condiciones ambientales no son severas [38].

Ahora calculamos la fuerza necesaria para transmitir el torque que entrega el motor en relación con su potencia, velocidad angular, factores de carga y factores de seguridad.

$$F_1 - (F_2)_a = \frac{2 * T}{d}$$

**Ecuación 2.88.** Fuerza necesaria para transmitir el torque [36].

Ahora determinamos los factores de corrección, que se aproximan a los del comportamiento de la poliamida, donde  $C_p=1.0$  indicado en el ANEXO IV [48]. y  $C_v=1.0$  indicado en el conforme el criterio de Shigley que detalla en ANEXO IV y en ANEXO V [49] y en relación con el Machinery's handbook [40], [36].

Ahora tenemos que obtener la máxima tensión permisible, para nuestro caso sucede en el lado flojo de la banda de lija.

$$(F_2)_a = b * F_a * C_p * C_v$$

**Ecuación 2.89.** Tensión máxima permisible [36].

$$F_1 = (F_2)_a + [F_1 - (F_2)_a]$$

**Ecuación 2.90.** Tensión del lado tenso [36].

$$F_i = \frac{F_1 + (F_2)_a}{2} - F_c$$

**Ecuación 2.91.** Tensión inicial de una banda plana [36].

Se calcula la fricción en la banda de lija, para concluir si puede existir o no deslizamiento sobre la banda de lija.

$$f' = \frac{1}{\Phi} * \ln\left(\frac{F_1}{(F_2)_a - F_c}\right)$$

**Ecuación 2.92.** Coeficiente de fricción corregido [36].

Si  $f'$  es mejor a 0.8, se concluye que la banda de lija no experimenta riesgo de deslizamiento.

Se puede verificar si el motor puede entregar el par que demanda el sistema para funcionar conforme los parámetros calculados, tenemos que podemos calcular el par como:

$$T = (F_1 - F_2) * \left(\frac{d}{2}\right)$$

**Ecuación 2.93.** Par generado por las fuerzas de tensión [36].

Notemos que el resultado de la Ecuación 2.93 es el mismo que Ecuación 2.87 y es menor al torque máximo que puede entregar el motor como se pudo observar en Figura 2.11. Es decir que el motor podrá entregar el par necesario para conseguir tensar la banda de lija correctamente.

Se tiene entonces que es posible calcular la tensión y el par que se transmite a la banda de lija durante la operación y la tensión inicial que se le debe cargar a la banda de lija mediante el pivote del Sistema Soporte Tensor para cumplir con los requisitos de los fabricantes.

**Tabla 2.10.** Cálculos de fuerzas tensoras sobre la banda [Propio].

		Red Label Abrasives	Tela	Red Label Abrasives	Polyester	FANDELI	Polyester	
		minimo	máximo	minimo	máximo	minimo	máximo	
Tensión permisible (psi)		55	65	65	85	71.12	79.65	
Fuerza permisible por in de ancho (lbf/in)		2.17	2.56	2.56	3.35	2.80	3.14	
(F2)a		4.33	5.12	5.12	6.69	5.60	6.27	
		Velocidad (rpm)						
(F1-(F2)a)	lbf	3385.00	23.05	23.05	23.05	23.05	23.05	
		1453.50	22.47	22.47	22.47	22.47	22.47	
		521.57	20.67	20.67	20.67	20.67	20.67	
F1	lbf	3385.00	27.38	28.16	28.16	29.74	28.65	
		1453.50	26.80	27.59	27.59	29.17	28.07	
		521.57	25.00	25.79	25.79	27.37	26.27	
Fc	lbf	3385.00	14.77	14.77	14.77	14.77	14.77	
		1453.50	2.72	2.72	2.72	2.72	2.72	
		521.57	0.35	0.35	0.35	0.35	0.35	
Fi	lbf	3385.00	1.09	1.88	1.88	3.45	2.36	
		1453.50	22.20	22.60	22.60	23.38	22.84	
		521.57	23.39	23.78	23.78	24.57	24.02	

Se tiene entonces las diferentes magnitudes de la tensión en función del par motriz del motor y las diferentes tensiones que se producen sobre la banda de lija debido a los diferentes fenómenos físicos que se sobreponen durante el movimiento de la banda de lija.

Notemos que es posible obtener la máxima fuerza de reacción que sucede sobre la banda de lija.

Si consideramos que el fenómeno del lado más tenso de la banda de lija es el crítico y se transmite hacia las otras poleas, al ser de naturaleza conducida, podemos calcular la resistencia de los ejes sobre los cuales se montarán cada una de las poleas.

Asumimos entonces que la tensión crítica en cada una de las poleas es igual a  $F_1$ , el lado tenso. De esta forma podemos dimensionar de manera robusta los ejes.

Si empleamos las ecuaciones, Ecuación 2.40, Ecuación 2.43, Ecuación 2.45, Ecuación 2.47, Ecuación 2.49, Ecuación 2.51, Ecuación 2.53, Ecuación 2.55, Ecuación 2.57, Ecuación 2.59, Ecuación 2.61, Ecuación 2.63, Ecuación 2.65, Ecuación 2.67, Ecuación 2.69, Ecuación 2.71, Ecuación 2.73 y Ecuación 2.75, pero reemplazando las tensiones  $T_1$ ,  $T_2$ ,  $T_3$ ,  $T_4$  por  $F_1$ , podemos obtener las reacciones sobre cada uno de los ejes de las poleas, de manera que se puede obtener el caso más crítico dentro de las posibles combinaciones ligadas a la posición de trabajo de la máquina cuando se de uso al Soporte Basculante para Poleas Locas.

Como criterio de diseño, se sabe que los ejes de las poleas se encuentran estáticos, es decir que la naturaleza de la carga no es cíclica ni repetitiva, por lo que el fenómeno de fatiga no se presentará sobre los ejes. Entonces se tiene la combinación de las reacciones que se producen sobre las poleas.

**Tabla 2.11.** Fuerzas de reacción máximas en los ejes [Propio].

Posición	Fuerzas de reacción máxima en los ejes								
	Polea Loca A			Polea motriz C			Polea Loca D		
	Rx lbf	Ry lbf	RA lbf	Rx lbf	Ry lbf	RC lbf	Rx lbf	Ry lbf	RD lbf
0°	27.6	18.6	33.2	48.6	23.0	53.8	29.7	29.7	42.1
45°	6.4	9.5	11.4	43.4	31.4	53.5	50.3	15.8	52.7
-45°	46.1	5.1	46.4	47.5	20.9	51.9	8.6	23.9	25.4
		MAX lbf	46.4		MAX lbf	53.8		MAX lbf	52.7
		MAX N	206.4		MAX N	239.1		MAX N	234.6

Posición	Fuerzas de reacción máxima en los ejes					
	Polea Tensora B (con Fi)			Polea Tensora B (con F1)		
	Rx lbf	Ry lbf	RC lbf	Rx lbf	Ry lbf	RC lbf
0°	7.2	28.2	29.1	8.7	34.2	35.3
45°	11.0	31.2	33.1	13.3	37.7	40.0
-45°	6.0	32.8	33.4	7.2	39.7	40.4
		MAX lbf	33.4		MAX lbf	40.4
		MAX N	148.4		MAX N	179.7

## 2.27 Cálculo de la Resistencia sobre elementos críticos.

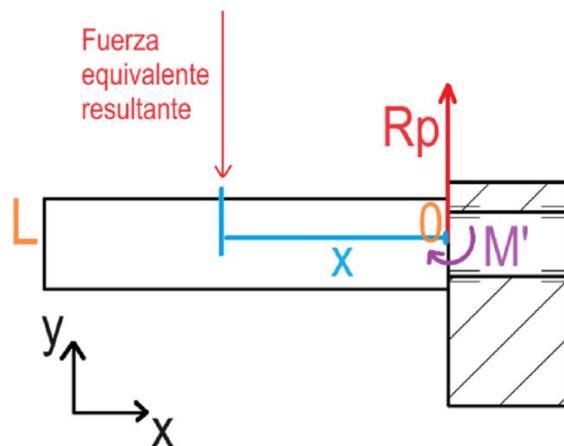
Tenemos entonces, que se puede determinar una fuerza ficticia máxima que representa la combinación de las reacciones más altas entre las coordenadas de referencia, como se indicó en la Tabla 2.11.

Para determinar la resistencia y dimensionamiento de los ejes, se los trata como vigas en cantiléver, se tiene entonces que las dimensiones obtenidas corresponden a los valores finales obtenidos luego de haber realizado diferentes iteraciones, considerando también que los elementos se ensamblarán con el Componente A. Es decir, se presentan a continuación los resultados finales y las resistencias de los ejes.

La región más crítica y de mayor momento es en la que se encuentra la rosca, por lo que tenemos la siguiente tabla de resistencia de las áreas transversales de las roscas, de modo que con ello se puede determinar los fenómenos de flexión pura y corte puro.

Se conoce que los ejes son de acero SAE1018, debido a que es uno de los aceros de transmisión más comunes en el mercado ecuatoriano, para saber su resistencia límite a la fluencia en tracción se verifica en el catálogo del distribuidor y para conocer el límite de fluencia a cortante, se utiliza el criterio de Tresca [36]. De forma que se tiene el siguiente análisis.

Primero colocamos un sistema de coordenadas para comenzar con la resolución. Se tiene entonces, que a partir de la Ecuación 2.41 que la reacción sobre el eje es igual a la reacción que se genera en la polea, es decir  $R' = R_p$ . Se realiza entonces la sumatoria de momentos, como se detalla en Figura 2.44.



