

**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL**

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la  
Producción**

Diseño de una plataforma giratoria para la exhibición de vehículos  
comerciales

**PROYECTO INTEGRADOR**

Previo a la obtención del título de:

**Ingeniero Mecánico**

Presentado por:

Dalton Javier Cango Siguencia

Grace Kelly Guamán Rumipamba

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2022

## **DEDICATORIA**

El presente proyecto lo dedico a Dios, mis padres, hermanas, mi abuela y Maya quienes me han brindado aliento y apoyo a lo largo de mi carrera. Estoy especialmente agradecida con mi abuelo quién, con su orgullo y amor por mí, me motivó a continuar cada día. Esta tesis es un testimonio de su amor y de mi amor por ellos.

**Grace Guamán Rumipamba**

Este proyecto se lo dedico a Dios y a mi madre Palmenia Siguencia principalmente que siempre luchó para que pudiera terminar la carrera, a mis abuelos que toda la vida cuidaron de mí y me formaron como persona, a mis hermanos por motivarme a dar lo mejor de mí y a mis tíos que me apoyaron y motivaron cuando dudé en ciertos momentos.

Una dedicatoria especial a mi padre Patricio Cango que desde el cielo fue una guía y sus palabras motivándome a terminar mi carrera siempre las llevaré en mi memoria.

**Dalton Cango Siguencia**

## **AGRADECIMIENTOS**

A mi familia por su constante apoyo, cariño y orientación que han sido invaluable a lo largo de mi vida.

A mi abuelo Lorenzo Guamán por su amor y confianza en mí, fue y será mi mayor fuente de inspiración.

A mi querida Maya, que con sus dulces abrazos y compañía alegre mis días.

A la ESPOL, por brindarme la educación y las oportunidades para alcanzar mis metas.

A la M.Sc. Andrea Boero por su guía, conocimientos y consejos durante la elaboración de este proyecto.

Al M.Sc. Majid Khorami por su supervisión y conocimientos compartidos para la realización de este proyecto.

A Dalton Cango, mi amigo y compañero de tesis, por su apoyo, amistad y confianza en mí.

**Grace Guamán Rumipamba**

Agradezco a Dios y a mi madre ya que gracias a ella hoy puedo dar por finalizada mi carrera universitaria debido a su esfuerzo día a día por sacarme adelante. De manera general a todos los miembros que mi familia cercana que estuvieron siempre a mi lado apoyándome y motivándome por ser mejor.

Al Ing. Majid Khorami por su constante preocupación, ideas y motivación para poder llevar este proyecto a cabo, sin su conocimiento este proyecto no hubiera sido posible.

Al Ing. Javier Simbaña por darme la oportunidad de aprender de él lo cual fue de mucha ayuda en este trabajo.

A la Ing. Andrea Boero por la paciencia y por los consejos otorgados a lo largo del semestre que me ayudaron a concluir este trabajo.

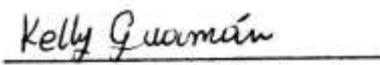
A mi compañera de tesis Grace Kelly por ser mi apoyo en momentos claves de este trabajo, por su dedicación, conocimiento, ideas y determinación para concluir este proyecto y sobre todo por su amistad lo cual fue muy importante para mí en la última etapa de mi carrera.

**Dalton Cango Siguencia**

## DECLARACIÓN EXPRESA

"Los derechos de titularidad y explotación, nos corresponde conforme al reglamento de propiedad intelectual de la institución; Dalton Cango Siguencia y Grace Guamán Rumipamba damos nuestro consentimiento para que la ESPOI realice la comunicación pública de la obra por cualquier medio con el fin de promover la consulta, difusión y uso público de la producción intelectual"

  
Dalton Cango Siguencia

  
Grace Guamán Rumipamba

## EVALUADORES

---

**M.Sc. Andrea Boero**

PROFESOR DE LA MATERIA

---

**M.Sc Majid Khorami**

PROFESOR TUTOR

## ***RESUMEN***

Las plataformas giratorias de exhibición de vehículos brindan a las concesionarias una opción diferente y muy atractiva de ofertar sus automotores, pero es una herramienta de marketing poco vista en el mercado ecuatoriano debido a los precios elevados que lo hacen inviable para una empresa automotora. Por ello el objetivo del proyecto es ofrecer a las empresas una plataforma que se adapte a su economía por medio de análisis ingenieriles que reduzcan los costos y que tenga capacidad de hacer girar un auto 360° mientras se eleva para brindar una experiencia a sus clientes diferente a lo que están acostumbrados. Se requiere con este proyecto promover un sector que ha sido pilar en la economía del Ecuador. La plataforma se la realizó por medio de análisis de esfuerzos donde se determinó que perfiles se pueden utilizar en las plataformas que serán de Acero ASTM-A36 y que su diseño está basado en la norma AISI-ASD y el sistema de transmisión por medio de poleas y correas dentadas basados en la norma ANSI/AGMA y alimentados por un motor eléctrico con un reductor ortogonal de corona sin fin de 1:100. Validado por medio de un análisis de elementos finitos del software Autodesk Inventor. Los análisis económicos e ingenieriles dieron como resultado un diseño que será ofertado en las empresas al ser autosustentable que brinde beneficios socioeconómicos al contar con un TIR de 19% y un precio asequible. Se elaboraron planos y lista de procesos para llevar a cabo su fabricación e instalación.

**Palabras claves:** plataforma giratoria, elevador, sistema de control, análisis financiero, transmisión.

## **ABSTRACT**

*Vehicle display turntables provide dealerships with a different and very attractive option to offer their automobiles, but it is a marketing tool rarely seen in the Ecuadorian market due to the high prices that make it unfeasible for an automotive company. For this reason, the objective of the project is to offer companies a platform that adapts to their economy through engineering analysis that reduces costs and that has the capacity to rotate a car 360° while it is raised to provide a different experience to its customers. what they are used to. It is required with this project to promote a sector that has been a pillar in the economy of Ecuador. The platform was carried out through stress analysis where it was determined which profiles can be used on the platforms that will be made of ASTM-A36 Steel and that its design is based on the AISI-ASD standard and the transmission system by means of pulleys. and timing belts based on the ANSI/AGMA standard and powered by an electric motor with an orthogonal worm gear reducer of 1:100. Validated through finite element analysis of Autodesk Inventor software. The economic and engineering analyzes resulted in a design that will be offered to companies as it is self-sustaining and provides socioeconomic benefits by having an IRR of 24% and an affordable price. Plans and a list of processes were prepared to carry out its manufacture and installation.*

*Keywords: turntable, elevator, control system, financial analysis, transmission.*

# ÍNDICE GENERAL

<i>RESUMEN</i> .....	I
<i>ABSTRACT</i> .....	II
ÍNDICE GENERAL .....	III
SIMBOLOGÍA .....	VII
ÍNDICE DE FIGURAS .....	X
ÍNDICE DE TABLAS.....	XII
ÍNDICE DE PLANOS.....	XIII
CAPÍTULO 1 .....	1
1. Introducción.....	1
1.1. Descripción del problema.....	1
1.2. Justificación del proyecto .....	2
1.3. Objetivos.....	3
1.3.1. Objetivo general.....	3
1.3.2. Objetivos específicos.....	3
1.4. Marco teórico.....	3
1.4.1. Mercado automotriz ecuatoriano .....	3
1.4.2. Estructuras metálicas .....	4
1.4.3. Aceros estructurales .....	4
1.4.4. Sistemas de transmisión de potencia.....	5
1.4.5. Sistemas de alimentación de actuadores.....	6
1.4.6. Sistemas de elevación de plataformas.....	7
CAPÍTULO 2.....	8
2. Metodología .....	8
2.1 Esquema de objetivos de diseño .....	8
2.2 Diseño conceptual.....	9

2.2.1	Cargas .....	9
2.2.2	Carga viva.....	9
2.2.3	Carga muerta.....	10
2.2.4	Restricciones .....	10
2.2.5	Criterios de selección .....	10
1.2.1.	Alternativas propuestas .....	11
2.2.6	Selección de alternativa de solución .....	14
2.3	Diseño detallado.....	15
2.3.1	Sistema de soporte de peso.....	15
2.3.2	Mecanismo de giro .....	16
2.3.3	Potencia requerida.....	16
2.3.4	Sistema de transmisión de potencia mecánica.....	18
2.3.5	Cálculo y dimensionamiento de engranajes y correa .....	19
2.3.6	Mesa elevadora .....	22
2.3.7	Sistema de control.....	26
CAPÍTULO 3.....		28
3.	Resultados y análisis .....	28
3.1	Diseño final del sistema de plataforma giratoria con elevador hidráulico.....	28
3.2	Uniones .....	30
3.3	Descripción del circuito hidráulico.....	32
3.4	Descripción del sistema de control de la plataforma y mesa elevadora.....	34
3.5	Análisis de elementos finitos.....	36
3.6	Plan de Mantenimiento .....	41
3.7	Análisis Financiero .....	42
CAPÍTULO 4.....		50
4.	Conclusiones y recomendaciones.....	50
4.1	Conclusiones.....	50

4.2	Recomendaciones.....	51
-----	----------------------	----

BIBLIOGRAFÍA

APÉNDICES

## ABREVIATURAS

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
SUV	Vehículo Utilitario Deportivo
AEADE	Asociación de Empresas Automotrices del Ecuador
ASME	Sociedad americana de ingenieros mecánicos
AISI	American Iron and Steel Institute
FEA	Finite Element Analysis
PLC	Controlador lógico programable
VFD	Variador de frecuencia
NEC	Norma Ecuatoriana de Construcción
ISO	Organización Internacional de Estandarización

## SIMBOLOGÍA

$W_r$  carga

$d_o$  diámetro exterior

$d_i$  diámetro interior

$d_a$  diámetro entre región a y b

$U$  carga de diseño estructural

$W_t$  carga tangencial transmitida

$K_o$  factor de sobrecarga

$K_v$  factor dinámico

$K_s$  factor de tamaño

$K_m$  factor de distribución de la carga

$d_p$  diámetro de paso, piñón

$F$  ancho de la cara del elemento más angosto

$C_f$  factor de condición superficial

$I$  factor geométrico de resistencia a la picadura

$S_{ac}$  estrés de contacto permitido

$Z_N$  factor de ciclo de tensión para la resistencia a las picaduras

$C_H$  factor de relación de dureza

$S_H$  factor de seguridad para picaduras

$K_T$  factor de temperatura

$K_R$  factor de confiabilidad

$P_d$  paso diametral transversal

$K_B$  factor del espesor del aro

$J$  factor geométrico de resistencia a la flexión

$S_{at}$  es el esfuerzo de flexión admisible

$Y_N$  factor del ciclo de tensión para la resistencia a la flexión

$S_F$  factor de seguridad AGMA para la resistencia a la flexión

$P$  potencia transmitida por el eje

$T$  par de fuerzas

$\omega$  velocidad angular de giro del eje

$\alpha$  ángulo de presión

$d$  diámetro de eje

$K_b$  factor de concentración de tensiones

$M_b$  momento de flexión máximo

$M_t$  torsión máxima

$S_e$  fuerza de resistencia real

$S_y$  límite elástico

$K_a$  factor de modificación por la condición superficial

$K_b$  factor de modificación por el tamaño

$K_c$  factor de modificación por la carga

$K_d$  factor de modificación por la temperatura

$K_e$  factor de confiabilidad

$S'_e$  límite a la fatiga de viga rotatoria

$S_{ut}$  resistencia última a la tensión

$F_0$  fuerza necesaria para vencer el rozamiento de rodadura

$f$  coeficiente de rozamiento

D1 diámetro de polea motriz  
D2 diámetro de polea conducida  
N1 velocidad de polea motriz  
N2 velocidad de polea conducida  
C distancia entre centros  
p paso  
z1 dientes de polea 1  
W carga sobre la rueda  
Fs factor de servicio  
f factor adicional de la relación de transmisión  
d factor adicional de las horas de trabajo  
R radio de la rueda  
Q flujo volumétrico  
 $W_v$  masa del del vehículo  
 $W_{ps}$  masa de la plancha superior  
 $W_p$  masa de la plataforma

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1 Esquema de metodología [Norton, 2011].....	8
Figura 2.2 Esquema de objetivos de diseño .....	9
Figura 2.3 Diseño de forma de alternativa 1 .....	12
Figura 2.4 Diseño de forma alternativa 2 .....	13
Figura 2.5 Diseño de forma alternativa 3 .....	14
Figura 2.6 Diseño de forma de alternativa 2 (Alternativa ganadora) .....	15
Figura 2.7 Diagrama de cuerpo libre plataforma giratoria .....	16
Figura 2.8 Factores de superficie para varios acabados en acero [R. C. Juvinall] .....	22
Figura 2.9 Diagrama de cuerpo libre de mesa elevadora completamente extendida .....	24
Figura 2.10 Diagrama de cuerpo libre de mesa elevadora en retracción .....	24
Figura 2.11 Diagrama de circuito hidráulico .....	25
Figura 2.12 Diagrama de elementos del sistema de control de la plataforma giratoria .....	26
Figura 2.13 Diagrama de elementos del sistema de control del elevador de tijera hidráulico ...	27
Figura 3.1 Vista isométrica de la plataforma giratoria sobre el elevador y a un costado el panel de control .....	28
Figura 3.2 Vista cercana del sistema de soporte de peso de la plataforma .....	29
Figura 3.3 Vista de mesa elevadora retraída en su totalidad .....	29
Figura 3.4 Vista lateral de la plataforma elevadora .....	30
Figura 3.5 Vista cercana al elevador de tijera hidráulico eléctrico .....	30
Figura 3.6 Vista unión empernada entre perfiles C .....	31
Figura 3.7 Uniones atornilladas.....	31
Figura 3.8 Unión empernada entre la plataforma y el elevador.....	32
Figura 3.9 Cilindro hidráulico de doble efecto Eagle [Eagle, 2019] .....	33
Figura 3.10 Representación esquemática del circuito hidráulico.....	34
Figura 3.11 Esquema de conexión de sistema de control de la plataforma .....	35

Figura 3.12 Representación esquemática del sistema de control del elevador de tijera hidráulico eléctrico .....	36
Figura 3.13 Representación de mallado y carga sobre elevador de tijera .....	37
Figura 3.14 Resultado de aplicación de carga sobre elevador .....	38
Figura 3.15 Representación de mallado y carga sobre 1 de los 8 elementos de la plataforma .	38
Figura 3.16 Resultado de aplicación de carga sobre 1/8 de la plataforma .....	39
Figura 3.17 Mallado sobre planchas de acero corrugado .....	40
Figura 3.18 Resultado de la carga sobre la plancha de acero corrugado .....	40

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Características de vehículos más vendidos en Ecuador 2022 [Fayals, 2022] .....	4
Tabla 1.2 Tipos de sistemas de transmisión de potencia mecánica [Norton, 2009] .....	6
Tabla 1.3 Tipos de sistemas de actuadores [Lift Table - Designing Buildings, 2020] .....	7
Tabla 1.4 Mecanismos de elevación de plataformas [Industrial Quick Search, 2020] .....	7
Tabla 2.1 Cargas vivas sobre la plataforma y la mesa elevadora. ....	10
Tabla 2.2 Cargas muertas de la plataforma y la mesa elevadora. ....	10
Tabla 2.3 Restricciones de diseño. ....	10
Tabla 2.4 comparación por pares de criterios de selección.....	14
Tabla 2.5 matriz de decisión. ....	15
Tabla 3.1 Mantenimiento del sistema de transmisión de potencia mecánico [Serna, n.d.].....	41
Tabla 3.2 Actividades de mantenimiento para el circuito hidráulico [Valmet, 2023] .....	42
Tabla 3.3 Elementos estructurales de acero para la plataforma y el elevador .....	42
Tabla 3.4 Valor de componentes del sistema de transmisión de potencia .....	43
Tabla 3.5 Valor de componentes del circuito hidráulico .....	43
Tabla 3.6 Valor de componentes del circuito hidráulico .....	44
Tabla 3.7 Costos de la plataforma superior [CYPE Ingenieros, 2020].....	44
Tabla 3.8 Costos de la plataforma inferior [CYPE Ingenieros, 2020].....	45
Tabla 3.9 Costos de mesa elevadora [CYPE Ingenieros, 2020].....	46
Tabla 3.10 Parámetros iniciales de flujo de caja .....	46
Tabla 3.11 Amortización de deuda.....	47
Tabla 3.12 Flujo de caja de efectivo.....	48

## ÍNDICE DE PLANOS

PLANO 1 Vista general de la plataforma giratoria con elevación hidráulica eléctrica

PLANO 2 1/8 de la estructura de la plataforma

PLANO 3 Dimensiones de la plataforma

PLANO 4 Eje piñón motriz

PLANO 5 Piñón motriz

PLANO 6 Bush eje motriz

PLANO 7 Eje motriz

PLANO 8 Piñón conducido

PLANO 9 Bush eje conducido

PLANO 10 Piso planchas de acero corrugado

PLANO 11 Pistón hidráulico

PLANO 12 Riel ruedas interior

PLANO 13 Riel rueda exterior

PLANO 14 Dimensiones de correa dentada de 327 dientes

PLANO 15 Dimensiones del elevador hidráulico

PLANO 16 Dimensiones de eje del motor

# CAPÍTULO 1

## 1. INTRODUCCIÓN

La plataforma giratoria surgió en el siglo XVIII en Inglaterra, destinada a las locomotoras de la época debido a que tenían problemas para ir en reversa. El primer diseño acoplado a vehículos livianos fue dispuesto en el garaje del empresario estadounidense Henry Ford para luego ser replicado por otros empresarios de prestigio. Para 1930 los conductores europeos debían recorrer varios kilómetros hasta poder girar, razón por la que las plataformas giratorias prevalecieron en este continente y en países de gran población como Japón (Javier, 2015). No solo las locomotoras y automóviles hicieron uso de las plataformas giratorias sino también los autobuses para facilitar el estacionamiento como en la Estación Snow Hill donde la plataforma giratoria se convirtió en una atracción turística para los pobladores (Nick Catford, 2010).

La inevitable atención en el público que producían las plataformas giratorias llevó a su uso en las exhibiciones de vehículos, ya sea en concesionarias o centros comerciales. El movimiento lento de las plataformas permite a potenciales clientes observar detalles importantes de los automóviles.

Los modelos de plataformas giratorias para autos son circulares y en las presentaciones sobre el suelo y enterrada, que difieren únicamente en la excavación de una fosa, dicha fosa tiene como fin permitir un acceso directo del auto sobre la plataforma, es decir, no resulta necesario el uso de una rampa para subir los aproximadamente 0.5 m de espacio que ocupa el sistema mecánico colocado en la parte inferior de la plataforma (Javier, 2015).

### 1.1. Descripción del problema

La exhibición de vehículos en casas automotrices es importante para su venta, sin embargo, es común ver a los autos estacionados de manera estática, lo que implica que el cliente tenga que moverse alrededor del auto para recién observar otros ángulos. Esto mayormente ocurre debido a que este tipo de sistemas que permiten exhibir los automóviles de manera dinámica ocupan un espacio considerable que resulta incómodo para los dueños de concesionarios por todo lo que involucra el transporte e instalación de estos sistemas, puesto que los materiales que usan

muchas veces no son los óptimos para la transportación y armado de la estructura dentro de un lugar tan limitado como lo es un centro comercial o casa automotriz. Otra opción para exhibirlo de forma dinámica sería desplazar el vehículo con la ayuda de un piloto, pero el espacio reducido y la ubicación de más autos no lo permiten, también debería considerar el gasto extra que eso involucra, por lo que se descartaría una solución de este tipo. Además, los detalles de la parte inferior del vehículo no son destacables cuando se estacionan sobre el suelo. Por lo tanto, se debe buscar una opción que permita contemplar el auto desde distintos ángulos, a una velocidad, rotación y altura variable sin tener que ocupar grandes espacios.

El alcance de este proyecto es diseñar una estructura que permita la exhibición de vehículos con una vista óptima del automóvil en 360°, un giro lento de entre 30 a 60 segundos, y giros en sentido horario y antihorario, altura de elevación de 1.5 metros, la carga viva máxima es 2000kg. Todos estos parámetros fueron designados después de una investigación de los sistemas que actualmente están teniendo acogida en el mercado actual internacional, por lo que, a raíz de eso, se decidió darle esas características de funcionamiento. Además de seleccionar los componentes para los sistemas de transmisión de potencia y del sistema de control, y proporcionar un análisis de viabilidad de costos.

Por otra parte, el mecanismo y la estructura deben ser simples para facilitar el montaje, y operación, sin generar un efecto de vibración y ruido molesto para los espectadores.

## **1.2. Justificación del proyecto**

En la actualidad, en los patios automotrices y exposiciones de vehículos del país, los gerentes de las concesionarias buscan como poder hacer más llamativos sus exhibiciones de vehículos, se puede observar que mayormente en el país, al momento de promocionar un automóvil estos se encuentran en un entorno estático sin ninguna plataforma giratoria que genere un atractivo visual que permita el giro de los vehículos sin ocupar mayor espacio, o usan plataformas giratorias sencillas sin elevación del vehículo cuando se requiera hacerlo para observar el vehículo desde todos los ángulos posibles.

El sector automotor en Ecuador facturó 10.239 millones en 2019; año previo a la pandemia del Covid-19, tan solo 6.861 millones en el 2020, y 9.260 millones en el 2021; el 94% representa a la actividad de comercio y reparación de vehículos automotores y motocicletas. En el año 2021 también fueron generados 155.943

empleos por el sector automotor, de los cuales 22.095 corresponden a la actividad de venta de vehículos (AEADE, 2021).

Este proyecto tendrá un gran aporte dentro de la matriz productiva, puesto que se hará una investigación minuciosa en el medio para poder ofrecer más beneficios al que adquiera este tipo de plataformas, ya que se incorporará más funciones como un sistema de control que pueda darle al cliente la comodidad de elegir qué sentido de giro quiere, con velocidad modificable, además de incorporar un sistema de elevación que permita otorgar otra experiencia al usuario, estos cambios ayudarán a obtener mayor inversión extranjera y local, con lo cual se generarán varias plazas de empleo.

### **1.3. Objetivos**

#### **1.3.1. Objetivo general**

Diseñar una plataforma giratoria con altura variable mediante un sistema mecánico para la exposición de vehículos.

#### **1.3.2. Objetivos específicos**

Diseñar los componentes del sistema mecánico, incluyendo el sistema de control y transmisión de potencia.

Validar el diseño mediante un modelo de elementos finitos.

Evaluar la factibilidad económica del proyecto por medio del análisis de costos.

### **1.4. Marco teórico**

#### **1.4.1. Mercado automotriz ecuatoriano**

Según la AEADE, 2021 en el mercado ecuatoriano los segmentos que registran mayores ventas son los SUV, automóviles y camionetas. El top 3 de los modelos más vendidos entre enero-septiembre del 2022 se detallan en la Tabla 1.1 en dicha tabla se considera el peso vacío de los vehículos que es la masa total del vehículo y los líquidos operativos (Blázquez, 2022).

**Tabla 1.1 Características de vehículos más vendidos en Ecuador 2022 [Fayals, 2022]**

<b>Segmento</b>	<b>Modelo</b>	<b>Peso vacío (kg)</b>	<b>Distancia entre ejes (mm)</b>	<b>Largo (mm)</b>	<b>Ancho (mm)</b>
SUV	Jetour X70	1540	2745	4735	1900
	Captiva LT MT	1950	2750	4655	1835
	Tiggo 2	1590	2555	4200	1760
Automóvil	Soluto Desire AT	1062	2570	4300	1700
	Picanto	1370	2400	3595	1595
	Joy Black	1045	2528	3930	1964
Camioneta	D-Max	1905	3095	5295	1860
	JAC Serie HFC 1037	1815	3090	5315	1830
	Wingle 6	1810	3200	5345	1800

### **1.4.2. Estructuras metálicas**

Las estructuras metálicas son aquellos mecanismos diseñados para soportar ciertos esfuerzos y que normalmente se diseñan de acero por su alta versatilidad y costos accesibles, estos mecanismos se unen de manera que forman un cuerpo capaz de cumplir con ciertos requerimientos de trabajo. Debido a que normalmente se usa acero (aleación entre Hierro (Fe) y Carbono (C) que no sobre pase el 2%) se enumeran ciertas razones por lo cual es el material más utilizado:

- Soportan grandes esfuerzos sin romperse
- Es flexible por lo que se puede doblar sin romperse hasta cierto grado

Las estructuras metálicas son muy utilizadas en la industria puesto que son de gran utilidad a la hora de construir, y en la ingeniería, arquitectura se utiliza mucho esto por las razones ya expuestas (la Pobla, 2018).

### **1.4.3. Aceros estructurales**

Para soportar una carga pesada como es un vehículo se necesita un material con propiedades mecánicas de alta resistencia como lo es el acero. El acero es el material idóneo para aplicaciones de construcción debido a las propiedades mecánicas que presenta, se clasifican en aceros al carbono, aleados, tratados térmicamente e inoxidable. Los aceros estructurales pueden formar perfiles, planchas y barras tanto redondas como cuadradas, mientras que los materiales usados son: el acero al carbono; que aumentan su dureza, templabilidad y resistencia conforme aumenta el porcentaje de carbono, y aceros aleados; que tienen mayor dureza, menor ductilidad y de capa dura en la superficie(Norton, 2011).

El diseño de la plataforma giratoria se lo debe hacer por medio de un análisis de esfuerzos permisibles para luego poder seleccionar el tipo de vigas a utilizar, su dimensión en base a las cargas vivas y muertas que soporta, para todo esto se hará uso de la norma AISC-ASD y cabe recalcar que será un análisis elástico debido a que el análisis demanda que las estructuras no se deformen de manera permanente (Ahmsa, n.d.).

#### **1.4.4. Sistemas de transmisión de potencia**

Los sistemas de transmisión de potencia son mecanismos que otorgan movimiento el cual es transmitido de una fuente de potencia a otra, para cumplir con esto es necesario el uso de un sistema de poleas o juego de engranajes, mecanismos encargados de cumplir con los requerimientos necesarios de transmisión de potencia según sea la necesidad, incrementando o disminuyendo la velocidad o movimiento del cuerpo. Existen dos tipos de transmisión de potencia los cuales son el mecánico y el eléctrico. El sistema mecánico es el más utilizado en el ámbito de la ingeniería por lo que ese será el utilizado en este proyecto. Entre los muchos beneficios que ofrece un sistema de transmisión de potencia está el de ahorrar energía ya que se transmite solo la necesaria para el fin deseado, también ayuda a controlar además de la velocidad de giro, el sentido con el que girará el mecanismo que se desea accionar (AyJ Transmisiones, 2022).

Hay que considerar para el diseño de lo que corresponde al sistema de transmisión que se compone de piñones, engranes, entre otros elementos mecánicos necesarios, se debe seguir la normativa ANSI-AGMA 2101-D04 dónde se considera la resistencia necesaria que debe tener estos elementos para evitar el deterioro de sus dientes ya sea por picadura de dientes que se generan en el área de contacto (Echeverría et al., 2021).

**Tabla 1.2 Tipos de sistemas de transmisión de potencia mecánica [Norton, 2009]**

<b>Tipo</b>	<b>Descripción</b>	<b>Ventajas</b>	<b>Desventajas</b>
Correas	Transmisión por correa elástica de un eje a otro	Eficiencia entre el 75-95% Fácil uso Bajo costo Transmisión suave y silenciosa Buena resistencia Sin lubricación	Par de torsión relativamente baja deslizamiento relación de velocidad inexacta y variable mantenimiento frecuente para correcto funcionamiento
Cadenas	La rueda dentada encaja sobre una cadena con eslabones	Ajuste de fase Sin deslizamiento Alto par de torsión Resistente a altas temperaturas uso en distancia entre ejes grandes y pequeñas fácil instalación	Velocidad de salida no es constante Sacudimiento en eje impulsado Lubricación constante Mayor costo
Engranajes	Son cilindros rodantes con dientes que en contacto intercambian par de torsión por velocidad o viceversa	Sin deslizamiento Relación de velocidad alta y constante Altas cargas	Bajas velocidades A mayor velocidad mayor ruido y vibración Alto costo de fabricación No recomendable para gran distancia entre ejes
Ruedas de fricción	Un par o más ruedas transmiten el movimiento debido a la fuerza de fricción	Bajo costo Bajo ruido	Deslizamiento entre ruedas Desgaste gradual por polvo Montaje preciso

#### **1.4.5. Sistemas de alimentación de actuadores**

Los procesos mecanizados necesitan para su operación y control el uso de dispositivos mecánicos que convierten la energía en movimiento, conocidos como actuadores. Los actuadores permiten movimientos lineales, rotatorios u oscilatorios para operaciones como el levantamiento, sujeción, expulsión, entre otros (Michele, 2019). Los tipos de actuadores se identifican por la forma de energía empleada, y se detallan en la tabla 1.3

**Tabla 1.3 Tipos de sistemas de actuadores [Lift Table - Designing Buildings, 2020]**

Tipo	Descripción	Ventajas	Desventajas
Neumático	Uso de cilindro de aire presurizado y mecanismo de compresión	Tiempos de ciclo elevados Menor costo Simple	Potencia limitada Ciclo de vida corto Rendimiento dependiente de la temperatura
Hidráulico	El actuador lineal es accionado por fluidos hidráulicos presurizados. Por lo general, un tipo de aceite	Alta relación potencia-peso Diseño seguro y protegido Autónomos Eficientes Requiere energía únicamente durante la elevación	Riesgo de fugas Temperaturas fluctuantes del aceite Baja precisión Emisión de ruido
Eléctrico	Un motor eléctrico proporciona fuente de energía rotacional	Acción rápida Alta precisión No hay riesgo potencial de fuga	Baja fuerza y potencia Diseños complicados Costoso

#### 1.4.6. Sistemas de elevación de plataformas

En conjunto con los sistemas de alimentación de actuadores se debe incluir un mecanismo de elevación que permita levantar la carga y ajustarla a distintas alturas. A nivel industrial es común hacer combinaciones entre los sistemas de alimentación y mecanismos de elevación.

**Tabla 1.4 Mecanismos de elevación de plataformas [Industrial Quick Search, 2020]**

Tipo	Descripción	Ventajas	Desventajas
Tijera	Brazos en forma de tijera se abren o cierran para mover la carga	Buena estabilidad Capacidad de levantar cargas pesadas Altas elevaciones	Posible rebote
Tornillo	la estructura con brazos en forma de tijera es movida por un mecanismo de un tornillo contra una tuerca	Alta precisión Fácil programación	Tamaño de plataforma limitado Mayor desgaste Alto requerimiento de energía Capacidad de levantar cargas menores
piñón y cremallera	El engranaje impulsor conectado al motor proporciona impulso al engranaje del piñón conectado al dispositivo a elevar	Capacidad de levantar cargas extremadamente pesadas	Limitado por la estructura de soporte Robusto

# CAPÍTULO 2

## 2. METODOLOGÍA

El esquema de metodología de diseño mostrado en la figura 2.1 es un componente crítico del proceso de diseño, ya que muestra las etapas involucradas en el desarrollo del diseño. En esta sección de metodología, también se incluyen los aspectos clave y las consideraciones involucradas en cada fase.

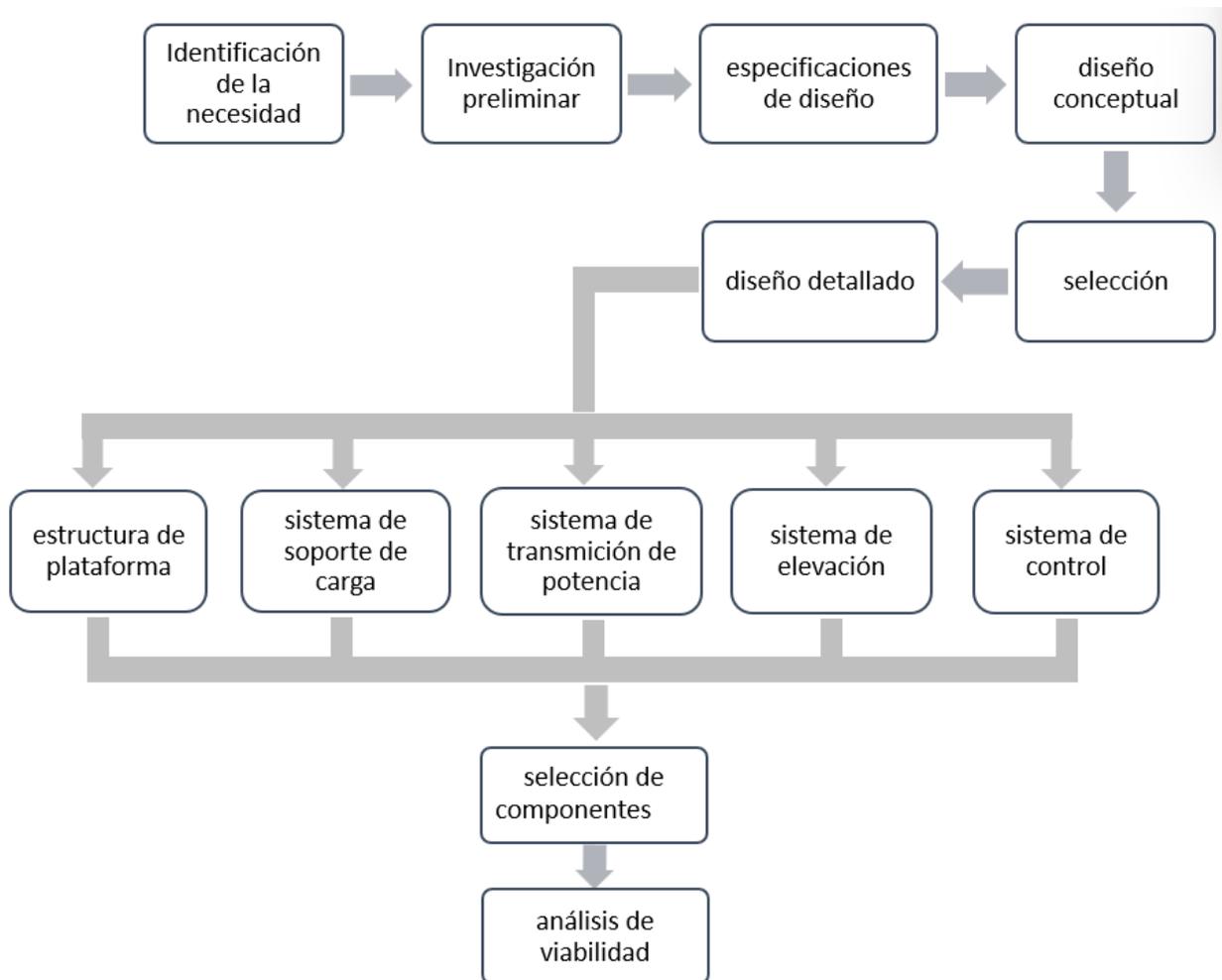
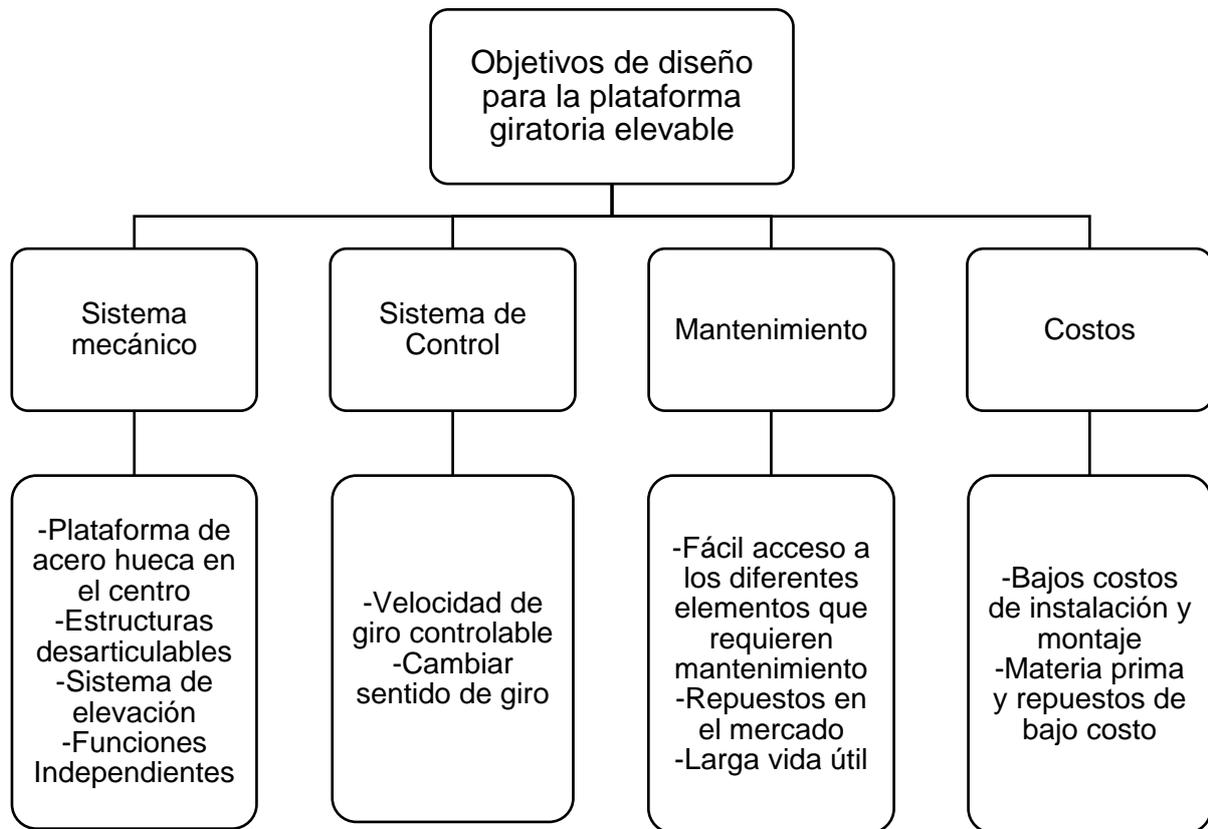


Figura 2.1 Esquema de metodología [Norton, 2011]

### 2.1 Esquema de objetivos de diseño

El esquema de objetivos de diseño incluye tanto objetivos funcionales como no funcionales; y así, garantiza que el resultado final se alinee con los resultados deseados de sistema mecánico, transmisión de potencia, mantenimiento y costos.



**Figura 2.2 Esquema de objetivos de diseño**

## **2.2 Diseño conceptual**

### **2.2.1 Cargas**

Es importante asegurarse de que la plataforma giratoria pueda soportar de forma segura la carga prevista para evitar accidentes y garantizar la seguridad del automóvil. En la tabla 1.1 se observa que el mayor peso de los vehículos más vendidos es de 1950 kg, a esta carga viva se le incrementó un factor de seguridad de 1.2, las cargas muertas consideradas son el peso de la plataforma seccionada en 8 partes al igual que las planchas de acero corrugado.

### **2.2.2 Carga viva**

El peso sobre la plataforma es variable debido a la diversidad de automóviles en el mercado. Por otra parte, sobre la mesa elevadora reposa el conjunto del vehículo más la plataforma y planchas como se detalla en la ecuación 2.1, mientras que el peso

$$\text{Carga total: } W_v + W_{ps} + W_p \quad (2.1)$$

**Tabla 2.1 Cargas vivas sobre la plataforma y la mesa elevadora.**

Descripción	Carga (kg)
Sobre la Plataforma	2503 kg
Sobre la Mesa elevadora	3000 kg

### 2.2.3 Carga muerta

La carga muerta para la plataforma se refiere al peso de la estructura de acuerdo con el material y las dimensiones de los perfiles de acero estructural, lo mismo sucede con la carga muerta del elevador, que es propia del material y forma de los brazos y otras partes.

La plataforma superior sobre la que reposa el vehículo es de 254 kg y es igual a la plataforma sobre la que se colocan las rieles, mientras que las planchas de acero corrugado tienen una masa de 31.12 kg cada una.

**Tabla 2.2 Cargas muertas de la plataforma y la mesa elevadora.**

Elemento	Peso (kg)
Peso de la plataforma	757 kg
Mesa elevadora	Cálculo en Inventor

### 2.2.4 Restricciones

La información recopilada de AEADE, 2021 permitió definir varias especificaciones de diseño que se muestran en la tabla 2.3.

**Tabla 2.3 Restricciones de diseño.**

Restricción	Detalle
Diámetro exterior	4.5 m
Diámetro interior	0.7 m
Carga viva máxima	2100 Kg
Altura de elevación	1.5 m
Ángulo de giro	360 °
Tiempo de giro	30 a 60 segundos
Sentido de giro	Horario y antihorario

### 2.2.5 Criterios de selección

**Fácil montaje:** el mecanismo y estructura deben realizar las funciones de rotación y elevación tanto en conjunto como por separado, de igual manera la maquinaria y herramientas requeridas son de fácil manejo y traslado.

