

DISEÑO DE UN SISTEMA DE PARQUEO VERTICAL TIPO CARRUSEL, PARA
LA FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA SEDE CAMPUS LOS CERROS

CRISTIAN DANIEL ESTUPIÑÁN VÁSQUEZ
MELISSA PUENTES ELORZA

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ D.C.
2020

DISEÑO DE UN SISTEMA DE PARQUEO VERTICAL TIPO CARRUSEL, PARA
LA FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA SEDE CAMPUS LOS CERROS

CRISTIAN DANIEL ESTUPIÑÁN VÁSQUEZ
MELISSA PUENTES ELORZA

Proyecto integral de grado para optar por el título de:
INGENIERO MECÁNICO

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ D.C.
2020

Nota de aceptación:

Firma del jurado

Firma del jurado

Bogotá D.C. Febrero de 2020

DIRECTIVAS DE LA UNIVERSIDAD

Presidente de la Universidad y Rector del Claustro

Dr. MARIO POSADA GARCÍA PEÑA

Vicerrector de Desarrollo y Recursos Humanos

Dr. LUIS JAIME POSADA GARCÍA PEÑA

Vicerrector Académico y de Posgrados (E)

Dra. ALEXANDRA MEJIA GUZMAN

Secretaria General

Dra. ALEXANDRA MEJIA GUZMAN

Decano General Facultad de Ingenierías

Ing. JULIO CÉSAR FUENTES ARISMENDI

Director de Investigaciones

Ing. ARMANDO FERNÁNDEZ CÁRDENAS

Director del Departamento de Ingeniería Mecánica

Ing. CARLOS MAURICIO VELOZA VILLAMIL

Las directivas de la Fundación Universidad de América, los jurados calificadores y los docentes, no son responsables por las ideas y conceptos emitidos en el presente documento.

Estos corresponden únicamente al autor.

DEDICATORIA

Agradecido con mis papás por el apoyo brindado en estos años, con mis amigos de infancia como con las nuevas amistades que aparecieron en el camino, con mi compañera de tesis por su apoyo, su comprensión, dedicación y perseverancia para alcanzar nuestro primer objetivo como equipo.

Cristian Daniel Estupiñán Vásquez

El apoyo incondicional de mi madre, los consejos sabios de mi hermano y la compañía de Los Epos, fueron clave para no bajar la guardia en este proyecto y siempre querer dar más. Gracias a Dios por brindarme salud, paciencia y fuerza en todo este camino. A mi compañero de tesis, que a pesar de cada obstáculo y complicación que encontramos en el camino, logramos nuestro primer gran logro.

Melissa Puentes Elorza

AGRADECIMIENTOS

A la Universidad por el apoyo como institución en este proceso de formación como personas e ingenieros éticos. A cada docente, que dedica su tiempo a formar personas honestas y dedicadas, ya que, con su ejemplo y guía, inspiran a muchos.

Agradecimientos especialmente al comité de Ingeniería Mecánica, por estar siempre tan dispuestos. Gracias por cada palabra, consejo y regaño que consideraron necesario para nuestro crecimiento. Gracias por su tiempo e interés en las consejerías que cada uno de ellos brindo al proyecto.

A nuestras familias, que son nuestro motor, por ser tan incondicionales y darnos fuerza todos los días en este largo camino.

A todas y cada una de las personas que aportaron a nuestro crecimiento, muchas gracias.

Dios los bendiga.

CONTENIDO

	pág.
1. DIAGNÓSTICO DE LA SITUACIÓN ACTUAL	22
1.1 ANTECEDENTES	20
1.1.1 Nivel Mundial	¡Error! Marcador no definido.
1.1.2 Colombia	24
1.1.3 Bogotá	25
1.2 SISTEMAS DE PARQUEO ACTUALES	27
1.2.1 Sistema de parqueo vertical tipo carrusel	27
1.2.2 Sistema tipo elevador hidráulico	28
1.2.3 Sistema tipo puzzle	29
1.2.4 Sistema de parqueo tipo gemelo	29
1.2.5 Sistema de parqueo tipo torre	30
1.2.6 Sistema de parqueo tipo transporte aleatorio	31
1.3 FICHAS TÉCNICAS DE SISTEMAS VERTICALES TIPO CARRUSEL	31
1.4 NORMATIVA	33
1.5 TIPO VEHÍCULO	35
2. DISEÑO METODOLÓGICO Y ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN	45
2.1 DISEÑO METODOLÓGICO	45
2.1.1 Parámetros funcionales	47
2.1.2 Parámetros operacionales	48
2.1.3 Parámetros de diseño	51
2.2 ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN	52
2.2.1 Planteamiento de las alternativas	57
2.2.2 Método QFD	60
3. DISEÑO DETALLADO DEL SISTEMA DE PARQUEO TIPO CARRUSEL	63
3.1 CÁLCULOS DEL SISTEMA ESTRUCTURAL	63
3.1.1 Cálculo de la viga principal doblada	63
3.1.2 Calculo Platina de sujeción	89
3.1.3 Cálculo de los pernos de la platina de sujeción	92
3.1.4 Análisis del Parales de bandeja	94
3.1.5 Cálculo de viga conexión tensores	96
3.1.6 Cálculo de las reacciones ejercidas en los rodamientos	101
3.1.7 Cálculo de eje	101
3.1.8 Calculo módulo de acople	105
3.1.9 Cálculo del bulón de la cadena	110
3.1.10 Cálculo rueda torneada	111

3.1.11	Cálculo de eslabones secundarios	114
3.1.12	Cálculo del riel guía de la cadena principal	116
3.1.13	Cálculo de columnas estructura	121
3.1.14	Cálculo columna con amarre	123
3.2	SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA	125
3.2.1	Cálculo de la potencia requerida por el motor	126
3.2.2	Cálculo del engranaje de dientes rectos	130
3.2.3	Flexión del diente del piñón	138
3.2.4	Cálculo del piñón y Catarina y selección de cadena	140
3.2.5	Comprobación de la presión máxima que soporta la cadena	149
3.2.6	Diseño del eje	150
4.	INSTRUMENTACIÓN BÁSICA PARA EL SISTEMA DE PARQUEO	165
4.1	RECONOCIMIENTO	165
4.2	INSTRUMENTOS	168
4.3	SELECCIÓN DE INSTRUMENTOS	169
4.4	DIAGRAMA DE CONTROL	170
5.	ESTUDIO DE: COSTOS DE DISEÑO Y FABRICACIÓN, CUMPLIMIENTO DE NORMAS AMBIENTALES, MANUALES DE MONTAJE Y MANTENIMIENTO	176
5.1	ESTUDIO DE COSTOS DE DISEÑO Y FABRICACIÓN	176
5.2	NORMAS AMBIENTALES	187
5.3	MANUALES DE MONTAJE Y MANTENIMIENTO	195
5.3.1	Manual de montaje	195
5.3.2	Manuales de mantenimiento	203
6.	CONCLUSIONES	215
7.	RECOMENDACIONES	217
	BIBLIOGRAFÍA	218
	ANEXOS	220

LISTA DE TABLAS

	pág.
Tabla 1. Tipos de perfil	58
Tabla 2. Factores de forma de Lewis (Y)	131
Tabla 3. Coeficiente elástico C_p.	137
Tabla 4. Factor de trabajo (F_1)	141
Tabla 5. Elección número de dientes	142
Tabla 6. Relación de transmisión y distancia entre centros	142
Tabla 7. Presiones máximas convencionales en los rodillos	150
Tabla 8. Costos de materiales	176
Tabla 9. Costos accesorios normalizados	181
Tabla 10. Materiales instrumentación básica	184
Tabla 11. Costo ingenieril	185
Tabla 12. Costos mano obra fabricación	186
Tabla 13. Costos transporte y montaje	187
Tabla 14. Costos totales	187
Tabla 15. Aspectos y bienes de protección que pueden ser impactados	194
Tabla 16. Manual de mantenimiento sistema motriz	203
Tabla 17. Procedimiento de falla sistema motriz	206
Tabla 18. Mantenimiento sistema estructural	209
Tabla 19. Procedimiento de falla sistema estructural	210
Tabla 20. Mantenimiento sistema instrumentación básica	212
Tabla 21. Procedimiento de falla sistema instrumentación básica	212
Tabla 22. Límite elástico y tensión de rotura	222
Tabla 23. Propiedades mecánicas de algunos aceros al carbono	223
Tabla 24. Propiedades mecánicas de algunos aceros de aleación y para herramienta	224

LISTA DE GRÁFICAS

	pág.
Gráfica 1. Factores geométricos en engranajes rectos	132
Gráfica 2. Factor de ciclos de esfuerzo repetidamente aplicados de resistencia	134
Gráfica 3. Factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a la picadura	135
Gráfica 4. Factor de alineación del acoplamiento	136
Gráfica 5. Selección de cadenas norma ISO 606 Serie Americana	144
Grafica 6. Matriz de Leopold	193

LISTA DE DIAGRAMAS

	pág.
Diagrama 1. Distribución de cargas viga principal	64
Diagrama 2. Reacciones de apoyo viga principal	65
Diagrama 3. Secciones viga principal	65
Diagrama 4. Corte sección A	66
Diagrama 5. Corte sección B	66
Diagrama 6. Corte sección C	67
Diagrama 7. Corte sección D	68
Diagrama 8. Corte sección E	69
Diagrama 9. Corte sección F	70
Diagrama 10. Corte sección G	70
Diagrama 11. Fuerza cortante Viga doblada	71
Diagrama 12. Momento flector viga doblada	72
Diagrama 13. Deflexión de la viga principal	79
Diagrama 14. Distribución de carga Viga IPE80	79
Diagrama 15. Superposición viga IPE80	80
Diagrama 16. Viga IPE80 tramo A	80
Diagrama 17. Viga IPE80 tramo B	83
Diagrama 18. Cortante viga IPE 8	86
Diagrama 19. Momento flector viga IPE 80	87
Diagrama 20. Curva de la pendiente viga IPE 80	87
Diagrama 21. Deflexión viga IPE80	88
Diagrama 22. Diagrama de cuerpo libre perlin conexión paralelas	98
Diagrama 23. Momento flector de viga perlin conexión paralelas	98
Diagrama 24. Diagrama de cuerpo libre Viga tipo perlin conexión módulo de acople (todas las unidades están en mm)	99
Diagrama 25. Fuerza cortante en el eje	102
Diagrama 26. Momento flector en el eje	103
Diagrama 27. Diagrama de cuerpo libre Riel	117
Diagrama 28. Reacciones Riel	117
Diagrama 29. Fuerza cortante Riel	118
Diagrama 30. Fuerza cortante Riel	119
Diagrama 31. Diagrama de la pendiente y deflexión del Riel	120
Diagrama 32. Diagrama elevación de carga	127
Diagrama 33. Cargas plano $Y - Z$	152
Diagrama 34. Momento flector tramo AD	153
Diagrama 35. Momento flector sección DE	154
Diagrama 36. Reacciones tramo AD	155
Diagrama 37. Reacciones tramo DE	156

Diagrama 38. Reacciones tramo EG	156
Diagrama 39. Fuerza cortante y momento flector eje Y – Z	157
Diagrama 40. Cuerpo libre plano X - Z	157
Diagrama 41. Momento flector tramo AD	158
Diagrama 42. Fuerza cortante y momento flector eje X - Z	160
Diagrama 43. Reacciones diagrama de fuerza cortante y momento flector	161
Diagrama 44. Sistema de control apagado	170
Diagrama 45. Sensor de peso activado	171
Diagrama 46. Activación dígitos	172
Diagrama 47. Botón RUN activado	172
Diagrama 48. Movimiento de las bandejas hasta la posición deseada	173
Diagrama 49. Botón END activado	173
Diagrama 50. Sensor de Seguridad activado	174
Diagrama 51. Activación código seguridad	174
Diagrama 52. Llamado de salida de la bandeja	175

LISTA DE FIGURAS

	pág.
Figura 1. Garage Rue de Ponthiu de Auguste Perret	21
Figura 2. Torre Nash	22
Figura 3. Estacionamiento tipo carrusel	28
Figura 4. Elevador hidráulico	28
Figura 5. Sistema tipo puzzle	29
Figura 6. Sistema tipo gemelo	30
Figura 7. Sistema de parqueo tipo torre	30
Figura 8. Sistema de parqueo tipo aleatorio	31
Figura 9. Especificaciones sistema tipo carrusel para Sedan serie L	32
Figura 10. Especificaciones sistema tipo carrusel para Sedan serie SUV	32
Figura 11. Especificaciones del sistema tipo carrusel vertical rotatorio	33
Figura 12. Subsistema motriz	45
Figura 13. Subsistema estructural	46
Figura 14. Subsistema instrumentación básica	47
Figura 15. Sistema de parqueo tipo carrusel	48
Figura 16. Vista frontal de la estructura	49
Figura 17. Vista lateral del sistema de transmisión	50
Figura 18. Vista externa sistema de transmisión	51
Figura 20. Patente coreana	53
Figura 21. Patente estadounidense	54
Figura 22. Sistema tradicional de estacionamiento	55
Figura 23. Tabla comparación de alternativas	56
Figura 24. Laminado perfilado comercial	57
Figura 25. Perfil C	59
Figura 26. Perfil W	59
Figura 27. Perfil T	60
Figura 28. Matriz QFD Subsistema motriz	61
Figura 29. Matriz QFD Subsistema estructural	62
Figura 32. Distribución del peso	63
Figura 33. Sección transversal viga principal	63
Figura 34. Platina de sujeción	89
Figura 35. Pernos de sujeción	92
Figura 36. Tensor lateral	94
Figura 37. Viga perlin conexión	97
Figura 38. Diagrama de cuerpo libre bandeja	101
Figura 39. Eje conexión soportes de rodamiento de pared	102
Figura 40. Diagrama de cuerpo libre módulo de acople	105
Figura 41. Rueda torneada	111

Figura 42. Eslabones secundarios	115
Figura 43. Riel Cadena	116
Figura 44. Subsistema de potencia	129
Figura 45. Sistema de transmisión de potencia	152
Figura 46. Valores de α	154
Figura 47. Ensamble plataforma-viga IPE80	195
Figura 48. Soldadura Platina conexión plataforma-paraes	196
Figura 49. Ensamble riel-cadena-bastidor	196
Figura 50. Ensamble bastidores cimentación	197
Figura 51. Ensamble estructura	198
Figura 52. Título de la imagen Ensamble sistema motriz	199
Figura 53. Viga tipo perlín	199
Figura 54. Viga conexión paraes	200
Figura 55. Ensamble eje modulo de potencia	200
Figura 56. Ensamble viga- sistema de potencia	201
Figura 57. Ensamble bandeja, cadena	201
Figura 58. Ensamble paraes- montaje bandeja	202
Figura 59. Ensamble Bandejas al sistema motriz	202

LISTA DE ECUACIONES

	pág.
Ecuación 1. Esfuerzo normal	72
Ecuación 2. Curva elástica	73
Ecuación 3. Momento en el apoyo A para una Viga empotrada - Carga uniforme parcial en un lado	80
Ecuación 4. Momento en el apoyo B para una viga empotrada- Carga uniforme parcial en un lado	80
Ecuación 5. Reacción en el apoyo A para una viga empotrada- Carga uniforme parcial en un lado	81
Ecuación 6. Reacción en el apoyo B para una viga empotrada- Carga uniforme parcial en un lado	81
Ecuación 7. Esfuerzo cortante	86
Ecuación 8. Esfuerzo máximo y mínimo	88
Ecuación 9. Resistencia de diseño a la tensión	90
Ecuación 10. Resistencia de diseño a la fluencia	90
Ecuación 11. Área efectiva neta	91
Ecuación 12. Área neta	91
Ecuación 13. Esfuerzo cortante	93
Ecuación 14. Esfuerzo por aplastamiento	93
Ecuación 15. Torsión mecánica	96
Ecuación 16. Esfuerzo cortante total	96
Ecuación 17. Diámetro mínimo de un eje	103
Ecuación 18. Momento de inercia de una figura rectangular	106
Ecuación 19. Aceleración angular	112
Ecuación 20. Aceleración tangencial	113
Ecuación 21. Relación de esbeltez	122
Ecuación 22. Posición	126
Ecuación 23. Equilibrio dinámico	127
Ecuación 24. Potencia	128
Ecuación 25. Velocidad angular	129
Ecuación 26. Carga tangencial	133
Ecuación 27. Flexión del diente del piñón	138
Ecuación 28. Ancho de cara del diente necesario para que no falle por flexión	138
Ecuación 29. Límite de durabilidad por contacto de engranajes	139
Ecuación 30. Ecuación de esfuerzo por contacto	139
Ecuación 31. Flexión del diente del piñón	140
Ecuación 32. Factor de seguridad AGMA	140
Ecuación 33. Diámetro de paso	145

Ecuación 34. Velocidad de la cadena	145
Ecuación 35. Longitud de la cadena	145
Ecuación 36. Pasos	146
Ecuación 37. Distancia entre centros	146
Ecuación 38. Fuerza útil a la que se somete la cadena	147
Ecuación 39. Fuerza centrífuga a la que se somete la cadena	147
Ecuación 40. Carga tangencial ejercida por engranajes rectos	150
Ecuación 41. Carga radial ejercida por engranajes	151
Ecuación 42. Fuerza ejercida por la Catarina	151
Ecuación 43. Método tres momentos	153
Ecuación 44. Diámetro mínimo de un eje condición de tensión combinada	161
Ecuación 45. Diámetro mínimo en un eje condición de fuerza cortante	162

RESUMEN

Este proyecto está enfocado en el diseño de un parqueadero vertical tipo carrusel para la optimización de espacios destinados al estacionamiento de vehículos en el parqueadero de estudiantes de la Fundación Universidad de América.

En base a lo anterior, se documentó el proyecto con normas distritales y estructurales; también se determinaron parámetros de diseño y alternativas de solución las cuales se seleccionaron bajo el método QFD con el fin de encontrar la alternativa más óptima. Luego se realizó el diseño preliminar donde se realizaron los cálculos pertinentes para el adecuado diseño del sistema de parqueo vertical tipo carrusel.

Se realizan los manuales de mantenimiento, montaje, planos de fabricación, el análisis de costos, un acercamiento a la parte operativa del sistema de instrumentación básica y un acercamiento al impacto ambiental que la implementación de este tipo de sistemas generaría a la zona.

Palabras clave: Parqueo Vertical, Sistema Carrusel, Instrumentación, Soporte, Suspensión, Cadenas, Tracción, QFD, ISO 14000, Control, Manuales, Mantenimiento, Montaje, PLC, Sensores, LED.

INTRODUCCIÓN

La Fundación Universidad de América está ubicada en una zona de difícil acceso, ya que se encuentra localizada en los cerros orientales de la ciudad de Bogotá. Esto genera que los estudiantes, docentes, administrativos y demás comunidad de la Universidad, busque un transporte que llegue hasta la zona, lo cual es muy limitado; debido a esto las personas que tienen la facilidad de llegar a las instalaciones en su carro particular, optan por esta opción; lo que a su vez genera una congestión en las instalaciones del parqueadero estudiantil, ya que muchos estudiantes hacen uso de este, ocasionando largas filas a las afueras del recinto, que por quedar en una curva de alto flujo vehicular podría generar accidentes.

Llegando así, al origen del problema: la limitada zona de parqueo en las instalaciones del parqueadero estudiantil de la Universidad.

La solución a la problemática presentada, es la implementación de un sistema de parqueo vertical tipo carrusel, el cual ocupa el espacio de dos parqueaderos convencionales, aumentando en un 20% la capacidad del parqueadero.

El “Diseño de un sistema de parqueo vertical tipo carrusel, para la Fundación Universidad de América Sede Campus los Cerros” presenta los siguientes objetivos:

- Realizar un diagnóstico de la situación actual para la identificación de parámetros funcionales y de diseño.
- Realizar el diseño metodológico y establecer las alternativas de solución.
- Diseñar de manera detallada los componentes que conforman el sistema de parqueo tipo carrusel.
- Identificar la instrumentación básica requerida para el adecuado control del sistema de parqueo.
- Elaborar un estudio de: costos de diseño y fabricación, cumplimiento de normas ambientales, manuales de montaje y mantenimiento.

Las excepciones de este proyecto son la realización de los estudios de suelos y cimentación, ya que son competencias propias de un ingeniero civil. Tampoco se realizará la programación (automatización), por lo tanto, solo se realizará la selección de la instrumentación básica del sistema de control (equipos físicos).

La metodología de desarrollo del proyecto se basó en la consulta de bibliografía científica como libros, ensayos, catálogos y normas; esta última, debido a la localización de reserva forestal en la cual se encuentra la Universidad, que por lo tanto tiene un cuidado especial.

1. DIAGNÓSTICO DE LA SITUACIÓN ACTUAL

1.1 ANTECEDENTES

1.1.1 **Nivel Mundial.** En distintos países del mundo, se han impuesto políticas de solución al problema de congestión vehicular que va en aumento; estas políticas, se han desarrollado con la finalidad de mejorar aspectos tales como la movilidad, mitigar el impacto ambiental de los automotores, reducir los tiempos en recorridos y disminuir el estrés de un conductor en el tráfico. Varias ciudades alrededor del mundo han implementado diferentes opciones para lo ya antes mencionado, empezando por Oslo – Noruega, donde se erradicaron los espacios de estacionamiento en el centro de la ciudad, para eliminar la congestión en el sector¹; en Luxemburgo, optaron por brindar un sistema de transporte público completamente gratuito²; en Corea del Sur, en la ciudad de Songdo, crearon la primera ciudad inteligente y completamente sostenible del mundo³, con carriles para bicicletas, buses sin emisiones y ductos entre edificios para el manejo de desechos; en Estocolmo – Suecia, así como en Londres, se instalaron peajes para el cobro por el ingreso al centro de la ciudad⁴. Finalmente, en España, Dublín y nuevamente Londres, se manejan aplicaciones que operan por medio de sensores⁵ ubicados en el pavimento, con el fin de dar a los usuarios un espacio cercano y libre a su punto de llegada.

Desde las primeras apariciones de los automóviles para el transporte privado, fue necesario hacer uso de espacios que no se sitúen en la vía pública para aparcar los vehículos, mientras no se haga uso de ellos. En un principio, se asignaron espacios en áreas superficiales para el estacionamiento de los mismos, pero, a medida que adquirir un vehículo se hizo más fácil y necesario para cumplir las actividades cotidianas, el aumento del parque automotor fue inminente en las ciudades en desarrollo, siendo ésta, la principal causa para que la ingeniería y la arquitectura realicen estudios y diseños para aumentar la capacidad de almacenamiento en los parqueaderos, utilizando los espacios verticales, y así, dando paso a diseños que

¹ MOTOR CANALES MAPFRE. [sitio web]. España. [Consulta: 20 Mayo 2019]. Disponible en: <https://www.motor.mapfre.es/consejos-practicos/seguridad-vial/soluciones-reducir-congestion-traffic/>.

² Ibid., MOTOR CANALES MAPFRE. [sitio web]. España.

³ Ibid., MOTOR CANALES MAPFRE. [sitio web]. España.

⁴ EL DEFINIDO. [sitio web]. Chile. [Consulta: 20 Mayo 2019]. Disponible en: https://www.eldefinido.cl/actualidad/mundo/670/Congestion_vehicular_Ciudades_del_mundo_que_lograron_domar_al_monstruo/.

⁵ CITYOS. [sitio web]. [Consulta: 20 Mayo 2019]. Disponible en: <https://cityos.io/Worlds-Best-City-Projects-for-Smart-Parking>.

por medio de un sistema estructural y motriz, puedan estacionar una mayor cantidad de vehículos.

El primer estacionamiento vertical automatizado, tuvo origen en Paris, en el año 1905, en ese momento, la ciudad francesa poseía la mayor cantidad de automotores, comparándolo con otras ciudades. Por esta razón, la ciudad necesitaba estacionar autos continuamente con la finalidad de que su entorno urbano se mantuviese intacto. El *Garage Rue de Ponthieu de Auguste Perret* (figura 1), estableció un estándar para la construcción y la organización interna que en la actualidad se evidencian en los sistemas de parqueo inteligente. En esta construcción, los autos debían ser conducidos por medio de un elevador que los acomodaba en un espacio de dos (2) niveles⁶.

Figura 1. Garage Rue de Ponthiu de Auguste Perret

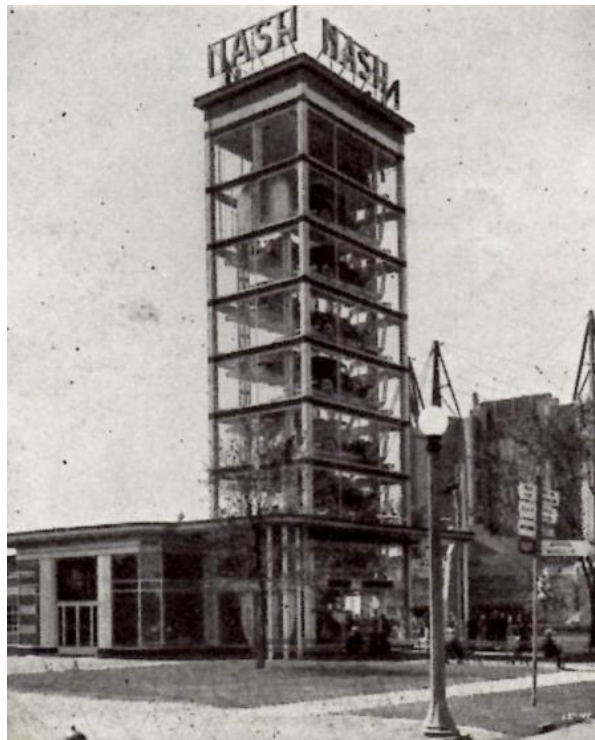


Fuente: PERRET AUGUSTO. Garage Rue de Ponthiu de Auguste Perret RIBA. [sitio web]. Londres. Disponible en: <https://www.architecture.com/>

⁶ NORTH JERSEY TRANSPORTATION PLANNING AUTHORITY. [sitio web]. Estados Unidos y Canadá. [Consulta: 21 Mayo 2019]. Disponible en: http://www.intransitionmag.org/Spring-Summer_2010/automated_parking.aspx.

En 1920 en Los Ángeles, Chicago, Nueva York y Cincinnati, aparecieron las estructuras precursoras en estos sistemas. Una de ellas es el aparcamiento automático de Kent, el cual es considerado un hito del arte y en 1983 fue convertido en lujosos condominios. La corporación Westinghouse, en 1923 diseñó un sistema que ahora es común en Japón, y en 1932 fue construido en Monroe Street de Chicago. Nash Motor, diseñó una versión del sistema en paredes de cristal, la cual llamó la Torre Nash (figura 2), con la finalidad de exhibir sus vehículos en la exposición universal de Chicago. Era una estructura de 25 metros de alto y pudo exhibir 16 vehículos.

Figura 2. Torre Nash



Fuente: GENERAL MOTORS. Torre Nash RIBA. [sitio web]. Londres. Disponible en: <https://www.architecture.com/>

En la actualidad, existen empresas que enfocan su actividad en aumentar la capacidad de almacenamiento de vehículos en áreas superficiales limitadas, empleando sistemas de estacionamiento verticales, que como su nombre lo indica, aprovechan los espacios verticales para almacenar más vehículos en la misma área empleada.

En países como Argentina, Chile, China, Ecuador, Estados Unidos, India, Israel, México y Uruguay, se implementan sistemas inteligentes, que buscan

principalmente disminuir las emisiones de gases generados por los vehículos. La máquina que opera el sistema, efectúa sus instrucciones sin la necesidad de que éste, esté encendido, gracias a ello, el conductor sólo debe dejarlo a disposición para que sea ubicado. Dichos mecanismos, incrementan significativamente la capacidad de almacenamiento de los estacionamientos, puesto que pueden ser contruidos haciendo uso del espacio vertical o subterráneo.

En Argentina, se encuentra la empresa **AFG PARKING**, que hace parte del grupo **AFG INGENIERÍA S.R.L**, quienes centran su actividad en obras llave de mano, consultoría, servicios de ingeniería, montaje, puesta en marcha y dispositivos para industria en general⁷. Prestan servicios de parqueaderos inteligentes como el vertical 360° (carrusel), Tetris automático (puzzle), y el estacionamiento vertical park (vertical duplicador y/o triplicador).

En territorio chileno, opera la empresa **PARKOMAT**, que inicialmente fue establecida en Israel; su actividad principal son los estacionamientos automatizados de alta tecnología para vehículos, con la finalidad de desarrollar, fabricar y construir soluciones para el aparcamiento de automóviles. Cuenta con equipos más eficientes en el uso del espacio urbano, cuya finalidad es reducir el tiempo que el usuario destina a las maniobras de estacionamiento⁸. Sus principales productos son los estacionamientos independientes Max Pit (duplicadores y/o triplicadores), B-Parkomat (Tetris) y carrusel.

En el continente asiático, se encuentra la empresa **BEIJING JIUHONG GROUP**. Una organización, que está en operación desde el 2001, ubicada en la ciudad de Beijing - China. Esta compañía, centra su actividad en el diseño y fabricación de andamios colgantes, elevadores de construcción, grúas pórtico, entre otros productos. En el 2015, **SHANDONG JIU-ROAD PARKING EQUIPAMENT CO. LTD**, se fundó y empezó los diseños de los estacionamientos rotativos, tipo torre, rompecabezas y tipo elevación simple (duplicadores)⁹.

La empresa india, **RR PARKON**, es uno de los conglomerados más grandes y destacados de la industria de su país, con presencia en más de 80 países y su sede principal ubicada en Mumbai¹⁰. Esta compañía, abarca sistemas tipo gemelo, tipo torre, vertical rotatorio (carrusel), puzzle, con diferentes características que los hace sistemas más complejos, completos y eficientes.

⁷ AFG PRKING. [sitio web]. Argentina. [Consulta: 22 Mayo 2019]. Disponible en: <https://afgparking.com/estacionamiento-vertical-360/>

⁸ PARKOMAT. [sitio web]. Chile. [Consulta: 22 Mayo 2019]. Disponible en: <http://parkomat.cl/parkomat-full-automatic.html>.

⁹ BEIJING JUIHONG GROUP. [sitio web]. China. [Consulta: 23 Mayo 2019]. Disponible en: <http://jhhoists.com/profile/about-us.html/133865/0/>.

¹⁰ RR PARKON. [sitio web]. India. [Consulta: 22 Mayo 2019]. Disponible en: <https://www.rrparkon.com/>.

En México la empresa **SMART PARKING MÉXICO**, está conformada por un grupo de empresarios mexicanos con más de 40 años de experiencia empresarial en México y otros países¹¹. La empresa tiene como enfoque principal la comercialización y el servicio de mantenimiento para estacionamientos inteligentes, complementa su servicio asesorando y capacitando a sus clientes en la operación de sistemas verticales tipo carrusel.

Por último, en Uruguay, una de las empresas más representativas es **VE ELEVADORES**, la cual es especializada en ofrecer soluciones inteligentes para el transporte vertical de pasajeros y cargas¹². Entre sus productos está la instalación de ascensores, montacargas, montaplatos, escaleras, pasarelas mecánicas, estacionamientos verticales - parking inteligente y servicios de mantenimiento preventivo o integral de ascensores.

1.1.2 **Colombia.** En Colombia, la industria de los parqueaderos inteligentes ha crecido aproximadamente desde el año 2012, siendo Medellín la ciudad precursora en este tipo de mejora. El sistema ha tenido una buena acogida en varias ciudades del país, sin embargo, la capital antioqueña es pionera en estos sistemas, contando no solo con almacenamiento de vehículos sino también de motos y bicicletas.

La empresa **PARKING EXPERTS**, opera en el Eje cafetero, en Pasto, Cali y Bogotá. Tiene como objetivo principal de su actividad, asesorar integralmente a sus clientes brindando soluciones de ingeniería para parqueaderos¹³. Ofrece productos tales como Multiparking (Tetris), Cart Parking y Carrusel Parking (vertical carrusel).

ECO PARKING es una empresa colombiana, ubicada en Medellín, que construye soluciones inteligentes de parqueo. Pionera en Latinoamérica en diseñar, construir y puesta en funcionamiento de los sistemas mecanizados de parqueo¹⁴. Ofrece parqueaderos Multinivel (Tetris), Parqueadero Rotatorio (sistema vertical carrusel), Parqueadero Tipo Torre, Parqueaderos Duplicadores y Robotizados.

GREEN PARKING COLOMBIA, basa su labor en aplicaciones de ingeniería de alta tecnología, ofreciendo soluciones integrales a sus clientes en lo que respecta a parqueo de vehículos automotores, en edificaciones construidas o por construir. Su actividad se basa en la venta, operación logística de la importación, instalación,

¹¹ SMART PARKING. [sitio web]. México. [Consulta: 22 Mayo 2019]. Disponible en: http://www.mexparking.mx/smart_parking.html.

¹² VE ELEVADORES. [sitio web]. Uruguay. [Consulta: 23 Mayo 2019]. Disponible en: <http://ve-elevadores.com/estacionamientos-inteligentes/sistema-rotatorio/disenos-cads/>.

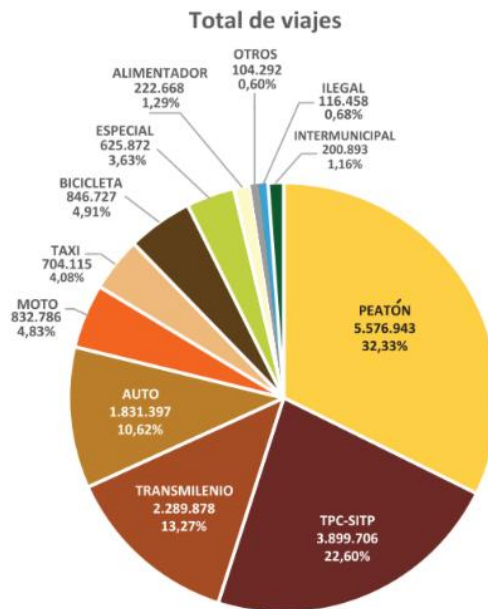
¹³ PARKING EXPERTS. [sitio web]. Colombia. [Consulta: 24 Mayo 2019]. Disponible en: <https://www.parkingexperts.com.co/multiparking>.

¹⁴ ECO PARKING. [sitio web]. Medellín. [Consulta: 23 Mayo 2019]. Disponible en: <https://ecoparking.co/>.

montaje, puesta a punto y mantenimiento de sistemas automáticos de parqueo¹⁵. Los productos que ofrece esta empresa son los Parqueaderos Rotativos (vertical carrusel), Torres de parqueo, Cuadrangulares, Rompecabezas (Tetris), Circulares, por Niveles, Banda Transportadora, Duplicador y/o Triplicador y sistemas convencionales.

1.1.3 **Bogotá.** Llegando así a la ciudad de interés, Bogotá. Los problemas de movilidad de la ciudad son críticos, debido a la baja calidad de las vías, el crecimiento en la compra de vehículos, motos y la poca capacidad de las mismas vías para manejar la concentración de transporte público, biarticulados y en algunos tramos la unión con ciclorrutas. En el año 2015, se realizó una encuesta de movilidad en la ciudad, con la finalidad de determinar la manera en que se desplazan los habitantes de la capital, en recorridos de un lapso de tiempo mayor a quince (15) minutos¹⁶, en donde se evidenció que el 10,62% de los ciudadanos hace uso de sus automotores privados para llegar a su destino.

Grafica 1. Distribución por medio de transporte



Fuente: Distribución por medio de transporte para viajes en la zona de estudio (2015), Encuesta de movilidad 2015. p. 28.

¹⁵ GREEN PARKING COLOMBIA. [sitio web]. Medellín. [Consulta: 23 Mayo 2019]. Disponible en: <http://www.greenparkingcolombia.com/es/sistemas-automaticos-de-parqueo>.

¹⁶ ALCALDIA MAYOR DE BOGOTA. Encuesta de movilidad 2015. En: SECRETARIA DISTRITAL DE MOVILIDAD. [sitio web]. Bogotá. [Consulta: 27 Mayo 2019]. Archivo pdf. Disponible en: https://www.movilidadbogota.gov.co/web/encuesta_de_movilidad

Según el Plan Maestro de Movilidad en el Plan de estacionamientos, realizado por el distrito, se hace referencia a lo siguiente.

El proyecto de estacionamientos, nació como respuesta al problema del espacio público invadido por el parque automotor, impidiendo el adecuado disfrute de este por parte de los peatones, degradando la imagen de la ciudad, destruyendo o maltratando las zonas verdes y causando congestión vehicular en algunos casos. Además, limitando gravemente el desarrollo de los sectores caracterizados como “área de actividad múltiple,” afectando vitales núcleos históricos, comerciales e institucionales. Este problema es consecuencia de la carencia de zonas especialmente destinada al estacionamiento de vehículos¹⁷.

En base al apartado descrito, se generaron en las normas a mencionar, dos ítems esenciales en la normatividad de los estacionamientos en la capital:

- El acuerdo de 1992, el cual dio paso a la concesión para proyectos y obras especiales, responsabilizando al IDU (Instituto de Desarrollo Urbano) y al Distrito en la función de celebrar contratos para la construcción de parqueaderos en espacio público¹⁸.
- El estacionamiento en la capital es responsabilidad de la secretaría de tránsito y transporte y del Departamento Administrativo de Planeación Distrital. Al IDU, según lo estipulado en el Plan de Ordenamiento Territorial, le corresponde el desarrollo de una infraestructura física de estacionamientos¹⁹.

Actualmente, las medidas que ha tomado el distrito para ayudar a reducir el tráfico han sido el pico y placa en los particulares, transporte público y transporte de carga²⁰. Otras variables implementadas son los parqueaderos públicos, los cuales tienen sistemas elevadores, y han sido consolidados en Bogotá gracias a las empresas Parqueo 79²¹ y Level 35²², puesto que ofrecen sistemas más complejos y con mayor capacidad.

Abarcando ahora el centro del proyecto. La Fundación Universidad de América, Sede Campus Los Cerros; está ubicada en el centro de la ciudad de Bogotá, sin embargo, su localización geográfica no es de fácil acceso. Sumado a esto, la institución maneja una jornada única de trabajo académico; comprendida entre las

¹⁷ ALCALDIA MAYOR DE BOGOTA. Formulación del plan maestro de movilidad para Bogotá D.C. plan de ordenamiento de estacionamientos – V8. Bogotá D.C: Secretaria Distrital de Planeación. 2006. p. 19

¹⁸ Ibid., p. 33.

¹⁹ Ibid., p. 4.

²⁰ BOGOTA. [sitio web]. Bogotá. [Consulta: 24 Mayo 2019]. Disponible en: <https://bogota.gov.co/mi-ciudad/movilidad/pico-y-placa-para-carros-en-bogota-2019>.

²¹ PARKEO 79. [sitio web]. Bogotá. [Consulta: 24 Mayo 2019]. Disponible en: <https://www.civico.com/bogota/noticias/video-asi-funciona-el-primer-parqueadero-robotico-de-bogota>.

²² LEVEL 35. [sitio web]. Bogotá. [Consulta: 24 Mayo 2019]. Disponible en: <http://www.duplicadoresdeparqueo.com/>.

seis de la mañana (6:00 am) hasta las diez de la noche (10:00 pm), lo que implica que el acceso a servicios de transporte público no es fácil ni seguro, sobre todo finalizando el horario de estudio. Por esta razón la comunidad universitaria opta por transportarse en vehículos particulares hacia las instalaciones de la misma; la cual, carece de espacios suficientes para satisfacer la demanda de sitios de estacionamiento.

En la actualidad, la universidad maneja un plan de mejoramiento de infraestructura, en el cual se desea realizar la construcción de un edificio de parqueo para estudiantes y profesores. El proyecto, tiene una proyección para su ejecución aproximadamente de veinte (20) años, siendo esto, uno de los motivos para que la problemática de parqueo en la universidad aumente en este lapso de tiempo.

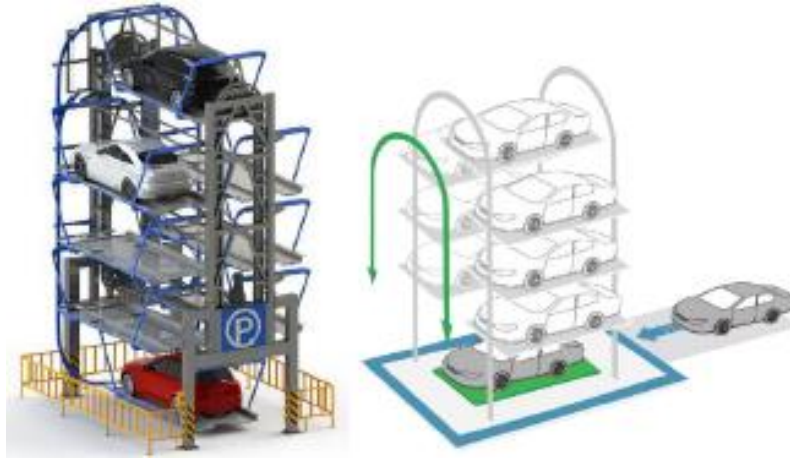
A la fecha, la universidad cuenta con dos espacios habilitados para estacionamiento. El parqueadero de docentes, con un total de 23 espacios de parqueo y, el parqueadero de estudiantes con 20 espacios asignados a docentes, 79 a estudiantes, para un total de 99 parqueaderos vehiculares y 30 lugares asignados a motocicletas.

1.2 SISTEMAS DE PARQUEO ACTUALES

1.2.1 Sistema de parqueo vertical tipo carrusel. Esta estructura se asemeja a una rueda de Chicago, de forma ovalada, más conocido como carrusel vertical. Como se observa en la figura 3, cuenta con bandejas en las cuales el vehículo se ubica en el primer piso y se verifica su correcto posicionamiento, enviando así la señal de que el sistema emprenda su movimiento de rotación, ya sea horaria o anti horaria. Dejando disponible la siguiente bandeja para que el siguiente vehículo use las instalaciones. Si el vehículo que se desea retirar está en una parte elevada del carrusel, el sistema automatizado buscara la ruta más corta para llevar la bandeja a la parte baja y entregar el vehículo. Este sistema es recomendado para áreas con restricciones de espacio horizontal, capaz de almacenar desde 8 a 32 vehículos. Su innovación técnica se basa en adoptar un sistema de bandejas encadenadas a un eje para hacer rotar las plataformas de manera práctica y eficiente. Se utiliza el sistema COG PLATE CHAIN (rueda dentada).²³

²³ GREEN PARKING COLOMBIA. [sitio web]. Medellín. [Consulta: 24 Mayo 2019]. Disponible en: <http://www.greenparkingcolombia.com/es/sistemas-automaticos-de-parqueo>.

Figura 3. Estacionamiento tipo carrusel



Fuente: Estacionamiento tipo carrusel AFGPARKING. [sitio web]. Argentina. Disponible en: <https://afgparking.com/estacionamiento-vertical-360/>

1.2.2 Sistema tipo elevador hidráulico. Funciona como un ascensor de carros, basado en el concepto básico de hidráulica donde el fluido fluye a través del sistema hidráulico y mueve un cilindro que eleva el automóvil del piso.²⁴ Cuando el vehículo ingresa al elevador mostrado en la figura 4, el conductor no debe bajarse, solamente detenerse cerca de la pantalla “touch” y digitar el piso al cual quiere llegar.

Figura 4. Elevador hidráulico



Fuente: Elevador hidráulico o sistema de elevación por tracción RR PARKON. [sitio web]. India. Disponible en: <http://www.rrparkon.com/>.

²⁴ RR PARKON. [sitio web]. India. [Consulta: 24 Mayo 2019]. Disponible en: <https://www.rrparkon.com/>.

1.2.3 Sistema tipo puzzle. Sistema completamente automatizado que permite el movimiento vertical y horizontal de las bandejas donde se estacionan los vehículos.²⁵ Este movimiento se puede realizar, ya que siempre debe haber un espacio vacío, sin bandeja, para facilitar la movilidad a la hora de ingresar o sacar un carro. Su principal ventaja es que posee múltiples entradas.

Figura 5. Sistema tipo puzzle



Fuente: RR PARKON. [sitio web]. India. Disponible en: <http://www.rrparkon.com>.

1.2.4 Sistema de parqueo tipo gemelo. Duplica el espacio de estacionamiento disponible, apilando los autos en dos niveles.²⁶ Tiene la ventaja de optimización de espacio vertical, aunque no muy alto, ayuda a aumentar la capacidad del área a emplear. Por lo tanto, como se muestra en la figura 6, cuando el primer piso del estacionamiento este ocupado, este se eleva para dar paso al segundo nivel, desplazando la bandeja, dejando libre el espacio para el segundo vehículo.

²⁵ Ibid., RR PARKON. [sitio web]. India.

²⁶ Ibid., RR PARKON. [sitio web]. India.

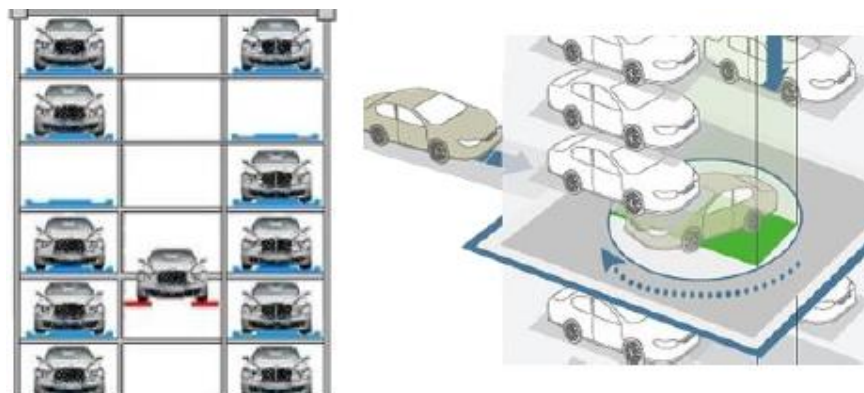
Figura 6. Sistema tipo gemelo



Fuente: Sistema de parqueo tipo gemelo o duplicador RR PARKON. [sitio web]. India. Disponible en: <http://www.rrparkon.com>.

1.2.5 Sistema de parqueo tipo torre. Cuenta con el espacio de tres vehículos para su área de construcción. El primer piso cuenta con dos partes principales ubicadas en el centro de la estructura (figura 7): un cilindro rotativo que facilita el movimiento de una plataforma para la entrada y salida de vehículos y una estructura la cual se desplaza verticalmente para el transporte de las bandejas. Cuando el vehículo está ubicado en el piso asignado, se activará un mecanismo de cadenas que permite la acomodación de las bandejas lateralmente, hasta ubicarla en la posición indicada. Una vez vacía la estructura, buscará una bandeja libre, la ubicará en ella y descenderá para esperar el siguiente vehículo.

Figura 7. Sistema de parqueo tipo torre



Fuente: Sistema de parqueo tipo torre AFG PARKING. [sitio web]. Argentina. Disponible en: <https://afgparking.com/estacionamiento-vertical-360/>.

1.2.6 Sistema de parqueo tipo transporte aleatorio. Su operación es completamente automática y está formado por una combinación de ascensores verticales y lanzaderas horizontales que operan juntas para garantizar un acceso rápido en estacionamientos con alta capacidad.²⁷ Es una estructura que se conforma de dos columnas, las cuales estas distanciadas por un pasillo para la movilidad de los autos en las bandejas y su correcto posicionamiento en los espacios asignados, como se muestra en la siguiente figura.

Figura 8. Sistema de parqueo tipo aleatorio



Fuente: Sistema de parqueo tipo transporte aleatorio RR PARKON. [sitio web]. India. Disponible en: <http://www.rrparkon.com>.

1.3 FICHAS TÉCNICAS DE SISTEMAS VERTICALES TIPO CARRUSEL

Teniendo en cuenta que el sistema de parqueo a estudiar es el vertical tipo carrusel, es necesario revisar las fichas técnicas que ofrecen los diferentes fabricantes (empresas) para conocer las especificaciones de estos parqueaderos.

En la figura 9, se muestran las especificaciones de un sistema de parqueo tipo carrusel, donde los prefijos SM hacen referencia a la marca característica de la empresa (SMART PARKING MÉXICO), seguido por el número de vehículos que pueden almacenar y finaliza con la terminación “L” especificando el tipo de automotor para el que está diseñado, en este caso “SERIE L SEDAN”; también se evidencian las dimensiones máximas de los autos que pueden hacer uso de las instalaciones, la velocidad promedio de entrega de vehículos, datos de voltaje, motor y fuente de energía.

²⁷ Ibid., RR PARKON. [sitio web]. India.

Figura 9. Especificaciones sistema tipo carrusel para Sedan serie L

MODELO	SM6L	SM8L	SM10L	SM12L	SM14L	SM16L
CAPACIDAD - VEHICULOS	6	8	10	12	14	16
TIPO	TIPO ROTACION VERTICAL					
DIMENSION ES (mt)	LARGO	6.37				
	ANCHO	5.05				
	ALTO	8.03	9.85	11.68	13.50	15.40
MOTOR	MOTOR ALEMAN-SEW EURO DRIVE GEARED					
VELOCIDAD	3.2-4.3 M/min					
METODO DE OPERACION	TECLAS (TECLADO DE 16 BOTONES)					
FUENTE DE ENERGIA	AC 220 UV VOLTS, 3 PH, 60 HZ					
VOLTAJE DE PODER (kw)	5.5	7.5	7.5	7.5	11	15

Fuente: Especificaciones de los sistemas tipo carrusel para autos sedan serie L SMART PARKING MÉXICO [sitio web]. México. Disponible en: http://www.mexparking.mx/serie_l.html

Esta empresa también cuenta con una versión del sistema apto para vehículos tipo SUV (Sport Utility Vehicle, [Vehículo Deportivo Utilitario]), como se ve en la figura 10, donde se encuentran los mismos datos descritos anteriormente, en la cual la terminación “SU” especifica el tipo de automotor para el que está diseñado, en este caso “SERIE SU CAMIONETAS”.

Figura 10. Especificaciones sistema tipo carrusel para Sedan serie SUV

MODELO	SM8SU	SM10SU	SM12SU
CAPACIDAD - VEHICULOS	8	10	12
TIPO	TIPO ROTACION VERTICAL		
DIMENSION ES (mm)	LARGO	6.37 mt	
	ANCHO	5.30 mt	
	ALTO	11.26 mt	13.40 mt
MOTOR	MOTOR ALEMAN-SEW EURO DRIVE GEARED		
VELOCIDAD	4-5 M/min		
METODO DE OPERACION	TECLAS (TECLADO DE 12 BOTONES)		
FUENTE DE ENERGIA	AC 220 UV VOLTS, 3 PH, 60 HZ		
VOLTAJE DE PODER (kw)	9.2	9.2	11

Fuente: Especificaciones de los sistemas tipo carrusel para autos sedan serie SUV SMART PARKING MÉXICO [sitio web]. México. Disponible en: http://www.mexparking.mx/serie_l.html

Por parte de la empresa SHANDONG JIU-ROAD PARKING EQUIPAMENT CO. LTD, se encuentran las siguientes especificaciones del sistema de estacionamiento automatizado tipo carrusel, mostrando así en la figura 11, que la empresa de Beijín, en su ficha técnica muestra las dimensiones y pesos máximos de los carros que pueden hacer uso de la estructura, la cantidad de vehículos que soporta, las

dimensiones de las bandejas, el tiempo promedio de salida del carro, el sistema de transmisión, el sistema de control y el modo de operación del sistema para la entrega del mismo.

Figura 11. Especificaciones del sistema tipo carrusel vertical rotatorio

Modelo vertical rotatorio	
Ítem	Especificaciones
Tamaño del coche*Peso	≤5000mm*1850mm*1550mm*1700kg
Cantidad de coches	8-16 por unidad
Tamaño del producto L*W*H	6800mm*5200mm*10300-17500mm
Potencia	7.5kw-18.5kw/380v/50Hz/3Phase
Tiempo máximo de salida del coche	≤130s
Modo de elevación	Motor + Cadena
Sistema de control	PLC
Modo de operación	Ranura de tarjeta + Botón digital + Control remoto

Fuente: Especificación del sistema tipo carrusel vertical rotatorio SHANDONG JIU-ROAD PARKING EQUIPAMENT [sitio web]. China. Disponible en: <http://jhoists.com/profile/about-us.html/133865/0/>

1.4 NORMATIVA

La normativa bajo la cual se trabaja en el distrito para regular el uso del suelo y este caso específico, los estacionamientos, se encuentra en el POT (Plan de Ordenamiento Territorial) en la Sección 1, titulada: **Áreas Complementarias de los Usos del Suelo Urbano y de Expansión Urbana**²⁸ – **Página 222**. Del cual se toma como referencia los siguientes artículos para información:

- Artículo 353²⁹: Clasificación de los estacionamientos.
 - ✓ Grupo 1: Bicicletas.
 - ✓ Grupo 2: Motos.
 - ✓ Grupo 3: Vehículos que no exceden las seis toneladas. (Automóviles, camionetas, microbuses...)
 - ✓ Grupo 4: Vehículos para personas en condición de discapacidad.
 - ✓ Grupo 5: Ambulancias, coches fúnebres, de energía, bomberos...

- Artículo 359³⁰: Áreas de maniobra y circulación de los estacionamientos.
 - ✓ Para estacionamientos cuyo Angulo entre anchos es de 60° y 90° para doble o simple crujía (espacio entre columnas o pared y columnas) el ancho del área de maniobra no puede ser menor a cinco punto cinco (5.5) metros y cinco (5) metros respectivamente.

²⁸ PLAN DE ORDENAMIENTO TERRIROTIAL DE BOGOTA. Sección 1 – Áreas complementarias de los usos del suelo urbano y de expansión urbana. 2019. p. 222.

²⁹ Ibid., p. 223.

³⁰ Ibid., p. 232.

- ✓ Es muy importante resaltar que en ningún caso el área de maniobra puede ser menor a cinco (5) metros y si este espacio es mayor se puede reducir aumentando el ancho de cada parqueadero individual.
- ✓ Y los parqueaderos de 30° y menores, el ancho del área de maniobra no puede ser menor a cuatro punto cinco (4.5) metros; cuando están en paralelo su ancho de maniobra no debe ser inferior a los cuatro (4) metros. La circulación para ambos casos debe ser en un solo sentido.

Y los artículos de esta norma que fueron un aporte al proyecto fueron los siguientes:

- Artículo 356³¹: Dimensiones mínimas de los estacionamientos (donde solo se tomó como referencia los vehículos del grupo 3, ya que son los vehículos de interés)
 - ✓ 2.4 m x 5 m libres desde el exterior de la estructura.
 - ✓ 2.4 m x 5.8 m cuando el área de circulación sea paralela y el lado más largo este sobre la circulación.
 - ✓ 2.6 m x 5 m cuando colinden contra redes de servicios públicos.
- Artículo 360³²: sistemas duplicadores, mecanizados y otros sistemas alternativos.

Donde para los tres sistemas que menciona el título solo se tienen tres parámetros esenciales.

- ✓ Estos deben sustentarse con la respectiva ficha técnica del fabricante.
- ✓ La zona de transición del ancho del acceso vehicular al parqueadero es de cinco (5) metros.
- ✓ En caso de que se implementen nuevos sistemas la secretaria distrital de planeación expedirá la reglamentación necesaria.

Resolución 1141 del 2006 – **Por la cual se adopta el Plan de Manejo Ambiental de la Zona de Reserva Forestal Protectora Bosque Oriental de Bogotá**³³, el cual especifica en su segundo título de PLAN DE MANEJO AMBIENTAL DE LA RESERVA FORESTAL BOSQUE ORIENTAL DE BOGOTA, en el numeral uno (1) el cual trata sobre la problemática de la reserva y en sus tres (3) primeros aspectos que son fundamentales ya que muestran la situación actual de los cerros, lugar donde estará localizado el estacionamiento, los cuales son:

- a) Ocurrencia de incendios forestales en época de verano, principalmente en los meses de enero y febrero;

³¹ Ibid., p. 229.

³² Ibid., p. 233.

³³ REGIMEN LEGAL DE BOGOTA. [sitio web]. Bogotá. [Consulta: 27 Mayo 2019]. Disponible en: <https://www.alcaldiabogota.gov.co/sisjurMantenimiento/normas/Norma1.jsp?i=20128>.

