

UNIVERSIDAD CATÓLICA SANTO TORIBIO DE MOGROVEJO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA



Diseño de un sistema rotatorio horizontal de vehículos de hasta 2,7 toneladas para reducir el espacio de maniobra en parqueo

**TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO ELÉCTRICO**

AUTOR

Gregory Jonaiker Leon Rios

ASESOR

Dante Omar Panta Carrasco

<https://orcid.org/0000-0002-4731-263X>

Chiclayo, 2025

**Diseño de un sistema rotatorio horizontal de vehículos de hasta
2,7 toneladas para reducir el espacio de maniobra de parqueo**

PRESENTADA POR
Gregory Jonaiker Leon Rios

A la Facultad de Ingeniería de la
Universidad Católica Santo Toribio de Mogrovejo
para optar el título de

INGENIERO MECÁNICO ELÉCTRICO

APROBADA POR

Alejando Segundo Vera Lazaro
PRESIDENTE

Rodolfo Arturo Garcia Uchofen
SECRETARIO

Dante Omar Panta Carranza
VOCAL

Dedicatoria

A mis padres, Miguel y Frecia, por su apoyo y amor incondicional, por haber creído siempre en mí, por motivarme a ser cada día mejor y por ser mi mayor inspiración. Este logro es más de ustedes que mío.

A mis hermanos, Debby y Miguel, porque lo son todo para mí, y de todo corazón deseo que alcancen muchos más logros de los que yo pueda alcanzar en mi vida.

A mis tías hermosas, porque este logro también es de ustedes: ¡al fin ingeniero!

Agradecimientos

A mis padres, Miguel y Frecia, por haberla luchado conmigo, incluso a veces por haberla luchado por mí.

A mis tías, especialmente a mi tía Maguita y mi tío Juan, por su cariño incondicional y por haber estado siempre pendiente de que este logro se concrete.

A Marco y César, por ser lo máximo, por estar precisamente en el momento que más lo he necesitado y por acompañarme en mis amanecidas, siempre con palabras de aliento.

Al Ing. Omar Panta, mi asesor, por su paciencia, apoyo y por guiarme durante el desarrollo de este proyecto.

A los docentes de la Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica, por compartir sus conocimientos y experiencias, y por haber atribuido de manera significativa a mi formación profesional.

A mis amigos de la Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica, por su alegría, bromas, consejos y compañía. Estoy convencido de que, gracias a ustedes, la vida universitaria fue más llevadera y divertida.

TESIS II_LEON_GREGORY.docx

INFORME DE ORIGINALIDAD

13%

INDICE DE SIMILITUD

12%

FUENTES DE INTERNET

2%

PUBLICACIONES

5%

TRABAJOS DEL ESTUDIANTE

FUENTES PRIMARIAS

1

hdl.handle.net

Fuente de Internet

1%

2

archive.org

Fuente de Internet

1%

3

dokumen.pub

Fuente de Internet

1%

4

www.coursehero.com

Fuente de Internet

<1%

5

static0.futurepoint.in

Fuente de Internet

<1%

6

idoc.pub

Fuente de Internet

<1%

7

repositorio.espe.edu.ec:8080

Fuente de Internet

<1%

8

Submitted to Universidad TecMilenio

Trabajo del estudiante

<1%

9

qdoc.tips

Fuente de Internet

<1%

ÍNDICE

RESUMEN.....	15
ABSTRACT	16
I. INTRODUCCIÓN	17
II. OBJETIVOS	18
2.1. Objetivo General.....	18
2.2. Objetivos Específicos.....	18
III. BASES TEÓRICAS.....	19
3.1. Antecedentes	19
3.1.1. Antecedentes Nacionales.....	19
3.1.2. Antecedentes Internacionales.....	20
3.2. Definiciones Teóricas	21
3.3. Modelos Físicos y Matemáticos.....	23
3.3.1. Diseño Estructural	23
3.3.2. Dinámica del Movimiento	30
3.3.3. Cantidad de Movimiento Angular de un Objeto Rígido Giratorio.....	35
3.3.4. Sistemas de Transmisión de Potencia	36
3.3.5. Método por Elementos Finitos.....	41
3.4. Metodología	43
3.4.1. Diagrama de Flujo.....	45
3.4.2. Formulación de Hipótesis.....	46
3.4.3. Matriz de Operacionalización.....	47
3.4.4. Matriz de Consistencia	49
IV. DESARROLLO	51
4.1. Diagnóstico de la Situación Actual de los Espacios de Estacionamientos y Condiciones de Parqueo del Vehículo	51

4.2. Análisis de la Dinámica del Parqueo y Selección del Tipo de Sistema Rotatorio Horizontal.....	54
4.3. Diseño del Sistema Rotatorio Horizontal de Vehículos de hasta 2,7 toneladas en SolidWorks.....	64
4.3.1. Sistema de Posicional Final.....	64
4.3.2. Sistema de Giro Horizontal.....	99
4.3.3. Sistema de Elevación.....	106
4.4. Evaluación Económica.....	113
4.4.1. Evaluación Económica Plataforma Principal.....	113
4.4.2. Evaluación Económica Plataforma Secundaria.....	115
4.4.3. Mano de Obra.....	116
V. RESULTADOS.....	119
VI. DISCUSIÓN.....	135
VII. CONCLUSIONES.....	136
VIII. RECOMENDACIONES.....	137
IX. REFERENCIAS.....	137
X. ANEXOS.....	143
XI. PLANOS.....	183

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Radio de giro de un vehículo.	21
Figura 2. Sistema rotatorio horizontal tipo angular.....	22
Figura 3. Sistema rotatorio horizontal tipo disco.	22
Figura 4. Distribución de cargas de una losa sobre vigas perimetrales.....	24
Figura 5. Repartición de cargas en vigas cortas.	24
Figura 6. Repartición de cargas en vigas largas.	25
Figura 7. Descomposición de fuerzas por métodos de nodos.	26
Figura 8. Perfil UPN.....	29
Figura 9. Perfil tubo cuadrado PTR.	29
Figura 10. Perfil L.	30
Figura 11. Momento de inercia de un aro.	33
Figura 12. Momento de inercia de un cilindro hueco.	34
Figura 13. Momento de inercia de un cilindro sólido o disco.....	34
Figura 14. Movimiento angular de un objeto rígido.	35
Figura 15. Engranajes rectos.	37
Figura 16. Transmisión de potencia por engranajes rectos.	38
Figura 17. Transmisión Piñón - Corona.	38
Figura 18. Transmisión por caja de engranajes.....	39
Figura 19. Transmisión por cadena y catarinas.....	39
Figura 20. Generación y mejoramiento de malla.	41
Figura 21. Análisis de deformación por escala de colores.....	42
Figura 22. Creación de malla de viga.....	42
Figura 23. Modelo de French.	43
Figura 24. Diagrama de flujo	45
Figura 26. SUV Kia Sorento	53
Figura 27. Estacionamientos individuales y de 2 y 3 espacios contiguos.....	54

Figura 28. Dinámica de parqueo dentro del estacionamiento - Ingreso.....	55
Figura 29. Dinámica de parqueo dentro del estacionamiento - Salida.....	55
Figura 30. Distribución del vehículo en el sistema rotatorio horizontal.....	56
Figura 31. Plataforma giratoria 360° del sistema rotatorio horizontal.....	56
Figura 32. Sistema de posicionado final del sistema rotatorio horizontal.....	57
Figura 33. Tijeras elevadoras.....	59
Figura 34. Primera solución del sistema rotatorio horizontal.....	61
Figura 35. Segunda opción del sistema rotatorio horizontal.....	62
Figura 36. Limitaciones de la primera solución.....	62
Figura 37. Tercera solución del sistema rotatorio horizontal.....	63
Figura 38. Banda por rodillos.....	65
Figura 39. Banda PHR2-90MF LIXBB-NA black FR, Forbo.....	65
Figura 40. Tambor de acero sin recubrimiento.....	66
Figura 41. Revestimiento de caucho diamantado para tambores.....	67
Figura 42. Rodillo de eje vivo.....	68
Figura 43. Motorreductor 24FR-203/6 Fv-73.2-T3b-Hut, Lentax.....	70
Figura 44. Esquema de eje motriz y eje de retorno.....	71
Figura 45. Seccionamiento del eje motriz.....	71
Figura 46. Sección 1-2 y 3-4 del eje motriz.....	72
Figura 47. Sección 2-3 del eje motriz.....	74
Figura 48. Sección 1-2 y 3-4 del eje de retorno.....	77
Figura 49. Seccionamiento del eje de retorno.....	77
Figura 50. Sección 2-3 del eje de retorno.....	79
Figura 51. Acople tipo mordaza (Jaw y Spider).....	82
Figura 52. Rodamientos 61910-2RZ, SKF.....	85
Figura 53. Chumacera SY 507 M, SKF.....	86
Figura 54. Transmisión Piñón - Cadena.....	88

Figura 55. Estructura metálica por bandas transportadoras	91
Figura 56. Engranajes C528 GEAR SPUR 14 ½ DEG STEEL, Martin Sprockets	92
Figura 57. Soporte del transmisor de potencia	93
Figura 58. Transmisión de potencia entre plataformas	93
Figura 59. Transmisión de movimiento entre engranajes	94
Figura 60. Estructura del soporte lateral complementario	95
Figura 61. Reductor de fricción.....	95
Figura 62. Soportes laterales complementarios.....	96
Figura 63. Abatimiento de los soportes laterales y del transmisor de potencia	96
Figura 64. Esquema del soporte inferior de las plataformas	97
Figura 65. Plataforma principal del sistema de posicionado final	99
Figura 66. Carga aplicada en el momento de inclinación	100
Figura 67. Corona de orientación RK6-25E1Z, Kaydon	102
Figura 68. Engranaje 39200002, Kaydon.....	103
Figura 69. Sistema de giro horizontal 360°	106
Figura 70. Anclaje de la corona de orientación en la plataforma.....	106
Figura 72. Motor W22 NEMA Premium Efficiency, WEG	109
Figura 73. Cilindro hidráulico de doble efecto, Provectus.....	110
Figura 74. Bomba de pistones 323 Piston Pumps, Cat Pumps.....	111
Figura 75. Sistemas de elevación	112
Figura 76. Sistema rotatorio horizontal - Ensamble total.....	112
Figura 77. Cargas aplicadas – Eje motriz sección 1-2 y 3-4	119
Figura 78. Cargas aplicadas – Eje motriz sección 2-3	119
Figura 79. Análisis de flexión – Eje motriz sección 1-2 y 3-4.....	120
Figura 80. Análisis de flexión – Eje motriz sección 2-3	121
Figura 81. Análisis de torsión – Eje motriz sección 1-2 y 3-4.....	121
Figura 82. Análisis de torsión – Eje motriz sección 2-3	122

Figura 83. Análisis de esfuerzo cortante – Eje motriz sección 1-2 y 3-4.....	122
Figura 84. Análisis de esfuerzo cortante – Eje motriz sección 2-3	123
Figura 85. Análisis de momento – Eje motriz sección 1-2 y 3-4	123
Figura 86. Análisis de momento – Eje motriz sección 2-3	124
Figura 87. Factor de seguridad – Eje motriz sección 2-3.....	125
Figura 88. Factor de Seguridad – Eje motriz sección 1-2 y 3-4.....	125
Figura 89. Distribución de cargas – Perfil metálico.....	126
Figura 90. Análisis de flexión – Perfil metálico.....	127
Figura 91. Análisis de desplazamiento – Perfil metálico	128
Figura 92. Análisis de esfuerzo cortante – Perfil metálico	129
Figura 93. Análisis de momento – Perfil metálico.....	129
Figura 94. Factor de seguridad – Perfil metálico	130
Figura 95. Configuración de soporte inferior.....	131
Figura 96. Análisis de flexión – Soporte inferior.....	132
Figura 97. Análisis de desplazamiento – Soporte inferior	132
Figura 98. Análisis de torsión – Soporte inferior	133
Figura 99. Factor de seguridad – Soporte inferior	134

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Propiedades mecánicas del acero ASTM A36.	28
Tabla 2. Propiedades mecánicas del acero AISI 1020.	28
Tabla 3. Especificaciones para engranajes.	37
Tabla 4. Formulación de hipótesis.	46
Tabla 5. Matriz de operacionalización.	47
Tabla 6. Matriz de consistencia.	49
Tabla 7. Modelos SUV más vendidos en Perú - abril 2023.	51
Tabla 8. Dimensiones de los modelos SUV seleccionados.	51
Tabla 9. Modelos Sedán más vendidos en el Perú - enero 2023.	52
Tabla 10. Dimensiones de los modelos Sedán seleccionados.	52
Tabla 11. Dimensionamiento de estacionamientos públicos y privados.	53
Tabla 12. Viabilidad técnica del sistema de posicionado final.	57
Tabla 13. Viabilidad técnica del sistema de giro 360° horizontal.	58
Tabla 14. Viabilidad técnica de los actuadores de las tijeras elevadoras.	60
Tabla 15. Características SUV Kia Sorento.	64
Tabla 16. Consideraciones de diseño por cada banda.	64
Tabla 17. Datos técnicos del acople tipo mordaza.	82
Tabla 18. Datos técnicos del rodamiento 61910-2RZ, SKF.	85
Tabla 19. Cargas aplicadas sobre la estructura metálica.	89
Tabla 20. Cargas existentes sobre la corona de orientación.	99
Tabla 21. Datos técnicos de la corona de orientación RK6-25E1Z, Kaydon.	102
Tabla 22. Datos técnicos del engranaje 39200002, Kaydon.	103
Tabla 23. Datos técnicos del motor 24-299/6 Fv-88.1-PN3a-VF, Lentax.	105
Tabla 24. Cargas existentes sobre el sistema de elevación.	107
Tabla 25. Condiciones de diseño del sistema de elevación.	107
Tabla 26. Datos técnicos del motor W22 NEMA Premium Efficiency, WEG.	109

Tabla 27. Datos técnicos del cilindro hidráulico de doble efecto, Provectus.....	110
Tabla 28. Presupuesto de la plataforma principal del sistema de posicionado final.....	113
Tabla 29. Presupuesto del sistema de giro horizontal 360° horizontal.	114
Tabla 30. Presupuesto del sistema de elevación.	115
Tabla 31. Presupuesto de la plataforma secundaria del sistema de posicionado final.	115
Tabla 32. Presupuesto de mano de obra del sistema de posicionado final.....	116
Tabla 33. Presupuesto de mano de obra del sistema de giro horizontal.....	117
Tabla 34. Presupuesto de mano de obra del sistema de elevación.	117
Tabla 35. Presupuesto total del sistema rotatorio horizontal.	118
Tabla 36. Información de malla – Eje motriz sección 1-2 y 3-4.....	120
Tabla 37. Información de malla – Eje motriz sección 2-3.	120
Tabla 38. Resultados de momento – Eje motriz sección 1-2 y 3-4.....	124
Tabla 39. Resultados de momento - Eje motriz sección 2-3.....	124
Tabla 40. Información de malla - Perfil metálico.	127
Tabla 41. Resultados de momento - Perfil metálico.	130
Tabla 42. Información de malla - Soporte inferior.....	131

SIMBOLOGÍA

F_U	: Fuerza tangencial máxima	D_R	: Diámetro del rodillo de apoyo
F_1	: Tracción máxima	I_{OC}	: Corrección de distancia entre rodillos
μ_R	: Coeficiente de fricción al pasar por el rodillo	P_A	: Potencia mecánica requerida
g	: Gravedad	F_U	: Potencia Efectiva
m	: Masa transportada	Vt	: Velocidad del tambor
m_B	: Masa de la banda	η	: Eficiencia
m_R	: Masa de todos los tambores giratorios, excepto el tambor motriz	N_s	: Velocidad a la salida del reductor
d_A	: Diámetro mínimo del tambor motriz	ω_s	: Velocidad angular del tambor
C_3	: Coeficiente de recubrimiento inferior Siegling Transtex	r_t	: Radio del tambor
b_0	: Ancho de la banda	i	: Relación de transmisión
β	: Arco de contacto en el tambor motriz	FS	: Factor de seguridad
$k_{1\%}$: Tracción relajada de la correa con un alargamiento del 1% por unidad de ancho	N_m	: Verificación de potencia de mando
C_2	: Factor de cálculo	S_y	: Módulo de elasticidad
$\varepsilon_{m\acute{a}x}$: Elongación máxima de la correa	$M_{M\acute{A}X}$: Momento máximo
I_0	: Distancia entre rodillos de apoyo	d_e	: Diámetro mínimo del eje
F	: Fuerza de tracción	D_m	: Diámetro medio del rodamiento
m'_0	: Masa de la mercancía transportada por m de longitud más la banda	D_r	: Diámetro externo del rodamiento
C_R	: Cantidad de rodillos de apoyo	d_r	: Diámetro interno del rodamiento
L	: Distancia entre el tambor motriz y de retorno	L_{10h}	: Vida nominal básica del rodamiento
D_T	: Diámetro del tambor	n	: Velocidad de giro
		C	: Capacidad de carga dinámica del rodamiento
		P	: Fuerza aplicada sobre el rodamiento
		P_u	: Carga límite de fatiga
		p	: Exponente de la ecuación de la vida del rodamiento; 3:

	rodamiento bolas; 10/3	V_C	: Velocidad de la corona de orientación
	rodamiento rodillos	r_C	: Radio asumido de la corona de orientación
V	: Viscosidad	M	: Masa
V_1	: Viscosidad nominal	F_A	: Fuerza axial
K	: Relación de viscosidad	F_R	: Fuerza radial
A_{SKF}	: Factor ASKF	M_w	: Torque del rodamiento bajo carga
L_{10mh}	: Vida nominal del rodamiento	μ	: Coeficiente de fricción
η_C	: Factor de contaminación	D_{PR}	: Diámetro de paso del rodamiento
L_{10mh}	: Vida nominal SKF del rodamiento	h	: Altura
F_{rm}	: Factor de condición fuerza aplicada sobre el rodamiento	v	: Velocidad
k_r	: Factor de carga mínima del rodamiento		
F_a	: Factor de servicio		
n_1	: Velocidad del piñón 1		
n_2	: Velocidad del piñón 2		
Z_1	: Número de dientes del piñón 1		
Z_2	: Número de dientes del piñón 2		
p_C	: Paso de la cadena		
D_p	: Diámetro del piñón		
C_p	: Diámetro de paso entre los centros de los ejes		
L_p	: Número de eslabones de la cadena		
P_e	: Paso del eslabón		
Cc	: Distancia entre los centros de los piñones		
σ	: Esfuerzo permisible		
W	: Peso		
S	: Módulo de la sección		
\vec{a}_{rad}	: Aceleración radial		
ω	: Velocidad angular		

RESUMEN

El crecimiento del parque automotor y la limitada disponibilidad de espacios de estacionamiento generan dificultades en la maniobra de vehículos, incrementando riesgos de accidentes y tiempos de operación. En este contexto, la presente tesis tuvo como objetivo diseñar un sistema rotatorio horizontal para vehículos de hasta 2,7 toneladas, capaz de optimizar el espacio de maniobra en estacionamientos público y privados. Se utilizó como referencia el modelo Kia Sorento, determinándose que el sistema reduce el radio de giro de 13.72 m a 6.5 m, lo que representa una disminución cercana al 50% en el espacio requerido. La metodología aplicada comprendió el diseño conceptual y detallado de tres funciones principales: posicionado final mediante bandas transportadoras y un sistema de transmisión por engranajes, giro horizontal a través de una corona de orientación y elevación mediante tijeras elevadoras impulsadas por un sistema hidráulico. Asimismo, los esfuerzos mecánicos del sistema fueron simulados en SolidWorks, aplicando un mallado tipo viga para evaluar la resistencia estructural de los componentes. Las velocidades operativas alcanzadas fueron de 0,50 m/s en posicionado y giro, y 0,075 m/s en elevación. El análisis económico determinó que este sistema que cuenta con una plataforma principal y 15 secundarias (7 en el primer nivel y 8 en el segundo), tienen un valor de S/. 646 853,36, demostrando el costo de implementación del proyecto.

Palabras clave: Diseño, sistema rotatorio, maniobra de marqueo vehicular, radio de giro.

ABSTRACT

The growth of the vehicle fleet and the limited availability of parking spaces generate difficulties in vehicle maneuvering, increasing the risk of accidents and operating times. In this context, this thesis aimed to design a horizontal rotary system for vehicles up to 2.7 tons, capable of optimizing maneuvering space in public and private parking lots. The Kia Sorento model was used as a reference, determining that the system reduces the turning radius from 13.72 m to 6.5 m, representing a decrease of nearly 50% in the required space. The applied methodology included the conceptual and detailed design of three main functions: final positioning using conveyor belts and a gear transmission system, horizontal rotation through a slewing ring, and lifting using hydraulically driven scissor lifts. Furthermore, the mechanical stresses of the system were simulated in SolidWorks, applying a beam-type mesh to evaluate the structural strength of the components. The operating speeds achieved were 0.50 m/s for positioning and turning, and 0.075 m/s for lifting. The economic analysis estimates that this system, which has one main platform and 15 secondary platforms (7 on the first level and 8 on the second), has a value of S/. 646,853.36, demonstrating the project's implementation cost.

Keywords: Design, rotary system, vehicle parking maneuver, turning radius.

I. INTRODUCCIÓN

El crecimiento poblacional es un tema que sigue evolucionando en conjunto con el crecimiento de la demanda de vehículos que está alcanzando una venta anual que constantemente incrementa entre un 3% - 5% referencia del año pasado, según indica el INEI [1], en consecuencia, las personas que poseen un vehículo, se encuentran en la obligación de contar con un espacio para poder albergarlo y, además, que este ocupe la mínima superficie del terreno posible, para poder aprovecharlo al máximo en otros ambientes, sacrificando de esta manera el espacio de maniobra [2].

Los estacionamientos son espacios que sirven para salvaguardar los vehículos de posibles abolladuras, robos, exposición al clima, posibles multas, etc. En el Perú muchos de estos estacionamientos, son muy reducidos y el vehículo solamente puede ingresar y salir en reversa, ya que, anteriormente no existía una obligación de contar con un estacionamiento o normativa que determinaba el dimensionamiento de este [3]. Además, con el incremento de la adquisición de espacios habitables como casas y residencias, a su vez, han ido incrementando su valor por metro cuadrado y reduciendo el espacio por terreno que adquiere una persona, de esta manera, buscan la optimización del área en general haciendo que los espacios de estacionamiento de uso individual no cuenten con un área de maniobra, siendo muy pequeños y limitados [4], este espacio le permite al vehículo maniobrar dentro de las instalaciones, con el fin de poder realizar distintas maniobras como girar, cambiar de dirección o sentido o para poder estacionarse, salir o ingresar a una instalación [5].

En el caso de los estacionamientos públicos encuentran un problema en la normativa peruana para estacionamientos cuando se menciona la palabra maniobra, porque para ellos significa pérdida de espacio útil, por ende, es resultado de menos ingresos por el espacio que disponen o tener que disponer de un espacio más grande [4]. Por lo tanto, en esta investigación se pretende conseguir un sistema que permita estacionar el vehículo sin estar expuesto a los riesgos propios de la maniobra, que minimice el espacio requerido para hacerlo y que, además, reduzca el tiempo invertido en dicha acción.

Los sistemas rotatorios horizontales ayudan a reducir las emisiones de CO₂ permitiendo mayor fluidez en el flujo vehicular, al optimizar el espacio de los estacionamientos no existe más la necesidad de dejar el vehículo en la calle, dejando más espacio en las pistas, que se traduce en menor tiempo con el motor prendido y el mejoramiento de la calidad del aire [20].

Estos sistemas vuelven el espacio más eficaz porque eliminan las rampas en cambios de nivel, y permiten distribuir mejor los vehículos sobre un área, acaparando más vehículos de lo que tomaría normalmente en un estacionamiento convencional [19], además, reducen la incidencia de accidente ya que no son necesarios realizar maniobras o giros bruscos que suelen ser un riesgo tanto para el conductor como para los peatones [21].

Formulación del problema

¿En qué medida el diseño de un sistema rotatorio horizontal de vehículos de hasta 2,7 toneladas podrá reducir el espacio de maniobra en la salida vehicular?

II. OBJETIVOS

2.1. Objetivo General

- Diseñar un sistema rotatorio horizontal de vehículos de hasta 2,7 toneladas para reducir el espacio de maniobra en parqueo.

2.2. Objetivos Específicos

- Diagnosticar la situación actual de los espacios de estacionamientos de uso público y privado para conocer las condiciones de parqueo del vehículo.
- Analizar la dinámica de parqueo para seleccionar el tipo de sistema rotatorio horizontal de vehículos de hasta 2,7 toneladas.
- Diseñar y analizar el sistema rotatorio horizontal de vehículos de hasta 2,7 toneladas para reducir el espacio de maniobra en parqueo en SolidWorks.
- Realizar la propuesta económica del sistema rotatorio horizontal de vehículos de hasta 2,7 toneladas.

III. BASES TEÓRICAS

3.1. Antecedentes

3.1.1. Antecedentes Nacionales

Para García, 2021, en su investigación sobre plataformas giratorias móviles elevables, busca diseñar un sistema que mejore la movilización de cargas dentro de las instalaciones de las empresas metalmecánicas, para lo cual encuentra como resultado una plataforma giratoria móvil elevable, que se eleva por un par de brazos en forma de tijeras ubicados a los extremos de la estructura accionados por dos pistones hidráulicos controlados por un motor, sobre la plataforma están dos placas de 2m x 2m, una fija y la otra móvil acopladas sobre un eje, este giro también es controlado por un motor, el comando del mecanismo cuenta con un tablero de control. Este mecanismo es capaz de movilizar y elevar cargas de hasta 1 500 kg, la altura máxima que alcanza es de 1,5 m con un rango de giro de 360° de la plataforma, en total la estructura alcanza un factor de seguridad de hasta 2,5, en toda la estructura se utilizó 3 tipos de perfiles S460N, perfil rectangular hueco, perfil cuadrado hueco y perfil L, todas estas características fueron comprobadas por medio de un análisis estructural del diseño mediante el software SolidWorks, finalmente se hizo la evaluación económica del prototipo, teniendo como costo total S/. 2 544,00 que incluye materiales y mano de obra. En conclusión, se determinaron los parámetros de funcionamiento de la plataforma giratoria móvil elevable, lo cual no restringe el uso del equipo para un objeto específico y además soluciona los problemas de posicionar cargas a diferentes niveles y distancias [6].

Rosales, 2021, en sus tesis Diseño de sistema para transporte de carga de 3 toneladas en planta de alimentos Gloria s.a. y análisis de resultados por elementos finitos, tuvo como objetivo principal diseñar el sistema mecánico y estructural de un dispositivo de transporte de carga con una capacidad de 3 toneladas, para agilizar y asegurar el traslado diario de materia prima en la planta de alimentos de Gloria s.a. Esta investigación de tipo aplicada, tuvo como resultados un elevador electromecánico con una velocidad lineal de 0.6 m/s, una carga que debe ser elevada a una altura de 4.69m con una capacidad de carga de 15 tn/mín, un factor de seguridad en el bastidor de 3.1, concluyendo en un elevador de carga electromecánico con una capacidad de transporte 15 veces superior a la existente en la planta, una velocidad de 0.2 m/s más rápido [7].

3.1.2. Antecedentes Internacionales

Cango y Guamán, 2022, en su investigación sobre plataformas giratorias, propone un sistema que mejore la capacidad de exhibir los autos de una manera más atractiva para las concesionarias, que permita a los interesados poder apreciar mejor el vehículo y de una manera más detallada, por lo cual estos dos autores responden ante esta situación con el diseño de una plataforma giratoria elevable para autos de exhibición, la plataforma cuenta con un sistema de elevación de dos brazos tipo tijeras a los extremos accionados por dos pistones hidráulicos controlados por un motor de 2.2kW, el giro de la plataforma se realizará sobre la superficie superior del sistema elevador, esta plataforma es de forma circular con un diámetro de 4,5m, la acción de giro 360° es transmitida por un motor hacia un sistema de un piñón – corona dentada 1:100 interconectadas por una correa dentada y apoyado en el contorno de la plataforma circular giratoria con un sistema de ruedas de apoyo, en toda la estructura los autores consideran uniones atornilladas con el fin de facilitar la instalación, mantenimientos y más. La plataforma en total permite elevar 3 toneladas, puede elevarse hasta 1.5m en un tiempo de 20 segundos, todos los diseños fueron basados en la norma AISI ASD con perfiles de acero ASTM-A36 con un factor de seguridad de 1,5, el sistema es trifásico teniendo un costo total de \$USD 5 428,68 y un tir evaluado por un flujo de caja de 19% [9].

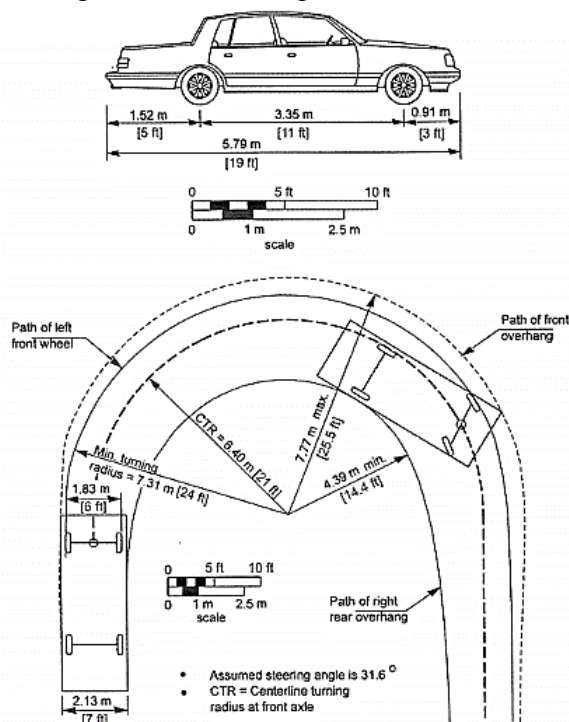
González, 2018, en su investigación sobre plataformas giratorias elevables, busca un trabajo fin de máster Diseño de una plataforma giratoria elevable para carnaval de Santa Cruz de Tenerife, tiene como objetivo principal estudiar una plataforma giratoria diseñada para usarse en todos los concursos del Carnaval de Santa Cruz de Tenerife. Esta investigación de tipo aplicada, tuvo como resultados la definición de dos tipos de elementos: BEAM18 y SHELL181 para las vigas de acero y las planchas de madera de espesor de 20mm, se usó el software de diseño ANSYS donde se analizaron la geometría de la estructura para obtener la sensibilidad del mallado con un tamaño de elemento de 50 mm, los nodales con un desplazamiento máximo de 0,5 mm siguiendo el criterio del CTE que exige la flecha máxima $L/250$ y una muestra máxima de tensiones de 0,5 MPa. En conclusión, se obtuvo una plataforma giratoria elevable con un factor de seguridad de 1,7 que podrá cumplir con las expectativas para el correcto desarrollo del carnaval [10].

3.2. Definiciones Teóricas

Radio de Giro

El radio de giro es el recorrido que un conductor realiza con el vehículo sobre una superficie para poder maniobrarlo; esta maniobra es la capacidad que posee el vehículo para efectuar giros y posicionarse en sentido contrario a la posición inicial o generar vueltas en U, como se muestra en la Figura 1 [17].

Figura 1. Radio de giro de un vehículo.



Fuente: Recuperado de [17].

El radio de giro será variable dependiendo del modelo de auto y de la capacidad del chofer; existen dos tipos de radio de giro, radio de giro de ruedas, que es la distancia que recorren las llantas durante una rotación completa, y radio de giro entre paredes, que es la trayectoria completa de giro considerando la superficie total del vehículo [17].

Sistema Rotatorio Horizontal de Vehículos

Los sistemas rotatorios horizontales, o también llamados plataformas giratorias horizontales, son mecanismos que optimizan el espacio en estacionamiento al permitir una disposición más efectiva de los vehículos. Facilitan la maniobrabilidad y encuentran aplicación en exhibiciones

de vehículos, ofreciendo más visualización detallada mediante su capacidad de rotación 360° [18].

Existen dos tipos de sistemas rotatorios horizontales de vehículos, uno de tipo angular y otro de tipo disco.

Sistema Rotatorio Horizontal Angular

Este tipo de plataforma se aplica en sistemas o lugares que cuentan con curvas de espacios reducidos, como rampas de estacionamientos, como se muestra en la Figura 2. Por lo general, solo giran en un ángulo específico según la necesidad y lo hacen de manera precisa [19].

Figura 2. Sistema rotatorio horizontal tipo angular.



Fuente: Adaptado de [19].

Sistema Rotatorio Horizontal Tipo Disco

Este tipo de plataforma dispone eficientemente el espacio del estacionamiento, maximizando su capacidad y permitiendo giros de 360°, lo cual simplifica maniobras de estacionamiento como se muestra en la Figura 3 [19].

Figura 3. Sistema rotatorio horizontal tipo disco.



Fuente: Adaptado de [19].

3.3. Modelos Físicos y Matemáticos

3.3.1. Diseño Estructural

Una estructura es el conjunto de elementos que constituyen una edificación. Estos elementos son columnas, vigas, losas y conexiones. Todos ellos, unidos, deben resistir cargas verticales, horizontales, fuerza de torsión o momentos.

En una estructura existen diferentes tipos de cargas aplicadas, como por ejemplo:

- Carga Viva:

Esta carga está definida por el uso y ocupación de las personas, por eso estas cargas solo son temporales y se calculan con la siguiente ecuación:

$$\text{Carga viva} = \text{Peso elementos móviles} + \text{Peso de ocupantes} \quad (1.1)$$

- Carga Muerta

Esta carga solo incluye a la composición de la estructura y es la única que se mantiene permanente.

$$\text{Carga muerta} = \text{Peso estructura} + \text{peso elementos permanentes} \quad (1.2)$$

- Carga Accidental

Estas cargas son dadas por situaciones imprevistas, sea el caso de sismos; por lo tanto, son cargas situacionales que se consideran en función de su ocurrencia [25].

Cargas Aplicadas a los Elementos Estructurales:

- Losas

Para losas de cubierta

$$\text{Carga losa cubierta} = \text{Volumen losa} * \text{Peso unitario material (PUM)} \quad (1.3)$$

Para losas por piso

$$\text{Carga losa} = \text{Volumen losa} * \text{Peso unitario material (PUM)} + \text{Carga viva} \quad (1.4)$$

- Vigas

$$\text{Carga viga} = \text{Volumen viga} * \text{Peso unitario material (PUM)} + \text{carga losa} \quad (1.5)$$

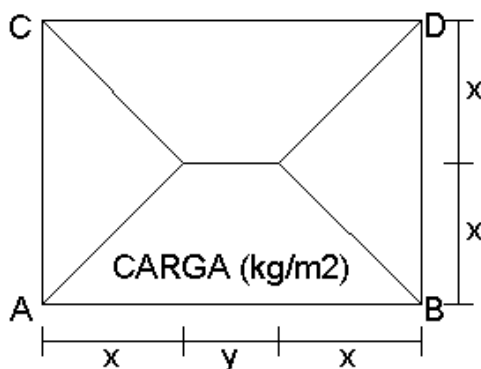
- Columnas

$$\text{Carga columna} = \text{Carga losas} + \text{Carga vigas} + \text{Volumen de columna} * \text{PUM} \quad (1.6)$$

Cargas Repartidas

Son las cargas que se distribuyen uniformemente a lo largo de una longitud o área.

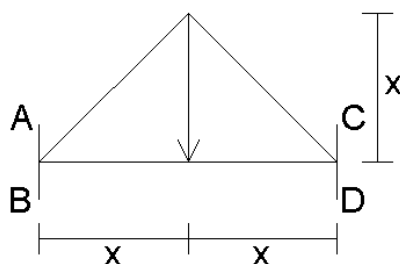
Figura 4. Distribución de cargas de una losa sobre vigas perimetrales.



Fuente: Elaboración propia.

En la Figura 4 se visualiza cómo se distribuyen las cargas de la superficie de una losa sobre las vigas perimetrales; la Figura 5 y la Figura 6 se trata de las vigas cortas y largas, respectivamente, y cómo es que se reparten las cargas sobre ellas.

Figura 5. Repartición de cargas en vigas cortas.



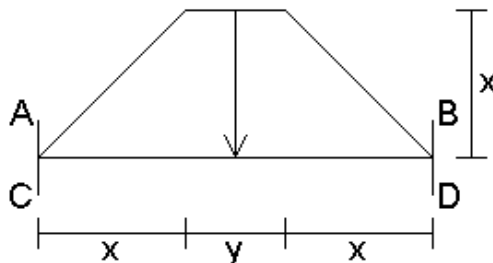
Fuente: Elaboración propia.

Para lo cual se tiene la relación de que tanto para las vigas largas como para las cortas la fórmula es la misma, pero el área de reparto es diferente, por lo cual se determina con la ecuación (1.8).

$$Carga\ total = Carga\ losa * (\acute{A}rea\ repartici3n\ de\ cargas)en\ kg\ (1.7)$$

$$Carga\ repartida\ hipot3tica = \frac{Carga\ total}{Longitud\ Viga} (1.8)$$

Figura 6. Repartici3n de cargas en vigas largas.



Fuente: Elaboraci3n propia.

Resistencia ante Diferentes Esfuerzos

- Tracci3n (f)

Tendencia a que la estructura se alargue si se le aplica una fuerza en sentido contrario.

$$f = \frac{P(Fuerza\ aplicada)}{A(Secci3n\ transversal)} (1.9)$$

- Compresi3n (λ)

Tendencia a que la estructura se acorte o comprima si se le aplica una fuerza en direcci3n a ella.

$$\lambda = \frac{L}{b} (1.10)$$

- Flexi3n (M_{adm})

Se produce cuando se somete una estructura a cargas que la induzcan a curvaturas.

$$M_{adm} = \frac{(bh^2)}{6} f_{adm} (1.11)$$

- Corte (v)

La fuerza de corte actúa tangencialmente sobre una estructura y desliza las partes adyacentes en sentidos opuestos.

$$v = \frac{3V(\text{Fuerza de corte externo})}{2A(\text{Sección transversal})} \quad (1.12)$$

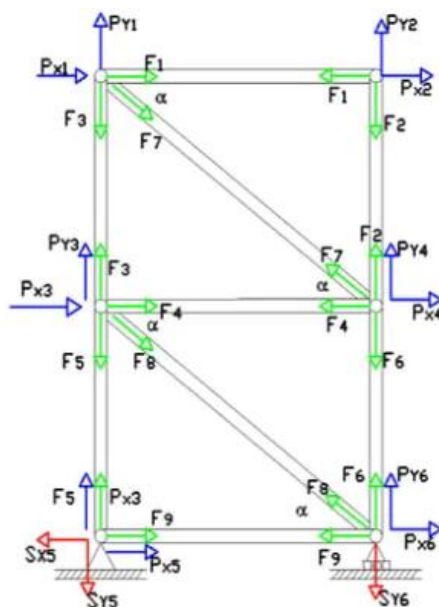
- Torsión

Es el momento que tiene a hacer girar una estructura alrededor de su eje longitudinal.

Método de Nodos

Para analizar o diseñar una estructura de armadura, es esencial determinar la fuerza presente en cada uno de sus componentes. Un enfoque efectivo para lograr esto implica la aplicación del método de nodos. Este método se fundamenta en la premisa de que la totalidad de la armadura está en equilibrio, lo que implica que cada uno de sus nodos también se encuentra en equilibrio. Por lo tanto, al trazar el diagrama de cuerpo libre de cada nodo, Figura 7, se pueden utilizar las ecuaciones de equilibrio de fuerzas para calcular las fuerzas ejercidas sobre cada uno de los elementos que inciden en el nodo. Dado que los elementos de una armadura plana consisten en segmentos rectos con dos fuerzas ubicadas en el mismo plano, cada nodo experimenta un sistema de fuerzas coplanares y concurrentes. En consecuencia, para garantizar el equilibrio, es suficiente satisfacer las condiciones $\sum F_x = 0$ y $\sum F_y = 0$ [30].

Figura 7. Descomposición de fuerzas por métodos de nodos.



Fuente: Recuperado de [30].

Con este método, siempre se debe comenzar en un nodo que tenga por lo menos una fuerza conocida y, cuando mucho, dos fuerzas desconocidas [30].

Normas Técnicas para el Diseño de Estructuras

En el diseño y análisis de estructuras metálicas, la normativa de referencia más utilizada a nivel internacional es la ANSI/AISC 360-16 “Specification for Structural Steel Buildings”, la cual establece los criterios de resistencia y servicio que deben cumplir los elementos estructurales de acero. Esta especificación contempla tanto el método de diseño por factores de carga y resistencia (LRFD) como el método de diseño por esfuerzos admisibles (ASD), proporcionando factores de seguridad y de reducción de resistencia para los diferentes estados límite estructurales.

La norma establece que para el diseño bajo el método ASD, el factor de seguridad para elementos sometidos a flexión, tensión o compresión es igual a 1,67. Estos valores permiten garantizar que la estructura conserve un margen de seguridad adecuado frente a las solicitaciones de carga previstas en servicio.

Respecto a los desplazamientos admisibles (flechas), la AISC 360-16 establece límites relativos en función de la longitud libre del elemento (L). De acuerdo con las recomendaciones de servicio, los desplazamientos bajo cargas vivas no deben superar comúnmente $L/360$, mientras que para cargas totales se puede emplear un criterio de $L/240$, dependiendo del tipo de elemento estructural y del uso asignado [46].

Aceros Estructurales

- ASTM A36

La norma ASTM se destaca como el estándar internacional de elección para la designación y regulación de la calidad de aceros estructurales utilizados en construcción. Esta normativa abarca diversos productos finales, como barras de construcción corrugadas y lisas, perfiles estructurales, perfiles comerciales, placas y láminas.

La norma ASTM A36 es una de las normas aprobadas por la ASTM, tanto para placas como para perfiles laminados en caliente. Este tipo de acero cuenta con un esfuerzo de fluencia de 2530 kg/cm o 250 MPa, su soldabilidad es adecuada y son de acero al carbono [27].

Tabla 1. Propiedades mecánicas del acero ASTM A36.

Clasificación del Acero	Límite Elástico MPa / Ksi	Tensión de Rotura MPa / Ksi	Elongación %	Dureza Ksi
ASTM A36	250 / 36	550 / 80	~20	81

Fuente: Adaptado de [27].

- AISI 1020

El acero AISI 1020 es un acero al carbono de baja aleación, ampliamente utilizado en aplicaciones estructurales y mecánicas por su buena combinación de resistencia, ductilidad y facilidad de mecanizado, soldadura y tratamiento térmico. Se emplea comúnmente en componentes como ejes, pasadores y engranajes de baja carga. Su composición química incluye aproximadamente 0.20 % de carbono y 0.30–0.60 % de manganeso, con pequeñas cantidades de azufre y fósforo, lo que lo clasifica como un acero dulce, apto para temple superficial y conformado en frío [33].

Tabla 2. Propiedades mecánicas del acero AISI 1020.

Clasificación del Acero	Límite Elástico MPa / Ksi	Tensión de Rotura MPa / Ksi	Elongación %	Dureza Ksi
AISI 1020	350 / 51	420 / 61	~15	60,5

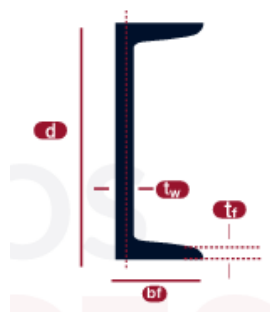
Fuente: Adaptado de [33].

Perfiles de Aceros Comerciales

- Perfil UPN

El perfil UPN, también llamado canal “U”, es un producto de acero al carbono laminado en caliente con sección transversal en forma de “C” o “U”. Se utiliza como elemento de refuerzo en estructuras gracias a su buena rigidez, resistencia a la tracción y capacidad de carga. Su diseño versátil lo hace adecuado para aplicaciones en construcción que requieren estabilidad estructural y facilidad de integración [28].

Figura 8. Perfil UPN.

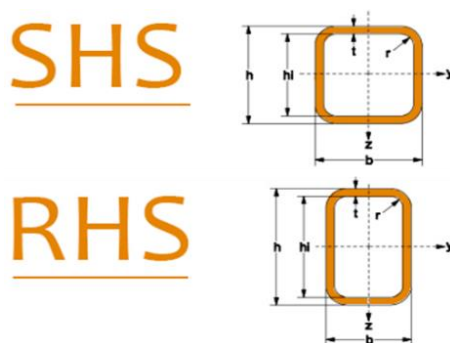


Fuente: Recuperado de [28].

- Perfil Tubo Cuadrado (PTR)

El perfil tubular cuadrado (PTR) es un componente estructural con sección hueca, diseñado para soportar eficientemente cargas axiales y esfuerzos de compresión. Su geometría simétrica y superficie continua permiten un ensamblaje práctico, lo que lo convierte en una opción funcional y estética para distintos proyectos constructivos. Existen variantes según su forma: de sección cuadrada (SHS, Square Hollow Section) y de sección rectangular (RHS, Rectangular Hollow Section), ambas ampliamente utilizadas en estructuras metálicas y aplicaciones arquitectónicas [29].

Figura 9. Perfil tubo cuadrado PTR.



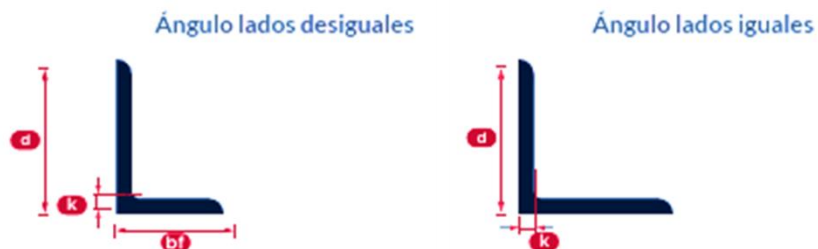
Fuente: Recuperado de [29].

- Perfil L

El perfil ángulo de acero o perfil L, es un elemento estructural cuya sección transversal forma un ángulo recto de 90° , con lados iguales o desiguales. Su diseño proporciona buena resistencia estructural y facilidad de corte, soldadura y perforación. Gracias a su versatilidad, se utiliza ampliamente en sectores como la construcción, industria, comercio y mobiliario, en

aplicaciones como soportes estructurales, torres, maquinaria, escaleras, rejas, estanterías, puertas y productos forjados [28].

Figura 10. Perfil L.



Fuente: Recuperado de [28].

Selección de Perfiles de Acero

Para poder seleccionar los perfiles que se vayan a usar como vigas o columnas, se deben tener en cuenta las siguientes consideraciones [27]:

- Módulo de sección (Z)

$$Z = \frac{I(\text{Momento de inercia})}{c(\text{Distancia})} \quad (1.13)$$

- Flexión (σ)

$$\sigma = \frac{M(\text{Momento flector})}{Z(\text{Módulo de sección})} \quad (1.14)$$

- Esfuerzo admisible (σ_{adm})

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma(\text{Flexión})}{FS(\text{Factor de seguridad})} \quad (1.15)$$

3.3.2. Dinámica del Movimiento

Cinemática Rotacional

Al analizar el movimiento rotacional de un objeto rígido que gira alrededor de un eje fijo con una aceleración angular constante, se introduce un modelo específico denominado "objeto rígido bajo aceleración angular constante". Este modelo, análogo al modelo de partícula bajo aceleración constante en el movimiento lineal, se rige por ecuaciones particulares.

La ecuación principal, dada por la ecuación (2.1) para una aceleración angular constante α , relaciona la rapidez angular final (ω_f) con la inicial (ω_i) y el tiempo transcurrido (t).

$$\omega_f = \omega_i + \alpha t \quad (2.1)$$

Además, se presenta la ecuación para la posición angular (θ_f) en función del tiempo (t), la velocidad angular inicial (ω_i), y la aceleración angular constante (α), expresada como:

$$\theta_f = \theta_i + \omega_i t + \frac{1}{2} \alpha t^2 \quad (2.2)$$

Otra relación importante es la ecuación (2.3), que permite determinar la rapidez angular final (ω_f) en función de la posición angular final (θ_f), la posición angular inicial (θ_i) y la aceleración angular constante (α).

$$\omega_f^2 = \omega_i^2 + 2\alpha(\theta_f - \theta_i) \quad (2.3)$$

Finalmente, la ecuación (2.4) proporciona una relación entre la posición angular final (θ_f), la posición angular inicial (θ_i), las velocidades angulares inicial (ω_i) y final (ω_f), y el tiempo transcurrido (t) para una aceleración angular constante (α) [31].

$$\theta_f = \theta_i + \frac{1}{2}(\omega_i + \omega_f)t \quad (2.4)$$

Cantidades Angulares y Traslacionales

Esta sección tiene como objetivo deducir relaciones fundamentales entre la rapidez y la aceleración angulares de un objeto rígido en rotación y las correspondientes magnitudes traslacionales de un punto en el objeto. Al considerar que un objeto rígido gira alrededor de un eje fijo, se observa que cada partícula del objeto se desplaza en un círculo cuyo centro coincide con el eje de rotación.

La relación clave es:

$$v = \frac{ds}{dt} = r \frac{d\theta}{dt} \quad (2.5)$$

Donde v es la velocidad tangencial, r es la distancia perpendicular desde el punto al eje de rotación y $\frac{d\theta}{dt}$ es la rapidez angular. Al sustituir $\frac{d\theta}{dt}$ por ω , se obtiene la relación $v = r\omega$,

indicando que la velocidad tangencial es igual al producto de la distancia al eje y la rapidez angular. Es importante notar que, aunque todos los puntos del objeto tienen la misma rapidez angular, la velocidad tangencial varía debido a las diferentes distancias r desde el eje.

La aceleración tangencial (α_t) se relaciona con la aceleración angular (α) mediante la derivada temporal de la velocidad tangencial:

$$\alpha_t = \frac{dv}{dt} = r \frac{d\omega}{dt} \quad (2.6)$$

Que se simplifica a $\alpha_t = r\alpha$. Esta ecuación establece que la componente tangencial de la aceleración traslacional de un punto en un objeto rígido en rotación es igual al producto de la distancia perpendicular al eje y la aceleración angular.

Además, la relación destaca que la aceleración tangencial es igual al cuadrado de la velocidad tangencial dividido por la distancia perpendicular al eje, o también, es igual al producto de la distancia al eje y el cuadrado de la rapidez angular [31].

$$\alpha_t = \frac{v^2}{r} = r\omega^2 \quad (2.7)$$

Energía Cinética Rotacional

Cuando un objeto rota alrededor de un eje fijo, parece estar estático en el espacio, careciendo de energía cinética asociada al movimiento traslacional. Sin embargo, las partículas individuales que componen el objeto en rotación siguen trayectorias circulares mientras se desplazan en el espacio. Por consiguiente, el movimiento rotacional está vinculado a una energía cinética específica. La energía cinética (K_i) de la i -ésima partícula, con masa (m_i) y velocidad tangencial (v_i), se expresa como:

$$K_i = \frac{1}{2} m_i v_i^2 \quad (2.8)$$

La definición de momento de inercia, que tiene dimensiones de ML^2 ($kg \cdot m^2$ en unidades de SI), se relaciona con la energía cinética rotacional total K_R , expresada como:

$$K_R = \frac{1}{2} I \omega^2 \quad (2.9)$$

Es relevante destacar que, aunque comúnmente se denomina a la cantidad $\frac{1}{2}I\omega^2$ como energía cinética rotacional, no constituye una forma de energía nueva. Más bien, se trata de una manifestación de la energía cinética convencional, derivada de una suma de las energías cinéticas individuales de las partículas que conforman el objeto rígido en cuestión [31].

Momento de Inercia

Para evaluar el momento de inercia (I) de un objeto extendido, se fragmenta el objeto en numerosos elementos pequeños, cada uno con una masa diferencial (Δm_r).

Utilizando la definición $I = \sum_i r_i^2 \Delta m_i$, se lleva a cabo el límite conforme $\Delta m_i \rightarrow 0$. En este límite, la suma se transforma en una integral que abarca el volumen total del objeto:

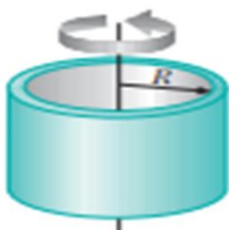
$$I = \lim_{\Delta m_i \rightarrow 0} \sum_i r_i^2 \Delta m_i = \int r^2 dm \quad (2.10)$$

Este enfoque integral proporciona una expresión más precisa del momento de inercia al considerar la distribución continua de masa a lo largo del objeto.

A continuación, se grafica el momento de inercia de algunos objetos rígidos homogéneos con diferentes geometrías:

- Aro o cascarón cilíndrico delgado

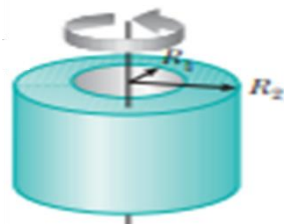
Figura 11. Momento de inercia de un aro.



Fuente: Recuperado de [31].

- Cilindro hueco

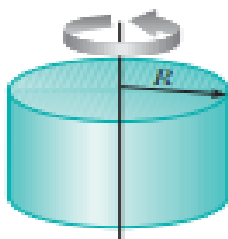
Figura 12. Momento de inercia de un cilindro hueco.



Fuente: Recuperado de [31].

- Cilindro sólido

Figura 13. Momento de inercia de un cilindro sólido o disco.



Fuente: Recuperado de [31].

Partiendo de la relación de densidad (ρ) como la masa (m) dividida por el volumen (V), expresada como $\rho = \frac{m}{V}$, se deduce que la masa de un pequeño elemento diferencial (dm) es $dm = \rho dV$. Esta relación se utiliza para expresar el momento de inercia (I) como una integral en términos de la densidad y la posición radial (r) a lo largo del volumen (dV).

$$I = \int \rho r^2 dV \quad (2.11)$$

Si el objeto es homogéneo, lo que implica que la densidad (ρ) es constante, la integral se puede evaluar directamente para una geometría conocida. Sin embargo, si la densidad no es constante, es necesario conocer su variación en función de la posición para llevar a cabo la integración y determinar el momento de inercia de manera completa [31].

Momento de Torsión

Cuando se aplica una fuerza a un objeto rígido que puede rotar alrededor de un eje, este tiende a girar alrededor de dicho eje. La propensión de una fuerza a inducir un giro en un objeto alrededor de un eje específico se cuantifica mediante una magnitud conocida como momento

de torsión (τ). El momento de torsión es un vector. La fuerza aplicada (F) actúa en un ángulo (φ) con respecto a la horizontal. La magnitud del momento de torsión asociada a la fuerza (F) se define mediante la siguiente ecuación:

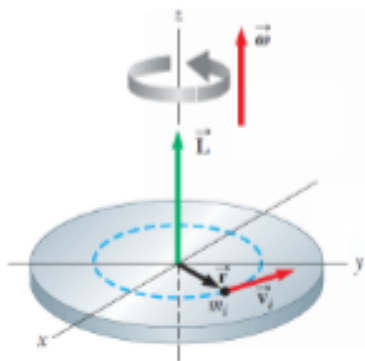
$$\tau = rF\text{sen}\varphi = Fd \quad (2.12)$$

Donde (r) es la distancia desde el eje de rotación hasta el punto de aplicación de la fuerza y (d) es la distancia perpendicular desde el eje hasta la línea de acción de la fuerza [31].

3.3.3. Cantidad de Movimiento Angular de un Objeto Rígido Giratorio

Cuando un objeto rígido rota alrededor de un eje, la cantidad de movimiento angular (L) está alineada en la misma dirección que la velocidad angular (ω). El vector (\vec{L}) apunta a lo largo del eje z , similar al vector $\vec{\omega}$.

Figura 14. Movimiento angular de un objeto rígido.



Fuente: Recuperado de [32].

La cantidad total de movimiento angular para todo el objeto, sumando sobre todas las partículas, se expresa como:

$$L_i = \sum_i m_i r_i^2 \omega \quad (2.13)$$

Esta ecuación puede simplificarse a $L_i = I\omega$, donde I es el momento de inercia del objeto en relación con el eje de rotación.

Cuando se deriva esta ecuación con respecto al tiempo, se observa que I es constante para un objeto rígido:

$$\frac{dL_z}{dt} = I \frac{d\omega}{dt} = I\alpha \quad (2.14)$$

Donde α representa la aceleración angular en relación con el eje de rotación. Notablemente, $\frac{dL_z}{dt}$ es equivalente al momento de torsión externo neto ($\sum \tau_{ext}$).

$$\sum \tau_{ext} = I\alpha$$

Por lo tanto, el momento de torsión externo neto actuando sobre un objeto rígido giratorio alrededor de un eje fijo es igual al momento de inercia en relación con ese eje fijo, que es igual al momento de inercia en relación con ese eje multiplicado por la aceleración angular del objeto [32].

3.3.4. Sistemas de Transmisión de Potencia

Son mecanismos que facilitan la transferencia de potencia entre dos ejes en rotación a velocidades predeterminadas entre el elemento conductor y el conducido. La relación de transmisión es la relación que existe entre el número de revoluciones del eje del motor y el eje al cual se conducirá esta potencia, tal como se muestra en la ecuación 3.1. Los sistemas de transmisión no solo varían la velocidad, también varían el par motor [12].

$$\text{Relación transmisión } (Rt) = \frac{n_m \text{ (rpm del eje motor)}}{r_c \text{ (rpm del eje conducido)}} \quad (3.1)$$

Cuando se obtiene un valor: $Rt > 1$, la transmisión es reductora, $Rt = 1$, si la transmisión se mantiene y si $Rt < 1$, la transmisión es elevadora.

Debido a la fricción y el calor generado entre ambos ejes, existe una pérdida de potencia para la cual es necesario calcular la eficiencia de este proceso (η) como se muestra en la ecuación (3.2) [13].

$$\eta = \frac{P_u}{P_m} = \frac{M_r \text{ (Par resistente)} * \omega_u \text{ (Veloc. angular eje accionado)}}{M_m \text{ (Par motor)} * \omega_m \text{ (Veloc. angular eje accionador)}} \quad (3.2)$$

donde:

$$P_m = \text{Potencia útil } (P_u) + \text{Potencia disipada } (P_d) \quad (3.3)$$

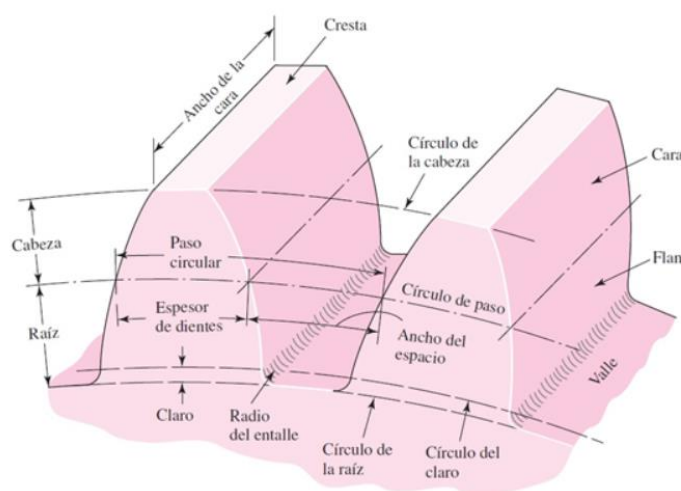
Entre los sistemas de transmisión más conocidos en los sistemas mecánicos se encuentran los engranajes y cadenas [12].

Transmisión por Engranajes

Engranajes de Dientes Rectos

Los engranajes de dientes rectos son los más usados; por lo tanto, son más fáciles de conseguir, más económicos, y tienen la ventaja de ofrecer una buena eficiencia de transmisión en cargas axiales si no existe velocidad angular. Además, presentan menor desgaste y la transmisión de movimiento es directa [12].

Figura 15. Engranajes rectos.



Fuente: Recuperado de [32].

De la Figura 15 se resumen las especificaciones necesarias para diseñar engranajes rectos en la Tabla 3.

Tabla 3. Especificaciones para engranajes.

Elemento	Símbolo	Fórmula
Módulo	m	-
Número de dientes	n	-
Diámetro primitivo	dp	$m \cdot n$
Diámetro exterior	de	$dp + (2 \cdot m)$
Altura del diente	h	$2.167 \cdot m$
Paso	P	$\pi \cdot m$
Diámetro interior	di	$de - (2 \cdot h)$

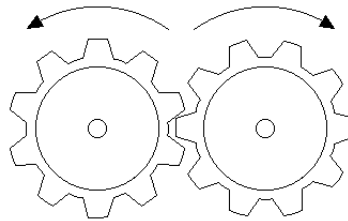
Espacio entre dientes	c	p/2
Espesor del diente	e	p/2
Altura de la cabeza del diente	L	m
Altura del pie de diente	l	1.167*m
Distancia entre centros	a	(dp1+dp2) / 2

Fuente: Recuperado de [16].

Transmisión de Potencia por Engranajes de Dientes Rectos

La relación de transmisión entre engranajes de dientes rectos, viene dada por la ecuación (3.4), por lo tanto, si se trata de solo dos engranajes rectos de las mismas características, la relación de transmisión sería la misma, pero con un sentido contrario como se muestra en la Figura 16 [12].

Figura 16. Transmisión de potencia por engranajes rectos.



Fuente: Elaboración propia.

$$\frac{Z_1}{Z_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (3.4)$$

Si se trata de la transmisión por dos engranajes de diferentes tamaños (piñón -corona) como se nota en la Figura 17, se utiliza la ecuación (3.4) para poder determinarla.

Figura 17. Transmisión Piñón - Corona.

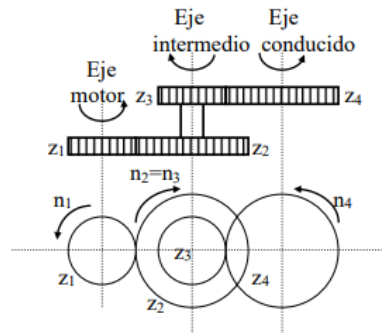


Fuente: Advance Lifts.

Transmisión con Varios Ejes o Caja de Engranajes

Consiste en el uso de múltiples engranajes con la finalidad de transmitir potencia, pero, generalmente se usa para reducir mayores rangos de velocidad o rpm del motor en la menor área posible e incrementar el par del motor como se muestra en la Figura 18 [14].

Figura 18. Transmisión por caja de engranajes.



Fuente: Recuperado de [12].

Para este caso la relación de transmisión está dada por las ecuaciones (3.5), (3.6) y (3.7):

$$Rt_1 = \frac{z_1}{z_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (3.5)$$

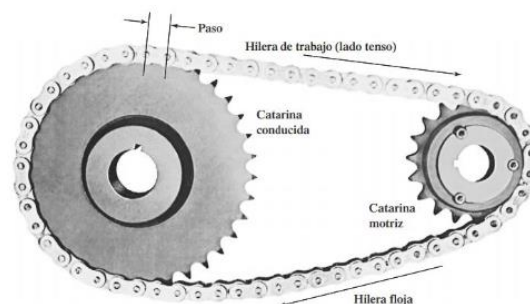
$$Rt_2 = \frac{z_4}{z_3} = \frac{n_3}{n_4} \quad (3.6)$$

$$Rt_3 = Rt_1 * Rt_2 \quad (3.7)$$

Transmisión por Cadenas

Las cadenas son elementos de transmisión de potencia que sirven para transmitir grandes fuerzas de tensión y, además, se usan como enlace flexible. Estas transmisiones se usan con mayor empleo en el rango de media potencia (hasta 120 Hp) y bajas velocidades [15].

Figura 19. Transmisión por cadena y catarinas.



Fuente: Recuperado de [15].

