

Escuela Superior Politécnica del Litoral

Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción

Diseño y simulación de un sistema de parqueo vertical para 12 vehículos en zonas urbanas con espacio limitado.

INGE-2955

Proyecto Integrador

Previo la obtención del Título de:

Ingeniero Mecánico

Presentado por:

Trostky Lenin Guerrero Olvera

Teddy Ricardo Pesantes Castro

Guayaquil - Ecuador

Año: 2025

Dedicatoria

Dedicamos este trabajo a nuestros docentes y compañeros de la FIMCP, con quienes compartimos aprendizajes, proyectos y largas jornadas que marcaron nuestra formación profesional. Este proyecto representa no solo una obligación académica, sino también un paso más en nuestro compromiso de aportar al desarrollo tecnológico y a la construcción de un futuro más eficiente y sostenible.

Cada desvelo, cada amanecida y los días en que debimos continuar trabajando sin dormir, nos recordaron que el esfuerzo vale la pena. Porque al final, todo esto refleja que amamos lo que hacemos y que la pasión por nuestra carrera es la mayor motivación para seguir adelante.

Trostky Guerrero y Teddy Pesantes

Agradecimientos

Este trabajo no habría sido posible sin el respaldo de quienes me acompañaron a lo largo de este proceso. A mi familia, por ser el pilar fundamental en mi vida; a mi madre y a mi hermana, por su constante apoyo, aliento y ejemplo de fortaleza. A mis amigos, en especial a Valeria y Dayanna, por su sincera amistad y apoyo incondicional.

Deseo expresar un reconocimiento especial al Ing. Francis Loayza, tutor de este proyecto, por su guía, orientación y valiosas recomendaciones, así como al Ing. Carlos Cuenca, distinguido profesor, con quien tuve el honor de colaborar como ayudante durante varios semestres y de quien recibí constante motivación para seguir adelante.

Trostky Guerrero

Agradecimientos

Agradezco profundamente a mi madre y a mi padre, quienes estuvieron apoyándome a lo largo de la carrera.

A mis amigos Cristhian, Luis, Andy, Johannes y Ricardo, compañeros invaluable con quienes compartí durante toda mi vida académica. A Amarilys, quien con su compañía y apoyo diario me motivó en la escritura de este trabajo.

Extiendo también mi gratitud a los docentes de FIMCP, por transmitirme los conocimientos y brindarme las herramientas necesarias para mi formación profesional.

Teddy Pesantes

Declaración Expresa

Nosotros Teddy Ricardo Pesantes Castro y Trostky Lenin Guerrero Olvera acordamos y reconocemos que:

La titularidad de los derechos patrimoniales de autor (derechos de autor) del proyecto de graduación corresponderá al autor o autores, sin perjuicio de lo cual la ESPOL recibe en este acto una licencia gratuita de plazo indefinido para el uso no comercial y comercial de la obra con facultad de sublicenciar, incluyendo la autorización para su divulgación, así como para la creación y uso de obras derivadas. En el caso de usos comerciales se respetará el porcentaje de participación en beneficios que corresponda a favor del autor o autores.

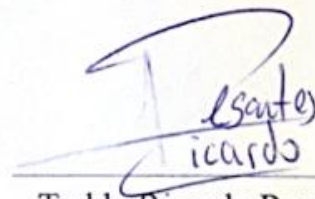
La titularidad total y exclusiva sobre los derechos patrimoniales de patente de invención, modelo de utilidad, diseño industrial, secreto industrial, software o información no divulgada que corresponda o pueda corresponder respecto de cualquier investigación, desarrollo tecnológico o invención realizada por nosotros durante el desarrollo del proyecto de graduación, pertenecerán de forma total, exclusiva e indivisible a la ESPOL, sin perjuicio del porcentaje que nos corresponda de los beneficios económicos que la ESPOL reciba por la explotación de nuestra innovación, de ser el caso.

En los casos donde la Oficina de Transferencia de Resultados de Investigación (OTRI) de la ESPOL comunique a los autores que existe una innovación potencialmente patentable sobre los resultados del proyecto de graduación, no se realizará publicación o divulgación alguna, sin la autorización expresa y previa de la ESPOL.

Guayaquil, 26 de mayo del 2025.



Trostky Lenin Guerrero
Olvera



Teddy Ricardo Pesantes
Castro

Evaluador

PhD. Francis R. Loayza Paredes`

Profesor de materia y Tutor de proyecto

Resumen

En el presente trabajo se presenta el diseño de un Sistema de parqueo rotatorio longitudinal para 12 vehículos tipo SUV, como alternativa a los estacionamientos convencionales en áreas urbanas con restricciones de espacio. El objetivo es probar la factibilidad técnica y económica del sistema, con la hipótesis de que optimiza el uso del suelo y disminuye los tiempos de construcción, siendo una solución modular y eficiente ante la demanda de estacionamiento. Se diseñó una estructura fija con perfiles SHS con juntas atornilladas para los elementos principales y juntas soldadas para elementos secundarios de diseño. El diseño del sistema estructural y de movimiento se realizó siguiendo normas y bibliografía de diseño. La estructura y el mecanismo de movimiento fue modelado con herramientas de diseño CAD. Se apoyó el diseño con un análisis de elementos finitos (FEA) con el software Ansys considerando la normativa estructural NEC-SE-AC. Se finalizó con un análisis económico de rentabilidad. El diseño final consistió en una estructura de 34 metros de alto con capacidad para alojar 12 vehículos de 2 toneladas. Se concluye que el diseño propuesto representa una alternativa viable en sectores de ciudades que cuenten con espacio limitado y la construcción de un parqueo convencional no sea una opción adecuada.

Palabras clave: Parqueo rotatorio, diseño modular, movilidad urbana, diseño estructural, Análisis de Elementos Finitos (FEA).

Abstract

This work presents the design of a “Longitudinal Rotary Parking System” for 12 SUV-type vehicles as an alternative to conventional parking facilities in urban areas with space constraints. The objective is to demonstrate the technical and economic feasibility of the system, under the hypothesis that it optimizes land use and reduces construction time, providing a modular and efficient solution to the increasing parking demand. A fixed structure was designed using SHS profiles, with bolted joints for the main elements and welded joints for the secondary components. The structural and motion system design was carried out in accordance with design codes and reference literature. Both the structure and the motion mechanism were modeled with CAD tools, and the design was supported with Finite Element Analysis (FEA) in Ansys, following the NEC-SE-AC structural standard. An economic profitability study was also conducted. The final design resulted in a 34-meter-high structure capable of accommodating 12 vehicles of up to 2 tons. It is concluded that the proposed design represents a viable alternative for urban sectors with limited space where the construction of conventional parking facilities is not feasible.

Keywords: Rotary parking, modular design, urban mobility, structural design, Finite Element Analysis (FEA).

Índice general

Resumen.....	I
Abstract	II
Índice general.....	III
Abreviaturas.....	IV
Simbología	VI
Índice de figuras.....	VII
Índice de tablas	VIII
Índice de planos	IX
1 Capítulo 1.....	0
1.1 Introducción.....	1
1.2 Descripción del Problema.....	3
1.3 Justificación del Problema	5
1.4 Objetivos.....	6
1.4.1 Objetivo general.....	6
1.4.2 Objetivos específicos	6
1.5 Marco teórico	7
1.5.1 Vigas	7
1.5.2 Columnas	8
1.5.3 Uniones pernadas.....	11
1.5.4 Prevención de falla.....	11
1.5.5 Esfuerzo de flexión	12
1.5.6 Esfuerzo cortante	12
1.5.7 Deflexión máxima admisible	13
1.5.8 Factor de seguridad.....	13
1.5.9 Esfuerzo a la tracción.....	14
1.5.10 Esfuerzo de corte.....	14

1.5.11	Esfuerzo de Von Mises	15
1.5.12	Esfuerzo equivalente.....	15
1.5.13	Resistencia a la fatiga modificado	15
1.5.14	Criterio de Goodman modificado	16
1.5.15	Resistencia nominal al cortante por pernos y elementos de unión	17
2	Capítulo 2.....	18
2.1	Metodología	19
2.2	Alternativas de diseño.....	19
2.2.1	Alternativa 1: Sistema de parqueo rotatorio longitudinal	19
2.2.2	Alternativa 2: Sistema de parqueo con elevador hidráulico indirecto	21
2.2.3	Alternativa 3: Sistema de parqueo con elevador eléctrico	22
2.3	Selección del diseño conceptual	24
2.4	Diagrama de flujo	26
2.5	Diseño Detallado.....	27
2.5.1	Criterio de diseño.....	28
2.5.2	Descripción de diseño	29
2.5.3	Dimensionamiento de la estructura.....	29
2.5.4	Dimensionamiento de Cadena-Catarina	35
2.5.5	Dimensionamiento de la base portavehículos.....	39
2.5.6	Dimensionamiento de motorreductor	42
2.5.7	Simulación de movimiento en SolidWorks	42
2.5.8	Análisis de elementos finitos en ANSYS	43
2.6	Justificación del método	46
2.7	Normativas.....	46
3	Capítulo 3.....	48
3.1	Resultados y análisis	49
3.2	Cálculos dimensionales de diseño.	49

3.2.1	Sistema de transmisión	49
3.2.2	Base portavehículos	54
3.2.3	Estructura principal.....	59
3.2.4	Motorreductor	64
3.3	Resultados dimensionales	65
3.4	Análisis de elementos finitos	69
3.4.1	Sistema de transmisión	69
3.4.2	Base portavehículos	71
3.4.3	Estructura principal.....	72
3.4.4	Eslabón de conexión	73
3.4.5	Optimización topológica.....	75
3.5	Análisis económico.....	77
3.5.1	Cálculo del presupuesto de construcción y montaje.	77
3.5.2	Costo de materiales y accesorios.	78
3.5.3	Costos de montaje eléctrico	80
3.5.4	Costo de alquiler de equipos móviles	81
3.5.5	Costo de mano de obra para el montaje	82
3.5.6	Costos imprevistos	82
3.5.7	Financiamiento teórico del proyecto.....	84
3.5.8	Flujo de caja.....	84
3.5.9	Ingresos estimados por implementación del proyecto	85
3.5.10	Comparación con sistemas convencionales	86
3.6	Análisis de resultados	88
4	Capítulo 4.....	92
4.1	Conclusiones y recomendaciones	93
4.1.1	Conclusiones	93
4.1.2	Recomendaciones	94

5	Referencias.....	96
6	Anexo A.....	98
6.1	Eje de giro principal.....	98
6.2	Viga Portante inferior.	99
6.3	Plataforma de base portavehículos.....	100
7	Anexo B	101
7.1	Estructura	101
7.1.1	Estructura central inferior.	101
7.1.2	Columnas laterales - Armadura central.....	103
7.1.3	Análisis de pandeo por excentricidad de la columna.....	105
7.1.4	Uniones de elementos estructurales.	106
7.1.5	Cálculo de pernos de anclaje.....	107
7.2	Cadena de transmisión	110
7.3	Base portavehículos	111
8	Anexo C	113
8.1	Casa de la calidad.....	113
8.2	Flujo de caja.....	114

Abreviaturas

AGMA	American Gear Manufacturers Association
AISC	American Institute of Steel Construction
ANSYS	Analysis System (Software de simulación por elementos finitos)
ASTM	American Society for Testing and Materials
CAE	Computer Aided Engineering (Ingeniería Asistida por Computadora)
CAD	Computer Aided Design (Diseño Asistido por Computadora)
FEA	Finite Element Analysis (Análisis de Elementos Finitos)
FIMCP	Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción
INEC	Instituto Nacional de Estadística y Censos
NEC	Norma Ecuatoriana de la Construcción
NEC-SE-AC	Norma Ecuatoriana de la Construcción – Seguridad Estructural – Acero
QFD	Quality Function Deployment (Despliegue de la Función de Calidad)
SERT	Sistemas de Estacionamiento Rotativo y Tarifado
TIR	Tasa Interna de Retorno
TMAR	Tasa Mínima Atractiva de Retorno
VNA	Valor Neto Actual

Simbología

A	Área
b	Base de una sección transversal
d	Diámetro
E	Módulo de elasticidad
ϵ	Deformación unitaria
F	Fuerza
FS	Factor de seguridad
h	Altura
I	Momento de inercia
kg	Kilogramo
k	Coefficiente de rigidez
L	Longitud
M	Momento flector
Mn	Torque nominal
m	Metro
mm	Milímetro
N	Newton (fuerza)

N	Fuerza normal
P	Carga aplicada
P _{max}	Carga máxima
Pa	Pascal (presión, esfuerzo)
r	Radio
Re	Límite elástico del material
σ	Esfuerzo normal
σ_{adm}	Esfuerzo admisible
σ_v	Esfuerzo de Von Mises
S _y	Resistencia a la fluencia
S _{ut}	Resistencia última a la tracción
τ	Esfuerzo cortante
θ	Ángulo
T	Torque o momento torsor
V	Cizalla
W	Peso
Δ	Deformación / desplazamiento
μ	Coeficiente de fricción

ρ	Densidad del material
φ	Factor de reducción / ángulo
ω	Velocidad angular

Índice de figuras

Figura 1.1 Ecuación de la curva elástica.....	7
Figura 2.1 Sistema de parqueo rotatorio	20
Figura 2.2 Sistema de parqueo con elevador hidráulico indirecto	21
Figura 2.3 Sistema de parqueo con elevador eléctrico	23
Figura 2.4 Diseño conceptual	27
Figura 2.5 Vista Isométrica - Estructura metálica completa.....	30
Figura 2.6 Uniones pernadas.....	32
Figura 2.7 Diseño de cadena de eslabones.....	36
Figura 2.8 Diseño de eslabón-rueda guía.....	38
Figura 2.9 Mallado de eslabón del sistema de transmisión	43
Figura 2.10 Condición de frontera del eslabón del sistema de transmisión.....	44
Figura 2.11 Aplicación de cargas sobre eslabón del sistema de transmisión	45
Figura 3.1 Sistema de transmisión cadena eslabón.....	50
Figura 3.2 Diagrama de cuerpo libre de eslabón-cadena.....	50
Figura 3.3 Partes - Base portavehículos.....	54
Figura 3.4 Diagrama de cuerpo libre de base portavehículos	55
Figura 3.5 Diagrama de la estructura principal.....	59
Figura 3.6 Diagrama de cuerpo libre de estructura.....	60
Figura 3.7 Ensamble final del parqueadero rotatorio longitudinal	63
Figura 3.8 Esfuerzo máximo y deformación total de eslabón	70
Figura 3.9 Esfuerzo máximo y deformación total de eslabón-cadena.....	70
Figura 3.10 Esfuerzo máximo y deformación total de la base portavehículo.....	71
Figura 3.11 Esfuerzo máximo y deformación total de la estructura	72
Figura 3.12 Esfuerzo máximo y deformación total del eslabón de conexión.....	73
Figura 3.13 Esfuerzo alternante y deformación total del eslabón de conexión	74
Figura 3.14 Esfuerzo alternante y factor de seguridad del eslabón de conexión a fatiga	74
Figura 3.15 Optimización topológica del eslabón de conexión	76
Figura 3.16 Esfuerzo de Von-Mises del eslabón de conexión optimizado.....	76
Figura 3.17 Ocupación de parqueo plano para 12 vehículos.....	87

Índice de tablas

Tabla 1.1 Valores aproximados de la longitud efectiva K.....	10
Tabla 2.1 Matriz de decisión de Pugh.....	24
Tabla 3.1 Iteraciones del eslabón.....	52
Tabla 3.2 Iteraciones de pasador - AISI 304.....	52
Tabla 3.3 Iteraciones de rueda	53
Tabla 3.4 Iteraciones de rueda - Fatiga.....	53
Tabla 3.5 Iteraciones de miembro estructural portante - Brazo.....	56
Tabla 3.6 Iteraciones de viga soporte estructural superior	57
Tabla 3.7 Iteraciones de eje de giro principal - Pivote	57
Tabla 3.8 Iteraciones de eslabón de conexión	58
Tabla 3.9 Iteraciones de eslabón de conexión - Fatiga	58
Tabla 3.10 Iteraciones de estructura central Principal	61
Tabla 3.11 Iteraciones de cortante pernos ASTM A325 M22	62
Tabla 3.12 Resultados dimensionales del sistema de transmisión - AISI 1045.....	65
Tabla 3.13 Resultados dimensionales de la base portavehículos - A36	66
Tabla 3.14 Resultados dimensionales de la base portavehículos - A36	67
Tabla 3.15 Resultados dimensionales del diseño completo – Resumen.....	68
Tabla 3.16 Costo de materiales - Estructura principal.....	78
Tabla 3.17 Costo de materiales normalizados	79
Tabla 3.18 Costo de materiales eléctricos/electrónicos	80
Tabla 3.19 Alquiler de equipos móviles	81
Tabla 3.20 Costo del sistema	83
Tabla 3.21 Costos totales de implementación del proyecto.....	83
Tabla 3.22 Tabla de amortización del préstamo	84
Tabla 3.23 Ingresos anuales estimados.....	86

Índice de planos

PLANO 1	Parqueo vertical 12 vehículos
PLANO 2	Estructura principal
PLANO 3	Parqueo vertical 12 vehículos
PLANO 4	Plataforma para vehículos
PLANO 5	Eslabón de conexión
PLANO 6	Ruedas – Sistema de transmisión
PLANO 7	Plataforma para vehículos – Dimensiones
PLANO 8	Eslabones – Sistema de transmisión
PLANO 9	Eslabones – Sistema de transmisión

Capítulo 1

1.1 Introducción

El aumento de la densidad vehicular en Latinoamérica es un problema complejo que involucra a varios sectores. En Ecuador, el crecimiento de las ciudades ha venido acompañado de un incremento acelerado del parque automotor. Según el (Anuario de Estadísticas de Transporte, 2021) del INEC, la tasa de matriculación vehicular en el país fue de 143 vehículos por cada 1.000 habitantes, siendo las provincias de Guayas, Pichincha y Manabí las que concentraron la mayor cantidad de vehículos matriculados en ese año, lo que evidencia que la densidad vehicular continúa en aumento.

Esta expansión ha generado importantes desafíos para la movilidad urbana y para servicios derivados como el estacionamiento. La falta de espacios adecuados para parquear contribuye directamente a la congestión vehicular, incrementa la emisión de agentes contaminantes al ambiente y deteriora la calidad de vida urbana en las principales ciudades del país. Los servicios de estacionamiento son un nodo central en la planificación de la movilidad urbana y el optar por soluciones más eficientes permite descongestionar las vías y optimizar el uso del espacio disponible.

La respuesta tradicional frente a esta problemática ha sido el desarrollo de estacionamientos de múltiples niveles o con grandes extensiones de terreno. Sin embargo, estas opciones resultan poco eficientes, pues implican elevados costos de construcción y mantenimiento, una excesiva ocupación del suelo urbano y un fuerte impacto ambiental. Otra estrategia implementada ha sido el uso de Sistemas de Estacionamiento Rotativo y Tarifado (SERT), como ocurre en ciudades como Quito. Estos sistemas cobran un monto por el tiempo de uso del espacio público, pero no solucionan del todo el congestionamiento, ya que siguen empleando la vía pública y reducen su capacidad de giro espacial.

En este sentido, los sistemas de parqueo vertical surgen como una alternativa moderna y eficiente. Este tipo de solución aprovecha el espacio en el eje vertical, reduce el uso de terreno y demanda menos recursos, lo que los convierte en opciones más económicas y sostenibles.

El presente proyecto propone la simulación y diseño de un sistema de parqueo vertical, con el objetivo de posicionarlo como una alternativa eficiente, económica y competitiva frente a los sistemas de estacionamiento tradicionales. Se busca desarrollar una solución que no solo atienda la escasez de espacios de parqueo, sino que también contribuya al desarrollo urbano sostenible y a la mejora de la movilidad en el país.

1.2 Descripción del Problema

En las principales ciudades de Ecuador, especialmente en la región Costa, la alta densidad vehicular y la escasa disponibilidad de terreno han dificultado el acceso a espacios de estacionamiento adecuados. Según datos del Instituto Nacional de Estadística y Censos (INEC), en 2023, se registraron 3,07 millones de vehículos matriculados en el país, lo que representa un incremento del 6,42% respecto al año anterior.

En la región Costa, las condiciones del suelo y el nivel freático elevado limitan la posibilidad de construir parqueaderos subterráneos. Esta situación ha llevado a que las soluciones de estacionamiento se orienten al crecimiento vertical, resultando en la construcción de edificios dedicados exclusivamente al parqueo. Sin embargo, estos enfoques consumen gran cantidad de espacio y generan un alto impacto ambiental debido al uso intensivo de materiales y energía en su construcción y operación. Adicionalmente, los parqueaderos cerrados pueden acumular gases tóxicos como el dióxido de carbono, derivados de la combustión de los vehículos, lo cual deteriora la calidad del aire y puede afectar la salud de los usuarios.

Los parqueaderos tradicionales, al requerir amplias áreas para maniobra y circulación, resultan poco eficientes en zonas con espacio limitado. Además, su construcción implica un elevado consumo de recursos, lo que afecta negativamente la sostenibilidad urbana. Modelos similares se han desarrollado con el objetivo de optimizar el uso de espacios en zonas urbanas destinadas a parqueos de automóviles. (Armas, 2016) realiza su proyecto en la ciudad de Guayaquil con el objetivo de exponer el sistema de estacionamiento vertical como una solución eficiente ante la problemática expuesta.

(Calle & Vargas, 2021) realizan el proyecto basándose en modelos ya existentes de estacionamiento vertical, pero agregando mejoras siendo la principal la implementación de

energía solar para el sistema de control lo que muestra que los servicios que parqueadero vertical pueden ser adaptados a mejoras que lo vuelven una solución sostenible y eficiente.

Es así como este proyecto propone el diseño y simulación de un sistema de estacionamiento rotatorio longitudinal con capacidad para 12 vehículos para la empresa Maxihierro, como una solución técnica ante esta problemática. Con esto, se espera optimizar el uso del espacio vertical, permitiendo almacenar más vehículos en un área reducida, disminuyendo tiempos de maniobra y minimizando el impacto ambiental. La propuesta será evaluada mediante simulaciones que permitan verificar la operatividad del sistema, la interacción de sus componentes y la resistencia estructural bajo cargas estáticas, garantizando así un diseño funcional y seguro para espacios urbanos reducidos.

1.3 Justificación del Problema

El continuo incremento de la densidad vehicular en el Ecuador pone en riesgo su infraestructura urbana, particularmente respecto de su oferta de espacio para estacionamiento. Este es un tema propio del desarrollo social y económico de la urbe que ha hecho de los parqueaderos un elemento escaso, sobre todo en puntos de alta densidad comercial.

Dentro de este contexto, se crea la necesidad de desarrollar soluciones de parqueo que sean capaces de responder a la demanda actual y logren aportar eficiencia, sostenibilidad y modernización a la infraestructura urbana. Debido a esto, la propuesta de un sistema de parqueo rotatorio longitudinal resulta viable, permitiendo aprovechar mejor los espacios disponibles, reduciendo la huella física y minimizando la intervención estructural en terrenos limitados.

Este proyecto cobra relevancia al ofrecer una solución adaptable, automatizada y alineada con criterios ambientales y de movilidad urbana inteligente, lo que refuerza su importancia como respuesta efectiva a una problemática creciente en las ciudades ecuatorianas.

1.4 Objetivos

1.4.1 *Objetivo general*

Diseñar un sistema de estacionamiento vertical con capacidad para 12 vehículos mediante herramientas de diseño y simulación para la optimización del uso del espacio en zonas urbanas con alta densidad vehicular.

1.4.2 *Objetivos específicos*

- Analizar los requerimientos técnicos de espacio y funcionalidad para el diseño del parqueo vertical considerando las limitaciones para la implementación.
- Diseñar el sistema mecánico estructural del parqueo vertical con el uso de herramientas CAD, definiendo dimensiones, selección de materiales y mecanismos de movimiento.
- Simular el funcionamiento del sistema y la estabilidad estructural con el uso de herramientas CAE evaluando los esfuerzos, deformaciones y análisis de cargas estáticas.
- Evaluar la viabilidad económica del sistema propuesto mediante un análisis comparativo de costos de inversión, operación y mantenimiento frente a sistemas de parqueo tradicionales de similar capacidad.

1.5 Marco teórico

1.5.1 Vigas

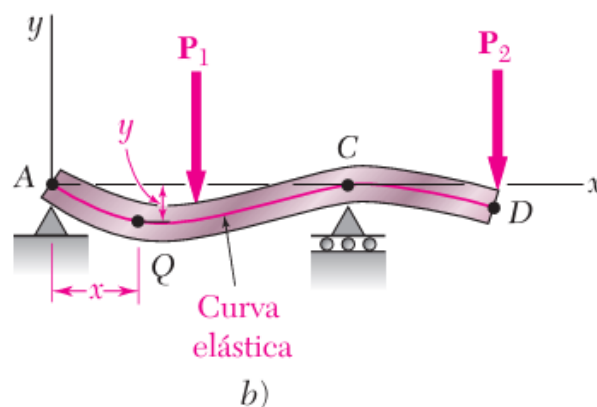
Las vigas son elementos estructurales horizontales cuya función principal es resistir cargas transversales que generan esfuerzos de flexión, transmitiendo dichas cargas hacia apoyos verticales como columnas o muros estructurales (Hibbeler, 2012). La importancia de estos elementos es aprovechada en estructuras de múltiples niveles, como los sistemas de parqueo vertical, ya que, acorde con (Beer et al., 2009), deben soportar el peso de los vehículos de forma distribuida o puntual, garantizando la integridad de la plataforma.

La teoría clásica de vigas desarrollada por Euler y Bernoulli permite modelar el comportamiento flexional mediante una ecuación diferencial de segundo orden, la cual establece una relación entre la carga aplicada y la curvatura de la viga. La siguiente ecuación describe cómo la flexión varía a lo largo de la longitud de la viga y permite estimar su desplazamiento bajo condiciones diversas.

$$M = EI \frac{\partial^2 \omega}{\partial x^2} \quad (1.1)$$

Figura 1.1

Ecuación de la curva elástica



Nota. Imagen obtenida de (Beer et al., 2009).

Por otro lado, (Gere & Goodno, 2013) explican que la rigidez flexional es el parámetro que controla la deformación, siendo fundamental en estructuras donde se requiere precisión estructural y estabilidad, como ocurre en sistemas mecánicos de parqueo vertical. Este autor enfatiza que una selección adecuada del perfil estructural y del material permite evitar deflexiones excesivas, vibraciones no deseadas y posibles fallas en el servicio. La (NEC-SE-AC, 2014) indica límites admisibles de flechas relativas al vano, por ejemplo $L/250$ o $L/360$, dependiendo del uso de la estructura. En casos especiales, como sistemas rotatorios o mecánicos, estos límites deben ser más estrictos para evitar vibraciones, interferencias mecánicas o fallas en componentes de precisión.

1.5.2 Columnas

Las columnas conforman la estructura vertical que permite la transferencia de cargas desde los niveles superiores de una edificación hacia el suelo. Su comportamiento está influenciado por la esbeltez, el tipo de carga y la geometría de la sección. Según (McCormac, 2013), estas pueden fallar por pandeo flexionante, pandeo local o pandeo torsionante, dependiendo de sus proporciones y condiciones de apoyo. En este tipo de estructuras, su desempeño no solo implica resistencia, sino también estabilidad frente a acciones combinadas como cargas excéntricas o desplazamientos laterales. Como señala (Beer, 2013), el comportamiento de una columna ante carga axial depende de su esbeltez, la rigidez de sus apoyos y las propiedades del material empleado.

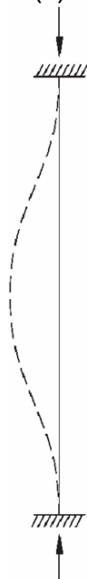
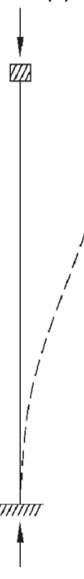
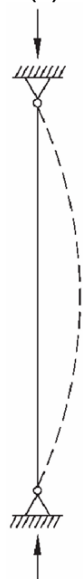
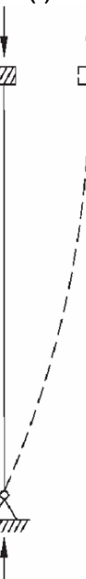
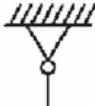
En estructuras donde se emplean columnas, como sucede en sistemas de parqueo vertical que requieren configuraciones esbeltas para optimizar el espacio, uno de los riesgos más importantes es el pandeo. Este fenómeno ocurre cuando la columna pierde estabilidad lateral bajo una carga de compresión antes de que el material llegue a fallar por

aplastamiento. De acuerdo con (Hibbeler, 2012), este tipo de inestabilidad puede preverse mediante la ecuación de Euler, la cual permite calcular la carga crítica a partir de parámetros como el módulo de elasticidad del material y el momento de inercia de la sección transversal.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(KL)^2} \quad (1.2)$$

Donde E es el módulo de elasticidad del material, I es el momento de inercia de la sección transversal, L es la longitud de la columna y K es el coeficiente de longitud efectiva según el tipo de apoyo (Hibbeler, 2012). Esta ecuación define el límite a partir del cual una columna comienza a pandearse, incluso sin llegar a fallar por compresión pura.

Tabla 1.1 Valores aproximados de la longitud efectiva K

El pandeo de la columna se muestra por la línea discontinua	(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)	
							
	Valor teórico K	0.5	0.7	1.0	1.0	2.0	2.0
	Valores de diseño recomendados cuando las condiciones reales aproximadas	0.65	0.80	1.2	1.0	2.10	2.0
	Símbolo para las condiciones de extremo						
		Rotación fija y traslación fija					
							
Rotación libre y traslación fija							
							
	Rotación fija y traslación libre						
							
	Rotación libre y traslación libre						

Nota: Datos tomados de la (American Institute of Steel Construction, 2011), *Steel*

Construction Manual (15.^a ed.), Apéndice 7 – Tabla C-A-7.1, p. 16.1-511.