- b) Ocurrencia de crecientes y avalanchas en cuerpo de agua, especialmente en el periodo comprendido entre los meses de abril y septiembre;
- c) Presencia de zonas de inestabilidad de los suelos;

El Reglamento Colombiano de Construcción Sismo Resistente NSR – 10, Título F – Estructuras Metálicas³⁴, es la normativa que rige el diseño de estructuras conformadas por elementos de acero estructural, en cuya fabricación se utilicen perfiles laminados, armados o tubulares estructurales (PTE), incluyendo cuando el acero y concreto actúan como una sección compuesta; resaltando los siguientes capítulos:

- Capítulo F2: criterios para el diseño, la fabricación y el montaje de construcciones de acero estructural que resisten cargas verticales y laterales.
- Capítulo F4: Perfiles de acero dulce (bajo carbón) o de baja aleación, cuya sección ha sido conformada por rollos, tiras, platinas o barras de espesor menor o igual a 25,4 mm (1 pulgada).

1.5 Tipo vehículo

El sistema que se va a diseñar tiene como finalidad aumentar los espacios de parqueo para carros, por lo tanto, fue necesario revisar las fichas técnicas de los vehículos más comerciales (desde camionetas cuatro por cuatro (4x4) hasta automóviles sencillos), para conocer sus dimensiones y sus pesos.

En el periodo de una semana, se realizó un estudio de campo a diferentes horas de la jornada académica, con la finalidad de determinar el modelo de los vehículos que más hacen uso de los espacios de parqueo de la universidad, y así, hacer la selección de los automotores de mayor relevancia en la investigación, para obtener sus datos técnicos que servirán de base para el cálculo de la estructura y el sistema motriz. Los resultados obtenidos son los siguientes:

RAM 2500 Laramie³⁵

Alto: 2.030 m

Ancho: 2.070 m

Largo: 6.027 m

Dist. Ejes: 3.792 m

Peso: 4,081 kg

Cap. Carga: 988 kg

³⁴ COMISION DE ASESORIA PERMANENTE PARA EL REGIMEN DE CONSTRUCCIONES SISMO RESISTENTES. NSR – 10 TITULO F – ESTRUCTURAS METALICAS BOGOTA D.C. Asociación Colombiana de Ingeniería Sísmica 2010.

³⁵ RAM. [sitio web]. Colombia. [Consulta: 27 Mayo 2019]. Disponible en: <http://www.ram.com.co/camiones-nuevos/ram-2500-18/>.

Dodge Durango³⁶

Alto: 1.760 m
Ancho: 1.924 m
Largo: 5.082 m
Dist. Ejes: 3.042 m
Peso: 2,948 kg
Cap. Carga: 645 kg

Alaskan³⁷

Alto: 1.815 m
Ancho: 1.850 m
Largo: 5.318 m
Dist. Ejes: 3.150 m
Peso: 2,910 kg
Cap. Carga: 1,000 kg (incluyendo pasajeros).

Fortuner³⁸

Alto: 1.835 m
Ancho: 1.855 m
Largo: 4.705 m
Dist. Ejes: 2.750 m
Peso: 2,085 kg
Cap. Carga: 650 kg

Prado³⁹

Alto: 1.845 m
Ancho: 1.885 m
Largo: 4.780 m
Dist. Ejes: 2.790 m
Peso: 2.990 kg
Cap. Carga: 970 kg

4Runner⁴⁰

Alto: 1.780 m
Ancho: 1.925 m

³⁶ DODGE. [sitio web]. Colombia. [Consulta: 27 Mayo 2019]. Disponible en: <http://dodge.com.co/autos-nuevos/durango/index.asp>.

³⁷ RENAULT. [sitio web]. Colombia. [Consulta: 27 Mayo 2019]. Disponible en: <https://www.renault.com.co/gama/pickup/renault-alaskan/dimensiones.html>.

³⁸ TUYO MOTOR. [sitio web]. Colombia. [Consulta: 27 Mayo 2019]. Disponible en: <http://www.tuyomotor.com/toyota/nueva-fortuner-2019/>.

³⁹ TOYOTA. [sitio web]. Colombia. [Consulta: 27 Mayo 2019]. Disponible en: <https://www.toyota.com.co/home-prado-2/prado-txl-diseno/prado-txl-especificaciones/>.

⁴⁰ TOYOTA. [sitio web]. Colombia. [Consulta: 27 Mayo 2019]. Disponible en: <https://www.toyota.com.co/4runner/4-runner-sr5-diseno/4-runner-sr5-especificaciones/>.

Largo: 4.830 m
Dist. Ejes: 2.790 m
Peso: 2.855 kg
Cap. Carga: 760 kg

Volkswagen Jetta⁴¹

Alto: 1.459 m
Ancho: 1.799 m
Largo: 4.697 m
Dist. Ejes: 2.686 m
Peso: 1,306 kg
Cap. Carga: 480 kg

Volkswagen Voyage⁴²

Alto: 1.467 m
Ancho: 1.656 m
Largo: 4.281 m
Dist. Ejes: 2.466 m
Peso: 997 kg
Cap. Carga: No Aplica

Volkswagen Beetle⁴³

Alto: 1.486 m
Ancho: 1.808 m
Largo: 4.278 m
Dist. Ejes: 2.537 m
Peso: 1,395 kg
Cap. Carga: No Aplica

Volkswagen Gol⁴⁴

Alto: 1.467 m
Ancho: 1.656 m
Largo: 3.897 m
Dist. Ejes: 2.466 m
Peso: 994 kg
Cap. Carga: No Aplica

⁴¹ VOLKSWAGEN. [sitio web]. Colombia. [Consulta: 27 Mayo 2019]. Disponible en: <https://www.volkswagen.co/nuevo-jetta-tsi-turbo>.

⁴² VOLKSWAGEN. [sitio web]. Colombia. [Consulta: 27 Mayo 2019]. Disponible en: <https://www.volkswagen.co/voyage>.

⁴³ VOLKSWAGEN. [sitio web]. Colombia. [Consulta: 27 Mayo 2019]. Disponible en: <https://www.volkswagen.co/modelos/nuestros-modelos>.

⁴⁴ VOLKSWAGEN. [sitio web]. Colombia. [Consulta: 27 Mayo 2019]. Disponible en: <https://www.volkswagen.co/gol>

Mini 3 puertas⁴⁵

Alto: 1.414 m
Ancho: 1.727 m
Largo: 3.821 m
Dist. Ejes: 2.495 m
Peso: 1,185 kg
Cap. Carga: No Aplica

Trail Blazer ⁴⁶

Alto: 1,847 m
Ancho: 1,902 m
Largo: 4,878 m
Dist. Ejes: 2,845 m
Peso: 2105 kg

Traverse⁴⁷

Alto: 1,770 m
Ancho: 1,991 m
Largo: 5206 m
Dist. Ejes: 3,019 m
Peso: 2240 kg

Grand Vitara⁴⁸

Alto: 1,695 m
Ancho: 1,810 m
Largo: 4,470 m
Dist. Ejes: 2,640 m
Peso: 1574 kg

Captiva⁴⁹

Alto: 2,755 m
Ancho: 1,850 m
Largo: 5,635 m
Dist. Ejes: 2,705 m
Peso: 1820 kg

⁴⁵ MINI COOPER. [sitio web]. Colombia. [Consulta: 27 Mayo 2019]. Disponible en: https://www.mini.com.co/es_CO/home.html

⁴⁶ CHEVROLET [sitio web]. Colombia [Consulta 27 Mayo 2019]. Disponible <https://www.chevrolet.com.co/camionetas-y-crossovers/>

⁴⁷ Ibid.

⁴⁸ Ibid.

⁴⁹ Ibid.

Audi Q5⁵⁰

Alto: 1,650 m
Ancho: 2,040 m
Largo: 4,620 m
Dist. Ejes: 2,800 m
Peso: 1795 kg

BMW X6⁵¹

Alto: 1,702 m
Ancho: 2,110 m
Largo: 4,909 m
Dist. Ejes: 2,933 m
Peso: 2245 kg

Explorer⁵²

Alto: 1,778 m
Ancho: 2,004 m
Largo: 5,037 m
Dist. Ejes 2,865 m
Peso 2218 kg

Ix35 Tucson⁵³

Alto: 1,660 m
Ancho: 1,820 m
Largo: 4,410 m
Dist. Ejes: 2,640 m
Peso: 1611 kg

Santa fe⁵⁴

Alto: 1,680 m
Ancho: 1,880 m
Largo: 4,690 m
Dist. Ejes: 2,700 m
Peso: 1820 kg

⁵⁰ AUDI [sitio web]. Colombia [Consulta 27 Mayo 2019]. Disponible <https://www.audi.com.co/q5/q5/informacion-general>

⁵¹ BMW [sitio web] México [Consulta 27 Mayo 2019] Disponible https://www.bmw.com.mx/content/dam/bmw/marketMX/bmw_com_mx/Descargas/fichas-tecnicas-2019/bmw-x/Ficha-Técnica-BMW-X6-M-2019.pdf.asset.1528395582781.pdf

⁵² FORD [sitio web] México [Consulta 27 de Mayo 2019] Disponible <https://www.ford.mx/content/dam/Ford/website-assets/latam/mx/compra/catalogos/ford-explorer-2019-catalogo-descargable.pdf>

⁵³ HYUNDAI [sitio web] Colombia [Consulta 27 de mayo 2019] Disponible https://www.hyundaicolombia.com.co/sites/default/files/documentos/FichaTecnicaTucson_0.pdf

⁵⁴ ibid.

Honda CR-V⁵⁵

Alto: 1,654 m
Ancho: 2.030 m
Largo: 4,580 m
Dist. Ejes: 2,620 m
Peso: 1599 kg

Sportage⁵⁶

Alto: 1,730 m
Ancho: 1,800 m
Largo: 4,350 m
Dist. Ejes 2,630 m
Peso: 1542 kg

Sorento Trust⁵⁷

Alto: 1,690 m
Ancho: 1,890 m
Largo: 4,780 m
Dist. Ejes: 2,780 m
Peso: 1860 m

Murano⁵⁸

Alto: 1,720 m
Ancho: 1,885 m
Largo: 4,860 m
Dist. Ejes: 2,825 m
Peso: 1890 kg

Patrol⁵⁹

Alto: 1855 m
Ancho: 1,840 m
Largo: 5,045 m
Dist. Ejes: 2,970 m
Peso: 2410 kg

⁵⁵ HONDA [sitio web] España. [Consulta 27 de Mayo 2019] Disponible
<https://www.honda.es/cars/new/cr-v/specifications.html>

⁵⁶ KIA [sitio web] Colombia [Consulta 27 de Mayo 2019] Disponible
<https://www.kia.com/co/showroom/sportage-ql.html>

⁵⁷ Ibid.

⁵⁸ NISSAN [sitio web] México [Consulta 27 de Mayo 2019] Disponible
https://m.nissan.com.mx/murano/specs/ft_murano.pdf

⁵⁹ Ibid.

X-Trail⁶⁰

Alto: 1,710 m
Ancho: 1,820 m
Largo: 4,640 m
Dist. Ejes: 2,705 m
Peso: 1652 kg

CX-5⁶¹

Alto: 1,670 m
Ancho: 1,840 m
Largo: 4,540 m
Dist. Ejes: 2,700 m
Peso: 1600 kg

CX-9⁶²

Alto 1,728 m:
Ancho: 1,936 m
Largo: 5,100 m
Dist. Ejes: 2,875 m
Peso: 2064 kg

Montero⁶³

Alto 1,900 m:
Ancho: 1,875 m
Largo: 4,900 m
Dist. Ejes: 2,780 m
Peso: 2240 kg

Duster⁶⁴

Alto: 1690 m
Ancho: 1,822 m
Largo: 4,315 m
Dist. Ejes: 2,673 m
Peso: 1360 kg

⁶⁰ Ibid.

⁶¹ MAZDA [sitio web] Colombia. [Consulta 27 de Mayo 2019] Disponible <https://www.mazda.com.co/assets/newmazdacx5/pdf/ficha-tecnica-cx-5-dic.pdf>

⁶² Ibid.

⁶³ MITSUBISHI [sitio web] Colombia [Consulta 27 de Mayo 2019] Disponible <https://mitsubishi-motors.com.co/modelo/montero-sport>

⁶⁴ RENAULT [sitio web] Colombia [Consulta 27 de Mayo 2019] Disponible <https://www.renault.com.co/gama/camionetas/duster-ph2/especificaciones.html>

Land Cruiser⁶⁵

Alto: 1,905 m
Ancho: 1,970 m
Largo: 4,950 m
Dist. Ejes: 2850 m
Peso: 2630 kg

Yaris⁶⁶

Alto: 1,530 m
Ancho: 1,870 m
Largo: 3,785 m
Dist. Ejes: 2,370 m
Peso: 1110 kg

Aveo⁶⁷

Alto: 1,500 m
Ancho: 1670 m
Largo: 4,400 m
Dist. Ejes: 2,480 m
Peso: 1527 kg

Civic⁶⁸

Alto: 1,450 m
Ancho: 1,980 m
Largo: 4,505
Dist. Ejes: 2,620 m
Peso: 1259 kg

Mazda 3⁶⁹

Alto: 1475 m
Ancho: 1,795 m
Largo: 4,585 m
Dist. Ejes: 2,700 m
Peso: 1330 kg

⁶⁵ TOYOTA [sitio web] Colombia [Consulta 27 de Mayo 2019] Disponible
<http://www.tuyomotor.com/toyota/land-cruiser-200-2019/ficha-tecnica/>

⁶⁶ Ibid.

⁶⁷ CHEVROLET [sitio web] México [consulta 27 de mayo 2019] Disponible
<https://www.chevrolet.com.mx/autos/aveo-auto-sedan/especificaciones>

⁶⁸ HONDA [sitio web] México [Consulta 27 de mayo 2019] Disponible
<https://www.honda.mx/autos/civic/>

⁶⁹ MAZDA [sitio web] Colombia [Consulta 27 de mayo 2019] Disponible
<https://www.mazda.com.co/cars/mazda-3-sedan/versiones/mazda-3-grand-touring/>

Mazda 3⁷⁰

Alto: 1,505 m
Ancho: 1,695 m
Largo: 4,060 m
Dist. Ejes: 2570 m
Peso: 1055 kg

Mazda 6⁷¹

Alto: 1450 m
Ancho: 1840 m
Largo: 4870 m
Dist. Ejes: 2830 m
Peso: 1445 kg

Optra⁷²

Alto: 1,455 m
Ancho: 1,725 m
Largo: 4,500 m
Dist. Ejes: 2,600 m
Peso: 1280 kg

Camaro⁷³

Alto: 1,380 m
Ancho: 1725 m
Largo: 4,500
Dist. Ejes: 2852 m
Peso: 1942 kg

Rio⁷⁴

Alto: 1,455 m
Ancho: 1720 m
Largo: 4,365 m
Dist. Ejes: 2,570 m
Peso: 1084 kg

De los datos anteriores, cabe resaltar que la camioneta RAM2500 no se tendrá en cuenta ya que sus dimensiones y peso están muy por encima del estándar evidenciado en el estudio de campo, siendo esto una causa de

⁷⁰ Ibid.

⁷¹ Ibid.

⁷² CHEVROLET [sitio web] Chile (Consulta 27 de Mayo 2019) Disponible <http://quovadis.cl/wp-content/uploads/2018/06/optra.pdf>

⁷³ Ibid.

⁷⁴ KIA [sitio web] Colombia. [Consulta 27 de Mayo de 2019] Disponible <https://www.kia.com/co/showroom/nuevo-rio-sedan.html>

sobredimensionamiento para el sistema a diseñar, elevando los costos innecesariamente, puesto que se puede establecer la restricción para estas camionetas.

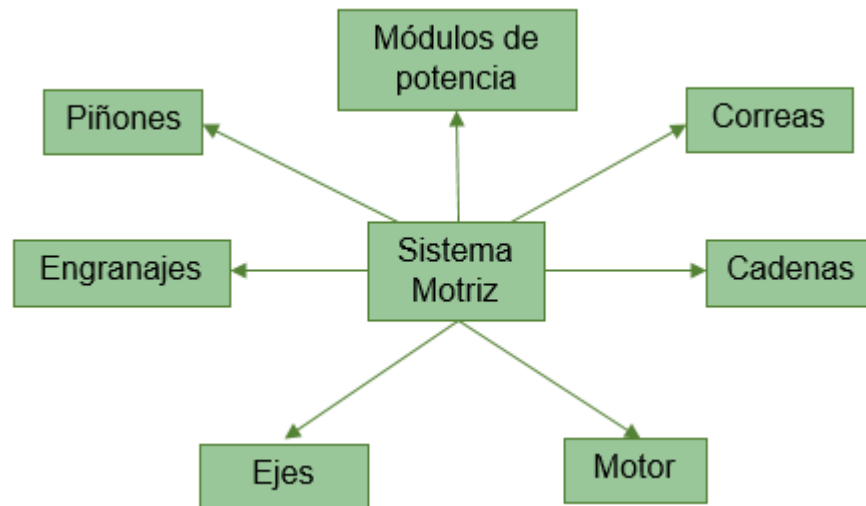
2. DISEÑO METODOLÓGICO Y ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN.

2.1 DISEÑO METODOLÓGICO

Los subsistemas que conforman el sistema de parqueo vertical tipo carrusel se dividen principalmente en tres:

- Subsistema motriz: Se encarga de llevar acabo la transmisión de potencia necesaria para elevar los automotores de manera cíclica, permitiendo que las bandejas en las que se depositan los vehículos, tengan una rotación con respecto al eje central de la estructura.

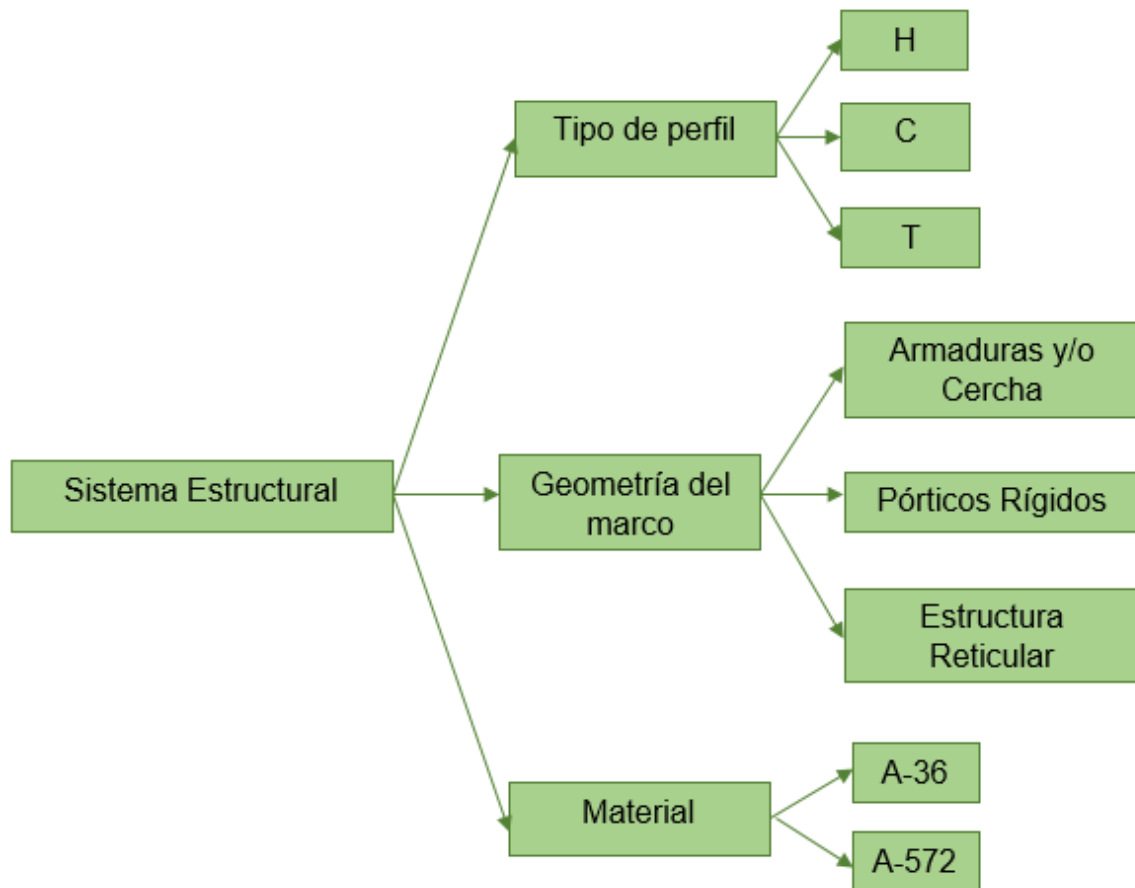
Figura 12. Subsistema motriz



Fuente: elaboración propia

- Subsistema estructural: Cumple la función de soportar las cargas ejercidas por el sistema motriz y los vehículos que se posan en ella.

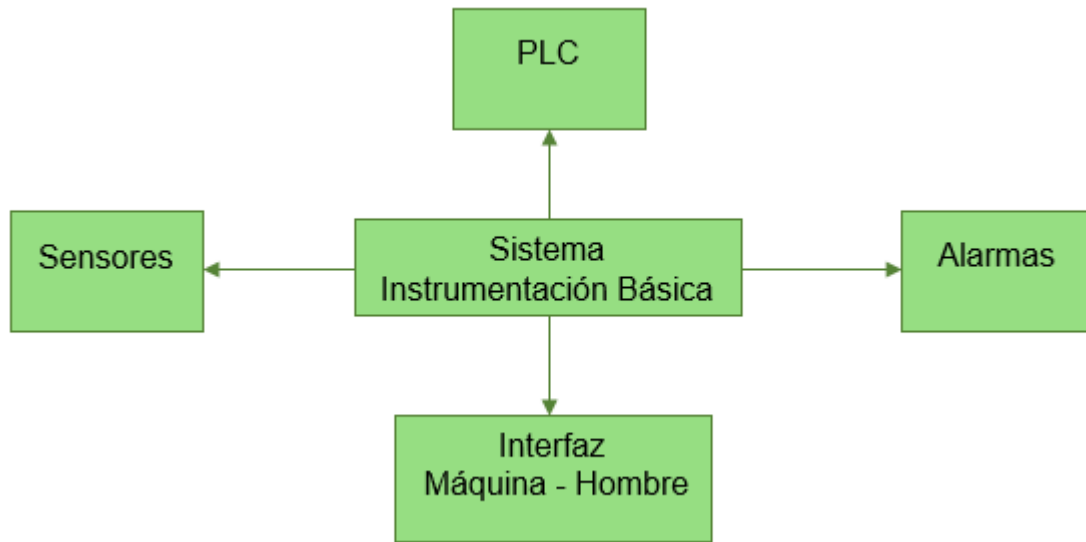
Figura 13. Subsistema estructural



Fuente: elaboración propia

- Subsistema de instrumentación básica: Aquí se asignan las entradas y salidas necesarias para controlar la seguridad, movimiento, posicionamiento y velocidad del sistema.

Figura 14. Subsistema instrumentación básica



Fuente: elaboración propia

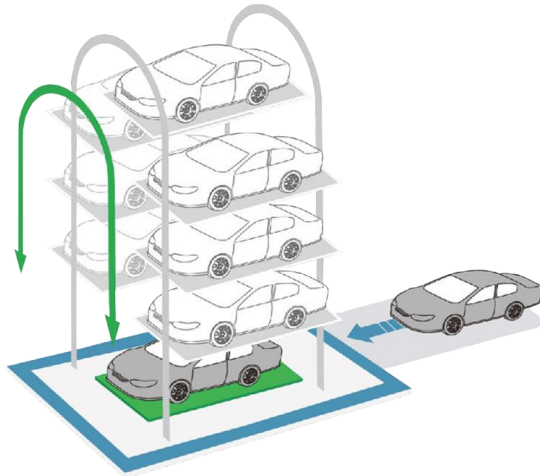
Ahora bien, empleando el método de matriz QFD, se pretende establecer cuáles son las alternativas de diseño más adecuadas que satisfagan los parámetros operacionales, funcionales y de diseño.

2.1.1 Parámetros funcionales. De acuerdo a lo especificado en apartados anteriores, a continuación, se describe el funcionamiento del sistema de parqueo vertical tipo carrusel, con el fin de dar una idea más cercana a lo que se busca desarrollar, el cómo y de qué forma, para llegar a un producto final.

El funcionamiento de manera general para el sistema nombrado con anterioridad, empieza con el posicionamiento del vehículo en la bandeja que se encuentra en el primer nivel como se ve en la figura 15, verificando que las puertas del mismo estén cerradas y que no quede montado sobre las superficies de los bordes de la bandeja, ya que incrementa la inestabilidad de la plataforma; después de esto, dirigirse a la pantalla “touch” indicando que el armazón está listo para su posicionamiento en la estructura. Al recibir la señal de ubicación, ésta empieza a ser elevada por medio del sistema de transmisión, el cual trabaja en conjunto con el PLC, trasportando el vehículo almacenado a uno de los niveles de la estructura y a su vez dejando a disposición una nueva bandeja para ubicar otro vehículo.

El proceso nombrado con anterioridad se repite cada vez que ingrese un automóvil. Cuando el estacionamiento la totalidad de su capacidad, se dan paso al proceso de salida haciendo el llamado de la posición que se indique. Por lo tanto, si la bandeja solicitada se encuentra en una posición elevada, el controlador calculara la ruta más corta para que el automotor llegue en el menor tiempo al punto de salida; cabe resaltar que la rotación del eje y del módulo de potencia puede ser horario y anti horario para la facilidad en la ubicación de las bandejas en las diferentes posiciones.

Figura 15. Sistema de parqueo tipo carrusel



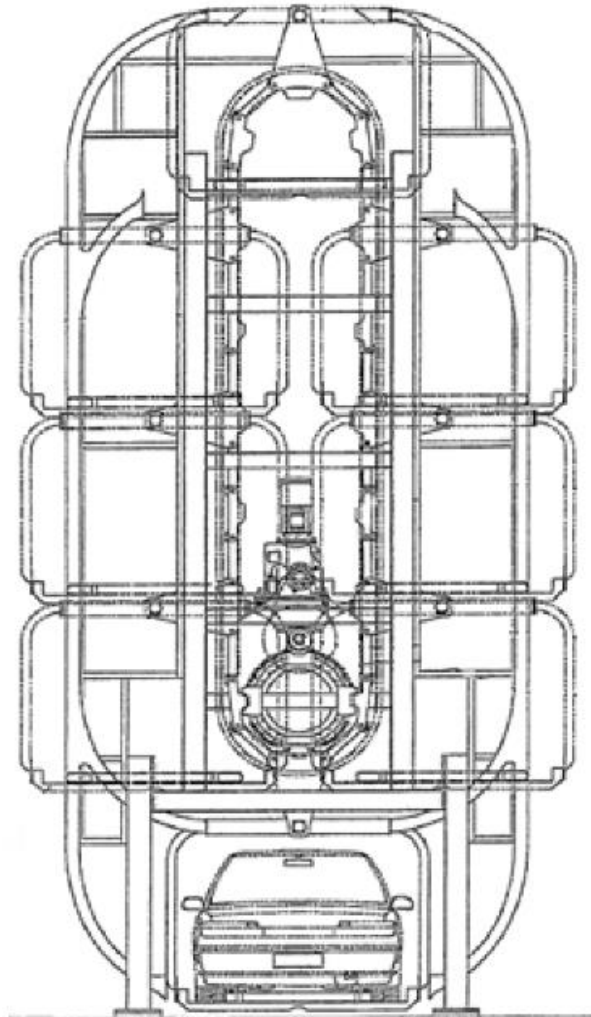
Fuente: Representación sistema de parqueo vertical tipo carrusel. [sitio web]. México. Disponible en: http://www.mexparking.mx/smart_parking.html

2.1.2 **Parámetros operacionales.** ¿Por medio de que sistemas el conjunto en general lleva a cabo su funcionamiento?

Por medio de sistemas de transmisión que cuenten con un motor inversor de giro, correas, cadenas, módulos de potencia entre otros, por lo tanto, el modelo del cual se toma referencia para la explicación del sistema operacional, es basado en la patente estadounidense titulada “**A VERTICAL ROTARY PARKING SYSTEM**”⁷⁵ (sistema de parqueo vertical rotativo), el cual ilustra por medio de planos, como se muestra en la siguiente figura, los diferentes componentes que conforman el sistema completo.

⁷⁵ A Vertical Rotary Parking System. Inventor: PARK DAL YOUNG. Int. Cl. E04H 6/14 (2006 01) B66B 9/10 (2006 01). Fecha de solicitud 16, Noviembre, 2006. Corea. WO 2008/060000 A1. 22, Mayo, 2008.

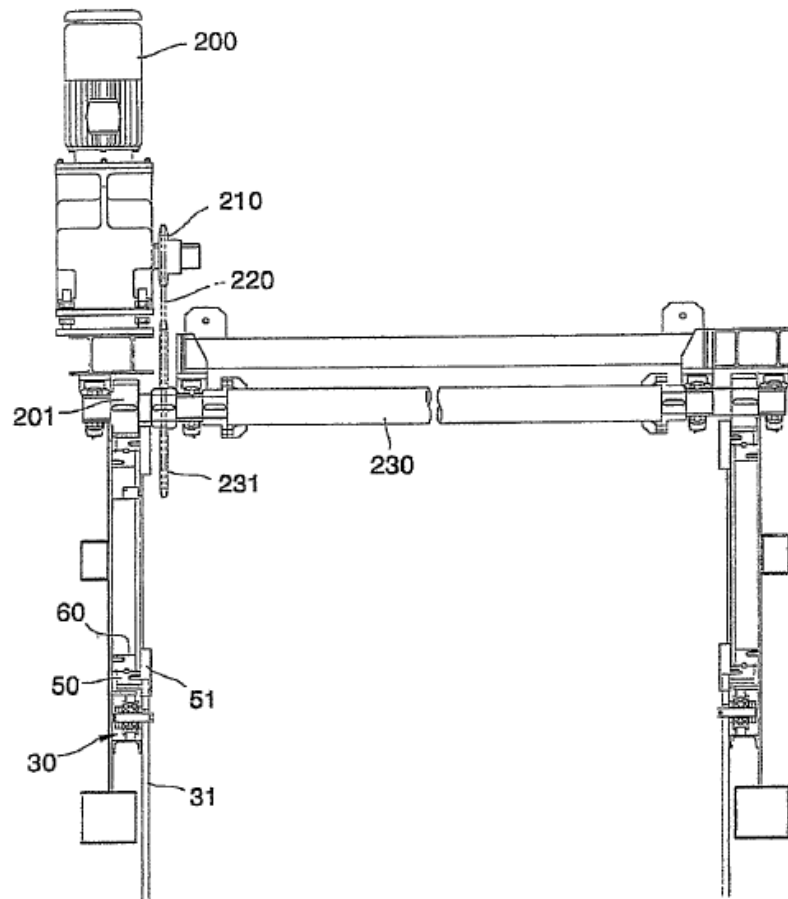
Figura 16. Vista frontal de la estructura



Fuente: A Vertical Rotary Parking System.
Disponible en: [Google.lk/patents](https://www.google.com/patents/).

En una estructura, la cual está diseñada para almacenar entre ocho (8) y treinta y dos (32) vehículos, se instalan los siguientes componentes (figura 17); el motor (200) el cual al ser accionado hace girar una rueda dentada (210) y también el piñón (231) para que comience a rotar el eje principal (230).

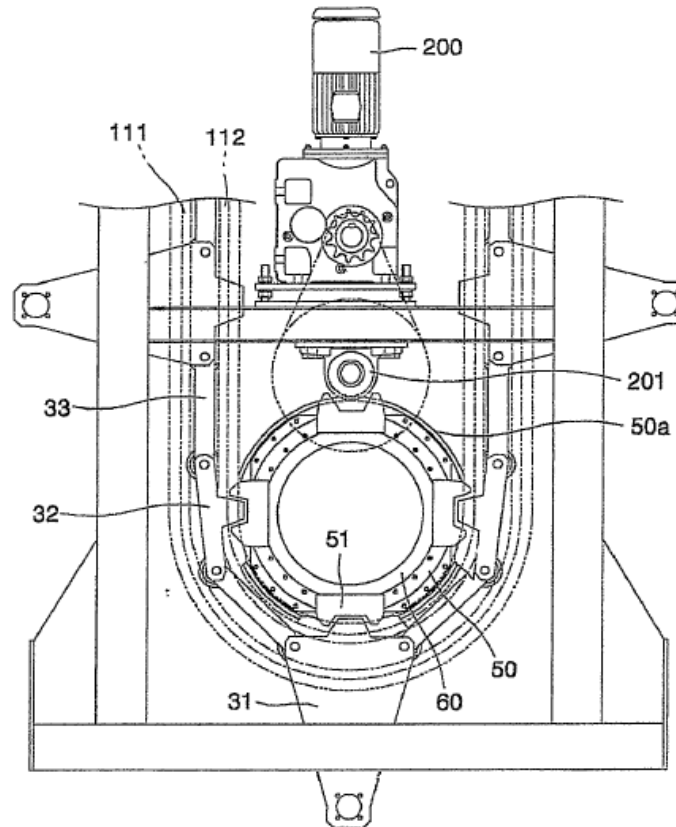
Figura 17. Vista lateral del sistema de transmisión



Fuente: A Vertical Rotary Parking System. Disponible en: [Google.Ik/patents](https://www.google.com/patents).

Llegando ahora al siguiente plano (figura 18), donde después de accionado el eje, éste rota para hacer girar el engranaje principal (50), donde se encuentran unos bloques de tracción pequeños (51) que se conectan con los módulos de potencia (31) que van enganchados a la cadena (32 y 33).

Figura 18. Vista externa sistema de transmisión



Fuente: A Vertical Rotary Parking System. Disponible en: [Google.lk/patents](https://www.google.com/patents).

2.1.3 Parámetros de diseño. Para realizar la selección y cálculos de cada uno de los componentes del sistema estructural y motriz del parqueadero vertical tipo carrusel, es necesario saber bajo qué condiciones se debe diseñar. Cabe resaltar que cada una de las alternativas propuestas deben cumplir con los parámetros que se mencionan a continuación:

- El sistema debe permitir un ensamble y desmontaje sencillo y práctico de todos los subsistemas.
- La estructura debe soportar vehículos que no sobrepasen los 2500 kilogramos por bandeja.
- Generalmente, el tamaño del sistema estructural debe ocupar una superficie equivalente al área ocupada de máximo 2,5 estacionamientos para vehículos tradicionales, de acuerdo a la recomendación de los fabricantes.
- Las bandejas deben permitir el aparcamiento para vehículos tales como los que se encuentran en el parque automotor colombiano, como lo son tipo cupé, sedan, convertible, station wagon y hatchback, con vehículos de

dimensiones máximas de 2000 mm de ancho, 1550 mm de alto y 5000 mm de largo⁷⁶.

- El sistema debe aparcar 16 vehículos en sí, lo que equivale a un incremento del 20% en la capacidad del estacionamiento de estudiantes en la universidad.
- El sistema de transmisión debe estar en capacidad de soportar las cargas ejercidas por 16 vehículos (8 niveles) de un peso promedio de 2,500 kilogramos por unidad.
- La velocidad de rotación no debe exceder de 0.27 m/s.

2.2 ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN

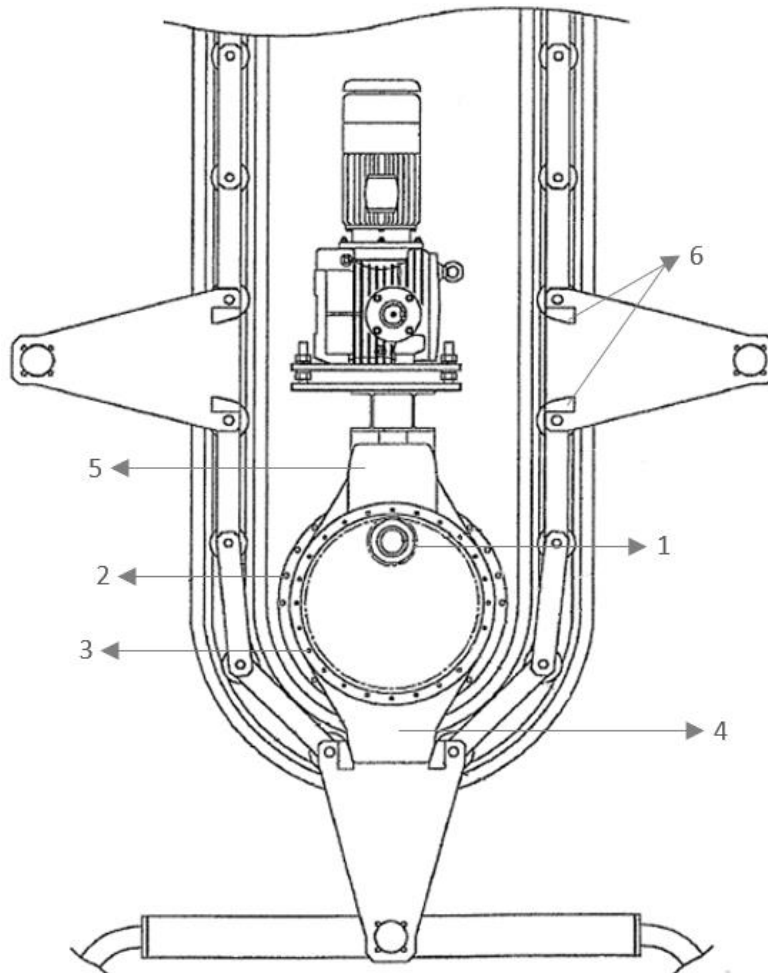
Conociendo los requerimientos y restricciones a los que se debe someter el diseño, se establecen tres (3) alternativas para la solución de la problemática expuesta con anterioridad, con el fin de que cada una de estas supla dichas necesidades. Las alternativas van a tener variación en su sistema estructural y motriz, siendo variables del diseño tales como el perfil estructural, el tipo de armadura que se va a seleccionar y el diseño del sistema de transmisión de potencia.

Alternativa motriz 1 (M.1.)

Como se puede ver en la ilustración 4, este sistema consta de un eje que en uno de sus extremos tiene ubicado un piñón (1) el cual cumple la función de transmitir potencia a un engranaje dentado internamente; dicho engranaje se acopla a dos cuerpos anulares giratorios (2 y 3) que a su vez poseen dos bloques de tracción (4 y 5) anclados al engranaje principal, ubicados a un ángulo de 180 grados, de modo que el motor al accionar el eje y hacer girar el piñón, transmita al engranaje principal para comenzar la rotación de los bloques de tracción, y de esta manera, se logre conectar a unos pequeños cilindros anclados a los módulos de potencia (6), y así se logre el transporte de cada una de las bandejas.

⁷⁶ AFG PARKING. [sitio web]. Argentina. [Consulta: 19 Julio 2019]. Disponible en: <https://afgparking.com/estacionamiento-vertical-360/>

Figura 19. Patente coreana

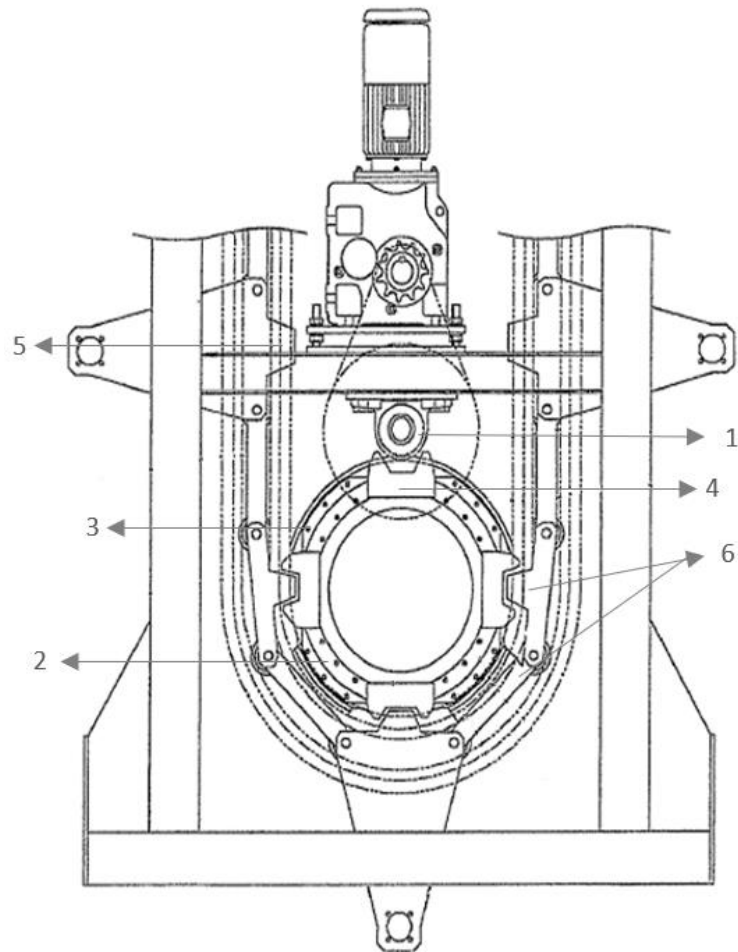


Fuente: A Vertical Rotary Parking System. Disponible en: [Google.lk/patents](https://www.google.com/patents)

Alternativa Motriz 2 (M.2.)

Como se puede ver en la ilustración 5, este sistema consta de un eje que en uno de sus extremos tiene ubicado un piñón (1) el cual cumple la función de transmitir potencia a un engranaje dentado externamente; dicho engranaje tiene acoplado dos cuerpos anulares giratorios (2 y 3) que a su vez poseen cuatro (4) bloques de tracción (4) anclados al engranaje principal, ubicados a un ángulo de 90 grados, de modo que el motor al accionar el eje y hacer girar el piñón, transmita potencia al engranaje principal para comenzar la rotación de los bloques de tracción, y de esta manera, se logre conectar a unas mordaza que están ubicadas en los módulos de potencia (5) y en cada dos eslabones de la cadena (6) y así se logre el transporte de cada una de las bandejas.

Figura 20. Patente estadounidense



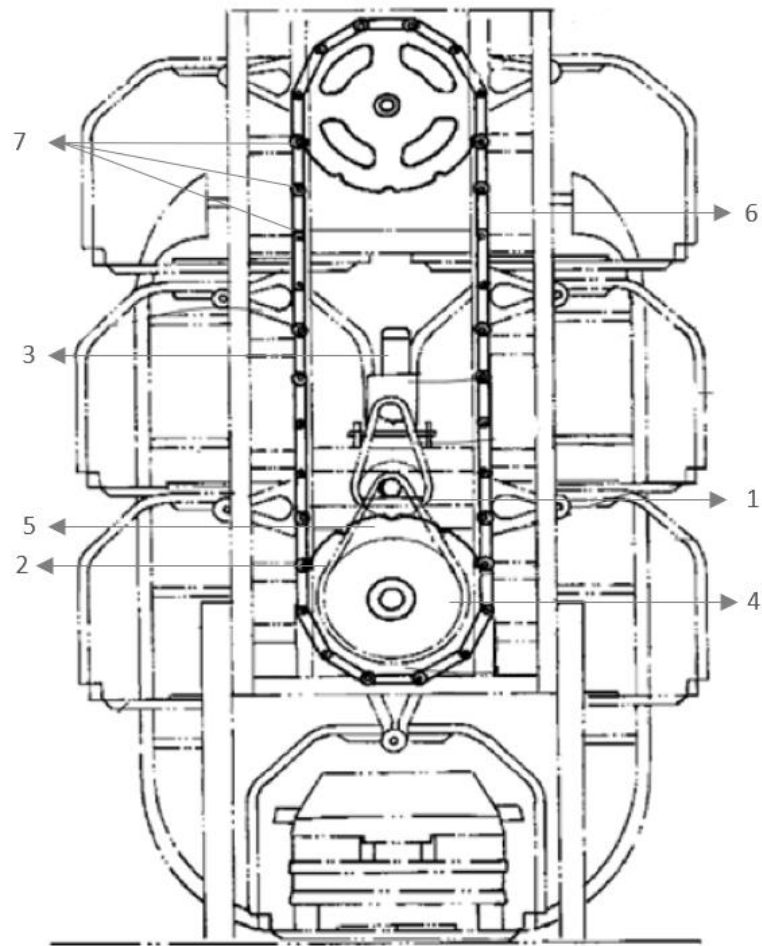
Fuente: A Vertical Rotary Parking System. Disponible en: [Google.lk/patents](https://www.google.com/patents).

Alternativa Motriz 3 (M.3.)

Como se puede ver en la ilustración 6, este sistema consta de dos elementos de transmisión (1 y 2), ya sean correas o cadenas, con el fin de la desaceleración del sistema, en donde la primera transmite potencia desde el motor (3) a un primer sprocket (REU DENT) conectado a un eje, el cual por medio del segundo elemento de transmisión (2) se transmite a el sprocket (4), el cual está conectado a un cuerpo giratorio anular (5), encargado del acople entre la cadena (6) y la transmisión de potencia.

La cadena posee en la unión de sus eslabones (7), mordazas que ensamblan en el cuerpo giratorio anular (5), este cuerpo es ubicado tanto en la parte inferior y superior del sistema, haciendo la función de tensor.

Figura 21. Sistema tradicional de estacionamiento



Fuente: Modificado de A Vertical Rotary Parking System.
Disponible en: [Google.Ik/patents](https://www.google.com/patents).

En la siguiente tabla se especifican las ventajas y desventajas de cada sistema en particular. (ilustración 7)

Figura 22. Tabla comparación de alternativas

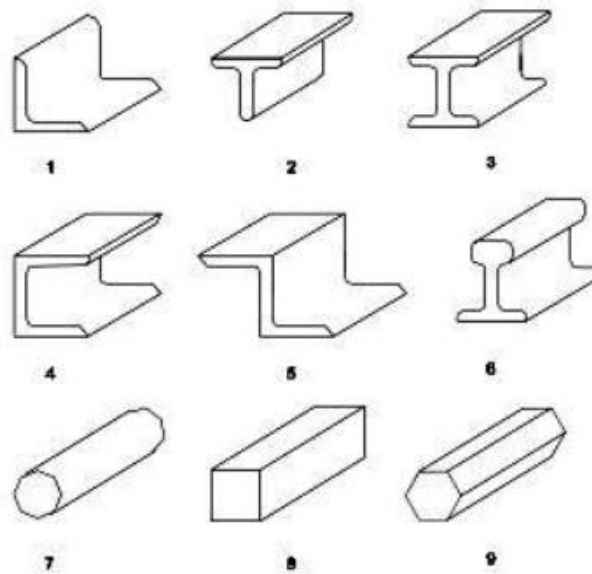
	M.1.	M.2.	M.3.
Ventajas	Reducción de la sobretensión en la cadena	Estabiliza la conducción del sistema de transmisión	Sistema liviano
	Reducción de costos de fabricación e instalación	Los bloques de tracción minimizan la fricción	
	Reducción de fricción en los módulos de potencia y los rodillos	Los bloques de tracción reducen vibraciones y ruido	
	Mayor vida útil	Mayor facilidad en la manufactura del engranaje principal	
Desventajas	Cuando se realiza el acople entre el modulo de potencia y los rodillos, el engranaje debe hacer un esfuerzo muy grande para vencer la inercia y lograr la transmisión	La cadena es más pesada por los bloques de tracción que estan en ella	Sobretensión en la cadena que genera exceso de ruido y vibración excesiva
			Fabricación y montaje complicados
			No necesita un elemento adicional para transmitir de la cadena a los eslabones

Fuente: elaboración propia

2.2.1 Planteamiento de las alternativas. Para el diseño de la estructura, se debe tener en cuenta el perfil a emplear en ésta, puesto que en ellas hay elementos sujetos a compresión y otros a tensión. Así que la selección de estos, va a depender netamente de los esfuerzos a los que este elemento este sometido, y a su vez, es pertinente seleccionar los arriostramientos para la viga, con la finalidad de incrementar la resistencia a la flexión o pandeo, dependiendo sea el caso, con la finalidad de no permitir su fallo en aplicación.

En la figura 13 se evidencian los tipos de perfiles más usados en la industria.

Figura 23. Laminado perfilado comercial



Fuente: Uniones y conexiones de acero estructural.
Disponible en <https://unionesacero.wordpress.com/2012/07/07/clasificacion-del-acero-estructural-o-de-refuerzo/>

Tabla 1. Tipos de perfil

Imagen	Tipo Perfil
1	Angular
2	Angulo unido espalda con espalda
3	Perfil I
4	Perfil c
5	Perfil Z
6	Perfil Rail
7	Redondo
8	Cuadrado
9	Hexagonal

Fuente: elaboración propia, basada en Uniones y conexiones de acero estructural.

Jack C. McCormac menciona en su libro “diseño de estructuras en acero” ⁷⁷, la importancia de la selección del perfil estructural, ya que el proceso de laminación no genera cambios apreciables en sus propiedades físicas, aunque los perfiles estructurales más empleados van a ser aquellos que poseen momentos de inercia de mayor valor. Las vigas en **I, S, T y C** (canal) cumplen este requerimiento.

La estructura debe permitir que en él se puedan fijar elementos de sujeción pequeños en estos casos, los perfiles **I, T y C** suelen ser los más usados para la fijación de pernos realizada por maquinas empleadas para la construcción de esta estructura. Otras variables a tener en cuenta son la facilidad de fabricación, costo, resistencia la corrosión y ubicación del centro de inercia.

Perfil en C.

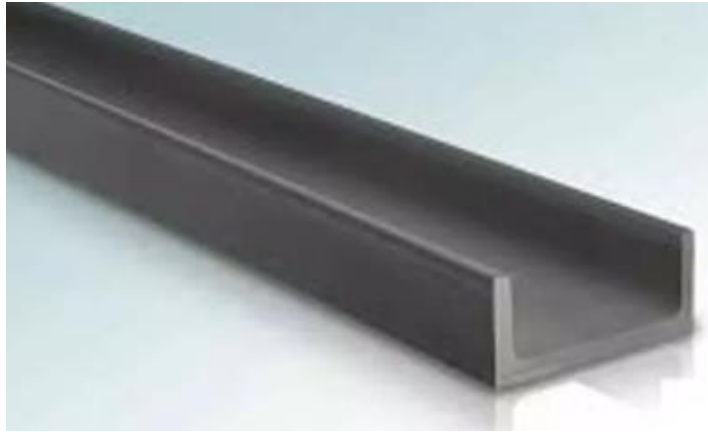
También conocido como perfil UPN, son aquellos que poseen sección en forma de C. Las caras exteriores de las alas son perpendiculares al alma y las interiores presentan una inclinación del 8%, por esta razón, las alas tienen un espesor decreciente hacia los bordes⁷⁸. La junta entre la parte interna de las aletas y el alma

⁷⁷ MCCORMAC, Jack C. y CSERNAK, Stephen F. Diseño de estructuras de acero. 5 ed. México D.F. Alfaomega, 2012. p. 7.

⁷⁸ Suministros Merle S.L. [sitio web]. España [Consulta: 14 Agosto 2019]. Disponible en: Disponible en <http://merle.es/perfiles-ipn-ipe-upn-hea-heb/>

es redondeada. Generalmente la nomenclatura de este perfil es asociada con la altura del mismo

Figura 24. Perfil C

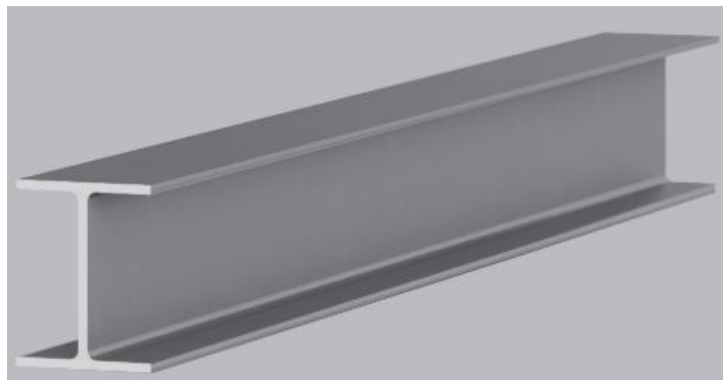


Fuente. Gramabi. Disponible en <http://gramabi.com.ar>

Perfil I.

También conocido como perfil IPE, y son aquellos que en su sección transversal tienen forma de I. El alma es perpendicular tanto a la cara exterior del alma como la interior y por esta razón sus espesores son constantes. La unión entre las caras del alma con las caras de las alas suele estar redondeadas⁷⁹.

Figura 25. Perfil I



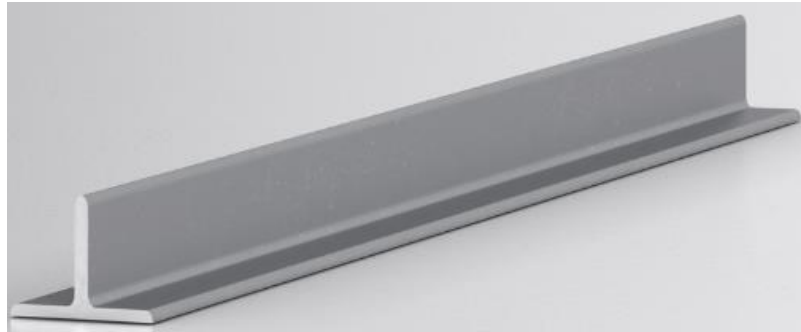
Fuente. Gerdau Disponible en <https://www.gerdau.com/ar/es/productos/perfiles-estructurales#ad-image-0>

⁷⁹ Ibid.

Perfil en T.

Este perfil posee la característica de que el extremo del alma sea redondeado, al igual que las uniones de la misma con las caras interiores de las alas y las aristas interiores de estas. Las caras interiores de las alas poseen una inclinación del 2% respecto a el alma.

Figura 26. Perfil T



Fuente. Gerdau Disponible en <https://www.gerdau.com/ar/es/productos/perfiles/perfil-t#ad-image-0>

2.2.2 Método QFD. Para la selección de los subsistemas estructural y motriz, es necesario correlacionar el orden de importancia entre los “QUÉ” y los “CÓMO” según la matriz, con las calificaciones obtenidas para cada sistema. En la matriz QFD – Subsistema motriz (ilustración 8) existen ocho (8) parámetros a calificar, para este análisis, se realiza la ponderación basado en los cuatro (4) factores de mayor importancia, los cuales son mantenimiento sencillo, rango de vida útil mayor a diez (10) años, sistema de transmisión sencillo y que tenga una velocidad de rotación baja); entre los “COMO” de mayor importancia están: el acople sencillo entre engranajes y cadena, la durabilidad de las piezas, buena conducción del sistema de transmisión y el bajo costo de inversión.

De igual manera, para la selección del perfil estructural que más conviene para la fabricación de la estructura, se desarrolló el mismo método que el de la matriz motriz, siendo éstas, en orden de importancia: el valor del momento de inercia, el valor del radio de giro, la complejidad de la fabricación del perfil, el valor de su peso y la capacidad para soportar agentes de corrosión.

Por lo tanto, según los resultados, el sistema óptimo sería el que reúna los cuatro valores más altos de cada matriz con el fin de llegar a un sistema ideal.

Gracias a esto, se concluye que el subsistema motriz óptimo para el sistema de parqueo vertical tipo carrusel es la alternativa número dos (M.2), y para el sistema estructural el perfil idóneo es el tipo I.