L. Mott (2006) indica que, para determinar la transmisión de potencia por cadenas, se debe considerar que la longitud de la cadena sea un múltiplo entero del paso, recomendándose además que el número de pasos sea par. Asimismo, la distancia entre centros debe ser ajustable para adaptarse tanto a la longitud de la cadena como a las tolerancias y al desgaste [15].

La longitud de la cadena (L) se determina mediante la expresión:

$$L = 2C + \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{(N_2 + N_1)^2}{4\pi^2 C} \quad (3.8)$$

La distancia entre los centros de los piñones (C) para determinar la longitud de cadena en pasos se calcula con:

$$C = \frac{1}{4} \left[L - \frac{N_2 + N_1}{2} + \sqrt{\left[L - \frac{N_2 + N_1}{2} \right]^2 - \frac{8(N_2 + N_1)^2}{4\pi^2 C}} \right] \quad (3.9)$$

Adicionalmente, al cálculo obtenido con la ecuación (3.9) se deben considerar tolerancias negativas de ajuste, dado que se supone colgamiento nulo tanto en el lado tenso como en el lado flojo de la cadena.

El diámetro de paso (D) de una Catarina de N dientes y con una cadena de paso p se define como:

$$D = \frac{p}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{N}\right)} \quad (3.10)$$

El arco de contacto θ_1 de la cadena en la catarina menor, determinado mediante la ecuación (3.11), debe ser mayor que 120° .

$$\theta_1 = 180^\circ - 2\text{sen}^{-1} \left[\frac{(D_2 - D_1)}{2C} \right] \quad (3.11)$$

El arco de contacto θ_2 en la catarina mayor se determina mediante la expresión:

$$\theta_2 = 180^\circ - 2\text{sen}^{-1} \left[\frac{(D_2 - D_1)}{2C} \right] \quad (3.12)$$

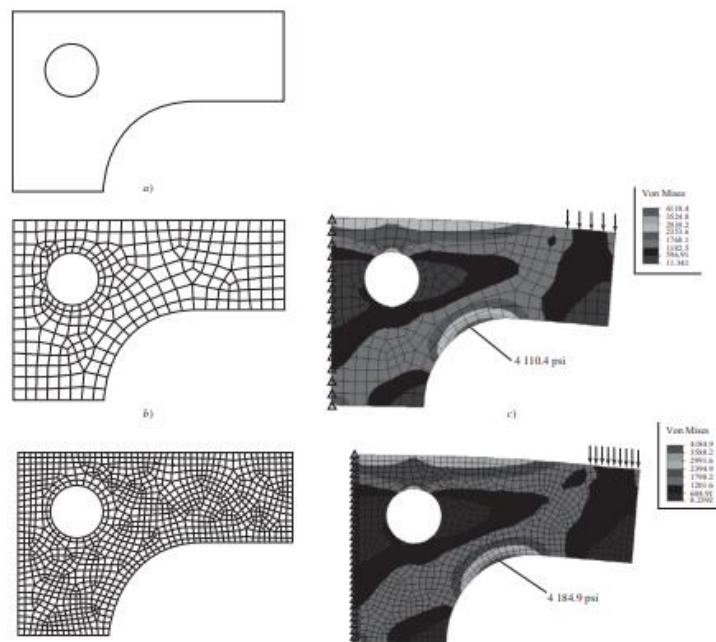
3.3.5. Método por Elementos Finitos

El análisis de elementos finitos (FEA, por sus siglas en inglés) es una herramienta fundamental para la ingeniería que utiliza métodos computacionales para simular y evaluar la variedad de efectos físicos que pueden influir sobre un elemento o composición estructural. Este análisis garantiza la funcionalidad, durabilidad y la seguridad en situaciones similares a las de la vida real [22].

Generación de Malla

La generación de malla en el FEA consiste en la creación de una estructura formada por elementos interconectados y nodos que dividen una región. Refinar la malla mejora la densidad del análisis, tal como se muestra en la Figura 20, por lo tanto, se obtendrán mejores resultados especialmente en regiones con gradientes de grandes esfuerzos. La malla puede generarse de manera manual, automática o semiautomática [23].

Figura 20. Generación y mejoramiento de malla.

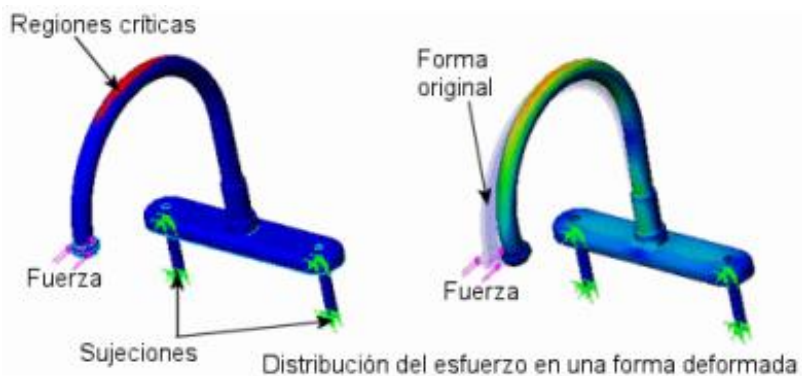


Fuente: Recuperado de [23].

El programa SolidWorks, cuando analiza una estructura, por ejemplo, al revisar la deformación en una cañería, visualiza sobre la superficie una relación de colores, los cuales grafican la intensidad con que la fuerza aplicada afecta una sección de la estructura, tal como se muestra en la Figura 21. La afectación de la superficie se guía por una escala de colores,

donde el azul representa la zona menos afectada y el rojo, la zona donde es más representativo el daño [24].

Figura 21. Análisis de deformación por escala de colores.



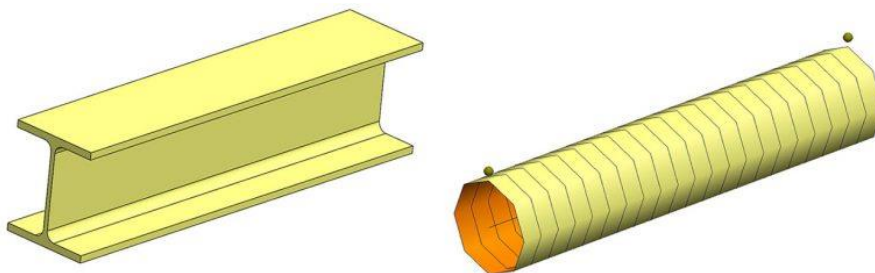
Fuente: Recuperado de [22].

Malla de Vigas

El programa genera automáticamente una malla de vigas e identifica uniones entre miembros estructurales en contacto, interferencia o dentro de una distancia de tolerancia. Cada elemento de viga se define por dos nodos extremos y una sección transversal, pudiendo resistir esfuerzos axiales, de flexión, cortantes y de torsión, mientras que los de armadura solo soportan cargas axiales.

En piezas soldadas, el software asigna propiedades transversales y detecta uniones. La malla de vigas se crea de forma automática para cualquier elemento estructural, representándose como líneas con extremos y sección transversal, que en la visualización aparecen como superficies cilíndricas. Este tipo de mallado reduce significativamente la cantidad de elementos requeridos, optimizando el tiempo de cálculo [48].

Figura 22. Creación de malla de viga.



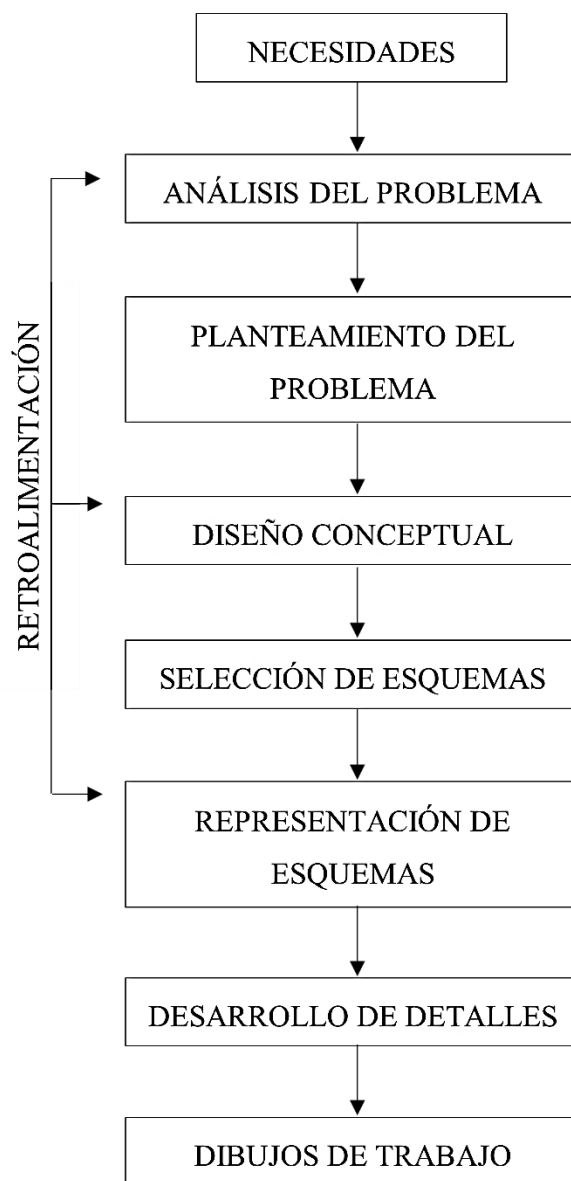
Fuente: Recuperado de [48].

3.4. Metodología

Modelo de French

Este modelo parte de una necesidad que tiene como resultado el planteamiento del problema y la forma en que se le propondrá una solución. El modelo de French tiene la ventaja de su flexibilidad, o sea, conforme se vaya diseñando el mecanismo y esta deba considerar algunos cambios, el modelo permite regresar a etapas anteriores y realizar las modificaciones respectivas [26].

Figura 23. Modelo de French.



Fuente: Adaptado de [26].

Por lo tanto, basados en el modelo de French para este proyecto se identifica lo siguiente:

- **Necesidad**

Reducir el espacio de maniobra en el área de parqueo.

- **Análisis del problema**

Se considera la infraestructura del diseño para cumplir con las limitaciones y las condiciones impuestas a la solución.

- **Planteamiento del problema**

Se necesita contar con un sistema que reduzca el espacio de maniobra en parqueo.

- **Diseño Conceptual**

Esta sección sirve para presentar los diseños de las posibles soluciones, donde cada diseño especifica los componentes y mecanismos que tiene el sistema para que cumpla con las funciones necesarias.

- **Selección de Esquemas**

Es la selección de la solución más viable.

- **Representación de los Esquemas**

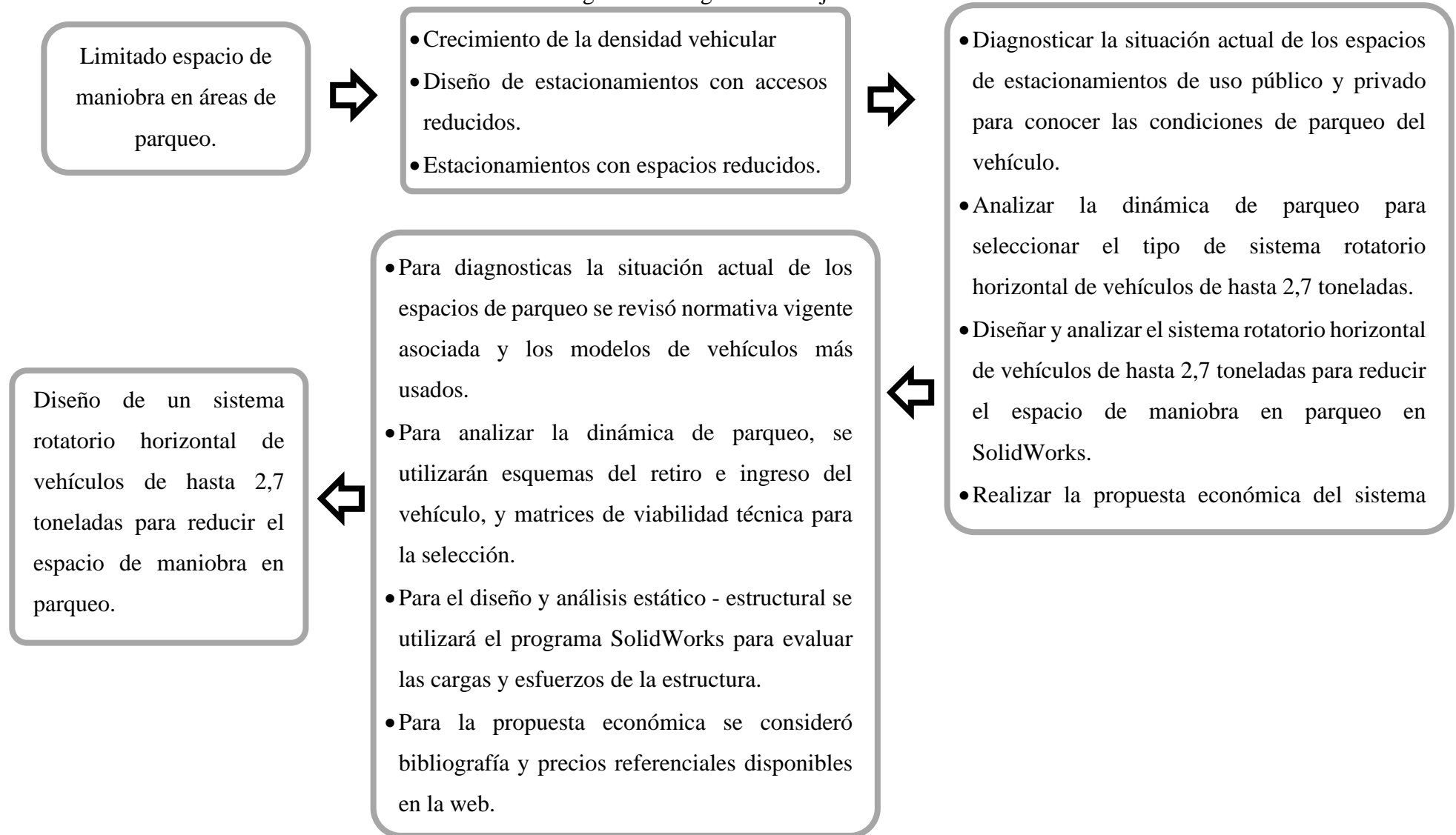
Para esta investigación se utilizará el software SolidWorks para analizar la estructura general de la solución escogida. Por lo general, esta es la sección que permite a los proyectos retroceder, sea porque se presenta una nueva condición a la cual se le deban proponer algunas soluciones adaptables. Para este sistema, puede ser una consideración el volumen de los motores, sobre todo en el sistema de elevación.

- **Desarrollo de Detalles**

Se especifican los detalles del diseño, como por ejemplo el tipo de uniones, el tipo de elevación, parametrizar y automatizar el sistema.

3.4.1. Diagrama de Flujo

Figura 24. Diagrama de flujo.



Fuente: Elaboración propia.

3.4.2. Formulación de Hipótesis

Tabla 4. Formulación de hipótesis.

OBJETIVO GENERAL	HIPÓTESIS GENERAL
Diseñar un sistema rotatorio horizontal de vehículos de hasta 2,7 toneladas para reducir el espacio de maniobra en parqueo.	Si se diseña un sistema rotatorio horizontal de vehículos de hasta 2,7 toneladas, entonces se podrá reducir el espacio de maniobra en parqueo.
OBJETIVOS ESPECÍFICOS	HIPÓTESIS ESPECÍFICAS
Diagnosticar la situación actual de los espacios de estacionamientos de uso público y privado para conocer las condiciones de parqueo del vehículo.	Si se diagnostica la situación actual de los espacios de estacionamientos de uso público y privado para conocer las condiciones de parqueo del vehículo, entonces, se podrá conocer cuál es la dinámica de estacionarse en un estacionamiento convencional y su distribución.
Analizar la dinámica de parqueo para seleccionar el tipo de sistema rotatorio horizontal de vehículos de hasta 2,7 toneladas.	Si se analiza la dinámica de parqueo para seleccionar el tipo de sistema rotatorio horizontal de vehículos de hasta 2,7 toneladas, entonces, se podrá saber cómo es la dinámica de estacionarse en un sistema automático.
Diseñar y analizar el sistema rotatorio horizontal de vehículos de hasta 2,7 toneladas para reducir el espacio de maniobra en parqueo en SolidWorks.	Si se diseña y analiza el sistema rotatorio horizontal de vehículos de hasta 2,7 toneladas para reducir el espacio de maniobra en parqueo en SolidWorks, entonces, se podrá analizar los esfuerzos y el factor de seguridad del sistema propuesto.
Evaluar la viabilidad económica del sistema rotario horizontal de vehículos de hasta 2,7 toneladas.	Si se evalúa la viabilidad económica del sistema rotatorio horizontal de vehículos de hasta 2,7 toneladas, entonces, se podrá definir qué tan rentable puede ser implementarlo.

Fuente: Elaboración propia.

3.4.3. Matriz de Operacionalización

Tabla 5. Matriz de operacionalización.

VARIABLE	DEFINICIÓN CONCEPTUAL	DEFINICIÓN OPERACIONAL	DIMENSIONES	INDICADORES	ÍTEMS
Diseño de un sistema rotatorio horizontal para vehículos de hasta 2,7 toneladas	El diseño del sistema rotatorio horizontal, se entiende como el diseño del mecanismo electromecánico capaz de girar un vehículo en un plano horizontal y vertical, reduciendo la necesidad de espacio de maniobra u optimizando el área disponible de un estacionamiento público.	El desarrollo se representará mediante el diseño en SolidWorks, se medirán las fuerzas y esfuerzos que soportará el sistema rotatorio horizontal, considerando su capacidad, seguridad y operatividad.	Dimensionamiento del Sistema	Fuerzas	N
				Factor de Seguridad	Adimensional
				Desplazamiento	mm
				Flexión	N/mm ²
				Torsión	N/m ²
				Esfuerzo	N
				Momento	N.m
				Velocidad	m/s

VARIABLE	DEFINICIÓN CONCEPTUAL	DEFINICIÓN OPERACIONAL	DIMENSIONES	INDICADORES	ÍTEMS
DEPENDIENTE	Reducir el espacio de maniobra implicará en determinar la cantidad de área que se reduce con la implementación de dicho sistema o en optimizar el área necesaria para aparcar vehículos en un estacionamiento público.	La variable se medirá comparando el área de maniobra de un parqueo convencional frente al parqueo con sistema rotatorio, utilizando planos CAD y simulaciones.	Espacio Requerido sin Sistema	Área de maniobra en estacionamiento convencional	m ²
			Espacio Requerido con Sistema	Área de maniobra con sistema rotatorio	m ²
			Eficiencia de Reducción	Disminución del área de maniobra	%

Fuente: Elaboración propia.

3.4.4. Matriz de Consistencia

Tabla 6. Matriz de consistencia.

PROBLEMA	OBJETIVOS	HIPÓTESIS	VARIABLES	METODOLOGÍA
	GENERAL	GENERAL		DISEÑO DE INVESTIGACIÓN
¿En qué medida el diseño de un sistema rotatorio horizontal de vehículos de hasta 2,7 toneladas podrá reducir el espacio de maniobra en la salida vehicular?	Diseñar un sistema rotatorio horizontal de vehículos de hasta 2,7 toneladas para reducir el espacio de maniobra en parqueo.	Si se diseña un sistema rotatorio horizontal de vehículos de hasta 2,7 toneladas, entonces se podrá reducir el espacio de maniobra en parqueo.	VARIABLE INDEPENDIENTE Diseño de un sistema rotatorio horizontal para vehículos de hasta 2,7 toneladas	Esta investigación es de tipo aplicada, correlacional y descriptiva.
	ESPECÍFICOS	ESPECÍFICOS		
	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Diagnosticar la situación actual de los espacios de estacionamientos de uso público y privado para conocer las condiciones de parqueo del vehículo. 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Si se diagnostica la situación actual de los espacios de estacionamientos de uso público y privado para conocer las condiciones de parqueo del vehículo, entonces, se podrá conocer cuál es la dinámica de estacionarse en un estacionamiento convencional y su distribución. 	Indicadores Área Altura Elevación Posicionado	TÉCNICA DE RECOLECCIÓN DE DATOS
<ul style="list-style-type: none"> ▪ Analizar la dinámica de parqueo para seleccionar el tipo de sistema 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Si se analiza la dinámica de parqueo para seleccionar el tipo de sistema rotatorio horizontal de vehículos de hasta 2,7 	VARIABLE DEPENDIENTE	POBLACIÓN Y MUESTRA	

<p>rotatorio horizontal de vehículos de hasta 2,7 toneladas.</p>	<p>toneladas, entonces, se podrá saber cómo es la dinámica de estacionarse en un sistema automático.</p>	<p>Reducir el espacio de maniobra en parqueo</p>	<p>La unidad de estudio es el sistema rotatorio horizontal</p>
<ul style="list-style-type: none"> ▪ Diseñar y analizar el sistema rotatorio horizontal de vehículos de hasta 2,7 toneladas para reducir el espacio de maniobra en parqueo en SolidWorks. 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Si se diseña y analiza el sistema rotatorio horizontal de vehículos de hasta 2,7 toneladas para reducir el espacio de maniobra en parqueo en SolidWorks, entonces, se podrá analizar los esfuerzos y el factor de seguridad del sistema propuesto. 	<p>Indicadores Esfuerzos Desplazamiento Factor de Seguridad</p>	<p>La población son todos los sistemas rotatorios horizontales.</p>
<ul style="list-style-type: none"> ▪ Evaluar la viabilidad económica del sistema rotario horizontal de vehículos de hasta 2,7 toneladas. 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Si se evalúa la viabilidad económica del sistema rotatorio horizontal de vehículos de hasta 2,7 toneladas, entonces, se podrá definir qué tan rentable puede ser implementarlo. 		

Fuente: Elaboración propia.

IV. DESARROLLO

4.1. Diagnóstico de la Situación Actual de los Espacios de Estacionamientos y Condiciones de Parqueo del Vehículo

En el Perú, los vehículos más utilizados han permitido establecer una clasificación general. Para el presente desarrollo se seleccionaron como referencia dos de los modelos más comercializados: Sedán y SUV.

Dentro de estas categorías, se consideraron los cuatro modelos más vendidos y de mayores dimensiones, con el objetivo de identificar el ejemplar más representativo de cada marca. Esta información resultó fundamental para determinar los parámetros cuantitativos relacionados con la superficie que ocupa cada vehículo.

- Modelos SUV

Tabla 7. Modelos SUV más vendidos en Perú - abril 2023.

MARCA (Más SUV vendidos)	PARTICIPACIÓN (abril 2023)
TOYOTA	14,3 %
DFSK	7,8 %
KIA	7,1 %
HYUNDAI	6,8 %

Fuente: Elaboración propia.

La Tabla 7 posiciona las 4 marcas de vehículos tipo SUV más vendidas en el Perú durante el mes de abril, junto con su porcentaje de participación.

Tabla 8. Dimensiones de los modelos SUV seleccionados.

MODELO	DIMENSIONES EN MM (Largo / Ancho / Alto)	PESO BRUTO (en KG)
TOYOTA RAV 4	4 600 / 1 855 / 1 685	2 030
DFSK GLORY 580	4 680 / 1 845 / 1 715	2 035
KIA SORENTO	4 810 / 1 900 / 1 700	2 510
HYUNDAI NEW TUCSON	4 630 / 1 865 / 1 665	2 180

Fuente: Elaboración propia.

La Tabla 8 presenta los modelos más grandes de cada una de las marcas más vendidas en el Perú. En ella se especifican sus dimensiones (largo, ancho y alto) y su peso bruto. Esta información permitió seleccionar el modelo más idóneo como referencia para el proyecto, tras ser comparado con el ejemplar más representativo del tipo Sedán.

- Modelos Sedán

Tabla 9. Modelos Sedán más vendidos en el Perú - enero 2023.

MARCA (Más Sedán vendidos)	PARTICIPACIÓN (enero 2023)
TOYOTA	27,3 %
KIA	18,3 %
HYUNDAI	7,6 %
CHEVROLET	7,4 %

Fuente: Elaboración propia.

La Tabla 9 posiciona las 4 marcas de vehículos tipo Sedán más vendidas en el Perú durante el mes de enero, junto con su porcentaje de participación.

Tabla 10. Dimensiones de los modelos Sedán seleccionados.

MODELO	DIMENSIONES EN MM (Largo / Ancho / Alto)	PESO BRUTO (en KG)
TOYOTA YARIS	4 425 / 1 740 / 1 480	1 460
KIA RIO	4 385 / 1 725 / 1 450	1 600
HYUNDAI CRETA	4 300 / 1 790 / 1 635	1 710
CHEVROLET ONIX	4 474 / 1 730 / 1 470	1 467

Fuente: Elaboración propia.

La Tabla 10 presenta los modelos más grandes de cada una de las marcas más vendidas en el Perú. En ella se especifican sus dimensiones (largo, ancho y alto) y su peso bruto. Esta información permitió seleccionar el modelo más idóneo como referencia para el proyecto, tras ser comparado con el ejemplar más representativo del tipo SUV.

De las tablas presentadas se determina que, entre los vehículos tipo SUV, el modelo Kia Sorento es el de mayores dimensiones; asimismo, dentro del modelo Sedán, el modelo Chevrolet Onix resulta el más robusto.

Considerando los valores de la Tabla 5 y Tabla 7, se adopta como modelo base para el presente proyecto al SUV Kia Sorento, por ser el de mayores dimensiones, con 4 810 mm de largo, 1 900 mm de ancho, 1 700 mm de alto y con 2 510 kg de peso bruto, según se indica en el anexo 1. Esta selección permite que el diseño del sistema rotatorio horizontal se realice con mayor precisión, al contemplar las capacidades y requerimientos asociados al vehículo más grande comercializado en el Perú.

Figura 26. SUV Kia Sorento.



Fuente: Recuperado de [36].

En cuanto al espacio disponible, los estacionamientos cuentan con dimensiones reglamentadas por el Ministerio de Vivienda, Construcción y Saneamiento (MVCS), diferenciadas entre estacionamientos de uso privado y de uso público, los cuales presentan variaciones en sus características, como se muestra en la Tabla 11.

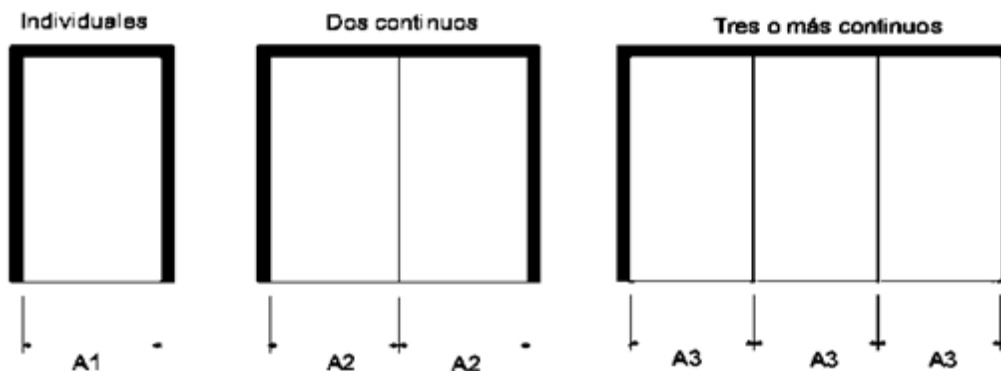
Tabla 11. Dimensionamiento de estacionamientos públicos y privados.

ESTACIONAMIENTO	USO PRIVADO			USO PÚBLICO		
	Ancho de Cajón	Largo de Cajón	Altura Libre	Ancho de Cajón	Largo de Cajón	Altura Libre
Estacionamiento Individual	2,70m	5,00m	2,10m	3,00m	5,00m	2,10m
Dos Estacionamientos Contiguos	2,50m	5,00m	2,10m	2,60m	5,00m	2,10m
Tres o Más Estacionamientos Contiguos	2,40m	5,00m	2,10m	2,50m	5,00m	2,10m
Estacionamiento en Paralelo	2,40m	5,40m	2,10m	2,50m	6,00m	2,10m

Fuente: Recuperado de [34].

Asimismo, la Figura 27 presenta gráficamente las descripciones indicadas en la Tabla 11.

Figura 27. Estacionamientos individuales y de 2 y 3 espacios contiguos.



Fuente: Adaptado de [34].

Otra característica relevante de los vehículos es el radio de giro, el cual se especifica en la ficha técnica. En el caso del modelo Kia Sorento, su radio de giro mínimo es de 13,72 m, tal como se muestra en el anexo 1.

4.2. Análisis de la Dinámica del Parqueo y Selección del Tipo de Sistema Rotatorio Horizontal

La dinámica de parqueo del vehículo consiste en tres etapas para su ingreso en el estacionamiento, como se muestra en la Figura 28.

- Primera etapa

Se deja el vehículo en la primera plataforma y el conductor se retira del vehículo y del estacionamiento.

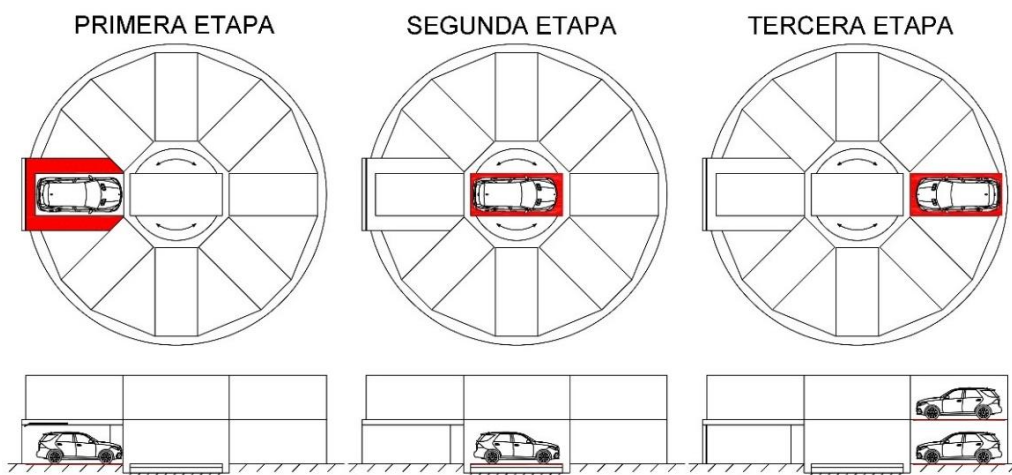
- Segunda etapa

De forma automática, el vehículo pasa a la plataforma principal, que es la encargada de direccionarlo hacia su posición final.

- Tercera etapa

Es la posición final que tiene el vehículo dentro del estacionamiento, donde se mantiene en reposo hasta que sea retirado.

Figura 28. Dinámica de parqueo dentro del estacionamiento - Ingreso.

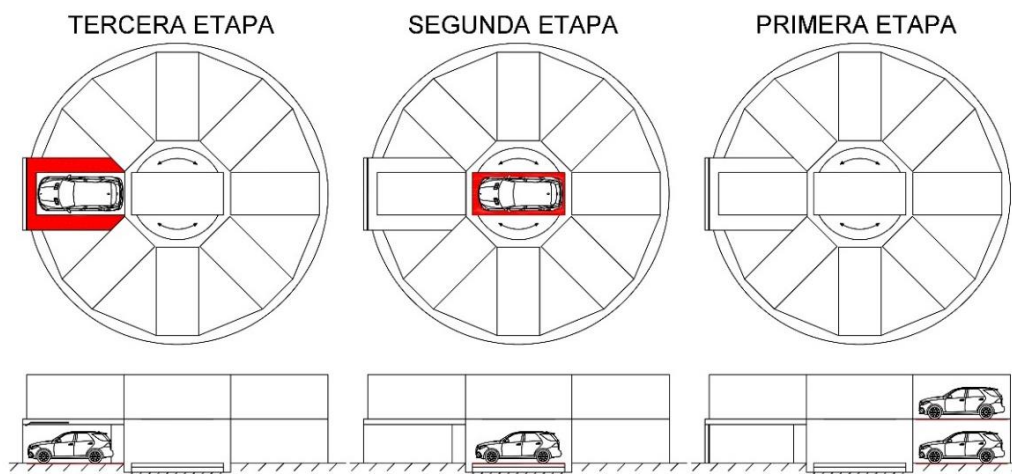


Fuente: Elaboración propia.

Cuando el usuario desea retirar el vehículo del estacionamiento, la dinámica consiste en las mismas tres etapas anteriormente mencionadas, pero en orden inverso, como se muestra en la Figura 29. En la tercera etapa, ingresa el usuario a su vehículo para retirarlo del estacionamiento.

La propuesta de investigación de esta tesis consiste en diseñar el sistema rotatorio horizontal elevable ubicado en la Segunda Etapa, esta es tan importante debido a que su función es prácticamente desarrollar todo el sistema de parqueo del vehículo dentro del estacionamiento.

Figura 29. Dinámica de parqueo dentro del estacionamiento - Salida.

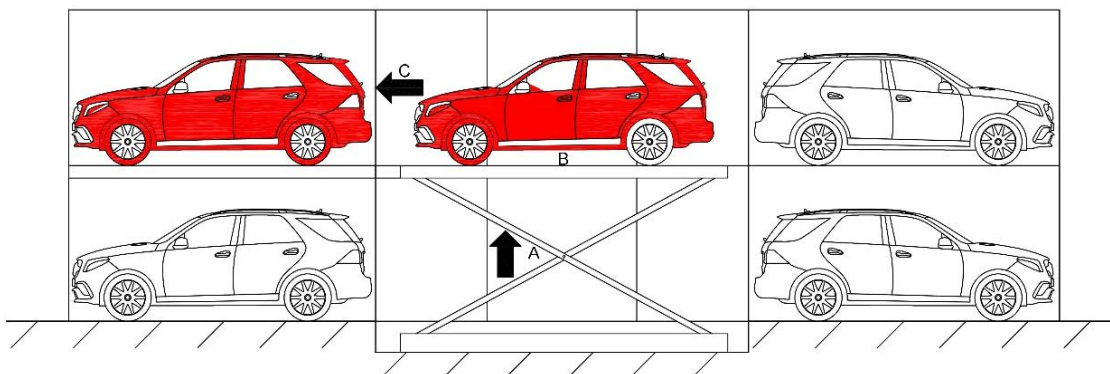


Fuente: Elaboración propia.

- (A) Sistema de elevación

Es el sistema encargado del proceso de elevación del vehículo que le permitirá elevarlo y descenderlo en un límite de dos niveles.

Figura 30. Distribución del vehículo en el sistema rotatorio horizontal.

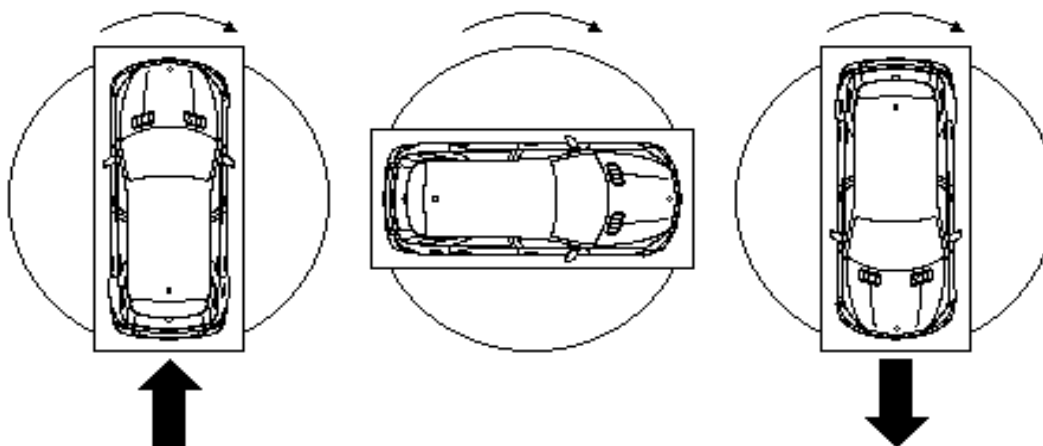


Fuente: Elaboración propia.

- (B) Plataforma giratoria 360° horizontal

Esta plataforma se encarga de hacer rotar el vehículo de forma horizontal para posicionarlo en el acceso de cada espacio disponible antes de ser ubicado en su posición final. Además, esta plataforma se encarga de entregar al usuario el vehículo en la posición correcta para poder retirarlo del estacionamiento, como se muestra en la Figura 31.

Figura 31. Plataforma giratoria 360° del sistema rotatorio horizontal.

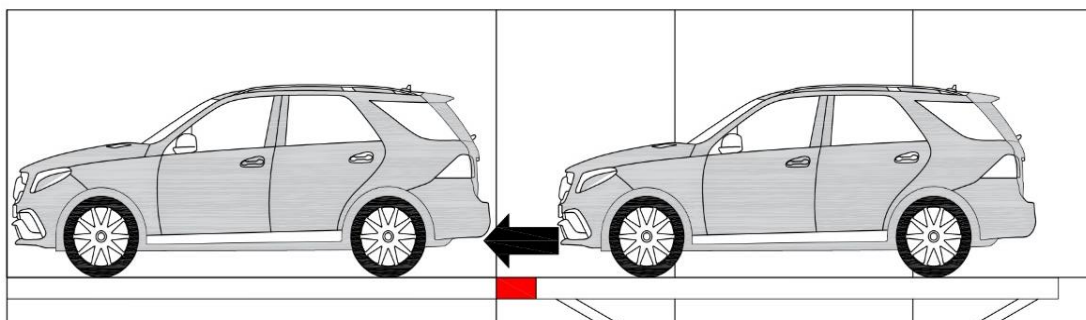


Fuente: Elaboración propia.

- (C) Sistema de posicionado final

Este sistema debe ser capaz de permitir la conexión de la plataforma giratoria con cada uno de los espacios donde los autos son posicionados finalmente. Tal como se indica en la Figura 32, la zona de color rojo representa la conexión existente entre ambas plataformas para el posicionado final del vehículo.

Figura 32. Sistema de posicionado final del sistema rotatorio horizontal.





Fuente: Elaboración propia.

Matriz de Viabilidad Técnica

Con el propósito de garantizar la factibilidad del proyecto, se elaboraron matrices de viabilidad técnica orientada a la selección del sistema más adecuado para el desarrollo del sistema de posicionado final, sistema de giro 360° horizontal y el sistema de alimentación que actuará las tijeras elevadoras. Este análisis permitió comparar distintas alternativas en función de criterios técnicos, identificando la opción que mejor se ajusta a los objetivos planteados.

- Sistema de posicionado final.

Tabla 12. Viabilidad técnica del sistema de posicionado final.

	BANDA TRANSPORTADORA	SISTEMA CON ELEVADOR
SISTEMA		
DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA	Consiste en dos plataformas, una principal y una secundaria, ambas con las mismas características. La plataforma	Consiste en una plataforma central que se elevable, que a su vez suspende el vehículo a una cierta altura, y que

	principal actúa como motriz, transmitiendo la potencia y movimiento hacia la secundaria. Cada plataforma está incorporada por dos bandas transportadoras dispuestas en serie, lo que permite mantener el mismo nivel de la superficie eliminando el esfuerzo para elevar el vehículo.	finalmente lo moviliza hacia su posición final.
VENTAJAS	<ul style="list-style-type: none"> • Requiere menos mantenimiento. • No requiere de más espacio vertical. • La plataforma siempre se mantiene en su posición, sin generar cargas adicionales. 	<ul style="list-style-type: none"> • Mayor precisión en el posicionamiento.
DESVENTAJAS	<ul style="list-style-type: none"> • Menor precisión en el posicionamiento. 	<ul style="list-style-type: none"> • Requiere mayor espacio vertical. • Sistema más complejo. • Requiere más mantenimiento. • Requiere mayor análisis de esfuerzos.

Fuente: Elaboración propia.

Basándose en las dos opciones analizadas en la Tabla 12, se seleccionó como mejor opción la implementación del sistema de Bandas Transportadoras.

- Sistema de giro 360° horizontal. (Transmisión de Potencia)

Tabla 13. Viabilidad técnica del sistema de giro 360° horizontal.

	CORREA DENTADA	RUEDA DE FRICCIÓN	CORONA - PIÑÓN
SISTEMA			
DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA	Transmisión de un eje a otro a través de una correa elástica dentada	Transmisión de un eje hacia una ruda la cual avanza por la fricción que genera sobre una superficie.	Transmisión de un engranaje pequeño (piñón) a uno más grande (corona).

<p>VENTAJAS</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Buena eficiencia de transmisión de potencia • Son silenciosas. • Absorben vibraciones. • Transmisión suave. • No requiere de lubricación. 	<ul style="list-style-type: none"> • Buena eficiencia de transmisión de potencia. • Son silenciosas. • Absorben choques. • Transmisión suave. 	<ul style="list-style-type: none"> • Muy buena eficiencia de transmisión de potencia. • Muy buena precisión y control de la posición, • Soportan cargas muy pesadas.
<p>DESVENTAJAS</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Experimentan resbalamiento. • Limitaciones para cargas pesadas. 	<ul style="list-style-type: none"> • Experimentan resbalamiento. • Requiere tensiones adecuadas para evitar resbalamiento. 	<ul style="list-style-type: none"> • Generan ruido. • Necesitan lubricación. • No toleran desalineaciones.

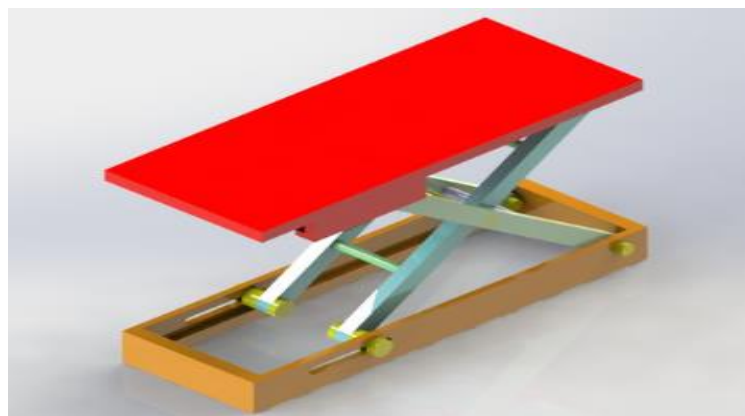
Fuente: Elaboración propia.

Basándose en las tres opciones analizadas en la Tabla 13, se seleccionó como mejor opción la implementación del sistema de Transmisión de Potencia Piñón – Cadena.

- Sistema de alimentación de actuadores para las tijeras elevadoras.

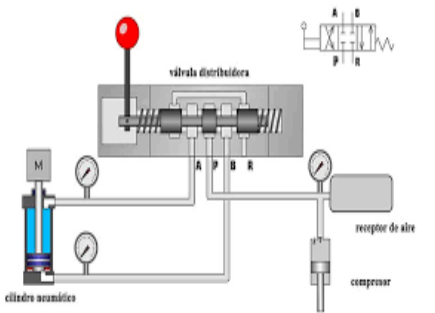
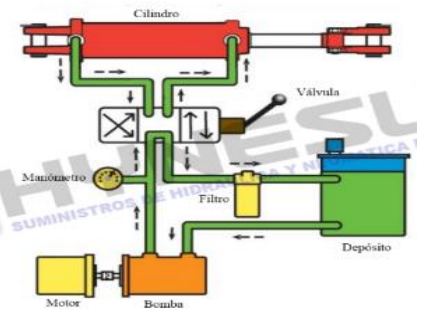
El sistema de elevación se ha considerado de tipo Tijeras Elevadoras. Para mayor referencia, se muestra gráficamente cómo está conformado en la Figura 33, por lo cual el análisis de viabilidad técnica, en este caso, se va a enfocar en su sistema actuador.

Figura 33. Tijeras elevadoras.



Fuente: GrabCad.

Tabla 14. Viabilidad técnica de los actuadores de las tijeras elevadoras.

SISTEMA	NEUMÁTICO	HIDRÁULICO
DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA	 <p>Sistema que utiliza el aire comprimido para transmitir energía. Funciona bajo el principio de compresibilidad.</p>	 <p>Sistema que utiliza el agua o aceite para transmitir energía. Funciona bajo el principio de incompresibilidad.</p>
VENTAJAS	<ul style="list-style-type: none"> • Son más económicos. • Bajo mantenimiento. • Seguridad intrínseca. • Poco propenso a fugas. 	<ul style="list-style-type: none"> • Manejo de altas potencias. • Buena capacidad para generar torque. • Control preciso del movimiento y posición.
DESVENTAJAS	<ul style="list-style-type: none"> • Menor potencia entregada. • Menor precisión al movimiento y posición. • Menor torque entregado. • No es recomendable para cargas muy pesadas. • Se requiere menos espacio. 	<ul style="list-style-type: none"> • Son más robustos. • Requiere de más mantenimiento. • Sistema más complejo.

Fuente: Elaboración propia.

Basándose en las dos opciones analizadas en la Tabla 14, se seleccionó como mejor opción la implementación de Actuadores Hidráulicos para el Sistema de Tijeras Elevadoras.

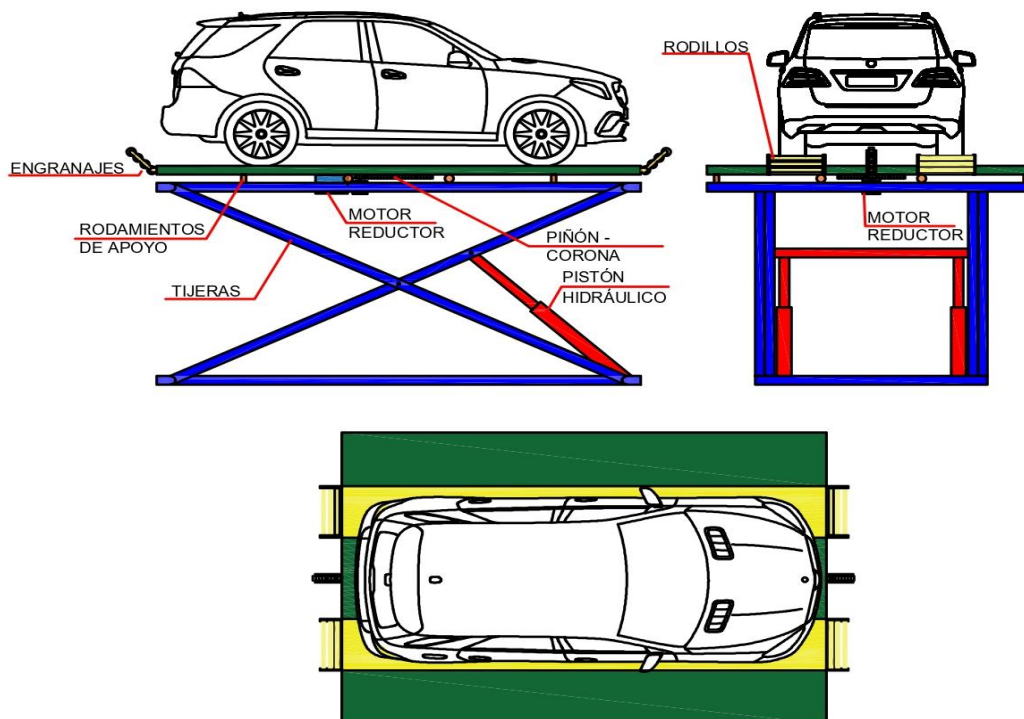
Planteamiento de Soluciones

Para brindar una mejor representación de los sistemas anteriormente expuestos, y con el fin de entender mejor las partes que ya han sido establecidas y las que pueden ser modificadas, se

usaron diferentes colores: amarillo para las bandas transportadoras (no modificable), verde para la plataforma adicional que se sería usada por personal de mantenimiento o en caso se quieran realizar pruebas al sistema (modificable), rojo para el sistema de alimentación de actuadores hidráulicos (modificable) y azul para la disposición de las tijeras elevadoras (modificable).

- Primera solución

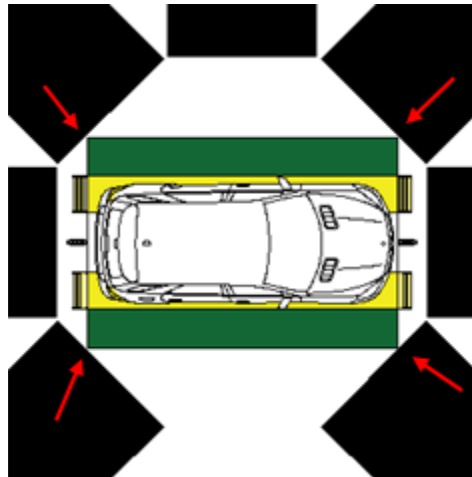
Figura 34. Primera solución del sistema rotatorio horizontal.



Fuente: Elaboración propia.

La primera solución, representada en la Figura 34, permite analizar la primera limitante, la cual está relacionada con el diseño rectangular del sistema, tal como se muestra en la Figura 36. En este caso, no se considera como alternativa expandir el espacio central para que la plataforma pueda girar 360°, ya que esto implicaría aumentar sus dimensiones y, en consecuencia, elevar los costos por el uso de mayor cantidad de material. Por ello, en la siguiente solución se plantea modificar la forma del espacio verde, transformándolo en circular, de modo que resulte más armónico y compatible con el giro.

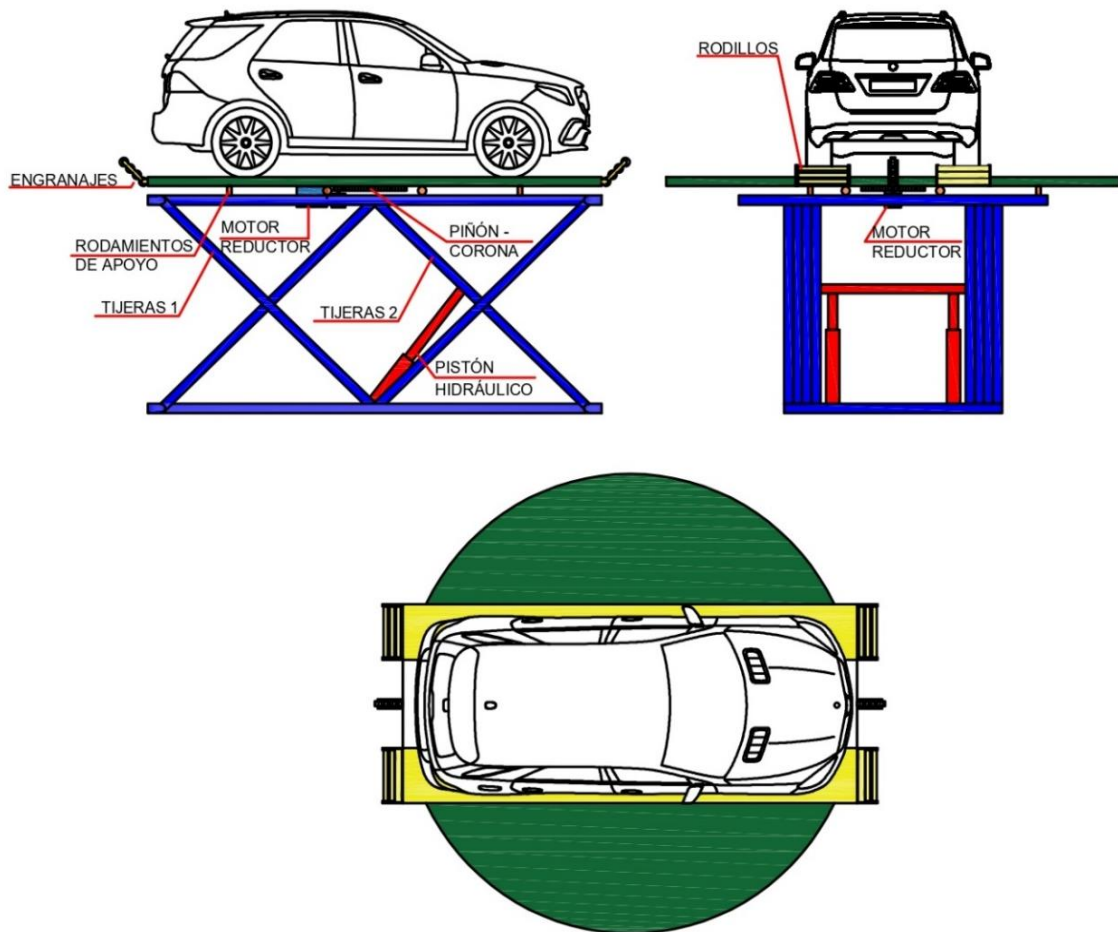
Figura 36. Limitaciones de la primera solución.



Fuente: Elaboración propia.

- Segunda solución

Figura 35. Segunda opción del sistema rotatorio horizontal.

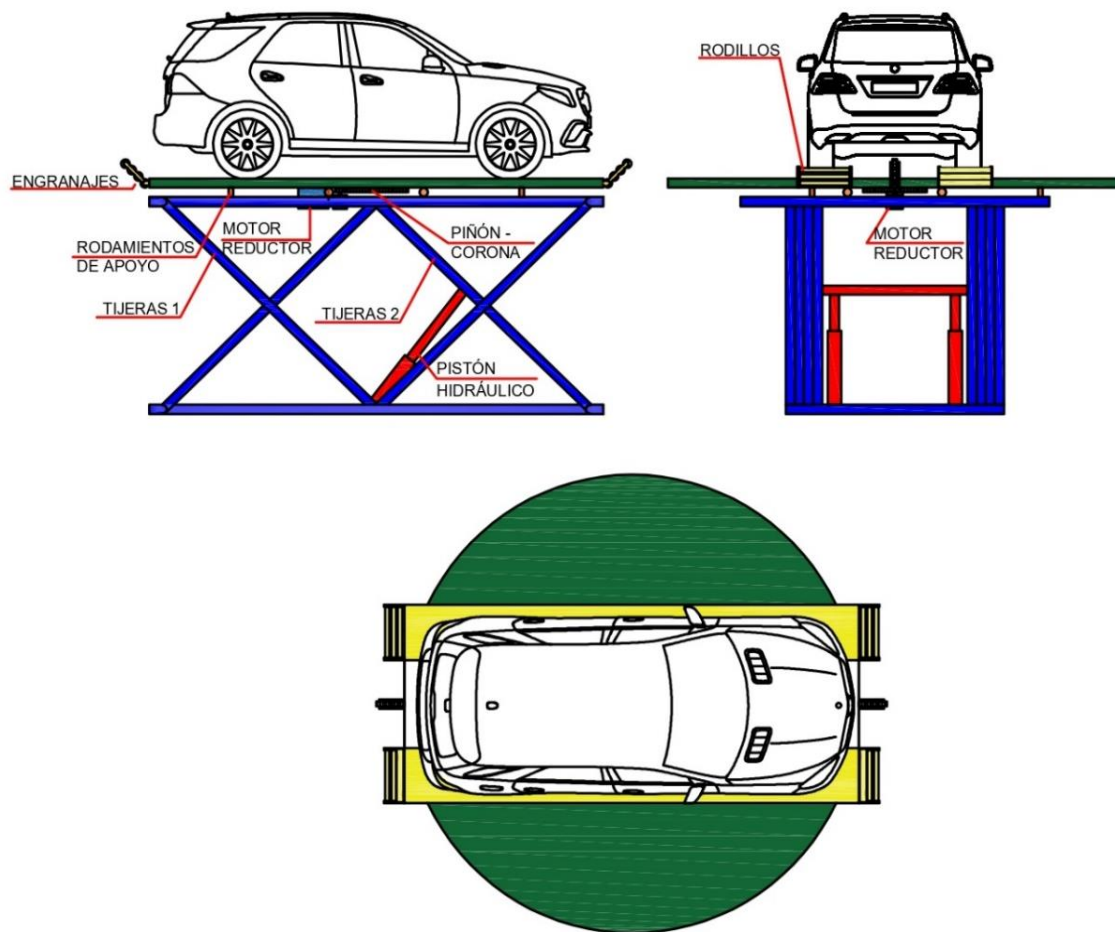


Fuente: Elaboración propia.

La segunda solución, representada en la Figura 35, constituye una propuesta más favorable. No obstante, con la intención de optimizarla, se plantea que la tijera elevadora (color azul) también tenga contacto con la parte central de la plataforma verde, y no únicamente con sus extremos. Esto se debe a que en la zona central se concentra la mayor parte de las cargas cuando el vehículo se posiciona sobre la plataforma.

- Tercera solución

Figura 37. Tercera solución del sistema rotatorio horizontal.



Fuente: Elaboración propia.

Finalmente, en base a lo anteriormente observado, se concluye con esta solución, la cual está conformada por dos tijeras elevadoras conectadas en serie, tal como se muestra en la Figura 37. Estas se representan de color azul junto con la plataforma verde, que corresponde a una plataforma secundaria con forma circular, diseñada para facilitar el giro de 360°.

4.3. Diseño del Sistema Rotatorio Horizontal de Vehículos de hasta 2,7 toneladas en SolidWorks

4.3.1. Sistema de Posicional Final

Para iniciar con el diseño del Sistema Rotatorio Horizontal, se identificaron previamente las condiciones de carga y las dimensiones generales del equipo. Estas dimensiones constituyeron la base del proceso de ingeniería, para la selección de equipos y materiales necesarios para su funcionamiento. Estas dimensiones se han basado en el modelo SUV Kia Sorento, que es la referencia de diseño para este sistema tal como se detallan en la Tabla 15.

Tabla 15. Características SUV Kia Sorento.

Masa vehículo (kg)	2 510
Factor de Seguridad	1,2
Capacidad de diseño (kg)	3 012
Peso (N)	29 547,72
Longitud (mm)	4 810
Ancho (mm)	1 900
Alto (mm)	1 700

Fuente: Elaboración propia.

Bandas Transportadoras

Cada plataforma está compuesta por dos bandas transportadoras, sobre las cuales se apoya el vehículo, por lo que, debido a esta configuración, la carga total que representa la masa del vehículo no es soportada por una sola banda, sino que se distribuye equitativamente entre ambas. Por esta razón, en la Tabla 16 se consideró únicamente la mitad de la masa del total del vehículo para cada banda. Asimismo, se especifican las dimensiones de largo y ancho de cada una de ellas y la velocidad de funcionamiento.

Tabla 16. Consideraciones de diseño por cada banda.

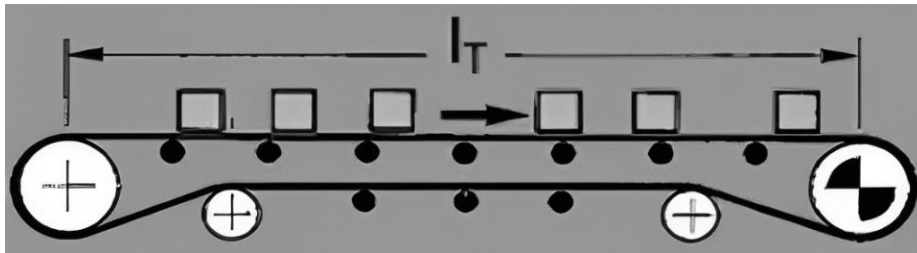
Peso (N)	14 773,86
Velocidad (m/s)	0,50
Longitud (mm)	6 000
Ancho (mm)	600

Fuente: Elaboración propia.

La marca Forbo, empresa reconocida internacionalmente por su especialización en sistemas de movimiento, ofrece una guía para el diseño de bandas transportadoras, existiendo dos tipos, por rodillos y por plataforma, se seleccionó las bandas por rodillos para reducir la fricción en el transporte del vehículo y hacer que la acción motriz sea más sencilla.

El diseño sigue el esquema presentado en la Figura 38, el cual consta de dos tambores: uno motriz y otro de retorno, respaldados por una cama de rodillos que facilitan el desplazamiento de la carga.

Figura 38. Banda por rodillos.



Fuente: Recuperado de [35].

Banda y Tambor

La empresa Forbo proporciona 5 tipos de bandas, detallados en el anexo 2A. De estos, el modelo PHR2-90MF LIxBB-NA black FR es el más adecuado para el diseño con un factor $\mu_R = 0,04$, este valor es necesario para determinar el cálculo de la fuerza tangencial máxima F_U en N .

$$F_U = \mu_R * g * (m + m_B + m_R)$$

$$F_U = 0,04 * 9,81 * 1\ 636,96$$

$$F_U = 642,34\ N$$

Figura 39. Banda PHR2-90MF LIxBB-NA black FR, Forbo.



Fuente: Recuperado de [35].

Asimismo, propone dos tipos de tambores de acero, uno con revestimiento de fricción y otro liso, se seleccionó el tambor con revestimiento de fricción por su capacidad para generar una mayor adherencia entre la banda y el tambor. En el anexo 2B se especifican los ángulos de inclinación entre los tambores motriz y de retorno, en este caso ambos se encuentran al mismo nivel, por lo tanto, se considera un ángulo de 180° con un coeficiente $C_1 = 1,6$ para calcular la tracción máxima (F_1).

$$F_1 = F_U * C_1$$

$$F_1 = 642,34 * 1,6$$

$$F_1 = 1\,027,75 \text{ N}$$

Diámetro mínimo del tambor motriz (d_A) en mm

El coeficiente C_3 es obtenido del anexo 2C.

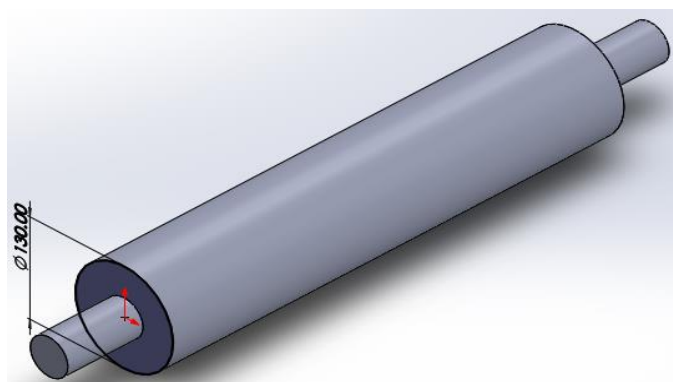
$$d_A = \frac{F_U * C_3 * 180^\circ}{b_0 * \beta}$$

$$d_A = \frac{624,34 * 30 * 180^\circ}{180^\circ * 600}$$

$$d_A = 32,12 \text{ mm}$$

Se obtuvo que el diámetro mínimo del tambor motriz es 32,12 mm, sin embargo, la ficha técnica de la banda, en el anexo 3, especifica que el diámetro mínimo de los tambores debe ser 64 mm como mínimo. Con el propósito de facilitar la selección de los rodillos según norma CEMA, se decidió trabajar con un diámetro de 130 mm para ambos tambores, motriz y de retorno como se muestra en la Figura 40.

Figura 40. Tambor de acero sin recubrimiento.



Fuente: Elaboración propia.

Finalmente, se realiza la verificación del cumplimiento de la condición C_2 del material de la banda tomando el coeficiente $k_{1\%}$ del anexo 2D.

$$\frac{F_1}{b_0} \leq C_2 \quad C_2 = \varepsilon_{m\acute{a}x} * k_{1\%}$$

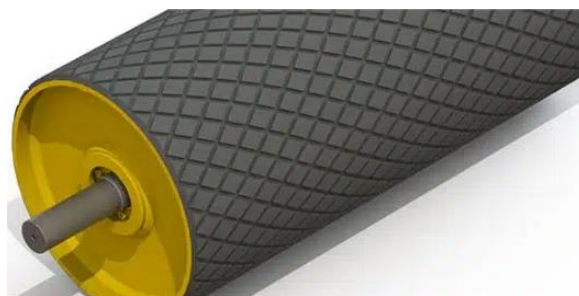
$$\frac{1\ 027,75}{180^\circ} \leq 1,50 * 5$$

$$5,71 \leq 7,50$$

Se cumple la condición, por lo tanto, la banda cumple las características de resistencia.