1.5.3 Uniones pernadas

Las uniones pernadas desempeñan un papel esencial en estructuras metálicas, ya que permiten conectar de forma eficiente elementos como vigas, columnas o placas base. En sistemas de parqueo vertical, donde es común el uso de módulos prefabricados, este tipo de unión facilita el montaje, desmontaje y alineación de componentes. Tal como indica el la (American Institute of Steel Construction, 2011), los pernos de alta resistencia, tipo A325 y A490, son ampliamente utilizados en conexiones sometidas a esfuerzos de tracción, cortante o flexión, dependiendo de la función estructural del ensamble.

Los autores (McCormac, 2013) destacan que el comportamiento de estas uniones depende del modo en que la carga es transferida: ya sea mediante fricción entre superficies en contacto o por apoyo directo entre el perno y el orificio. (Picazo, 2007) clasifica las uniones por su resistencia (totales o parciales) y por su rigidez (rígidas, semirrígidas o simples). Las rígidas transmiten momentos, las simples permiten giro libre y las semirrígidas se comportan de forma intermedia. En aplicaciones como uniones viga–soporte, pueden ser articuladas (sin transmitir momento) o rígidas (con continuidad estructural). Deben ser lo suficientemente dúctiles para evitar fallas frágiles. El código NEC-SE-AC exige verificar que la carga aplicada en la junta no supere la resistencia de aplastamiento que admite el perno el cual depende del perno y la resistencia del material.

1.5.4 Prevención de falla

Entre los aceros más utilizados se encuentran los grados ASTM A36, A572 y A992, seleccionados por su resistencia a la tracción, límite elástico, soldabilidad y comportamiento ante condiciones ambientales exigentes. Estos materiales cumplen con los estándares establecidos por normativas nacionales como la NEC-SE-AC y por organismos internacionales como la AISC o ASTM. No obstante, para asegurar un desempeño estructural

confiable a lo largo del tiempo, es fundamental considerar la prevención de fallas durante el proceso de diseño. Según (Budynas & Nisbett, 2012), las fallas pueden originarse por cargas estáticas excesivas o por esfuerzos cíclicos que inducen fatiga. La selección de materiales y secciones debe realizarse considerando teorías de falla como la de distorsión de energía (von Mises) o máximo esfuerzo cortante, según el tipo de solicitud.

1.5.5 Esfuerzo de flexión

El esfuerzo a flexión es la tensión normal inducida en una sección transversal de un elemento estructural como respuesta a la acción de un momento flector aplicado a lo largo de su eje longitudinal (Hibbeler, 2012).

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad (1.3)$$

Donde:

σ : Esfuerzo normal a flexión (Pa o N/m²)

M: Momento flector máximo aplicado en la viga (N·m)

c: Distancia desde el eje neutro a la fibra más alejada (m)

I: Momento de inercia de la sección transversal de la viga (m⁴)

1.5.6 Esfuerzo cortante

El esfuerzo cortante es el esfuerzo tangencial interno que resiste el deslizamiento entre las secciones transversales adyacentes de un cuerpo sometido a una carga transversal (Beer et al., 2009).

$$\tau = \frac{VQ}{Ib} \quad (1.4)$$

Donde:

τ : Esfuerzo cortante (Pa o N/m²)

V: Fuerza cortante interna en la sección (N)

Q: Primer momento de área respecto al eje neutro (m³)

I: Momento de inercia de la sección transversal (m⁴)

b: Espesor de la sección (m)

1.5.7 Deflexión máxima admisible

La deflexión en vigas es la respuesta estructural en forma de desplazamiento vertical bajo cargas transversales aplicadas (Beer et al., 2009).

$$\delta_{m\acute{a}x} = \frac{5qL^4}{384EI} \quad (1.5)$$

Donde:

$\delta_{m\acute{a}x}$: Deflexión máxima en el centro de la viga (m)

q: Carga distribuida (N/m)

L: longitud libre de la viga (m)

E: Módulo de elasticidad del material (Pa)

I: Momento de inercia de la sección (m⁴)

1.5.8 Factor de seguridad

Coefficiente que proporciona un margen adicional frente a incertidumbres relacionadas con variaciones en las cargas, defectos del material, errores de fabricación o condiciones de operación no previstas (Beer et al., 2009).

$$FS = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma_{dise\tilde{n}o}} \quad (1.6)$$

Donde:

FS: Factor de seguridad

σ_{adm} : Esfuerzo admisible (N/m²)

$\sigma_{diseño}$: Esfuerzo de diseño o aplicado (N/m²)

1.5.9 Esfuerzo a la tracción

El esfuerzo de tracción es el esfuerzo interno que actúa a lo largo del eje longitudinal de un componente sometido a una fuerza axial. Este esfuerzo tiende a alargar el componente en la dirección de la carga aplicada. Se calcula como la relación entre la fuerza axial aplicada y el área de la sección transversal del componente (Guerrero Rosas, 2006).

$$\sigma_t = \frac{F_t}{A} \quad (1.7)$$

Donde:

σ_t : Esfuerzo de tracción (N/m²)

F_t : Fuerza axial aplicada (N)

A: Área de la sección transversal (m²)

1.5.10 Esfuerzo de corte

Esfuerzo interno tangencial que actúa sobre un componente cuando está sometido a una fuerza paralela a su sección transversal (Guerrero Rosas, 2006). Este esfuerzo tiende a provocar el deslizamiento de las capas internas del material unas sobre otras.

$$\tau = \frac{F}{A_c} \quad (1.8)$$

Donde:

τ : Esfuerzo de corte (N/m²)

F: Fuerza cortante aplicada (N)

A_C : Área resistente al corte (m^2)

1.5.11 Esfuerzo de Von Mises

Este criterio permite calcular un esfuerzo equivalente que representa el efecto combinado de los distintos esfuerzos actuantes sobre un punto, y es utilizado para comparar con la resistencia del material en condiciones estáticas (Budynas & Nisbett, 2012).

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_x\sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad (1.9)$$

Donde:

σ_{eq} : Esfuerzo equivalente (Pa)

σ : Esfuerzo normal axial o de flexión en x o y (Pa)

τ_{xy} : Esfuerzo cortante (Pa)

1.5.12 Esfuerzo equivalente

Debido a que la velocidad de rotación del sistema es baja, dentro de la estructura las fuerzas actuantes están en un plano vertical, reduciendo el esfuerzo equivalente a:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad (1.10)$$

1.5.13 Resistencia a la fatiga modificado

Cuando un elemento está sometido a cargas variables o repetitivas, debe evaluarse su resistencia a la fatiga. Sin embargo, el valor estándar del límite de resistencia a la fatiga proporcionado por el fabricante o literatura técnica suele requerir ajustes antes de ser aplicado al diseño (Budynas & Nisbett, 2012). Este valor se modifica considerando factores reales de operación, Este valor ajustado se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e * 0.5 S_{ut} \quad (1.11)$$

Donde:

S_e : Límite de resistencia a la fatiga del material (MPa)

k_a : Factor de superficie

k_b : Factor de tamaño

k_c : Factor de carga

k_d : Factor de temperatura

k_e : Factor de confiabilidad

1.5.14 Criterio de Goodman modificado

Cuando un componente está expuesto a esfuerzos variables en el tiempo, es fundamental considerar la posibilidad de falla por fatiga (Budynas & Nisbett, 2012). Este enfoque considera tanto el esfuerzo alternante como el esfuerzo medio que actúa sobre el componente, comparándolos con el límite de resistencia a la fatiga y el límite de fluencia del material.

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{FS} \quad (1.12)$$

Donde:

σ_a : Esfuerzo alternante. (MPa)

σ_m : Esfuerzo medio (MPa)

S_e : Límite de resistencia a la fatiga modificado (MPa)

S_{ut} : Resistencia última del material (MPa)

FS: Factor de seguridad

1.5.15 Resistencia nominal al cortante por pernos y elementos de unión

Para uniones pernadas, se requiere conocer la capacidad de carga cortante por perno considerando factores de seguridad y la distribución de carga entre varios pernos de una misma unión. Es importante la verificación de una unión pernada para que no falle bajo cargas aplicadas. La norma (NEC-SE-AC, 2014) se basa en la norma AISC y define la máxima carga cortante como:

$$V_{rn} = \frac{\phi * F_v * A_B}{n} \quad (1.13)$$

Donde:

F_v : Resistencia al cortante

A_B : área del perno

n : número de pernos

ϕ : factor de resistencia

Capítulo 2

2.1 Metodología

En este capítulo se expone el proceso seguido para formar el diseño del sistema de parqueo rotatorio longitudinal. Se presentan las diferentes etapas empleadas: dimensiones principales, selección de materiales adecuados y aplicación de criterios de diseño.

2.2 Alternativas de diseño

Se desarrolló la formulación y análisis de diferentes alternativas de solución para resolver la necesidad de optimizar el uso del espacio disponible para el estacionamiento de vehículos en zonas urbanas de alta densidad. A continuación, se describen las principales alternativas que fueron analizadas durante esta fase

2.2.1 Alternativa 1: Sistema de parqueo rotatorio longitudinal

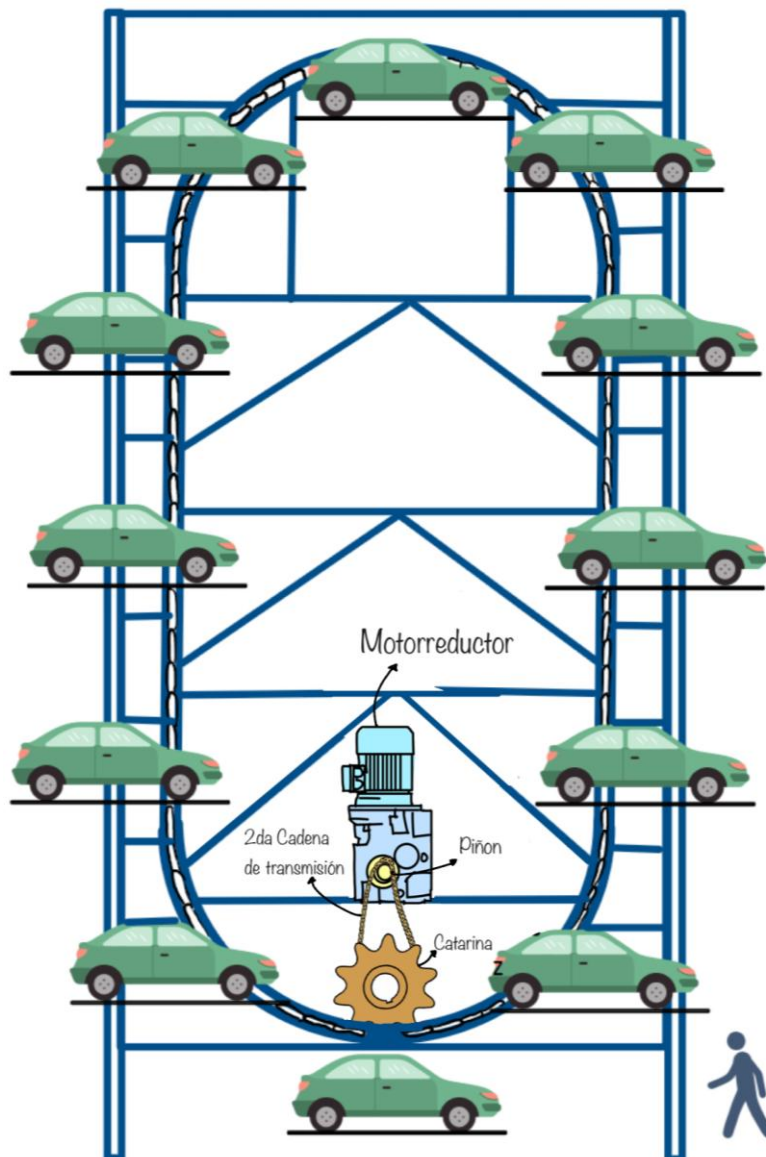
Esta alternativa consistió en la adaptación de un sistema de parqueo rotatorio a una configuración longitudinal. El principio de funcionamiento de este sistema se asemeja al de una rueda de la fortuna ("rueda moscovita"), en la cual las plataformas portavehículos giran de forma continua en un circuito cerrado. El mecanismo de giro se basaba en el uso de una gran cadena compuesta por ruedas y eslabones, donde las ruedas de la cadena recorren unos rieles guía mediante la acción de una catarina principal, la cual es accionada por un motorreductor. La gran ventaja de esta alternativa es simplicidad del mecanismo en combinación con la posibilidad de automatizar el proceso de estacionamiento y recuperación de los automóviles. La estandarización de componentes mecánicos (cadenas, rieles, motores, reductores) también contribuye a simplificar la fabricación y el mantenimiento del sistema.

Al requerirse que los vehículos se ubicaran en posición longitudinal, el espacio vertical entre plataformas debía incrementarse, lo cual resulta en un diseño estructural considerablemente más alto que los sistemas rotatorios laterales convencionales. Esta

característica puede limitar la aplicabilidad del sistema en entornos urbanos con restricciones de altura.

Figura 2.1

Sistema de parqueo rotatorio



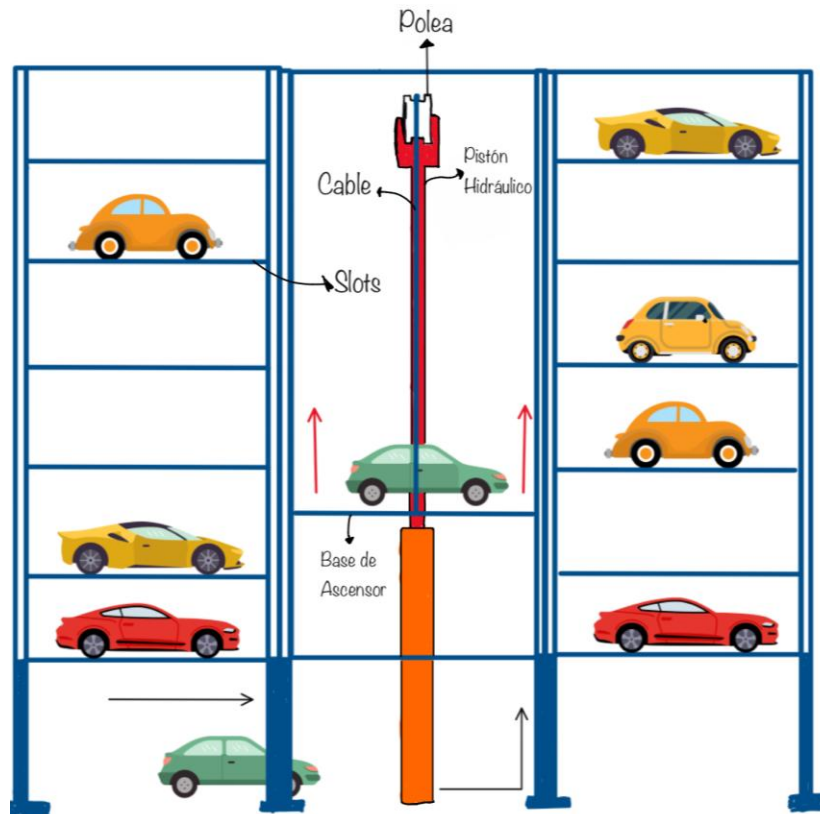
2.2.2 Alternativa 2: Sistema de parqueo con elevador hidráulico indirecto

Este sistema consiste en un mecanismo diseñado para trasladar verticalmente los vehículos dentro de la estructura, posicionándolos en el primer espacio vacío disponible. La característica distintiva de este diseño radica en que el pistón hidráulico no acciona directamente la plataforma de elevación, sino que impulsa un conjunto de poleas. Estas, a su vez, movilizan cables conectados a la plataforma, logrando así una relación de movimiento en la cual, por cada centímetro que avanzaba el pistón, la plataforma se desplaza dos centímetros. Entre las principales ventajas que ofrece esta alternativa se encontró su simplicidad constructiva, ya que el sistema requería únicamente un motor y una bomba hidráulica para realizar el ascenso, mientras que el descenso se efectúa de manera controlada mediante la acción de la gravedad, reduciendo el consumo energético. Asimismo, la fabricación de las plataformas destinadas al alojamiento de los vehículos resulta relativamente sencilla desde el punto de vista estructural y de manufactura.

No obstante, el sistema presenta diversas limitaciones. Requería un espacio longitudinal considerable, superando las dimensiones disponibles para el proyecto, lo que compromete su viabilidad en entornos urbanos de alta densidad. Además, el proceso de estacionamiento continuaba siendo manual, ya que el conductor debe posicionar el vehículo directamente en la plataforma asignada. Si bien es posible automatizar esta operación mediante la incorporación de un robot que desplace la plataforma con el automóvil, esta solución conlleva un aumento significativo en los costos del sistema, afectando su competitividad frente a otras opciones.

Figura 2.2

Sistema de parqueo con elevador hidráulico indirecto



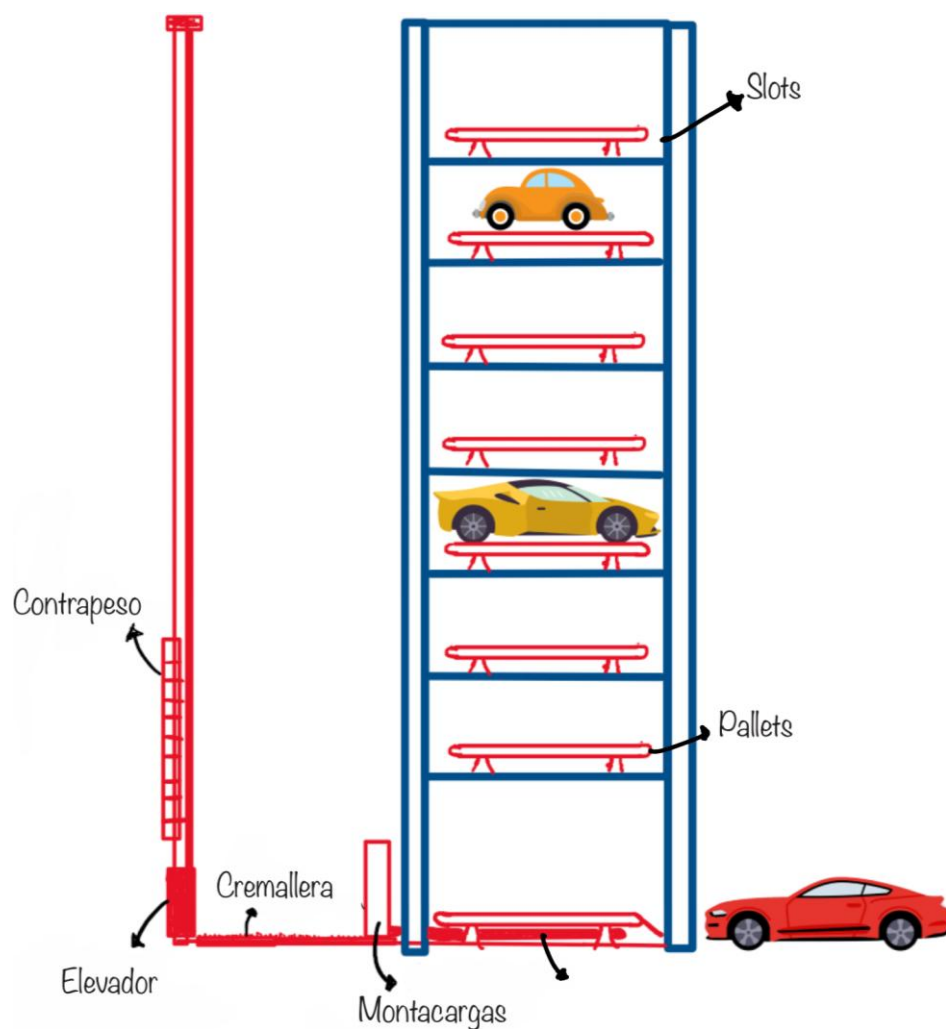
2.2.3 Alternativa 3: Sistema de parqueo con elevador eléctrico

Este tipo de solución se basa en una estructura tipo torre, compuesta por múltiples plataformas de alojamiento dispuestas en diferentes niveles. El principio de funcionamiento consiste en que el conductor estaciona el vehículo en una plataforma ubicada en la base del sistema, luego, un conjunto de brazos mecánicos se desplaza horizontalmente para posicionarse debajo de la plataforma. Estos brazos operan mediante un mecanismo de piñón-cremallera, permitiendo realizar un movimiento controlado y sincronizado. Una vez que los brazos se acoplan a la plataforma, se retrae y la misma es elevada verticalmente, en un movimiento análogo al de un montacargas, hasta alcanzar el nivel designado para el almacenamiento del vehículo. Finalmente, el sistema traslada la plataforma hacia el espacio libre disponible dentro de la estructura de la torre.

Entre las ventajas de esta alternativa se destaca su alto nivel de automatización, que elimina por completo la necesidad de maniobras manuales por parte del usuario. Además, el uso del espacio en planta es altamente eficiente, ya que el sistema requiere un área mínima a nivel del suelo. Sin embargo, la complejidad mecánica y de control del mecanismo de elevación directa implica un mayor nivel de sofisticación en el diseño y en la implementación del sistema automatizado; asimismo, la altura del sistema de parqueo aumentaría significativamente debido a solo contar con una torre.

Figura 2.3

Sistema de parqueo con elevador eléctrico



2.3 Selección del diseño conceptual

Una vez descritas las diferentes alternativas de solución consideradas, se procedió a realizar una evaluación comparativa mediante la aplicación de la metodología Quality Function Deployment (QFD), utilizando como herramienta principal la Casa de la Calidad. Esta herramienta permitió establecer relaciones entre los requerimientos del cliente (“what’s”) y las características técnicas del sistema (“how’s”), obteniendo como resultado los pesos relativos de cada criterio. La casa de la calidad se encuentra en Anexo C. A partir de los pesos relativos obtenidos en la Casa de la Calidad, se construyó posteriormente una Matriz de Pugh, la cual permitió comparar cuantitativamente las tres alternativas evaluadas. En esta matriz se ponderaron las puntuaciones de cada alternativa en función de los pesos relativos de los criterios, obteniendo así un análisis objetivo en la selección de la solución más adecuada en base a los objetivos del proyecto.

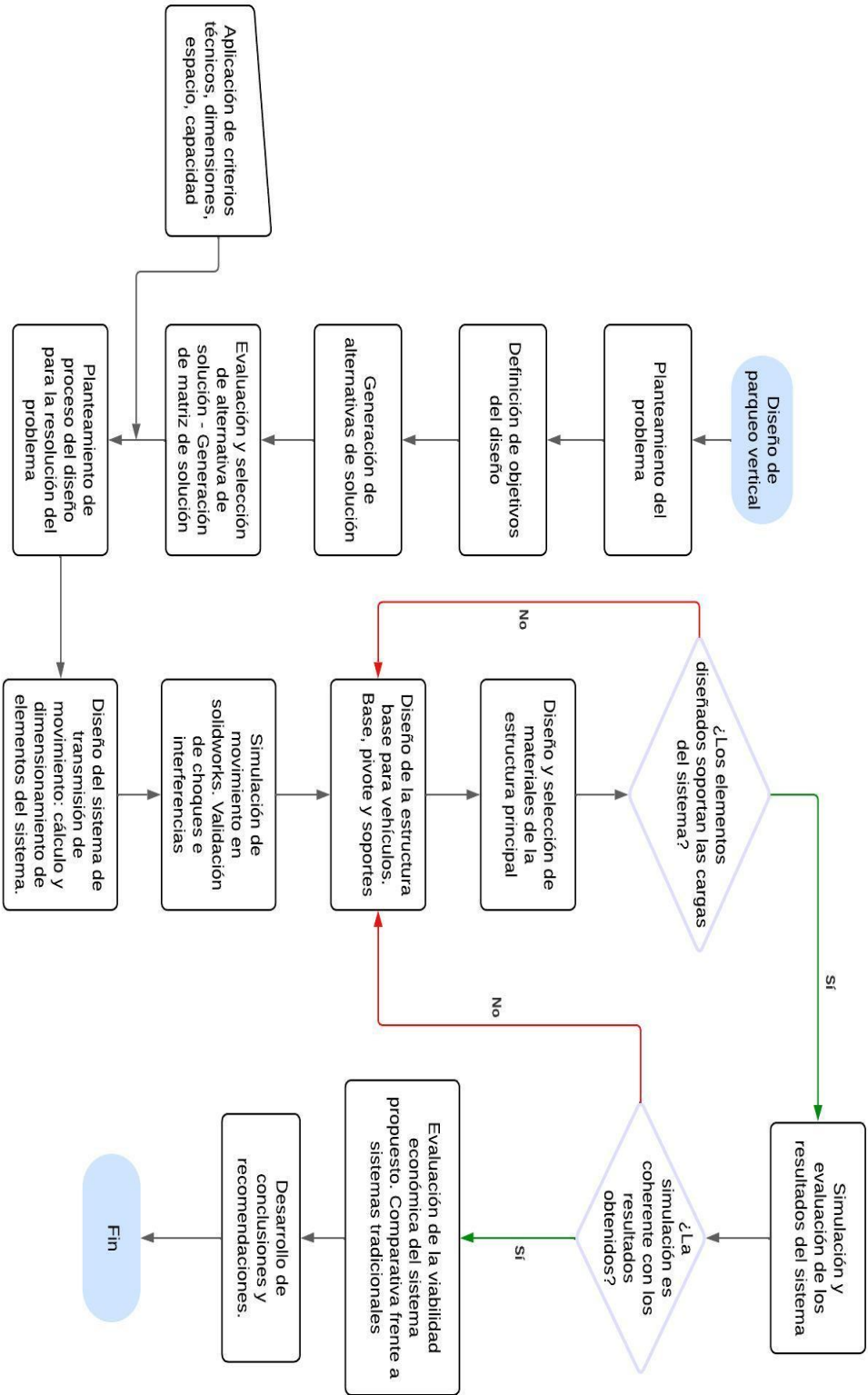
Tabla 2.1

Matriz de decisión de Pugh

Nº	Criterios	Peso (%)	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
1	Uso eficiente del espacio disponible	17.9	5	2	4
2	Costo de fabricación e instalación	10.7	3	5	2
3	Facilidad de mantenimiento	16.1	4	5	3
4	Nivel de automatización	12.5	5	2	5
5	Tiempo de operación	8.9	5	2	3
6	Complejidad mecánica	10.7	3	5	3
7	Adaptabilidad al espacio	12.5	5	2	3
8	Consumo energético	10.7	4	5	3
Suma total		100	430	345	332

Se determinó que la Alternativa 1: Sistema de parking rotatorio longitudinal presentó el mayor puntaje ponderado total, superando a las alternativas evaluadas. En consecuencia, se usó esta alternativa como base para el desarrollo del diseño conceptual y detallado

2.4 Diagrama de flujo

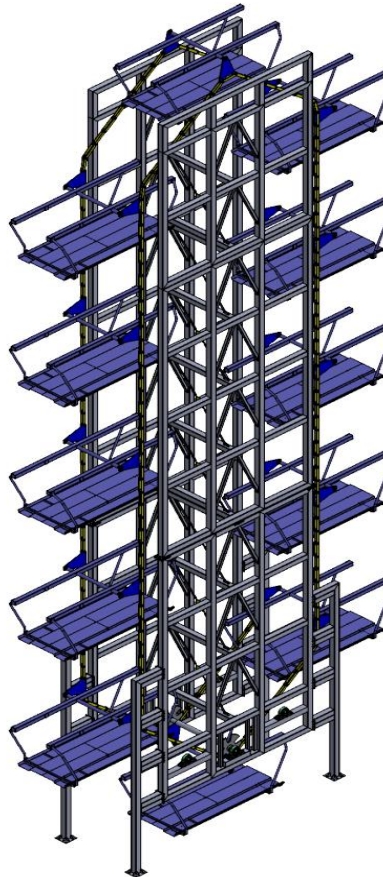


2.5 Diseño Detallado

Las plataformas giran de forma continua dentro de la estructura, permitiendo la carga y descarga de vehículos en un nivel de acceso inferior; y, para lograr esto, el diseño fue realizado en el software de Solidworks, con licencia educativa, permitiendo obtener los planos necesarios y realizar simulaciones de movimiento para encontrar puntos de colisión. Adicionalmente, la estructura fue validada mediante un análisis de elementos finitos mediante el software ANSYS Student Version, logrando así contar con un respaldo computacional del diseño.

Figura 2.4

Diseño conceptual



2.5.1 Criterio de diseño

2.5.1.1 Parámetros de diseño.

- El espacio disponible es de 15,7 metros de profundidad, 3,1 metros de ancho, sin restricción de altura.
- La capacidad del sistema es un almacenamiento de 12 vehículos en plataformas longitudinales en rotación vertical.
- Los componentes principales son: estructura de acero, eslabones industriales, ruedas guía, catarina motriz y motor eléctrico con caja reductora.
- La validación del diseño se realiza mediante cálculos de ingeniería clásicos y análisis de elementos finitos (FEA) en ANSYS.

2.5.1.2 Asunciones.

- Los vehículos almacenados no exceden un peso máximo de 2500 kg por plataforma.
- Se considera que las cargas de los vehículos son distribuidas de manera uniforme sobre cada plataforma.
- Se supone que el sistema opera en condiciones ambientales estándar (temperatura, humedad) sin exposición a agentes corrosivos extremos.
- Se asume que los movimientos de rotación se realizan a velocidades controladas que no generan cargas dinámicas sobre la estructura.

- Debido a la baja velocidad de carga y descarga de los vehículos, los esfuerzos se consideran cuasiestáticos.
- Se considera que el sistema estará instalado sobre una base de concreto nivelada y adecuada para soportar las cargas transmitidas por la estructura.

2.5.2 Descripción de diseño

El proyecto consiste en una estructura metálica tipo torre, dentro de la cual circulan plataformas portavehículos dispuestas de manera longitudinal. El mecanismo se basa en un conjunto de cadenas industriales que actúan como elemento de transmisión principal. Estas cadenas están acopladas a ruedas guía que recorren rieles verticales y curvos ubicados en la estructura, permitiendo un movimiento rotativo continuo, similar al funcionamiento de una rueda de la fortuna.

El movimiento de las cadenas es generado por un motor eléctrico conectado a una caja reductora, que transmite el par necesario a una catarina motriz (piñón) que engrana con la cadena. Al girar la catarina, las cadenas avanzan, arrastrando consigo las plataformas. Este sistema permite posicionar cada plataforma de manera controlada en la zona de acceso para la carga y descarga de vehículos.