**Figura 2.44.** Diagrama de Cuerpo Libre sobre eje en cantiléver [Propio].

$$\sum M_o = 0$$

**Ecuación 2.94.** Sumatorio de momentos en equilibrio.

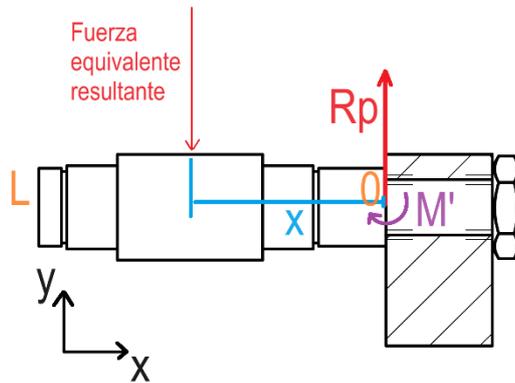
$$-M' + R_p = 0$$

**Ecuación 2.95.** Relación de momentos alrededor de 0.

$$M' = R_p * x$$

**Ecuación 2.96.** Momento flector sobre el eje.

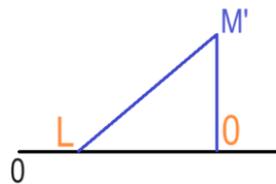
Por tanto, los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector corresponden a los que se indican en Figura 2.46 y Figura 2.47, realizados a partir de Figura 2.45:



**Figura 2.45.** Diagrama de Representación de la Fuerza sobre el eje [Propio].



**Figura 2.46.** Diagrama Esfuerzo Cortante [Propio].



**Figura 2.47.** Diagrama Momento Flector [Propio].

Donde:

**$M'$** : es el momento generado por el empotramiento.

**$R_p$** : es la reacción sobre la polea que se transmite al eje.

**$x$** : es la distancia comprendida entre el punto de aplicación de la fuerza y el inicio de la sección roscada del eje.

Ahora se determina la resistencia:

$$I = \frac{\pi}{4} * (r)^4$$

**Ecuación 2.97.** Inercia de un círculo.

$$\sigma = \frac{M * r}{I}$$

**Ecuación 2.98.** Esfuerzo flector.

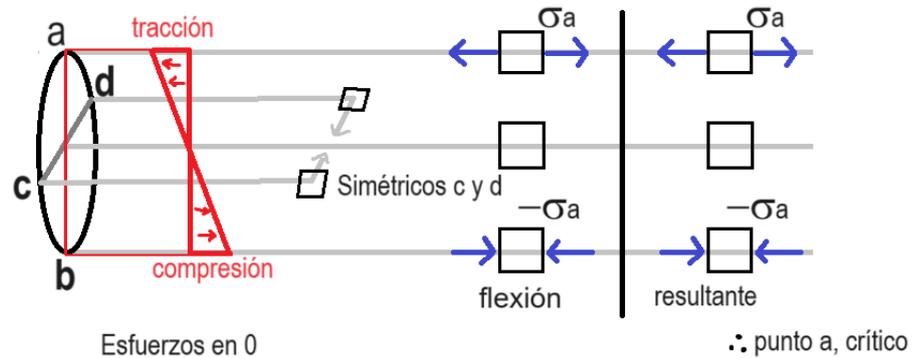
Donde:

**r:** es el radio equivalente del eje roscado.

**s:** es el momento flector generado en un punto específico.

**I:** es la inercia del eje.

Se tiene entonces el diagrama de los momentos generados a lo largo del eje y la distribución de los esfuerzos en el perímetro del eje, como se detalla en Figura 2.48.



**Figura 2.48.** Distribución de esfuerzos flectores sobre el eje [Propio].

Se emplea el criterio del Círculo de Mohr, junto con las teorías de falla para determinar el máximo esfuerzo al que se somete el eje.

Donde:

$\tau_{max}$ : es el cortante máximo, puede corresponder también a un criterio de falla.

$\sigma_A$ : Es el esfuerzo máximo en el plano.

$\sigma_1$ : es el esfuerzo máximo en el plano

$\sigma_2$ : es el esfuerzo mínimo en el plano

$\sigma_3$ : es el esfuerzo mínimo en el plano

$\sigma_{\max}$ : es el máximo esfuerzo

$\sigma_{\min}$ : es el mínimo esfuerzo

**F.S**: es el factor de seguridad del eje

**Sy<sub>tracc</sub>**: esfuerzo de fluencia a tracción

**Sy<sub>corte</sub>**: esfuerzo de fluencia a corte

$\sigma'$ : es el esfuerzo de Von Mises

$\sigma_{eq}$ : es el esfuerzo equivalente conforme la teoría de falla empleada.

$$\tau_{MAX} = \sigma_A$$

**Ecuación 2.99.** Cortante máximo en el Círculo de Mohr.

$$\sigma_{MAX} = \sigma_A$$

**Ecuación 2.100.** Esfuerzo máximo en el Círculo de Mohr.

$$\sigma_{MIN} = 0$$

**Ecuación 2.101.** Esfuerzo mínimo en el Círculo de Mohr.

$$F.S = \frac{Sy_{tracc}}{\sigma_{MAX}}$$

**Ecuación 2.102.** Factor de seguridad a tracción.

Se determina mediante Von Mises:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - (\sigma_1 * \sigma_2)} = \sigma_A$$

**Ecuación 2.103.** Esfuerzo de Von Mises [36].

De las 5 teorías de falla, sustituyendo correctamente los valores de los esfuerzos se tiene:

$$\sigma_{eq1} = \sigma_1 = \sigma_A$$

**Ecuación 2.104.** Primera teoría de falla [36].

$$\sigma_{eq2} = \sigma_1 - \mu * (\sigma_2 + \sigma_3) = \sigma_A$$

**Ecuación 2.105.** Segunda teoría de falla [36].

$$\tau_{MAX} \leq [\tau] = \frac{Sy_{corte}}{\tau_{MAX}} = F.S$$

**Ecuación 2.106.** Tercera teoría de falla [36].

$$\sigma_{eq4} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2 * \mu * (\sigma_1 * \sigma_2 + \sigma_2 * \sigma_3 + \sigma_1 * \sigma_3)} = \sigma_A$$

**Ecuación 2.107.** Cuarta teoría de falla [36].

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1 * \sigma_3} = \sigma_A$$

**Ecuación 2. 108.** Quinta teoría de falla [36].

Se concluye entonces que el esfuerzo máximo corresponde al de tracción pura. Podemos emplear ejes de diámetro tal que, si empleamos las ecuaciones desde, Ecuación 2.99 hasta Ecuación 2.108 tenemos:

**Tabla 2.11.** Esfuerzos equivalentes en los ejes de las poleas [Propio].

	Polea Loca A	Polea Loca D	Polea Tensora B	Polea motriz C
F Max N	206.40	234.61	179.68	239.11
Distancia entre estructura y polea (mm)	4.03	4.03	3.50	4.50
(X) Longitud hasta punto de apoyo Fmax (mm)	35.53	35.53	35.00	36.00
(M') Momento (Nm)	7.33	8.33	6.29	8.61
(D) Diámetro eje (mm)	8.59	8.59	8.59	19.00
ROSCA equivalente (mm <sup>2</sup> )	58.00	58.00	58.00	283.53
Inercia (m <sup>4</sup> )	2.68E-10	2.68E-10	2.68E-10	6.40E-09
(sf) Momento flector Pa	1.18E+08	1.34E+08	1.01E+08	1.28E+07
(Sy/sCM) Circulo de Mohr	2.58	2.27	3.01	23.78
Corte Puro (tc) [Pa]	3.56E+06	4.04E+06	3.10E+06	8.43E+05
F.S (corte)	42.71	37.58	49.07	180.24

Por tanto, se tiene que los ejes pueden dimensionarse considerando que el área transversal no sea menor al área transversal de la rosca.

Se concluye también que el eje del motor si resiste con creces las cargas mecánicas a las que se someterá, por lo que en el mismo no se realizan cálculos de fatiga dado que al estar trabajando en un rango muy seguro, se asume que el fabricante si consideró esos fenómenos.

Para finalizar el dimensionamiento de los ejes debemos dimensionar los rodamientos que se seleccionarán, para ellos debemos conocer el diámetro interno del rodamiento que coincide con el diámetro del eje donde se asentarán los rodamientos.

Se dispone de la herramienta en línea de selección de rodamientos de SKF, donde podemos seleccionar elementos.

## **2.28 Selección del Rodamiento.**

Cabe resaltar que el seleccionador de SKF nos presenta todos los posibles rodamientos que fabrican. Por lo que es importante realizar la selección de la mano con respecto a la disponibilidad del mercado ecuatoriano y considerando qué modelos de rodamiento son los más comunes y por tanto económicos. Sin perder en cuenta los criterios de mantenimiento, de resistencia de cargas y ajustes [24].

Para nuestro caso, el diámetro exterior y el espesor del rodamiento son datos arbitrarios pero que se seleccionan no solo filtrando primero con la ayuda de la herramienta de SKF, sino también realizando un filtrado en base a la oferta en el mercado nacional.

Por tanto, los rodamientos seleccionados son los SKF 6002 2RSLTN9 HC5C3WT. Su resistencia, así como sus velocidades máximas de trabajo se encuentran en el ANEXO VII [50]. No obstante, su resistencia máxima es muy superior a la carga a la que será sujeta, de modo que no hay ningún riesgo de falla para el rodamiento y asimismo sus condiciones de trabajo están dentro de los parámetros del fabricante.

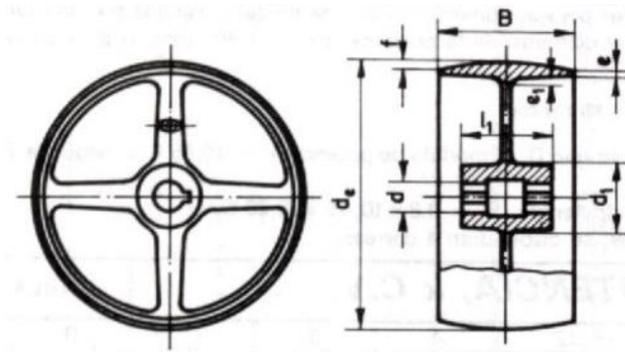
Una vez dimensionado el eje, se procede con el dimensionamiento de las partes internas de las poleas. Para el montaje de la polea sobre el eje, necesitamos incorporar las dimensiones del rodamiento y el eje con las dimensiones de las poleas, de manera que sea también posible la selección de anillos de seguridad tanto para el eje como para los agujeros, permitiendo un sencillo montaje y el correcto trabajo de estos elementos.