Asimismo, para garantizar el agarre entre la banda transportadora y los tambores, el fabricante sugiere que se use revestimiento de fricción en los tambores, por lo que se seleccionó un revestimiento de caucho con textura diamantada, tal como se muestra en la Figura 41, que debido a su diseño diamantado permiten una buena adhesión y flexibilidad. Su aplicación se hace con vulcanización en caliente y tiene un grosor de 10 mm.

Figura 41. Revestimiento de caucho diamantado para tambores.

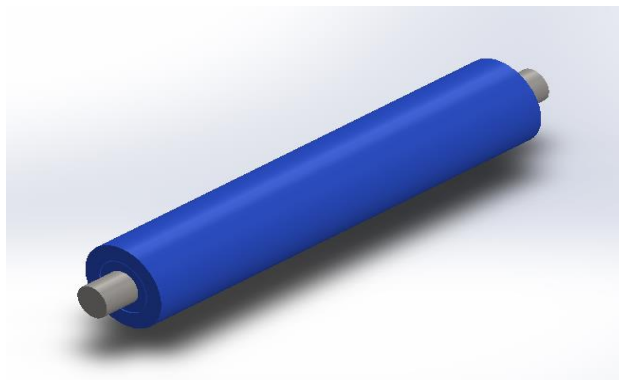


Fuente: Recuperado de [37].

Rodillos de Apoyo

La marca Martin Sprockets, ofrece entre sus productos rodillos de apoyo de eje vivo, construidos bajo la norma CEMA D de 5" con el eje de 1,94" de grosor como se detalla en el anexo 4B, se seleccionaron estos rodillos por su capacidad de carga de hasta 1 000 kg porque al dividir la masa total del vehículo sobre sus cuatro puntos de apoyo, cada uno estaría soportando 753 kg, revisar anexo 4A.

Figura 42. Rodillo de eje vivo.



Fuente: Elaboración propia.

Distancia entre los rodillos de apoyo (I_0)

$$I_0 = \frac{8 * F}{m'_0 + m'_B}$$

$$I_0 = \frac{8 * 1\,027,75}{256,16}$$

$$I_0 = 32,097 \text{ mm}$$

Cantidad de rodillos de apoyo (C_R)

$$C_R = \frac{L - D_T - I_0}{(I_0 + D_R)}$$

$$C_R = \frac{6\,000 - 130 - 32,097}{(32,097 + 127)}$$

$$C_R = 37,694 \text{ mm} \approx 38,00 \text{ mm}$$

Corrección de distancia entre rodillos (I_{0C})

$$I_{0C} = \frac{L - D_T - D_R C_R}{(C_R + 1)}$$

$$I_{0C} = 30,816 \text{ mm}$$

MotorreductorPotencia mecánica del tambor motriz (P_A) para cada banda transportadora.

$$P_A = \frac{F_U + Vt}{1\,000 * \eta}$$

$$P_A = \frac{642,34 + 0,50}{1\,000 * 0,8}$$

$$P_A = 0,4015 \text{ kW}$$

Como se especificó previamente, cada plataforma cuenta con dos bandas transportadoras, por lo tanto, la potencia necesaria para mover ambas bandas corresponde a dos veces la potencia mecánica que requiere cada tambor motriz.

$$P_A = 0,4015 \text{ kW} * 2$$

$$P_A = 0,8029 \text{ kW} \approx 1,0767 \text{ HP}$$

Luego de determinar la potencia requerida para el sistema es de 1,0767 HP, se continua con la guía de cálculo del fabricante de motorreductores LENTAX.

Velocidad de salida del reductor (N_s) en rpm

$$\omega_s = \frac{Vt}{r_t}$$

$$\omega_s = \frac{\frac{0,50m}{s}}{\frac{130}{2}mm} * \frac{60}{6,28} \frac{s}{min}$$

$$\omega_s = 73,45 \text{ rpm}$$

Relación de transmisión (i)

$$i = \frac{P_A}{N_s}$$

$$i = \frac{1,0767}{1430 \text{ rpm}}$$

$$i = 19,47$$

Factor de seguridad (F_s)

Se considera un $F_s = 1,7$ por el tipo de máquina accionada y porque trabajará las 24 horas del día con acción intermitente, revisar anexo 5A.

$$N_m = P_A * F_s$$

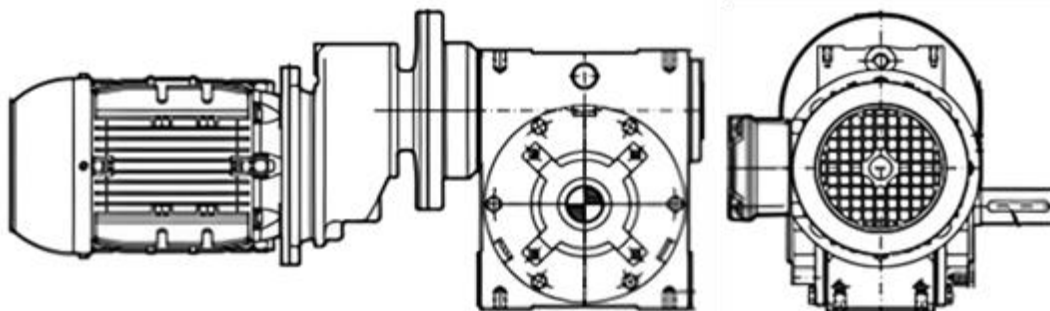
$$N_m = 1,0767 * 1,7$$

$$N_m = 1,8305 \text{ HP}$$

En el anexo 5B está la tabla de relación para el Motorreductor de potencia 2 HP y velocidad 73,45 rpm, del cual se obtuvo que el motorreductor es del modelo 24FR. La posición de instalación del motorreductor escogida fue la 3b, según se muestra en el anexo 5C, este criterio de selección se basó a la intención de mantener oculto el equipo en la parte inferior de la plataforma pero que a su vez no interrumpa las acciones de los otros sistemas.

Finalmente, el fabricante Lentax guía como especificar el modelo del motorreductor que se requiere, donde incluye los códigos del motor, reductor, accesorios, etc. Este recuadro corresponde al anexo 5E, del cual se concluye que el modelo seleccionado en base a los requerimientos anteriormente desarrollados es el 24FR-203/6 Fv-73.2-T3b-Hut y su diseño se grafica en la Figura 43.

Figura 43. Motorreductor 24FR-203/6 Fv-73.2-T3b-Hut, Lentax.

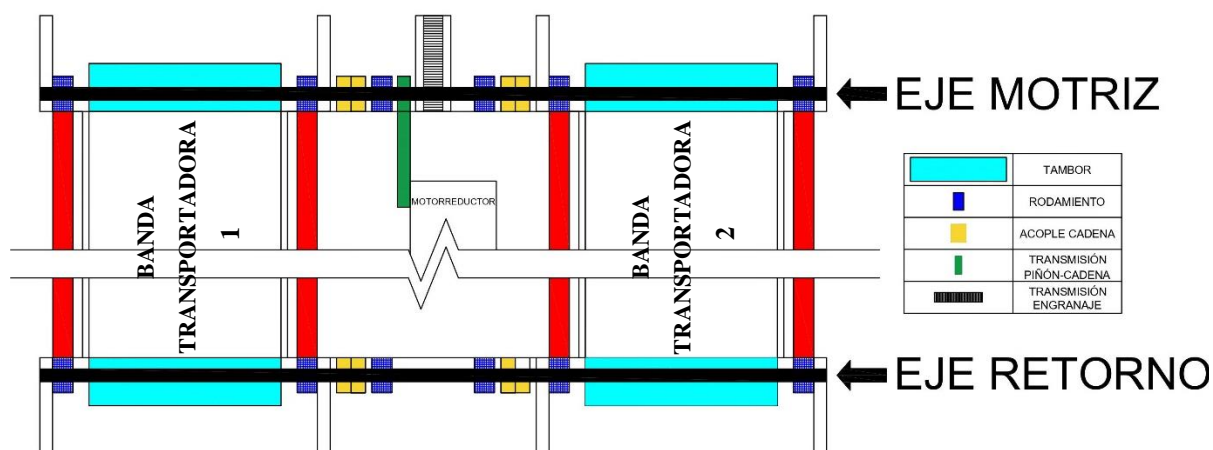


Fuente: Recuperado de [38].

Eje Motriz y Eje de Retorno

Cada plataforma está compuesta por dos ejes, uno es el eje motriz que se encarga de transmitir la potencia del motor hacia las bandas transportadoras y el otro es el eje de retorno, que proporciona el soporte y guía el retorno de la banda transportadora.

Figura 44. Esquema de eje motriz y eje de retorno.

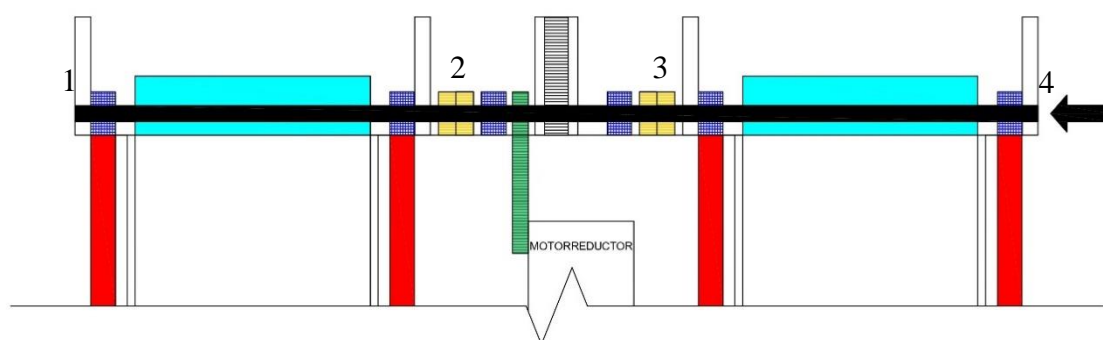


Fuente: Elaboración propia.

Eje motriz

Para una mayor facilidad de manipulación e instalación del eje motriz, se dividió en 3 partes, sección 1-2, 2-3 y 3-4, representadas en la Figura 45. Estas secciones están conectadas mediante acoples, las cuales están representadas de color amarillo, asimismo, son soportadas por los rodamientos, representados de color azul, en el gráfico también se puede observar una figura rectangular color verde que representa la cadena que conectará el motorreductor con el eje motriz y la de celeste que representa a los tambores. Este esquema muestra los límites y las cargas que se aplican sobre el eje en sus tres secciones.

Figura 45. Seccionamiento del eje motriz.



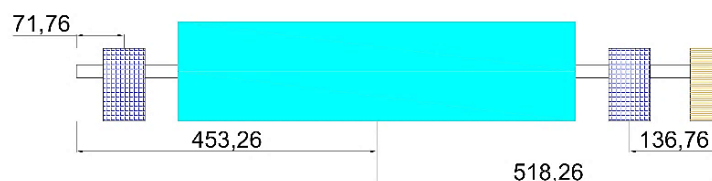
Fuente: Elaboración propia.

Tanto el eje motriz como el eje de retorno se han diseñado con Acero AISI 1020 que tiene un módulo de elasticidad de $S_y = 200 \text{ GPa}$, este valor es necesario para determinar el diámetro del eje.

Análisis de sección 1-2 y 3-4

En la Figura 46, se observa representado de color azul los rodamientos que vendrían a ser los soportes, de celeste el tambor que vendría a ser la carga y amarillo el acople que sirve como un extremo pero que a su vez recibe la potencia que se transmite desde la sección 2-3.

Figura 46. Sección 1-2 y 3-4 del eje motriz.



Fuente: Elaboración propia.

- Análisis en plano XZ

Diagrama de cargas

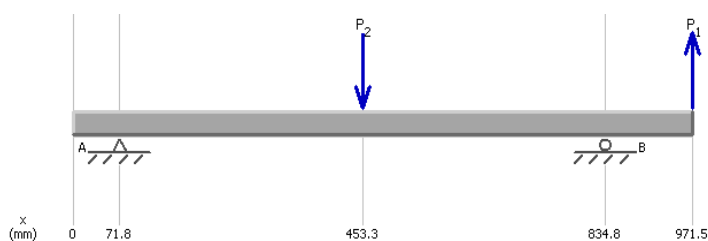


Diagrama de corte

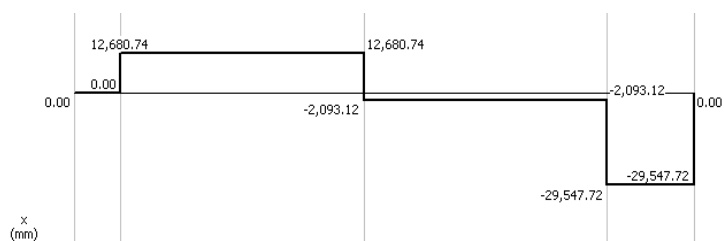
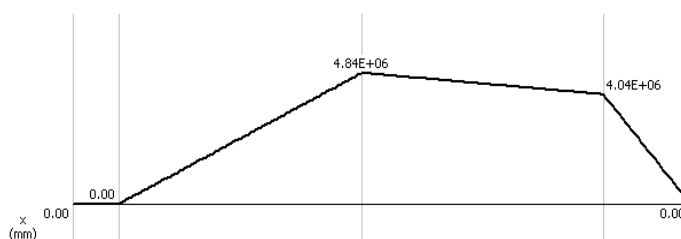


Diagrama de Momento



- Análisis en plano YZ

Diagrama de cargas

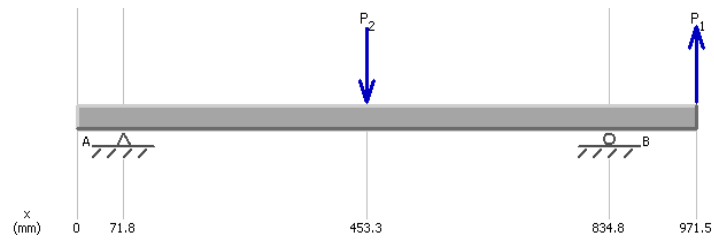


Diagrama de corte

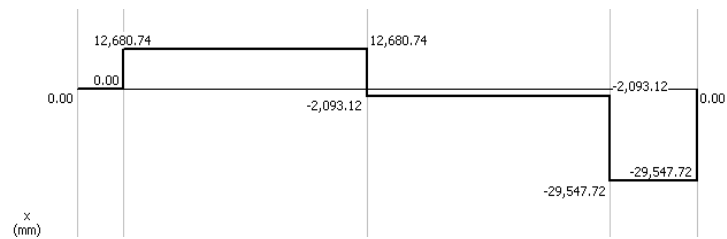
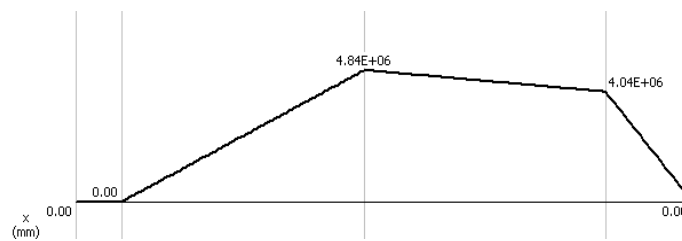


Diagrama de Momento



Momento máximo

$$M_{M\acute{A}X} = \sqrt{M_{XZ}^2 + M_{YZ}^2}$$

$$M_{M\acute{A}X} = \sqrt{4\,840\,000^2 + 4\,840\,000^2}$$

$$M_{M\acute{A}X} = 6\,844\,793,64 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

Diámetro mínimo del eje

$$d_e^3 = \frac{16 * F_s * \sqrt{\text{torque}^2 + M_{M\acute{A}X}^2}}{\pi * 0,5 * S_y}$$

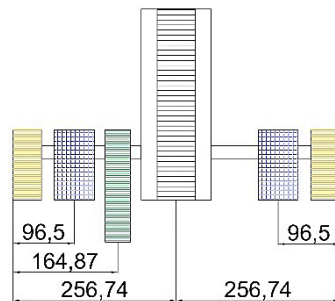
$$d_e^3 = \frac{16 * F_s * \sqrt{29\,547,72^2 + 6\,894\,793,64^2}}{\pi * 0,5 * 200\,000}$$

$$d_e = 40,66 \text{ mm}$$

Análisis de sección 2-3

En la Figura 47, se observa representado de color azul los rodamientos que vendrían a ser los soportes, de verde la carga que se transmite desde el motor, de amarillo los acoples que limitan la sección del eje y a su vez reciben la carga que se transmite desde las secciones 1-2 y 3-4 dada por cada banda transportadora.

Figura 47. Sección 2-3 del eje motriz.



Fuente: Elaboración propia.

- Análisis en plano XZ

Diagrama de cargas

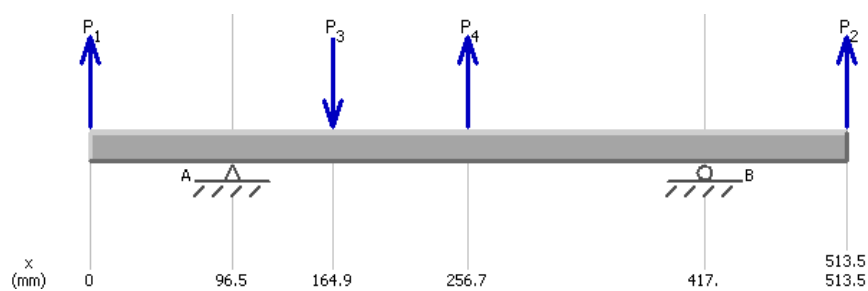


Diagrama de corte

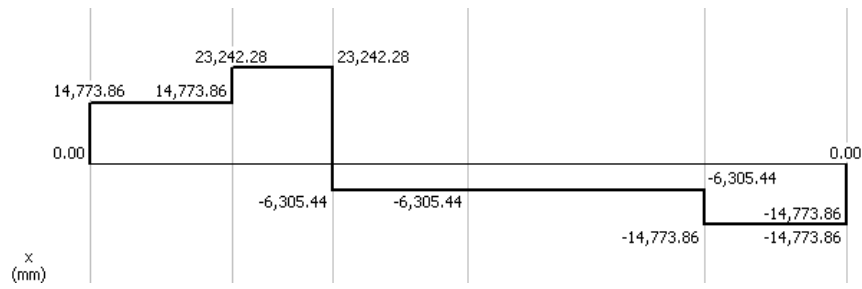
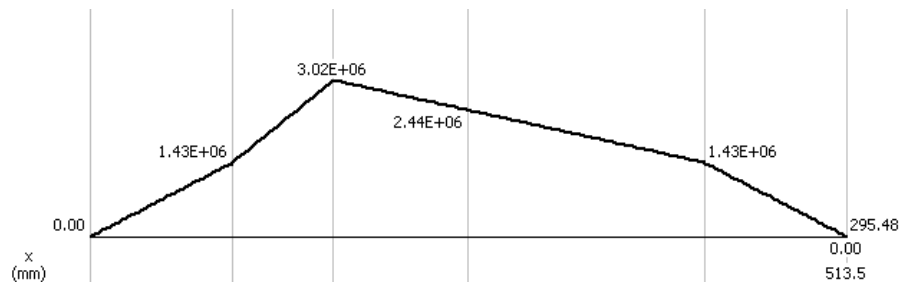


Diagrama de momento



- Análisis en plano YZ

Diagrama de cargas

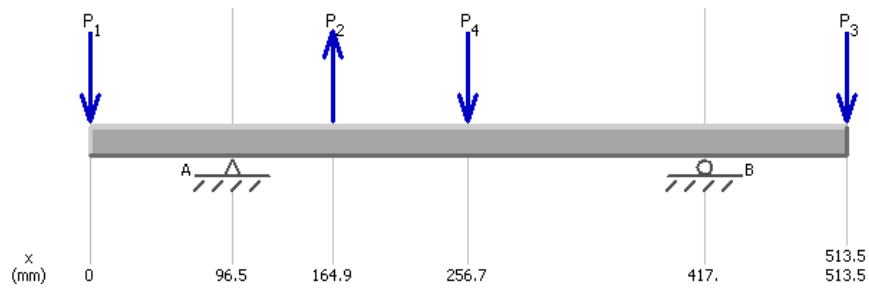


Diagrama de corte

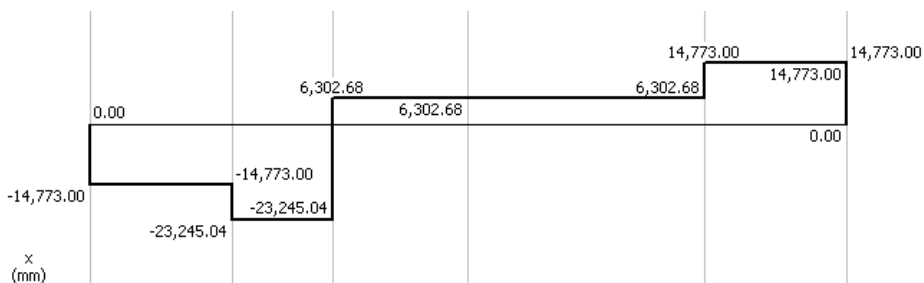
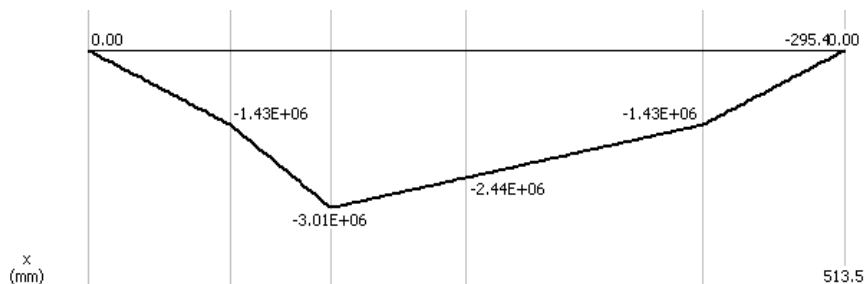


Diagrama de momento



Momento máximo

$$M_{M\acute{A}X} = \sqrt{M_{XZ}^2 + M_{YZ}^2}$$

$$M_{M\acute{A}X} = \sqrt{3\,020\,000^2 + 3\,010\,000^2}$$

$$M_{M\acute{A}X} = 4\,263\,859,75 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

Diámetro mínimo del eje

$$d_e^3 = \frac{16 * F_s * \sqrt{\text{torque}^2 + M_{M\acute{A}X}^2}}{\pi * 0,5 * S_y}$$

$$d_e^3 = \frac{16 * F_s * \sqrt{29\,547,72^2 + 4\,263\,859,75^2}}{\pi * 0,5 * 200\,000}$$

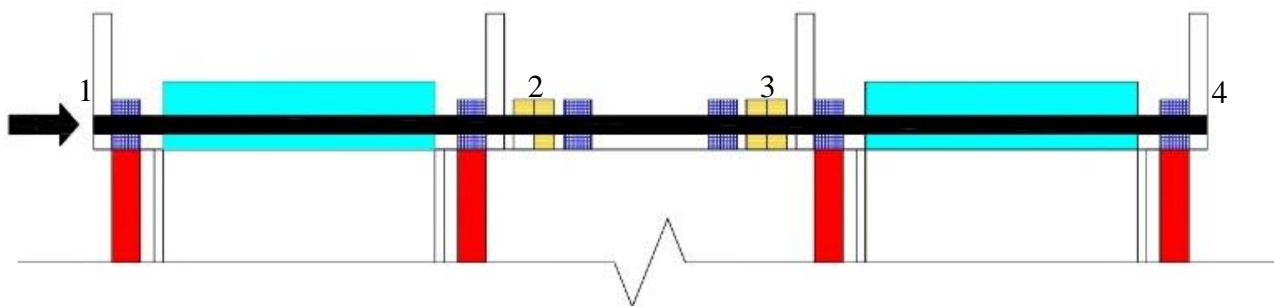
$$d_e = 40,62 \text{ mm}$$

Como resultado se obtiene que el diámetro mínimo para el eje motriz en las secciones 1-2, 2-3 y 3-4 es muy similar, con 40,62 y 40,66 mm, por lo que se dispuso que el diámetro usado para las tres secciones será el mismo, asimismo por temas de seguridad se trabajará con un valor mayor al determinado, considerando un diámetro de 50 mm para todo el eje motriz.

Eje de Retorno

En la Figura 49, se detalla lo siguiente: Los rodamientos, identificados de color azul, actúan como soportes para el eje. Además, se utilizaron números para representar las diferentes secciones del eje, dividiéndolo en tres partes: sección 1-2, sección 2-3 y sección 3-4. Estas secciones se conectan mediante acoples, representados en color amarillo.

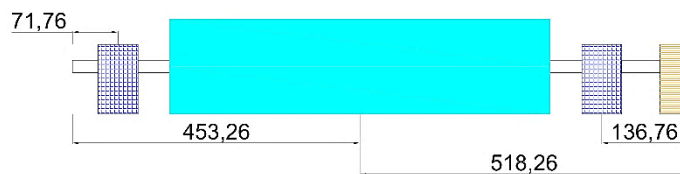
Figura 49. Seccionamiento del eje de retorno.



Fuente: Elaboración propia.

Análisis de sección 1-2 y 3-4

Figura 48. Sección 1-2 y 3-4 del eje de retorno.



Fuente: Elaboración propia.

- Momento en plano XZ

Diagrama de cargas

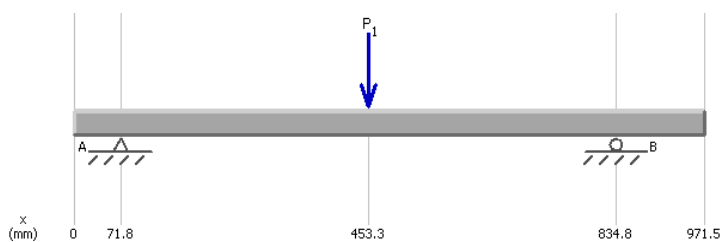


Diagrama de corte

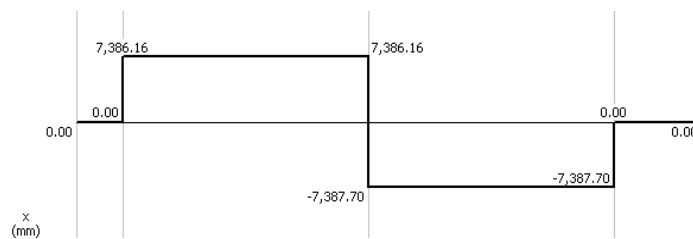
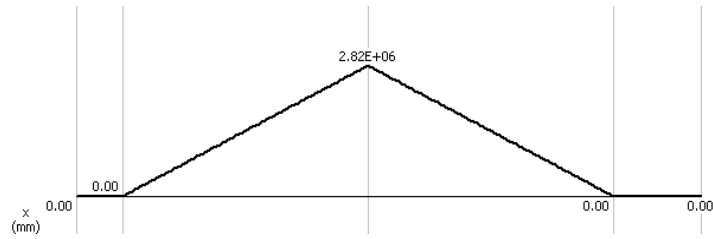


Diagrama de momento



- Momento en plano YZ

Diagrama de cargas

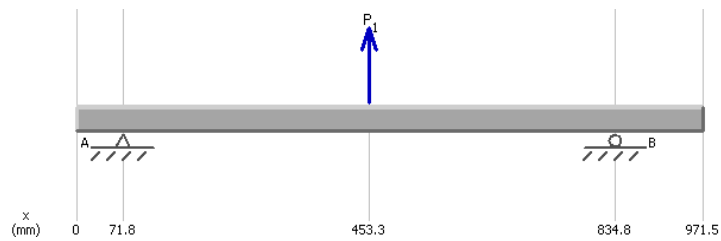


Diagrama de corte

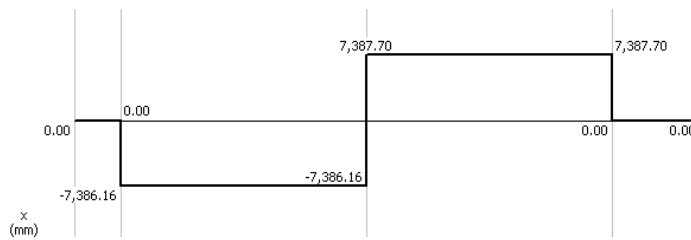
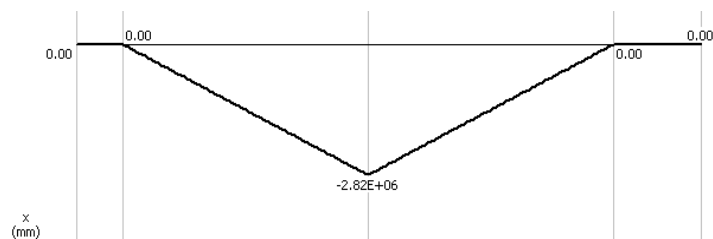


Diagrama de momento



Momento máximo

$$M_{M\acute{A}X} = \sqrt{M_{XZ}^2 + M_{YZ}^2}$$

$$M_{M\acute{A}X} = \sqrt{3\,020\,000^2 + 3\,010\,000^2}$$

$$M_{M\acute{A}X} = 4\,263\,859,75 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

Diámetro mínimo del eje

$$d_e^3 = \frac{16 * F_s * \sqrt{\text{torque}^2 + M_{M\acute{A}X}^2}}{\pi * 0,5 * S_y}$$

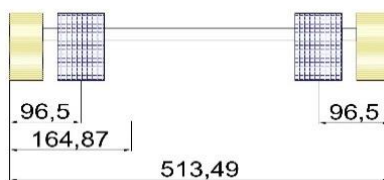
$$d_e^3 = \frac{16 * F_s * \sqrt{29\,547,72^2 + 4\,263\,859,75^2}}{\pi * 0,5 * 200\,000}$$

$$d_e = 40,62 \text{ mm}$$

Análisis de sección 2-3

A diferencia del eje motriz en este caso no se cuenta con la cadena que transmite la potencia al eje, por lo que solo se consideran las cargas que generan las bandas transportadoras sobre las secciones 1-2 y 3-4 que son transmitidas hacia los acoples.

Figura 50. Sección 2-3 del eje de retorno.



Fuente: Elaboración propia.

- Momento en plano XZ

Diagrama de cargas



Diagrama de corte

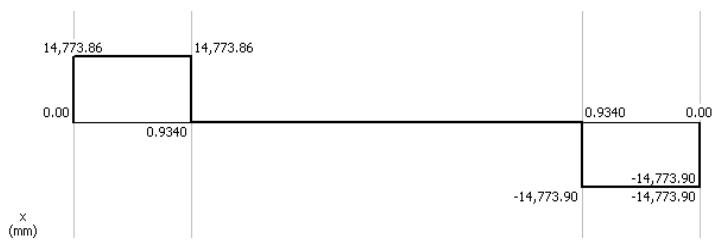
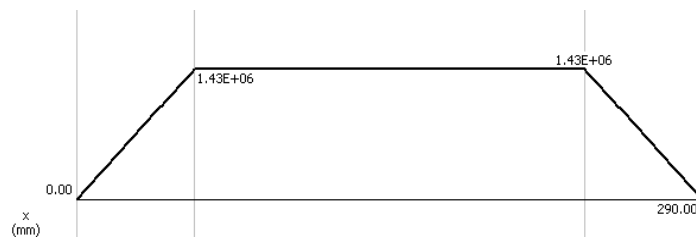


Diagrama de momento



- Momento en plano YZ

Diagrama de cargas



Diagrama de corte

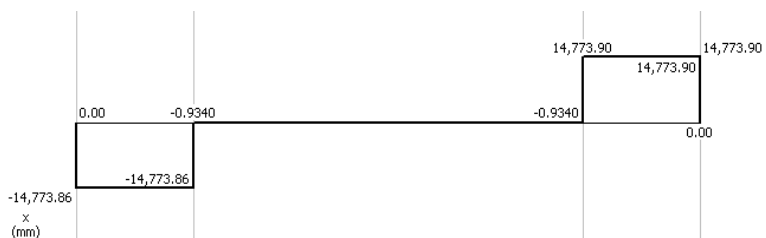
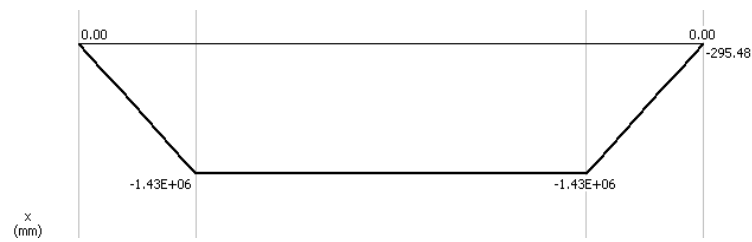


Diagrama de momento



Momento máximo

$$M_{M\acute{A}X} = \sqrt{M_{XZ}^2 + M_{YZ}^2}$$

$$M_{M\acute{A}X} = \sqrt{1\,430\,000^2 + 1\,430\,000^2}$$

$$M_{M\acute{A}X} = 2\,022\,325,39 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

Diámetro mínimo del eje

$$d_e^3 = \frac{16 * F_s * \sqrt{\text{torque}^2 + M_{M\acute{A}X}^2}}{\pi * 0,5 * S_y}$$

$$d_e^3 = \frac{16 * F_s * \sqrt{29\,547,72^2 + 2\,022\,325,39^2}}{\pi * 0,5 * 200\,000}$$

$$d_e = 40,59 \text{ mm}$$

El diámetro mínimo determinado para el eje motriz en las secciones 1-2, 2-3 y 3-4 es similar, entonces, el diámetro usado para las tres secciones es la misma, por temas de seguridad se trabajará con un valor mayor al determinado, siendo 50 mm.

Acoples

Los acoples que se seleccionaron son los de tipo mordaza, entre la variedad de acoples que ofrece Martin Sprockets, se seleccionó específicamente esta opción por su facilidad de instalación, garantía de transmisión de potencia y su costo.

Figura 51. Acople tipo mordaza (Jaw y Spider).



Fuente: Recuperado de [40].

Las características del acople Tipo Mordaza se detallan en la Tabla 17.

Tabla 17. Datos técnicos del acople tipo mordaza.

JAW	
Modelo	14 773,86
Diámetro externo (mm)	0,50
Material	Acero
Tamaño de orificio (mm)	50
Números de fijación	1
SPIDER	
Material	Poliuretano
Tamaño de acoplamiento	190

Fuente: Adaptado de [39].

Rodamientos

La selección de rodamientos se realizó con la guía del fabricante SKF, marca líder reconocida principalmente por su desarrollo y calidad en rodamientos y productos relacionados.

El dimensionamiento del rodamiento inicia con su lubricación, pero antes de eso, debemos conocer su diámetro medio (D_m).

$$D_m = 0,5(D_r + d_r)$$

$$D_m = 0,5(72 + 50)$$

$$D_m = 61$$

Con el diámetro medio y el gráfico del anexo 6A se determina que la viscosidad nominal es $160 \frac{mm^2}{s}$, este valor será insertado en el gráfico del anexo 6B en relación a la temperatura de trabajo del rodamiento y entonces se determina que el tipo de lubricación es ISO VG 150.

Vida nominal básica del rodamiento (L_{10h})

$$L_{10h} = \left(\frac{10^6}{60n} \right) \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

$$L_{10h} = \left(\frac{10^6}{60 * 73,46} \right) \left(\frac{14,60}{0,505} \right)^3$$

$$L_{10h} = 5\,482\,834,70 \text{ horas}$$

La condición para su aceptación indica que debe ser mayor a 1 000 000 horas, por lo cual, si se cumple y es aceptable este valor.

Condiciones de lubricación o relación de viscosidad (K)

Se determinan con la viscosidad real, $150 \frac{mm^2}{s}$, que se extrae del anexo 6C para lubricación tipo ISO VG 150 y la viscosidad nominal previamente calculada.

$$K = \frac{V}{V_1}$$

$$K = \frac{150}{160}$$

$$K = 0,938$$

Factor de contaminación

Se considera una contaminación típica, es decir, se considera el ingreso de algunas partículas del exterior hacia el interior del rodamiento que podría generar un ligero desgaste, entonces, el factor de contaminación es $\eta_c = 0,2$.

Factor ASKF

Primero se calcula K con el factor η_c , la carga límite de fatiga (P_u) y la fuerza que se aplicará sobre el rodamiento (P).

$$K = \eta_c * \frac{P_u}{P}$$

$$K = 0,2 * \frac{0,500}{0,505}$$

$$K = 0,198$$

El valor de K se ingresa en la tabla del anexo 6E, lo que determinó que el factor $A_{SKF} = 6,0$.

Vida Nominal SKF

$$L_{10mh} = A_{SKF} * L_{10h}$$

$$L_{10mh} = 6,0 * 5\,482\,834,70$$

$$L_{10mh} = 32\,897\,008,22 \text{ horas}$$

Carga mínima en la que el rodamiento tiene que trabajar

$$F_{rm} = k_r \left(6 + \frac{4n}{n_r} \right) \left(\frac{d_m}{100} \right)^2$$

$$F_{rm} = 0,02 \left(6 + \frac{4 * 73,456}{19\,000} \right) \left(\frac{61}{100} \right)^2$$

$$F_{rm} = 0,045 \text{ kN}$$

La condición para su aceptación indica que F_{rm} debe ser menor que la fuerza aplicada sobre el rodamiento P , porque al tener un valor de 0,045 kN y 0,505kN, respectivamente, se puede observar que la condición sí se cumple.

Por lo tanto, el modelo de rodamiento que mejor se adapta a estas condiciones es el modelo 61910-2RZ, rodamiento rígido de una hilera de bolas con sellos o placas de protección de la marca SKF.

Figura 52. Rodamientos 61910-2RZ, SKF.



Fuente: Recuperado de [41].

Las características de este modelo selecto se detallan en la Tabla 18.

Tabla 18. Datos técnicos del rodamiento 61910-2RZ, SKF.

Diámetro interno (mm)	50,00
Diámetro externo (mm)	72,00
Ancho (mm)	12,00
Capacidad de carga dinámica básica (kN)	14,60
Capacidad de carga estática básica (kN)	14,60
Velocidad límite (rpm)	9 500,00

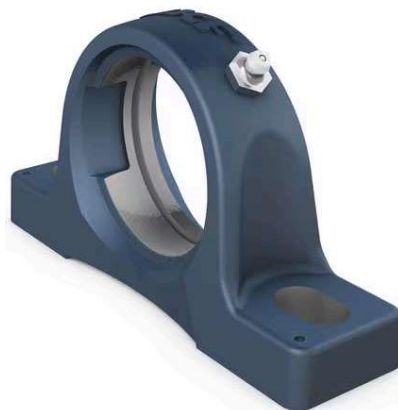
Fuente: Adaptado de [41].

Este modelo se validó con el simulador virtual que ofrece SKF, revisar anexo 7.

Chumacera

La chumacera o soporte de pie para rodamientos de inserción que mejor se adapta en espacialidad y características de instalación es el modelo SY 507 M, de la marca SKF.

Figura 53. Chumacera SY 507 M, SKF.



Fuente: Recuperado de [41].

Transmisión Piñón – Cadena

El factor de servicio para su implementación en bandas transportadoras es $F_a = 1,0$, revisar detalle en el anexo 10A. Este valor sirve para determinar la potencia de diseño (Pd) con la potencia del motor en kW.

$$Pd = P * F_a$$

$$Pd = 1,5 * 1,0$$

$$Pd = 1,5 \text{ kW}$$

Debido a que el motorreductor entrega la velocidad necesaria que debe tener el eje motriz, la relación de transmisión es $i = 1$ ya que ambos piñones deben ser del mismo tamaño, por lo que el interés se centra en transmitir el mismo sentido, velocidad y potencia.

$$i = \frac{n_1}{n_2}$$

$$i = \frac{73,20}{73,20}$$

$$i = 1,0$$

Los piñones de 15 dientes cumplen con las dimensiones de los ejes y de la estructura, fueron seleccionados bajo el estándar BS (British Standard), guiarse del anexo 10B.

$$Z_1 = 15$$

$$Z_2 = 15$$

En la selección de paso de cadena o pitch, se utilizaron la velocidad del eje del motorreductor ($V=73,20$ rpm) que lo pone dentro del rango 50 - 75 y el número de dientes del piñón ($P=15$ dientes), guiarse de anexo 10C. En el modelo 12B se observa que la potencia que transmite estaría entre 0,74 y 1,15 se interpolará para calcular la potencia que esta transmitiría.

75,0	1,15
73,2	X
50,0	0,74

$$X = 1,120 \text{ kW}$$

Se obtiene una potencia de 1,120 kW que es menor a la potencia del motor de 1,5 kW, por lo tanto, como opción simple se descarta porque el piñón no soportará la potencia requerida y se analiza el siguiente modelo, 16B.

En el anexo 10D, se observa que el modelo 16B la potencia que transmite está entre 2,16 y 3,23, con esos dos valores se interpoló para calcular la potencia que esta transmite.

75,0	3,23
73,2	X
50,0	2,16

$$X = 3,153 \text{ kW}$$

Entre las dos opciones revisadas se observa que el modelo 16B cumple con la potencia requerida, pero la excede en casi el doble, por lo cual se analizará nuevamente el modelo 12B, pero con dos cadenas apoyándose de la tabla del anexo 10E, factor de hebras múltiples para dos hebras $K_2 = 1,7$.

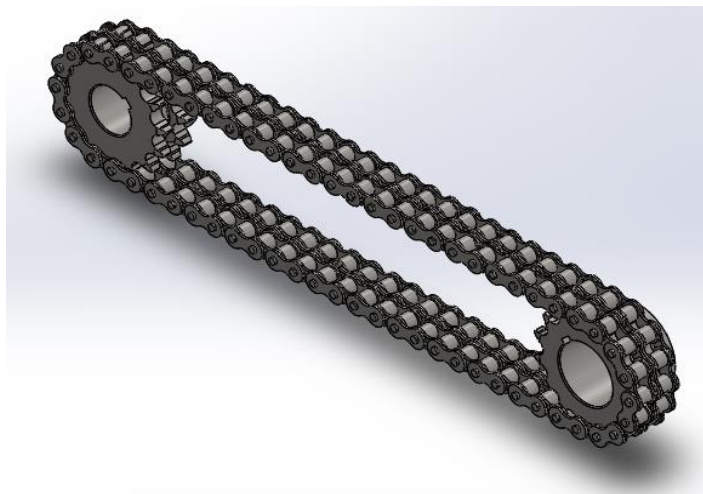
$$X_2 = 1,120 * 1,7$$

$$X_2 = 1,904 \text{ kW}$$

Entonces usando una cadena doble se tiene un valor más cercano de la potencia requerida y de esa forma se evita el sobredimensionamiento y adquirir equipos más caros y robustos. Estos resultados fueron simulados en el software del fabricante SKF, el cuál entregó un factor de seguridad de 1,18, tal como se muestra en el anexo 11, lo que valida la selección del piñón de modelo PHS 12B-2BH15 de dos hileras, 15 dientes en cada piñón y con un caso de cadena de

19,05 mm y, asimismo, la cadena doble del modelo PHC 12B-2X10FT, ambos del fabricante SKF.

Figura 54. Transmisión Piñón - Cadena.



Fuente: Elaboración propia.

Como paso final queda calcular el tamaño de la cadena.

Diámetro del piñón (D_p)

$$D_p = \operatorname{sen}\left(\frac{180}{z}\right)^{-1} * p_c$$

$$D_p = \operatorname{sen}\left(\frac{180}{15}\right)^{-1} * 19,05$$

$$D_1 = D_2 = 91,625 \text{ mm}$$

Número de eslabones (L_p)

El número de eslabones permite conocer la longitud de la cadena y se determina con el número de dientes de ambos piñones y el número de pasos de cadena que hay entre los centros de los ejes (C_p).

$$C_p = \frac{D_c}{p}$$

$$C_p = \frac{450}{19,05}$$

$$C_p = 23,622$$

$$L_p = \frac{Z_2 + Z_1}{2} + 2C_p + \frac{(Z_2 - Z_1)^2}{4 * C_p * \pi^2}$$

$$L_p = \frac{15 + 15}{2} + 2 * 23,622 + \frac{(15 - 15)^2}{4 * 23,622 * \pi^2}$$

$$L_p = 62,244 \approx 62,00 \text{ eslabones}$$

Una vez calculado el número de eslabones se corrige la distancia entre los centros.

$$C_c = \frac{P_e}{8} \left(2L_p - Z_2 - Z_1 + \sqrt{(2L_p - Z_2 - Z_1)^2 - \frac{\pi}{3,88} (Z_2 - Z_1)^2} \right)$$

$$C_c = \frac{19,05}{8} \left(2 * 62 - 15 - 15 + \sqrt{(2 * 62 - 15 - 15)^2 - \frac{\pi}{3,88} (15 - 15)^2} \right)$$

$$C_c = 447,675 \text{ mm}$$

Estructura Metálica

Para su diseño se consideran las cargas a las que estarán sometidas, que es un total de 34 297,72 N según se muestra en la Tabla 19.

Tabla 19. Cargas aplicadas sobre la estructura metálica.

Vehículo	29 547,72 N
Rodillos	4 750,00 N
TOTAL	34 297,72 N

Fuente: Elaboración propia.

Esfuerzo permisible (σ)

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

$$\sigma = \frac{210}{1,5}$$

$$\sigma = 140 \text{ MPa} \approx 140 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Distribución de carga de rodillos

$$DCR = \frac{W_{ROD}}{\# \text{ Soportes}}$$

$$DCR = \frac{4\,750,00\text{ N}}{4}$$

$$DCR = 1\,187,5\text{ N}$$

Distribución de la carga a lo largo de la estructura

$$DCLE = \frac{DCR}{L}$$

$$DCLE = \frac{1\,187,50\text{ N}}{5,87\text{ m}}$$

$$DCLE = 202,30 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

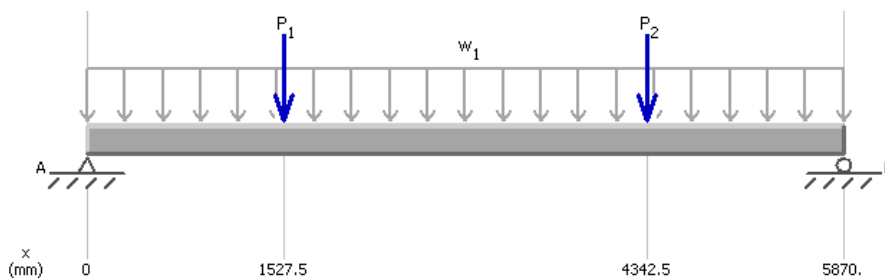
Análisis de cargas aplicadas por el vehículo

$$DCV = \frac{W_{VEH}}{\#Soportes}$$

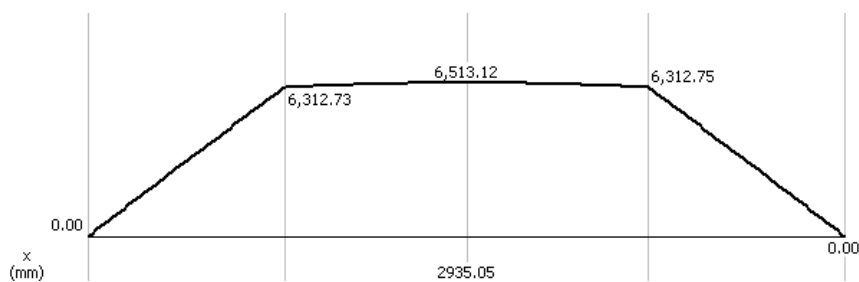
$$DCV = \frac{29\,547,72\text{ N}}{2}$$

$$DCV = 14\,773,86\text{ N}$$

Por lo tanto, la distribución de las cargas sobre cada viga es la siguiente:



Momento máximo



$$M_{M\acute{A}X} = 6\,513,12\, Nm$$

Finalmente, el m3dulo de secci3n para la elecci3n del perfil es el siguiente:

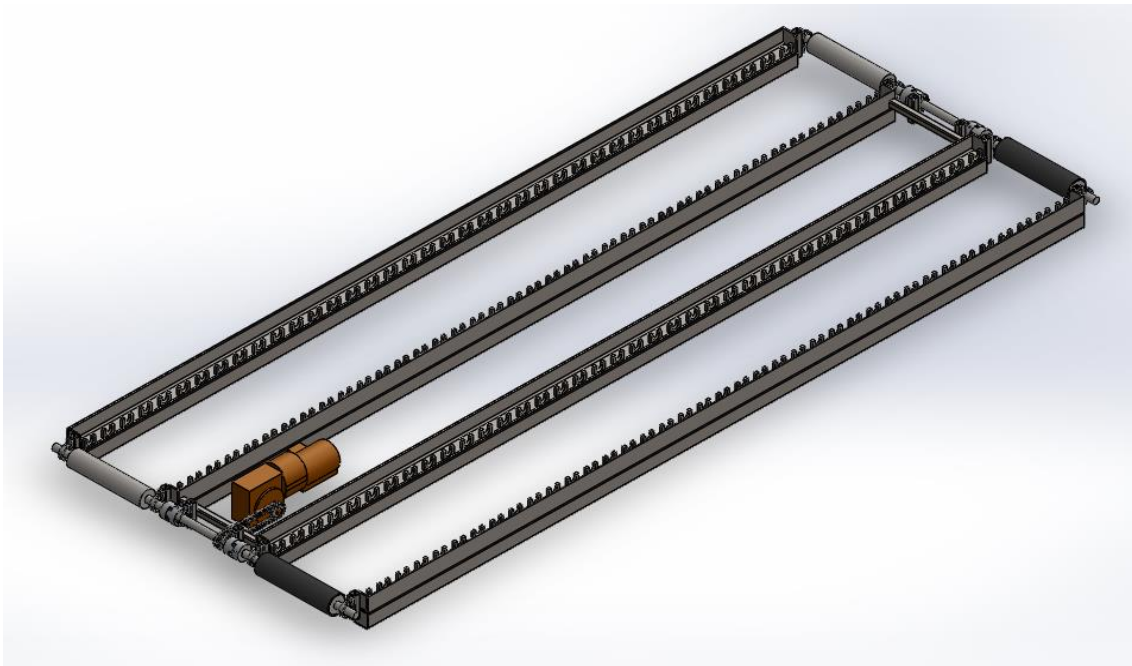
$$S = \frac{M_{M\acute{A}X}}{\sigma}$$

$$S = \frac{6\,513,12\, Nm}{140 \times 10^6 \frac{N}{m^2}}$$

$$S = 4,652 \times 10^{-5} m^3 \approx 46,52 cm^3$$

El perfil Hueco cuadrado #120.5", es el que mejor se adapta a estas caracter3sticas, revisar anexo 013, adem3s, al ser cuadrado brinda una superficie plana que permitir3 posteriormente conectar mejor el resto de la estructura, y su composici3n se grafica en la Figura 55.

Figura 55. Estructura met3lica por bandas transportadoras.



Fuente: Elaboraci3n propia.

Transmisor de Potencia

Este sistema se encarga de transmitir la potencia, sentido y velocidad de la plataforma principal hacia las de posicionado final o secundarias.

Engranajes

Los engranajes fueron seleccionados en base a la distancia de espacio libre que queda entre la plataforma principal y las de posicionado final, asimismo, cumple con la carga que le transmite el motor y también otra característica para su dimensionamiento fue considerar su cantidad de unidades conectadas en serie, la que debe ser impar, para de este modo permitir la continuación del sentido. Entonces, el modelo de engranaje seleccionado fue engranaje recto de acero de la marca Martin Sprockets C528 GEAR SPUR 14 ½ DEG STEEL. La selección de engranaje recto se basó en garantizar un mejor posicionado y conexión de los engranajes al momento de ser conectados entre sí de manera automatizada.

Figura 56. Engranajes C528 GEAR SPUR 14 ½ DEG STEEL, Martin Sprockets.



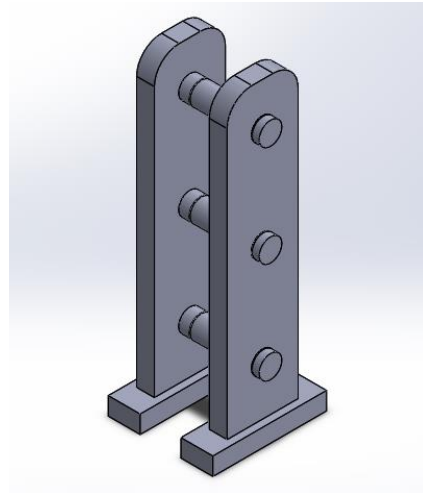
Fuente: Recuperado de [39].

Estructura

Esta estructura tiene la función de sostener a los engranajes que van en serie y que se contarán con la otra plataforma, su dimensionamiento se realizó respetando la distancia libre que hay entre la plataforma principal y la de posicionado final.

Esta estructura está compuesta por dos platinas de acero ASTM A36 25x100mm como soportes laterales y en los ejes barras redondas de acero liso de 1 1/4", como se muestra en la Figura 57, este diámetro de barra es el mismo que se usa en los rodillos de apoyo.

Figura 57. Soporte del transmisor de potencia.

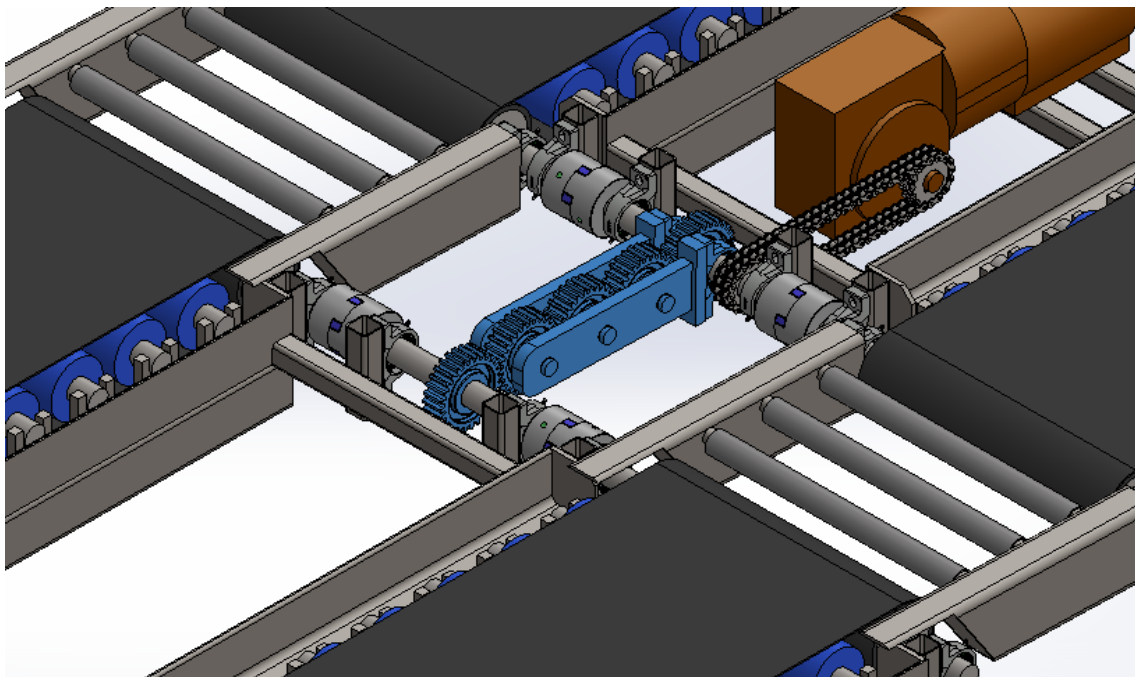


Fuente: Elaboración propia.

Rodamientos

Debido a la dimensión del eje que ya está establecido de 50 mm, se optó por mantener la selección previa de los rodamientos junto con las chumaceras, además, esta decisión se ha basado en la idea de mantener la uniformidad de ellos facilitando el manejo de stocks y reduciendo el costo de adquisición. Por lo que como resultado se obtiene un sistema de cinco engranajes rectos conectados en serie que transmiten la potencia desde el eje motriz de la plataforma principal hacia la de posicionado final, tal como se muestra en la Figura 58.

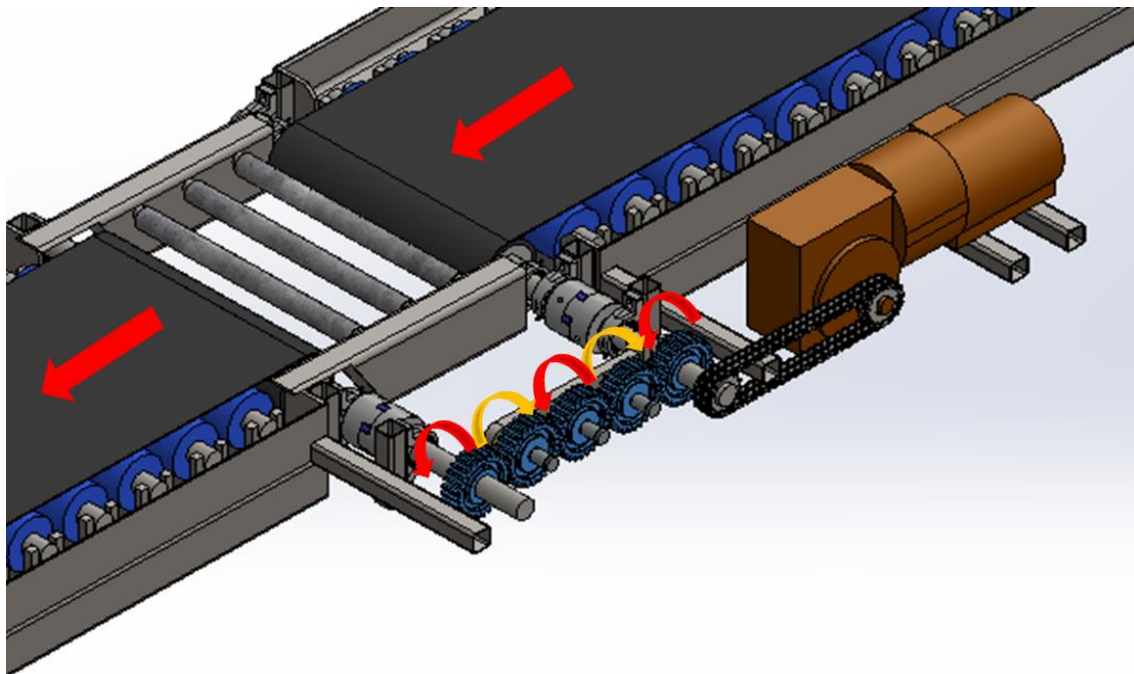
Figura 58. Transmisión de potencia entre plataformas.



Fuente: Elaboración propia.

Asimismo, en la Figura 59 se puede demostrar cómo la cantidad impar de engranajes permite la continuidad del sentido de giro, manteniendo la velocidad, lo que a su vez permite uniformizar el movimiento en ambas plataformas.

Figura 59. Transmisión de movimiento entre engranajes.



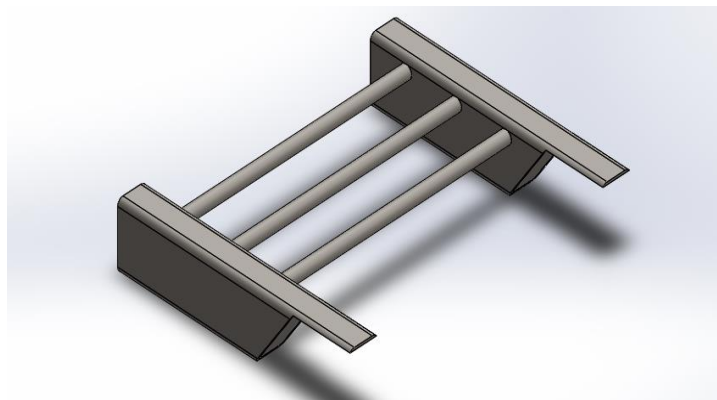
Fuente: Elaboración propia.

Soportes Laterales Complementarios

Es la extensión de cada banda transportadora y su función es cubrir el espacio libre que queda entre la banda de la plataforma principal y la de posicionado final, lo que permite que el vehículo pueda movilizarse entre ellas. El reto para el diseño de este Soporte es que sea Abatible para que no impida el giro 360° de la plataforma principal.

Estructura

Figura 60. Estructura del soporte lateral complementario.

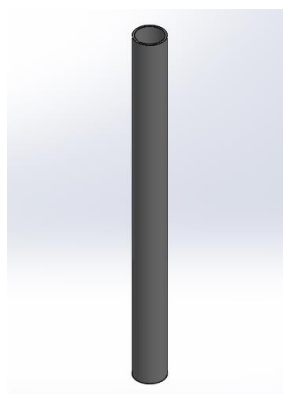


Fuente: Elaboración propia.

Reductor de fricción

El implementar rodillos de eje vivo incrementaría el costo y peso del sistema, por lo que, se optó por la instalación de tubos sueltos sobre los ejes de acero, los cuales cumplen con la función de reducir la fricción asemejando la función del rodillo de eje vivo. Estos tubos son de acero galvanizado de 2", material que no es tan exigente en climas abrasivos y que requieren menor mantenimiento.

Figura 61. Reductor de fricción.



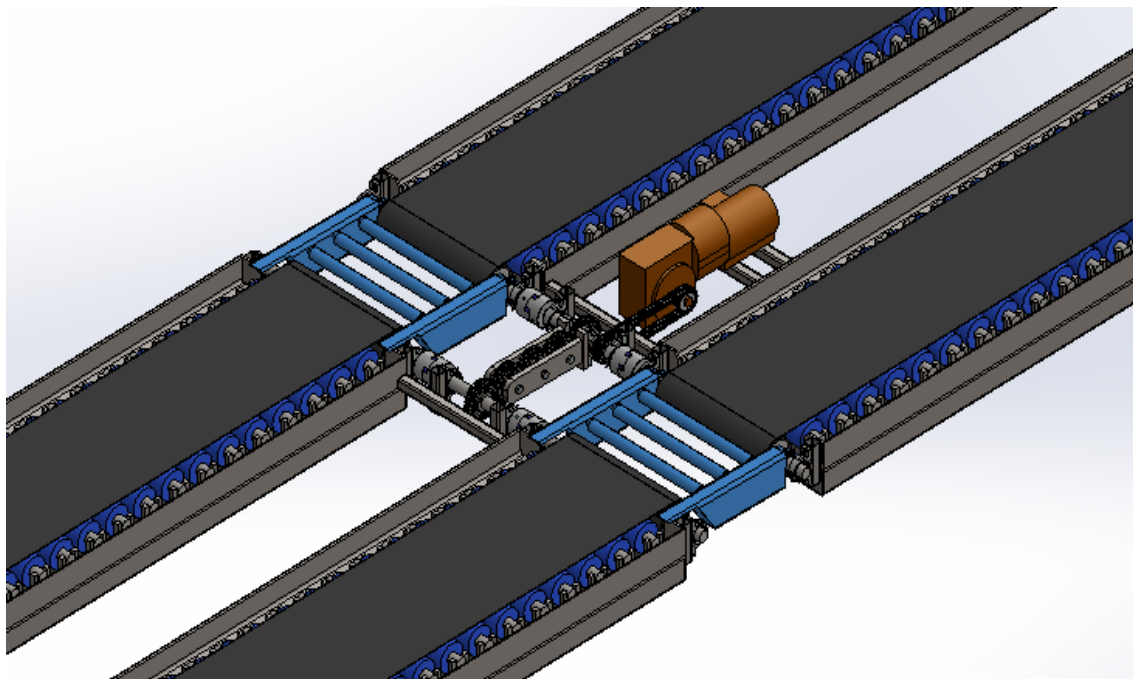
Fuente: Elaboración propia.

Rodamientos

Se mantiene la selección inicial para evitar las modificaciones o maquinado de los ejes motriz y de retorno, rodamientos SKF 61910-2RZ.