2.5.3 Dimensionamiento de la estructura

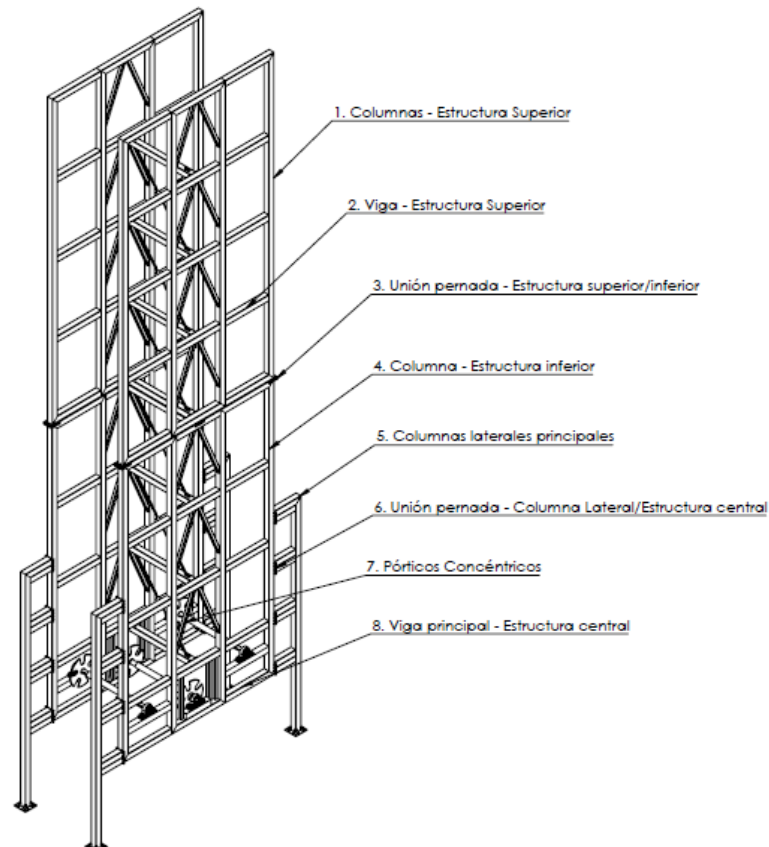
En primer lugar, el dimensionamiento estructural se realizó en base a los requerimientos de espacio y capacidad dados por el cliente. El proceso de diseño se realizó usando la guía NEC para estructuras de acero. En cuanto a los materiales para el diseño de la estructura, el acero figura como uno de los principales considerando 3 aspectos clave: Capacidad de soldabilidad

alta, meseta de fluencia pronunciada según el diagrama de esfuerzo deformación y una gran capacidad de deformación inelástica. Las dimensiones de los perfiles de la estructura y materiales fueron calculados mediante iteraciones en hojas de cálculo de Excel, ubicado en la sección de resultados.

La estabilidad de la estructura frente a cargas de diseño y cargas sísmicas se sostiene mediante pórticos con arriostramientos concéntricos. Estos elementos diagonales brindan la resistencia para soportar las cargas en el sistema. Para consideraciones de diseño y estética, los arriostramientos concéntricos son de tipo V invertida.

Figura 2.5

Vista Isométrica - Estructura metálica completa.



2.5.3.1 Uniones pernadas.

Las uniones son puntos críticos en las estructuras metálicas por lo que se requiere realizar el diseño con la cantidad mínima necesaria que aseguren la estabilidad estructural. Para el diseño se situaron dos puntos con uniones pernadas, 3 y 6. Los pernos usados para este diseño son M22 de acero de alta resistencia. Los pernos de alta resistencia se destacan por su capacidad de ser sometidos a grandes fuerzas de tensión controlada. Se usan 8 pernos ubicados según la figura 10 como forma de unión entre las bases de la armadura para facilitar su montaje. Se aplicó la ecuación para poder obtener qué diámetro de perno es el más adecuado que puede soportar la estructura.

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

Basados en la norma NEC, para el cálculo de la carga máxima de la ecuación se define como

$$V_{rn} = \frac{\phi * F_v * A_B}{n}$$

El esfuerzo de aplastamiento del perno se considera como factor de diseño de gran importancia debido a que se encuentra apoyado sobre una placa de espesor 10 mm y carga axial. Según la norma NEC para estructuras de acero, el esfuerzo de aplastamiento del perno se define como:

$$\phi R_n = \phi * t * d * F_u \quad (2.1)$$

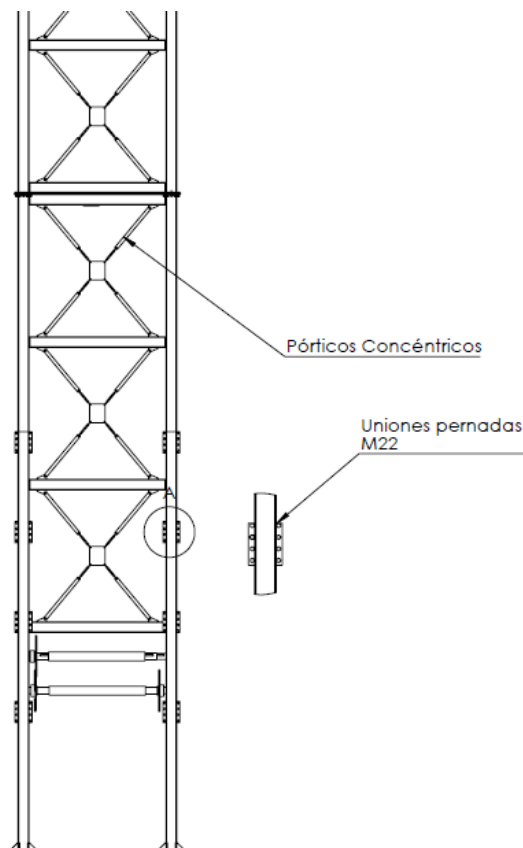
t : espesor de la placa

d : diámetro del perno

F_u : resistencia última del material

Figura 2.6

Uniones pernadas



2.5.3.2 Soporte Lateral.

Las columnas son elementos principales de la estructura y deben tener la resistencia adecuada para evitar el pandeo, o fracturas por tensión, debido al peso propio, las plataformas portavehículos y la carga máxima asociada a la presencia simultánea de 12 automóviles tipo

SUV. Se seleccionaron columnas de acero A36 de sección transversal hueca HSS de 8 in y 4 mm de espesor. Además, se consideró el caso de cargas sísmicas en la estructura. El diseño de cargas sísmicas y cargas críticas se realizó siguiendo el proceso de diseño de estructuras metálicas según la norma NEC y se aplicó para los elementos 1, 4 y 5.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(KL)^2} \quad (1.2)$$

$$I = \frac{bh^3}{12} - \frac{b_2h_2^3}{12} \quad (2.2)$$

$$\frac{P_u}{\phi P_n} + \frac{M_u}{\phi M_n} \leq 1 \quad (2.3)$$

Donde:

P_{cr} : Corresponde a la carga crítica

E : Módulo de young

K : Factor de longitud efectiva

L : Longitud efectiva

2.5.3.3 Estructura central.

La estructura central está conformada por columnas y vigas horizontales que son las encargadas de soportar la carga de los vehículos durante la operación del sistema. Uno de los elementos más críticos corresponde a las vigas inferiores de la estructura. Estas se encargan de transmitir y distribuir las cargas verticales provenientes del peso de la estructura y los vehículos almacenados. Se realizó un análisis de flexión con el fin de garantizar que el sistema soportaba los requerimientos de peso sin exceder los límites permisibles de formación y sin comprometer la estabilidad estructural.

La norma NEC-SE-AC y la normativa ASME exigen verificar que las tensiones inducidas en los elementos estructurales no excedan el límite elástico y se considera un factor de seguridad de entre 1.5 y 2.5 para el diseño. El análisis se realizó para todos los elementos de tipo viga, 2 y 8. La deformación por flexión calculada se define como:

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad (1.2)$$

De la misma forma, se utilizó la ecuación correspondiente a la máxima deflexión permisible para validar el máximo de carga que podría soportar el sistema.

$$\delta_{m\acute{a}x} = \frac{5qL^4}{384EI} \quad (1.4)$$

2.5.3.4 Carga crítica.

Los pórticos concéntricos son una configuración eficiente de arriostramiento que se utiliza principalmente para resistir las fuerzas laterales inducidas por sismo o viento y para aumentar la rigidez lateral de la estructura. La función principal dentro del diseño fue distribuir las cargas dinámicas del sistema rotatorio de parqueo hacia las columnas laterales y la base. Dado que el sistema eleva y rota vehículos es necesario que mantenga la estabilidad frente a cargas variables y excéntricas considerando que no todos los vehículos mantengan el mismo peso. Para consideraciones de diseño, se mantuvo un perfil cuadrado de 4 in y 4 mm de espesor. El análisis se realizó para los pórticos centrales y laterales de la estructura. La carga crítica también se define de la forma:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(KL)^2} \quad (1.2)$$

2.5.4 Dimensionamiento de Cadena-Catarina

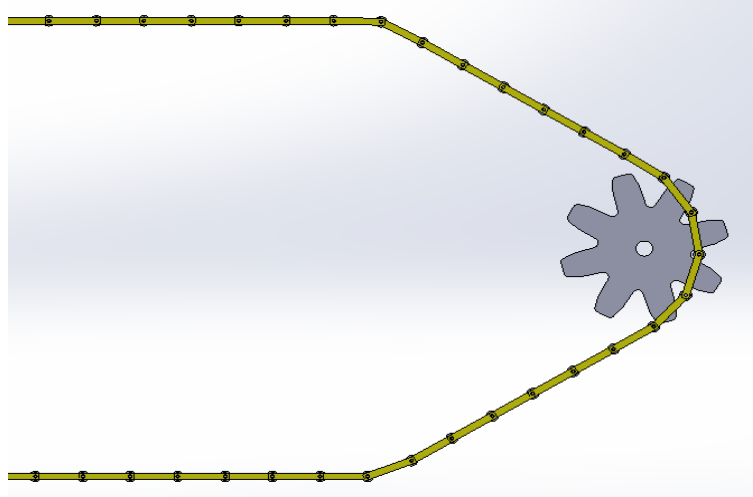
El mecanismo de movimiento de los vehículos dentro del estacionamiento rotatorio longitudinal se desarrolló con el uso de herramientas de simulación y diseño CAD. Solidworks nos permitió modelar el mecanismo de movimiento tridimensionalmente incluida su trayectoria y los elementos que involucran el sistema de transmisión.

El mecanismo consiste en un sistema de transmisión por cadena que permite el recorrido rotacional de las plataformas de los vehículos al largo de una trayectoria cerrada. La forma del recorrido permite ubicar un vehículo en la posición más baja para la carga o descarga. Mediante la simulación se pudo identificar dos puntos críticos en el mecanismo de transmisión. La zona de transmisión de par entre el motor y la catarina y la zona superior del recorrido. En ambos puntos existe una mayor cantidad de esfuerzos y riesgo alto de desalineación y colisión entre las plataformas.

La catalina principal está ubicada en el punto más bajo del sistema. Permite que el sistema se detenga en la posición de carga o descarga sin interferir con las otras plataformas. La altura total del sistema se define según la distancia necesaria requerida para que los vehículos no choquen entre sí.

Figura 2.7

Diseño de cadena de eslabones.



Adicionalmente, el número de eslabones necesarios en el sistema se encontró con el perímetro del croquis (con ayuda del software) y la longitud de los eslabones.

$$n = \frac{P_{croquis}}{L_{eslabón}} \quad (2.4)$$

Donde:

$P_{croquis}$: Perímetro de la trayectoria (m)

$L_{eslabón}$: Longitud del eslabón (m)

n: Número de eslabones

2.5.4.1 Sistema eslabón-rueda.

Este sistema permite el desplazamiento de la cadena a lo largo del riel mediante un sistema de rodadura. Este elemento no solo transmite las cargas de tracción de las plataformas, sino que también canaliza dichas cargas hacia la estructura mediante las ruedas. El diseño se

compone de una pieza metálica plana perforada en sus extremos para alojar los ejes de conexión y las ruedas. El caso crítico de diseño se presenta cuando el sistema de parqueo está completo con 12 vehículos, seis y seis de cada lado. En esta situación, el eslabón debe resistir tanto el esfuerzo de tracción generado por el peso acumulado, como las concentraciones de esfuerzo provocadas por las perforaciones necesarias para su ensamblaje y esta puede ser obtenida utilizando la ecuación (1.5.7), agregando un factor K debido a la concentración de esfuerzos.

$$\sigma_{eslabón} = \frac{F}{A_{eslabón}} K_t \quad (2.5)$$

$$\sigma_{eslabón} = \frac{F}{(bh)_{eslabón}} K_t \quad (2.6)$$

$$FS_{eslabón} = \frac{S_y}{\sigma_{eslabón}} \quad (2.7)$$

Adicional, los pasadores sufren un esfuerzo cortante doble

$$\tau_{pasador} = \frac{F}{2A_c} \quad (2.8)$$

$$\tau_{adm} = \frac{S_y}{\sqrt{3}FS} \quad (2.9)$$

$$FS_{pasador} = \frac{S_y 2A_c}{\sqrt{3}F} \quad (2.10)$$

Donde:

FS: Factor de seguridad de esfuerzo cortante doble

τ : Esfuerzo cortante doble (MPa)

S_y : Resistencia del material a la fluencia (MPa)

F: Fuerza aplicada (N)

A_c : Área de cortante (m²)

Por otro lado, las ruedas con rodamiento fueron seleccionadas en base a la fuerza radial que están soportando. El caso más crítico es cuando se encuentren en la parte superior o inferior de la estructura y deban soportar la carga total de un vehículo.

$$\sigma_{rueda} = \frac{F}{A_{lateral}} K_t \quad (2.11)$$

$$\sigma_{rueda} = \frac{2F}{\pi t D_{rueda}} K_t \quad (2.12)$$

$$FS_{rueda} = \frac{S_y}{\sigma_{rueda}} \quad (2.13)$$

Donde:

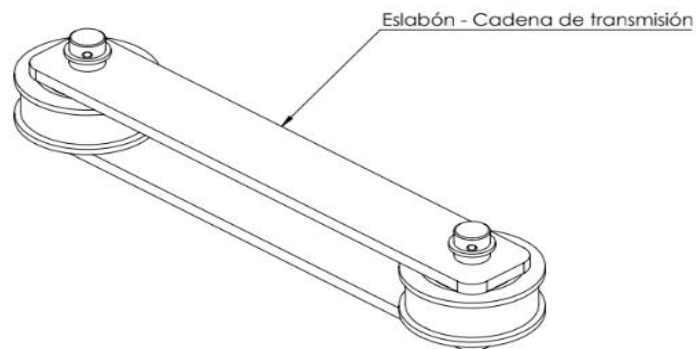
F: Fuerza aplicada (N)

t: Espesor de la rueda (m)

D: Diámetro interno de la rueda (m)

Figura 2.8

Diseño de eslabón-rueda guía.

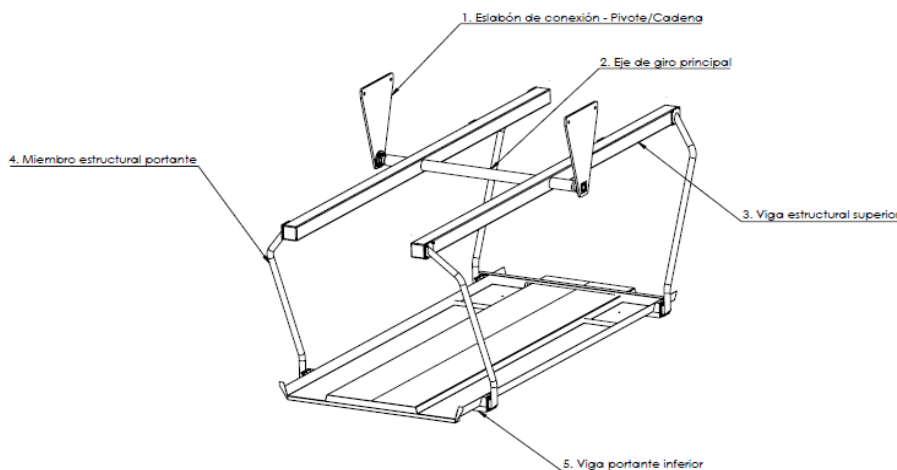


2.5.5 Dimensionamiento de la base portavehículos

Esta base está conformada por varios componentes estructurales, sin embargo, los elementos más críticos desde el punto de vista del diseño mecánico son el eslabón de conexión pivote-cadena y el brazo soporte del vehículo, debido a que concentran las mayores sollicitaciones durante el funcionamiento del sistema. El eslabón de conexión transmite las cargas al sistema de tracción mediante la cadena, y además permite el giro del conjunto alrededor del eje pivote. Por otro lado, el brazo soporte del vehículo se encarga de sostener el peso del automóvil y transferirlo hacia la viga superior que conecta con el pivote, siendo así el punto intermedio en la transmisión de carga. El dimensionamiento del resto de los elementos se encuentra en la sección de Anexo A. En contraste, las dimensiones de todos los elementos fueron calculadas mediante iteraciones en hojas de cálculo de Excel que se encuentran en la sección Anexo B.

Figura 12

Diseño de base portavehículos.



2.5.5.1 Miembro Estructural Portante.

Los brazos (Miembro estructural portante) que conectan la plataforma con el pivote cumplen la función de transmitir el peso del vehículo hacia el sistema de transmisión por cadena. Se asumió que los brazos están sometidos exclusivamente a cargas a tensión debido al peso del vehículo y que su geometría es hueca. También, se consideró un factor de seguridad cercano a 2 y el resultado fue obtenido mediante iteraciones. Empleando las ecuaciones (1.5.6) y (1.5.7) se obtiene:

$$\sigma = \frac{F}{A_{brazo}} \quad (2.14)$$

$$FS = \frac{S_y A_{brazo}}{F} \quad (2.15)$$

$$FS = \frac{\pi/4 (D^2 - d^2) S_y}{(2500 * 9.81/4)} \quad (2.16)$$

Donde:

D: Diámetro exterior del brazo (m)

d: Diámetro interior del brazo (m)

Sy: Resistencia a la fluencia del material (MPa)

2.5.5.2 Eslabón de conexión.

Este elemento soporta todo el peso del carro y de la plataforma portavehículos, por lo que el factor de seguridad seleccionado fue el más conservador de entre todos los elementos.

Adicionalmente, este elemento va a estar en constante rotación, por lo que sufre una carga cíclica que varía la dirección de la carga. Por ejemplo, si el portavehículos se encuentra en la parte más alta o más baja, este sufrirá solamente carga en tensión; sin embargo, cuando se encuentre en los

laterales, la carga ejercerá una flexión sobre el elemento. Dentro del recorrido del sistema, la posición más crítica para este soporte ocurre cuando la plataforma se encuentra en los laterales, ya que en esa orientación el elemento se comporta como una viga en voladizo. En esta condición se presenta el momento flector máximo, lo cual genera un esfuerzo por flexión considerablemente mayor al que se experimenta en otras posiciones como la vertical, donde domina la tracción o compresión. Por esta razón, se seleccionó esta posición como base para el dimensionamiento del componente, aplicando el criterio de von Mises para evaluar el estado combinado de esfuerzos.

Adicionalmente, la altura de la sección transversal tiene la misma dimensión que los eslabones. Por último, el factor de seguridad debe ser el más conservador en consecuencia a que es el elemento que transmite el movimiento de la cadena hacia la plataforma, por lo que un factor cercano a 7 fue lo recomendable.

$$\frac{S_y}{\sqrt{\left(\frac{Mc}{I}\right)^2 + 3\left(\frac{F}{A_t}\right)^2}} = FS \quad (2.17)$$

$$\frac{S_y}{\sqrt{\left(\frac{12Mc}{t_s h_s^3}\right)^2 + 3\left(\frac{F}{t_s h_s}\right)^2}} = FS \quad (2.18)$$

Donde:

hs: Alto del soporte (m)

ts: Espesor del soporte (m)

2.5.6 Dimensionamiento de motorreductor

Para el diseño del sistema de parqueo rotatorio longitudinal, se estableció un tiempo máximo de 150 segundos por ciclo completo de carga o descarga del vehículo. Con este tiempo, se estima una velocidad de operación de aproximadamente 0.4 RPM, adecuada para evitar esfuerzos dinámicos excesivos y garantizar un funcionamiento confiable del mecanismo.

En este contexto, se procedió al cálculo del torque requerido considerando el escenario más crítico: un solo vehículo SUV, con peso máximo de 2500 kg, posicionado de manera desbalanceada. Este caso representa la condición más exigente para el motorreductor, ya que no existiría contrapeso que distribuya la carga. Con la información proporcionada por (Budynas & Nisbett, 2012) en factores de servicio de engranes, se asumió también un factor de servicio de 1.75 para sistemas intermitentes y la posible presencia de sobrecargas moderadas

Dado el alto requerimiento de torque, el bajo régimen de rotación y la necesidad de eficiencia en la transmisión, se determinó que el componente más adecuado es un motorreductor helicoidal ortogonal.

2.5.7 Simulación de movimiento en SolidWorks

Se modeló el sistema mecánico en SolidWorks para definir la geometría de los componentes y verificar el correcto ensamblaje. Con este software, se simuló el movimiento rotatorio del sistema, permitiendo detectar posibles interferencias y colisiones, logrando asegurar un funcionamiento fluido de las plataformas a lo largo de su trayectoria.

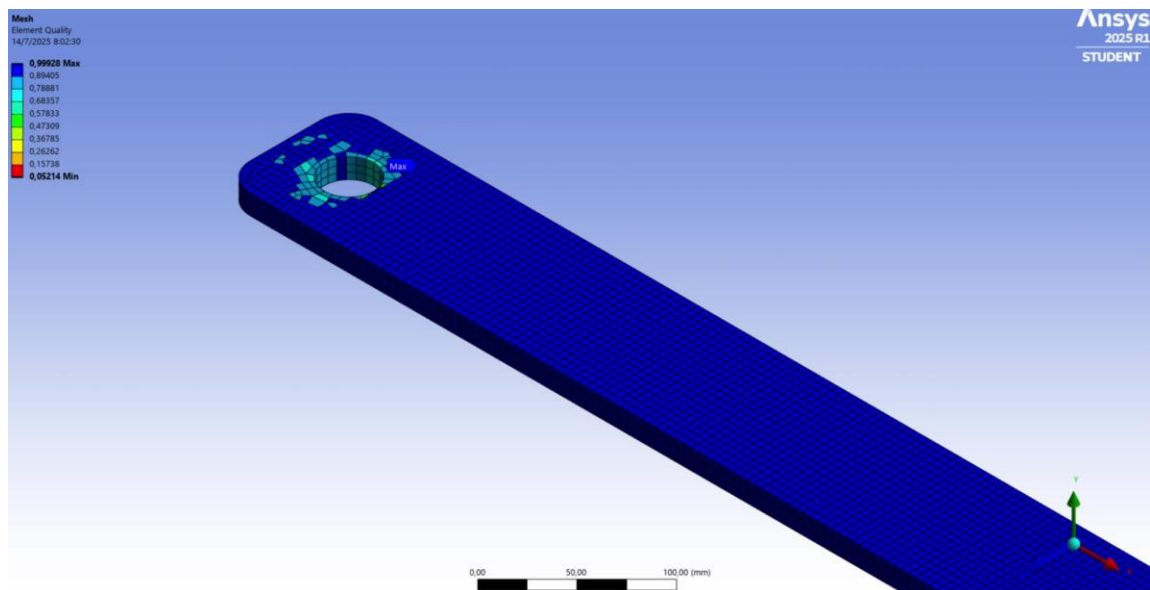
2.5.8 *Análisis de elementos finitos en ANSYS*

Debido a las limitaciones computacionales y a la necesidad de enfocar el estudio en las zonas más críticas del sistema, el análisis FEA se realizó por separado en las siguientes subestructuras: base portavehículos, eslabón de conexión, conjunto cadena-rueda-pasador y estructura metálica principal. Los modelos 3D fueron diseñados previamente en SolidWorks y exportados a ANSYS, donde se desarrolló el siguiente proceso:

1. Mallado del modelo: Se utilizó mallado hexaédrico estructurado en componentes con geometría regular como la estructura metálica, la base portavehículos, las ruedas guía y los pasadores.

Figura 2.9

Mallado de eslabón del sistema de transmisión.

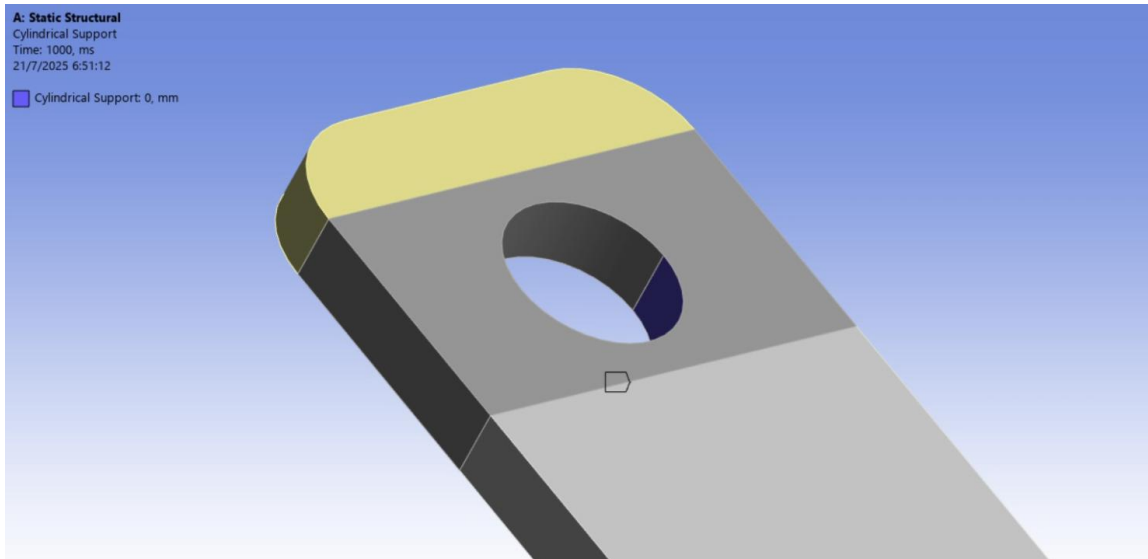


2. Condiciones de frontera: Se aplicaron restricciones en las zonas de unión con otras partes del sistema, representando los apoyos y conexiones. Además, se fijaron los grados de

libertad en zonas que simulan el contacto con el sistema de tracción o con la estructura base.

Figura 2.10

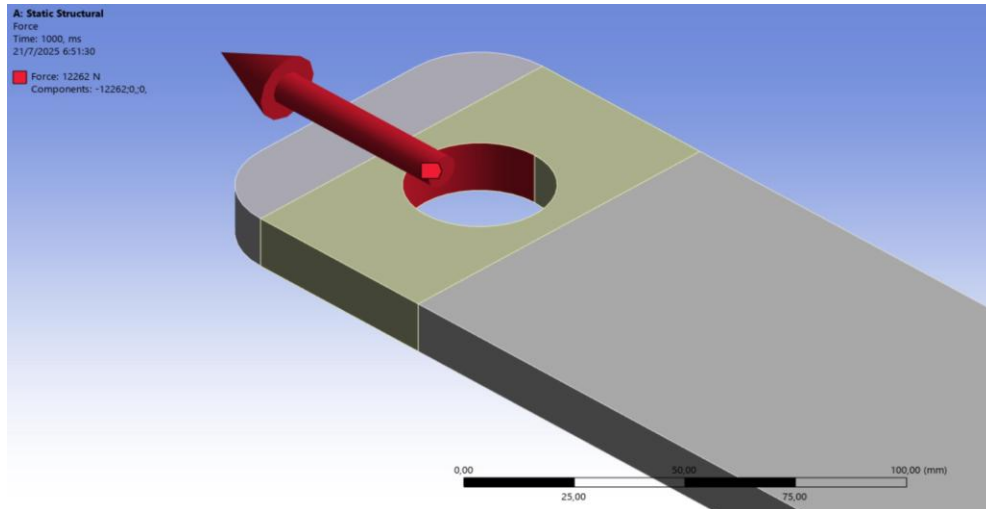
Condición de frontera del eslabón del sistema de transmisión.



3. Aplicación de cargas: Se consideraron cargas cuasiestáticas correspondientes al peso total del sistema completamente cargado (12 vehículos de hasta 2500 kg cada uno). La distribución de carga se realizó en los puntos donde se transmite el peso hacia la estructura. No se consideraron efectos dinámicos por la baja velocidad del sistema.

Figura 2.11

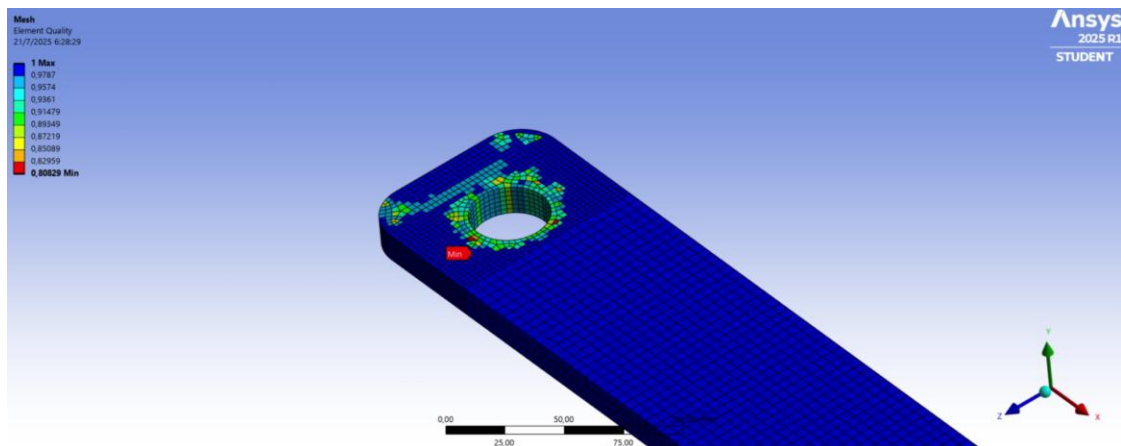
Aplicación de cargas sobre eslabón del sistema de transmisión.