Por tanto, es necesario definir las dimensiones internas de las poleas.

## **2.29 Dimensionamiento de las poleas:**

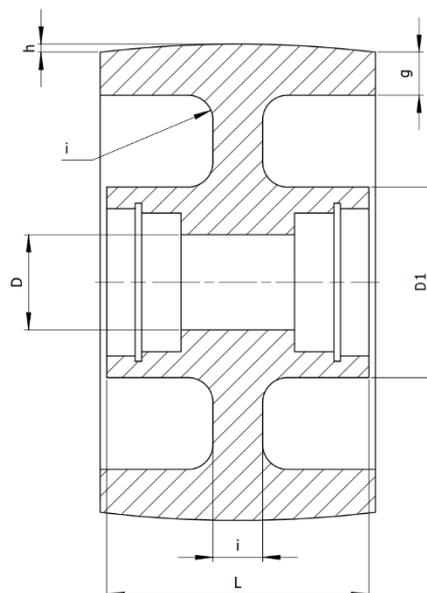
Para determinar las dimensiones de las poleas, se considera, el criterio de las dimensiones prácticas para ruedas dentadas de Larburu, donde se consolida los resultados a partir de

cálculos de resistencia estática, fatiga, entre otros, el criterio de dimensionamiento se puede observar en Figura 2.49.



**Figura 2.49.** Dimensiones de una polea para banda plana [21].

Consideremos que las ruedas dentadas trabajan a cargas muy altas y dentro de rangos de seguridad conforme la norma ANSI B6-1968 [21], se puede considerar entonces que la carga a la que trabajan las poleas es mucho menor y por ende aplicar el criterio de Larburu nos permite dimensionarlas dentro de un rango de trabajo óptimo y con una robustez debido a que son criterios para ruedas que se encontrarán trabajando bajo cargas mucho más altas [21]. Se considera de forma adicional que el planteamiento de Larburu es para ruedas con brazos o radios, de modo que mientras más brazos, la distribución del momento es mayor, para nuestro caso, no se emplean brazos, sino que corresponde a un cuerpo completo, lo que incrementa aún más la resistencia del elemento, como se detalla en Figura 2.50.



**Figura 2.50.** Dimensiones prácticas de las ruedas dentadas [Propio, basado en 21].

Por consiguiente, se determinan las siguientes ecuaciones en base a los criterios de Larburu [23], es decir se realiza una analogía con los criterios para ruedas dentadas [21]:

$$D_1 = 2D$$

**Ecuación 2.109.** Diámetro del cubo de la polea [21].

$$L = 1.2 * D \text{ a } 1.5 * D$$

**Ecuación 2.110.** Longitud mínima del cubo [21].

$$g = 0.87 * h$$

**Ecuación 2.111.** Altura exterior de la polea [21].

$$i = 0.8 * h$$

**Ecuación 2.112.** Espesor del alma y radio de alivio [21].

Donde:

**h:** es la altura del redondeo de las poleas en concordancia con la norma ISO 22 [21] e ISO 155 [22].

**D<sub>1</sub>:** es el diámetro del cubo de la polea.

**D:** es el diámetro del agujero de la polea.

**L:** es la longitud mínima del cubo.

**g:** es la altura exterior de la polea.

**i:** es el espesor del alma de la polea y también el radio de alivio.

#### **Dimensiones de la Polea Motriz:**

La polea motriz debe tener la facultad de ser montable y desmontable sobre el eje del motor. La transmisión de la potencia hacia la banda de lija surge como la reacción del par de fuerzas  $F_1$  y  $F_2$  que se calculó anteriormente. No obstante, el par de fuerzas es muy bajo debido a la baja condición de tensión que requiere la banda de lija para su óptimo funcionamiento, debido a que el eje del motor tiene un ajuste de j6, se emplea un ajuste de agujero de H7 bajo las recomendaciones ISO. Para dimensionamiento de las otras partes de la Polea Motriz se emplean las ecuaciones, Ecuación 2.109, Ecuación 2.110, Ecuación 2.111 y Ecuación 2.112 y se obtiene.

**Tabla 2.12.** Dimensiones para la Polea Motriz [Propio].

D	19
D1	38
h	1.89
g	9.918
i	11.4
L	28

### **2.30 Dimensiones de la Polea Tensora:**

La Polea Tensora tiene un propósito y es el de transmitir la fuerza del muelle hacia la banda para precargarla con una tensión tal que permita el funcionamiento adecuado de la máquina y el máximo rendimiento de las bandas de lija, el perfil de esta polea es curvo o abombado bajo las normas ISO, el perfil curvo tanto de la Polea Tensora nos permite generar una diferencia de tensiones axialmente en la banda de lija y por consiguiente, evitar el desalineamiento, notemos que el perno alineador se encarga de cambiar el ángulo comprendido entre el eje del motor y el eje de la polea tensora, a modo que cuando la banda de lija se encuentre en las zonas más exteriores, conforme el usuario regule el perno pueda alinear la banda de lija durante el funcionamiento de la máquina.

De la misma forma el par de fuerzas es muy bajo debido a la baja condición de tensión que requiere la banda de lija para su óptimo funcionamiento. Por tanto, también se emplean las ecuaciones, Ecuación 2.109, Ecuación 2.111 y Ecuación 2.112. Sin embargo, la longitud L para este caso se puede tomar menor al espesor de la polea, por cuestiones de facilitar el ensamblaje y también para disminuir la remoción de material y con ello reducir el tiempo de mecanizado, cabe destacar que no disminuye la resistencia del cubo, por el contrario, lo incrementa.

Tenemos que el diámetro del cubo corresponde al diámetro interior de la polea que es superior al diámetro del eje, debido a que no se encuentran en contacto directo, por acción de los rodamientos, el valor del diámetro del eje, así como el diámetro del agujero de la polea son arbitrarios, pero están en consistencia con las dimensiones del rodamiento 6002-2RSLTN9/HC5C3WT, seleccionado anteriormente, se tiene entonces.

**Tabla 2.13.** Dimensiones para Polea Tensora [Propio].

D	22
D1	44
h	1.89
g	9.918
i	11.4
L	60

### **2.31 Dimensiones de las Poleas Locas:**

Las Poleas Locas deben poseen un perfil plano, debido a que se busca homogenizar la tensión a lo largo de la banda de lija durante el tramo de banda comprendido entre las dos Poleas Locas, permitiendo un desgaste homogéneo de la banda y controlando la tensión a lo largo de la banda de lija en el tramo de trabajo.

Para dimensionar las partes internas de las Poleas Locas se emplean las ecuaciones, Ecuación 2.109, Ecuación 2.110 y Ecuación 2.112, y de igual forma la longitud L cumple el mismo criterio que en el caso de la Polea Tensora, es decir están determinados en función del rodamiento 6002-2RSLTN9/HC5C3WT. No obstante, se calcula h para saber el valor de las demás variables, pero como se indica las Poleas Locas son de perfil plano, se tiene entonces:

**Tabla 2.14.** Dimensiones Polea Loca [Propio].

D	22
D1	44
g+h	11.808
i	11.4
L	60

### **2.32 Selección elemento auxiliar anillos de seguridad:**

Los anillos de seguridad para ejes son bajo la norma DIN 471 y se toma en cuenta el mínimo diámetro en el eje, se selecciona entonces el anillo 14x1, los ajustes en el eje son tales que no entren en conflicto con los ajustes de las piezas normadas como se puede observar en el ANEXO IX y ANEXO X.

Los anillos de seguridad para agujeros son bajo la norma DIN 472 y se toma en cuenta el máximo diámetro del agujero de la polea, se selecciona entonces el anillo 34x1.5, los

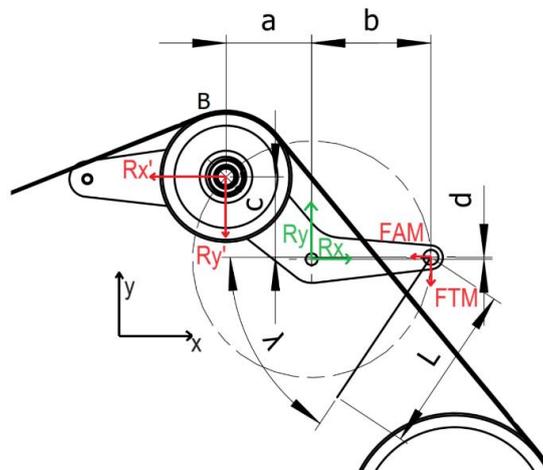
ajustes en la polea son tales que no encuentren conflicto con los ajustes de la pieza normada.

### 2.33 Diseño del muelle a partir del Diagrama de Cuerpo Libre:

Como se indica en el Sistema Soporte Tensor, la configuración geométrica es conocida en relación con cómo se montará el muelle y cómo se aplicará tensión sobre la banda de lija. Se conoce entonces a partir del Análisis del Comportamiento físico de las poleas, los ángulos y longitudes comprendidos entre todos los puntos de interés, incluyendo el punto de pivote y los extremos del muelle. Se tiene entonces los 3 estados de análisis del muelle, debido a que el muelle se comporta diferente en las 3 posibles posiciones del Soporte Basculante para las Poleas Locas.

#### Diagrama de Cuerpo Libre cuando posición es 0°.

Cuando el ángulo comprendido por Soporte Basculante para las Poleas Locas de 0° con respecto a la vertical, se tiene el siguiente Diagrama de Cuerpo Libre, como se detalla en Figura 2.51.