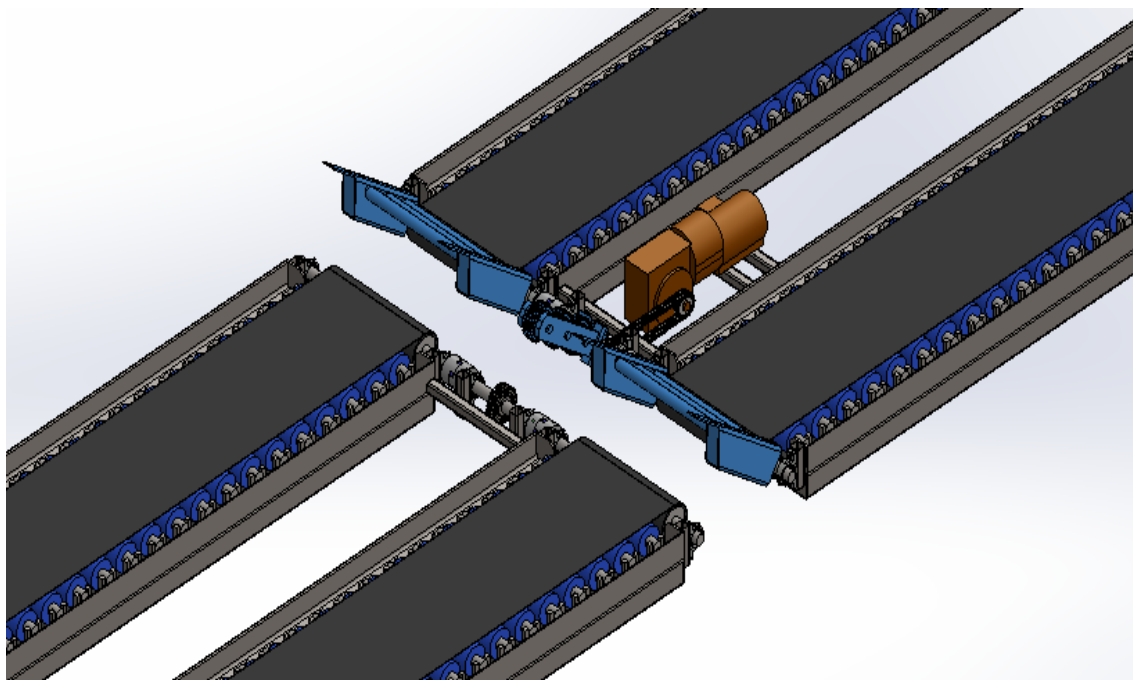
Por lo que como resultado se obtiene un sistema con tres ejes, cada uno con un tubo suelto para facilitar el movimiento reduciendo la fricción, y además cumple con la función abatible tal como se muestra en la Figura 62 y Figura 63.

Figura 62. Soportes laterales complementarios.



Fuente: Elaboración propia.

Figura 63. Abatimiento de los soportes laterales y del transmisor de potencia.



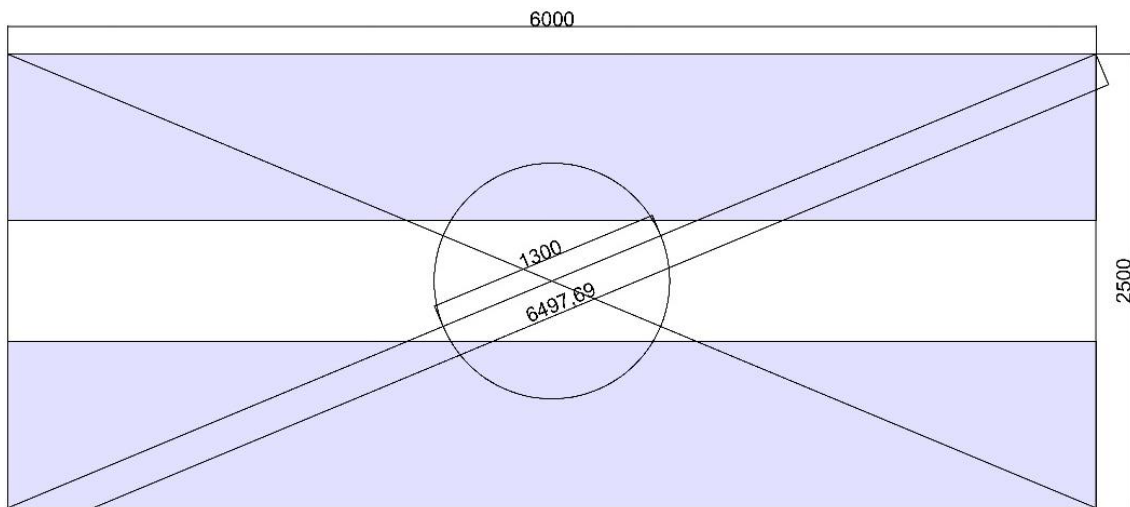
Fuente: Elaboración propia.

Soporte inferior

La construcción del soporte inferior de todo el sistema de posicionado final, se limita a las dimensiones de largo y ancho mostradas en la Figura 64, que es una representación del sistema

de posicionado final. Además, en la misma figura se observa dos líneas cruzadas formando una "X", con una longitud diagonal de $6\,497\text{ mm} \approx 6\,500\text{ mm}$, las que conforman el soporte principal del soporte inferior.

Figura 64. Esquema del soporte inferior de las plataformas.



Fuente: Elaboración propia.

Selección de perfil metálico

Diagrama de cargas

Las cargas que se consideraron son el peso del sistema de posicionado final (Anexo 016) y el peso del vehículo a lo largo de $6\,500\text{ mm}$ que es $3\,924,679\text{ N/m}$.

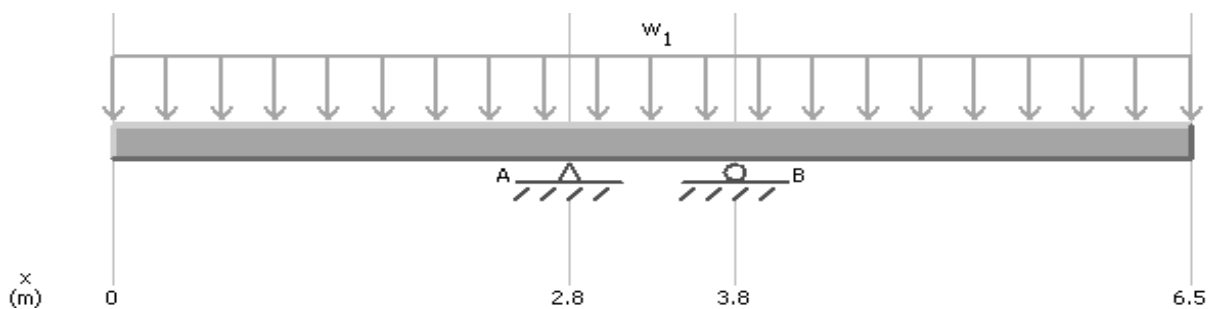
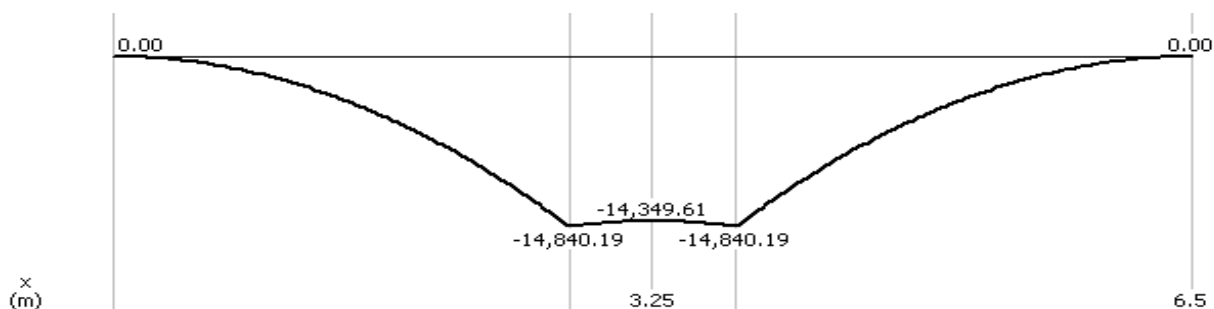


Diagrama de momento



$$M_{MÁX} = 14\,840,19 \frac{N}{m}$$

Esfuerzo permisible (σ)

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

$$\sigma = \frac{210}{1,5}$$

$$\sigma = 140\text{MPa} \approx 140 \times 10^6 \frac{N}{m^2}$$

Módulo de sección para la selección del perfil (S)

$$S = \frac{M_{MÁX}}{\sigma}$$

$$S = \frac{14\,840,19 \text{ Nm}}{140 \times 10^6 \frac{N}{m^2}}$$

$$S = 10,60 \times 10^{-5} m^3 \approx 106,0 \text{ cm}^3$$

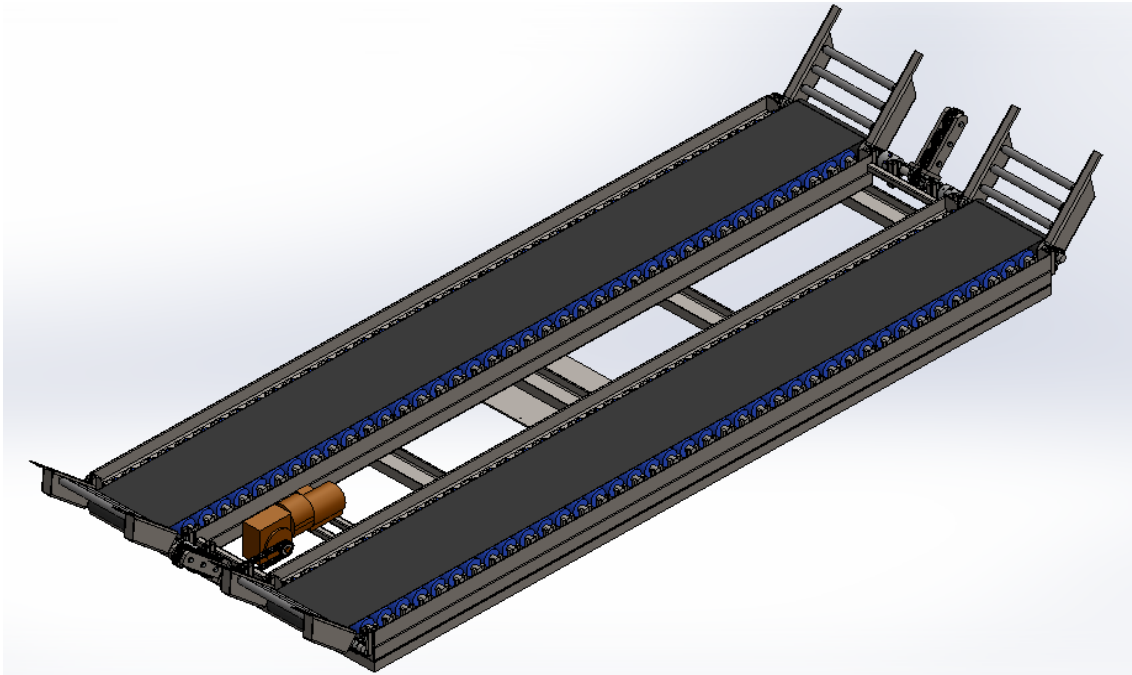
Selección del Perfil

Para este caso se seleccionó el Perfil UPN 200, debido a su forma que permite facilidad de instalación sobre el resto de estructura inferiores a la plataforma, además este perfil cumple con la condición de selección.

$$S = 114,0 \text{ cm}^3 > 109,9 \text{ cm}^3$$

Por lo tanto, se obtiene el diseño de la plataforma principal en la Figura 65.

Figura 65. Plataforma principal del sistema de posicionado final.



Fuente: Elaboración propia.

4.3.2. Sistema de Giro Horizontal

Continuando con el desarrollo del Sistema de Giro Horizontal previamente analizado en la Tabla 13, se necesita conocer las cargas a las que estará sometido el sistema que son el peso del sistema de posicionado final detallado en el anexo 16 y el vehículo, lo que sumado da 51 012,00 N, según se muestra en la Tabla 20. Estos datos permiten determinar las cargas axiales, radiales, momento y torque que afectan a la corona de orientación.

Tabla 20. Cargas existentes sobre la corona de orientación.

Vehículo	29 547,72 N
Sistema de posicionado final	21 464,28 N
TOTAL	51 012,00 N

Fuente: Elaboración propia.

Fuerza Axial (F_A)

$$\sum \text{Fuerzas sobre la plataforma} \rightarrow F_A = 51,012 \text{ kN}$$

Fuerza Radial (F_R)

$$F_R = m\vec{a}_{rad} \approx mr\omega^2 \quad ; \quad W = 51,012 \text{ kN} \approx m = 5\,200,00 \text{ kg}$$

$$\omega = \frac{V_C}{r_C} \quad ; \quad V_C = 0,5 \text{ m/s}$$

$$\omega = \frac{0,50 \text{ rad}}{0,50 \text{ s}}$$

$$\omega = 1,00 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$\therefore F_R = 5\,200,00 * 0,50 * 1,00^2$$

$$F_R = 2\,600,00 \text{ N} \approx 2,60 \text{ kN}$$

Momento de inclinación resultante ($M_{MÁX}$)

El momento máximo sobre la plataforma se calcula cuando el vehículo se encuentra lo más alejado del soporte (corona de orientación) de la plataforma. En este caso, como se muestra en la Figura 66, el momento máximo sobre la plataforma es generado por el vehículo en el momento en que la plataforma principal (resaltada de azul) lo posiciona en la plataforma secundaria o de posición final (color gris), esta carga es equivalente a la mitad del peso del vehículo, ya que la otra mitad se posiciona en la plataforma.

Figura 66. Carga aplicada en el momento de inclinación.



Fuente: Elaboración propia.

Diagramas de cargas

Las cargas que se consideraron son el peso del sistema de posicionado final (Anexo 16) y la mitad del peso del vehículo sobre el extremo más alejado del centro como se representa la Figura 66 y se esquematiza a continuación.

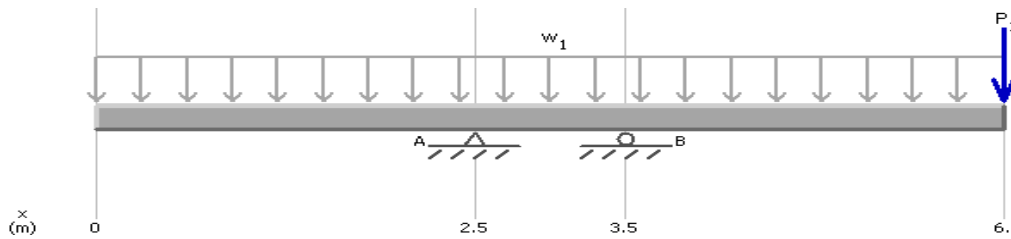
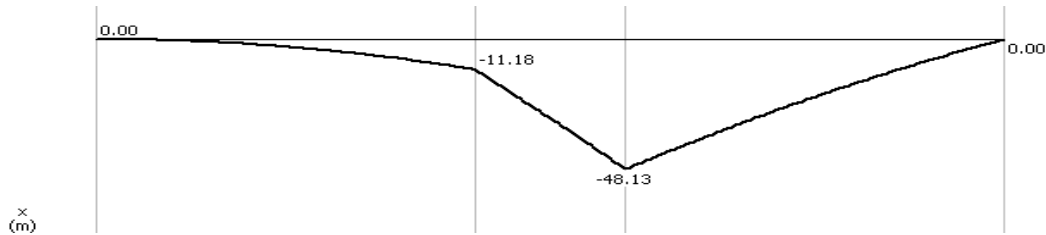


Diagrama de momentos



$$M_{M\acute{A}X} = 48,13 \text{ kN.m}$$

Validación de fuerzas según SKF Kaydon

$$\frac{F_R}{F_A} < 0,6$$

$$\frac{2,60}{51,01} < 0,6$$

$$0,05 < 0,6$$

Se cumple la validación según SKF Kaydon, por lo tanto, es posible seleccionar cualquier serie de rodamientos de bolas de 4 puntos o rodillos cilíndricos cruzados.

Fricción por rotación – torque (M_W)

$$M_W = \frac{\mu(4,4M_{M\acute{A}X} + F_A D_{PR} + 2,2F_R D_{PR})}{2}$$

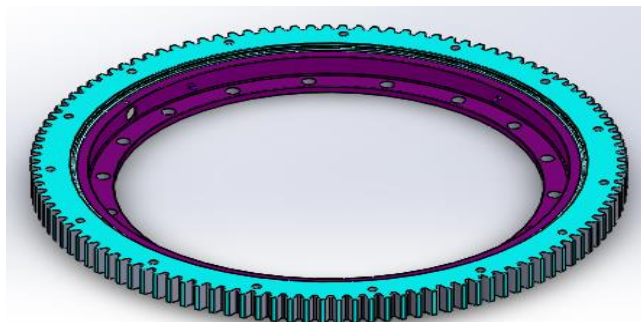
$$M_W = \frac{0,006(4,4 * 48,13 + 51,012\text{kN} * 0,70\text{m} + 2,2 * 2,60\text{kN} * 0,70\text{m})}{2}$$

$$M_W = 0,754\text{kN.m}$$

Finalmente, la validez de la corona de orientación se determinó a través de la gráfica de carga de la serie RK, que se encuentra en el anexo 18. Al visualizarla, se observó que la corona de orientación estaba dentro de la curva del modelo (B) RK6-22, pero casi rozando su límite.

Como resultado de esto, se decidió elegir el modelo (C) RK6-25. De acuerdo con la propuesta de diseño, se prefirió que la corona de orientación tuviera el engranaje en su exterior para facilitar la instalación del motor que la hará girar. Concluyendo en la selección del modelo RK6-251Z.

Figura 67. Corona de orientación RK6-25E1Z, Kaydon.



Fuente: Recuperado de [42].

Tabla 21. Datos técnicos de la corona de orientación RK6-25E1Z, Kaydon.

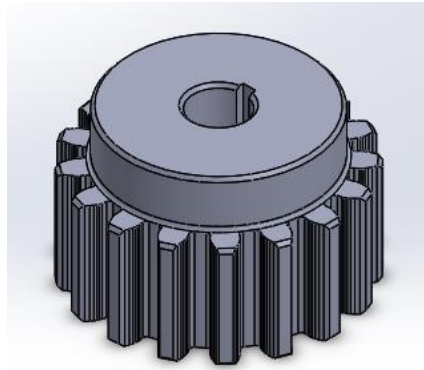
Modelo	RK6-25E1Z
Diámetro máximo (cm)	74,041
Altura de corona de orientación (cm)	5,601
Clasificación del momento (kN-m)	67,519
Diámetro de pernos externos (cm)	69,215
Diámetro de pernos internos (cm)	56,2 102
Características del perno	500-13 UNC-2B
Cantidad de pernos	33
Diámetro de paso (cm)	73,025

Fuente: Adaptado de [42].

Engranaje

Kaydon propone sus propios engranajes para el modelo RK, como se muestra en el anexo 20, con el fin de garantizar el funcionamiento óptimo de sus coronas de orientación y que se cumplan con sus capacidades de diseño. Por lo tanto, el engranaje que se seleccionó entre las opciones brindadas, es la versión 39200002.

Figura 68. Engranaje 39200002, Kaydon.



Fuente: Recuperado de [42].

Tabla 22. Datos técnicos del engranaje 39200002, Kaydon.

Serie	39200002
Forma del diente	SD
Número de dientes	17
Diámetro máximo (cm)	11,811
Diámetro de paso (cm)	70,795
Ancho máximo (cm)	7,315
Peso (kg)	4,54

Fuente: Recuperado de [42].

Motorreductor

Relación de transmisión entre corona de orientación y piñón (i)

$$n_1 = \frac{0,50 \frac{m}{s} * 60}{2 * \pi * r}$$

$$n_1 = 13,08 \text{ rpm}$$

$$Z_1 = 115$$

$$Z_2 = 17$$

$$\therefore Z_1 * n_1 = Z_2 * n_2$$

$$115 * 13,08 = 17 * n_2$$

$$n_2 = 88,48 \text{ r} \approx 1,47 \text{ rps}$$

$$i = \frac{Z_1}{Z_2}$$

$$i = \frac{115}{17}$$

$$i = 6,76$$

La velocidad que se consideró en la velocidad a la salida del reductor es la misma que la del piñón n_2 que acciona la corona de orientación.

Potencia del sistema (P_A)

$$P_A = M_W * \omega$$

$$P_A = 754 \text{ N.m} * 1,47 \text{ rps}$$

$$P_A = 1\,108,38 \text{ W} \approx 1,11 \text{ kW}$$

El factor de seguridad (Fs)

Se considera un $Fs = 1,6$ por el tipo acción parecida al de un montacarga, ya que su momento es parecido y porque trabajará las 24 horas del día con acción intermitente, según anexo 5A.

Verificación de potencia de mando (N_m) y selección de motorreductor.

$$N_m = P_A * Fs$$

$$N_m = 1,11 \text{ kW} * 1,6$$

$$N_m = 1,776 \text{ kW}$$

En el anexo 21B está la tabla de relación de potencia 2, 20 kW y velocidad 88,1 que es la más próxima a 88,48 rpm requeridos. El motorreductor es del modelo 24. La posición en que se instalará el motorreductor respecto de la banda transportadora es código 4a, según anexo 5C.

Finalmente, con la guía del fabricante Lentax, en el anexo 5D, se concluye en que el modelo seleccionado es 24-299/6 Fv-88.1-PN4a-VF. Las dimensiones del motorreductor están especificadas en el anexo 21C.

Tabla 23. Datos técnicos del motor 24-299/6 Fv-88.1-PN3a-VF, Lentax.

Modelo	24-299/6 Fv-88.1-PN3a-VF
Velocidad (rpm)	88,1
Potencia	2, 2 kW - 3 HP
Número de polos	6
Consideraciones adicionales	Fv (Freno)
Posición de instalación	Pata Normal o base (4a)
Necesidades	Ventilación forzada (VF)
Peso (kg)	74
Largo total (cm)	315,00
Ancho total (cm)	255,00
Profundidad total (cm)	541,00

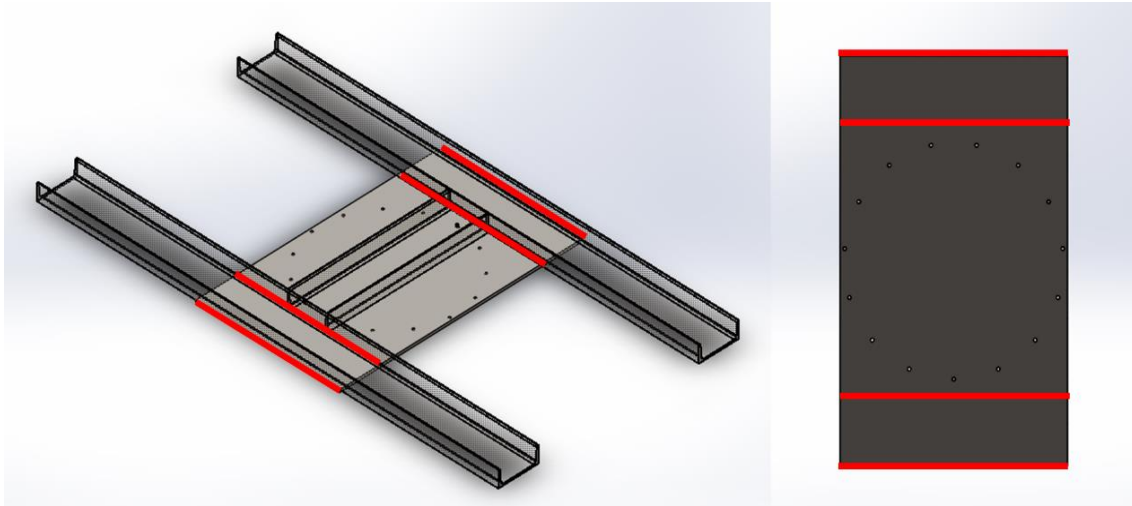
Fuente: Recuperado de [38].

Base de anclaje

Kaydon propone las soluciones para el acoplamiento de la corona de orientación con la estructura donde será instalada, entonces, con la disponibilidad brindada y con la estructura baja diseñada de la plataforma principal se propuso que en la parte baja de la estructura se colocará una placa de metal lo suficientemente resistente para cumplir con su función según se muestra en la primera imagen del anexo 22.

La estructura mostrada en la Figura 70, está diseñada con la placa de acero que propone Kaydon, tipo A709, mostradas en el anexo 22 y anexo 23, asimismo, se consideró una distancia moderada para que puedan acceder los pernos en la placa perforada sin verse interrumpidos por los cordones de soldadura representados de color rojo entre la placa y los perfiles UPN

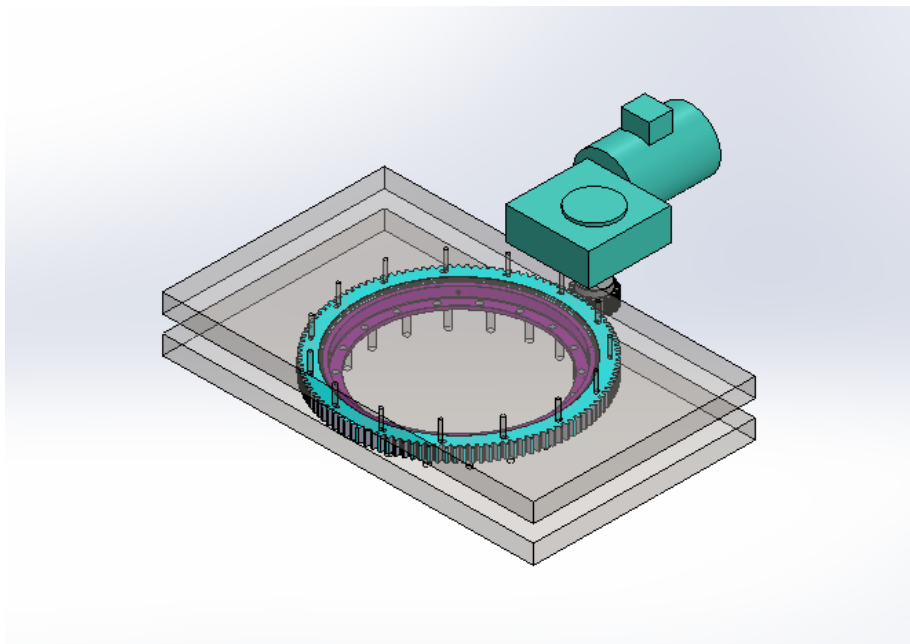
Figura 70. Anclaje de la corona de orientación en la plataforma.



Fuente: Elaboración propia.

Por lo tanto, el ensamble del sistema de giro horizontal queda graficado en la Figura 69.

Figura 69. Sistema de giro horizontal 360°.



Fuente: Elaboración propia.

4.3.3. Sistema de Elevación

Se conocen las cargas a las que estará sometido, que son el peso del vehículo, el sistema posicionado final y el sistema de giro horizontal, detalladas en la Tabla 15, anexo 16 y anexo 24, respectivamente, que juntos suman 54 145,21 N como se muestra en la Tabla 24.

Tabla 24. Cargas existentes sobre el sistema de elevación.

Vehículo	29 547,72 N
Sistema de posicionado final	21 464,28 N
Sistema de giro horizontal	3 124,38 N
TOTAL	54 145,21 N

Fuente: Elaboración propia.

Adicionalmente, se toman las condiciones de diseño para el sistema considerando cuanto debe elevarse y a qué velocidad.

Tabla 25. Condiciones de diseño del sistema de elevación.

Altura máxima de elevación (m)	2,10
Factor de diseño (Robert Mott-Diseño de Elemento de Máquina)	2,5
Ancho de la plataforma (m)	2,47
Largo de la plataforma (m)	5,87
Velocidad (m/s)	0,075

Fuente: Elaboración propia.

Tijeras

Diagrama de cuerpo libre de las tijeras completamente extendidas.

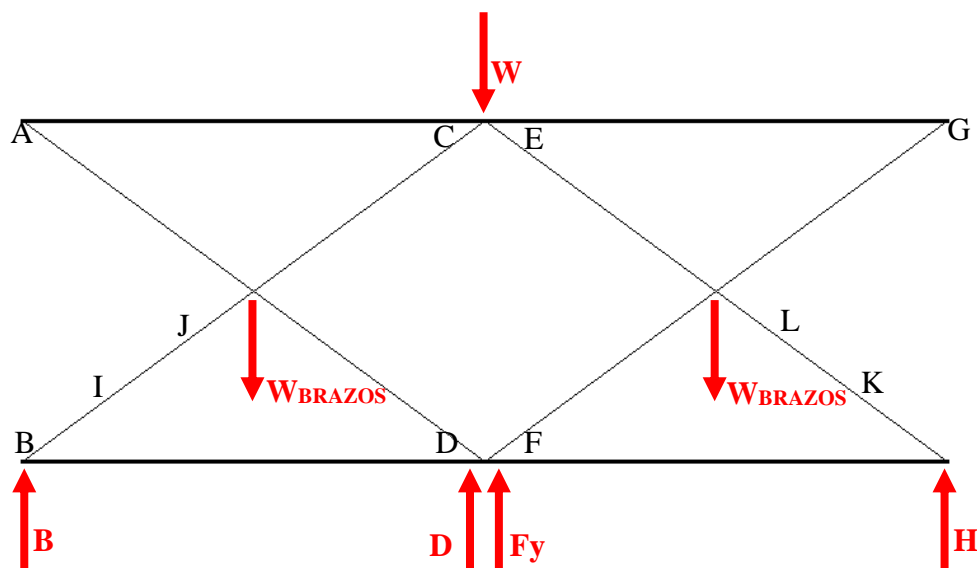
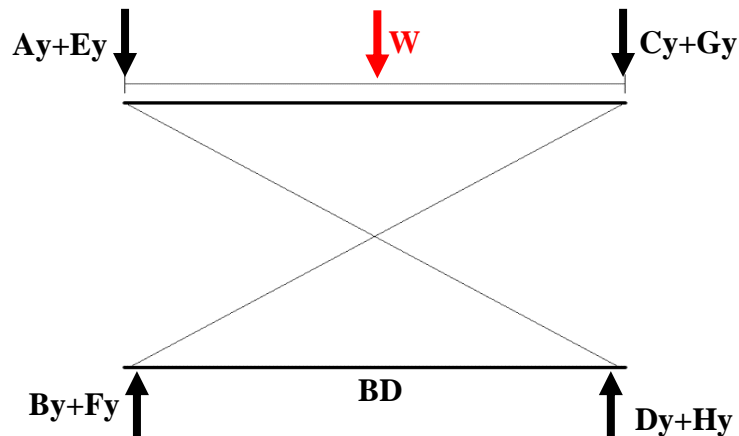


Diagrama de cuerpo libre en retracción.



Reacciones en los apoyos del elevador hidráulico

$$\sum M_B = 0$$

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

$$D_y + H_y = \frac{W * \frac{L}{2}}{BD} ; D_y = H_y$$

$$2D_y = \frac{54\,145,21\,N * \frac{2,93}{2}}{2,8}$$

$$D_y = H_y = 14\,164,71\,N$$

$$\sum F_y = 0$$

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

$$B_y + F_y = -(D_y + H_y) + W ; B_y = F_y$$

$$2B_y = -28\,329,42\,N + 54\,145,21\,N$$

$$B_y = 12\,907,89\,N$$

El material usado en los perfiles son de acero ASTM A36.

Motor

Potencia Requerida

$$P_A = W * v * Fs$$

$$P_A = 54\,145,21\,N * 0,075\,\frac{m}{s} * 1,5$$

$$P_A = 6\,091,33\,\frac{Nm}{s}$$

$$P_A = 8,16\,HP$$

Por lo tanto, El sistema hidráulico requiere de un motor de 8,5 HP como mínimo. En función de este requerimiento, se ha seleccionado un motor trifásico de inducción de 10 HP de la marca WEG, empresa brasileña reconocida a nivel internacional por la calidad de sus motores eléctricos.

Dentro de su catálogo, se ha seleccionado el modelo W22 NEMA Premium Efficiency 10 HP 4P 215T 3F 230/460//380V 60//50Hz IC411 – TEFC – con pies, debido a que sus características técnicas lo convierten en una opción ideal para este tipo de aplicaciones, ver Tabla 26. Este motor no solo excede la potencia mínima requerida, proporcionando un margen de seguridad operativa, sino que también cumple con altos estándares de eficiencia energética (NEMA Premium), consistiendo en un menor consumo eléctrico y mayor durabilidad.

Figura 72. Motor W22 NEMA Premium Efficiency, WEG.



Fuente: Recuperado de [43].

Tabla 26. Datos técnicos del motor W22 NEMA Premium Efficiency, WEG.

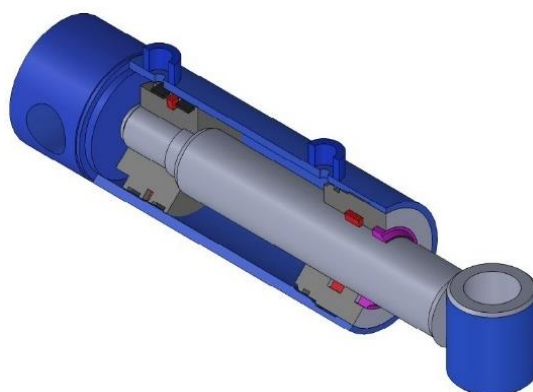
Potencia (HP)	10
Número de polos	4
Torque (Nm)	40,3
Peso (kg)	80,8
Tracción máxima (N)	2 042
Compresión máxima (N)	2 835

Fuente: Adaptado de [43].

Cilindro Hidráulico

Para realizar la acción de extensión y retracción del sistema de tijeras, se consideraron cilindros hidráulicos de doble efecto, teniendo en cuenta la capacidad mínima requerida de 1 300,00 kg, entonces, el modelo Provectus - Ø40 mm, Vástago Ø25 mm. Cilindro Hco D.E, con una capacidad de empuje mínima de 1 531,5 kg, como se muestra en la Figura 73, convierte esta opción ideal para su selección.

Figura 73. Cilindro hidráulico de doble efecto, Provectus.



Fuente: Recuperado de [44].

Tabla 27. Datos técnicos del cilindro hidráulico de doble efecto, Provectus.

	PROVECTUS - Ø40 mm, Vástago Ø25 mm. Cilindro Hco D.E.
Modelo	
Fuerza de empuje (kg)	2 513,30
Fuerza de tracción (kg)	1 531,50
Carrera (cm)	50
Peso (kg)	5,70

Fuente: Adaptado de [44].

Área transversal del cilindro hidráulico

$$A_c = \frac{\pi * d^2}{4}$$

$$A_c = \frac{\pi * 0,04^2}{4}$$

$$A_c = 0,0015 \text{ m}^2$$

Bomba hidráulica de pistones

Caudal

$$Q = A_c * L_c * CPM$$

$$Q = (0,0015 \text{ m}^2 * 2) * 0,50 \text{ m} * \frac{60}{40}$$

$$Q = 0,00205 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$Q = 20,5 \text{ LMP}$$

Presión

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

$$P = \frac{54145,21 \text{ N}}{0,0015 \text{ m}^2 * 2}$$

$$P = 101,8 \text{ bar}$$

Por lo tanto, se seleccionó la bomba hidráulica de pistones modelo 323 Piston Pumps de la marca Cat Pumps, debido a que este modelo trabaja a una presión de 103 bar, muy cerca de lo requerido que es 101,7 bar y también cumple con lo requerido en caudal, para mayor detalle revisar el anexo 27.

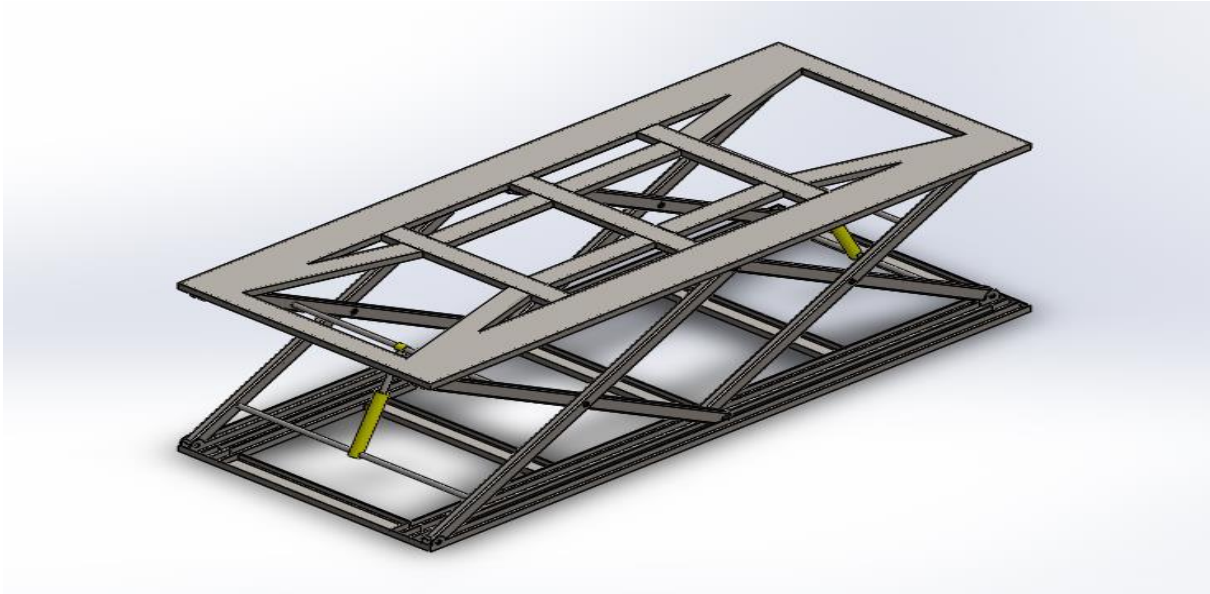
Figura 74. Bomba de pistones 323 Piston Pumps, Cat Pumps.



Fuente: Recuperado de [45].

Por lo tanto, se obtiene el diseño total del sistema de elevación, tal como se muestra en la Figura 75.

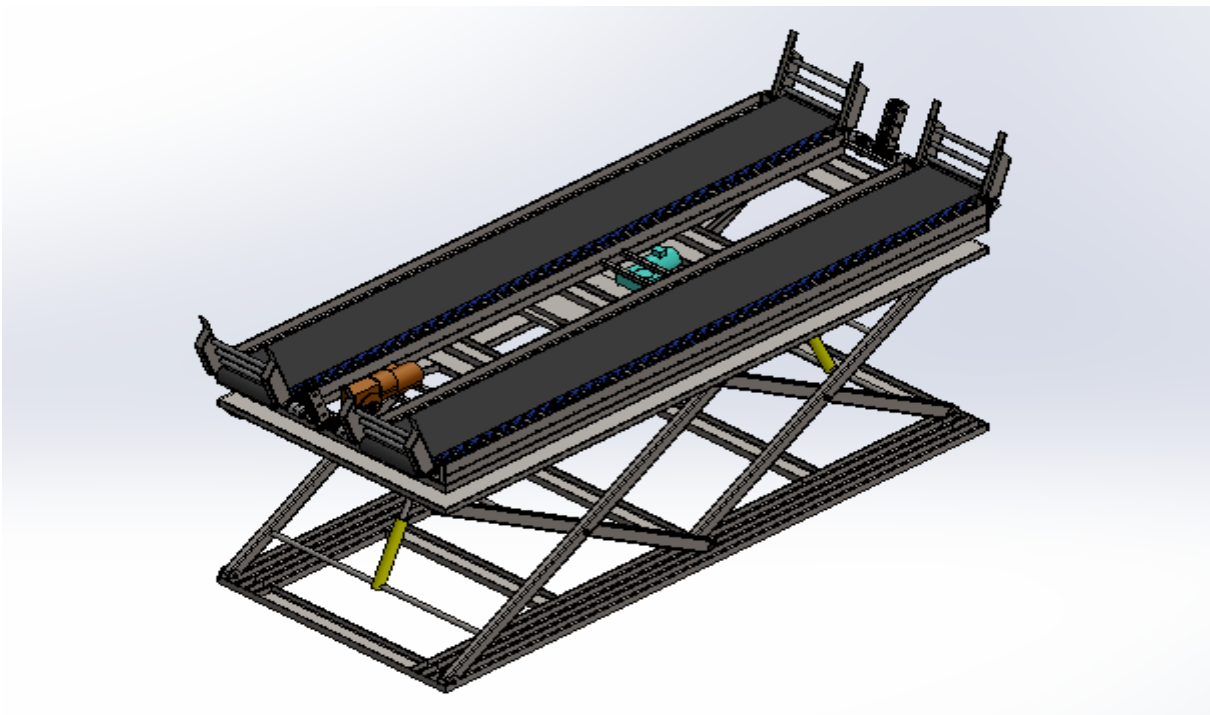
Figura 75. Sistemas de elevación.



Fuente: Elaboración propia.

Finalmente, con la implementación de todos los sistemas anteriormente dimensionados se obtiene como resultado el sistema rotatorio horizontal, tal como se muestra en la Figura 76.

Figura 76. Sistema rotatorio horizontal - Ensamble total.



Fuente: Elaboración propia.

4.4. Evaluación Económica

4.4.1. Evaluación Económica Plataforma Principal

Sistema de Posicionado Final

En la Tabla 28, se detallan los valores monetarios correspondientes a los accesorios y materiales utilizados en la implementación del sistema de posicionado final.

Tabla 28. Presupuesto de la plataforma principal del sistema de posicionado final.

ÍTEM	DESCRIPCIÓN	UND.	CANT.	P. UNIT.	SUBTOTAL
1.01	Banda FORBO - PHR2-90MFLIxBB-NA black FR 600mm	m	24,56	S/ 107,68	S/2 644,62
1.02	Tambor acero AISI 1020 130x600 mm	und	4,00	S/ 480,00	S/1 920,00
1.03	Revest. de fricción ALTEMA GRUPE FIDEIP - Caucho/Diamantada 10x600mm Per:0.41m	und	4,00	S/ 45,00	S/ 180,00
1.04	Rodillos de apoyo MARTIN SPROCKETS - CEMA D 5"	und	76,00	S/ 164,70	S/12 517,20
1.05	Soporte de Acero para Rodillos	und	152,00	S/ 3,90	S/ 592,80
1.06	Motorreductor LENTAX - 24FR-203/6 Fv-73.2-T3b-Hut 2HP	und	1,00	S/2 436,80	S/2 436,80
1.07	Eje acero AISI 1020 50mmx2.50m	und	2,00	S/ 599,00	S/1 198,00
1.08	Acople Jaw MARTIN SPROCKETS - ML-190-50mm-N-KW	und	4,00	S/ 75,32	S/ 301.28
1.09	Acople Spider MARTIN SPROCKETS - 190 Poliuretano	und	4,00	S/ 28,16	S/ 112.64
1.10	Rodamiento SKF - 61910-2RZ	und	24,00	S/ 21,40	S/ 513,60
1.11	Chumacera SKF - SY 507-M	und	24,00	S/ 23,50	S/ 564,00
1.12	Piñón doble SKF - PHS-12B-2BH15	und	2,00	S/ 235,60	S/ 471,20
1.13	Cadena doble SKF - PHC 12B-2X10FT de 1, 181m	m	1,18	S/ 133,00	S/ 157,07
1.14	Perfil hueco cuadrado #120.5mm x 6m	und	4,00	S/ 316,00	S/1 264,00
1.15	Perfil L #120.5 x 6m	und	4,00	S/ 238,50	S/ 954,00
1.16	Perfil hueco cuadrado #50.3mm x 64cm	und	4,00	S/ 50,00	S/ 200,00
1.17	Engranaje recto C528 GEAR SPUR 14 12 DEG STEEL	und	8,00	S/ 154,90	S/1 239,20
1.18	Platina de acero ASTM A36 25x100mm x 44cm	und	4,00	S/ 48,00	S/ 192,00

1.19	Barra redonda lisa ACEROS AREQUIPA 1 1/4" x 15cm	und	6,00	S/ 23,00	S/ 138,00
1.20	Seguro Seeger Exterior 1 1/4"	und	16,00	S/ 1,69	S/ 27,04
1.21	Perfil de acero rectangular #160.80.6 x 65cm	und	8,00	S/ 53,76	S/ 430,08
1.22	Tubo circular de acero galvanizado 2pulg x 2,88mmx60cm	und	12,00	S/ 35,00	S/ 420,00
1.23	Perfil UPN 200.75.8,5mm	ml	13,00	S/ 475,49	S/6 181,41
1.24	Costo de Accesorios Complementarios (Pernos, seguros, soldadura, etc)	%	5%	S/34 654.95	S/1 732,75
SUBTOTAL (INCLUIDO IGV 18%)					S/36 387,69
GASTOS GENERALES (MOVILIZACIÓN 7%)					S/2 547,14
TOTAL					S/38 934,83

Fuente: Elaboración propia.

Sistema de Giro Horizontal

En la Tabla 29, se presenta el desglose de los valores monetarios correspondientes a los accesorios y materiales utilizados en la implementación del sistema de giro horizontal.

Tabla 29. Presupuesto del sistema de giro horizontal 360° horizontal.

ÍTEM	DESCRIPCIÓN	UND.	CANT.	P. UNIT.	SUBTOTAL
2.01	Corona de orientación SKF/KAYDON - RKS.061.25.1204	und	1,00	S/5 380,00	S/5 380,00
2.02	Motorreductor 24-299/6 Fv-88.1-PN3a-VF	und	1,00	S/1 895,00	S/1 895,00
2.03	Piñón KAYDON 39200002	und	1,00	S/ 285,00	S/ 285,00
2.04	Placa de acero A709 12mm (1.20 x 0.70 m)	und	1,00	S/ 200,00	S/ 200,00
2.05	Costo de Accesorios Complementarios (Pernos, seguros, soldadura, etc)	%	5%	S/7 760,00	S/ 388,00
SUBTOTAL (INCLUIDO IGV 18%)					S/8 148,00
GASTOS GENERALES (MOVILIZACIÓN 7%)					S/ 570,36
TOTAL					S/8 718,36

Fuente: Elaboración propia.

Sistema de Elevación

En la Tabla 30, se presenta el desglose de los valores monetarios correspondientes a los accesorios y materiales utilizados en la implementación del sistema de elevación.

Tabla 30. Presupuesto del sistema de elevación.

ÍTEM	DESCRIPCIÓN	UND.	CANT.	P. UNIT.	SUBTOTAL
3.01	Perfil UPN 200.75.8,5mm	ml	20,00	S/ 475,49	S/ 9 509,87
3.02	Perfil hueco rectangular 6m	und	6,00	S/ 289,00	S/ 1 734,00
3.03	Barra redonda lisa ACEROS AREQUIPA 1 1/4" x 1.20 m	und	6,00	S/ 178,00	S/ 1 068,00
3.04	Motor WEG - W22 NEMA Premium Efficiency 10 HP 4P 215T 3F 230/460//380V 60//50Hz IC411 - TEFC - Con pies	und	1,00	S/ 2 765,00	S/ 2 765,00
3.05	Cilindro hidráulico PROVECTUS - Ø40 mm, Vástago Ø25 mm. Cilindro Hco D.E.	und	2,00	S/ 365,69	S/ 731,38
3.06	Bomba con Pistones CAT PUMPS - 323 Piston Pumps	und	1,00	S/ 1 976,00	S/ 1 976,00
3.07	Costo de Accesorios Complementarios (Pernos, seguros, soldadura, etc)	%	5%	S/ 17 784,25	S/ 889,21
SUBTOTAL (INCLUIDO IGV 18%)					S/18 673,46
GASTOS GENERALES (MOVILIZACIÓN 7%)					S/1 307,14
TOTAL					S/19 980,60

Fuente: Elaboración propia.

4.4.2. Evaluación Económica Plataforma Secundaria

Plataforma de posicionado final

En la Tabla 31, se detalla el costo de los accesorios y materiales empleados en el sistema de posicionamiento de la plataforma secundaria. Esta información resulta crucial para calcular el costo por nivel en caso de ampliar el estacionamiento con niveles adicionales.

Tabla 31. Presupuesto de la plataforma secundaria del sistema de posicionado final.

ÍTEM	DESCRIPCIÓN	UND.	CANT.	P. UNIT.	SUBTOTAL
4.01	Banda FORBO - PHR2-90MFLxBB-NA black FR 600mm	m	24,56	S/107,68	S/2 644,62
4.02	Tambor acero AISI 1020 130x600 mm	und	4,00	S/480,00	S/1 920,00
4.03	Revest.de fricción ALTEMA GRUPE FIDEIP - Caucho/Diamantada 10x600mm Per:0.41m	und	4,00	S/45,00	S/180,00
4.04	Rodillos de apoyo MARTIN SPROCKETS - CEMA D 5"	und	76,00	S/164,70	S/12 517,20
4.05	Soporte de Acero para Rodillos	und	152,00	S/3,90	S/592,80
4.06	Eje acero AISI 1020 50mmx2.50m	und	2,00	S/599,00	S/1,198,00

4.07	Acople Jaw MARTIN SPROCKETS - ML-190-50mm-N-KW	und	4,00	S/ 75,32	S/301,28
4.08	Acople Spider MARTIN SPROCKETS - 190 Poliuretano	und	4,00	S/ 28,16	S/112,64
4.09	Rodamiento SKF - 61910-2RZ	und	12,00	S/ 21,40	S/513,60
4.10	Chumacera SKF - SY 507-M	und	12,00	S/ 23,50	S/564,00
4.11	Perfil hueco cuadrado #120.5mm x 6m	und	4,00	S/ 316,00	S/1 264,00
4.12	Perfil L #120.5 x 6m	und	4,00	S/ 238,50	S/954,00
4.13	Perfil hueco cuadrado #50.3mm x 64cm	und	4,00	S/ 50,00	S/200,00
4.14	Perfil UPN 200.75.8,5mm	ml	13,00	S/ 475,49	S/6 181,41
4.15	Costo de Accesorios Complementarios (Pernos, seguros, soldadura, etc)	%	5%	S/ 34 654,95	S/1 732,75
SUBTOTAL (INCLUIDO IGV 18%)					S/30 876,30
GASTOS GENERALES (MOVILIZACIÓN 7%)					S/2 161,34
TOTAL					S/33 037,64

Fuente: Elaboración propia.

4.4.3. Mano de Obra

Sistema de Posicionado Final Principal y Secundaria

En la Tabla 32, se presentan los procesos necesarios para la fabricación del sistema de posicionado final, junto con el personal requerido y los costos unitarios asociados a la mano de obra y el alquiler para el sistema de posicionado final tanto para la plataforma principal como para la secundaria.

Tabla 32. Presupuesto de mano de obra del sistema de posicionado final.

ÍTEM	DESCRIPCIÓN	UND.	CANT.	P. UNIT.	SUBTOTAL
1.1	Equipo y maquinaria				
1.1.1	Equipos de oxicorte	día	1,00	S/ 250,00	S/ 250,00
1.1.2	Máquina de soldar	día	1,00	S/ 150,00	S/ 150,00
1.1.4	Alquiler de cesta elevadora de brazo telescópico	día	2,00	S/ 573,00	S/1 146,00
1.1.5	Compresor con pistola para pintar	día	1,00	S/ 139,00	S/ 139,00
1.2	Mano de obra				
1.2.1	Supervisor	hh	20,00	S/ 16,25	S/ 325,00
1.2.2	Montador de estructura metálica	hh	20,00	S/ 15,00	S/ 300,00
1.2.3	Ayudante de montador de estructura metálica	hh	20,00	S/ 8,75	S/ 175,00
1.2.4	Soldador	hh	10,00	S/ 15,00	S/ 150,00
1.2.5	Armador	hh	10,00	S/ 8,75	S/ 87,50
1.2.6	Pintor	hh	5,00	S/ 15,00	S/ 75,00

1.3	Herramientas menores				
1.3.1	Herramientas menores	%	1%	S/1 112,50	S/ 11,13
TOTAL					S/2 808,63

Fuente: Elaboración propia.

Sistema de Giro Horizontal

En la Tabla 33, se presentan los procesos necesarios para la fabricación del sistema de posicionado final, junto con el personal requerido y los costos unitarios asociados a la mano de obra y el alquiler para el sistema de giro horizontal.

Tabla 33. Presupuesto de mano de obra del sistema de giro horizontal.

ÍTEM	DESCRIPCIÓN	UND.	CANT.	P. UNIT.	SUBTOTAL
2.1	Equipo y maquinaria				
2.1.1	Equipos de oxicorte	día	1,00	S/ 250,00	S/ 250,00
2.1.2	Máquina de soldar	día	1,00	S/ 150,00	S/ 150,00
2.2	Mano de obra				
2.2.1	Supervisor	hh	20,00	S/ 16,25	S/ 325,00
2.2.2	Montador de estructura metálica	hh	20,00	S/ 15,00	S/ 300,00
2.2.3	Ayudante de montador de estructura metálica	hh	20,00	S/ 8,75	S/ 175,00
2.2.4	Soldador	hh	10,00	S/ 15,00	S/ 150,00
2.2.5	Armador	hh	10,00	S/ 8,75	S/ 87,50
2.3	Herramientas menores				
2.3.1	Herramientas menores	%	1%	S/1 037,50	S/ 10,38
TOTAL					S/1 447,88

Fuente: Elaboración propia.

Sistema de Elevación

En la Tabla 34, se presentan los procesos necesarios para la fabricación del sistema de posicionado final, junto con el personal requerido y los costos unitarios asociados a la mano de obra y el alquiler para el sistema de giro horizontal.

Tabla 34. Presupuesto de mano de obra del sistema de elevación.

ÍTEM	DESCRIPCIÓN	UND.	CANT.	P. UNIT.	SUBTOTAL
3.1	Equipo y maquinaria				
3.1.1	Equipos de oxicorte	día	1,00	S/ 250,00	S/ 250,00

3.1.2	Máquina de soldar	día	1,00	S/ 150,00	S/ 150,00
3.1.3	Soplete para pintar	día	1,00	S/ 139,00	S/ 139,00
3.2	Mano de obra				
3.2.1	Supervisor	hh	20,00	S/ 16,25	S/ 325,00
3.2.2	Montador de estructura metálica	hh	10,00	S/ 15,00	S/ 150,00
3.2.3	Ayudante de montador de estructura metálica	hh	10,00	S/ 8,75	S/ 87,50
3.2.4	Soldador	hh	10,00	S/ 15,00	S/ 150,00
3.2.5	Armador	hh	10,00	S/ 8,75	S/ 87,50
3.2.6	Pintor	hh	5,00	S/ 15,00	S/ 75,00
3.3	Herramientas menores				
3.3.1	Herramientas menores	%	1%	S/ 875,00	S/ 8,75
TOTAL					S/1 422,75

Fuente: Elaboración propia.

Finalmente, tomando en cuenta todos los montos anteriormente mencionados, el costo total de sistema rotatorio horizontal es de S/. 73 313,04 e implementar una plataforma secundaria para posicionar el vehículo tiene un costo de S/. 35 846,27, tal como se muestra en la Tabla 35.

Tabla 35. Presupuesto total del sistema rotatorio horizontal.

ÍTEM	DESCRIPCIÓN	UND.	CANT.	P. UNIT.	SUBTOTAL
1.0	Sistema de posicionado final				
1.1	Materiales y accesorios	GLB	1,00	S/38 934,83	S/38 934,83
1.1	Mano de obra, maquinaria y herramientas	GLB	1,00	S/2 808,63	S/2 808,63
2.0	Sistema de giro horizontal				
2.1	Materiales y accesorios	GLB	1,00	S/8 718,36	S/8 718,36
2.1	Mano de obra, maquinaria y herramientas	GLB	1,00	S/1 447,88	S/1 447,88
3.0	Sistema de elevación				
3.1	Materiales y accesorios	GLB	1,00	S/19 980,60	S/19 980,60
3.2	Mano de obra, maquinaria y herramientas	GLB	1,00	S/1 422,75	S/1 422,75
TOTAL					S/73 313,04
1.0	Sistema de posicionado final - plataforma secundaria				
1.1	Materiales y accesorios	GLB	1,00	S/33 037,64	S/33 037,64
1.1	Mano de obra, maquinaria y herramientas	GLB	1,00	S/2 808,63	S/2 808,63
TOTAL					S/35 846,27

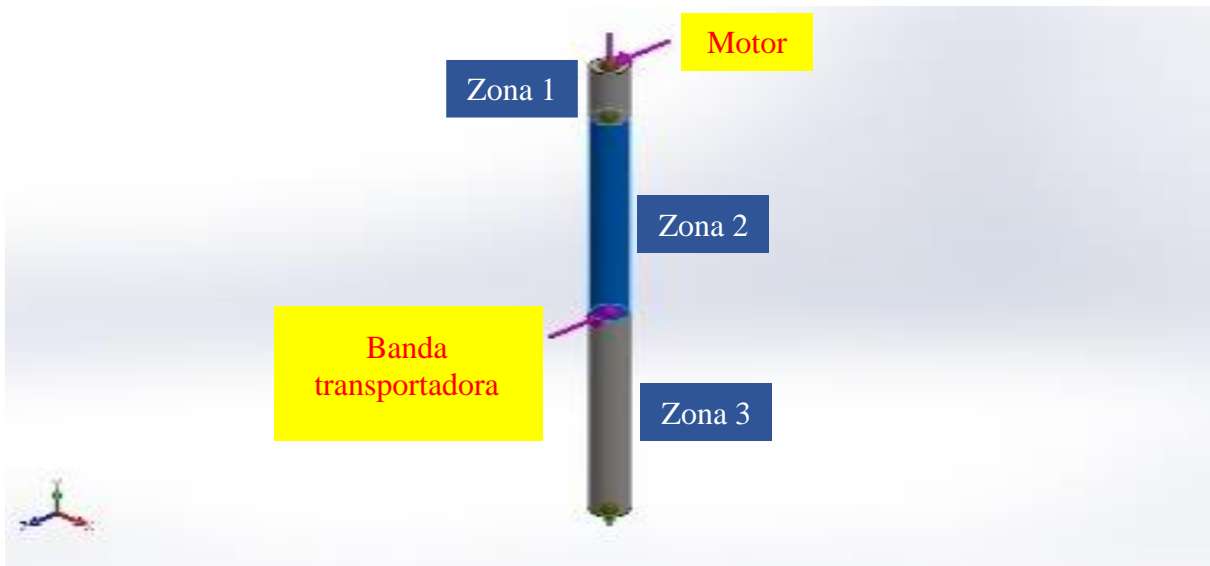
Fuente: Elaboración propia.

V. RESULTADOS

Eje Motriz Sección 1-2 y 3-4 y Sección 2-3

Material: AISI 1020 / Cargas: Motor y banda transportadora.

Figura 77. Cargas aplicadas – Eje motriz sección 1-2 y 3-4.



Fuente: Elaboración propia.

Material: AISI 1020 / Cargas: Motor y transmisor de potencia.

Figura 78. Cargas aplicadas – Eje motriz sección 2-3.



Fuente: Elaboración propia.

Como se aprecia en la Figura 77 y Figura 78, debido a las fuerzas aplicadas en el eje, estos se dividen en 3 secciones.

- Información de mallas

Tabla 36. Información de malla – Eje motriz sección 1-2 y 3-4.

Tipo de malla	Malla de viga
Número total de nodos	81
Número total de elementos	77

Fuente: Elaboración propia.

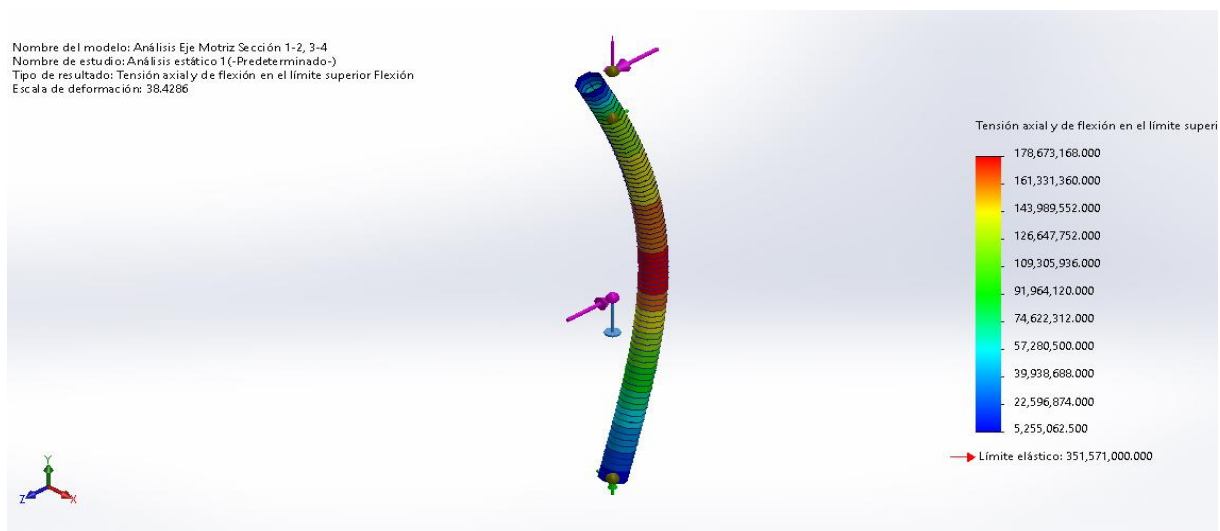
Tabla 37. Información de malla – Eje motriz sección 2-3.

Tipo de malla	Malla de viga
Número total de nodos	42
Número total de elementos	38

Fuente: Elaboración propia.

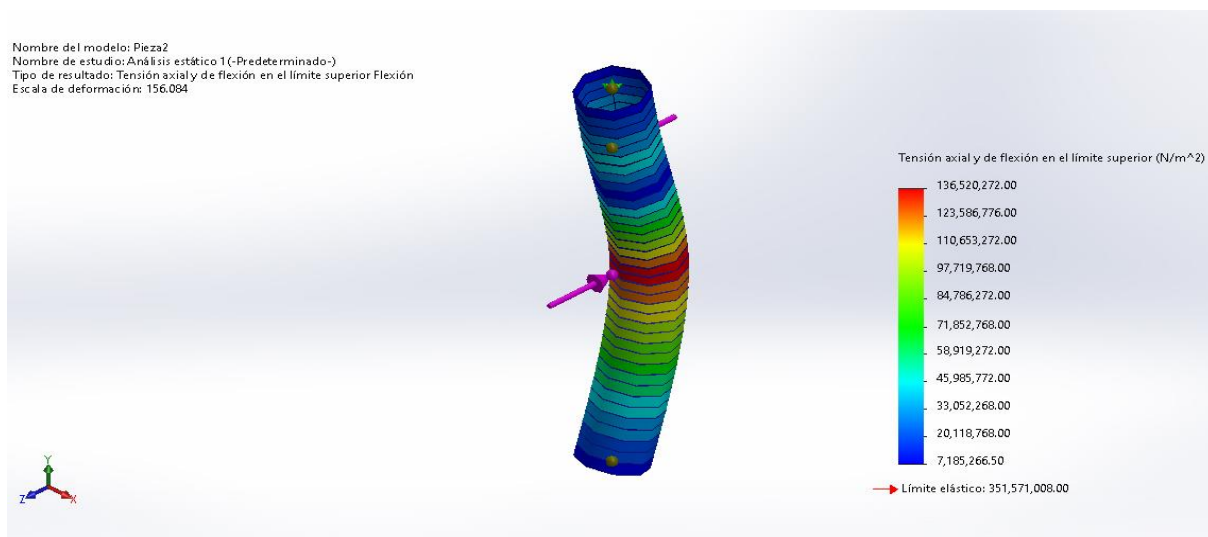
- Análisis de flexión

Figura 79. Análisis de flexión – Eje motriz sección 1-2 y 3-4.