Figura 28. Matriz QFD Subsistema estructural

	Ubicación del momento de inercia Resistencia a un momento flector Resistencia a un momento torsor Bajo costo Mantenibilidad					Importancia para el usuario (1-5)	U W T	Objetivo a alcanzar	Cálculo de la mejora	Argumento de venta (1-1.2-1.5)	Ponderación absoluta Ponderación relativa %	Orden de importancia
Que tenga un momento de inercia considerable	10	8	10	7	8	5	3 4 4	5	1,25	1,2	7,5 26,79	2
Que su radio de giro sea pequeño	6	1	10	7	5	5	3 3 3	4	1,33	1,2	8 28,57	1
Que su proceso de fabricación sea sencillo	2	4	4	10	7	3	5 5 5	5	1	1,5	4,5 16,07	4
Que soporte la exposición a la corrosión	2	4	4	8	10	3	5 5 5	5	1	1	3 10,71	5
Que sea de bajo peso	4	2	2	10	6	4	4 4 4	5	1,25	1	5 17,86	3
											28	
mas = mejor												
Orientacion deseada	↑	↑	↑	↓	↑							
Ponderacion Absoluta	633,93	576,79	492,86	350	350	2403,57						
Ponderacion Relativa	26,374	23,997	20,505	14,562	14,562	100						
Orden de importancia	1	2	3	4	5							
Valoracion tecnica	1 a 10	1 a 10	1 a 10	1 a 10	1 a 10							
U	8	7	7	8	7							
W	8	9	7	7	9							
T	8	6	7	9	8							
Objetivo tecnico	10	10	8	10	10							

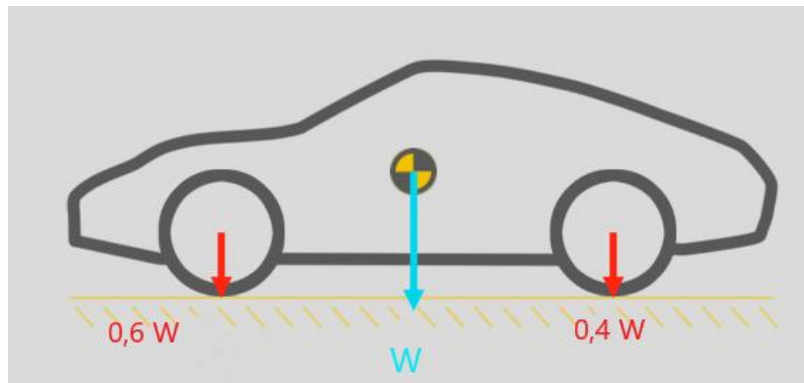
Fuente: elaboración propia

3. DISEÑO DETALLADO DEL SISTEMA DE PARQUEO TIPO CARRUSEL.

3.1 CÁLCULOS DEL SISTEMA ESTRUCTURAL

Teniendo en cuenta que los vehículos, en su gran mayoría poseen el centro de área en donde se ubica la caja de cambios (figura 29) además, por el peso del motor, se determina que el peso del vehículo se concentra en un 60% en el eje delantero y en un 40% en el eje trasero.

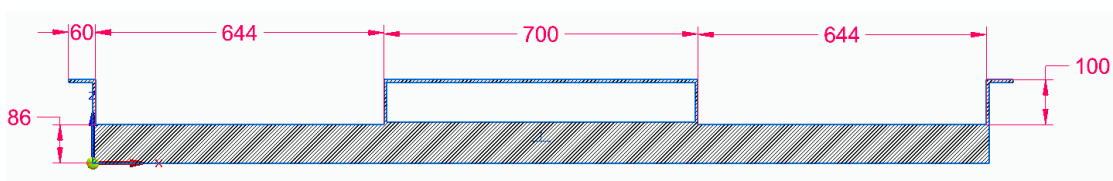
Figura 29. Distribución del peso



Fuente: elaboración propia con base a MOTOR EN MARCHA [Sitio web] [consulta:25 de marzo 2019]. Disponible en <http://motorenmarcha.com/>

3.1.1 Cálculo de la viga principal doblada. Esta viga soporta la mitad del peso del vehículo, y es un perfil en lámina de acero A36 doblada en forma de omega como se puede apreciar en la figura 30 cuyas cotas se encuentran en mm.

Figura 30. Sección transversal viga principal

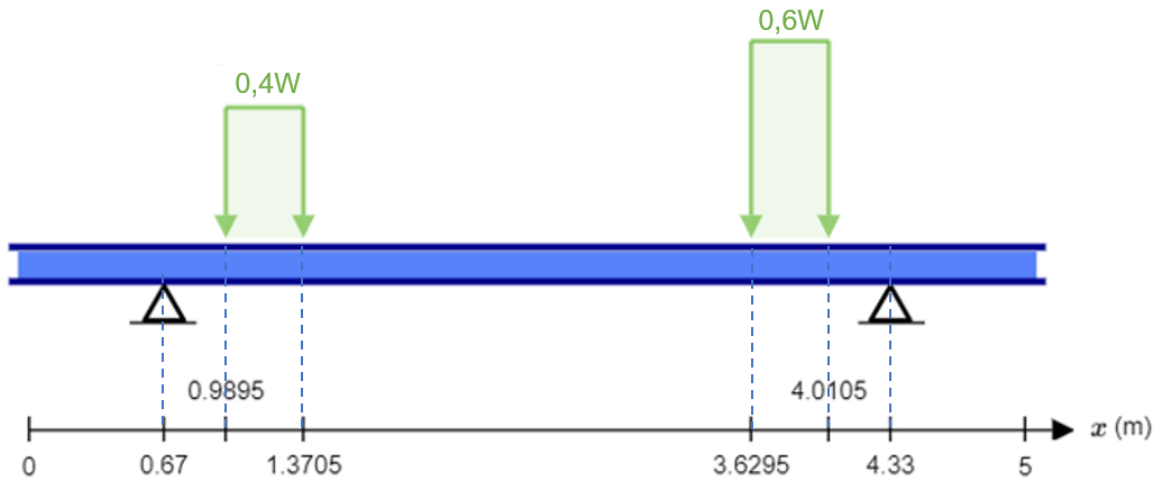


Fuente: elaboración propia programa con base en Solid Edge 2020

Conociendo las dimensiones de los vehículos que más frecuentan la universidad, el caso en el que más se puede presentar criticidad en la viga es cuando el automóvil posee una distancia entre ejes de menor valor. Para este caso, se toma una cota de 2,64 m, puesto que es la situación en donde la viga va a sufrir un mayor esfuerzo por flexión.

En el diagrama 1 se muestra la distribución de fuerzas en la viga.

Diagrama 1. Distribución de cargas viga principal



Fuente: elaboración propia con base en programa Skyciv

Donde el área de contacto de una llanta es de $A_c = 0,38 \text{ m}^2$

$$F_1 = \frac{9810N}{0,38m^2} = 25748,03Pa$$

$$F_2 = \frac{14725N}{0,38m^2} = 38622,05Pa$$

Se realiza el diagrama de cuerpo libre con la finalidad de obtener las reacciones en los apoyos A y B, empleando la primera ley de Newton

$$\sum F_Y = 0$$

$$F_A - 9810N - 14725N + F_B = 0$$

$$F_A = 24535N - F_B$$

$$\sum M_A = 0$$

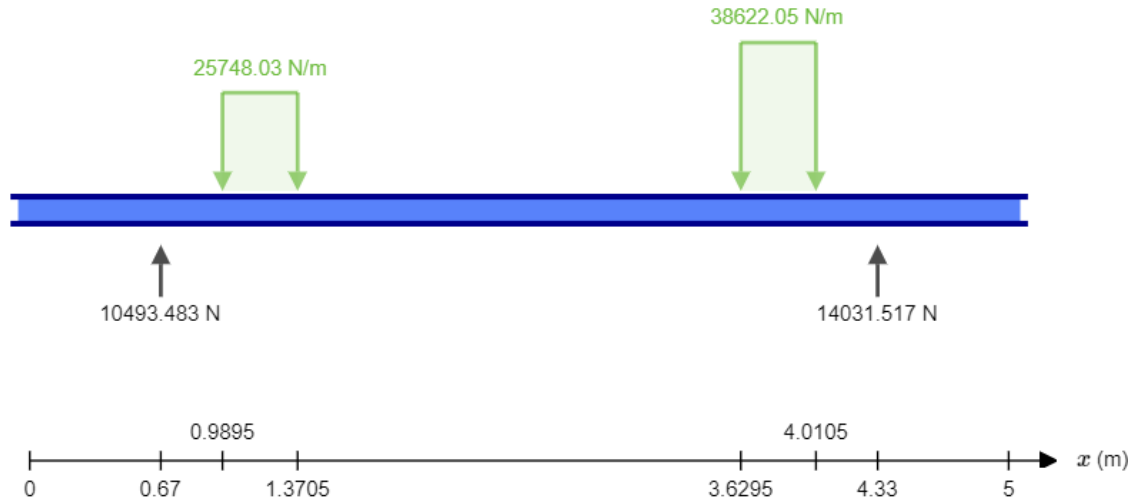
$$-(0,51m * 9810N) - (3,15m * 14725N) + (3,66m * F_B) = 0$$

$$F_B = 14031,517N$$

$$F_A = 10493,483N$$

Se emplea el programa SkyCiv para corroborar los valores obtenidos con anterioridad.

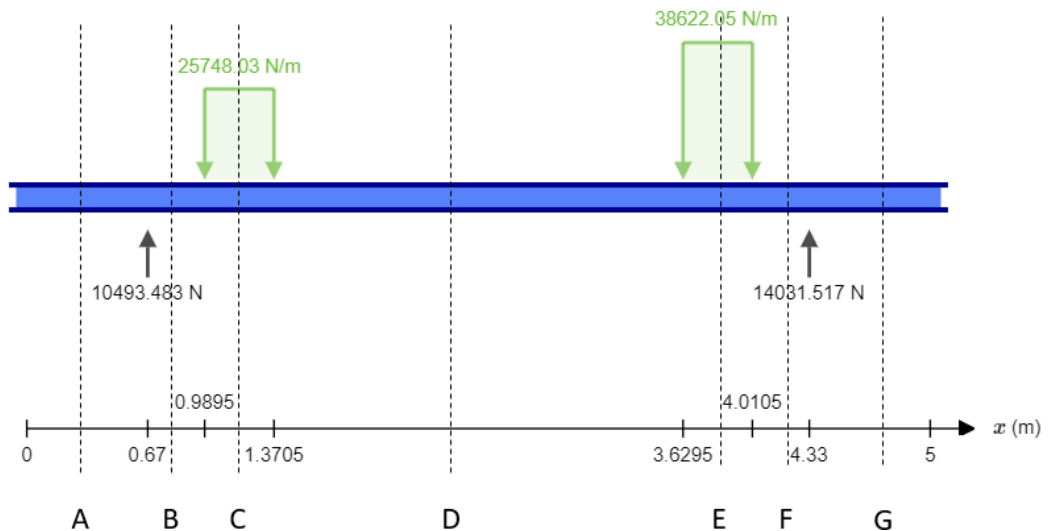
Diagrama 2. Reacciones de apoyo viga principal



Fuente: elaboración propia con base en programa Skyciv

Conociendo los valores de las reacciones, se procede a realizar el diagrama de fuerza cortante y momento flector para la viga, para ello, se emplea el método de cortes y secciones:

Diagrama 3. Secciones viga principal



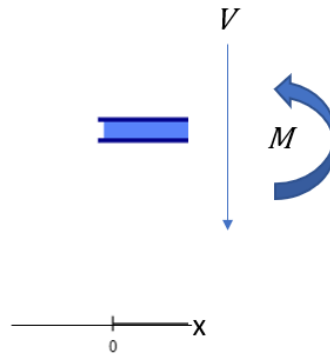
Fuente: elaboración propia con base a programa Skyciv

Se realizan siete cortes y se procede a hallar las ecuaciones de fuerza cortante, momento flector y la curva elástica

Sección A

$$0 \text{ m} \leq X \leq 0,67 \text{ m}$$

Diagrama 4. Corte sección A



Fuente: elaboración propia con base a programa Skyciv

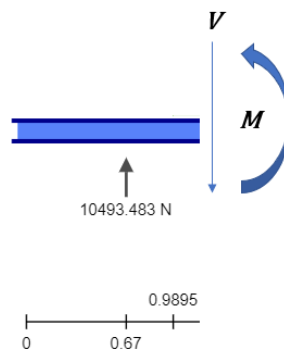
$$V = 0$$

$$M_{corte} = 0$$

Sección B

$$0,67 \text{ m} \leq X \leq 0,9895 \text{ m}$$

Diagrama 5. Corte sección B



Fuente: elaboración propia con base a programa Skyciv

$$V = 10493,483N$$

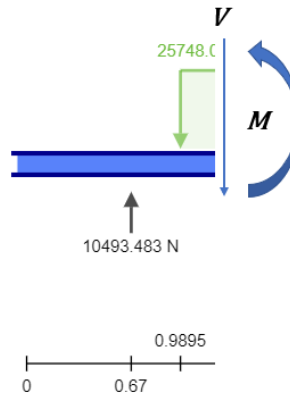
$$0 = M - 10493,483 * (X - 0,67)$$

$$M = 10493,483N * X - 7030,63Nm$$

Sección C

$$0,9895m \leq X \leq 1,3705m$$

Diagrama 6. Corte sección C



Fuente: elaboración propia con base a programa Skyciv

$$V = 10493,483N - 25748,03 \frac{N}{m} * (X - 1,3705m)$$

$$V = -25748,03 \frac{N}{m} * X + 45781,16N$$

$$M = 10493,483N * (X - 0,67m) - \left(25748,03 \frac{N}{m}\right) (X - 0,9895m) \left(\frac{X - 0,9895}{2}\right)$$

$$M = 10493,483N * (X - 0,67m) - \left(25748,03 \frac{N}{m}\right) \left(\frac{X^2}{2} - 0,9895m * X + 0,4895m^2\right)$$

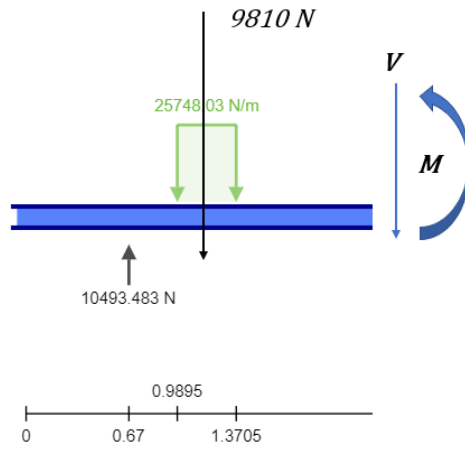
$$M = 10493,483N * X - 7030,63Nm - 12874,015 \frac{N}{m} X^2 + 25477,68N * X - 12603,66 Nm$$

$$M = -12874,02 \frac{N}{m} * X^2 + 35971,46N * X - 19634,29Nm$$

Sección D

$$1,37055m \leq X \leq 3,6295m$$

Diagrama 7. Corte sección D



Fuente: elaboración propia con base a programa Skyciv

$$V = 10493,483\text{N} - 9810\text{N}$$

$$V = 683,483\text{N}$$

$$M = 10493,483\text{N} * (X - 0,67\text{m}) - 9810\text{N}(X - 1,18\text{m})$$

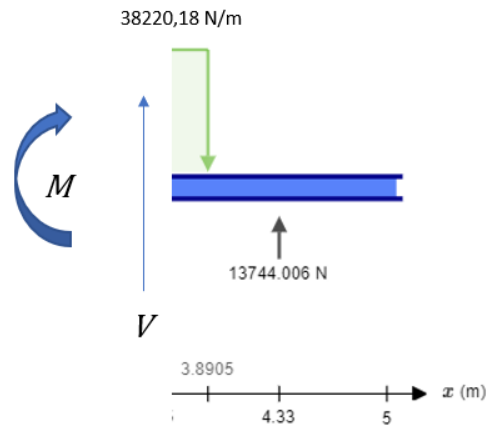
$$M = 10493,483\text{N} * X - 7030,63\text{Nm} - 9810\text{N} * X + 11575,8\text{Nm}$$

$$M = 683,483\text{N} * X + 4545,17\text{Nm}$$

Sección E

$$0,9895\text{m} \leq X \leq 1,3705\text{m}$$

Diagrama 8. Corte sección E



Fuente: elaboración propia con base a programa Skyciv

$$V = -14031,517N + 38220,18 \frac{N}{m} (X - 1,3705m)$$

$$V = -66412,27N + 38220,18 \frac{N}{m} * X$$

$$M = -38220,18 \frac{N}{m} * (X - 0,9895m) \left(\frac{X - 0,9895}{2} \right) + 14031,517N (X - 0,67m)$$

$$M = -38220,18 \frac{N}{m} * \left(\frac{X^2}{2} - 0,9895m * X + 0,4895m^2 \right) + 14031,517N * X - 9401,12Nm$$

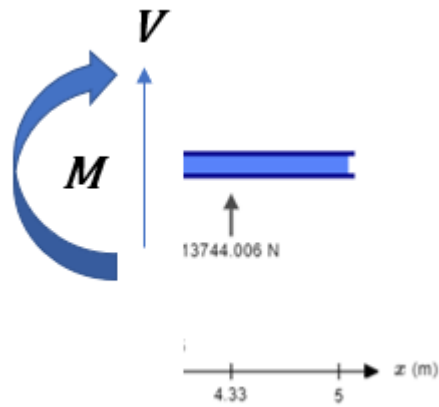
$$M = -19110,19 \frac{N}{m} X^2 + 37818,879N * X - 18708,78Nm + 14031,517N * X - 9401,12Nm$$

$$M = -19110,19 \frac{N}{m} X^2 + 51850,396N * X - 28109,89m$$

Sección F

$$0,67 m \leq X \leq 0,9895 m$$

Diagrama 9. Corte sección F



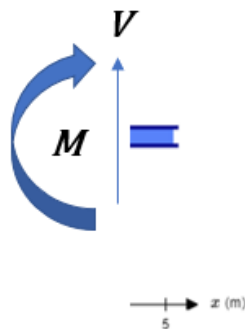
Fuente: elaboración propia con base a programa Skyciv

$$V = -14031,517\text{N}$$
$$M = 14031,517\text{N} * (X - 0,67\text{m})$$
$$M = 14031,517\text{N} * X - 9401,12\text{Nm}$$

Sección G

$$0\text{m} \leq X \leq 0,67\text{m}$$

Diagrama 10. Corte sección G

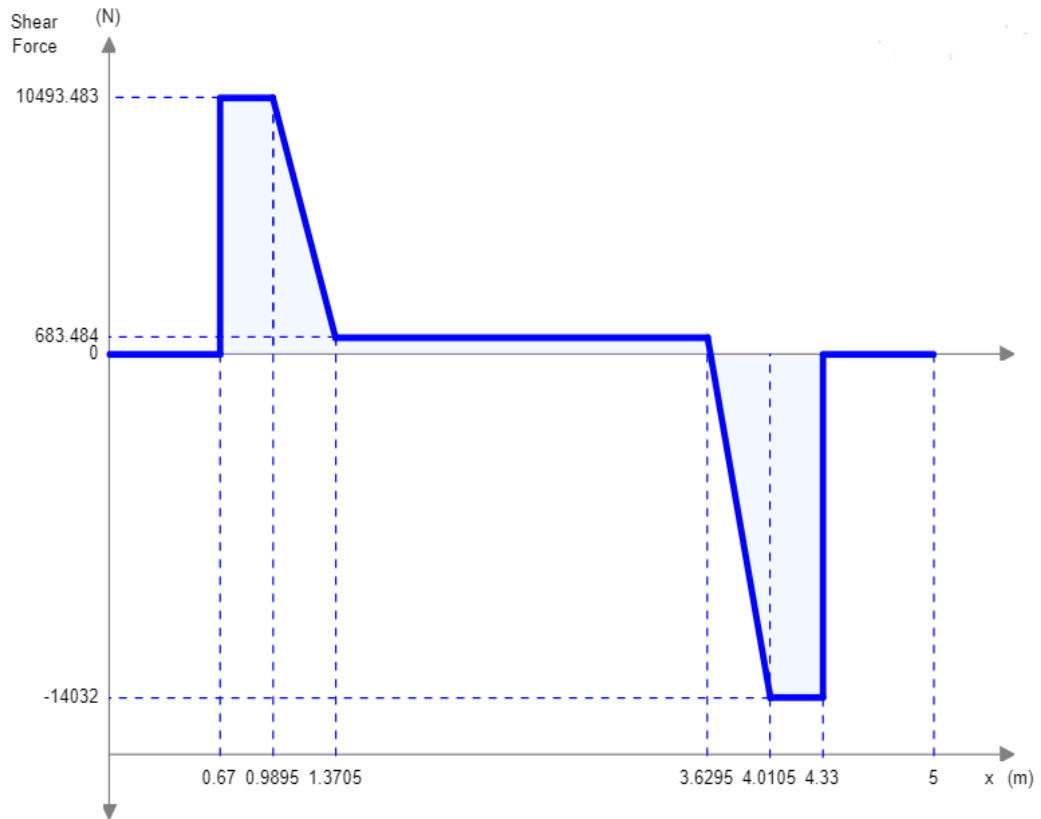


Fuente: elaboración propia con base a programa Skyciv

$$V = 0$$
$$M = 0$$

Haciendo uso del software SkyCiv los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector son los siguientes:

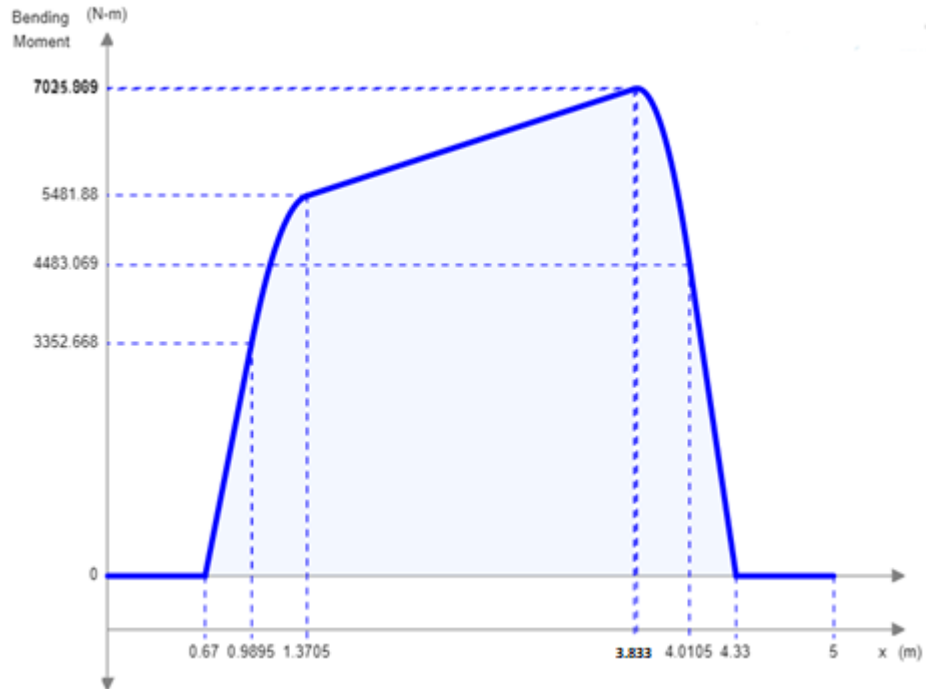
Diagrama 11. Fuerza cortante Viga doblada



Fuente elaboración propia con base a programa Skyciv

Según el diagrama, la máxima fuerza cortante es $V = 10493,483N$

Diagrama 12. Momento flector viga doblada



Fuente elaboración propia con base a programa Skyciv

El máximo momento flector es de $7056,98Nm$.

Conociendo los valores del máximo esfuerzo cortante y el máximo momento flector, se procede a calcular el valor del esfuerzo por cortante (τ) y el esfuerzo por flexión (σ), para esto se usan las siguientes formulas respectivamente:

Ecuación 1. Esfuerzo normal

$$\sigma = \frac{Mc}{I}$$

Fuente: BEER, Ferdinand.
Mecánica de materiales. 3cera ed. México D.F. Editorial McGraw Hill 2000. p 309.
[Consultado: 25 Agosto 2019]

En donde

M = Momento máximo por flexión

c = La distancia desde el eje neutro a la ubicación de la última fibra

I = Momento de inercia

Para conocer los valores de las variables geométricas nombradas con anterioridad, se emplea el software MDSOLIDS 4.0, los valores son los siguientes:

$$\begin{aligned}\bar{y} &= 0,0489m \\ \bar{x} &= 1m \\ I_x &= 2,2475 \times 10^{-4} m^4 \\ I_y &= 0,0597 m^4 \\ A &= 0,1833 m^2 \\ E &= 200 GPa \\ EI_x &= 44,95 \times 10^6 Nm^2\end{aligned}$$

Para el cálculo del esfuerzo por flexión de la viga, la variable c es igual a la distancia que existe entre el eje neutro a la última fibra que está en contacto con la fuerza que actúa en ésta, así que su valor se obtiene de la siguiente manera

$$c = 0,086m - \bar{y} = 0,0371m$$

Reemplazando los valores en la ecuación 5 se obtiene lo siguiente

$$\sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{7056,98Nm * 0,0371 m}{2,2475 \times 10^{-4} m^4} = 1,165 MPa$$

Seguido, se procede a calcular la máxima deflexión que se puede presentar en la viga, para ello se emplea el método de integración doble.

Conociendo las ecuaciones de momento flector calculadas con anterioridad, se procede a integrar cada una de ellas, con la finalidad de encontrar la máxima deflexión en la viga

Ecuación 2. Curva elástica

$$EI \frac{\delta_y^2}{\delta_x^2} = M_1(x)$$

Fuente: BEER, Ferdinand.
Mecánica de materiales.
3era ed. México D.F.
Editorial Mc Graw Hill 2000.
p 530. [Consultado: 28
Agosto 2019]

Con base en la ecuación (2) se procede a realizar la doble integración para cada sección

Sección A.

$$\begin{aligned}0 m &\leq X \leq 0,67 m \\ EI \frac{\delta_y^2}{\delta_x^2} &= M_1(x) \\ M(X) &= 0\end{aligned}$$

$$EI\theta(X) = 0 + C_1$$

$$EIY(X) = 0 + C_1 * X + C_2$$

Condiciones de frontera

$$X = 0; Y(X) = 0$$

$$X = 0; \theta(X) = 0$$

Empleando las condiciones de frontera se obtiene

$$C_1 = 0$$

$$C_2 = 0$$

Por lo tanto, las ecuaciones para este tramo son las siguientes:

$$M(X) = 0$$

$$EI\theta(X) = 0$$

$$EIY(X) = 0$$

Sección B

$$M(X) = 10493,483N * X - 7030,63Nm$$

$$EI\theta(X) = 5246,741N * X^2 - 7030,63Nm * X + C_1$$

$$EIY(X) = 1748,91N * X^3 - 3515,315Nm * X^2 + C_1X + C_2$$

Para el cálculo de la pendiente en el apoyo, se emplea el método de continuidad de tramo, con el fin de obtener el valor en el punto compartido por ambos tramos (A-B). Reemplazando en la ecuación se obtiene lo siguiente

$$EI\theta(0,67) = 0$$

Las condiciones de frontera para el tramo B son las siguientes:

$$X = 0,67; Y(X) = 0$$

$$X = 0,67; \theta(X) = 0$$

Empleando las condiciones de frontera se obtiene:

$$C_1 = 0$$

$$C_2 = 0$$

Las ecuaciones de la pendiente y la curva elástica, para el tramo A ($0 m \leq X \leq 0,67 m$), son las siguientes respectivamente:

$$EI\theta(X) = 5246,741N * X^2 - 7030,63Nm * X$$

$$EIY(X) = 1748,91N * X^3 - 3515,315Nm * X^2$$

Se procede a emplear el mismo método para determinar las ecuaciones de la pendiente y de la deflexión en el tramo B:

$$\begin{aligned}
EIM_2(X) &= 10493,483N * X - 7030,63Nm \\
EI\theta_2(X) &= 5246,74N * X^2 - 7030,63Nm * X + C_3 \\
EIY_2(X) &= 1748,91N * X^3 - 3515,31Nm * X^2 + C_3 * X + C_4
\end{aligned}$$

Empleando el teorema de continuidad de tramo, se pueden hallar los valores de las constantes, gracias a las siguientes condiciones de frontera.

Condiciones de frontera.

$$\begin{aligned}
X = 0,67; Y(X) &= 0 \\
X = 0,67; \theta(X) &= 0
\end{aligned}$$

Así, que se obtiene lo siguiente.

$$\begin{aligned}
C_3 &= -5246,74N * (0,67m)^2 + 7030Nm * (0,67m) \\
C_3 &= 2627,67 Nm^2 \\
C_4 &= -1748,91N * (0,67m)^3 + 3515,31 Nm * (0,67m)^2 - 2627,67 Nm^2 * (0,67m) \\
C_4 &= -708,52 Nm^3
\end{aligned}$$

Las ecuaciones de la pendiente y la curva elástica, para el tramo B ($0,67 m \leq X \leq 0,9895 m$), son las siguientes respectivamente:

$$\begin{aligned}
EI\theta_2(X) &= 5246,74N * X^2 - 7030,63Nm * X + 2627,67 Nm^2 \\
EIY_2(X) &= 1748,91N * X^3 - 3515,31Nm * X^2 + 2627,67 Nm^2 * X - 708,52 Nm^3
\end{aligned}$$

Para conocer las constantes de integración en el siguiente tramo (tramo C) es necesario conocer la deflexión y la pendiente que se produce en el punto en común con el tramo anterior (tramo B), siendo este $X = 0,9895 m$

$$\begin{aligned}
EI\theta_2(0,9895) &= 5246,74N * (0,9895m)^2 - 7030,63Nm * (0,9895m) + 2627,67 Nm^2 \\
EI\theta_2(0,9895) &= 808 Nm^2 \\
EIY_2(0,9895) &= 1748,91N * X^3 - 3515,31Nm * X^2 + 2627,67 Nm^2 * X - 708,52 Nm^3 \\
EIY_2(0,9895) &= 144,08 Nm^3
\end{aligned}$$

Seguido, se realiza la doble integración de la ecuación de momentos definida para el tramo C ($0,9895m \leq X \leq 1,3705m$).

$$\begin{aligned}
EIM_3 &= -12874,02 \frac{N}{m} * X^2 + 35971,46N * X - 19634,29Nm \\
EI\theta_3(X) &= -4291,34 \frac{N}{m} * X^3 + 17985,73N * X^2 - 19634,29Nm * X + C_1 \\
EIY_3(X) &= -1230,335 \frac{N}{m} * X^4 + 5995,24N * X^3 - 9817,145Nm * X^2 * C_1X + C_2
\end{aligned}$$

Para conocer las constantes del tramo en análisis, se requiere emplear el método de continuidad definido de la siguiente manera:

$$\begin{aligned}
EI\theta_2(0,9895) &= EI\theta_3(0,9895) \\
EIY_2(0,9895) &= EIY_3(0,9895)
\end{aligned}$$

Reemplazando los valores se obtiene:

$$808 \text{ Nm}^2 = -4291,34 \frac{\text{N}}{\text{m}} * (0,9895)^3 + 17985,73\text{N} * (0,9895)^2 - 19634,29\text{Nm} * (0,9895) + C_1$$

$$C_5 = 6783,69 \text{ Nm}^2$$

$$144,08 \text{ Nm}^3 = -1230,335 \frac{\text{N}}{\text{m}} * (0,9895\text{m})^4 + 5995,24\text{N} * (0,9895\text{m})^3 - 9817,145\text{Nm} * (0,9895\text{m})^2 + 6783,69 \text{ Nm}^2(0,9895\text{m}) + C_2$$

$$C_6 = -1585,21\text{Nm}^3$$

Las ecuaciones para el tramo C son las siguientes.

$$EI\theta_3(X) = -4291,34 \frac{\text{N}}{\text{m}} * X^3 + 17985,73\text{N} * X^2 - 19634,29\text{Nm} * X + 6783,69 \text{ Nm}^2$$

$$EIY_3(X) = -1230,335 \frac{\text{N}}{\text{m}} * X^4 + 5995,24\text{N} * X^3 - 9817,145\text{Nm} * X^2 + 6783,69 \text{ Nm}^2 X - 1591,47\text{Nm}^3$$

Para conocer las constantes de integración en el siguiente tramo (tramo 4) es necesario conocer la deflexión y la pendiente que se produce en el punto en común con el tramo anterior (tramo C), siendo este $X = 1,3705\text{m}$.

$$EI\theta_3(1,3705) = -4291,34 \frac{\text{N}}{\text{m}} * (1,3705\text{m})^3 + 17985,73\text{N} * (1,3705\text{m})^2 - 19634,29\text{Nm} * (1,3705\text{m}) + 6783,69 \text{ Nm}^2$$

$$EI\theta_3(1,3705) = 2608,95\text{Nm}^2$$

$$EIY_3(1,3705) = -1230,335 \frac{\text{N}}{\text{m}} * (1,3705\text{m})^4 + 5995,24\text{N} * (1,3705\text{m})^3 - 9817,145\text{Nm} * (1,3705\text{m})^2 + 6783,69 \text{ Nm}^2(1,3705\text{m}) - 1591,47\text{Nm}^3$$

$$EIY_3(1,3705) = 358,59\text{Nm}^3$$

Seguido, se realiza la doble integración de la ecuación de momentos definida para el tramo D ($1,3705\text{m} \leq X \leq 3,6295\text{m}$).

$$M_4(X) = 683,483\text{N} * X + 4545,17\text{Nm}$$

$$EI\theta_4(X) = 341,74\text{N} * X^2 + 4545,17\text{Nm} * X + C_1$$

$$EIY_4(X) = 113,91\text{N} * X^3 + 2272,58\text{Nm} * X^2 + C_1 * X + C_2$$

Se hace uso del principio de continuidad de tramo para hallar el valor de las constantes de integración.

$$EI\theta_3(1,3705) = EI\theta_4(1,3705)$$

$$2608,95\text{Nm}^2 = 341,74 * (1,3705\text{m})^2 + 4545,17\text{Nm} * (1,3705\text{m}) + C_1$$

$$C_7 = -4262,08 \text{ Nm}^2$$

$$EIY_3(1,3705) = EIY_4(1,3705)$$

$$358,59Nm^3 = 113,91 * (1,3705m)^3 + 2272,58Nm * (1,3705m)^2 - 4262,08 Nm^2 * (1,3705m) + C_2$$

$$C_8 = 1638,03Nm^3$$

Las ecuaciones de la curva de deflexión de la viga y la pendiente para el tramo D son:

$$EI\theta_4(X) = 341,74 * X^2 + 4545,17Nm * X - 4262,08 Nm^2$$

$$EIY_4(X) = 113,91 * X^3 + 2272,58Nm * X^2 - 4262,08 Nm^2 * X + 1638,03Nm^3$$

Para conocer las constantes de integración en el siguiente tramo (tramo E) es necesario conocer la deflexión y la pendiente que se produce en el punto en común con el tramo anterior (tramo D), siendo este $X = 3,6295m$.

$$EI\theta_4(3,6295) = 341,74N * (3,6295m)^2 + 4545,17Nm * (3,6295m) - 4262,08 Nm^2$$

$$EI\theta_4(3,6295) = 16736,45Nm^2$$

$$EIY_4(3,6295) = 113,91N * (3,6295m)^3 + 2272,58Nm * (3,6295m)^2 - 4262,08 Nm^2 * (3,6295m) + 1638,03Nm^3$$

$$EIY_4(3,6295) = 21552,43Nm^3$$

Seguido, se realiza la doble integración de la ecuación de momentos definida para el tramo cinco (E) para $0,9895m \leq X \leq 1,3705m$ siendo cortada la viga del lado contrario

$$M_5(X) = -19110,19 \frac{N}{m} X^2 + 51850,396N * X - 28109,89Nm$$

$$EI\theta_5(X) = -6370,06 \frac{N}{m} X^3 + 25925,2N * X^2 - 28109,89Nm * X + C_9$$

$$EIY_5(X) = -1592,51 \frac{N}{m} X^4 + 8641,73N * X^3 - 14054,95Nm * X^2 + C_9 * X + C_{10}$$

Empleando el principio de continuidad para conocer los valores de las constantes de integración.

$$EIY_4(3,6295) = EIY_5(1,3705)$$

$$16736,45Nm^2$$

$$= -6370,06 \frac{N}{m} (1,3705m)^3 + 25925,2N * (1,3705m)^2 - 28109,89Nm * (1,3705m) + C_9$$

$$C_9 = 22964,13Nm^2$$

$$EIY_4(3,6295) = EIY_5(1,3705)$$

$$21552,43Nm^3$$

$$= -1592,51 \frac{N}{m} (1,3705m)^4 + 8641,73N * (1,3705m)^3 - 14054,95Nm * (1,3705m)^2 + 22964,13Nm^2 * (1,3705m) + C_{10}$$

$$C_{10} = -147,98Nm^3$$

Las ecuaciones de la curva de deflexión de la viga y la pendiente para el tramo E son:

$$EI\theta_5(X) = -6370,06 \frac{N}{m} X^3 + 25925,2N * X^2 - 28109,89Nm * X + 22964,13Nm^2$$

$$EIY_5(X) = -1592,51 \frac{N}{m} X^4 + 8641,73N * X^3 - 14054,95Nm * X^2 + 22964,13Nm^2 * X - 147,98Nm^3$$

Seguido, se realiza la doble integración de la ecuación de momentos definida para el tramo E para $0,67 m \leq X \leq 0,9895m$ siendo cortada la viga del lado contrario (derecha – izquierda).

$$M_6(X) = 14031,517N * X - 9401,12Nm$$

$$EI\theta_6(X) = 7015,76N * X^2 - 9401,12Nm * X + C_{11}$$

$$EIY_6(X) = 2338,59N * X^3 - 4700,56Nm * X^2 + C_{11} + C_{12}$$

Las condiciones de frontera para el tramo en análisis (tramo F) son las siguientes

$$X = 0,67; Y(X) = 0$$

$$X = 0,67; \theta(X) = 0$$

Reemplazando los valores de las condiciones de frontera, se obtiene lo siguiente

$$0 = 7015,76N * (0,67m)^2 - 9401,12Nm * (0,67m) + C_{11}$$

$$C_{11} = 3149,37Nm^2$$

$$0 = 2338,59N * (0,67m)^3 - 4700,56Nm * (0,67m)^2 + 3149,37Nm^2 + C_{12}$$

$$C_{12} = -1742,45 Nm^3$$

Las ecuaciones de la curva de deflexión de la viga y la pendiente para el tramo F son:

$$EI\theta_6(X) = 7015,76N * X^2 - 9401,12Nm * X + 3149,37Nm^2$$

$$EIY_6(X) = 2338,59N * X^3 - 4700,56Nm * X^2 + 3149,37Nm^2 - 1742,45 Nm^3$$

Seguido, se emplea el método de doble integración para calcular las ecuaciones de la curva de deflexión y la pendiente para el tramo G) donde $0 m \leq X \leq 0,67 m$ siendo analizada la viga de derecha a izquierda.

$$M_7 = 0$$

$$EI\theta_7(X) = 0 + C_{13}$$

$$EIY_7(X) = 0 + C_{13} + C_{14}$$

Las condiciones de frontera para el tramo G son las siguientes:

$$X = 0,67; Y(X) = 0$$

$$X = 0,67; \theta(X) = 0$$

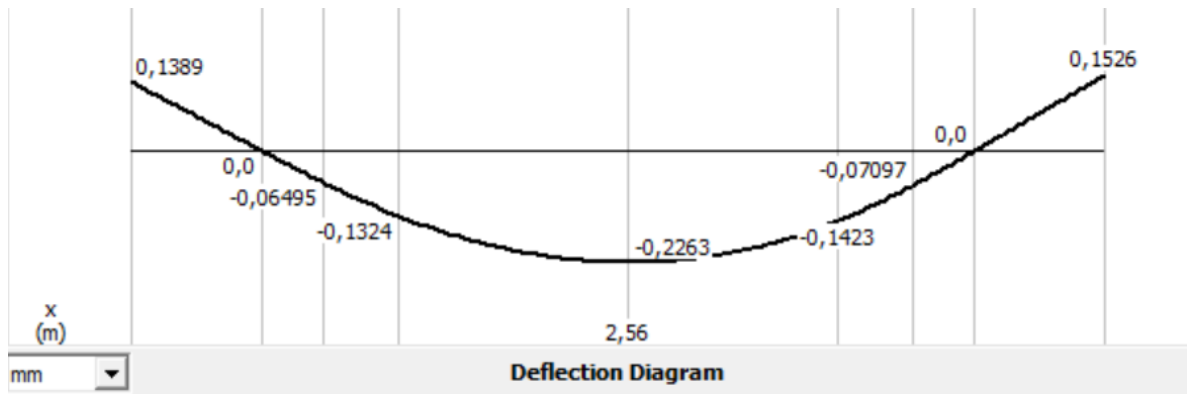
Haciendo uso de las condiciones de frontera, se calculan los valores de las constantes de integración:

$$\begin{aligned} 0 &= 0 + C_{13} \\ C_{13} &= 0 \\ 0 &= 0 + C_{14} \\ C_{14} &= 0 \end{aligned}$$

El análisis muestra que no existe deflexión, y, por ende, una pendiente en el tramo G de la viga en análisis.

Se procede a realizar la gráfica de deflexión de la viga:

Diagrama 13. Deflexión de la viga principal

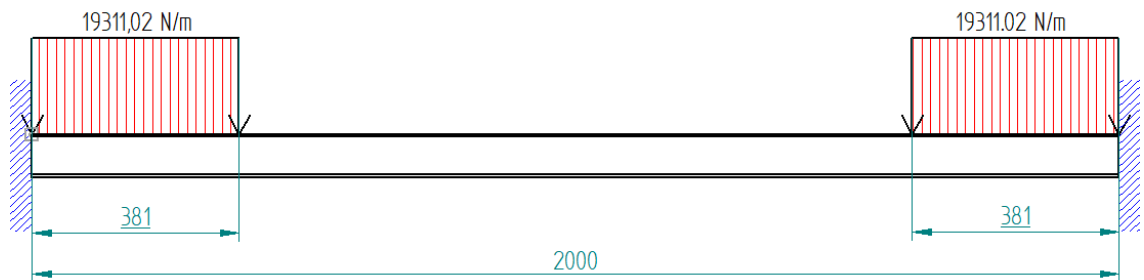


Fuente elaboración propia con base a programa MDSOLIDS

Se evidencia que la máxima deflexión en la viga se va a presentar a 2,56 m, y su valor es de 0,23mm siendo este un valor admisible para el sistema.

A continuación, se realiza en análisis de la viga en la que va a estar soportada la bandeja, siendo esta, una viga IPE 80 de 2 metros de longitud, empotrada en sus extremos

Diagrama 14. Distribución de carga Viga IPE80



Fuente elaboración propia con base a programa MDSOLIDS

Para hallar la ecuación de la curva de deflexión de la viga, los momentos flectores y la fuerza cortante, se emplea el método de superposición, para ello, se descompone la viga en dos, y cada una de estas tiene una carga distribuida como se muestra en la siguiente imagen

Diagrama 15. Superposición viga IPE80

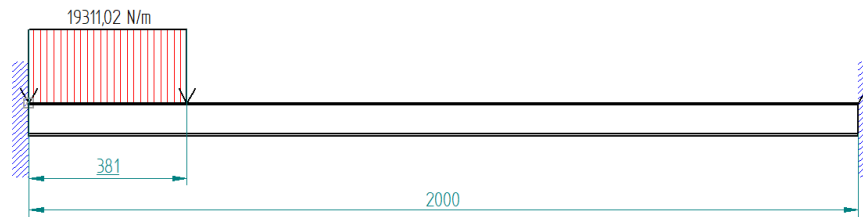


Fuente: elaboración propia con base a Skyciv

Para resolver este problema, se emplean las formulas para el cálculo de deflexiones y pendientes (Apendice A)

Viga A

Diagrama 16. Viga IPE80 tramo A



Fuente: Elaboracion propia con base a Skyciv

Ecuación 3. Momento en el apoyo A para una Viga empotrada - Carga uniforme parcial en un lado

$$M_A = -\frac{W_o a^2}{12L^2} (6L^2 - 8La + 3a^2)$$

Fuente: VAXA software. [Sitio web]
Formulas de deformación de vigas.
México D.F. p 15. [Consultado: 3
Septiembre 2019]

Ecuación 4. Momento n el apoyo B para una viga empotrada- Carga uniforme parcial en un lado

$$M_B = -\frac{W_o a^3}{12L^2} (4L - 3a)$$

Fuente: VAXA software. [Sitio
web] Formulas de deformación
de vigas. México D.F. p 15.
[Consultado: 3 Septiembre
2019]

Ecuación 5. Reacción en el apoyo A para una viga empotrada- Carga uniforme parcial en un lado

$$R_A = \frac{W_o(L + b)a}{2L} - \frac{M_A - M_B}{L}$$

Fuente: VAXA software. [Sitio web] Formulas de deformación de vigas. México D.F. p 15.
[Consultado: 3 Septiembre 2019]

Ecuación 6. Reacción en el apoyo B para una viga empotrada- Carga uniforme parcial en un lado

$$R_B = \frac{W_o a^2}{2L} + \frac{M_A - M_B}{L}$$

Fuente: VAXA software.
[Sitio web] Formulas de deformación de vigas. México D.F. p 15. [Consultado: 3 Septiembre 2019]

Reemplazando los valores se obtiene

$$M_A = - \frac{19311,02 \frac{N}{m} * (0,381m)^2}{12 * (2m)^2} (6(2m)^2 - 8(2m)(0,381m) + 3(0,381m)^2)$$

$$M_A = -1071,03Nm$$

$$M_B = - \frac{19311,02 \frac{N}{m} * (0,381m)^3}{12 * (2m)^2} (4(2m) - 3(0,381m))$$

$$M_B = -152,57Nm$$

$$R_A = \frac{19311,02 \frac{N}{m} (2m + 1,619m)(0,381m)}{2(2m)} - \frac{(-1071,03Nm) - (-152,57Nm)}{2m}$$

$$R_A = 7115,93N$$

$$R_B = \frac{19311,02 \frac{N}{m} * (0,381m)^2}{2(2m)} + \frac{(-1071,03Nm) - (-152,57Nm)}{2m}$$

$$R_B = 241,57N$$

La ecuación de momento para el tramo A - C ($0m \leq X \leq 0,381m$) es la siguiente:

$$M_{AC}(X) = 7115,93NX - 1071,03Nm - \frac{19311,02 \frac{N}{m} X^2}{2}$$

La ecuación de momento para el tramo C - B ($0,381m \leq X \leq 2m$) es la siguiente:

$$M_{CB}(X) = 241,57N(2m - x) - 152,57Nm$$

La ecuación de la pendiente para el tramo A - C ($0m \leq X \leq 0,381m$) es la siguiente:

$$\theta_{AC} = \frac{-X}{6 * 200 \text{ GPa} * 8x10^{-7}m^4} \left(19311,02 \frac{N}{m} X^2 - 3(7115,93N)(X) - 6(-1071,03Nm) \right)$$

$$\theta_{AC} = \frac{X}{960000Nm^2} (19311,02 \frac{N}{m} X^2 - 21347,79N * X + 6426,18 Nm)$$

La ecuación de la pendiente para el tramo C - B ($0,381m \leq X \leq 2m$) es la siguiente:

$$\theta_{CB} = \frac{-1}{2 * 200 \text{ GPa} * 8x10^{-7}m^4} [241,57N * X^2 - 2(-152,57Nm + (2m)(241,57N))X + 2m(2 * -152,57Nm) + 2m(241,57N)]$$

$$\theta_{CB} = -\frac{3,125x10^{-6}}{Nm^2} [241,57N * X^2 - 661,14Nm * X + 1576,56Nm^2]$$

La ecuación de la curva de deflexión para el tramo A - C ($0m \leq X \leq 0,381m$) es la siguiente:

$$Y_{ac}(X) = \frac{-X^2}{24 * 200 \text{ GPa} * 8x10^{-7}m^4} (19311,02 \frac{N}{m} * X^2 - 4(7115,93N * X) - 12(-1071,03Nm))$$

$$Y_{ac}(X) = \frac{-X^2}{3,84x10^6Nm^2} (19311,02 \frac{N}{m} * X^2 - 28463,72N * X + 12852,36Nm)$$

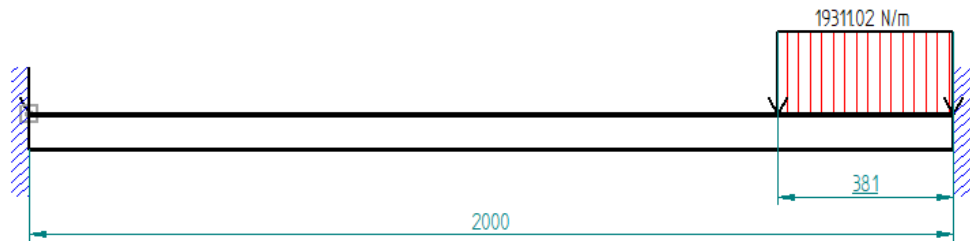
La ecuación de la curva de deflexión para el tramo C - B ($0,381m \leq X \leq 2m$) es la siguiente:

$$Y_{CB}(X) = \frac{3((-152,57Nm) + 2m(241,57N))X^2 - 241,57N * X^3}{6 * 200 GPa * 8x10^{-7}m^4} + \frac{((2m)^2(3 * -152,57Nm + 2m(241,57N)))}{6 * 200 GPa * 8x10^{-7}m^4} + \frac{-3(2 * -152,57Nm + 2m * 241,57N) * 2m * X}{6 * 200 GPa * 8x10^{-7}m^4}$$

$$Y_{CB}(X) = \frac{991,71Nm * X^2 - 241,57N * X^3}{960000Nm^2} + \frac{101,72Nm^3 - 1068Nm^2 * X}{960000Nm^2}$$

Viga B

Diagrama 17. Viga IPE80 tramo B



Fuente: elaboración propia con base a Skyciv

$$M_{A'} = -\frac{W_o a^2}{12L^2} (6L^2 - 8La + 3a^2)$$

$$M_{B'} = -\frac{W_o a^3}{12L^2} (4L - 3a)$$

$$R_{A'} = \frac{W_o(L + b)a}{2L} - \frac{M_A - M_B}{L}$$

$$R_{B'} = \frac{W_o a^2}{2L} + \frac{M_A - M_B}{L}$$

Reemplazando los valores se obtiene:

$$M_{B'} = -\frac{19311,02 \frac{N}{m} * (0,381m)^2}{12 * (2m)^2} (6(2m)^2 - 8(2m)(0,381m) + 3(0,381m)^2)$$

$$M_{B'} = -1071,03Nm$$

$$M_{A'} = -\frac{19311,02 \frac{N}{m} * (0,381m)^3}{12 * (2m)^2} (4(2m) - 3(0,381m))$$

$$M_{A'} = -152,57Nm$$

$$R_{B'} = \frac{19311,02 \frac{N}{m} (2m + 1,619m)(0,381m)}{2(2m)} - \frac{(-1071,03Nm) - (-152,57Nm)}{2m}$$

$$R_{B'} = 7115,93N$$

$$R_{A'} = \frac{19311,02 \frac{N}{m} * (0,381m)^2}{2(2m)} + \frac{(-1071,03Nm) - (-152,57Nm)}{2m}$$

$$R_{A'} = 241,57N$$

La ecuación de momento para el tramo B- C ($0m \leq X \leq 0,381m$) es la siguiente:

$$M_{BC}(X) = 7115,93NX - 1071,03Nm - \frac{19311,02 \frac{N}{m} X^2}{2}$$

La ecuación de momento para el tramo C - A ($0,381m \leq X \leq 2m$) es la siguiente:

$$M_{CA}(X) = 241,57N(2m - x) - 152,57Nm$$

La ecuación de la pendiente para el tramo B - C ($0m \leq X \leq 0,381m$) es la siguiente:

$$\theta_{BC} = \frac{-X}{6 * 200 \text{ GPa} * 8x10^{-7}m^4} \left(19311,02 \frac{N}{m} X^2 - 3(7115,93N)(X) - 6(-1071,03Nm) \right)$$

$$\theta_{BC} = \frac{X}{960000Nm^2} (19311,02 \frac{N}{m} X^2 - 21347,79N * X + 6426,18 Nm)$$

La ecuación de la pendiente para el tramo C - A ($0,381m \leq X \leq 2m$) es la siguiente:

$$\theta_{CA} = \frac{-1}{2 * 200 \text{ GPa} * 8x10^{-7}m^4} [241,57N * X^2 - 2(-152,57Nm + (2m)(241,57N))X + 2m((2 * -152,57Nm) + 2m(241,57N))]$$

$$\theta_{CA} = -\frac{3,125 \times 10^{-6}}{Nm^2} [241,57N * X^2 - 661,14Nm * X + 1576,56Nm^2]$$

La ecuación de la curva de deflexión para el tramo B- C ($0m \leq X \leq 0,381m$) es la siguiente:

$$Y_{BC}(X) = \frac{-X^2}{24 * 200 GPa * 8 \times 10^{-7} m^4} (19311,02 \frac{N}{m} * X^2 - 4(7115,93N * X) - 12(-1071,03Nm))$$

$$Y_{BC}(X) = \frac{-X^2}{3,84 \times 10^6 Nm^2} (19311,02 \frac{N}{m} * X^2 - 28463,72N * X + 12852,36Nm)$$

La ecuación de la curva de deflexión para el tramo C - A ($0,381m \leq X \leq 2m$) es la siguiente:

$$Y_{CA}(X) = (3((-152,57Nm) + 2m(241,57N))X^2 - 241,57N * X^3)/(6 * 200 GPa * 8 \times 10^{-7} m^4) + ((2m)^2 (3 * -152,57Nm + 2m(241,57N)) - 3(2 * -152,57Nm + 2m * 241,57N) * 2m * X)/(6 * 200 GPa * 8 \times 10^{-7} m^4)$$

$$Y_{CA}(X) = \frac{991,71Nm * X^2 - 241,57N * X^3}{960000Nm^2} + \frac{101,72Nm^3 - 1068Nm^2 * X}{960000Nm^2}$$

Se realiza la suma de los resultados de ambas vigas (A - B), con la finalidad de obtener las reacciones y las ecuaciones usando el principio de superposición

$$M_{AT} = M_A + M_{A'}$$

$$M_{AT} = -1071,03Nm - 152,57Nm$$

$$M_{AT} = 1223,6Nm$$

$$M_{BT} = M_B + M_{B'}$$

$$M_{BT} = -152,57Nm - 1071,03Nm$$

$$R_{AT} = R_A + R_{A'}$$

$$R_{AT} = 7115,93N + 241,57N$$

$$R_{AT} = 7357,5N$$

$$R_{BT} = R_B + R_{B'}$$

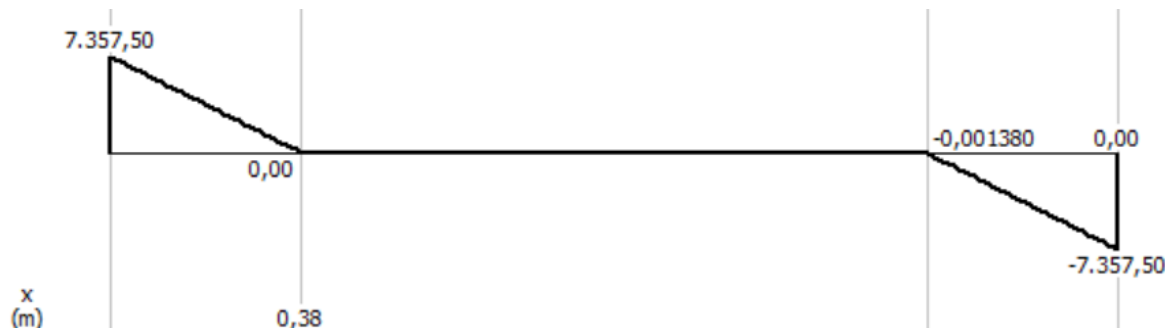
$$R_{BT} = 241,57N + 7115,93N$$

$$R_{BT} = 7357,5N$$

La ecuación para hallar la fuerza cortante en cualquier coordenada de la viga es la siguiente

$$V(X) = 7357,5N - 19311,02 \frac{N}{m} * X$$

Diagrama 18. Cortante viga IPE 8



Fuente elaboración propia con base a programa MDSOLIDS

El máximo cortante es de $V = 7357,5N$, se procede a calcular el esfuerzo cortante al que esta sometido la viga