**Figura 2.51.** Diagrama de cuerpo libre sobre el Sistema Soporte Tensor a 0° [Propio].

Se tiene que, del Diagrama de Cuerpo Libre sobre el Soporte Tensor, se puede obtener del sistema de coordenadas las siguientes expresiones:

$$\frac{R'_y * a + R'_x * c}{-d + \tan(\hat{\lambda}) * b} = F_{AM}$$

**Ecuación 2.113.** Fuerza elástica necesaria en el eje x.

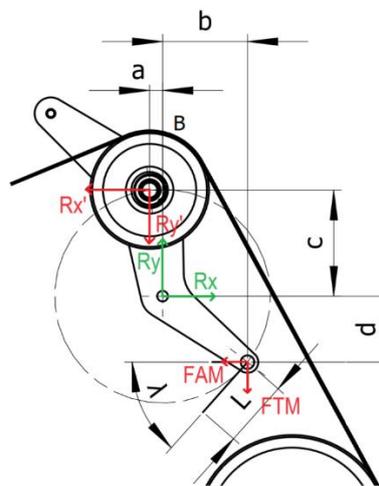
Se tiene entonces:

$$F_{TM} = F_{AM} * \tan(\hat{\lambda})$$

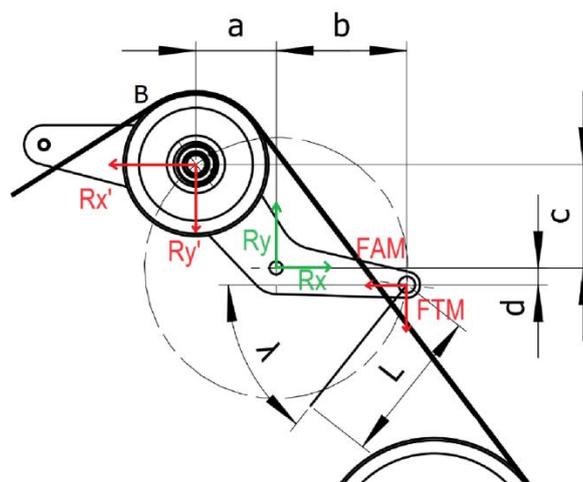
**Ecuación 2.114.** Fuerza elástica necesaria en el eje y.

**Diagrama de Cuerpo Libre cuando la posición es 45° y -45°.**

Cuando el ángulo comprendo por Soporte Basculante para las Poleas Locas de 45° y -45° con respecto a la vertical, la Ecuación 2.114 es la misma. Se tiene entonces los Diagramas de Cuerpo Libre correspondientes, como se detallan en Figura 2.52 y en Figura 2.53:



**Figura 2.52.** Diagrama de cuerpo libre sobre el Sistema Soporte Tensor a 45° [Propio].



**Figura 2.53.** Diagrama de cuerpo libre sobre el Sistema Soporte Tensor a -45° [Propio].

$$\frac{R'_y * a + R'_x * c}{d + \tan(\hat{\lambda}) * b} = F_{AM}$$

**Ecuación 2.115.** Fuerza elástica necesaria en el eje x.

$$F_M = \sqrt{F_{AM}^2 + F_{TM}^2}$$

**Ecuación 2.116.** Módulo de la Fuerza elástica necesaria para tensionar la banda de lija.

Para dimensionar el muelle se resuelve nuevamente el Diagrama de Cuerpo Libre de B.

De forma que se emplean las ecuaciones, Ecuación 2.53 y Ecuación 2.55, intercambiando la Tensión  $T_1$  y  $T_2$  por  $F_i$ , tomando en cuenta que  $F_i$  cambia también con la posición del Soporte Basculante para Poleas Locas. Así primero se relaciona con las ecuaciones, Ecuación 2.113, Ecuación 2.114, Ecuación 2.115. Para luego obtener el módulo de la fuerza elástica necesaria mediante la Ecuación 2.116.

Considerando las longitudes máximas del resorte desde sus extremos de gancho, se puede determinar una mínima longitud necesaria para comenzar su deformación hasta lograr las longitudes necesarias, como se indica en la Tabla 2.15.

**Tabla 2.15.** Reacciones sobre el Sistema Soporte Tensor [Propio].

	Posición Soporte Basculante				
	0°	45°	-45°		
L (mm)	128.007	61.227	114.047		
a (mm)	71.834	12.02	61.007		
b (mm)	99.987	78.698	99.166		
c (mm)	69.569	99.275	79.235		
d (mm)	1.601	159.275	12.889		
lambda	71.80°	72.22°	69.91°	MAX [N]	MAX [lbf]
FAM (N)	45.02232	19.52104	46.9468	46.9468	10.55407
FAM [lbf]	10.12142	4.388506	10.55407	10.55407	2.372649
FTM (N)	136.9362	4.506643	128.3576	136.9362	30.78449
FTM [lbf]	30.78449	1.013134	28.85594	30.78449	6.92063
FM [N]	144.1476	20.03449	136.6736		
FM [lbf]	32.40568	4.503934	30.72546	MAX [N]	MAX [lbf]
Rx (N)	83.82786	78.77918	79.12018	83.82786	18.84526
Ry (N)	288.9546	172.3117	305.1332	305.1332	68.59669

Es decir, se determina una longitud inicial necesaria y a partir de la deformación longitudinal se obtiene la Fuerza elástica necesaria que indica la Ecuación 2.116 e igualarla con la Ecuación 1.1. Donde  $F_e = F_M$ .

Si calculamos  $k$  a partir de Ecuación 1.1 y Ecuación 2.116 y damos valores de la longitud inicial, se encontrará que el punto ideal es si la longitud inicial es de 2.02 in o (51.31 mm), donde el promedio entre los 3 coeficientes de elasticidad será de 9.57 lb/in o (1675.96 N/m), con una mínima varianza de 0.332. Asimismo existe la posibilidad de conseguir un muelle que logre una mínima varianza entre las posiciones  $0^\circ$  y  $-45^\circ$  con un valor de 0.1. Sin embargo, no cumpliría una condición de longitud que se detalla luego de Tabla 2.16 y Tabla 2.17.

**Tabla 2.16.** Longitudes y coeficientes de elasticidad de las 3 posiciones [Propio].

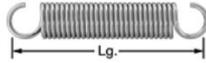
Si Ln (in)	Posición Soporte Basculante			k medio (lb/in)	Varianza
	$0^\circ$	$45^\circ$	$-45^\circ$		
2.72	11.54	-12.02	14.34	4.620	139.78
2.01	8.84	9.29	10.23	9.454	0.34
2.02	8.87	9.53	10.28	9.557	0.33
2.03	8.90	9.78	10.32	9.664	0.34
2.38	10.07	121.95	12.03	48.014	2733.63

Un muelle de coeficiente 9.57 lb/in (1675.96 N/m) con una longitud inicial de 2.02 in (51.31 mm) y una longitud máxima de 5.03 in o (127.76 mm) permitiría satisfacer los requisitos de las 3 posiciones de la máquina, pero no existe en el mercado, tampoco es posible encontrarlo en los catálogos de McMaster-Carr y The Spring Store, como se indican en Figura 2.54 y Figura 2.55.



**Figura 2.54.** Ausencia del muelle necesario para las 3 posiciones [41].

## Corrosion-Resistant Extension Springs with Hook Ends



Made of stainless steel, these springs are more corrosion resistant than steel springs. They're also easier to extend than steel springs. As you stretch an extension spring, it gets harder to pull. Minimum load is the amount of force required to start to extend the spring. Maximum load is the amount of force required to fully extend the spring. Spring rate is the amount of force required for every inch of extension or, for metric springs, millimeter of compression.

316 stainless steel springs have excellent corrosion resistance.

For technical drawings and 3-D models, click on a part number.

Inch		Load, lbs.		Spring Rate, lbs./in.	Material	Pkg. Qty.	Pkg.			
OD	Wire Dia.	Extended Lg. @ Max. Load	Min.					Max.		
2" Lg.	0.025"	0.041"	2.91"	0.87	4.1	9.746	316 Stainless Steel	2	1942N275	\$11.55

**Figura 2.55.** Ausencia del muelle necesario para las 3 posiciones [42]

**Tabla 2.17.** Longitudes y coeficientes de elasticidad de las 2 posiciones [Propio].

	Posición Soporte Basculante		k medio (lb/in)	Varianza
	0°	-45°		
Si Ln (in)	k (lb/in)	k (lb/in)		
3.56	18.09	27.29	22.69	21.16
3.57	18.22	27.59	22.90	21.96
3.58	18.34	27.89	23.12	22.81
1	6.63	7.27	6.95	0.10
1.01	6.64	7.29	6.97	0.11
1.02	6.66	7.31	6.99	0.11
1.03	6.68	7.34	7.01	0.11

Debido a que no existe un muelle estandarizado que cumpla nuestros requisitos, se opta por emplear 2 muelles para diferentes deformaciones, tomando en cuenta que la longitud máxima es similar entre las posiciones del Soporte Basculante para Poleas Locas cuando forma 0° y -45° respecto a la vertical.

Es decir, se seleccionan 2 muelles, para las 3 posiciones de la máquina.

**Tabla 2.18.** Coeficientes de elasticidad [Propio].

Posición	L (in)	Si Ln (in)	Delta L (in)	Ideal	Seleccionado	Error %
				k (lb/in)	k (lb/in)	
0°	5.040	3	2.040	13.125	13.2	0.57
45°	2.411	1.25	1.161	3.206	2.8	-14.51
-45°	4.490	3	1.490	17.035	13.2	-29.05

Como criterio de selección, se tiene que la longitud máxima del resorte más corto no supere la longitud natural del resorte más largo, para que obligue al usuario a cambiarlo cuando realice el movimiento de inclinación del Soporte Basculante para Poleas Locas. De forma que se tienen la siguiente selección de los muelles, como se observan en Figura 2.56 y Figura 2.57.