Fuente: Elaboración propia.

Figura 80. Análisis de flexión – Eje motriz sección 2-3.

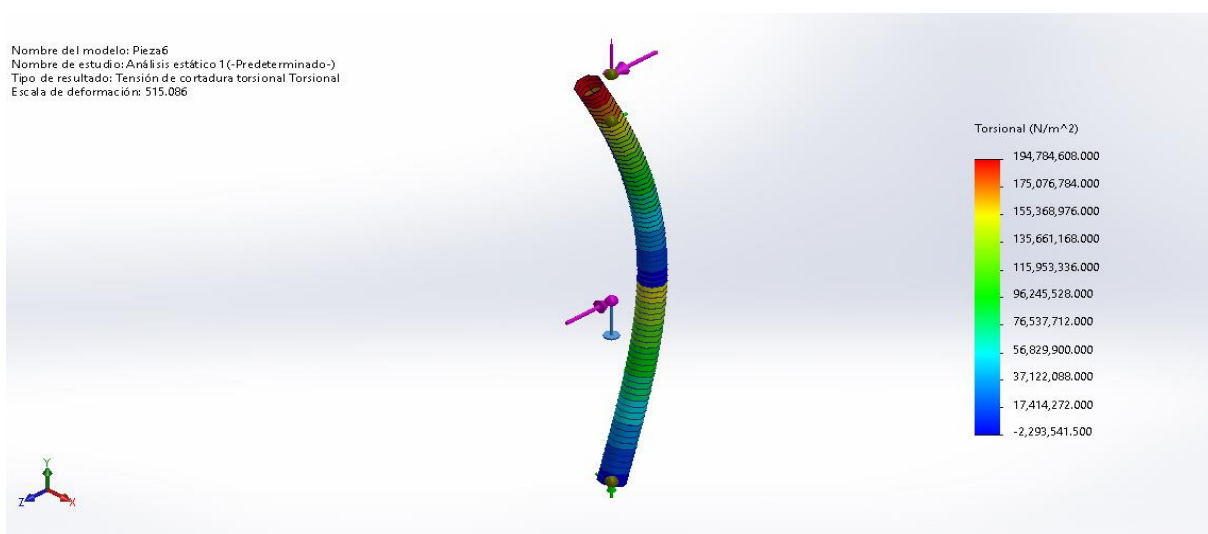


Fuente: Elaboración propia.

En la Figura 79 y Figura 80 se observa la distribución de tensiones por flexión en las estructuras. Para ambos casos la tensión máxima se localiza en la parte central, que para el primer caso es la zona de aplicación de la carga del vehículo alcanzando una tensión máxima de 178,67 MPa y una mínima de 2,29 MPa, mientras que en el segundo caso es la zona de aplicación de la fuerza del transmisor de potencia entre plataformas alcanzando una tensión máxima de 136,52 MPa y una mínima de 7,18 MPa. En ambos análisis los valores están por debajo del límite elástico del material (351,57 MPa), por lo que en ninguna de las piezas se presenta riesgo de deformación plástica ni falla por flexión bajo la carga aplicada.

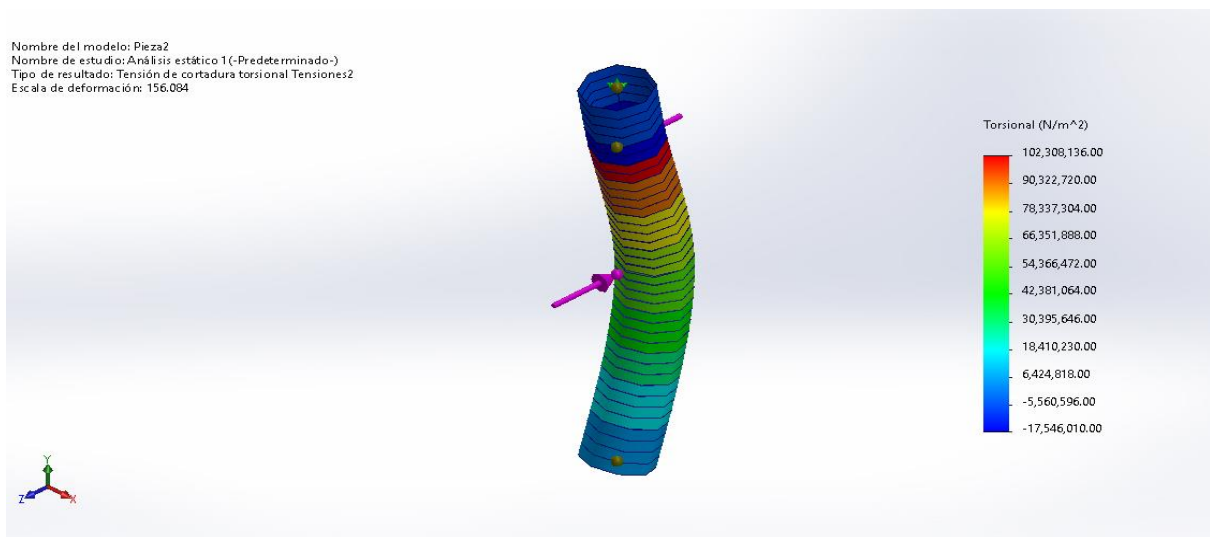
- Análisis de torsión

Figura 81. Análisis de torsión – Eje motriz sección 1-2 y 3-4.



Fuente: Elaboración propia.

Figura 82. Análisis de torsión – Eje motriz sección 2-3.

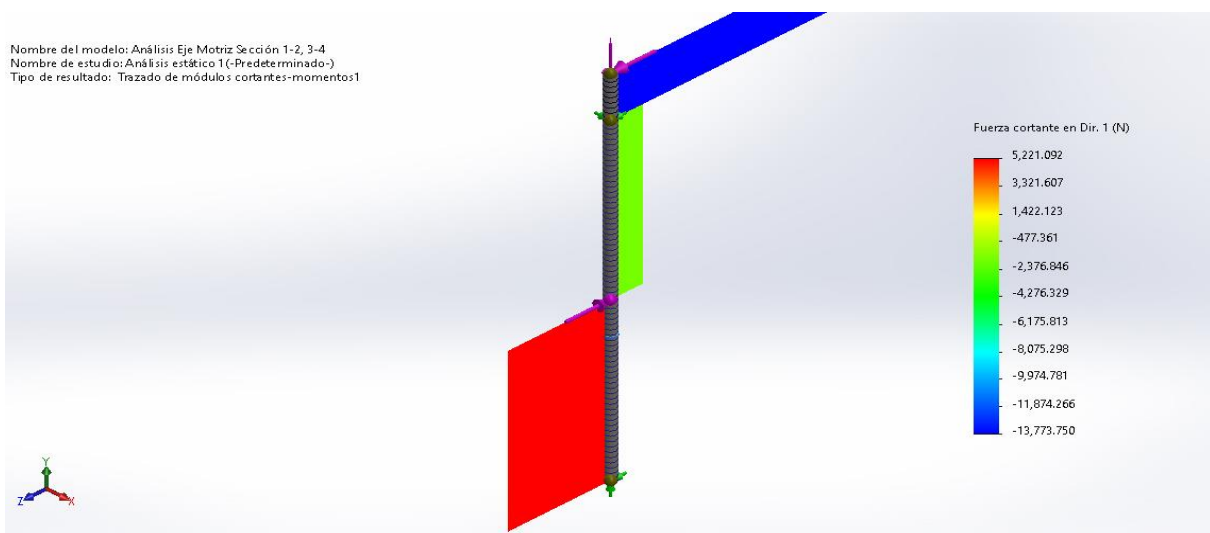


Fuente: Elaboración propia.

En la Figura 81 y Figura 82 se muestran las distribuciones de torsión para ambas secciones del eje. En el primer caso el valor máximo alcanza 194,78 MPa, encontrándose por debajo del límite elástico del material (351,57 MPa) al igual que en el segundo caso con un valor máximo de 102,30 MPa. Esto significa que ambas secciones del eje motriz resisten de manera segura los esfuerzos de torsión sin riesgo de deformación plástica ni falla estructural.

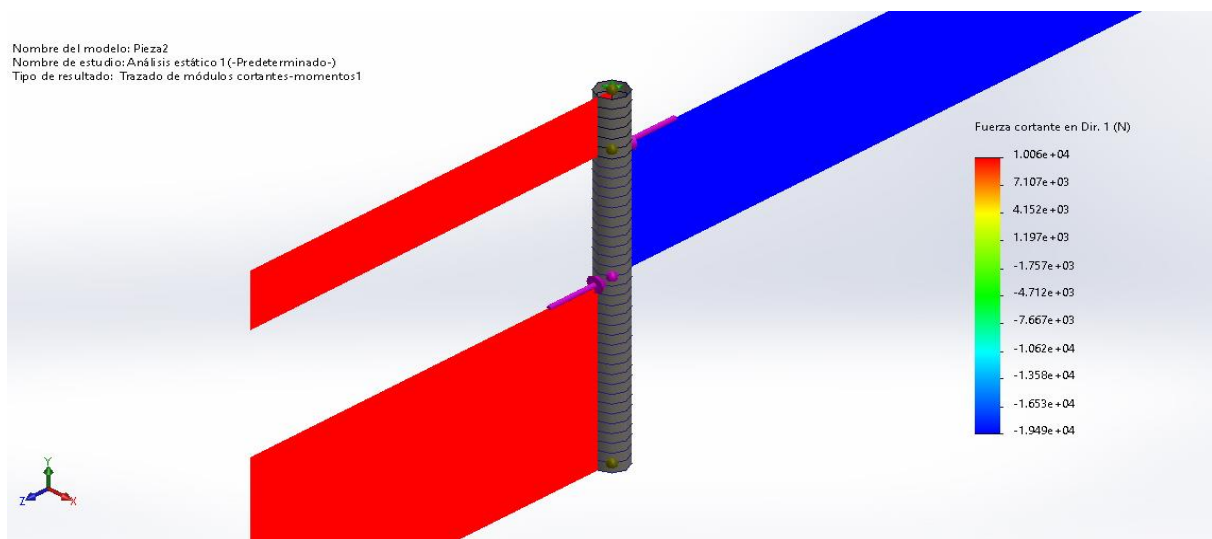
- Análisis de esfuerzo cortante

Figura 83. Análisis de esfuerzo cortante – Eje motriz sección 1-2 y 3-4.



Fuente: Elaboración propia.

Figura 84. Análisis de esfuerzo cortante – Eje motriz sección 2-3.

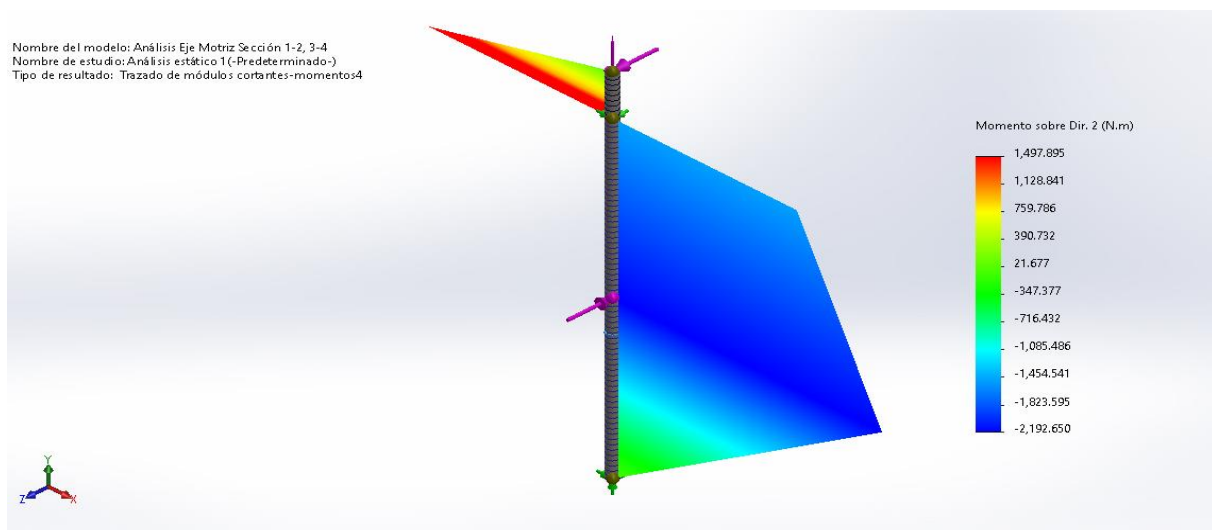


Fuente: Elaboración propia.

El análisis de esfuerzo cortante, representados en la Figura 83 y Figura 84, se muestra un valor máximo de 5 221 N y un mínimo de -13 773 N para el primer caso y un valor de esfuerzo cortante máximo de 10 060 N y -19 490 N para el segundo caso.

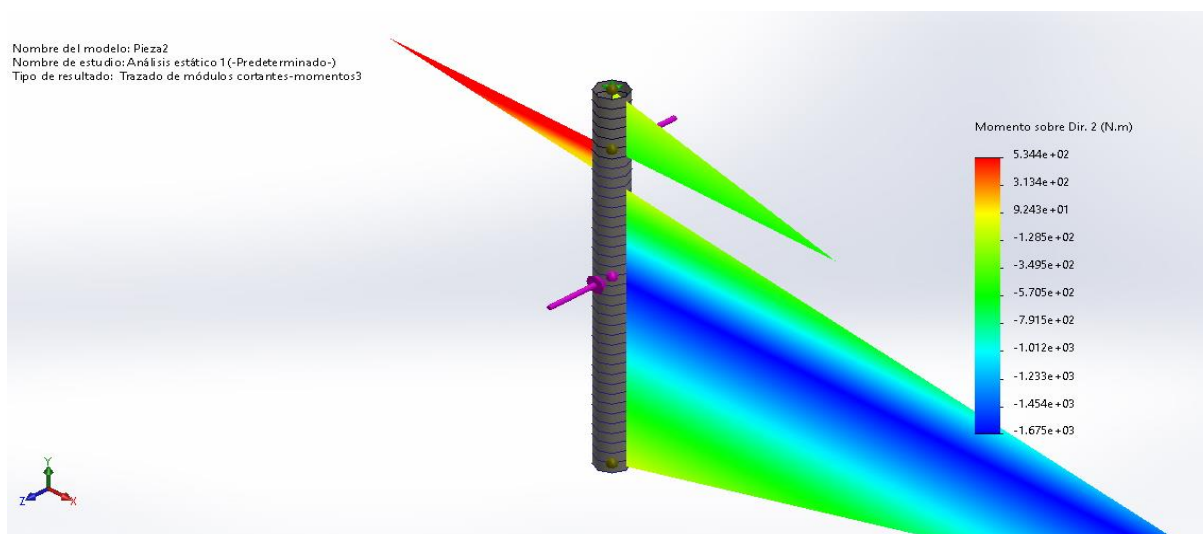
- Análisis de momento

Figura 85. Análisis de momento – Eje motriz sección 1-2 y 3-4.



Fuente: Elaboración propia.

Figura 86. Análisis de momento – Eje motriz sección 2-3.



Fuente: Elaboración propia.

En la Figura 85 y Figura 86 se presentan la distribución de momentos en las secciones indicadas del eje motriz. Los resultados obtenidos en las tres zonas críticas para cada caso se resumen en la Tabla 38 y Como se aprecia en la Tabla 38, en las Zonas 1 y 2 presentan los mayores valores de momento (2 192,65 N.m), mientras que la Zona 3 registra un menor esfuerzo (1 497,89 N.m).

Tabla 39 respectivamente para cada Figura.

Tabla 38. Resultados de momento – Eje motriz sección 1-2 y 3-4.

Zona	Momento (N.m)	Dirección
1	2 192,65	1
2	2 192,65	1
3	1 407,89	1

Fuente: Elaboración propia.

Como se aprecia en la Tabla 38, en las Zonas 1 y 2 presentan los mayores valores de momento (2 192,65 N.m), mientras que la Zona 3 registra un menor esfuerzo (1 497,89 N.m).

Tabla 39. Resultados de momento - Eje motriz sección 2-3.

Zona	Momento (N.m)	Dirección
1	1 675,30	2
2	534,37	2

3	251,10	2
---	--------	---

Fuente: Elaboración propia.

Como se aprecia en la Tabla 39, la Zona 1 presenta el mayor valor de momento (1 675,30 N.m), mientras que las Zonas 2 y 3 registran un menor esfuerzo (534,37 y 251,10 N.m respectivamente).

Para ambos casos estos valores se encuentran dentro de los márgenes admisibles. En consecuencia, el eje en su totalidad es estructuralmente seguro frente a esfuerzos de momento.

- Factor de Seguridad

Figura 88. Factor de Seguridad – Eje motriz sección 1-2 y 3-4.

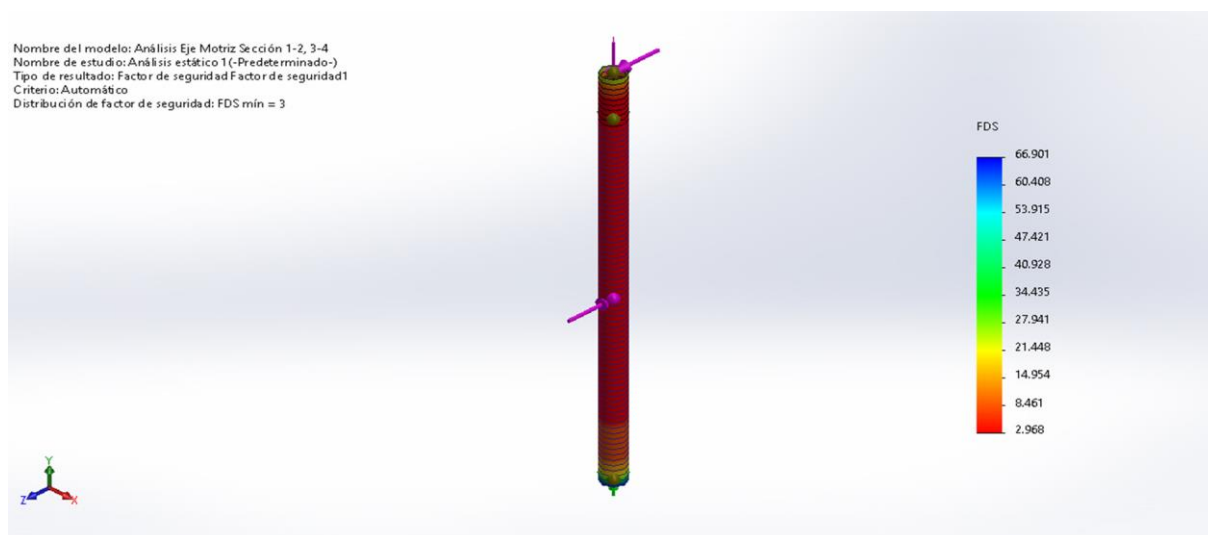
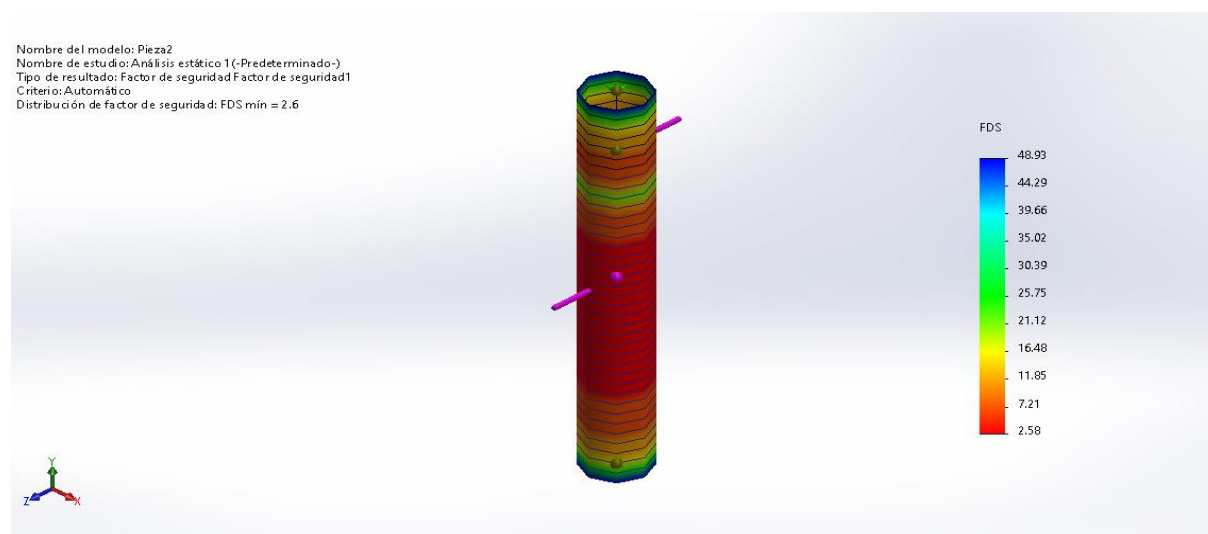


Figura 87. Factor de seguridad – Eje motriz sección 2-3.



Fuente: Elaboración propia.

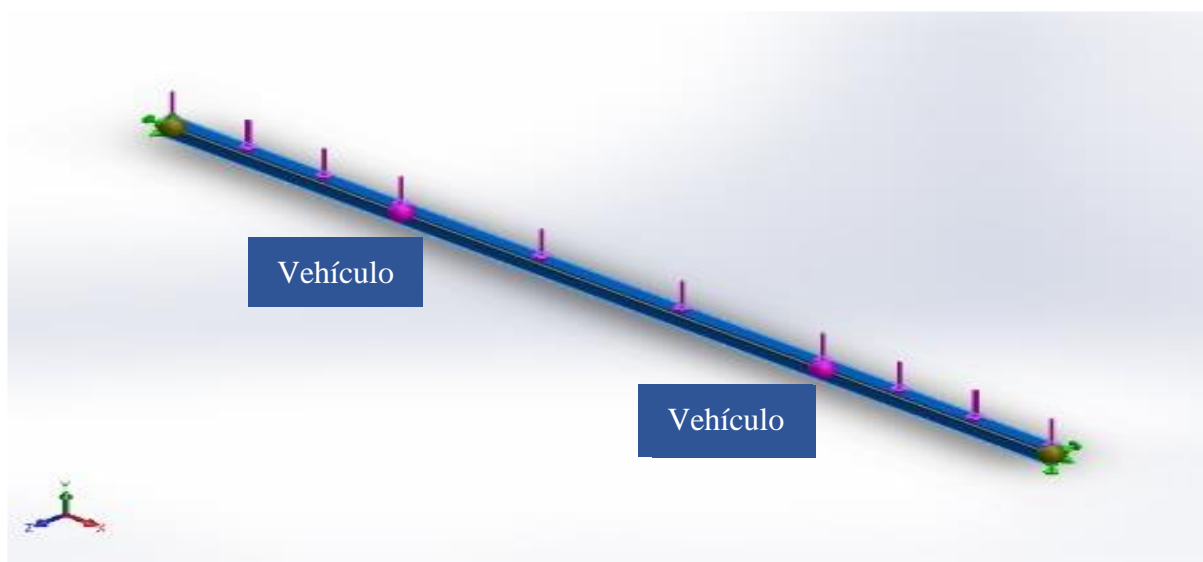
En la Figura 88 se aprecia que en el punto más crítico el factor de seguridad calculado por el programa es de 3,0, y en la Figura 87 el punto más crítico el factor de seguridad es de 2,6, lo cual para ambas secciones se encuentran por encima del rango mínimo recomendado, que oscila entre 1,5 y 2,0. Estos valores indican que ambas secciones del eje motriz poseen un margen adecuado de seguridad frente a un posible fallo estructural bajo las condiciones de carga analizadas.

Soporte para Banda Transportadora

Se analiza este perfil metálico (perfil hueco cuadrado #120.5) debido a que fue seleccionado para componer los soportes superiores que soportan las bandas transportadoras.

Material: ASTM A36 / Cargas: Banda transportadora y vehículo.

Figura 89. Distribución de cargas – Perfil metálico.



Fuente: Elaboración propia.

Como se aprecia en la Figura 89 se consideran dos tipos de cargas, una distribuida que corresponde a la mitad del peso de los accesorios que componen la banda transportadora y dos cargas puntuales que corresponden a la cuarta parte del peso del vehículo, por sus cuatro puntos de apoyo (llantas).

- Información de malla

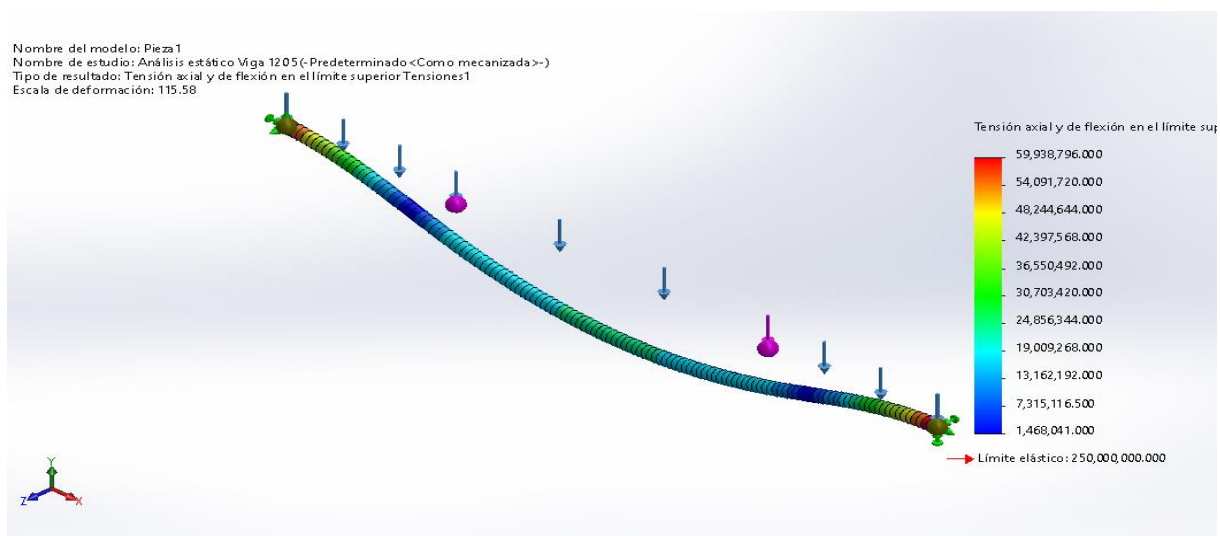
Tabla 40. Información de malla - Perfil metálico.

Tipo de malla	Malla de viga
Número total de nodos	134
Número total de elementos	130

Fuente: Elaboración propia.

- Análisis de flexión

Figura 90. Análisis de flexión – Perfil metálico.

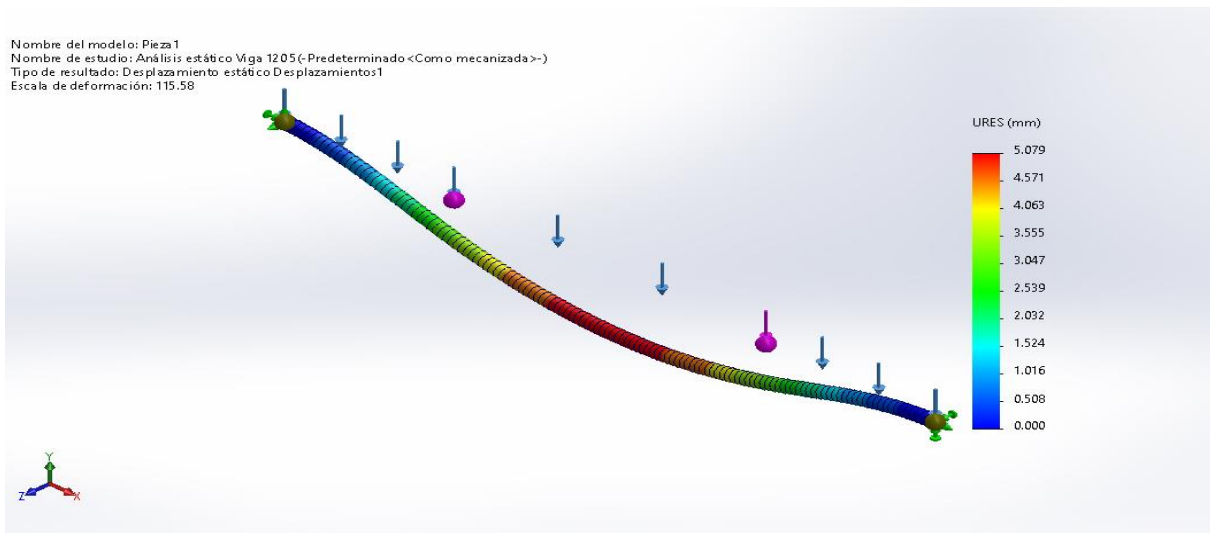


Fuente: Elaboración propia.

En la Figura 90 se observa la distribución de tensiones por flexión en el perfil metálico. En este caso la tensión máxima alcanza un valor de 59,93 MPa, mientras que la mínima 1,46 MPa, ninguno de estos valores supera el límite elástico del material (250,00 MPa), por lo que se garantiza que el perfil no experimentará rotura por flexión, ni deformación plástica.

- Análisis de desplazamiento

Figura 91. Análisis de desplazamiento – Perfil metálico.



Fuente: Elaboración propia.

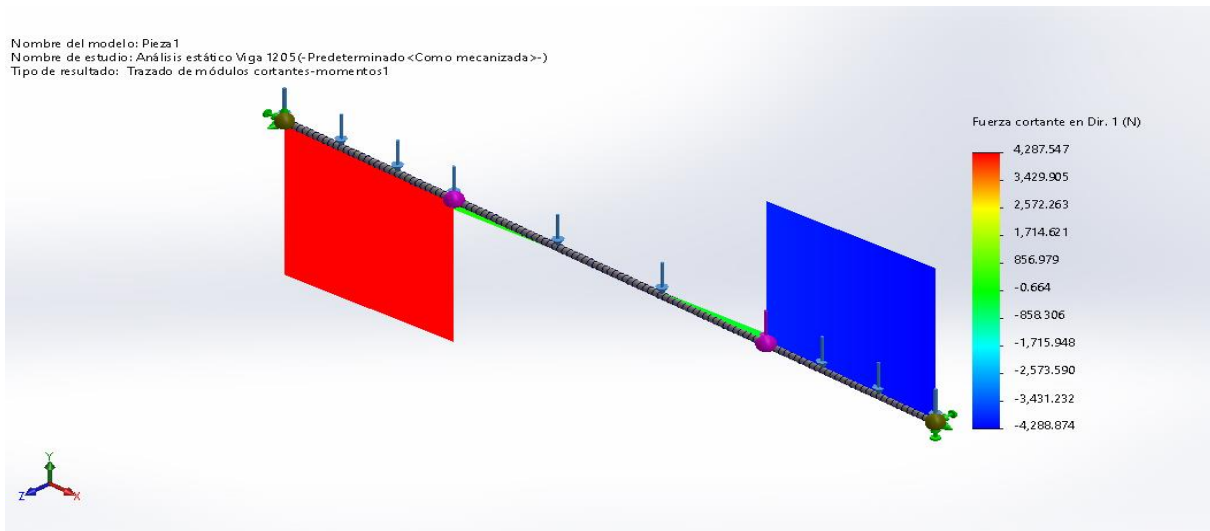
En la Figura 91 se muestra el límite máximo de desplazamiento alcanzado por el perfil metálico de 5,08 mm, este valor se encuentra dentro de los límites establecidos por la normativa estructural ANSI/AISC 360, la cual indica que los desplazamientos para cargas vivas no deben superar comúnmente $L/360$.

Para el caso analizado, este criterio normativo arroja un desplazamiento admisible de 16,30 mm, por lo tanto, el desplazamiento obtenido garantiza un comportamiento estructural adecuado.

$$\text{Desplazamiento} = \frac{L}{360} = \frac{5\,870\text{ mm}}{360} = 16,30\text{ mm}$$

- Análisis de esfuerzo cortante

Figura 92. Análisis de esfuerzo cortante – Perfil metálico.

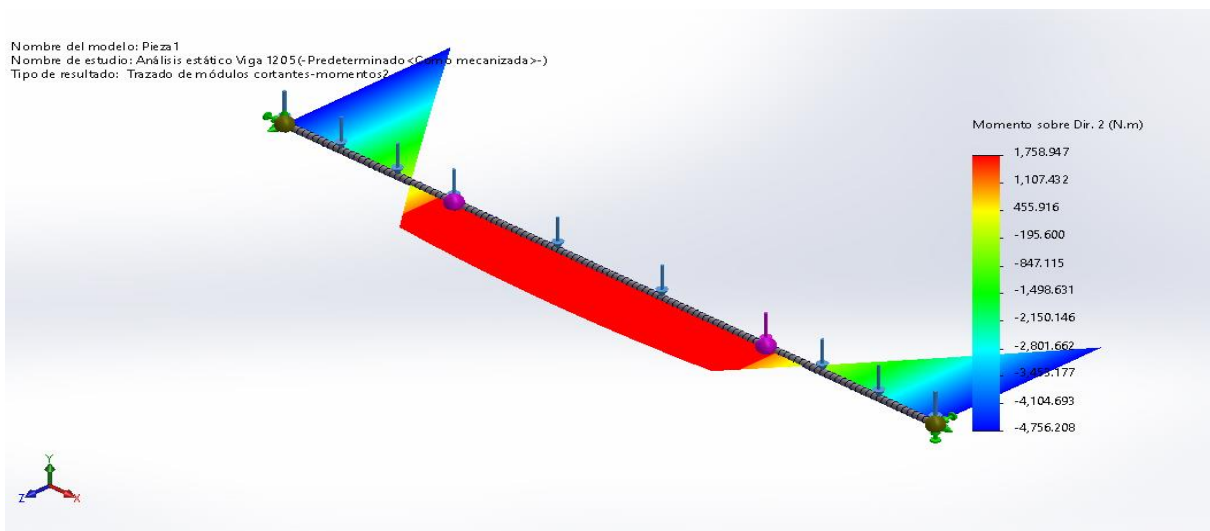


Fuente: Elaboración propia.

El análisis de esfuerzo cortante representado en la Figura 92, se muestra un valor máximo de 4 287 N y un mínimo de -4 288 N.

- Análisis de momento

Figura 93. Análisis de momento – Perfil metálico.



Fuente: Elaboración propia.

En la Figura 93 se presentan la distribución de momentos en las secciones indicadas del eje motriz. Los resultados obtenidos en las tres zonas críticas se resumen en la Tabla 41.

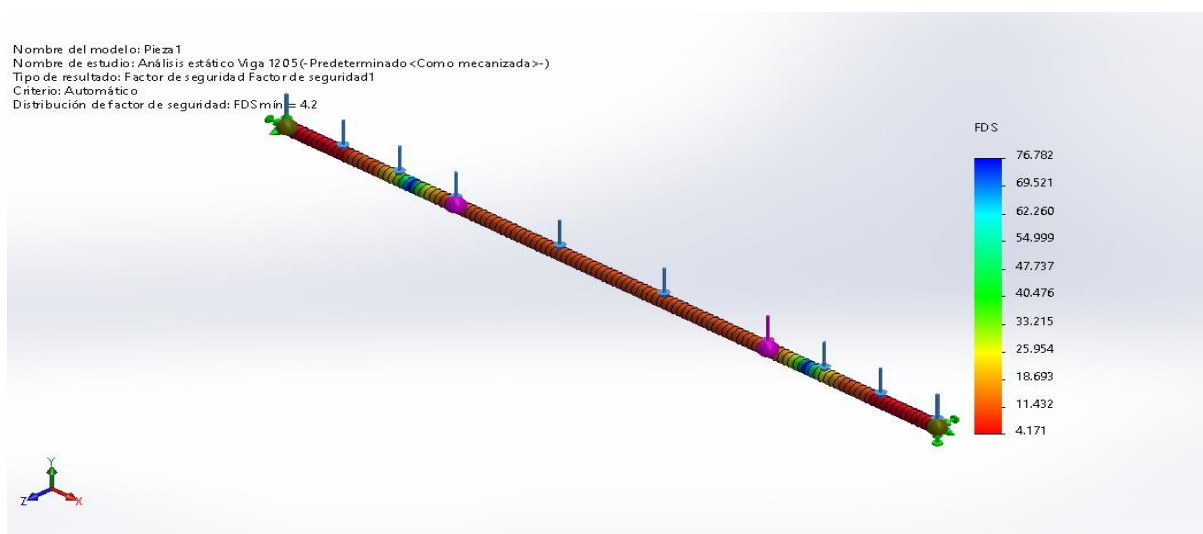
Tabla 41. Resultados de momento - Perfil metálico.

Zona	Momento (N.m)	Dirección
1	- 4 756,20	1
2	1 758,94	1
3	- 4 756,20	1

Fuente: Elaboración propia.

- Factor de seguridad

Figura 94. Factor de seguridad – Perfil metálico.



Fuente: Elaboración propia.

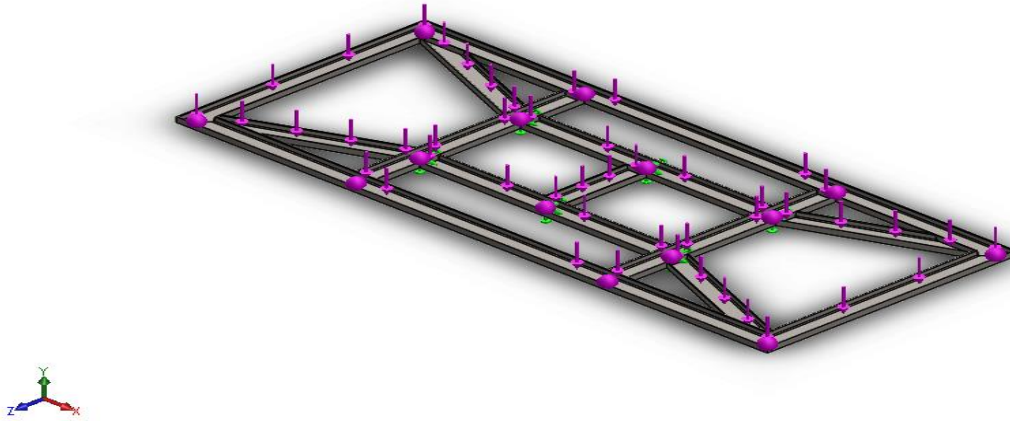
En la Figura 94 se aprecia que en el punto más crítico el factor de seguridad calculado por el programa es de 4,2, este valor se encuentra por encima del rango mínimo recomendado, que oscila entre 1,5 y 2,0. Este valor indica que el perfil metálico tubo cuadrado 120.5 posee un margen adecuado de seguridad frente a un posible fallo estructural bajo las condiciones de cargas analizadas.

Soporte inferior del Sistema de Posicionado Final

Se analiza la siguiente estructura para conocer cómo se distribuyen las fuerzas generadas por la concentración del peso del sistema de posicionado final sobre la corona de orientación

Material: ASTM A36, UPN 200 / Cargas: Vehículo y sistema de posicionado final.

Figura 95. Configuración de soporte inferior.



Fuente: Elaboración propia.

Como se aprecia en la Figura 95 se considera toda la carga superior de la estructura distribuida sobre ella de manera uniforme, estas cargas son el peso del vehículo y el soporte de posicionado final.

- Información de malla

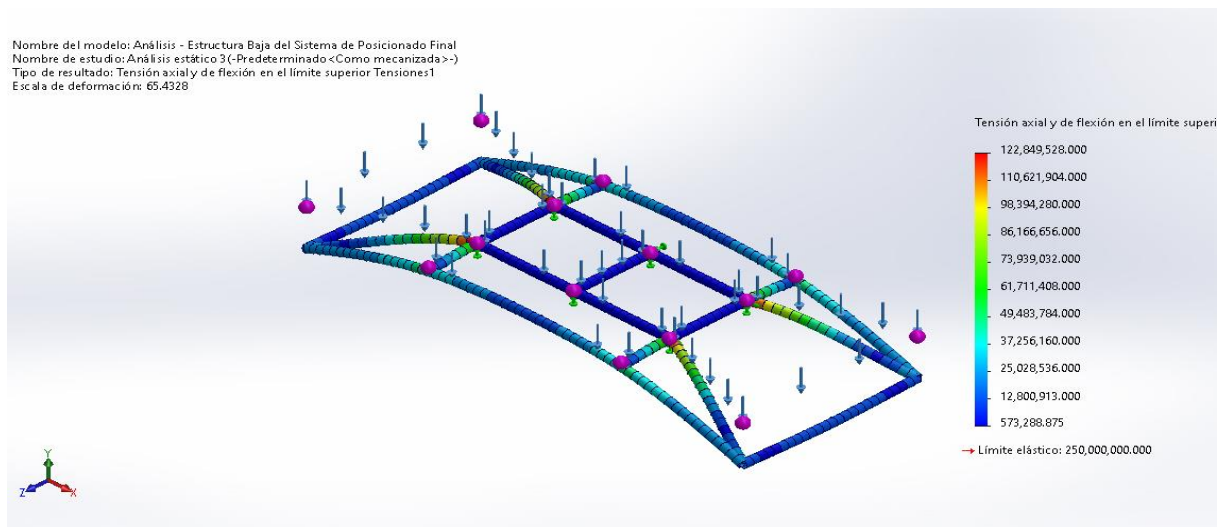
Tabla 42. Información de malla - Soporte inferior.

Tipo de malla	Malla de viga
Número total de nodos	377
Número total de elementos	373

Fuente: Elaboración propia.

- Análisis de flexión

Figura 96. Análisis de flexión – Soporte inferior.

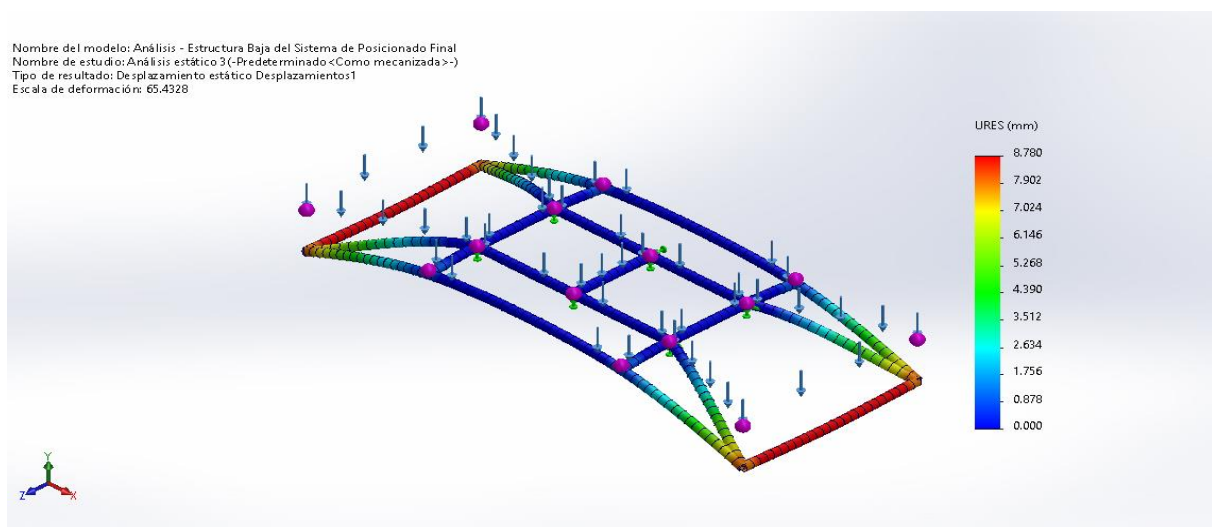


Fuente: Elaboración propia.

En la Figura 96 se observa que la tensión máxima alcanza un valor de 122,84 MPa y una tensión mínima de 0,57 MPa. Ambos valores se encuentran dentro del límite elástico del material (250,00 MPa), por lo que se garantiza que el perfil no experimentará rotura por flexión, ni deformación plástica.

- Análisis de desplazamiento

Figura 97. Análisis de desplazamiento – Soporte inferior.



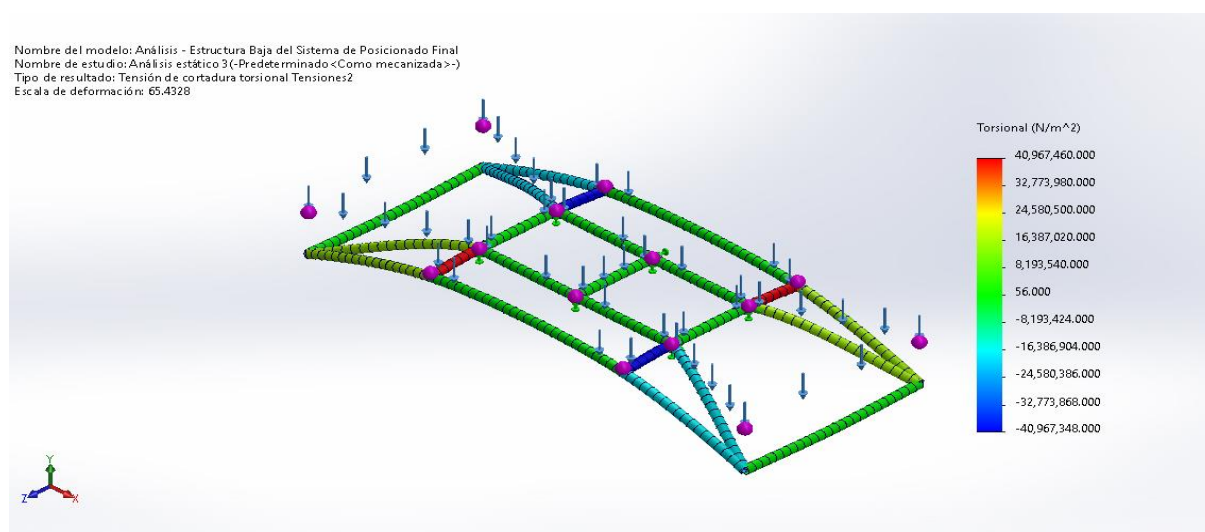
Fuente: Elaboración propia.

En la Figura 97 se muestra que la estructura alcanza un desplazamiento máximo de 8,78 mm, este valor se encuentra dentro de los límites establecidos por la normativa estructural ANSI/AISC 360, la cual indica que los desplazamientos para cargas vivas no deben superar comúnmente $L/360$, lo que da un valor admisible de hasta 16,30 mm.

$$\text{Desplazamiento} = \frac{L}{360} = \frac{5\,870\text{ mm}}{360} = 16,30\text{ mm}$$

- Análisis de torsión

Figura 98. Análisis de torsión – Soporte inferior.

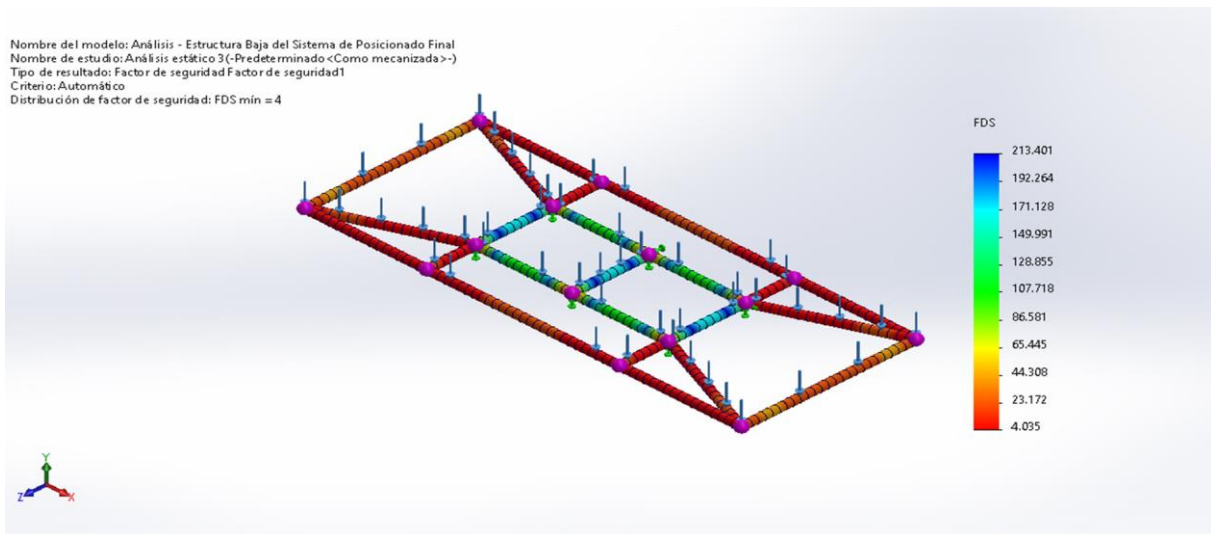


Fuente: Elaboración propia.

En la Figura 98 se muestra la distribución de torsión para la estructura. El valor máximo que alcanza es de 40,96 MPa, encontrándose dentro del límite elástico del material (250 MPa), lo que significa que la estructura resiste de manera segura los esfuerzos de torsión sin riesgo de deformación plástica ni falla estructural.

- Factor de Seguridad

Figura 99. Factor de seguridad – Soporte inferior.



Fuente: Elaboración propia.

En la Figura 99 se aprecia que en los puntos más crítico el factor de seguridad calculado por el programa es de 4, este valor se encuentra por encima del rango mínimo recomendado, que oscila entre 1,5 y 2,0. Este valor indica que la composición del soporte inferior posee un margen adecuado de seguridad frente a un posible fallo estructural.

VI. DISCUSIÓN

- En la presente tesis se empleó como sistema de giro una corona de orientación, este mecanismo es ampliamente utilizado en equipos sometidos a cargas elevadas y variaciones de momento. Su incorporación busca innovar mediante la adaptación de un componente probado en otras industrias, en contraste con el sistema desarrollado por Cango y Guamán, basado en una corona-piñón accionados por correa dentada y apoyado en sus extremos mediante ruedas. Asimismo, para el sistema de elevación se consideró una configuración similar a la propuesta por dichos autores, utilizando tijeras elevadoras dobles con el fin de mejorar la distribución de cargas y reducir los esfuerzos en la zona central del mecanismo de posicionado final desarrollado.
- El costo calculado de la plataforma principal, responsable de todo el movimiento dentro del estacionamiento, asciende a S/. 73 313,04. A diferencia del sistema desarrollado por Cango y Guamán, cuyo costo fue de S/. 19 000,38, la diferencia radica en el alcance constructivo: mientras que dicho autor solo contempla una plataforma que eleva y rota el vehículo con fines de exposición, en el presente caso la construcción incluye también el posicionado final del vehículo en una plataforma secundaria o de reposo, lo que explica el mayor costo del sistema diseñado.
- Los resultados de desplazamientos máximos obtenidos en SolidWorks fueron comparados con los parámetros recomendados de $L/360$ establecido por la norma ANSI/AISC 360-16 para elementos sometidos a cargas vivas, que es su parámetro más exigente. En comparación, González basó sus resultados a lo establecido por el Código Técnico de Edificaciones (CTE), que fija un límite de $L/250$, el cual es menos exigente para las cargas a las que se somete el sistema. Esto confirma que el diseño evaluado cumple con un criterio más riguroso y asegura un adecuado comportamiento estructural.

VII. CONCLUSIONES

- Se diagnosticó que los espacios mínimos para estacionamientos públicos y privados en el Perú según el de MVCS son de 2,50 x 5,00 x 2,10 m y 2,40 x 5,00 x 2,10 m respectivamente. La presente investigación se centró en el modelo Kia Sorento, el cual cuenta con un radio de giro de 13,72 m; en base a las dimensiones del vehículo y al radio de giro se diseñó una plataforma de giro horizontal de 6,50 x 2,5 m, permitiendo optimizar el espacio de maniobra en un 50%.
- Del trabajo de investigación se concluye en general que basado en el análisis del modelo Kia Sorento, cuya ficha técnica indica un radio de curvatura de 13,72 m para maniobrar, el uso del sistema rotatorio horizontal reduce el radio de giro necesario a 6 m, equivalente a la longitud máxima de la plataforma. Esta mejora optimiza las maniobras de estacionamiento, confirmando la hipótesis de investigación sobre la eficiencia del sistema diseñado y logrando una reducción del espacio de maniobra del 66%.
- Se analizó de la dinámica de parqueo permitiendo establecer tres etapas para el funcionamiento del sistema rotatorio horizontal: el ingreso del vehículo a la plataforma inicial y su transferencia a la plataforma principal a través de bandas transportadoras y su posicionamiento final a la plataforma de reposo a través de un sistema de giro horizontal por medio de una corona-piñón que permite un giro de manera horizontal y tijeras elevadoras accionadas por un sistema hidráulico.
- Se diseñó el sistema rotatorio horizontal para vehículos de hasta 2,7 toneladas, presentando un sistema de posicionamiento final compuesto por dos bandas transportadoras con rodillos de apoyo de eje vivo y dos soportes laterales abatibles que garantizaron la continuidad de desplazamiento del vehículo, para el sistema de giro se utilizó una corona de orientación accionada por un piñón, y para el sistema de elevación se emplearon 2 tijeras hidráulicas accionadas por una bomba de pistones. Esto aseguró un manejo efectivo de los vehículos dentro de los espacios de estacionamiento.
- Se realizó la propuesta económica del sistema rotatorio horizontal calculando el costo de construcción basado en el diseño mecánico: la plataforma principal y secundaria tuvieron costos calculados de S/. 73 313,04 y S/. 35 846,27 respectivamente., Finalmente, el sistema diseñado con 8 plataformas secundarias en cada uno de los dos niveles representó un costo total de S/. 646 853,36.

VIII. RECOMENDACIONES

- Diseñar los rodillos de eje vivo empleando un material más liviano, de manera que se reduzca significativamente el peso total de la plataforma principal.
- Implementar el sistema automatizado para el control del movimiento de elevación y descenso de los soportes laterales y del transmisor de potencia entre plataformas.
- Implementar el sistema automatizado para el control general del Sistema Rotatorio Horizontal.

IX. REFERENCIAS

- [1] Instituto Nacional de Estadística e Informática (INEI), “Al 2024 la población peruana proyectada alcanza los 34 millones de habitantes”, Gob.pe, 11-Jul-2024. [En línea]. Disponible en: <https://bit.ly/4677Qis>. [Accedido: 4-Oct-2024].
- [2] Dirección Regional de Transportes y Comunicaciones de San Martín (DRTC San Martín), “Manual del Conductor – Capítulo 12: Maniobras”, Gob.pe, 2022. [En línea]. Disponible en: <http://bit.ly/4ndQvMh>. [Accedido: 4-Oct-2024].
- [3] T. Oré, “Mitigando riesgos en estacionamientos vehiculares desde la perspectiva de los incentivos”, Revista de Competencia y Propiedad Intelectual, vol. 2, 2020. [En línea]. Disponible en: <https://revistas.indecopi.gob.pe/index.php/rcpi/article/download/66/64/167>. [Accedido: 5-Nov-2024].
- [4] S. K. Meza Parra, “La vivienda social en el Perú. Evaluación de las políticas y programas sobre vivienda de interés. Caso de estudio: Programa Techo Propio”, Tesis de Maestría, Escola Tècnica Superior d'Arquitectura de Barcelona, Universitat Politècnica de Catalunya, Barcelona, España, 2016, May-2016. [En línea]. Disponible en: <http://bit.ly/4n9cWSo>. [Accedido: 9-Oct-2024].
- [5] Ministerio de Transportes y Comunicaciones del Perú, “Reglamento Nacional de Tránsito (Texto Único Ordenado)”, aprobado por Decreto Supremo N.º 016-2009-MTC, actualizado. [En línea]. Disponible en:

- https://transparencia.mtc.gob.pe/idm_docs/normas_legales/1_1_56.pdf. [Accedido: 5-Nov-2024].
- [6] E. J. García Delgado, “Diseño estructural de una plataforma giratoria móvil con elevación para el manejo de cargas en las empresas metalmecánicas”, Tesis de pregrado, Universidad Católica Santo Toribio de Mogrovejo (USAT), Chiclayo, Perú, 2021. [En línea]. Disponible en: <http://hdl.handle.net/20.500.12423/4026>. [Accedido: 15-May-2024].
- [7] G. Rosales Juarez, “Diseño de sistema para transporte de carga de 3 toneladas en planta de alimentos Gloria S.A. y análisis de resultados por elementos finitos”, Tesis de pregrado, Universidad Nacional de San Agustín de Arequipa (UNSAA), Arequipa, Perú, 2021. [En línea]. Disponible en: <http://hdl.handle.net/20.500.12773/14011>. [Accedido: 15-May-2024].
- [8] A. Bull, “Congestión de tránsito: El problema y cómo enfrentarlo”, Informe, Comisión Económica para América Latina y el Caribe (CEPAL), Santiago de Chile, Chile, 2003. [En línea]. Disponible en: <https://repositorio.cepal.org/bitstream/>. [Accedido: 18-May-2024].
- [9] D. J. Cango Siguencia y G. K. Guamán Rumipamba, “Diseño de una plataforma giratoria para la exhibición de vehículos comerciales”, Tesis de pregrado, Escuela Superior Politécnica del Litoral, Guayaquil, Ecuador, 2022. [En línea]. Disponible en: <http://www.dspace.espol.edu.ec/handle/123456789/57330>. [Accedido: 18-May-2024].
- [10] H. Gonzáles, “Diseño de una plataforma giratoria elevable para el carnaval de Santa Cruz de Tenerife”, Tesis de máster, Universidad de Sevilla, Sevilla, España, 2018.
- [11] A. M. Chate Chavigor y C. E. Mendivil Trujillo, “Diseño de estacionamiento vertical para vehículos en un centro comercial”, Tesis de pregrado, Universidad Tecnológico del Perú (UTP), Lima, Perú, 2023. [En línea]. Disponible en: <https://hdl.handle.net/20.500.12867/7469>. [Accedido: 19-May-2024].
- [12] Facultad de Ciencias Agrarias, “Transmisiones de Potencia”, Universidad Nacional de la Plata, 2015. [En línea]. Disponible en: https://aulavirtual.agro.unlp.edu.ar/pluginfile.php/84226/mod_resource/content/0/Guia%20Transmisiones.pdf [Accedido: 9-Oct-2024].

- [13] Elesa+Ganter, “Elementos de Transmisión”, Manual técnico, Elesa+Ganter, 2023. [En línea]. Disponible en: <https://www.elsa-ganter.es/es/esp>. [Accedido: 15-Oct-2024].
- [14] Inducom Perú, “Caja de engranajes y motor de engranajes: motorreductores”, Blog post, Inducom Perú, 19-Feb-2020. [En línea]. Disponible en: <https://inducom.com.pe/caja-de-engranajes-y-motor-de-engranajes-motorreductores/>. [Accedido: 22-Nov-2024].
- [15] R. L. Mott, Diseño de elementos de máquinas, 4ª ed. México D.F., México: Pearson Educación, 2006.
- [16] G. D. Ledesma Silva, J. J. Alvizo García, J. Zúñiga Martínez, L. A. López Jiménez, S. N. Cerritos Juárez y L. Jiménez Suárez, “Diseño y análisis de transmisión mecánica para máquina de ensayos de tensión de 10 kN”, XXV Congreso Internacional Anual de la SOMIM, 2019.
- [17] N. J. Garber y L. A. Hoel, “Ingeniería de Tránsito y Carreteras”, CENGAGE 3ª ed. México, México: Ediciones Paraninfo, 2005.
- [18] J. M. Pradillo Pombo, “El automatismo como solución. Aparcamientos Mecánicos. Una gran alternativo para ahorrar tiempo y espacio”, Universidad Técnica de Madrid, 2019.
- [19] Gening, “Plataformas giratorias de uso especial”, Gening.es, [En línea]. Disponible en: <https://gening.es/plataformas-giratorias-gening/plataformas-giratorias-de-uso-especial/>. [Accedido: 15-Set-2024].
- [20] ONU-Habitat, “Contaminación, automóviles y calidad del aire”, ONU-Habitat México. [En línea]. Disponible en: <https://onu-habitat.org/index.php/contaminacion-automoviles-y-calidad-del-aire>. [Accedido: 18-Set-2024].
- [21] L. Tejada, “Solución vertical a los parqueos”, Forbes Republica Dominicana, 2022. [Enlace]. Disponible en: https://issuu.com/forbeslatam/docs/forbesrd_ago-sep2022/s/16902922. [Accedido: 11-Set-2024].
- [22] Autodesk, “Análisis de Elementos Finitos”, Autodesk.mx. [En línea]. Disponible en: <https://www.autodesk.mx/solutions/finite-element-analysis>. [Accedido: 5-Oct-2024].
- [23] R. G. Budynas y J. K. Nisbett, “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley”, 9ª ed. México, México: McGraw-Hill, 2011.

- [24] Dassault Systemès SolidWorks, “Introducción a SolidWorks”, Guía de usuario, Dassault Systemès SolidWorks. [En línea]. Disponible en: https://my.solidworks.com/solidworks/guide/SOLIDWORKS_Introduction_ES.pdf. [Accedido: 17-Set-2024].
- [25] H. Rodas Andrade, “Estructuras 1: Apuntes de Clase”, Universidad de Cuenca, Cuenca, Ecuador, 2012.
- [26] M. Guerrero Valenzuela, B. Hernandis Ortuño y B. Agudo Vicente, “Estudio comparativo de las acciones a considerar en el proceso de diseño conceptual desde la ingeniería y el diseño de productos”, Ingeniare. Revista Chilena de Ingeniería, vol. 22, no. 3, 2014. [En línea]. Disponible en: <https://www.redalyc.org/articulo.oa?id=77231339010>. [Accedido: 17-Set-2024].
- [27] F. Díaz del Castillo Rodríguez, “Perfiles estructurales”, Universidad Nacional Autónoma de México, Cuatitlán Izcalli, México, 2019. [En línea]. Disponible en: https://virtual.cuautitlan.unam.mx/ingenieriafesc/mecanica/mat/mat_mec/m5/Perfiles_estructurales_2019-1.pdf [Accedido: 17-Set-2024].
- [28] Aceros Torices S.A., “Viga IPR,” Aceros Torices, [En línea]. Disponible: <https://acerstorices.com/viga-ipr/>. [Accedido: 5-Nov-2024].
- [29] e-STRUC, “Perfiles estructurales cerrados de acero”, e-STRUC, 2020. [En línea]. Disponible en: <https://e-struct.com/2020/06/23/perfiles-estructurales-cerrados-de-acero/>. [Accedido: 5-Oct-2024].
- [30] M. Malqui, “Análisis de armadura por método de nodos y método matricial”, Universidad Nacional del Callao, 2012. [En línea]. Disponible en: <http://bit.ly/3JYVEJa>. [Accedido: 5-Oct-2024].
- [31] R. C. Hibbeler, “Dinámica”, 12ª ed. México, México: Pearson Educación, 2010.
- [32] R. A. Serway, “Física para la ciencia y la tecnología”, 7ª ed. México, México: Cengage Learning, 2008.
- [33] AZoM, “AISI 1020 Low Carbon/Low Tensile Steel”. AZoM Materials, 2019. [En línea]. Disponible en: <https://www.azom.com/article.aspx>. [Accedido: 3-Set-2024].