Ecuación 7. Esfuerzo cortante

$$\tau_{xy} = \frac{VQ}{It}$$

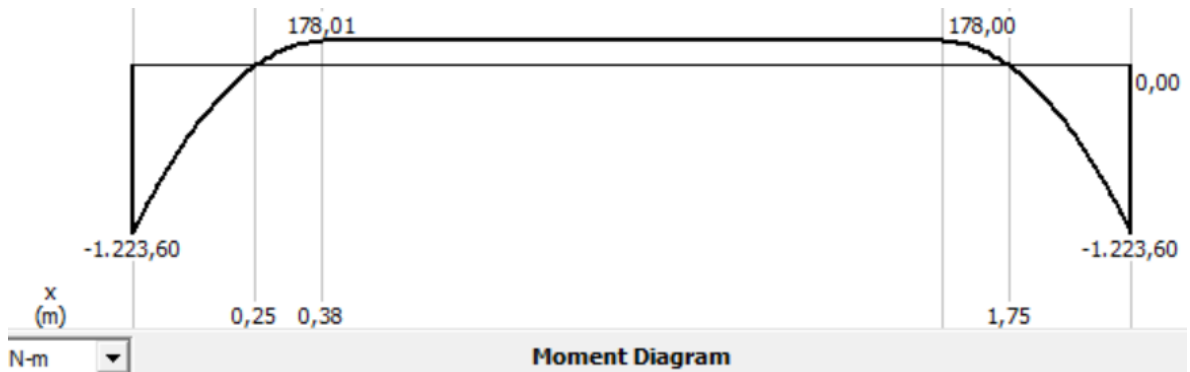
Fuente: BEER, Ferdinand.
Mecánica de materiales. 3era ed.
México D.F. Editorial Mc Graw Hill
2000. p 376. [Consultado: 28
Septiembre 2019]

$$\tau_{xy} = \frac{7357,5N * 3,056x10^{-5}}{8x10^{-7} * 5,2x10^{-3}} = 52,58KPa$$

La ecuación para hallar el momento flector en cualquier coordenada de la viga es la siguiente:

$$M(X) = 7115,93NX - 1071,03Nm - \frac{19311,02 \frac{N}{m} X^2}{2} + 241,57N(2m - x) - 152,57Nm$$

Diagrama 19. Momento flector viga IPE 80



Fuente elaboración propia con base a programa MDSOLIDS

uente: Elaboración propia programa MDSOLIDS

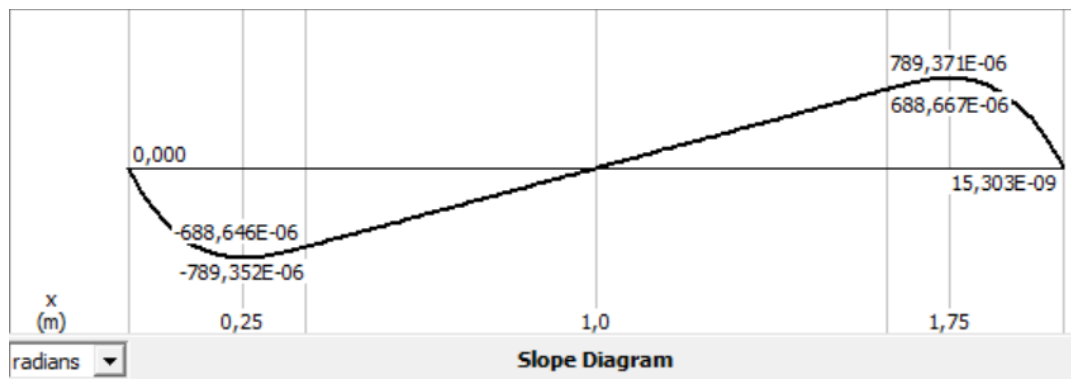
El máximo momento flector es de $M = 1223,6 \text{ Nm}$, se procede a calcular el esfuerzo por flexión a la que esta sometida la viga

$$\sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{1223,6 \text{ Nm} * 0,04 \text{ m}}{8 \times 10^{-7} \text{ m}^4} = 61,18 \text{ MPa}$$

La ecuación de la pendiente para la viga es:

$$\begin{aligned} \theta(X) &= -\frac{3,125 \times 10^{-6}}{\text{Nm}^2} [241,57 \text{ N} * X^2 - 661,14 \text{ Nm} * X + 1576,56 \text{ Nm}^2] + \theta_{CB} \\ &= -\frac{3,125 \times 10^{-6}}{\text{Nm}^2} [241,57 \text{ N} * X^2 - 661,14 \text{ Nm} * X + 1576,56 \text{ Nm}^2] \end{aligned}$$

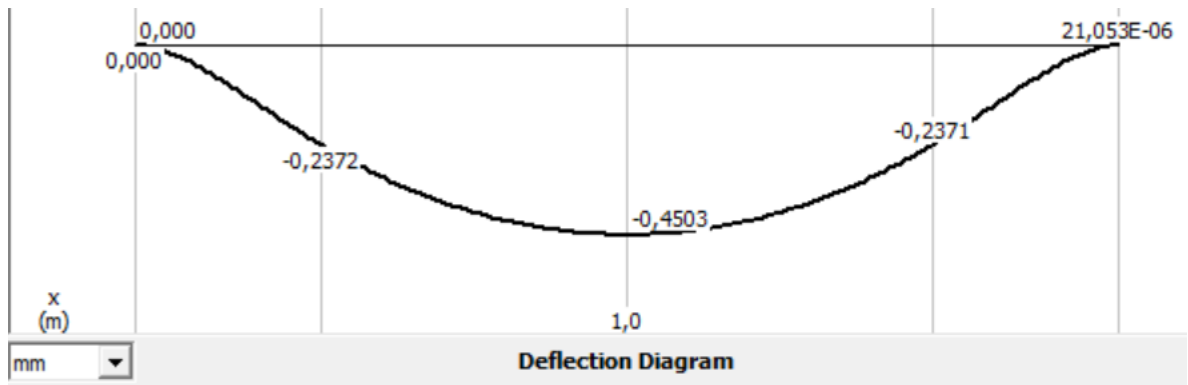
Diagrama 20. Curva de la pendiente viga IPE 80



Fuente elaboración propia con base a programa MDSOLIDS

$$Y(X) = \frac{-X^2}{3,84 \times 10^6 \text{Nm}^2} \left(19311,02 \frac{\text{N}}{\text{m}} * X^2 - 28463,72 \text{N} * X + 12852,36 \text{Nm} \right) + \frac{991,71 \text{Nm} * X^2 - 241,57 \text{N} * X^3}{960000 \text{Nm}^2} + \frac{101,72 \text{Nm}^3 - 1068 \text{Nm}^2 * X}{960000 \text{Nm}^2}$$

Diagrama 21. Deflexión viga IPE80



Fuente elaboración propia con base a programa MDSOLIDS

Se evidencia que la deflexión máxima se presenta a un metro (1m) y su valor es de 0,45 mm, al comparar este valor, con el parámetro de diseño establecido, el cual admite una deflexión máxima de 3 mm, no es representativo

Conociendo los valores de cada uno de los esfuerzos principales, se procede a realizar el cálculo del esfuerzo máximo empleado la siguiente ecuación:

Ecuación 8. Esfuerzo máximo y mínimo

$$\sigma_{m\acute{a}x,m\acute{i}n} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{XY}^2}$$

Fuente: BEER, Ferdinand. Mecánica de materiales. 3era ed. México D.F. Editorial Mc Graw Hill 2000. p 429. [Consultado: 10 Septiembre 2019]

El valor de $\sigma_x = 0$, así que reemplazando los otros valores en la ecuación se obtiene:

$$\begin{aligned} \sigma_{max} &= 73,85 \text{MPa} \\ \sigma_{min} &= -12,67 \text{MPa} \end{aligned}$$

El peso total de la bandeja se define por medio de la suma del planchón doblado y las dos vigas de soporte, siendo este el siguiente:

$$W_{bandeja} = W_{planchon} + 2(W_{vigasoporte})$$

$$W_{pl} = A_g * L_{vp} * \rho_{A36}$$

$$W_{pl} = 0,015048m^2 * 5m * 7860 \frac{Kg}{m^3}$$

$$W_{pl} = 591,39Kg$$

$$W_{vs} = \frac{6Kg}{m} * L_{vs}$$

$$W_{vs} = 6 \frac{Kg}{m} * 2m$$

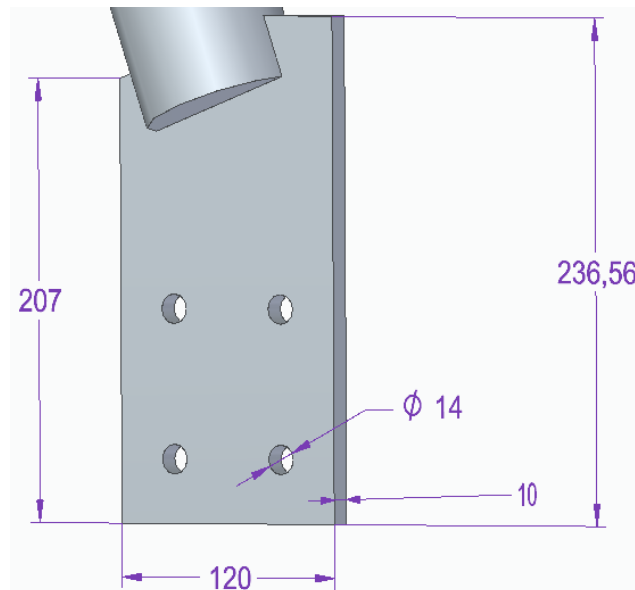
$$W_{vs} = 12kg$$

$$W_{bandeja} = 591,39Kg + 2(12Kg)$$

$$W_{bandeja} = 615,39Kg$$

3.1.2 Cálculo Platina de sujeción.

Figura 31. Platina de sujeción (todas las unidades están en mm)



Fuente elaboración propia con base a programa Solid Edge 2020

La placa mostrada con anterioridad, cumple la función de unir el conjunto planchón - viga de soporte, y es un elemento sometido a tensión por la direccionalidad en la que se encuentra la barra maciza que conecta la bandeja con el sistema de transmisión. Empleando el método LRFD, se realizan la comprobación del estado límite de fluencia en la sección bruta (resistencia de diseño uno (1)), con la finalidad de que el elemento no sufra un alargamiento excesivo, y la fractura por tensión en la sección que se encuentra agujeros tornillos o remaches resistencia de diseño dos (2).

Ecuación 9. Resistencia de diseño a la tensión

$$Pu \leq \phi * A_g * \sigma_y$$

Fuente: MCCORMAC Jack. Diseño de estructuras en acero. 5ta ed. México D.F. Editorial Alfaomega. p 66. [Consultado: 12 Septiembre 2019]

Ecuación 10. Resistencia de diseño a la fluencia

$$Pu \leq \phi * A_e * \sigma_u$$

Fuente: MCCORMAC Jack. Diseño de estructuras en acero. 5ta ed. México D.F. Editorial Alfaomega. p 66. [Consultado: 12 Septiembre 2019]

Los valores de las variables son los siguientes:

- P_u Carga de tensión.
- ϕ Factor de resistencia.
- A_g Área neta.
- A_e Área efectiva.
- U Coeficiente de reducción.
- σ_y Esfuerzo de fluencia del material.
- σ_u Esfuerzo último del material.

El valor de la carga a tensión se obtiene de la siguiente manera:

$$Pu = (W_{bandeja} + W_{vehículo}) * 9,81m/s^2 * 0,3$$

Se toma el 30% del peso total del sistema, puesto que la viga de mayor criticidad es la que soporta el 60% del peso del vehículo y esta cuenta con dos platinas de sujeción.

Reemplazando en la ecuación se obtiene el valor de P_u

$$Pu = 9168.59N$$

La resistencia de diseño a la tensión por el método LRFD $\phi = 0,9$ se calcula de la siguiente manera:

$$A_g = 0,12m * 0,01m = 1,2x10^{-3}m^2$$

$$9168.59N \leq 0,9 * 1,2x10^{-3}m^2 * 250MPa$$

$$9168.59N \leq 270000N$$

Realizando la respectiva comparación, se evidencia que la placa cumple con la resistencia de diseño uno (1). Se procede a realizar el cálculo de la resistencia de diseño a la fractura por tensión por el método LRFD $\phi = 0,75$. El área efectiva está definida por la siguiente ecuación:

Ecuación 11. Área efectiva neta

$$A_e = A_n * U$$

Fuente: MCCORMAC Jack.
Diseño de estructuras en acero.
5ta ed. México D.F. Editorial
Alfaomega. p 75. [Consultado: 12
Septiembre 2019]

Ecuación 12. Área neta

$$A_n = A_g - \left(d + \frac{1}{8} (in) \right) e$$

Fuente: MCCORMAC Jack.
Diseño de estructuras en
acero. 5ta ed. México D.F.
Editorial Alfaomega. p 75.
[Consultado: 12 Septiembre
2019]

$$A_n = 1,2x10^{-3}m^2 - 2\left(0,014 + \left(\frac{1in}{8} * \frac{25,4mm}{1in} * \frac{1m}{1000mm}\right)\right) * 0,01mm$$

$$A_n = 1,020x10^{-3}m^2$$

El valor de U es 1 ya que es el valor determinado para todos los miembros a tensión donde la carga de tensión se transmite directamente a cada uno de los elementos de la sección transversal mediante sujetadores o soldadura. Por lo tanto:

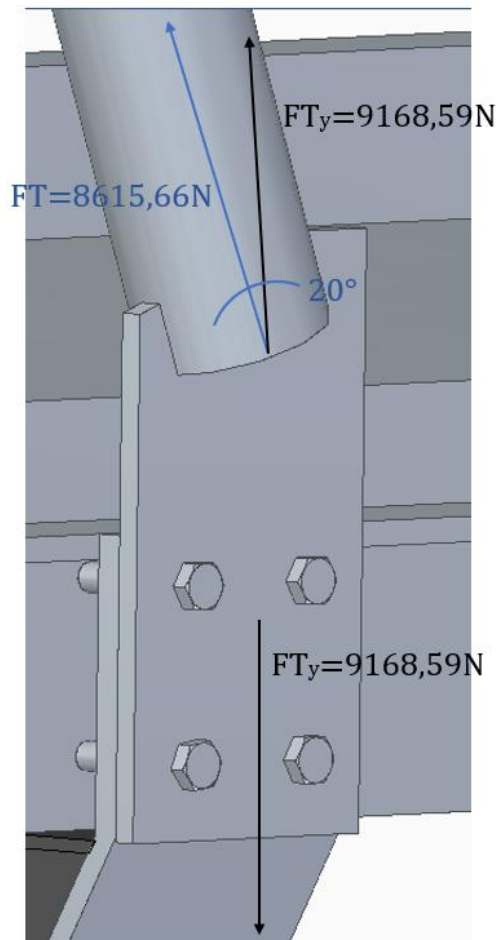
$$A_n = A_e$$

$$9168.59N \leq 308,47KN$$

Realizando la respectiva comparación entre la ecuación 9 y la ecuación 10, se evidencia que la placa cumple con la resistencia de diseño dos (2).

3.1.3 Cálculo de los pernos de la platina de sujeción.

Figura 32. Pernos de sujeción (todas las unidades están en mm)



Fuente elaboración propia con base a programa Solid Edge 2020

Se seleccionan cuatro (4) pernos M12X60 fabricados en acero ASTM A325, se realiza la comprobación del estado límite de fluencia en la sección bruta (resistencia de diseño uno (1)), con la finalidad de que el elemento no sufra un alargamiento excesivo, y la fractura por tensión en la sección que se encuentra agujeros tornillos

o remaches resistencia de diseño dos (2). Adicional, se calcula es esfuerzo al que está sometido cada elemento por aplastamiento y cortante.

$$9168,59N \leq 0,9 * 1,2 \times 10^{-3} m^2 * 510,24 MPa$$

$$9168,59N \leq 551,06KN$$

Realizando la respectiva comparación, se evidencia que la placa cumple con la resistencia de diseño uno (1). Se procede a realizar el cálculo de la resistencia de diseño a la fractura por tensión por el método LRFD $\phi = 0,75$.

$$9168,59N \leq 1,028 \times 10^{-3} m^2 * 0,75 * 723,98 MPa$$

$$9168,59N \leq 558,16KN$$

Realizando la respectiva comparación, se evidencia que la placa cumple con la resistencia de diseño dos (2).

El esfuerzo cortante del sistema se define de la siguiente manera:

Ecuación 13. Esfuerzo cortante

$$\tau = \frac{P}{A}$$

Fuente: BEER, Ferdinand. Mecánica de materiales. 3era ed. México D.F. Editorial Mc Graw Hill 2000. p 10. [Consultado: 10 Septiembre 2019]

$$\tau = \frac{2292.15N}{\pi(7 \times 10^{-3} m)^2}$$

$$\tau = 14.89 MPa$$

El aplastamiento al que está sometido el tornillo es el siguiente:

Ecuación 14 Esfuerzo por aplastamiento

$$\sigma_b = \frac{F_{TS}}{t * d}$$

Fuente: BEER, Ferdinand. Mecánica de materiales. 3era ed. México D.F. Editorial

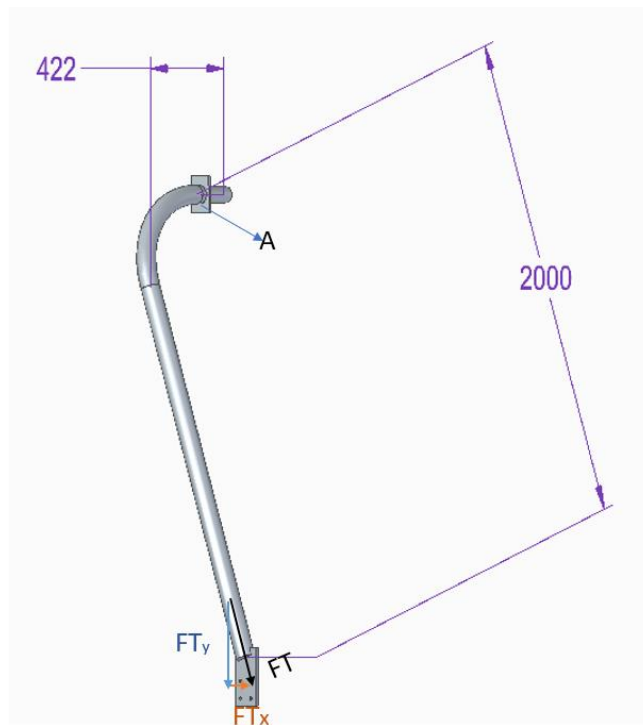
Mc Graw Hill 2000. p.11. [Consultado: 10 Septiembre 2019]

$$\sigma_b = \frac{2292.15N}{0,01m * 0,014m}$$

$$\sigma_b = 16,37MPa$$

3.1.4 Análisis del Parales de bandeja.

Figura 33. Tensor lateral (todas las unidades están en mm)



Fuente elaboración propia con base a programa Solid Edge 2020

Para el análisis del tensor, es necesario realizar una transformación de esfuerzos en el punto A. Para ello, se obtienen las siguientes propiedades del tubo tensor ($d = 4 \text{ in}$).

$$I_x = I_y = 1,62 \times 10^{-6} m^4$$

$$J = 3,25 \times 10^{-6} m^4$$

$$A = 1,05 \times 10^{-3} m^2$$

$$c = 0,05715 m$$

$$e = 6 \times 10^{-3} m$$

$$Q = 6 \times 10^{-5} m^3$$

$$V = FT = 8615,66 N$$

En primera instancia, se calcula el momento y la torsión que efectúa cada una de las componentes de la fuerza de tensión en el punto A. Las componentes escalares que se producen por la inclinación del tensor, son las siguientes:

$$9168,59 N * \cos(110^\circ) = FT_x$$

$$FT_x = -3135,84 N$$

$$9168,59 N * \text{sen}(110^\circ) = FT_y$$

$$FT_y = 8615,66 N$$

Conociendo el valor de cada reacción, se procede a calcular el momento flector que genera la reacción FT_y

$$M = FT_y * d$$

$$M = 8615,66 N * 0,422 m$$

$$M = 3635,81 Nm$$

El esfuerzo normal en el eje Y (σ_y) se define por la siguiente ecuación

$$\sigma_y = \frac{Mc}{I_x}$$

Reemplazando en la ecuación se obtiene el siguiente resultado.

$$\sigma_y = 128,26 MPa$$

Ahora, se procede a realizar el cálculo de la torsión mecánica (T) a la que se encuentra sometido el elemento.

Ecuación 15. Torsión mecánica

$$T = FT_x * d$$

Fuente: BEER, Ferdinand.
Mecánica de materiales.
3era ed. México D.F.
Editorial Mc Graw Hill 2000. p
429. [Consultado: 10
Septiembre 2019]

$$T = 3135,84N * 2m$$

$$T = 6271,68Nm$$

El esfuerzo cortante total (τ_{XY}) se calcula empleando la siguiente ecuación.

Ecuación 16. Esfuerzo cortante total

$$\tau_{XY} = \frac{Tc}{J} + \frac{VQ}{I_x e}$$

Fuente: BEER, Ferdinand. Mecánica de
materiales. 3era ed. México D.F. Editorial
Mc Graw Hill 2000. p 429. [Consultado: 10
Septiembre 2019]

$$\tau_{XY} = 163,47MPa$$

Conociendo los valores de cada uno de los esfuerzos principales, se procede a realizar el cálculo del esfuerzo máximo empleado la siguiente ecuación:

$$\sigma_{m\acute{a}x,m\acute{i}n} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{XY}^2}$$

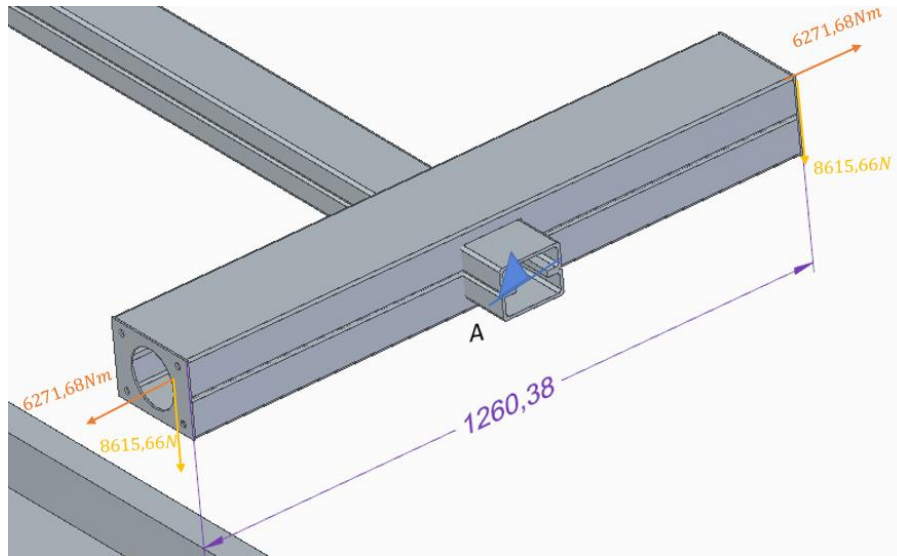
El valor de $\sigma_x = 0$, así que reemplazando los otros valores en la ecuación se obtiene:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 239,73MPa$$

$$\sigma_{m\acute{i}n} = -111,47MPa$$

3.1.5 Cálculo de viga conexión tensores.

Figura 34. Viga perlin conexión (todas las unidades están en mm)



Fuente elaboración propia con base a programa Solid Edge 2020

Para la conexión de los tensores con el eje que conecta la bandeja al módulo de acople, se utilizaron dos (2) perfiles tipo “perlin en C” de 200x75x25x4, soldados, con las siguientes propiedades geométricas.

$$A = 3,8 \times 10^{-3} m^2$$

$$I_x = 1,28 \times 10^{-5} m^4$$

$$I_y = 2,28 \times 10^{-5} m^4$$

$$J = 3,56 \times 10^{-5} m^4$$

$$Q = 2,85 \times 10^{-4} m^3$$

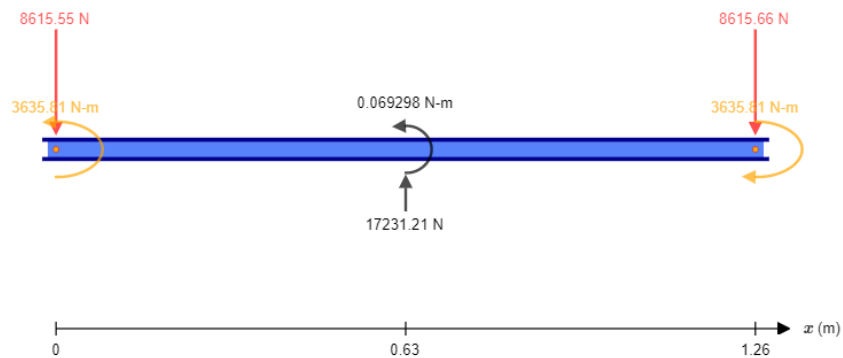
$$\bar{X} = 0,075 m$$

$$\bar{Y} = 0,1 m$$

$$e = 4 \times 10^{-3} m$$

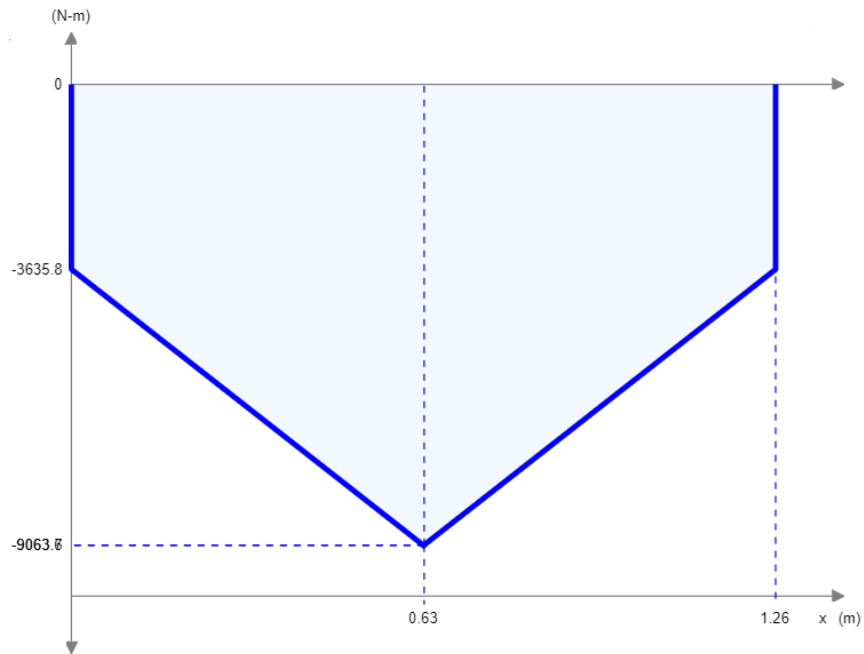
Se procede a calcular la reacción del apoyo y el momento flector

Diagrama 22. Diagrama de cuerpo libre perlin conexión paralelas



Fuente elaboración propia con base a programa Skyciv

Diagrama 23. Momento flector de viga perlin conexión paralelas



Fuente: elaboración propia programa con base a Skyciv

Se evidencia que el momento máximo presentado en la viga es de $M_{m\acute{a}x} = 9063,7Nm$, con este dato, se determinan las fuerzas a las que se encuentra sometida esta viga.

$$FT = 17231,32N$$

$$M_{m\acute{a}x} = 9063,7Nm$$

$$T = 6271,68Nm$$

El esfuerzo normal en el eje Y (σ_Y) es el siguiente

$$\sigma_Y = \frac{9063,7Nm * 0,075m}{1,28x10^{-5}m^4} = 53,11MPa$$

El esfuerzo cortante total (τ_{XY}) se calcula empleando la siguiente ecuación.

$$\tau_{XY} = \frac{6271,68Nm * 0,075m}{3,56x10^{-5}m^4} + \frac{17231,32N * 2,85x10^{-4}m^3}{1,28x10^{-5}m^4 * 4x10^{-3}m}$$

$$\tau_{XY} = 109,13MPa$$

Conociendo los valores de cada uno de los esfuerzos principales, se procede a realizar el cálculo del esfuerzo máximo empleado la siguiente ecuación:

$$\sigma_{max,min} = \frac{53,11MPa}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{-53,11MPa}{2}\right)^2 + (109,13MPa)^2}$$

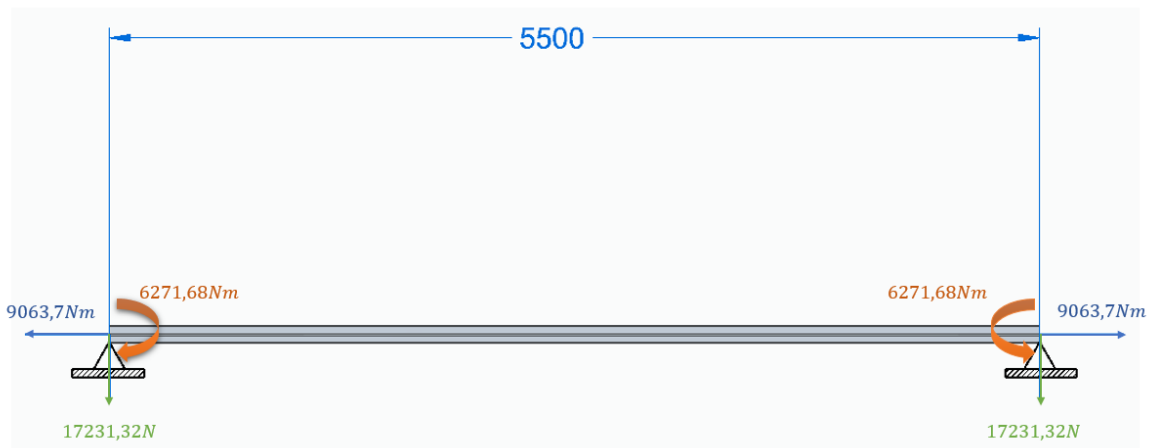
El valor de $\sigma_x = 0$, así que reemplazando los otros valores en la ecuación se obtiene:

$$\sigma_{máx} = 138,87MPa$$

$$\sigma_{mín} = -85,76MPa$$

Análisis viga de transmisión

Diagrama 24. Diagrama de cuerpo libre Viga tipo perlin conexión módulo de acople (todas las unidades están en mm)



Fuente elaboración propia con base a programa Skyciv

Se utiliza un perfil tipo "Pernil en C" de 125x50x30x6, el cual está apoyado como se muestra en la figura anterior, sus propiedades geométricas son las siguientes

$$\bar{Y} = 0,04998m$$

$$\bar{X} = 0,06264m$$

$$A = 3,12 \times 10^{-3} m^2$$

$$I_x = 3,99 \times 10^{-6} m^4$$

$$I_y = 6,8 \times 10^{-6} m^4$$

$$J = 1,08 \times 10^{-5} m^4$$

$$Q = 1,56 \times 10^{-4} m^3$$

$$e = 6 \times 10^{-3} m$$

Esta viga está sometida a las siguientes fuerzas

$$FT = 17231,32N$$

$$M_{max} = 6271,68Nm$$

$$T = 9063,7Nm$$

El esfuerzo normal en el eje Y (σ_Y) es el siguiente

$$\sigma_Y = \frac{6271,68Nm * 0,04998m}{3,99 \times 10^{-6} m^4} = 78,56MPa$$

El esfuerzo cortante total (τ_{XY}) se calcula empleando la siguiente ecuación.

$$\tau_{XY} = \frac{9063,7Nm * 0,04998m}{1,08 \times 10^{-5} m^4} + \frac{17231,32N * 1,56 \times 10^{-4} m^3}{3,99 \times 10^{-6} m^4 * 6 \times 10^{-3} m}$$

$$\tau_{XY} = 154,23MPa$$

Conociendo los valores de cada uno de los esfuerzos principales, se procede a realizar el cálculo del esfuerzo máximo empleado la siguiente ecuación:

$$\sigma_{máx,mín} = \frac{78,56MPa}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{-78,56MPa}{2}\right)^2 + (154,23MPa)^2}$$

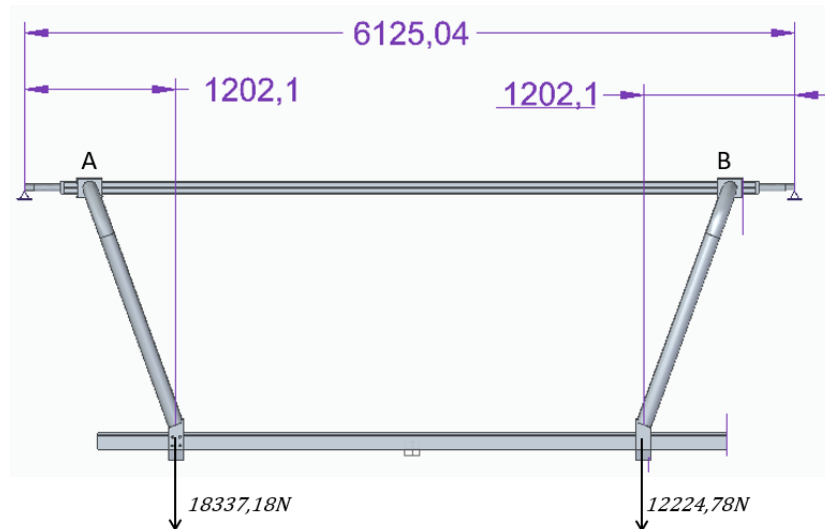
El valor de $\sigma_x = 0$, así que reemplazando los otros valores en la ecuación se obtiene:

$$\sigma_{max} = 198,43MPa$$

$$\sigma_{min} = -119,87MPa$$

3.1.6 Cálculo de las reacciones ejercidas en los rodamientos.

Figura 35. Diagrama de cuerpo libre bandeja



Fuente elaboración propia con base a programa Solid Edge 2020

$$\sum F_y = 0$$

$$R_A + R_B = 30561,97$$

$$\sum M_A = 0$$

$$-22004,62Nm - 60181,86Nm = -R_B * 6,125m$$

$$R_B = 13418,2N$$

$$R_A = 17143,77N$$

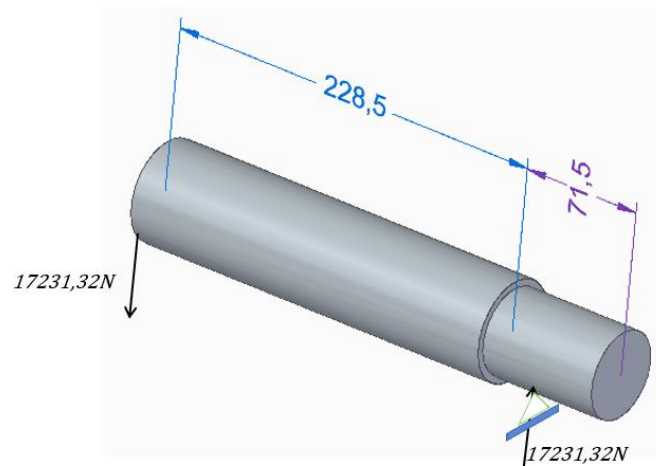
3.1.7 **Cálculo de eje.** Se selecciona una barra maciza de $l = 0,3m$ fabricada en acero AISI SAE 4340, con las siguientes propiedades

$$F_y = 725,2 MPa$$

$$F_u = 1029 MPa$$

El eje está sometido a las siguientes fuerzas

Figura 36. Eje conexión soportes de rodamiento de pared



Fuente elaboración propia con base a programa Solid Edge 2020

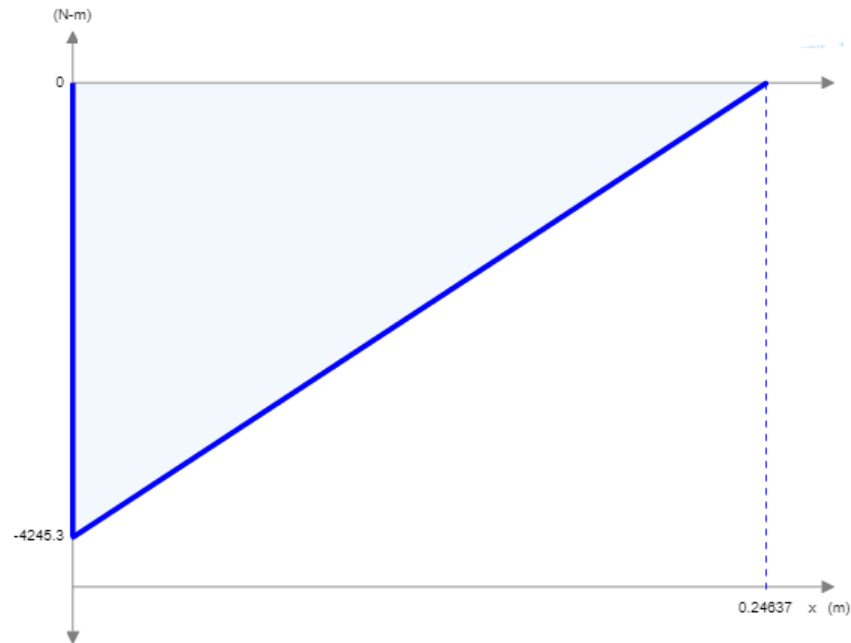
Realizando los diagramas de fuerza cortante y momento flecto se obtiene lo siguiente

Diagrama 25. Fuerza cortante en el eje



Fuente: elaboración propia programa con base en Skyciv

Diagrama 26. Momento flector en el eje



Fuente: elaboración propia programa con base a Skyciv

La fuerza cortante y el momento flector para el eje son los siguientes:

$$V = 17231,32N$$

$$M_{m\acute{a}x} = 4245,3Nm$$

Empleando el diseño de eje a flexión y torsión según el esfuerzo cortante máximo, para calcular el diámetro del eje se obtiene:

Ecuación 17. Diámetro mínimo de un eje

$$d = \left[\frac{32n}{\pi S_y} (M^2 + T^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas cuarta ed. México D.F. Pearson educación 2004. p 572.
[Consultado: 21 Septiembre 2019]

En el sistema no se presenta un momento generado por torsión, gracias a los rodamientos que se ubican entre el módulo de acople y el eje. El factor de seguridad es 2.

$$d = \sqrt[3]{\left(\frac{32(2)}{\pi 725,2 \text{ MPa}} (4245,3 \text{ Nm})\right)}$$

$$d = 0,049 \approx 0,05 \text{ m}$$

Conociendo este diámetro mínimo, se establecen las siguientes propiedades geométricas.

$$I_x = I_y = 3,07 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

$$J = 6,14 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

$$r = 0,025$$

$$A = 1,96 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$Q = 4,9 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

Conociendo estos valores, se procede a realizar el cálculo de los esfuerzos en el eje. El esfuerzo normal en el eje Y (σ_Y) es el siguiente

$$\sigma_Y = \frac{4245,3 \text{ Nm} * 0,025 \text{ m}}{6,14 \times 10^{-7} \text{ m}^4}$$

$$\sigma_Y = 172,85 \text{ MPa}$$

El esfuerzo cortante total (τ_{XY}) se calcula empleando la siguiente ecuación.

$$\tau_{XY} = \frac{17231,32 \text{ N} * 4,9 \times 10^{-5} \text{ m}^3}{6,14 \times 10^{-7} \text{ m}^4 * 0,025 \text{ m}}$$

$$\tau_{XY} = 55,01 \text{ MPa}$$

Conociendo los valores de cada uno de los esfuerzos principales, se procede a realizar el cálculo del esfuerzo máximo empleado la siguiente ecuación:

$$\sigma_{\text{máx, mín}} = \frac{172,85 \text{ MPa}}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{-172,85 \text{ MPa}}{2}\right)^2 + (55,01 \text{ MPa})^2}$$

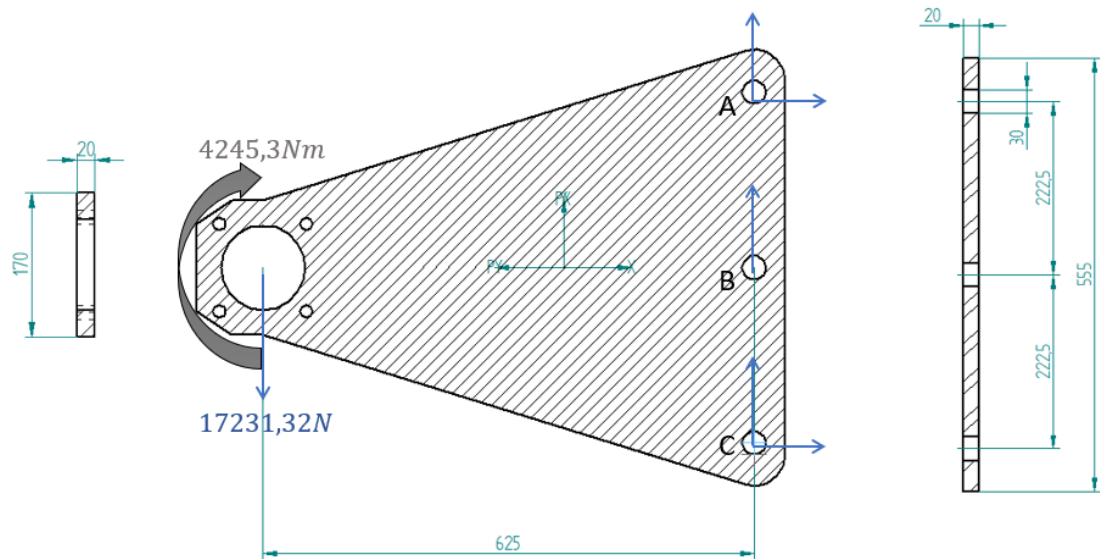
El valor de $\sigma_x = 0$, así que reemplazando los otros valores en la ecuación se obtiene:

$$\sigma_{\text{max}} = 188,87 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{min}} = -16,02 \text{ MPa}$$

3.1.8 Calculo módulo de acople.

Figura 37. Diagrama de cuerpo libre módulo de acople



Fuente: Elaboración propia programa Solid Edge 2020

El módulo de acople cumple la función de integrar la bandeja al sistema de tracción del sistema, éste, se va a fabricar en acero A572 grado 50, el cual tiene un esfuerzo de fluencia de $F_y = 344,74 MPa$, el módulo tiene cuatro agujeros en los cuales esta ubicado el soporte de pared para el rodamiento, y en su otro extremo, cuenta con tres (3) agujeros pasantes en los cuales están los bulones de la cadena.

La sumatoria de fuerzas para el sistema es la siguiente

$$\sum F_x = 0$$

$$F_{CX} + F_{AX} = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{AY} + F_{BY} + F_{CY} = 17231,32N$$

$$\sum M_A = 0$$

$$17231,32N * 0,625m + F_{CX} * 0,445m = 4245,3Nm$$

$$F_{CX} = -14661,29$$

$$F_{AX} = 14661,29N$$

$$F_{AY} = F_{BY} = F_{CY} = 5743,77N$$

Para calcular el momento máximo, se asume que la placa es una viga en voladizo, así que el módulo de sección en cualquier punto de la sección transversal de la viga se puede expresar en función de la distancia X medida a lo largo del eje de la misma, al ser una sección que no es constante, ya que varía en función de la altura, se debe expresar en términos de la misma, para ello se emplea la siguiente ecuación.

Ecuación 18. Momento de inercia de una figura rectangular

$$Y_{(x)} = h_A \left(1 + \frac{X}{2L}\right)$$

Fuente: BEER, Ferdinand. Mecánica de materiales. 3era ed. México D.F. Editorial Mc Graw Hill 2000. p 28. [Consultado: 24 Septiembre 2019]

Los valores de las variables son los siguientes:

$$Y_x = \text{Altura en función de la distancia } X$$

$$h_A = \text{Altura menor}$$

$$L = \text{Longitud total de la viga}$$

A su vez, el momento generado por la flexión en una viga en voladizo se puede calcular haciendo uso de la siguiente ecuación:

$$M_o = \frac{4}{5} PL$$

Los valores de las variables son los siguientes:

$$M_o = \text{Momento generado por flexión}$$

$$F = \text{Fuerza a la que se somete la viga}$$

$$L = \text{Longitud total de la viga}$$

El valor del momento generado por flexión es el siguiente

$$M_o = \frac{4}{5} * 17231,32N * 0,75m$$

$$M_o = 10338,79Nm$$

El momento de inercia de la viga, también varía en función de la altura, por tal razón, es necesario que se exprese en función de la distancia (X), para ello, se emplea la siguiente ecuación.

$$I_{(X)} = \frac{b * Y_{(X)}^3}{12}$$

Los valores de las variables son los siguientes:

$b =$ El espesor de la placa o viga

$Y_{(X)} =$ Altura de la viga en función de la distancia X

$I_{(X)} =$ Primer momento de inercia en función de la distancia X

El módulo de sección o segundo momento de inercia, también se debe expresar en función de la distancia X , para ello, se emplea la siguiente ecuación.

$$S_{(X)} = \frac{b * Y_{(X)}^2}{6}$$

Los valores de las variables son los siguientes:

$b =$ El espesor de la placa o viga

$Y_{(X)} =$ Altura de la viga en función de la distancia X

$S_{(X)} =$ Segundo momento de inercia en función de la distancia X

Por lo tanto, la expresión del segundo momento de inercia en cualquier punto de la longitud de la viga se expresa de la siguiente manera.

$$S_{(X)} = \frac{b * \left(h_A * \left(1 + \frac{X}{2L} \right) \right)^2}{6}$$

Para determinar el esfuerzo normal máximo en cualquier punto de la viga, se emplea la siguiente ecuación:

$$\sigma_{(X)} = \frac{M_{(X)}}{S_{(X)}}$$

Los valores de las variables son los siguientes:

$\sigma_{(X)} =$ Esfuerzo normal máximo

$M_{(X)} =$ Momento por flexión en cualquier distancia X de la viga

$S_{(X)}$ = Segundo momento de inercia en función de la distancia X

Sustituyendo los valores de las variables en la ecuación anterior, se obtiene lo siguiente:

$$\sigma_{(X)} = \frac{P * X + M_o}{\frac{b * \left(h_A * \left(1 + \frac{X}{2L} \right) \right)^2}{6}}$$

Simplificando la expresión se obtiene

$$\sigma_{(X)} = \frac{24(P * X + M_o)L^2}{bh_A^2(2L + X)^2}$$

Para hallar el valor máximo que puede tomar X se deriva la función igualándola a 0

$$\begin{aligned} \frac{\delta}{\delta_x} \sigma_{(X)} &= 0 \\ \frac{\delta}{\delta_x} \left[\frac{24(P * X + M_o)L^2}{bh_A^2(2L + X)^2} \right] &= 0 \\ -24L^2 * \frac{-2PL + P * X + 2M_o}{bh_A^2(2L + X)^3} &= 0 \end{aligned}$$

Despejando la variable X de la expresión anterior, se obtiene lo siguiente

$$\begin{aligned} X_{m\acute{a}x} &= \frac{-2(M_o) + 2PL}{P} \\ X_{m\acute{a}x} &= \frac{-2(10338,79Nm) + 2(17231,32Nm * 0,75m)}{17231,32Nm} \\ X_{m\acute{a}x} &= 0,3m \end{aligned}$$

Conociendo el valor de X se procede a calcular el esfuerzo máximo.

$$\begin{aligned} \sigma_{(0,3)} &= \frac{17231,32Nm * 0,3m + 10338,79Nm}{\frac{0,002m * \left(0,55m * \left(1 + \frac{0,3m}{1,5} \right) \right)^2}{6}} \\ \sigma_{(0,3)} = \sigma_{(m\acute{a}x)} &= 47,46MPa \end{aligned}$$

Seguido a esto, se realiza el análisis de los esfuerzos cortantes a los que se encuentra sometido el módulo de acople.

Las propiedades geométricas del módulo de acople son las siguientes

$$A_g = 0,01m^2$$

$$I_x = 1,44x10^{-5}m^4$$

$$I_y = 5,93x10^{-6}m^4$$

$$X = 0,228m$$

$$Y = 0,275n$$

$$Q = 2,75x10^{-3}m^2$$

$$h = 0,555m$$

$$\phi = 0,03m$$

$$a = 0,2225m$$

Donde

a = distancia entre centros agujeros pasador

ϕ = diámetro agujeros

A_g = Area neta

h = Altura máxima de la sección transversal

El esfuerzo cortante es el siguiente

$$\tau_{XY} = \frac{17231,32Nm * 2,75x10^{-3}m^2}{1,44x10^{-5}m^4 * 0,02m}$$

$$\tau_{XY} = 164,53MPa$$

Conociendo los valores de cada uno de los esfuerzos principales, se procede a realizar el cálculo del esfuerzo máximo empleado la siguiente ecuación:

$$\sigma_{máx,mín} = \frac{47,46MPa}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{-47,46MPa}{2}\right)^2 + (164,53MPa)^2}$$

$$\sigma_{max} = 189,96MPa$$

$$\sigma_{min} = -142,5MPa$$

Aplicando método de diseño por esfuerzos permisibles (ASD) para la placa fabricada en acero ASTM A572 Grado 50, con un factor de seguridad $\Omega = 1,67$

$$\frac{344,74MPa}{1,67} \geq 189,96MPa$$

$$206,43MPa \geq 189,96MPa$$

El esfuerzo de la placa es menor al permisible, por lo tanto, el módulo de acople cumple con el requerimiento.

3.1.9 Cálculo del bulón de la cadena. Se seleccionan tres (3) pernos de $d = 0,03m$ fabricados en acero AISI / SAE 1018, se realiza la comprobación del estado límite de fluencia en la sección bruta (resistencia de diseño uno (1)), con la finalidad de que el elemento no sufra un alargamiento excesivo, y la fractura por tensión en la sección que se encuentra agujeros tornillos o remaches resistencia de diseño dos (2). Adicional, se calcula es esfuerzo al que está sometido cada elemento por aplastamiento y cortante.

$$A_g = 0,555m * 0,02m$$

$$A_g = 0,011m^2$$

$$A_e = 0,0111m^2 - 2(0,03m \left(\frac{1in}{8} * \frac{25,4mm}{1in} * \frac{1m}{1000mm} \right) * 0,02m$$

$$A_e = 0,01109m^2$$

$$14661,29N \leq 0,9 * 0,0111m^2 * 235MPa$$

$$14661,29N \leq 2347,65KN$$

Realizando la respectiva comparación, se evidencia que la placa cumple con la resistencia de diseño uno (1). Se procede a realizar el cálculo de la resistencia de diseño a la fractura por tensión por el método LRFD $\phi = 0,75$.

$$14661,29N \leq 0,01109m^2 * 0,75 * 440MPa$$

$$14661,29N \leq 3636,27KN$$

Realizando la respectiva comparación, se evidencia que la placa cumple con la resistencia de diseño dos (2).