**Resistente:** el material y acoplamientos tendrán que soportar la carga viva; que se refiere únicamente al peso del vehículo, y el peso de los elementos, es decir, las cargas muertas.

**Bajo ruido:** a pesar de la velocidad y elevación variable el mecanismo no deberá exceder los 50 dB para que no genere molestias a los espectadores alrededor y trabajadores de la concesionaria.

Según institutos audiológicos internacionales, el nivel de ruido que se considera de regular a bajo, son entre 30 dB a 50 dB, ya que no representa incomodidad o un peligro para la salud, dichos niveles de ruido pueden ser asemejados a una conversación normal, una nevera en buen estado, entre otros. (Rodríguez, 2019).

**Bajo costo:** el costo de los componentes del sistema mecánico y de accionamiento, así como la mano de obra tienen que ser bajos para competir con los modelos existentes en el mercado. Actualmente los modelos que se presentan en el mercado tienen un valor que va desde los \$13000 hasta los \$32000 (Focus Technology Co, 2022), precio que ya incluye materiales, instalación y demás, estos precios varían de acuerdo con el tipo de plataforma, la carga que puedan soportar, y en el material utilizado.

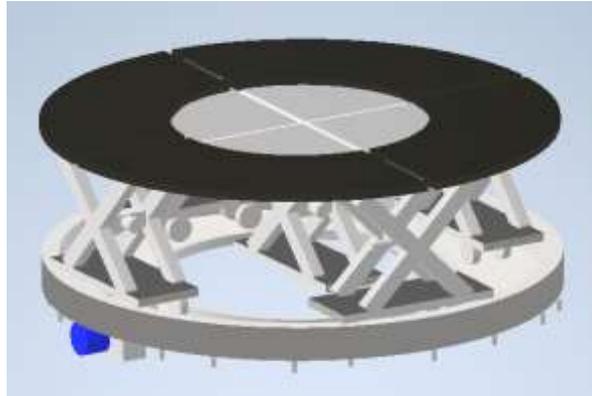
**Fácil mantenimiento:** los componentes de los sistemas tienen que presentar mantenimientos sencillos, es decir, contar con las herramientas adecuadas, un pronto acceso y la disponibilidad de las piezas.

### **1.2.1. Alternativas propuestas**

#### **Alternativa 1**

El mecanismo de elevación consiste en el tornillo con fuente de alimentación hidráulica; que emite un nivel de ruido elevado debido a la cantidad de equipos, su costo y en especial su tamaño dificultan la maniobrabilidad. La estructura total reposa sobre apoyos colocados por el diámetro exterior lo cual dificulta el montaje. Sobre el riel se deslizan las ruedas de los 4 equipos de elevación además de la mesa de elevación colocado en el centro, es decir, un total de 5 plataformas de elevación; con precios desde \$ 2000 hasta \$ 5000 (AliExpress, 2022). Por otra parte, la rueda de fricción para el mecanismo de transmisión de potencia está conectada a un motor y colocada en la parte inferior de la estructura, es decir, incrementa la altura total de la

plataforma y esto es indeseado, ya que el vehículo debe subir de la manera más suave posible.

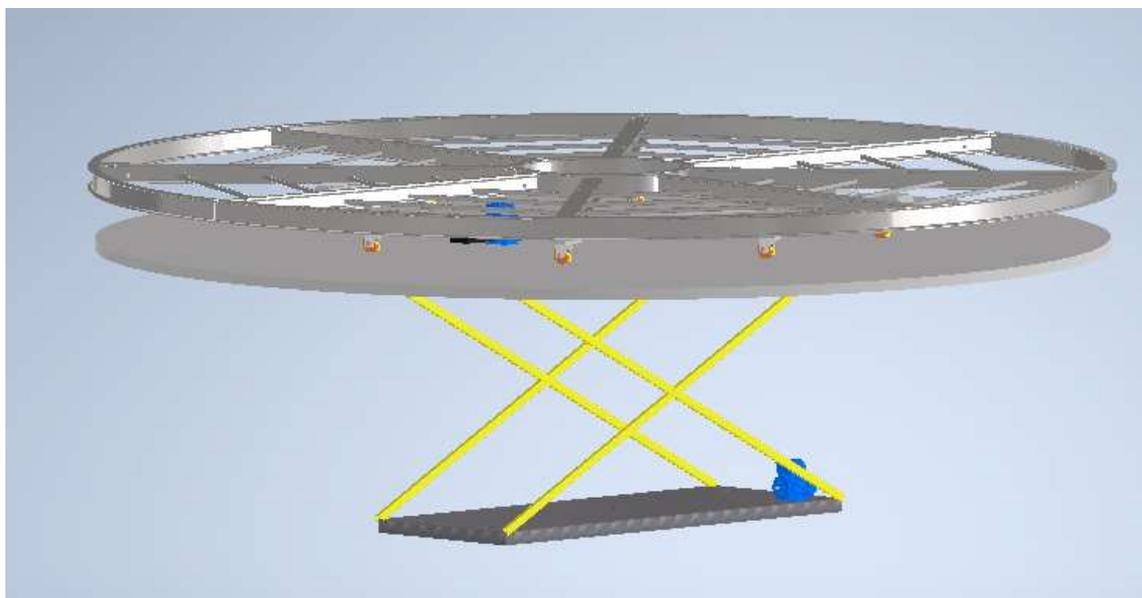


**Figura 2.3 Diseño de forma de alternativa 1**

### **Alternativa 2**

Única mesa elevadora hidráulica eléctrica con 2 pares de tijeras que sirven como apoyos para asegurar la estabilidad de la plataforma, la cual estará fijo a la plataforma inferior por medio del uso de pernos para que el momento que no se requiera el sistema de elevación dicha mesa pueda ser retirada. La mesa elevadora cuenta con 2 cilindros hidráulicos colocados en una de las tijeras y accionados por motor eléctrico y una bomba hidráulica. El sistema de transmisión de potencia mecánica mediante el uso de un motor eléctrico de ciertas características, reductor de velocidad, bandas de transmisión, piñón motriz que es el que está a la salida del reductor, piñón conducido que es el que va a darle movimiento a la plataforma, se eligió este sistema debido al bajo costo comparado con otros sistemas, seguridad y sobre todo porque cumple con los requerimientos de movimiento de la plataforma. La doble fila de rieles son perfiles de tipo C para guiar el trayecto de las ruedas, estos rieles reposan sobre la estructura de acero de la plataforma, al poner estas ruedas a más de servir de apoyo, ayudan a que la inercia de la plataforma sea más fácil de alcanzar por lo que se requerirá menos potencia en la elección de los elementos motrices, que supone un ahorro para la construcción de este prototipo. La plataforma está subdividida en 8 partes lo cual hace de más fácil traslado que las otras opciones propuestas para el momento de hacer un traslado o un mantenimiento general, estas son hechas de acero ASTM 36 debido a sus propiedades, costo y disponibilidad en

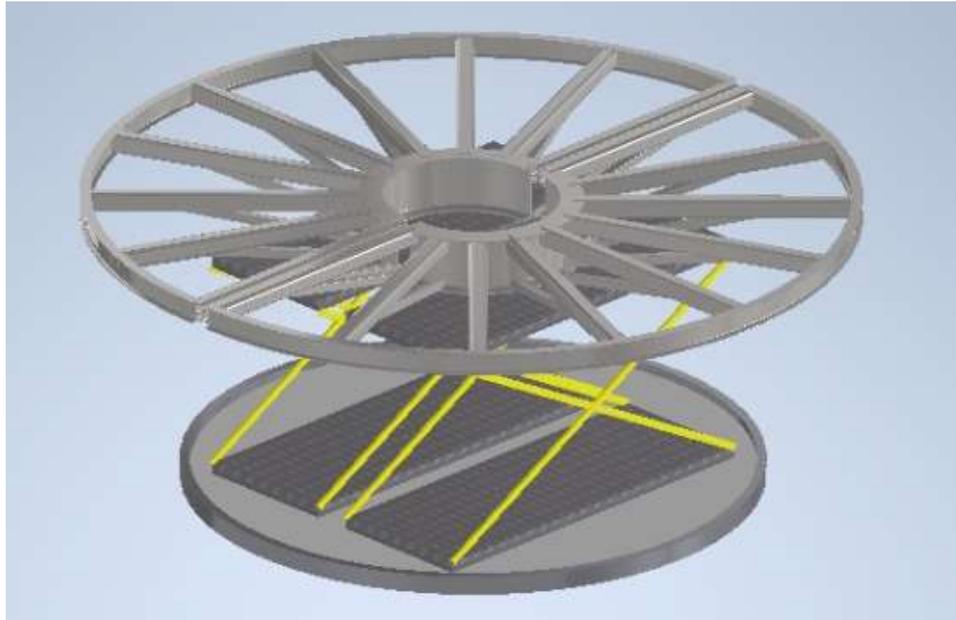
el mercado ecuatoriano, las uniones son con juntas empernadas lo que facilita el montaje y desmontaje del sistema.



**Figura 2.4 Diseño de forma alternativa 2**

### **Alternativa 3**

Dos mesas elevadoras dan el movimiento vertical a la plataforma, las cuales también girarán a la par de las plataformas. La estructura está seccionada en dos partes de media circunferencia, con movimientos independientes ya que cada elevador trabaja con su propio motor eléctrico. Las mesas elevadoras giran sobre un riel en la parte inferior, sobre el cual también gira la plataforma una vez que la mesa elevadora se retira debido a que tiene ruedas en la parte inferior, lo cual lo hace un conjunto que requiere bastante potencia que le permita realizar estos movimientos. El sistema de transmisión de potencia para el giro es de un engrane en la circunferencia externa de la plataforma, es decir, un engrane de alrededor de 4.5 m de diámetro.



**Figura 2.5 Diseño de forma alternativa 3**

### 2.2.6 Selección de alternativa de solución

Una vez definidos los criterios de selección se procedió a evaluarlos mediante una comparación de pares de la Tabla 2.4 y posteriormente evaluar las alternativas mediante una matriz de decisión, los resultados se muestran en la Tabla 2.5.

Para cada comparación se asigna la siguiente puntuación:

0: no hay diferencia

1: superior

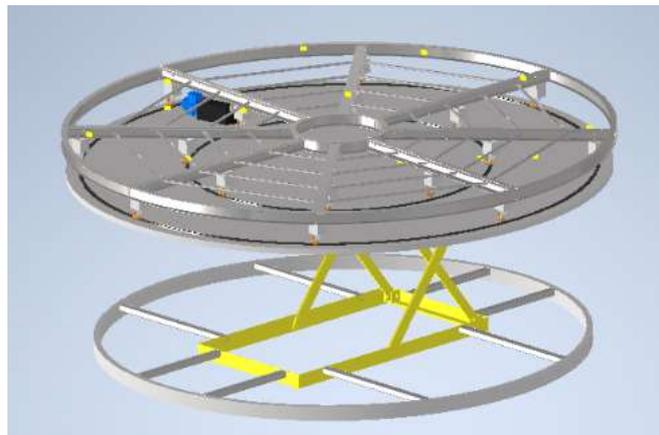
**Tabla 2.4 comparación por pares de criterios de selección.**

	Fácil montaje (A)	Resistente (B)	Bajo ruido (C)	Bajo costo (D)	Mantenimiento (E)	Total
Fácil montaje (A)		A,1	A,1	0	0	A: 25%
Resistente (B)			C,1	B,1	E,1	B: 12,5%
Bajo ruido (C)				D,1	E,1	C:12,5%
Bajo Costo (D)					D,1	D:25%
Bajo mantenimiento (E)						E:25%

Una vez definida la ponderación de cada objetivo, se procedió a evaluar las alternativas mediante la ponderación de cada objetivo, se observa que los objetivos de mayor relevancia son el fácil montaje, bajo costo y fácil movimiento. La alternativa 2 resultó superior en comparación con las otras alternativas.

**Tabla 2.5 matriz de decisión.**

Objetivos	Ponderación de objetivos %	Alternativa 1		Alternativa 2		Alternativa 3	
Fácil montaje	25	4	1,0	10	2,5	7	1,7
Resistente	12,5	6	0,7	8	1,0	6	0,7
Bajo ruido	12,5	8	1,0	6	0,7	7	0,9
Bajo Costo	25	4	1,0	8	2,0	6	1,5
Fácil mantenimiento	25	6	1,5	9	2,2	7	1,7
Total	100	5,2		8,4		6,5	



**Figura 2.6 Diseño de forma de alternativa 2 (Alternativa ganadora)**

## 2.3 Diseño detallado

### 2.3.1 Sistema de soporte de peso

El peso de la plataforma es soportado mediante ruedas industriales en 2 regiones de la plataforma. Cada región tiene una carga distinta que se determina mediante la ec. 2.2; que está en función de los diámetros internos y externos, y la carga distribuida. Según el número de ruedas que se colocó la carga de cada rueda también es distinta según la región de acuerdo con la ecuación 2.3.

$$W_r = \pi(d_o^2 - d_i^2)U \quad (2.2)$$

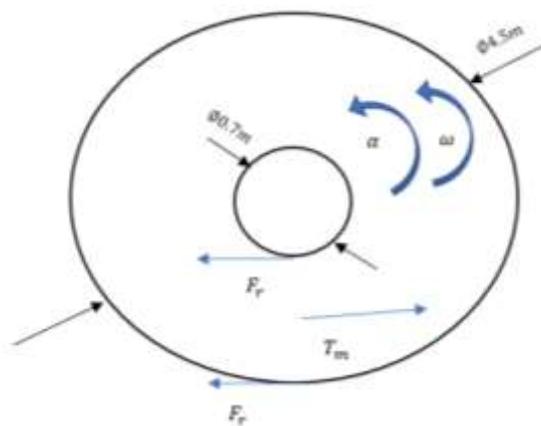
$$W_{cr} = \frac{W_r}{\#ruedas \text{ de la región}} \quad (2.3)$$

### 2.3.2 Mecanismo de giro

La plataforma y el peso sobre ella giran por el impulso proporcionado por un motor eléctrico, este motor proporciona una determina velocidad de rotación, potencia y torque. Muchas veces estos motores ofrecen velocidades muy elevadas que no son deseables en ciertos sistemas como este, por lo que estas velocidades son reguladas por la caja reductora que se selecciona según los requerimientos de diseño, los piñones tanto el motriz como el conducido que giran mediante sistemas de transmisión que utiliza engranes, correas, ejes, entre otros mecanismos, se los debe dimensionar a todos estos accesorios adecuadamente para que puedan reducir la velocidad a la que necesitamos. Por lo tanto, es necesario conocer la potencia requerida en el sistema, para poder seleccionar adecuadamente el motor que tenga igual o mayor potencia, velocidad de salida, torque, de manera que también podamos dimensionar los demás componentes mecánicos que nos darán los parámetros deseados.

### 2.3.3 Potencia requerida

El diagrama de cuerpo libre de la plataforma permitió conocer las fuerzas que actúan sobre la misma y, por ende, el torque que a su vez influye en la potencia requerida del motor.



**Figura 2.7 Diagrama de cuerpo libre plataforma giratoria**

Como se observa en la figura 2.7 las fuerzas que actúan sobre la plataforma son la fuerza de resistencia a la rodadura y la inercia  $I$  propia del cuerpo de la plataforma como se define en la ec. 2.4, es decir, estaría actuando tanto el momento de

rodadura como el momento por la inercia de acuerdo con la ecuación 2.5, que al ser reescriba para definir el torque  $T_m$  se obtiene la ecuación 2.6.

$$\sum M = I \alpha \quad (2.4)$$

$$T_m - \sum M_{rodadura} = I \alpha \quad (2.5)$$

$$T_m = \sum M_{rodadura} + I \alpha \quad (2.6)$$

Dónde " $\alpha$ " se refiere a la aceleración angular del sistema.

La resistencia al giro y la resistencia a la rodadura son las fuerzas que deben ser superadas, es decir, la potencia debe ser superior para darle el giro a la plataforma.

Considerando un tiempo de giro de 30 segundos la velocidad angular " $w$ " equivalente es de 0.21 rad/s y la aceleración angular " $\alpha$ " se expresa por la ecuación 2.7:

$$\alpha = \frac{\omega}{t} \quad (2.7)$$

Asumiendo a la plataforma como un cilindro hueco la expresión de inercia rotacional " $I$ " viene dada como la ecuación 2.8:

$$I = \frac{1}{2} Cargatotal (d_i^2 + d_o^2) \quad (2.8)$$

Dónde:

$d_i$ = diámetro interno de la plataforma

$d_o$ = diámetro externo de la plataforma

Se seccionó a la plataforma en 2 regiones, en cada región hay un número distinto de ruedas, y el peso que soportan las ruedas de cada región también es distintos; en consecuencia, el momento a la rodadura involucra ambas regiones.

La resistencia a la rodadura  $F$  está en función del factor de fricción de rodadura  $f$  que depende del material de las ruedas, el peso  $W$  que soportan y el radio  $R$  de la rueda.

$$F = f \frac{W}{R} \quad (2.9)$$

$$\sum M_{rodadura} = \frac{f}{R} (\#Ruedas\ región\ a * W_{cra} * d_i + \#Ruedas\ región\ b * W_{crb} * d_o) \quad (2.10)$$

La potencia del motor  $P_m$  se define mediante la ecuación 2.11:

$$P_m = T_m * \omega \quad (2.11)$$

### 2.3.4 Sistema de transmisión de potencia mecánica

#### La caja reductora

Forma parte del sistema de transmisión y está compuesta por una serie de componentes mecánicos que permiten reducir la velocidad del motor y aumentar el par transmitido. Estos elementos mecánicos deben ser cuidadosamente seleccionados y lo conforman normalmente engranajes, poleas, piñones, etc.

Para la selección de la caja reductora se deben tener en cuenta la potencia del motor seleccionado ya que la potencia de la caja reductora debe ser igual o mayor que esta, puesto que si se elige una caja de menor potencia podría ocurrir daños internos en la caja y a su vez no se transmitiría el torque requerido. La relación de transmisión también es otro aspecto para tener en cuenta en la selección de la caja, ya que especifica la velocidad y el torque de salida de la caja reductora a dependiendo del motor. Otras características es que están hechos de hierro fundido unidos con bridas al motor eléctrico, manejan potencias que van desde el ¼HP hasta 15HP, el torque máximo es de 1932 Nm, además manejan un factor de reducción de hasta 1:100 (Motorreductores En Ecuador: Lineales, Pendulares, Angulares. | SERINTU, n.d.).

Criterios de selección:

- Caja reductora escogida fue del tipo tornillo sin fin y corona, ya que las especificaciones que ofrece son las que más se ajustan a las necesidades de diseño. Cuenta con la salida del eje de forma ortogonal (90° perpendicular al eje del motor) y debido a las condiciones del diseño fue ideal por el espacio y la manera de colocar el motor.
- Potencia de motor eléctrico: 1,5 HP
- Velocidad de entrada 1750 a 1800 RPM
- Velocidad de salida de la caja reductora es 18 RPM
- Montaje horizontal
- Se aplicará para giro de plataforma
- La carga será moderada y variable
- 12 horas de aplicación
- Trabaja a temperatura ambiente

- Ambiente natural
- A la salida del reductor se encontrará una polea dentada

Una vez definida la potencia mínima del motor eléctrico para producir el giro y se seleccionó a la caja reductora adecuada, se procede a seleccionar piñones, correas como mecanismo de transmisión de potencia, y así poder reducir la velocidad de rotación de 18 rpm a 2 rpm.

### 2.3.5 Cálculo y dimensionamiento de engranajes y correa

Existen varios tipos de correas cada una con ventajas y desventajas, y principalmente 2 tipos de disposición de diámetros de polea, una opción son poleas de igual diámetro y poleas de distinto diámetro; lisas y dentadas. Se optó por poleas dentadas de distintos diámetros y correas reguladoras con el principal objetivo de evitar el deslizamiento, y garantizan una relación de transmisión constante. Por otro lado, colocar poleas dentadas permiten una mayor adaptabilidad a la polea de diámetro pequeño.

El cálculo del engranaje y piñón se lo hizo en base a la norma ANSI/AGMA 2101-D04 que precisamente engloba lo que es el cálculo del engrane con un factor de seguridad frente a los diferentes fallos que pueden ocurrir ya sea en los dientes o en la base de estos (Manuel et al., 2015).

La relación de transmisión “i” para la opción de poleas dentadas se define por la razón entre las velocidades de rotación del piñón motriz “N” y engrane conducido “n” tal y como lo muestra la siguiente ecuación:

$$i = \frac{N}{n} \quad (2.12)$$

Una transmisión simple que supone 2 poleas unidas por una correa cumple la siguiente igualdad:

$$D1 * N1 = D2 * N2 \quad (2.13)$$

La longitud de la correa que hace contacto con el piñón y engrane se relaciona con el diámetro de estos y la longitud C entre sus centros:

$$L = 2C + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4C} \quad (2.14)$$

### 2.3.5.1 Selección correas dentadas

El cálculo de las correas dentadas, se deben tener en cuenta una serie de procedimientos a seguir, y tener en cuenta variables como la potencia a transmitir, el ancho de la correa, el paso, por lo que es necesario tener claro las variables que intervienen en esta selección.

$$\pi \cdot dp1 = P \cdot Z1 \quad (2.15)$$

$$dp1 = \frac{(P \cdot Z1)}{\pi} \quad (2.16)$$

Cálculo de potencia efectiva:

$$P = Kw \cdot (Fs + f + d) \quad (2.17)$$

Como se puede observar la potencia efectiva está en función de la potencia a transmitir y se define por el factor de servicio, y horas de trabajo diario.

Se desea evitar desgaste prematuro de las bandas por lo que se considerará que los ejes del engranaje y del piñón que transmitan dicho movimiento sean paralelos entre sí, las normas para el tensado, dimensionamiento de estos elementos mecánicos y en general para seleccionar la correa dentada ideal para nuestros requerimientos fueron calculados en base a la Norma British Standard 3790 (Dunlop, n.d.).

### 2.3.5.2 Diseño de eje

El contacto entre dientes produce un esfuerzo que puede descomponerse en componentes radial  $F_n$  y tangencial  $F_t$ .

A partir del radio de circunferencia "r" primitiva se obtiene la relación para la fuerza tangencial que se expresa en la ecuación 2.18:

$$F_t = \frac{T}{r} \quad (2.18)$$

$$P = T * \omega \quad (2.19)$$

Por otra parte, la fuerza normal o radial se relaciona con la fuerza tangencial mediante;

$$F_n = F_t \tan(\alpha) \quad (2.20)$$

Las dos componentes producen fuerzas y momentos sobre los ejes, por lo que restaría encontrar las reacciones sobre el eje por un análisis estático los cuales son representados por las siguientes 2 ecuaciones:

$$\sum F = 0 \quad (2.21)$$

$$\sum M = 0 \quad (2.22)$$

Una vez determinadas las fuerzas y reacciones sobre el eje se realiza el diagrama de fuerza cortante y momento flector.

### 2.3.5.3 Dimensionamiento de ejes

El diseño de ejes para los trenes de engranaje según (Norton, 2011) se realiza mediante diseño a la fatiga con el fin de que no sucedan fisuras en el material dúctil que puedan elevar los esfuerzos y cause ruptura del eje, es decir, se incluyen parámetros como el factor de seguridad  $n_d$ , factor de concentración de tensiones  $K_b$ , momento de flexión máximo  $M_b$ , torsión máxima  $M_t$ , fuerza de resistencia real  $S_e$  y el límite elástico  $S_y$ . Las fisuras ocurren por concentradores de esfuerzos como lo son los chaveteros. Además, sobre el eje solo se presentan cargas radiales dinámicas variables de flexión y torsión, que dan como opción el caso de fatiga multiaxial con el supuesto de diseño de flexión totalmente inversa y torsión casi constante del método ASME. El material del eje es acero estructural en forma de barras redondas AISI 4340; que es un aleado de cromo níquel molibdeno, debido a su disponibilidad en el mercado y sus propiedades mecánicas de alta tenacidad, resistencia a la tracción y torsión (Europer, n.d.).

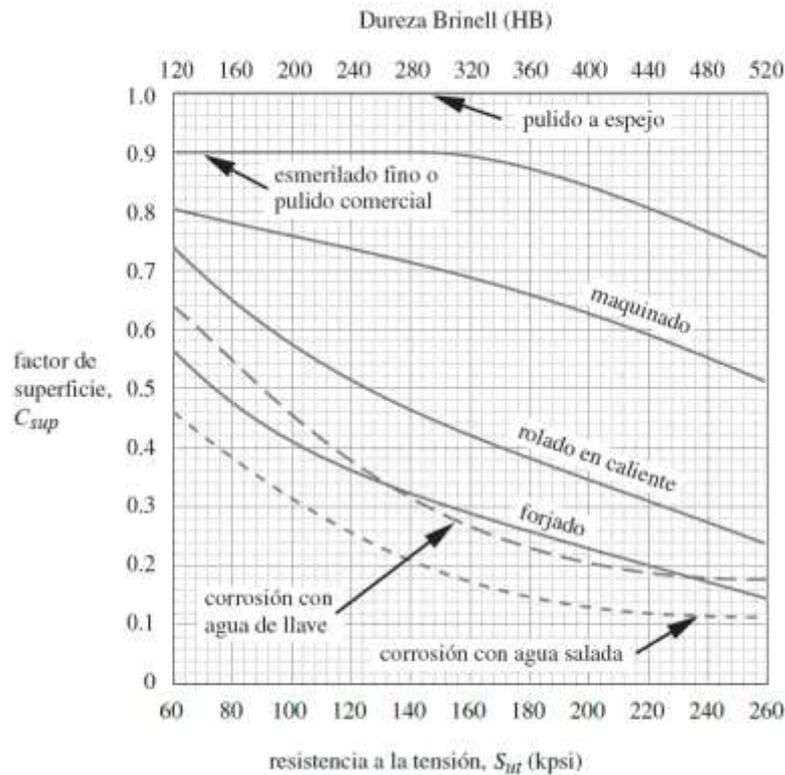
$$d = \left[ \left( \frac{32 n_d}{\pi} \right) \sqrt{ \left( \frac{K_b M_b}{S_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{M_t}{S_y} \right)^2 } \right]^{1/3} \quad (2.23)$$

### 2.3.5.4 Límite de resistencia a la fatiga

Joseph Marin se dio el trabajo de identificar factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga e implican aspectos del material, la manufactura, el entorno y el diseño

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e S'_e \quad (2.24)$$

Para el factor de superficie se considera que un eje se fabrica a maquinado por lo que se sigue dicha curva en la figura 2.8



**Figura 2.8 Factores de superficie para varios acabados en acero [R. C. Juvinall]**

Shigley y Mitchel presentan expresiones conservadoras para el factor de tamaño de piezas cilíndricas que están en función del diámetro equivalente, en específico sugieren un valor de 1 en el factor de tamaño para diámetros menores a 8 mm, y para temperaturas menores a 450°C el factor de temperatura es 1. El factor de carga se selecciona considerando casos de carga en flexión, torsión, o axial, debido a que se trata de flexión el factor es uno. La confiabilidad como último factor varía dependiendo del porcentaje de confiabilidad que se desea, para este caso se considera 90% de confiabilidad lo que resulta en un factor de 0.897.

Por último, el límite a la fatiga de la viga rotatoria se determina con una resistencia última a la tensión menor a 200 Kpsi, de la siguiente manera:

$$S'_e = 0.5S_{ut} \quad (2.25)$$

### 2.3.6 Mesa elevadora

#### 2.3.6.1 Selección de material

Como se observa en el diagrama de la Figura 2.9, el peso colocado sobre la mesa elevadora se distribuye principalmente en los brazos y, por ende, está sujeta una

fuerza normal y cortante generando así flexión, por lo que el material de dichos brazos debe tener alta resistencia, rigidez y dureza acero 572 grado 50.

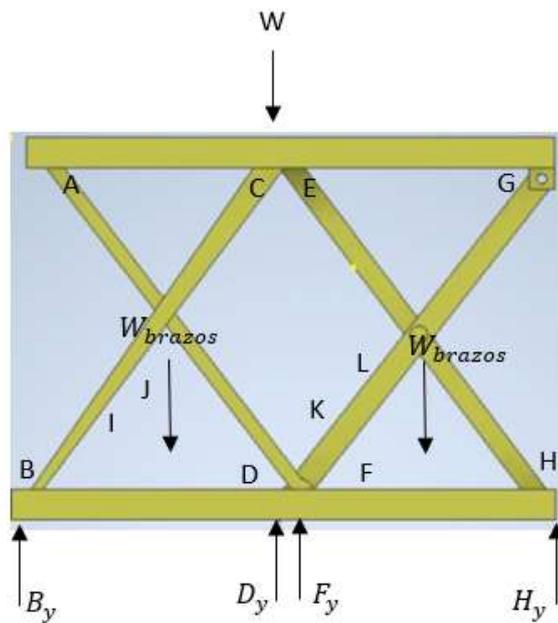
Por otra parte, el diseño cuenta con dos cilindros funcionando como una barra con extremos articulados. Cuando comienza el funcionamiento se somete a una fuerza de compresión que conlleva a cargas de flexión y pandeo, a estas cargas se suma la presión interna en los cilindros provocada por el fluido, por lo que el material para fabricar debe tener alta resistencia, ductilidad y dureza. De manera similar ocurre con el material de las placas superior e inferior que requieren alta resistencia, rigidez y dureza, en consecuencia, el acero 572 sigue siendo apropiado para la aplicación y características.

### **2.3.6.2 Parte mecánica**

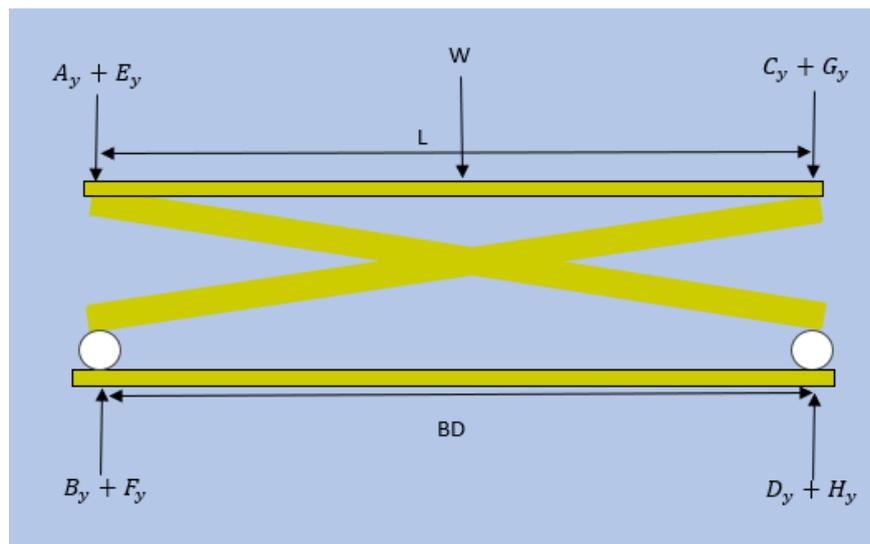
#### **Fuerzas aplicadas y apoyos**

La mesa elevadora realiza movimientos a una velocidad baja por lo que puede ser considerada como un mecanismo estático, de tal manera que las fuerzas y reacciones son determinadas mediante el análisis en las posiciones inicial; que es la posición más baja, y la posición final; cuando alcanza su máxima altura. Los puntos A, B, C y F son apoyos libres en x, los apoyos C, D, G y H son apoyos con pasadores y los puntos I, J, K y L hacen referencia a los cilindros.

El peso ( $W$ ) que soporta la plataforma corresponde a toda la estructura en la parte superior además del peso del vehículo como se muestra en la figura 2.9 y 2.10.



**Figura 2.9 Diagrama de cuerpo libre de mesa elevadora completamente extendida**



**Figura 2.10 Diagrama de cuerpo libre de mesa elevadora en retracción**

El diagrama de cuerpo libre permitió conocer el valor de fuerza en cada uno de los apoyos mediante las siguientes expresiones:

$$\sum F = 0 \quad (2.26)$$

$$\sum M = 0 \quad (2.27)$$

La elección del motor se realizó en base al trabajo realizado por elevador para levantar la carga a una altura de 1.5 m durante un tiempo específico mediante la siguiente ecuación:

$$P_m = \frac{W*d}{t} \quad (2.28)$$

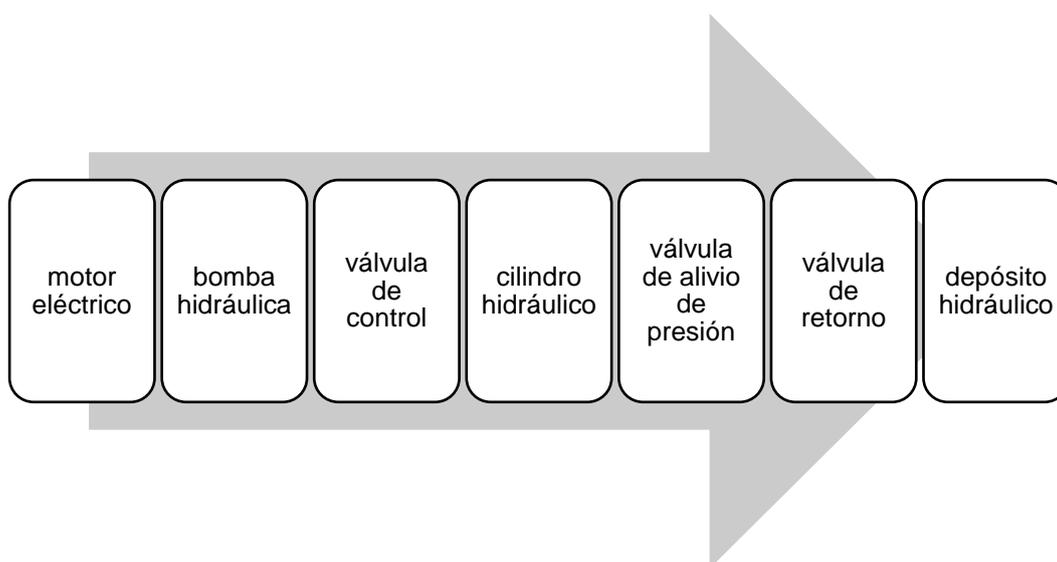
Una vez seleccionado el motor eléctrico, se procedió a seleccionar una bomba hidráulica de acuerdo con el caudal Q y presión P; que están en función del diámetro interno, longitud de carrera del cilindro hidráulico y de los ciclos por minutos; que es de 40 segundos por minuto (el tiempo de subida+ el tiempo de bajada), como se muestran en las ecuaciones 2.29 y 2.30.

$$Q = A_c * L_c * cpm \quad (2.29)$$

$$P = \frac{F}{A_c} \quad (2.30)$$

### 2.3.6.3 Circuito hidráulico

La elevación de la plataforma se genera por la extensión de los cilindros hidráulicos, mientras que la retracción provoca el descenso, por lo que las partes y secuencia del sistema hidráulico se ilustran en la figura 2.11.



**Figura 2.11 Diagrama de circuito hidráulico**

El estándar (EN-ISO 3691-1:2015 Carretillas Industriales - Requisitos de Seguridad y Verificación —Parte 1: Carretillas Industriales Autopropulsadas, Distintas de Las Carretillas Sin Conductor, Las Carretillas de Alcance Variable y Las Carretillas de Carga, 2015) en la sección 4.6.3 da los lineamientos sobre sistemas hidráulicos de elevación e inclinación incluyendo la importancia de considerar los límites de velocidad de descenso y de carrera. La norma dice que para limitar la velocidad de descenso se incorporará un dispositivo (válvula de control) en el circuito de elevación que, en caso de fallo del circuito hidráulico restrinja la velocidad de descenso del

mecanismo de elevación con su carga nominal a 0,6 m. /s máximo. El dispositivo se instalará directamente en los cilindros de elevación. El límite de carrera se describe en el sistema de control.

### 2.3.7 Sistema de control

Resulta importante un sistema de control para garantizar la seguridad, la precisión, la automatización y el mantenimiento de la plataforma giratoria. Además, supervisa el movimiento y la posición, controla la velocidad y la posición de rotación. En general, el sistema de control juega un papel crucial para garantizar el funcionamiento seguro, eficiente y fiable de la plataforma giratoria del automóvil.

El sistema de control de la plataforma se esquematiza en la figura 2.12 cuyos componentes brindan el cambio en la velocidad de rotación y el sentido de giro horario y antihorario, mientras que otros componentes le dan protección y funcionalidad a la plataforma.



**Figura 2.12 Diagrama de elementos del sistema de control de la plataforma giratoria**

La figura 2.13 muestra el sistema de control del elevador de tijera hidráulico que controla el movimiento del elevador y monitorea su estado. Recibe información del panel de control y los sensores, y la utiliza para controlar el motor, la bomba y las válvulas del circuito hidráulico, lo que resulta en el movimiento del ascensor hacia arriba y hacia abajo, al mismo tiempo que garantiza la seguridad y la fiabilidad. La

norma EN ISO 3691-1 indica que el conjunto de elevación debe estar equipado con un medio positivo para evitar el exceso de recorrido, es decir, un interruptor límite de carrera.



**Figura 2.13 Diagrama de elementos del sistema de control del elevador de tijera hidráulico**

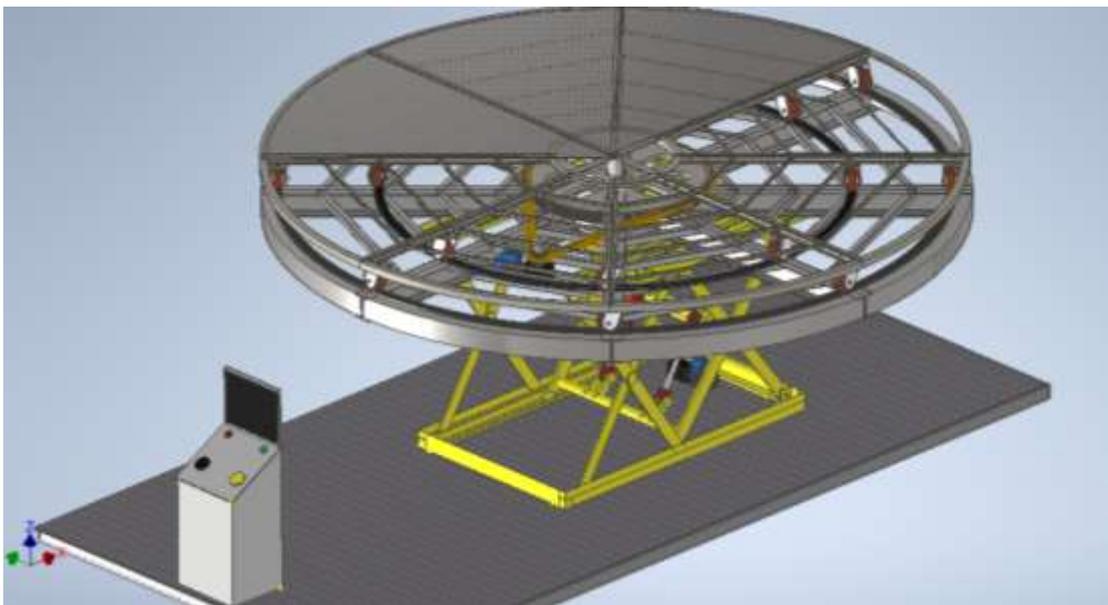
# CAPÍTULO 3

## 3. RESULTADOS Y ANÁLISIS

### 3.1 Diseño final del sistema de plataforma giratoria con elevador hidráulico

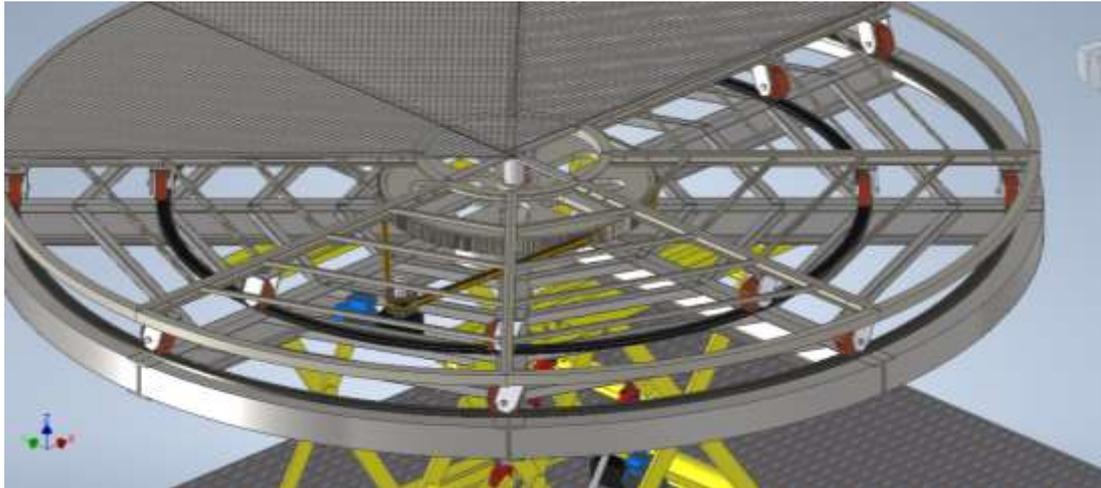
Se realizó un análisis de esfuerzos para determinar los perfiles adecuados para la plataforma. El análisis reveló el cortante y momentos máximos para cada una de las ocho secciones de la plataforma. Estos tramos fueron evaluados como carga distribuida, y los perfiles y dimensiones recomendadas para cada tramo se detallan en la sección de anexos.