- [34] Ministerio de Vivienda, Construcción y Saneamiento, “Norma Técnica A.010 ‘Condiciones Generales de Diseño’ del Reglamento Nacional de Edificaciones — RM N°. 191-2021-VIVIENDA,” Perú, 2021. [En línea]. Disponible en: <https://www.gob.pe/institucion/vivienda/normas-legales/2013148-191-2021-vivienda>. [Accedido: 9-Set-2024].
- [35] Forbo, Siegling Transtex: bandas transportadoras. Cálculo de la banda transportadora, n° 305 «Recomendaciones para el diseño de máquinas». Forbo. [En línea]. Disponible en: <http://bit.ly/4nhqPxE>. [Accedido: 30-Set-2024].
- [36] KIA Motors Perú. “Kia Sorento, Características”, Kia Perú, 2024. [En línea]. Disponible en: <https://www.kia.com.pe/showroom/new-sorento/features.html>. [Accedido: 30-Ago-2024].
- [37] ALTEMA. [En línea]. Disponible en: <https://www.altemadrum.com/es>. [Accedido: 1-Nov-2024].
- [38] Lentax, “Reductores a Engranajes”, Catálogo 520, Buenos Aires, Argentina: Lentax, [En línea] Disponible en: <https://lentax.com/>. [Accedido: 30-Ago-2024].
- [39] Martin Sprocket & Gear, “Customer Login Portal”, [En línea]. Disponible en: <https://es.martinsprocket.com/view/resourcespage/customerlogin>. [Accedido: 30-Nov-2024].
- [40] SKF, “Catálogo de rodamientos”, 2022. [En línea]. Disponible en: <https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/0901d19680416953/pdf>. [Accedido: 30-Set-2024].
- [41] SKF, “Productos”, SKF, 2025. [En línea]. Disponible en: <https://www.skf.com/es/products>. [Accedido: 1-Dic-2024].
- [42] Kaydon Bearings, "Catálogo 390: Guía de ingeniería y selección de productos", Edición 11, Muskegon, EE. UU.: Kaydon Bearings, 2018. [En línea]. Disponible en: https://www.kaydonbearings.com/downloads/Kaydon_Catalog_390_Spanish.pdf. [Accedido: 25-Nov-2024].

- [43] WEG, “Motores de Inducción Trifásicos”, 2014. [En línea]. Disponible en: <http://bit.ly/4gl0wnW>. Accedido: 15-Nov-2024].
- [44] Provectus, “Cilindros Hidráulicos Doble Efecto, 2024. [En línea]. Disponible en: <https://provectus.es/es/58-doble-efecto>. [Accedido:15-Nov-2024].
- [45] CAT Pumps, “Catálogo de Bomba de pistones”, 2019. [En línea]. Disponible en: https://www.catpumps.com/sites/default/files/2019-12/993320J_CAT_Pump_Catalog.pdf. [Accedido: 15-Nov-2024].
- [46] Cámara Nacional del Acero (CANACERO), “Especificación para Construcciones de Acero (ANSI/ASC 360-16), traducción de C. Aguirre, rev. A. Gutiérrez. American Institute of Steel Construction, 2016. [En línea]. Disponible en: https://www.canacero.org.mx/aceroenmexico/descargas/especificacion_para_construcciones_de_acero-aisc_360-16.pdf. [Accedido: 01-May-2025].
- [47] AISC, “Steel Construction Manual”, 14th ed. Chicago, IL: American Institute of Steel Construction, 2005.
- [48] A. Hachey , “SOLIDWORKS Simulation Mesh Types – Solid Vs. Shell Vs. Beam”, Sparx Engineering, 2024. [En línea]. Disponible en: <https://sparxeng.com/blog/mechanical/solidworks-simulation-mesh-types-solid-vs-shell-vs-beam>. [Accedido: 29-Set-2025].

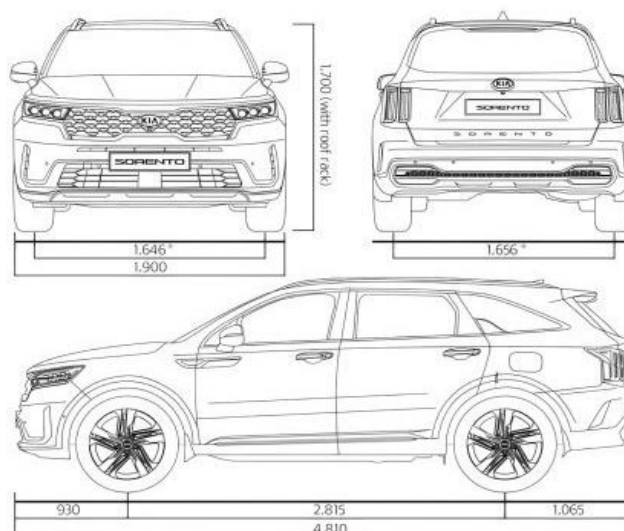
X. ANEXOS

Anexo 1. Ficha técnica SUV KIA Sorento.

Dimensiones (mm)

※ Basado en llantas de 19" pulgadas

Longitud total	4,810
Ancho promedio	1,900
Altura promedio	1,700 (with roof rack)
Distancia entre ejes	2,815
Banda de rodadura (delantera/trasera)	1,646/1,656 *
Alero (delantero / trasero)	930/1,065
Espacio para las piernas (1.º / 2.º / 3.º)	1,052/1,060/752
Espacio para la cabeza (1.º / 2.º / 3.º)	1,024/994/935
Espacio para los hombros (1.º / 2.º / 3.º)	1,500/1,475/1,345
Distancia mínima al suelo	176



Dimensiones

Exterior (mm) largo / ancho / alto	4.810/ 1.900/ 1.700
Interior (1ªFila/ 2ªFila/ 3ªFila/ 4ªFila)	1.052/ 1.060/ 752
Distancia entre ejes (mm)	2.815
Distancia del Suelo	176
Capacidad de Baúl (SAE Lts) (2ª Fila/ 3ª Fila)	1274/ 357
Capacidad de Tanque Combustible (Lts)	67
Peso Neto (Kg)	1.941
Peso Bruto (Kg)	2.600
Plazas	7
Ángulo de Ataque/ Salida	16.8 °/ 21.3 °
Capacidad de Arrastre (Kg) (Con Freno/ Sin Freno)	2500 / 750
Radio de Giro (Mts)	13,72
Medida de Neumáticos	235/55R19
Auxilio	Homogéneo

Anexo 2. Tablas para la selección de la banda de la marca Forbo.

Anexo 2A. Coeficiente μ_R de la banda PHR2-90MF LixBB-NA black FR.

Example:	PVC-impregnated underside (FS) PVK125 CxFS-NA black FR	Brushed underside (B) PVC120 LT CTxB-NA black	Thinly coated underside (F) PVC120 OFR CxF-NA white	RFL-impregnated underside (BB) PHR2-90MF LixBB-NA black FR	Thickly coated underside (C) PVC200 OFR-OSHA CxC white
μ_T (table)	0.35	0.35	0.8	0.45	not recommended
μ_R (roller)	0.04	0.04	0.05	0.04	0.05
μ_{ST} (accumulated)	0.4	0.4	0.8	0.5	0.9

Anexo 2B. Coeficiente C_1 para tambor con revestimiento, banda tipo (FS, BB).

Siegling Transtex Underside coating	Brushed (B) or impregnated (FS, BB)				
	180°	210°	240°	270°	300
Arc of contact β					
Smooth steel drum	2.1	1.9	1.8	1.6	1.5
Lagged drum	1.6	1.5	1.4	1.3	1.3

Anexo 2C. Coeficiente C_3 de banda RFL.

Siegling Transtex Underside coating	PVC-impregnated underside (FS)	Brushed underside (B)	Thinly coated underside (F)	RFL-impregnated underside (BB)	Thickly coated underside (C)
Smooth steel drum					
dry	40	40	30	40	25
wet	not recommended	not recommended	not recommended	not recommended	50
Lagged drum					
dry	30	30	25	30	25
wet	40	40	40	40	30

Anexo 2D. Coeficiente $K_{1\%}$ para banda PHR 2-90.

Siegling Transtex PVC		Siegling Transtex PVK		Siegling Transtex PHR		Siegling Transtex PU	
Type class $k_{1\%}$ in N/mm		Type class $k_{1\%}$ in N/mm		Type class $k_{1\%}$ in N/mm		Type class $k_{1\%}$ in N/mm	
PVC 120	8	PVK 100	11	PHR2-90	5	PU 2-150	8
PVC 150	8.5	PVK 125	12	PHR2-160	11	PU120	11
PVC 200	11	PVK 150	12	PHR3-135	8	PU150	11
PVC 350	17	PVK 200	15	PHR3-200	19	PU200	15
PVC 450	24			PHR3-265	25		

Anexo 3. Ficha técnica banda PHR2-90MF LIxBB-NA BLACK FR Forbo.

**DATA
SHEET****transtex**
conveyor belts

Product Data Sheet

**PHR2-90MF LIxBB-NA black
FR**

Art. No.: 908201

M 1:2

Applications

Airport logistics	Tray conveyor
Building material industry	Brick conveying / Tiles conveying / Stone transport
Food industry	Transport of packed food in freezers
General material handling	Horizontal conveying (metering)
Logistics	Acceleration conveyor; Braking conveyor; Parcel handling; Telescopic conveyor
Metalworking & automotive industry	Press-in-feed/inter-press conveyors
Tyre industry	Quality control / storage; Rubber extrusion & cooling

Order information

Article number	908201
Suitable for corrugated side walls	No
Belt style	PHR = Package Handling Rubber
Standard delivery width	1829 mm / 72.01 in
Longitudinal seam possible	No

Minimum drum diameter

Mechanical fastener, counter-bending	64 mm / 2.5 in
Wedge overlap splice, counter-bending	127 mm / 5 in
Wedge overlap splice, bending	89 mm / 3.5 in
Remarks	dmin = 60 mm with counter bending approved for mechanical fasteners HS-52 & HS-57 (1 HT & 2 SP HT)

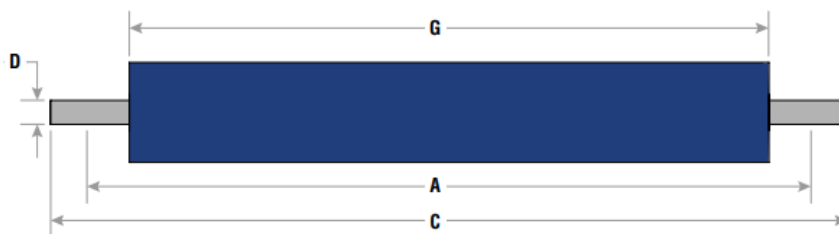
Anexo 4. Selección de rodillos de eje vivo 5" Martin Sprockets.

Anexo 4A. Capacidades de carga de los rodillos según norma CEMA D.

Capacidades de Carga CEMA D

Ancho de Banda	Ángulo			Retorno y Plano	Desigual y Recolectión	Eje Vivo
	20°	35°	45°			
18	1,200	1,200	1,200	600	–	–
24	1,200	1,200	1,200	600	600	1,400
30	1,200	1,200	1,200	600	600	1,400
36	1,200	1,200	1,200	600	600	1,400
42	1,200	1,200	1,200	500	600	1,400
48	1,200	1,200	1,200	425	530	1,275
54	1,200	1,116	1,080	375	440	1,150
60	1,150	1,070	1,035	280	440	1,000
72	1,050	977	945	155	280	850
Dos Rodillos de Retorno en V (todos)				850	–	–

Anexo 4B. Dimensiones del rodillo de Eje Vivo



Ancho de Banda	Dimensiones Estándar		
	A	C	G
24	33	37.75	27.38
30	39	43.75	33.38
36	45	49.75	39.38
42	51	55.75	45.38
48	57	61.75	51.38
54	63	67.75	57.38
60	69	73.75	63.38
72	81	85.75	75.38

Eje Vivo Plano

Ancho de Banda	Rodillos de 5" de Diámetro		Rodillos de 6" de Diámetro	
	Número de Parte	Peso	Número de Parte	Peso
	D = 1.94"		D = 1.94"	
24	D5-LR31-24-09	59	D6-LR31-24-09	64
30	D5-LR31-30-09	71	D6-LR31-30-09	77
36	D5-LR31-36-09	81	D6-LR31-36-09	89
42	D5-LR31-42-09	93	D6-LR31-42-09	101
48	D5-LR31-48-09	103	D6-LR31-48-09	112
54	D5-LR31-54-09	115	D6-LR31-54-09	125
60	D5-LR31-60-09	125	D6-LR31-60-09	136
72	D5-LR31-72-09	148	D6-LR31-72-09	159

Anexo 5. Dimensionamiento de motorreductor Lentax para las bandas transportadoras.

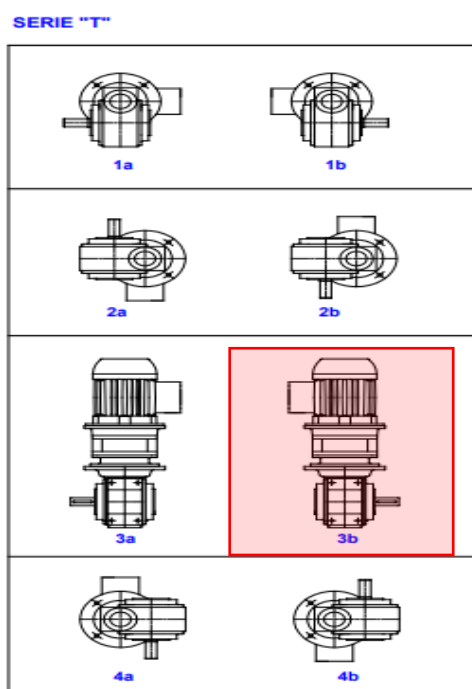
Anexo 5A. Factor de Seguridad.

MAQUINA ACCIONADA TIPO DE MAQUINA	FACTOR fs fs FACTOR hs. de Servicio Service hrs.			APPLICATIONS - INDUSTRY DRIVEN MACHINE
	8	16	24	
TRANSPORTE Y ALMACENAJE				CONVEYORS
Montacargas	1.5	1.6	1.6	Hoists
Elevadores de personas	1.8	2.0	2.0	Passenger lifts
Elevadores inclinados	1.65	1.8	1.8	Inclined hoists
Elevadores de cangilones (rocas)	1.65	1.8	1.8	Bucket elevators (piece goods)
Elevadores de cangilones (granos)	1.5	1.6	1.6	Bucket elevators (bulk material)
Transportadores a cadena (redlers)	1.5	1.6	1.6	Chain conveyors
Transportadores de cangilones	1.5	1.6	1.6	Bucket conveyors
Transportadores circulares	1.5	1.6	1.6	Circular conveyors
Roscas transportadoras	1.15	1.4	1.5	Screw conveyors
Bandas transportadoras (granel)	1.15	1.4	1.5	Belt conveyors (bulk material)
Transportadores de banda (articulados)	1.3	1.5	1.7	Apron conveyors
Transportadores de cinta de acero	1.5	1.6	1.6	Steel belt conveyors
Bandas transportadoras (bultos grandes)	1.3	1.5	1.7	Belt conveyors (piece goods)
Transportadores de placas	1.5	1.6	1.6	Band pocket conveyors
Tornos de elevación	1.5	1.6	1.6	Ballast elevators

Anexo 5B. Tabla de relación de potencia 1,5kW y velocidad del reductor.

Potencia Entrada	Velocidad Salida aprox.	Relación	MODELO	Factor de Seguridad	Momento Útil	Velocidad Entrada aprox.	Carga Radial adm.	Carga Axial adm.	Peso aprox.	Medidas	Repuestos		
												kW	HP
		30,3	46,60	24TR	2,00	1,65	388	1410	975	625	63	pag 41	pag 50-51
		36,4	38,79	24TR	2,00	2,00	325	1410	975	625	63	pag 41	pag 50-51
		41,0	34,35	24TR	2,00	2,25	288	1410	755	430	63	pag 41	pag 50-51
		42,9	32,85	24TR	2,00	2,35	278	1410	755	430	63	pag 41	pag 50-51
		50,0	28,19	24TR	2,00	2,70	241	1410	755	430	63	pag 41	pag 50-51
		57,7	24,43	24TR	2,00	3,10	210	1410	755	430	63	pag 41	pag 50-51
		31,8	44,32	24FR	2,00	1,15	366	1410	975	625	57	pag 41	pag 50-51
		44,7	31,52	24FR	2,00	1,15	267	1410	755	430	57	pag 41	pag 50-51
		53,3	26,45	24FR	2,00	1,35	226	1410	755	430	57	pag 41	pag 50-51
		62,7	22,48	24FR	2,00	1,60	194	1410	640	365	57	pag 41	pag 50-51
1,50 kW	2,00 HP	73,2	19,27	24FR	2,00	1,90	168	1410	640	365	57	pag 41	pag 50-51
		18,8	49,00	24	2,00 /6	1,10	526	920	1050	670	64	pag 39	pag 50-51
		23,6	39,00	24	2,00 /6	1,40	437	920	975	625	64	pag 39	pag 50-51
		27,1	34,00	24	2,00 /6	1,60	386	920	975	625	64	pag 39	pag 50-51
		29,7	31,00	24	2,00 /6	1,65	372	920	975	625	64	pag 39	pag 50-51
		34,7	26,50	24	2,00 /6	1,85	330	920	975	625	64	pag 39	pag 50-51
		47,2	19,50	24	2,00 /6	2,40	255	920	755	430	64	pag 39	pag 50-51
		61,3	15,00	24	2,00 /6	2,95	201	920	755	430	64	pag 39	pag 50-51
		86,3	10,67	24	2,00 /6	3,80	148	920	640	365	64	pag 39	pag 50-51
		24,0	59,00	24	2,00	1,05	426	1410	975	625	54	pag 39	pag 50-51
		29,0	49,00	24	2,00	1,30	363	1410	975	625	54	pag 39	pag 50-51
		36,0	39,00	24	2,00	1,60	297	1410	975	625	54	pag 39	pag 50-51
		41,0	34,00	24	2,00	1,85	266	1410	755	430	54	pag 39	pag 50-51
		45,0	31,00	24	2,00	1,90	252	1410	755	430	54	pag 39	pag 50-51
		53,0	26,50	24	2,00	2,20	223	1410	755	430	54	pag 39	pag 50-51
		72,0	19,50	24	2,00	2,80	170	1410	640	365	54	pag 39	pag 50-51
		94,0	15,00	24	2,00	3,55	134	1410	585	310	54	pag 39	pag 50-51

Anexo 5C. Posición de instalación del motorreductor.

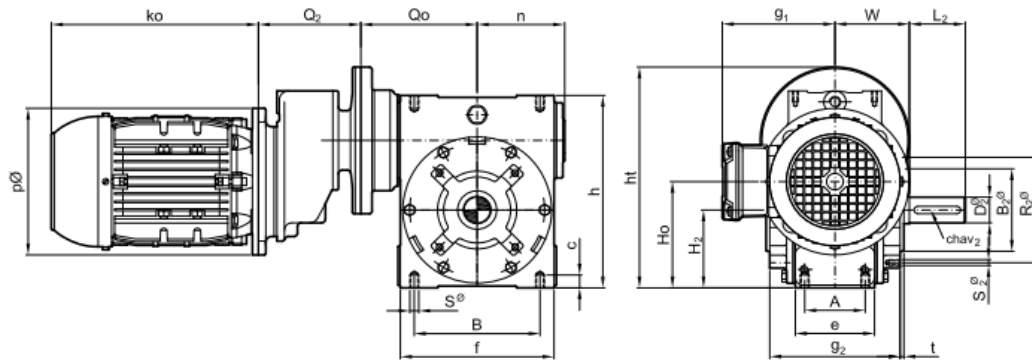


Anexo 5D. Guía para especificar el modelo del motorreductor seleccionado.

1	2	3	4	5
MODELO	MOTOR	VELOCIDAD	MONTAJE	KIT
1	EJECUCION R: Reductor L: Linterna RU: Reductor sinfin inferior M: Motor cliente TAMAÑO 21 / 22 / 23 / 24 / 25 / 26			
2	-Provisto por Lentax = Potencia (CV) x 100/N°polos - Adicionales (1) -Provisto por cliente = Tamaño de carcasa (1) Adicionales: Fv: Freno TR: Traba antiretroceso VFE: Ventilación forzada externa Trl: Traba rulemán CC: Corriente Continua Ex: Antiexplosivo			
3	Se designa la velocidad de salida en r.p.m. En caso de ser reductor con motor provisto por el cliente se designa relación .			
4	EJECUCION Prefijos { PN: Pata Normal o base std. PM: Pata Multiuso PI: Patas Intercambiables PB: Brida lado opuesto PF: Patas Frontales B: Brida de salida Sufijos { ab : Eje de salida doble POSICIONES (Ver pág. 35, 36)			
5	Según sus necesidades, los equipos son provistos de: AG: Agitador Hu: Eje hueco VF: Ventilación forzada Hut: Eje hueco y tensor DC: Sinfin doble cabo			

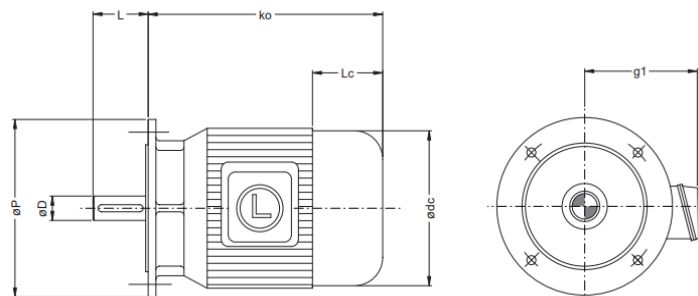
Ejemplo : 23 - 100/6 Fv - 19 - PN1a - Hu

Anexo 5E. Dimensiones del motorreductor 24FR-203/6 Fv-73.2-T3b-Hut.



Modelo	D2Ø	L2	chav 2	Ho	H2	A	B	SØ	Qo	Q2	W	t
22FR	mm 24	50	8 x 7	88	70	55	115	5/16"	105	90	75	3
23FR	mm 28	60	8 x 7	116	85	65	135	3/8"	125	90	80	4
24FR	mm 38	80	10 x 8	170	115	85	190	1/2"	155	90	107,5	4
23TR	mm 28	60	8 x 7	94	85	65	135	3/8"	125	110	80	4
24TR	mm 38	80	10 x 8	148	115	85	190	1/2"	155	110	107,5	4
25TR	mm 48	110	14 x 9	198	140	100	230	5/8"	190	110	120	5

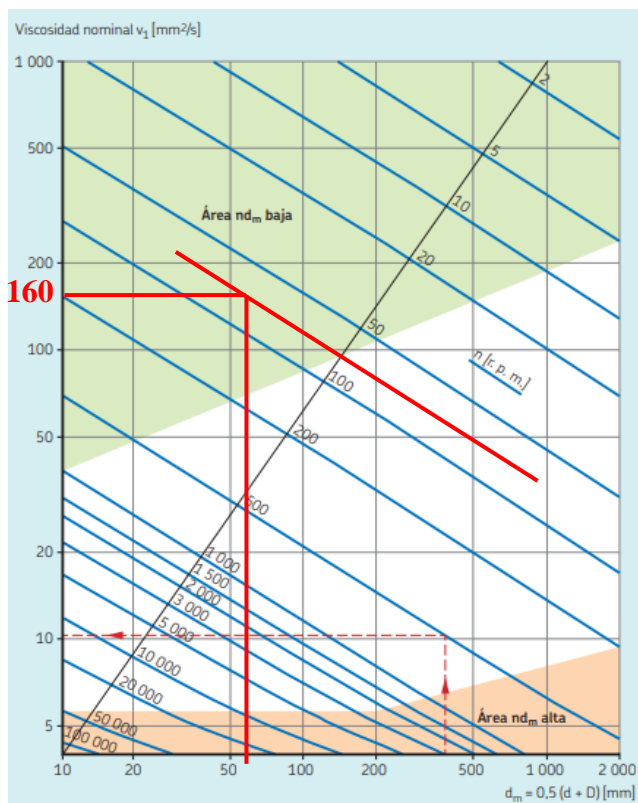
Modelo	B2Ø	R2Ø	S2Ø	e	f	c	h	ht	g2	n	Peso kg	Aceite (Its) Reductor Antec.
22FR	mm 75	90	1/4"	75	135	14	180	213	120	85	19,0	0,65 0,50
23FR	mm 90	115	5/16"	85	165	16	210	241	140	95	26,5	1,05 0,50
24FR	mm 120	150	3/8"	110	225	25	270	295	175	132	41,5	1,75 0,50
23TR	mm 90	115	5/16"	85	165	16	210	261	140	95	32,5	1,05 0,80
24TR	mm 120	150	3/8"	110	225	25	270	315	175	132	48,0	1,75 0,80
25TR	mm 150	180	1/2"	135	275	25	335	365	200	160	67,0	3,15 0,80
26TR	mm 175	210	1/2"	160	315	35	390	415	244	180	91,0	5,40 0,80
25HR	mm 150	180	1/2"	135	275	25	335	390	200	160	76,0	3,15 1,50
26HR	mm 175	210	1/2"	160	315	35	390	440	244	180	100,0	5,40 1,50



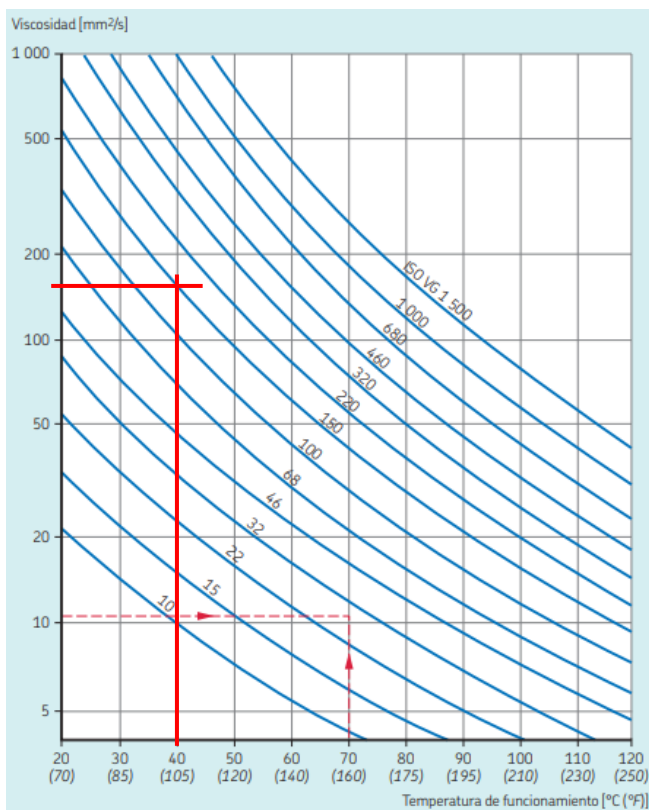
Tamaño Motor IEC.	Motor Standard					Motor con Freno			Motor con Antigiro					
	DØ	L	PØ	g1	dçØ	ko	Lc	Peso kg	ko	Lc	Peso kg	ko	Lc	Peso kg
71	mm 14	30	160	136	138	218	70	10	275	125	12	218	70	10
80	mm 19	40	200	145	158	236	75	14	288	125	16	236	75	14
90 S	mm 24	50	200	155	178	254	80	17,5	314	140	20,5	254	80	17,5
90 L	mm 24	50	200	155	178	279	80	20,5	339	140	23,5	279	80	20,5
100 L	mm 28	60	250	165	198	316	90	30	390	165	35	316	90	30
112 M	mm 28	60	250	190	223	333	100	44,5	413	180	53,5	333	100	44,5
132 S	mm 38	80	300	218	262	372	116	63	487	216	79	432	175	65
132 M	mm 38	80	300	218	262	410	116	73	525	216	89	470	175	75
160 M	mm 42	110	350	256	314	488	140	110	603	240	143	548	200	113
160 L	mm 42	110	350	256	314	532	140	121	647	240	154	592	200	124

Anexo 6. Tablas para selección de rodamientos SKF.

Anexo 6A. Viscosidad nominal V_1 .



Anexo 6B. Tipo de lubricación recomendada.



Anexo 6C. Clasificación de la viscosidad según la norma ISO 3448.

Tabla 5

Clasificación de la viscosidad según la norma ISO 3448

Grado de viscosidad	Viscosidad cinemática límite a 40 °C (105 °F)		
	media	min.	máx.
-	mm ² /s		
ISO VG 2	2,2	1,98	2,42
ISO VG 3	3,2	2,88	3,52
ISO VG 5	4,6	4,14	5,06
ISO VG 7	6,8	6,12	7,48
ISO VG 10	10	9,00	11,0
ISO VG 15	15	13,5	16,5
ISO VG 22	22	19,8	24,2
ISO VG 32	32	28,8	35,2
ISO VG 46	46	41,4	50,6
ISO VG 68	68	61,2	74,8
ISO VG 100	100	90,0	110
ISO VG 150	150	135	165
ISO VG 220	220	198	242
ISO VG 320	320	288	352
ISO VG 460	460	414	506
ISO VG 680	680	612	748
ISO VG 1 000	1 000	900	1 100
ISO VG 1 500	1 500	1 350	1 650

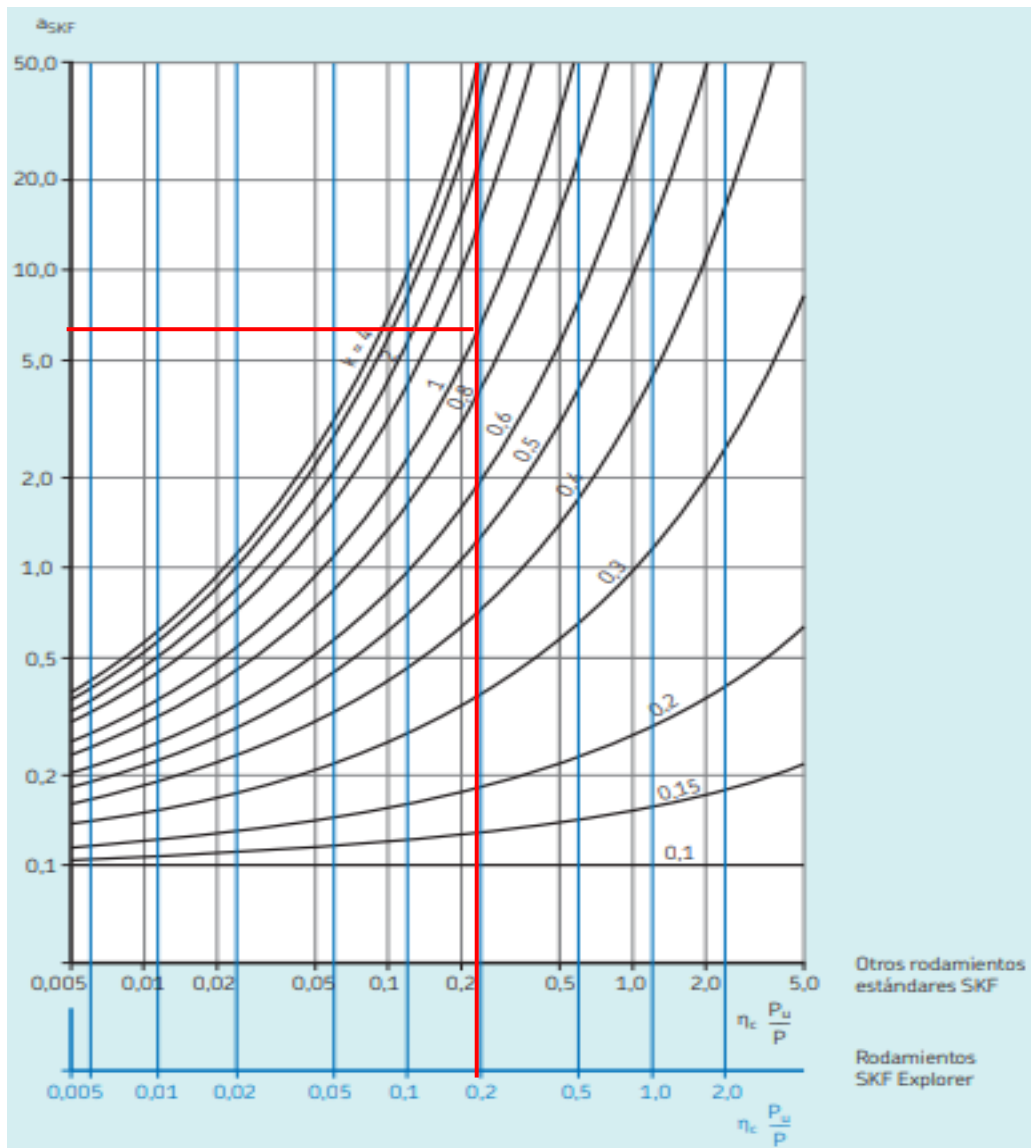
Anexo 6D. Niveles de contaminación.

Tabla 6

Valores orientativos para el factor η_c para distintos niveles de contaminación

Condiciones	Factor η_c ¹⁾ para rodamientos con diámetro	
	$d_m < 100$	$d_m \geq 100$ mm
Limpieza extrema • Tamaño de las partículas del orden del espesor de la película de lubricante • Condiciones de laboratorio	1	1
Gran limpieza • Aceite lubricante con filtración muy fina • Condiciones típicas: rodamientos sellados lubricados con grasa de por vida	0,8 ... 0,6	0,9 ... 0,8
Limpieza normal • Aceite lubricante con filtración fina • Condiciones típicas: rodamientos con placas de protección lubricados con grasa de por vida	0,6 ... 0,5	0,8 ... 0,6
Contaminación ligera • Condiciones típicas: rodamientos sin sello integral, filtrado grueso, partículas de desgaste y leve ingreso de contaminantes	0,5 ... 0,3	0,6 ... 0,4
Contaminación típica • Condiciones típicas: rodamientos sin sello integral, filtrado grueso, partículas de desgaste e ingreso de partículas desde el exterior	0,3 ... 0,1	0,4 ... 0,2
Contaminación severa • Condiciones típicas: altos niveles de contaminación debido a desgaste excesivo o sellos ineficaces • Disposición de los rodamientos con sellos ineficaces o dañados	0,1 ... 0	0,1 ... 0
Contaminación muy severa • Condiciones típicas: niveles de contaminación tan severas que los valores de η_c están fuera de escala, lo que reduce significativamente la vida útil del rodamiento	0	0

¹⁾ La escala para η_c se refiere solo a contaminantes sólidos típicos. No se incluye la contaminación por agua u otros fluidos perjudiciales para la vida del rodamiento. Debido al fuerte desgaste abrasivo en entornos altamente contaminados ($\eta_c = 0$), la vida útil del rodamiento puede ser significativamente inferior a la vida nominal.

Anexo 6E. Factor A_{SKF} .

Anexo 7. Comprobación de funcionamiento de rodamiento en software SKF.

Búsqueda y selección **calculadora** Ajustes y tolerancias resumen

Entrada requerida

Requisitos del sistema

Rodamiento soportando la carga axial ¹

Izquierda Derecha Ninguno (se ignora la carga axial)

Orientación del eje

Horizontal Vertical

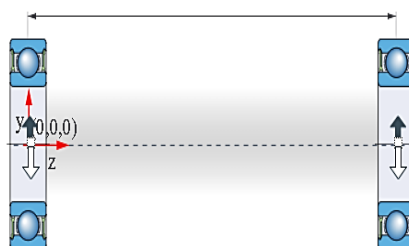
Ajustes para estimación de CO₂ ² [\(Editar configuración\)](#)

Localización geográfica - Unión Europea
 Periodo de interés [años] - 1
 Tiempo operativo [%] - 100%

Distancia del rodamiento

320.48 milímetros

Aro giratorio



Caso de carga

sistema de coordenadas <small>Carrizo (x,y) Polar (r,θ)</small>	coordenadas			fuerzas			velocidad <small>rpm</small>	Temperatura ¹	
	x r <small>milímetros</small>	y θ <small>milímetros</small>	z <small>milímetros</small>	FX fr. <small>kN</small>	FY Fθ <small>kN</small>	fz <small>kN</small>		Izquierda	Derecha
F1 <input checked="" type="radio"/> (x,y) <input type="radio"/> (r,θ)	0	0	0	0	0.137	0	-	74	interior de aro: 45
F2 <input checked="" type="radio"/> (x,y) <input type="radio"/> (r,θ)	0	0	320.48	0	0.505	0	-		Aro exterior: 40
<p><input checked="" type="checkbox"/> Temperatura del rodamiento derecho igual que el izquierdo</p>									
Propiedades del rodamiento	61910-2RZ 61910-2RZ								
Carga mínima	F_{rm} : Izquierda: 0,0236 kN Derecha: 0,0236 kN								
viscosidad	κ : Izquierda: 0,52 Derecha: 0,52								
Carga en el rodamiento	C/P : Izquierda: > 100 Derecha: 28.91								
Estimación de emisiones de CO₂ sobre el periodo de interés	NUEVO kg de CO ₂ : Izquierda: 0,1 Derecha: 0,4			2					
Vida útil de la grasa e intervalo de relubricación	L_{10} : Izquierda: 78900 h Derecha: 78900 h			1					
Velocidad de referencia ajustada	n_{ar} : Izquierda: 19000 r/min Derecha: 19000 r/min								
Factor de seguridad estática	S_0 : Izquierda: > 20 Derecha: > 20								
Vida nominal del rodamiento	L_{10h} : Izquierda: > 2x10^5 h Derecha: > 2x10^5 h L_{10mh} : Izquierda: > 2x10^5 h Derecha: > 2x10^5 h			2					
Frecuencias	Despliegue para ver los resultados								
Fricción	M : Izquierda: 4,27 Nmm Derecha: 12,6 Nmm								

Anexo 8. Ficha técnica de rodamiento SKF 61910 – 2RZ.

17/5/24, 23:18

61910-2RZ - Rodamientos rígidos de bolas | SKF



Image may differ from product. See technical specification for details.

61910-2RZ

Rodamiento rígido de bolas con sellos o placas de protección

Descripción general

Dimensiones

Diámetro interno	50 mm
Diámetro exterior	72 mm
Ancho	12 mm

Rendimiento

Capacidad de carga dinámica básica	14.6 kN
Capacidad de carga estática básica	10.4 kN
Velocidad de referencia	19 000 r/min
Velocidad límite	9 500 r/min

Propiedades

Ranuras de llenado	Sin
Cantidad de hileras	1
Elemento de fijación, aro exterior del rodamiento	Ninguna
Tipo de agujero	Cilíndrico
Jaula	Chapa metálica
Disposición ajustada	No
Juego radial interno	CN
Clase de tolerancia	Normal
Material, rodamiento	Acero para rodamientos
Recubrimiento	Sin
Sellado	Rozante en ambos lados
Tipo de sellado	No rozante
Lubricante	Grasa
Característica de relubricación	Sin

Anexo 9. Chumacera SY 507M SKF.

23/5/24, 16:08

SY 507 M - Soportes para rodamientos de inserción | SKF

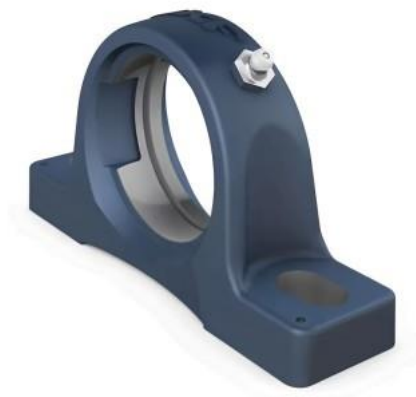


Image may differ from product. See technical specification for details.

SY 507 M

Soporte de pie para rodamientos de inserción, fundición, normas ISO

Descripción general

Dimensiones

Diámetro del asiento esférico	72 mm
Altura del centro (soporte de pie)	476 mm
Ancho total del soporte	45 mm
Distancia del centro entre los orificios para tornillos	126 mm

Anexo 10. Tablas para el dimensionamiento de la transmisión Piñón – Cadena SKF.

Anexo 10A. Factor de servicio según aplicación.

Table 1

Application service factor (F_a)		Type of prime mover		
Load classification	Driven equipment	Electric motor or turbine	Internal combustion engine > 6 cylinders, with flywheel, or hydraulic coupling	Internal combustion engine <6 cylinders, with NO flywheel, or hydraulic coupling
Uniform load (U)	Agitators; centrifugal blowers; generators, centrifugal pumps; Uniformly loaded belt conveyor, lightly loaded chain conveyors	1.0	1.0	1.2
Moderate shock (M)	Centrifugal compressors, kilns and dryers; conveyors and elevators with intermittent, medium load fluctuations; Dryers; Pulverisers; machinery with moderate pulsating loads (machine tools paper, textiles)	1.3	1.2	1.4
Heavy shock (H)	Press, construction and mining equipment; reciprocating machinery, (compressors, reciprocating feeders, oil well rigs) rubber mixers, roll lines, machinery with heavy shock or reversing torques	1.5	1.4	1.7 – 1.9

Anexo 10B. Selección de estándar BS/DIN – ANSI.

Table 4

BS / DIN preferred sprockets											
11	12	13	15	17	19	20	21	23	25	27	30
38	45	57	76	95	114						
ANSI preferred sprockets											
9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
28	30	32	35	36	40	42	45	48	52	54	60
70	72	80	84	96	112						

Anexo 10C. Paso de cadena 12B.

12B-1; (19.05 mm Pitch) Power ratings in kilowatt (European standard)																	
No of teeth	Pitch circle Dia.	rpm of small (faster) sprocket z_1															
Z	mm	25	50	75	100	200	300	400	500	750	1000	1200	1440	1800	2000	2200	2400
13	79,60	0,39	0,64	1,09	1,18	2,21	3,57	4,59	5,04	8,12	10,27	10,48	8,31	5,73	4,86	4,21	3,70
15	91,62	0,42	0,74	1,15	1,37	2,59	3,79	4,87	5,88	8,61	10,90	12,96	10,30	7,08	6,03	5,22	4,58
17	103,67	0,52	0,84	1,42	1,58	2,97	4,66	5,98	6,74	10,58	13,38	14,94	12,54	8,58	7,27	6,30	5,53
19	115,74	0,60	0,96	1,65	1,78	3,34	5,42	6,95	7,62	12,20	15,56	16,74	14,76	10,12	8,58	7,49	6,53
21	127,82	0,66	1,07	1,81	1,98	3,73	5,96	7,65	8,45	13,52	17,12	18,72	17,08	11,76	9,96	8,67	7,62
23	139,90	0,72	1,17	1,98	2,18	4,10	6,50	8,34	9,35	14,76	18,67	20,60	19,65	13,47	11,51	9,87	8,76
25	151,99	0,77	1,29	2,14	2,39	4,49	7,05	9,04	10,22	15,99	20,23	22,58	22,23	15,27	12,96	11,25	9,87
Lubrication method		TYPE 1			TYPE 2						TYPE 3						

Table 9e

Anexo 10D. Paso de cadena 16B.

16B-1; (25.4mm Pitch) Power ratings in kilowatt (European standard)																	
No of teeth	Pitch circle Dia.	rpm of small (faster) sprocket z_1															
Z	mm	25	50	75	100	200	300	400	500	600	700	800	1000	1200	1400	1600	1800
13	106,14	1,00	1,85	3,05	3,46	6,45	9,27	12,02	14,68	19,27	19,91	24,60	21,63	16,48	13,05	10,73	8,93
15	122,17	1,15	2,16	3,23	4,04	7,53	10,82	14,08	17,17	20,45	23,26	26,09	26,78	20,42	16,22	13,21	11,07
17	138,23	1,33	2,47	3,97	4,61	8,58	12,44	16,05	19,65	25,11	26,60	32,04	32,27	24,54	19,49	15,97	13,39
19	154,32	1,49	2,79	4,61	5,21	9,70	13,99	18,11	22,15	29,20	30,05	37,27	38,19	29,10	23,09	18,88	15,79
21	170,42	1,67	3,11	5,08	5,80	10,82	15,63	20,26	24,72	32,13	33,48	40,99	44,37	33,81	26,78	21,97	18,36
23	186,54	1,83	3,43	5,54	6,41	11,93	17,17	22,32	27,21	35,04	36,90	44,72	50,81	38,41	29,80	25,15	21,12
25	202,66	2,01	3,76	5,99	7,01	13,05	18,80	24,38	29,87	37,97	40,35	48,44	55,70	43,86	34,84	28,50	23,87
Lubrication method		TYPE 1			TYPE 2						TYPE 3						

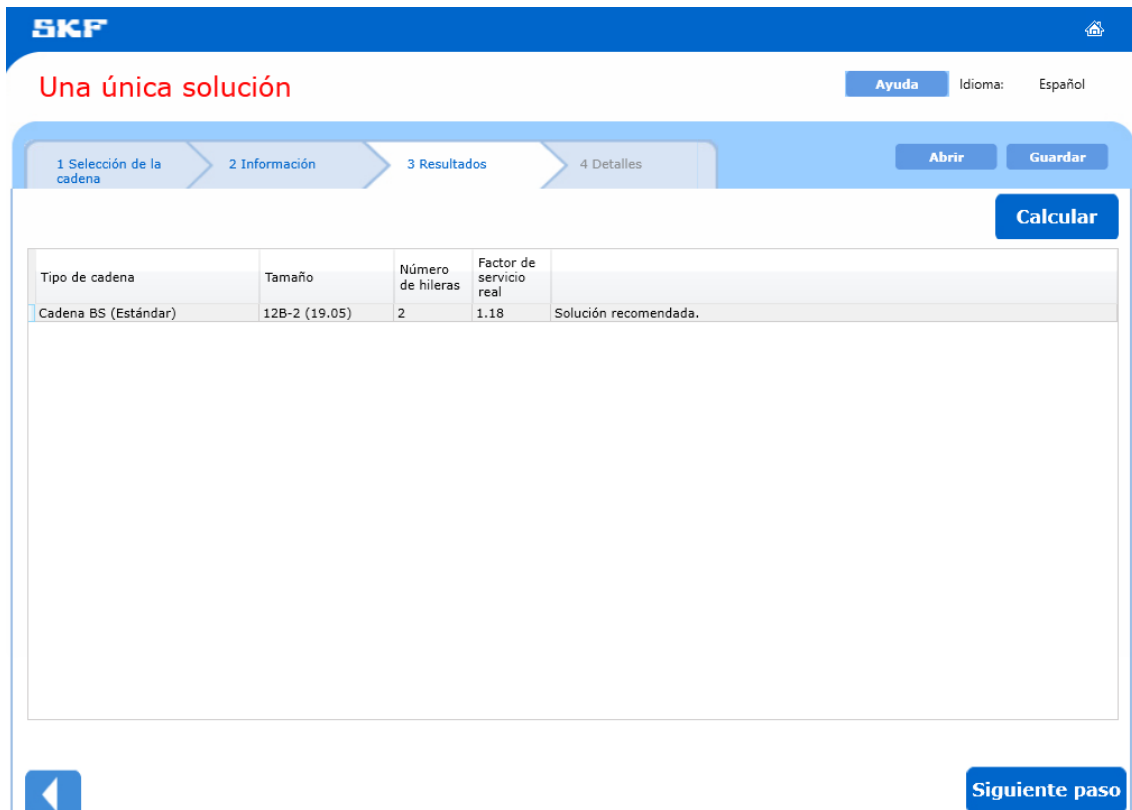
Table 9f

Anexo 10E. Factor de hebras múltiples.

Multiple strand factor			
No. strands	Multiplier K2	No. strands 1	Multiplier K2
1	1.0	4	3.3.
2	1.7	5	3.9
3	2.5	6	4.6

¹ BS or DIN chain are only available up to "triplex" or 3 strand configuration, unless against special demand (MTO)

Anexo 11. Validación de resistencia de la transmisión Piñón-Cadena con el simulador SKF.



The screenshot displays the SKF simulation interface. At the top, the SKF logo is on the left, and a home icon is on the right. Below the logo, the text "Una única solución" is displayed. To the right of this text, there are buttons for "Ayuda" and "Idioma: Español".

The main interface features a progress bar with four steps: "1 Selección de la cadena", "2 Información", "3 Resultados", and "4 Detalles". The "3 Resultados" step is currently active. To the right of the progress bar are buttons for "Abrir" and "Guardar".

Below the progress bar, there is a large blue button labeled "Calcular".

The central part of the interface contains a table with the following data:

Tipo de cadena	Tamaño	Número de hileras	Factor de servicio real	
Cadena BS (Estándar)	12B-2 (19.05)	2	1.18	Solución recomendada.

At the bottom left, there is a blue button with a left-pointing arrow. At the bottom right, there is a blue button labeled "Siguiete paso".



Resultados del cálculo

Datos de partida:

Potencia nominal [kW]:	1.5
Par nominal [Nm]:	195.7
Factor de servicio requerido:	1
Velocidad del lado conductor (DR) [rpm]:	73.2
Velocidad del lado conducido (DN) [rpm]:	73.2

Transmisión:

Distancia real entre centros [mm]:	447.68
Velocidad real de la transmisión [rpm]:	73.2

Cadena:

Referencia:	PHC 12B-2X10FT
Factor de servicio real:	1.18
Potencia nominal de la cadena [kW]:	1.77
Número de eslabones en la cadena:	62
Velocidad de la cadena [m/s]:	0.35
Velocidad máxima admisible de la cadena [m/s]:	10.57
Longitud de la cadena [mm]:	1181.1

La transmisión propuesta requerirá 1 caja(s) de 10 pies.

Piñón del lado conductor (DR):

Referencia:	PHS 12B-2BH15
Diámetro de referencia [mm]:	91.63
Número de dientes:	15
Paso de la cadena [mm]:	19.05

Piñón del lado conducido (DN):

Referencia:	PHS 12B-2BH15
Diámetro de referencia [mm]:	91.63
Número de dientes:	15
Paso de la cadena [mm]:	19.05

Tipo(s) de lubricación recomendado(s): Tipo I

Lubricación manual - El aceite se aplica manualmente con un cepillo o desde un bidón de aceite

Lubricación por goteo - Por medio de un sistema de goteo, el aceite se conduce a través de un sumidero, y a un ritmo previamente fijado, a los engrasadores

Fuerzas:

Fuerza tensora [N]:	4271
Fuerza centrífuga [N]:	0
Fuerza de rotura [N]:	57800
Fuerza sobre la cadena [N]:	4272
Coefficiente estático de seguridad frente a rotura:	13.53
Coefficiente dinámico de seguridad frente a rotura:	13.53
Presión en la unión de la cadena [Mpa]:	23.86
Nivel de seguridad de la unión de la cadena:	0.86
Laxitud máxima de la cadena [mm]:	8.95

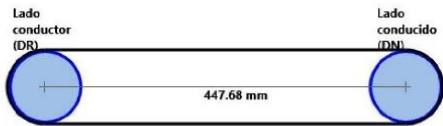
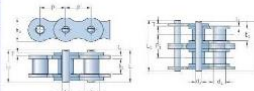
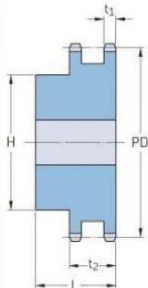
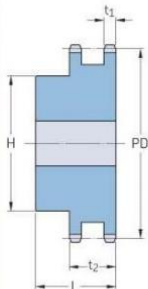
Fecha: 14/06/2024

© SKF es una marca registrada del Grupo SKF
© SKF 2024

El contenido de este informe es propiedad exclusiva del editor y no podrá reproducirse (incluso en parte) sin el consentimiento previo de tenido el máximo cuidado para garantizar la exactitud de la información contenida en esta publicación, pero no se acepta ninguna responsabilidad por pérdidas o daños, ya sean directos, indirectos o consecuentes, que se produzcan como resultado del uso de dicha información.

Anexo 12. Características de los elementos del sistema de transmisión Piñón – Cadena.



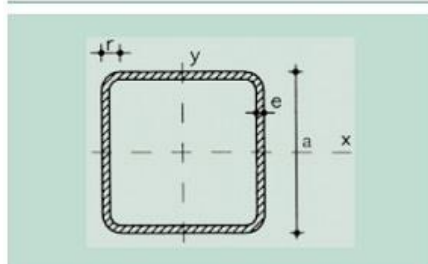
<p>Resultados del cálculo</p> 	<p>Cadena PHC 12B-2X10FT</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="2">PHC 12B-2X10FT</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Paso P (mm)</td> <td>19.05</td> </tr> <tr> <td>Diámetro del rodillo d1 máx (mm)</td> <td>12.07</td> </tr> <tr> <td>Anchura del casquillo del pasador b1 min (mm)</td> <td>11.68</td> </tr> <tr> <td>Diámetro del pasador d2 max (mm)</td> <td>5.72</td> </tr> <tr> <td>Altura de la placa h2 max (mm)</td> <td>16</td> </tr> <tr> <td>Grosor de la placa del eslabón T max (mm)</td> <td>1.85</td> </tr> <tr> <td>Peso (kg/m)</td> <td>2.31</td> </tr> </tbody> </table> 	PHC 12B-2X10FT		Paso P (mm)	19.05	Diámetro del rodillo d1 máx (mm)	12.07	Anchura del casquillo del pasador b1 min (mm)	11.68	Diámetro del pasador d2 max (mm)	5.72	Altura de la placa h2 max (mm)	16	Grosor de la placa del eslabón T max (mm)	1.85	Peso (kg/m)	2.31		
PHC 12B-2X10FT																			
Paso P (mm)	19.05																		
Diámetro del rodillo d1 máx (mm)	12.07																		
Anchura del casquillo del pasador b1 min (mm)	11.68																		
Diámetro del pasador d2 max (mm)	5.72																		
Altura de la placa h2 max (mm)	16																		
Grosor de la placa del eslabón T max (mm)	1.85																		
Peso (kg/m)	2.31																		
<p>Piñón del lado conductor (DR) PHS 12B-2BH15</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="2">PHS 12B-2BH15</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Paso P (mm)</td> <td>19.05</td> </tr> <tr> <td>Número de dientes</td> <td>15</td> </tr> <tr> <td>Diámetro primitivo (mm)</td> <td>91.63</td> </tr> <tr> <td>Agujero mínimo (mm)</td> <td>16</td> </tr> <tr> <td>Agujero máximo (mm)</td> <td>44</td> </tr> <tr> <td>Cubo H (mm)</td> <td>71</td> </tr> <tr> <td>Cubo L (mm)</td> <td>50</td> </tr> <tr> <td>Peso (kg)</td> <td>1.78</td> </tr> </tbody> </table> 	PHS 12B-2BH15		Paso P (mm)	19.05	Número de dientes	15	Diámetro primitivo (mm)	91.63	Agujero mínimo (mm)	16	Agujero máximo (mm)	44	Cubo H (mm)	71	Cubo L (mm)	50	Peso (kg)	1.78	<p>Casquillo del lado conductor (DR) No hay datos</p>
PHS 12B-2BH15																			
Paso P (mm)	19.05																		
Número de dientes	15																		
Diámetro primitivo (mm)	91.63																		
Agujero mínimo (mm)	16																		
Agujero máximo (mm)	44																		
Cubo H (mm)	71																		
Cubo L (mm)	50																		
Peso (kg)	1.78																		
<p>Piñón del lado conducido (DN) PHS 12B-2BH15</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="2">PHS 12B-2BH15</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Paso P (mm)</td> <td>19.05</td> </tr> <tr> <td>Número de dientes</td> <td>15</td> </tr> <tr> <td>Diámetro primitivo (mm)</td> <td>91.63</td> </tr> <tr> <td>Agujero mínimo (mm)</td> <td>16</td> </tr> <tr> <td>Agujero máximo (mm)</td> <td>44</td> </tr> <tr> <td>Cubo H (mm)</td> <td>71</td> </tr> <tr> <td>Cubo L (mm)</td> <td>50</td> </tr> <tr> <td>Peso (kg)</td> <td>1.78</td> </tr> </tbody> </table> 	PHS 12B-2BH15		Paso P (mm)	19.05	Número de dientes	15	Diámetro primitivo (mm)	91.63	Agujero mínimo (mm)	16	Agujero máximo (mm)	44	Cubo H (mm)	71	Cubo L (mm)	50	Peso (kg)	1.78	<p>Casquillo del lado conducido (DN) No hay datos</p>
PHS 12B-2BH15																			
Paso P (mm)	19.05																		
Número de dientes	15																		
Diámetro primitivo (mm)	91.63																		
Agujero mínimo (mm)	16																		
Agujero máximo (mm)	44																		
Cubo H (mm)	71																		
Cubo L (mm)	50																		
Peso (kg)	1.78																		

Fecha: 14/06/2024

© SKF es una marca registrada del Grupo SKF
© SKF 2024

El contenido de este informe es propiedad exclusiva del editor y no podrá reproducirse (incluso en parte) sin el consentimiento previo de tenido el máximo cuidado para garantizar la exactitud de la información contenida en esta publicación, pero no se acepta ninguna responsabilidad por pérdidas o daños, ya sean directos, indirectos o consecuentes, que se produzcan como resultado del uso de dicha información.

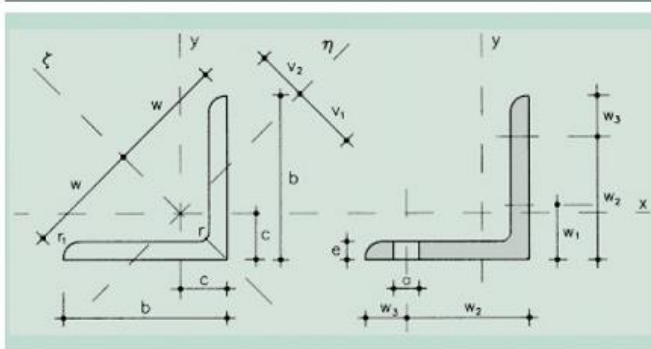
Anexo 13. Ficha técnica perfil cuadrado.



r = Radio exterior de redondeo
 u = Perímetro
 A = Área de la sección
 S = Momento estático de media sección, respecto al eje X o Y
 I = Momento de inercia de la sección, respecto al eje X o Y
 $W = 2I : d$. Módulo resistente de la sección, respecto al eje X o Y
 $i = \sqrt{I : A}$. Radio de giro de la sección, respecto al eje X o Y
 It = Módulo de torsión de la sección

Perfil	Dimensiones				Términos de sección						Peso p kp/m	
	a mm	e mm	r mm	u mm	A cm ²	S cm ³	I cm ⁴	W cm ³	i cm	I_x cm ⁴		
# 40.2	40	2	5	151	2,90	2,04	6,60	3,40	1,53	11,3	2,28	P
# 40.3	40	3	8	147	4,13	2,80	9,01	4,51	1,48	15,6	3,24	P
# 40.4	40	4	10	143	5,21	3,40	10,50	5,26	1,42	18,9	4,09	P
# 45.2	45	2	5	171	3,30	2,63	9,94	4,42	1,74	16,3	2,59	C
# 45.3	45	3	8	167	4,73	3,65	13,40	5,95	1,68	22,9	3,71	C
# 45.4	45	4	10	163	6,01	4,49	15,90	7,07	1,63	28,2	4,72	C
# 50.2	50	2	5	191	3,70	3,30	13,90	5,57	1,94	22,7	2,91	P
# 50.3	50	3	8	187	5,33	4,62	19,00	7,59	1,89	32,0	4,18	P
# 50.4	50	4	10	183	5,81	5,73	22,90	9,15	1,83	39,9	5,35	P
# 55.2	55	2	5	211	4,10	4,04	18,90	6,86	2,14	30,5	3,22	C
# 55.3	55	3	8	207	5,93	5,70	25,90	9,43	2,09	43,4	4,66	C
# 55.4	55	4	10	203	7,61	7,12	31,60	11,50	2,04	54,5	5,97	C
# 60.2	60	2	5	231	4,50	4,86	24,80	8,28	2,35	39,9	3,53	P
# 60.3	60	3	8	227	6,53	6,89	34,40	11,50	2,30	57,1	5,13	P
# 60.4	60	4	10	223	8,41	8,66	42,30	14,10	2,24	72,2	6,60	P
# 60.5	60	5	13	219	10,10	10,20	48,50	16,20	2,19	85,2	7,96	C
# 70.2	70	2	5	271	5,30	6,71	40,30	11,50	2,76	64,1	4,16	P
# 70.3	70	3	8	267	7,73	9,60	56,60	16,20	2,71	92,6	6,07	P
# 70.4	70	4	10	263	10,00	12,20	70,40	20,10	2,65	118,0	7,86	P
# 70.5	70	5	13	259	12,10	14,50	82,00	23,40	2,60	141,0	9,53	P
# 80.3	80	3	8	307	8,93	12,80	86,60	21,70	3,11	140,0	7,01	P
# 80.4	80	4	10	303	11,60	16,30	108,80	27,20	3,06	180,0	9,11	P
# 80.5	80	5	13	299	14,10	19,50	128,00	32,00	3,01	217,0	11,10	P
# 80.6	80	6	15	294	16,50	22,40	144,00	36,00	2,95	250,0	13,00	C
# 90.3	90	3	8	347	10,10	16,40	126,00	37,90	3,52	202,0	7,95	P
# 90.4	90	4	10	343	13,20	21,10	159,00	35,40	3,47	281,0	10,40	P
# 90.5	90	5	13	339	16,10	25,30	189,00	41,90	3,42	316,0	12,70	P
# 90.6	90	6	15	334	18,90	29,20	214,00	47,60	3,36	366,0	14,90	P
# 100.3	100	3	8	387	11,30	20,10	175,00	35,00	3,93	279,0	8,89	P
# 100.4	100	4	10	383	14,80	26,40	223,00	44,60	3,88	363,0	11,60	P
# 100.5	100	5	13	379	18,10	31,90	266,00	53,10	3,83	440,0	14,20	P
# 100.6	100	6	15	374	21,30	37,00	304,00	60,70	3,77	513,0	16,70	P
# 120.4	120	4	10	463	18,00	38,90	397,00	66,20	4,70	638,0	14,10	P
# 120.5	120	5	13	459	22,10	47,20	478,00	79,60	4,64	780,0	17,40	P
# 120.6	120	6	15	454	26,10	55,10	551,00	91,80	4,59	913,0	20,50	C
# 140.5	140	5	13	539	26,10	65,60	780,00	111,00	5,46	260,0	20,50	P
# 140.6	140	6	15	534	30,90	76,80	905,00	129,00	5,41	480,0	24,30	P
# 140.8	140	8	20	526	40,00	97,50	1.130,00	161,00	5,30	890,0	31,40	P
# 160.5	160	5	13	619	30,10	86,90	1.190,00	149,00	6,28	1.901,0	23,70	P
# 160.6	160	6	15	614	35,70	102,00	1.390,00	173,00	6,23	2.240,0	28,00	P
# 160.8	160	8	20	609	46,40	131,00	1.740,00	218,00	6,12	2.890,0	36,50	P
# 170.5	170	5	13	659	32,10	98,70	1.440,00	169,00	6,69	2.290,0	25,20	C
# 170.6	170	6	15	654	38,10	116,00	1.680,00	198,00	6,64	2.710,0	29,90	C
# 170.8	170	8	20	646	49,60	149,00	2.120,00	249,00	6,53	3.410,0	39,00	P

Anexo 14. Ficha técnica perfil L.