El esfuerzo cortante del sistema se define de la siguiente manera:

$$\tau = \frac{14661,29}{\pi(15 \times 10^{-3} \text{m})^2}$$

$$\tau = 311,12 \text{KPa}$$

El aplastamiento al que está sometido el tornillo es el siguiente:

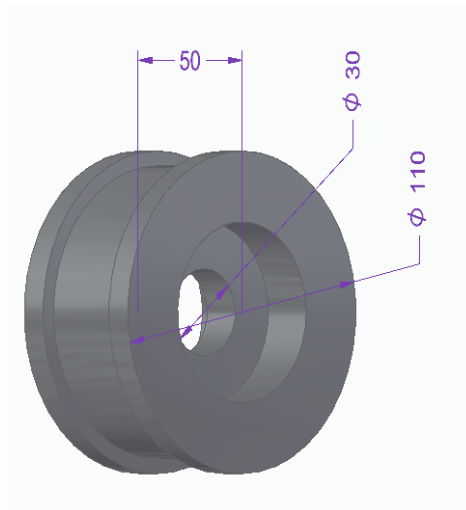
$$\sigma_b = \frac{F_{TS}}{t * d}$$

$$\sigma_b = \frac{14661,29}{0,02 \text{m} * 0,030 \text{m}}$$

$$\sigma_b = 24,43 \text{MPa}$$

3.1.10 Cálculo rueda torneada.

Figura 38. Rueda torneada (todas las unidades están en mm)



Fuente: elaboración propia con base a programa Solid Edge 2020

Para el cálculo de la rueda torneada, se consideran los siguientes datos

$$V_f = 0,27 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$d_i = 0,03 \text{m}$$

$$d_e = 0,11m$$

$$t = 118s$$

$$\mu_s = 0,74$$

$$\omega_f = \frac{V_f}{r}$$

En donde:

$$\omega_f = \text{Velocidad angular}$$

$$V_f = \text{velocidad lineal del sistema}$$

$$r = \text{Radio}$$

$$t = \text{tiempo}$$

El valor de la velocidad angular del sistema corresponde a:

$$\omega_f = \frac{0,27 \frac{m}{s}}{0,055m} = 4,09 \frac{rad}{s}$$

Para hallar el valor de la aceleración angular se emplea la siguiente ecuación:

Ecuación 19. Aceleración angular

$$\omega_f = \omega_o + \alpha t$$

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas cuarta ed. México D.F. Pearson educación 2004. p 262. [Consultado: 21 Septiembre 2019]

Reemplazando los valores en la ecuación, se obtiene el siguiente resultado:

$$\alpha = \frac{4,09 \frac{rad}{s}}{118s}$$

$$\alpha = 0,035 \frac{rad}{s^2}$$

Para el cálculo de la aceleración tangencial del sistema, se emplea la siguiente ecuación:

Ecuación 20 Aceleración tangencial

$$\bar{a} = \alpha * r$$

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas cuarta ed. México D.F. Pearson educación 2004. p 239. [Consultado: 21 Septiembre 2019]

Reemplazando los valores en la anterior ecuación, se obtiene lo siguiente:

$$\bar{a} = 0,035 \frac{rad}{s^2} * 0,055m$$

$$\bar{a} = 1,925x10^{-3} \frac{m}{s^2}$$

El rodillo está sometido a una fuerza resultante de:

$$F_1 = F_r = \frac{W}{\mu}$$

$$F_r = 23285,67 N$$

Para calcular el torque, se emplea la siguiente ecuación:

$$T = F_1 * r$$

Las variables representan lo siguiente:

$$T = \text{Torque}$$

$$F_1 = \text{Fuerza resultante}$$

$$r = \text{Radio}$$

Sustituyendo los valores en la ecuación anterior se tiene lo siguiente.

$$T = 23285,67 N * 0,055m$$

$$T = 1280,71Nm$$

Este elemento se fabrica con un acero AISI / SAE 1018, el cual posee las siguientes propiedades:

$$F_y = 235 \text{ MPa}$$

$$F_u = 440 \text{ MPa}$$

Ahora, se procede a calcular el momento de masa del elemento, el cual tiene características geométricas de un cilindro, por lo tanto, se obtiene lo siguiente:

$$I = \frac{1}{2}m(r_e^2 + r_i^2)$$

La masa de la rueda es de $m = 2,385 \text{ Kg}$, por lo tanto, el momento de masa es:

$$I = \frac{1}{2}2,385\text{Kg}(0,055\text{m}^2 + 0,015\text{m}^2)$$

$$I = 3,87 \times 10^{-3} \text{ Kgm}^2$$

Se procede a realizar el cálculo del esfuerzo normal generado por el momento aplicado en la rueda dentada

$$\sigma = \frac{1280,71\text{Nm} * 0,055}{\frac{\pi}{4}(0,055)^4 - \frac{\pi}{4}(0,015)^4}$$

$$\sigma = 9,85 \text{ MPa}$$

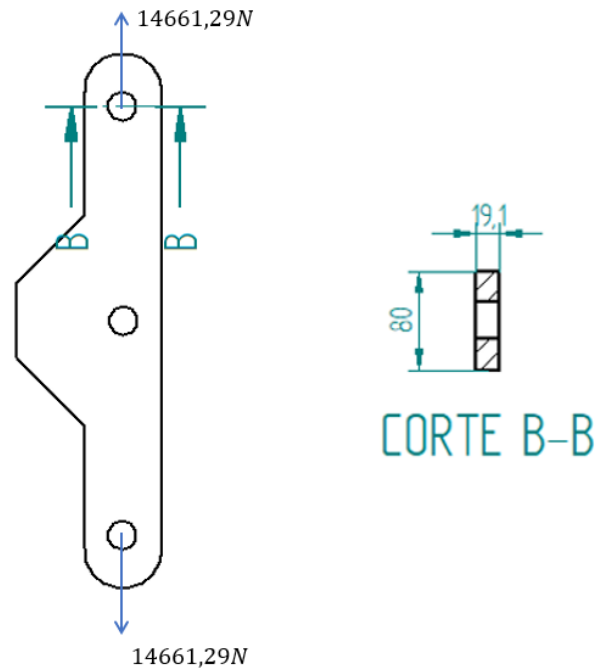
El esfuerzo de aplastamiento al que está sometido el cilindro es el siguiente

$$\sigma_b = \frac{1280,71\text{Nm}}{0,055\text{m} * 0,03\text{m}}$$

$$\sigma_b = 14,11 \text{ MPa}$$

3.1.11 Cálculo de eslabones secundarios.

Figura 39. Eslabones secundarios (todas las unidades están en mm)



Fuente: elaboración propia con base a programa Solid Edge 2020

Este eslabón será construido en acero ASTM A572 grado 50, y posee las siguientes características

$$F_y = 344,74 \text{ MPa}$$

$$F_u = 488,16 \text{ MPa}$$

El cálculo del esfuerzo máximo que debe soportar esta placa es de ocho (8) veces la fuerza que actúa en ella, puesto que es la situación de mayor criticidad, la cual se presenta en el momento en que el sistema está a carga máxima.

$$\sigma_b = \frac{14661,29N * 8}{0,019m * 0,03m}$$

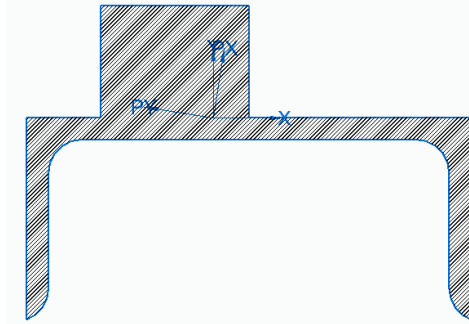
$$\sigma_b = 205,77 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{14661,29N * 8}{\pi(15 \times 10^{-3}m)^2}$$

$$\tau = 165,93 \text{ MPa}$$

3.1.12 Cálculo del riel guía de la cadena principal.

Figura 40. Riel Cadena



Fuente: elaboración propia con base a programa Solid Edge 2020

Este perfil se conforma por una viga UPN120 y una varilla rectangular de 40x30, soldada a lo largo de la otra. Estas vigas son fabricadas en acero A572 Grado 50. El sistema cumple la función de soportar y guiar la cadena, en los puntos más alejados del árbol de transmisión. Las propiedades geométricas descritas por la unión de estos perfiles es la siguientes:

$$A = 2,51 \times 10^{-3} m^2$$

$$\bar{X} = 0,05043 m$$

$$\bar{Y} = 0,04577 m$$

$$C = 5,77 \times 10^{-3} m$$

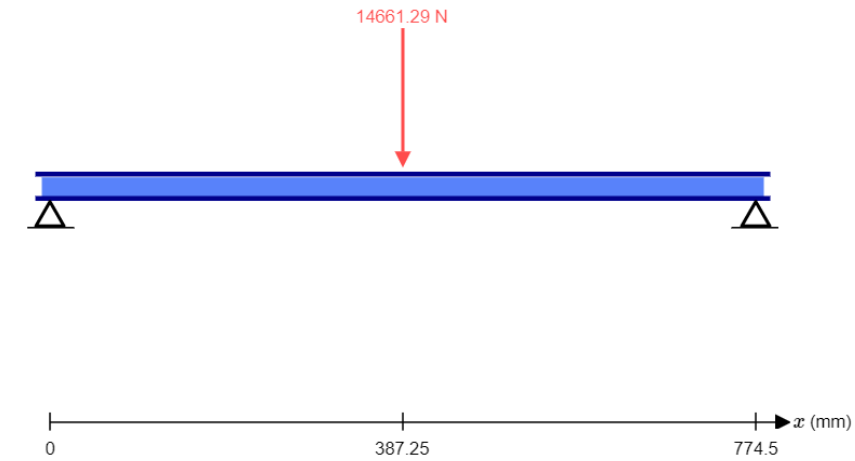
$$I_x = 9,41 \times 10^{-7} m^4$$

$$I_y = 3,17 \times 10^{-6} m^4$$

$$Q = 2,64 \times 10^{-4} m^3$$

Para el análisis del riel, es necesario evaluarlo como una viga de la siguiente manera:

Diagrama 27. Diagrama de cuerpo libre Riel



Fuente: elaboración propia con base a programa Skyciv

Realizando la sumatoria de fuerzas para encontrar la reacción se obtiene lo siguiente:

$$\sum F_y = 0$$

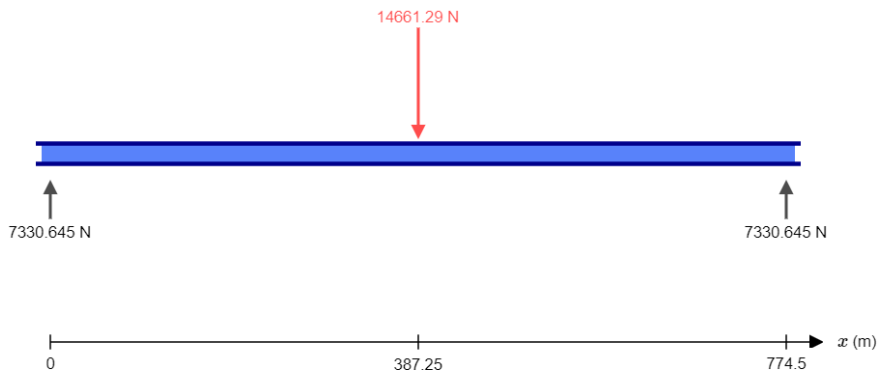
$$F_A + F_B = 14661,19$$

$$\sum M_A = 0$$

$$-14661,19N * 0,38725m + F_B * 0,7745m = 0$$

$$F_B = 7330,59 = F_A$$

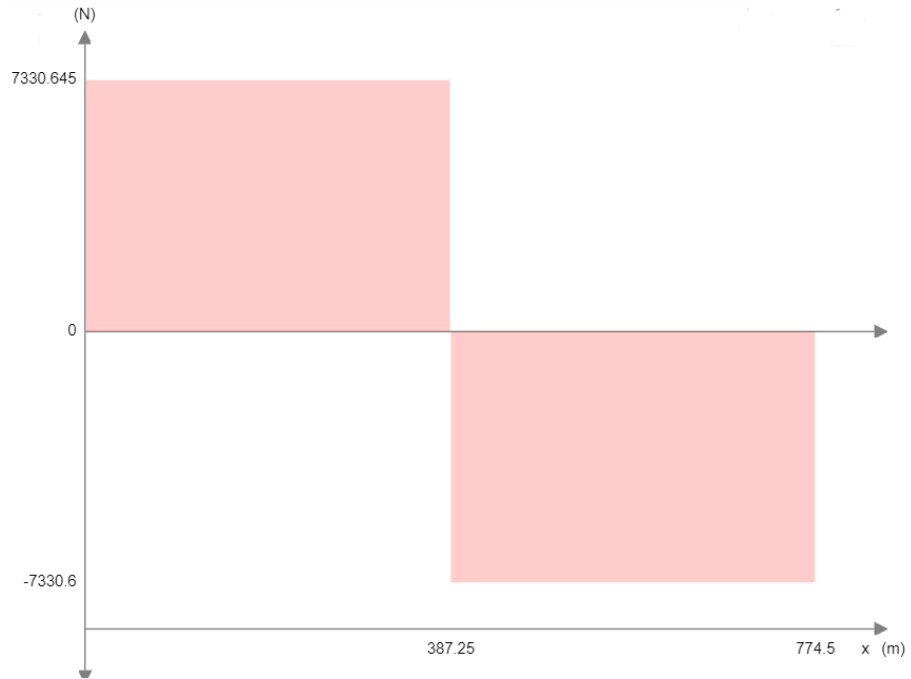
Diagrama 28. Reacciones Riel



Fuente: elaboración propia con base a programa Skyciv

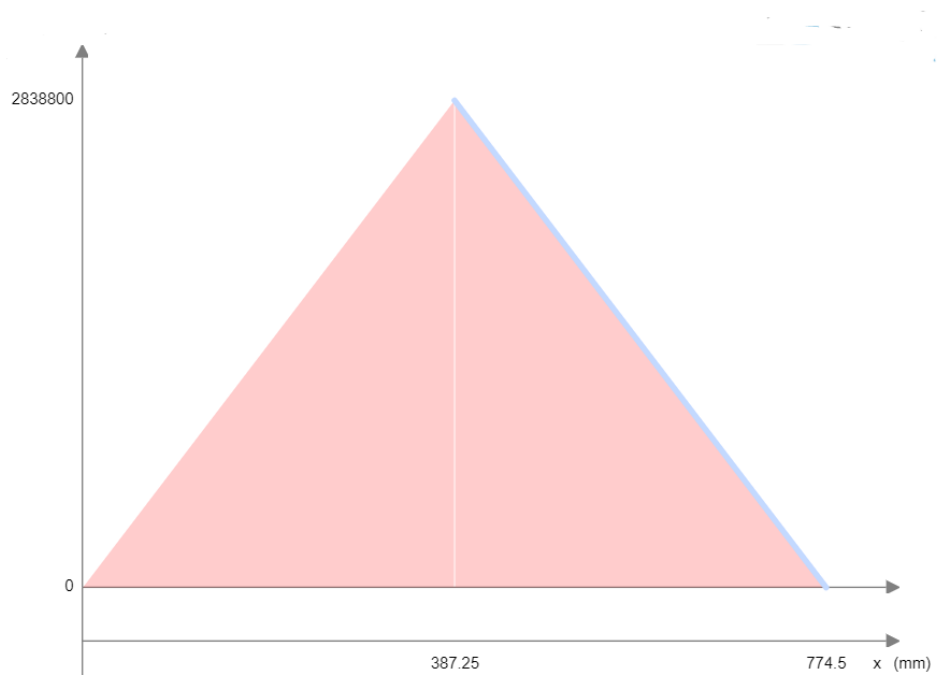
Se procede a calcular el diagrama de fuerza cortante y momento

Diagrama 29. Fuerza cortante Riel



Fuente: elaboración propia con base a programa Skyciv

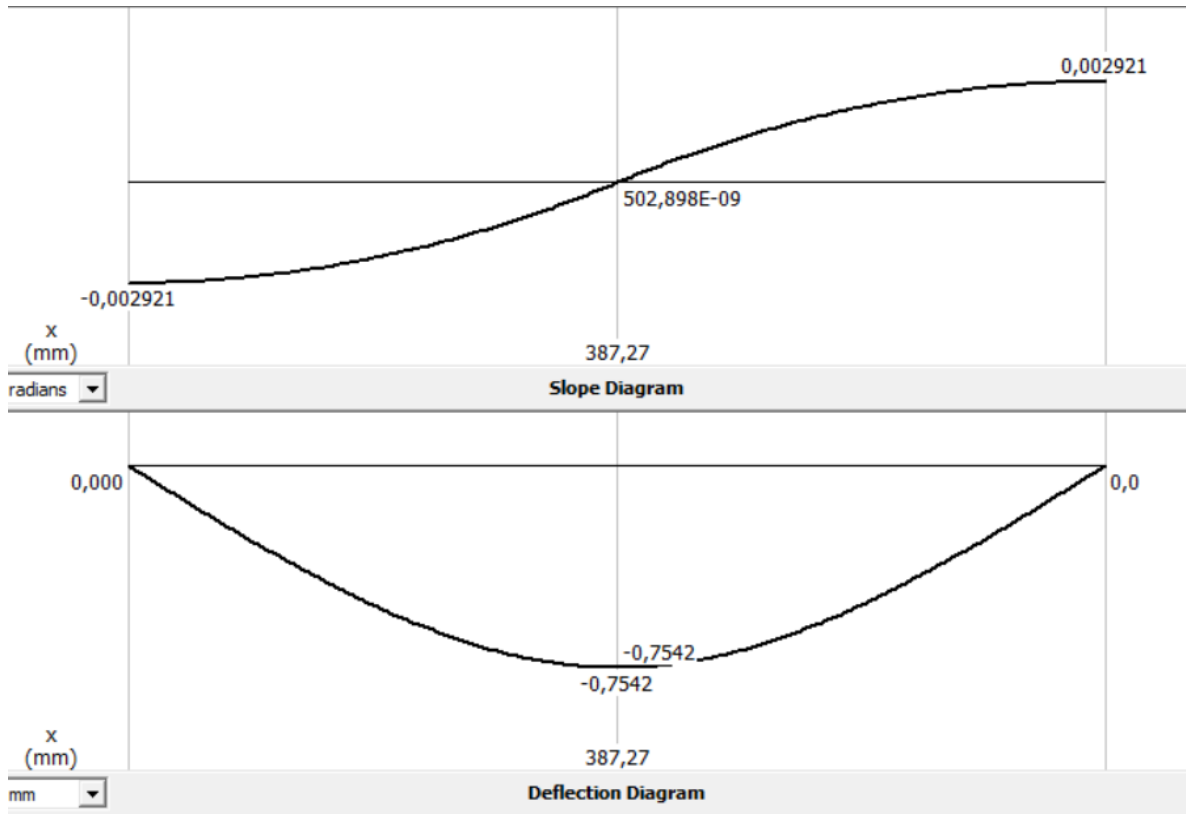
Diagrama 30. Fuerza cortante Riel



Fuente: elaboración propia con base a programa Skyciv

El diagrama de deflexión y pendiente de la viga son los siguientes

Diagrama 31. Diagrama de la pendiente y deflexión del Riel



Fuente: elaboración propia con base a programa MDSOLIDS

Se evidencia que la máxima deflexión es de 0,75 mm, por lo tanto, es una deflexión permisible en nuestro sistema.

Se procede a realizar el cálculo del esfuerzo cortante y el esfuerzo por flexión que produce la fuerza cortante máxima y el momento flector máximo, los cuales han sido halladas con anterioridad.

$$\sigma_x = \frac{2838,8Nm * 5,77x10^{-3}m}{9,41x10^{-7}m^4}$$

$$\sigma_x = 17,41MPa$$

$$\tau_{xy} = \frac{7330,64N * 2,64x10^{-4}m^3}{9,41x10^{-7}m^4 * 9,58x10^{-3}} = 215,74MPa$$

Haciendo uso de la teoría de la engería de la distorsión, se obtiene el siguiente esfuerzo

$$\sigma_T = 225,1 MPa$$

$$F_s = \frac{344,7 \text{ MPa}}{225,1} \text{ MPa} = 1,53$$

3.1.13 Cálculo de columnas estructural. Se desea implementar un perfil de columna W200 en acero estructural ASTM A 572 Grado 50, la cual posee las siguientes propiedades geométricas y estructurales:

$$F_y = 344,74 \text{ MPa}$$

$$F_u = 448,16 \text{ MPa}$$

$$E = 205 \text{ GPa}$$

$$A_g = 0,01271 \text{ m}^2$$

$$I_x = 1,1355 \times 10^{-4} \text{ m}^4$$

$$I_y = 3,664 \times 10^{-5} \text{ m}^4$$

$$r_x = 0,0945 \text{ m}$$

$$r_y = 0,0537 \text{ m}$$

$$t = 0,0145 \text{ m}$$

$$K = 1 \text{ (articulación en ambos extremos)}$$

$$L = 2,32 \text{ m}$$

Para el cálculo de la longitud efectiva se implementa la siguiente formula:

$$L_e = L * K$$

Sustituyendo los valores en la anterior ecuación se obtiene:

$$L_e = 2,32 \text{ m}$$

Se procede a calcular la relación de esbeltez por medio de la siguiente ecuación:

Ecuación 21. Relación de esbeltez

$$\lambda = \frac{L_e}{\pi r_{min}} * \sqrt{\frac{F_y}{E}}$$

Fuente: MCCORMAC Jack. Diseño de estructuras en acero. 5ta ed. México D.F. Editorial Alfaomega. p.153. [Consultado: 12 Septiembre 2019]

Sustituyendo los valores en la anterior ecuación, se obtiene lo siguiente:

$$\lambda = 0,564$$

Este valor de λ representa que la columna es una columna larga, por lo tanto, el esfuerzo crítico se calcula de la siguiente manera:

$$\sigma_{cr} = 0,658^{\lambda^2} * \sigma_y$$

Sustituyendo los valores en la anterior ecuación se obtiene

$$\sigma_{cr} = 301,766MPa$$

La resistencia de diseño a compresión o pandeo flexional se define como:

$$Rd_1 \leq \phi * A_g * \sigma_{cr}$$

Donde la resistencia de diseño es la carga que se está aplicado y ϕ es un factor de resistencia (0,85), sustituyendo valores se obtiene

$$150KN \leq 3260,13KN$$

Por lo tanto, la viga cumple con el criterio

Se procede a realizar el chequeo por esbeltez, el cual se define de la siguiente manera:

$$\frac{KL}{r_{min}} \leq 200$$

Sustituyendo valores en la ecuación, se obtiene

$$43,2 \leq 200$$

Por lo tanto, la columna posee una esbeltez aceptable para el diseño.

3.1.14 **Cálculo columna con amarre.** Se selecciona un perfil

$$F_y = 344,74 \text{ MPa}$$

$$F_u = 448,16 \text{ MPa}$$

$$E = 205 \text{ GPa}$$

$$A_g = 0,01271 \text{ m}^2$$

$$I_x = 1,1355 \times 10^{-4} \text{ m}^4$$

$$I_y = 3,664 \times 10^{-5} \text{ m}^4$$

$$r_x = 0,0945 \text{ m}$$

$$r_y = 0,0537 \text{ m}$$

$$t = 0,0145 \text{ m}$$

$$K = 1 \text{ (articulación en ambos extremos)}$$

$$L = 6 \text{ m}$$

La longitud efectiva es

$$L_e = 6 \text{ m} * 1 = 6 \text{ m}$$

Se procede a calcular la relación de esbeltez:

$$\lambda = \frac{6 \text{ m}}{\pi * 0,0537 \text{ m}} * \sqrt{\frac{344,74 \text{ MPa}}{205 \text{ GPa}}} = 1,458$$

Se procede a calcular el esfuerzo critico

$$\sigma_{cr} = 0,658^{1,458^2} * 344,74 \text{ MPa} = 141,61 \text{ MPa}$$

La resistencia de diseño a compresión o pandeo flexional se define como:

$$Rd_1 = 0,85 * 0,01271 \text{ m}^2 * 141,61 \text{ MPa} = 1529,88 \text{ KN}$$
$$150 \text{ KN} \leq 1529,88 \text{ KN}$$

Se procede a realizar el chequeo por esbeltez

$$\frac{6m}{0,0537m} \leq 200 = 111,73 \leq 200$$

Por lo tanto, la esbeltez de la columna es óptima para el diseño

De igual manera, se propone instalar 3 arriostramientos cada 1893 m consiguiendo así, disminuir el pandeo y soportar la carga máxima de 150681,6N

Para unir ambas columnas, se implementa una viga que hace función de arriostramiento, la cual es una viga de sección transversal rectangular de 100x200 (4"x8"x1/4"), fabricado en acero estructural ASTM 572 grado 50. Según las recomendaciones del manual AISC se obtiene

$$A = 3,49 \times 10^{-3} m^2$$

$$I = 1,87 \times 10^{-5} m^4$$

$$\frac{r_x}{r_y} = 1,72$$

$$r_y = 1,65$$

$$\text{Cargas muertas: } 490 \frac{lb}{ft^3}$$

$$\text{Cargas vivas} = 40 \frac{lb}{ft^2} = 30 \text{ Ton}$$

$$\text{Cargas ambientales} = \pm 12 \frac{lb}{ft^2}$$

$$\text{Carga sismica: } 129225 \text{ Kgf}$$

Se asume que la carga máxima es 30 Toneladas

Análisis LFRD para carga muerta

$$D = 49 \frac{lb}{ft^2} \frac{1ft^2}{12^2} = 0,283 \frac{lb}{in^2}$$

$$D = 0,203 \frac{lb}{in^2} * A = 1,6 \frac{lb}{in}$$

$$D = 280,19 \frac{N}{m}$$

Realizando la sumatoria de momentos se obtiene

$$M_A = 150,95 Nm$$

La deflexión máxima a la que se somete la viga está establecida por la siguiente ecuación

$$\Delta_{m\acute{A}x} = \frac{L}{360}$$

Sustituyendo los valores numéricos en la anterior ecuación, se obtiene

$$5,76 \times 10^{-3} m$$

El momento de inercia requerido para que la viga sea satisfactoria es el siguiente

$$I_{req} = \frac{5W_o L^4}{384E \Delta_{m\acute{A}x}}$$

Sustituyendo los valores en la anterior ecuación

$$I_{req} = 3,06 \times 10^8 m^4$$

Este momento de inercia es menor al pre seleccionado ($1,87 \times 10^{-5} m^4$); Por lo tanto, se conserva el perfil.

3.2 SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA

El sistema de generación y de transmisión de movimiento del parqueadero vertical, está compuesto por un servomotor de ejes paralelos, al cual se le acopla en su eje de salida, por medio de un sistema de transmisión de cadena, un árbol de tracción, el cual transmite la potencia generada a los engranajes que se conectan al módulo de potencia, el cual, se encarga de proporcionar el torque requerido por la cadena para lograr mover las cadenas.

3.2.1 Cálculo de la potencia requerida por el motor. Para el cálculo de la potencia requerida, es necesario hallar la velocidad lineal con la que se debe desplazar el sistema, para esto, gracias al estado del arte realizado en capítulos anteriores, se conoce que un sistema de parqueo vertical rotatorio con capacidad de almacenar dieciséis (16) vehículos, los cuales tienen un peso promedio de 2,5 toneladas, la bandeja por la cual se va a transportar el vehículo, tiene un peso de 615,39Kg. El sistema tarda en entregar el automóvil aproximadamente 130 segundos partiendo del reposo, así que, con este dato, se inicia el análisis cinemático correspondiente.

Datos

$$X = 18 \text{ m}$$

$$V_0 = 0 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$t = 130 \text{ s}$$

Para calcular la velocidad lineal, es necesario primero conocer el valor de la aceleración del sistema, el cual se obtiene despejando de la ecuación 22

Ecuación 22: Posición

$$X = V_0 t + \frac{1}{2} a t^2$$

Fuente: BEER, Ferdinand.
Mecánica vectorial para ingenieros dinámica. 9na ed. México D.F. Editorial Mc Graw Hill 2010. p 603.
[Consultado: 23 Septiembre 2019]

Sustituyendo los valores obtenemos que la aceleración del sistema es de $2,13 \times 10^{-3} \text{ m/s}^2$, empleando la ecuación 22, se puede obtener el valor de la velocidad final.

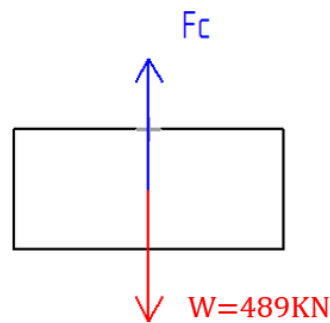
$$V_f^2 = V_0^2 + 2 a X$$

Fuente: BEER, Ferdinand.
Mecánica vectorial para ingenieros dinámica. 9na ed. México D.F. Editorial Mc Graw Hill 2010. p 603.
[Consultado: 23 Septiembre 2019]

Reemplazando y despejando estos valores, se obtiene que la velocidad máxima que puede alcanzar este sistema, es de $0,27 \text{ m/s}$, esta velocidad baja es necesaria para evitar el deslizamiento de los vehículos en las bandejas, reduciendo la sobrecarga de la cadena y las vibraciones.

Conociendo previamente la velocidad lineal del sistema, se procede a realizar el diagrama de cuerpo libre del mismo (diagrama 32), con la finalidad de conocer la fuerza que debe ejercer el motor (f_c) para poder transportar la carga por los 16 vehículos, siendo esta la mayor exigencia, la cual equivale a 40 Toneladas

Diagrama 32. Diagrama elevación de carga



Fuente: Elaboración propia con base a programa Solid Edge 2020

Al ser un sistema en dinámico, para conocer el valor de la fuerza mínima requerida para mover este sistema, es necesario implementar la ecuación de equilibrio dinámico

Ecuación 23. Equilibrio dinámico

$$\sum F_y = ma$$

Fuente: BEER, Ferdinand.
Mecánica vectorial para ingenieros dinámica. 9na ed. México D.F. Editorial Mc Graw Hill 2010. p 699.
[Consultado: 23 Septiembre 2019]

Datos

$$W = 489000N$$

$$m = 49000 Kg$$

$$a = 2,13 \times 10^{-3} \text{ m/s}^2$$

Reemplazando los valores en la ecuación 3, se obtiene:

$$F_c - 489000N = 49000Kg * 2,13 \times 10^{-3} \text{ m/s}^2$$

$$F_c = 489104,37N$$

La potencia requerida por el motor se define como el producto entre la fuerza que se requiere para mover el sistema F_c y la velocidad lineal a la que este se va a desplazar, como se evidencia en la ecuación.

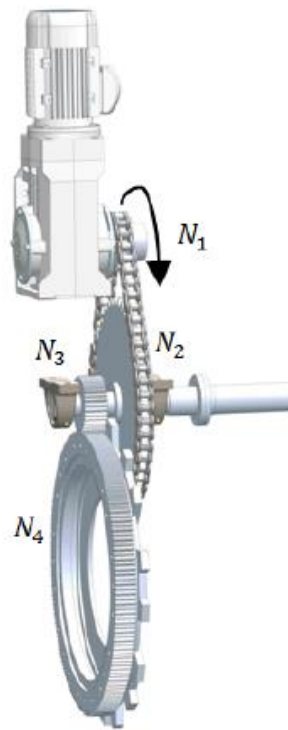
Ecuación 24. Potencia

$$P = F_c V_f$$

Fuente: BEER,
Ferdinand. Mecánica
vectorial para
ingenieros dinámica.
9na ed. México D.F.
Editorial Mc Graw Hill
2010. p 767.
[Consultado: 23
Septiembre 2019]

Reemplazando los valores en la ecuación anterior, se obtiene que $P = 132,06 \text{ KW}$. Para realizar la transmisión se hace uso de tres reducciones de velocidad, en primera instancia, se emplea un motor reductor, a la salida, se emplea un sistema de transmisión por cadenas y por último un sistema de engranes como se muestra en la siguiente figura.

Figura 41. Subsistema de potencia



Fuente: elaboración propia con base a programa Solid Edge

Se conoce que el engranaje número cuatro (N_4), debe proporcionar al sistema una velocidad máxima de $0,27m/s$, para ello, se realiza el cálculo de las revoluciones por minuto (*rpm*) a las que debe actuar dicho engranaje. Se supone, que el diámetro del engranaje debe ser aproximadamente el mismo del diámetro del módulo de potencia, por ello, se toma un diámetro de $d_4 \approx 1m$, por lo tanto, se selecciona un engranaje de $N_4 = 120$.

Conociendo este radio, se procede a realizar el cálculo de la velocidad angular (ω) a la que debe girar dicho engranaje.

Ecuación 25. Velocidad angular

$$\omega = \frac{V}{r}$$

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas cuarta ed. México D.F. Pearson educación 2004. p 395. [Consultado: 1 Octubre 2019]

$$\omega_4 = \frac{0,27 \frac{m}{s}}{0,516m} = 0,52 \frac{rad}{s}$$

$$\omega_4 = 0,52 \frac{rad}{s} * \frac{1rpm}{\frac{2\pi}{60s}} = 4,96 rpm$$

Al ser una velocidad angular baja, se selecciona un engranaje conductor (piñón) del catálogo Martín, que sea bastante pequeño para reducir al máximo la velocidad angular del sistema de transmisión.

La velocidad del piñón y la relación de transmisión de la primera etapa es la siguiente

$$\frac{N_4}{N_3} = \frac{120}{24} = 5$$

$$\omega_3 = 5 * 4,96 rpm = 24,8 rpm$$

La segunda etapa de la transmisión se emplea por medio de catarinas y una cadena, siguiendo el procedimiento sugerido en el libro de Shigley, se seleccionan dos catarinas de número de dientes impar, siendo estos los siguientes

$$N_2 = 17$$

$$N_3 = 68$$

$$\frac{N_3}{N_2} = 4$$

$$\omega_2 = 24,8 rpm * 4 = 99,2 rpm$$

Por último, se calcula la relación de transmisión y el reductor, está, es la tercera etapa de nuestro sistema

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{1500rpm}{99rpm} = 15,12 \approx 16$$

3.2.2 Cálculo del engranaje de dientes rectos. Para el cálculo del engranaje principal se obtienen los siguientes datos:

La potencia de transmisión es de 132,058 KW lo que equivale a 178,35 hp, la velocidad angular para estos es de 4,96 rpm, se requiere una confiabilidad de $R = 0,95$, se somete a una carga uniforme a 10^9 ciclos, por lo tanto $K_o = 1$. Se asume

que el factor de diseño para exigencia no cuantificables es de $n_d = 2$. Se seleccionaron engranajes con un sistema de dientes de $\phi_n = 20^\circ$. El número de dientes del engranaje conductor es de $N_G = 120$ y $N_P = 24$. El número de calidad $Q_v = 6$, por lo tanto, se emplea un material de grado 1 Nitralloy 135M.

Se supone $m_B \geq 1,2$, por lo tanto, el factor del espesor del aro es de $K_B = 1$

Se selecciona un paso diametral de prueba $P_d = 4 \text{ dientes/pulg}$

$$d_P = \frac{24}{3} = 8 \text{ pulg}$$

$$d_G = \frac{120}{3} = 40 \text{ pulg}$$

Empleando la tabla de los valores de factor de forma de Lewis (Y) se obtienen los siguientes valores

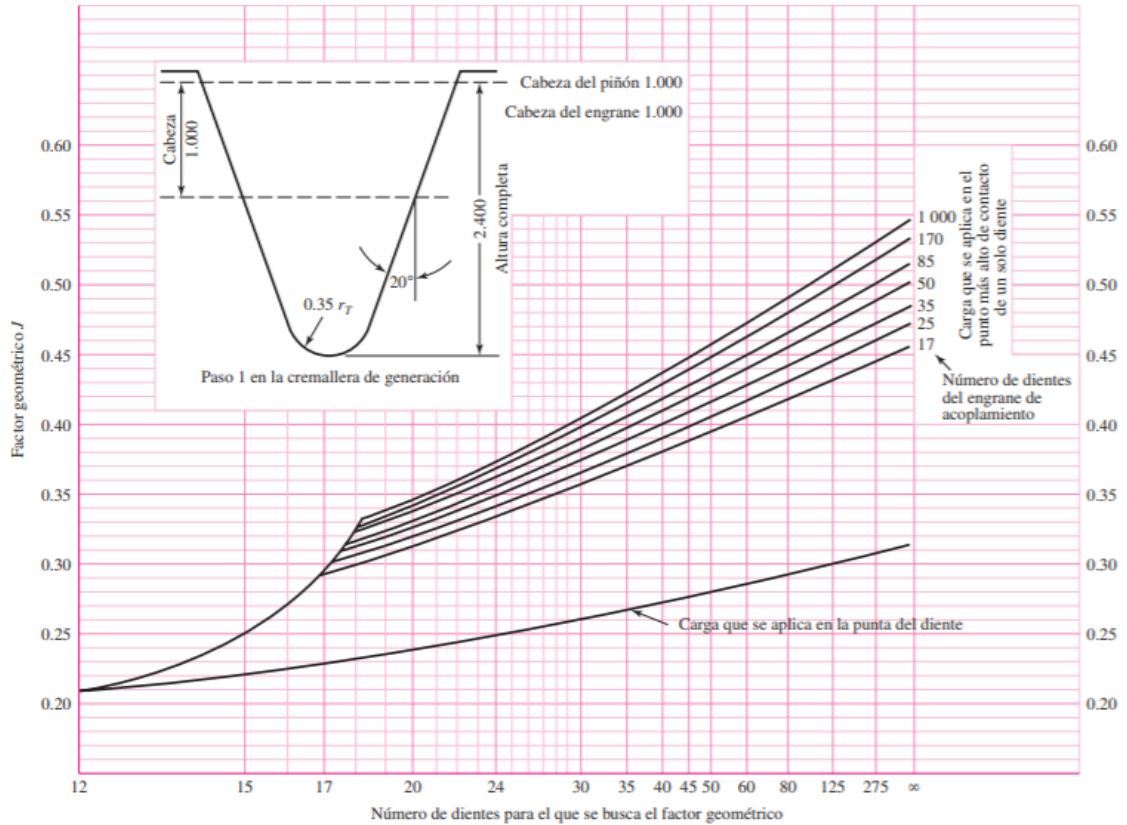
Tabla 2. Factores de forma de Lewis (Y)

Número de dientes	Y	Número de dientes	Y
12	0.245	28	0.353
13	0.261	30	0.359
14	0.277	34	0.371
15	0.290	38	0.384
16	0.296	43	0.397
17	0.303	50	0.409
18	0.309	60	0.422
19	0.314	75	0.435
20	0.322	100	0.447
21	0.328	150	0.460
22	0.331	300	0.472
24	0.337	400	0.480
26	0.346	Cremallera	0.485

Fuente: BUDYNAS. Richard. Diseño de ingeniería mecánica de Shigley. 8va edición McGraw-Hill Interamericana 2008 p.718

$Y_P = 0,337$, $Y_G = 0,448$ Estos valores se toman directamente de la tabla anterior haciendo uso de interpolación. Se procede a tomar los valores del factor geométrico de la siguiente tabla:

Gráfica 1. Factores geométricos en engranajes rectos



Fuente: BUDYNAS. Richard. Diseño de ingeniería mecánica de Shigley. 8va edición McGraw-Hill Interamericana 2008 p.733. [Consulta 5 Octubre 2019]

$$J_P = 0,36 ; J_G = 0,44$$

La velocidad del engranaje es la siguiente

$$V = \frac{\pi d_p n_p}{12} = \frac{\pi(6 \text{ pulg}) * 24,8 \text{ rpm}}{12} = 38,95 \frac{\text{pies}}{\text{min}} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} * \frac{12 \text{ pulg}}{1 \text{ pie}} * \frac{1 \text{ pulg}}{0,0254} = 0,1978 \text{ m/s}$$

La carga tangencial a la que se somete un diente del engranaje es la siguiente

Ecuación 26. Carga tangencial

$$W^t = \frac{H}{V}$$

Fuente: BUDYNAS. Richard. Diseño de ingeniería mecánica de Shigley. 8va edición McGraw-Hill Interamericana 2008. p.748.

$$W^t = \frac{132,058}{0,1978} = 66744,1N$$

$$B = 0,25(12 - Q_v)^{\frac{2}{3}} = 0,25(12 - 6)^{\frac{2}{3}} = 0,8255$$

$$A = 50 + 56(1 - 0,8255) = 59,77$$

$$K_v = \left(\frac{59,77 + \sqrt{38,95}}{59,77} \right)^{0,8255} = 1,085$$

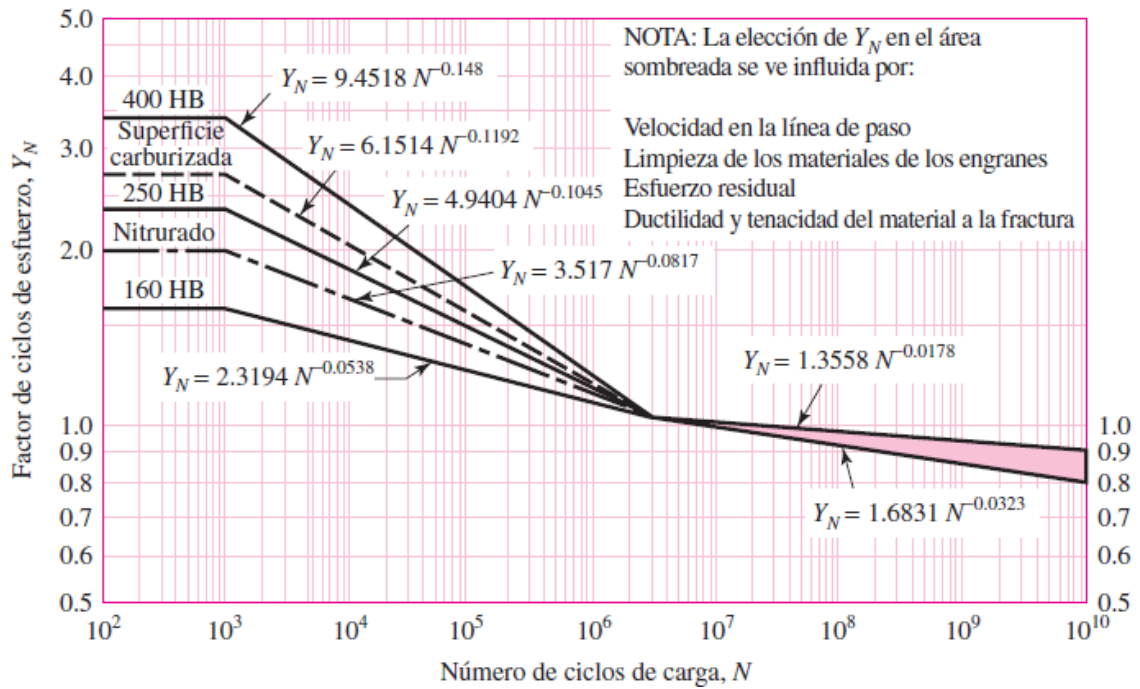
El factor de confiabilidad para el engranaje está definido por la siguiente ecuación

$$K_R = 0,658 - 0,0759 \ln(1 - R) = 0,658 - 0,0759 \ln(1 - 0,95) = 0,885$$

Factores de ciclos de carga

Para hallar los valores de los factores de ciclos de esfuerzo (Y_N) y (Z_N) para cada engrane, se emplean los siguientes diagramas

Gráfica 2. Factor de ciclos de esfuerzo repetidamente aplicados de resistencia

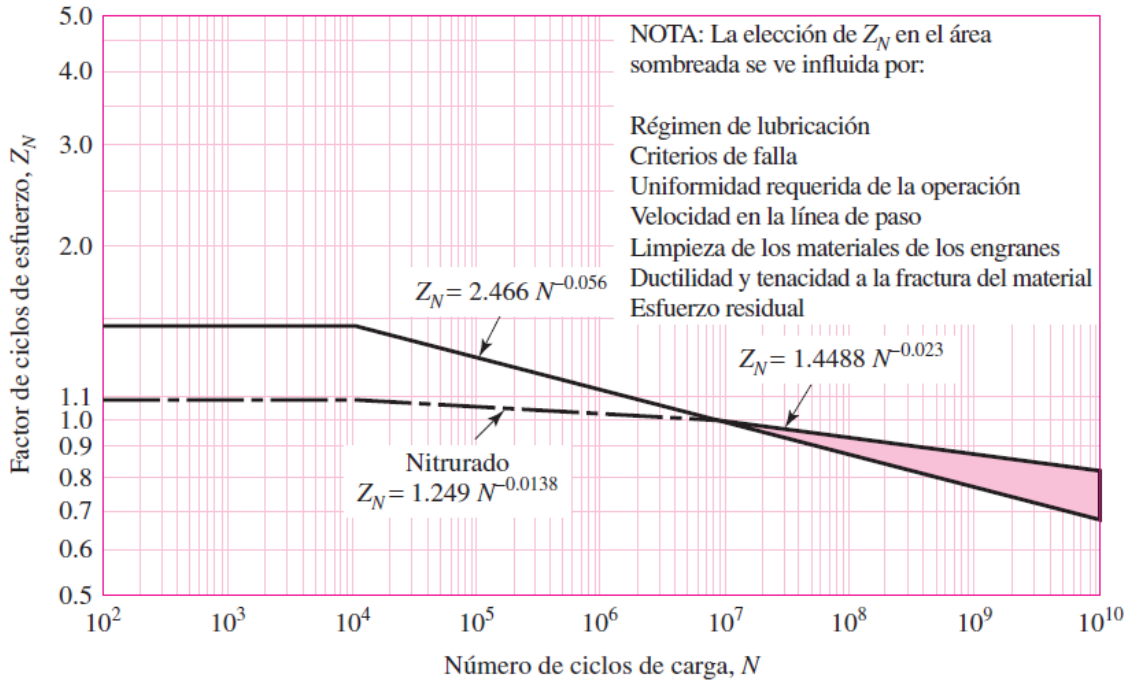


Fuente: BUDYNAS. Richard. Diseño de ingeniería mecánica de Shigley. 8va edición McGraw-Hill Interamericana 2008 p.743. [Consulta 5 Octubre 2019]

$$(Y_N)_P = 1,3558(10^9)^{-0,0178} = 0,938$$

$$(Y_N)_G = 1,3558 \left(\frac{10^9}{5} \right)^{-0,0178} = 0,9648$$

Gráfica 3. Factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a la picadura



Fuente: BUDYNAS. Richard. Diseño de ingeniería mecánica de Shigley. 8va edición McGraw-Hill Interamericana 2008 p.743. [Consulta 5 Octubre 2019]

$$(Z_N)_P = 1,4488(10^9)^{-0,023} = 0,938$$

$$(Z_N)_P = 1,4488 \left(\frac{10^9}{5}\right)^{-0,023} = 0,933$$

En el libro de diseño de ingeniería mecánica de Shigley, se recomienda como regla general, que los engranes rectos deben tener el ancho de la cara (F) de tres a cinco veces el paso circular (p). Por lo tanto, se toma un ancho de diente de

$$F = 5p = \frac{5\pi}{P} = \frac{5\pi}{4} = 3,927 \text{ pulg} = 99,74\text{mm}$$

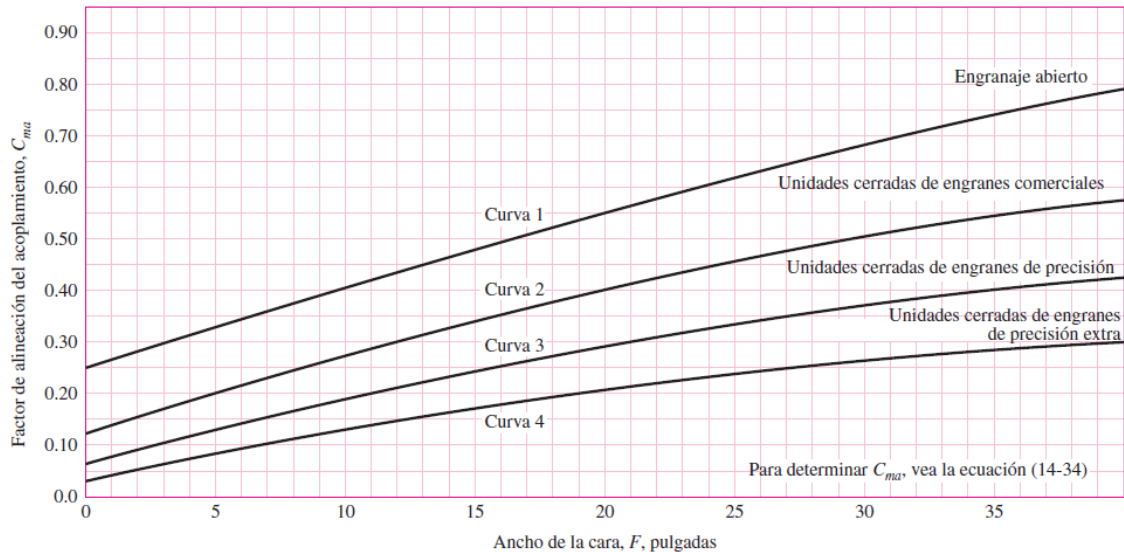
Se procede a calcular el coeficiente de factor de tamaño K_s

$$K_s = 1,192 * \left(\frac{(F * \sqrt{Y})}{P}\right)^{0,0535} = 1,192 * \left(\frac{(3,927 * \sqrt{0,337})}{4}\right)^{0,0535}$$

$$K_s = 1,156$$

Los valores de los coeficientes $C_{mc} = C_{pm} = C_e = 1$, el factor de alineación del acoplamiento (unidades de engranes con alojamiento comercial) se obtiene empleando el siguiente diagrama:

Gráfica 4. Factor de alineación del acoplamiento



Fuente: BUDYNAS. Richard. Diseño de ingeniería mecánica de Shigley. 8va edición McGraw-Hill Interamericana 2008 p.741. [Consulta 5 Octubre 2019]

$$C_{ma} = 0,193$$

Al ser el ancho del diente 3,92 pulg El valor de C_{pf} se obtiene a partir de la siguiente ecuación:

$$C_{pf} = \frac{F}{10d} - 0,0375 + 0,0125F$$

$$C_{pf} = \frac{3,92}{10 * 6} - 0,0375 + 0,0125(3,92) = 0,0768$$

Por lo tanto, el factor de distribución de la carga K_m se obtiene de la siguiente expresión.

$$K_m = C_{mf} = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e)$$

$$K_m = 1 + 1(0,0768 * 1 + 0,193 * 1) = 1,269$$

Para obtener los valores del coeficiente elástico, se hace uso de la siguiente tabla (Tabla 3)

Tabla 3. Coeficiente elástico C_p .

Material del piñón	Módulo de elasticidad del piñón E_p psi (MPa)*	Material y módulo de elasticidad de la corona E_G , lbf/pulg ² (MPa)*					
		Acero 30×10^6 (2×10^5)	Hierro maleable 25×10^6 (1.7×10^5)	Hierro nodular 24×10^6 (1.7×10^5)	Hierro fundido 22×10^6 (1.5×10^5)	Bronce al aluminio 17.5×10^6 (1.2×10^5)	Bronce al estaño 16×10^6 (1.1×10^5)
Acero	30×10^6 (2×10^5)	2 300 (191)	2 180 (181)	2 160 (179)	2 100 (174)	1 950 (162)	1 900 (158)
Hierro maleable	25×10^6 (1.7×10^5)	2 180 (181)	2 090 (174)	2 070 (172)	2 020 (168)	1 900 (158)	1 850 (154)
Hierro nodular	24×10^6 (1.7×10^5)	2 160 (179)	2 070 (172)	2 050 (170)	2 000 (166)	1 880 (156)	1 830 (152)
Hierro fundido	22×10^6 (1.5×10^5)	2 100 (174)	2 020 (168)	2 000 (166)	1 960 (163)	1 850 (154)	1 800 (149)
Bronce al aluminio	17.5×10^6 (1.2×10^5)	1 950 (162)	1 900 (158)	1 880 (156)	1 850 (154)	1 750 (145)	1 700 (141)
Bronce al estaño	16×10^6 (1.1×10^5)	1 900 (158)	1 850 (154)	1 830 (152)	1 800 (149)	1 700 (141)	1 650 (137)

Fuente: BUDYNAS. Richard. Diseño de ingeniería mecánica de Shigley. 8va edición McGraw-Hill Interamericana 2008 p.737.
[Consulta 5 Octubre 2019]

De la tabla anterior se obtiene que $C_p = 2300 \sqrt{psi}$, con una relación de $m_G = 5$ y $m_n = 1$

$$I = \frac{\cos 20^\circ \sen 20^\circ}{2m_n} * \frac{m_G}{m_G + 1}$$

$$I = \frac{\cos 20^\circ \sen 20^\circ}{2} * \frac{5}{5 + 1} = 0,133$$

3.2.3 Flexión del diente del piñón. Con las estimaciones de los valores de K_s y K_m a partir del paso diametral que se seleccionó, se verifica para ver si el ancho de acoplamiento F se controla debido a las consideraciones de flexión o desgaste.

$$\sigma_{perm} = \frac{S_t}{S_F} \frac{Y_N}{Y_\theta Y_Z}$$

Ecuación 27. Flexión del diente del piñón

$$\sigma = W^t K_o K_v K_s * \frac{1}{b m_t} \frac{K_H K_B}{Y_J}$$

Fuente: BUDYNAS. Richard. Diseño de ingeniería mecánica de Shigley. 8va edición McGraw-Hill Interamericana 2008 p.750. [Consulta 5 Octubre 2019]

Igualando las ecuaciones anteriores, y sustituyendo el $n_d W^t$ por W^t y realizando el despeje del ancho de la cara $F_{flexión}$ necesario para soportar la fatiga ejercida por flexión, se obtiene lo siguiente

Ecuación 28. Ancho de cara del diente necesario para que no falle por flexión

$$F_{flexión} = n_d W^t K_o K_v K_s P_d \left(\frac{K_m K_B}{J_P} \right) \left(\frac{K_T K_R}{F_Y Y_N} \right)$$

Fuente: BUDYNAS. Richard. Diseño de ingeniería mecánica de Shigley. 8va edición McGraw-Hill Interamericana 2008 p.750. [Consulta 5 Octubre 2019]

Se hace uso de un acero ASTM A 572 Grado 50, el cual tiene las siguientes características

$$F_y = 345 \text{ MPa}, F_u = 448 \text{ MPa}$$

Se conoce que para temperaturas del aceite o del disco del engranaje hasta 250 °F (120°C), se emplea valores para los coeficientes $K_t = Y_\phi = 1$

Sustituyendo en la ecuación, se obtiene

$$F_{flexión} = 74 \text{ mm}$$

Para el cálculo de esfuerzo se igualan las siguientes ecuaciones:

Ecuación 29. Límite de durabilidad por contacto de engranajes

$$\sigma_{cpermi} = \frac{S_c}{S_H} * \frac{Z_N Z_W}{Y_\phi Y_Z}$$

Fuente: BUDYNAS. Richard.
Diseño de ingeniería
mecánica de Shigley. 8va
edición McGraw-Hill
Interamericana 2008 p.747.
[Consulta 5 Octubre 2019]

Ecuación 30. Ecuación de esfuerzo por contacto

$$\sigma_c = Z_E \sqrt{W^t K_O K_V K_S \frac{K_H Z_R}{b d_{w1} Z_I}}$$

Fuente: BUDYNAS. Richard.
Diseño de ingeniería mecánica de
Shigley. 8va edición McGraw-Hill
Interamericana 2008 p.747.
[Consulta 5 Octubre 2019]

Se debe realizar el despeje de $b_{desgaste}$ para conocer el ancho necesario para resistir el desgaste del diente de la ecuación por el método de igualación, se debe agregar el factor n_d , por lo tanto, se obtiene:

$$b_{desgaste} = \left(\frac{C_p Z_N}{S_c K_T K_R} \right)^2 n_d W^t K_O K_V K_S \frac{K_m C_f}{D_p I}$$

Sustituyendo los valores numéricos en la ecuación anterior se obtiene

$$b_{desgaste} = 97,65 \text{ mm} \approx 100 \text{ mm}$$

El esfuerzo de flexión que se ejerce por la carga tangencial W^t se calcula a partir de la siguiente ecuación:

Ecuación 31. Flexión del diente del piñón

$$\sigma = W^t K_o K_v K_s \frac{1}{b m_t} \frac{K_H K_B}{Y_j}$$

Fuente: BUDYNAS. Richard. Diseño de ingeniería mecánica de Shigley. 8va edición McGraw-Hill Interamericana 2008 p.752. [Consulta 5 Octubre 2019]

Sustituyendo los coeficientes den la anterior ecuación, se obtiene:

$$\sigma = 134,77 \text{ MPa}$$

Para el cálculo del factor de seguridad AGMA se emplea la siguiente ecuación

Ecuación 32. Factor de seguridad AGMA

$$S_F = \frac{S_t Y_N}{K_T K_R \sigma}$$

Fuente: BUDYNAS. Richard. Diseño de ingeniería mecánica de Shigley. 8va edición McGraw-Hill Interamericana 2008 p.754. [Consulta 5 Octubre 2019]

Reemplazando los valores en la ecuación, se obtiene los siguiente.

$$S_F = 2,78$$

3.2.4 Cálculo del piñón y Catarina y selección de cadena. Para seleccionar la cadena, es necesario conocer previamente los siguientes datos:

- Motor reductor $\omega_1 = 99,2 \text{ rpm} = 10,39 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$
- Catarina de impulsada $\omega_2 = 24,8 \text{ rpm} = 2,59 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$
- Potencia motor eléctrico = 132KW
- $N_1 = 17$ Catarina conductora

- $N_2 = 68$ Catarina conducida
- Relación de transmisión = 4
- Duración de vida útil estimada = 1500 horas

Para hallar el factor de servicio de la cadena, se implementa la siguiente tabla

Tabla 4. Factor de trabajo (F1)

Tabla N° 1 (Coeficiente f1)

Tipo de carga	Ejemplo de máquinas	Motor eléctrico o turbina	Accionamiento	
			Motor de combustión interna Trans. hidráulica	Trans. mecánica
Regular	Agitadores de líquidos. Bombas centrífugas y de engranajes. Compresores centrífugos. Elevadores y transportadores con carga regular. Generadores y alternadores. Hiladoras. Maquinaria de imprenta. Maquinaria para la fabricación de papel. Montacargas y ascensores. Teleféricos. Máquinas herramientas (toros, taladradoras, fresadoras, rectificadoras). Ventiladores y máquinas soplantes.	1	1	1,2
Irregular	Agitadores de sustancias poco fluidas. Bombas de émbolo de más de 2 cilindros. Compresores alternativos de más de 2 cilindros. Hélices (aplicaciones marinas). Elevadores y transportadores con carga irregular. Laminadoras. Mezcladores. Maquinaria para carpintería. Maquinaria para formar tubos. Trefiladoras. Molinos para materias homogéneas y blandas. Telares.	1,3	1,2	1,4
A golpes	Aparejos de elevación. Bombas de 1 y 2 cilindros. Dragas. Excavadoras. Elevadores y transportadores con carga muy irregular y pesada. Grúas. Maquinaria para perforación. Maquinaria para fabricar ladrillos. Máquinas herramientas (prensas, cizallas, limadoras, cepilladoras). Molinos para materias duras e irregulares. Rotocultivadores. Trituradoras.	1,5	1,4	1,7

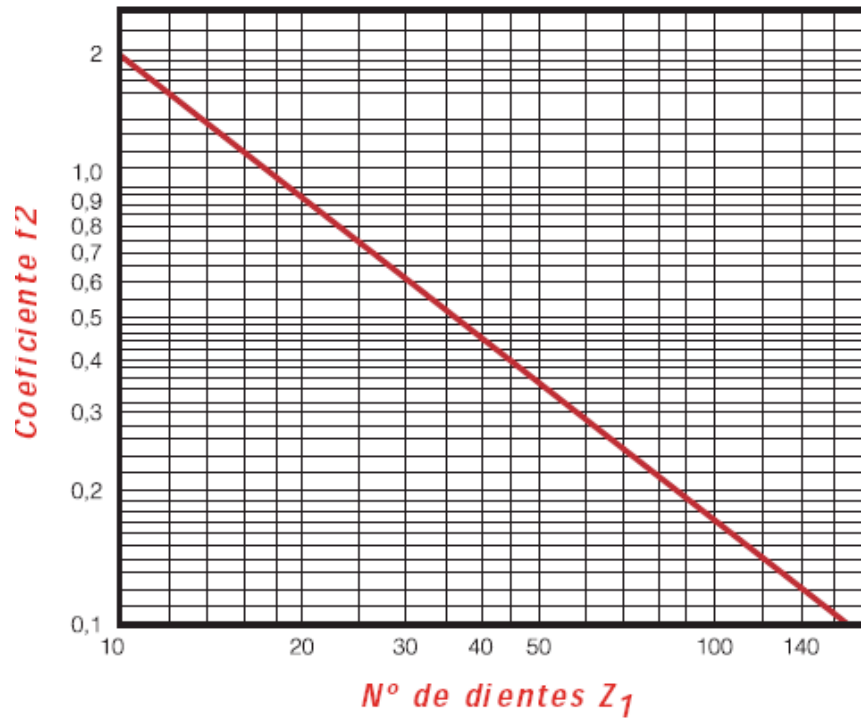
Fuente: JORESA. Cálculo de una transmisión por cadena.p.52

Por lo tanto, el factor de servicio de la Catarina es $F_1 = 1,3$

Se procede a realizar el cálculo del segundo factor de corrección de la cadena, para ello se emplea la tabla 5.

Tabla 5. Elección número de dientes

Tabla N° II



Fuente: JORESA. Cálculo de una transmisión por cadena.p.53

El factor de corrección F_2 para nuestro caso, es de 1.