La Figura 3.1 muestra una vista isométrica de la plataforma donde se puede observar de manera general las dos plataformas, el sistema de elevación, el sistema de control.

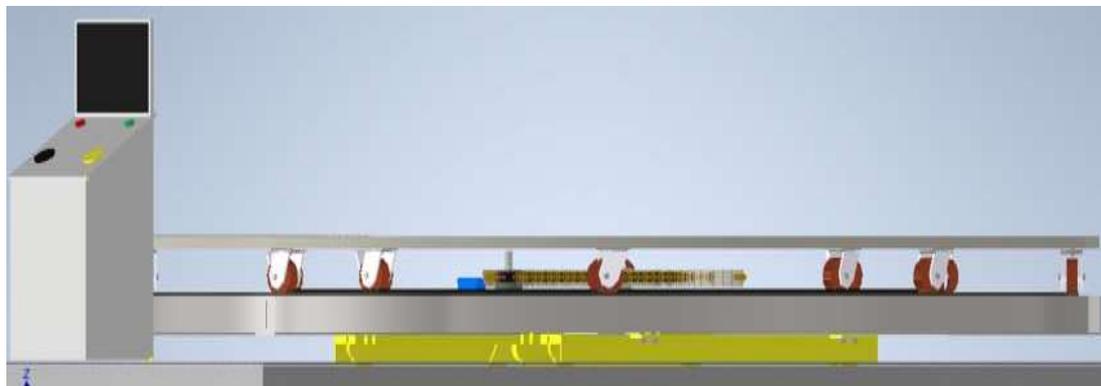


**Figura 3.1 Vista isométrica de la plataforma giratoria sobre el elevador y a un costado el panel de control**

La Figura 3.2 muestra más de cerca el sistema que le da el movimiento a la plataforma, dónde se pueden observar los dos piñones con su correa dentada, el motor y su reductor, los ejes que le dan movimiento y el sistema de ruedas que le ayudan a facilitar el movimiento.

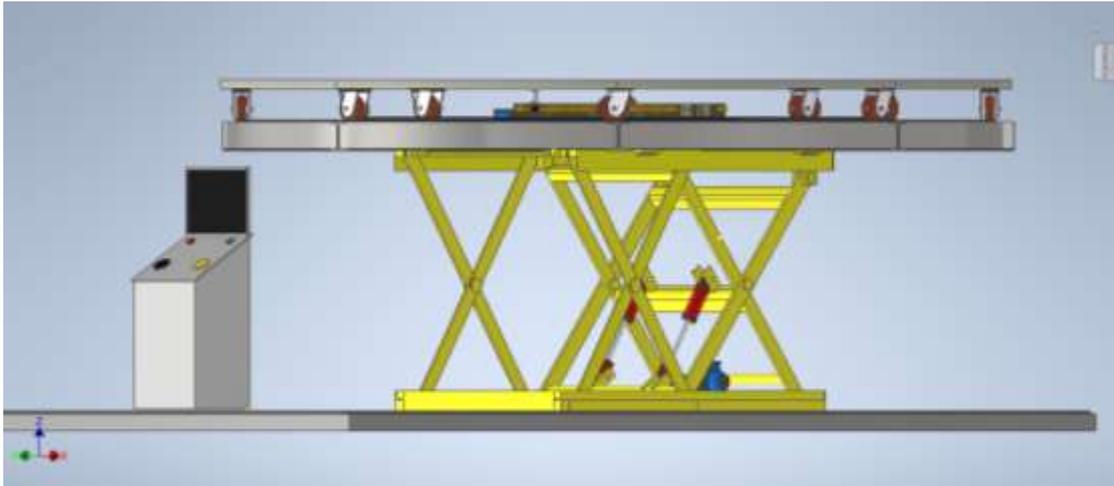


**Figura 3.2 Vista cercana del sistema de soporte de peso de la plataforma**



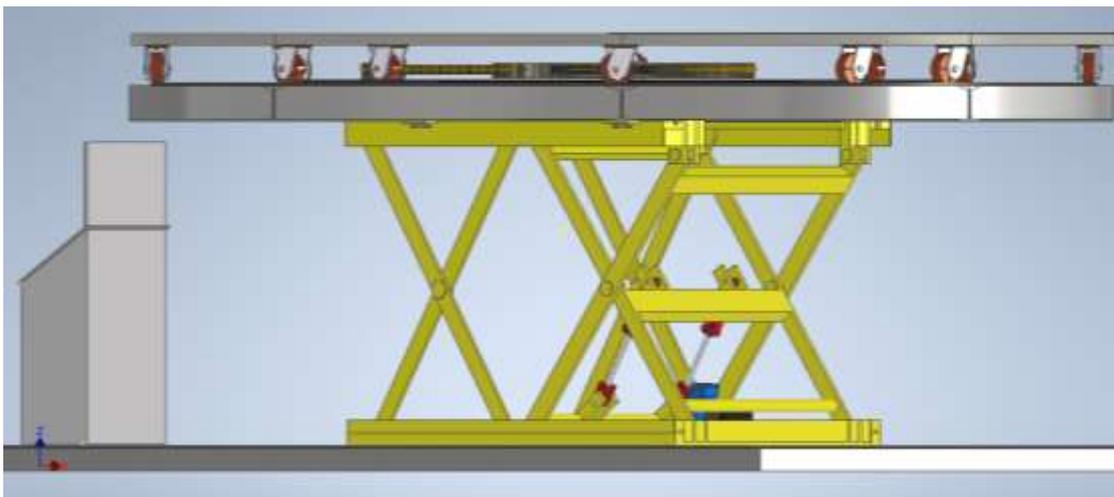
**Figura 3.3 Vista de mesa elevadora retraída en su totalidad**

En esta vista lateral proyectada en la Figura 3.4 se puede apreciar el sistema de elevación que cuenta con dos pistones hidráulicos que en conjunto con el motor y la bomba darán el accionamiento requerido para que el sistema se eleve. Se puede apreciar el sistema de control que estará a un lado de la plataforma para poder controlar el movimiento ya sea rotacional o de elevación.



**Figura 3.4 Vista lateral de la plataforma elevadora**

Vista desde otro ángulo de la plataforma dónde hacemos énfasis al sistema de acople entre el elevador y la plataforma, que será de manera empernada para facilidad de montaje y desmontaje para cuando no se requiera dicho sistema.



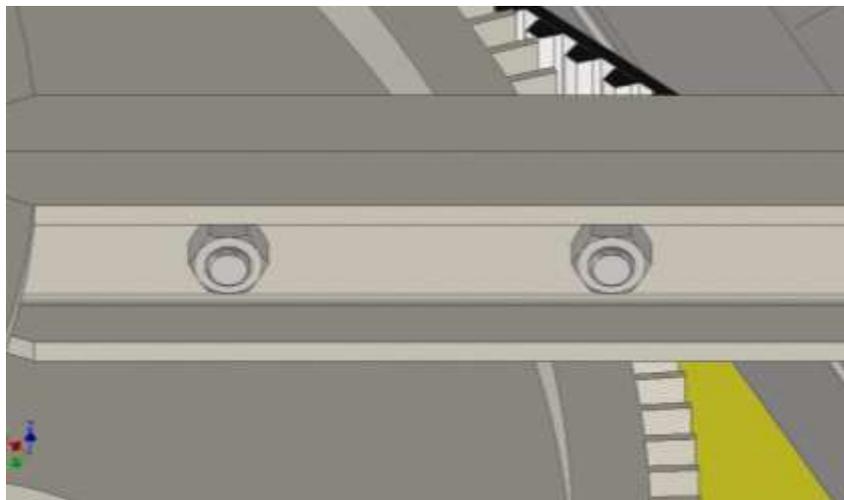
**Figura 3.5 Vista cercana al elevador de tijera hidráulico eléctrico**

### **3.2 Uniones**

La plataforma contará con conexiones atornilladas en su interior que une los dos perfiles C adyacentes en ambos lados como se ve en las figuras 3.6 y 3.7, facilitando la instalación y el desmontaje para los operadores. En el interior, la plataforma contará con uniones soldadas entre sus perfiles cuadrados, asegurando una óptima resistencia y estabilidad a la hora de soportar cargas.

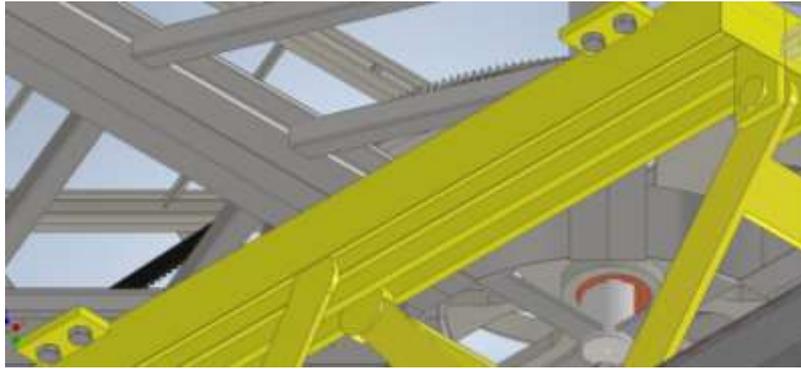


**Figura 3.6 Vista unión empernada entre perfiles C**



**Figura 3.7 Uniones atornilladas**

Como se puede observar en la Figura 3.8, el elevador va a estar unido a la plataforma por medio de uniones empernadas entre los perfiles superiores del elevador y la base de la plataforma, que se lo diseñó de tal manera que la instalación no traiga mayores inconvenientes a los encargados de esta tarea. A continuación, se presenta dicha unión:



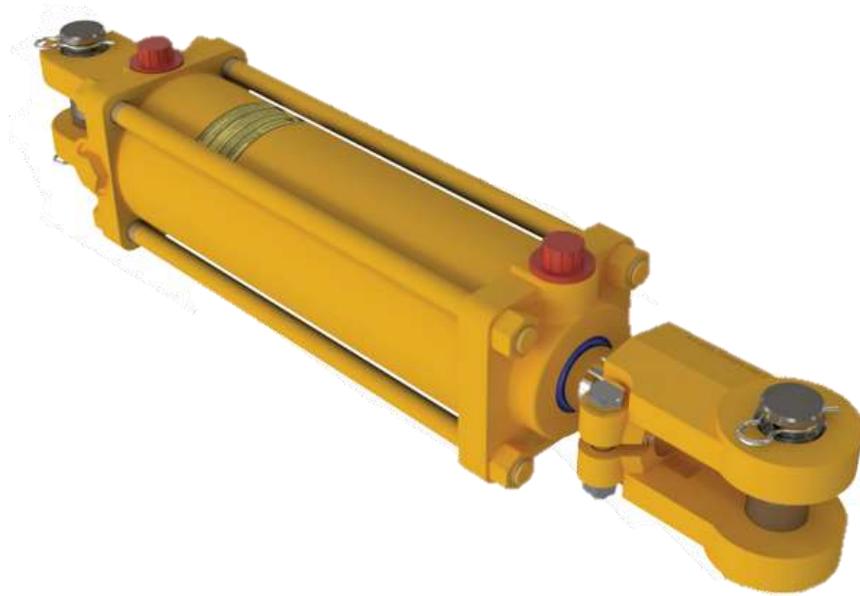
**Figura 3.8 Unión empernada entre la plataforma y el elevador**

### **3.3 Descripción del circuito hidráulico**

Para levantar la carga se considera el trabajo realizado por el motor, que está relacionado con el peso que levanta a la altura de metro y medio durante 20 segundos que es el tiempo de subida, resultando en un motor de 2.2 kW de potencia.

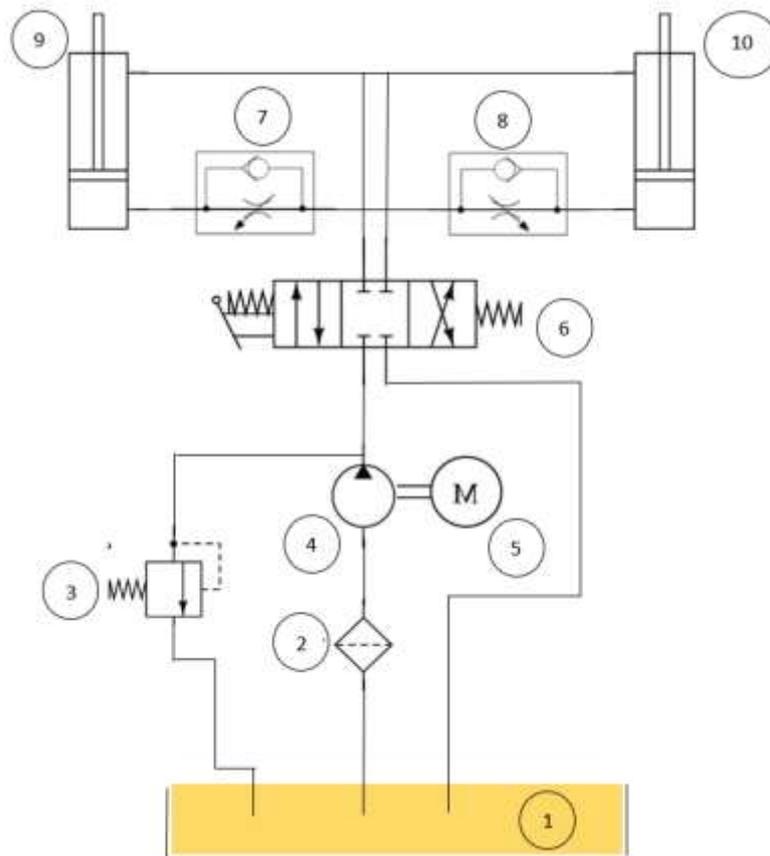
La fuerza aplicada sobre el elevador es únicamente el peso que hay sobre ella y logra ser levanta por la presión aplicada en los cilindros hidráulicos de doble acción de la figura 3.8, se eligieron este tipo de cilindros porque ofrecen una mayor versatilidad y control sobre el movimiento del cilindro. Con un cilindro de doble acción, se puede aplicar fluido tanto a los lados de extensión como de retracción del pistón, lo que permite un movimiento controlado. Por ende, existe un control más preciso de la carga. Además, los cilindros de doble efecto son más duraderos y tienen una vida útil más prolongada que los cilindros de simple efecto.

Con un factor de seguridad de 1.2 se calculó la carga sobre el elevador de 3000 kg y con la información del área del cilindro se obtuvo la presión necesaria para elevar la carga a 1.5 m, mientras que el caudal se calculó mediante la ecuación 2.29y con estos parámetros se pudo seleccionar una bomba hidráulica apropiada para la aplicación.



**Figura 3.9 Cilindro hidráulico de doble efecto Eagle [Eagle, 2019]**

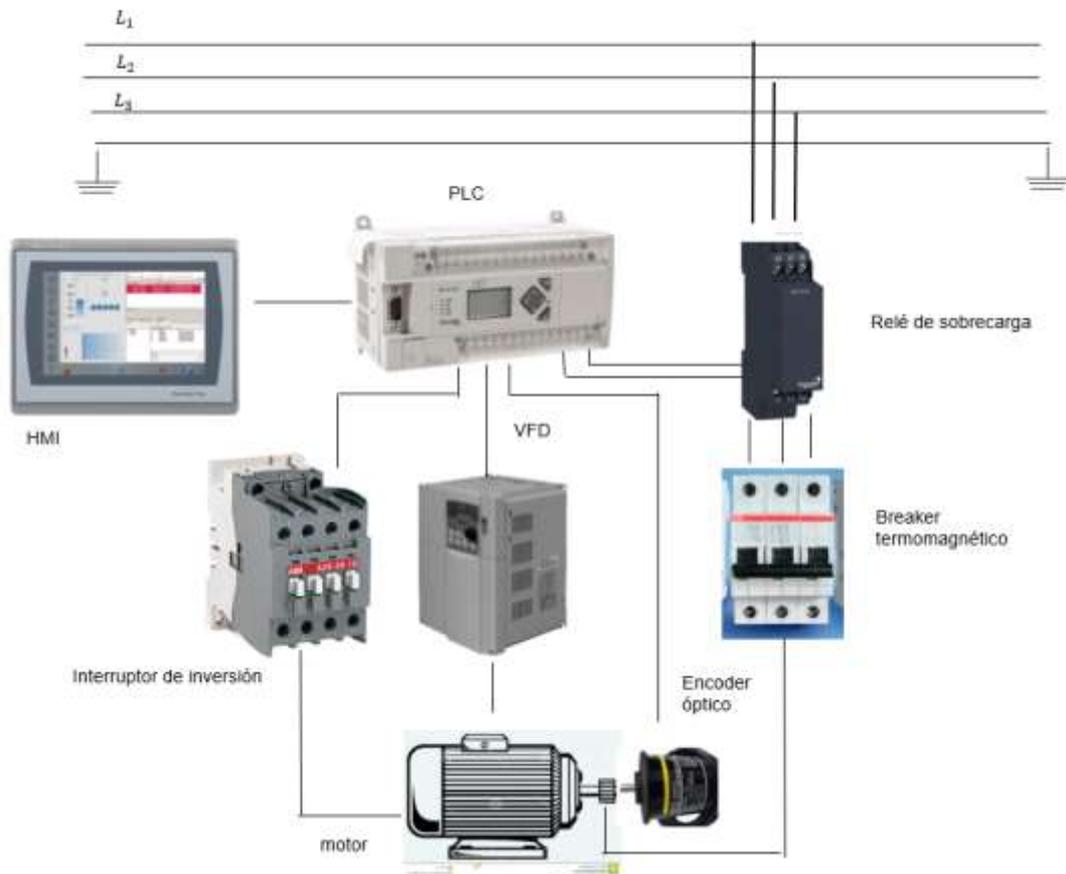
El circuito hidráulico es de suma importancia y funciona de la siguiente manera: el reservorio (1) contiene el aceite hidráulico que fluye por el sistema y pasa en primera instancia por un filtro (2), luego es bombeado por una bomba hidráulica (4); accionada por un motor eléctrico (5), entonces se genera la presión necesaria para mover el fluido a través del sistema del ascensor. La válvula de control (6) regula el flujo de fluido al cilindro para controlar la extensión y retracción del elevador, mientras que los controles de flujo ajustable con bypass (7) y (8) controlan un mismo flujo proveniente de los cilindros hidráulicos (9) y (10) cuando se retraen. Los cilindros hidráulicos convierten la presión hidráulica en movimiento lineal para subir y bajar la plataforma. La válvula de alivio de presión (3) protege al elevador de tijera y sus usuarios en caso de sobrepresión.



**Figura 3.10 Representación esquemática del circuito hidráulico**

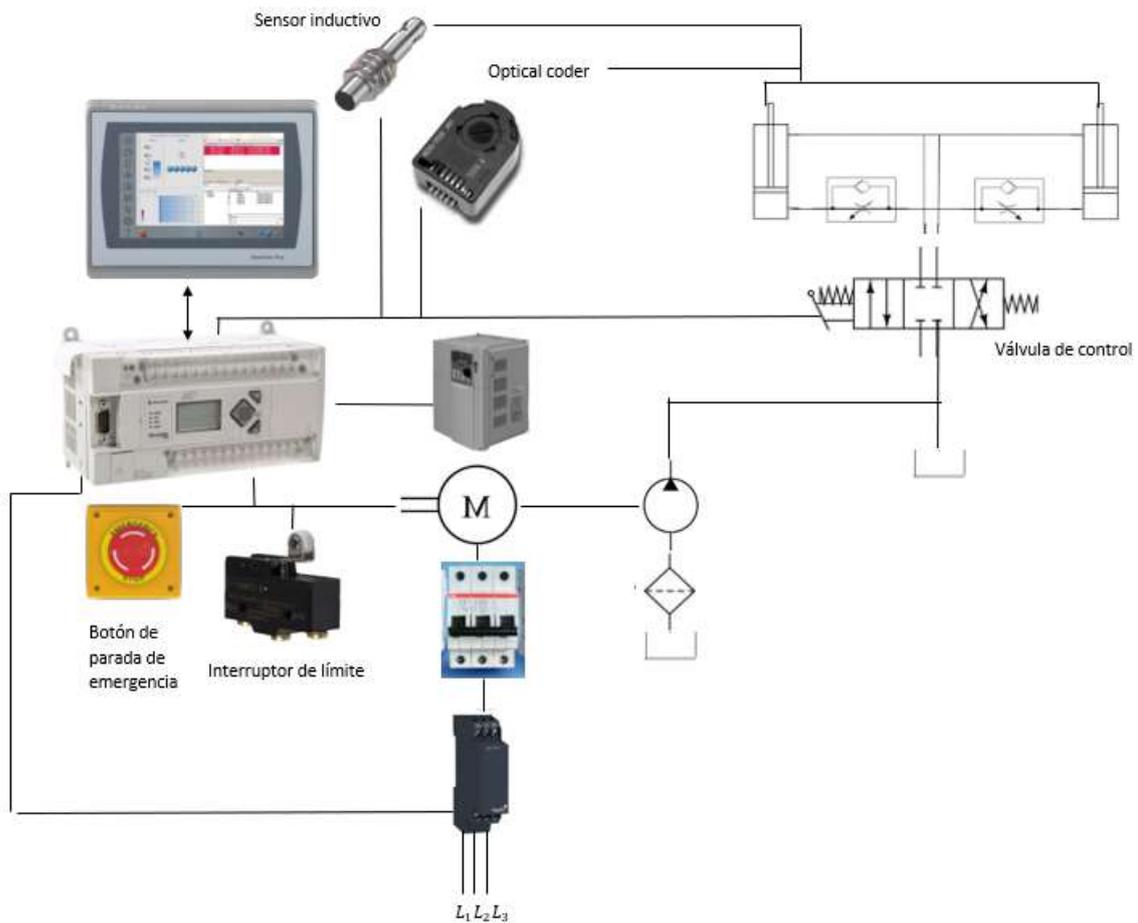
### **3.4 Descripción del sistema de control de la plataforma y mesa elevadora**

La figura 3.11 muestra la disposición y conexión entre los componentes del sistema de control de la plataforma, teniendo como elemento principal el panel de control (PLC) que recibe información del encoder óptico y permite el cambio de la rotación mediante el interruptor de inversión, mientras que el VFD controla la velocidad de la plataforma giratoria. El interruptor termomagnético y relé de sobrecarga protegen el motor eléctrico y otros componentes contra daños tal como lo indica la normativa (NEC, 2018). La HMI permite que el operador controle la plataforma giratoria y monitoree su desempeño.



**Figura 3.11 Esquema de conexión de sistema de control de la plataforma**

El sistema de control de elevador se esquematiza en la figura 3.12 que contiene un panel de control encargado de enviar señales a los contactores para conectar o desconectar el motor eléctrico de la fuente de alimentación. El interruptor de limite detecta cuando el ascensor ha alcanzado sus límites superior o inferior y envían una señal al panel de control para detener el elevador. El dispositivo de protección de sobrecarga monitorea la corriente que fluye a través del motor eléctrico y se disparará si detecta una condición de sobrecorriente. El codificador óptico y VFD se usan para controlar la velocidad del ascensor y el sensor inductivo para detectar la posición de la plataforma del ascensor y los obstáculos. en el camino del ascensor, proporcionando seguridad y precisión. El botón de parada de emergencia es crucial puesto que permite al usuario detener el ascensor inmediatamente en caso de emergencia, independientemente de la posición de otros controles. El circuito de control trabaja controlando el movimiento del ascensor y garantizando un funcionamiento seguro y eficiente.



**Figura 3.12 Representación esquemática del sistema de control del elevador de tijera hidráulico eléctrico**

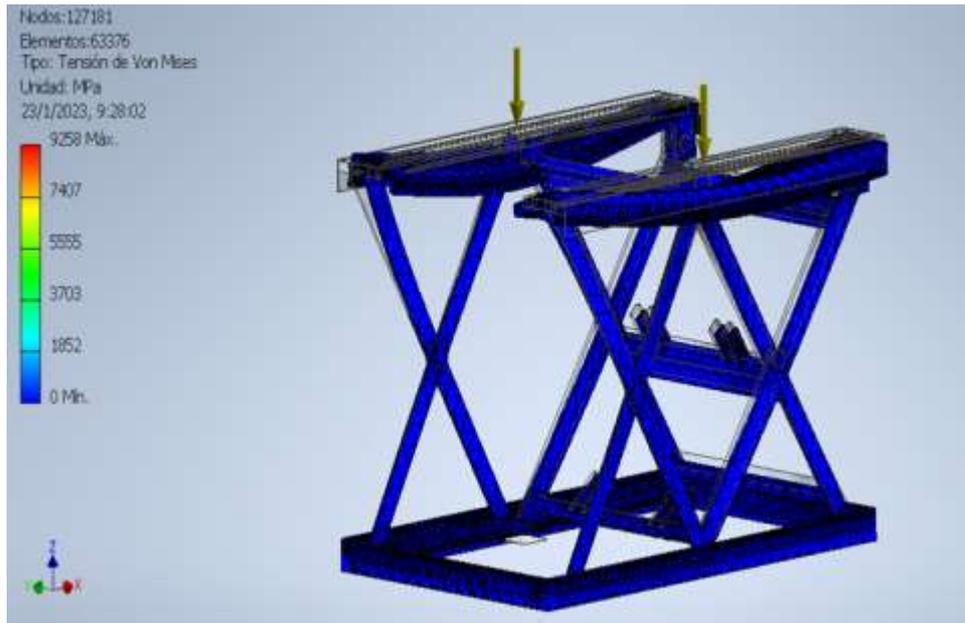
### **3.5 Análisis de elementos finitos**

El diseño fue validado mediante el método de Análisis de Elementos Finitos (FEA), que consiste en dividir los elementos que serán sometidos a cargas en piezas pequeñas y manejables llamadas mallas como lo muestran las Figuras 3. 13, 3.15, y 3.17 que son el elevador, 1/8 de la plataforma y la plancha de acero corrugado, respectivamente.



**Figura 3.13 Representación de mallado y carga sobre elevador de tijera**

La figura 3.14 muestra el resultado de la simulación por análisis de elementos finitos del elevador hidráulico que soporta toda la carga sobre él, es decir, se muestra como el peso afecta al elevador de tijera. Observando los niveles de tensión que soporta es posible asegurar que el elevador diseñado resiste con facilidad el peso, porque según los niveles obtenidos de esfuerzo no llega al límite de fluencia, por ende, no sufrirá una deformación plástica y funcionará adecuadamente. El elevador de tijera está construido de acero A572 grado 50, además posee una capacidad de elevación de 1.5 metros a partir del suelo.

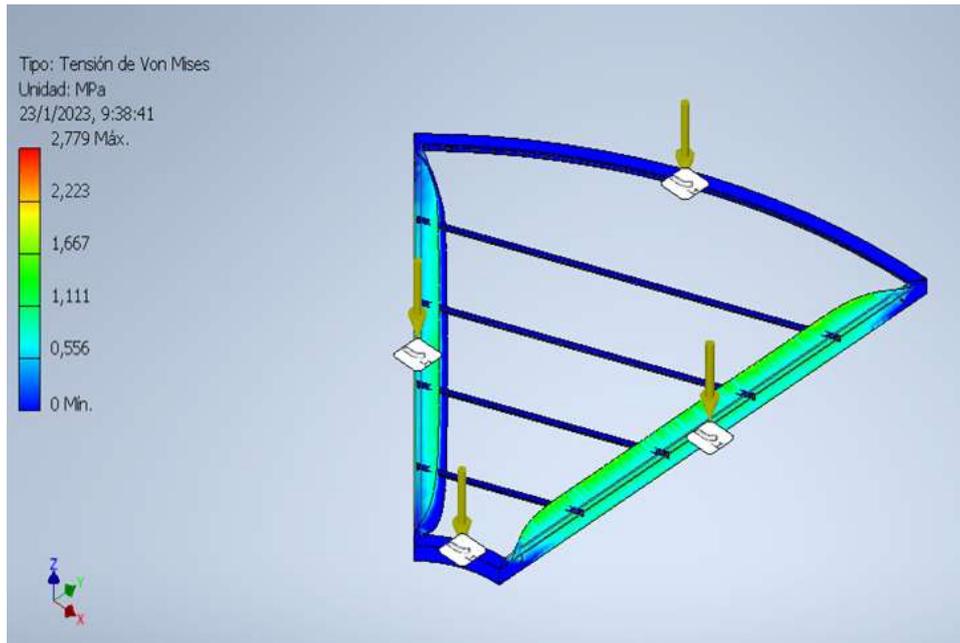


**Figura 3.14 Resultado de aplicación de carga sobre elevador**

La simulación de la plataforma se muestra en la figura 3.16, en esta imagen se muestra la carga aplicada sobre los perfiles que forman 1/8 de la plataforma, se obtiene un resultado bajo de deformación, por ende, la estructura no falla por deformación.

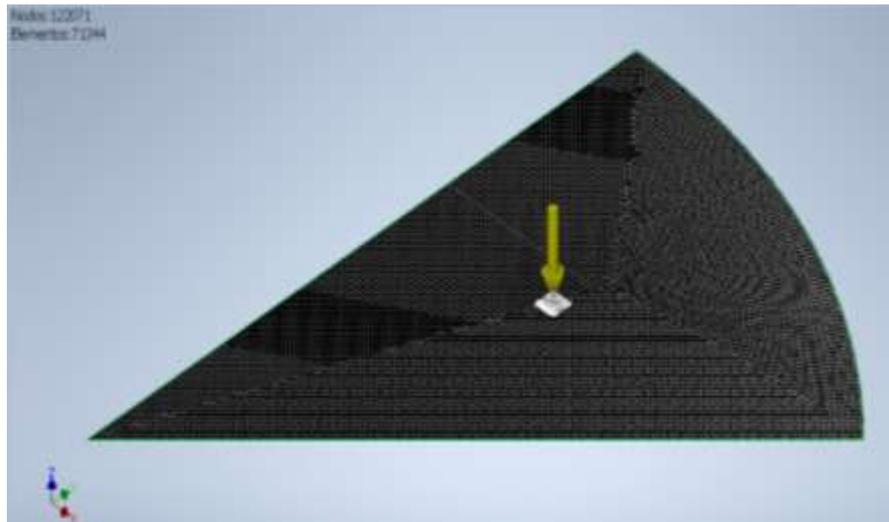


**Figura 3.15 Representación de mallado y carga sobre 1 de los 8 elementos de la plataforma**

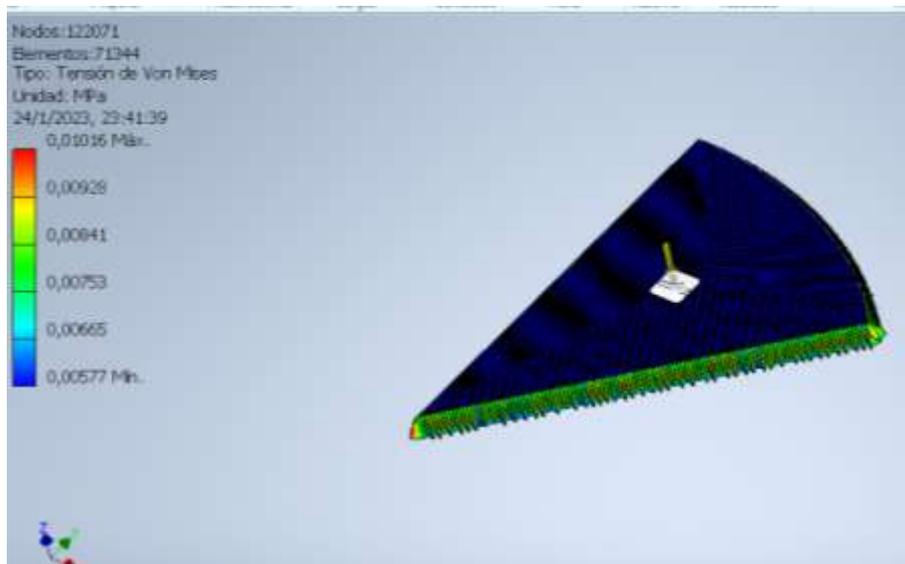


**Figura 3.16 Resultado de aplicación de carga sobre 1/8 de la plataforma**

Las placas colocadas sobre la plataforma son de material de acero corrugado de 2mm de espesor que gracias al apoyo que recibe de las plataformas no se verá afectado por la carga generada por el vehículo y no sufre deformación. El mallado de la figura 3.18 y la simulación de tensión de la figura 3.18 muestran valores que cumplen con las exigencias de carga.



**Figura 3.17 Mallado sobre planchas de acero corrugado**



**Figura 3.18 Resultado de la carga sobre la plancha de acero corrugado**

Las ruedas juegan un papel fundamental en el diseño, ya que no solo brindan orientación, sino que también soportan una parte de la carga impuesta por el vehículo en la plataforma superior. Es importante que las ruedas tengan las dimensiones adecuadas y estén fabricadas con el material propicio; para este caso de nylon, y así garantizar que puedan soportar las cargas sin problemas y sin deformaciones que afecten negativamente a sus propiedades mecánicas.

### 3.6 Plan de Mantenimiento

Para que las concesionarias puedan obtener el máximo provecho del diseño de la plataforma se preparó un plan de mantenimiento general para un mejor rendimiento:

El mantenimiento de un sistema de transmisión de potencia mecánica es fundamental para garantizar su funcionamiento fiable, eficiente y para extender la vida útil del sistema. Los principales productos a hacer mantenimiento y su costo se muestran en la tabla 3.1.

**Tabla 3.1 Mantenimiento del sistema de transmisión de potencia mecánico [Serna, n.d.]**

<b>Producto o Mantenimiento</b>	<b>Período</b>	<b>Precio unitario</b>	<b>Costo anual</b>
Aerosol OKS para lubricación de engranes	2 meses	\$22,00	\$132.00
Banda dentada	4 años	\$185,5	\$46.38
Pintura	6 meses	\$27,85	\$55.70
Subtotal			\$234.08
IVA 12%			\$28.09
Total			\$262.17

Realizar actividades de mantenimiento regulares es crucial para el buen funcionamiento y la longevidad del circuito hidráulico, las actividades principales, descripción y costo se detallan en la Tabla 3.2.

**Tabla 3.2 Actividades de mantenimiento para el circuito hidráulico [Valmet, 2023]**

actividad de mantenimiento	frecuencia	descripción	Precio unitario	costo anual
lubricación	trimestral	Lubricación de los pistones hidráulicos y del motor para reducir la fricción y el desgaste.	\$ 50.00	\$ 200.00
inspección	semestral	Inspeccionar el circuito hidráulico en busca de signos de desgaste o daño, y verificar el apriete de pernos y tuercas.	\$ 100.00	\$ 200.00
reemplazo del filtro	semestral	Sustitución del filtro hidráulico para evitar la contaminación y garantizar un rendimiento adecuado.	\$ 128.00	\$ 256.00
cambio de aceite	anualmente	Cambiar el aceite hidráulico para mantener una lubricación adecuada.	\$ 36.63	\$ 36.63
reemplazo de componentes	cuando sea necesario	Reemplazo de pistones hidráulicos, bombas o motores desgastados o dañados para mantener un rendimiento adecuado y evitar fallas.	\$ 400.00	\$ 400.00
Subtotal				\$ 1,092.63
IVA 12%				\$ 131.12
Total				\$ 1,223.75

### 3.7 Análisis Financiero

A continuación, se realiza el detalle de los valores monetarios de los diferentes materiales y accesorios que se utilizará en el sistema de giro de la plataforma que incluye tanto la parte de las estructuras metálicas detallado en la Tabla 3.3 y del sistema de transmisión de potencia que se puede observar en la Tabla 3.4.

**Tabla 3.3 Elementos estructurales de acero para la plataforma y el elevador**

Elementos estructurales para la Plataforma y el elevador de tijera									
Perfil	metros	Peso kg/m	masa ideal	Metraje real	Peso kg/m	Peso real	Unidad	Precio unitario	Precio total
C 50-25	60	4	240	63.8	4	255.2	11	\$ 9.00	\$ 99.00
L 50X50X9 mm	31.536	6.47	204	34.8	6.47	225.16	6	\$ 28.32	\$ 169.92
L 20x20x3 mm	62.368	0.88	54.88	63.8	0.88	56.144	11	\$ 5.58	\$ 61.38
plancha acero A572 Gr 50									\$ 640.00
subtotal									\$970.30
IVA 12%									\$116.44
<b>Total</b>									<b>\$1,086.74</b>

**Tabla 3.4 Valor de componentes del sistema de transmisión de potencia**

<b>Elementos del sistema de transmisión de potencia</b>			
<b>Componente</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Precio</b>	<b>Total</b>
Polea 124,78mm	1	\$ 52.00	\$ 52.00
Polea 1176mm	1	\$ 490.28	\$ 490.28
Banda dentada 4578 14M 40	1	\$ 185.50	\$ 185.50
EJE 50mm h6	1	\$ 77.00	\$ 77.00
EJE 90 mm h6	1	\$ 138.60	\$ 138.60
Taper Bush 2012 50	1	\$ 15.50	\$ 15.50
Taper Bush 3535 90	1	\$ 88.90	\$ 88.90
Serie 41 N Nylon	24	\$ 20.00	\$ 480.00
Caja reductora NM90 sinfín corona 1	1	\$ 343.06	\$ 343.06
subtotal			\$ 1,870.84
IVA 12%			\$ 224.50
<b>Total</b>			<b>\$ 2,095.34</b>

La sección para el circuito hidráulico del elevador de tijeras (Tabla 3.5) y la parte del sistema de control tanto para la plataforma como para el elevador y sus componentes (Tabla 3.6) se observan a continuación:

**Tabla 3.5 Valor de componentes del circuito hidráulico**

<b>Elementos del circuito hidráulico</b>			
<b>Componente</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Precio</b>	<b>Total</b>
Cilindro hidráulico Eagle 2" x carrera de 4"	2	\$ 105.08	\$ 210.16
Bomba de pistón axial variable hidráulica serie H1P de Danfoss H1P045	1	\$ 2,500.00	\$ 2,500.00
Líquido de aceite hidráulico ISO VG 32	1	\$ 36.63	\$ 36.63
Válvula de alivio de presión Crosby styles	1	\$ 245.00	\$ 245.00
Válvula de control direccional D3DW	1	\$ 650.35	\$ 650.35
válvula de flujo de control Asco	1	\$ 49.95	\$ 49.95
filtro HMK03 Duramax	1	\$ 128.00	\$ 128.00
subtotal			\$ 3,820.09
IVA 12%			\$ 458.41
<b>Total</b>			<b>\$ 4,278.50</b>

**Tabla 3.6 Valor de componentes del circuito hidráulico**

<b>Elementos de sistema de control de la plataforma y del elevador</b>			
<b>Componente</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Precio</b>	<b>Total</b>
weg three-phase squirrel-cage-motors 1.5 HP 1740 RPM	1	\$ 342.90	\$ 342.90
PLC microLogix 1400	1	\$ 422.00	\$ 422.00
Encoder rotatorio E6CP Omron	1	\$ 160.00	\$ 160.00
variador de frecuencia Variflex Carlo Gavazzi	2	\$ 420.00	\$ 840.00
optical encoder Avago	1	\$ 35.00	\$ 35.00
miniinterruptor termomagnetico ABB	2	\$ 100.00	\$ 200.00
motor weg three-phase squirrel-cage-motors 4 HP	1	\$ 680.00	\$ 680.00
sensor inductivo BES01C8	1	\$ 125.52	\$ 125.52
Interruptor de Límite Z-15GW22-B Omron	1	\$ 32.93	\$ 32.93
Relé de control de alimentación trifásico modular, Harmony	1	\$ 180.00	\$ 180.00
ABB A26-30-10	1	\$ 145.00	\$ 145.00
subtotal			\$ 3,163.35
IVA 12%			\$ 379.60
Total			\$ 3,542.95

Para la fabricación de las plataformas se deben llevar a cabo diferentes procesos que deben seguir un orden secuencial y que en la siguiente Tabla 3.7 se detallan los procesos y personal necesarios para llevar a cabo la construcción de la plataforma superior:

**Tabla 3.7 Costos de la plataforma superior [CYPE Ingenieros, 2020]**

<b>Detalle de costos de la plataforma superior</b>				
<b>Descripción</b>	<b>Unidades</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Costo unitario</b>	<b>Costo</b>
<b>Equipo y maquinaria</b>				
equipos de oxicorte con acetileno como combustible y oxígeno como carburante	horas	24	\$ 8.59	\$ 206.16
equipo y elementos auxiliares para soldadura eléctrica	horas	16	\$ 3.57	\$ 57.12
alquiler diario de cesta elevadora de brazo articulado	dólares	1	\$134.32	\$ 134.32
<b>Mano de obra</b>				
montador de estructura metálica	horas	8	\$ 9.20	\$ 73.60
ayudante de montador estructura metálica (4)	horas	32	\$ 5.90	\$ 188.80

maestro soldador	horas	24	\$ 5.00	\$ 120.00
técnico mecánico	horas	24	\$ 5.00	\$ 120.00
armador	horas	24	\$ 5.00	\$ 120.00
oficial 1	horas	24	\$ 3.00	\$ 72.00
oficial 2	horas	24	\$ 3.00	\$ 72.00
oficial 3	horas	24	\$ 3.00	\$ 72.00
<b>Herramienta menor</b>				
herramientas menores	%	1	\$ 32.73	\$32.73
<b>Total</b>				\$1,268.73

A continuación, en la Tabla 3.8 se detallan los procesos a emplear y personal necesario para la fabricación de la plataforma inferior:

**Tabla 3.8 Costos de la plataforma inferior [CYPE Ingenieros, 2020]**

<b>Detalle de costos de la plataforma inferior</b>				
<b>Descripción</b>	<b>Unidades</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Costo unitario</b>	<b>Costo</b>
<b>Equipo y maquinaria</b>				
equipos de oxicorte con acetileno como combustible y oxígeno como carburante	horas	40	\$ 8.59	\$ 343.60
equipo y elementos auxiliares para soldadura eléctrica	horas	24	\$ 3.57	\$ 85.68
alquiler diario de cesta elevadora de brazo articulado	dólares	1	\$134.32	\$134.32
<b>Mano de obra</b>				
montador de estructura metálica	horas	8	\$ 9.20	\$ 73.60
ayudante de montador estructura metálica (4)	horas	32	\$ 5.90	\$ 188.80
maestro soldador	horas	40	\$ 5.00	\$200.00
técnico mecánico	horas	40	\$ 5.00	\$ 200.00
armador	horas	40	\$ 5.00	\$ 200.00
oficial 1	horas	40	\$ 3.00	\$120.00
oficial 2	horas	40	\$ 3.00	\$ 120.00
oficial 3	horas	40	\$ 3.00	\$120.00
<b>Herramienta menor</b>				
herramientas menores	%	1	\$93.28	\$93.28
<b>Total</b>				\$1,879.28

De manera similar presentamos en la Tabla 3.9 los recursos necesarios para la fabricación de la mesa elevadora:

**Tabla 3.9 Costos de mesa elevadora [CYPE Ingenieros, 2020]**

Descripción	Unidades	Cantidad	Costo unitario	Costo
<b>Equipo y maquinaria</b>				
equipos de oxicorte con acetileno como combustible y oxígeno como carburante	horas	8	\$ 8.59	\$ 68.72
equipo y elementos auxiliares para soldadura eléctrica	horas	8	\$ 3.57	\$ 28.56
<b>Mano de obra</b>				
maestro soldador	horas	8	\$5.00	\$ 40.00
técnico mecánico	horas	16	\$ 5.00	\$ 80.00
armador	horas	16	\$ 5.00	\$ 80.00
oficial 1	horas	16	\$ 3.00	\$ 48.00
oficial 2	horas	16	\$ 3.00	\$ 48.00
oficial 3	horas	16	\$ 3.00	\$ 48.00
<b>Herramienta menor</b>				
herramientas menores	%	1	\$ 32.73	\$ 32.73
<b>Total</b>				\$ 474.01

Una vez realizada la cotización de los elementos estructurales, de control y de potencia de la plataforma elevadora se calculó una inversión del bien en \$19,341.65, que incluye los valores de los elementos estructurales y de los sistemas, además de los costos por equipo y maquinaria, mano de obra y herramientas menores. Los costos e ingresos se determinaron como un valor anual promedio que genera una empresa dedicada a la venta de automóviles en Ecuador (Practiceadvisor, 2017). Todos los parámetros para el análisis financiero se detallan en la tabla 3.10.