- A = Área de la sección
- I_x = Momento de inercia de la sección, respecto a X
- I_z = Momento de inercia de la sección, respecto a ζ
- I_y = Momento de inercia de la sección, respecto a η
- $W_x = I_x : (b - c)$. Módulo resistente de la sección, respecto a X
- $W_y = I_y : V_1$. Módulo resistente de la sección, respecto a η
- $i_x = \sqrt{I_x / A}$. Radio de giro de la sección, respecto a X
- $i_z = \sqrt{I_z / A}$. Radio de giro de la sección, respecto a ζ
- $i_y = \sqrt{I_y / A}$. Radio de giro de la sección, respecto a η
- u = Perímetro
- p = Peso por m
- a = Diámetro del agujero del roblón normal

Perfil	Dimensiones				Posición del centro				Términos de sección							Agujeros			Peso					
	b	e	r	r ₁	u	c	v ₁	v ₂	w	A	I _x	I _z	I _y	W _x	W _y	i _x	i _z	i _y	w ₁	w ₂	w ₃	a	p	
	mm	mm	mm	mm	mm	cm	cm	cm	cm	cm ²	cm ⁴	cm ⁴	cm ⁴	cm ³	cm ³	cm	cm	cm	mm	mm	mm	mm	mm	kp/m
L 40. 4	40	4	6	3,0	155	1,12	1,58	1,40	2,83	3,08	4,47	7,09	1,86	1,55	1,17	1,21	1,52	0,78	22	—	18	11	2,42	P
L 40. 5	40	5	6	3,0	155	1,16	1,64	1,42	2,83	3,79	5,43	8,60	2,26	1,91	1,37	1,20	1,51	0,77	22	—	18	11	2,97	C
L 40. 6	40	6	6	3,0	155	1,20	1,70	1,43	2,83	4,48	6,31	9,98	2,65	2,26	1,56	1,19	1,49	0,77	22	—	18	11	3,52	C
L 45. 4	45	4	7	3,5	174	1,23	1,75	1,57	3,18	3,49	6,43	10,20	2,67	1,97	1,53	1,36	1,71	0,88	25	—	20	13	2,74	P
L 45. 5	45	5	7	3,5	174	1,28	1,81	1,58	3,18	4,30	7,84	12,40	3,26	2,43	1,80	1,35	1,70	0,87	25	—	20	13	3,38	P
L 45. 6	45	6	7	3,5	174	1,32	1,87	1,59	3,18	5,09	9,16	14,50	3,82	2,88	2,05	1,34	1,69	0,87	25	—	20	13	4,00	C
L 50. 4	50	4	7	3,5	194	1,36	1,92	1,75	3,54	3,89	8,97	14,20	3,72	2,46	1,94	1,52	1,91	0,98	30	—	20	13	3,06	P
L 50. 5	50	5	7	3,5	194	1,40	1,99	1,76	3,54	4,80	11,00	17,40	4,54	3,05	2,29	1,51	1,90	0,97	30	—	20	13	3,77	P
L 50. 6	50	6	7	3,5	194	1,45	2,04	1,77	3,54	5,69	12,80	20,30	5,33	3,61	2,61	1,50	1,89	0,97	30	—	20	13	4,47	C
L 50. 7	50	7	7	3,5	194	1,49	2,10	1,78	3,54	6,56	14,60	23,10	6,11	4,16	2,91	1,49	1,88	0,96	30	—	20	13	5,15	C
L 50. 8	50	8	7	3,5	194	1,52	2,16	1,80	3,54	7,41	16,30	25,70	6,87	4,68	3,19	1,48	1,86	0,96	30	—	20	13	5,82	C
L 60. 5	60	5	8	4,0	233	1,64	2,32	2,11	4,24	5,82	19,40	30,70	8,02	4,45	3,45	1,82	2,30	1,17	35	—	25	17	4,57	P
L 60. 6	60	6	8	4,0	233	1,69	2,39	2,11	4,24	6,91	22,80	36,20	9,43	5,29	3,95	1,82	2,29	1,17	35	—	25	17	5,42	P
L 60. 8	60	8	8	4,0	233	1,77	2,50	2,14	4,24	9,03	29,20	46,20	12,20	6,89	4,66	1,80	2,26	1,16	35	—	25	17	7,09	C
L 60. 10	60	10	8	4,0	233	1,85	2,61	2,17	4,24	11,10	34,90	55,10	14,80	8,41	5,67	1,78	2,23	1,16	35	—	25	17	8,69	C
L 70. 6	70	6	9	4,5	272	1,93	2,73	2,46	4,95	8,13	36,9	58,5	15,3	7,27	5,59	2,13	2,68	1,37	40	—	30	21	6,38	P
L 70. 7	70	7	9	4,5	272	1,97	2,79	2,47	4,95	9,40	42,3	67,1	17,5	8,41	6,27	2,12	2,67	1,36	40	—	30	21	7,38	P
L 70. 8	70	8	9	4,5	272	2,01	2,85	2,47	4,95	10,60	47,5	75,3	19,7	9,52	6,91	2,11	2,66	1,36	40	—	30	21	8,36	C
L 70. 10	70	10	9	4,5	272	2,09	2,96	2,50	4,95	13,10	57,2	90,5	23,9	11,70	8,10	2,09	2,63	1,35	40	—	30	21	10,30	C
L 80. 8	80	8	10	5,0	311	2,26	3,19	2,82	5,66	12,90	72,2	115,0	29,9	12,60	9,36	2,43	3,06	1,56	45	—	35	23	9,63	P
L 80. 10	80	10	10	5,0	311	2,34	3,30	2,85	5,66	15,10	87,5	139,0	36,3	13,40	11,00	2,41	3,03	1,55	45	—	35	23	11,90	C
L 80. 12	80	12	10	5,0	311	2,41	3,41	2,89	5,66	17,90	102,0	161,0	42,7	18,20	12,50	2,39	3,00	1,55	45	—	35	23	14,00	C
L 90. 8	90	8	11	5,5	351	2,50	3,53	3,17	6,36	13,90	104,0	166,0	43,1	16,10	12,20	2,74	3,45	1,76	50	—	40	25	10,90	P
L 90. 10	90	10	11	5,5	351	2,58	3,65	3,19	6,36	17,10	127,0	201,0	52,5	19,80	14,40	2,72	3,43	1,75	50	—	40	25	13,40	C
L 90. 12	90	12	11	5,5	351	2,66	3,76	3,22	6,36	20,90	148,0	234,0	61,7	23,30	16,40	2,70	3,40	1,74	50	—	40	25	15,90	C
L 100. 8	100	8	12	6,0	390	2,74	3,87	3,52	7,07	15,50	145,0	230,0	59,8	19,90	15,50	3,06	3,85	1,96	45	60	40	25	12,20	P
L 100. 10	100	10	12	6,0	390	2,82	3,99	3,54	7,07	19,20	177,0	280,0	72,9	24,60	18,30	3,04	3,83	1,95	45	60	40	25	15,00	P
L 100. 12	100	12	12	6,0	390	2,90	4,11	3,57	7,07	22,70	207,0	328,0	85,7	29,10	20,90	3,02	3,80	1,94	45	60	40	25	17,80	C
L 100. 15	100	15	12	6,0	390	3,02	4,27	3,61	7,07	27,90	249,0	393,0	104,0	35,60	24,40	2,98	3,75	1,93	45	60	40	25	21,90	C
L 120. 10	120	10	13	6,5	469	3,31	4,69	4,23	8,49	23,20	313,0	497,0	129,0	36,00	27,50	3,67	4,63	2,36	50	80	40	25	18,20	P
L 120. 12	120	12	13	6,5	469	3,40	4,80	4,28	8,49	27,50	368,0	584,0	152,0	42,70	31,50	3,65	4,60	2,35	50	80	40	25	21,60	P
L 120. 15	120	15	13	6,5	469	3,51	4,97	4,31	8,49	33,90	445,0	705,0	185,0	52,40	37,10	3,62	4,56	2,33	50	80	40	25	26,60	C
L 150. 12	150	12	16	8,0	586	4,12	5,83	5,29	10,60	34,80	797,0	1.170,0	303,0	67,70	52,00	4,60	5,80	2,95	50	105	45	28	27,30	P
L 150. 15	150	15	16	8,0	586	4,25	6,01	5,33	10,60	43,00	898,0	1.430,0	370,0	83,50	61,60	4,57	5,76	2,93	50	105	45	28	33,80	P
L 150. 18	150	18	16	8,0	586	4,37	6,17	5,38	10,60	51,00	1.050,0	1.670,0	435,0	98,70	70,40	4,54	5,71	2,92	50	105	45	28	40,10	C
L 180. 15	180	15	18	9,0	705	4,98	7,05	6,36	12,70	52,10	1.590,0	2.520,0	653,0	122,0	92,60	5,52	6,96	3,54	60	135	45	28	40,90	C
L 180. 18	180	18	18	9,0	705	5,10	7,22	6,41	12,70	61,90	1.870,0	2.960,0	768,0	145,0	106,00	5,49	6,92	3,52	60	135	45	28	48,60	C
L 180. 20	180	20	18	9,0	705	5,18	7,33	6,44	12,70	68,30	2.040,0	3.240,0	843,0	159,0	115,00	5,47	6,89	3,51	60	135	45	28	53,70	C
L 200. 16	200	16	18	9,0	785	5,52	7,81	7,09	14,10	61,80	2.340,0	3.720,0	960,0	162,0	123,00	6,16	7,76	3,94	60	150	50	28	48,50	C
L 200. 18	200	18	18	9,0	785	5,60	7,93	7,12	14,10	69,10	2.600,0	4.130,0	1.070,0	181,0	135,00	6,13	7,73	3,93	60	150	50	28	54,20	C
L 200. 20	200	20	18	9,0	785	5,68	8,04	7,15	14,10	76,30	2.850,0	4.530,0	1.170,0	199,0	146,00	6,11	7,70	3,92	60	150	50	28	59,90	C
L 200. 24	200	24	18	9,0	785	5,84	8,26	7,21	14,10	90,60	3.390,0	5.280,0	1.380,0	235,0	167,00	6,06	7,64	3,90	60	150	50	28	71,10	C

Anexo 15. Ficha técnica del engranaje recto V528 GEAR SPUR 14 ½ DEG STEEL de Martin Sprockets.

ENGRANAJE RECTANGULAR DE 14 1/2 GRADOS FUNDICIÓN

C528

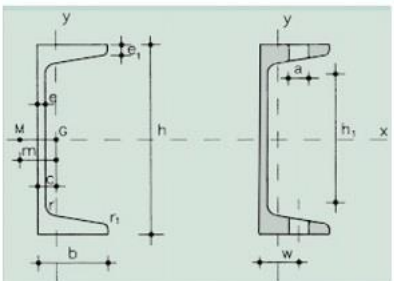


Material	Steel
Paso diametral	5
Ángulo de presión	14,5000 grados.
Número de dientes	28
Diámetro de paso	5,6000 pulgadas
Diámetro externo	6 pulgadas
Ancho de la cara	1,7500 pulgadas.
Tipo de orificio	Perforación terminada
Tamaño del orificio terminado	1,0625 pulgadas.
Tamaño mínimo del orificio	1,0625 pulgadas.
Tamaño máximo del orificio	1,9375 pulgadas.
Diámetro exterior del cubo	3,2500 pulgadas
Proyección del eje	1,2500 pulgadas.
Longitud a través del orificio	3 pulg.

Anexo 16. Sumatoria de pesos de los elementos que componen el sistema de posicionado final.

SISTEMA DE POSICIONADO FINAL					
ÍTEM	DESCRIPCIÓN	UND.	CANT.	PESO UNIT. (KG)	SUBTOTAL (KG)
1.0	SISTEMA DE POSICIONADO FINAL				2188.90
1.01	Banda FORBO - PHR2-90MFLixBB-NA black FR 600mm	m ²	14.74	4.30	63.36
1.02	Tambor Acero AISI 1020 130x600 mm	und	4.00	6.00	24.00
1.03	Revest.de fricción ALTEMA GRUPE FIDEIP - Caucho/Diamantada 10x600mm Per:0.41m	und	4.00	0.41	1.64
1.04	Rodillos de apoyo MARTIN SPROCKETS - CEMA D 5"	und	76.00	12.50	950.00
1.05	Soporte de Acero para Rodillos	und	304.00	0.13	38.00
1.06	Motoreductor LENTAX - 24FR-203/6 Fv-73.2-T3b-Hut 2HP	und	1.00	40.00	40.00
1.07	Eje Acero AISI 1020 50mmx2.50m	und	2.00	38.50	77.00
1.08	Acople Jaw MARTIN SPROCKETS - ML-190-50mm-N-KW	und	4.00	1.02	4.08
1.09	Acople Spider MARTIN SPROCKETS - 190 Poliuretano	und	4.00	0.25	1.00
1.10	Rodamiento SKF - 61910-2RZ	und	24.00	0.14	3.24
1.11	Chumacera SKF - SY 507-M	und	24.00	1.05	25.20
1.12	Piñón doble SKF - PHS-12B-2BH15	und	2.00	1.73	3.46
1.13	Cadena doble SKF - PHC 12B-2X10FT de 1, 181m	und	1.00	2.31	2.31
1.14	Perfil Hueco Cuadrado #120.5mm x 6m	und	4.00	73.40	293.60
1.15	Perfil L #120.5 x 6m	und	4.00	87.90	351.60
1.16	Perfil Hueco Cuadrado #50.3mm x 64cm	und	4.00	2.00	8.00
1.17	Engranaje Recto C528 GEAR SPUR 14 12 DEG STEEL	und	8.00	2.95	23.60
1.18	Platina de Acero ACEROS AREQUIPA ASTM A36 25x100mm x 44cm	und	4.00	8.91	35.64
1.19	Barra Redonda Lisa ACEROS AREQUIPA 1 1/4" x 15cm	und	6.00	0.93	5.58
1.20	Seguro Seeger Exterior 1 1/4"	und	16.00	0.01	0.08
1.21	Perfil de Acero Rectangular #160.80.6 x 65cm	und	8.00	9.00	72.00
1.22	Tubo Circular de Acero Galvanizado 2pulg x 2,88mmx60cm	und	12.00	2.04	24.48
1.23	Perfil UPN 200.75.8,5mm	ml	13.00	2.83	36.79
1.24	Peso de accesorios complementarios (Pernos, seguros, etc)	%	5%	2084.66	104.23

Anexo 17. Ficha técnica del perfil UPN 200.

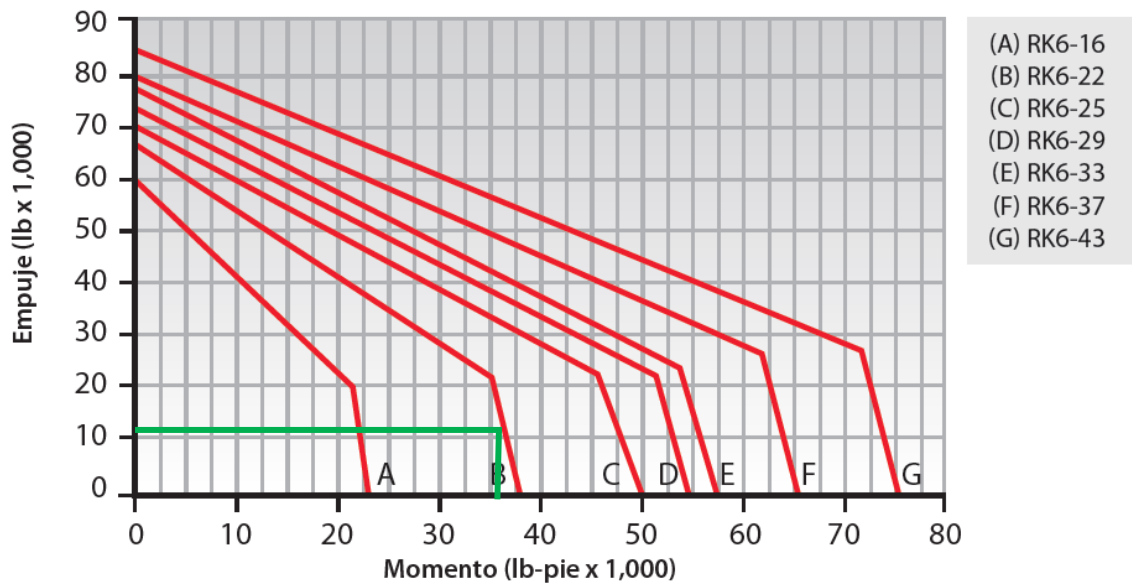


A = Área de la sección
 S_x = Momento estático de media sección, respecto a X
 I_x = Momento de inercia de la sección, respecto a X
 $W_x = 2I_x : h$: Módulo resistente de la sección, respecto a X
 $i_x = \sqrt{I_x : A}$: Radio de giro de la sección, respecto a X
 I_y = Momento de inercia de la sección, respecto a Y
 $W_y = I_y : (b - c)$: Mínimo módulo resistente de la sección, respecto a Y
 $i_y = \sqrt{I_y : A}$: Radio de giro de la sección, respecto a Y

I_t = Módulo de torsión de la sección
 c = Posición del eje Y
 m = Distancia al centro de esfuerzos cortantes
 a = Diámetro del agujero del roblón normal
 w = Gramil, distancia entre ejes de agujeros
 h_1 = Altura de la parte plana del alma
 p = Peso por m
 u = Perímetro

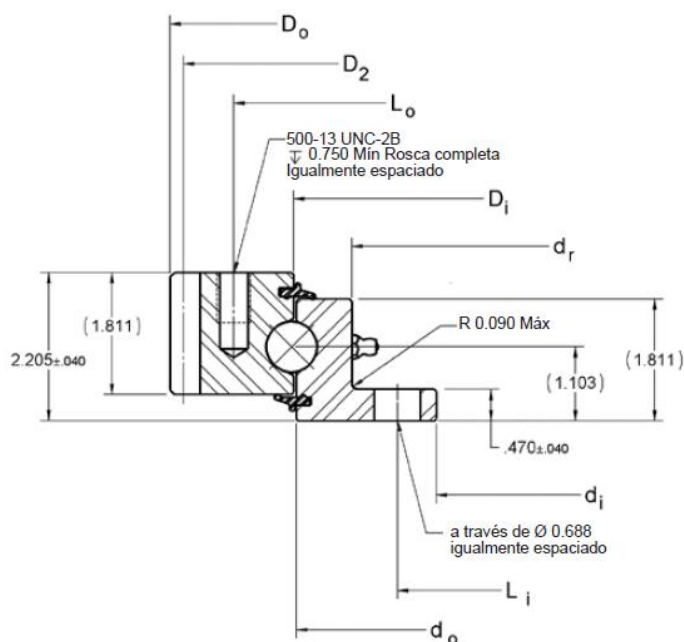
Perfil	Dimensiones							Términos de sección										Agujeros		Peso		
	h	b	e	e ₁ =r	r ₁	h ₁	u	A	S _x	I _x	W _x	i _x	I _y	W _y	i _y	I _t	c	m	w	a	p	
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	cm ²	cm ³	cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm	cm	mm	mm	kp/m	
UPN 80	80	45	6,0	8,0	4,0	46	312	11,0	15,9	106	26,5	3,10	19,4	6,36	1,33	2,24	1,45	2,67	25	13	8,64	C
UPN 100	100	50	6,0	8,5	4,5	64	372	13,5	24,5	206	41,2	3,91	29,3	8,49	1,47	2,96	1,55	2,93	30	13	10,60	P
UPN 120	120	55	7,0	9,0	4,5	82	434	17,0	36,3	364	60,7	4,62	43,2	11,10	1,59	4,30	1,60	3,03	30	17	13,40	P
UPN 140	140	60	7,0	10,0	5,0	98	489	20,4	51,4	605	86,4	5,45	62,7	14,80	1,75	6,02	1,75	3,37	35	17	16,00	P
UPN 160	160	65	7,5	10,5	5,5	115	546	24,0	68,8	925	116,0	6,21	85,3	18,30	1,89	7,81	1,84	3,56	35	21	18,80	P
UPN 180	180	70	8,0	11,0	5,5	133	611	28,0	89,6	1350	150,0	6,95	114,0	22,40	2,02	9,98	1,92	3,75	40	21	22,00	P
UPN 200	200	75	8,5	11,5	6,0	151	661	32,2	114,0	1910	191,0	7,70	148,0	27,00	2,14	12,60	2,01	3,94	40	23	25,30	P
UPN 220	220	80	9,0	12,5	6,5	167	718	37,4	146,0	2690	245,0	8,48	197,0	33,60	2,30	17,00	2,14	4,20	45	23	29,40	P
UPN 240	240	85	9,5	13,0	6,5	184	775	42,3	179,0	3600	300,0	9,22	248,0	39,60	2,42	20,80	2,23	4,39	45	25	33,20	P
UPN 260	260	90	10,0	14,0	7,0	200	834	48,3	221,0	4820	371,0	9,99	317,0	47,70	2,56	23,70	2,36	4,66	50	25	37,90	P
UPN 280	280	95	10,0	15,0	7,5	216	890	53,3	266,0	6280	448,0	10,90	399,0	57,20	2,74	33,20	2,53	5,02	50	25	41,80	P
UPN 300	300	100	10,0	16,0	8,0	232	950	58,8	316,0	8030	535,0	11,70	495,0	67,80	2,90	40,60	2,70	5,41	55	25	46,20	P

Anexo 18. Gráfica de carga de la corona de orientación serie RK de la marca KAYDON.



Serie 19. Ficha técnica de la corona de orientación RK6-25E1Z Kaydon.

Serie RK



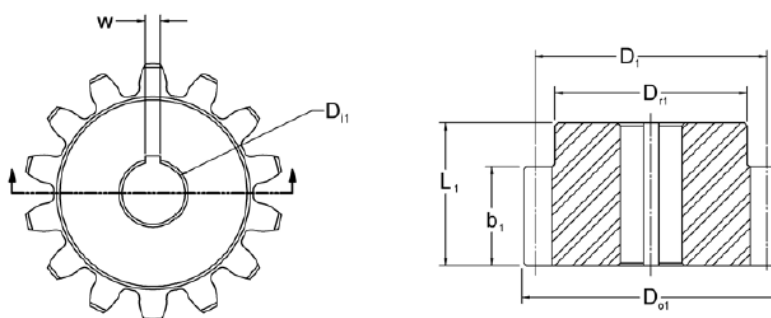
Engranaje externo

N/P Kaydon	DESCRIPCIÓN DE DIMENSIONES Y PESO						G APPROX. (lb)
	D_o (pulg)	d_i (pulg)	D_r (pulg)	D_i (pulg)	d_o (pulg)	d_r (pulg)	
RK6-16E1Z	19.900	11.970	—	16.220	16.140	14.490	72
RK6-22E1Z	25.150	17.090	—	21.340	21.260	19.610	96
RK6-25E1Z	29.150	21.030	—	25.280	25.200	23.550	115
RK6-29E1Z	32.900	24.970	—	29.220	29.140	27.490	128
RK6-33E1Z	37.200	28.900	—	33.150	33.070	31.420	152
RK6-37E1Z	41.200	32.840	—	37.090	37.010	35.360	172
RK6-43E1Z	46.867	38.750	—	43.000	42.920	41.270	189
Tolerancias	+0.000 -0.030	± 0.040	Ref.	Ref.	Ref.	+0.080 -0.000	

N/P Kaydon	ORIFICIOS DE MONTAJE				DATOS DEL ENGRANAJE STUB INV., $\alpha = 20^\circ$				CLASIFICACIÓN DEL MOMENTO C_{rm} (lb-pie)
	ANILLO EXTERNO		ANILLO INTERNO		D_2 (pulg)	P_d	z_2	F_z (lb)	
	L_o (pulg)	n_o	L_i (pulg)	n_i					
RK6-16E1Z	18.000	8	13.130	12	19.500	4	78	5,560	22,700
RK6-22E1Z	23.250	12	18.130	15	24.750	4	99	5,650	37,700
RK6-25E1Z	27.250	15	22.130	18	28.750	4	115	5,700	49,800
RK6-29E1Z	31.000	18	26.130	18	32.500	4	130	5,740	54,200
RK6-33E1Z	35.000	18	30.000	18	36.667	3	110	7,580	56,500
RK6-37E1Z	38.880	18	34.000	20	40.667	3	122	7,620	65,200
RK6-43E1Z	44.630	20	39.880	24	46.333	3	139	7,680	75,500

Anexo 20. Ficha técnica del engranaje para la corona de orientación RK6-25E1Z.

Tablas de piñones para las series RK, HS y MT



Piñones de acoplamiento para los rodamientos de la serie RK

N/P DEL RODAMIENTO	N/P DEL PIÑÓN	DATOS DEL ENGRANAJE $\alpha = 20^\circ$					DESCRIPCIÓN DE DIMENSIONES Y PESO						
		FORMA DEL DIENTE	z_1	P_d (pulg)	b_1 (pulg)	L_1 (pulg)	D_1 (pulg)	D_{o1} (pulg)	D_{r1} (pulg)	D_{i1} (pulg)	w (pulg)	G APROX. (lb)	
RK6-16 al	39200001	SD	14	4	2.000	2.880	3.500	3.900	2.880	1.000	1/4	6.4	
RK6-29	39200002		17	4	2.000	2.880	4.250	4.650	3.630	1.000		10.0	
RK6-33 al	39200003	SD	14	3	2.000	2.880	4.667	5.200	3.880	1.250	5/16	11.4	
RK6-43	39200004		17	3	2.000	2.880	5.667	6.200	4.880	1.250		18.3	
Tolerancias				Ref.	± 0.015	± 0.015	Ref.	$+0.000$ -0.010	Ref.	$+0.002$ -0.000			

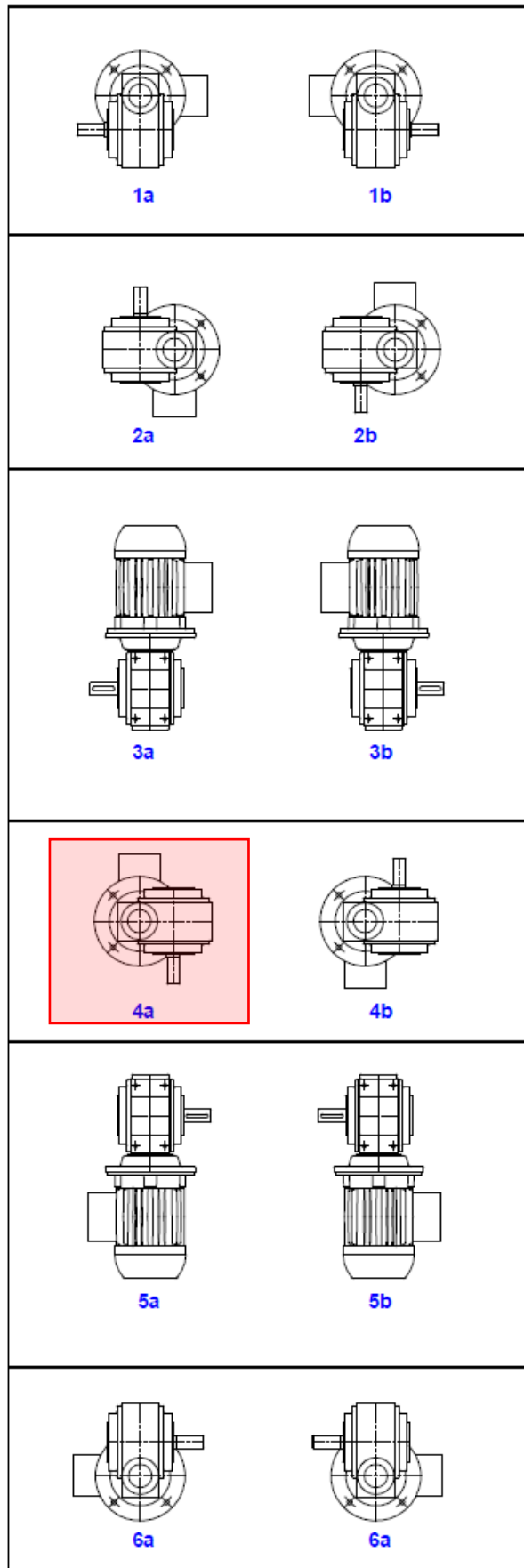
Anexo 21. Dimensionamiento de motorreductores Lentax para las coronas de orientación.

Anexo 21A. Tabla de relación de potencia de 2, 20 kW y velocidad del reductor.

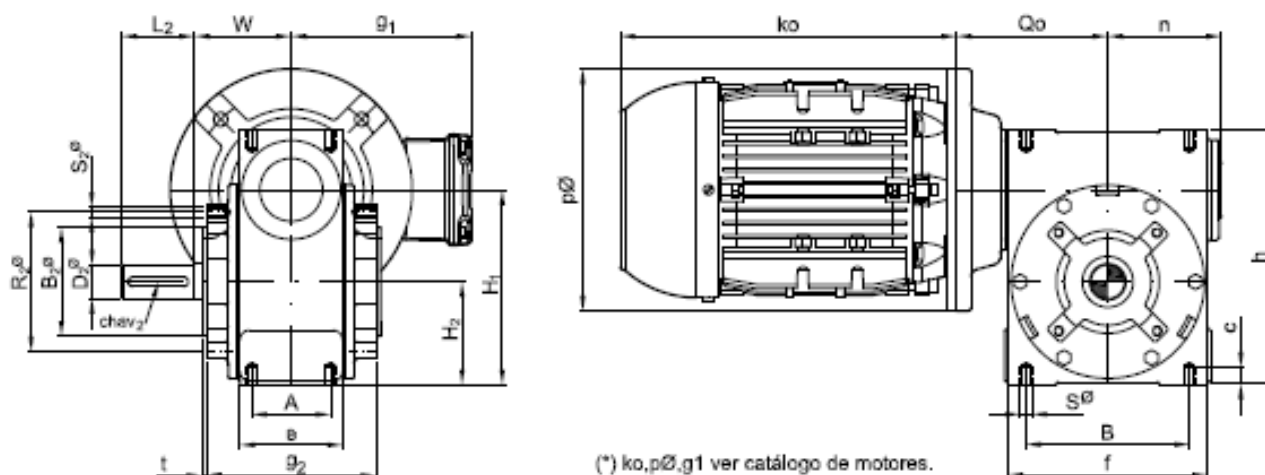
Potencia Entrada		Velocidad Salida aprox.	Relación	MODELO	Factor de Seguridad	Momento Util	Velocidad Entrada aprox.	Carga Radial adm.	Carga Axial adm.	Peso aprox.	Medidas	Repuestos	
kW	HP	(RPM)	(i)		(fz)	(Nm)	(RPM)	(kg)	(kg)	(kg)	Página	Página	
2,20 kW	3,00 HP	36,4	38,79	24TR	3,00	1,35	488	1410	975	625	69	pag 41	pag 50-51
		41,0	34,35	24TR	3,00	1,50	432	1410	755	430	69	pag 41	pag 50-51
		42,9	32,85	24TR	3,00	1,55	417	1410	755	430	69	pag 41	pag 50-51
		50,0	28,19	24TR	3,00	1,80	361	1410	755	430	69	pag 41	pag 50-51
		57,7	24,43	24TR	3,00	2,05	315	1410	755	430	69	pag 41	pag 50-51
		27,6	34,00	24	3,00 /6	1,05	567	940	975	625	74	pag 39	pag 50-51
		30,3	31,00	24	3,00 /6	1,10	546	940	975	625	74	pag 39	pag 50-51
		35,5	26,50	24	3,00 /6	1,25	485	940	975	625	74	pag 39	pag 50-51
		48,2	19,50	24	3,00 /6	1,60	374	940	755	430	74	pag 39	pag 50-51
		62,7	15,00	24	3,00 /6	2,00	295	940	755	430	74	pag 39	pag 50-51
		88,1	10,67	24	3,00 /6	2,55	217	940	640	365	74	pag 39	pag 50-51
		2,20 kW	3,00 HP	36,0	39,00	24	3,00	1,05	446	1410	975	625	60
41,0	34,00			24	3,00	1,20	399	1410	755	430	60	pag 39	pag 50-51
45,0	31,00			24	3,00	1,30	378	1410	755	430	60	pag 39	pag 50-51
53,0	26,50			24	3,00	1,45	335	1410	755	430	60	pag 39	pag 50-51
72,0	19,50			24	3,00	1,85	256	1410	640	365	60	pag 39	pag 50-51
94,0	15,00			24	3,00	2,35	201	1410	585	310	60	pag 39	pag 50-51
132,0	10,67			24	3,00	3,05	146	1410	520	245	60	pag 39	pag 50-51
72,0	19,50			23	3,00	1,02	247	1410	395	225	45	pag 39	pag 50-51
86,0	16,50			23	3,00	1,15	214	1410	360	190	45	pag 39	pag 50-51
132,0	10,67			23	3,00	1,54	146	1410	320	150	45	pag 39	pag 50-51

Anexo 21B. Posición de instalación del motorreductor.

SERIE "U"



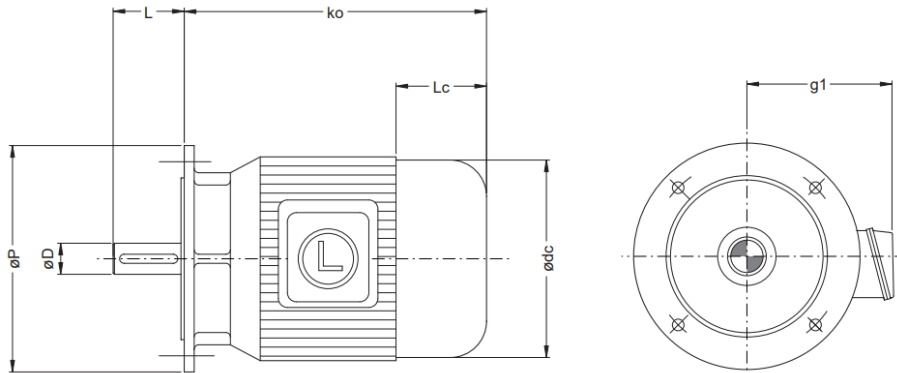
Anexo 21C. Dimensiones del motorreductor 24-299/6 Fv-88.1-PN4a-VF.



Modelo	D2ø	L2	chav 2	H1	H2	A	B	Sø	Qo	W
21	mm	19	6 x 6	110	60	50	95	1/4"	95	65
22	mm	24	8 x 7	133	70	55	115	5/16"	105	75
23	mm	28	8 x 7	161	85	65	135	3/8"	125	80
24	mm	38	10 x 8	215	115	85	190	1/2"	155	107,5
25	mm	48	14 x 9	265	140	100	230	5/8"	190	120
26	mm	58	16 x 10	315	165	120	265	3/4"	210	140

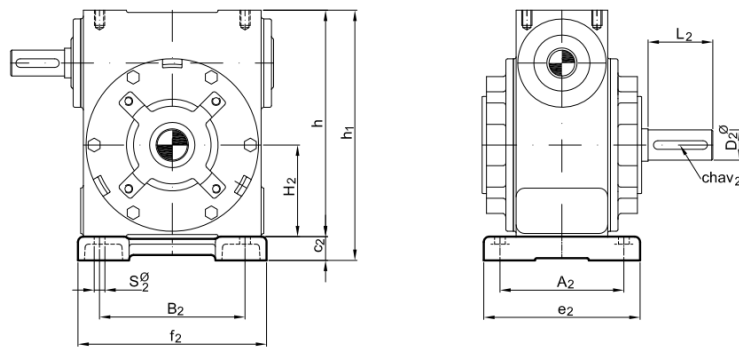
Modelo	B2ø	R2ø	S2ø	e	f	t	c	h	g2	n	Peso kg	aceite lts	
21	mm	60	77	1/4"	66	116	3	12	145	102	75	8,5	0,35
22	mm	75	90	1/4"	75	135	3	14	180	120	85	15,5	0,65
23	mm	90	115	5/16"	85	165	4	16	210	140	95	23,0	1,05
24	mm	120	150	3/8"	110	225	4	25	270	175	132	38,0	1,75
25	mm	150	180	1/2"	135	275	5	25	335	200	160	55,0	3,15
26	mm	175	210	1/2"	160	315	5	35	390	244	180	79,0	5,40

Anexo 21D. Dimensiones del motor y reductor.



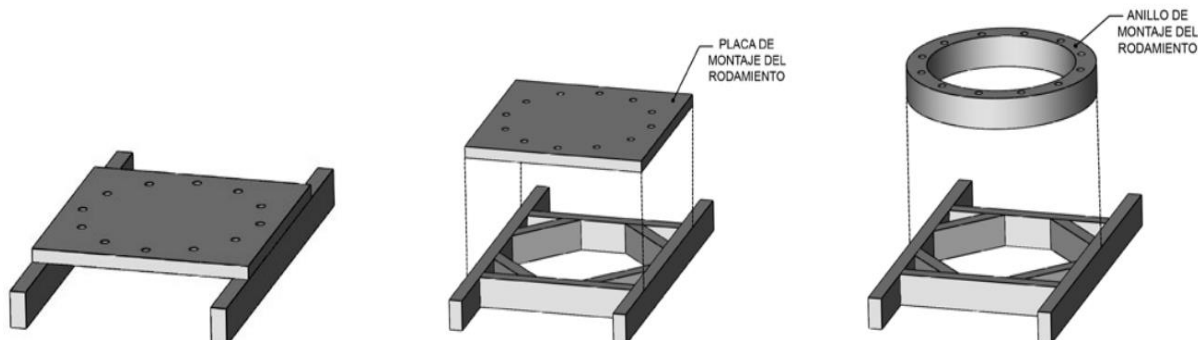
Tamaño Motor IEC.	Dø	L	Pø	g1	dcø	Motor Standard			Motor con Freno			Motor con Antigiro		
						ko	Lc	Peso kg	ko	Lc	Peso kg	ko	Lc	Peso kg
71	mm	14	30	160	136	218	70	10	275	125	12	218	70	10
80	mm	19	40	200	145	236	75	14	288	125	16	236	75	14
90 S	mm	24	50	200	155	254	80	17,5	314	140	20,5	254	80	17,5
90 L	mm	24	50	200	155	279	80	20,5	339	140	23,5	279	80	20,5
100 L	mm	28	60	250	165	316	90	30	390	165	35	316	90	30
112 M	mm	28	60	250	190	333	100	44,5	413	180	53,5	333	100	44,5
132 S	mm	38	80	300	218	372	116	63	487	216	79	432	175	65
132 M	mm	38	80	300	218	410	116	73	525	216	89	470	175	75
160 M	mm	42	110	350	256	488	140	110	603	240	143	548	200	113
160 L	mm	42	110	350	256	532	140	121	647	240	154	592	200	124

MONTAJE CON BASE STANDARD "PN"



Modelo	D2ø	L2	chav 2	H2	A2	B2	S2ø	c2	e2	f2	h	h1
R21	mm	19	6 x 6	60	85	95	9	16	105	120	145	161
R22	mm	24	8 x 7	70	100	115	11	18	125	145	180	198
R23	mm	28	8 x 7	85	115	135	14	22	145	175	210	232
R24	mm	38	10 x 8	115	150	190	17	25	190	240	270	295
R25	mm	48	14 x 9	140	180	230	18	30	225	290	335	365
R26	mm	58	16 x 10	165	210	265	22	35	270	335	390	425

Anexo 22. Consideraciones de instalación coronas de orientación en superficies lisas según Kaydon.



Bastidor sin placas de refuerzo cerca de los orificios de montaje que requiere una placa más gruesa.

Placas de refuerzo agregadas cerca de los orificios de montaje del rodamiento que aumentan la rigidez.

Placas de refuerzo agregadas cerca de los orificios de montaje y anillo que reemplaza a la placa para rigidez adicional.

Anexo 23. Datos de la placa de metal.

DENOMINACIÓN:

PHR A709.

DESCRIPCIÓN:

Plancha de acero al carbono laminada en caliente obtenido a partir de acero estructural de alta resistencia mecánica.

USOS:

Puentes, vigas soldadas, construcción de edificios, gruas puente, equipos mecánicos, material rodante, pilotes, tanques, etc.

NORMAS TÉCNICAS:

- Propiedades Mecánicas: según ASTM A709 - 50.
- Tolerancia Dimensional: ASTM A 6 /A 6M.

PRESENTACIÓN:

- Pueden suministrarse sueltas como enzunchadas.
- Las bobinas se suministran completas.

PROPIEDADES MECÁNICAS:

NORMA TÉCNICA DEL PRODUCTO	GRADO	LÍMITE DE FLUENCIA MPa ≥	CARGA DE ROTURA MPa ≥	ELONGACIÓN % ≥
ASTM A 709/A 709M	50	345	450	21 (2") 18 (8")

() Tamaño de probeta.

NORMAS EQUIVALENTES Ó APROXIMADAS:

ASTM A 572/A 572M, ASTM A 588/A 588M Grado A, Grado B, ASTM A 242/A 242M, DIN 17100 St52-3, EN 10025 S355J0.

DIMENSIONES ESTÁNDAR:

DIMENSIONES mm	PESO TEÓRICO EN kg/plancha			ESPESOR EQUIVALENTE Ó APROXIMADO
	1,500 x 12,000 mm	2,400 x 12,000 mm	3,000 x 12,000 mm	
6.00	847.80	1,356.48		1/4"
6.30	890.19	1,424.30		1/4"
8.00	1,130.40	1,808.64	2,260.80	5/16"
9.00	1,271.70	2,034.72	2,543.40	3/8"
9.50	1,342.35	2,147.76	2,684.70	3/8"
12.00	1,695.60	2,712.96	3,391.20	1/2"
12.70	1,794.51	2,871.22	3,589.02	1/2"
15.88	2,243.84	3,590.15	4,487.69	5/8"
16.00	2,260.80	3,617.28	4,521.60	5/8"
19.00	2,684.70	4,295.52	5,369.40	3/4"
20.00	2,826.00	4,521.60	5,652.00	3/4"
25.00	3,532.50	5,652.00	7,065.00	1"
30.00	4,239.00	6,782.40	8,478.00	1 1/4"
32.00	4,521.60	7,234.56	9,043.20	1 1/4"
38.00	5,369.40	8,591.04	10,738.80	1 1/2"
50.00	7,065.00	11,304.00	14,130.00	2"
63.00	8,901.90	14,243.04	17,803.80	2 1/2"

TOLERANCIAS:


De acuerdo al ASTM A 6/A 6 M.

Se puede suministrar en 6,000 mm de longitud, previa coordinación.

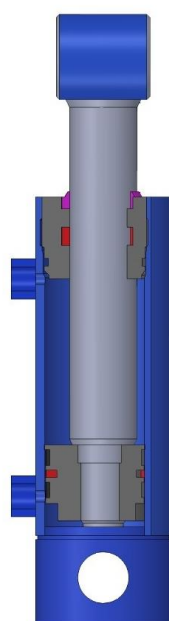
Anexo 24. Sumatoria de pesos de los elementos que componen el sistema de giro horizontal.

SISTEMA DE GIRO HORIZONTAL					
ÍTEM	DESCRIPCIÓN	UND.	CANT.	PESO UNIT. (KG)	SUBTOTAL (KG)
2.0	SISTEMA DE GIRO HORIZONTAL				318.49
2.01	Corona de orientación SKF/KAYDON RKS.061.25.1204	und	1.00	53.00	53.00
2.02	Motoreductor 24-299/6 Fv-88.1-PN3a-VF	und	1.00	74.00	74.00
2.02	Piñón KAYDON 39200002	und	1.00	4.54	4.54
2.02	Placa de Acero A709 12mm (1.20 x 0.70 m)	und	2.00	79.00	158.00
2.05	Peso de accesorios complementarios (Pernos, seguros, etc)	%	10%	289.54	28.95

Anexo 25. Ficha técnica de Motor eléctrico WEG.

HOJA DE DATOS								
Motor Trifásico de Inducción - Rotor de Jaula								
Cliente		: Gregory Leon Rios						
Línea del producto		: W22 NEMA Premium Efficiency Trifásico		Código del producto :		11572207		
				Catalog # :		01018ET3E215TF3-W22		
Carcasa		: 215T		Tiempo de rotor bloqueado		: 30s (frío) 17s (caliente)		
Potencia		: 10 HP (7.5 kW)		Elevación de temperatura		: 80 K		
Polos		: 4		Régimen de servicio		: Cont.(S1)		
Frecuencia		: 60 Hz		Temperatura ambiente		: -20°C hasta +40°C		
Tensión nominal		: 230/460 V		Altitud		: 1000 m		
Corriente nominal		: 25.3/12.7 A		Grado de protección		: IP55		
Corriente de arranque		: 162/81.1 A		Método de refrigeración		: IC411 - TEFC		
Ip/In		: 6.4x(Cód. H)		Forma constructiva		: F-3		
Corriente en vacío		: 11.3/5.65 A		Sentido de giro ¹		: Ambos		
Rotación nominal		: 1765 rpm		Nivel de ruido ²		: 58.0 dB(A)		
Resbalamiento		: 1.94 %		Método de Arranque		: Partida directa		
Torque nominal		: 40.3 Nm		Masa aproximada ³		: 80.8 kg		
Torque de arranque		: 200 %						
Torque máximo		: 295 %						
Clase de aislamiento		: F						
Factor de servicio		: 1.25						
Momento de inercia (J)		: 0.0636 kgm ²						
Categoría		: B						
Potencia		25% 50% 75% 100%		Fuerzas en la fundación				
Rendimiento (%)		90.8 91.0 91.7 91.7		Tracción máxima		: 2042 N		
Cos Φ		0.40 0.65 0.76 0.81		Compresión máxima		: 2835 N		
Pérdidas en puntos de funcionamiento estándar (velocidad; par), en porcentaje de la potencia nominal								
P1 (0,9;1,0)	P2 (0,5;1,0)	P3 (0,25;1,0)	P4 (0,9;0,5)	P5 (0,5;0,5)	P6 (0,5;0,25)	P7 (0,25;0,25)		
8.8	7.3	7.0	4.6	3.2	2.3	1.6		
Tipo de cojinete		Delantero 6308 ZZ		Trasero 6207 ZZ				
Sello		V'Ring		V'Ring				
Intervalo de lubricación		-		-				
Cantidad de lubricante		-		-				
Tipo de lubricante		Mobil Polyrex EM						
Notas USABLE @208V 27.4A SF 1.15 SFA 31.5A								
Esta revisión reemplaza y cancela la anterior, la cual deberá ser eliminada. (1) Mirando la punta delantera del eje del motor. (2) Medido a 1m y con tolerancia de +3dB(A). (3) Masa aproximada sujetos a cambios después del proceso de fabricación. (4) Al 100% de la carga completa.				Los valores indicados son valores promedio con base en ensayos y para alimentación en red senoidal, sujetos a las tolerancias de la norma NEMA MG-1.				
Rev.	Resumen de los cambios			Ejecutado	Verificado	Fecha		
Ejecutor								
Verificador					Página	Revisión		
Fecha	30/11/2024				1 / 1			

Anexo 26. Ficha técnica del cilindro hidráulico.



Ø40 MM, VÁSTAGO Ø25 MM. CILINDRO HCO D.E. ELIGE CARRERA

★★★★★ 4 Opiniones

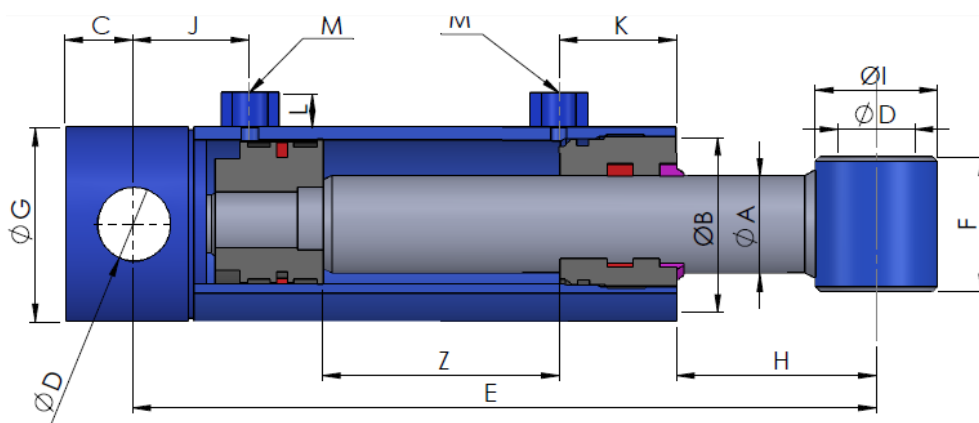
Cilindro hidráulico estándar de doble efecto con carrera a elegir entre 50mm y 1500mm

ØA (Vástago) : 25mm

ØB (Pistón) : 40 mm

Fuerza empuje a 200 bares: 2513.3 Kg

Fuerza tracción a 200 bares: 1531.5 Kg



REF.	ØA	ØB	Z	E	C	D	F	G	H	I	J	K	L	M	Vol. (L)	Juntas	Peso (kg)	
3-25-10	25	40	100	270											0,13		2,9	
3-25-15			150	320												0,19		3,4
3-25-20			200	370												0,25		3,8
3-25-25			250	420												0,31		4,4
3-25-30			300	470												0,38		4,7
3-25-40			400	570												0,5		5,7
3-25-45			450	620			17,5	20,25	40	50	64,5	35	40	15	3/8	0,57	J71N	6,2
3-25-50			500	670												0,63		6,6
3-25-60			600	770												0,75		7,6
3-25-70			700	870												0,88		8,6
3-25-80	800	970												1,01		9,5		
3-25-100	1000	1170												1,26		11,5		

Anexo 27. Ficha técnica Bomba 323 PISTON PUMPS marca CAT PUMPUS.

**PISTON PUMPS, SOLID SHAFT, BRASS MANIFOLD**

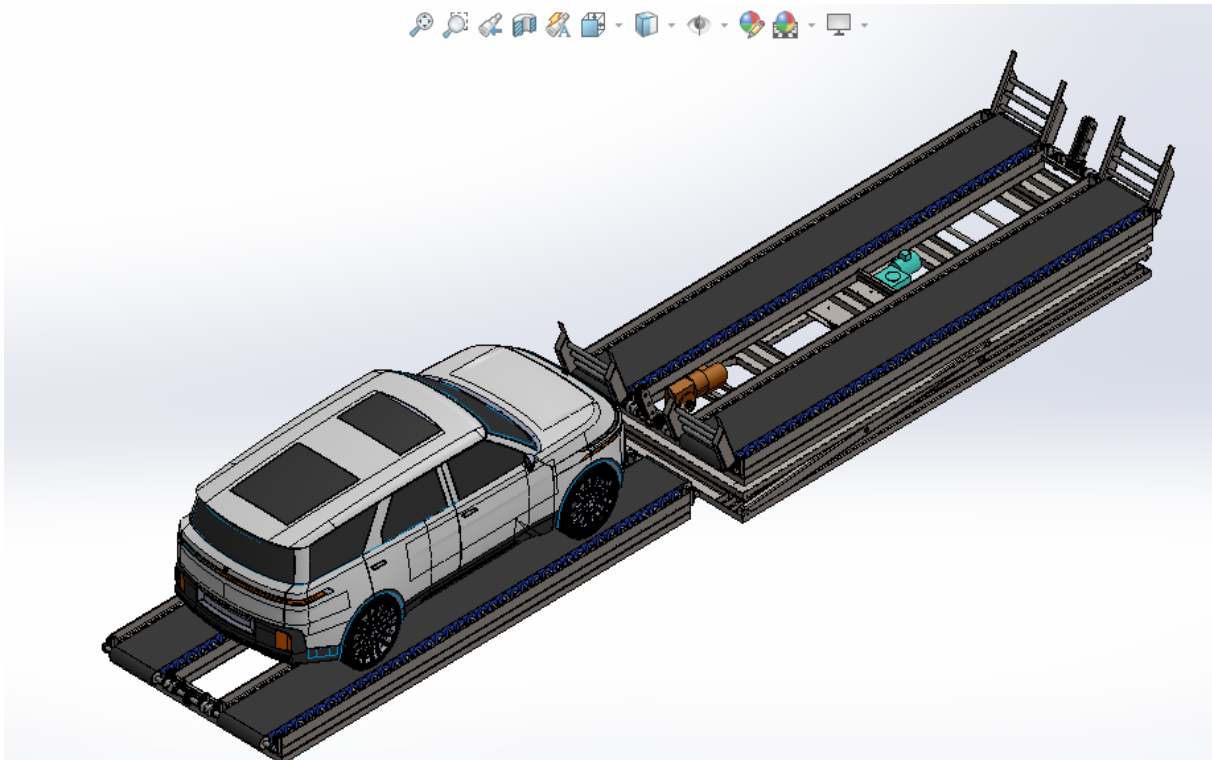
Belt Drive

PUMP MODEL	MAXIMUM FLOW		MAXIMUM PRESSURE		RPM	SHAFT
	GPM	LPM	PSI	BAR		
280	3.0	11.4	1000	69	1330	16.5 mm
290	3.5	13.3	1200	83	1200	16.5 mm
333	4.0	15.2	1200	83	1070	16.5 mm
430	5.0	19.0	1000	69	1040	16.5 mm
323	5.0	19.0	1500	103	1000	20 mm
623	6.0	22.8	1200	83	850	25 mm
820	10.0	38.0	1000	69	940	25 mm
390	12.0	45.4	600	41	1200	20 mm
1010	13.0	49.4	700	48	900	25 mm
2520*	25.0	95.0	800	55	772	30 mm
6040	40.0	152.0	1500	103	500	45 mm
6020	60.0	228.0	1000	69	500	45 mm

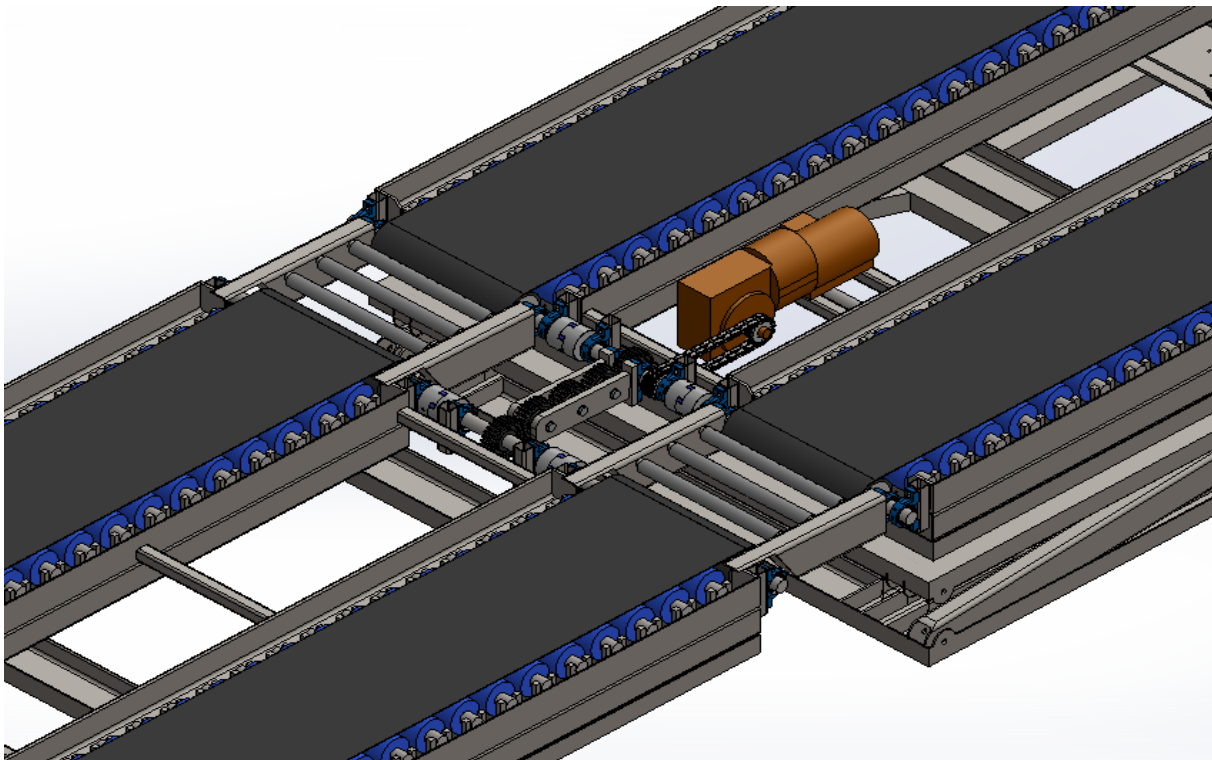
*Available as a model 2520C with flushed inlet manifold

$$\text{Electric Brake Hp} = \frac{\text{gpm} \times \text{psi}}{1460}$$

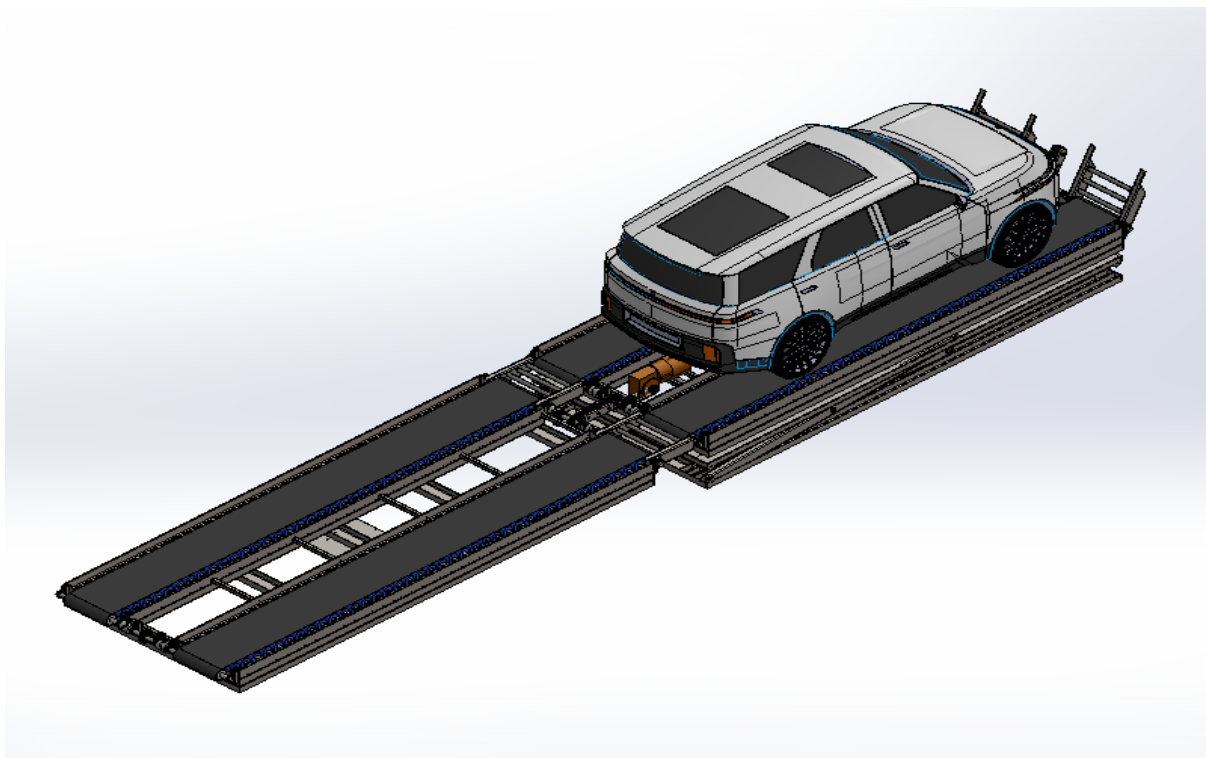
Anexo 28. Ingreso del vehículo en el estacionamiento.



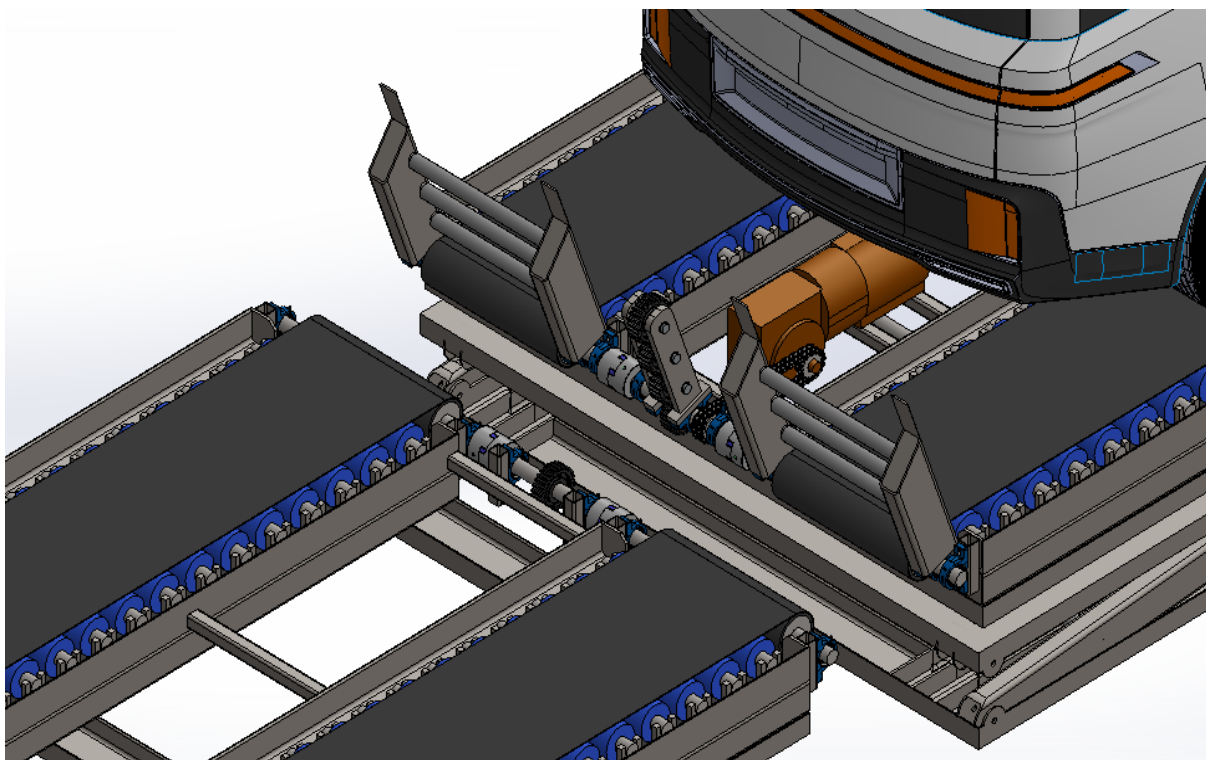
Anexo 29. Conexión de plataforma principal con la secundaria para transmisión de potencia.



Anexo 30. Posicionamiento de Vehículo en Plataforma Principal.



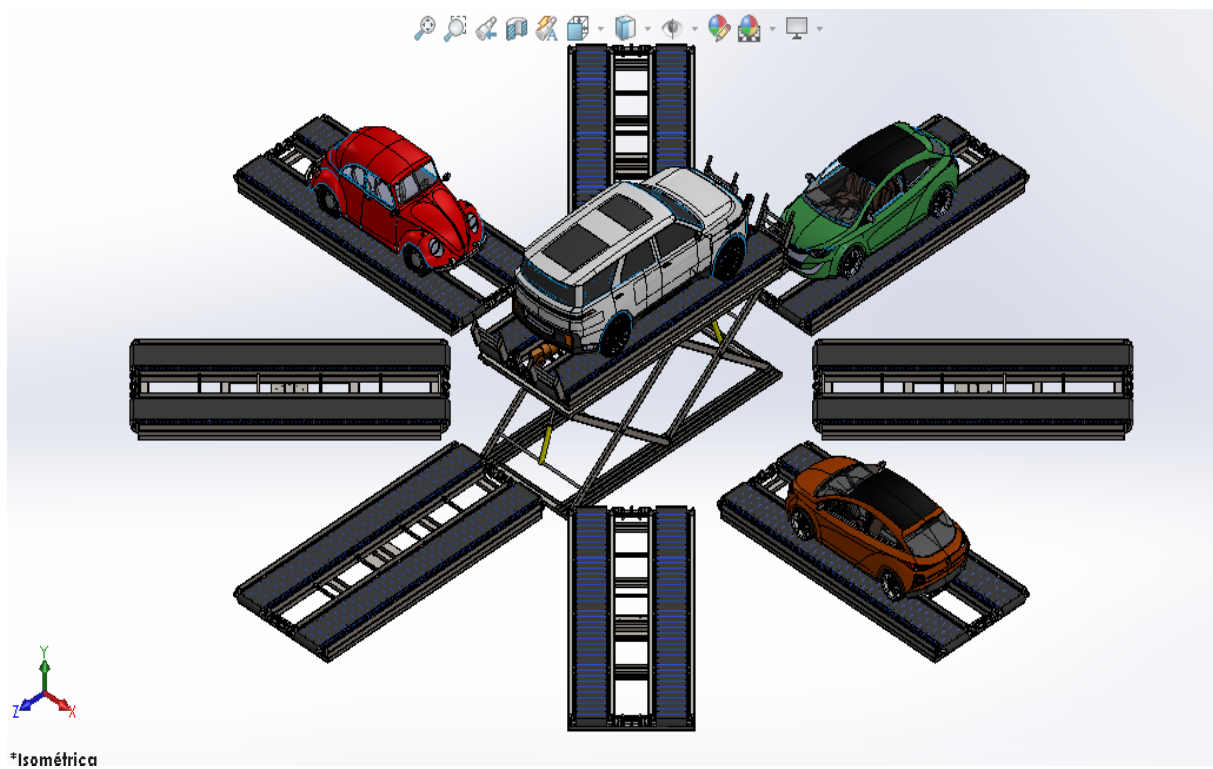
Anexo 31. Levantamiento de Plataforma Superior y Transmisor de Potencia.