4. Evaluación de la calidad del mallado: Se verificó la calidad del mallado usando los parámetros de ortogonalidad y calidad. Para asegurar una simulación confiable, se mantuvo la calidad y ortogonalidad superior a 0.75, valores que garantizan una buena precisión sin afectar el rendimiento computacional.

Figura 16

Refinamiento de malla.



2.6 Justificación del método

Durante el desarrollo del proyecto, se utilizó el software SolidWorks como herramienta principal para la elaboración del modelo CAD y la simulación cinemática del movimiento de las plataformas dentro de la estructura. Debido a esto, se permitió visualizar el comportamiento dinámico del sistema, verificar interferencias y validar la geometría funcional de los mecanismos de transmisión.

Por otro lado, dado que la estructura y los componentes se encuentran fabricados en perfiles metálicos huecos, resulta necesario seleccionar sus dimensiones y espesores, tomando en cuenta el peso propio del sistema y la carga máxima de operación, correspondiente a un peso límite de vehículos tipo SUV. Para ello, se recurrió a un análisis mecánico convencional, apoyado en principios de resistencia de materiales y en el uso de modelos simplificados de carga estática y cuasiestática. Finalmente, se concretó el trabajo con un análisis por elementos finitos (FEA) donde se evaluó la distribución de esfuerzos y deformaciones. De esta manera, el proceso de diseño mecánico fue complementado con una simulación computacional que refuerza la confiabilidad del sistema propuesto.

2.7 Normativas

En el desarrollo del presente trabajo, se tomaron en cuenta dos normativas clave que respaldan tanto el diseño estructural y al diseño de la catarina: la normativa ecuatoriana NEC-SE-AC y los lineamientos establecidos por la American Gear Manufacturers Association (AGMA)

La Norma Ecuatoriana de la Construcción Sección Acero (NEC-SE-AC) fue adoptada como base para el dimensionamiento de los elementos estructurales del sistema, especialmente en lo referente a columnas, vigas, perfiles tubulares y uniones. Esta normativa establece criterios para el diseño de estructuras metálicas sometidas a carga estática, así como recomendaciones de factores de seguridad y propiedades mecánicas mínimas del acero estructural. El uso de la NEC-SE-AC permitió adaptar el diseño a las condiciones normativas del país, asegurando que la estructura propuesta cumpla con los estándares exigidos para edificaciones en acero. Por otro lado, se consideraron los lineamientos de la AGMA para el proceso de selección del sistema motriz. Este sirvió como una guía técnica para validar los criterios de carga, torque, velocidad de salida y confiabilidad mecánica del conjunto motor–catarina.

Capítulo 3

3.1 Resultados y análisis

En esta sección se presentan los resultados obtenidos en el proceso de diseño y simulación del sistema de parqueo vertical. Se incluyen los resultados estructurales, simulación y económicos que permiten validar la viabilidad y funcionalidad del sistema propuesto. Durante el proceso de diseño, se pudo comprobar que el sistema de transmisión por cadena define las dimensiones de los demás elementos. Por lo tanto, partimos del diseño del sistema de transmisión.

3.2 Cálculos dimensionales de diseño.

A continuación, se presentan los resultados del análisis mecánico y estructural realizado sobre los principales subconjuntos que conforman el sistema, incluyendo el sistema de transmisión, la base portavehículos y la estructura de soporte. Para cada uno de los elementos se consideraron las condiciones de carga más críticas, tanto estáticas como cíclicas, con el objetivo de garantizar la resistencia y seguridad del sistema durante su funcionamiento. Las tablas resumen muestran los factores de seguridad alcanzados, así como las dimensiones finales seleccionadas en función de los esfuerzos máximos identificados. Los cálculos detallados correspondientes a cada componente se encuentran disponibles en los Anexos B.

3.2.1 Sistema de transmisión

Para el diseño del sistema de transmisión se evaluaron distintas combinaciones de diámetros para el pasador, verificando los esfuerzos máximos de corte, compresión y fatiga según el criterio de Goodman. Posteriormente, se seleccionaron las dimensiones óptimas que

garantizan una operación segura con un FS aceptable. Todos los elementos están elaborados con acero AISI 1045, a excepción del pasador que fue diseñado en acero AISI 4340.

Figura 3.1

Sistema de transmisión cadena eslabón.

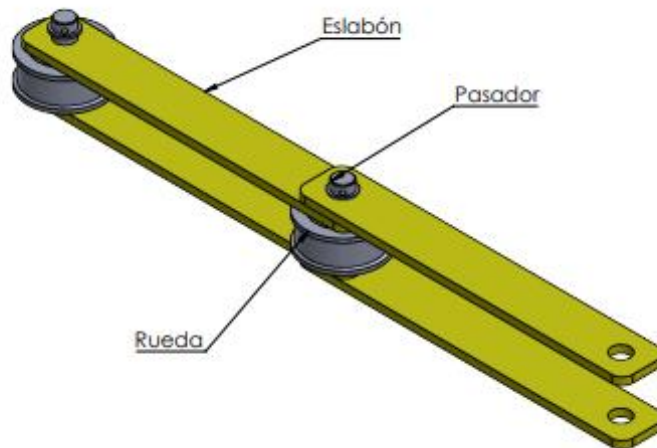
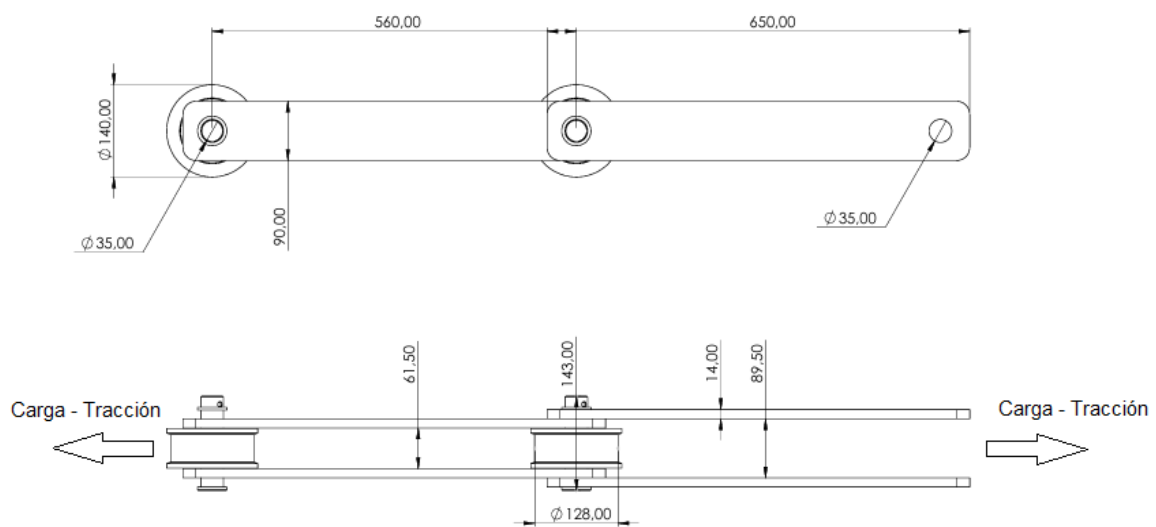


Figura 3.2

Diagrama de cuerpo libre de eslabón-cadena.



3.2.1.1 Cálculo del eslabón de la cadena de transmisión.

La carga máxima que soportaría el sistema es con una cantidad 12 SUV's de máximo 2500kg cada uno, por lo que se asume un sistema balanceado con 6 carros de un lado y 6 de otro.

$$F_{total} = 2500 \text{ kg} * 9.81 \frac{m}{s^2} * 6 = 147150 \text{ N}$$

$$F = 147150 / 2 = 73575 \text{ N}$$

Pero cada conjunto de eslabones-cadena contiene dos eslabones por lo que la fuerza se divide a la mitad. Con la ecuación (2.9) y (2.10), con factor de concentración de esfuerzos de 5.1, se obtiene que:

$$\sigma_{eslabón} = \frac{73575}{(bh)_{eslabón}}$$

$$FS = \frac{S_y}{\sigma_{eslabón}} = \frac{620 \text{ MPa}}{\sigma_{eslabón}}$$

Interpolando los valores de b y h , se obtienen resultados de espesor t , ancho b y FS de 14 mm, 90 mm y 7.5 correspondientemente. Para la rueda, la carga sería total de 147150 N.

$$\sigma_{rueda} = \frac{2F}{\pi t D_{rueda}} = \frac{2 * 147150}{\pi t D_{rueda}}$$

Se realiza interpolación con dimensiones de diámetro interior de 35mm y exterior de 130 mm (aproximadamente tres veces el diámetro interior). En las tablas 3, 4, 5 y 6 se presentan los resultados de diseño para cada elemento del sistema. Los cálculos se encuentran en los anexos B.

Tabla 3.1*Iteraciones del eslabón*

Descripción	Valor	Unidad
Longitud	525.0	mm
Resistencia a la fluencia	620.0	MPa
Carga	12262.5	N
t	14.0	mm
h	90.0	mm
A	770.0	mm ²
Esfuerzo tracción	15.9	MPa
Kt	5.2	
Esfuerzo máximo	82.8	MPa
FS	7.5	

Tabla 3.2*Iteraciones de pasador - AISI 4340*

Descripción	Valor	Unidad
Diámetro	35.0	mm
Resistencia a la fluencia	470.0	MPa
Carga	24525.0	N
Área	3298.7	mm ²
Cortante doble	3.7	MPa
FS	73.0	

Tabla 3.3*Iteraciones de rueda*

Descripción	Valor	Unidad
Diámetro exterior	140.0	mm
Diámetro interior	35.0	mm
Resistencia a la fluencia	620.0	MPa
Carga	24525.0	N
Área	2309.1	mm ²
Esfuerzo compresión	10.1	MPa
FS	58.4	

Tabla 3.4*Iteraciones de rueda - Fatiga*

Descripción	Valor	Unidad
Se	252.8	MPa
Resistencia última	470.0	MPa
Esfuerzo a	5.3	MPa
Esfuerzo m	5.3	MPa
FS Goodman modificado	35.5	

3.2.2 Base portavehículos

El diseño de la base portavehículos considera la resistencia de los elementos que sostienen directamente un peso máximo 2500 kg. Se analizaron las cargas puntuales sobre la plataforma, así como las conexiones cada una. El diseño de cada elemento se basó en la forma de distribución de las cargas sobre el sistema. En base a esto se realiza la selección de los perfiles estructurales adecuados para asegurar el factor de seguridad apropiado para el sistema. Los elementos principales están sometidos a flexión, momentos flectores y esfuerzos combinados.

Figura 3.3

Partes - Base portavehículos

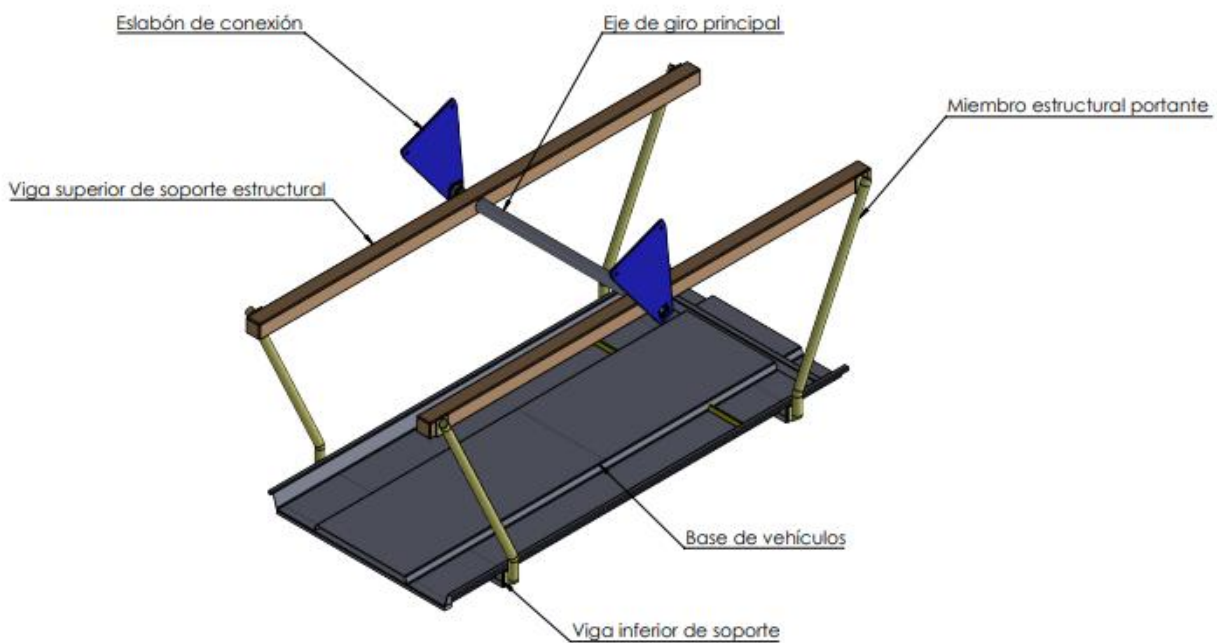
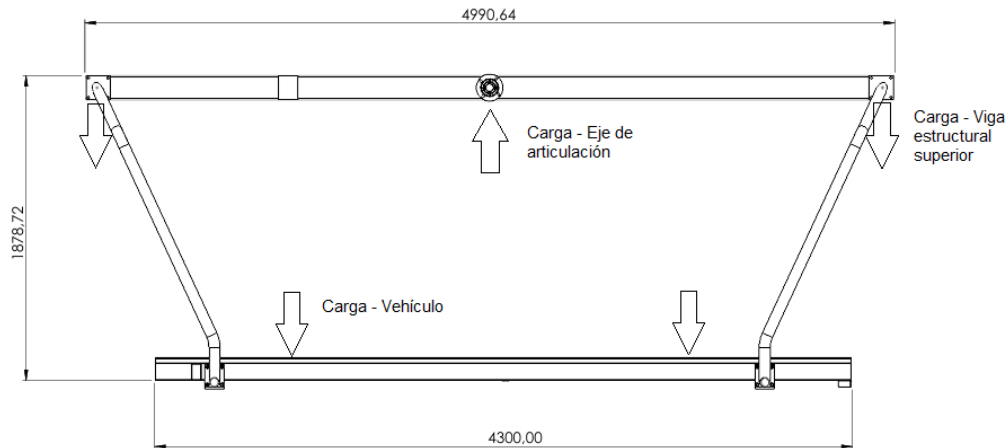


Figura 3.4

Diagrama de cuerpo libre de base portavehículos.



3.2.2.1 Viga superior de soporte estructural

Para su análisis, se consideró una viga apoyada en el centro, con dos cargas puntuales aplicadas en los extremos. Se asumió que cada punto de apoyo recibe una cuarta parte del peso total del vehículo, ya que este se encuentra distribuido en cuatro ruedas. El caso crítico se presenta cuando la plataforma soporta un vehículo de 2500 kg. A partir de esta condición de carga, se calculó el momento flector máximo generado en la viga y, mediante la ecuación del esfuerzo flexional, se determinó la inercia mínima requerida.

La sección transversal de la viga fue definida como cuadrada, por lo que el cálculo de la inercia se ajusta a esta geometría. El factor de concentración K_t es igual a 1 debido a que la relación entre el diámetro del agujero y el ancho de la viga se asumirá mayor a 0.5.

$$\sigma_{adm} = \frac{Mc}{I_{viga}} K_t$$

$$FS = \frac{S_y}{\sigma_{adm}}$$

$$FS = \frac{S_y I_{vig}}{Mc K_t}$$

$$FS = \frac{250 I_{vig}}{2500 * 9.81 * l/4 * l/2 * c * l}$$

Con una longitud de viga de 5m y un perfil cuadrado de 150mm, se encuentra un FS de 4.6.

Tabla 3.5

Iteraciones de miembro estructural portante - Brazo

Descripción	Valor	Unidad
Resistencia a la fluencia	250.0	MPa
Masa	2500.0	Kg
Carga Total	24525.0	N
Carga Nominal	6131.3	N
Diámetro exterior	75.0	mm
Espesor	5.0	mm
Diámetro interior	70.0	mm
A nominal	569.4	mm
FS	23.2	

Tabla 3.6*Iteraciones de viga soporte estructural superior*

Descripción	Valor	Unidad
Longitud	4970.0	mm
Fuerza	12262.5	N
Momento máximo	30472312.5	Nmm
Resistencia a la fluencia	250.0	MPa
c	150.0	mm
Espesor	150.0	mm
I	42187500.0	mm ⁴
Kt	1.0	
Esfuerzo nominal	54.2	MPa
FS	4.6	

Tabla 3.7*Iteraciones de eje de giro principal - Pivote*

Descripción	Valor	Unidad
Longitud	2190.0	mm
Resistencia a la fluencia	250.0	MPa
Carga	12262.5	N
c	100.0	mm
Momento flector máximo	6437812.5	Nmm
Fuerza cortante	12262.5	N
d	75	mm
Esfuerzo flexión	29.6	MPa
FS	8.4	

Tabla 3.8*Iteraciones de eslabón de conexión*

Descripción	Valor	Unidad
Longitud	750.0	mm
Resistencia a la fluencia	250.0	MPa
Carga	12262.5	N
Momento máximo	9196875.0	Nmm
Cortante máximo	17517.9	N
t	20.0	mm
h	525.0	mm
Esfuerzo cortante máximo	9.6	MPa
Esfuerzo flexion máximo	19.6	MPa
Esfuerzo nominal	25.7	Mpa
Kt	2.0	
Esfuerzo máximo	51.3	Mpa
FS	4.9	

Tabla 3.9*Iteraciones de eslabón de conexión - Fatiga*

Descripción	Valor	Unidad
Se	227.6	MPa
Resistencia última	460.0	MPa
Esfuerzo a	51.3	MPa
Esfuerzo m	0.0	MPa
FS Goodman modificado	4.4	

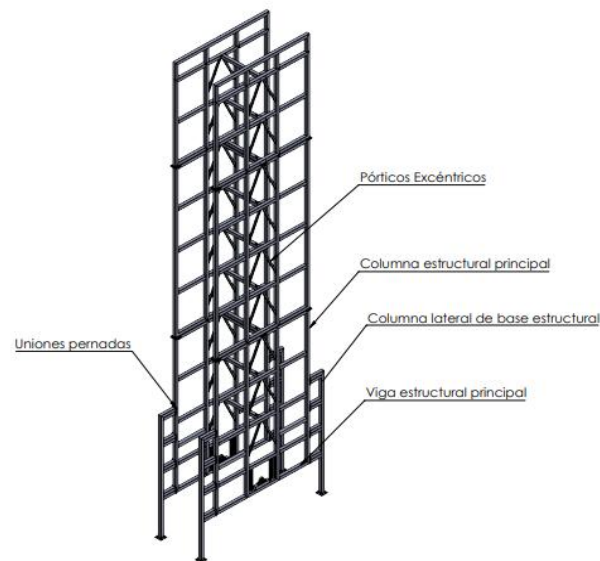
3.2.3 Estructura principal

La estructura central es la que se encarga de soportar y distribuir las cargas vivas y muertas provenientes del diseño, por lo que es un elemento crítico en el proceso de diseño. La norma NEC-SE-AC define un factor de seguridad entre 2.5-3 para estructuras metálicas.

El material seleccionado para la estructura fue acero ASTM A36 el cual se elige según 3 aspectos clave para el diseño: Capacidad de soldabilidad alta, meseta de fluencia pronunciada según el diagrama de esfuerzo deformación y una gran capacidad de deformación inelástica. Este material tiene resistencia a la fluencia S_y 250 MPa, resistencia última S_{ut} de 400-550 MPa y módulo de Young 200 GPa. Las deformaciones críticas de la estructura central son producidas por las cargas muertas que provienen de la armadura central superior y del peso distribuido que proviene al estar en su máxima capacidad de parqueo.

Figura 3.5

Diagrama de la estructura principal.



3.2.3.1 Viga de soporte inferior.

Se utiliza la ecuación (1.4) El momento proviene de la carga máxima de la estructura superior y la carga de los vehículos. La carga total de cargas vivas y muestras es de 84 toneladas que producen una carga distribuida de 38871 N/mm. El momento máximo producido en base a los valores definidos es de 10000 kN*m. La inercia de la estructura se calcula con la ecuación 2.5 y se define como:

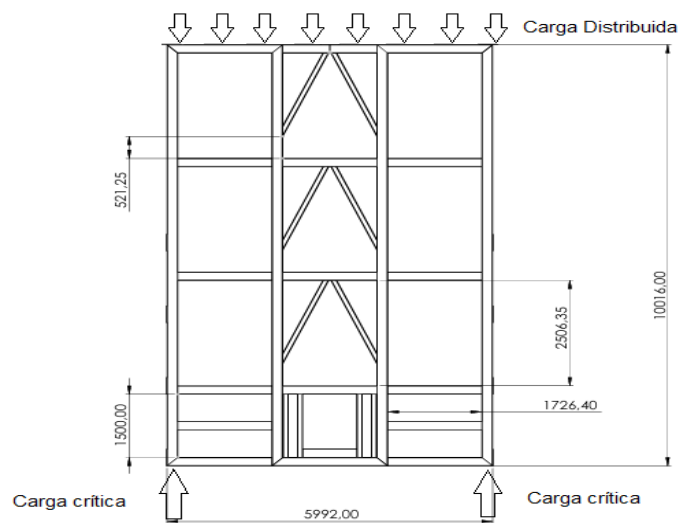
$$I = \frac{bh^3}{12} - \frac{b_2h_2^3}{12}$$

Se seleccionó una sección cuadrada de 200mm y 4mm de espesor. Este tipo de estructura permite realizar uniones con los demás elementos del sistema de forma más sencilla.

Reemplazando la ecuación se obtiene una inercia de 10350912.0 mm^4 .

Figura 3.6

Diagrama de cuerpo libre de estructura.



La carga máxima distribuida es la que corresponde a las cargas vivas y muertas sobre la estructura.

Con esto se obtiene que el esfuerzo de fluencia es de 108.4 Mpa dando como resultado un factor de seguridad de 1.6 acorde a los requerimientos de la norma estipulada.

Además, la norma también requiere una validación para conocer la máxima deformación permisible en la estructura. Para esto usamos la ecuación (1.5) que define la máxima deformación permisible como:

$$\delta_{m\acute{a}x} = \frac{5qL^4}{384EI}$$

Remplazando se obtiene que la máxima deformación permisible es de 1.6mm.

Tabla 3.10

Estructura central Principal

Descripción	Valor	Unidad
Longitud	8542.0	mm
Masa estructura	54000.0	kg
Carga de vehículos	30000.0	kg
Masa total	42000.0	kg
Carga máxima	412.0	kN
Carga máxima distribuida	48.2	kN/m
Momento máximo	7480.0	kN*m
Fuerza Cortante	6474.0	kN
Resistencia a la fluencia	250.0	MPa
Resistencia al corte	592.0	MPa
Módulo de young	200.0	GPa

b	200.0	mm
espesor	4.0	mm
I	10350912.0	mm ⁴
Esfuerzo de fluencia	108.4	MPa
Momento de área	121600.0	mm ³
Esfuerzo Cortante	380.3	MPa
Máxima deformación permisible	1.6	mm
FS fluencia	2.3	
FS Cortante	1.6	

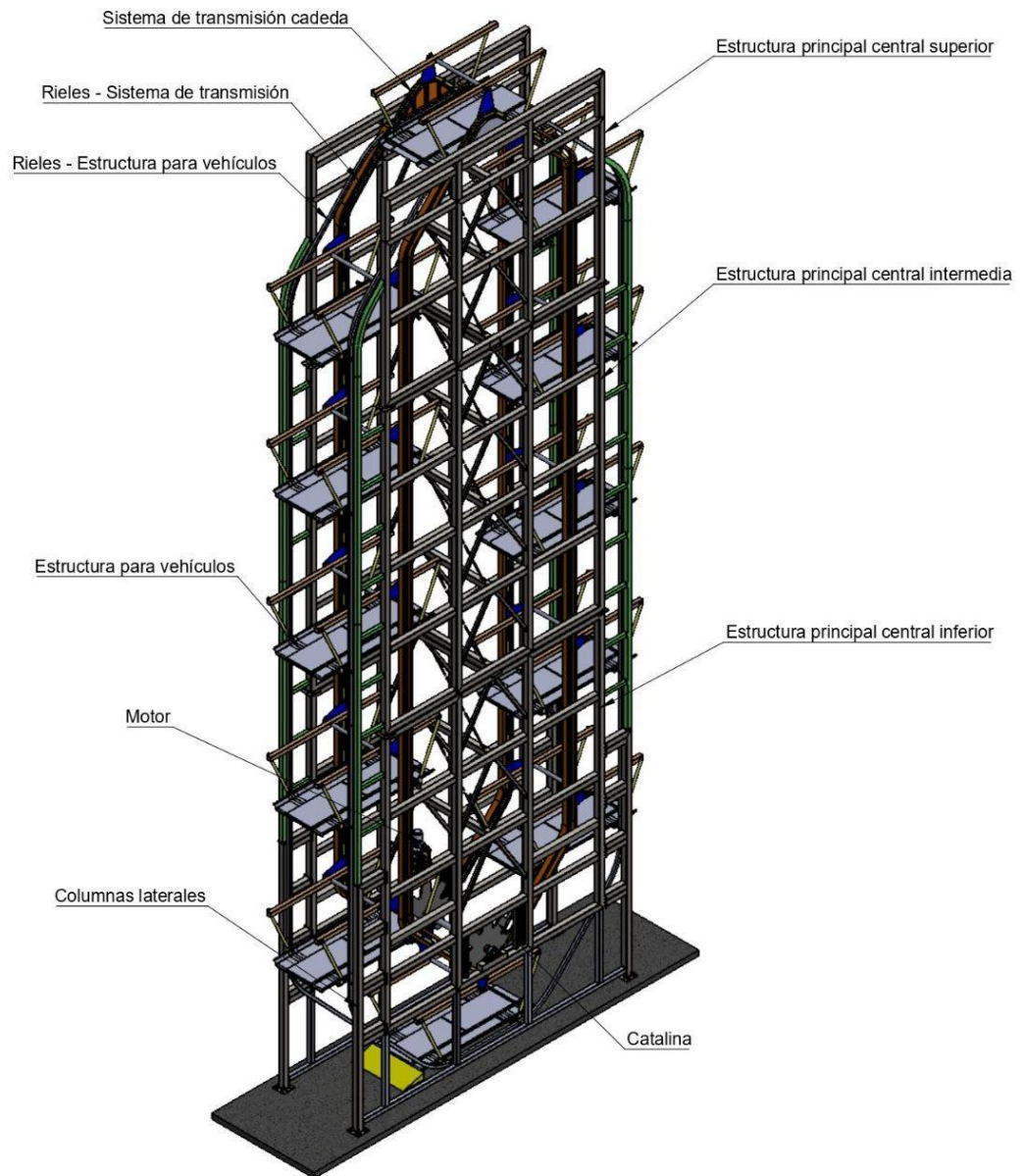
Tabla 3.11

Iteraciones de cortante pernos ASTM A325 M22

Descripción	Valor	Unidad
Carga total	294.3	kN
Número de pernos por unión	8.0	
Carga sobre pernos	5.0	kN
Esfuerzo cortante	15.2	Mpa
Resistencia al cortante	498.0	Mpa
Carga máxima cortante por perno	113.2	kN
Carga máxima de aplastamiento por perno	66.0	kN

Figura 3.7

Ensamble final del parqueadero rotatorio longitudinal.



3.2.4 Motorreductor

Se empieza calculando la velocidad que debe tener la catalina motriz para poder mover la cadena (60m aproximadamente) en un tiempo de 150s.

$$v = \frac{60 \text{ m}}{150 \text{ s}} = 0.4 \text{ m/s}$$

Por consiguiente, con una catalina motriz de 1500mm y una velocidad lineal de 0.4 m/s, la velocidad angular sería aproximadamente 5 RPM. Ahora, es necesario calcular la fuerza de elevación entregada por la catalina.

$$\Delta F = \frac{mg}{n} FS = \frac{2500 * 9.81}{0.85} * 1.75 \approx 50.5 \text{ kN}$$

$$P_{out} = T_{out} \omega = \Delta F * \omega = 50.5 * \frac{1.5}{2} * 5 * \frac{2\pi}{60} = 19.83 \text{ kW}$$

Con una eficiencia del motorreductor del 90%, la potencia del motor sería finalmente de 22 kW (30 hp). Considerando que el equipo es de 4 polos y 1750 RPM, la relación con la velocidad angular de la catalina de 5 RPM sería 350:1.

Finalmente se selecciona un motorreductor ortogonal de la marga WEG, específicamente el WCG20 CONIMAX N15 22kW 4P 60Hz de 4 etapas, con velocidad de salida 10.96 RPM y torque de 19175 Nm y un peso de 812 kg. Las RPM de salida se modifican mediante un sistema de transmisión.

3.3 Resultados dimensionales

En este apartado, se presentan las dimensiones finales seleccionadas para los diferentes componentes del sistema, resultado del proceso de diseño estructural y de la iteración realizada en función de los factores de seguridad y esfuerzos admisibles.

Las dimensiones fueron determinadas considerando tanto criterios de resistencia como de funcionalidad mecánica, buscando optimizar el comportamiento de los elementos ante cargas de servicio y facilitar su fabricación e integración en el sistema general. Se incluyeron parámetros como diámetros, espesores, longitudes y anchos de los elementos más relevantes, asegurando la compatibilidad entre subconjuntos y el cumplimiento de los requerimientos estructurales. Los valores numéricos obtenidos pueden observarse en las tablas correspondientes, mientras que los cálculos justificativos se encuentran detallados en los Anexos B.