Inch									
OD	Wire Dia.	Extended Lg. @ Max. Load	Load, lbs.		Spring Rate, lbs./in.	Material	Pkg. Qty.	Pkg.	
			Min.	Max.					
<b>1.25" Lg.</b>									
0.5"	0.037"	2.65"	0.4	4.4	2.8	Music-Wire Steel	5	7383N687	14.93

**Figura 2.56.** Muelle seleccionado para la posición de 45° [43].

Inch									
OD	Wire Dia.	Extended Lg. @ Max. Load	Load, lbs.		Spring Rate, lbs./in.	Material	Pkg. Qty.	Pkg.	
			Min.	Max.					
<b>3" Lg.</b>									
0.75"	0.085"	5.12"	2.77	30.82	13.2	Music-Wire Steel	2	5667N135	10.97

Music Wire Steel Extension Spring with Hook Ends, 3" Long, 0.75" OD, 0.085" Wire Diameter

Packs of 2

**ADD TO ORDER**

**Figura 2.57.** Muelle seleccionado para la posición de 0° Y -45° [43].

A partir de este punto, el diseño de los demás elementos se realiza con un criterio tal que las cargas son muy bajas y las áreas transversales mínimas son más altas que las calculadas para los ejes de las poleas, de forma que se asume que los siguientes elementos resisten, al ser más robustos que los ejes y estar sometidos a cargas menores, de la misma forma, el área efectiva de la garganta del cordón de soldadura del Soporte Tensor es muy superior al área mínima necesaria del eje.

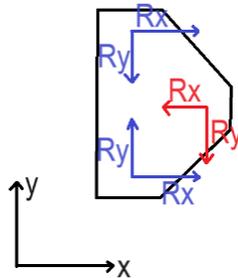
En otras palabras, todos los demás elementos han sido diseñados de forma que las regiones más críticas o sometidas a reacciones, tienen áreas mínimas superiores al área transversal más crítica de los ejes. Se asume que los efectos de flexión y corte serán menores y se distribuyen de forma distinta. Es decir, que son más resistentes.

No obstante, las reacciones resultantes en sus diagramas de cuerpo libre correspondientes en cada uno de los elementos se detallan a continuación y serán de gran utilidad en el Componente A.

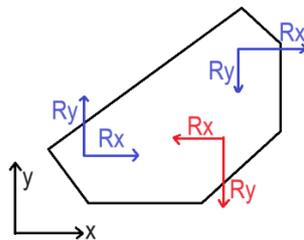
**Nota:** Realizar el intercambio de los muelles no supone una tarea compleja para el usuario debido a que se ha seleccionado un muelle con una geometría que facilite su montaje y desmontaje.

### 2.34 Diseño Soporte Basculante para Poleas Locas:

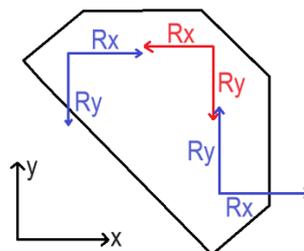
Como se detalló anteriormente, las distancias entre centros son arbitrarias y las dimensiones son tales que la resistencia será superior a la de los elementos más críticos. Sin embargo, se indican los diagramas de cuerpo Libre, para las 3 posibles posiciones del Soporte Basculante para Poleas Locas, como se aprecian en Figura 2.58, Figura 2.59 y Figura 2.60.



**Figura 2.58.** Diagrama de Cuerpo Libre en posición de  $0^\circ$  [Propio].



**Figura 2.59.** Diagrama de Cuerpo Libre en posición de  $45^\circ$  [Propio].



**Figura 2.60.** Diagrama de Cuerpo Libre en posición de  $-45^\circ$  [Propio].

Si hacemos uso de las ecuaciones, Ecuación 2.38 y Ecuación 2.41. Se llega a los siguientes resultados.

**Tabla 2.19.** Reacciones resultantes sobre la Base Basculante [Propio].

Posición	Rx (lbf)	Ry (lbf)
0°	57.304	11.165
45°	56.693	6.334
-45°	54.694	18.833

### **2.35 Diseño del respaldo para banda de lija:**

El respaldo para banda de lija es un elemento libre de cargas estructurales, pero que aporta resistencia al respaldo de la banda de lija, para restringir el posible arqueamiento de la banda de lija cuando se procese material. Se selecciona un perfil normalizado que tenga una longitud de ala mayor a (63 mm) debido a que el ancho normalizado de las Poleas Locas y se utiliza este criterio al ser un elemento en contacto directo con la banda de lija. La selección se lo realiza a partir del catálogo de IMPORT ACEROS. De forma que el perfil laminado en caliente y corresponde a un (65x6 mm) [44].

Como se indica en el diseño Conceptual, esta pieza se modifica en función de los parámetros geométricos que se requiere para su instalación.

### **2.36 Diseño Sistema Soporte tensor:**

El Soporte Tensor consta de varios elementos simples que lo componen y que permitirán su funcionamiento acorde al Diseño Conceptual.

Es decir, está compuesto de:

- Eslabón Pivote Tensor.
- Cuerpo Alineador Polea Tensora.
- Bocín Polea Tensora.
- Remache en frío.
- Cordón de soldadura de filete con penetración completa.

Los elementos sometidos a carga cumplen parámetros de resistencia y se los detalló conforme se necesitó dentro del presente Componente B.

El cordón de soldadura tiene como criterio un tamaño de 3mm, con preparación de bisel y se selecciona electrodo E6011 por su soldabilidad con el Acero ASTM A36, como indican los criterios de la norma AWS D1.1 [47].

### **2.37 Diseño mango tensor:**

Para el maguito se emplearon medidas estándar, por lo que no es necesario justificar sus valores, sino solo saber que es similar a los de un mango común de destornillador o de un mango de escoba, al ser un elemento de uso casual, no demanda mayor ergonomía. El moleteado aumenta la rugosidad para un mejor uso, en la punta se coloca una rosca M8x1.25 para su montaje y como se puede ver en Tabla 2.11 la rosca es segura.

### **2.38 Selección de pernos, tuercas, remaches y arandelas:**

Debido a que la naturaleza de la carga mecánica sobre los elementos normalizados como pernos, remaches, tuercas y arandelas no es necesario mayor criterio que la compatibilidad con otros elementos como el caso de las tuercas, que deben tener la misma denominación y paso.

Para el caso del eje del motor, se conoce que es estandarizado bajo la norma DIN 332. Como se encuentra detallado ANEXO VI [51]. Por lo que se escoge un perno avellanado y una arandela que restringen el movimiento de la Polea Motriz.

Para el perno que se encarga de controlar el alineamiento de la banda de lija alterando la posición de la Polea Tensora, se selecciona un perno Allen debido a que se puede tener un mejor control de la posición utilizando una llave Allen.

El remache utilizado deberá tener un diámetro mayor al del eje de las poleas y también el esfuerzo cortante se divide para dos lo que lo hace más resistente.

Asimismo, son elementos fáciles de encontrar y con muchas equivalencias en el mercado nacional, razón por la que no es necesario buscar proformas de estos.

### **2.39 Costos**

Por otra parte, en materia de costos, se tiene la siguiente tabla que recopila proformas de los diferentes elementos del Componente B, se los puede encontrar en ANEXO VIII.

**Tabla 3.1.** Costos de Materia prima de los elementos del Componente B [Propio].

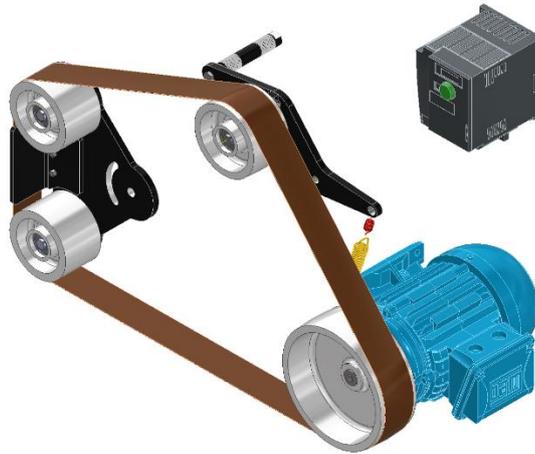
Cantidad	Rubro	Valor
1	Plancha 3/8" 200x300 mm	\$ 8.40
1	Plancha 3/4" 60x40 mm	\$ 4.70
1	Plancha 1/2" 30x25 mm	\$ 3.50
1	Plancha 3/8" 70x170 mm	\$ 2.50
6	Rodamientos SKF 6002-2RS	\$ 32.64
1	Eje SAE 1018 7/8"x400 mm	\$ 3.60
1	Eje SAE 1018 3/8"x50 mm	\$ 1.00
1	Eje Duraluminio 120x225 mm	\$ 181.00
1	Eje Duraluminio 200x70 mm	\$ 111.00
6	Anillo DIN 472 34 mm	\$ 2.82
6	Anillo DIN 471 14 mm	\$ 0.72
1	Motor WEG W22 Xec IE2	\$ 1,075.00
1	Perfil L 65x65x6 (12cm)	\$ 0.99
1	Muelle 5667N135	\$ 10.97
1	Muelle 7383N687	\$ 14.93
Total		\$ 1,453.77
Total +12% IVA		\$ 1,628.22

Solo se considera el costo de materia prima de los diferentes elementos, para tener una referencia porque se considera construir en la Escuela Politécnica Nacional.

### 3 RESULTADOS, CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### 3.1 Resultados

Como resultados se tiene dimensionados todos los elementos del componente B, se muestran en la Figura 3.1., de forma que cumplen con su función durante la operación, dentro de un rango seguro de resistencia mecánica y tienen la posibilidad de cambiar la posición de la banda de lija entre  $-45^\circ$  hasta  $45^\circ$ . El componente B es compatible con el Componente A, de forma que es posible juntar los dos componentes y así obtener satisfactoriamente el Diseño y Modelado de una Máquina Lijadora de Banda con Pedestal para metal.