**Tabla 3.10 Parámetros iniciales de flujo de caja**

<b>Parámetros iniciales</b>	
Ingresos	\$ 16,940.00
Costos	\$ 10040.92
Inversión	\$ 14,625.55
VS	\$ 3,000.00
n	6
Préstamo	\$ 8,000.00
tasa(incluye inflación)	15%
tmar	18%
impuesto	30%
Depreciación	\$ 1,937.59

Se consideró un préstamo bancario de \$8000 a 6 años debido a la magnitud del proyecto y en pagos de 6 cantidades iguales al final de cada uno de los años, el detalle del interés, cuota, capital y residuo se detallan en la tabla 3.11.

**Tabla 3.11 Amortización de deuda**

<b>Tabla de amortización de Deuda</b>				
<b>Año</b>	<b>Interés</b>	<b>Cuota</b>	<b>Capital</b>	<b>Residuo del Capital</b>
0				\$ 8,000.00
1	\$1,200.00	\$ 2,113.90	\$ 913.90	\$ 7,086.10
2	\$1,062.92	\$ 2,113.90	\$ 1,050.98	\$ 6,035.13
3	\$ 905.27	\$ 2,113.90	\$ 1,208.63	\$ 4,826.50
4	\$ 723.97	\$ 2,113.90	\$ 1,389.92	\$ 3,436.58
5	\$ 515.49	\$ 2,113.90	\$ 1,598.41	\$ 1,838.17
6	\$ 275.73	\$ 2,113.90	\$ 1,838.17	\$ 0.00

La tabla 3.12 muestra varios resultados entre ellos el VPN y la TIR, el VPN de \$5,428.68 indica que el valor presente de todos los flujos de efectivo futuros de la inversión es \$5,428.68 mayor que el costo inicial de la inversión, mientras que una TIR del 19 %, es decir, un valor positivo sugiere que se espera que la inversión genere un rendimiento de al menos el 19 % con el tiempo. Debido a los resultados del flujo de caja de efectivo se puede considerar como viable la adquisición de la plataforma giratoria, ya que además de traer beneficios económicos también genera otra serie de beneficios como beneficios ambientales, de seguridad, de mejora en la experiencia del cliente y sociales.

**Tabla 3.12 Flujo de caja de efectivo**

Flujo de Caja de Efectivo							
		5%	5%	6%	6%	3%	3%
Año	0	1	2	3	4	5	6
Ingresos	\$16,940.00	\$17,787.00	\$18,676.35	\$19,796.93	\$20,984.75	\$21,614.29	\$22,262.72
Costos	\$10,040.92	\$10,542.96	\$11,070.11	\$11,734.32	\$12,438.37	\$12,811.53	\$13,195.87
Gastos Financieros		\$2,800.00	\$2,595.00	\$2,359.00	\$2,089.00	\$1,789.00	\$1,469.00
Depreciación	\$1,937.59	\$2,034.47	\$2,034.47	\$2,053.85	\$2,053.85	\$1,995.72	\$1,995.72
Utilidad antes de impuestos		\$2,409.57	2976.77	\$3,649.77	\$4,403.52	\$5,018.04	\$5,602.13
Impuestos 30%		\$722.87	893.03	\$1,094.93	\$1,321.06	\$1,505.41	\$1,680.64
Utilidad despues de impuestos		\$1,686.70	2083.7386	\$2,554.84	\$3,082.47	\$3,512.63	\$3,921.49
Depreciación		\$1,937.59	\$1,937.59	\$1,937.59	\$1,937.59	\$1,937.59	\$1,937.59
Capital		\$1,370.84	\$1,576.47	\$1,812.94	\$2,084.88	\$2,397.61	\$2,757.25
VS							\$3,942.63
FNE	\$ 6,625.55	\$ 2,253.45	\$ 2,444.86	\$2,679.49	\$ 2,935.18	\$ 3,052.61	\$7,044.46
Tmar infl		23.90%	23.90%	25.08%	25.08%	21.54%	21.54%
Tmar mixta		19%	19%	20%	20%	18%	18%
	\$-6,625.55	\$ 1,893.15	\$ 1,725.55	\$1,581.67	\$ 2,908.99	\$ 1,277.56	\$2,499.27
VPN	\$						5,223.75
TIR							19%

Al evitar la necesidad de mover automóviles por el lote disminuye el consumo de combustible y las emisiones. Además, facilita el movimiento, almacenamiento y organización de los vehículos lo que disminuye el uso de la tierra. La iluminación excesiva es propia de una exposición de vehículos, sin embargo, el uso de la plataforma giratoria disminuye ese exceso de luz al centrar la atención donde es necesaria. Por lo tanto, el concesionario puede ser más sostenible desde el punto de vista ambiental.

La reducción del riesgo de accidentes y lesiones que pueden ocurrir al levantar o mover artículos pesados, como es el caso de un automóvil, se contempla como un beneficio de seguridad. Al facilitar la organización de lotes, una plataforma giratoria puede mejorar la visibilidad de los automóviles y otros artículos en el lote, lo que facilita que el personal controle el inventario y detecte posibles riesgos de seguridad.

la capacidad de exhibir automóviles de una manera más dinámica e interactiva puede generar un mayor interés, mejorar la experiencia del cliente mejorando la visualización, aumentando la comodidad, y la confianza en su compra. Al brindarles a los clientes una

mejor experiencia de visualización y facilitarles la toma de decisiones con más información visual a su disposición, puede ayudar a aumentar la satisfacción del cliente y la lealtad hacia el concesionario.

El sector automotor aporta de manera significativa al crecimiento económico del país, por lo que el incrementar la venta de vehículos ayuda a la matriz productiva, además la población se beneficia con la creación de empleos en las áreas de ventas, fabricación, logística, marketing, contabilidad y servicio al cliente, mejora de las condiciones laborales, aumento de las habilidades de los trabajadores y aumento de la competitividad al aumentar el valor percibido del automóvil. Esto tiene un impacto positivo en la economía y en la vida de los trabajadores al crear oportunidades de crecimiento y desarrollo.

# CAPÍTULO 4

## 4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### 4.1 Conclusiones

El modelo presentado fue diseñado con el fin de ofrecer a los dueños de concesionarias una nueva forma de ofertar sus vehículos, y al estar hecho con bases ingenieriles se optimizó materiales en la construcción, obteniendo un producto muy confiable en temas de desempeño, con un costo adecuado para el servicio que ofrece. Además de incluir dos sistemas en uno, este puede ser controlado de tal manera que el cliente podrá disfrutar en 360° la vista de su potencial próximo vehículo.

Las industrias ecuatorianas automovilísticas con la incursión de este diseño al mercado podrán visualizar beneficios tanto en lo económico como en lo social, ya que es un producto hecho a base de ingeniería focalizada que optimiza los costos, y destinado a brindar nuevas expectativas del comprador hacia el vehículo, además se podrá llamar la atención de otras industrias que querrán adquirir o intentar nuevas formas de atracción de clientes lo que generará una activación de este mercado en general.

El diseño de la plataforma tiene un costo, tomando en cuenta todos los procesos que se debió realizar, que está en un rango aceptable, ya que tiene un valor que está por debajo de la media de este tipo de sistemas, es decir el conjunto completo tiene un valor de alrededor de \$15000, mientras los mismos 2 sistemas ya existentes en el Ecuador tienen costos que están por encima de las expectativas de los inversionistas, es decir estamos hablando de un producto nuevo, innovador y con un precio acorde a las especificaciones requeridas.

Todas las pruebas fueron realizadas mediante un análisis de elementos finitos para los elementos más importantes de la plataforma obteniendo que es un sistema que puede soportar las cargas que se le pongan dentro de los parámetros establecidos.

El sistema de control y los componentes de la plataforma y el elevador de tijera fueron elegidos cuidadosamente para lograr de manera efectiva las funciones principales de variación de velocidad, dirección de rotación y elevación, así como para levantar una carga de 3000 kg en el elevador de tijera hidráulico eléctrico.

Con una TIR del 19% y un valor presente neto de \$5,428.68, se considera factible realizar este proyecto, ya que la TIR indica una tasa de retorno favorable, y el valor presente neto muestra que los beneficios del proyecto superan sus costos.

El uso de una plataforma giratoria con altura variable puede traer beneficios significativos para el concesionario, el medio ambiente y la economía de un país. Reduce el consumo de combustible y las emisiones al eliminar la necesidad de mover los automóviles por el estacionamiento. También mejora la organización de los lotes, lo que facilita el control del inventario y la detección de posibles peligros para la seguridad. Además, la plataforma giratoria permite una exhibición de automóviles más dinámica e interactiva, lo que puede generar un mayor interés entre los clientes y generar mayores ventas. Además, el sector automotriz contribuye significativamente al crecimiento económico del país, y el aumento de la venta de vehículos puede tener un impacto positivo en la economía, creando empleos y mejorando las condiciones laborales. En general, el uso de un tocadiscos puede conducir a un concesionario más sostenible y eficiente al mismo tiempo que crea oportunidades económicas.

#### **4.2 Recomendaciones**

Es importante asegurarse de que todos los operadores estén debidamente capacitados en su uso y operación seguro, y realizar una evaluación de riesgos para identificar peligros potenciales.

Se sugiere implementar un programa de mantenimiento preventivo con el fin de maximizar el rendimiento y prolongar la vida útil para así reducir la necesidad de costosas reparaciones.

Poder trabajar con uniones empernadas en este tipo de proyectos a pesar de que también es posible considerar uniones soldadas es recomendable, debido a la facilidad que ofrece en temas de mantenimiento y montaje, esto ahorrará tiempo y recursos.

Analizar el sistema de transmisión de potencia para futuros proyectos de este tipo para ver si es posible disminuir los costos.

# BIBLIOGRAFÍA

AEADE. (2021). *Anuario AEADE 2021*.

Ahmsa. (n.d.). *Manual de diseño para la construcción en acero-AISC*.

AliExpress. (2022). *elevador tijera 3000kg*. <https://es.aliexpress.com/w/wholesale-elevador-tijera-3000kg.html>

AyJ Transmisiones. (2022, June 3). *Tipos de sistemas de transmisión de potencia* .  
<https://www.ajtransmisiones.com/blog/tipos-de-sistema-de-transmision>

Blázquez, L. (2022, October 4). *¿Qué es el peso en vacío de un coche? ¿Y el peso en seco y en bruto?*  
<https://noticias.coches.com/consejos/peso-en-vacio-peso-en-seco-peso-en-bruto-coche/473084>

CYPE Ingenieros, S. A. (2020). *Precio en Ecuador de m<sup>2</sup> de Estructura metálica realizada con cerchas. Generador de precios de la construcción* .  
[http://www.ecuador.generadordeprecios.info/obra\\_nueva/calculaprecio.asp?Valor=50|1|1|EAMO20|hac\\_acerolam\\_todos%20estructura:\\_0\\_0\\_0\\_0|eam\\_cuan%20cercha:\\_0\\_1400|luznave%20cercha:\\_0\\_0\\_0](http://www.ecuador.generadordeprecios.info/obra_nueva/calculaprecio.asp?Valor=50|1|1|EAMO20|hac_acerolam_todos%20estructura:_0_0_0_0|eam_cuan%20cercha:_0_1400|luznave%20cercha:_0_0_0)

Dunlop. (n.d.). *Correas de transmision* . Retrieved February 1, 2023, from  
[https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/objetos/figutut121/Correas\\_Dunlop.pdf](https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/objetos/figutut121/Correas_Dunlop.pdf)

Eagle. (2019). *HYDRAULIC CYLINDERS CATALOG DESIGN MANUFACTURE INTEGRATION INNOVATIVE MOBILE SOLUTIONS*.

Echeverría, J. A., Falcón-Anaya, C. E., & González-Rey, G. (2021). *Síntesis geométrica de engranajes cilíndricos de dientes rectos con elevada resistencia a la picadura Geometric synthesis of spur gears with high pitting resistance Este documento posee una licencia Creative Commons Reconocimiento-No Comercial 4.0 internacional*.

*EN-ISO 3691-1:2015 Carretillas industriales - Requisitos de seguridad y verificación —Parte 1: Carretillas industriales autopropulsadas, distintas de las carretillas sin conductor, las carretillas de alcance variable y las carretillas de carga*. (2015).

Europ. (n.d.). *FICHA-TECNICA-SAE-4340*.

Fayals. (2022). *El Top 10 de los autos más vendidos del Ecuador en 2022* .  
<https://www.fayals.com/2022/05/el-top-10-de-los-autos-mas-vendidos-del.html>

Focus Technology Co. (2022). *Precio de Coche Plataforma Giratoria*. [https://es.made-in-china.com/tag\\_search\\_product/Car-Revolving-Platform\\_Price\\_urshuoun\\_1.html](https://es.made-in-china.com/tag_search_product/Car-Revolving-Platform_Price_urshuoun_1.html)

Industrial Quick Search. (2020). *Lift Table: What Is It? How Does It Work? Types, Uses*.  
<https://www.iqsdirectory.com/articles/hydraulic-lift/lift-tables.html>

Javier, E. (2015, November). *What Is A Vehicle Turntable? What Are Its Features?* .  
<https://evanjavier.wordpress.com/2015/11/19/what-is-a-vehicle-turntable-what-are-its-features/>

Juinall, C. R. (n.d.). *Stress, Strain, and Strength* (McGraw-Hill).

la Pobla. (2018, January 29). *¿Qué es una estructura metálica?* <https://ferroslapobla.com/que-es-una-estructura-metalica/>

- Lift table - Designing Buildings.* (2020, November 24).  
[https://www.designingbuildings.co.uk/wiki/Lift\\_table](https://www.designingbuildings.co.uk/wiki/Lift_table)
- Manuel, J., González, R., & Quesada González, A. (2015). *Cálculo y diseño de engranajes conforme la norma ANSI/AGMA 2101-D04.*
- Michele, B. (2019, October 23). *Hydraulic vs. Pneumatic vs. Electric Actuators | Differences.*  
<https://yorkpmh.com/resources/hydraulic-vs-pneumatic-vs-electric-actuators/>
- Motorreductores en Ecuador: Lineales, pendulares, angulares.. | SERINTU.* (n.d.). Retrieved January 26, 2023, from <https://www.serintu.com/motorreductores/>
- NEC. (2018). *Norma ecuatoriana de la construcción- instalaciones eléctricas.*
- Nick Catford. (2010). *Station Name: ST. HELIER (SNOW HILL).*
- Norton, R. L. (2009). *Diseño de Maquinaria NORTON 4ta Ed* (Cuarta). Mc Graw Hill .
- Norton, R. L. (2011). *Diseño de Máquinas.* [www.elsolucionario.net](http://www.elsolucionario.net)
- Practiceadvisor. (2017). *Análisis de costos de abrir un concesionario de automóviles.*  
<https://www.cpapracticeadvisor.com/2017/08/25/cost-analysis-of-opening-an-auto-dealership/26872/>
- Rodriguez, E. (2019, May 21). *¿Cuáles deben ser los niveles sonoros en nuestro entorno cotidiano? | Centro Auditivo.* [https://www.salea.es/es/noticias/cuales-deben-ser-los-niveles-sonoros-en-nuestro-entorno-cotidiano/\\_noticia:167/](https://www.salea.es/es/noticias/cuales-deben-ser-los-niveles-sonoros-en-nuestro-entorno-cotidiano/_noticia:167/)
- Serna, D. (n.d.). *Mantenimiento de estructuras metálicas.* Retrieved February 8, 2023, from <https://domingoserna.com/news/mantenimiento-de-estructuras-metalicas/>
- Valmet. (2023, January 1). *Example hydraulic maintenance schedule - daily, weekly, annual.*  
<https://www.valmet.com/media/articles/up-and-running/reliability/RTHydrSched/>

# APÉNDICES

## APÉNDICE A

### CARGA SOBRE LA PLATAFORMA

La carga viva sobre la plataforma se realiza mediante una carga distribuida en la superficie

*Carga total = peso del vehículo + plataforma superior + planchas*

$$Carga\ total = 2000 + 254 + (31.12 * 8)$$

$$Carga\ total = 2503\ kg$$

$$\text{Área} = \frac{\pi}{4}(d_{ext}^2 - d_{int}^2)$$

$$\text{Área} = \frac{\pi}{4}(4.5^2 - 0.7^2)$$

$$\text{Área} = 15.50\ m^2$$

Entonces, la carga uniforme es:

$$U = \frac{2503\ kg}{15.50\ m^2}$$

$$U = 161.50\ \frac{kg}{m^2}$$

### SELECCIÓN DE RUEDAS

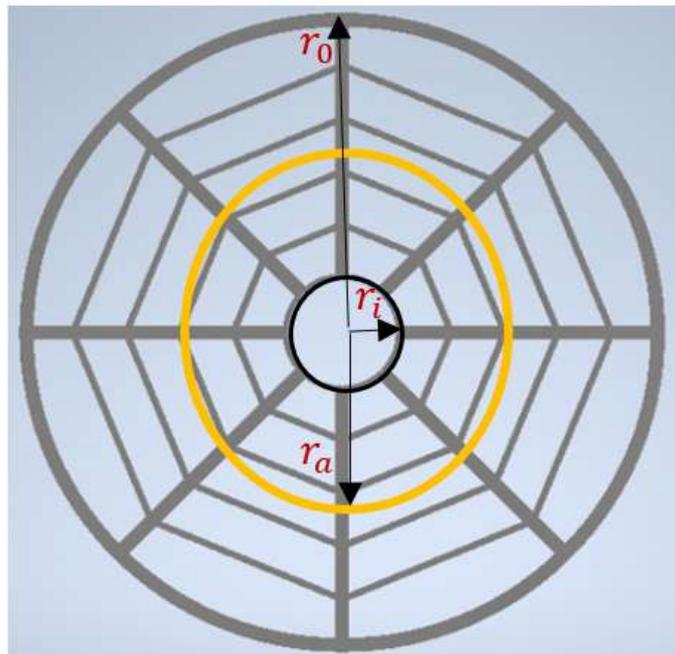


Figura A. 1 Regiones de la plataforma para colocación de ruedas

- Región a

$$W_{ra} = \pi(d_a^2 - d_i^2) * U$$

$$W_{ra} = \pi(2.5^2 - 0.7^2) * 161.50$$

$$W_{ra} = 2922.43 \text{ kg}$$

La carga sobre cada rueda es la división de la carga total en la región a para el total de ruedas que son 8.

$$W_{cra} = \frac{W_{ra}}{\#ruedas \text{ en región } a}$$

$$W_{cra} = \frac{2922.43 \text{ kg}}{8}$$

$$W_{cra} = 365 \text{ kg}$$

- **Región b**

$$W_{rb} = \pi(d_o^2 - d_a^2) * U$$

$$W_{rb} = \pi(4.5^2 - 2.5^2) * 161.50$$

$$W_{rb} = 7103.14 \text{ kg}$$

La carga sobre cada rueda es la división de la carga total en la región a para el total de ruedas que son 16.

$$W_{crb} = \frac{W_{rb}}{\#ruedas \text{ en región } b}$$

$$W_{crb} = \frac{7103.14 \text{ kg}}{16}$$

$$W_{crb} = 444 \text{ kg}$$

## APÉNDICE B

### Selección de perfiles de estructuras de la plataforma

Criterio del esfuerzo permisible

Se aplica un factor de seguridad el cual fue de 1,5, es decir, diseñaremos para que aguante un 50% adicional de la carga estimada

$$\sigma = \frac{S_y}{F_s}$$

Dónde:

$\sigma =$  *esfuerzo permisible a tensión*

$F_s =$  *factor de seguridad*

$$\tau = \frac{S_{sy}}{F_s}$$

$\tau =$  *Esfuerzo permisible al corte*

$F_s =$  *factor de seguridad*

Los perfiles serán fabricados de acero al carbono o acero negro el cual es de lo más comercial en Ecuador, el cual cuenta con la siguiente resistencia a la fluencia:

$$S_y = 250MPa$$

Entonces:

$$\sigma = \left( \frac{250MPa}{1,5} \right)$$

$$\sigma = 166,67 MPa$$

El esfuerzo permisible servirá para poder encontrar el módulo de sección, pero se debe hacer un análisis previo sobre las vigas de las estructuras.

Se va a analizar la fuerza que ejercen el vehículo como una fuerza distribuida a lo largo del largo de una viga, que sería por los 1,9m de viga a los que está sometido.

$$m = 3000 kg$$

$$W = 3000 kg \left( 9,81 \frac{m}{s^2} \right)$$

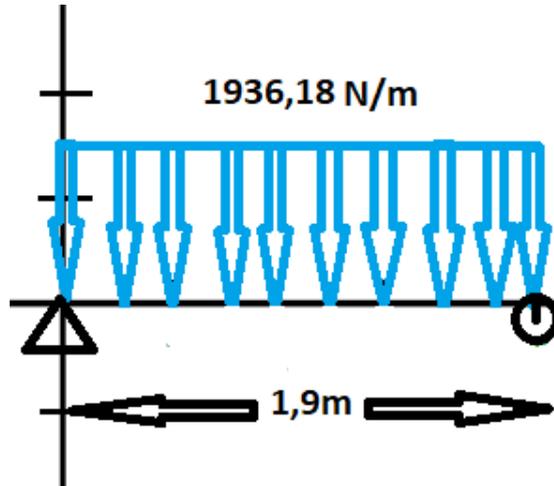
$$W = 29430 N$$

Dividiendo en 8 partes iguales la fuerza y distribuyéndola a lo largo de la viga:

$$F = 3678,75N$$

$$F_{distribuida} = 1936,18 \frac{N}{m}$$

En la siguiente imagen podemos observar que la fuerza se ha distribuido a lo largo de la viga que tiene una dimensión aproximada de 1,9m de largo:



**Figura B.1 Diagrama de fuerza sobre viga**

Calculando el equivalente a una fuerza puntual se obtienen las siguientes reacciones al aplicar conceptos de estática de vigas:

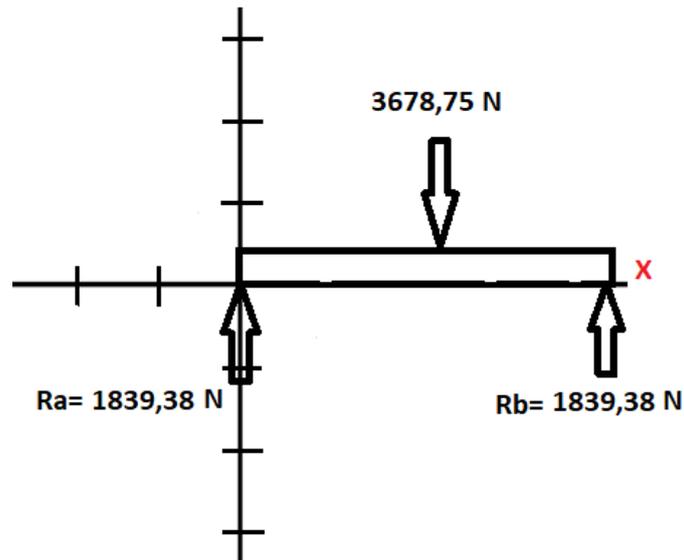
$$\Sigma F = 0$$

$$\Sigma F_x = 0$$

$$\Sigma F_y = 0$$

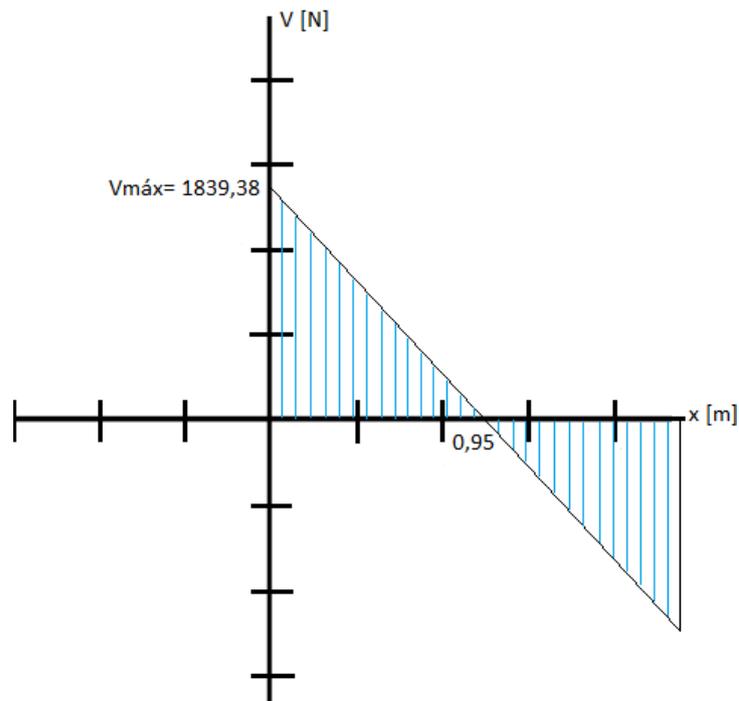
$$R_a + R_b = F_{puntual}$$

Al encontrarse la fuerza exactamente al medio de la viga, con seguridad podemos afirmar que las reacciones serán la mitad de la fuerza y con sentido contrario, por lo tanto:



**Figura B.2 Resultado de reacciones sobre la viga**

Con las reacciones obtenidos, pasamos al paso siguiente que consiste en calcular la fuerza cortante máxima (Figura B.36) que implica subir un grado a la función de la parte de las cargas netas y obteniendo una línea recta con pendiente negativa debido a que es parte de la fórmula:



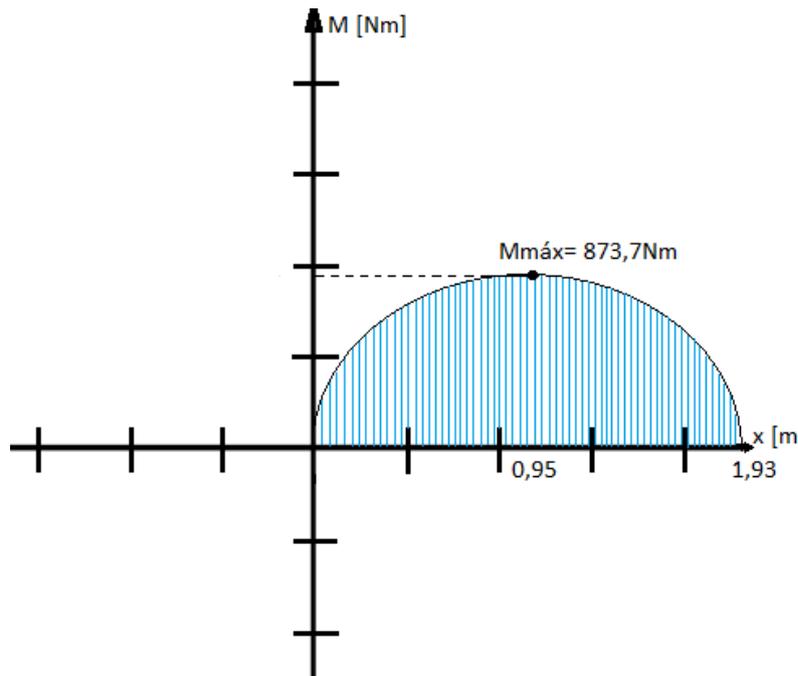
**Figura B.3 Diagrama de fuerza cortante máxima**

Al momento de calcular el momento máximo debemos tener en cuenta que el momento flector es la integral de la fuerza por un tramo de viga seleccionado, como en la mitad

justamente hay fuerza vector con un valor de 0, por teoremas de cálculo es el punto dónde se encuentra el momento máximo, cuyo valor corresponde al área bajo la curva de las fuerzas cortantes como se ve en la figura B.37, ya que se trata de una integral:

$$M_{max} = 1839,37N \cdot \frac{(0,95m)}{2} \text{ (área triángulo)}$$

$$M_{max} = 873,37Nm$$



**Figura B.4 Diagrama de momento flector máximo**

Con el momento flector máximo, se procede a calcular el módulo de sección que es igual a:

$$S = \frac{M_{max}}{\sigma_{permisible}}$$

Dónde:

$M_{max}$  = Momento flector máximo

$\sigma_{permisible}$  = esfuerzo permisible

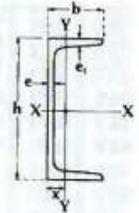
$$S = \frac{873,7 Nm}{166,67 \times 10^6 \frac{N}{m^2}}$$

$$S = 5,24 \times 10^{-6} m^3$$

$$S = 5,24 \text{ cm}^3$$

Ya con el módulo de sección vamos a las tablas de selección de perfiles que se puede observar en la Figura B.38 y debido a que el análisis fue realizado en el eje x pues buscamos en esa sección de la tabla el valor S:

TABLA B-10. Perfiles C (o U) (canales), europeos (unidades ST)

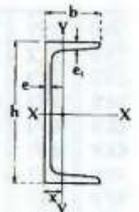


Perfil	Dimensiones en mm				x (cm)	Área transversal (cm <sup>2</sup> )	Masa (peso) (kg/m)	Eje X-X			Eje Y-Y		
	h	b	e	e <sub>1</sub>				I <sub>x</sub> (cm <sup>4</sup> )	S <sub>x</sub> (cm <sup>3</sup> )	r <sub>x</sub> (cm)	I <sub>y</sub> (cm <sup>4</sup> )	S <sub>y</sub> (cm <sup>3</sup> )	r <sub>y</sub> (cm)
50-25	50	25	6	6	0.80	5.1	4.00	20.0	8.0	1.97	3.00	1.76	0.76
60-30	60	30	6	6	0.89	6.4	5.02	32.6	10.8	2.25	5.62	1.10	0.93
8	80	45	6	8	1.45	11.0	8.64	106	26.5	3.10	19.4	6.36	1.33
10	100	50	6	8.5	1.55	13.5	10.60	206	41.2	3.91	29.3	8.49	1.47
12	120	55	7	9	1.60	17.0	13.40	364	60.7	4.62	43.2	11.1	1.59
14	140	60	7	10	1.75	20.4	16.01	605	86.4	5.45	62.7	14.8	1.75
16	160	65	7.5	10.5	1.84	24.0	18.84	925	116	6.21	85.3	18.3	1.89
18	180	70	8	11	1.92	28.0	22.00	1350	150	6.95	114	22.4	2.02
20	200	75	8.5	11.5	2.01	32.2	25.30	1910	191	7.70	148	27.0	2.14
22	220	80	9	12.5	2.14	37.4	29.40	2690	245	8.48	197	33.6	2.30
25-8	250	80	10	12.5	2.14	42.5	34.00	3770	302	9.40	238	40.6	2.36
25-10	250	100	10	16	2.88	53.7	42.20	5180	414	9.80	440	61.7	2.86
30	300	90	13	14	2.14	60.7	47.65	7310	487	10.95	349	51.0	2.39

Figura B.5 Dimensiones y parámetros para la selección de perfiles tipo C

Se escoge el perfil C50-25 con un módulo de sección de 8 cm<sup>3</sup> para tener cierto grado de confiabilidad el cual cuenta con las propiedades físicas de la figura B.39:

TABLA B-10. Perfiles C (o U) (canales), europeos (unidades ST)



Perfil	Dimensiones en mm				x (cm)	Área transversal (cm <sup>2</sup> )	Masa (peso) (kg/m)	Eje X-X			Eje Y-Y		
	h	b	e	e <sub>1</sub>				I <sub>x</sub> (cm <sup>4</sup> )	S <sub>x</sub> (cm <sup>3</sup> )	r <sub>x</sub> (cm)	I <sub>y</sub> (cm <sup>4</sup> )	S <sub>y</sub> (cm <sup>3</sup> )	r <sub>y</sub> (cm)
50-25	50	25	6	6	0.80	5.1	4.00	20.0	8.0	1.97	3.00	1.76	0.76

Figura B.6 Propiedades físicas del perfil C 50-25

Para hallar los perfiles de las secciones frontal y trasera:

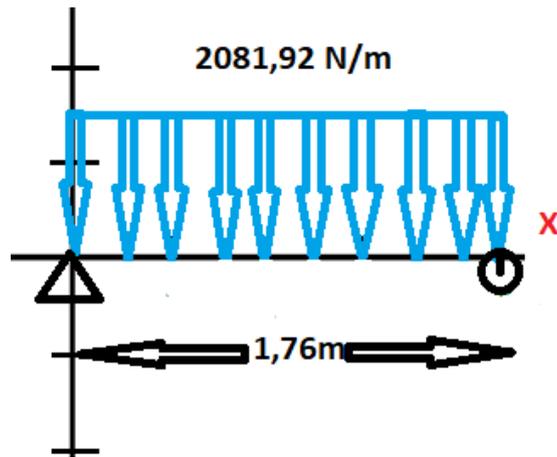


Figura B.7 Diagrama de fuerza sobre viga de la sección frontal y trasera

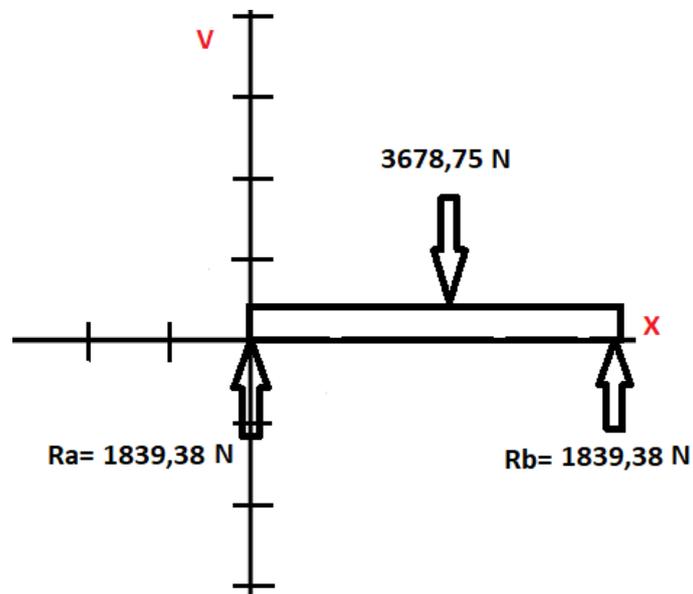
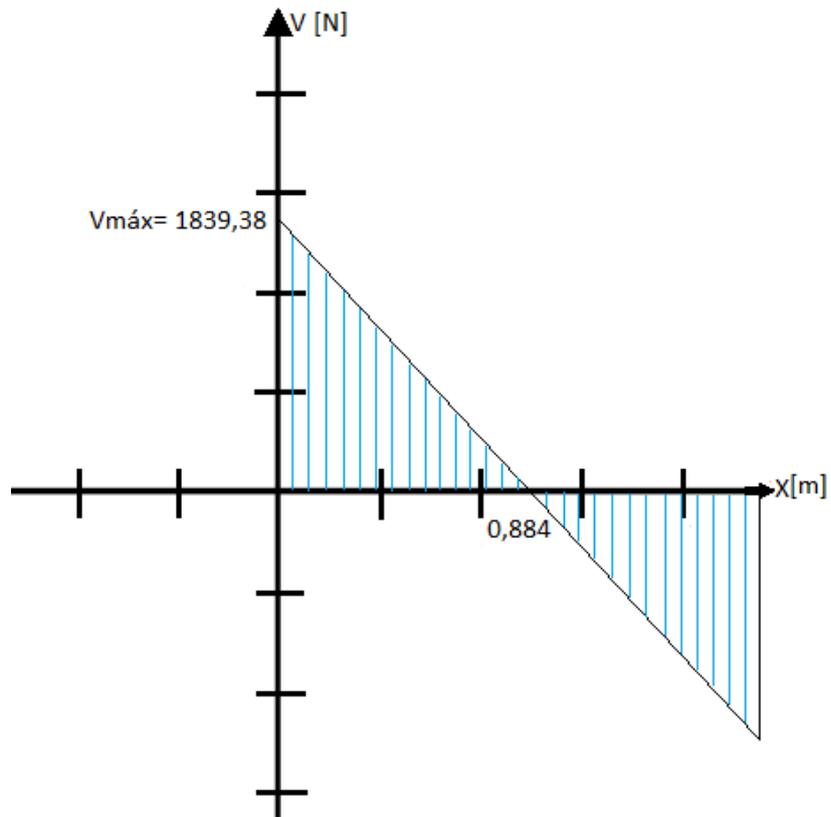


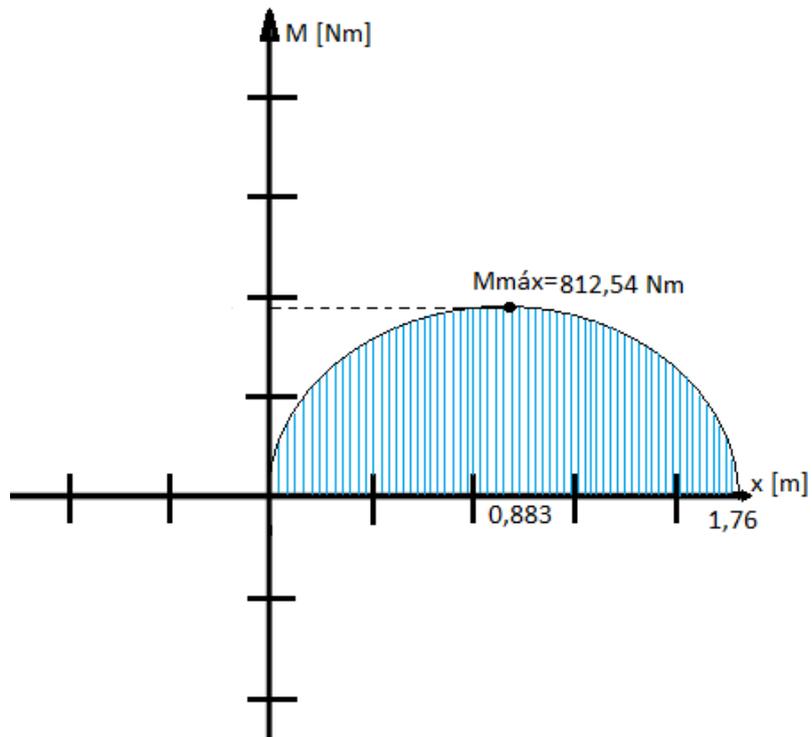
Figura B.8 Resultado de reacciones sobre la viga de las secciones frontal y trasera



**Figura B.9 Diagrama de cortante máximo sobre la viga de las secciones frontal y trasera**

$$M_{max} = 1839,37N \cdot \frac{(0,883m)}{2}$$

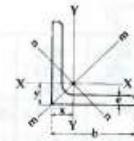
$$M_{max} = 812,54Nm$$



**Figura B.10 Diagrama de momento flector máximo sobre la viga de las secciones frontal y trasera**

Y con un módulo de sección obtenido de manera muy similar a lo anterior se obtuvo un módulo de  $4,87 \text{ cm}^3$  de lo cual se escoge de la siguiente figura:

TABLA B-II. Perfiles L (angulares), de lados iguales, europeos (unidades ST)



Perfil	Dimensiones en mm		Área transversal (cm <sup>2</sup> )	Masa (peso) (kg/m)	τ (cm)	Referencia al eje							
						X' - X' = Y - Y			m - m		n - n		
	b	e				$I_x = I_y$ (cm <sup>4</sup> )	$S_x = S_y$ (cm <sup>3</sup> )	$r_x = r_y$ (cm)	$I_m$ (cm <sup>4</sup> )	$r_m$ (cm)	$I_n$ (cm <sup>4</sup> )	$S_n$ (cm <sup>3</sup> )	$r_n$ (cm)
15-15-3	15	3	0.82	0.64	0.48	0.15	0.15	0.43	0.24	0.54	0.06	0.08	0.27
15-15-4		4	1.05	0.82	0.51	0.19	0.19	0.42	0.29	0.53	0.08	0.10	0.28
20-20-3	20	3	1.12	0.88	0.60	0.39	0.28	0.59	0.62	0.74	0.15	0.17	0.37
20-20-4		4	1.45	1.14	0.64	0.48	0.35	0.58	0.77	0.73	0.19	0.21	0.36
25-25-3	25	3	1.42	1.12	0.73	0.79	0.45	0.75	1.27	0.95	0.31	0.30	0.47
25-25-4		4	1.85	1.45	0.76	1.01	0.58	0.74	1.61	0.93	0.40	0.37	0.47
30-30-3	30	3	1.73	1.36	0.85	1.41	0.65	0.90	2.24	1.14	0.57	0.48	0.57
30-30-5		5	2.78	2.19	0.92	2.16	1.04	0.88	3.41	1.11	0.91	0.70	0.57
35-35-4	35	4	2.67	2.10	1.00	2.96	1.18	1.05	4.68	1.33	1.24	0.88	0.68
35-35-6		6	3.87	3.04	1.08	4.14	1.71	1.04	6.50	1.30	1.77	1.55	0.68
40-40-4	40	4	3.08	2.42	1.12	4.48	1.56	1.21	7.09	1.52	1.86	1.17	0.77
40-40-6		6	4.48	3.52	1.20	6.33	2.26	1.19	9.98	1.49	2.67	1.57	0.77
40-40-8		8	5.80	4.55	1.28	7.89	2.90	1.16	12.40	1.46	3.38	1.81	0.76
45-45-5	45	5	4.30	3.38	1.28	7.83	2.43	1.35	12.4	1.70	3.25	1.80	0.87
45-45-7		7	5.86	4.60	1.36	10.4	3.31	1.33	16.4	1.67	4.39	2.28	0.87
45-45-9		9	7.34	5.76	1.44	12.6	4.12	1.31	19.8	1.64	5.40	2.65	0.86

50-50-5	50	5	4.80	3.77	1.40	11.0	3.05	1.51	17.4	1.90	4.59	2.32	0.98
50-50-7		7	6.56	5.15	1.49	14.6	4.15	1.49	23.1	1.88	6.02	2.85	0.96
50-50-9		9	8.24	6.47	1.56	17.9	5.20	1.47	28.1	1.85	7.67	3.47	0.97

Figura B.11 dimensiones y parámetros para la selección de perfiles tipo L

Se escoge un perfil L de lados iguales de 50-50-9 mm como dimensiones principales.