Tabla 3.12

Resultados dimensionales del sistema de transmisión – AISI 1045

Descripción	Valor	Unidad
Eslabón		
Longitud	525.0	mm
Espesor	14.0	mm
Anchura	90.0	mm
Pasador AISI 4340		
Longitud	140.0	mm
Diámetro	35.0	mm
Rueda		
Diámetro exterior	130.0	mm
Diámetro interior	35	mm

Tabla 3.13*Resultados dimensionales de la base portavehículos - A36*

Descripción	Valor	Unidad
Miembro estructural portante - Brazo		
Longitud	1819	mm
Diámetro	75	mm
Espesor	5	mm
Viga superior estructural		
Longitud	4970	mm
Lado	150	mm
Eje pivote		
Longitud	2190	mm
Diámetro	75	mm
Eslabón de conexión		
Longitud	750	mm
Espesor	20	mm
Anchura promedio	525	mm

Tabla 3.14*Resultados dimensionales de la base portavehículos - A36*

Descripción	Valor	Unidad
Estructura central		
Tipo de perfil	Cuadrado 8"	in
Espesor	8/16"	in
Altura	10	m
Ancho	7	m
Columnas Laterales		
Tipo de perfil	Cuadrado 8"	
Espesor	8/16"	in
Longitud	8	m
Ancho	1.05	m
Uniones pernadas		
Pernos ASTM A325	M22 x 80	mm
Cantidad	8	
Pórticos excéntricos		
Tipo de perfil	4"	in
Espesor	7/16"	in

Tabla 3.15

Resultados dimensionales del diseño completo – Resumen

Capacidad del sistema de parque vertical	12 vehículos tipo SUV			
Tipo de estructura	Tubular cuadrada de acero A36			
Tipo de soporte base	Pernos de expansión, base cementada			
Tipo de cadena	Eslabón binario con ruedas y rieles guía			
Dimensiones totales de la estructura	Largo (m)	Ancho (m)	Alto (m)	Peso (kg)
	12.7	3.1	30.6	54000
Dimensiones totales de la base para vehículos	4.3	2	1.8	-
Dimensiones del automóvil permitido para el alojamiento	4.2	1.7	1.5	3000
Capacidad máxima de elevación	30 toneladas			
Sistema de transmisión	Motor	WCG20 CONIMAX N15 22kW 4P 60Hz de 4 etapas		
	Velocidad de rotación	5 RPM		
	Tipo de transmisión de movimiento	Sistema rotatorio por cadena y catarina		
Dispositivos de seguridad	Sistema antiretroceso			
	Sistema de auto bloqueo			
	Dispositivo de alarma para evitar que personas ingresen cuando la máquina esté en movimiento			

3.4 Análisis de elementos finitos

El análisis por elementos finitos se llevó a cabo con el objetivo de evaluar el comportamiento estructural de los principales componentes del sistema bajo condiciones de carga crítica, obteniendo una representación más precisa de la distribución de esfuerzos y desplazamientos. En las simulaciones, se consideraron cargas estáticas equivalentes al peso máximo de los vehículos, así como las condiciones de apoyo y contacto representativas del funcionamiento real del sistema. Los resultados incluyen los campos de deformación total y los esfuerzos equivalentes de Von Mises.

Adicionalmente, en el eslabón de conexión se aplicó una estrategia de optimización topológica orientada a reducir el peso estructural sin comprometer la rigidez ni la resistencia del sistema. Esta técnica permite eliminar material en zonas con baja exigencia mecánica, mejorando la eficiencia estructural del diseño.

3.4.1 Sistema de transmisión

Se aplicó la carga equivalente correspondiente a la posición más crítica del ciclo de operación, considerando la tensión transmitida a través de los pasadores hacia la rueda motriz. Los resultados de la simulación mostraron que las deformaciones máximas son mínimas respecto a las dimensiones del componente, lo que confirma su capacidad para mantener la alineación de la cadena durante el movimiento. En cuanto a los esfuerzos, los valores de Von Mises obtenidos se mantienen por debajo del límite de fluencia del acero AISI 1045, garantizando que el material no experimentará deformaciones plásticas en servicio, por lo que el factor de seguridad obtenido es superior a 10, lo cual es adecuado para soportar las cargas de operación, incluso considerando las variaciones cíclicas que se generan en el arranque y detención del sistema.

Figura 3.8

Esfuerzo máximo y deformación total de eslabón.

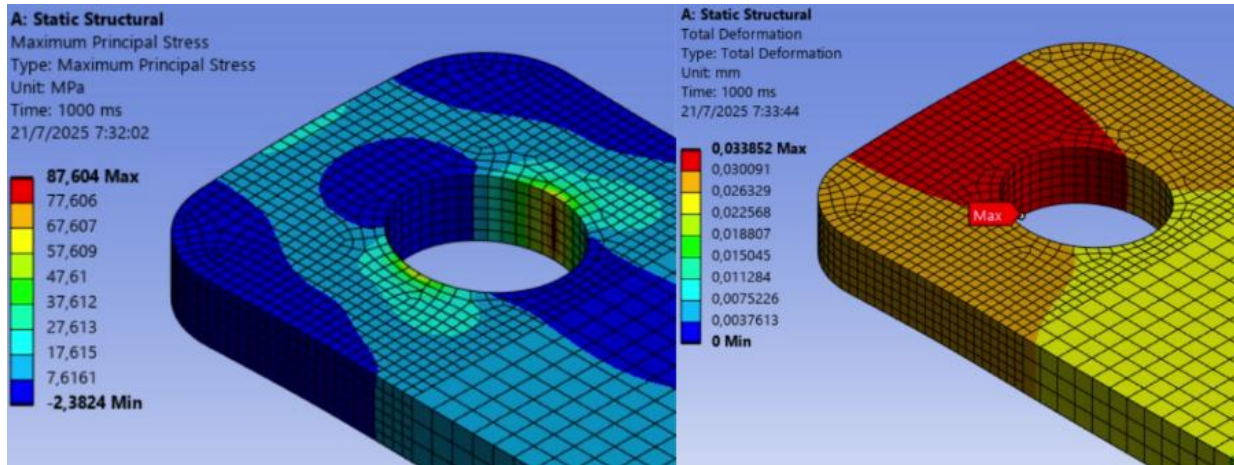
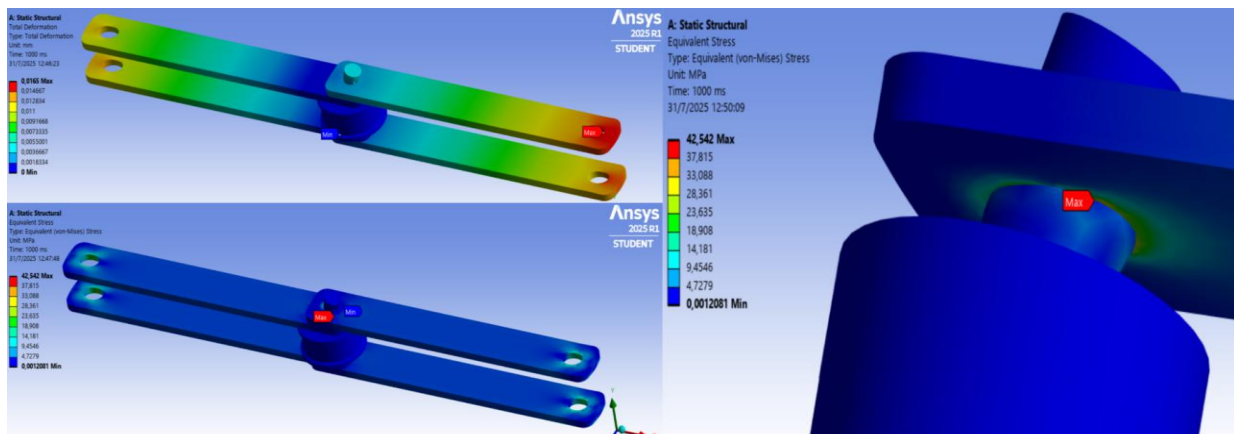


Figura 3.9

Esfuerzo máximo y deformación total de eslabón-cadena.



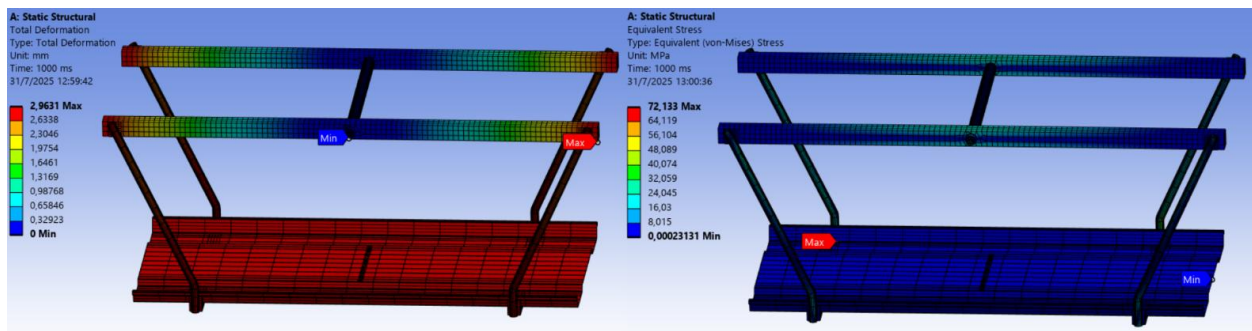
3.4.2 Base portavehículos

La condición crítica se estableció cuando el vehículo se encuentra en posición horizontal, con las cuatro ruedas sobre la plataforma. El peso del vehículo se simuló como cuatro cargas puntuales en la base de los miembros estructurales portantes, generando el mayor momento flector. Los resultados de la simulación indican que las deformaciones máximas son reducidas respecto a las dimensiones de la base, lo que asegura que no se producen deflexiones significativas que comprometan la estabilidad del vehículo durante el funcionamiento del sistema.

En cuanto a los esfuerzos, los valores de Von Mises obtenidos se mantienen por debajo del límite de fluencia del acero estructural ASTM A36 utilizado en la fabricación de la base, verificando que el material no sufre deformaciones plásticas en servicio. El elemento más crítico corresponde a los miembros estructurales portantes, donde se obtuvo un factor de seguridad superior a 3.

Figura 3.10

Esfuerzo máximo y deformación total de la base portavehículo.

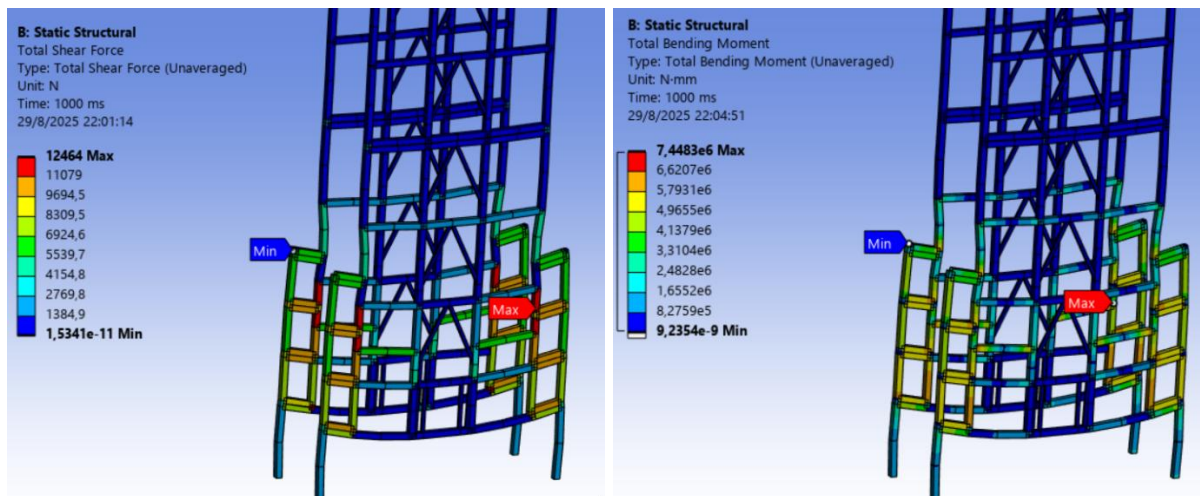


3.4.3 Estructura principal

Para la estructura principal se consideró la condición más exigente, es decir, la carga total de los 12 vehículos junto con el peso propio del sistema. Al aplicar estas cargas en la simulación, las deformaciones resultaron muy bajas en comparación con el tamaño general de la estructura, lo que indica que el conjunto mantiene su estabilidad sin comprometer el funcionamiento del mecanismo rotatorio. Se halló la fuerza cortante y momento flector máximo en la estructura para poder encontrar las gráficas y realizar el dimensionamiento correctamente, detallado en el Anexo B.

Figura 3.11

Fuerza cortante y Momento flector de la estructura.



3.4.4 Eslabón de conexión

Este elemento tuvo que ser evaluado mediante un análisis dinámico debido a que durante la operación del sistema realiza una rotación completa de 360° , lo que provoca que las direcciones de carga cambien continuamente a lo largo del ciclo. Esta condición genera esfuerzos alternantes en el material, ya que el componente experimenta zonas de tensión y compresión dependiendo de su posición respecto al peso de los vehículos y la inercia del conjunto. La simulación permitió observar que los esfuerzos de Von Mises presentan variaciones cíclicas, alcanzando los máximos cuando el eslabón se encuentra en posición horizontal, donde las cargas están netamente a flexión.

A pesar de la naturaleza alternante de las cargas, el factor de seguridad mínimo registrado supera el valor de 4, lo que indica que el componente está dimensionado adecuadamente para soportar esfuerzos repetitivos durante la vida útil prevista del sistema.

Figura 3.12

Esfuerzo máximo y deformación total del eslabón de conexión.

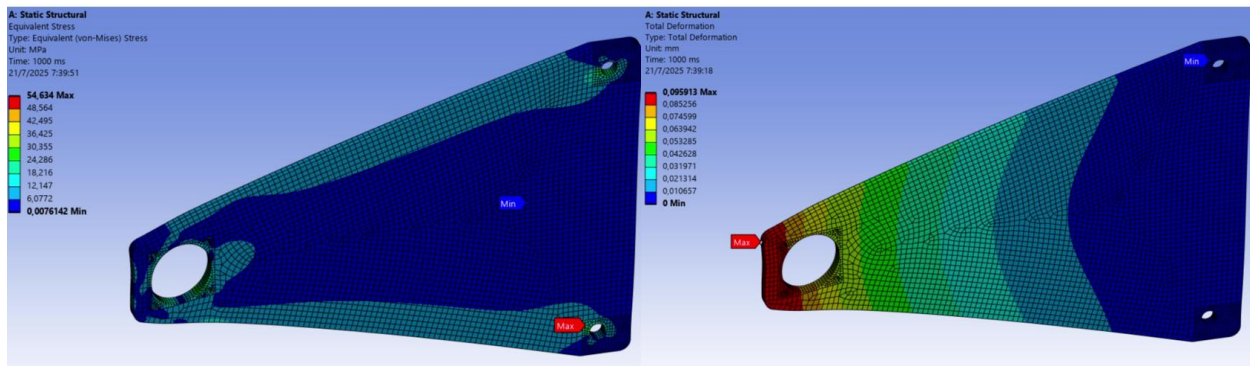


Figura 3.13

Esfuerzo alternante y deformación total del eslabón de conexión.

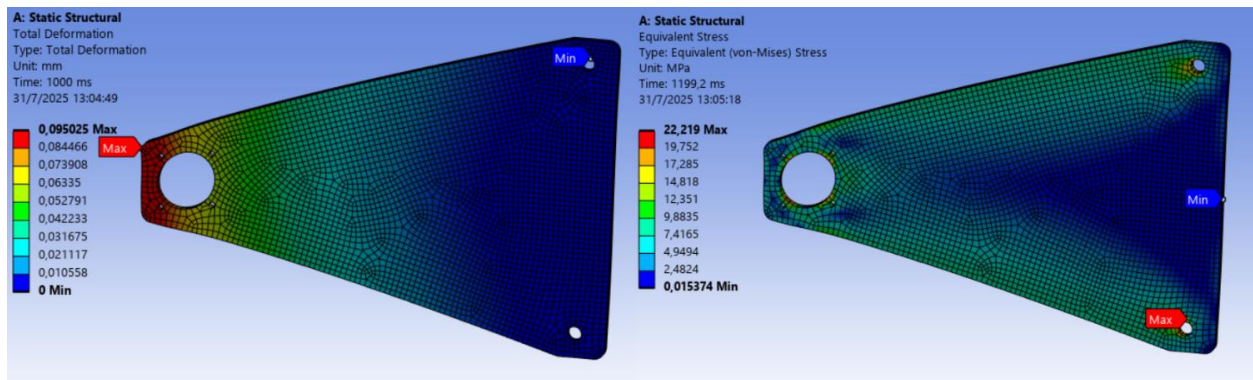
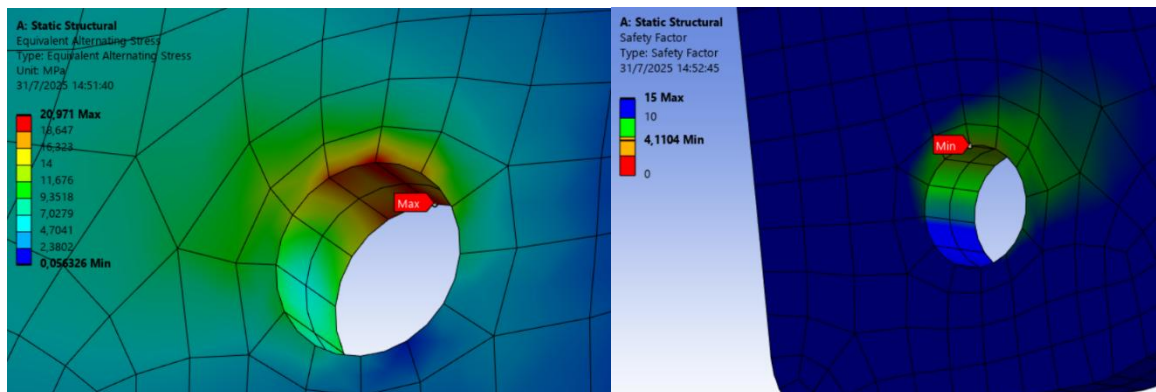


Figura 3.14

Esfuerzo alternante y factor de seguridad del eslabón de conexión sometido a fatiga.



3.4.5 Optimización topológica

La optimización topológica del eslabón de conexión se enfocó en reducir el peso del sistema sin comprometer su resistencia estructural. Mediante la eliminación de material en zonas de baja sollicitación, se logró una disminución de masa cercana al 65 %, pasando de aproximadamente 60 kg a 39 kg por pieza. Esta reducción representa un ahorro total de unos 500 kg en toda la cadena, lo que disminuye la inercia rotacional, reduce la carga sobre los pasadores y la rueda motriz, y favorece la eficiencia del motorreductor.

Las simulaciones post-optimización confirman que los esfuerzos de Von Mises permanecen por debajo del límite de fluencia del acero A36 y que el nuevo factor de seguridad alcanza aproximadamente 6. Esto demuestra que el rediseño optimizado mantiene la confiabilidad estructural, mejora el aprovechamiento del material y favorece el desempeño dinámico del sistema al disminuir las sollicitaciones en operación continua.

Figura 3.15

Optimización topológica del eslabón de conexión.

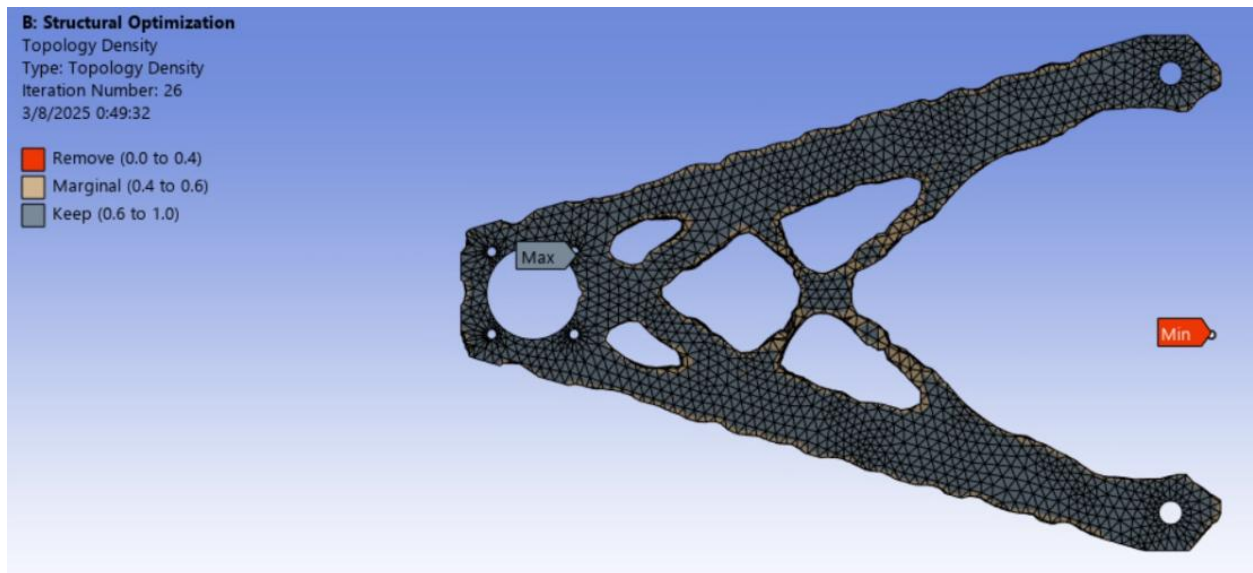
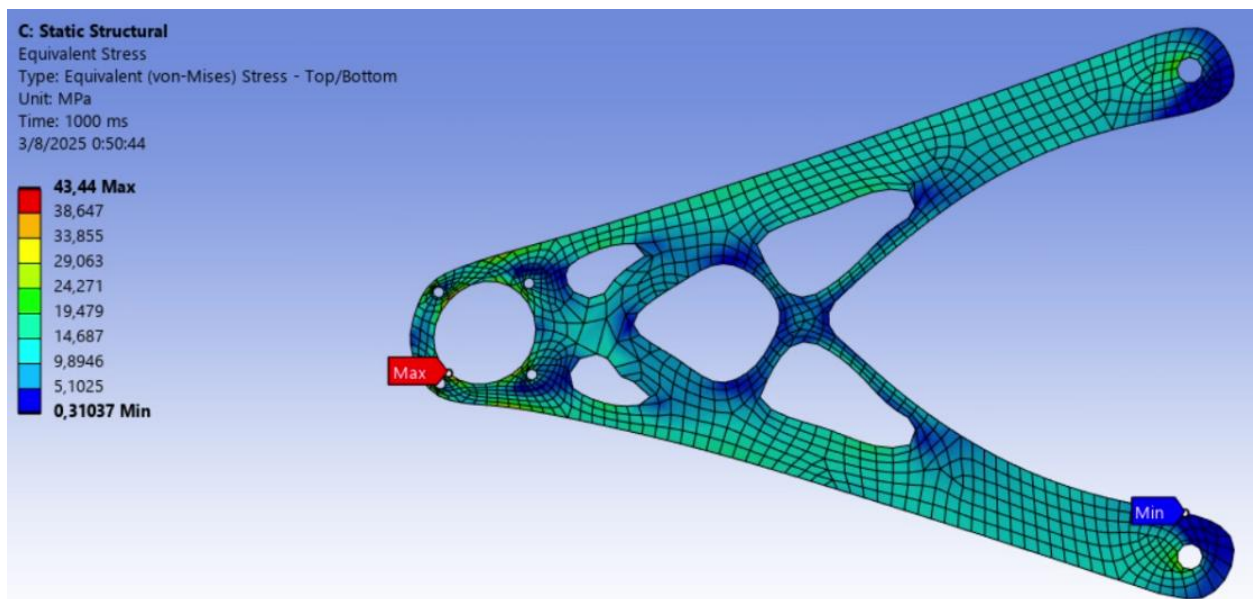


Figura 3.16

Esfuerzo de Von-Mises del eslabón de conexión optimizado.



3.5 Análisis económico

En ciudades con alta densidad vehicular, la disponibilidad para espacios de parqueo representa un reto significativo para el desarrollo urbano. La implementación de sistemas de estacionamiento verticales y compactos surgen como una solución para la optimización del uso del espacio y la reducción del impacto ambiental que surge como consecuencia de la construcción de parqueos tradicionales. Sin embargo, también es importante considerar los costos de adaptación y construcción para poder determinar su viabilidad económica.

El análisis económico es importante para establecer si el sistema de parqueo vertical puede ser rentable en el mercado local. Este estudio permite cuantificar la inversión inicial, los costos operativos, de mantenimiento y los ingresos potenciales por tarifas de uso determinando, el tiempo de retorno y la tasa interna de rentabilidad TIR.

Se consideraron los costos de fabricación, montaje y operación del sistema y los ingresos generados por el uso del estacionamiento. Con esta información se calcula el flujo de caja proyectado para la vida útil del parqueo, el valor actual neto VAN, la tasa interna de retorno TIR, la tasa mínima de ganancia sobre la inversión TMAR y el periodo de recuperación de la inversión.

3.5.1 Cálculo del presupuesto de construcción y montaje.

El análisis de costos se realiza considerando los costos de materiales, servicio de contratación para mano de obra y transporte. Los costos directos se obtienen a partir de los materiales y accesorios, además de los equipos necesarios para el montaje del sistema. Los

costos indirectos son los que no afectan a la construcción del sistema pero son necesarios para el comienzo de obra (permisos, papeles adicionales, rotulación).

3.5.2 Costo de materiales y accesorios.

El costo de los materiales se determina según el peso necesario para la construcción de los diferentes elementos del parqueo vertical. El costo de referencia se obtiene de los catálogos de empresas de acero como Ferrotorre e Ipac. Además, también elementos de venta por catálogo como pernos para unión y ruedas.

Tabla 3.16

Costo de materiales - Estructura principal

Descripción	Peso unitario (kg)	Unidades por paquete (u)	Peso total por paquete (kg)	Precio por paquete (USD)	Peso total requerido (kg)	Total (USD)
Tubería estructural cuadrada Galvanizada 200x200x4mm	145.32	9	1307.88	\$310.00	69234.24	\$17,050.00
Tubería estructural cuadrada galvanizada 100x100x4mm	70.4	20	1408	\$150.00	1052.46	\$150.00
Tubería estructural redonda galvanizada 3" x 5mm espesor	8.78	1	8.78	\$15.48	64.8	\$139.32
Tubo cuadrado estructural 150x150x6mm	166.73	16	2667.68	\$355.00	1440	\$355.00
Plancha laminada en frío 6mm de espesor 1220x2440	140.42	1	140.42	\$150.56	421.26	\$451.68
Eje sólido de transmisión SAE 1018 5" x 3000	183.22	1	183.22	\$156.00	\$468.00	\$468.00
Eje sólido de transmisión SAE 4340 6"x 6000	248	1	248	\$210.00	1240	\$1,050.00

Plancha galvanizada 1220x2440x2mm	32.72	1	32.72	\$39.65	392.64	\$475.80
Perfil UPN 120	13.4	1	13.4	\$54.20	160.8	\$650.40
Canales abiertas UV 50x25x3mm	10.48	1	10.48	\$12.94	125.76	\$155.28
Total materiales estructurales						\$20,945.48

Tabla 3.17

Costo de materiales normalizados

Descripción	Precio	Cantidad necesaria	Total
Chumacera UCP-322 Diámetro de eje 110 mm	\$85.20	6	\$511.20
Chumacera de pared FY 50 TF	\$63.50	24	\$1,524.00
Pernos ASTM A325 M22x80 con tuercas y arandelas de presión	\$5.98	80	\$478.40
Pernos ASTM A325 M24x80 con tuercas y arandelas de presión	\$6.88	80	\$550.40
Rueda dentada piñon N12 Paso 2" Di 90mm	\$280.00	1	\$280.00
Rueda dentada catarina Dp 1050mm N175 Di 900	\$480.00	1	\$480.00
WCG20 CONIMAX N15 22kW 4P 60Hz de 4 etapas	\$2,800.00	1	\$2,800.00
Ruedas industriales fundidas para grandes cargas diámetro externo 120 mm	\$40.00	28	\$1,120.00
Total Costo de materiales normalizados			\$7,744.00

3.5.3 Costos de montaje eléctrico

Para el montaje eléctrico se realiza un estimado considerando los equipos necesarios para que el sistema funcione correctamente y asegure la seguridad de los usuarios. El valor total se calcula obteniendo el catálogo de principales proveedores de material eléctrico. Esta cotización se recomienda no considerarse como un total definitivo para la implementación de la obra eléctrica.

Tabla 3.18

Costo de materiales eléctricos/electrónicos

Descripción	Precio	Cantidad necesaria	Total
Breaker principal trifásico 32-40A	\$42.75	1	\$42.75
Supresor de sobretensión DPS	\$136.70	1	\$136.70
Fusibles para protección VFD	\$40.00	1	\$40.00
Fuente 24v DC industrial 10-20 A	\$100.00	1	\$100.00
Suministro de energía ininterrumpible para PLC 48' VA 24V A DIN Rail DC	\$475.43	1	\$475.43
Gabinete metálico con riel DIN IP54	\$218.67	1	\$218.67
Variador de frecuencia VFD 7HP CHINT NVF2G-5.5/TS2 5.5 kW	\$991.53	1	\$991.53
PLC lógico programable Siemens	\$342.53	1	\$342.53
Pantalla HMI para operador 7"	\$243.21	1	\$243.21

Cableado de potencia motor variador, bornes, conectores	\$400.00	1	\$400.00
Sistema de parada de emergencia	\$80.00	1	\$80.00
Contactores y relés auxiliares	\$200.00	1	\$200.00
Sensor de proximidad o fotoeléctricos inductivos	\$40.00	6	\$240.00
Total costo de materiales eléctricos			\$3,510.82

3.5.4 Costo de alquiler de equipos móviles

Dado que es una estructura metálica de gran dimensión y peso, se calcula el alquiler por el uso de maquinaria para el traslado y movilización de los materiales del proyecto.