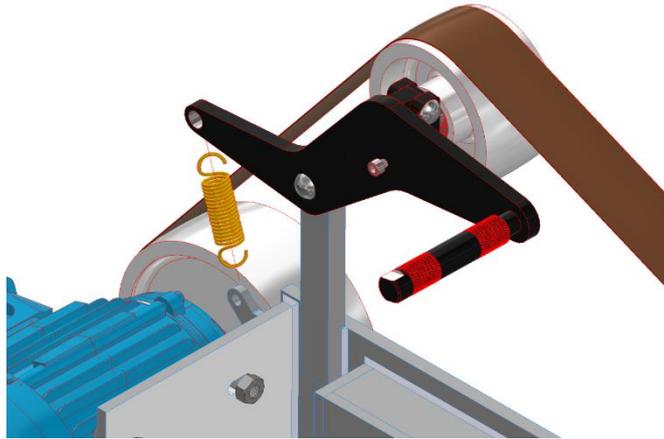


**Figura 3.1.** Vista isométrica del Componente B [Propio].

Se tiene entonces el Diseño y Modelado del Sistema Motriz y Basculante de la Lijadora de banda plana. En la Figura 3.1 se pueden observar que el resorte que permite mantener la tensión de la lija puede intercambiarse entre el resorte código 7383N687 que es más corto y el resorte código 5667N135 que es más largo, estos elementos son intercambiables dependiendo la posición en la que se desee colocar la banda de lija mediante el Soporte Basculante para Poleas Locas.

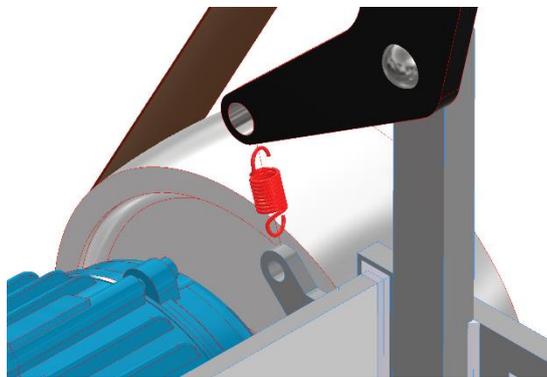
A partir de este punto, se indican los resultados del Componente B, una vez ensamblada la máquina por completo.

Las piezas representadas en línea roja conforman los elementos pertenecientes al Componente B. Se puede observar en la Figura 3.2.



**Figura 3.2.** Sistema Soporte Tensor con muelle 5667N135 [Propio].

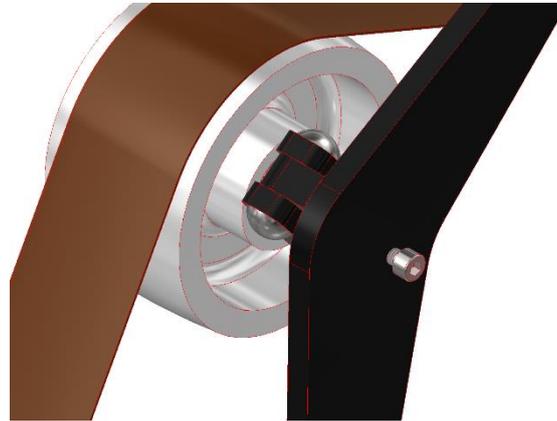
En la Figura 3.2 se puede apreciar el Sistema Soporte Tensor, realiza su respectivo movimiento de pivote cuando se emplea el muelle con código 5667N135, es decir la posición del Soporte Basculante para Poleas Locas se encuentra a 0 y  $-45^\circ$ . El muelle se encuentra representado en su longitud natural, por lo que en la realidad se encontraría deformado y ejerciendo la fuerza necesaria para alcanzar la tensión  $F_i$  sobre la banda de lija.



**Figura 3.3.** Sistema Soporte Tensor con muelle 7383N687 [Propio].

En la Figura 3.3 se puede apreciar el Sistema Soporte Tensor, realiza su respectivo movimiento de pivote cuando se emplea el muelle código 7383N687, es decir la posición del Soporte Basculante para Poleas Locas que se encuentra a  $45^\circ$ . El muelle se encuentra representado en su longitud natural, por lo que en la realidad se encontraría deformado y ejerciendo la fuerza necesaria para alcanzar la tensión  $F_i$  sobre la banda de lija.

En la Figura 3.4 se puede apreciar el Sistema Soporte Tensor, notemos que se encuentra un perno Allen para poder corregir el alineamiento de la banda de lija en caso de que lo requiera el usuario.



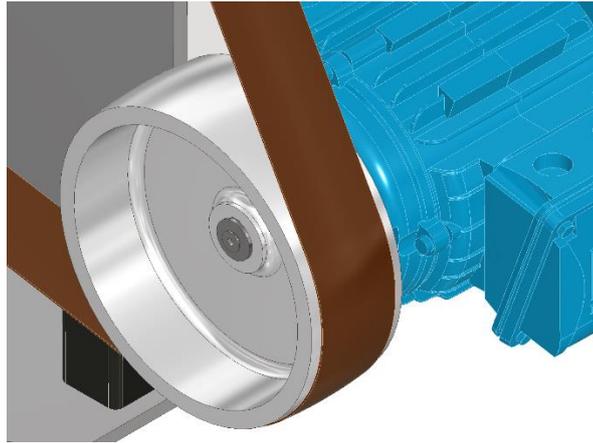
**Figura 3.4.** Ubicación de perno Allen para corrección de alineamiento [Propio].

En la Figura 3.5 se puede apreciar el Sistema Soporte Pivote Tensor, de mejor forma cómo puede influir el perno Allen en la posición de la Polea Tensora y asimismo se puede observar el Mango para Montaje.



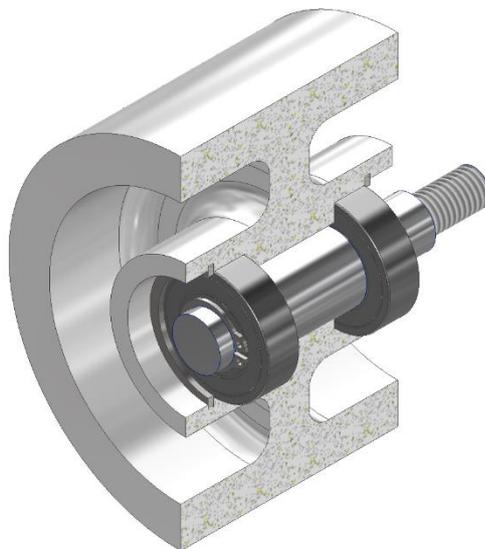
**Figura 3.5.** Posicionamiento del perno Allen en el sistema [Propio].

En la Figura 3.6 se puede apreciar la correcta instalación de la Polea Motriz sobre el eje del motor y asegurándolo mediante una arandela y un perno de cabeza avellanada siguiendo los parámetros de la norma DIN 332.



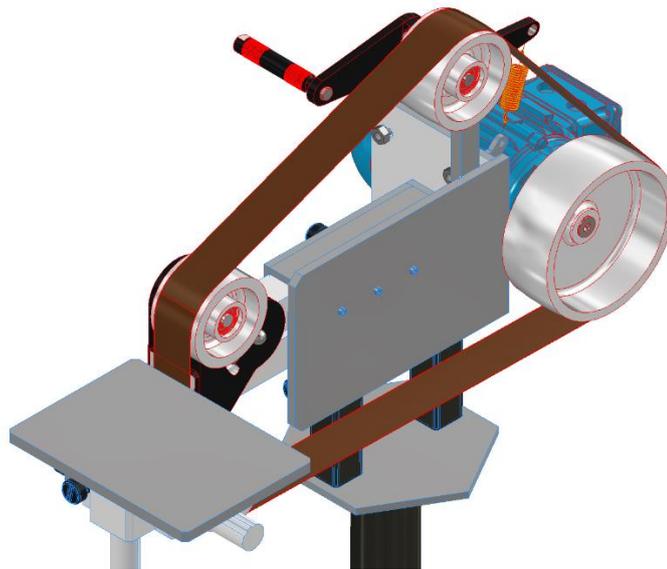
**Figura 3.6.** Instalación de la Polea Motriz [Propio].

En La Figura 3.7 se puede apreciar un corte donde se representa la correcta instalación de las Poleas Locas, mediante los anillos de seguridad y los rodamientos SKF 6002 2RSLTN9 HC5C3WT el procedimiento es el mismo para la Polea Tensora.

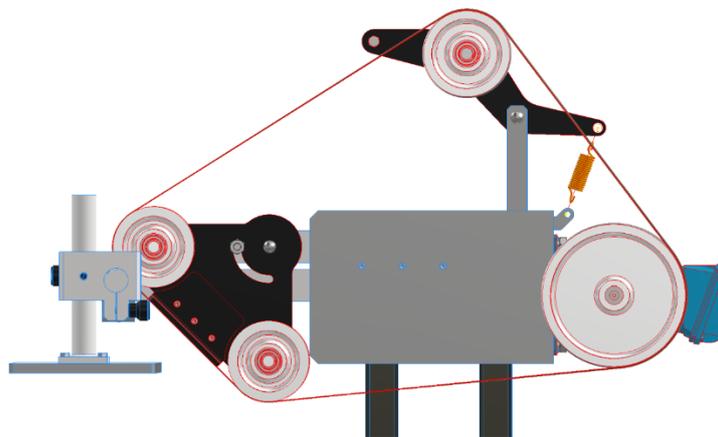


**Figura 3.7.** Representación de la correcta instalación de las Poleas Locas [Propio].

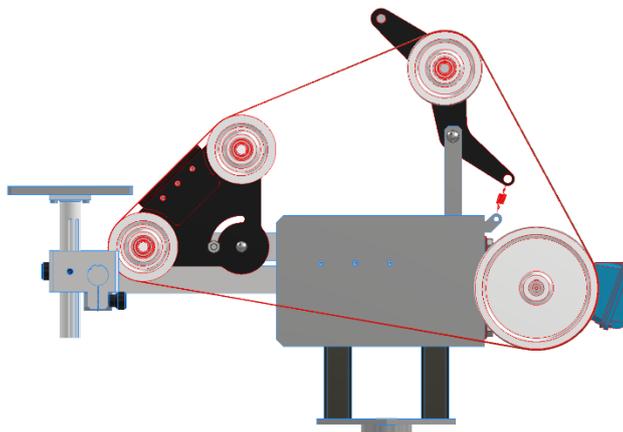
En la Figura 3.8, Figura 3.9 y Figura 3.10, se puede apreciar el montaje del presente Componente B junto con el Componente A, El Soporte Basculante para Poleas Locas se muestra en la posición de 0°, 45° y -45°.