Seguido, se halla el factor de corrección F_3 empleando la siguiente tabla, para ello, se asume una distancia entre centros de veinte (20) veces el paso de la cadena

Tabla 6. Relación de transmisión y distancia entre centros

Tabla N° III (Coeficiente f_3)

		Relación de transmisión							
		1:1	2:1	3:1	4:1	5:1	6:1	7:1	8:1
Distancia entre centros, C	20 pasos	1,45	1,25	1,15	1,08	1,03	0,99	0,96	0,92
	30 pasos	1,31	1,14	1,06	1,01	0,97	0,94	0,91	0,87
	40 pasos	1,22	1,07	1,00	0,95	0,92	0,89	0,86	0,84
	50 pasos	1,15	1,01	0,95	0,91	0,88	0,85	0,83	0,81
	60 pasos	1,08	0,97	0,91	0,87	0,85	0,82	0,81	0,78
	80 pasos	1,00	0,87	0,84	0,81	0,79	0,77	0,75	0,73

Fuente: JORESA. Cálculo de una transmisión por cadena.p.52

El factor de corrección $F_3 = 1,08$

Se procede a realizar el cálculo de la potencia de diseño corregida, para ello, se implementa la siguiente ecuación

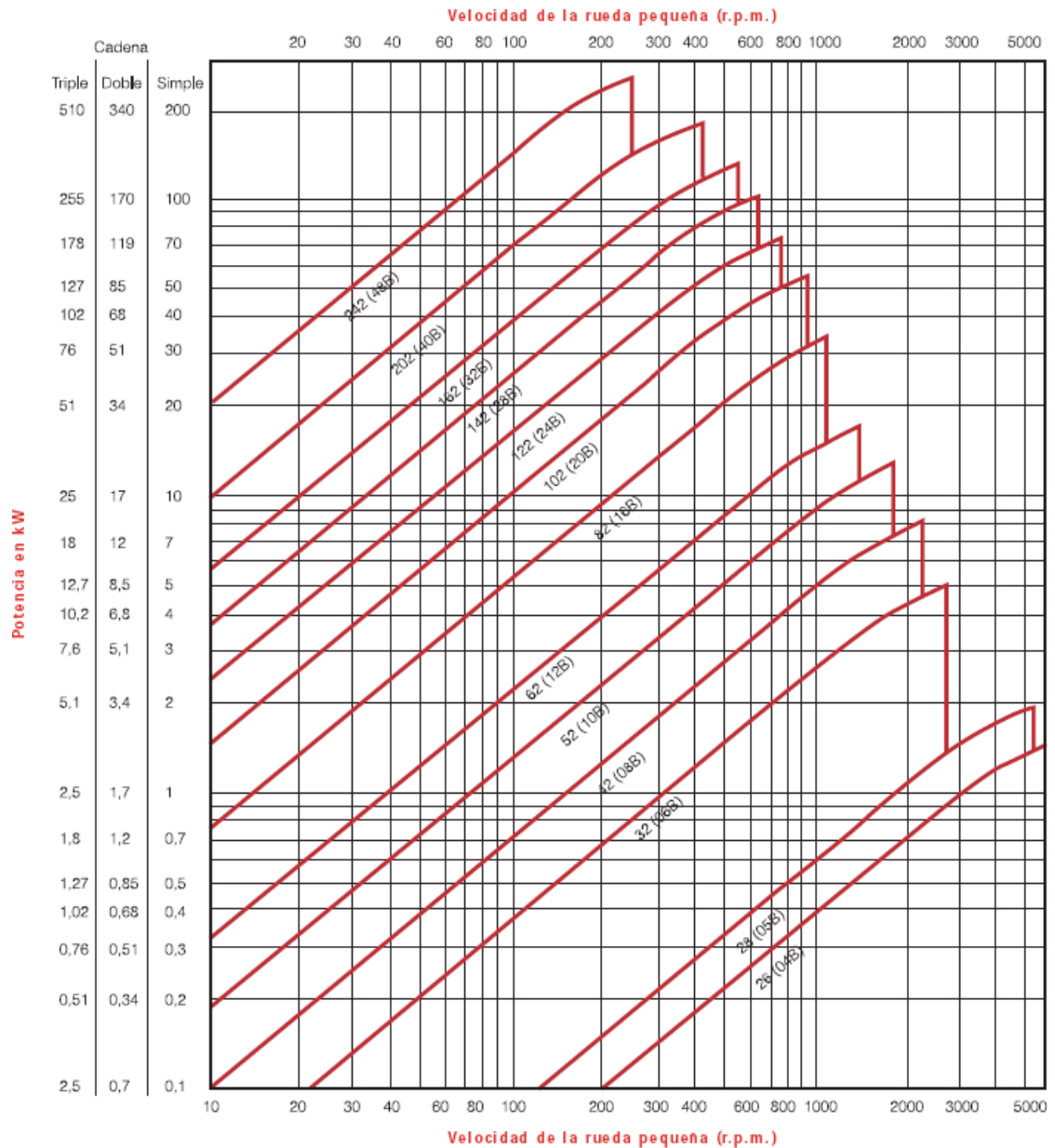
$$P_d = F_1 * F_2 * F_3 * P$$

Reemplazando los valores en la ecuación, se obtiene el siguiente resultado:

$$P_d = 185,32 \text{ Kw} = 248 \text{ HP}$$

Con el dato obtenido con anterioridad, se procede a realizar la búsqueda en la tabla de selección de cadenas de potencia, haciendo uso de la velocidad del eje motriz.

Gráfica 5. Selección de cadenas norma ISO 606 Serie Americana



Fuente: JORESA. Cálculo de una transmisión por cadena.p.58

Según la gráfica 5, la cadena apropiada para seleccionar es una triple 242 (48B) de un paso de 76,2 mm.

Se procede a calcular el diámetro primitivo de la Catarina impulsora y la Catarina conducida mediante la siguiente ecuación:

Ecuación 33. Diámetro de paso

$$D_p = \frac{P}{\sin\left(\frac{180^\circ}{N}\right)}$$

Fuente: BUDYNAS. Richard. Diseño de ingeniería mecánica de Shigley. 8va edición McGraw-Hill Interamericana 2008 p.888. [Consulta 7 Octubre 2019]

Sustituyendo los valores para cada una de las catarinas, se obtiene lo siguiente:

$$D_{p1} = 414,69mm$$

$$D_{p2} = 1649,94 mm$$

Por lo tanto, el valor de la velocidad de la cadena es

Ecuación 34. Velocidad de la cadena

$$V = \pi * D_p * \omega$$

Fuente: BUDYNAS. Richard. Diseño de ingeniería mecánica de Shigley. 8va edición McGraw-Hill Interamericana 2008 p.889. [Consulta 7 Octubre 2019]

Sustituyendo los valores en la anterior ecuación, se obtiene:

$$V = 13,536 \frac{m}{s} = 2663,38 ft/min$$

Se procede a realizar el cálculo de la longitud de la cadena, el cual está definido por la siguiente ecuación:

Ecuación 35. Longitud de la cadena

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

Fuente: JORESA. Cálculo de una transmisión por cadena.p.54

Las variables de la ecuación son las siguientes

L = Longitud de la cadena

p = Paso de la cadena

C = Distancia entre centros (20 veces el paso)

N_1 = Número de dientes de la Catarina impulsora

N_2 = Número de dientes de la Catarina impulsada

Sustituyendo los valores numéricos en la ecuación, se obtiene lo siguiente:

$$L = 6537,52 \text{ mm} = 6,54\text{m}$$

Ecuación 36. Pasos

$$\text{Pasos} = \frac{L}{p}$$

Fuente: JORESA.
Cálculo de una
transmisión por
cadena.p.58

Sustituyendo los valores en la anterior ecuación se obtiene

$$\text{Pasos} = 85,79$$

Se utilizan 86 pasos, a continuación, se procede a calcular la longitud real de la cadena.

$$L = 86 * 76,2\text{mm} = 6553,2\text{mm}$$

Ahora, se calcula la distancia entre centros de la Catarina real, empleando la siguiente ecuación.

Ecuación 37. Distancia entre centros

$$C = \frac{p}{4} \left[-A + \sqrt{A^2 - 8 \left(\frac{N_2 - N_1}{2\pi} \right)^2} \right]$$

Fuente: BUDYNAS. Richard. Diseño de
ingeniería mecánica de Shigley. 8va edición
McGraw-Hill Interamericana 2008 p.893.
[Consulta 7 Octubre 2019]

En donde el factor A se calcula de la siguiente manera

$$A = \frac{N_1 + N_2}{2} - \frac{L}{p}$$

Reemplazando en la siguiente ecuación:

$$A = -43,5$$

Se procede a realizar el cálculo de la distancia entre centros real se obtiene

$$C = 1552,72 \text{ mm}$$

Para el cálculo de la fuerza útil a la que está sometida la cadena se emplea la siguiente ecuación:

Ecuación 38. Fuerza útil a la que se somete la cadena

$$F_u = \frac{33000P_d}{V}$$

Fuente: BUDYNAS. Richard.
Diseño de ingeniería
mecánica de Shigley. 8va
edición McGraw-Hill
Interamericana 2008 p.889.
[Consulta 7 Octubre 2019]

Reemplazando los valores en la ecuación anterior se obtiene:

$$F_u = \frac{33000 * 248}{2663.38 \text{ ft/min}} = 3072,79 \text{ Lbf} = 13668,45 \text{ N}$$

La fuerza centrífuga a la que se somete la cadena, se calcula a partir de la siguiente ecuación:

Ecuación 39. Fuerza centrífuga a la que se somete la cadena

$$F_c = MV^2$$

Fuente: BUDYNAS. Richard. Diseño
de ingeniería mecánica de Shigley. 8va
edición McGraw-Hill Interamericana
2008 p.889. [Consulta 7 Octubre 2019]

Las variables corresponden a:

M = Masa unitaria ($\frac{Kg}{m}$) de la cadena seleccionada ($80,2 \frac{Kg}{m}$).

V = Velocidad de la cadena.

Sustituyendo los valores en la ecuación, se obtiene:

$$F_c = 14694,50 N$$

Por lo tanto, la fuerza de tensión a la que se somete la cadena es la siguiente

$$F_t = F_u + F_c$$

Sustituyendo los valores en la ecuación se obtiene:

$$F_t = 28362,93 N$$

Las componentes de la fuerza de tensión en la cadena son las siguientes:

$$F_Y = F_t \sin(\alpha)$$

$$F_X = F_t \cos(\alpha)$$

El cálculo del ángulo de contacto, se realiza a través de la siguiente ecuación:

$$\alpha = \frac{180}{\pi} \frac{D_{p2} - D_{p1}}{2C}$$

Sustituyendo los valores en la ecuación, el valor del ángulo de contacto es el siguiente:

$$\alpha = 22,79^\circ$$

Por lo tanto, el valor de las ecuaciones son los siguientes:

$$F_Y = 10986,51 N$$

$$F_X = 16148,66 N$$

La resistencia mínima a la tensión para una cadena ISO 48B-3 es de 280 000N, por lo tanto, el factor de seguridad basado en esta característica, se calcula por medio de la siguiente ecuación

$$F_s = \frac{\text{Carga de rotura teorica de la cadena}}{\text{Carga de rotura calculada de la cadena}}$$

Reemplazando en la ecuación anterior se obtiene:

$$F_s = 9,87$$

3.2.5 Comprobación de la presión máxima que soporta la cadena. Al entrar en contacto dos cilindros, en este caso el rodillo y el sprocket, el área de contacto es un rectángulo angosto de ancho d y longitud l . La longitud para dicho rectángulo es el largo de los cilindros, en este caso, la distribución de presión que es ejercida por la cadena en el flanco de la rueda dentada, es una curva en forma de elipse, cuyo valor máximo se define por medio de la siguiente expresión.

$$P_{max} = \frac{F_T}{d * l}$$

Las variables de la ecuación anterior, representan lo siguiente:

$$F_T = \text{Fuerza total útil total } \left(\frac{28362,93N}{3} \right)$$

$$d = \text{Diámetro del rodillo } (48,26mm)$$

$$l = \text{Longitud del cilindro } (47,7 mm)$$

Sustituyendo los valores se obtiene:

$$P_{máx} = 12,32MPa$$

De acuerdo con la teoría de Hertz el esfuerzo contante máximo es

$$P_{maxr} = 0,3P_{máx}$$

Sustituyendo los valores numéricos de la ecuación anterior se tiene

$$P_{máxr} = 3,7 MPa$$

Para conocer el esfuerzo cortante máximo se implementa la siguiente tabla, implementando el paso de la cadena y la velocidad angular

Tabla 7. Presiones máximas convencionales en los rodillos

<i>Pression conventionnelle maximale dans les articulations (en MPa).</i>				
<i>p (mm)</i>	<i>8,525-12,7</i>	<i>15,875 19,05-25,4</i>	<i>31,75-38,1 44,45-50,8</i>	<i>63,5-76,2</i>
<i>N (tr/min) (1)</i>				
10	64	51	45	38
25	57	45	39	33
50	48	39	34	29
75	44	35	30	26
100	39	31	27	23
150	35	28	24	21
200	33	26	23	19
250	31	25	22	18
300	30	24	21	17
400	28	22	19	16
500	27	21	18	
750	24	19	17	
1 000	22	18	15	
1 500	20	16		
2 000	17	14		
2 500	15	12		
3 000	14	11		
4 000	10			
5 000	7			

Fuente: JORESA. Cálculo de una transmisión por cadena.p.58

Se obtiene un valor teórico de la presión máxima para la cadena de 33 MPa. Por lo tanto, la cadena que se seleccionó cumple el requerimiento de presión debido a:

$$3,7 \text{ MPa} \leq 33 \text{ MPa}$$

3.2.6 **Diseño del eje.** Para el diseño del eje se tiene una viga con tres fuerzas y cuatro apoyos, esto, indica que es una viga hiperestática, razón por la que para encontrar las reacciones en los rodamientos se implementara el método de los tres momentos.

Las fuerzas que ejerce el engranaje B y F son las siguientes:

Ecuación 40. Carga tangencial ejercida por engranajes rectos

$$W_t = \frac{2T}{D}$$

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas cuarta ed. México D.F. Pearson educación 2004. p 287. [Consultado: 1 Octubre 2019]

$$W_t = \frac{2 * 225533,5lbpulg}{6pulg} = 75511,17lb$$

Ecuación 41. Carga radial ejercida por engranajes

$$W_r = W_t \tan(\phi)$$

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas cuarta ed. México D.F. Pearson educación 2004. p 287. [Consultado: 1 Octubre 2019]

$$W_r = 75511,17lb * \tan 20^\circ = 27483.82lb$$

Al ser engranajes conductores, las fuerzas que actúan en el eje se asumen como positivas tanto como para el eje X (W_t) el eje Y (W_r)

Las fuerzas efectuadas por el impacto de la Catarina son las siguientes

Ecuación 42. Fuerza ejercida por la Catarina

$$F_c = \frac{2T}{D_c}$$

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas cuarta ed. México D.F. Pearson educación 2004. p 289. [Consultado: 1 Octubre 2019]

$$F_c = \frac{2 * 453067lbpulg}{65 pulg} = 13940,52 lb$$

Las componentes escalares de la fuerza F_c son las siguientes:

$$F_{cX} = F_c \sin(\alpha)$$

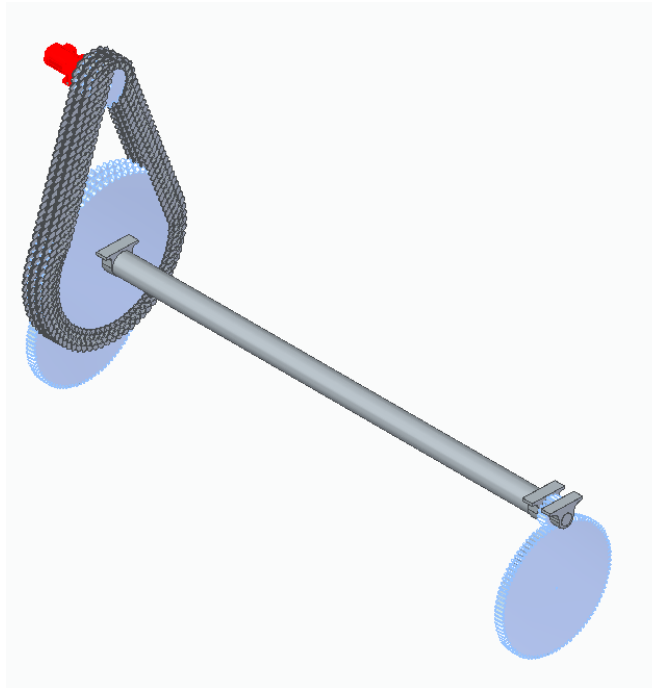
$$F_{cX} = 5399,92lb$$

$$F_{cY} = F_c \cos(\alpha)$$

$$F_{cY} = 12895,19$$

El diagrama general es el siguiente

Figura 42. Sistema de transmisión de potencia



Fuente elaboración propia con base a programa Solid Edge 2020

Plano Y-Z

Diagrama 33. Cargas plano Y – Z



Fuente: elaboración propia con base a programa MDSOLID

Para solucionar esta viga es necesario implementar el método de los tres (3) momentos, la cual se define de la siguiente manera:

Ecuación 43. Método tres momentos

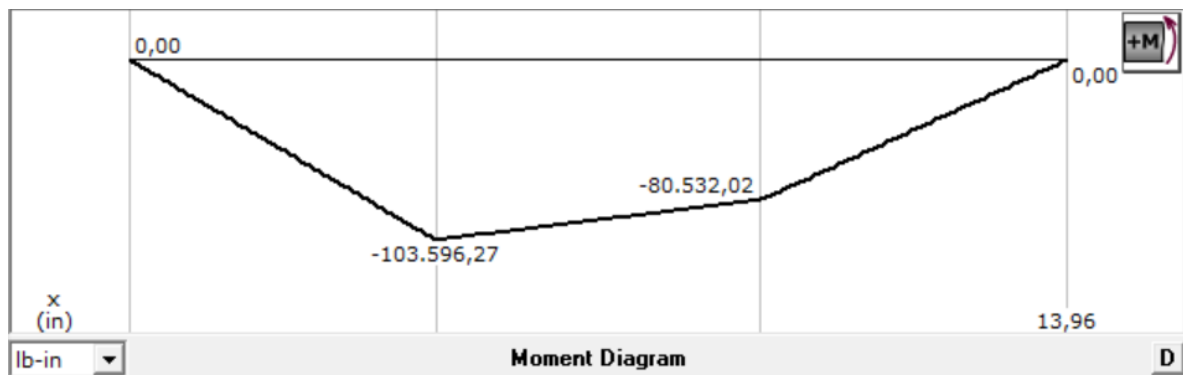
$$M_1 L_1 + 2M_2(L_1 + L_2) + M_3 L_2 = -6\alpha_2 - 6\alpha_1$$

Fuente: MCCORMAC Jack. Diseño de estructuras en acero. 5ta ed. México D.F. Editorial Alfaomega. p.153. [Consultado: 12 Octubre 2019]

Sección ADE

La gráfica de momento para el tramo AD es la siguiente

Diagrama 34. Momento flector tramo AD



Fuente: elaboración propia con base a programa MDSOLID

Por lo tanto, el área (A_1) y la distancia que existe entre el centroide del diagrama hasta el primer apoyo (a_1) son las siguientes

$$A_1 = 238271,42lb \text{ in}^2 + 389774,98lb \text{ in}^2 + 23064,25lb \text{ in}^2 + 367226,01lb \text{ in}^2 = 1018336,66lb \text{ in}^2$$

$$a_1 = \frac{(3,04 * 238271,42) + (6,98 * 389774,98) + (6,08 * 23064,25) + (10,92 * 367226,01)}{1018336,66}$$

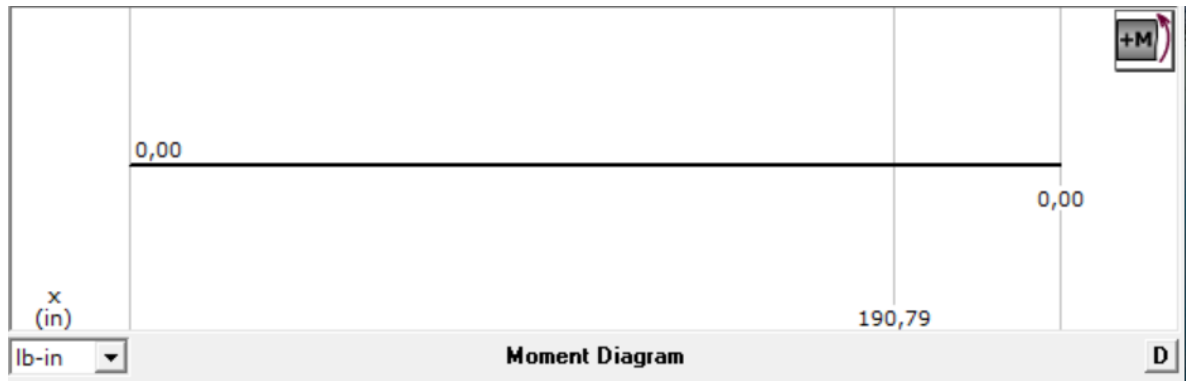
$$a_1 = 7,46 \text{ in}$$

$$\alpha_2 = \frac{A_1 a_1}{L_1}$$

$$\alpha_2 = \frac{1018336,66 \text{ lbin} * 7,46 \text{ in}}{13,96 \text{ in}} = 544182,77 \text{ lbin}^2$$

Para el tramo DE la gráfica de momento es la siguiente

Diagrama 35. Momento flector sección DE



Fuente: elaboración propia con base a programa MDSOLIDS

Como se puede observar, no existe un momento flector en la viga, por lo tanto, la variable $A_2 = 0$ haciendo que a su vez la constante $\alpha_1 = 0$

Reemplazando cada constante en la ecuación de tres (3) momentos se obtiene lo siguiente:

$$0 * 13,96in + 492,56inM_D + 232,32inM_E = -3265096,62lbin^2$$

Despejando M_2 se obtiene lo siguiente:

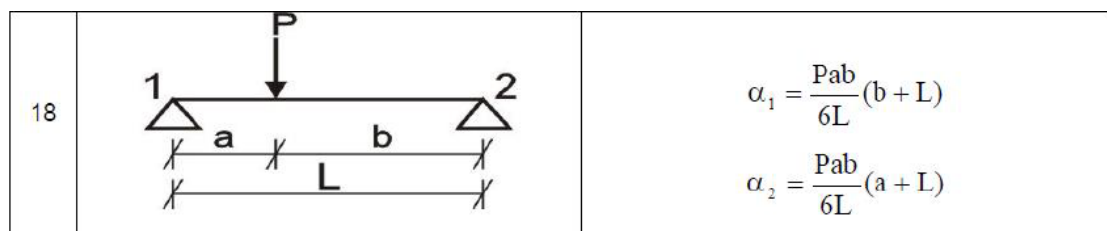
$$M_E = \frac{-3265096,62lbin^2 - 232,32M_C}{492,56in}$$

Ahora se procede a desarrollar la sección DEG

En el tramo DE no existe momento, por lo tanto, la constante $\alpha_2 = 0$

Para el cálculo de la constante α_1 se implementan las ecuaciones ya desarrolladas previamente, para ejercicios donde se presenta una situación similar a la siguiente:

Figura 43. Valores de α



Fuente: MCCORMAC Jack. Diseño de estructuras en acero. 5ta ed. México D.F. Editorial Alfaomega. p.153. [Consultado: 12 Septiembre 2019]

Implementando la ecuación, se obtiene lo siguiente

$$\alpha_1 = \frac{27483.82lb * 5,43in * 4,56in}{6 * 10in} (4,56in + 10in)$$

$$\alpha_1 = 165139,85Lbin^2$$

Por lo tanto, reemplazando en la ecuación de tres (3) momentos, se obtiene:

$$232,32in * M_D + 484,64in * M_E + 10 in * 0 = -990839,1lb in^2$$

Reemplazando el valor de M_D obtenido previamente:

$$232,32in * \left[\frac{-3265096,62lbin^2 - 232,32 * M_E}{492,56in} \right] + 484,64in * M_C = -990839,1lb in^2$$

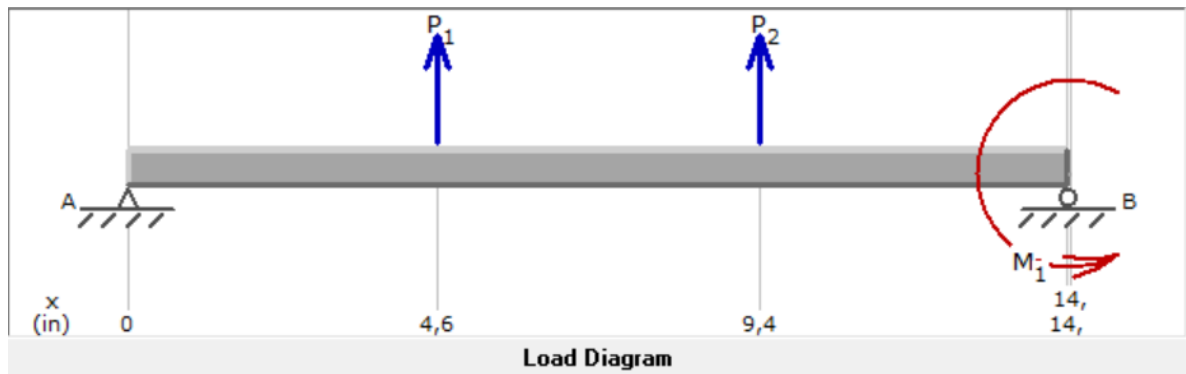
$$M_E = 1464.2 lbin$$

$$M_D = -7319.43 lbin$$

Conociendo los momentos se procede a hallar las reacciones:

Tramo AD

Diagrama 36.Reacciones tramo AD



Fuente: elaboración propia con base a programa MDSOLID

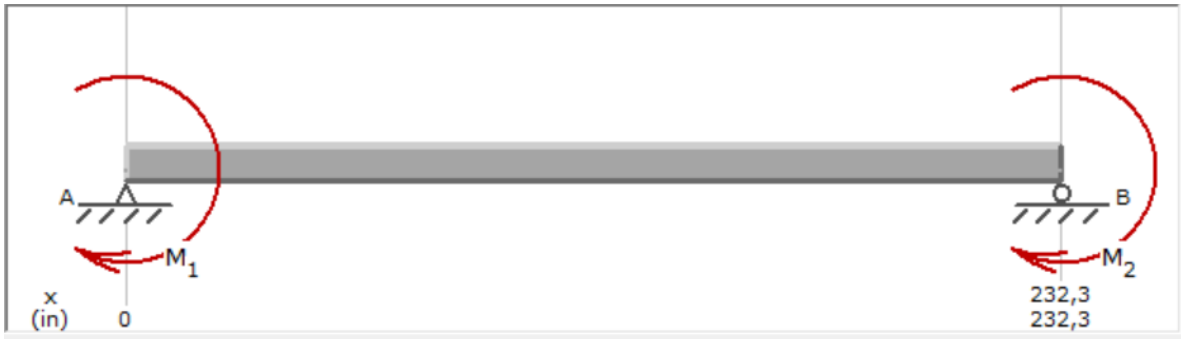
Reacciones en el tramo AD

$$R_{Ay} = -22194,17 lb$$

$$R_{Dy} = -18184,84 lb$$

Reacciones tramo DE

Diagrama 37. Reacciones tramo DE



Fuente: elaboración propia con base a programa MDSOLIDS

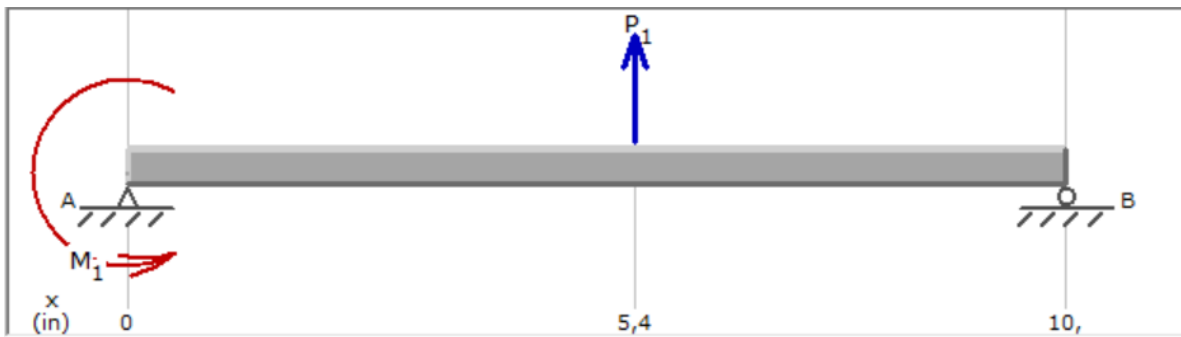
$$R_{DY} = -37,81 \text{ lb}$$

$$R_{EY} = 37,81 \text{ lb}$$

$$R_{DYT} = -18219,65 \text{ lb}$$

Reacciones tramo EG

Diagrama 38. Reacciones tramo EG



Fuente: elaboración propia con base a programa MDSOLIDS

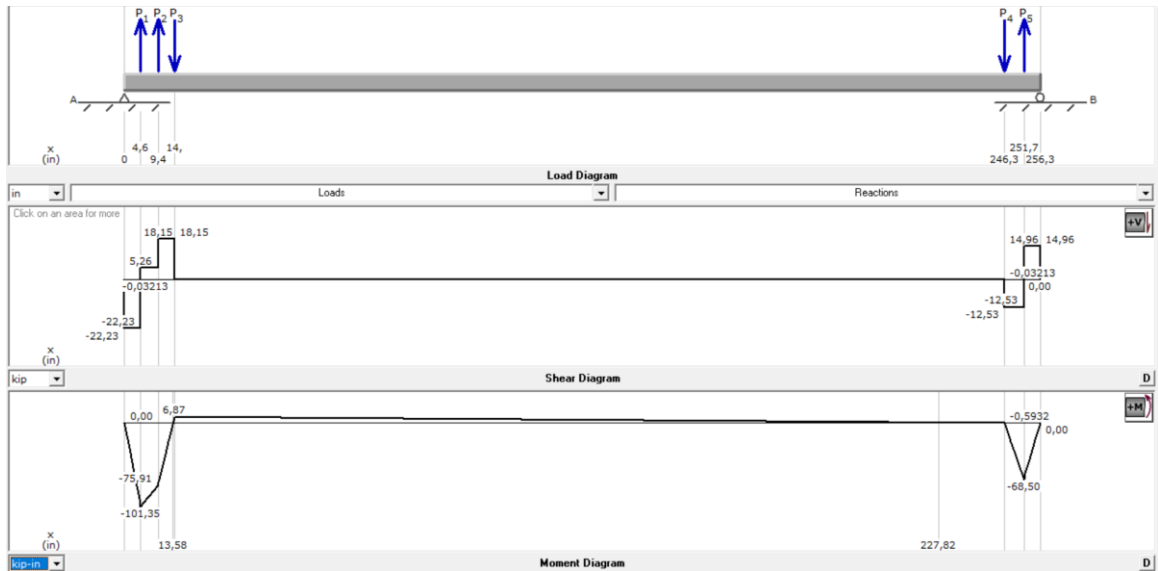
$$R_{EY} = -12496,14 \text{ lb}$$

$$R_{GY} = -14987,68 \text{ lb}$$

$$R_{EYT} = -12458,33 \text{ lb}$$

Conociendo las reacciones en cada uno de los puntos, se procede a graficar la ecuación de momento para el eje $Y - Z$

Diagrama 39. Fuerza cortante y momento flector eje Y – Z



Fuente: elaboración propia con base a programa MDSOLIDS

Plano X – Z

Ahora se procede a realizar el análisis del eje en el plano X – Z

Diagrama 40. Cuerpo libre plano X - Z



Fuente: elaboración propia con base a programa MDSOLIDS

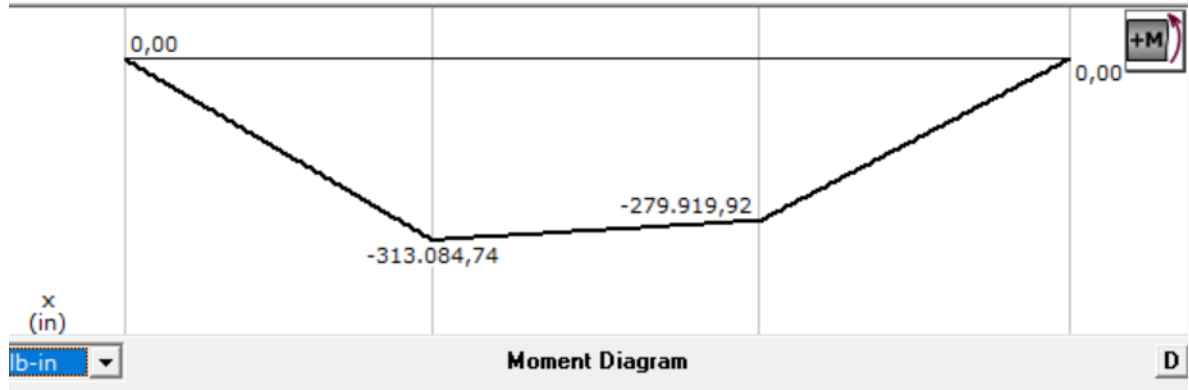
Implementando la ecuación de tres momentos se obtiene:

Sección ADE

Tramo AD

La gráfica de momentos en el tramo de es la siguiente

Diagrama 41. Momento flector tramo AD



Fuente: elaboración propia con base a programa MDSOLIDS

Por lo tanto, el área total de la figura es la siguiente:

$$A_1 = 1427666,41 + 1354812,41 + 80258,86 + 638217,42$$

$$A_1 = 3500955,1 \text{ lbin}^2$$

$$a_1 = \frac{(3,04 * 1427666,41) + (6,98 * 1354812,41) + (6,17 * 80258,86) + (10,92 * 638217,42)}{3500955,1}$$

$$a_1 = 6,07 \text{ in}$$

$$\alpha_2 = \frac{3500955,1 \text{ lbin}^2 * 6,07 \text{ in}}{13,96 \text{ in}}$$

$$\alpha_2 = 1522263,43 \text{ lbin}^2$$

El tramo $D - E$ no está sometido a momento flector, por lo tanto, el valor de $\alpha_1 = 0$. Reemplazando en la ecuación de tres (3) momentos se obtiene

$$0 * 13,96 \text{ in} + 492,56 \text{ in} * M_D + 232,32 \text{ in} * M_E = -9133580,67 \text{ lbin}^2$$

Despejando M_D se obtiene

$$M_D = \frac{-9133580,67 \text{ lbin}^2 - 232,32 \text{ in} * M_E}{492,56 \text{ in}}$$

Ahora se procede a realizar el análisis de la segunda sección (DEG)

En el tramo *DE* no existe momento flector, por tal razón, la constante $\alpha_2 = 0$, así, que se procede a realizar el análisis del tramo *EG*, para hallar el valor de α_1 se implementan las tablas.

$$\alpha_1 = \frac{75511,17lb * 5,43in * 4,56in}{6(10in)} (4,56in + 10in)$$

$$\alpha_1 = 453717,99lbin^2$$

Implementando la ecuación de tres momentos se obtiene

$$246,28 in * M_D + 484,64in * M_E + 10in * 0 = -2722307,92 lbin^2$$

Sustituyendo el valor de M_D en la ecuación anterior se obtiene

$$246,28 in * \left[\frac{-9133580,67 lbin^2 - 232,32in * M_E}{492,56 in} \right] + 484,64in * M_E + 10in * 0 = -2722307,92 lbin^2$$

$$M_E = 5005,65 lbin^2$$

$$M_D = -20904,04 lbin^2$$

Se procede a hallar las reacciones de cada tramo

Tramo AD

$$R_{AX} = -67165,69 lb$$

$$R_{DX} = -62345,30 lb$$

Tramo DE

$$R_{DX} = -111,53 lb$$

$$R_{EX} = 111,53 lb$$

$$R_{DXT} = -62456,83 lb$$

Tramo EG

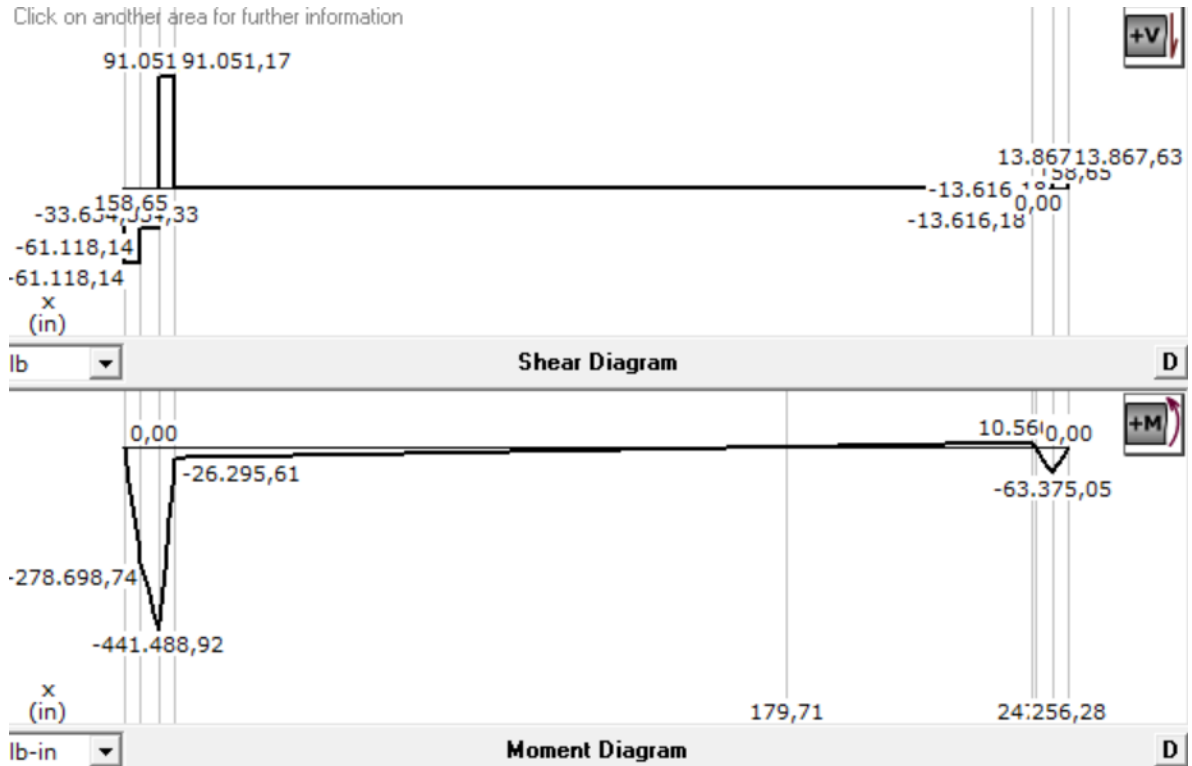
$$R_{EX} = -34008,04 lb$$

$$R_{GX} = -41503,13 lb$$

$$R_{EXT} = -33896,55 \text{ lb}$$

Conociendo el valor de cada una de las reacciones, se procede a graficar el diagrama de momentos para el plano $X - Z$.

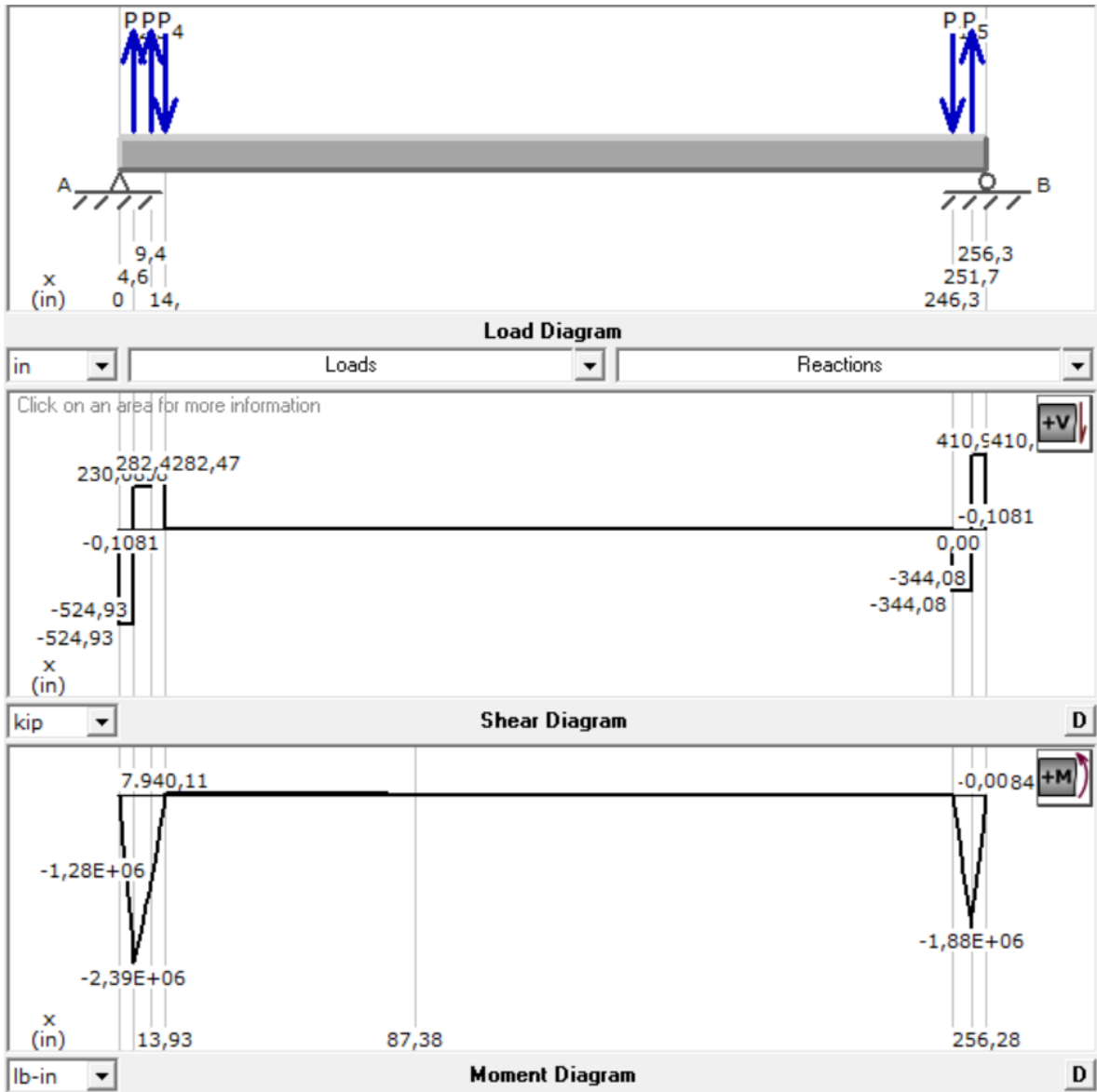
Diagrama 42. Fuerza cortante y momento flector eje X - Z



Fuente: elaboración propia con base a programa MDSOLIDS

Eje XZ

Diagrama 43. Reacciones diagrama de fuerza cortante y momento flector



Fuente: elaboración propia con base a programa MDSOLIDS

Conociendo cada una de las reacciones en los apoyos, en los dos planos de análisis, se procede a calcular los diámetros mínimos requeridos para el diseño del eje haciendo uso de las siguientes formulas.

Ecuación 44. Diámetro mínimo de un eje condición de tensión combinada

$$D = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left[\frac{K_{tM}}{S'_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas cuarta ed. México D.F. Pearson educación 2004. p 287. [Consultado: 1 Octubre 2019]

Ecuación 45. Diámetro mínimo en un eje condición de fuerza cortante

$$D = \sqrt{2,94 K_t(V)N/S'_n}$$

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas cuarta ed. México D.F. Pearson educación 2004. p 295. [Consultado: 1 Octubre 2019]

Analizando cada uno de los puntos se obtiene

$$D_{1izq} = 4,52 \text{ in}$$

$$D_{1der} = 3,48 \text{ in}$$

$$D_{2izq} = 6,36 \text{ in}$$

$$D_{2der} = 6,87 \text{ in}$$

$$D_{3izq} = 5,98 \text{ in}$$

$$D_{3der} = 6,43 \text{ in}$$

$$D_{4izq} = 7,73 \text{ in}$$

$$D_{4der} = 9,15 \text{ in}$$

$$D_{5izq} = 3,6 \text{ in}$$

$$D_{5der} = 4,67 \text{ in}$$

$$D_{6izq} = 6,81 \text{ in}$$

$$D_{6izq} = 7,33 \text{ in}$$

$$D_{7izq} = 4,96 \text{ in}$$

$$D_{7der} = 3,92 \text{ in}$$

Realizando la estandarización necesaria para los diámetros en donde se encuentran los apoyos, se obtiene:

$$D_1 = 5 \text{ in}$$

$$D_2 = 7 \text{ in}$$

$$D_3 = 7,2 \text{ in}$$

$$D_4 = 9,25 \text{ in}$$

$$D_5 = 8 \text{ in}$$

$$D_6 = 7 \text{ in}$$

$$D_7 = 5 \text{ in}$$

Selección de rodamientos.

Para la selección de los rodamientos se emplea el catálogo general NTN, con la finalidad de determinar el tipo, tamaño y la duración del mismo. Conociendo que las cargas en cada uno de los arboles de transmisión empleado, son exclusivamente radiales, y tomando en cuenta el valor comercial de los mismos en la industria, se seleccionan rodamientos rígidos de bolas. Se considera que las cargas que actúan en cada apoyo del árbol de transmisión, se concluye que la carga de mayor criticidad se va a encontrar en el apoyo G. por tal razón se obtiene:

$$\phi_1 = 120 \text{ mm}$$

$$W_3 = 4,15 \text{ rpm} = 0,43 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$G_x = 21227,4 \text{ N}$$

$$G_x = 54234,9 \text{ N}$$

$$G = ((21227,4 \text{ N})^2 + (54234,9 \text{ N})^2)^{\frac{1}{2}}$$
$$G = 57854,6$$

Se toma un coeficiente de fricción para acero lubricado de 1 por tal razón se obtiene:

$$R_F = 5785,46$$

La fuerza resultante sería

$$C_R = 55029,76 \text{ N}$$

Carga radial equivalente:

$$G_o = X_o G_R + Y_o F_a$$

Los valores de los factores anteriores son los siguientes

$$F_a = 0$$

$$X_o = 1$$

$$Y_o = 1$$

Sustituyendo los valores numéricos se obtiene:

$$G_o = 55029,76 \text{ N}$$

Capacidad básica de carga estática requerida

$$C_o = f_w P_o$$

Las variables de la ecuación anterior representan

Factor de carga estática

$$F_w = 1.2$$

Por lo tanto, se obtiene

$$C_0 = 56245 N$$

Con los valores de C_R y C_0 se selecciona en el catálogo NTN ver Apéndice O1 un rodamiento que cumpla con dichos requerimientos; Rodamiento de bolas serie WPSH - 315 - RRC, collarín número CH - 307 cuyas características son:

$$d = 120 mm$$

$$C_R = 254132 N$$

$$C_o = 76950 N$$

Con el rodamiento seleccionado se procede a seleccionar el soporte o chumacera, con el diámetro interno de los rodamientos se procede a seleccionar en el catálogo Apéndice P1 una chumacera tipo silleta NTN PWRH $3\frac{15}{16}$ RS. EL rodamiento equivalente que se dispone y el tipo de soporte o chumacera es: $C_R = 254132 N$ $C_o = 76950 N$ Soporte que trabaja a servicio Normal de funcionamiento.

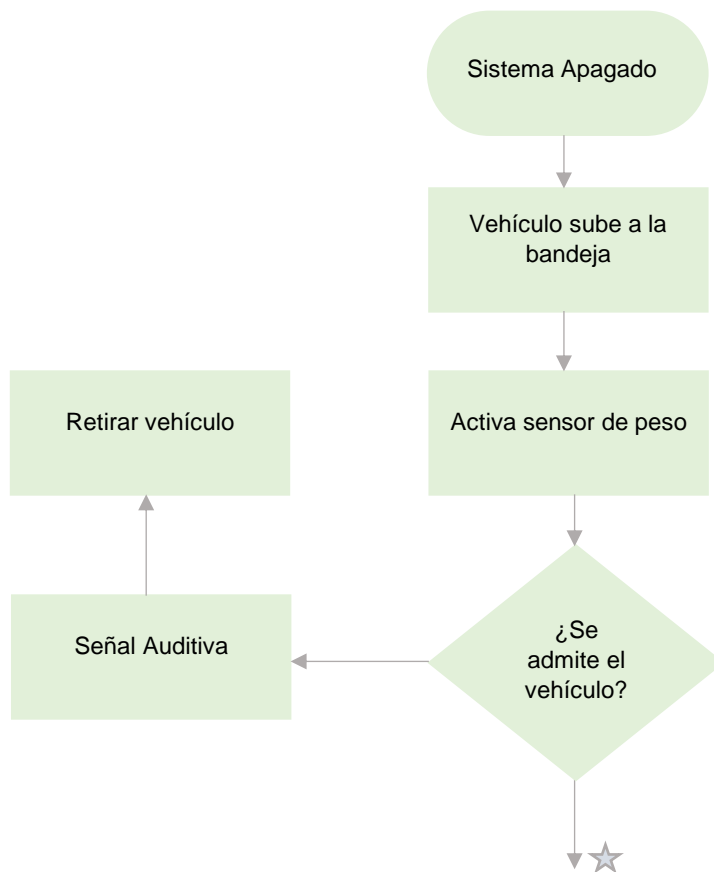
4. INSTRUMENTACIÓN BÁSICA PARA EL SISTEMA DE PARQUEO

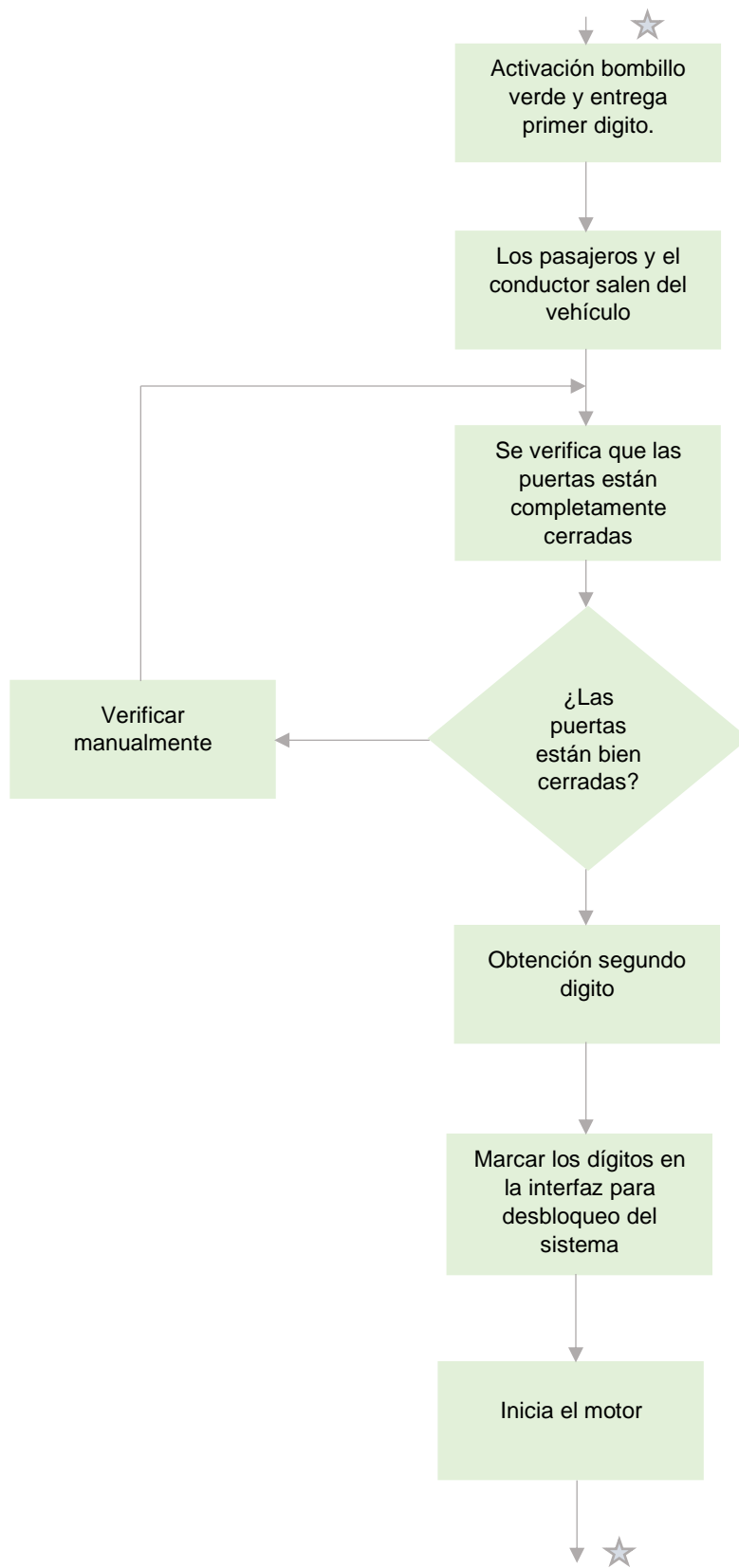
4.1 RECONOCIMIENTO

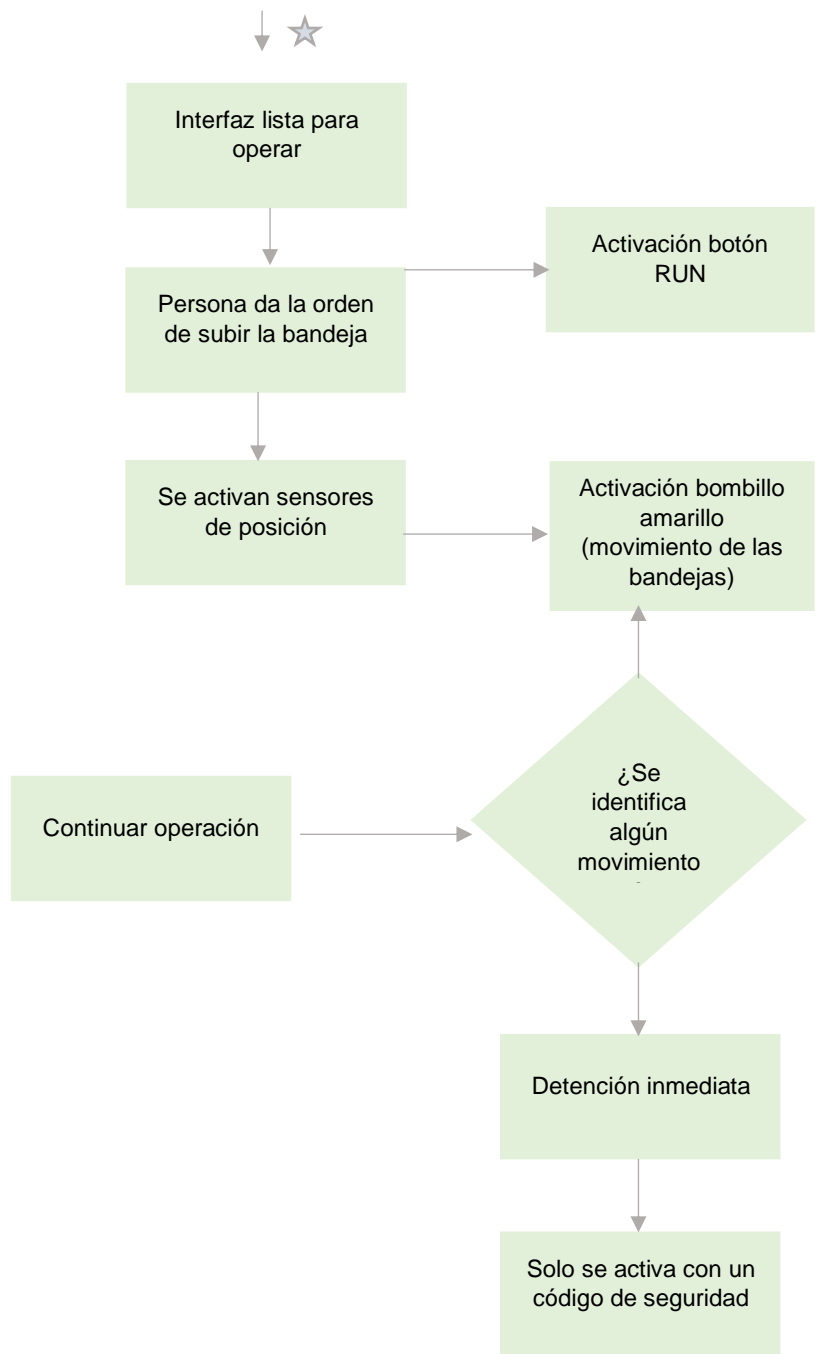
Para poder realizar una identificación de instrumentos de control, se debe primero realizar un acercamiento al funcionamiento del parqueadero vertical tipo carrusel, ya que de esta forma se reconoce las entradas y salidas del sistema. Se aclara de antemano el mensaje que emiten las siguientes señales.