Caballos de fuerza (HP)	Diámetros mínimos en mm			
	RPM de Motor			
	900	1200	1800	3600
0.50	65	-	-	-
0.75	65	65	-	-
1.00	65	65	60	-
1.50	75	65	65	60
2.00	75	65	65	65
3.00	75	75	65	65
5.00	100	75	75	65
7.50	115	100	75	75
10.00	115	115	100	75
15.00	135	115	115	100
20.00	155	135	115	115
25.00	170	155	115	115
30.00	170	170	135	-
40.00	210	170	155	-
50.00	230	210	170	-
60.00	260	230	190	-
75.00	260	260	230	-
100.00	350	350	250	-
125.00	380	350	280	-
150.00	465	350	-	-
200.00	550	-	-	-
250.00	-	-	-	-
300.00	-	-	-	-

Figura B.12 Relación entre el rpm de un motor y la potencia para la elección de un diámetro de eje

Diseño de los ejes de transmisión a la salida del eje del motor:

$$N1 \cdot D1 = N2 \cdot D2$$

Según recomendación de tabla:

$$D1 = 124,78mm$$

$$18(124,78mm) = 2(D2)$$

$$D2 = 1123,02mm \text{ aproximadamente}$$

A continuación, se hace uso de catálogos en línea en este caso el catálogo de la Figura B.46 nos muestra los diámetros aproximados del piñón motriz, en este caso se escogió el más pequeño para aproximar lo que más se pueda a las recomendaciones:

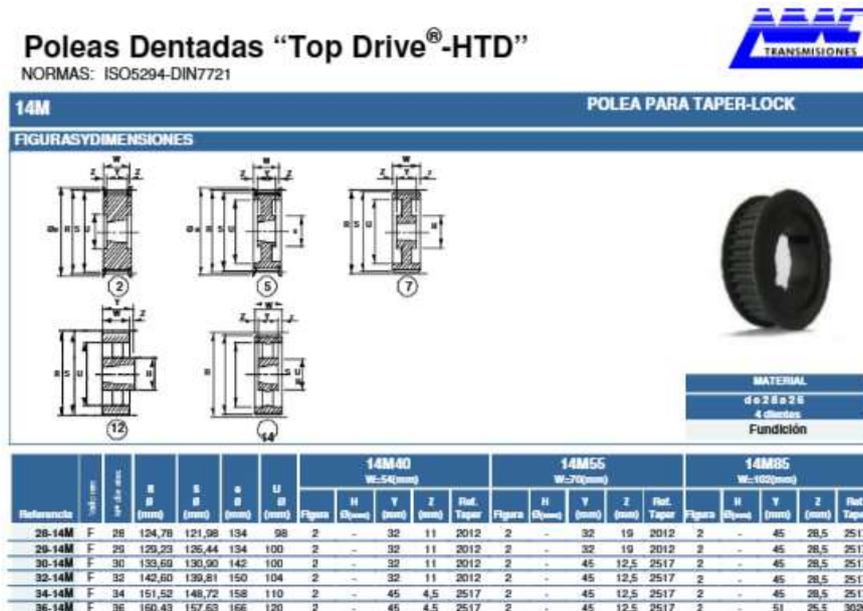


Figura B.13 Especificaciones de poleas dentadas

Elección: Polea 28-14M que cuenta con 28 dientes



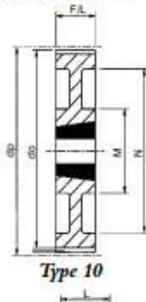
Figura B.14 Polea

La Figura B.15 y Figura B.16 nos da las dimensiones que tiene el tipo de piñón que hemos seleccionado y los parámetros a seguir para su construcción:

## Taper Bore Pulleys for HTD Size 14M Belts

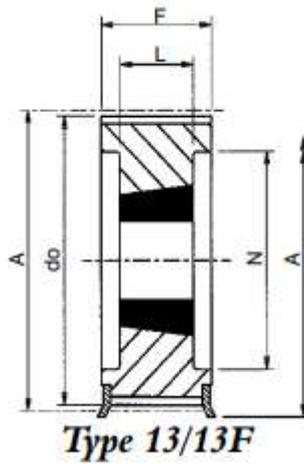
### Pulley Types

The pulley types referred to in tables are as drawings following. Suffix 'F' indicates pulley has flanges. Pulleys below dividing lines in tables are manufactured in Cast iron, and pulleys over 350mm diameter generally have lightening holes in web.



Catalogue No.	No. Teeth Z	Pulley Type	Pitch Circle Dia. dp	Taper Bush Ref.	Max. Bore d	Outside Diameter do	Flange Diameter A	Pulley Width F	Bore Length L	Hub Diameter M	Rim Diameter N	Approx Weight kg
<b>14mm Pitch Pulleys for 40mm Wide Belts. Ref. 14M40</b>												
28-14M-40	28	13F	124.78	2012	50	122.1	128	54	32	-	94	2.07
30-14M-40	30	13F	133.69	2012	50	131.0	138	54	32	-	98	2.65
32-14M-40	32	13F	142.60	2012	50	139.9	154	54	32	-	108	3.40
34-14M-40	34	13F	151.52	2517	60	148.8	160	54	45	-	110	3.87
36-14M-40	36	13F	160.43	2517	60	157.7	168	54	45	-	120	4.80
38-14M-40	38	13F	169.34	2517	60	166.6	184	54	45	-	130	5.40
40-14M-40	40	13F	178.25	2517	60	175.5	188	54	45	-	138	6.00
44-14M-40	44	13F	196.08	3020	75	193.3	212	54	51	-	155	7.60
48-14M-40	48	13F	213.90	3020	75	211.1	226	54	51	-	170	9.40
56-14M-40	56	12F	249.55	3020	75	246.8	256	54	51	170	208	10.80
64-14M-40	64	12F	285.21	3020	75	282.4	296	54	51	170	240	13.40
72-14M-40	72	12	320.86	3020	75	318.1	-	54	51	170	280	15.20
80-14M-40	80	12	356.51	3020	75	353.7	-	54	51	170	315	16.00
90-14M-40	90	12	401.07	3020	75	398.3	-	54	51	170	360	17.80
112-14M-40	112	12	499.11	3020	75	496.3	-	54	51	170	457	25.60
144-14M-40	144	12	641.71	3020	75	638.9	-	54	51	170	600	32.00
168-14M-40	168	12	748.86	3020	75	745.9	-	54	51	170	706	44.00
192-14M-40	192	12	855.82	3020	75	852.8	-	54	51	170	813	49.00
<b>14mm Pitch Pulleys for 55mm Wide Belts. Ref. 14M55</b>												
28-14M-55	28	13F	124.78	2012	50	122.1	128	70	32	-	94	2.20
30-14M-55	30	13F	133.69	2517	60	131.0	138	70	45	-	100	2.70
32-14M-55	32	13F	142.60	2517	60	139.9	154	70	45	-	108	3.60
34-14M-55	34	13F	151.52	2517	60	148.8	160	70	45	-	110	4.55
36-14M-55	36	13F	160.43	2517	60	157.7	168	70	45	-	120	5.20
38-14M-55	38	13F	169.34	2517	60	166.6	184	70	45	-	130	6.20
40-14M-55	40	13F	178.25	2517	60	175.5	188	70	45	-	138	7.90
44-14M-55	44	13F	196.08	3020	75	193.3	212	70	51	-	155	8.60
48-14M-55	48	13F	213.90	3020	75	211.1	226	70	51	-	170	10.40

Figura B.15 Especificaciones de la polea



**Figura B.16 Dimensiones de la polea**

Los elementos mecánicos como lo son los sistemas de transmisión usan los conocidos Bush que son piezas diseñadas que ayudan a transmitir el movimiento del eje central a los piñones usando los prisioneros que ya vienen según el bush a adquirir y el cual se puede visualizar en la Figura B.17:



**Figura B.17 Aspecto de bush**

A continuación, se enlistan las características físicas del bush para un diámetro de 50mm:

**Tabla B.1 Parámetros de bush**

Perfil	TB2012
No.N° de ranuras/dientes	-
Diámetro (mm)	50
Marca	-
Peso (kg)	0,75
Diámetro de la parcela Dw (mm)	70

Ancho (mm)	31,8
Material	Hierro fundido gris

EJE, contamos con el eje (Figura B.18) que saldrá de la caja reductora que es de 50mm que va a transmitir el movimiento generado por el motor:

Datos técnicos:

Diámetro: 50mm

Zona de tolerancia: h6

Material: CF53

Dureza: HRC62 +/- 2

Rugosidad: Ra0.8

Tolerancia de rectitud: +/- 0.5mm



**Figura B.18 eje**

Se procede a realizar el mismo procedimiento para la parte del sistema conducido, comenzando por:

Selección de polea conducida:

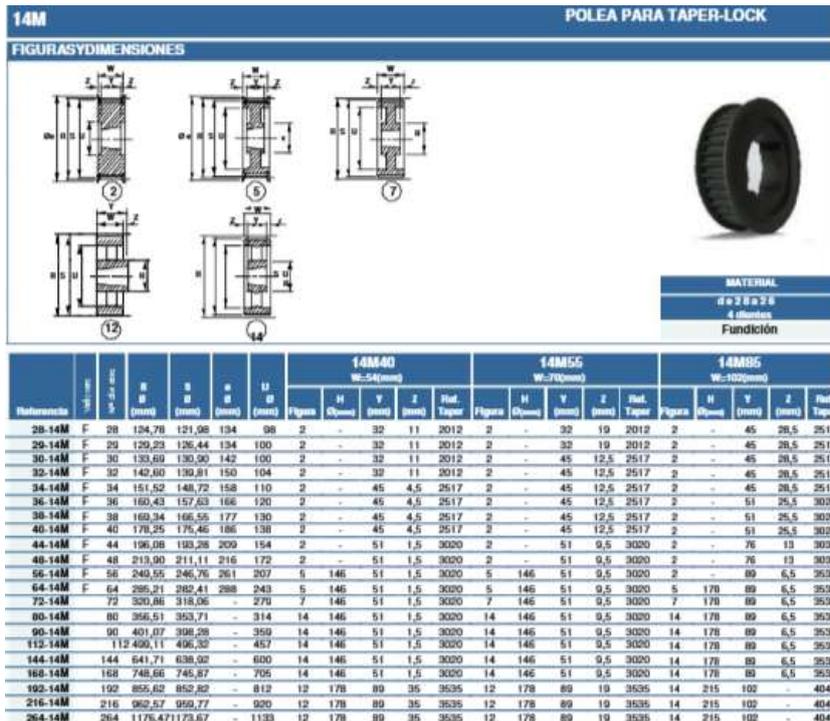


Figura B.19 Polea para taper-lock

Elección: 264-14M que cuenta con 264 dientes

A continuación, se presentan las características en su aspecto físico de dicho piñón;

**TIMING PULLEYS TAPER BORE**

**14M - SECTION 55**

Part Number	Type	Bushing Type	Max Bore	R mm	S mm	Ø e mm	U mm	W mm	H mm	Z mm	Y mm	Flange	Material
28-14M-55F	2	2012	30	124,78	122,12	134	98	70	-	19	32	With Flanges	Cast Iron
29-14M-55F	2	2012	50	129,23	126,57	134	100	70	-	19	32		
30-14M-55F	2	2517	65	133,69	130,99	142	100	70	-	12,5	45		
32-14M-55F	2	2517	65	142,60	139,88	150	104	70	-	12,5	45		
34-14M-55F	2	2517	65	151,52	148,79	158	110	70	-	12,5	45		
36-14M-55F	2	2517	65	160,43	157,68	166	120	70	-	12,5	45		
38-14M-55F	2	2517	65	169,34	166,60	177	130	70	-	12,5	45		
40-14M-55F	2	2517	65	178,25	175,49	186	138	70	-	12,5	45		
44-14M-55F	2	3020	75	196,08	192,28	209	154	70	-	9,5	51		
48-14M-55F	2	3020	75	213,90	211,11	216	172	70	-	9,5	51		
56-14M-55F	5	3020	75	240,55	246,76	261	207	70	144	9,5	51		
64-14M-55F	5	3020	75	285,21	282,41	288	243	70	144	9,5	51		
72-14M-55	7	3020	75	320,86	318,06	-	279	70	144	9,5	51		
80-14M-55	14	3020	75	356,51	353,71	-	314	70	144	9,5	51		
90-14M-55	14	3020	75	401,07	398,28	-	359	70	144	9,5	51		
112-14M-55	14	3020	75	495,11	492,32	-	457	70	144	9,5	51		
144-14M-55	14	3020	75	641,71	638,92	-	600	70	144	9,5	51		
168-14M-55	14	3020	75	784,66	781,87	-	705	70	144	9,5	51		
192-14M-55	12	3535	95	855,62	852,82	-	812	70	178	19	89		
216-14M-55	12	3535	95	952,57	949,77	-	920	70	178	19	89		
264-14M-55	12	3535	95	1176,47	1173,67	-	1133	70	178	19	89		

Figura B.20 Dimensiones de taper-lock



**Figura B.21 Aspecto de taper bush**

Taper Bush



**Figura B.22 Bush de ejes**

Al igual que con el piñón motriz, se hace la selección del eje, bush, polea, que pueda ayudar a obtener los elementos mecánicos que cumplan con los requerimientos:

**Tabla B.0.1 Especificaciones para Bush de ejes**

Perfil	TB3535
No.N° de ranuras/dientes	-
Diámetro (mm)	90
Marca	-
Peso (kg)	5.250
Diámetro de la parcela Dw (mm)	127
Ancho (mm)	88,9
Material	Hierro fundido gris

### **Selección de chavetas y chaveteros**

Para la selección de las chavetas se debe tener en cuenta que el par torsor que debe transmitir es el mismo que el eje, por lo tanto, debe ser de longitud mínima de 1,5 veces el diámetro del eje.

Para diámetro de 50mm la longitud de la chaveta es de 75mm

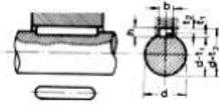
Para diámetro de 90mm la longitud de la chaveta es de 135mm

A continuación, en la Figura B.58 se presentan los siguientes detalles a considerar para la construcción de las chavetas:

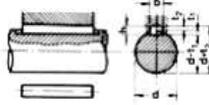


## DIMENSIONES CHAVETEROS Y CHAVETAS

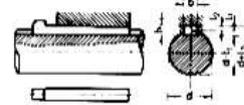
Según DIN – 6885/1 – 6886 - 6887



Chaveta paralela  
S/DIN-6885/1



Chaveta de cuña  
S/DIN-6886



Chaveta de cuña con cabeza  
S/DIN-6887

Ø Eje d (mm) desde-hasta	Medidas chaveta b x h mm	Medidas del chavetero en el cubo				Medidas del chavetero en el eje para chavetas paralelas y de cuña		Medidas de los ejes en el cubo de la rueda	
		Chaveta paralela S/DIN 6885/1		Chaveta de cuña S/DIN 6886 y 6887		t <sub>1</sub> m/m	Tol. admisible (en altura) m/m	Ø m/m desde- hasta	Tol. H-7 m/m
		d + t <sub>2</sub> m/m	Tol. Admisible (en altura) m/m	d + t <sub>2</sub> m/m	Tol. admisible (en altura) m/m				
17-22	6x6	d+2,6	+0,1	d+2,1	+0,1	3,5	+0,2	10-18	+0,018 0
22-30	8x7	d+3,0		d+2,4		4,1			
30-38	10x8	d+3,4	d+2,8	4,7					
38-44	12x8	d+3,2	d+2,6	4,9					
44-50	14x9	d+3,6	d+2,9	5,5					
50-58	16x10	d+3,9	d+3,2	6,2					
58-65	18x11	d+4,3	d+3,5	6,8					
65-75	20x12	d+4,7	d+3,9	7,4					
75-85	22x14	d+5,6	d+4,8	8,5					
85-95	25x14	d+5,4	+0,2	d+4,6	+0,2	8,7		80-120	+0,035 0
							120-180	+0,040 0	

**Figura B.23 Dimensiones de chavetas y chaveteros**

### Selección de correa dentada

Determinación de los factores involucrados en la potencia efectiva.

De la Tabla B.17 se selecciona la clase de la máquina conductora.

**Tabla B.3 Determinación de la clase de máquina conductora**

Clase de máquina	Clase I	Clase II	Clase III
Carga momentánea máxima en % sobre la carga evaluada	149%	150% a 249%	250% a 400%
Motores eléctricos de corriente alterna			Todos
Monofásicos			
Normalizados normas IEC protección P33			
2920 r.p.m.	30 Kw	1Kw-22 Kw	0.75-2.2Kw
1460 r.p.m.	0.75 Kw	3-55 Kw	
970 r.p.m.	11 Kw	0.55-7.5 Kw	
730 r.p.m.	3 Kw	0.37-2.2 Kw	
Motores de escobillas			
1460 r.p.m.		15 Kw	1.5-11 Kw
970r.p.m.		11 Kw	1.5-7.5 Kw
730 r.p.m.		5.5 Kw	0.75- 3 Kw
Síncronos		Par normal	Par alto
Motores eléctricos de corriente Continua	shunt	compuestos	serie
Motores de combustión interna	≥8 cilindros	6 cilindros	≤4 cilindros
Motores hidráulicos			Todos

Escogemos clase III debido a que se encuentra dentro de los parámetros de funcionamiento tanto la velocidad angular como la potencia transmitida.

Con el tipo de máquina ya escogido, obtenemos el factor de servicio de la Tabla B.18:

**Tabla B.4 determinación del factor de servicio base**

CLASE MÁQUINA DE CONDUCCIDA	CLASE MÁQUINA CONDUCTORA		
	I	II	III
Agitadores, líquido semilíquido	1,2 1,3	1,4 1,5	1,6 1,7
Maquinaria para panaderías, mezcladoras de pasta o masa	1,2	1,4	1,6
Maquinaria para ladrillería y arcilla taladros, mezcladoras, granuladoras maquinaria para molinos	1,4 1,6	1,6 1,8	1,8 2,0
Centrifugadoras	1,5	1,7	-
Compresores alternativos centrifugos	1,6 1,4	1,8 1,5	2,0 1,6
Transportadores de correa, paquetes ligeros, hornos de correa para mineral, carbón, arena de cangilones, elevadores aéreos, de hélice (vis-sin-fin)	1,1 1,2 1,4 1,4	1,2 1,4 1,6 1,6	1,3 1,6 1,8 1,8
Ventiladores centrifugos, aspiradores de humos impulsores de hélice, para minas	1,4 1,6	1,6 1,8	1,8 2,0
Generadores y excitadores	1,4	1,6	1,8
Martillos mecánicos	1,5	1,7	1,9
Grúas, elevadores	1,4	1,6	1,8
Maquinaria para lavaderos general extractores, lavadores	1,2 1,4	1,4 1,6	1,6 1,8
Líneas de ejes	1,2	1,4	1,6
Máquinas-herramientas taladradoras, tornos, máquinas de roscar muelas fresadoras, limadoras	1,2 1,3 1,3	1,4 1,5 1,5	1,6 1,7 1,7
Prensas	-	1,9	2,1
Maquinaria para papel agitadoras, satinadoras, secadoras demás maquinaria	1,2 1,4	1,4 1,6	1,6 1,8
Maquinaria para imprenta prensas, periódicos, rotativas, estampadoras, linotipias, cortadoras, plegadoras	1,2	1,4	1,6
Bombas centrifugas, rotativas alternativas	1,2 1,7	1,4 1,9	1,6 2,1
Maquinaria para plantas de caucho	1,4	1,6	1,8
Cribes vibradoras cilíndricas, cónicas	1,3 1,2	1,5 1,4	-
Maquinaria textil telares, hiladoras, torcedoras urdidoras, devanadores	1,3 1,2	1,5 1,4	1,7 -
Maquinaria para madera sierras de cinta sierras circulares, junteras, cepilladoras	1,2 1,2	1,3 1,4	- -

El factor de servicio para este caso es Fs: 1,8

Una vez obtenido el factor de servicio, se debe escoger el valor del factor que está en función de la relación de transmisión:

**Tabla B.5 Factor en función de la relación de transmisión**

Relación de velocidad	Factor
<b>1 a 1,24</b>	<b>-</b>
<b>1,25 a 1,74</b>	<b>0,1</b>
<b>1,75 a 2,49</b>	<b>0,2</b>
<b>2,50 a 3,49</b>	<b>0,3</b>
<b>3,50 y superior</b>	<b>0,4</b>

En este caso no se escoge ninguno ya que el caso de este diseño corresponde al sistema de transmisión de reducción y ese factor solo aplica al sistema multiplicador.

Por último, analizamos el factor adicional debido a las horas trabajadas diarias obtenido de la Tabla B.6:

**Tabla B.6 Factor base en función de las horas de trabajo por día**

Si se usa tensor	Añadir 0,2 al factor base
Para 10-16 horas de trabajo por día	Añadir 0,2 al factor base
Para 17-24 horas de trabajo por día	Añadir 0,4 al factor base
Si la transmisión es de funcionamiento discontinuo	Restar 0,2 al factor base
Para casos especiales	Consultar departamento técnico

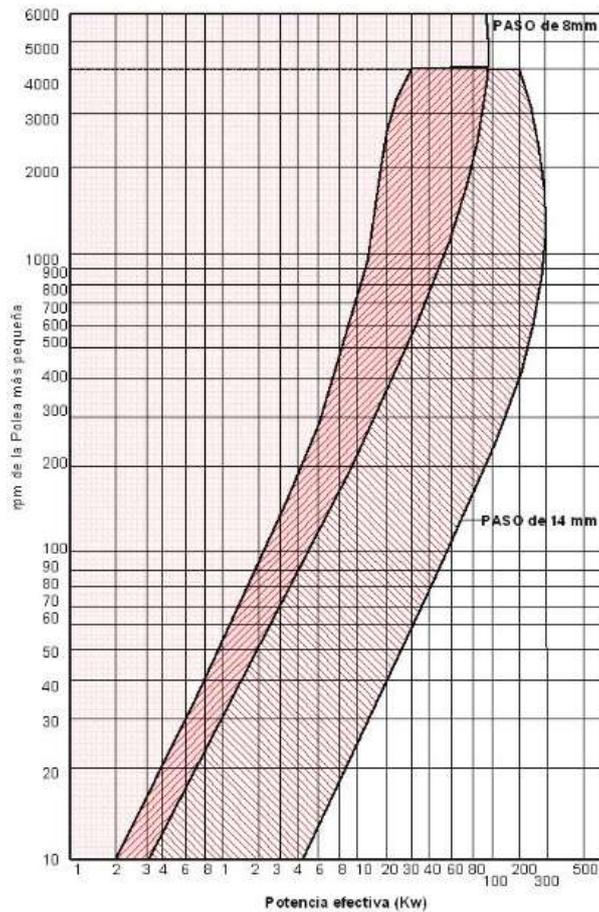
Se escoge el factor de  $d = 0,2$  porque el rango de trabajo corresponde entre las 10 y 16 horas de trabajo por día.

$$P = 1,1KW(1,8 + 0 + 0,2)$$

$$P = 2,2KW$$

Con la potencia efectiva y los RPM de la polea de menos diámetros, vamos al diagrama de guía de selección de paso:

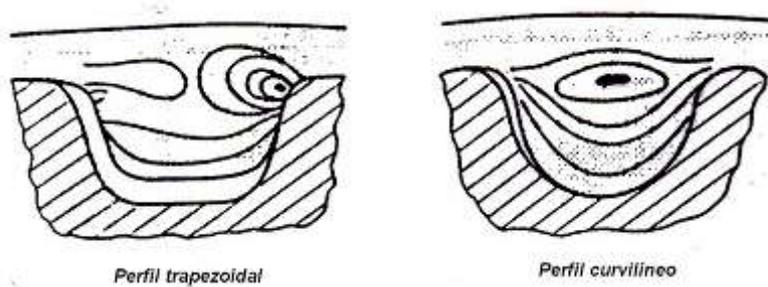
Guía de selección del paso de la correa



**Figura B. 24 Gráfica de rpm de la polea más pequeña vs potencia efectiva para la selección del paso de correa**

Se selecciona un paso de 14mm porque se obtuvo la zona de intersección de la Figura B.59, entre las dos zonas y se escoge esa por temas de diseño.

Para el diseño se va a trabajar con correas dentadas de perfil curvilíneo, ya que ofrece ciertas ventajas frente a los de perfil trapecoidal como, por ejemplo, la rigidez en el núcleo de los dientes y también absorbe la mayor parte de los esfuerzos, y al ser de perfil curvilíneo la zona donde se concentran estos esfuerzos es en la mitad del diente como se puede observar en la Figura B.60:



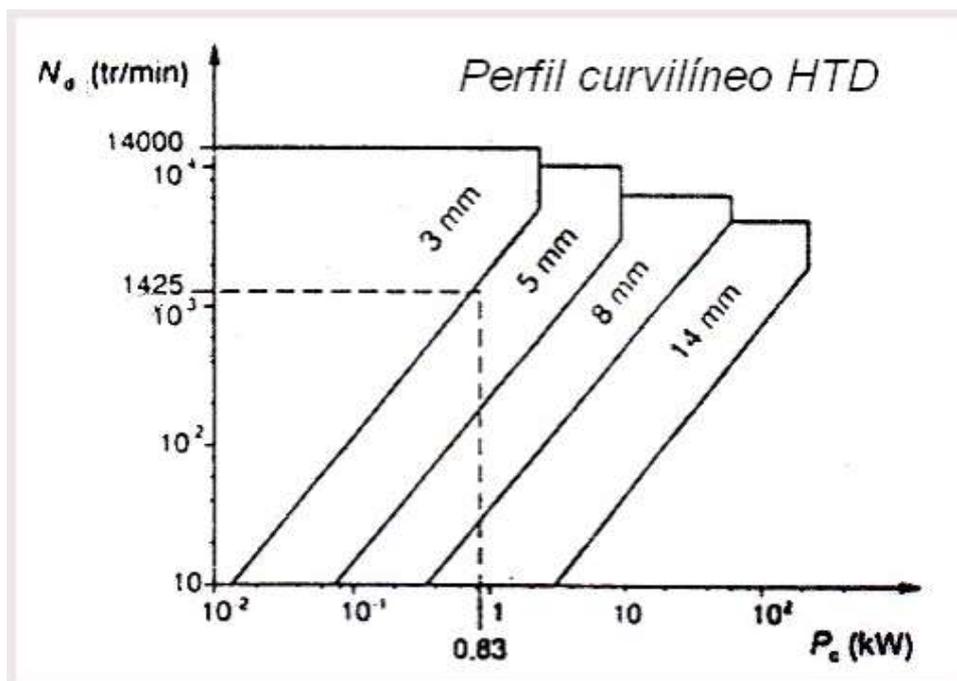
**Figura B. 25 perfil de correas dentadas**

En la siguiente tabla de la Figura B.61 se pueden observar las series normalizadas y dimensiones de las correas de perfil curvilíneo según su paso:

<b>Dimensiones para correas sincronas de perfil curvilíneo HTD</b>			
	<b>Paso, P mm</b>	<b>H mm</b>	<b>h1 mm</b>
	3	2,40	1,20
	5	3,80	2,10
	8	5,60	3,40
	14	10,00	6,10

**Figura B. 26 Dimensiones de correa sincrónica de perfil HTD**

A continuación, en la Figura B.27 se presentan una serie de datos técnicos para la selección de correas de perfil curvilíneo:



**Figura B. 27 Gráfica de perfil curvilíneo HTD**

A continuación, se revisa los máximos esfuerzos admisible, pesos y anchuras según los datos de los fabricantes:

Esfuerzo admisible, peso y anchura base normalizada de correas síncronas									
Tipo	Perfil trapezoidal					Perfil curvilíneo HTD			
	XL	L	H	XH	XXH	3 mm	5 mm	8 mm	14 mm
Esfuerzo máximo admisible (N)	55	250	2100	4100	6400	50	130	850	2400
Peso unitario (g/m)	21	75	330	1200	2100	18	40	125	395
Anchura base (mm)	9.5	25.4	76.2	101.6	127.0	6.0	9.0	20.0	40.0

**Figura B. 28 Esfuerzo admisible, peso y anchura de correa perfil HTD**

Por último, revisar las recomendaciones finales de los fabricantes que a su vez se puede usar como un límite en el diseño:

Recomendaciones de uso para correas síncronas									
Tipo	Perfil trapezoidal					Perfil curvilíneo HTD			
	XL	L	H	XH	XXH	3 mm	5 mm	8 mm	14 mm
Diámetro nominal de poleas (mm)	16,17	36,38	64,68	127,34	222,34	9,55	22,28	56,02	124,78
Nº de dientes en polea	10	12	16	18	22	10	14	22	28
Velocidad máxima de uso (m/s)	50	50	50	40	35	60	60	55	45

**Figura B. 29 Recomendaciones para perfil HTD**

Con los parámetros obtenidos, se procede a ir a los diferentes catálogos en línea que nos den opciones que se asemejen a lo que necesitamos.

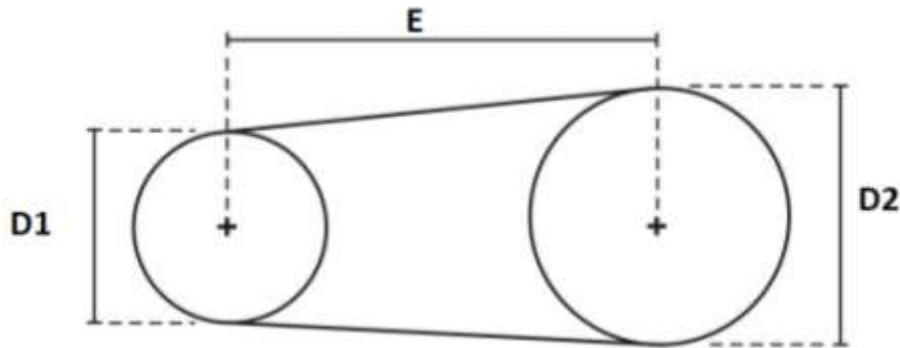
<b>TEXROPE® SupraDrive™</b>		
<b>14M</b>		
Referencia	Lp (mm)	Número de dientes
966 14M 40 SupraDrive	966	69
1092 14M 40 SupraDrive	1092	78
1190 14M 40 SupraDrive	1190	85
1400 14M 40 SupraDrive	1400	100
1610 14M 40 SupraDrive	1610	115
1778 14M 40 SupraDrive	1778	127
1890 14M 40 SupraDrive	1890	135
2100 14M 40 SupraDrive	2100	150
2310 14M 40 SupraDrive	2310	165
2450 14M 40 SupraDrive	2450	175
2590 14M 40 SupraDrive	2590	185
2800 14M 40 SupraDrive	2800	200
3150 14M 40 SupraDrive	3150	225
3500 14M 40 SupraDrive	3500	250
3850 14M 40 SupraDrive	3850	275
4326 14M 40 SupraDrive	4326	309
4578 14M 40 SupraDrive	4578	327

**Figura B. 30 Características de correa Texrope Supradrive**

Antes de hacer uso del catálogo presentado en la Figura B.65 y sabiendo cuales son las características más importantes de la correa a seleccionar tales como el paso, el número

de dientes de los piñones y sus diámetros, podemos obtener la longitud total de la correa de la siguiente manera:

- Determinar la distancia entre centros. - por recomendaciones de los fabricantes la distancia entre centros de dos poleas dentadas se obtiene de hacer la suma algebraica de la mitad del diámetro de la polea de menor tamaño con el diámetro de la polea más grande, es decir:



**Figura B. 31 Esquema de diámetros de poleas y distancia entre centros**

$$E = \frac{D1}{2} + D2$$

$$E = \frac{122,1}{2} + 1173,67$$

$$E = 1234,72mm$$

$$E = 48,61" \setminus \setminus$$

- Ahora con la distancia entre centros establecida, se procede a calcular unas constantes las cuales ayudarán al cálculo final de la longitud de la correa que se obtiene con la siguiente ecuación:

$$2C + \frac{S}{2} + \frac{K}{S}$$

- Dividir E para el paso de la cadena se obtiene la variable C:

$$E = 48,61" \setminus$$

$$P = 14mm = 0,55"$$

$$C = \frac{E}{P}$$

$$C = \frac{24,31}{0,55}$$

$$C = 88,38$$

- Sumar los dientes del piñón pequeño con el grande nos da la letra S:

$$S = 28 + 264$$

$$S = 292$$

- Restar la cantidad de dientes del piñón pequeño del grande nos otorga la letra D:

$$D = 264 - 40$$

$$D = 236$$

- Con la letra D nos dirigimos a la siguiente tabla:

**Tabla B. 7 Valores de K según D**

D	K	D	K	D	K	D	K	D	K	D	K	D	K	D	K
1	0,03	25	15,83	49	60,82	73	134,99	97	238,33	121	370,86	145	532,57	169	723,46
2	0,10	26	17,12	50	63,33	74	138,71	98	243,27	122	377,02	146	539,94	170	732,05
3	0,23	27	18,47	51	65,66	75	142,84	99	248,26	123	383,22	147	547,36	171	740,60
4	0,41	28	19,86	52	68,49	76	146,31	100	253,30	124	389,48	148	554,83	172	749,37
5	0,63	29	21,30	53	71,15	77	150,18	101	258,39	125	395,79	149	562,36	173	758,11
6	0,91	30	22,80	54	73,96	78	154,11	102	263,54	126	402,14	150	569,93	174	766,90
7	1,24	31	24,34	55	76,62	79	158,09	103	268,73	127	408,55	151	577,53	175	775,74
8	1,62	32	25,94	56	79,44	80	162,11	104	273,97	128	415,01	152	585,23	176	784,63
9	2,06	33	27,58	57	82,30	81	166,19	105	279,27	129	421,52	153	592,96	177	793,57
10	2,53	34	28,28	58	85,21	82	170,32	106	284,67	130	428,08	154	600,73	178	802,57
11	3,06	35	31,03	59	88,17	83	174,50	107	290,01	131	434,69	155	608,56	179	811,61
12	3,65	36	32,83	60	91,19	84	178,73	108	295,45	132	441,36	156	616,44	180	820,70
13	4,28	37	34,68	61	94,25	85	183,01	109	300,95	133	448,07	157	624,37	181	829,85
14	4,96	38	36,58	62	97,37	86	187,34	110	306,50	134	454,83	158	632,35	182	839,04
15	5,70	39	38,53	63	100,54	87	191,73	111	312,09	135	461,64	159	640,38	183	848,28
16	6,48	40	40,53	64	103,75	88	196,16	112	317,74	136	468,51	160	648,46	184	857,58
17	7,31	41	42,58	65	107,02	89	200,64	113	323,44	137	475,42	161	656,59	185	866,93
18	8,21	42	44,68	66	110,34	90	205,18	114	329,19	138	482,38	162	664,77		
19	9,14	43	46,84	67	113,71	91	209,76	115	334,99	139	489,41	163	673,00		
20	10,13	44	49,04	68	117,13	92	214,40	116	340,84	140	496,47	164	681,28		
21	11,17	45	51,29	69	120,60	93	219,08	117	346,75	141	503,59	165	689,62		
22	12,26	46	53,60	70	124,12	94	223,82	118	352,70	142	510,76	166	698,00		
23	13,40	47	55,95	71	127,69	95	228,61	119	358,70	143	517,98	167	706,44		
24	14,59	48	58,36	72	131,31	96	233,44	120	364,76	144	525,25	168	714,92		

$$K = 886,93$$

- Ya con los valores de las constantes obtenidos, procedemos a usar la fórmula del principio:

$$2C + \frac{S}{2} + \frac{K}{S}$$

$$2(88,38) + \frac{292}{2} + \frac{886,93}{152}$$

326 eslabones

Multiplicando por 0,55"

$$326 \cdot 0,55"$$

$$179"$$

$$179" = 4551,39mm$$

Con la longitud obtenida, entonces con seguridad procedemos a escoger la siguiente banda:

4578 14M 40 SupraDrive | 4578 | 327 |

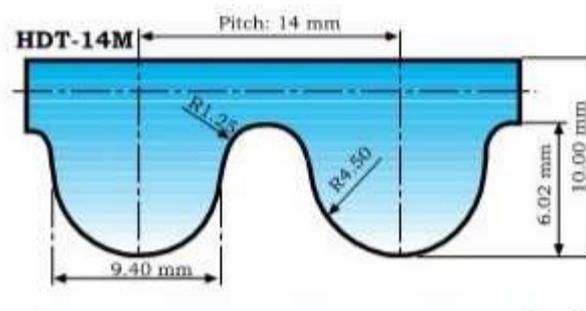
**Figura B.67 Banda seleccionada**

Cuenta con las siguientes características:

- Referencia:4578-14M-40
- Descripción:45780-14M-40 Correa de Tiempo HTD
- Longitud: 4578 mm
- Numero de dientes: 327
- Distancia de paso: 14 mm
- Ancho: 40 mm
- Altura Total: 10.00 mm
- Altura de los dientes: 6.02 mm
- Peso: 1.98 lb



**Figura B. 32 Perfil de la banda seleccionada**



**Figura B. 33 Dimensiones e banda seleccionada**

# APÉNDICE C

## POTENCIA DEL MOTOR PARA PLATAFORMA

Tiempo: 30 segundos

Velocidad angular máxima: 2rpm

$$\omega = \alpha * t$$

$$\alpha = \frac{0.21 \text{ rad/s}}{30 \text{ s}} = 7 \times 10^{-3} \text{ rad/s}^2$$

De acuerdo con el resultado provisto por el software Inventor la inercia de la plataforma es de

$$I = 1981.88 \text{ kgm}^2$$

La figura B.70 muestra coeficientes de rozamiento para medir la resistencia a la rodadura de la rueda seleccionada.