Anexo 32. Distribución del estacionamiento en el primer nivel.



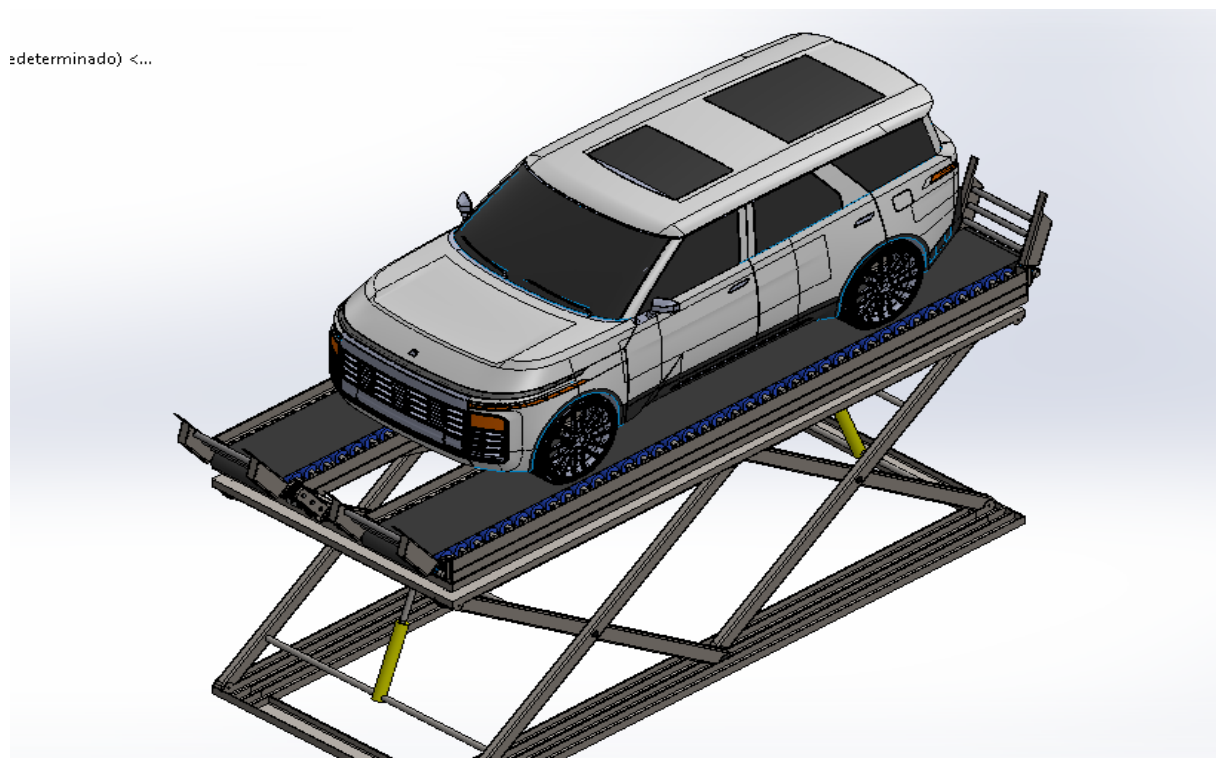
Anexo 33. Elevación del vehículo al segundo nivel



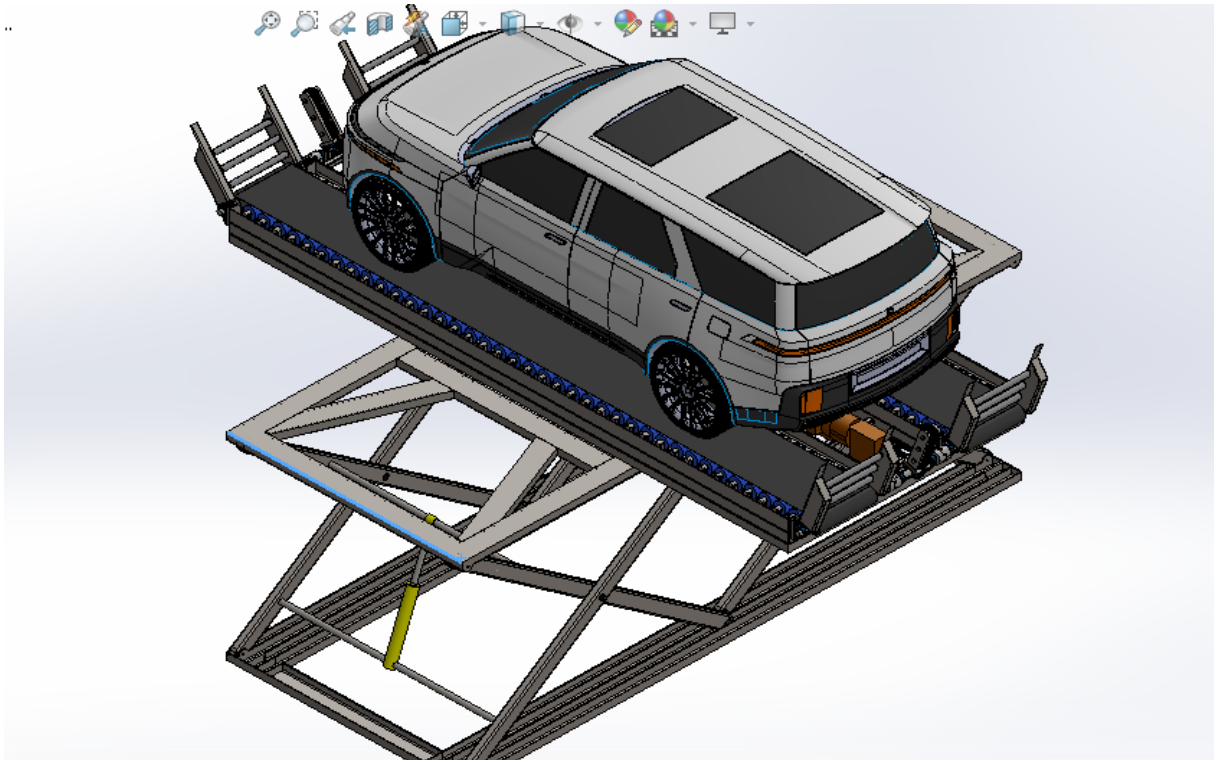
Anexo 34. Distribución del estacionamiento en el segundo nivel.



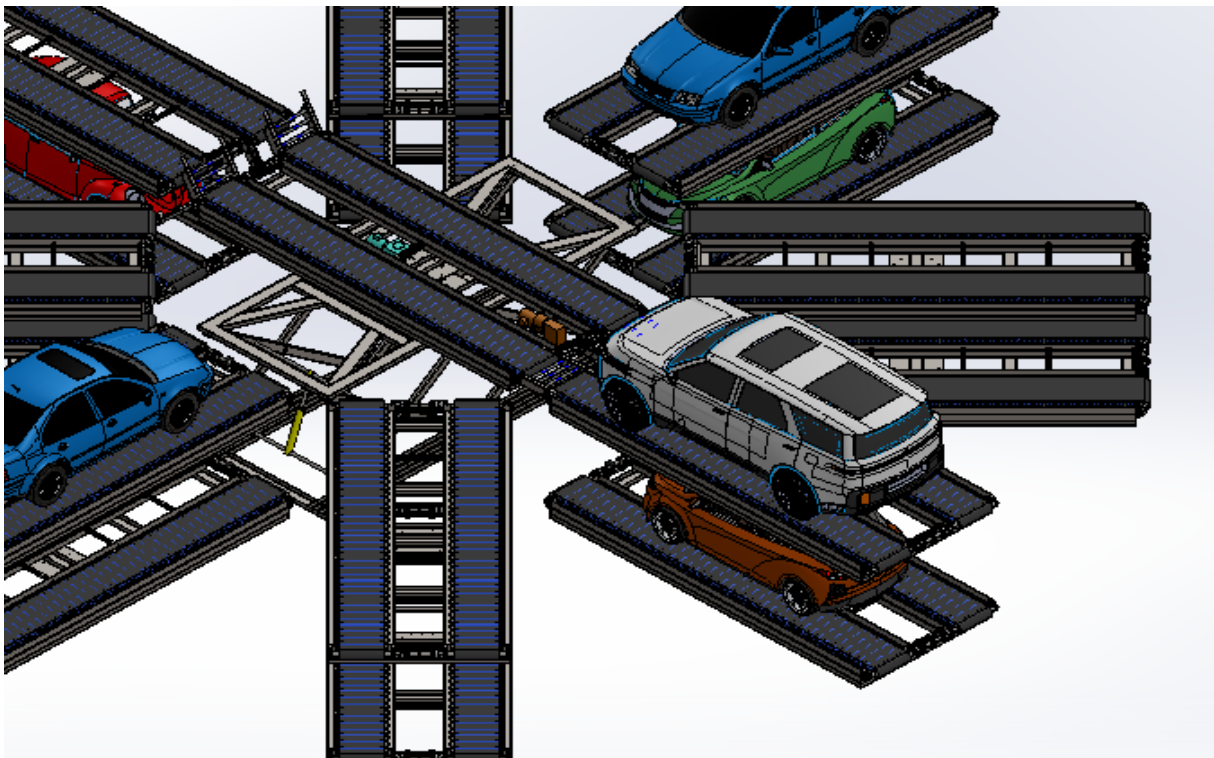
Anexo 35. Vehículo elevado al segundo nivel previo a ser rotado horizontalmente para su posicionamiento final.



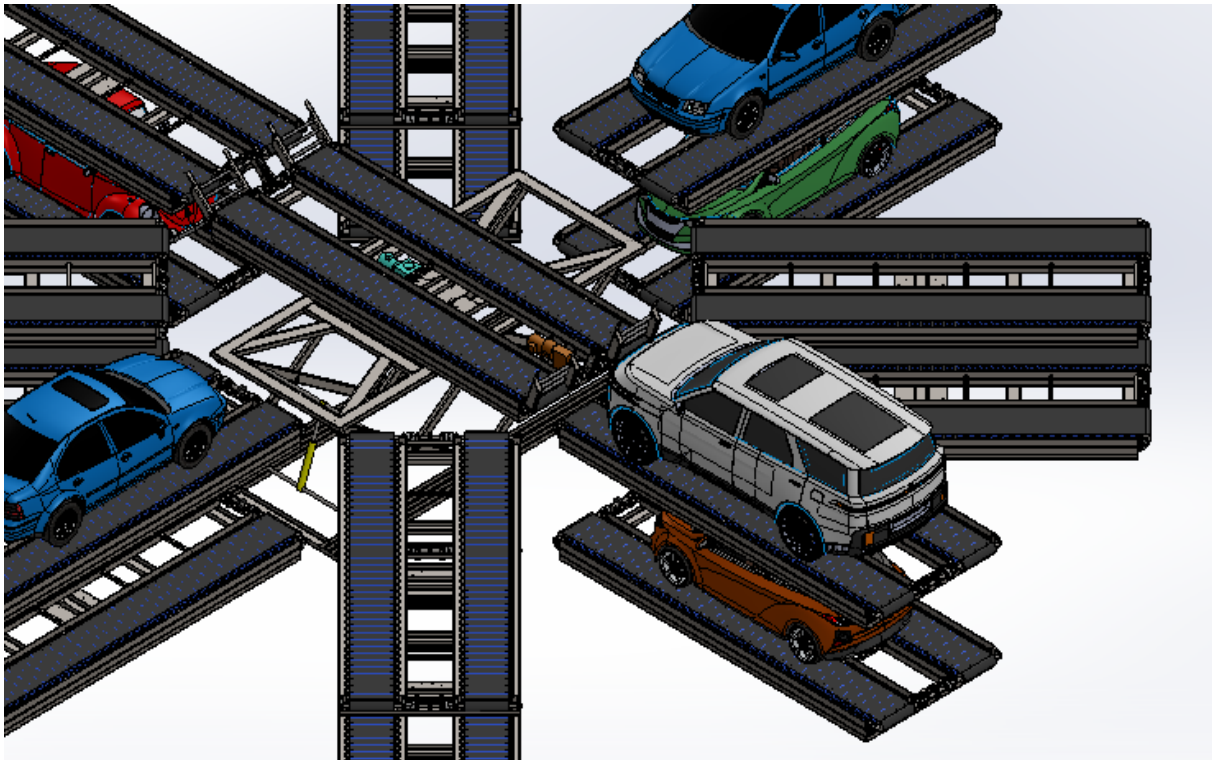
Anexo 36. Rotación vehículo.



Anexo 37. Conexión entre plataformas y posicionamiento final del vehículo en plataforma secundaria.



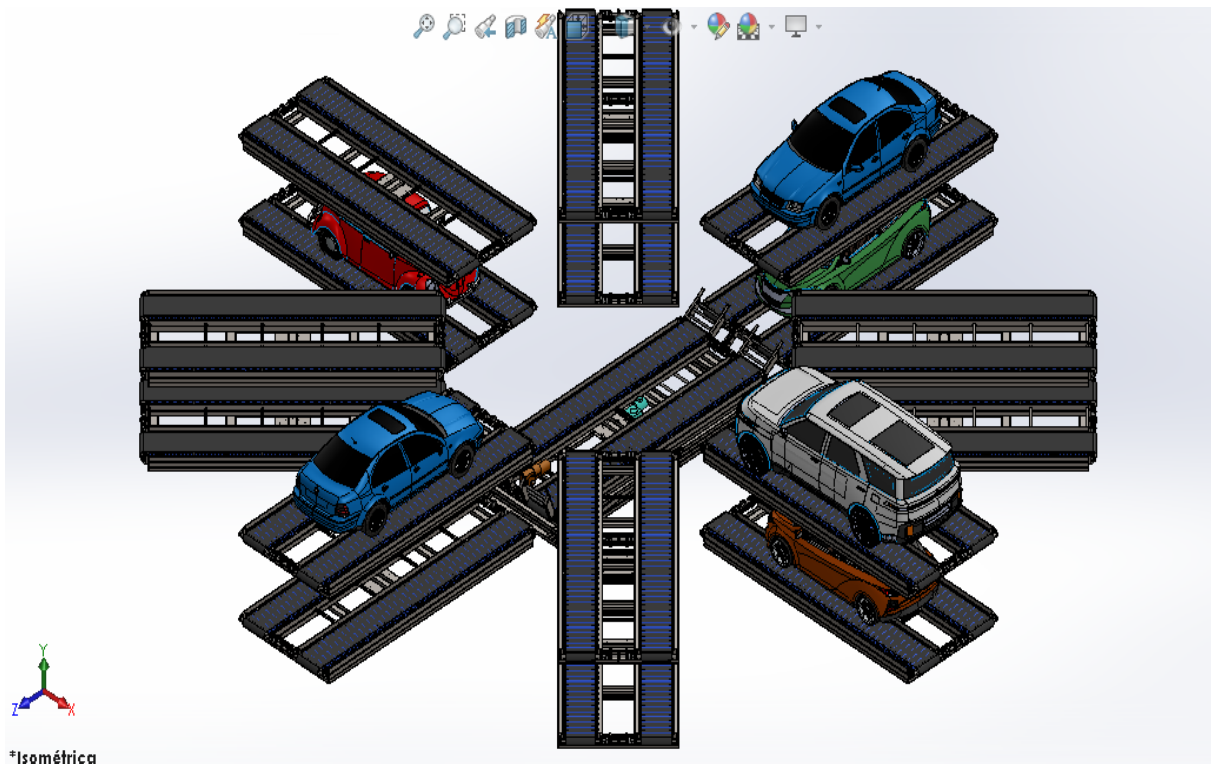
Anexo 38. Desconexión de plataforma principal y secundaria.



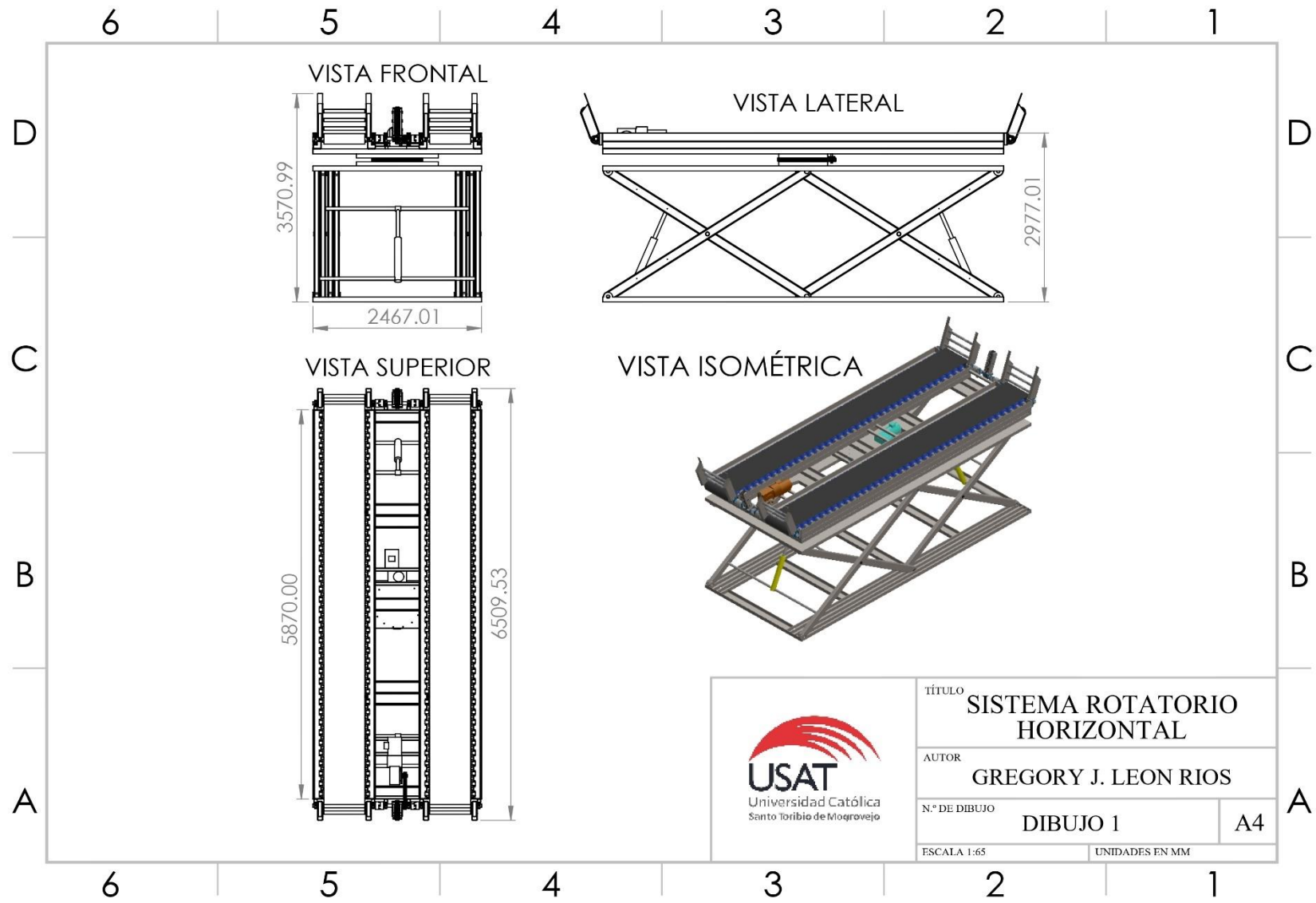
Anexo 39. Retorno de la plataforma principal a su posición inicial en el segundo nivel.

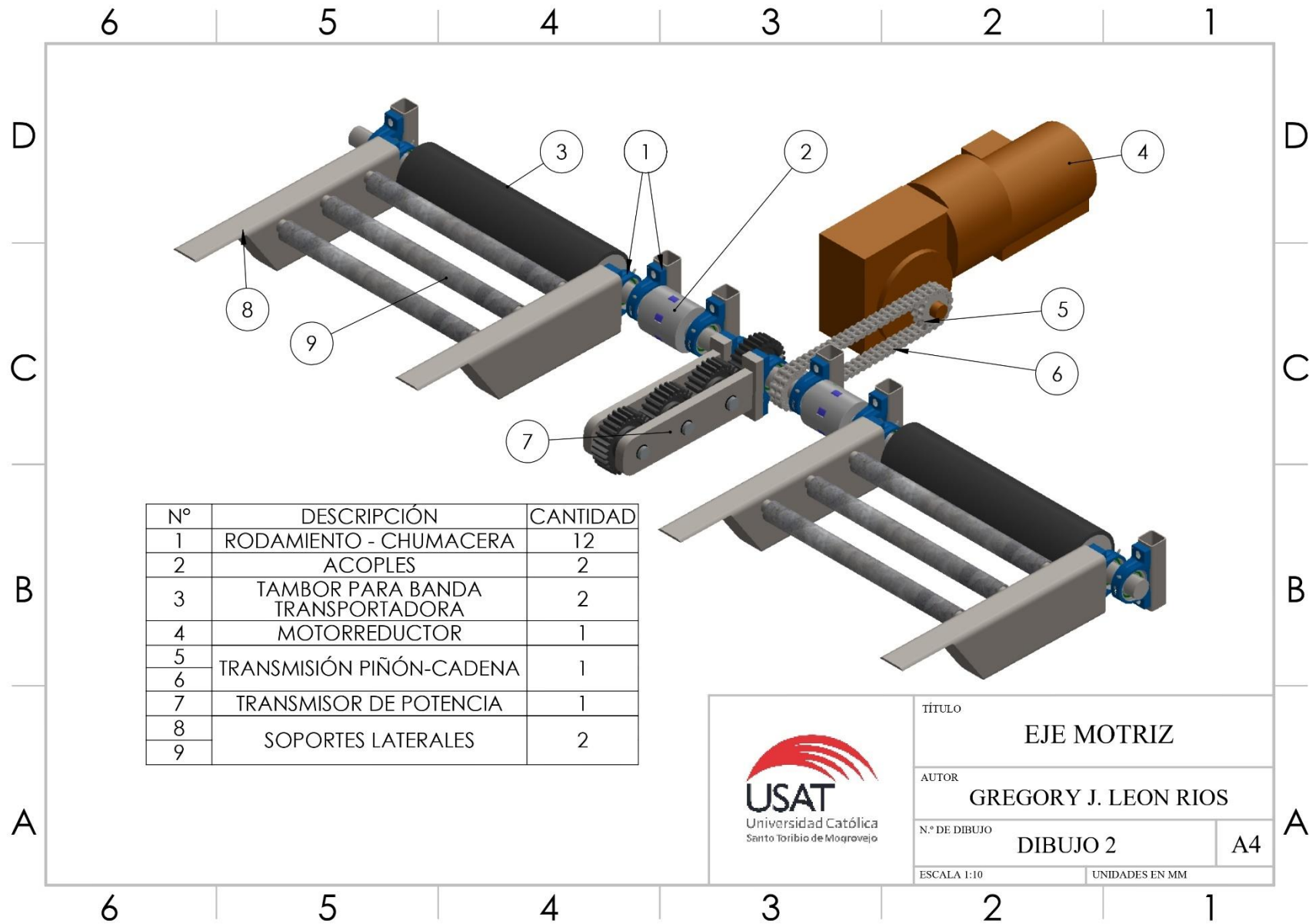


Anexo 40. Retorno de la plataforma principal a su posición inicial en el primer nivel.




XI. PLANOS

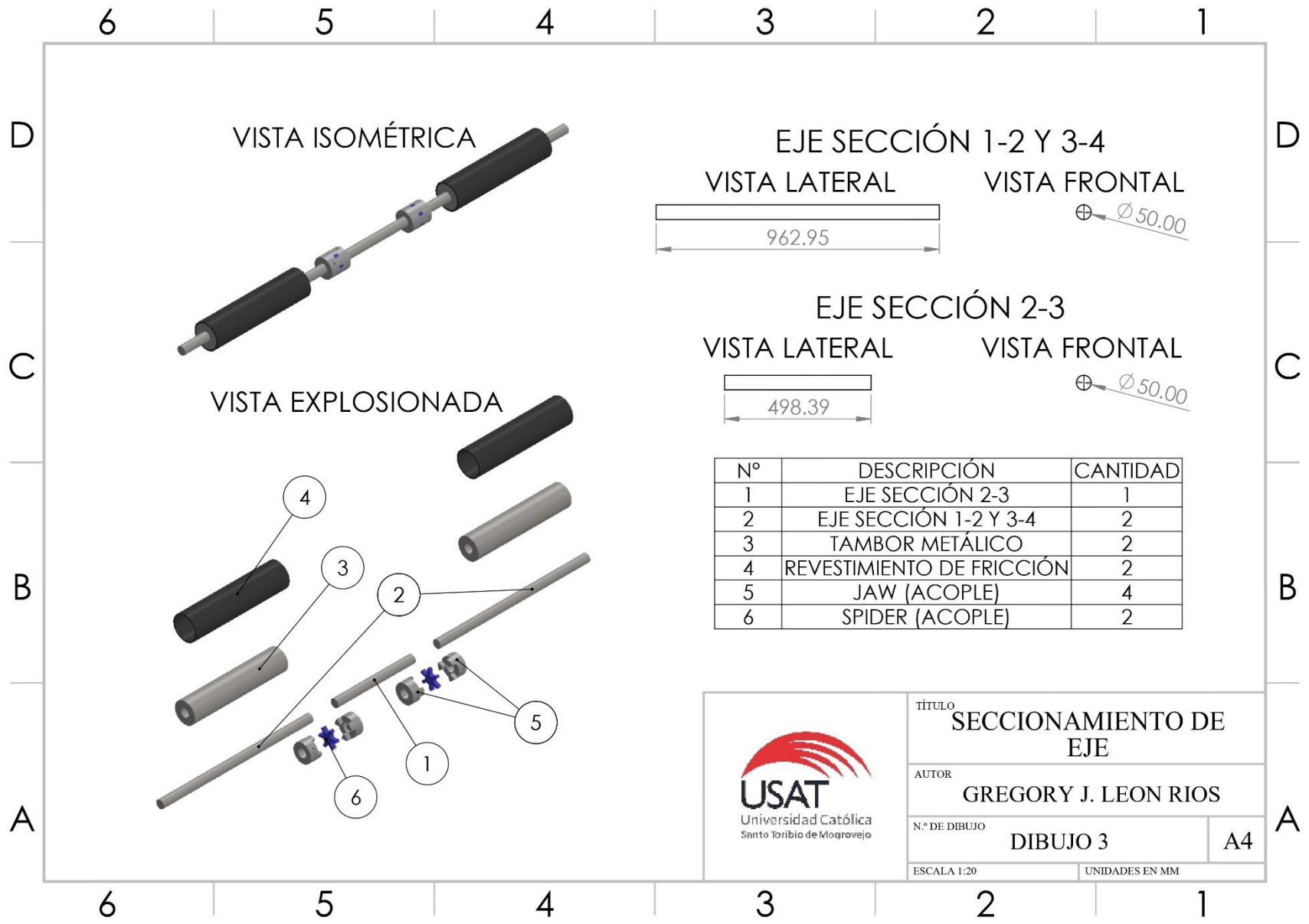





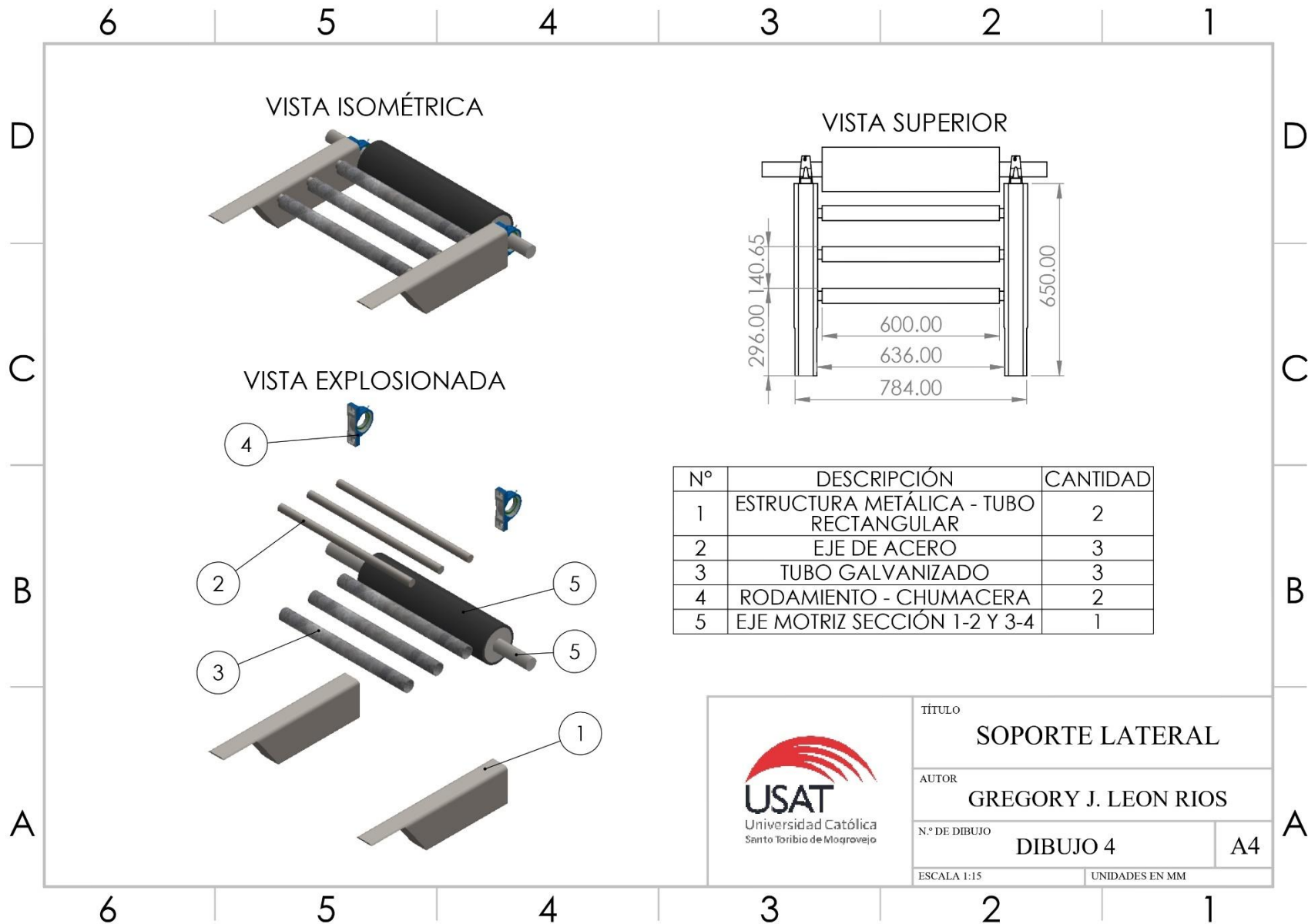
N°	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	RODAMIENTO - CHUMACERA	12
2	ACOPLES	2
3	TAMBOR PARA BANDA TRANSPORTADORA	2
4	MOTORREDUCTOR	1
5	TRANSMISIÓN PIÑÓN-CADENA	1
6		
7	TRANSMISOR DE POTENCIA	1
8	SOPORTES LATERALES	2
9		



TÍTULO		EJE MOTRIZ	
AUTOR		GREGORY J. LEON RIOS	
N.º DE DIBUJO	DIBUJO 2	A4	
ESCALA 1:10	UNIDADES EN MM		



 <p>USAT Universidad Católica Santo Toribio de Mogrovejo</p>	TÍTULO SECCIONAMIENTO DE EJE	
	AUTOR GREGORY J. LEON RIOS	
	N.º DE DIBUJO DIBUJO 3	A4
	ESCALA 1:20	UNIDADES EN MM




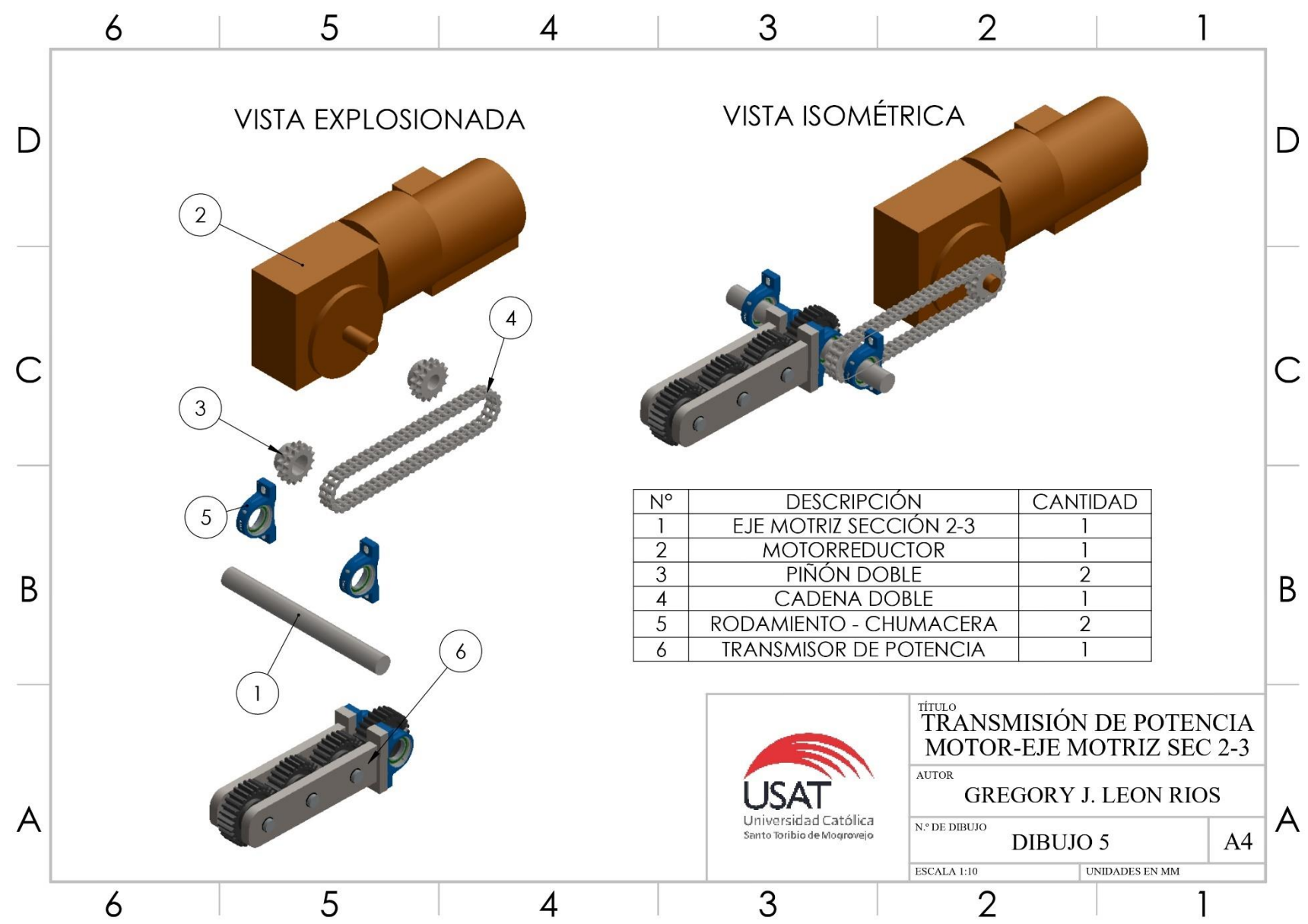
VISTA ISOMÉTRICA

VISTA SUPERIOR

VISTA EXPLOSIONADA

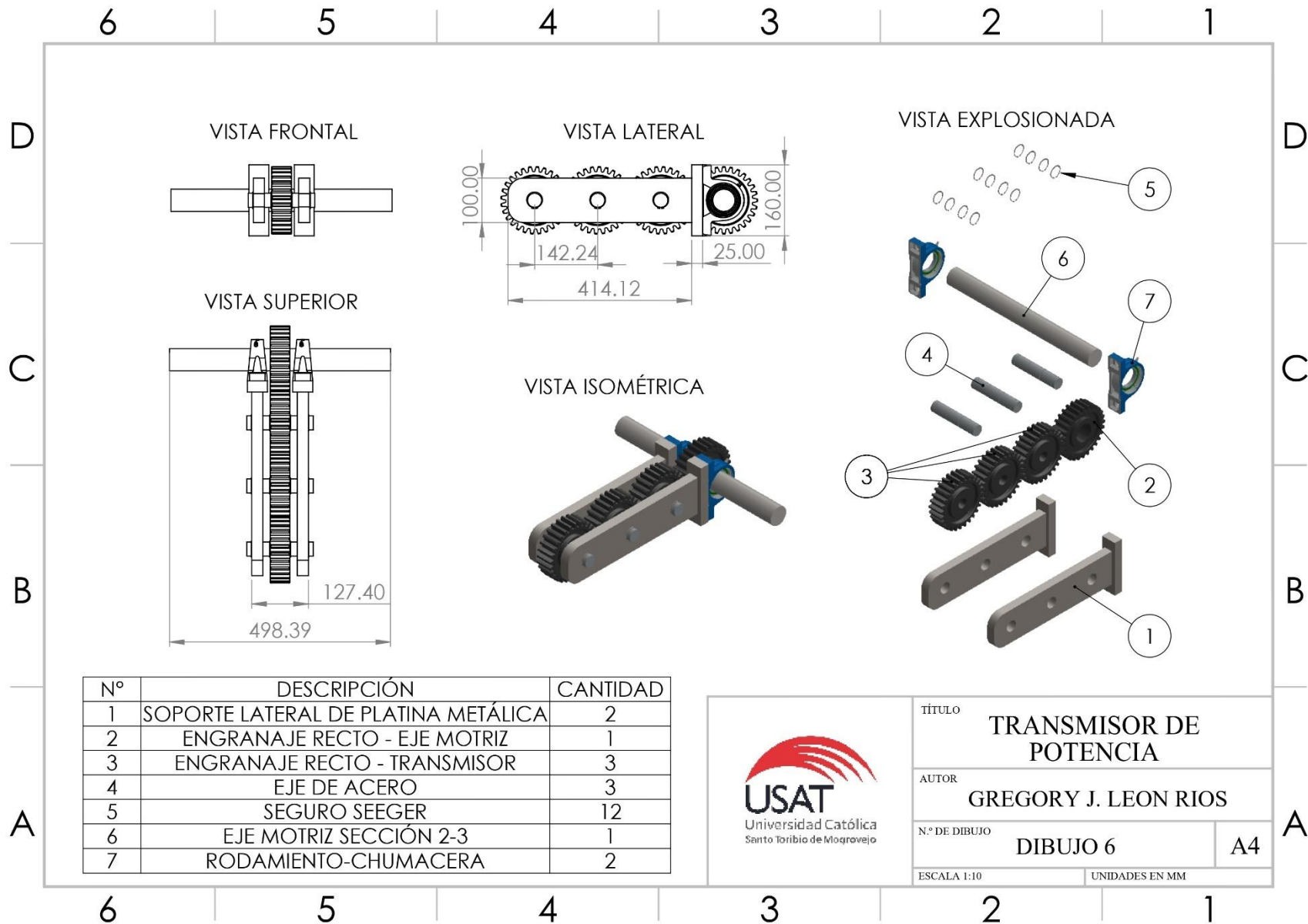
N°	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	ESTRUCTURA METÁLICA - TUBO RECTANGULAR	2
2	EJE DE ACERO	3
3	TUBO GALVANIZADO	3
4	RODAMIENTO - CHUMACERA	2
5	EJE MOTRIZ SECCIÓN 1-2 Y 3-4	1

	TÍTULO		SOPORTE LATERAL	
	AUTOR		GREGORY J. LEON RIOS	
	N.º DE DIBUJO		DIBUJO 4	A4
	ESCALA 1:15		UNIDADES EN MM	




Nº	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	EJE MOTRIZ SECCIÓN 2-3	1
2	MOTORREDUCTOR	1
3	PIÑÓN DOBLE	2
4	CADENA DOBLE	1
5	RODAMIENTO - CHUMACERA	2
6	TRANSMISOR DE POTENCIA	1

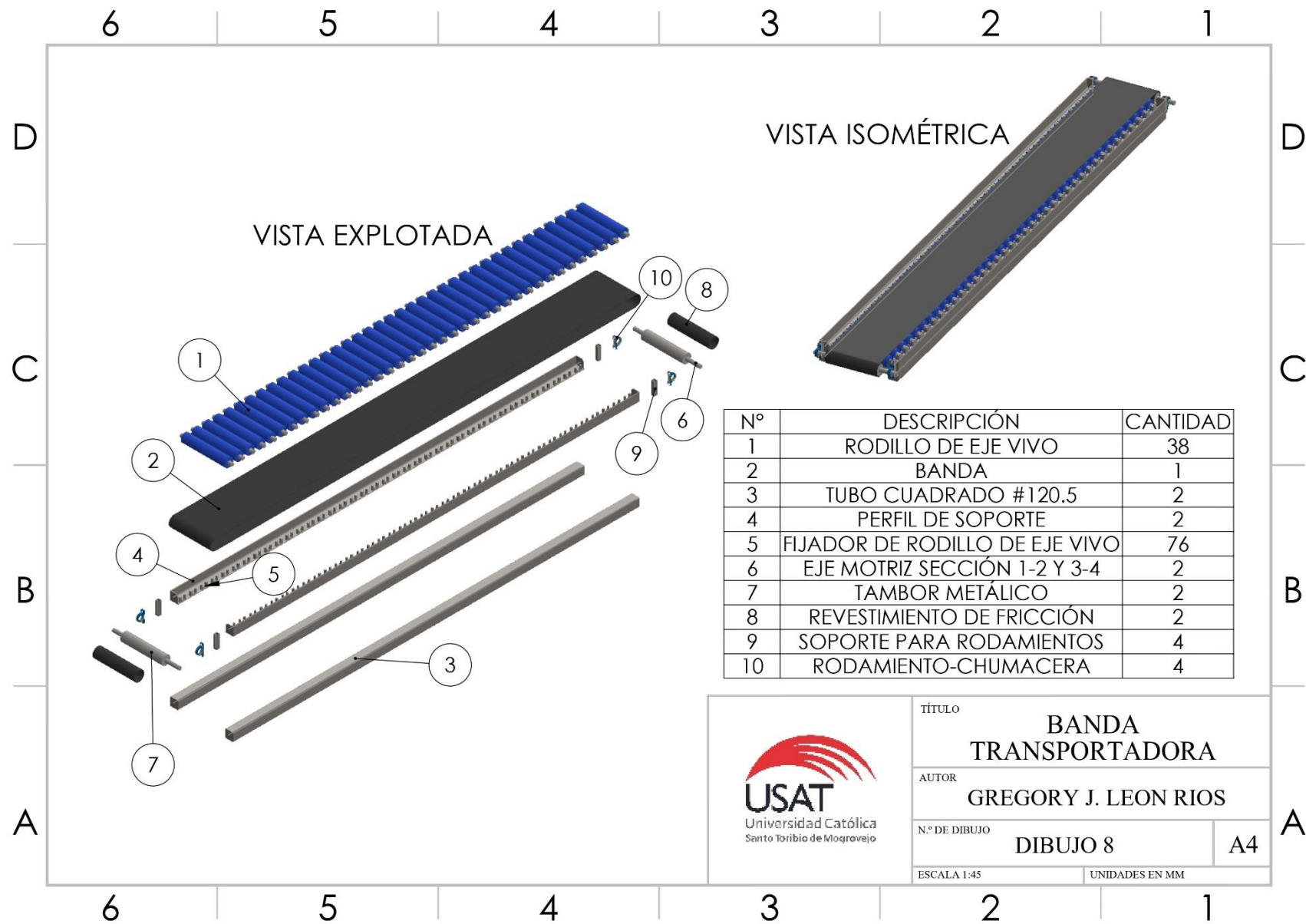
 <p>USAT Universidad Católica Santo Toribio de Mogrovejo</p>	TÍTULO TRANSMISIÓN DE POTENCIA MOTOR-EJE MOTRIZ SEC 2-3	
	AUTOR GREGORY J. LEON RIOS	
	N.º DE DIBUJO DIBUJO 5	A4
	ESCALA 1:10	UNIDADES EN MM




Nº	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	SOPORTE LATERAL DE PLATINA METÁLICA	2
2	ENGRANAJE RECTO - EJE MOTRIZ	1
3	ENGRANAJE RECTO - TRANSMISOR	3
4	EJE DE ACERO	3
5	SEGURO SEEGER	12
6	EJE MOTRIZ SECCIÓN 2-3	1
7	RODAMIENTO-CHUMACERA	2

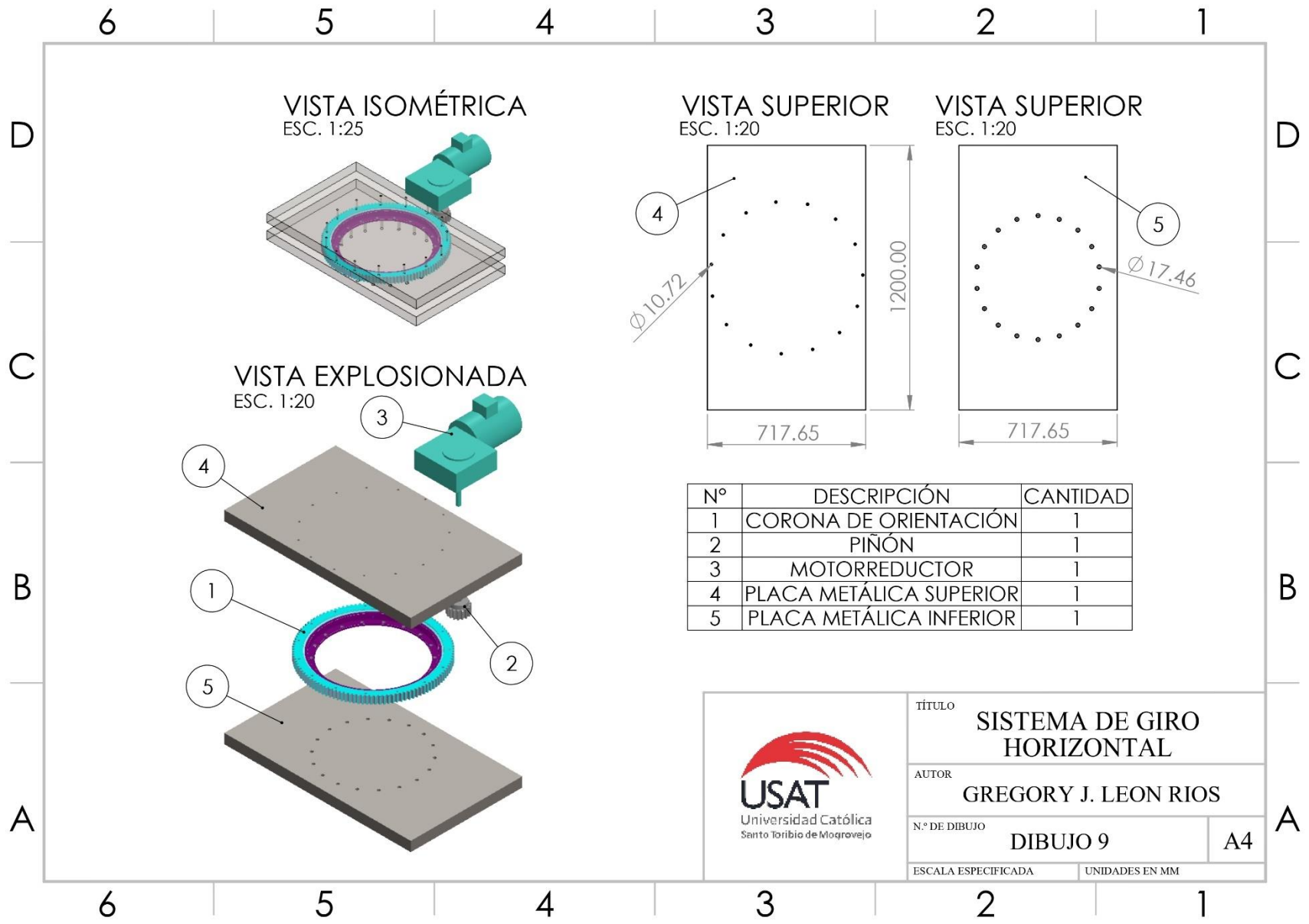


TÍTULO		TRANSMISOR DE POTENCIA
AUTOR		GREGORY J. LEON RIOS
N.º DE DIBUJO	DIBUJO 6	A4
ESCALA 1:10	UNIDADES EN MM	



Nº	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	RODILLO DE EJE VIVO	38
2	BANDA	1
3	TUBO CUADRADO #120.5	2
4	PERFIL DE SOPORTE	2
5	FIJADOR DE RODILLO DE EJE VIVO	76
6	EJE MOTRIZ SECCIÓN 1-2 Y 3-4	2
7	TAMBOR METÁLICO	2
8	REVESTIMIENTO DE FRICCIÓN	2
9	SOPORTE PARA RODAMIENTOS	4
10	RODAMIENTO-CHUMACERA	4

 USAT Universidad Católica Santo Toribio de Mogrovejo	TÍTULO	
	BANDA TRANSPORTADORA	
	AUTOR	
	GREGORY J. LEON RIOS	
N.º DE DIBUJO		
DIBUJO 8		A4
ESCALA 1:45		UNIDADES EN MM




VISTA ISOMÉTRICA
ESC. 1:25

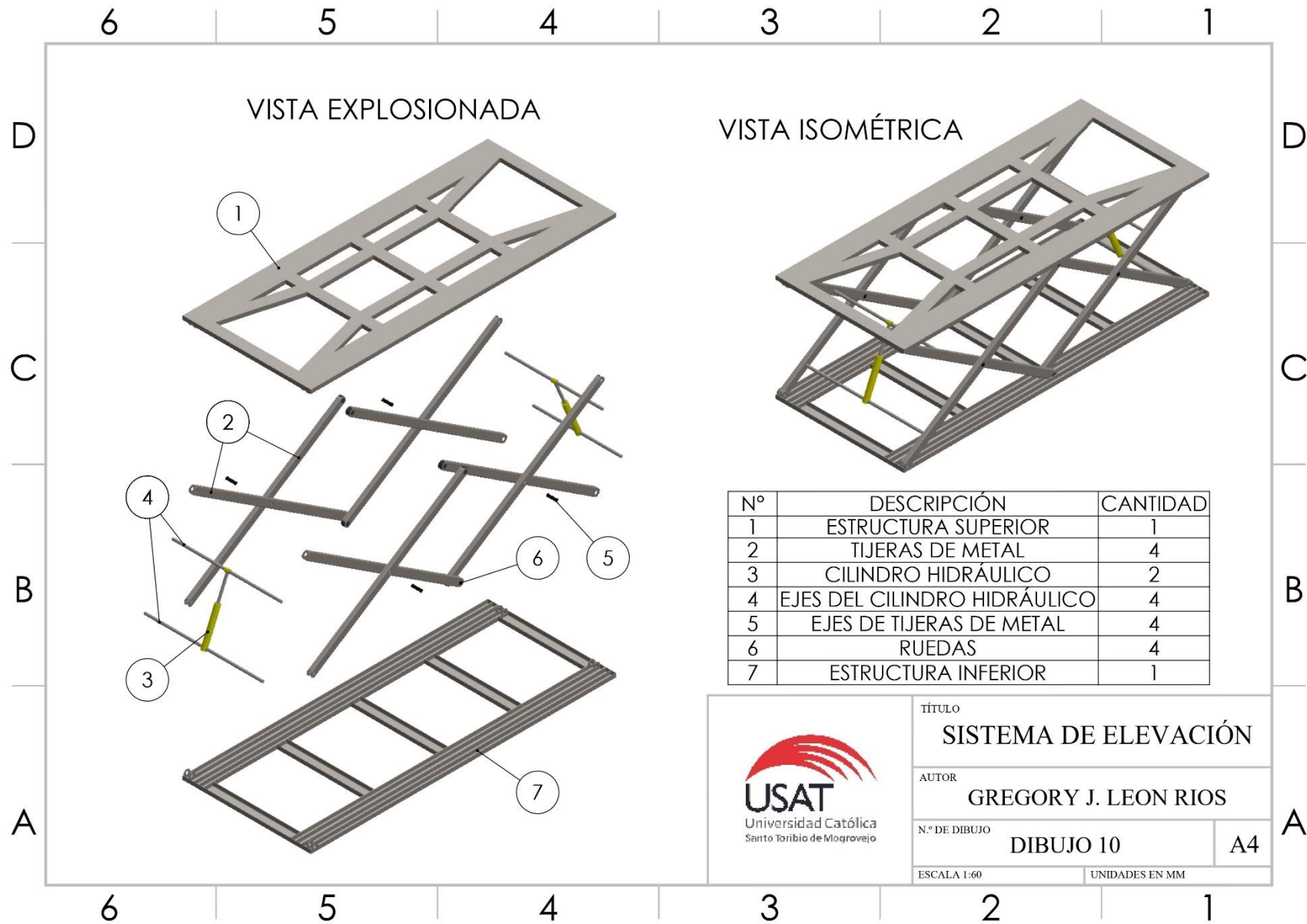
VISTA SUPERIOR
ESC. 1:20

VISTA SUPERIOR
ESC. 1:20

VISTA EXPLOSIONADA
ESC. 1:20

Nº	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	CORONA DE ORIENTACIÓN	1
2	PIÑÓN	1
3	MOTORREDUCTOR	1
4	PLACA METÁLICA SUPERIOR	1
5	PLACA METÁLICA INFERIOR	1

	TÍTULO		SISTEMA DE GIRO HORIZONTAL	
	AUTOR		GREGORY J. LEON RIOS	
	N.º DE DIBUJO		DIBUJO 9	A4
	ESCALA ESPECIFICADA		UNIDADES EN MM	

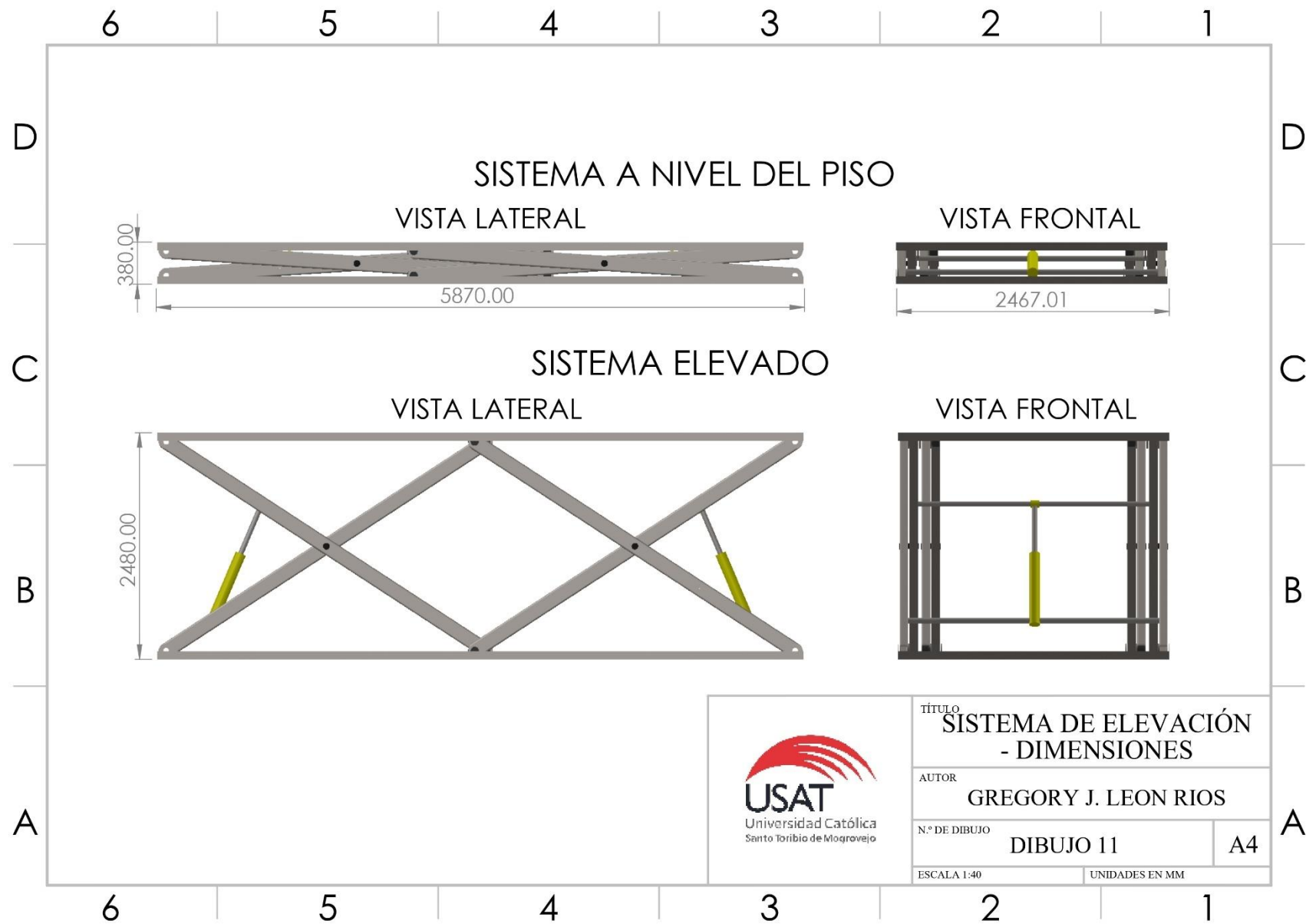



TÍTULO
SISTEMA DE ELEVACIÓN

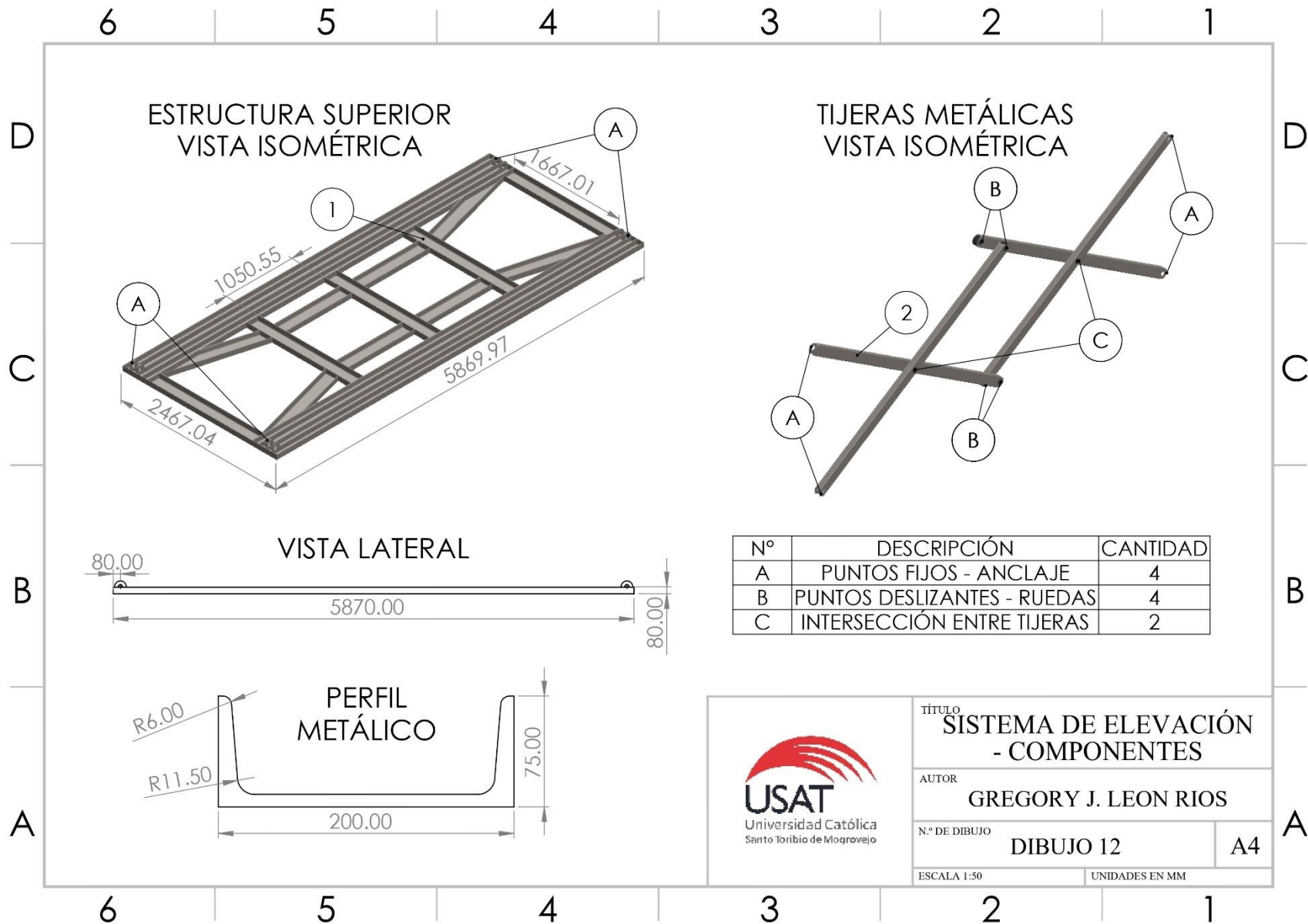
AUTOR
GREGORY J. LEON RIOS

Nº DE DIBUJO
DIBUJO 10 **A4**

ESCALA 1:60 UNIDADES EN MM



 USAT Universidad Católica Santo Toribio de Mogrovejo	TÍTULO	
	SISTEMA DE ELEVACIÓN - DIMENSIONES	
	AUTOR	
	GREGORY J. LEON RIOS	
N.º DE DIBUJO		
DIBUJO 11		A4
ESCALA 1:40		UNIDADES EN MM



ESTRUCTURA SUPERIOR
VISTA ISOMÉTRICA

TIJERAS METÁLICAS
VISTA ISOMÉTRICA

VISTA LATERAL

PERFIL
METÁLICO

Nº	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
A	PUNTOS FIJOS - ANCLAJE	4
B	PUNTOS DESLIZANTES - RUEDAS	4
C	INTERSECCIÓN ENTRE TIJERAS	2



TÍTULO
**SISTEMA DE ELEVACIÓN
- COMPONENTES**

AUTOR
GREGORY J. LEON RIOS

Nº DE DIBUJO
DIBUJO 12 A4

ESCALA 1:50 UNIDADES EN MM