**Figura 3.8.** Soporte Basculante para Poleas Locas se muestra en la posición de  $0^\circ$   
[Propio].



**Figura 3.9.** Soporte Basculante para Poleas Locas se muestra en la posición de  $-45^\circ$   
[Propio].



**Figura 3.10.** Soporte Basculante para Poleas Locas se muestra en la posición de 45° [Propio].

En la Figura 3.11, Figura 3.12 y Figura 3.13 se puede apreciar la Máquina Lijadora de Banda con Pedestal para metal, en sus 3 posiciones de trabajo, es decir con el Soporte Basculante a 0°, 45° y -45° respectivamente.



**Figura 3.11.** Máquina Lijadora de Banda con Pedestal para metal en una posición de trabajo de 0° [Propio].



**Figura 3.12.** Máquina Lijadora de Banda con Pedestal para metal en una posición de trabajo de 45° [Propio].



**Figura 3.13.** Máquina Lijadora de Banda con Pedestal para metal en una posición de trabajo de  $-45^\circ$  [Propio].

Notemos que resulta que el diseño de la máquina se encuentra en un factor de seguridad de 2.27 y es un valor de factor de seguridad aceptable al estar dentro del rango para materiales de alta fiabilidad donde las condiciones de carga y ambientales no son severas, según diferentes criterios de ingeniería [39].

Incluir algún análisis sobre la selección del motor, otro sobre el variador, otro sobre las lijas, otro sobre los costos, que muestren algún valor numérico.

### 3.2 Conclusiones

- Diseñar y modelar el sistema motriz y basculante de la lijadora de banda, a través de diferentes criterios de ingeniería.
- El diseño y modelado del Sistema Motriz y basculante estuvo sujeto a muchas modificaciones y distintos criterios de diseño que pueden hacer del sistema muy complejo, de forma que la solución planteada no es la única a la que se puede llegar.
- El diseño del sistema motriz y basculante de la lijadora de banda permite regular la banda de lija en diferentes posiciones, lo que puede generar una gran cantidad de, por lo que se han tomado las posiciones de  $-45^\circ$ ,  $0^\circ$  y  $45^\circ$ , como posiciones de análisis del sistema. pero existe margen a mejora y optimización tanto de configuraciones geométricas de piezas o de distribución de elementos. No obstante,

es necesario el respaldo de un componente experimental y evaluación del rendimiento.

- Como una máquina es tan resistente como su elemento más débil, se puede afirmar que el factor de seguridad del Componente B es de 2.27, al ser el mínimo valor obtenido sobre el eje de la Polea Loca D.
- El estudio bibliográfico permitió tener un panorama muy amplio de diferentes soluciones de diseño de la lijadora de banda, pero aún más las posibles aplicaciones de la misma, existe margen de modificación y mejora que permita usar la lijadora de banda como herramienta de pulido con brazos automáticos o instalarlo en una torreta de torno para rectificado de ejes, entre otros. Este ha sido el punto de partida en el planteamiento de las diferentes alternativas de los elementos de la máquina del diseño propuesto.
- El método de pesos ponderados es una herramienta muy útil para determinar de entre diferentes alternativas la mejor opción. Sin embargo, siempre se tiene que tomar en cuenta que el candidato seleccionado se encuentre disponible en el mercado, dado que puede ser un factor no cuantificable, pero muy importante, como sucedió con la selección del motor, por lo que se debió a buscar el motor disponible en el mercado, pues no todos los motores del catálogo del fabricante se hallan comercialmente en nuestro medio.
- La selección de elementos normalizados debe contemplar los requerimientos de diseño junto con el acceso a los mismos dentro del mercado nacional, para conseguir una selección satisfactoria y factible de los mismos, como fue el caso de la selección del rodamiento, en donde se debió recurrir a verificar la disponibilidad comercial de los mismos en nuestro medio.
- El modelado 3D de cada elemento propuesto permite tener una apreciación más real de la máquina y la elaboración de los planos permite tener un panorama de fabricación y montaje más concreto, lo que abre la posibilidad de que se considere su construcción por parte de la Escuela Politécnica Nacional en un futuro. Adicionalmente esto permite garantizar su funcionalidad y ensamblaje de las partes de la máquina lijadora de banda.
- La adquisición de proformas de materias primas permite tener una perspectiva de la viabilidad de la construcción de la máquina en nuestro territorio, tomando en cuenta que los costos de materia prima de los Componentes A y B juntos suman

un valor aproximado de \$2500 y una máquina de características similares en el mercado internacional tiene un valor de alrededor de \$3500.

- Si notamos el comportamiento de la fricción en los cálculos teóricos de la banda de lija, tenemos que existe la posibilidad de que a grandes velocidades exista patinaje de la banda de lija sobre las poleas, esto se puede corregir con varias alternativas, incrementando la precarga de tensión de la banda de lija, disminuyendo el diámetro de la Polea Motriz. Sin embargo, existe la posibilidad de salir del rango de trabajo recomendado por los fabricantes de la banda de lija, por lo que se podría perder la efectividad al procesar los materiales más duros.

### **3.3 Recomendaciones**

- Realizar ensayos de rendimiento, donde se pueda obtener de manera cuantificable la relación entre la tensión de la banda y tasas de remoción de material a procesar, así como tiempos de vida útil del material abrasivo, de forma que exista una combinación entre las recomendaciones del fabricante de lijas y el estudio académico para conocer los rangos más reales y óptimos de trabajo para las bandas de lija.
- Existe margen a mejora y optimización tanto en las configuraciones geométricas de piezas o de distribución de elementos. No obstante, es necesario realizar más estudios que permitan el desarrollo y evaluación de las mejoras.
- Probar diferentes configuraciones geométricas entre el Brazo Superior y la posición del Eslabón Pivote Tensor de forma que se pueda lograr conseguir la tensión recomendada por el fabricante sin tener la necesidad de emplear 2 muelles distintos, es decir se recomienda cambiar la extensión del Brazo Superior de forma que el muelle permita precargar la banda de lija a sus condiciones óptimas.
- Analizar la posibilidad de agregar una carcasa para mitigar el desprendimiento de material particulado hacia el ambiente, hacia la mesa y hacia el usuario.
- Recalcular la tensión de la banda de lija que se necesitaría para incrementar la tensión inicial  $F_i$  con el fin de mitigar el posible deslizamiento a altas velocidades, calculando también cuál sería el rendimiento de la banda de lija con una mayor tensión.

- Realizar un análisis de sensibilidad entre la constante de elasticidad del muelle y la tensión de la banda de lija, para tratar de seleccionar un solo muelle que permita trabajar en las 3 posiciones.
- Evitar procesar piezas con una inclinación mayor con respecto a los ángulos de diseño de la Lijadora de Banda, debido a que podrían reducir la vida útil de las bandas de lija como se detalló en el Marco Teórico.

## 4 REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] University of Melbourne. "*Metal Belt Grinder*", The University of Melbourne, 2023 [En línea]. Disponible: <https://ms-kb.msd.unimelb.edu.au/machine-workshop/machinery-materials/equipment/untitled/metal-belt-grinder>. [Accedido: 23-jul-2023].
- [2] Cavallari. "*What is Belt Grinding?*", About Mechanics, 2023 [En línea]. Disponible: <https://www.aboutmechanics.com/what-is-belt-grinding.htm>. [Accedido: 23-jul-2023].
- [3] Origin Blade Maker. "*Belt Grinder 2x72 Complete Chassis - Black*", 2023 [En línea]. Disponible en: <https://originblademaker.com/product/belt-grinder-2x72-complete-chassis-black/>. [Accedido: 20-nov-2023].
- [4] Trick-Tools. "*Hardcore Maximizer 2x72-inch Premium Belt Grinding Machine*", 2023 [En línea]. Disponible en: <https://www.trick-tools.com/Hardcore-Maximizer-2x72-inch-Premium-Belt-Grinding-Machine-9450>. [Accedido: 20-nov-2023].
- [5] Beaumont Metal Works. "*Variable Speed KMG-10 DD*", 2023 [En línea]. Disponible en: <https://beaumontmetalworks.com/product/variable-speed-kmg-dd/>. [Accedido: 20-nov-2023].
- [6] Beaumont Metal Works. "*3 Speed KMG-10*", 2023 [En línea]. Disponible en: <https://beaumontmetalworks.com/product/3-speed-kmg-10/>. [Accedido: 20-ago-2023].
- [7] Beaumont Metal Works. "*Variable Speed KMG-PL*", 2023 [En línea]. Disponible en: <https://beaumontmetalworks.com/product/variable-speed-kmg-pl/>. [Accedido: 20-ago-2023].
- [8] Beaumont Metal Works. "*KMG-TX*", 2023 [En línea]. Disponible en: <https://beaumontmetalworks.com/product/kmg-tx/>. [Accedido: 20-ago-2023].
- [9] Origin Blade Maker. "*Dominator 2x72 - 2HP Motor & VFD - 7" Drive Wheel*", 2023 [En línea]. Disponible en: <https://originblademaker.com/product/dominator-2x72-2hp-motor-vfd-7-drive-wheel/>. [Accedido: 20-ago-2023]
- [10] Origin Blade Maker. "*Dominator 2x72 Complete Chassis with Tilt Feature with Motor Combo*", 2023 [En línea]. Disponible en: <https://originblademaker.com/product/dominator-2x72-complete-chassis-with-tilt-feature-with-motor-combo/>. [Accedido: 20-ago-2023].
- [11] Black Fox Knife Works. "*Black Fox One*", 2023 [En línea]. Disponible en: <https://blackfoxknifeworks.com/knifegrinder/black-fox-one>. [Accedido: 20-ago-2023].