Tread Material	Floor Material	Coefficient of Rolling Friction (inches @ 3mph)
Forged Steel	Steel	0.019
Cast Iron	Steel	0.021
Hard Rubber	Steel	0.303
Polyurethane	Steel	0.030 - 0.057*
Cast Nylon	Steel	0.027
Phenolic	Steel	0.026

**Figura C. 1 Coeficientes de rozamiento**

La fuerza normal sobre una rueda de plataforma giratoria con radio interior y exterior es la fuerza perpendicular a la superficie de la rueda e igual al peso de la rueda y a cualquier carga que haya sobre ella.

$$F_o = f \frac{W}{R}$$

La potencia del motor dependerá del torque a vencer por la plataforma que se rige por el momento de resistencia a la rodadura de las ruedas.

El material de la rueda seleccionada es nylon por lo que el coeficiente es 0.027 y el radio es de 3"

$$\sum M_{rod} = \frac{f}{R} (\#Ruedas \text{ región } a * W_{cra} * d_i + \#Ruedas \text{ región } b * W_{crb} * d_o)$$

$$\sum M_{rod} = \frac{0.027}{3} (8 * 3579.43 N * 0.7 m + 16 * 4354.15 N * 4.5 m)$$

$$\sum M_{rod} = 3001.89 Nm$$

$$\tau = \sum M_{rodadura} + I * \alpha$$

$$\tau = 3001.89 + (1981.88 * 7 \times 10^{-3})$$

$$\tau = 3015.76 Nm$$

$$P_m = \tau * \omega * \eta_s$$

$$P_m = 3015.76 Nm * \frac{0.21 rad}{s} * 1.5 = 950 [W]$$

$$P_m = 1.3 HP$$

Por lo que se selecciona un motor de 1.5 HP

### Selección de la Caja Reductora

Potencia Motor= 1.5 HP

Velocidad del motor eléctrico= 1800 RPM

Velocidad a la salida de la caja reductora= 18 RPM

Tipo de trabajo= Carga variable



Caja reductora NM90 sinfín corona 1 - 1.5 - 2 - 3 - 4 y 5 hp

Precio \$1.718.000 incl. IVA

#### Especificaciones técnicas

Tipo de reducción	Sinfín corona
Marca	EXH
Referencia	NMRV y NRV
Potencia motor	1, 1.5, 2, 3, 4 y 5 hp
Tamaño	90
Relación	7.5; 10; 15; 20; 30; 40; 50; 60 y 100
Velocidad de salida	240, 180, 120, 90, 60, 45, 30 y 18 rpm; de acuerdo a la relación utilizada

Figura C.2 Especificaciones de caja reductora

## APÉNDICE D

### Reacciones en los apoyos del Elevador hidráulico

$$\sum M_B = 0$$

$$\sum M_B = -W * \frac{L}{2} + (D_y + H_y)BD = 0$$

$$D_y + H_y = \frac{W * \frac{L}{2}}{BD} = \frac{2774 * 9.81 * (2.1/2)}{2}$$

$$D_y + H_y = 14286.80 \text{ N} = 2D_y$$

$$D_y = H_y = 7143.40 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$\sum F_y = -W + B_y + F_y + (D_y + H_y) = 0$$

$$B_y + F_y = -(D_y + H_y) + W = -14286.80 + (2774 * 9.81)$$

$$B_y + F_y = 12926.14 = 2B_y$$

$$B_y = F_y = 6463.07 \text{ N}$$

## APÉNDICE E

### Selección de componentes del circuito hidráulico

#### Motor eléctrico

El peso de la carga que soporta el elevador es de 2751 kg

Altura máxima: 1.5 m

Tiempo de un ciclo: tiempo de subida + tiempo de bajada: 20+20: 40 seg

Factor de seguridad de 1.5

$$P_m = \frac{W * h}{t}$$
$$P_m = \frac{2751 * 9.81 * 1.5m}{20 \text{ seg}}$$
$$P_m = 2024 * 1.5 \left[ \frac{Nm}{s} \right]$$
$$P_m = 4.1 \text{ HP}$$

Se selecciona un motor weg de 4 HP

#### Bomba hidráulica

Se considera dos pistones hidráulicos de doble efecto HTR2004-ORB-P cada uno con un área de  $0.0020 \text{ m}^2$

El fluido que se mueve a través del sistema en un minuto

$$Q = A_c * L_c * cpm$$
$$Q = (0.0020 \text{ m}^2 * 2) * (0.10m) * \frac{60}{40}$$
$$Q = 0.62 \text{ L/min}$$

Masa sobre la plataforma: 1950 kg

FOS: 1.2

Masa total:  $(1950 \times 1.2) + 508 + (31.12 \times 8) = 3097 \text{ kg}$

Carga total:  $3097 \text{ kg} \times 9.81 = 30381.57 \text{ N} \approx 30385 \text{ N}$

$$P = \frac{F}{A_c}$$

$$P = \frac{34690N}{0.0020 m^2 * 2}$$

$$P = 75 \text{ bar}$$

Dado el caudal y presión se eligió la bomba H1P 045 de Danfoss

# APÉNDICE F

## Elementos del sistema de control

	Nr.:				
	Fecha: 09-FEB-2023				
<b>HOJA DE DATOS</b> <b>Motor trifásico de inducción - Rotor de jaula</b>					
Cliente	:				
Línea del producto	: W22 Carcasa de Hierro Gris - Premium Efficiency - IE3				
Carcasa	: L100L				
Potencia	: 4 HP				
Frecuencia	: 60 Hz				
Polos	: 4				
Rotación nominal	: 1745 rpm				
Deslizamiento	: 3,06 %				
Voltaje nominal	: 220/380/440 V				
Corriente nominal	: 11,4/6,61/5,71 A				
Corriente de arranque	: 103/59,5/51,4 A				
Ip/In	: 9,0				
Corriente en vacío	: 6,26/3,62/3,13 A				
Par nominal	: 16,4 Nm				
Par de arranque	: 460 %				
Par máxima	: 440 %				
Categoría	: ---				
Clase de aislación	: F				
Elevación de temperatura	: 80 K				
Tiempo de rotor bloqueado	: 18 s (caliente)				
Factor de servicio	: 1,25				
Régimen de servicio	: S1				
Temperatura ambiente	: -20°C - +40°C				
Altitud	: 1000 m				
Protección	: IPW55				
Masa aproximada	: 38 kg				
Momento de inercia	: 0,01200 kgm <sup>2</sup>				
Nivel de ruido	: 54 dB(A)				
	Delantero	Trasero	Carga	Factor de potencia	Rendimiento (%)
Rodamiento	6206 ZZ	6205 ZZ	100%	0,77	89,5
Intervalo de lubricación	---	---	75%	0,69	88,5
Cantidad de grasa	---	---	50%	0,56	87,5
Observaciones:					
Rendimiento de acuerdo con el método indirecto de IEC 60034-1:2007 con pérdidas aleatorias de la carga determinadas de las medidas.					
Ejecutante			Verificado		

Figura F. 1 Ficha técnica de motor weg 4 HP

	Nr.:				
	Fecha: 09-FEB-2023				
<b>HOJA DE DATOS</b> <b>Motor trifásico de inducción - Rotor de jaula</b>					
Cliente	:				
Línea del producto	: W22 Carcasa de Hierro Gris - Premium Efficiency - IE3				
Carcasa	: L90S				
Potencia	: 1,5 HP				
Frecuencia	: 60 Hz				
Polos	: 4				
Rotación nominal	: 1755 rpm				
Deslizamiento	: 2,50 %				
Voltaje nominal	: 220/380/440 V				
Corriente nominal	: 4,18/2,42/2,09 A				
Corriente de arranque	: 31,8/18,4/15,9 A				
Ip/In	: 7,6				
Corriente en vacío	: 2,40/1,39/1,20 A				
Par nominal	: 5,99 Nm				
Par de arranque	: 270 %				
Par máxima	: 320 %				
Categoría	: ---				
Clase de aislación	: F				
Elevación de temperatura	: 80 K				
Tiempo de rotor bloqueado	: 18 s (caliente)				
Factor de servicio	: 1,25				
Régimen de servicio	: S1				
Temperatura ambiente	: -20°C - +40°C				
Altitud	: 1000 m				
Protección	: IPW55				
Masa aproximada	: 22 kg				
Momento de inercia	: 0,00601 kgm <sup>2</sup>				
Nivel de ruido	: 51 dB(A)				
	Delantero	Trasero	Carga	Factor de potencia	Rendimiento (%)
Rodamiento	6205 ZZ	6204 ZZ	100%	0,80	86,5
Intervalo de lubricación	---	---	75%	0,73	85,5
Cantidad de grasa	---	---	50%	0,60	82,5
Observaciones:					
Rendimiento de acuerdo con el método indirecto de IEC 60034-1:2007 con pérdidas aleatorias de la carga determinadas de las medidas.					
Ejecutante			Verificado		

**Figura F. 2 Ficha técnica motor weg 1.5 HP**

## SERIE 41 N Nylon

Herraje metálico en acero estampado con dos pistas de balineras y bolas. sistema desarmable para su libre mantenimiento

Herraje:	Giratorio
Acabado del herraje:	Zincado
Diámetro rueda:	4", 6" y 8"
Sujeción:	Plataforma
Capacidad de carga:	200 - 500 kg.
Usos:	Refrigeradores, Carretas, Estantes, Laboratorios, Plataformas Industriales, Industria Alimenticia.



Figura F. 3 ruedas serie 41 N Nylon



## 41 SERIES Nylon

Stamped steel fork & base support, double pellet track, detachable system for easy maintenance for food grade equipment, refrigerators and industrial trolleys

<b>LOAD CAPACITY</b>		<b>WHEEL DIAMETER AVAILABLE</b>			
440 lbs	1,100 lbs	4"	5"	6"	8"

CATEGORÍA: Heavy Weight Capacity Casters  
ETIQUETA: Heavy Weight Casters

<b>PREVIOUS PRODUCT</b>	<b>NEXT PRODUCT</b>
← 41 SERIES HC Polyamide with Vulcanized Rubber	41 HC SERIES Polyamide Vulcanized Rubber Scaffolds →

Figura F. 4 Capacidad de carga de ruedas

SKU: G41P19N6B

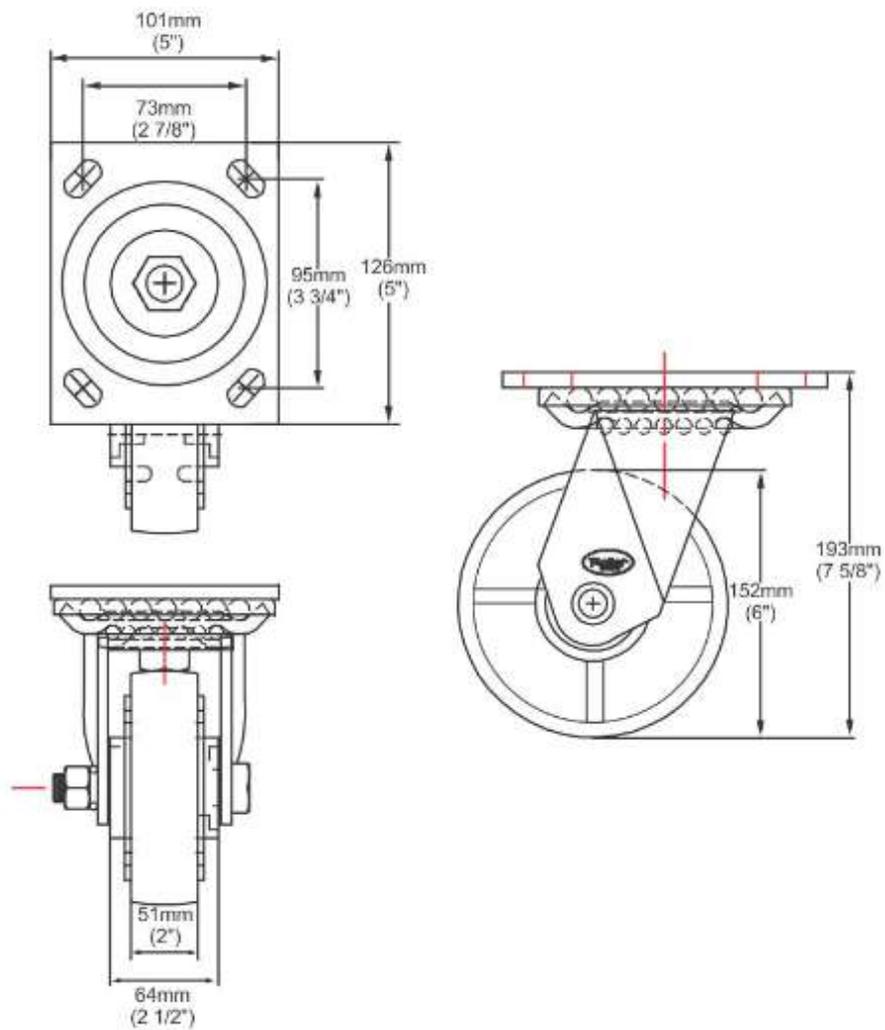


Figura F. 5 Dimensiones de rueda

# HTR 2500 PSI WP



## DOUBLE ACTING CYLINDER

**ROD:** Steel, superior and hard, chrome plated 0.001" thick for a final surface hardness 69-71 Rockwell C.

**PISTON:** Ductile iron, for increased durability.

**TUBE:** Steel, honed and precision finished for extended seal life.

**STEEL TIE-ROD:** High tensile strength to prevent stretching.



\*Actual cylinder color is BLACK

**PORTS:** Standard SAE.

(NPT available upon request).

**END CAP:** With 2 ports 90° to each other for greater flexibility of assembly.

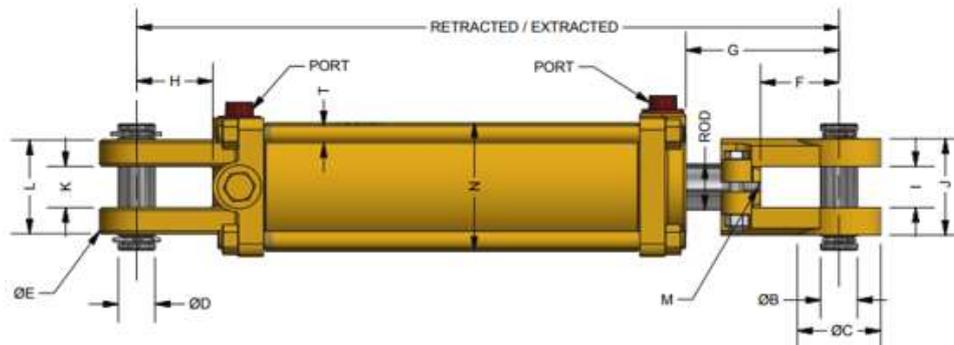
**ATTACHMENT:** Ductile iron, threaded female clevis, adjustable with locking bolt.

**PIN:** Steel, zinc plated.

**SEALS:** Top quality, sourced in North America seals.

**PAINT:** High quality paint for corrosion resistance (standard color: black).

HYDRAULIC CYLINDERS



\*All dimensions are in inches

EAGLE Part No	BORE	C	E	F	H	I,K	J	L	M	N	T
HTR20-	2.00	2.000	2.000	2.125	2.06	1.125	2.500	2.375	1-1/8-12-UNF	2.375	M10
HTR25-	2.50	2.000	2.000	2.125	2.06	1.125	2.500	2.500	1-1/8-12-UNF	2.875	M10
HTR30-	3.00	2.250	2.000	2.125	2.06	1.125	2.625	2.500	1-1/4-12-UNF	3.375	M12
HTR35-	3.50	2.250	2.250	2.125	2.06	1.125	2.625	2.500	1-1/4-12-UNF	3.875	M16
HTR40-	4.00	2.250	2.250	2.125	2.06	1.125	2.625	2.625	1-1/4-12-UNF	4.375	M16
HTR50-	5.00	2.500	3.000	2.125	2.250	1.250	2.875	3.500	1-1/2-12-UNF	5.500	M20

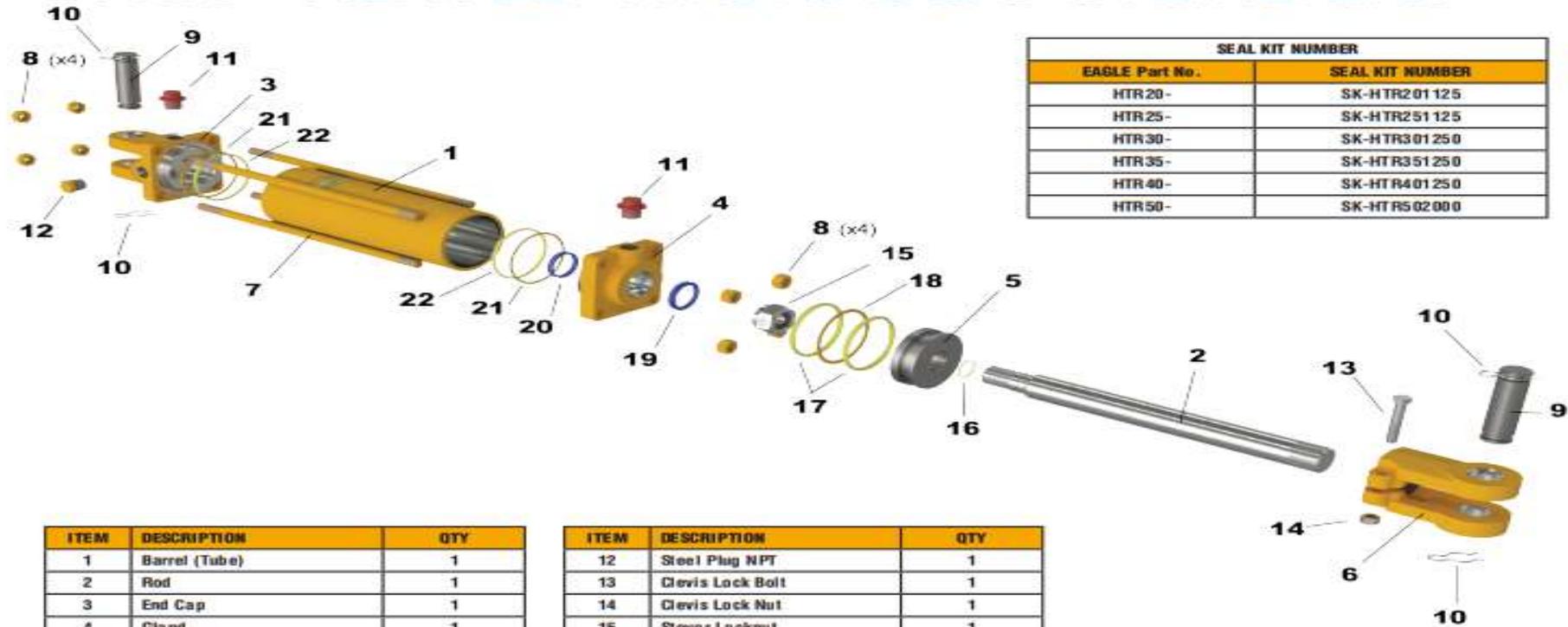
Figura F.6 Características de cilindro hidráulico de doble acción eagle

RAULIC CYLINDERS

PART No.	STROKE	ROD DIAMETER	DIMENSIONS		MAX FORCE LBS	G	PORT	PIN D, B	WEIGHT (LBS)
			RETRACTED	EXTRACTED					
HTR2004-ORB-P	4"	1 1/8"	14 1/4"	18 1/4"	7854	3.375*	SAE#6 (3/8" NPT Available)	1"	14
HTR2006-ORB-P	6"		16 1/4"	22 1/4"					16
HTR2008-ORB-P	8"		18 1/4"	26 1/4"					17
HTR2008-ASAE-ORB-P	8"		20 1/4"	28 1/4"		18			
HTR2010-ORB-P	10"		20 1/4"	30 1/4"		19			
HTR2012-ORB-P	12"		22 1/4"	34 1/4"		20			
HTR2014-ORB-P	14"		24 1/4"	38 1/4"		22			
HTR2016-ORB-P	16"		26 1/4"	42 1/4"		24			
HTR2018-ORB-P	18"		28 1/4"	46 1/4"		26			
HTR2020-ORB-P	20"		30 1/4"	50 1/4"		27			
HTR2024-ORB-P	24"		34 1/4"	58 1/4"		30			
HTR2030-ORB-P	30"		40 1/4"	70 1/4"		35			
HTR2036-ORB-P	36"		46 1/4"	82 1/4"		40			
HTR2040-ORB-P	40"		50 1/4"	90 1/4"					
HTR2048-ORB-P	48"		58 1/4"	106 1/4"					

Figura F. 7 Dimensiones de cilindro HTR 2"

# HTR - TIE-ROD HYDRAULIC CYLINDERS



SEAL KIT NUMBER	
EAGLE Part No.	SEAL KIT NUMBER
HTR20-	SK-HTR201125
HTR25-	SK-HTR251125
HTR30-	SK-HTR301250
HTR35-	SK-HTR351250
HTR40-	SK-HTR401250
HTR50-	SK-HTR502000

ITEM	DESCRIPTION	QTY
1	Barrel (Tube)	1
2	Rod	1
3	End Cap	1
4	Gland	1
5	Piston	1
6	Threaded Clevis	1
7	Tie-Rod	4
8	Tie-Rod Nut	8
9	Pin	2
10	Hair Pin	4
11	Plastic Plug NPT	2

ITEM	DESCRIPTION	QTY
12	Steel Plug NPT	1
13	Clevis Lock Bolt	1
14	Clevis Lock Nut	1
15	Stover Locknut	1
16	Rod O-Ring	1
17	Piston Seal (O-Ring)	2
18	Piston Seal (Back-Up)	1
19	Wiper	1
20	Rod Seal	1
21	Gland O-Ring	2
22	Gland Back-Up Ring	2

Figura F.8 Partes del cilindro hidráulico HTR-TIE-ROD

Data Sheet

# H1P 045/053

## Axial Piston Single Pumps

For more than 40 years, Danfoss has been developing state-of-the-art components and systems for mobile machinery used in off-highway operations around the world.

We have become a preferred supplier by offering the best of what really matters: The hardware inside your vehicle application.

The H1 range is built around an advanced control and available in a wide range of displacements. It is designed for quality and reliability and offers expanded functionality, greater total efficiency, and easy installation.

All H1 control and sensor options are PLUS+1<sup>®</sup> Compliant. PLUS+1<sup>®</sup> allows you to rapidly develop and customize electronic machine control. It opens up the future by combining machine controls and diagnostics in an integrated operating network.



### Features

#### Designed for quality and reliability

- One design concept
- Single piece swash plate

#### Wide range of controls

- Electro-hydraulic controls:
  - Electrical Displacement Control (EDC)
  - Forward-Neutral-Reverse (FNR)
  - Non-Feedback Proportional Electric (NFPE)
- Automotive Control (AC)
- Fan Drive Control (FDC)
- Manual Displacement Control (MDC)
- Hydraulic Displacement Control (HDC)
- Common control across entire family

#### Greater total efficiency

- Minimized control losses
- Improved charge circuit
- Lower control pressure for less power consumption

#### Installation and packaging benefits

- Length optimized pump
- Minimum one clean side
- Higher corner HP / package size ratio
- Standardized connector interface

#### Expanded functionality

- PLUS+1<sup>®</sup> Compliant control and sensor options
- Integral filtration available with integrated filter bypass sensors and switch

For more information see the H1P 045/053 Axial Piston Single Pumps Technical Information, [BC00000059](#).

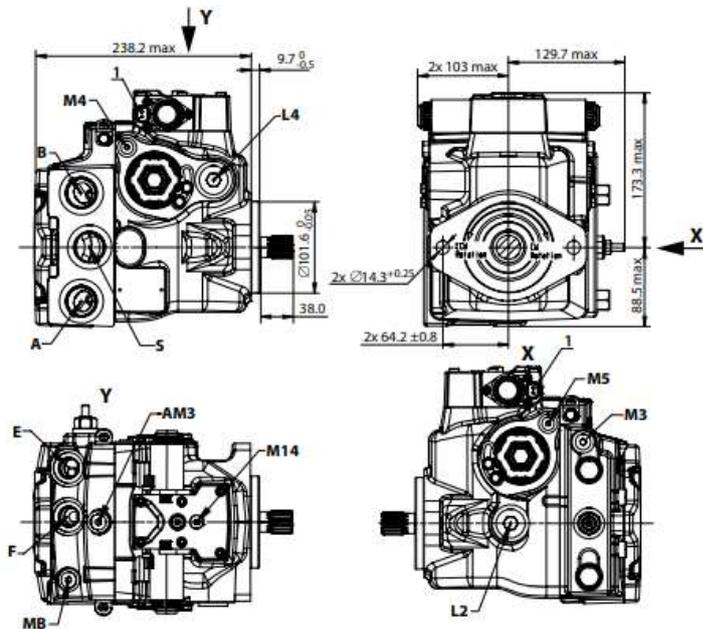
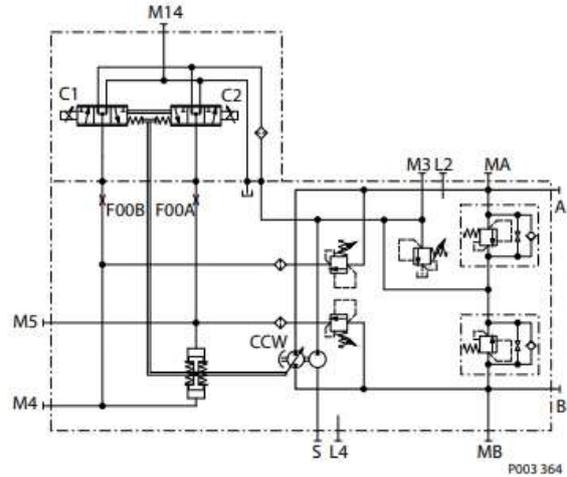
Figura F.9 Características de bomba hidráulica de pistón

**Technical Specifications**

Parameters		Size 045	Size 053
<b>Displacement</b> cm <sup>3</sup> [in <sup>3</sup> ]		45.0 [2.75]	53.8 [3.28]
<b>Input speed</b> min <sup>-1</sup> (rpm)	Minimum	500	
	Rated	3400	
	Maximum	3500	
<b>System pressure</b> bar [psi]	Max. working*	420 [6092]	380 [5511]
	Maximum	450 [6527]	400 [5802]
	Min. low loop	10 [145]	
<b>Case pressure</b> bar [psi]	Rated	3.0 [44.0]	
	Maximum	5.0 [73.0]	
<b>Weight</b> (without PTO and filter), kg [lb]		41 [90]	

\* Pressures above max. working pressure requires Danfoss approval.

**Schematic**



**Figura F.10 Dimensiones de bomba hidráulica**

<b>Características físicas y químicas</b>	<b>Método ASTM</b>	<b>Valores Típicos</b>
Grado ISO		32
Apariencia	Visual	Brillante
Temperatura de inflamación, °C, Mín.	D 92	190
Viscosidad a 40°C, mm <sup>2</sup> /s (cSt)	D 445	30.4 a 33.6
Viscosidad a 100°C, mm <sup>2</sup> /s (cSt), Típ.	D 445	5.3
Índice de viscosidad, Mín.	D 2270	90
Temperatura de escurrimiento, °C, Máx	D 97	-21
Corrosividad al cobre, 3 h a 100°C, Máx	D 130	1b
Demulsibilidad a 54 °C, tiempo para reducirla a 3 mL, min, Máx.	D 1401	30
Demulsibilidad a 82 °C, tiempo para reducirla a 3 mL, min, Máx	D 1401	
Número ácido, mgKOH/g	D 664 ó D 974	0.2/1.0
Características de espumación Tendencia-Estabilidad, mL, Máx. Secuencia I Secuencia II Secuencia III	D 892 D 892 D 892	150-0 75-0 150-0
Prevención a la herrumbre Agua destilada Agua de mar sintética	D 665 D 665	Pasa Pasa
Estabilidad a la oxidación por RBOT, min.	D 2272	120

Figura F. 11 Características de aceite ISO VG 32



### Crosby Styles JOS-E & JBS-E

Conventional and balanced bellows spring loaded pressure relief valves built in accordance with API Standards 526 and 527 for gases and steam. Styles JLT JOS-E and JLT JBS-E for liquid service and two phase applications.

API Std 526, flanged connections.

Single nozzle ring.

Metal and soft seats available.

Multiple options, configurations and accessories.

#### Technical Data

##### Sizes:

DN 25 x 50 to 300 x 400  
1" x 2" to 12" x 16"

##### Set Pressures:

0.34 to 414 barg [5 to 6,000 psig]

##### Temperature Range:

-268 to +538°C [-450 to 1000°F]

##### Connections:

Flanges ANSI 150# to 2,500#, EN  
Hub connections

#### Applications

Medium to high pressure gas and liquid relief applications.

Oil & gas, refining, chemicals.

**Figura F. 12 Especificaciones de válvula de presión**

**Technical Information**

**General Description**

Series D3DW directional control valves are high performance, 5-chamber, direct operated, wet armature, solenoid controlled, 3 or 4-way valves. They are available in 2 or 3-position and conform to NFPA's D05, CETOP 5 mounting patterns.

**Features**

- 22 spools available including proportional.
- DC surge suppression available to protect electrical equipment.
- Easy access mounting bolts.
- CSA approved.
- No tools required for coil removal.
- High pressure tank line capability.
- Monitor switch available.

**Response Time (ms)**

Signal to 95% spool stroke measured at 175 Bar (2500 PSI) and 75 LPM (20 GPM)

Solenoid Type	Pull-In	Drop-Out
DC	110	85

**Solenoid Ratings\*\***

Insulation	Class H
Allowable Deviation from rated voltage	DC only -10% to +15%
Armature	Wet pin type

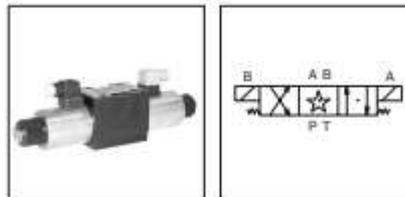
\*\* DC Solenoids available with optional molded metal oxide varistor (MOV) for surge suppression.

**D3DW Solenoid Electrical Characteristics**

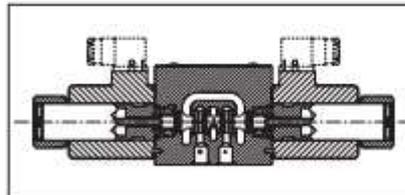
Solenoid Code	Nominal Volts	In Rush Amps	Holding Amps	Nominal Watts (Ref)
K	12 VDC	—	3.00	36
J	24 VDC	—	1.50	36
D	120 VDC	—	0.30	36
Y*	120/60 110/50	—	0.37	36
T*	240/60 220/50	—	0.18	36

\* AC input rectified to DC

D31044-00



**A**



**Specifications**

Interface	NFPA D05, CETOP 5, NG 10
Max. Operating Pressure	P, A, B: 345 Bar (5000 PSI) Standard CSA 207 Bar (3000 PSI) Tank: 207 Bar (3000 PSI) Standard CSA 103 Bar (1500 PSI)
Maximum Flow	See Spool Reference Chart
Leakage Rates 100 SSU @ 49°C (120°F)	Maximum Allowable: 19.7 cc (1.2 Cu. in.) per Minute/ Land @ 69 Bar (1000 PSI)* 73.8 cc (4.5 Cu. in.) per Minute/ Land @ 207 Bar (3000 PSI)* Typical: 4.9 cc (0.3 Cu. in.) per Minute/ Land @ 69 Bar (1000 PSI)* 26.2 cc (1.6 Cu. in.) per Minute/ Land @ 345 Bar (5000 PSI)

\* #008 and #009 Spools may exceed these rates, consult factory.

Figura F. 13 Características de válvula de control direccional



Adjustable  
**Flow Control Valves**  
 Brass and Stainless Steel Bodies  
 1/4" to 3/4" NPT

Accessories

**Features**

- Adjustable flow control design provides greater capacity than most constructions
- Spring-loaded disc allows free flow in one direction and an adjustable flow in the other
- Tapered brass stem controls flow through the cross-hole in the disc
- Unique locking device in adjusting knob
- Scribed graduations provide position indication for the stem
- 316L Stainless Steel constructions available with integrated check valve
- Mountable in any position



**Construction**

Valve Parts in Contact with Fluids		
	V022 Series	8800 Series
Body and Stem	Brass	316L Stainless Steel
Seals	NBR	
Disc	CA	-
Spring	302 Stainless Steel	-
Retainer	17-7PH Stainless Steel	-

**Nominal Ambient Temp. Ranges**

8800 series: -4°F to 221°F (-20°C to 105°C)

V022 series: 32°F to 125°F (-0°C to 52°C)

Refer to Engineering Section for details.

**Operation (V022 Series)**

When the pawl is in the up position, it creates a friction lock on the knurled bonnet and the knob cannot rotate. When the pawl is at 90° to the knob, the knob can be rotated.

Refer to Engineering Section for details.

**Specifications (English units)**

Pipe Size (in)	Orifice Size (in)	Cv Flow Factor $\Delta$ (KV)		Opening Pressure psi (bar)	Maximum Operating Pressure Differential psi (bar)	Max. Fluid Temp. °F (°C)	Catalog Number	Body Material	Const. Ref.	
		Meter Flow	Free Flow							
<b>Flow control valves</b>										
1/4	3/8	0.22 (0.2)	1.2 (1)	1 (0.07)	125 (8.6)	180 (82)	V022A001	Brass	1	
1/4	5/23	0.01 (0.008)	0.74 (0.64)	0 (0)	232 (16) $\Delta$	221 (105)	8800A50000N0000	Stainless Steel	5	
3/8	3/8	0.9 (0.8)	1.4 (1.2)	1 (0.07)	125 (8.6)	180 (82)	V022 002	Brass	2	
1/2	7/16	1.2 (1)	2.6 (2.2)	1 (0.07)	150 (10.3)	180 (82)	V022 003	Brass	3	
1/2	1/2	0.01 (0.008)	3.9 (3.4)	0 (0)	232 (16) $\Delta$	221 (105)	8800A50200N0000	Stainless Steel	6	
3/4	17/32	1.6 (1.4)	4 (3.4)	2.5 (0.17)	175 (12)	180 (82)	V022 004	Brass	4	
<b>Flow control valves with integrated check valves</b>										
1/4	5/23	0.02 (0.017)	0.75 (0.65)	0 (0)	232 (16) $\Delta$	221 (105)	8800A30000N0000	Stainless Steel	7	
1/2	1/2	0.02 (0.017)	3.6 (3.1)	0 (0)	232 (16) $\Delta$	221 (105)	8800A30200N0000	Stainless Steel	8	

$\Delta$  Refer to Metering Stem Turns chart on next page.  
 $\Delta$  Only suitable for use with clean dry air or dry inert gas.

ACCESSORIES

Figura F.14 Características de válvula de control de flujo



HMK03

Max Flow: 25 gpm (95 lpm)



## HMK03 DURAMAX® Spin-On Filters

### Working Pressures to:

1000 psi / 6895 kPa / 69 bar

### Rated Static Burst to:

2000 psi / 13,790 kPa / 138 bar

### Flow Range To:

25 gpm / 95 lpm

### Features

HMK03 Series Duramax® spin-on filters offer twice the capacity of competitive filters, yet they are physically smaller than traditional housing/cartridge filter assemblies. It features a die cast aluminum head and a unique radial-seal O-Ring gasket design that eliminates leakage.

Take advantage of Donaldson's mix and match system of in-stock heads, housings and media choices – so you can get exactly what you need. A full range of media options are available, using Donaldson's exclusive Synteq™ synthetic media designed especially for liquid filtration. You can also select the exact indicator types and bypass options to suit your application.

### Beta Rating

- Performance to  $\beta_{1000}$ =1000

### Porting Size Options

- SAE-12 O-Ring

### Replacement Filter Lengths

- 5.5" / 140mm
- 9.5" / 242mm

### Standard Bypass Ratings

- 50 psi / 345 kPa / 3.5 bar
- No Bypass

### Applications

- Hydrostatic Charge Pumps
- Hydrostatic Transmission
- Pilot Control Circuits
- Refrigeration Compressor Circuits



### Assembly Weight

- Short: 3.3 lbs / 1.5 kg
- Long: 4.2 lbs / 1.9 kg

### Operating Temperatures

- -20°F to 250°F / -29°C to 121°C

### Filter Collapse Ratings

- 290 psid / 20 bar

### Housing Fatigue Strength Ratings\*

- 100,000 Cycles: 0-1000 psi / 0-6895 kPa / 68 bar
- 300,000 Cycles: 0-800 psi / 0-5516 kPa / 55 bar
- 1,000,000 Cycles: 0-700 psi / 0-4826 kPa / 48 bar

Figura F.15 Características de filtro



Scan QR Code

## 1766-L32BWA

PLC MicroLogix 1400, 12 ENT. (RAPIDAS) de 24 VDC, 8 ENT. de 24 VDC, 12 SAL. RELE, ALIM. 120/240 VAC

AUTOMATIZACION INDUSTRIAL > PLC > PLCS GAMA MEDIA



Imagen Referencial

### Datos del Producto

#### Módulo de expansión digital Allen Bradley

El módulo de expansión digital Allen Bradley serie 1766 tiene 20 entradas digitales y 12 salidas de relé. Este módulo está diseñado para utilizarse con PLC MicroLogix 1400/1766. Dispone de varias características Advanced como reloj de tiempo real, PID, registro de datos y almacenamiento de recetas, lo que lo convierte en un módulo de expansión ideal para diversas aplicaciones.

### Características y ventajas

La alimentación de entrada oscila entre 120VAC y 240VAC

La memoria de programa configurable es 10k

12 entradas digitales rápidas/8 entradas digitales normales

12 salidas digitales de relé

La temperatura ambiente de funcionamiento oscila entre -20 °C y 60 °C.

Los protocolos de comunicación disponibles son RS232, RS485 serie, MODBUS y Ethernet

### Aplicaciones

Sector de automatización

Robótica

Industria automovilística

### Certificaciones

ANSI/ESD S20.20:2014

BS EN 61340-5-1:

ESPECIFICACIONES	
Alimentación	120/ 240VAC
REFERENCIAS	
Ficha técnica de fabricante	<a href="#">Datasheet</a>

Figura F. 16 Especificaciones técnicas de PLC

### Absolute Rotary Encoders with Gray Code Output

- Gray code output decreases output errors
- Lightweight plastic housing
- In combination with Omron's H8PS Cam Positioner, this encoder detects the operation timing of various automatic machines with high precision
- Optical system eliminates brush noise and minimizes errors from temperature fluctuation compared with potentiometers



### Ordering Information

#### ■ ENCODERS

The encoder with a "-C" in the part number has a cable that terminates in a connector for Omron's H8PS Cam Positioner. Standard stock products are shown in bold in the Part Number Index.