Tabla 3.19

Alquiler de equipos móviles

Descripción	Costo/H	Cantidad de horas requeridas	Total
Grúa Reach Stackers 40 Tons	134.4	32	\$4,300.80
Camión Grúa 5T	55	28	\$1,540.00
Camión de transporte de acero	26	8	\$208.00
Total costos de transporte y equipos móviles			\$6,048.80

3.5.5 Costo de mano de obra para el montaje

La tarifa de implementación del proyecto se obtiene considerando aspectos clave como: Peso total de la estructura, acabado total de la estructura, costo de los materiales para el montaje, costo de equipos (soldadoras, esmeriles, etc). Todos los equipos de protección y materiales son dados por la empresa contratista considerando las horas/hombre trabajadas. Este factor se multiplica por el peso total de la estructura y se obtiene un estimado para el costo de construcción y montaje del sistema.

Se considera un acabado de pintura como recubrimiento de protección principal y el montaje y unión de los elementos estructurales se realizan con soldadura y pernos de alta resistencia. El área de huella del parqueo vertical es de 45 m² y se considera tanto montaje mecánico como montaje eléctrico y electrónico. El tiempo de montaje es de aproximadamente 26 días hábiles y el costo total para el montaje del proyecto es \$2.40/kg con lo que el costo de montaje es de \$129.600.

3.5.6 Costos imprevistos

Los costos imprevistos se obtienen a partir de los costos directos y se relacionan con la probabilidad de que varios factores afecten al cumplimiento de las metas de un proyecto. El porcentaje de imprevistos para el proyecto son el 2% de los costos directos. El total de costos imprevistos en base a este porcentaje es de \$4.436.

Tabla 3.20*Costo del sistema*

Rubros	Costos
Costo de materiales - Estructura principal	\$20,945.48
Costo de materiales normalizados	\$7,744.00
Costo de materiales electricos/electrónicos	\$3,510.82
Total	\$32,200.30

Tabla 3.21*Costos totales de implementación del proyecto*

Rubros	Costos
Costo totales del sistema	\$32,200.30
Costo de alquiler de equipos móviles	\$6,048.80
Costo de montaje	\$129,600.00
Costos imprevistos	\$33,569.82
Costo total implementación del proyecto	\$167,849.10

3.5.7 *Financiamiento teórico del proyecto*

Los costos totales para la implementación del proyecto considerando los costos directos y el porcentaje de imprevisto es de ~\$167.000. Considerando una inversión de \$40.000 y un préstamo del valor restante del banco a 3 años con 11.83% de impuesto anual. La tabla de amortización del préstamo se presenta de la siguiente forma.

Tabla 3.22

Tabla de amortización del préstamo

Año	Interés	Cuota	Capital	Capital Absoluto
1				\$127,849.00
2	\$15,341.88	\$53,229.80	\$37,887.92	\$89,961.08
3	\$10,795.33	\$53,229.80	\$42,434.47	\$47,526.61
4	\$5,703.19	\$53,229.80	\$47,526.61	\$0.00

3.5.8 *Flujo de caja*

El flujo de caja se determina según los ingresos y los gastos incluidos costos de mantenimiento anual y sueldo de un operador, considerando que es una persona exclusiva destinada a la operación del sistema de parqueo. El flujo de caja se obtiene a una proyección de 10 años de vida útil. Se obtiene la tasa interna de retorno con la función TIR de google sheets y nos da un valor de 20%. El Valor actual neto se obtiene con la función VNA de google sheets con los datos de impuestos y se obtiene el valor de ~\$37.000 dólares.

La tasa mínima atractiva de retorno se calcula según la ecuación:

$$Ri = rf + b(rm - rf) + RPecu \quad (3.1)$$

Dónde:

Ri: Rentabilidad exigida con el inversionista

rf: tasa libre de riesgo

b: beta de la empresa

rm: Rentabilidad del mercado

RPecu: Riesgo del país (Ecuador)

Se considera que la tasa libre de riesgo es de 1.98%, el beta de la empresa 1.13, el riesgo país para el año 2025 7.97%, la rentabilidad del mercado para los estacionamientos móviles es 8.90%. Reemplazando los valores se obtiene una rentabilidad exigida con el inversionista de 17.73%. Los resultados del flujo de caja se encuentran en el Anexo C.

3.5.9 Ingresos estimados por implementación del proyecto

En el Ecuador, los sistemas de parqueo cobran \$1 dólar por hora para el servicio de estacionamiento. Los sistemas de parquímetro cobran \$0.25 centavos de dólar por cada 15 minutos de parqueo. En zonas céntricas el valor de parqueo informal es de \$2.50 dólares por el tiempo de uso del parqueo. El valor del alquiler por hora del parqueo vertical en base a los valores actuales es de \$1.50 dólares por hora cada vehículo por lo que los ingresos anuales se pueden estimar con la siguiente expresión:

$$Ingresos\ anuales = \$1.50 \times C_{PlazasUsadas} \times C_{HorasUso} \times 365 \quad (3.2)$$

Para que los ingresos sean de ~\$70000 dólares al año, que corresponden al punto de equilibrio en el que el proyecto es rentable, la cantidad de plazas y horas necesarias se puede obtener de la forma:

$$\text{Plazas horas por día} = \frac{70000}{1.50 \times 365}$$

$$\text{Plazas horas por día} = 127.85$$

Con este valor se procede a realizar una estimación, con lo que se obtiene que para que el proyecto sea mínimamente rentable se tienen los siguientes resultados de ocupación y horas:

Tabla 3.23

Ingresos anuales estimados

Cantidad de plazas usadas (U)	Cantidad de horas usadas (H)	Tarifa por hora (\$/H)	Total de ingresos anuales (\$)
8	16	\$1.50	\$70,080.00
7	18	\$1.50	\$68,985.00
9	14	\$1.50	\$68,985.00
10	13	\$1.50	\$71,175.00

3.5.10 Comparación con sistemas convencionales

La tesis de (Núñez, 2009) reporta un estacionamiento por pisos en “La Pradera” con 200 plazas sobre un lote de 1,500 m². El proyecto construye 7,000 m² (5 niveles más terraza) a \$260/m² por tratarse de “obra gris” y cada nivel tiene capacidad para 34 vehículos, cubriendo un área de 1500 m². Para cubrir esta capacidad, es necesario el uso de tres sistemas rotatorios de \$168,000 cada uno sobre esta área, se puede obtener el siguiente punto de equilibrio

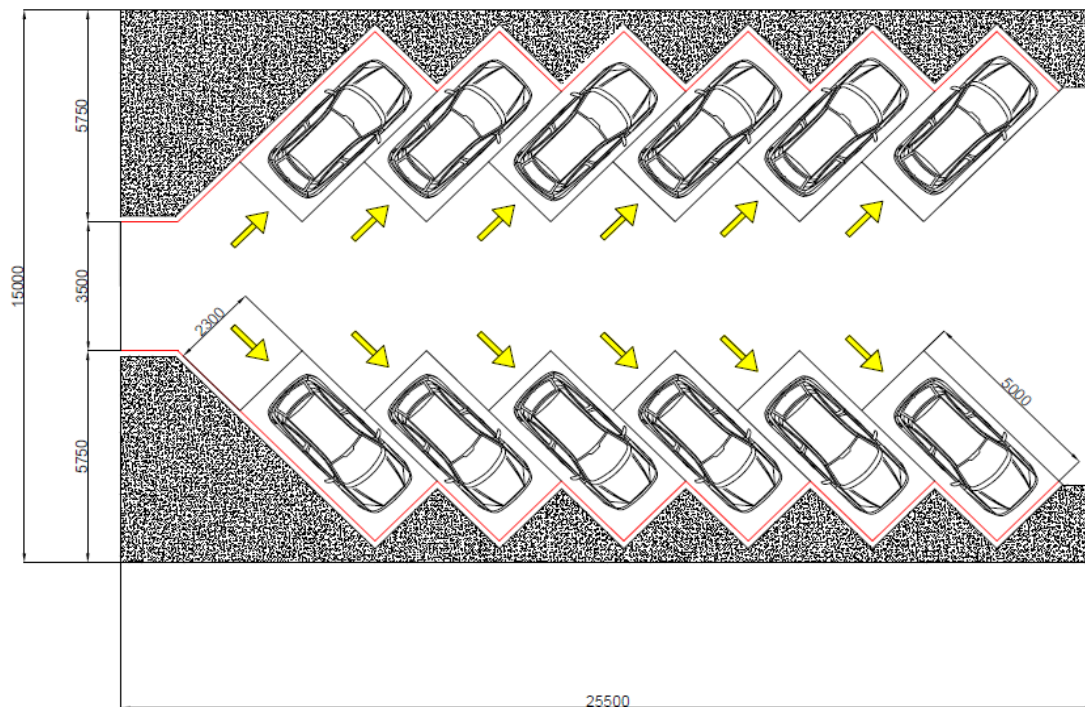
$$c_{m^2}^{break} = \frac{Costo\ rotatorio}{A_{convencional}} = \frac{3 * \$168,000}{1500\ m^2} = \$336/m^2$$

Por lo tanto, si el convencional se puede construir por menos de \$336/m² (por ejemplo, \$260/m²), el convencional resulta más barato para 12 plazas, mientras que si el costo local sube por encima de este valor, el parqueo rotatorio sería el más conveniente.

Por otra parte, si se realiza una comparación entre la ocupación del espacio urbano para un parqueo plano y un sistema de parqueo vertical, el parqueo plano necesita ~1500m² en el modelo de parqueo más eficiente, mientras que el parqueo vertical ocupa 135m² para la misma capacidad. El sistema vertical reduce la ocupación del terreno en 91% que se traduce en un ahorro de área significativo

Figura 3.17

Ocupación de parqueo plano para 12 vehículos.



3.6 Análisis de resultados

El capítulo 3 completó el diseño estructural y mecánico del sistema de parqueo rotatorio longitudinal para 12 vehículos. El trabajo incluyó el cálculo de cada componente, su validación mediante simulaciones y la revisión económica del proyecto. El proceso comenzó con el cálculo analítico y la iteración de dimensiones para los elementos principales del sistema: eslabones de la cadena, pasadores, ruedas, base portavehículos, estructura principal y el eslabón de conexión. A partir de las cargas máximas generadas por el peso de los vehículos, se realizaron los cálculos de esfuerzos de tracción, compresión, flexión, corte y aplastamiento, aplicando factores de seguridad según la naturaleza de cada uno de los componentes. Durante este proceso, se evaluaron diferentes geometrías hasta lograr un diseño resistente y con eficiencia estructural. Por ejemplo, los pasadores en acero AISI 4340 se verificaron en corte doble y aplastamiento, la base portavehículos se evaluó frente a flexión y deformación admisible, y la estructura principal se dimensionó cumpliendo con la NEC-SE-AC, asegurando su estabilidad frente a cargas combinadas.

Posteriormente, la validación del diseño se realizó con análisis por elementos finitos (FEA). Se realizaron simulaciones estáticas para los eslabones de la cadena, la base portavehículos y la estructura principal, aplicando la carga equivalente al peso de 12 vehículos. Los resultados posteriores mostraron deformaciones bajas y esfuerzos de Von Mises por debajo del límite de fluencia de los materiales seleccionados (AISI 1045 y ASTM A36). Los factores de seguridad superaron 10 en los eslabones, fueron de alrededor de 3 en la base y mayores a 1.6 en la estructura.

El eslabón de conexión, sometido a rotación continua, se analizó de forma dinámica para medir esfuerzos alternantes. El estudio de fatiga con el criterio de Goodman dio un factor de seguridad superior a 4, suficiente para garantizar su vida útil en operación repetitiva. También se hizo una optimización topológica que redujo su peso en 65 %, de 60 kg a 21 kg, lo que eliminó unos 500 kg en todo el sistema. Las simulaciones posteriores mostraron que los esfuerzos seguían bajo el límite de fluencia y que se reduce la inercia de rotación y la carga sobre la cadena y el motorreductor.

Por otra parte, el análisis económico incluyó ingresos por cobro del servicio, costos directos e indirectos, amortización del préstamo, depreciación y gastos financieros. En el flujo de caja, que se detalla en el Anexo C, se consideraron: mantenimiento preventivo, sueldo del operador, servicios básicos, publicidad, intereses y valor de salvamento al final de la vida útil. El costo inicial fue alto, sobre todo por la fabricación e instalación de la estructura y del sistema de transmisión, así como por el montaje del motorreductor y la conexión eléctrica. El préstamo requerido fue de \$127.000 lo que representa un peso financiero en los primeros años. Sin embargo, a partir del segundo año el flujo neto de efectivo fue positivo, lo que refleja estabilidad una vez cubiertos los gastos iniciales y con intereses decrecientes. En cuanto a los ingresos mínimos para que el proyecto sea rentable, el valor es de \$70,000 con lo cual, con una ocupación mínima de 8 plazas durante 16 horas al día, el proyecto se vuelve rentable.

Adicionalmente, al comparar los resultados obtenidos en este proyecto con otras investigaciones similares, se reafirma la solidez del diseño propuesto. En la investigación de (Villegas, 2024) en Colombia, se evaluaron piezas similares como la base portavehículos y los eslabones de la cadena. En ambos casos, los desplazamientos y esfuerzos fueron aceptables, con valores similares a este proyecto. En el eslabón de conexión, ese estudio obtuvo un factor de

seguridad de 5.53, mientras que en este proyecto se alcanzó 4.11, lo que demuestra un comportamiento estructural similar y adecuado para sistemas rotatorios verticales.

En cuanto al análisis económico, en el trabajo de (Cely & Corredor, 2019), desarrollada en Bogotá, el costo de total del sistema ascendía a \$69,000 y este valor resulta mayor al costo del sistema estimado en nuestro proyecto de \$32,200 dólares, lo que demuestra un ahorro al fabricar el sistema y no importarlo. Asimismo, sus resultados financieros demostraron la viabilidad del proyecto, característica que comparte nuestro sistema al presentar un VNA positivo y una TIR superior a la tasa mínima aceptable.

De forma complementaria, se revisa el estudio de (Calle & Vargas, 2021), donde se señala un costo total de inversión de \$153,000 capacidad menor para un sistema de, diseñado para 10 vehículos, lo que justifica que el aumento del costo por la implementación de dos plazas extras no llega a afectar negativamente la rentabilidad. Adicionalmente, el proyecto de (Armas, 2016) realizado en Ecuador, se tiene costo de inversión para un sistema de 10 vehículos fue de aproximadamente \$140.000. En ese caso, se proyecta recuperar \$40.000 en 2 años y 5 meses, lo que refleja una rentabilidad progresiva similar a la de nuestro proyecto. Aunque nuestro sistema tiene mayor capacidad y un costo más elevado, presenta un comportamiento financiero comparable y positivo a mediano plazo.

También, el artículo brasileño publicado por (Dias, 2024), aporta un enfoque interesante desde la perspectiva de retorno de inversión. En dicho análisis se establece que la recuperación del capital invertido en un sistema de estacionamiento rotativo puede lograrse en tan solo 1 año y 8 meses. Si bien en nuestro proyecto el periodo de recuperación asciende a 2 años y 10 meses,

sigue representando un tiempo razonable y competitivo para este tipo de soluciones urbanas de infraestructura.

Por otra parte, al contrastar el proyecto con un estacionamiento convencional como el estudiado por (Núñez, 2009), se evidencian diferencias significativas en costo, espacio, tiempo de construcción y viabilidad de implementación. El proyecto convencional contemplaba una capacidad de 200 plazas con una inversión aproximada de \$2'570,000, ocupando un terreno de 1,500 m², con área de construcción de 7,000 m². Al comparar este parqueo plano contra el diseño propuesto, se encontró que se requiere 135 m² para alojar 36 vehículos, mientras que el parqueo plano utiliza 1,500 m² para 34 plazas. lo que lo hace sustancialmente menos invasivo y más adaptable a espacios reducidos. Además, el tiempo de ejecución es mayor debido a la naturaleza de obra civil de gran escala, mientras que el sistema rotatorio longitudinal, al ser modular y prefabricado, permite una instalación rápida y escalable, especialmente si se implementa de forma masiva. También, se elaboró un análisis el cual permitió establecer un punto de equilibrio en \$336/m²: si el costo de construcción por m² esta debajo de este valor, el sistema convencional es más económico, mientras que si está por encima el parqueo rotatorio resulta más conveniente al aprovechar mejor el espacio disponible.

Un aspecto diferenciador relevante es que el diseño longitudinal se adapta a lugares angostos y con restricciones de espacio, una condición común en zonas urbanas densamente pobladas donde la construcción de parqueaderos convencionales no es viable. Finalmente, el retorno de la inversión proyectado para el parqueo rotatorio es menor a cinco años, lo que contrasta con el caso de estudio convencional, cuyo tiempo de recuperación es mayor.

Capítulo 4

4.1 Conclusiones y recomendaciones

4.1.1 Conclusiones

El proyecto comprobó que el sistema de parqueo rotatorio en disposición longitudinal funciona bien en espacios reducidos. Con solo 45m² se puede estacionar 12 vehículos, mientras que un parqueo convencional de gran tamaño puede necesitar hasta 1,500 m². Esto lo hace útil en zonas donde no hay terreno suficiente para construir un estacionamiento tradicional. Esta configuración permite instalarlo en lugares angostos donde la construcción tradicional no sería posible y, al ser una estructura abierta, favorece la ventilación natural.

En el diseño, se definieron y construyeron modelos para los eslabones de la cadena, los pasadores, la base portavehículos, la estructura principal y el eslabón de conexión. Se usaron aceros AISI 1045, ASTM A36 y AISI 4340. En el diseño mecánico-estructural, la verificación de los componentes principales confirmó que cumplen con los factores de seguridad requeridos y que responden adecuadamente a las solicitaciones de carga previstas. En particular, el eslabón de conexión superó las pruebas de fatiga, lo que garantiza su uso prolongado sin fallas por ciclos repetidos de carga.

En la parte económica, el costo de montaje se estimó en \$167.849 y la recuperación de la inversión en 2 años y 10 meses si se mantiene una ocupación máxima. La mínima capacidad de ocupación del parque vertical para que sea rentable se estima en 8 plazas durante 16 horas al día con ingresos anuales mínimos de \$70000 al año por lo que si se considera la demanda de espacios de parqueo y el crecimiento del parque automotor en la ciudad de Guayaquil, el proyecto es evidentemente rentable.

Finalmente, los resultados demuestran que el sistema diseñado no solo es viable como solución individual, sino que también tiene potencial para ser escalado a instalaciones con múltiples unidades operando en conjunto. Esta capacidad de expansión permitiría optimizar grandes áreas de estacionamiento y ofrecer soluciones de alta capacidad con un uso mínimo de espacio, reforzando su aplicabilidad en centros urbanos, terminales y zonas comerciales con alta demanda de parqueo.

4.1.2 Recomendaciones

Tras culminar las fases planificadas en este proyecto y con base en los resultados obtenidos, se plantean una serie de recomendaciones que podrían guiar mejoras técnicas, ampliar el alcance del diseño y orientar investigaciones futuras sobre sistemas de parqueo rotatorio longitudinal

Se recomienda realizar una simulación completa de movimiento del sistema que incluya todos los componentes y mecanismos en funcionamiento durante un ciclo de rotación. Este estudio permitiría identificar posibles puntos de desgaste, optimizar la velocidad y el consumo energético, y mejorar la seguridad operativa del conjunto.

Dado que en este proyecto se trabajó con licencias educativas de SolidWorks y ANSYS, se sugiere emplear versiones profesionales de estos programas para eliminar limitaciones, especialmente en el tamaño de malla y número de elementos. Esto brindaría mayor precisión en los resultados, especialmente en las estructuras con mayor cantidad de piezas como la base portavehículos o toda la cadena de eslabones.

Se recomienda integrar mejoras técnicas inspiradas en sistemas comerciales de fabricantes chinos y coreanos. Entre ellas se incluyen sensores de posición redundantes, sistemas de control con variadores de frecuencia programables, monitoreo remoto y diagnóstico automático de fallas. Estas incorporaciones aumentarían la fiabilidad del sistema y reducirían los tiempos de mantenimiento correctivo.

Se plantea realizar un estudio detallado sobre el tratamiento superficial y la pintura industrial de la estructura y componentes metálicos. Esto debe incluir la selección de recubrimientos adecuados según la exposición ambiental, la preparación de superficie por chorro abrasivo y la aplicación de capas de imprimación y acabado con espesores calculados para garantizar resistencia a la corrosión y al desgaste.

Se aconseja diseñar versiones modulares orientadas a la producción en serie, optimizando procesos de fabricación, transporte e instalación. Este enfoque permitiría reducir costos y tiempos de implementación, facilitando su adopción en diferentes entornos urbanos.

Referencias

- American Institute of Steel Construction (Ed.). (2011). *Steel construction manual* (Fourteenth edition). American Institute of Steel Construction.
- Armas, G. (2016). *Diseño Mecánico de un Estacionamiento Vertical para 10 Vehículos Suv's/Sedan con Sistema Rotatorio Ubicada en la Ciudad de Guayaquil*".
- Beer, F. P. (with Johnston, E. R., Dewolf, J. T., Mazurek, D. F., & Murrieta Murrieta, J. E.). (2013). *Mecánica de materiales* (Sexta edición). McGraw-Hill Interamericana.
- Beer, F. P., Johnston, E. R., Wolf, J. T., & Mazurek, D. F. (2009). *Mecánica de materiales* (Quinta). McGraw-Hill.
- Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2012). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (9 ed). McGraw Hill.
- Calle, L., & Vargas, M. (2021). *DISEÑO AUTOMÁTICO DE ESTACIONAMIENTO VERTICAL ROTATIVO CON CAPACIDAD PARA 10 VEHÍCULOS SUV UTILIZANDO ENERGÍA SOLAR PARA EL SISTEMA DE CONTROL, UBICADO EN LA CIUDAD DE AREQUIPA*. Universidad Católica de Santa María.
- Cely, D., & Corredor, J. (2019). *Implementación de sistemas de estacionamiento vertical rotatorio en la zona centro y centro oriente de Bogotá*.
<https://repository.udistrital.edu.co/server/api/core/bitstreams/67338ae2-9bc8-483a-b865-35d590cc1b51/content>
- Dias, J. F. (2024). Análise de Melhoria em Estacionamento Rotativo Aplicando Payback. *Advances in Global Innovation & Technology*, 2(4). <https://doi.org/10.29327/2384439.2.4-7>
- Gere, J. M., & Goodno, B. J. (2013). *Mechanics of materials* (8th ed., SI ed). Cengage Learning.

- Guerrero Rosas, P. M. (Ed.) (with Mott, R. L.). (2006). *Diseño de elementos de máquinas* (Cuarta edición). Pearson Educación de México.
- Hibbeler, R. C. (2012). *Análisis Estructural* (Octava). Pearson.
- McCormac, J. C. (2013). *Diseño de estructuras de acero* (Quinta edición, cuadragésima primera reimpresión). Alfaomega Grupo Editor.
- NEC-SE-AC. (2014). *Estructuras de acero*. <https://www.habitatyvivienda.gob.ec/wp-content/uploads/2023/03/9.-NEC-SE-AC-Estructuras-de-Acero.pdf>
- Núñez, F. (2009). *ESTUDIO DE PRE FACTIBILIDAD DE UN SISTEMA DE ESTACIONAMIENTOS DE VARIOS PISOS EN EL SECTOR NORTE DE LA CIUDAD DE QUITO*. [Universidad Internacional SEK del Ecuador]. <https://repositorio.uisek.edu.ec/handle/123456789/1882>
- Picazo, Á. (2007). *MEDIOS DE UNIÓN DE ESTRUCTURAS METÁLICAS*. 14.
- Villegas, F. L. (2024). *DISEÑO DE UN PARQUEADERO ROTATIVO VERTICAL PARA 8 VEHICULOS DE HASTA 3 TONELADAS*.

Anexo A

6.1 Eje de giro principal

El dimensionamiento se hizo en base a los esfuerzos aplicados en el eje y con un factor de seguridad de FS. Usando la ecuación de FS se obtendría que

$$\frac{S_y}{\sigma_{diseño}} = FS$$

Donde:

σ diseño: El esfuerzo equivalente aplicado en el sistema (Pa)

S_y : Resistencia a la fluencia del material (Pa)

Como el eje pivote corresponde a una barra circular, se redujo la ecuación de esfuerzo de diseño para poder encontrar el correspondiente valor del diámetro.

$$\frac{S_y}{\sqrt{\sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2}} = FS$$

Este componente sufre únicamente de esfuerzo de flexión y cortante. Además, dado que el sentido y dirección de las fuerzas actuantes no cambian, la siguiente ecuación fue válida para toda la trayectoria del mecanismo.

$$\frac{S_y}{\sqrt{\frac{Mc^2}{I} + 3\frac{F^2}{A_t}}} = FS$$

$$\frac{S_y}{\sqrt{\left(\frac{Mc}{\frac{\pi d^4}{64}}\right)^2 + 3\left(\frac{F}{\frac{\pi}{4}d^2}\right)^2}} = FS$$

Donde:

d: Diámetro de la barra (m).

Por consiguiente, el diámetro pudo ser obtenido mediante iteraciones.

6.2 Viga Portante inferior.

Para su análisis, se consideró una viga apoyada en el centro, con dos cargas puntuales aplicadas en los extremos. Se asumió que cada punto de apoyo recibe una cuarta parte del peso total del vehículo, ya que este se encuentra distribuido en cuatro ruedas. El caso crítico se presenta cuando la plataforma soporta un vehículo de 2500 kg. A partir de esta condición de carga, se calculó el momento flector máximo generado en la viga y, mediante la ecuación del esfuerzo flexional, se determinó la inercia mínima requerida.

La sección transversal de la viga fue definida como hueca rectangular, por lo que el cálculo de la inercia se ajusta a esta geometría.

$$\sigma_{adm} = \frac{Mc}{I_{viga}} K_t$$

$$FS = \frac{S_y}{\sigma_{adm}}$$

$$\frac{I_{viga}}{c} = \frac{M FS K_t}{S_y}$$

Donde:

c: Ancho de viga (m).

cin: Ancho interior de la viga (m).

M: Máximo momento flector (Nm).

Por consiguiente, el diámetro pudo ser obtenido mediante iteraciones.

6.3 Plataforma de base portavehículos.

Debido a que este es el elemento donde el vehículo se encuentra reposado, fue necesario encontrar una geometría que se adapte a la forma del carro y resista a los esfuerzos causados por el peso de este. La base se asumió como una viga y se estandarizó ancho y largo de la plataforma con 2m x 4.3m correspondientemente y esto permitió encontrar la ecuación que nos relaciona el grosor de la base con la resistencia de fluencia.

$$\sqrt{\frac{Mc^2}{I} + 3\frac{F^2}{A_t}} = FS * S_y$$

$$\sqrt{\frac{12Mc^2}{2t_b^3} + 3\frac{F^2}{2t_b}} = FS * S_y$$

Anexo B

7.1 Estructura

7.1.1 Estructura central inferior.

La estructura central inferior es uno de los elementos críticos de la estructura. Este elemento está sometido a flexión por la carga propia de la estructura y de la carga de los vehículos. En base a este elemento se dimensionan los elementos adicionales de la estructura.

La carga máxima de la estructura es la capacidad máxima del sistema de 30 toneladas con la carga máxima de 12 vehículos y además el peso de la estructura. El peso de los elementos en la parte superior de la estructura central inferior es de 54 toneladas. Por lo tanto, la máxima carga que soporta la estructura central inferior es de:

$$Peso\ total = \frac{30 + 54}{2} = 42\ TON$$

Este peso, que corresponde a las cargas vivas y muertas, se divide para 2 por los dos laterales que corresponden a la estructura completa. La carga de viento es despreciable debido a que la estructura principal se encuentra entre dos edificios en base a los requerimientos del cliente. Para investigaciones de factibilidad en otras zonas es recomendable considerar las cargas del viento.

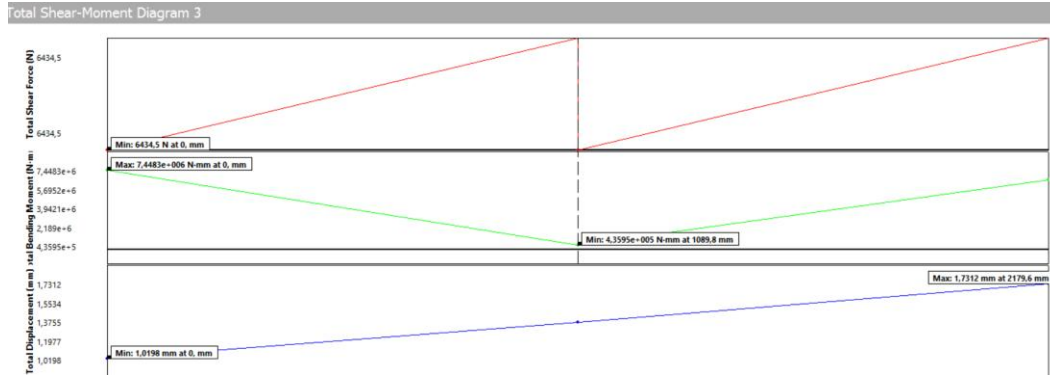
La carga máxima se calcula de la forma:

$$Carga\ máxima = 42000 * 9.81 = 412\ kN$$

De esta forma se obtiene que la carga distribuida sobre la estructura central corresponde a:

$$Q = \frac{412}{8.54} = 48.2\ kN/m$$

Según la carga distribuida, la gráfica de momento y fuerza cortante que corresponden al elemento más crítico:



El momento máximo que soporta el elemento más crítico es 7480 kN*m. La máxima fuerza cortante es igual a 6474 kN. Con esto se define el esfuerzo cortante máximo por flexión.

$$\tau = \frac{VQ}{Ib}$$

El momento de área se calcula de la forma:

$$Q = A_t * \underline{y} = (400 * 50) + (400 * 50) + (800 * 102) = 121600 \text{ mm}^3$$

$$A_1 = 100 * 4 = 400 \text{ mm}^2$$

$$\underline{y}_1 = 50 \text{ mm}$$

$$A_2 = 100 * 4 = 400 \text{ mm}^2$$

$$\underline{y}_2 = 50 \text{ mm}$$

$$A_3 = 200 * 4 = 800 \text{ mm}^2$$

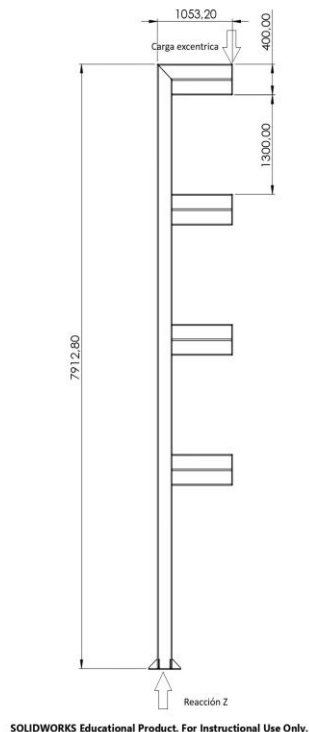
$$\underline{y}_3 = 102 \text{ mm}$$

$$\tau = \frac{VQ}{Ib} = \frac{6474 * 1000 * 121600}{10350912 * 200} = 380.3 \text{ MPa}$$

El esfuerzo de corte permisible del acero A36 es de 592 MPa. El factor de seguridad debido al corte es 1.6.