- [12] Multitool Products. "*84 Engineering 2x72 Belt Grinders*", 2023 [En línea]. Disponible en: <https://www.multitoolproducts.com/product-page/84-engineering-2x72-belt-grinders>. [Accedido: 20-ago-2023].
- [13] AmeriBrade. "*Mastery*", 2023 [En línea]. Disponible en: <https://www.ameribrade.com/packages/mastery>. [Accedido: 20-ago-2023].
- [14] Red Label Abrasives. "*Optimal Speed for a Belt Grinder*", 2023 [En línea]. Disponible en: <https://www.redlabelabrasives.com/blogs/news/optimal-speed-for-a-belt-grinder>. [Accedido: 20-ago-2023].
- [15] Kadrmas Kreations. "*Complete 2x72 Belt Grinder 8" Drive Wheel Kit*", 2023 [En línea]. Disponible en: <https://kadrmaskreations.com/product/complete-2x72-belt-grinder-8-drive-wheel-kit/>. [Accedido: 20-ago-2023].
- [16] Fandeli. "*Catálogo*", 2021 [En línea]. Disponible en: <https://fandeli.com/wp-content/uploads/2021/01/catalogo.pdf>. [Accedido: 20-ago-2023].
- [17] Red Label Abrasives. "*Comprehensive Sanding Belt Troubleshooting Guide*", 2023 [En línea]. Disponible en: <https://www.redlabelabrasives.com/blogs/news/comprehensive-sanding-belt-troubleshooting-guide>. [Accedido: 20-ago-2023].
- [18] Chapman, S. J. (2012). *Máquinas Eléctricas*, 5ta edición, McGraw-Hill.
- [19] Empresa Eléctrica Quito. "*Documentos*", 2015 [En línea]. Disponible en: <https://www.eeq.com.ec/documents/d/empresa-electrica-quito/5f9a2062-c8d3-4129-ac8b-16dd40dceb7c-25>. [Accedido: 5-sep-2023].
- [20] WEG. "*Guía práctica de capacitación técnico-comercial*", 2020 [En línea]. Disponible en: <https://static.weg.net/medias/downloadcenter/hb1/hee/WEG-guia-practica-de-capacitacion-tecnico-comercial-50026117-brochure-spanish-web.pdf>. [Accedido: 15-sep-2023].
- [21] Larburu Arrizabalaga, N. 1989. *Prontuario de Máquinas*, Editorial Paraninfo, 632 páginas, Tapa Blanda, ISBN: 8428319685.
- [22] International Organization for Standardization. (2019). *Belt drives — Pulleys — Limiting values for adjustment of centres*, 4th ed., ISO 155, mar. 2019.
- [23] International Organization for Standardization. 1991. *Belt drives - Flat transmission belts and corresponding pulleys - Dimensions and tolerances*, 2nd ed., ISO 22, dic. 1991.

- [24] SKF. "*SKF Bearing Select*", 2023 [En línea]. Disponible en: <https://www.skfbearingselect.com/#/bearing-selection-start>. [Accedido: 20-sep-2023].
- [25] SKF. "*Deep Groove Ball Bearings*", 2023 [En línea]. Disponible en: <https://www.skf.com/co/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings>. [Accedido: 20-sep-2023].
- [26] ESPOL. "*Breakers Siemens*", ESPOL Aula Virtual, 2023 [En línea]. Disponible en: [https://aulavirtual.espol.edu.ec/courses/13191/files/2634648/download?download\\_frd=1](https://aulavirtual.espol.edu.ec/courses/13191/files/2634648/download?download_frd=1). [Accedido: 5-oct-2023].
- [27] EraRelmo. "*Qué es un guardamotor y para qué se usa*", 2023 [En línea]. Disponible en: <https://www.erarelmo.com/post/qu%C3%A9-es-un-guardamotor-y-para-qu%C3%A9-se-usa>. [Accedido: 10-oct-2023].
- [28] Soler & Palau. "*Variador de frecuencia*", 2023 [En línea]. Disponible en: <https://www.solerpalau.com/es-es/blog/variador-de-frecuencia/>. [Accedido: 10-oct-2023].
- [29] WEG. "*Catálogo de productos - Búsqueda de motores 2HP 3F*", 2023 [En línea]. Disponible en: <https://www.weg.net/catalog/weg/LC/es/search?text=motor+2hp+3F>. [Accedido: 15-oct-2023].
- [30] WEG. "*Motores eléctricos - Motores IEC para Áreas Clasificadas - A Prueba de Polvo - W22Xec - Seguridad Aumentada Ex-ec DIP Ex-tc - W22Xec IE3 1.5 kW 2P L80 3F 220-380 V 60 Hz IC411 - TEFC - B3T*", 2023 [En línea]. Disponible en: <https://bit.ly/4bEveWu>. [Accedido: 20-oct-2023].
- [31] Almacenes Marriott. "*Guardamotor EasyPact TVS 4-6.3Amp GZ1E10 - Schneider Electric*", 2023 [En línea]. Disponible en: <https://almacenesmarriott.com/producto/guardamotor-easypact-tvs-4-6-3amp-gz1e10-schneider-electric/>. [Accedido: 10-dic-2023].
- [32] Almacenes Marriott. "*Guardamotor EasyPact TVS 6-10Amp GZ1E14 - Schneider Electric*", 2023 [En línea]. Disponible en: <https://almacenesmarriott.com/producto/guardamotor-easypact-tvs-6-10amp-gz1e14-schneider-electric/>. [Accedido: 10-dic-2023].
- [33] Almacenes Marriott. "*Breaker Enchuf 3P 50 QO350VSC6 - Schneider*", 2023 [En línea]. Disponible en: <https://almacenesmarriott.com/producto/breaker-enchuf-3p-50-qo350vsc6-schneider/>. [Accedido: 10-dic-2023].

- [34] Schneider Electric. "*Variador de Velocidad ATV320 - 1.5 kW (2 HP) - 200/240 V - 3 Fases - Tipo Compacto*", 2023 [En línea]. Disponible en: <https://www.se.com/co/es/product/ATV320U15M3C/variador-de-velocidad-atv320-1-5-kw-2-hp-200240-v-3-fases-tipo-compacto/>. [Accedido: 20-dic-2023].
- [35] Improselec. "*Fusible 11A 1000V - Fluke*", 2023 [En línea]. Disponible en: <https://improselec.com/producto/fusible-11a-1000v-fluke/>. [Accedido: 20-dic-2023].
- [36] Budynas, R. G., & Nisbett, J. K, 2011 *Shigley's Mechanical Engineering Design* (9th ed.). McGraw-Hill. ISBN-10: 6071507715, ISBN-13: 978-6071507716.
- [37] Habasit. "*6010PTB Loop Calibrator Instruction Sheet*", Fluke Corporation, 2012 [En línea]. Disponible en: <https://d2t1xqejof9utc.cloudfront.net/files/186192/0000007973.6026PTB-en-0612.pdf?1590015187>. [Accedido: 3-ene-2024].
- [38] Engineering Toolbox. "*Factors of Safety - FOS*", 2024 [En línea]. Disponible en: [https://www.engineeringtoolbox.com/factors-safety-fos-d\\_1624.html](https://www.engineeringtoolbox.com/factors-safety-fos-d_1624.html). [Accedido: 5-ene-2024].
- [39] SafetyCulture. "*Factor de Seguridad*", 2023 [En línea]. Disponible en: <https://safetyculture.com/es/temas/factor-de-seguridad/>. [Accedido: 20-oct-2023].
- [40] E. Oberg, F. D. Jones, H. L. Horton, y H. H. Ryffel, *Machinery's Handbook: A Reference Book for the Mechanical Engineer, Designer, Manufacturing Engineer, Draftsman, Toolmaker, and Machinist* 27th ed. Industrial Press Inc., 2004. ISBN: 0831127007.
- [41] The Spring Store. "*Catálogo de resortes*", 2024 [En línea]. Disponible en: <https://bit.ly/3UKXb94>. [Accedido: 10-ene-2024].
- [42] McMaster-Carr. "*Corrosion-Resistant Extension Springs with Hook Ends*", 2024 [En línea]. Disponible en: <https://www.mcmaster.com/products/springs/spring-type~extension/length~2-000/length~2/corrosion-resistant-extension-springs-with-hook-ends/spring-rate~9-746-lbf-in/>. [Accedido: 12-ene-2024].
- [43] McMaster-Carr. "*Extension Springs with Hook Ends*", 2024 [En línea]. Disponible en: <https://www.mcmaster.com/products/springs/spring-type~extension/extension-springs-with-hook-ends-7/>. [Accedido: 12-ene-2024].
- [44] Importaceros. "*Ángulo L Laminado*", 2024 [En línea]. Disponible en: <https://www.importaceros.com/ecuador-quito/angulo-l-laminado/>. [Accedido: 13-ene-2024].

- [45] WEG. (2024, enero 19). *Motor Trifásico de Inducción - Rotor de Jaula*, Hoja de Datos, Código del Producto: 12977465.
- [46] Schneider Electric. (2024, febrero 1). *Variador de velocidad ATV320, 1.5 kW/ 2 HP, 200...240 V, 3 fases, tipo compacto*, Ficha Técnica, Código: ATV320U15M3C.
- [47] American Welding Society. (2020). *AWS D1.1/D1.1M:2020, Structural Welding Code - Steel*, American Welding Society, 2020.
- [48] Tabla 17–5 del libro de Budynas y Nisbett [36], ubicada en la página 890.
- [49] Figura 17-9 del libro de Budynas y Nisbett [23], ubicada en la página 887.
- [50] SKF. (2022). Producto: 6002-2RSLTN9/H C5C3WT. Registrado en SKF Bearing Select Report 1.3-4046.
- [51] Norma DIN 332. *Tabla 8: Orificios centrales a 60° con rosca métrica - Norma DIN 332 - hoja 2 - forma B.*