Resolution (pulses/revolution)	Output code	Output form	Supply voltage	Cable termination	Part number
8-bit (256 pulses/revolution)	Gray code	Open collector	5 to 12 VDC	Wire bundle	<b>E6CP-AG3C</b>
			12 to 24 VDC	Connector	<b>E6CP-AG5C-C</b>

#### ■ ACCESSORIES

Description	Part number
Shaft coupler; fits two 6 mm (0.24 in.) dia. shafts	<b>E69-C06B</b>
Extension cable, 5 m (16.40 ft.) for E6CP-AG5C-C encoder	<b>E69-DF5</b>

#### ■ REPLACEMENT PARTS

Description	Part number
Mounting brackets (set of 3) supplied with each E6CP encoder	<b>E69-FCA-02</b>

Figura F. 17 Ficha técnica encoder rotatorio

## Specifications

Part number	E6CP-AG3C		E6CP-AG5C-C
Supply voltage	5 VDC -5% to 12 VDC +10%; max. 5% ripple peak-to-peak		12 VDC -10% to 24 VDC +15%; max. 5% ripple peak-to-peak
Current consumption	90 mA max.		70 mA max.
Resolution (pulses/revolution)	8-bit (256 pulses/revolution)		
Output code	Gray code (binary)		
Applicable Cam Positioner	—		H8PS
Output form	Open collector output		
Output capacity	Applied voltage: 28 VDC Residual voltage: 0.4 V max. at sink current Sink current: 16 mA max.		
Maximum response frequency	5 kHz		
Logic	Negative (H level: 0, L level: 1)		
Accuracy	Within $\pm 1^\circ$		
Rotation direction	Output code increases in clockwise direction when viewed from shaft		
Output rise and fall times	1.0 $\mu$ s max. with 16 V control output voltage, 1 k $\Omega$ load resistance and 2 m (6.56 ft.) output cable		
Starting torque	10 g-cm (0.14 oz.-inch) max.		
Shaft loading	Radial	3 kgf (21.7 ft-lbs.)	
	Axial	2 kgf (14.5 ft-lbs.)	
Moment of inertia	10 g-cm <sup>2</sup> (0.055 oz.-inch <sup>2</sup> ) max.		
Maximum rpm	1,000 rpm		
Electrical connection	Prewired with 2 m (6.56 ft.) length cable	Connector	
Weight	Approx. 200 g (7 oz.)		
Enclosure rating	IEC: IP50		
Ambient temperature	Operating Storage	-10° to 55°C (14° to 131°F)	
		-25° to 80°C (-13° to 176°F)	
Ambient humidity	35 to 85% RH		
Vibration resistance	Mechanical durability: 10 to 55 Hz, 1.5 mm double amplitude, in X, Y, and Z directions for 2 hours each		
Shock resistance	Mechanical durability: approx. 100 G in X, Y, and Z directions, 3 times each		
Insulation resistance	10 M $\Omega$ minimum at 500 VDC between current-carrying part and housing		
Dielectric strength	500 VAC, 50/60 Hz for 1 minute between current-carrying part and housing		

Figura F. 18 Especificaciones técnicas de encoder rotatorio

## Mini interruptores termomagnéticos

Mini interruptores termomagnéticos (monopolares, bipolares, tripolares)

### CARACTERÍSTICAS ELÉCTRICAS

- Corriente Nominal (A)  
2/4/6/10/16/20/25/32/40/50/63/80/100
- Tensión nominal (V) 230/400
- Tensión mínima de servicio (V) 12
- Tensión máxima de servicio (V) 480
- Frecuencia (Hz) 50/60
- Tipo de curva (Desconexión) C
- Número de polos 1 / 2 / 3 / 4
- Vida eléctrica  $Un / In$  (operaciones) 10.000
- Bornes de alimentación Superiores o inferiores

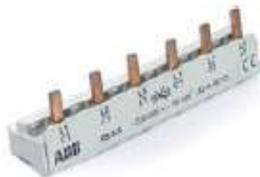
**Usos:** Para protección contra cortocircuitos y sobrecargas, ideal para iluminación, tomacorrientes y equipos eléctricos en general. Curva C (Circuitos óhmicos e inductivos),  
Reg Term = 1.20 % \* In (corriente nomin)  
Reg Mag = 10 \* In



MINI INTERRUPTORES

### INTERRUPTOR TERMOMAGNETICO S200 DIN 6/10KA ABB

CÓDIGO ELECTRORED	MODELO	CORRIENTE NOMINAL	Icu IEC60947-2	Cod ABB
<b>INTERRUPTOR TETRAPOLAR</b>				
11492	S204-C2	2	10	2CDS254001R0024
11493	S204-C4	4	10	2CDS254001R0044
11494	S204-C6	6	10	2CDS254001R0064
11495	S204-C10	10	10	2CDS254001R0104
11496	S204-C16	16	10	2CDS254001R0164
11497	S204-C20	20	10	2CDS254001R0204
11498	S204-C25	25	10	2CDS254001R0254
11499	S204-C32	32	10	2CDS254001R0324
11500	S204-C40	40	10	2CDS254001R0404
11501	S204-C50	50	6	2CDS254001R0504
11502	S204-C63	63	6	2CDS254001R0634
11503	S204-C80	80	6	2CDS254001R0804
11504	S204-C100	100	6	2CDS254001R0824



### INTERRUPTOR TERMOMAGNETICO S200 DIN 6/10KA ABB

CÓDIGO ELECTRORED	MODELO	CORRIENTE NOMINAL	Icu IEC60998-1	Cod ABB
<b>INTERRUPTOR MONOPOLAR</b>				
6579	S201-C1	1	10	2CDS251001R0014
124	S201-C2	2	10	2CDS251001R0024
125	S201-C4	4	10	2CDS251001R0044
126	S201-C6	6	10	2CDS251001R0064
127	S201-C10	10	10	2CDS251001R0104
128	S201-C16	16	10	2CDS251001R0164
129	S201-C20	20	10	2CDS251001R0204
130	S201-C25	25	10	2CDS251001R0254
131	S201-C32	32	10	2CDS251001R0324
132	S201-C40	40	10	2CDS251001R0404
133	S201-C50	50	10	2CDS251001R0504
134	S201-C63	63	10	2CDS251001R0634
135	S201-C80	80	10	2CDS251001R0804
136	S201-C100	100	10	2CDS251001R0824
<b>INTERRUPTOR BIPOLAR</b>				
137	S202-C2	2	20	2CDS252001R0024
138	S202-C4	4	20	2CDS252001R0044
139	S202-C6	6	20	2CDS252001R0064
140	S202-C10	10	20	2CDS252001R0104
141	S202-C16	16	20	2CDS252001R0164
142	S202-C20	20	20	2CDS252001R0204
143	S202-C25	25	20	2CDS252001R0254
144	S202-C32	32	20	2CDS252001R0324
145	S202-C40	40	20	2CDS252001R0404
146	S202-C50	50	20	2CDS252001R0504
147	S202-C63	63	20	2CDS252001R0634
148	S202-C80	80	10	2CDS252001R0804
149	S202-C100	100	10	2CDS252001R0824
<b>INTERRUPTOR TRIPOLAR</b>				
150	S203-C2	2	10	2CDS253001R0024
151	S203-C4	4	10	2CDS253001R0044
152	S203-C6	6	10	2CDS253001R0064
153	S203-C10	10	10	2CDS253001R0104
154	S203-C16	16	10	2CDS253001R0164
155	S203-C20	20	10	2CDS253001R0204
156	S203-C25	25	10	2CDS253001R0254
157	S203-C32	32	10	2CDS253001R0324
158	S203-C40	40	10	2CDS253001R0404
159	S203-C50	50	10	2CDS253001R0504
160	S203-C63	63	10	2CDS253001R0634
161	S203-C80	80	6	2CDS253001R0804
162	S203-C100	100	6	2CDS253001R0824



### ACCESORIOS ABB

CÓDIGO ELECTRORED	MODELO	DESCRIPCIÓN	Cod ABB
5695	S2C-H6R	Contacto Auxiliar lateral 1NC/1NO	2CDS200912R0001
10337	S2-H11	Indicador de posición Lateral 1NC/1NO	2CSF202102R1250
7124	PS1/3	Barra de conexión 1 línea 6 Polos	2CDL210001R1003
7125	PS1/6	Barra de conexión 3 línea 6 Polos	2CDL210001R1006
7126	PS1/12	Barra de conexión 3 línea 12 Polos	2CDL210001R1012
	PS3/6	Barra de conexión 1 línea 12 Polos	2CDL231001R1006
7128	PS3/12	Barra de conexión 1 línea 3 Polos	2CDL231001R1012

Figura F.19 Características de interruptor termomagnético

# Motor Controllers Variable Frequency AC Drives Type VariFlex<sup>2</sup> RVCF



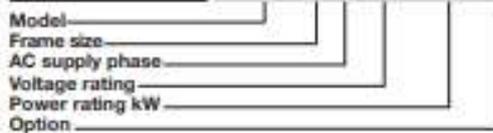
- AC variable speed drive for use with AC induction motors
- Sensorless vector control or V/F mode, high starting torque
- Input voltage ranges: 1-ph 230VAC, 3-ph 230VAC, 3-p 480VAC
- 150%/1Hz (Vector mode) starting torque
- Simple built-in PLC function
- PID function
- Conforms to EMI radio standard and EMS immunity standard EN 61800-3 (category C2)
- All Parameters accessible both via Keypad and PC
- RS232 or RS485 MODBus RTU/ASCII serial communication available on all models through option card
- Speed setting by keys and dial
- Built-in EMC filter versions up to 11kW
- Memory stick (Copy card) option for fast and accurate drive to drive parameter transfer and storage
- NPN/PNP digital inputs
- Keypad extension available on all models

## Product Description

VariFlex<sup>2</sup> RVCF is a simple, compact general purpose AC variable speed drive for use with 3-phase AC induction motors. A full range of power rating is available from 0.4kW (0.5HP) up to 55kW (75HP) with single phase AC input 240VAC and 3-phase AC input up to 480VAC. The drives allow sensorless or V/F control mode, the speed is adjustable through the keypad, analog input and

digital input (preset speeds). The standard display can be removed by the extension cable and put outside the cabinet. The drives are easily configurable; the parameters are logically divided in sixteen different groups according to the needs of the process. The VariFlex<sup>2</sup> employs state of the art microprocessor digital technology which controls all drive functions.

## Ordering key **RVCF B 3 40 0220 F**



## Type Selection

Voltage rating	Output voltage	Power rating		Model	Housing size		
		kW	HP				
200-240VAC (+10% -15%) 1-phase	0-240V 3-phase 0.1-850Hz	0.40	0.50	RVCF-A1200040	A		
		0.75	1.0	RVCF-A1200075	A		
		1.5	2.0	RVCF-B1200150	B		
		2.2	3.0	RVCF-B1200220	B		
		0.40	0.50	RVCF-A3200040	A		
		0.75	1.0	RVCF-A3200075	A		
200-240VAC (+10% -15%) 3-phase	0-240V 3-phase 0.1-850Hz	1.5	2.0	RVCF-A3200150	A		
		2.2	3.0	RVCF-B3200220	B		
		3.7	5.0	RVCF-B3200370	B		
		5.5	7.5	RVCF-C3200550	C		
		7.5	10.0	RVCF-C3200750	C		
		11.0	15.0	RVCF-D3201100	D		
		15.0	20.0	RVCF-D3201500	D		
		18.5	25.0	RVCF-D3201850	D		
		22.0	30.0	RVCF-E3202200	E		
		30.0	40.0	RVCF-E3203000	E		
		380-480VAC (+10% -15%) 3-phase	0-480V 3-phase 0.1-850Hz	0.75	1.0	RVCF-A3400075	A
				1.5	2.0	RVCF-A3400150	A
2.2	3.0			RVCF-B3400220	B		
3.7	5.0			RVCF-B3400370	B		
5.5	7.5			RVCF-C3400550	C		
7.5	10.0			RVCF-C3400750	C		
11.0	15.0			RVCF-C3401100	C		
15.0	20.0			RVCF-D3401500	D		
18.5	25.0			RVCF-D3401850	D		
22.0	30.0			RVCF-D3402200	D		
30.0	40.0			RVCF-E3403000	E		
37.0	50.0			RVCF-E3403700	E		
45.0	60.0			RVCF-F3404500	F		
55.0	75.0			RVCF-F3405500	F		

Figura F.10 Variador de frecuencia para control de motor

## HEDM-55xx/560x & HEDS-55xx/56xx Quick Assembly Two and Three Channel Optical Encoders

del modo de pantalla completa **AVAGO**  
TECHNOLOGIES

### Data Sheet

HEDM-55xx/560x HEDS-550x/554x, HEDS-560x/564x



#### Description

The HEDS-5500/5540, HEDS-5600/5640, HEDM-5500/5540 and HEDM-5600 are high performance, low cost, two and three channel optical incremental encoders. These encoders emphasize high reliability, high resolution, and easy assembly.

Each encoder contains a lensed LED source, an integrated circuit with detectors and output circuitry, and a codewheel which rotates between the emitter and detector IC. The outputs of the HEDS-5500/5600 and HEDM-5500/5600 are two square waves in quadrature. The HEDS-5540/5640 and HEDM-5540 also have a third channel index output in addition to the two channel quadrature. This index output is a 90 electrical degree, high true index pulse which is generated once for each full rotation of the codewheel.

The HEDS series utilizes metal codewheels, while the HEDM series utilizes a film codewheel allowing for resolutions to 1024 CPR.

These encoders may be quickly and easily mounted to a motor. For larger diameter motors, the HEDM-5600, and HEDS-5600/5640 feature external mounting ears.

The quadrature signals and the index pulse are accessed through five 0.025 inch square pins located on 0.1 inch centers.

Standard resolutions between 96 and 1024 counts per revolution are presently available. Consult local Avago sales representatives for other resolutions.

#### Features

- Two channel quadrature output with optional index pulse
- Quick and easy assembly
- No signal adjustment required
- External mounting ears available
- Low cost
- Resolutions up to 1024 counts per revolution
- Small size -40°C to 100°C operating temperature
- TTL compatible
- Single 5 V supply

#### Applications

The HEDS-5500, 5540, 5600, 5640, and the HEDM-5500, 5540, 5600 provide motion detection at a low cost, making them ideal for high volume applications. Typical applications include printers, plotters, tape drives, positioning tables, and automatic handlers.

Note: Avago Technologies encoders are not recommended for use in safety critical applications. Eg. ABS braking systems, power steering, life support systems and critical care medical equipment. Please contact sales representative if more clarification is needed.

Figura F. 21 características de encoder óptico

### Recommended Operating Conditions

Parameter	Sym.	Min.	Typ.	Max.	Units	Notes
Temperature HEDS Series	$T_A$	-40		100	°C	
Temperature HEDM Series	5500/5600	$T_A$	-40	70	°C	non-condensing atmosphere
	5540	$T_A$	-40	100	°C	
Supply Voltage	$V_{CC}$	4.5	5.0	5.5	Volts	Ripple < 100 mVp-p
Load Capacitance	$C_L$			100	pF	2.7 k $\Omega$ pull-up
Count Frequency	f			100	kHz	Velocity (rpm) x N/60
Shaft Perpendicularity Plus Axial Play (HEDS Series)				$\pm 0.25$ ( $\pm 0.010$ )	mm (in.)	6.9 mm (0.27 in.) from mounting surface
Shaft Eccentricity Plus Radial Play (HEDS Series)				0.04 (0.0015)	mm (in.) TIR	6.9 mm (0.27 in.) from mounting surface
Shaft Perpendicularity Plus Axial Play (HEDM Series)				$\pm 0.175$ ( $\pm 0.007$ )	mm (in.)	6.9 mm (0.27 in.) from mounting surface
Shaft Eccentricity Plus Radial Play (HEDM Series)				0.04 (0.0015)	mm (in.) TIR	6.9 mm (0.27 in.) from mounting surface

Note: The module performance is guaranteed to 100 kHz but can operate at higher frequencies. 2.7 k $\Omega$  pull-up resistors required for HEDS-5540/5640 and HEDM-5540.

**Figura F. 22 Especificaciones técnicas de encoder óptico**



## Modular 3 phase supply control relay, Harmony, 5A, 2CO, 208...440V AC

RM17TG20

### Main

Range of product	Harmony Control Relays
Product or component type	3-phase control relay
Relay type	Control relay
Product specific application	For 3-phase supply
Relay name	RM17TG
Relay monitored parameters	Phase sequence Phase failure detection (2 or more phase cut)
Time delay	Without
Switching capacity in VA	1250 VA
Measurement range	208...440 V voltage AC
Contacts type and composition	2 C/O
[Uc] control circuit voltage	208...440 V

### Complementary

Maximum switching voltage	250 V AC 250 V DC
Minimum switching current	10 mA at 5 V DC
Supply voltage limits	183...484 V AC
Control circuit voltage limits	- 12 % + 10 % Un
Power consumption in VA	0...22 VA at 400 V AC 50 Hz
Voltage detection threshold	< 100 V AC
Control circuit frequency	50...60 Hz +/- 10 %
Output contacts	2 C/O
Nominal output current	5 A
Measurement voltage limits	183...484 V AC
Delay at power up	650 ms
Voltage range	183...484 V
Response time	<= 130 ms (in the event of a fault)

Disclaimer: This documentation is not intended as a substitute for and is not to be used for determining suitability or reliability of these products for specific user applications

Figura F.23 Relé de sobrecarga

Ficha de datos Descargas Where to buy

## A26-30-10 220-230V 50Hz / 230-240V 60Hz

### Información General

Tipo de producto extendido:	A26-30-10 220-230V 50Hz / 230-240V 60Hz
Código de producto:	15BL241001R8010
EAN:	3471522062802
Descripción corta:	A26-30-10 220-230V 50Hz / 230-240V 60Hz Contactor
Descripción larga:	A26 contactors are mainly used for controlling 3-phase motors and generally for controlling power circuits up to 690 V AC or 220 V DC. The contactors can also be used for many other applications such as isolation, capacitor switching, lighting. The A... series 1-stack 3-pole contactors are of the block type design. - Main poles and auxiliary contact blocks: 3 main poles, 1 built-in auxiliary contact, front and side-mounted add-on auxiliary contact blocks - Control circuit: AC operated with laminated magnet circuit - Accessories: a wide range of accessories is available.



### Categories

Productos » Productos y sistemas de baja tensión » Aparatos de control » Contactores » Contactores

### Clasificación

Cantidad mínima de pedido:	1 piece
Código arancelario:	85364900
ID del producto de sustitución (NUEVO):	<a href="#">15BL231001R8000</a>

### Descargas Populares

Ficha técnica, información técnica:	<a href="#">15BC100122C0202 Ch02</a>
Instrucciones y manuales:	<a href="#">FPTC407722P0001</a>

### Dimensiones

Ancho del product:	54 mm
Largo del product:	93.6 mm
Alto del product:	90 mm
Peso del product:	0.6 kg

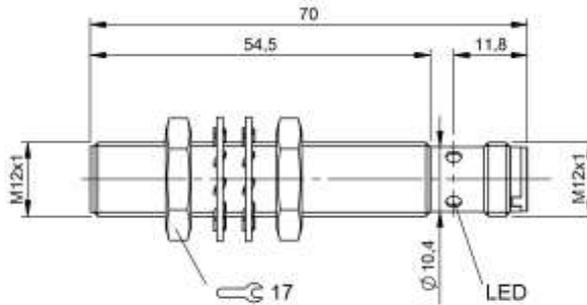
### Technical

Número de contactos principales NO:	3
Número de contactos principales NC:	0
Número de contactos auxiliares NO:	1
Número de contactos auxiliares NC:	0
Tensión nominal de operación:	Auxiliary Circuit 690 V Main Circuit 690 V
Frecuencia nominal (f):	Supply Circuit 50 / 60 Hz
Corriente térmica convencional de aire libre (I <sub>th</sub> ):	acc. to IEC 60947-4-1, Open Contactors q = 40 °C 45 A acc. to IEC 60947-5-1, q = 40 °C 16 A
Corriente nominal de funcionamiento AC-1 (I <sub>b</sub> ):	(690 V) 40 °C 45 A (690 V) 55 °C 40 A (690 V) 70 °C 32 A

**Figura F.24 Especificaciones de interruptor de inversión**

Sensores inductivos  
**BES 516-325-S4-C**  
 Código de pedido: BES01C8

**BALLUFF**



**Basic features**

Homologación/conformidad	CE UKCA cULus WEEE
Norma básica	IEC 60947-5-2

**Display/Operation**

Indicación de funcionamiento	Si
Indicador de tensión de servicio	no

**Electrical connection**

Conexión	M12x1-Conector, 3-polos, A-codificado
Protección contra cortocircuito	Si
Protección contra polarización inversa	Si
Protección contra posibilidad de confusión	Si

**Electrical data**

Capacidad de carga máx. para Ue	1 µF
Categoría de empleo	CC -13
Caída de tensión estática máx.	1.5 V
Clase de protección	II
Corriente asignada de servicio Ie	200 mA
Corriente de servicio mínima Im	0 mA
Corriente en vacío Io máx., atenuada	5 mA
Corriente en vacío Io máx., no atenuada	2 mA
Corriente nominal condicional de cortocircuito	100 A
Corriente residual Ir máx.	10 µA
Frecuencia de conmutación	3500 Hz
Ondulación residual máx. (% de Ue)	15 %
Resistencia de salida Ra	33.0 kOhmios + D
Retardo de disposición tv máx.	21 ms
Tensión asignada de aislamiento Ui	250 V AC
Tensión asignada de servicio Ue CC	24 V
Tensión de servicio Ub	10...30 VDC

**Environmental conditions**

EN 60068-2-27, choque	Semisinusoidal, 30 g <sub>r</sub> , 11 ms
EN 60068-2-6, vibración	55 Hz, amplitud 1 mm, 3x30 min
Grado de protección	IP68
Grado de suciedad	3
Temperatura ambiente	-40...85 °C

**Functional safety**

MTTF (40 °C)	640 a
--------------	-------

Figura F. 25 especificaciones de sensor inductivo

## Emergency Stop Devices

### Push Buttons

#### 800 E-Stops

#### Specifications—22.5mm

##### Front of Panel (Operators)

Mechanical Ratings		
Description	Plastic (800EP/ES)	Metal (800EM/EB)
Vibration (assembled to panel)	10 to 2000Hz, 1.52mm displacement (peak-to-peak) max./10g max.	
Shock	1/2 cycle sine wave for 11ms and no damage at 100g	
Degree of protection	IP66 (NEMA Type 3, 3R, 4, 4X, 12, 13)	IP66 (NEMA Type 3, 3R, 4, 12, 13)
Mechanical design life (typical)	500,000 cycles: 100,000 cycles:  50,000 cycles:	mushroom operators mushroom key operators (plastic), push-pull/twist operators mushroom key operators (metal)
Environmental		
Temperature range (operating): per IEC 947-1	-25°C to +55°C (-13°F to +131°F)	
Temperature range (short term storage): per IEC 947-1	-40°C to +70°C (85°C max. for 24 hours) -40°F to +158°F (185°F max. for 24 hours)	
Materials		
Bushings, mounting rings	Glass-filled thermoplastic polyester, rated UL94 V-O	Die-cast zinc: dark olive chromate finish
Bezels	Glass-filled thermoplastic polyester, rated UL94 V-O	Anodized aluminum (EB, EM, ES line)
Seals: diaphragm style	Silicone rubber	
Seals: lip and flat gasket styles	Nitrile rubber	
Illuminated lenses	Transparent nylon Type 12	

- See Performance Data: refer to page Important-2 of the A113 Industrial Controls catalogue.
- Operating temperature below 0°C (32°F) are based on the absence of freezing moisture and liquids.
- Per IEC 947-1.
- UL File & Guide Number E14840.

##### Back of Panel Components

Electrical Ratings		
Description	2-Across Style	3-Across Style
Standard contact block ratings	NEMA, EEMAC A600, C600, VDE 0660; AC15, DC 13 to IEC 947	NEMA, A600, C600, 600V AC; AC15, DC 13 to IEC 947
Thermal current	10A max. continuous current to UL508, CSA22.2 #14, IEC 947, VDE 0660, part 200	10A max. without enclosure (40°C (104°F) ambient) 6A with enclosure (60°C (140°F))
Terminal marking	Conforming to CENELEC EN50013	
Wire capacity (screw terminal)	Min of (1) #20AWG Max of (2) #14AWG or (1) #12AWG	#18 to #12AWG (0.75 to 2.5mm <sup>2</sup> ) Max (2) #14AWG or (1) #12 AWG
Dielectric strength (min)	2,200V for one minute	
Electrical design life cycles	1,000,000 at 2A	
Electrical shock protection: Per IEC 529	Finger-safe conforming to IP2X	
Mechanical Ratings		
Vibration	10 to 2000Hz 1.52mm displacement (peak-to-peak) max./10g max. 6hr	10 to 150Hz 0.15mm displacement (peak-to-peak) max./2g max. 6hr
Shock	1/2 cycle sine wave for 11ms and no damage at 100g min	1/2 cycle sine wave for 11ms and no damage at 50g max
Contact block mechanical design	5,000,000 cycles	
Contact operation	N.C. slow make, double break (positive opening); N.C.L.B. late break, double break (positive opening)	
Operating forces (typical)	2.78N: all contact blocks	2.6N: each N.C. contact block
Environmental		
Temperature range	-25°C to +55°C (-13°F to +131°F)	
Operating ●● Short term storage ●	-25°C to +55°C (70°C max for 24 hrs) (-13°F to +131°F (158°F max for 24 hrs))	
Materials		
Springs	Stainless steel and zinc coated music wire	
Electrical contacts:		
Standard	Silver nickel alloy	Fine silver
Low voltage	Palladium silver alloy; spanner; gold-plated silver nickel; stationary contacts	Gold-plated over silver
Terminals: Screw type Push-on type	Plated steel	
Agency approvals		
Approvals	UL listed ●/CSA certified	
Standard conformity	UL508, UL486E CSA22.2 #14, NEMA ICS-1 and ICS-2 (1983), IEC 144, IEC 947-1, IEC 947-5, VDE 0550, VDE 0660, Part 200	NEMA ICS-1 and ICS-2 IEC 204-1, 947; SEV 1005, 1093; VDE 0113, 0660 Part 201; BS 4794; CEE 24; UL 486E, UL 508, CSA22.2 #14

Figura F.26 ficha técnica botón de parada de emergencia

## General-purpose Basic Switch

# Z

CSM\_Z\_DS\_E\_4.4

### Best-selling Basic Switch Boasting High Precision and Wide Variety



- A large switching capacity of 15 A with high repeat accuracy.
- A wide range of variations in contact form for your selection: basic, split-contact, maintained-contact, and adjustable contact gap types.
- A series of standard models for micro loads is available.
- A series of molded terminal-type models incorporating safety terminal protective cover is available.

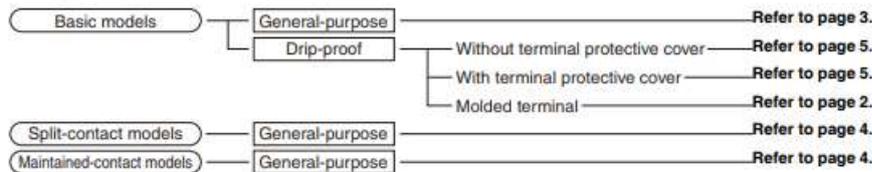


⚠ Be sure to read *Safety Precautions* on page 26 and *Safety Precautions for All Basic Switches*.

For the most recent information on models that have been certified for safety standards, refer to your OMRON website.

### Model Number Structure

#### Configuration



#### Basic Models

##### General-purpose

- A variety of actuators is available for a wide range of application.
- The contact mechanism of models for micro loads is a crossbar type with gold-alloy contacts, which ensures highly reliable operations for micro loads.
- Contact Gap:
  - H2: 0.20 mm (extra-high-sensitivity)
  - H: 0.25 mm (high-sensitivity, micro voltage current load)
  - G: 0.5 mm (standard)
  - E: 1.8 mm (high-capacity)

##### Drip-proof

- These Switches use a rubber boot on the actuator and adhesive fill between the case and cover to increase resistance to drips.
- Models with drip-proof terminal protective covers and molded terminals with resin filling are also available.

#### Split-contact Models

- This type is identical in construction to the general-purpose basic switch except that it has two pairs of simultaneous acting contacts by splitting moving contacts.
- Since the moving contacts are connected to a common terminal, either parallel or series connection is possible.
- Highly reliable micro load switching is ensured if the model is used as a twin-contact switch.

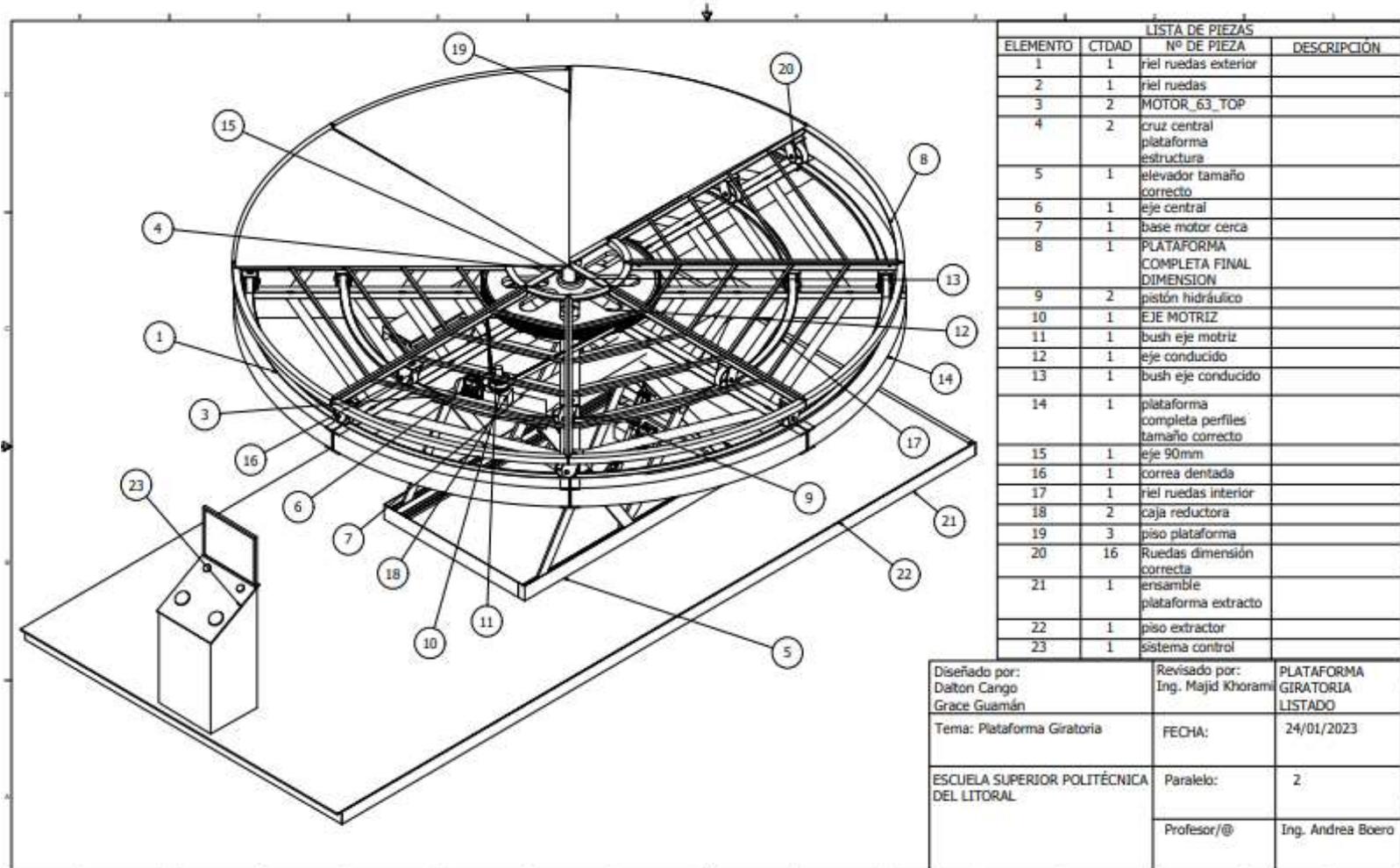
#### Maintained-contact Models

- The maintained-contact type has a reset button at the bottom of the switch case, in addition to the pushbutton (plunger) located on the opposite side of the reset button. Use these buttons alternately.
- Since the Switch has greater pretravel than overtravel, it is suitable for use in reversible control circuits, manual reset circuits, safety limit circuits, and other circuits which are not preferable for automatic resetting. (For further details, refer to individual datasheets.)

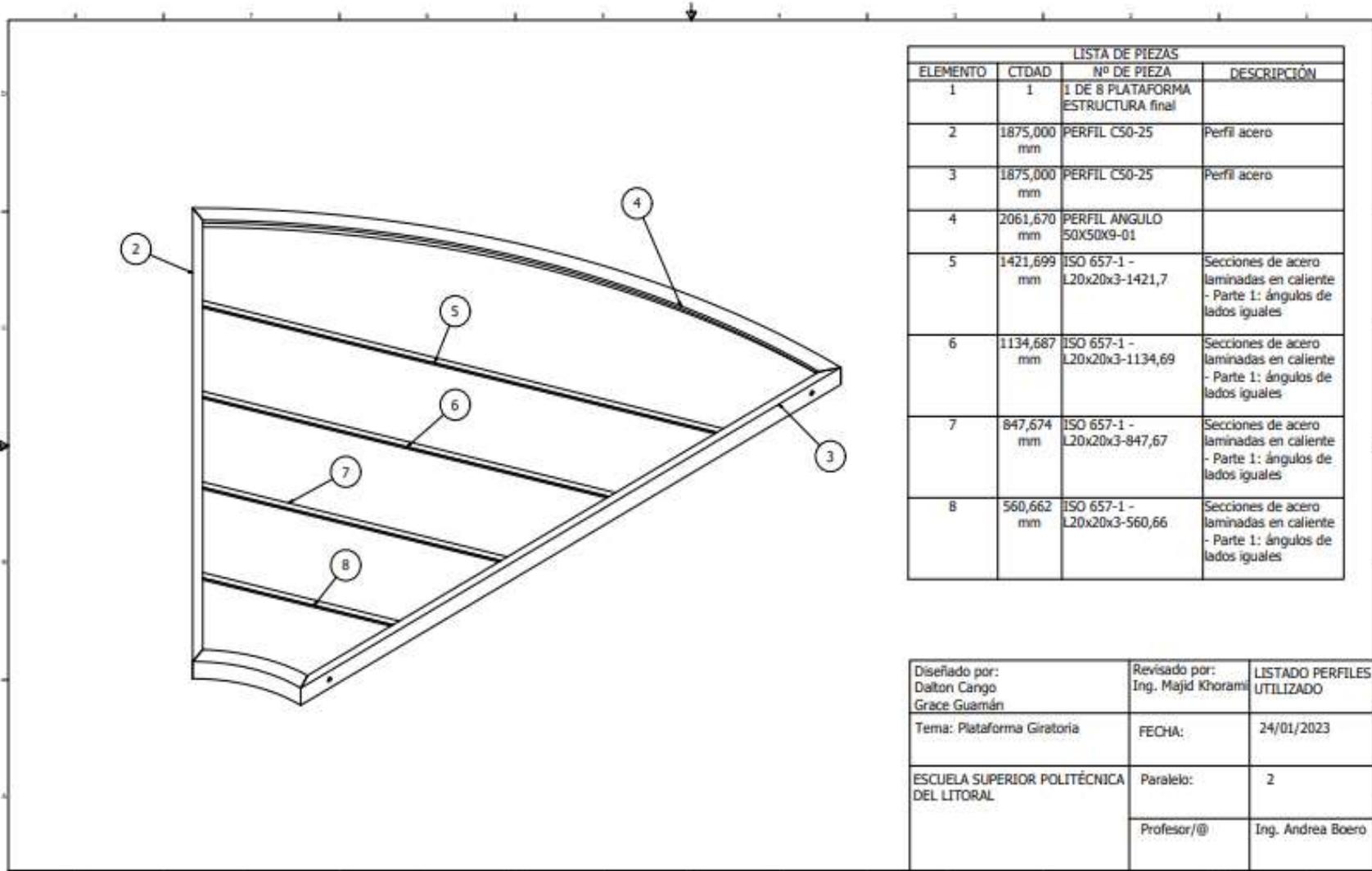
Figura F.27 Características de interruptor de límite

# APÉNDICE G

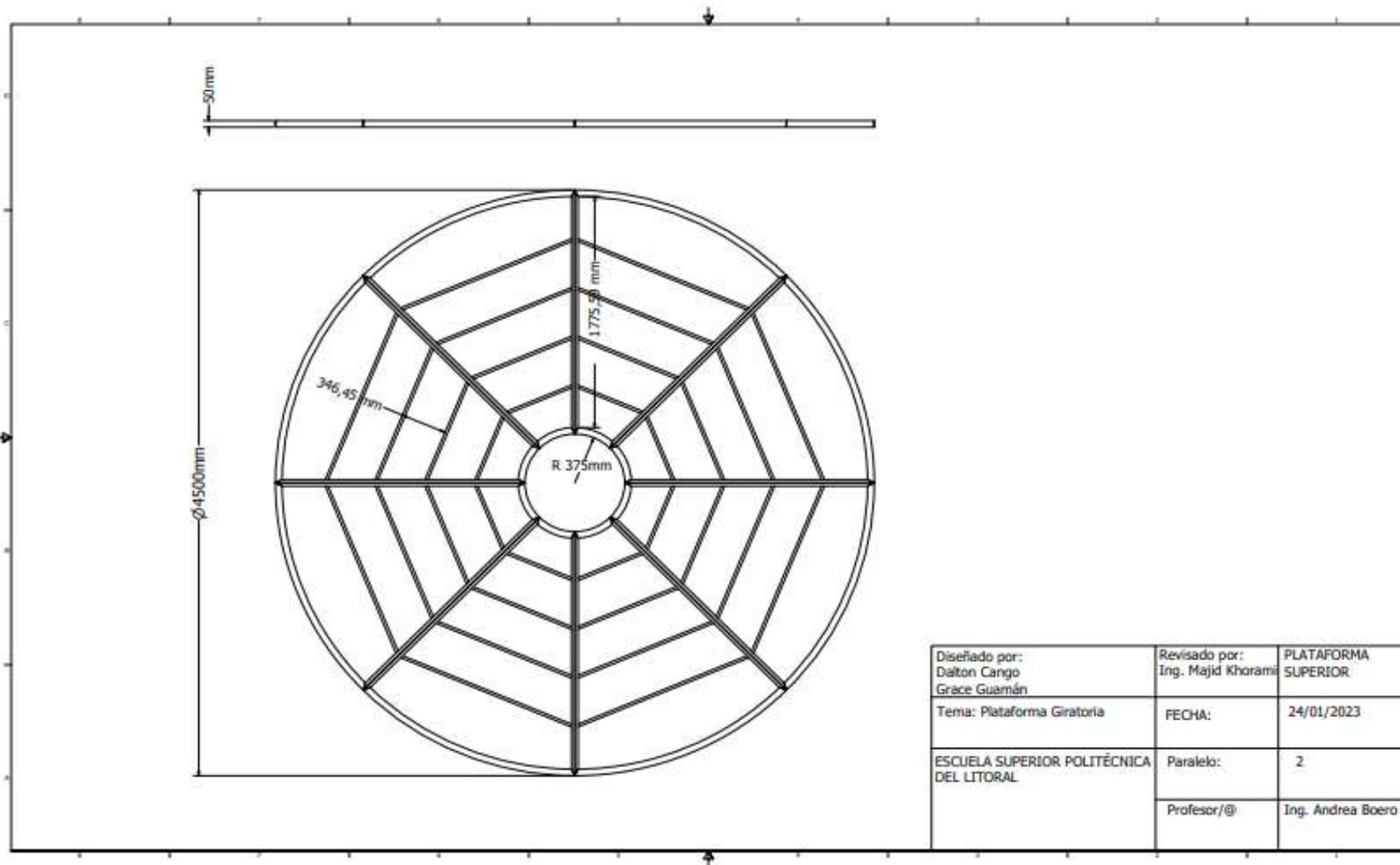
## PLANOS



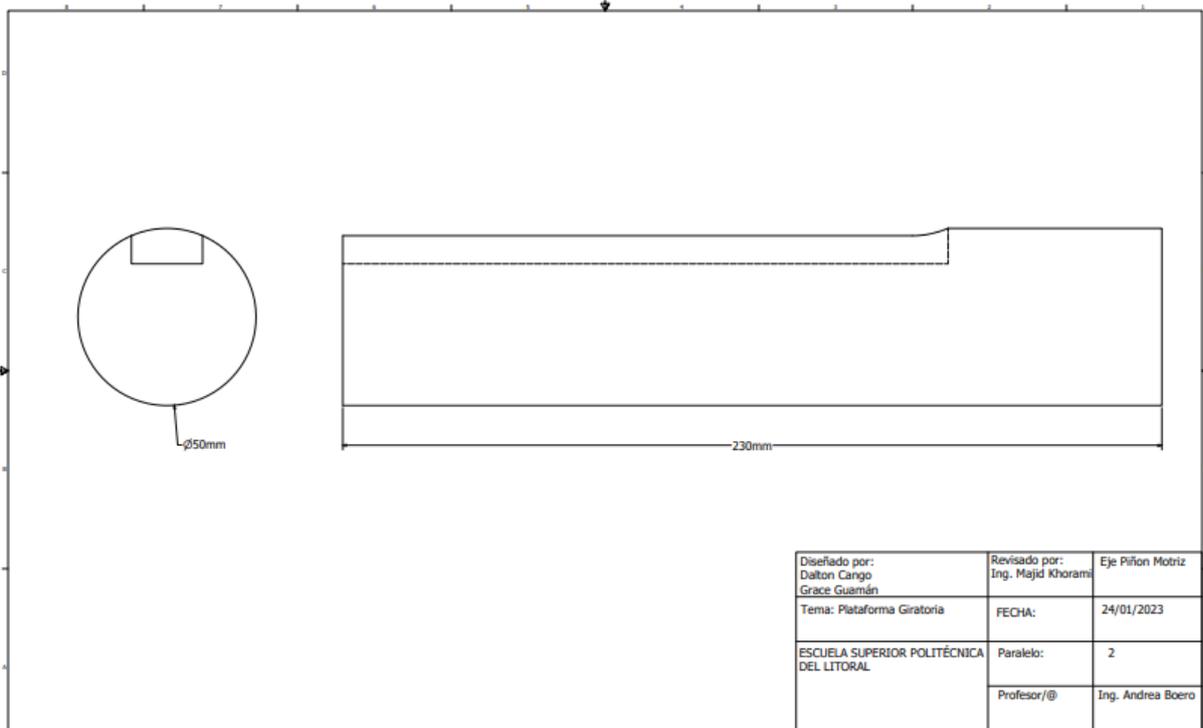
**PLANO 1. Vista general de la plataforma giratoria con elevación hidráulica eléctrica**