7.1.2 Columnas laterales - Armadura central.

Las columnas laterales están diseñadas con acero A36 con características al igual que la armadura central. Para las columnas se considera la carga sísmicas y críticas siguiendo el proceso de diseño de la norma NEC para los elementos correspondientes. Al considerar las cargas, la columna está sometida a combinación de cargas y esfuerzos combinados debido a la excentricidad de la carga aplicada. Los esfuerzos principales corresponden a la carga crítica y al momento producido por la excentricidad.



Para la sección cuadrada de tipo HSS8 el radio de giro R se aproxima a $0.3h$ que es igual a $6 \times 10^{-2} \text{ m}$. Se debe validar que la columna es esbelta. La longitud efectiva de la columna es igual a la longitud a la longitud inicial considerando una columna articulada-articulada. La relación de esbeltez se define como:

$$\lambda = \frac{L_e}{R}$$

Remplazando se obtiene:

$$\lambda = 13.18$$

Para que una columna sea no esbelta se debe cumplir

$$\lambda \leq \text{Relación límite ancho} - \text{espesor}$$

La relación límite ancho - espesor se define como:

$$Cc = 471 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$$

El esfuerzo crítico por carga de pandeo para una columna de extremos articulada se define por:

Reemplazando los valores

$$Cc = 21,277$$

$$13.18 \leq 21,277$$

La carga de pandeo es la carga crítica en el sistema y es la que define la estabilidad estructural. La carga se define como:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(KL)^2}$$

Al reemplazar la ecuación, el valor de la carga crítica es de 482.26 kN.

La carga estimada para las columnas es 450, el factor de seguridad resultante es 1.07, inferior al mínimo requerido por la norma NEC, por lo que para la columna lateral se colocan 4 uniones para reducir la esbeltez y aumentar la resistencia. Las uniones son cada 1300 mm con lo cual, la carga crítica realizando la modificación es de 17863 kN. El factor de seguridad aumenta considerablemente, sin embargo, al ser un miembro crítico se mantiene.

7.1.3 Análisis de pandeo por excentricidad de la columna

La excentricidad de la columna es de 1053 mm. La carga corresponde al valor de la carga máxima de la estructura que soporta cada amarre.

El esfuerzo máximo por pandeo se obtiene con la expresión:

$$\sigma_{L/2} = \frac{P}{A} \left[1 + \frac{ec}{r^2} \sec \left(\frac{L}{2} \sqrt{\frac{P}{EI}} \right) \right]$$

La carga es de 21000 kN que corresponde al valor de la carga excéntrica. Reemplazando, el valor del esfuerzo máximo de flexión por pandeo es 109.74 MPa.

La deflexión máxima por pandeo permisible es se define de la forma:

$$y_{max} = e \left[\sec \left(\frac{L}{2} \sqrt{\frac{P}{EI}} \right) - 1 \right]$$

Remplazando se obtiene que la deflexión máxima es 6.83 mm.

Por combinación de cargas para obtener la máxima carga permisible, la ecuación que define el esfuerzo en el punto más crítico se define como.

$$200 = \frac{P}{A} + \frac{M_z(y)}{I}$$

La carga P corresponde al valor de la máxima carga considerando el esfuerzo de 200 MPa a tensión para el punto crítico. Despejando y evaluando la expresión se obtiene

$$200 = \frac{P}{3136} + \frac{P * 1075 * (100)}{10350912.0}$$

$$P = 18683.64 \text{ kN.}$$

Para el esfuerzo cortante, el valor de V máx se calcula con software y el valor de la fuerza cortante máxima es de 12464 N.

La carga cortante se define de la forma:

$$592 = \frac{11P}{1600} \times \frac{Q}{Ib}$$

Remplazando se obtiene:

$$592 = \frac{11P}{1600} \times \frac{121600}{10350912.0 * 200}$$

Despejando se obtiene que la máxima carga cortante permisible es 146596 kN.

Por lo tanto, la carga crítica del sistema corresponde a la menor de todas, de 18664 kN.

7.1.4 Uniones de elementos estructurales.

Las uniones entre miembros estructurales son puntos críticos por lo que se definen los mínimos necesarios para el funcionamiento del sistema. Los pernos escogidos fueron pernos de alta resistencia, específicamente ASTM A325. Para encontrar el diámetro necesario se realizaron iteraciones usando la ecuación 2.1 y realizando iteraciones para encontrar el valor más adecuado del diámetro según el factor de seguridad dado.

$$\tau = \frac{F}{A_C}$$

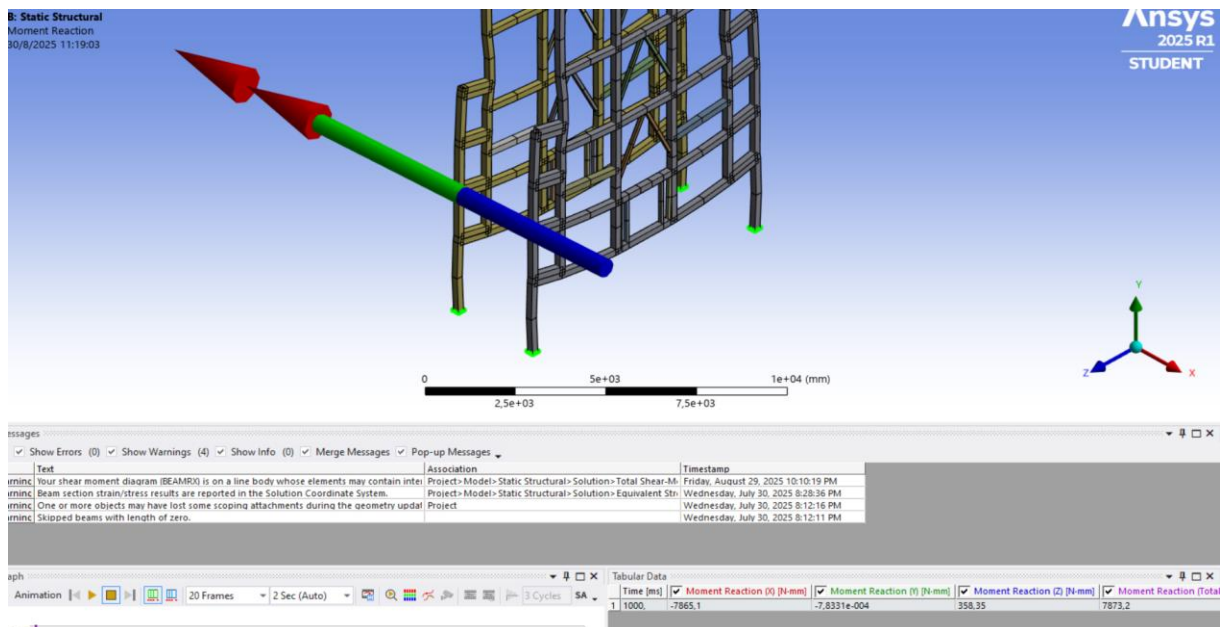
Se obtiene que el diámetro adecuado para la carga aplicada a cada perno son 22mm por lo que se seleccionan pernos M22. La normativa NEC también solicita realizar la validación de la carga máxima cortante de los pernos.

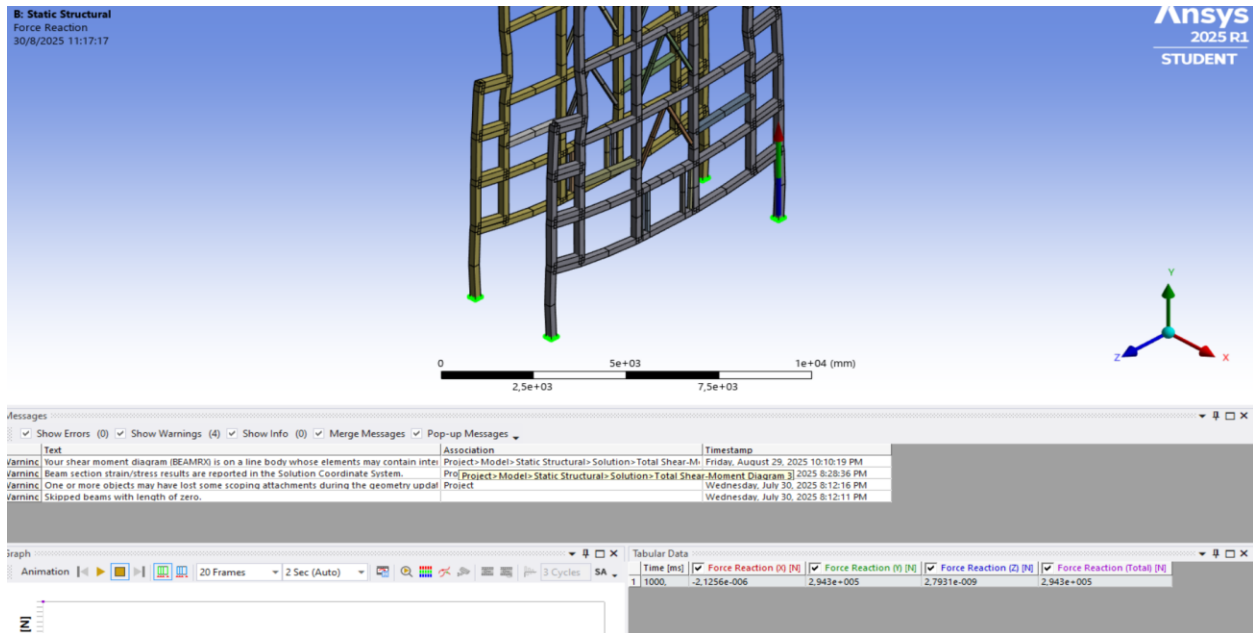
$$V_{rn} = \frac{\phi * F_v * A_B}{n}$$

Reemplazando la ecuación obtenemos que la máxima carga cortante es de 66kN

7.1.5 Cálculo de pernos de anclaje.

Las cargas de los pernos se obtienen según las reacciones en la platina base que une la estructura con el concreto. Para esto, el cálculo de las reacciones se realiza mediante ansys de donde se obtienen las siguientes reacciones según la carga máxima.





La capacidad del perno se define como:

$$Q = 0.75 * A_p * F_u$$

Se seleccionan anclajes de 1'' A325. El esfuerzo de fluencia es igual a 9702.37 kg/cm². La carga total se divide para 4 pernos en cada anclaje.

Para determinar el diámetro del perno según la carga se calcula de la forma:

$$A_p = \frac{Q}{0.75 * 9702.37} = \frac{750256}{0.75 * 9702.37} = 103.10 \text{ cm}^2$$

El diámetro del perno es igual a:

$$\frac{\pi D^2}{4} = 103.10$$

$$D = 2.86 \text{ cm}$$

El diámetro de 1 in seleccionado no es adecuado, por lo tanto se seleccionan 4 anclajes de tipo J de 1 1/2.

Anclaje de la base

Descripción	Valor	Unidad
Carga Axial	3001024.81	kg
Momento máximo	80.18	kg*cm
Carga Cortante	10	kg
b	20	cm
h	20	cm
e	0.4	cm
Fluencia del acero	9702.37	kg/cm2
Modulo de young	2040007.58	kg/cm2
Ancho de la columna	40	cm
Longitud de la columna	40	cm
Resistencia del hormigon	210	kg/cm2
Módulo de elasticidad del hormigon	217370.65	kg/cm2
área de columna	1600	cm2
Ancho de placa propuesta	35	cm
Longitud de la columna	35	cm
Área del perno	11.3951385	mm2
Capacidad del perno	82919.88745	kg/cm2

7.2 Cadena de transmisión

La carga máxima que soportaría el sistema es con una cantidad 12 SUV's de máximo 2500kg cada uno, por lo que se asume un sistema balanceado con 6 carros de un lado y 6 de otro.

$$F_{total} = 2500 \text{ kg} * 9.81 \frac{m}{s^2} * 6 = 147150 \text{ N}$$

$$F = 147150 / 2 = 73575 \text{ N}$$

Pero cada conjunto de eslabones-cadena contiene dos eslabones por lo que la fuerza se divide a la mitad. Con la ecuación esfuerzo y FS, con factor de concentración de esfuerzos de 5.1, se obtiene que:

$$\sigma_{eslabón} = \frac{73575}{(bh)_{eslabón}} 5.1$$

$$FS = \frac{S_y}{\sigma_{eslabón}} = \frac{250 \text{ MPa}}{\sigma_{eslabón}}$$

Interpolando los valores de b y h, se obtienen resultados de espesor t, ancho b y FS de 14 mm, 90 mm y 7.5 correspondientemente.

Para la rueda, la carga sería total de 24525 N.

$$\sigma_{rueda} = \frac{2F}{\pi t D_{rueda}} = \frac{2 * 24525}{\pi t D_{rueda}}$$

Realizando interpolación, se obtiene un valor de 58 para el FS, con dimensiones de diámetro interior de 35mm y exterior de 130 mm (aproximadamente tres veces el diámetro interior).

7.3 Base portavehículos

Cada base portavehículos es capaz de soportar una carga de 2500 kg, lo cual serían equivalentes a 24525 N. En siguiente lugar, las vigas superiores se asemejan a una viga simplemente apoyada con una carga central de 2500 Kg. Al ser dos, su carga se reduce a la mitad. Adicionalmente, el orificio por donde se encuentra ubicado el eje pivote provoca un factor de concentración de esfuerzos de 1.4.

$$\frac{I_{viga}}{c} = \frac{M FS K_t}{S_y}$$

$$\frac{I_{viga}}{c} = \frac{24525 * L/2 * FS * 1.4}{2 * S_y}$$

Con una viga cuadrada maciza de 150mm de acero estructura, se consigue un FS de 4.6 con una longitud de 5000 mm.

Continuando con el eje pivote, este elemento se asumió como una barra circular maciza. Este elemento está sometido solamente a flexión debido a que el esfuerzo cortante en la superficie del eje es cero.

$$\sigma_{adm} = \frac{M}{S} = \frac{M 32D}{\pi D^4} = \frac{24525/2 * c * 32D}{\pi D^4}$$

Tal que c es un valor modificable que parte desde el extremo del eje hasta el centro de la viga superior principal. Por consiguiente, se reemplaza en la ecuación de FS

$$FS = \frac{S_y}{\sigma_{adm}} = \frac{250 * \pi D^4}{24525/2 * c * 32D}$$

Interpolando los resultados se obtuvo valores de 75mm de diámetro con FS de 8.4.

Por último lugar, es necesario dimensionar el eslabón de conexión el cual es un elemento que se encuentra en rotación junto a los eslabones, por lo que provoca una carga cíclica en la flexión.

Debido a que el esfuerzo de flexión es mucho mayor al esfuerzo de tensión, se dimensionará con carga variable en flexión.

$$\frac{S_y}{Kt \sqrt{\frac{12ML^2}{t_s h_s^3} + 3 \frac{F^2}{t_s h_s}}} = FS$$

Con una carga de 12262.5 N que representa la mitad de carga de todo el vehículo, y una distancia de 750mm entre el punto de acción de carga y el eslabón cadena y un factor de concentración Kt de 2, se obtuvo un FS de 4.9 con un esfuerzo máximo de 51.3 MPa. Por consiguiente, los esfuerzos altertantes de 51.3 MPa y esfuerzo medio de 0.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e * 0.5 S_{ut}$$

$$k_a = 4.51 * 400^{-0.265} = 0.888$$

$$k_b = 1.51 d^{-0.157} = 0.76 \quad ; \quad d = 0.808 \sqrt{bh} = \sqrt{20 * 485} = 82.8mm$$

Con confiabilidad del 95%, ke resulta de 0.868. Además, por tratarse de cargas a flexión, kc es igual a 0.85. $S_e = 0.888 * 0.76 * 0.85 * 0.868 * 0.5 S_{ut} = 114.2 MPa$

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{FS}$$

$$\frac{22.11}{103.31} + \frac{0}{450} = \frac{1}{FS} \quad FS = 2.5$$

Anexo C

8.1 Casa de la calidad

Title: Sistema de parqueo vertical
 Author: Teddy Pesantes
 Date: 9/6/2025
 Notes:

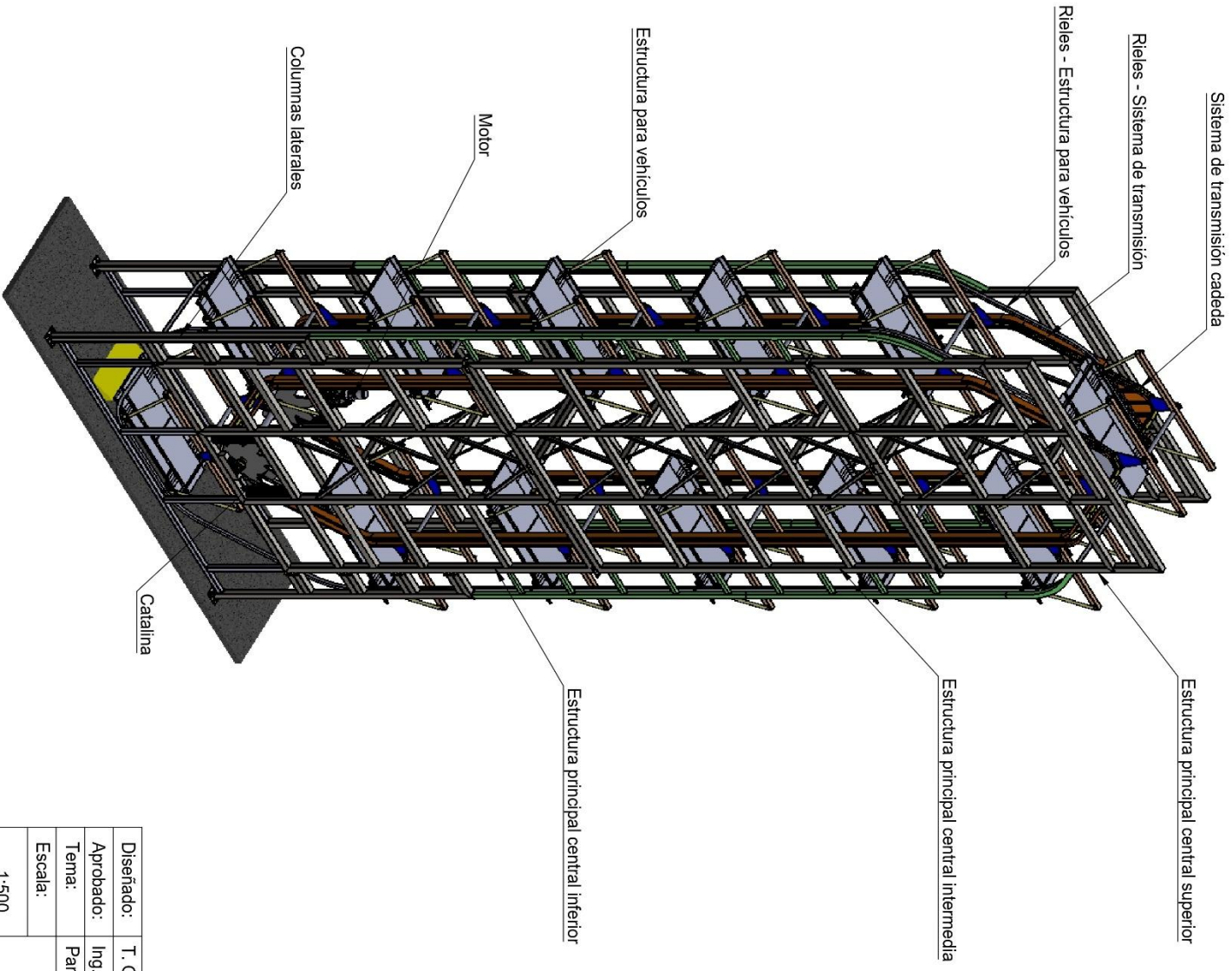
Legend		
⊗	Strong Relationship	9
○	Moderate Relationship	3
△	Weak Relationship	1
++	Strong Positive Correlation	
+	Positive Correlation	
-	Negative Correlation	
▼	Strong Negative Correlation	
▼	Objective Is To Minimize	
▲	Objective Is To Maximize	
X	Objective Is To Hit Target	

Title:		Sistema de parqueo vertical																
Author:		Teddy Pesantes																
Date:		9/6/2025																
Notes:																		

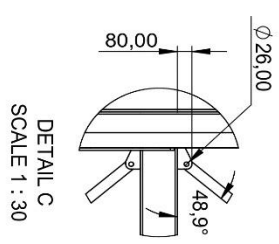
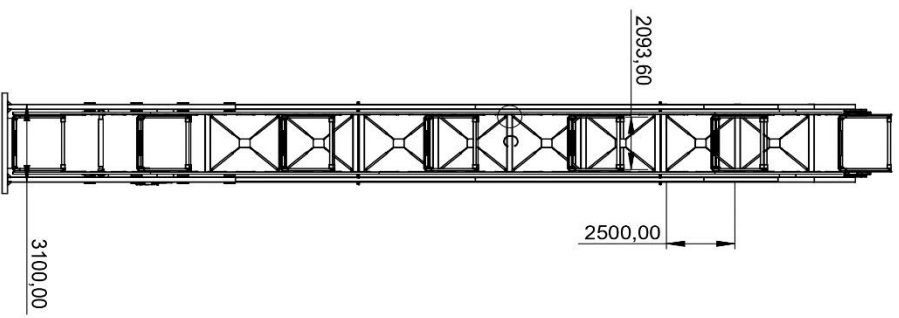
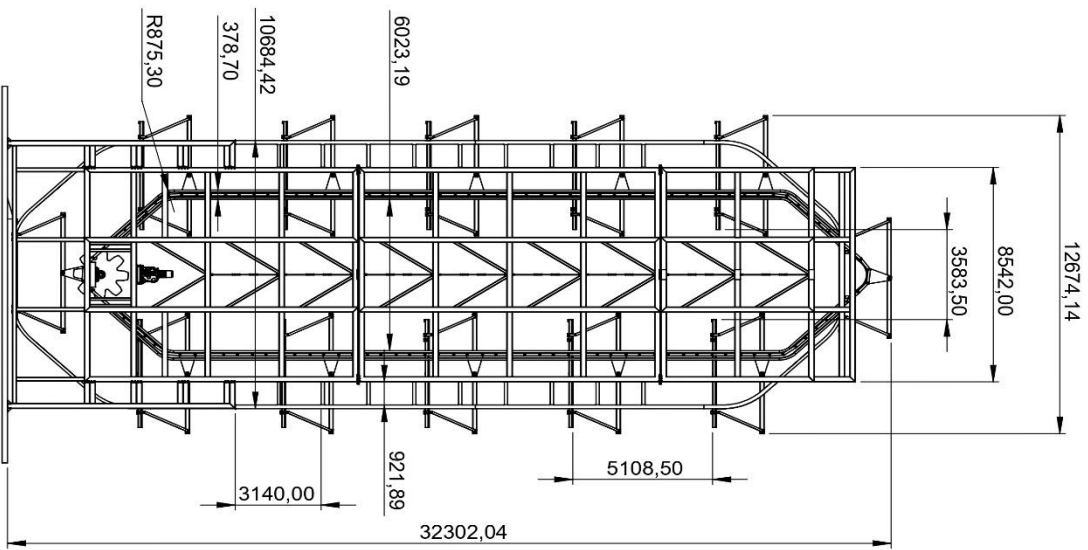
Powered by QFD Online (<http://www.QFDOnline.com>)

8.2 Flujo de caja

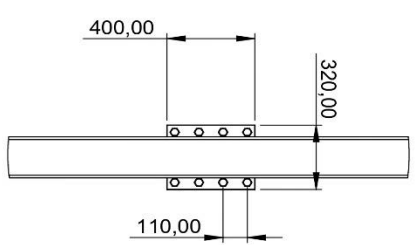
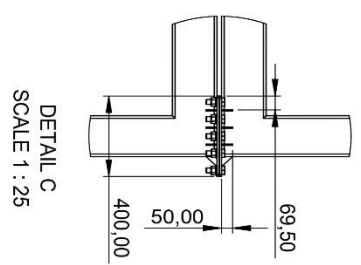
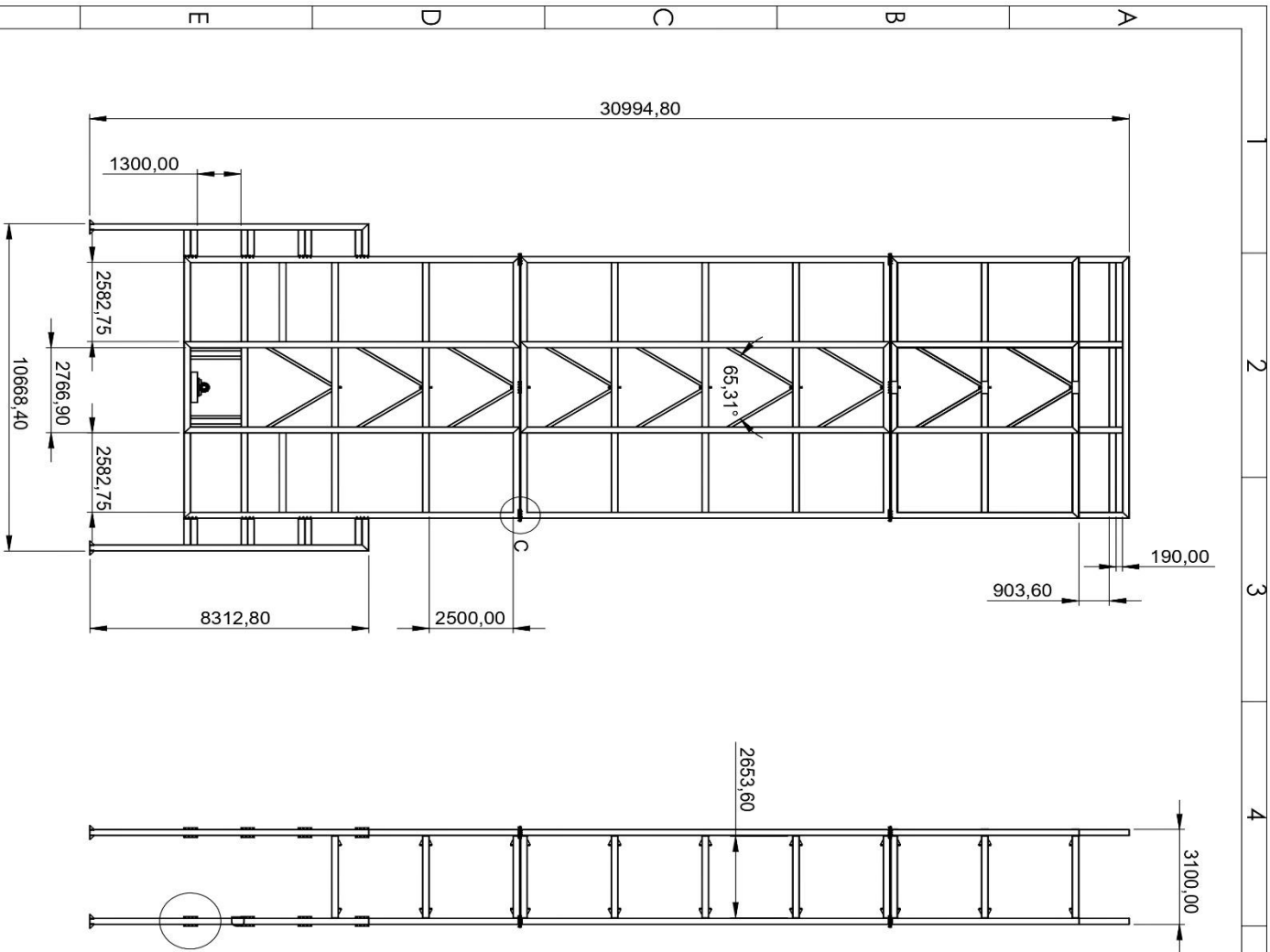
Años											
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Ingresos	\$68,985.00	\$68,985.00	\$68,985.00	\$68,985.00	\$68,985.00	\$68,985.00	\$68,985.00	\$68,985.00	\$68,985.00	\$68,985.00	\$68,985.00
Costos directos											
Mantenimiento preventivo	\$2,000.00	\$2,000.00	\$2,000.00	\$2,000.00	\$2,000.00	\$2,000.00	\$2,000.00	\$2,000.00	\$2,000.00	\$2,000.00	\$2,000.00
Mantenimiento correctivo	\$3,200.00	\$3,200.00	\$3,200.00	\$3,200.00	\$3,200.00	\$3,200.00	\$3,200.00	\$3,200.00	\$3,200.00	\$3,200.00	\$3,200.00
Sueldo de operador	\$5,640.00	\$5,640.00	\$5,640.00	\$5,640.00	\$5,640.00	\$5,640.00	\$5,640.00	\$5,640.00	\$5,640.00	\$5,640.00	\$5,640.00
Costos indirectos											
Servicios básicos	\$1,440.00	\$1,440.00	\$1,440.00	\$1,440.00	\$1,440.00	\$1,440.00	\$1,440.00	\$1,440.00	\$1,440.00	\$1,440.00	\$1,440.00
Publicidad	\$300.00	\$300.00	\$300.00	\$300.00	\$300.00	\$300.00	\$300.00	\$300.00	\$300.00	\$300.00	\$300.00
Depreciación en línea recta	\$16,284.90	\$16,284.90	\$16,284.90	\$16,284.90	\$16,284.90	\$16,284.90	\$16,284.90	\$16,284.90	\$16,284.90	\$16,284.90	\$16,284.90
	\$15,341.88	\$10,795.33	\$5,703.19								
Intereses											
Utilidad antes de impuesto	\$24,778.22	\$29,324.77	\$34,416.91	\$40,120.10	\$40,120.10	\$40,120.10	\$40,120.10	\$40,120.10	\$40,120.10	\$40,120.10	\$40,120.10
	\$3,716.73	\$4,398.72	\$5,162.54	\$6,018.02	\$6,018.02	\$6,018.02	\$6,018.02	\$6,018.02	\$6,018.02	\$6,018.02	\$6,018.02
Impuesto											
Utilidad después de impuesto (15%)	\$21,061.49	\$24,926.05	\$29,254.37	\$34,102.09	\$34,102.09	\$34,102.09	\$34,102.09	\$34,102.09	\$34,102.09	\$34,102.09	\$34,102.09
Préstamo	\$127,849.00										
	\$10,000.00	\$10,000.00	\$10,000.00	\$10,000.00							
Inversión											
Amortización del préstamo	\$53,229.80	\$53,229.80	\$53,229.80								
Valor de salvamento											\$5,000.00
Capital	\$37,887.92	\$42,434.47	\$47,526.61								
Flujo neto de efectivo	- \$127,849.00	\$9,458.47	\$8,776.48	\$8,012.66	\$60,386.99	\$50,386.99	\$50,386.99	\$50,386.99	\$50,386.99	\$50,386.99	\$55,386.99
										VAN	\$37,069.74
										TIR	20%