- Bombillo verde: correcto posicionamiento y peso admisible del vehículo.
- Señal sonora: hay sobre peso en la bandeja.
- Bombillo amarillo: hay movimiento del sistema.
- Bombillo rojo: ingreso de personal mientras el sistema se mueve, lo que genera detención del sistema.
- Botón RUN: empezar movimiento.
- Botón END: terminar operación.
- Botón STOP: parada de emergencia.

De esta manera se realiza el manual de operación para evidenciar el funcionamiento y operación del sistema de parqueo vertical tipo carrusel, el cual se presenta a continuación.







Fuente: elaboración propia

De esta forma se pueden establecer las entradas y salidas para el PLC:

Entradas

- Sensores de posición.
- Teclado.
- Sensor de peso.
- Sensor de puertas.
- Botones: RUN, END, STOP.
- Sensores de movimiento.

Salidas

- Bombillos.
- Motores.
- Señal audible.
- Activación y desactivación del teclado.

4.2 INSTRUMENTOS

Para poder seleccionar los instrumentos, se debe tener claro el proceso y el uso de cada uno de ellos; porque por más que parezca una labor sencilla, no todos los instrumentos operan de la misma forma o sirven para lo mismo.

Para el parqueadero vertical tipo carrusel, los instrumentos más empleados serán los sensores, por lo tanto, se seguirán los tres pasos determinados en la página mexicana metalmecánica internacional para la selección de estos.

- Sensado o aplicación

Que se va a medir (líquidos, sólidos, que tipo de material, formas...) el material es metálico, a que distancia se requiere la detección

- Encapsulado o ambiente

Interacción del sensor con el proceso, de qué manera el medio ambiente afecta el buen funcionamiento del sensor (temperatura, humedad...)

- Eléctrico o sistema de control

Qué tipo de interfaz de controlador y salida se requiere.

A continuación, se realiza la descripción de los elementos a emplear para la construcción de todo el sistema de instrumentación básica.

Contactor: dispositivo que corta la corriente de un receptor o de una instalación. Puede ser accionado a distancia.⁸⁰

PLC: Controlador Lógico Programable (en inglés: Programmable Logic Controller) y según la NEMA (Asociación Nacional de Fabricantes Eléctricos) se puede definir como:

“Instrumento electrónico, que utiliza memoria programable para guardar instrucciones sobre la implementación de determinadas funciones, como operaciones lógicas, secuencias de acciones, especificaciones temporales, contadores y cálculos para el control mediante módulos de E/S analógicos o digitales sobre diferentes tipos de máquinas y de procesos”.

Relé: interruptores que permiten o limitan el paso de la corriente, al abrirse o cerrarse, por medio de un electroimán. Se accionan eléctricamente.⁸¹

Sensor: compuesto por dos partes, el captador (recibe la señal) y el transductor (transforma valores), para realizar medidas de valores.⁸²

Luces LED: producen luz basándose en un efecto llamado electroluminiscencia por el cual se emiten fotones que determinan el color de la luz que visualizamos.⁸³

Pulsadores: operador eléctrico que, cuando se oprime, permite el paso de la corriente eléctrica y, cuando se deja de oprimir, lo interrumpe.⁸⁴

Reed Switch: componente de conmutación electrónica el cual se activa por medio de campos magnéticos.

4.3 SELECCIÓN DE INSTRUMENTOS

A la hora de realizar la selección de la instrumentación básica, se debe tener en cuenta que, al no ser una opción detallada, se identificarán los instrumentos clave para el funcionamiento básico del sistema de parqueo vertical tipo carrusel.

Por lo tanto, se seleccionaron los siguientes instrumentos:

- PLC con pantalla HMI de siete (7) pulgadas.
- Sensores de movimiento.
- Tiras de luces led.

⁸⁰ Área Tecnología. [sitio web]. [Consulta 20 septiembre 2019]. Disponible en: <https://www.abc.com.py/edicion-impres/suplementos/escolar/tecnologia-de-los-pulsadores-e-interruptores-904222.html>

⁸¹ Área Tecnología. [sitio web]. [Consulta 20 septiembre 2019]. Disponible en: <https://www.areatecnologia.com/electricidad/rele.html>

⁸² Junta de Andalucía. [sitio web]. [Consulta 20 septiembre 2019]. Disponible en: <http://www.juntadeandalucia.es/averroes/centros-tic/21700290/helvia/aula/archivos/repositorio/0/46/html/sensores.html>

⁸³ Twenergy. [sitio web]. [Consulta 20 septiembre 2019]. Disponible en: <https://twenergy.com/luz/que-son-las-luces-led-1677/>

⁸⁴ ABC. [sitio web]. [Consulta 20 septiembre 2019]. Disponible en: <https://www.abc.com.py/edicion-impres/suplementos/escolar/tecnologia-de-los-pulsadores-e-interruptores-904222.html>

- Celdas de carga.
- Sensores de posición o en su defecto Reed Switch.
- Pulsador de emergencia, marcha y paro.
- Variador Siemens Micro Máster MM440 / 12 HP.
- Panel operador BOP para MM440.
- Kit de programación por medio de PC para MM440.
- Kit de montaje de MM440.
- Reactancias de entrada MM440 / 12 HP.
- Modulo encoder para MM440.
- Resistencia de frenado para MM440.
- Contactor SIRIUS Innovations.

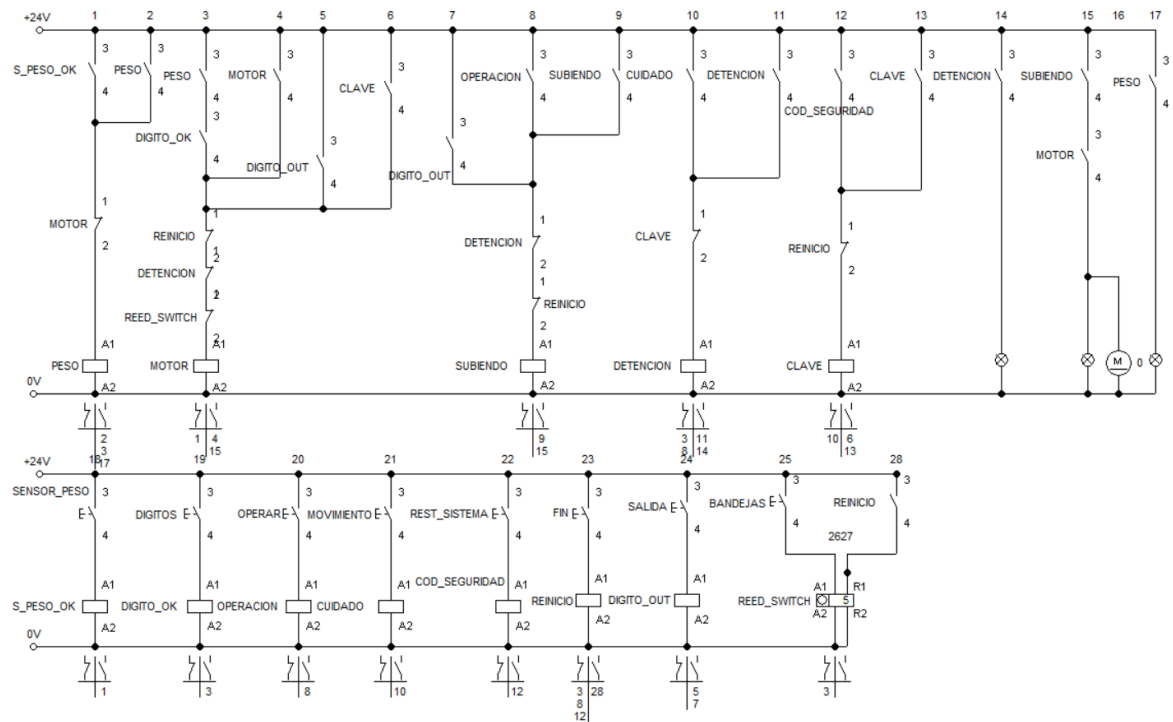
4.4 DIAGRAMA DE CONTROL

Por medio de las siguientes imágenes, se presentará el diagrama de control realizado para la instrumentación básica, el cual brindará una representación gráfica de cómo opera el sistema de parqueo vertical tipo carrusel.

El sistema de control que se presenta a continuación, representa a los sensores como pulsadores por manejo de programa.

El sistema inicia completamente apagado. (Diagrama 44)

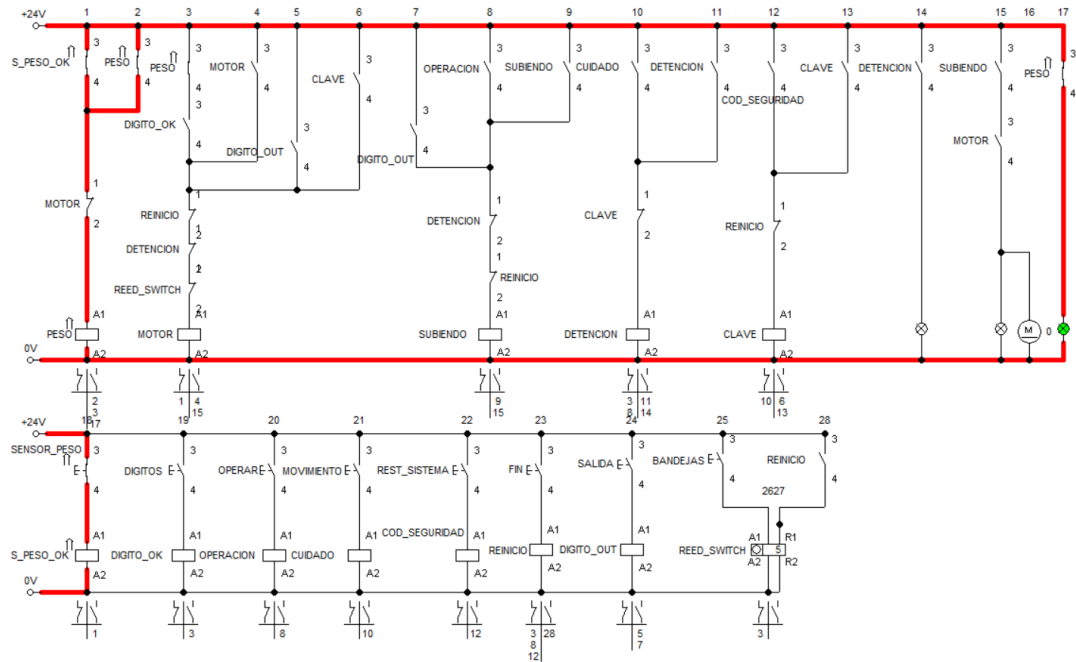
Diagrama 44. Sistema de control apagado



Fuente elaboración propia con base a Festo Fluidsim

Cuando llega el primer vehículo se activa el sensor de peso el cual indicará si se admite o no el auto. (Diagrama 45)

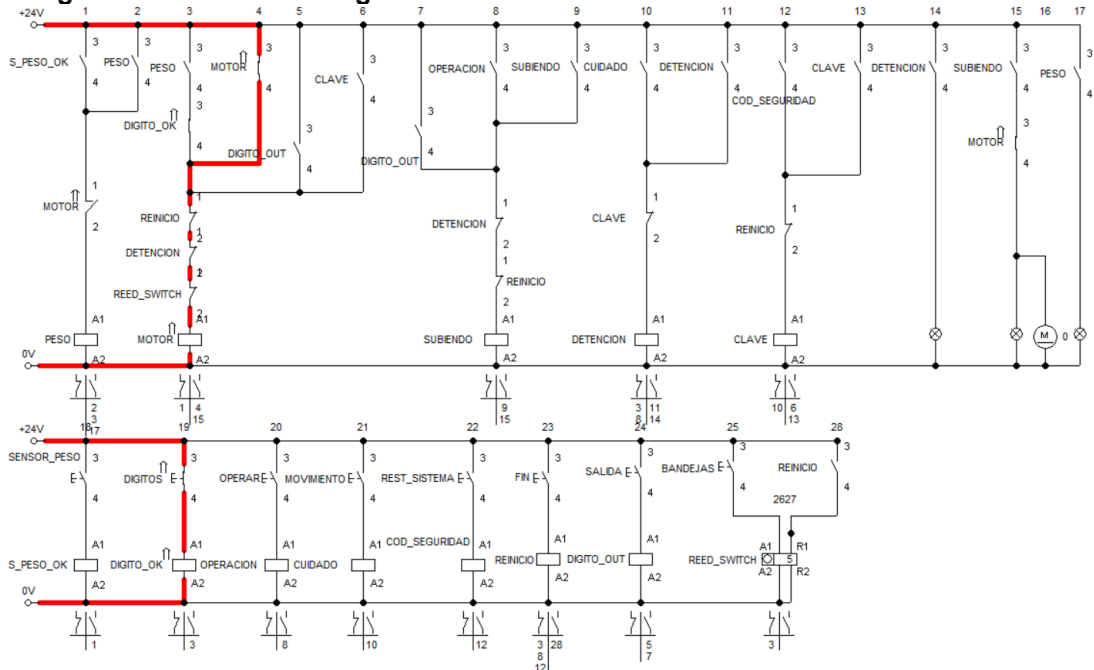
Diagrama 45. Sensor de peso activado



Fuente: elaboración propia con base a Festo Fluidsim

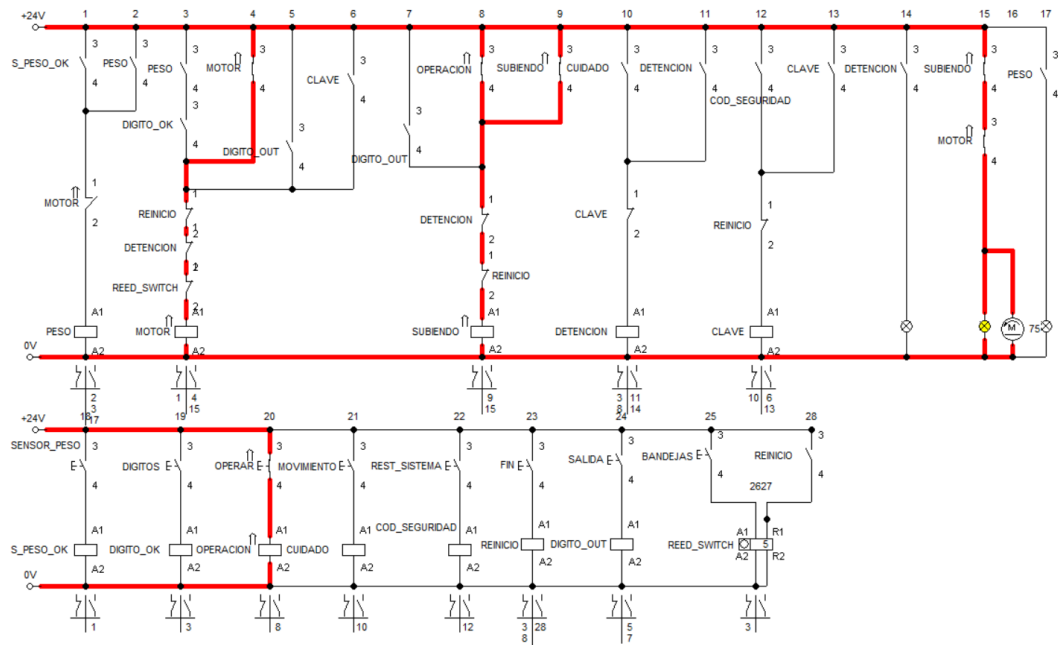
Si el vehículo es admitido, los dígitos mostrados en pantalla deben ser tecleados en la pantalla. (Diagrama 46)

Diagrama 46. Activación dígitos



Fuente: elaboración propia con base a Festo Fluidsim
 Se debe activar la operación del sistema por medio del botón RUN. (Diagrama 47)

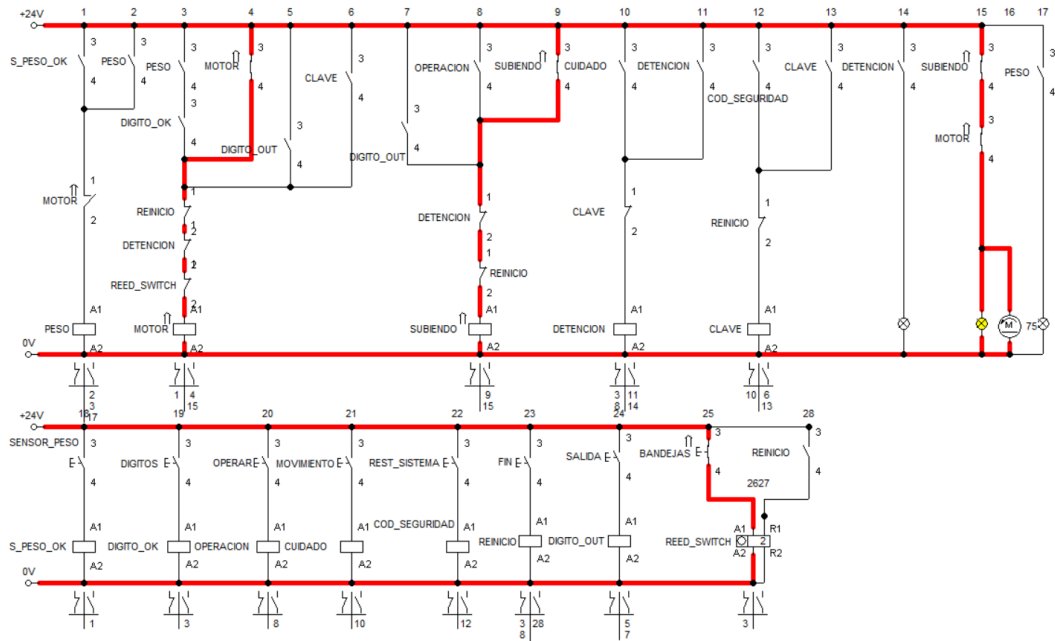
Diagrama 47. Botón RUN activado



Fuente: elaboración propia con base a Festo Fluidsim

Se realiza la elevación de bandejas hasta llegar a la posición indicada por el PLC. (Diagrama 48)

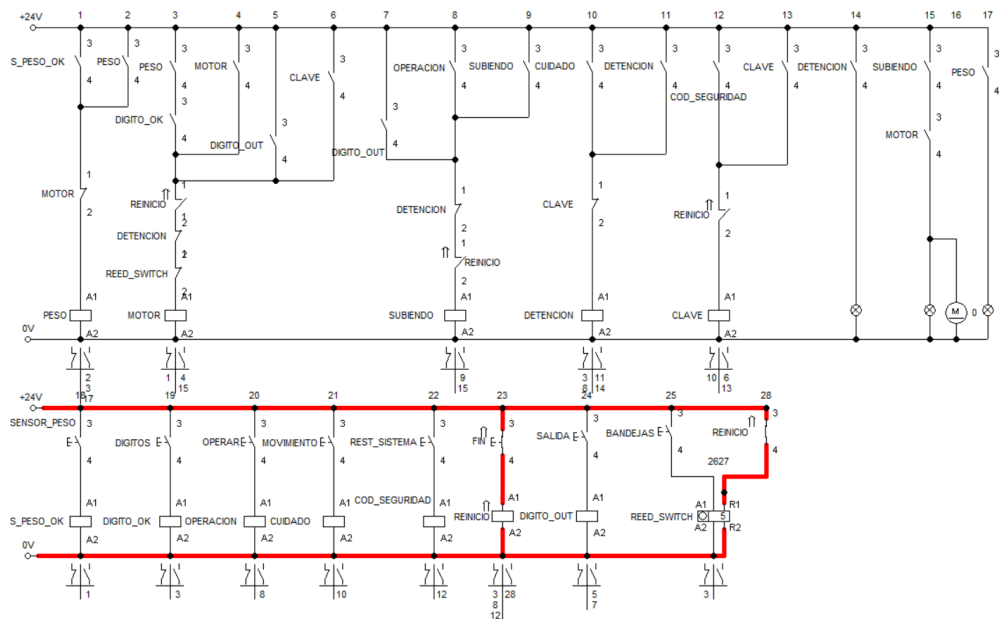
Diagrama 48. Movimiento de las bandejas hasta la posición deseada



Fuente: elaboración propia con base a Festo Fluidsim

Al llegar a la posición final, el sistema se reinicia por medio del botón END. (Diagrama 49)

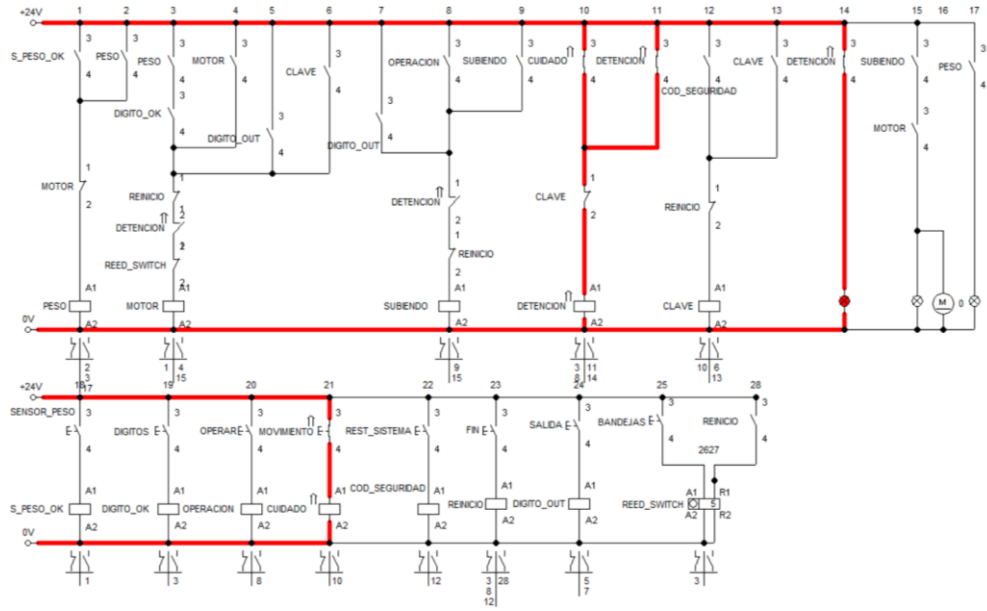
Diagrama 49. Botón END activado



Fuente: elaboración propia con base a Festo Fluidsim

En caso de que el sistema esté operando e ingrese una persona al interior de la estructura, el sistema se detiene automáticamente por seguridad. (Diagrama 50)

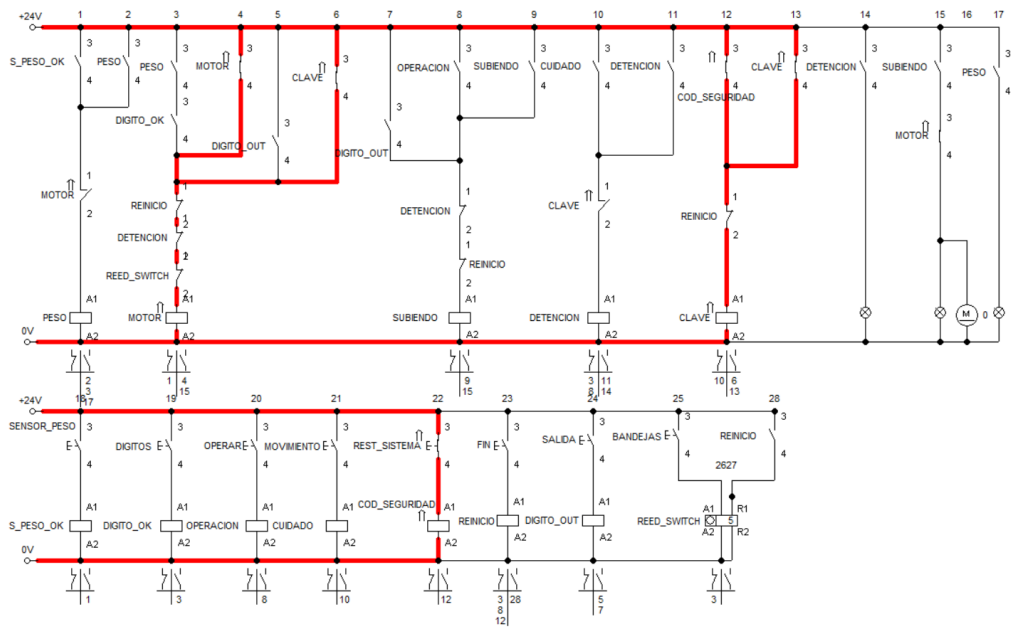
Diagrama 50. Sensor de Seguridad activado



Fuente: elaboración propia con base a Festo Fluidsim

Por lo tanto, al encontrar la causa de la detención, se debe reestablecer el sistema por medio de un código de seguridad entregado al operador del sistema. (Diagrama 51)

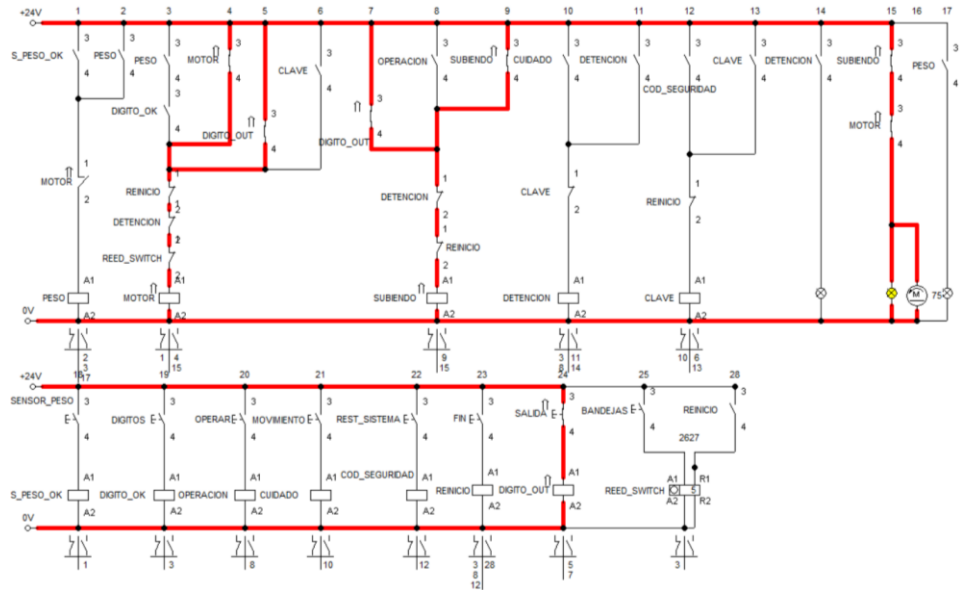
Diagrama 51. Activación código seguridad



Fuente: elaboración propia con base a Festo Fluidsim

Finalmente, a la hora de retirar el vehículo, se realiza el llamado por medio de la posición de la bandeja. (Diagrama 52)

Diagrama 52. Llamado de salida de la bandeja



Fuente: elaboración propia con base a Festo Fluidsim

5. ESTUDIO DE: COSTOS DE DISEÑO Y FABRICACIÓN, CUMPLIMIENTO DE NORMAS AMBIENTALES, MANUALES DE MONTAJE Y MANTENIMIENTO

5.1 ESTUDIO DE COSTOS DE DISEÑO Y FABRICACIÓN

Para la elaboración del análisis de costos, se realizaron cotizaciones de los materiales y piezas que se requieren dentro de la fabricación y montaje del sistema de parqueo vertical tipo carrusel, también se consideró el tiempo invertido por parte de los proponentes para la elaboración del proyecto, los materiales empleados, recursos, transportes, entre otros.

Se realizó la cotización del transporte de todo el material, el montaje y la maquinaria pesada que se requiera para su instalación con la empresa **TRANSPORTE MONTEJO**.

Tabla 8. Costos de materiales

Ítem	Descripción	Cantidad (u)	Peso Unitario (Kg)	Peso Total (Kg)	Precio Unitario (\$)	Precio Total (\$)
1	Platina 120x6000x6 mmGr.50	18	33,92	610,56	125.784	2.264.112
2	Platina 138x6000x4 mm Gr.50	18	25,99	467,82	96.372	1.734.696
3	Ang. Dob. 50x50x4 mm	4	17,64	70,56	57.168	228.672
4	Planchón. 1800x6000x4 mm Gr.50 Corrugado	16	339,12	2.373,84	1.440.576	23.049.216
5	Platina 200x6000x4 mm Gr.50	27	37,68	1.017,36	139.716	3.772.332
6	Platina 100x6000x4 mm Gr.50	7	18,84	131,88	69.876	489.132

Tabla 8. (Continuación)

Ítem	Descripción	Cantidad (u)	Peso Unitario (Kg)	Peso Total (Kg)	Precio Unitario (\$)	Precio Total (\$)
7	Platina 300x6000x6 mmGr.50	28	84,78	2.373,84	314.352	8.801.856
8	Platina 120x6000x4 mm Gr.50	3	22,61	67,83	83.844	251.532
9	Platinas 60x6000x6 mm	7	16,96	118,72	76.320	534.240
10	Tubo Cuadrado 100x100x3 mm	3	55,02	165,06	207.972	623.916
11	Tubo Rectangular 100x50x6000x3 mm	3	40,26	120,78	168.120	504.360
12	Platina 130x6000x3 mm Gr.50	2	18,37	36,74	68.112	136.224
13	Platina 120x6000x8 mm Gr.50	2	45,22	90,44	167.688	335.376
14	Platina 100x6000x8 mm Gr.50	16	37,68	602,88	139.716	2.235.456
15	Perfil 150x50x20x4x6000 mm	30	49,68	1.490,40	173.484	5.204.520
16	Platinas 40x4mm.x6000	13	7,54	98,02	33.948	441.324

Tabla 8. (Continuación)

Ítem	Descripción	Cantidad (u)	Peso Unitario (Kg)	Peso Total (Kg)	Precio Unitario (\$)	Precio Total (\$)
17	Platina 300x6000x6 mm Gr.50	5	84,78	423,9	314.352	1.571.760
18	Tubo Redondo Ø 3".x6000 e=4	15	44,09	661,35	184.104	2.761.560
19	Eje Soldado Ø 1-1/4".x6000mm AISI 1018	1	37,29	37,29	671.220	671.220
20	Eje Soldado Ø 60.x6000mm AISI 4340	1	133,17	133,17	2.397.060	2.397.060
21	Perfil en U 200x100x8mmx6000 Gr.50	11	143,46	1.578,06	464.796	5.112.756
22	Platinas 50x6000x6 mm	8	14,13	113,04	63.576	508.608
23	Platina 400x6000x20 mm Gr.50	1	376,8	376,8	1.397.160	1.397.160
24	Platina 220x6000x12 mm Gr.50	20	124,35	2.487,00	461.088	9.221.760
25	Platina 500x6000x20 mm Gr.50	1	471	471	1.746.468	1.746.468
26	Eje Soldado Ø 38.x6000mm AISI 4340	2	53,41	106,82	288.432	576.864

Tabla 8. (Continuación)

Ítem	Descripción	Cantidad (u)	Peso Unitario (Kg)	Peso Total (Kg)	Precio Unitario (\$)	Precio Total (\$)
27	Platina 200x6000x8 mm Gr.50	8	75,36	602,88	279.432	2.235.456
28	Tubo Rectangular.20 0x100x6000 x4 mm	4	110,46	441,84	461.268	1.845.072
29	Platina 220x6000x8 mm Gr.50	2	82,89	165,78	307.368	614.736
30	Platina 200x6000x6 mm Gr.50	1	56,52	56,52	209.592	209.592
31	Tubo cuadrado 100x100x4 mm	15	72,78	1.091,70	275.112	4.126.680
32	Platina 250x6000x20 mm Gr.50	1	235,5	235,5	873.252	873.252
34	UPN 120x6000 Gr.50	21	80,4	1.688,40	361.800	7.597.800
35	Tubo. Cuad. 75x75x4 mm	4	54,64	218,56	206.532	826.128
36	Flejes 400x6000x6 mm Gr.50	2	75,36	150,72	279.432	558.864
37	U 150x80x6mmx6 000	3	83,64	250,92	271.008	813.024

Tabla 8. (Continuación)

Ítem	Descripción	Cantidad (u)	Peso Unitario (Kg)	Peso Total (Kg)	Precio Unitario (\$)	Precio Total (\$)
38	Flejes 120x6000x12 mm Gr.50	7	67,82	474,74	251.460	1.760.220
39	Ejes Sol. Ø 32.x6000mm AISI 4340	3	37,88	113,64	681.840	2.045.520
40	Tubo. Red. Ø 6".x6000 e=5	1	109,08	109,08	455.508	455.508
41	Tubo. Red. Ø 5".x6000 e=4	4	72,78	291,12	303.912	1.215.648
42	Flejes 380x6000x8 mm Gr.50	1	143,18	143,18	530.928	530.928
43	Tubería. Ø5".x6000 cedula 40	1	130,68	130,68	545.724	545.724
44	Ejes Sol. Ø 90.x1200mm AISI 4340	1	59,93	59,93	1.078.740	1.078.740
45	Ejes Soldada. Ø 120.x1000mm AISI 4340	1	88,78	88,78	1.598.040	1.598.040
46	G 125x50x15x2x6000 mm	9	22,8	205,2	79.632	716.688
47	Varilla corrugada Ø12 x 12000 mm	4	10,66	42,64	47.988	191.952

Tabla 8 continuación

Ítem	Descripción	Cantidad (u)	Peso Unitario (Kg)	Peso Total (Kg)	Precio Unitario (\$)	Precio Total (\$)
48	Angulo Laminado; AL 60x8	1	42,54	42,54	191.448	191.448
49	Platina. 1220x2440x8m m Gr.50	2	186,95	373,9	794.160	1.588.320
Total						108.191.520

Fuente: elaboración propia

Tabla 9. Costos accesorios normalizados

Ítem	Descripción	Cantidad (u)	Precio Unitario (\$)	Precio Total (\$)
1	Chumacera tipo silleta NTN PWRH - 3 15/16" - RS; Rodamiento de bolas NTN serie WPSH - 315 - RRC, collarín número CH - 307	4	306.720	1.226.880
2	Perno+tuerca+2 anillos planos + anillo de presión M22x80 mm (ASTM A325)	16	21.528	344.448
3	Chumacera tipo brida cuadrada NTN FNR - 2" - 2R; Rodamiento de bolas código NPS - 115 - RR2C, alojamiento número F - 90 - R, collarín número C - 115 - 2	20	228.600	4.572.000
4	Pernos avellanados +Tuerca M16x70 mm	80	7.704	616.320
5	Bridas Forjadas con asiento para soldar SW Serie 300, Ø 5"; Cedula 40	4	604.800	2.419.200

Tabla 9. (Continuación)

Ítem	Descripción	Cantidad (u)	Precio Unitario (\$)	Precio Total (\$)
6	Pernos + Tuerca + 2 anillos planos + anillo presión M14x80mm (ASTM A325)	16	24.768	396.288
7	Motor Reductor cónico helicoidal SIEMENS MOTOX 12HP, K.148-LA160MB4	1	17.640.000	17.640.000
8	Cadena ISO 32A-1 / ASA 160-1; Paso 2"; Longitud 3000 mm	1	522.000	522.000
9	Piñón, N=12 dientes; Paso 2"; Di=90mm	1	264.600	264.600
10	Catarina, N=48 dientes; Paso 2"; Di=90mm	1	1.064.808	1.064.808
11	Rueda Dentada (Piñón); Dp=210mm, N=35, b=100mm, Di=90mm	2	1.008.000	2.016.000
12	Rueda Dentada (Engrane); Dp=1050mm, N=175, b=100mm, Di=900mm	2	1.728.000	3.456.000
13	Chaveteros AISI / SAE 4340; 28x44x70mm	4	16.848	67.392
14	Pernos + Tuerca + 2 anillos planos + anillo presión M14x40mm (ASTM A325)	360	7.164	2.579.040
15	Pernos + Tuerca + 2 anillos planos + anillo presión M12x30mm (ASTM A325)	140	5.868	821.520
16	Pernos + Tuerca + 2 anillos planos + anillo presión M14x50mm (ASTM A325)	460	7.920	3.643.200

Tabla 9. (Continuación)

Ítem	Descripción	Cantidad (u)	Peso Unitario (Kg)	Peso Total (Kg)
17	Rueda Industrial de Poliamida Fundida grandes cargas; diámetro externo 120mm, diámetro interno 3/4"	40	100.800	4.032.000
18	Tensores Green Pin® Horquilla – Horquilla con bulón y tuerca de seguridad	16	172.692	2.763.072
19	Tuerca + anillos planos + anillo presión. M16	56	1.800	100.800
20	Pernos + Tuerca + 2 anillos planos+ anillo presión M20x80mm (ASTM A325)	56	16.704	935.424
21	Pernos + Tuerca + 2 anillos planos + anillo presión M30x120mm (ASTM A325)	12	60.624	727.488
22	Pernos + Tuerca larga M32x150mm (ASTM A325)	6	71.568	429.408
23	Pernos + Tuerca + 2 anillos planos + anillo presión M16x40mm (ASTM A325)	18	8.676	156.168
24	Pernos + Tuerca + 2 anillos planos + anillo presión M12x50mm (ASTM A325)	16	6.732	107.712
25	Perno M10x50mm	16	2.340	37.440
26	Pernos + Tuerca + 2 anillos planos + anillo presión M24x80mm (ASTM A325)	4	25.848	103.392

Tabla 9. (Continuación)

Ítem	Descripción	Cantidad (u)	Peso Unitario (Kg)	Peso Total (Kg)
27	Pernos + Tuerca + 2 anillos planos + anillo presión M24x140mm (ASTM A325)	4	32.112	128.448
28	Pintura Triple Acción Metal de Sherwin Williams / caneca	30	352.800	10.584.000
29	Gasolina / Galón	23	7.272	167.256
30	Compresor 3 hp	1	1.728.000	1.728.000
			Total	63.650.304

Fuente: elaboración propia

Tabla 10. Materiales instrumentación básica

Ítems	Materiales	Cantidad	P. Unitario	P. Final
1	Variador Siemens Micro Máster MM440/12 HP	1	4.842.000	4.842.000
2	Panel Operador BOP para MM440	1	730.800	730.800
3	Kit de Programación por medio de PC para MM440	1	165.600	165.600
4	Kit para montaje de MM440	1	511.200	511.200
5	Reactancias de entrada (MM440 / 10HP)	1	1.321.200	1.321.200
6	Módulo encoder para MM440	1	792.000	792.000
7	Resistencia de frenado para MM440	1	1.447.200	1.447.200
8	Contactador SIRIUS Innovations	3	295.560	886.680
9	Pulsador de Emergencia	1	121.032	121.032

Tabla 10. (Continuación)

Ítems	Materiales	Cantidad	P. Unitario	P. Final
10	Pulsador de Marcha	1	96.480	96.480
11	Pulsador de Paro	1	96.480	96.480
12	Panel Eléctrico (Breaker, contactores, pulsadores, cableado)	1	6.480.000	6.480.000
13	PLC con Pantalla HMI	1	1.130.115	1.130.115
14	Reed Switch	17	5.744	97.648
15	Tira de Luces Led	5	29.900	149.500
16	Sensores de Movimiento	4	17.500	70.000
17	Sensor de Proximidad tipo relé	10	640.800	6.408.000
18	Módulo Lógico Programable	1	1.288.800	1.288.800
19	Mano de Obra	1	7.200.000	7.200.000
Total				33.834.735

Fuente: elaboración propia

Tabla 11. Costo ingenieril

ITEMS	UNID.	CANTID.	V/UNID.	TOTAL
Talento humano				
Proponente 1	H-H	1.962	3.312.464	27.079.393
Proponente 2	H-H	1.962	3.312.464	27.079.393
Tota: talento humano			\$ 54.158.786	
Gastos maquinaria y equipo				
Computador personal	Equipo	2	1.600.000	3.200.000
Software básico Office	Mes	12	17.000	204.000
Total: maquinaria equipo			\$ 3.404.000	
Fungibles				

Tabla 11. (Continuación)

Papel	Resma	3	12.000	36.000
Tinta	Cartucho	3	70.000	210.000
Empastado	Unidad	1	20.000	20.000
Total: de fungibles			\$ 266.000	
Otros Gastos				
Transporte	Pasajes	240	2.200	528.000
Total: Otros Gastos			\$ 528.000	
TOTAL: ANTES IMPREVISTOS			\$ 58.356.786	
Imprevistos 4%			\$ 2.334.271	
COSTO TOTAL DEL PROYECTO (GASTOS TOTALES)			\$ 60.691.058	

Fuente: elaboración propia

Tabla 12. Costos mano obra fabricación

Categorías	Soldador	Armador	Pulidor	Ayudante	Pintor
Cantidad (u)	1	2	2	5	1
Costo Hora (H-H)	5.950	6.000	6.000	3.200	3.200
Horas x Día (H/día)	8				
Días x Semanas (días/semana)	5				
Horas (H)	312				
Tiempo Fabricación Días Hábiles	39				
Semanas	8				
Meses	2				
Costo fabricación (\$)	1.856.222	1.871.820	1.871.820	998.304	998.304

Fuente: elaboración propia

Tabla 13. Costos transporte y montaje

Costos de Montaje y transporte	Cantidad	P. Unitario	P. Final
Cama alta	1	1.200.000	1.200.000
Cama alta Extensible	1	3.200.000	3.200.000
Movilización Grúa	1	1.000.000	1.000.000
Descargue y montaje	-	3.300.000	3.300.000
Total		\$ 8.700.000	

Fuente: elaboración propia

Tabla 14. Costos totales

Costos Materiales y Manufactura	\$ 205.676.559
Costos Montaje	\$ 69.391.058
Costos Talento Humano e Ingeniería	\$ 7.596.470
Total	\$ 282.664.086

Fuente: elaboración propia

Por lo tanto, la inversión para la fabricación, instalación e implementación de un sistema de parqueo vertical tipo carrusel, resulta completamente costoso, ya que, para este caso en particular, no se cuenta con un apoyo financiero o un patrocinio y los recursos son netamente propios.

5.2 NORMAS AMBIENTALES

Para el correcto funcionamiento del sistema de parqueo vertical tipo carrusel, se deben cumplir principalmente las normas NTC 14001 y la NTC 14000, ya que como pautas de sistemas de gestión y políticas ambientales se deben seguir ciertos requerimientos. Son reglas que van de la mano, por lo tanto, el seguimiento de cualquiera de ellas implica abordar la otra para su correcto cumplimiento.

La norma técnica colombiana NTC 14000 abarca sistemas de gestión ambiental, los cuales se implementan para generar equilibrio entre el ahorro económico y la disminución de impactos ambientales, el cuidado y preservación del medio ambiente y la protección, prevención, contaminación y necesidades socioeconómicas afectadas.

Por otra parte, la norma técnica colombiana NTC 14001 ayuda a complementar la NTC 14000 ya que por medio de las políticas ambientales que esta tiene se deben de seguir unos procedimientos para su correcto desarrollo.

Las políticas ambientales de esta norma, tratan de: mantener, comunicar y tener disponible la información documentada dentro de la organización para las partes de interés, por medio de la alta dirección de la empresa, la cual es la encargada de crear unos objetivos ambientales, a los cuales se les realizara un seguimiento continuo con el fin de tener un compromiso de protección, poder realizar el cumplimiento de requisitos legales y así un compromiso de mejora continua al sistema de gestión ambiental.

Estos objetivos deben ser coherentes con la política ambiental, se les debe realizar un seguimiento y deben actualizarse según corresponda, con el fin de conservar información documentada (en caso tal de requerirla), ¿Cómo se logra el cumplimiento de dichos objetivos? Por medio de la planificación del:

- Que se va a hacer.
- Que recursos se necesitan.
- Quien será el responsable.
- Cuando se finalizara.
- Como evaluar los resultados.

De esta manera se debe especificar que la ISO 14000 ayuda a saber cómo construir un sistema de gestión ambiental y la ISO 14001 brinda los criterios para llevar a cabo los sistemas de gestión ambiental.

La correcta implementación por parte de la Fundación Universidad de América contribuirá al cumplimiento de estas normas ambientales.

El parqueadero vertical tipo carrusel, es una estructura robusta la cual estará ubicada en los cerros orientales de Bogotá, por lo tanto, se debe tener presente que clase de afectaciones traerá este, a la fauna y flora que allí se encuentra.

Se debe tener presente que “toda acción genera un impacto o cambio que puede dejar huella en diferentes aspectos, ya sean ambientales, políticos, económicos o sociales”⁸⁵, por lo tanto, el impacto ambiental, que la instalación de este tipo de edificaciones vaya a tener en el ambiente es un punto de interés, ya que se deben identificar los cambios que se generen en el ecosistema y si se afecta algún recurso natural de forma directa o indirecta. De esta manera realizando el reconocimiento de los diferentes factores ayudara a conocer la afectación de los mismos en el entorno.

⁸⁵ <https://www.nueva-iso-14001.com/2019/01/guia-para-una-correcta-evaluacion-de-impacto-ambiental/> 2 octubre 2019

En el estudio realizado en la Universidad Distrital Francisco José de Caldas en un proyecto de especialización⁸⁶, se analizan los siguientes aspectos los cuales se tomarán como guía para el desarrollo de este numeral:

1. Modificación del suelo

Ya sea por medio de la tala o la pavimentación, se reconoce que ambos factores perjudican altamente el entorno. En un artículo de la Escuela de Ingeniería de Antioquia se encuentran alguna de las consecuencias que genera la pavimentación donde especifican la “fragmentación de ecosistemas, dispersión de especies exóticas y disminución de las poblaciones de especies de flora y fauna nativa, alteración del ciclo hidrológico, cambios micro climáticos, producción de material particulado y de ruido y contaminación de las aguas y del suelo”⁸⁷. Lo que para la zona de cerros orientales podría generar cambios bruscos en las aves u otro tipo de especies que allí habitan ya que, como consecuencia de estas actividades deben modificar su comportamiento.

2. Transformación del suelo

Se debe tener en cuenta que el proceso de construcción de cualquier infraestructura (construcción de estructuras y/o nivelación de terrenos), genera contaminación auditiva, la cual, dependiendo del sector presentará diferente tipo de afectación en el ambiente.

Basado en el artículo de la Revista de la Academia Colombiana de Ciencias Exactas, Físicas y Naturales⁸⁸, elaborado por Alberto Ramírez y Efraín Domínguez, titulado **El ruido vehicular urbano: problemática agobiante de los países en vías de desarrollo**, el cual trata de la afectación de los diferentes niveles de ruido, especifica que “el ruido vehicular de muchas ciudades del mundo alcanza entre 80 y 90 decibeles (dBA) equiparándose incluso en algunos casos, con el de un taladro neumático”⁸⁹, de lo cual se puede notar una alta afectación sonora, teniendo en cuenta el crecimiento vehicular que día tras día aumenta en las ciudades y la contaminación auditiva que este genera.

Sumado a esto se especifica en otro artículo que “en los autos pequeños suele ser más importante el ruido proveniente de la interacción llanta pavimento mientras que en buses y camiones predomina el ruido de los motores”⁹⁰, por lo tanto para este caso, las zona de los cerros orientales y más específicamente la avenida

⁸⁶ Implementación de sistemas de estacionamiento vertical rotatorio en la zona centro y centro oriente de Bogotá. Febrero 2019

⁸⁷ Impactos de las carreteras sobre la fauna silvestre y sus principales medidas de manejo 7 octubre 2019

⁸⁸ RAMÍREZ, Alberto., DOMÍNGUEZ, Efraín. El ruido vehicular urbano: problemática agobiante de los países en vías de desarrollo Bogotá. [en línea]. 2011, 35 (137): 509 – 530. [Consultado 4 octubre 2019]. ISSN 0370-3908.

⁸⁹ Ibid. Pag 510.

⁹⁰ MEIARASHI, S., ISHIDA, M. Improvement in the effect of drainage asphalt road surface on noise reduction. [en línea]. [Consultado 4 octubre 2019].

circunvalar, tiene un tráfico pesado, no solo automóviles particulares si no también buses de servicio público y privado, volquetas, camiones recolectores de desechos entre otros, ya sea por carga, motor, cantidad de cilindros (por nombrar solo algunos aspectos), generando un aumento en la contaminación auditiva.

Sin embargo, Ramírez y Domínguez evidencian que el rango de contaminación varia o depende del tipo de superficie sobre la cual el vehículo transite: “De manera general las superficies duras como el pavimento y el asfalto reflejan las ondas sonoras, mientras que las superficies blandas como el pasto, la hojarasca o la nieve, lo absorben”⁹¹; la avenida circunvalar es una vía pavimentada hasta los límites del parqueadero de la universidad, y el espacio con el que cuenta la Fundación Universidad de América es un área de dos niveles, que consta de un primer piso medianamente pavimentado y un segundo nivel completamente en destapada, lo que también genera afectaciones auditivas.

De esta manera, se comparte que “El ruido vehicular, junto con otros tipos de ruido, es un contaminante ambiental que constituye un factor de riesgo para la salud de las personas, en especial en aquellas situaciones en que se sobrepasan los umbrales permisibles”⁹² entregada por Ramírez y Domínguez en su artículo, ya que por tratarse de los cerros orientales se debe conservar el ambiente de zona protegida o de reserva, lo que incluye el cuidado (de todo tipo) de la fauna y flora de los cerros.

Por ello, se implementa una matriz de Leopold, con la finalidad de revisar el impacto en el ambiente generado por nuestro sistema de parqueo, esta matriz, se caracteriza por relacionar las variables a modo de causa y efecto. Para ello, se deben seguir los siguientes pasos:

- Se debe identificar las interacciones existentes, para la cual se consideran todas las acciones que tengan lugar en el proyecto, éstas deben ubicarse en las columnas de la matriz. Posteriormente, para cada acción se deben considerar los factores ambientales que pueden sufrir una afectación significativa, los cuales se posicionan en la matriz como filas. Una vez hecho esto, se obtiene las interacciones o efectos que se han de tener en cuenta en el impacto, tomando la cuadrícula.
- Una vez marcada la cuadrícula, se procede a realizar la evaluación individual de los impactos posibles, para esto se cuenta con dos valores:
 - ✓ Magnitud: Se debe representar por medio de una escala de 1 a 10, y representa la alteración provocada en el factor ambiente considerado, siendo 10 el máximo y 1 el mínimo, estos deben ser valores tanto positivos o negativos según sean sus efectos sobre el medio ambiente.

⁹¹ RAMÍREZ, Alberto., DOMÍNGUEZ, Efraín. pág. 515.

⁹² Ibid. Pag 520.

- ✓ Importancia o ponderación: Es la consideración del peso que tiene el factor ambiental dentro del proyecto, o la posibilidad que se presenten alteraciones.
- Por último, se procede a interpretar o evaluar los valores numéricos de la matriz.

Para implementar la matriz de Leopold se realizó la segmentación de los efectos hablados con anterioridad. Como características físicas y químicas se analizan los efectos que tiene la obra en el suelo, agua y erosión. En el apartado de condiciones biológicas se realiza el análisis de las consecuencias en el ecosistema, las especies animales, fauna y flora. Y, por último, en el factor cultural, se resalta las implicaciones causadas en el uso del suelo y los intereses estéticos y humanos, cada uno de estos factores, se analizó a partir de las actividades propuestas que son la causa de posibles impactos ambientales.

En la actividad de modificación del suelo se analizaron:

Pavimentación: Esta actividad se realiza en búsqueda de que el terreno quede en óptimas condiciones para el desplazamiento de los vehículos en la superficie, su afectación principalmente se ve reflejada en la física del suelo.

Tala y desboca: Esta actividad es necesaria para preparar el terreno en el que se va a instalar el sistema de parqueo, al ser ejecutada, afecta principalmente la erosión del suelo.

En la actividad de transformación del suelo, como posible impacto ambiental se analizó:

Desmonte y terraplenes: Esta actividad se realiza con la finalidad de homogenizar el terreno en el que va a estar el sistema, la característica con mayor afectación es el factor cultural - suelo.

Construcción de estructuras: Esta actividad es principal en la ejecución del proyecto, dentro del análisis la característica de mayor impacto son los factores físicos singulares, puesto que se debe adecuar el terreno, teniendo en cuenta las cargas portantes del mismo (capacidad del terreno a soportar las cargas aplicadas).

Los cambios en el suelo, poseen las siguientes actividades como posibles impactos ambientales:

Efectos mecánicos del tráfico: El suelo debe estar en óptimas condiciones para el tráfico vehicular, siendo esto de poca importancia, puesto que el terreno ha sido preparado con anterioridad para soportar las cargas generadas por el tráfico vehicular.

Emanaciones y ruidos de vehículos: Genera principalmente la afectación de gases contaminantes y ruido en las poblaciones aledañas a la zona en donde se va a realizar el proyecto, siendo una afectación directa a los mismos.

En la localización y manejo de desperdicios, se pueden tomar las siguientes actividades como posibles impactos ambientales:

Descarga de efluentes: Es una actividad principal a evaluar en el impacto ambiental, y su mayor repercusión se refleja en los factores biológicos – calidad del agua superficial y en la calidad del agua subterránea, siendo crítico puesto que el terreno está ubicado a pocos metros del río San Francisco.

Disposición final de desperdicios: Esta actividad es de principal interés puesto que su afectación repercute en la población aledaña, fauna, flora y en las especies animales que se encuentran en zonas cercanas a el punto de ejecución del proyecto,

Gráfica 6. Matriz de Leopold

Actividades Propuestas Causantes de Posibles Impactos Ambientales		Modificación del Suelo		Transformación del Suelo		Cambios del Suelo		Localización y Manejo de Desperdicios	
		Tala y Desboce	Pavimentación	Construcción de Estructuras	Desmonte y Terraplanes	Efectos Mecánicos del Tráfico	Emanaciones y Ruidos de Vehículos	Descarga de Efluentes Líquidos	Disposición Final de Desperdicios
Caract. Físicas y Químicas	Tierra	Suelos	5/10	3/10	3/10		4/10	4/8	2/10
		Factores Físicos Singulares			6/10		1/5	6/10	1/5
	Agua	Calidad Agua Superficial	9/10	8/10	9/10				1/5
		Calidad Agua Subterránea	9/10	8/10	5/10				
	Procesos	Erosión	8/10		6/10				5/10
	Condiciones Biológicas	Ecosistema	Suelos			3/7			4/10
Factores Físicos Singulares					3/7			3/10	6/10
Especies Animales		Calidad Agua Superficial			5/10				9/10
		Calidad Agua Subterránea			3/10				3/10
Fauna y flora		Erosión			5/10				5/10
Factor Cultural	Usos del Suelo	Suelos	6/10	7/10	6/10		4/10	3/10	4/10
		Factores Físicos Singulares	8/10	6/10	6/10		3/10	6/10	5/10
	Intereses Estéticos y Humanos	Calidad Agua Superficial	9/10	8/10	8/10		7/10	4/10	8/10
		Calidad Agua Subterránea	5/10	5/10	5/10		5/10	3/10	5/10
		Erosión	9/10	9/10	8/10		6/10	4/10	6/10

Fuente: elaboración propia

Tabla 15. Aspectos y bienes de protección que pueden ser impactados

IMPACTO	CAUSA	RECURSO AFECTADO
Cambio de uso de suelo establecido en el Decreto 190 de 2004	Invasión del área protegida con la construcción de infraestructura (cerramiento, muros, campamentos, acopio de materiales, entre otros).	Suelo, agua, flora y fauna
Cambio de la topografía	Por la excavación, compactación y/o depósito de material	Suelo, agua, paisaje, flora y fauna
Pérdida de cobertura vegetal y desplazamiento de fauna características del área protegida	Debido a las intervenciones realizadas por excavación, compactación y/o depósito, las cuales alteraron la composición del suelo erradicando la vegetación y la fauna existente antes de la intervención.	Fauna, flora, paisaje y suelo
Pérdida de las funciones básicas del área protegida	Por invasión del área protegida	Fauna, flora, suelo, agua y paisaje
Alteración del paisaje	Debido a las diversas disposiciones de diferentes materiales que se realizan al interior del límite legal del ecosistema, contribuyendo al cambio de la topografía y modificación de la capacidad de regulación hídrica que tiene esta área	Suelo, fauna, flora, agua y paisaje
Contaminación del ecosistema	Por la alteración del ambiente con sustancias o formas de energía puestas por actividad humana, en cantidades o niveles capaces de atentar contra la flora y la fauna y degradar la calidad del ambiente	Suelo, fauna, flora, aire, agua y paisaje
Mezcla de residuos sólidos con RCD	Carencia en la clasificación de los residuos dispuestos al interior del predio	Suelo, aire, agua, paisaje, flora y fauna
Afectación y volcamiento de individuo arbóreos	Por el paso de vehículos, disposición inadecuada de escombros, acopio de materiales y derrame de hidrocarburos	Fauna, flora, suelo, agua, paisaje y aire
Generación de gran cantidad de material particulado en suspensión	Por la falta de medidas de mitigación (humectación) de las zonas que fueron niveladas	Aire, agua, flora y flora

Fuente: Secretaria distrital de ambiente; Guía de manejo ambiental para el sector de la construcción.