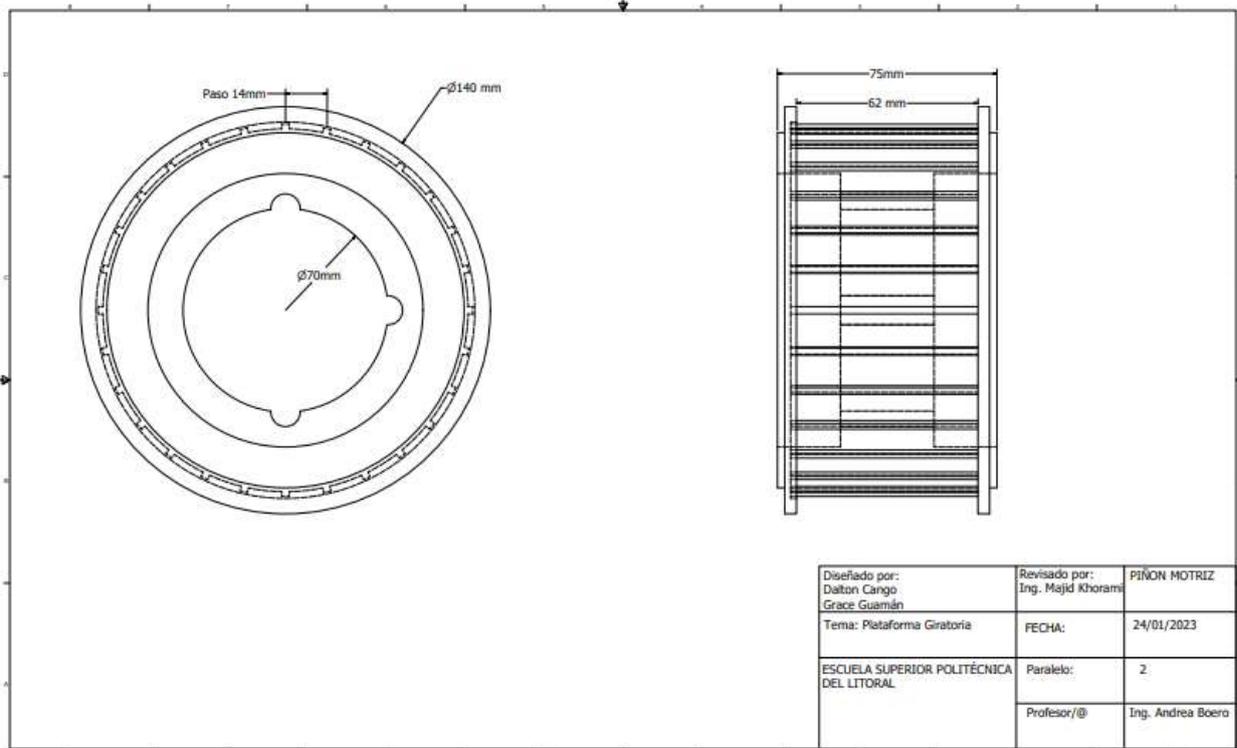
PLANO 2. 1/8 de la estructura de la plataforma



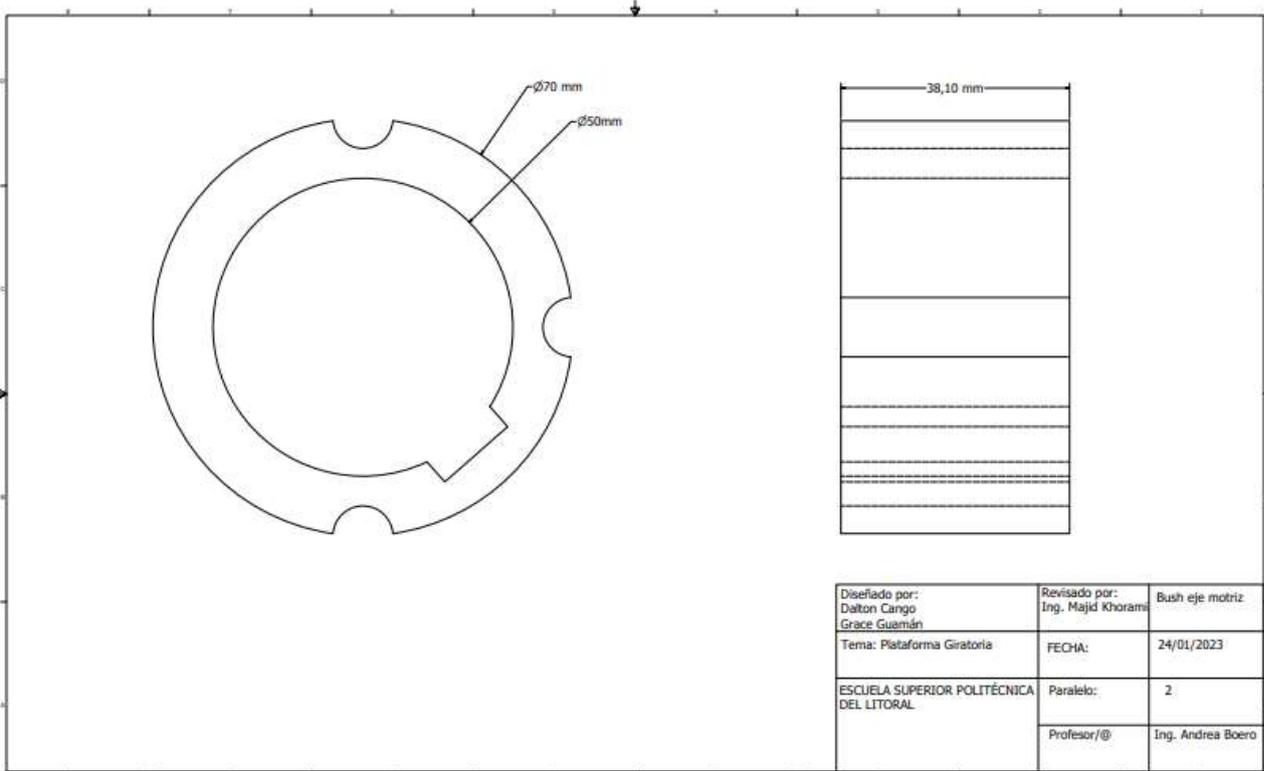
**PLANO 3. Dimensiones de la plataforma**



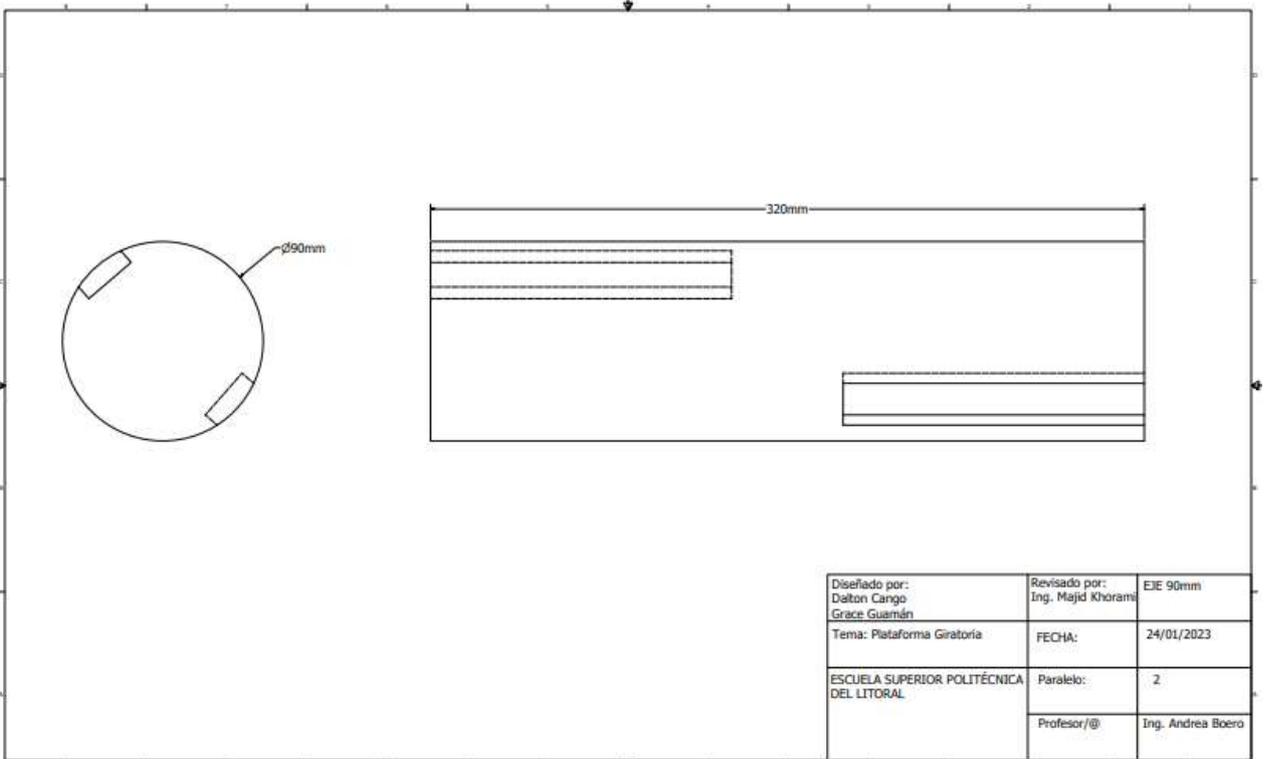
**PLANO 4 Eje piñón motriz**



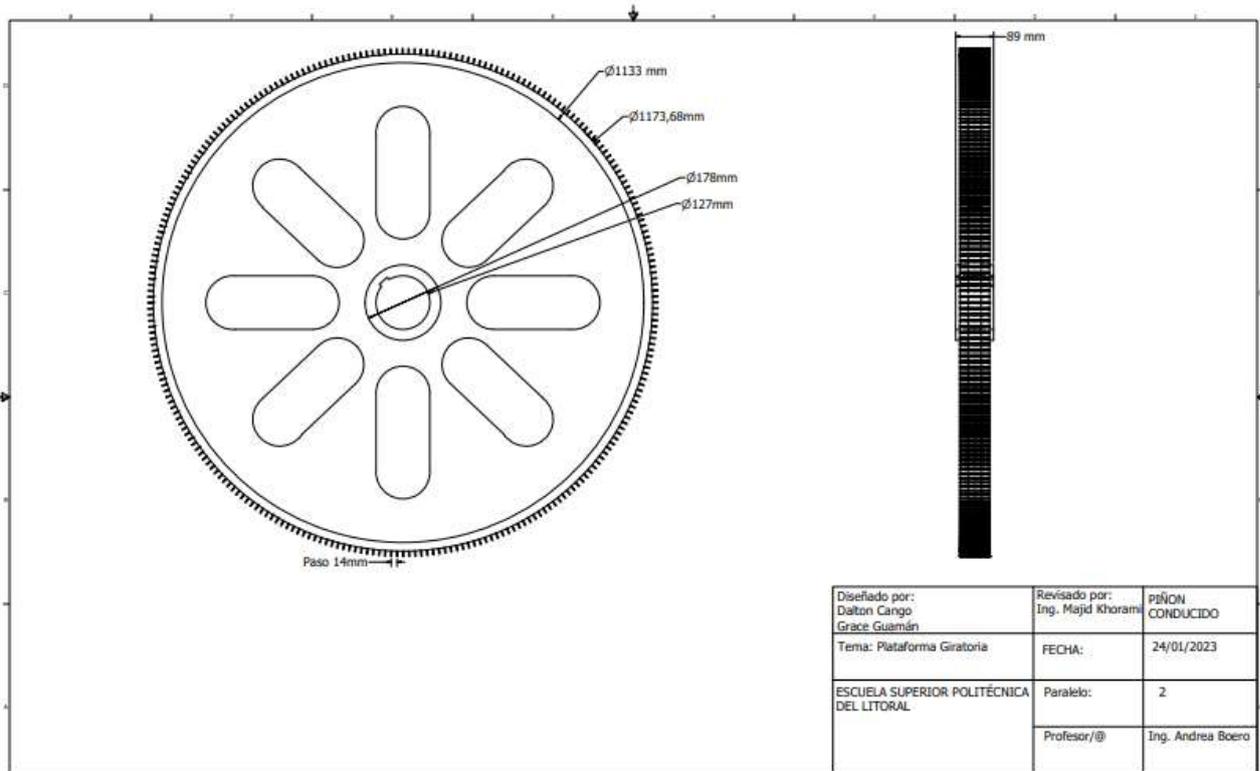
**PLANO 5 Piñón motriz**



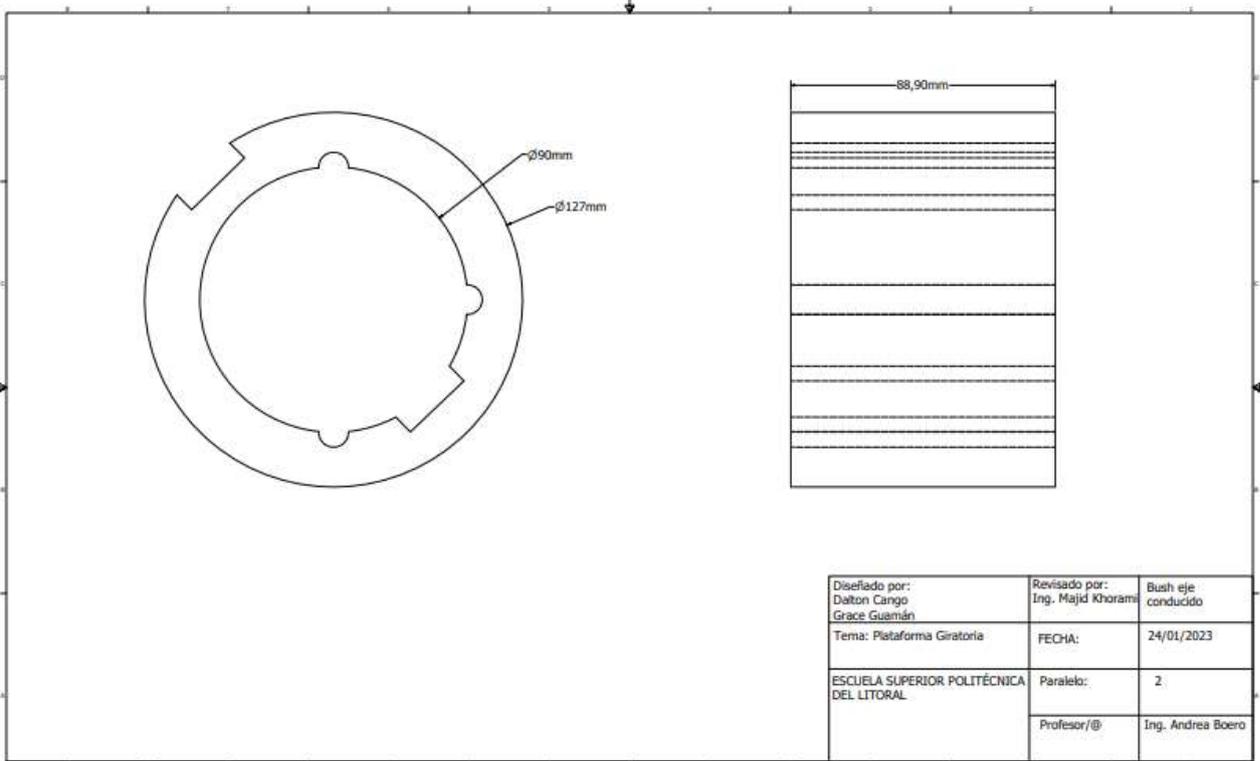
**PLANO 6. Bush eje motriz**



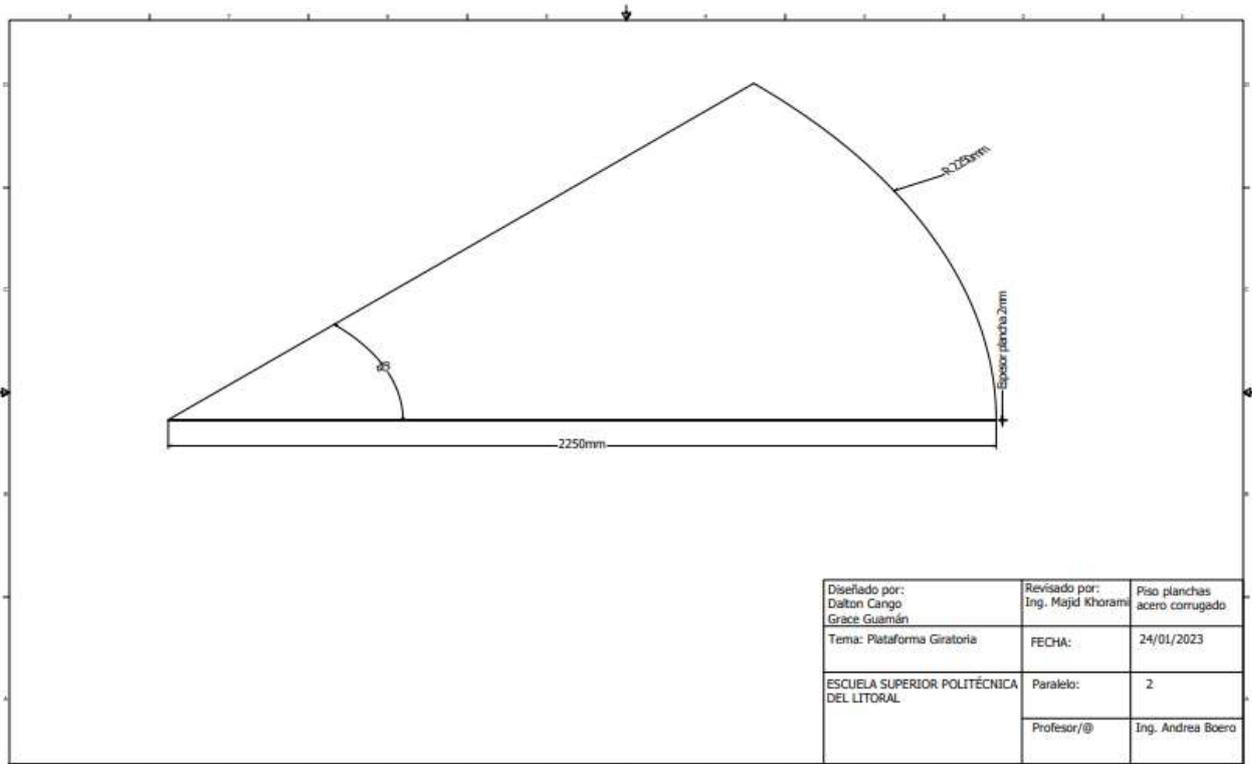
**PLANO 7. Eje motriz**



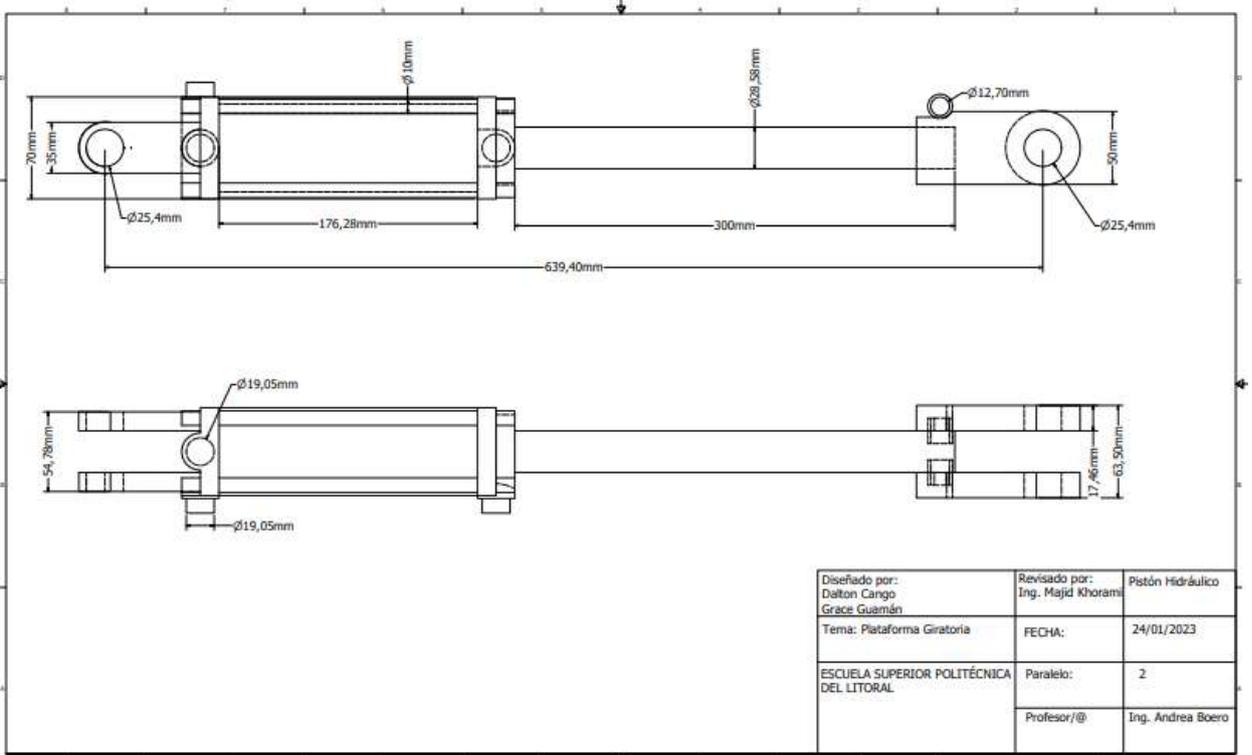
**PLANO 8. Piñón conducido**



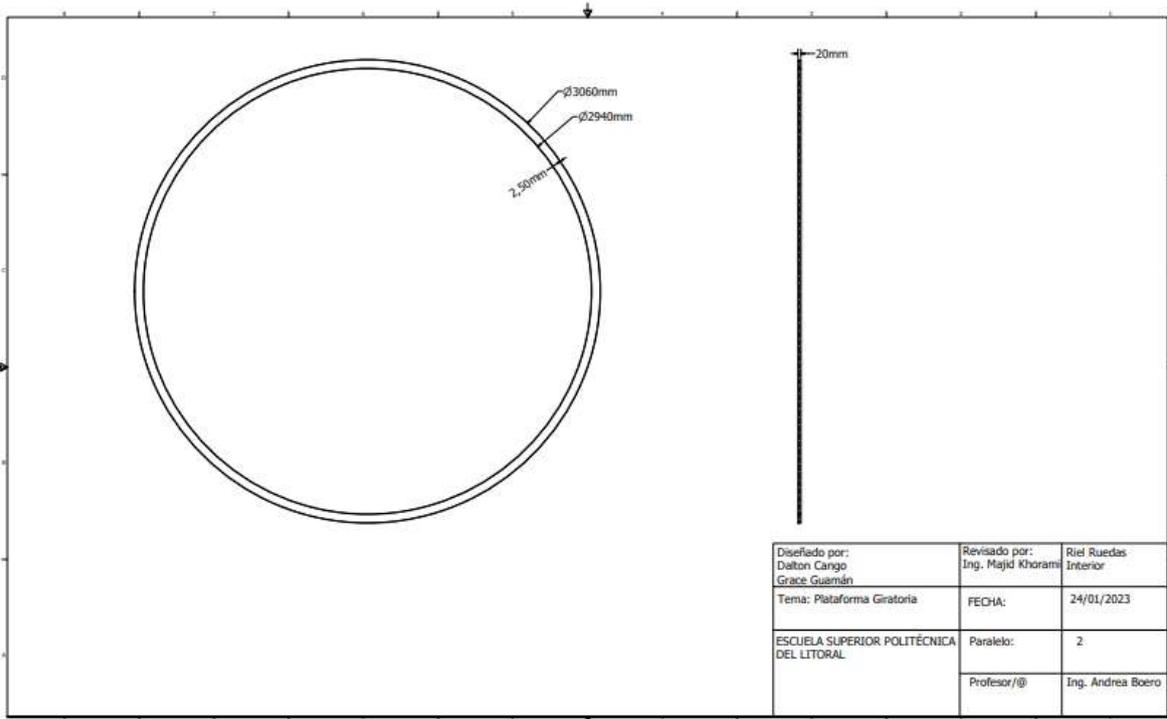
**PLANO 9. Bush eje conducido**



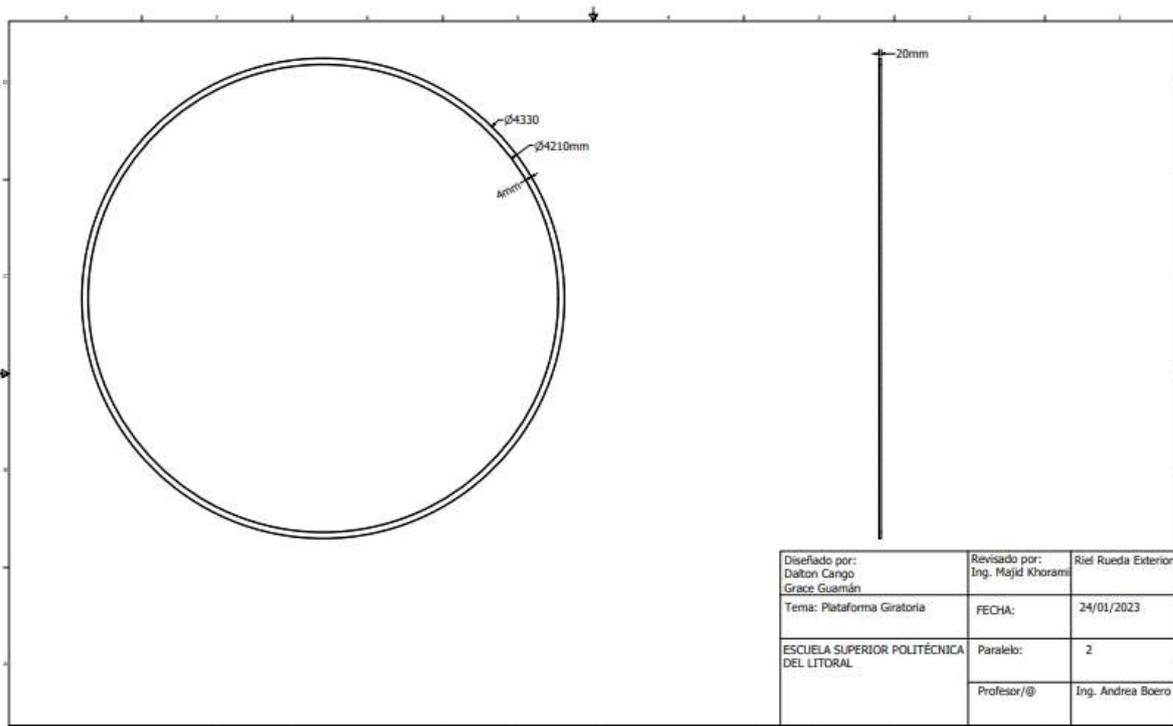
**PLANO 10. Piso planchas de acero corrugado**



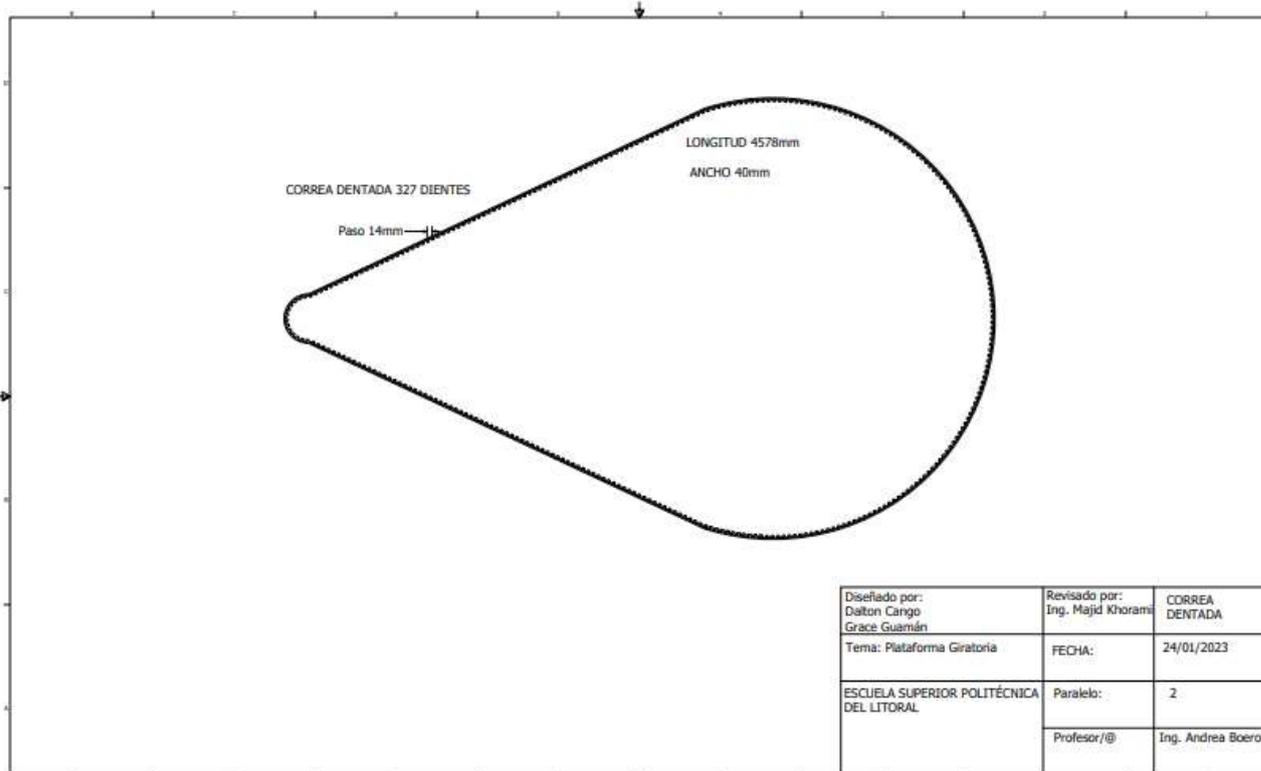
**PLANO 11. Pistón hidráulico**



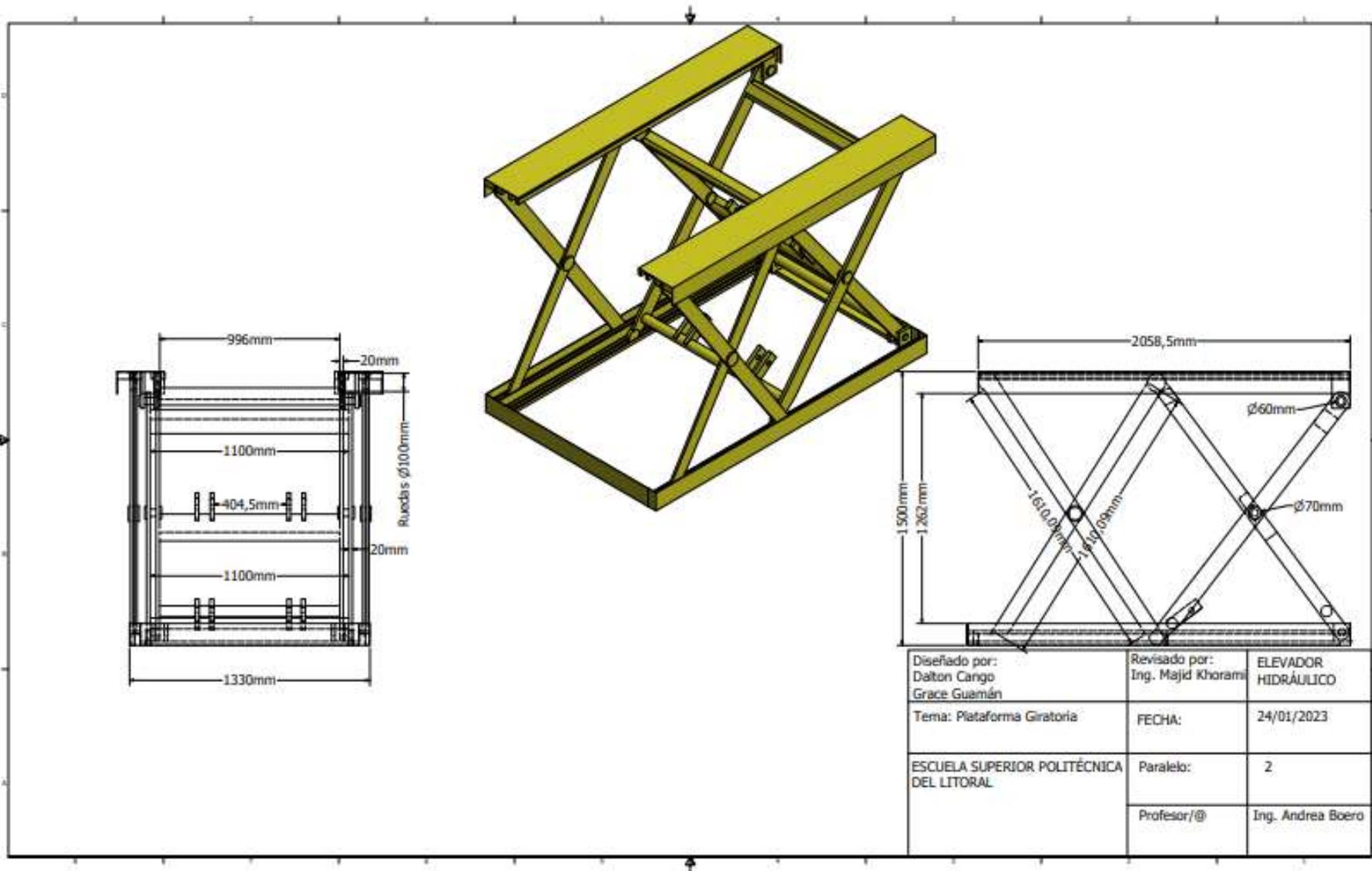
**PLANO 12. Riel ruedas interior**



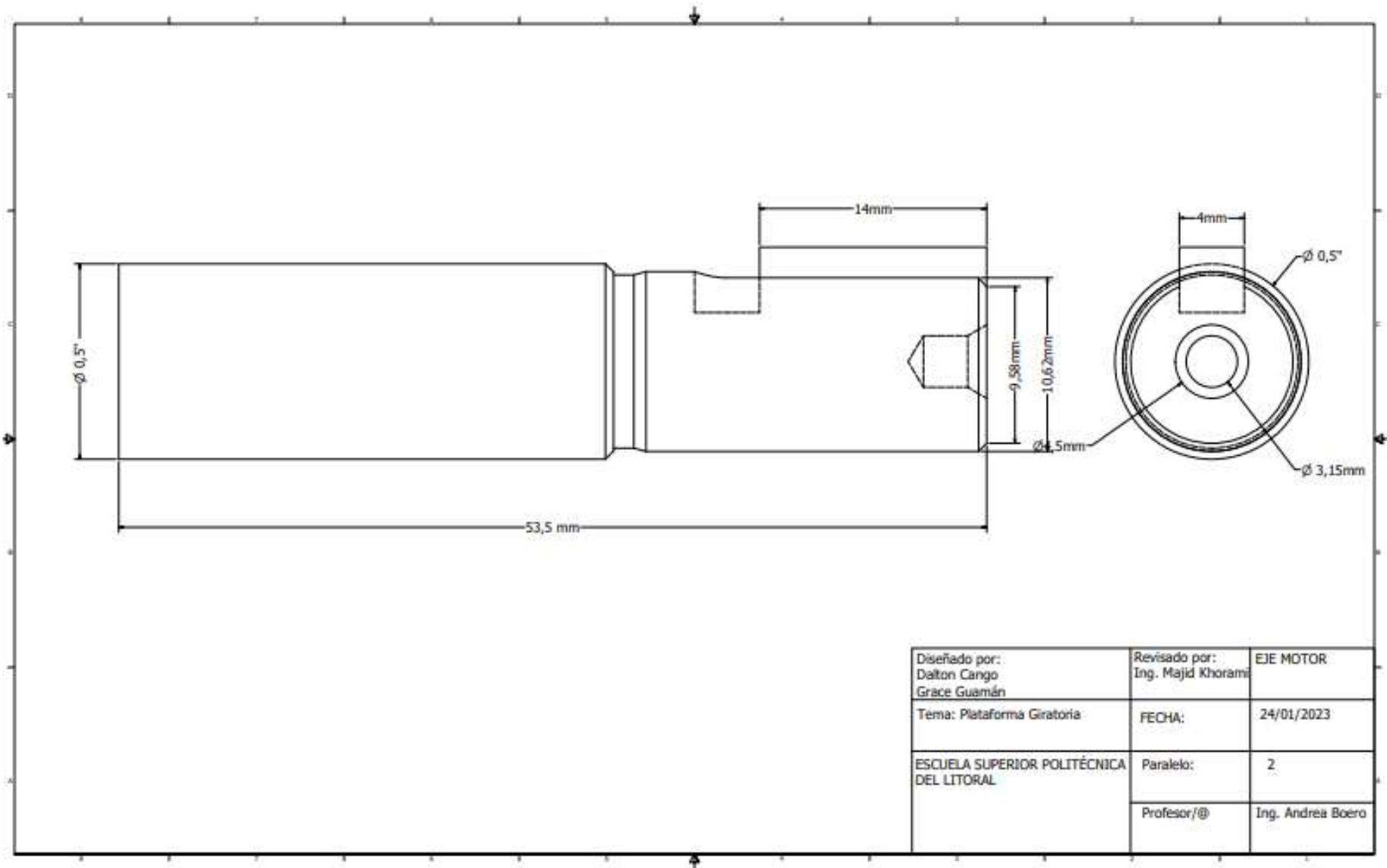
**PLANO 13. Riel rueda exterior**



**PLANO 14. Dimensiones de correa dentada de 327 dientes**



PLANO 15. Dimensiones del elevador hidráulico



PLANO16. Dimensiones de eje del motor