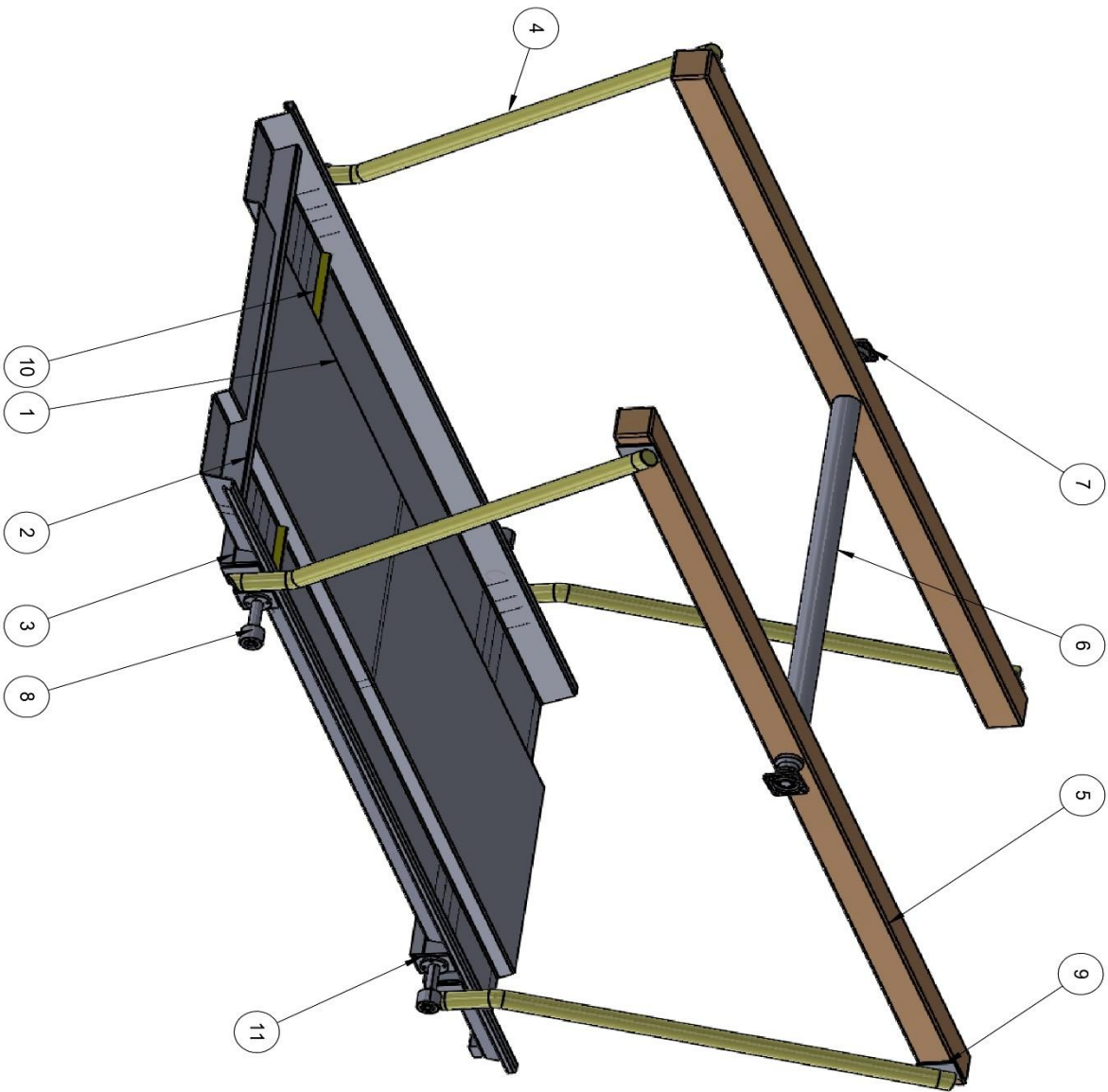
Disenado:	T. Guerrero & T. Pesantes		21/7/2025		 Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción			
Aprobado:	Ing. Francis Loeyza		27/8/2025					
Tema:	Parqueo vertical							
Escala:	Parqueo vertical 12 vehículos		Unidades: N. Hoja: Masa:		mm 1:1		Material:	
1:500								



Diseñado:	T. Guerrero & T. Pesantes		21/7/2025						
Aprobado:	Ing. Francis Loayza		27/8/2025						
Tema:	Parqueo vertical			Parqueo vertical 12 vehículos				Unidades: mm	
Escala:	1:500								
				N. Hoja:				1:1	
				Masa:					

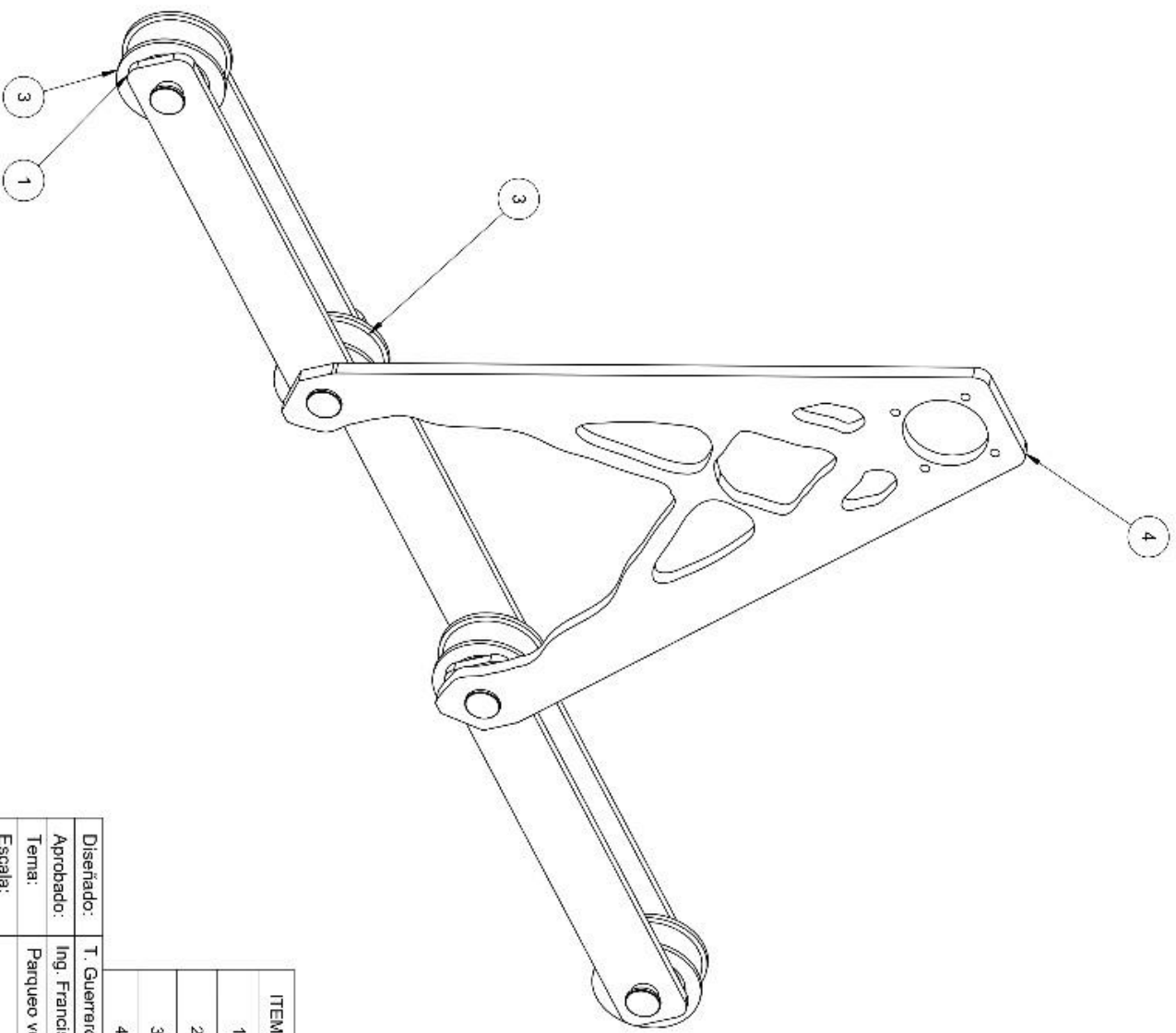


Disenado:	T. Guerrero & T. Pesantes		21/7/2025		ISO - A	
Aprobado:	Ing. Francis Loayza		20/8/2025			
Tema:	Parqueo vertical					
Escala:			Unidades:		Material:	
	Estructura Principal		N. Hoja:		Acero A36	
1:500			Masa:			



ITEM NO.	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	Plataforma - Base para vehiculos	
2	Tope delantero	
3	Viga portante inferior	Perfil C 120x50x5 mm
4	Miembro estructural portante	Tubo cuadrado 3" x 3mm
5	Viga estructural superior	Perfil cuadrado 150x6 mm
6	Eje de rotación	Eje sólido SAE 1018
7	Chumacera brida F4BE 50M-SRB-CLE	
8	Rueda guía	
9	Platina de unión	
10	Tope trasero	Canal abierta UV 50x25x3 mm
11	platina base	

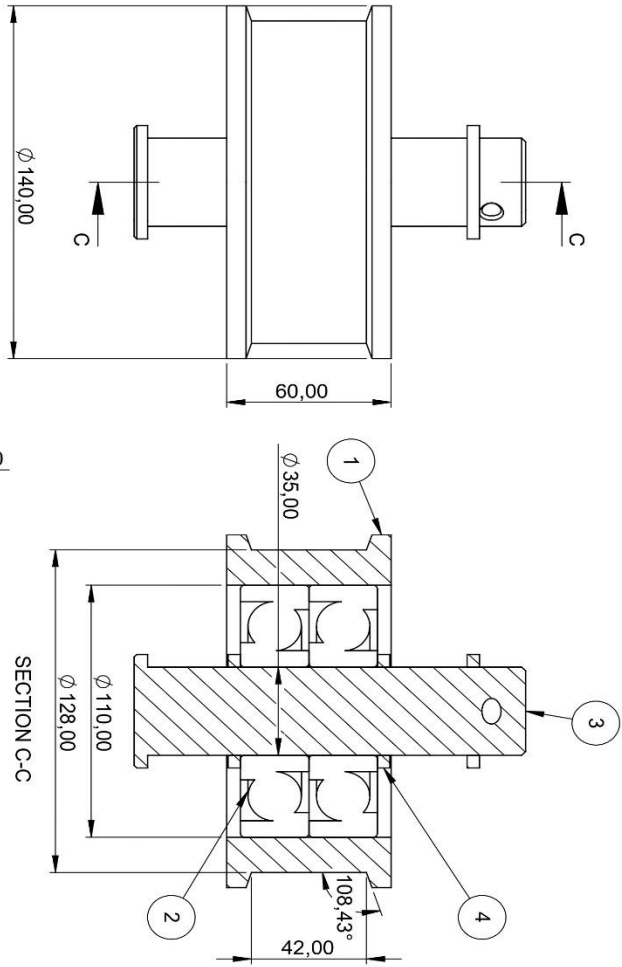
Disenado:	T. Guerrero & T. Pesantes	14/6/2025				
Aprobado:	Ing. François Loayza	27/8/2025				
Tema:	Parqueo vertical					
Escala:			Unidades:	mm	Material:	
			N. Hoja:	1:1		
			Masa:			



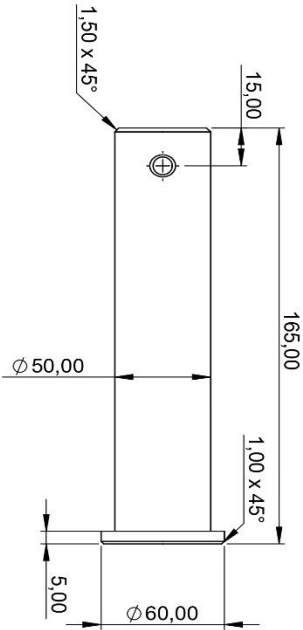
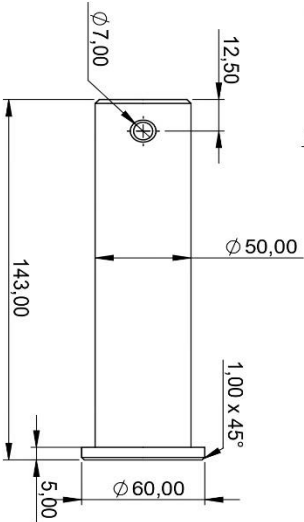
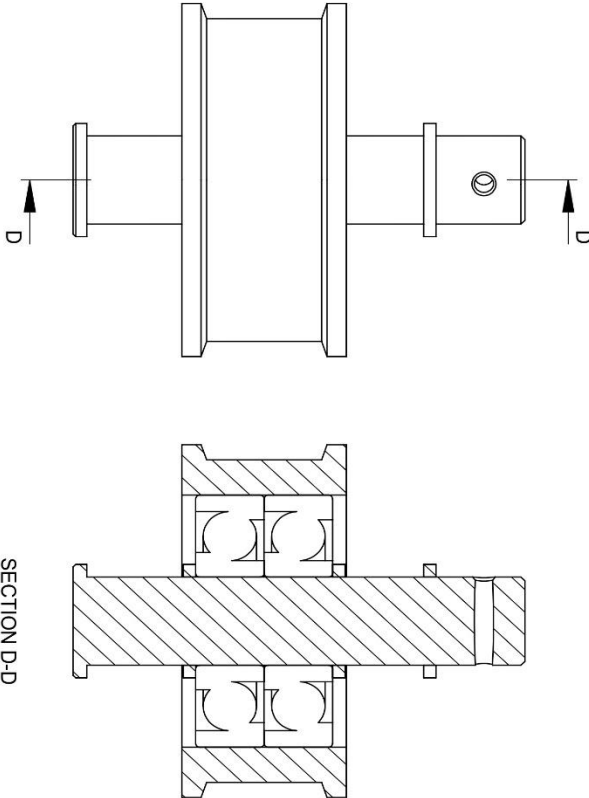
ITEM NO.	PART NAME	DESCRIPTION
1	Eslabón - Cadena de transmisión	Eslabón principal de transmisión de movimiento
2	Rueda - Cadena de transmisión	Rueda con rodamientos internos
3	Rueda - Eslabon de conexión	
4	Eslabón de conexión	Eslabón de soporte para base de vehículos

Diseñado:	T. Guerrero & T. Pesantes		12/7/2025	 Facultad de Ingeniería en Mecánica y Electrónica de la Producción			ISO - A			
Aprobado:	Ing. Francis Loayza		3/9/2025							
Tema:	Parqueo vertical									
Escala:	1:20									
Sistema de transmisión			Unidades:	mm	Material:					
			N. Hoja:	1:1						
			Masa:							

Rueda - Sistema de transmisión

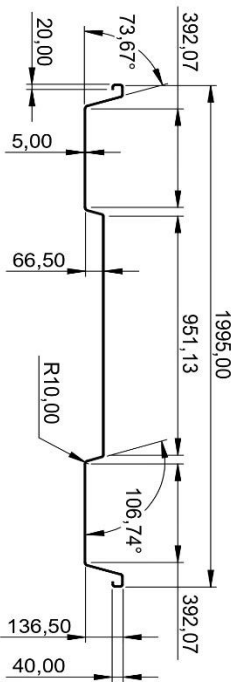
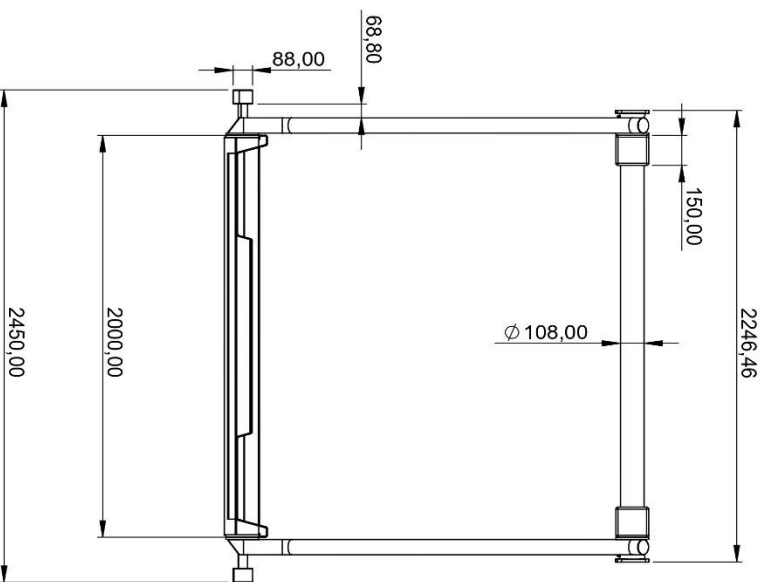
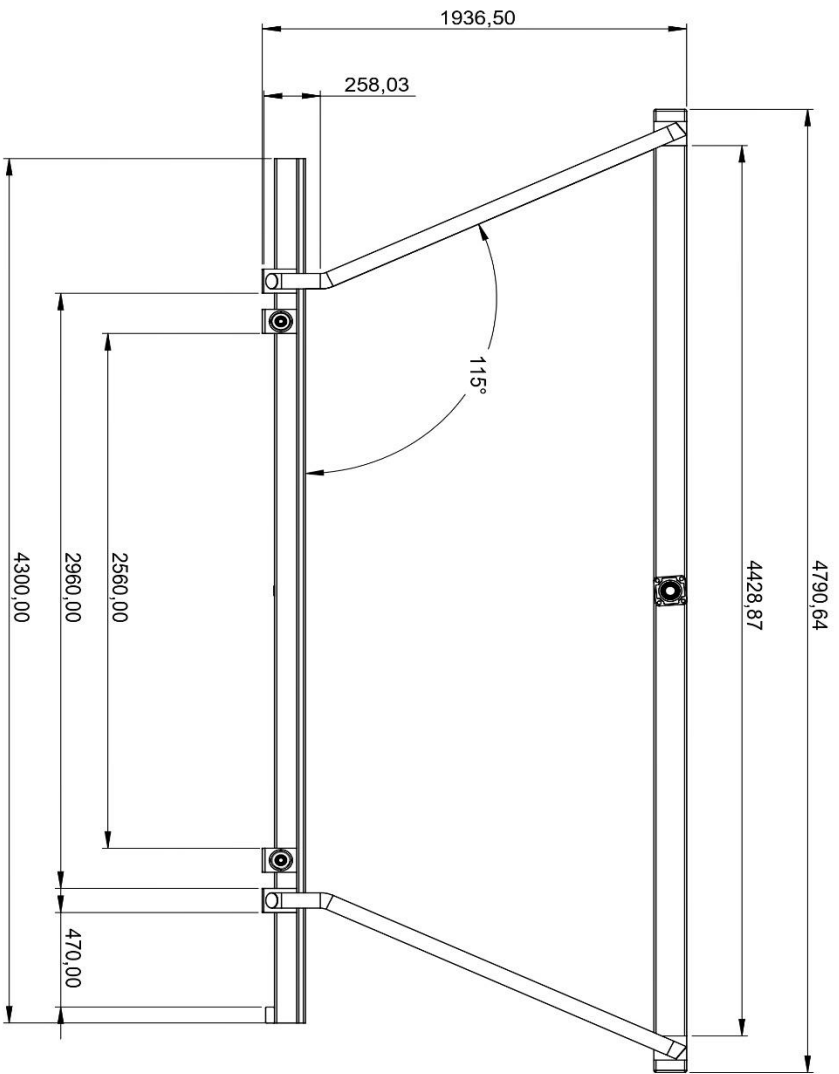


Rueda - Eslabón de conexión

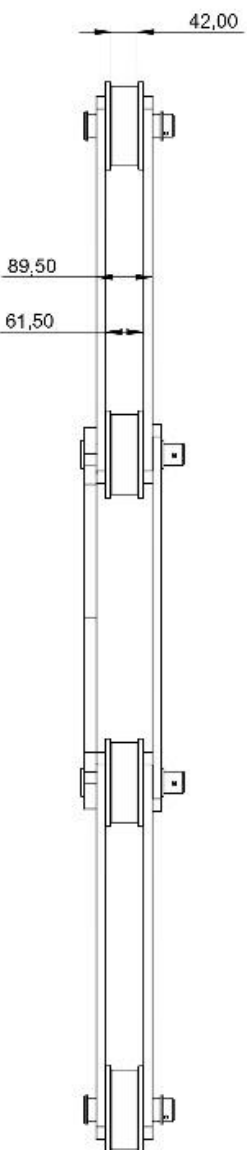
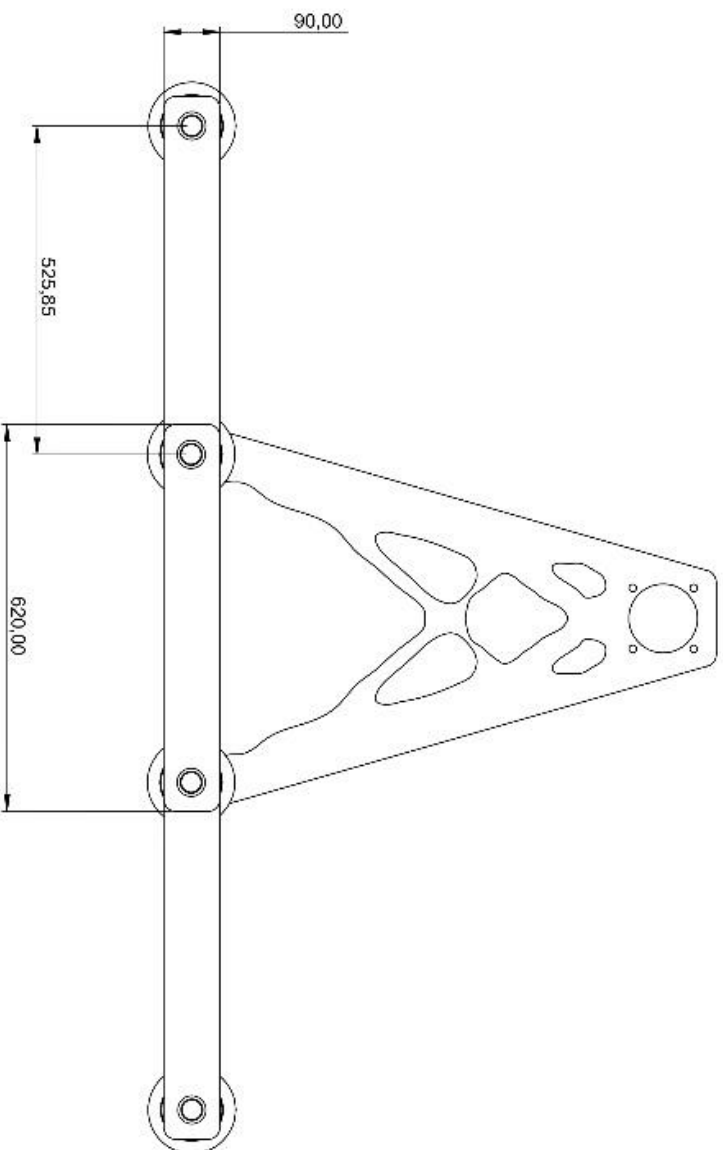


ITEM NO.	PART NUMBER	DESCRIPTION	QTY.
1	Rueda		1
2	Rodamiento de rodillos - 21310		2
3	Pasador de rueda		1
4	Separador	Separador D:60, d:50 e:5	3

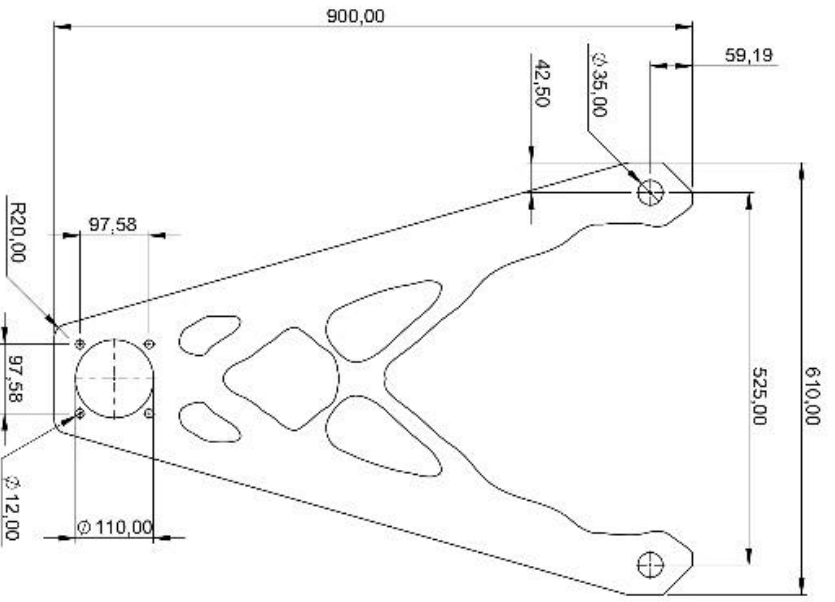
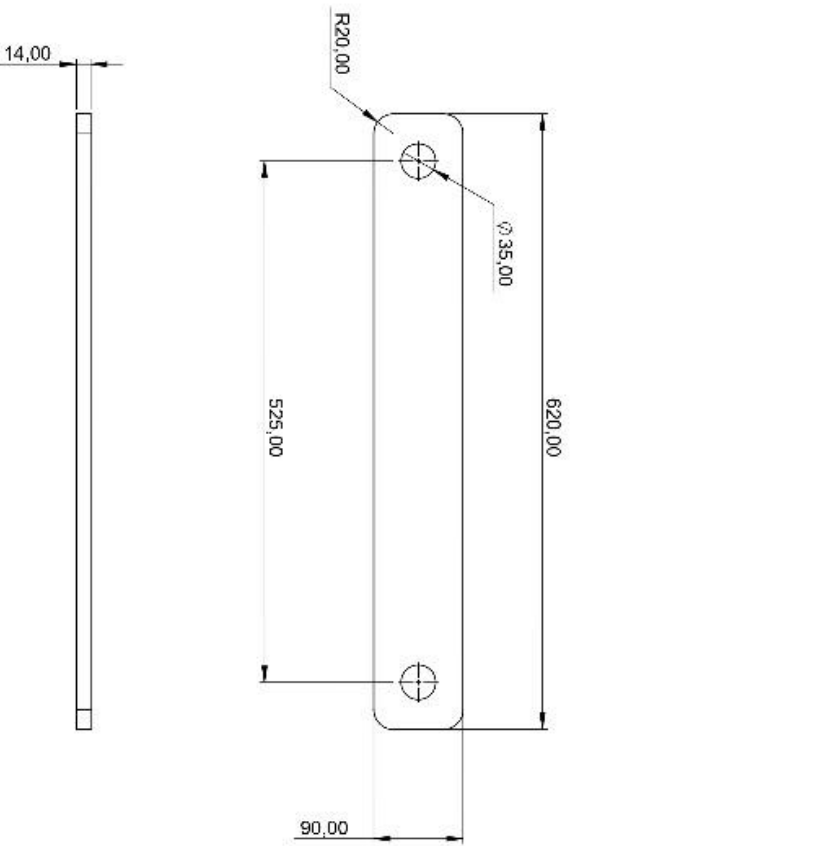
Diseñado:	T. Guerrero & T. Pesantes		18/6/2025				
Aprobado:	Ing. Francis Loayza		27/8/2025				
Tema:	Parqueo vertical						
Escala:	Ruedas - Sistema de transmisión			Unidades: mm		Material: A36 - Acero	
1:2				N. Hoja: 1:1			
			Masa:				



Disenado:	T. Guerrero & T. Pesantes	14/6/2025	 Facultad de Ingenieria en Mecanica y Ciencias de la Construccion	ISO - A 
Aprobado:	Ing. Francis Loayza	27/8/2025		
Tema:	Parqueo vertical			
Escala:				
1:50	Plataforma para vehiculos	N. Hoja:	1:1	Material:
		Masa:		



Diseñado:	T. Guerrero & T. Pesantes	12/7/2025	 Empresa de Ingeniería en Mecánica y Construcción de la Provincia 		
Aprobado:	Ing. Francis Loayza	3/9/2025			
Tema:	Parqueo vertical				
Escala:	Eslabones - Sistema de transmisión		Escala:	mm	Material:
			N. Hoja:	1:4	
			Masa:		



Diseñado:	T. Guerrero & T. Pesantes	11/6/2025		
Aprobado:	Ing. Francis Loayza	3/9/2025		
Tema:	Parqueo vertical			
Escala:	1:10			
Eslabones - Sistema de transmisión		Unidades:	mm	Material:
		N. Hoja:	1:4	
		Masa:		Acero A36