La universidad como institución educativa en proceso de certificación, a la hora de implementar un sistema que altere el ecosistema de los cerros orientales, debe regirse bajo las normas NTC 14000 y 14001, guiada bajo la estrategia de los sistemas de gestión ambiental, sus procesos y adecuado control.

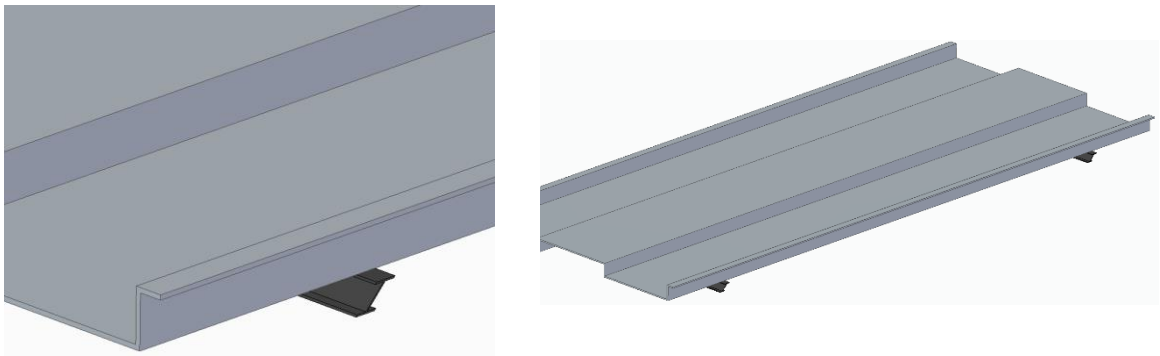
5.3 MANUALES DE MONTAJE Y MANTENIMIENTO

5.3.1 **Manual de montaje.** Para poder realizar el montaje del sistema de parqueo vertical tipo carrusel, es necesario haber realizado un estudio de suelos para conocer las condiciones en las cuales se encuentra el terreno, después de haber realizado este análisis debe ser adecuado el terreno para la instalación de este tipo de estructuras.

Después de haber realizado dicho proceso, se procede a la instalación de las zapatas para el soporte de la estructura y todo el sistema en general; es importante resaltar que la instalación del sistema dura solamente cinco (5) días, y su puesta en marcha es inmediata, por lo tanto, se realizará el siguiente manual de montaje en intervalos de días, hasta llegar al día quinto.

Se realizará la descripción del montaje, sistema por sistema.

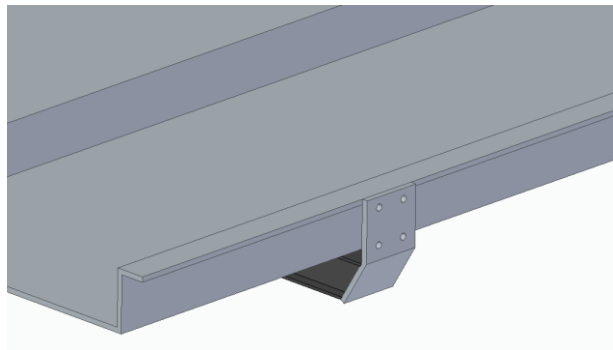
Figura 44. Ensamble plataforma-viga IPE80



Fuente: elaboración propia con base a Solid Edge 2020

Las dos vigas IPE80 se sueldan a la plataforma en forma de omega, a una distancia medida desde las esquinas, equivalente a 0,67 m.

Figura 45. Soldadura Platina conexión plataforma-parales

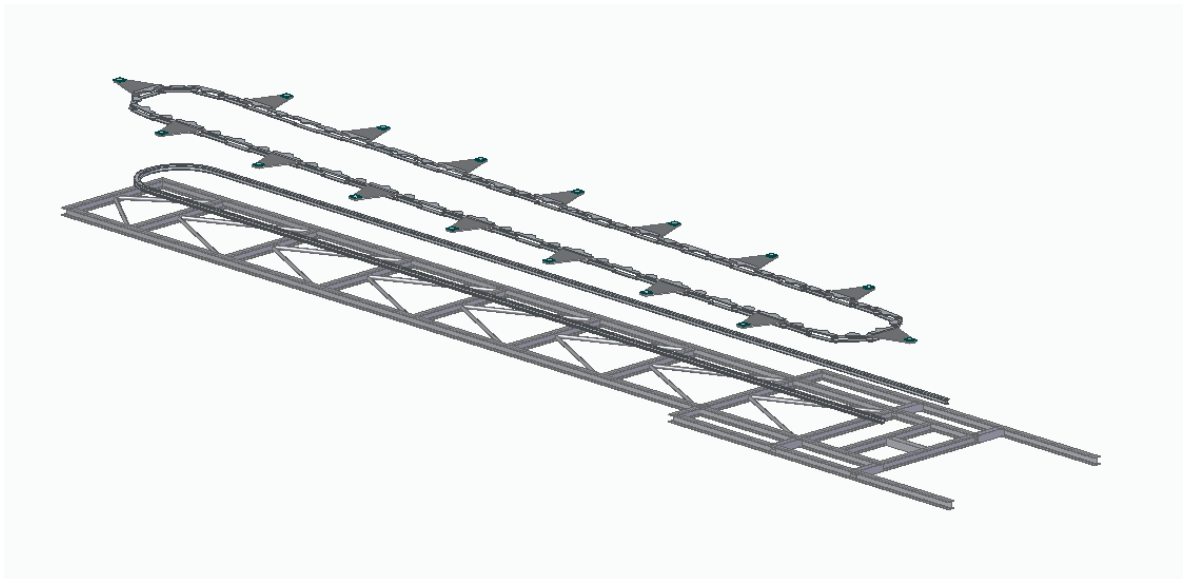


Fuente: elaboración propia con base a Solid Edge 2020

Se suelda la platina que une la plataforma con la viga IPE80 y se repite el proceso en las tres uniones faltantes.

Estas bandejas, las cuales soportan los vehículos son ubicadas dentro del área que encierran las zapatas, para que queden uniformemente divididas (en este caso ocho y ocho) con el fin de realizar un montaje más sencillo y con menos pasos.

Figura 46. Ensamble riel-cadena-bastidor

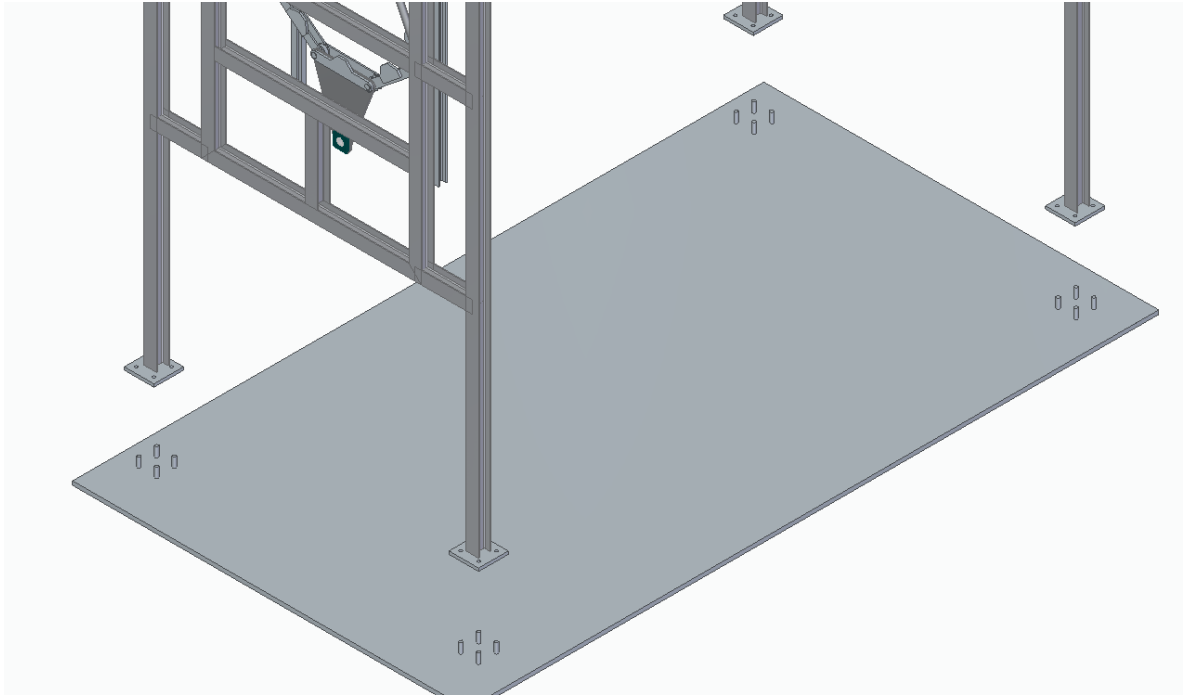


Fuente: elaboración propia con base a Solid Edge 2020

Las estructuras son ubicadas horizontalmente en un espacio despejado para realizar el montaje de los rieles a la estructura por medio de soldadura, seguido a

esto, se instalan las cadenas en los rieles y se engrasas para su correcto funcionamiento.

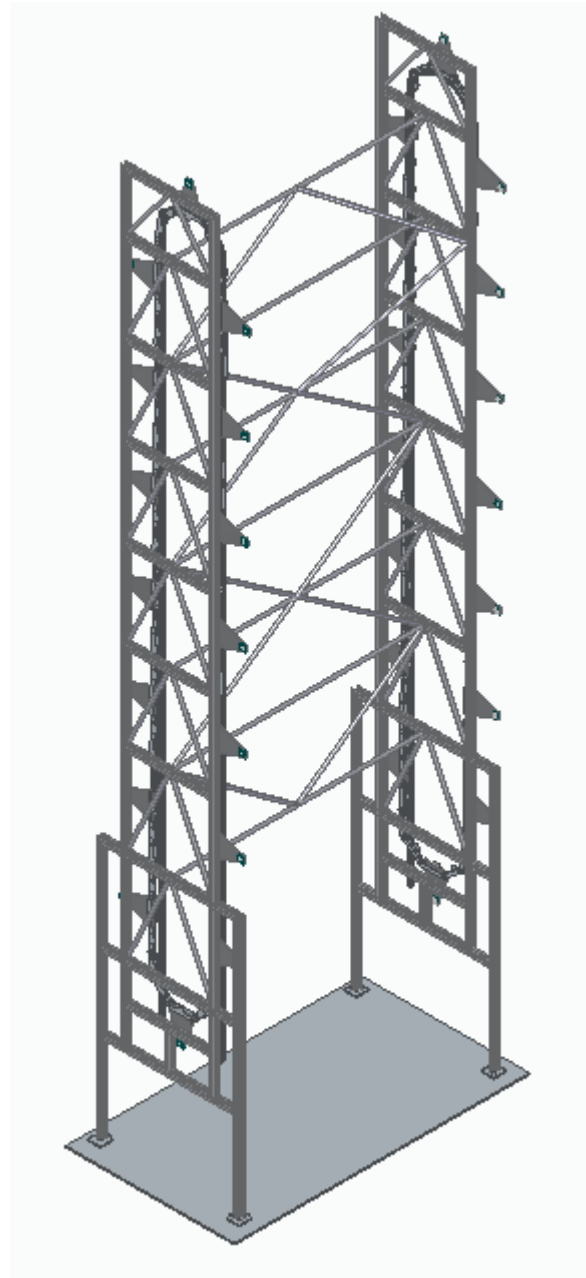
Figura 47. Ensamble bastidores cimentación



Fuente: elaboración propia con base a Solid Edge 2020

Haciendo uso de la previa preparación del suelo, y utilizando un sistema de elevación de carga, la estructura se ensambla en la cimentación en sus respectivos anclajes, siendo esta calculada previamente por un ingeniero civil.

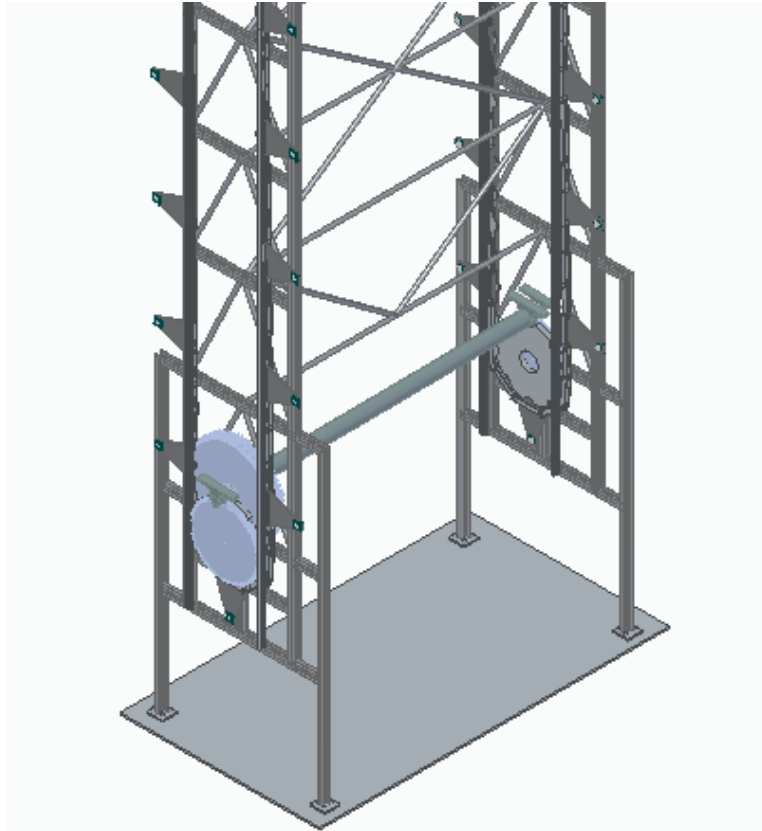
Figura 48. Ensamble estructura



Fuente: elaboración propia con base a Solid Edge 2020

Se procede a realizar la soldadura de las cerchas de estabilidad, siguiendo las instrucciones de los planos

Figura 49. Título de la imagen Ensamble sistema motriz

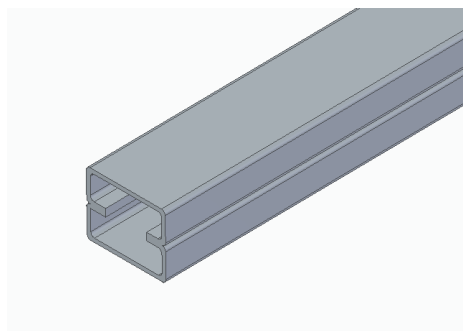


Fuente: elaboración propia con base a Solid Edge 2020

Con ayuda de un elevador de carga y equipo especializado, se procede a instalar el sistema motriz, verificando el correcto engrane de los dientes de la cadena con el módulo de potencia

Al tener la estructura verticalmente ubicada con la cadena ensamblada, se instalan individualmente las bandejas por pisos, de la siguiente manera:

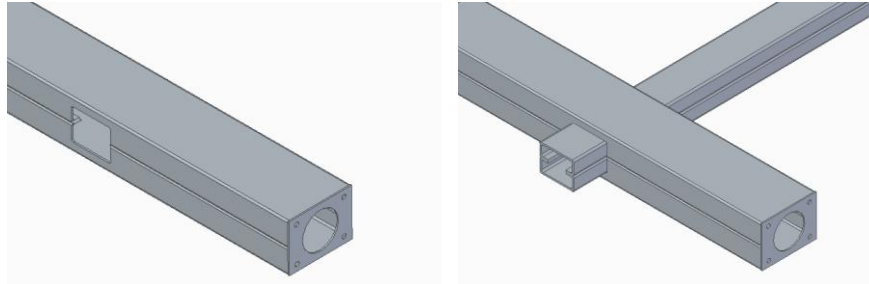
Figura 50. Viga tipo perlin



Fuente: Elaboración propia con base a Solid Edge 2020

Se sueldan dos perfiles tipo canal a lo largo de su trayectoria para conformar el eje tipo perlin, el cual une los dos extremos de la bandeja

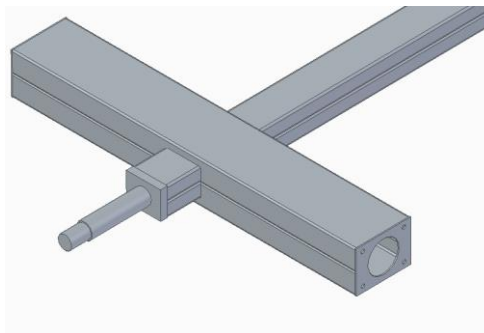
Figura 51. Viga conexión paralelas



Fuente: elaboración propia con base a Solid Edge 2020

Del mismo modo anterior se forma un perlin con tapas en sus extremos para la unión el ensamble de los paralelas y un agujero cuadrado pasante para soldarlo al eje tipo perlin.

Figura 52. Ensamble eje módulo de potencia

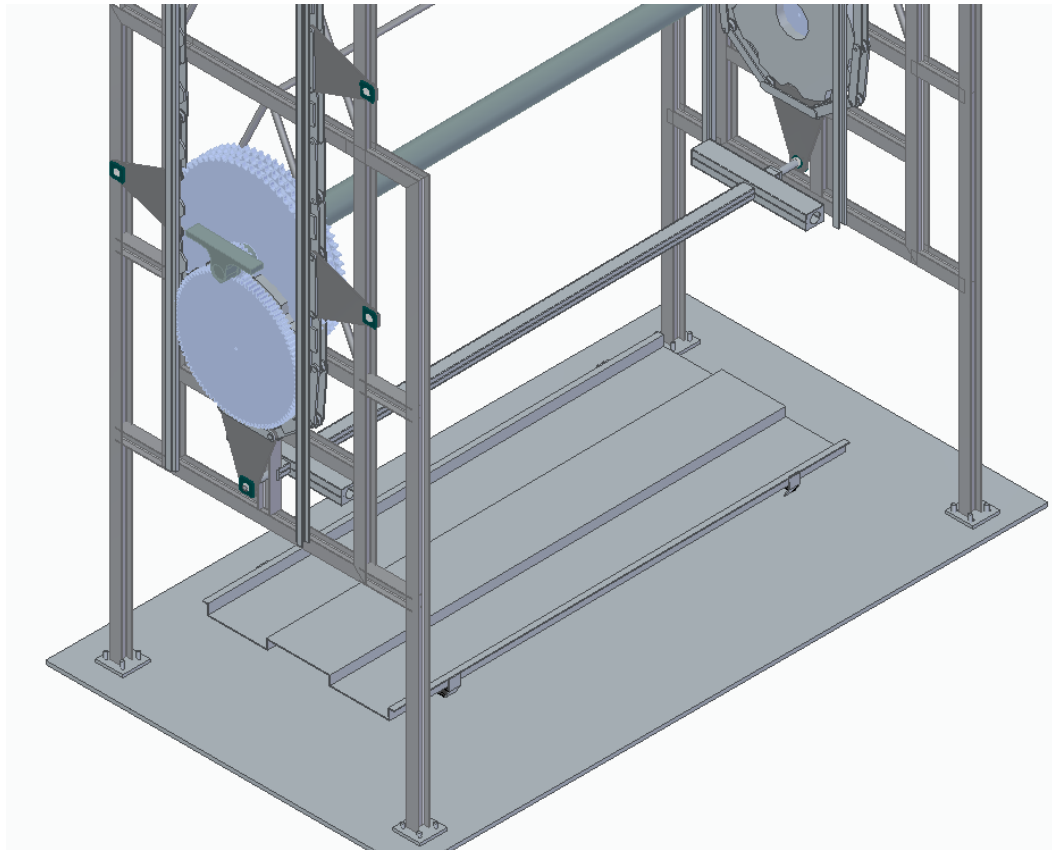


Fuente: elaboración propia con base a Solid Edge 2020

En los extremos del eje tipo perlin, van soldados unos ejes de soporte los cuales son la unión a los módulos de acople del sistema.

De esta manera, estas piezas descritas anteriormente se deben tener listas a la hora del ensamble total, para continuar con este, de la siguiente manera:

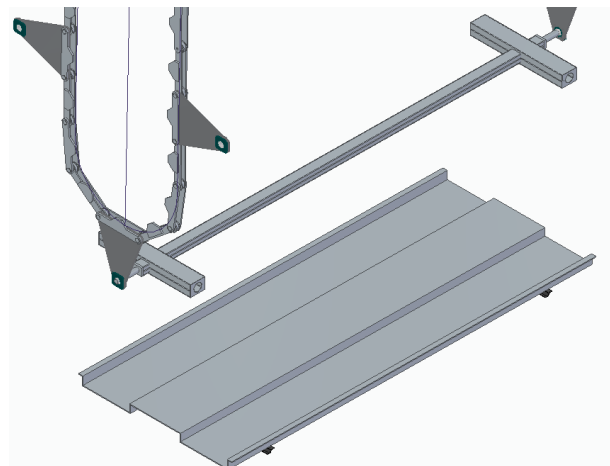
Figura 53. Ensamble viga- sistema de potencia



Fuente: elaboración propia con base a Solid Edge 2020

Con la plataforma en el suelo, cada extremo del eje central se ensambla a los módulos de acople del primer nivel de cada cadena

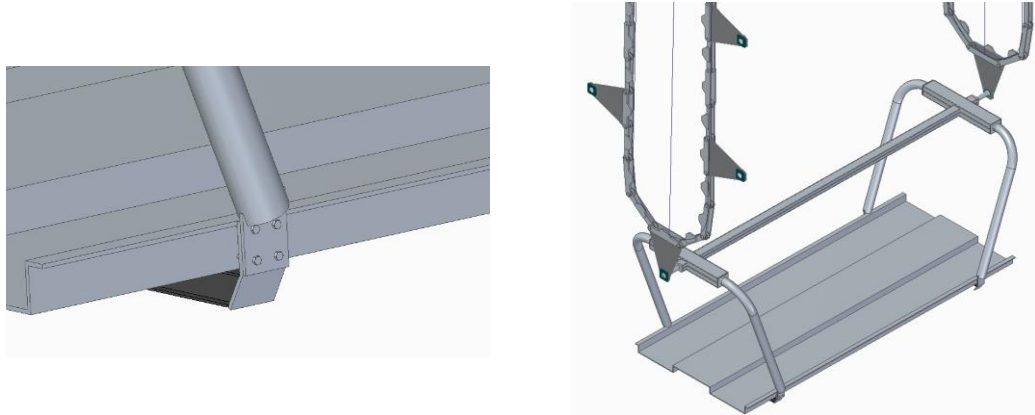
Figura 54. Ensamble bandeja, cadena



Fuente: elaboración propia con base a Solid Edge 2020

Con la plataforma en el suelo, cada extremo del eje central se ensambla a los módulos de acople del primer nivel de cada cadena.

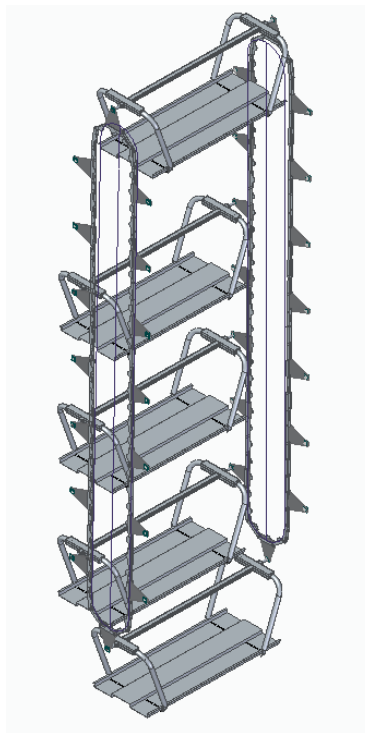
Figura 55. Ensamble parales- montaje bandeja



Fuente: elaboración propia con base a Solid Edge 2020

De esta manera se realiza la unión de los cuatro parales por medio de pernos, para la unión de los ejes anteriores a la plataforma de soporte.

Figura 56. Ensamble Bandejas al sistema motriz



Fuente: elaboración propia con base a Solid Edge 2020

Finalmente se instalan con el mismo procedimiento las bandejas restantes

De esta manera queda completamente habilitado el parqueadero vertical tipo carrusel para su uso.

5.3.2 Manuales de mantenimiento. Se realizó el manual de cada subsistema que conforma el diseño. En estos, se analizaron los elementos de mayor importancia, para los cuales se determinó una inspección y falla que se busca realizando dicha inspección, y con qué periodicidad se debe ejecutar.

A su vez, para la falla encontrada, se estableció un procedimiento a seguir al presentarse, los elementos necesarios para el procedimiento, los recursos humanos e insumos que se necesitan para dar solución a la falla nombrada.

Tabla 16. Manual de mantenimiento sistema motriz

Sistema	Elemento	Inspección	Falla	Periodicidad
Motriz	Eje	Se debe verificar que no existan cuerpo que obstruyan el funcionamiento del eje	Fatiga por flexión	3 meses
		Se debe verificar el estado de las cuñas o estrías del eje ya que se presenta un alto torque en la transmisión	Aplastamiento o desgarr	3 meses
	Engranajes y Catarinas	Se debe verificar por inspección visual el estado del lubricante: detección de impurezas, cambios en la coloración y en la viscosidad	Desgaste por abrasión	6 meses

Tabla 16. (Continuación)

		Se debe verificar por inspección visual el correcto engrane de los dientes, si hay o no grietas o rugosidades en los mismos por desgaste y por medio de la inspección con ensayos no destructivos para la identificación de fallas internas en los materiales	Por picadura	12 meses
			Fractura por fatiga	12 meses
		Se debe verificar por inspección visual el correcto posicionamiento entre centros de los elementos para evitar el desgaste en los mismos	Incorrecto engrane de dientes	3 meses
	Cadena	Se debe verificar por inspección visual: la desalineación de las ruedas dentadas, el incorrecto tensado de la cadena, correcto engrase del elemento	Ruido excesivo Cadena rígida con excesiva fricción y sobrecalentamiento	3 meses

Tabla 16. (Continuación)

		Se debe verificar por inspecciones con ensayos no destructivos el mal tallado o desgaste en las ruedas dentadas, corrosión en la cadena y en los dientes de las ruedas	Rotura de casquillo, pasadores y rodillos	6 meses
		Se debe verificar el correcto proceso de tensado de los elementos de transmisión	Movimiento de la cadena por tirones	3 meses
		Se debe verificar que no se pierda la flexibilidad del elemento a causa de que uno o más eslabones estén rígidos		
	Motor	Se debe verificar que no exista una interrupción en alguna fase en la línea de alimentación después de la puesta en marcha	El motor acelera difícilmente hasta la velocidad plena en marcha, genera zumbidos durante el arranque o funcionamiento	3 meses
		Se debe verificar que el bobinado del estator no esté mal conectado		

Tabla 16. (Continuación)

		Se debe verificar que no exista rozamiento entre las partes rotativas, desequilibrio en el rotor o alineación defectuosa	Calentamiento excesivo, vibraciones fuertes y ruidos de roces	3 meses
--	--	--	---	---------

Fuente: elaboración propia

Tabla 17. Procedimiento de falla sistema motriz

Falla	Procedimiento	Elementos	Recursos Humanos	Insumos
Fatiga por flexión	Eliminar los cuerpos que obstruyen el funcionamiento del eje	Trapo seco y herramientas de mano	Técnico en mantenimiento	Engranaje, Sprocket
Aplastamiento o desgarre	Verifique el estado y posicionamiento de las cuñas, si es necesario cámbielo	Elementos de medición, herramienta de mano	Técnico en mantenimiento	Engranaje, Sprocket
Desgaste por abrasión	Verifique la alineación de los engranes, si es necesario reemplace	Elementos de medición, herramienta de mano	Técnico en mantenimiento	Engranaje, Sprocket

Tabla 17. (Continuación)

Ruido excesivo Cadena rígida con excesiva fricción y sobrecalentamiento	Ajuste la tensión de la cadena, lubrique la cadena, cambie los eslabones desgastados, cambie el sprocket	Elementos de medición, herramienta de mano.	Técnico en mantenimiento	Lubricante, Sprocket, eslabones
Fractura por fatiga	Cambie el Sprocket o engranaje	Tintas penetrantes, equipo de gammagrafía	Técnico en mantenimiento	Sprocket, engranaje.
Incorrecto engrane de dientes	Sitúe en su correcta posición a los engranes de transmisión	Elementos de medición, herramienta de mano.	Técnico en mantenimiento	Sprocket, engranaje.
Ruido excesivo Cadena rígida con excesiva fricción y sobrecalentamiento	Ajuste la tensión de la cadena, lubrique la cadena, cambie los eslabones desgastados, cambie el Sprocket	Elementos de medición, herramienta de mano.	Técnico en mantenimiento	Lubricante, Sprocket, eslabones

Tabla 17. (Continuación)

Rotura de casquillo, pasadores y rodillos	Elimine el material externo que existe en los guarda cadenas	Herramienta de mano, elementos de limpieza	Técnico en mantenimiento	Lubricante,
Movimiento de la cadena por tirones	Tense la cadena	Herramienta de mano, Tensiómetro industrial	Técnico en mantenimiento	No aplica
El motor acelera difícilmente hasta la velocidad plena en marcha, genera zumbidos durante el arranque o funcionamiento	Corrija las conexiones del motor, de cada fase y del estator	Voltímetro termografía infrarroja	Técnico en mantenimiento	No aplica
Calentamiento excesivo, vibraciones fuertes y ruidos de roces	Ajuste el rotor y el estator para su correcto funcionamiento	Voltímetro termografía infrarroja	Técnico en mantenimiento electricista	Cableado

Fuente: elaboración propia

Tabla 18. Mantenimiento sistema estructural

Sistema	Elemento	Inspección	Falla	Periodicidad
Estructura	Soldadura	Se debe verificar visualmente y por medio de ensayos no destructivos (Radiografía industrial) que las soldaduras no posean grietas y que el espesor del cordón sea el requerido por diseño	Porosidades, fisuras, socavación	6 meses
	Elementos de sujeción	Se debe verificar cada una de las uniones atornilladas con la finalidad de que no existan desajustes o su torque no sea el de servicio	Vibraciones	6 meses
	Estructura	Se debe verificar que la estructura no tenga deformaciones (pandeo, deflexión)	Deformaciones plásticas permanentes y ruptura del material	12 meses

Tabla18. (Continuación)

	Pintura	Se debe verificar por medio de una inspección visual el desgaste de la pintura midiendo sus espesores	Oxidación, corrosión, desgaste	12 meses
--	---------	---	--------------------------------	----------

Fuente: elaboración propia

Tabla 19. Procedimiento de falla sistema estructural

Falla	Procedimiento	Elementos	Recursos Humanos	Insumos
Porosidades , fisuras socavación	Elimine el cordón de soldadura existente, y realice la soldadura implementando una velocidad apropiada con la finalidad de que exista suficiente cantidad de material de aporte depositado.	Equipo de soldadura	Técnico en soldadura	Material de aporte, alambre, CO2

Tabla 19 continuación

Vibraciones	Verifique que los elementos de sujeción estén a un torque de 95 Nm , con la finalidad de tener un ajuste correcto y eliminar la holgura que genere la vibración, en caso de mal estado del elemento reemplácelo	Medidor de torque, llave hexagonal	Técnico en mantenimiento	Sujetadores, tuercas.
Deformaciones plásticas permanentes y ruptura del material	Identifique el desplazamiento de la pieza, si este es mayor a 4 mm es necesario cambiarlo	Flexómetro, calibrador pie de rey, galgas extensométricas, sensores ópticos de deformaciones	Técnico en mantenimiento, soldador	Viga IPE200, Viga UPN100
Oxidación, corrosión, desgaste	Realice una limpieza en la estructura, lije las partes que estén afectadas por oxidación y corrosión, pinte la estructura	brochas, compresor y pistola de pintura	Técnico en mantenimiento	Lija, pintura, trapo de limpieza

Fuente: elaboración propia

Tabla 20. Mantenimiento sistema instrumentación básica

Sistema	Elemento	Inspección	Falla	Periodicidad
Istru. Básica	Sens. Movimiento	Se debe verificar que los sensores no posean suciedad o material indeseado en sus terminales	Estandarización del instrumento	Mensual
	Sens. Posición			
	Reed Switch	Se debe verificar que no existan conexiones sueltas	Operación inadecuada del equipo	
	Celda Carga	Se debe revisar que no existan sobre cargas provenientes de la fuente de poder		

Fuente: elaboración propia

Tabla 21. Procedimiento de falla sistema instrumentación básica

Falla	Procedimiento	Elementos	Recursos Humanos	Insumos
Estandarización del instrumento	Limpie y sincronice los instrumentos	Elementos de limpieza, paño seco	Técnico en mantenimiento, electromecánico	Paño seco, solución jabonosa
Operación inadecuada del equipo	Formatee y programe el PLC	Manual del PLC	Técnico lectromecánico,	No aplica

Fuente: elaboración propia

Cálculo de Recubrimiento (Pintura).

La unión de los diversos materiales mediante el proceso de soldadura, forman los componentes estructurales como (Vigas, columnas, placa base, etc.), se requiere que los elementos sean recubiertos con algún componente que impida la corrosión del material, ya que el acero estructural ASTM A-572 grado 50 es vulnerable a presentar oxidación si se encuentra expuesto al aire libre y por ende presentar algún tipo de corrosión, por ello es recomendable usar algún recubrimiento de pintura anticorrosiva.

Preparación de la Superficie.

La preparación adecuada de la superficie es esencial para el éxito de cualquier sistema de revestimiento protector (pintura), es la eliminación de la cascarilla de laminación, la herrumbre en el acero, suciedad, grasa, aceite y la materia extraña. El rendimiento de cualquier revestimiento de pintura depende directamente de la preparación correcta y completa de la superficie antes del revestimiento. El sistema de revestimiento más caro y tecnológicamente avanzado fallará si la preparación de la superficie es incorrecta o incompleta.

Selección del Sistema de Pintura.

El sistema de pintura que se utiliza se lo realiza de acuerdo a la especificación y recomendaciones del Steel Structures Paint Council (SSPC) bajo ciertas condiciones de exposición de la estructura metálica. La selección del sistema de pintura se lo realiza de acuerdo a la tabla de la SSPC, de la cual se elige un número de sistema de pintura SSPC-PS 1.05 (Sistema de pintura de base de aceite con aceite de resina y alkyd primer para Tiempos Expuestos, cepillo metálico o grata) para la cual no hay condensación, humos químicos, goteos de salmuera y demás condiciones en extremo corrosivas, para este caso se requiere los 3 tipos de limpieza de la superficie estos son: manual, química y mecánica con un espesor de capa de pintura de 3 milésimas de pulgada que equivale a 76.2 micras.

Limpieza Manual

Este método utiliza herramientas manuales para eliminar impurezas, tales como: residuos de soldaduras, oxidación, pintura envejecida y otras incrustantes que puedan ser removidos con el solo esfuerzo humano.

Limpieza con Solventes

Está basado en la utilización de productos tales como: vapor de agua soluciones alcalinas, emulsiones jabonosas, detergentes y solventes orgánicos. Mediante este método son removidos la mayoría de los contaminantes como: grasa, aceite, polvo y sales solubles en el agente limpiador. La solución limpiadora es aplicada

suavemente, seguida de un lavado con agua natural y secado con equipo de vacío o simplemente utilizando aire seco.

Limpieza Mecánica

La limpieza mecánica, es un método que utiliza herramienta eléctrica o neumática, para eliminar impurezas tales como: residuos de soldadura oxidación, pintura envejecida y otros incrustantes que pueden ser removidos con estas herramientas. A través de este método, generalmente no es posible desprender completamente todas las incrustaciones.

Cantidad Requerida de Pintura.

Generalmente cuando necesitamos pintar una estructura metálica, debemos comprar 3 tipos de productos, un convertidor de óxido, un anticorrosivo y una pintura de terminación. Una pintura Triple Acción Metal de Sherwin Williams, para interior y exterior, la cual reúne estos 3 productos en uno sólo, ahorrando tiempo y dinero.

Teóricamente el rendimiento de esta pintura es de $40 \frac{m^2}{gl}$ de superficie con una película de 25.4 milésimas de milímetro de espesor, estando húmeda. El espesor seco se determina por el contenido sólido (no volátil) de la pintura, el cual nos indican la ficha técnica de la pintura. Si se usa dicho recubrimiento

tiene un porcentaje de sólidos del 48%, es decir que el régimen de extendido de la pintura será de $40 \times 0,48 = 19,2 m^2/gl$ con el mismo espesor de capa de pintura. El área total de la superficie a recubrir con pintura se lo obtiene mediante el programa SolidWorks 2016 o calculando las aéreas del listado de materiales y esta nos da un valor de $950,66 m^2$ y con 3 capas de pintura se necesita un total de:

$$\begin{aligned}Pintura &= \frac{950,66 m^2}{19,2 m^2/gl} = 49,52 gl \\Pintura &= 49,52 gl \times 3 Capas \\Pintura total &= 148,56 gl = 30 Canecas\end{aligned}$$

6. CONCLUSIONES

- El poco espacio habilitado en las ciudades para estacionar vehículos, genera que zonas específicas sufran de una congestión vehicular, y sumado a esto, se encuentra el crecimiento del parque automotor. En la actualidad hay una insuficiencia en el espacio destinado para el estacionamiento de vehículos, situación a la que no se encuentra alejada la universidad, puesto que, al ser una zona de difícil acceso, son pocas las rutas de transporte público que transitan por los cerros orientales en el sector de Monserrate.

Por tal razón, los estudiantes, administrativos y docentes, viven diariamente con problemas de movilidad hacia el centro de la ciudad, (ubicación actual de la sede de pregrados de la Fundación Universidad de América), sumado a esto, la larga jornada y la inseguridad que se presenta alrededor de la universidad, motiva a que la comunidad opte por emplear sus vehículos particulares.

La falta de espacios de parqueo en las instalaciones frente a la demanda que genera las situaciones nombradas con anterioridad, ha motivado a la universidad a implementar un sistema que permita optimizar los espacios disponibles, buscando mejorar la sensación de bienestar de la comunidad. Los directivos han decidido hacer una reestructuración de los parqueaderos, pero esta, es una solución a implementar en un periodo de veinte (20) años, así que, se ha buscado utilizar sistemas modulares y de bajo costo que permitan dar una solución próxima a la problemática. Por ello, se deciden implementar los sistemas de parqueo tipo carrusel vertical.

- De acuerdo al análisis realizado por medio del método QFD para la selección de alternativas, se obtiene que:
 - ✓ El sistema motriz ideal para la transmisión de potencia del parqueadero vertical tipo carrusel, es el sistema motriz dos (M.2.) ya que es un sistema cuyo rango de vida útil es mayor a diez (10) años, a su vez, se caracteriza por su mantenimiento práctico. El sistema de transmisión de la alternativa, evita la sobre tensión de la cadena y reduce las vibraciones puesto que su velocidad de rotación no supera los 0,27 m/s.
 - ✓ El perfil estructural ideal es el tipo W, puesto que este posee el valor más alto en el momento de inercia, el valor más bajo en el radio de giro, las cuales son propiedades geométricas que contribuyen para que la estructura pueda soportar las cargas a las que se somete; sumado a esto, su sección transversal permite una limpieza simple para evitar la corrosión, siendo esto

de suma importancia ya que el sistema está expuesto directamente al frío y la humedad de la zona.

- Gracias a la implementación del sistema de parqueo vertical tipo carrusel, se optimiza en un veinte por ciento (20%) la capacidad de estacionamiento en el parqueadero de estudiantes de la Fundación Universidad de América Sede Campus los Cerros, puesto que permite almacenar en sí dieciséis (16) vehículos, haciendo uso de un área superficial equivalente a la usada para aparcar dos (2) vehículos.
- El parqueo vertical tipo carrusel es una excelente opción para la optimización de espacios aéreos, sin embargo, el costo que este sistema demanda es tan elevado que solo empresas u organizaciones con ingresos sostenibles, serían ideales para realizar su debida inversión.
- Al seguir las instrucciones brindadas en los manuales de mantenimiento y montaje, se garantiza el correcto funcionamiento de cada uno de los subsistemas que componen al sistema de parqueo vertical tipo carrusel.
- El diseño estructural cumple con la normativa establecida por el Reglamento Colombiano Sismo Resistente NSR10; ya que el título F de esta norma, es la guía principal para el diseño y fabricación de estructuras metálicas en Colombia. Por otra parte, el diseño de detalle del sistema motriz se realizó en base a la patente estadounidense PCTKR2006 004841, donde se explica a detalle el funcionamiento del subsistema de transmisión de potencia, explicando las ventajas que este tiene frente a los demás diseños existentes.
- El adecuado uso y mantenimiento del sistema de control permite la sincronía de cada uno de los elementos, su correcto funcionamiento y garantiza la seguridad del sistema frente a cualquier irregularidad.
- Es necesario que la Fundación Universidad de América al momento de implementar e instalar el sistema de parqueo vertical tipo carrusel en sus instalaciones, adopte las medidas adecuadas para la preservación ambiental, siguiendo los sistemas de gestión ambiental regidos por las normas técnicas Colombianas ISO 14000 e ISO 14001.

7. RECOMENDACIONES

- Es necesario realizar un completo estudio de suelos para el reconocimiento de las características físicas del terreno, la composición de las capas, su profundidad y así determinar el tipo de cimentación adecuado para construir la obra.
- Es necesario contar con personal capacitado en la operación y seguridad del sistema de parqueo vertical tipo carrusel, puesto que así, la universidad contaría con la tranquilidad de que el sistema opera en óptimas condiciones
- Para el aprovechamiento total del sistema de parqueo vertical tipo carrusel, la implementación de un sistema completamente automatizado permitiría que la entrada y salida de vehículos fuese más rápida.
- En caso de que la universidad opte por cobrar el uso del parqueadero vertical tipo carrusel, se recomienda hacerlo con dos finalidades:
 - ✓ La primera es el recaudo para el mantenimiento del sistema por parte de los estudiantes, con la finalidad de proporcionar una disponibilidad continua del sistema y prolongar su vida útil.
 - ✓ La segunda, realizar un estudio financiero tomando como punto de partida la tarifa que la universidad proponga por el uso del sistema, y así, determinar en qué periodo de tiempo se logra la recuperación de la inversión.
- Se recomienda realizar las actividades de mantenimiento en días donde el flujo estudiantil sea bajo, como lo son los días sábados, así no se verá afectada la comunidad universitaria por la ausencia del sistema.

BIBLIOGRAFIA

AFGPARKING. [sitio web]. Argentina. [Consulta: 1 Diciembre 2018]. Disponible en: <https://afgparking.com/estacionamiento-vertical-360/>

A Vertical Rotary Parking System. Inventor: PARK DAL YOUNG. Int. Cl. E04H 6/14 (2006 01) B66B 9/10 (2006 01). Fecha de solicitud 16, Noviembre, 2006. Corea. WO 2008/060000 A1. 22, Mayo, 2008.

BEER, Ferdinand. y JOHNSTON, Rusell. Mecánica De Materiales. 3 ed. [s.l.]. : Mc Graw Hill, 2001. 50 p.

COMISION ASESORA PERMANENTE PARA EL REGIMEN DE CONSTRUCCIONES SISMO RESISTENTES. Reglamento colombiano de construcción sismo resistente. NSR – 10. Bogotá D.C. Título A – Estructuras metálicas. 2010.

COMISION ASESORA PERMANENTE PARA EL REGIMEN DE CONSTRUCCIONES SISMO RESISTENTES. Reglamento colombiano de construcción sismo resistente. NSR – 10. Bogotá D.C. Título B – Cargas. 2010.

COMISION ASESORA PERMANENTE PARA EL REGIMEN DE CONSTRUCCIONES SISMO RESISTENTES. Reglamento colombiano de construcción sismo resistente. NSR – 10. Bogotá D.C. Título F – Estructuras metálicas. 2010.

CREUS S. Antonio. Instrumentación Industrial. Generalidades. 8 ed. México: Alfaomega Grupo Editor S.A. 2011. 792 p. ISBN 978-607-707-042-9.

ENRIQUEZ, Gilberto. El ABC de la instrumentación de procesos industriales. 1 ed. México D.F. Editorial Limusa 2000. 292 p. ISBN 968-18-5885-9.

FRANCOR. Construcción Industrial. Instrumentación industrial. [Sitio web]. México D.F. [Consulta 25 Abril 2019]. Disponible en <http://francor.com.mx/instrumentacion-industrial/>.

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA, Guía metodológica para la elaboración de trabajos de grado y proyectos de investigación en pregrado. Bogotá. 2014. 97 p.

HIBBELER, Russel C. Engineering Mechanics Statics.10 ed. Estados Unidos. Pearson Education. 2004. 656 p. ISBN 0-13-141167-5

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS Y CERTIFICACIÓN, Compendio de normas para trabajos escritos NTC-1486-6166. Bogotá D.C.: El Instituto, 2018. ISBN 9789588585673 153 p.

INSTRUMATIC. [sitio web]. Colombia. [Consulta: 15 Agosto 2019]. Disponible en: <https://www.instrumatic.com.co/>

INTELLI PARKING. [sitio web]. Guatemala. [Consulta: 15 Diciembre 2018]. Disponible en: <http://www.intelli-parking.com/sistemas-automatizados>.

MCCORMAC, Jack C. y CSERNAK, Stephen F. Structural Steel Design: LRFD Method. 2 ed. Estados Unidos. John Wiley & Sons, Inc. 736 p. ISBN 0-06-501627-01.

MEIARASHI, S., ISHIDA, M. Improvement in the effect of drainage asphalt road surface on noise reduction. [en línea]. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S003682X95000358>

MOTT, Robert L. Diseño de elementos de máquinas. 2 ed. México D.F. Prentice Hall. ISBN 968 880 575 0.

RAMÍREZ, Alberto., DOMÍNGUEZ, Efraín. El ruido vehicular urbano: problemática agobiante de los países en vías de desarrollo Bogotá. [en línea]. 2011, 35 (137): 509 – 530. ISSN 0370-3908. Disponible en: http://www.scielo.org.co/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0370-39082011000400009

RR PARKON. [sitio web]. India. [Consulta: 4 Diciembre 2018]. Disponible en: <http://www.rrparkon.com>.

SMARTPARKING. [sitio web]. México. [Consulta: 22 Noviembre 2018]. Disponible en: http://www.mexparking.mx/smart_parking.html.

Smart parking assist system of vehicle and control method thereof. Inventor: THE BONG NOH YOSING-SI (KR) JAE SUK KIM, YOSING-SI (KR). Int. CLB62D15/02. Fecha de solicitud: 21, Marzo, 2013. Estados Unidos. US 2013/0289825 A1. 31, Octubre, 2013.

URBÁN, Pascual. Construcción de estructuras metálicas. 4 ed. España: Club Universitario 2009. 478 p. ISBN 978-84-8454-917-8

Virtual attendant system and parking management system. Inventor: MARTIN HERMAN WEIK, III, STANARDSVILLE, VA (US); DAVID FIELDS, ALEXANDRIA, VA (US); GARY ALTENBERG, BUFFALO, MN (US). Int. Cl. G07B 5/02 (2011.01), G06O 10/00 (2012.01), G06O20/00 (2012.01). Fecha de solicitud 29, Agosto, 2012. Estados Unidos. US 8831970 B2. 9, Septiembre, 2014.

ANEXOS

ANEXO A.
PLANOS

Consultar cd room

ANEXO B

Tablas de materiales

Tabla 22. Límite elástico y tensión de rotura

Clasificación de los aceros, según ASTM	Límite elástico		Tensión de rotura	
	Ksi	MPa	Ksi	Mpa
ASTM A36	36	250	58-80	400-550
ASTM A53 Grado B	35	240	>60	>415
ASTM A106 Grado B	35	240	>60	>415
ASTM A131 Gr A, B, CS, D, DS, E	34	235	58-71	400-490
ASTM A139 Grado B	35	240	>60	>415
ASTM A381 Grado Y35	35	240	>60	>415
ASTM A500 Grado A	33	228	>45	>310
Grado B	42	290	>58	>400
ASTM A501	36	250	>58	>400
ASTM A516 Grado 55	30	205	55-75	380-515
Grado 60	32	220	60-80	415-550
ASTM A524 Grado I	35	240	60-85	415-586
Grado II	30	205	55-80	380-550
ASTM A529	42	290	60-85	415-550
ASTM A570 Grado 30	30	205	>49	>340
Grado 33	33	230	>52	>360
Grado 36	36	250	>53	>365
Grado 40	40	275	>55	>380
Grado 45	45	310	>60	>415
Grado 50	50	345	>65	>450
ASTM A709 Grado 36	36	250	58-80	400-550
API 5L Grado B	35	240	60	415
Grado X42	42	290	60	415

Fuente. Inge mecánica. Disponible en <https://www.ingemecanica.com/aceros/aceros01.html>

Tabla 23. Propiedades mecánicas de algunos aceros al carbono

Número SAE/AISI	Estado	Limite elástico a la tensión (convencional al 2%)		Resistencia máxima a la tensión		Elongación en 2 in %	Dureza Brinell -HB
		kpsi	MPa	kpsi	MPa		
1010	laminado en caliente	26	179	47	324	28	95
	laminado en frío	44	303	53	365	20	105
1020	laminado en caliente	30	207	55	379	25	111
	laminado en frío	57	393	68	469	15	131
1030	laminado en caliente	38	259	68	469	20	137
	normalizado @ 1 650°F	50	345	75	517	32	149
	laminado en caliente	64	441	76	524	12	149
	templado y revenido @ 1 000°F	75	517	97	669	28	255
	templado y revenido @ 800°F	84	579	106	731	23	302
	templado y revenido @ 400°F	94	648	123	848	17	495
1035	laminado en caliente	40	276	72	496	18	143
	laminado en frío	67	462	80	552	12	163
1040	laminado en caliente	42	290	76	524	18	149
	normalizado @ 1 650°F	54	372	86	593	28	170
	laminado en frío	71	490	85	586	12	170
	templado y revenido @ 1 200°F	63	434	92	634	29	192
	templado y revenido @ 800°F	80	552	110	758	21	241
	templado y revenido @ 400°F	86	593	113	779	19	262
1045	laminado en caliente	45	310	82	565	16	163
	laminado en frío	77	531	91	627	12	179
1050	laminado en caliente	50	345	90	621	15	179
	normalizado @ 1 650°F	62	427	108	745	20	217
	laminado en frío	84	579	100	689	10	197
	templado y revenido @ 1 200°F	78	538	104	717	28	235
	templado y revenido @ 800°F	115	793	158	1 089	13	444
	templado y revenido @ 400°F	117	807	163	1 124	9	514
1060	laminado en caliente	54	372	98	676	12	200
	normalizado @ 1 650°F	61	421	112	772	18	229
	templado y revenido @ 1 200°F	76	524	116	800	23	229
	templado y revenido @ 1 000°F	97	669	140	965	17	277
	templado y revenido @ 800°F	111	765	156	1 076	14	311
1095	laminado en caliente	66	455	120	827	10	248
	normalizado @ 1 650°F	72	496	147	1 014	9	13
	templado y revenido @ 1 200°F	80	552	130	896	21	269
	templado y revenido @ 800°F	112	772	176	1 213	12	363
	templado y revenido @ 600°F	118	814	183	1 262	10	375

Fuente. Inge mecánica. Disponible en <https://www.ingemecanica.com/aceros/aceros01.html>

Tabla 24. Propiedades mecánicas de algunos aceros de aleación y para herramienta

Número SAE/AISI	Estado	Límite elástico a la tensión (convencional al 2%)		Resistencia máxima a la tensión		Elongación en 2 in %	Dureza Brinell o Rockwell
		kpsi	MPa	kpsi	MPa		
1340	recocido	63	434	102	703	25	204HB
	templado y revenido	109	752	125	862	21	250HB
4027	recocido	47	324	75	517	30	150HB
	templado y revenido	113	779	132	910	12	264HB
4130	recocido @ 1 450°F	52	359	81	558	28	156HB
	normalizado @ 1 650°F	63	434	97	669	25	197HB
	templado y revenido @ 1 200°F	102	703	118	814	22	245HB
	templado y revenido @ 800°F	173	1 193	186	1 282	13	380HB
	templado y revenido @ 400°F	212	1 462	236	1 627	10	41HB
4140	recocido @ 1 450°F	61	421	95	655	26	197HB
	normalizado @ 1 650°F	95	655	148	1 020	18	302HB
	templado y revenido @ 1 200°F	95	655	110	758	22	230HB
	templado y revenido @ 800°F	165	1 138	181	1 248	13	370HB
	templado y revenido @ 400°F	238	1 641	257	1 772	8	510HB
4340	templado y revenido @ 1 200°F	124	855	140	965	19	280HB
	templado y revenido @ 1 000°F	156	1 076	170	1 172	13	360HB
	templado y revenido @ 800°F	198	1 365	213	1 469	10	430HB
	templado y revenido @ 600°F	230	1 586	250	1 724	10	486HB
6150	recocido	59	407	96	662	23	192HB
	templado y revenido	148	1 020	157	1 082	16	314HB
8740	recocido	60	414	95	655	25	190HB
	templado y revenido	133	917	144	993	18	288HB
H-11	recocido @ 1 600°F	53	365	100	689	25	96HRB
	templado y revenido @ 1 000°F	250	1 724	295	2 034	9	55HRC
L-2	recocido @ 1 425°F	74	510	103	710	25	96HRB
	templado y revenido @ 400°F	260	1 793	290	1 999	5	54HRC
L-6	recocido @ 1 425°F	55	379	95	655	25	93HRB
	templado y revenido @ 1 600°F	260	1 793	290	1 999	4	54HRC
P-20	recocido @ 1 425°F	75	517	100	689	17	97HRB
	templado y revenido @ 400°F	205	1 413	270	1 862	10	52HRC
S-1	recocido @ 1 475°F	60	414	100	689	24	96HRB
	templado y revenido @ 400°F	275	1 896	300	2 068	4	57HRC
S-5	recocido @ 1 450°F	64	441	105	724	25	96HRB
	templado y revenido @ 400°F	280	1 931	340	2 344	5	59HRC
S-7	recocido @ 1 525°F	55	379	93	641	25	95HRB
	templado y revenido @ 400°F	210	1 448	315	2 172	7	58HRC
A-8	recocido @ 1 550°F	65	448	103	710	24	97HRB
	templado y revenido @ 1050°F	225	1 551	265	1 827	9	52HRC

Fuente. Inge mecánica. Disponible en <https://www.ingemecanica.com/aceros/aceros01.html>