



**FACULTAD DE INGENIERÍAS Y CIENCIAS APLICADAS**

**Trabajo de fin de Carrera titulado:**

Diseño en concepto de plataforma elevadora hidráulica semiautomática para camión  
HINO GH con capacidad de 800 kilogramos.

**Realizado por:**

William Fernando Vergara Espinosa

**Director del proyecto:**

PhD. Edilberto Antonio Llanes

**Como requisito para la obtención del título de:**

**INGENIERO MECÁNICO**

QUITO, 27 marzo del 2024

## DECLARACIÓN JURAMENTADA

Yo, William Fernando Vergara Espinosa, ecuatoriano, con Cédula de ciudadanía N° 1726103912, declaro bajo juramento que el trabajo aquí desarrollado es de mi autoría, que no ha sido presentado anteriormente para ningún grado o calificación profesional, y se basa en las referencias bibliográficas descritas en este documento.

A través de esta declaración, cedo los derechos de propiedad intelectual a la

UNIVERSIDAD INTERNACIONAL SEK, según lo establecido en la Ley de Propiedad Intelectual, reglamento y normativa institucional vigente.




-----  
William Fernando Vergara Espinosa

C.I.: 1726103912

## DECLARACIÓN DEL DIRECTOR DE TESIS

Declaro haber dirigido este trabajo a través de reuniones periódicas con el estudiante, orientando sus conocimientos y competencias para un eficiente desarrollo del tema escogido y dando cumplimiento a todas las disposiciones vigentes que regulan los Trabajos de Titulación.



---

1757137037

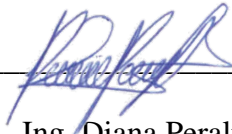
PhD Edilberto Antonio Llanes

**LOS PROFESORES INFORMANTES:**


Ing. Diana Peralta

Ing. Jaime Molina

Después de revisar el trabajo presentado lo han calificado como apto para su defensa oral ante el tribunal examinador.



Ing. Diana Peralta



Ing. Jaime Molina

Quito, 27 de marzo del 2024

## DECLARACIÓN DE AUTORÍA DEL ESTUDIANTE

Declaro que este trabajo es original, de mi autoría, que se han citado las fuentes correspondientes y que en su ejecución se respetaron las disposiciones legales que protegen los derechos de autor vigentes.



---

William Fernando Vergara Espinosa

C.I.: 1726103912

## Contenido

<b>DECLARACIÓN JURAMENTADA .....</b>	<b>2</b>
<b>DECLARACIÓN DE AUTORÍA DEL ESTUDIANTE .....</b>	<b>5</b>
<b>AGRADECIMIENTO .....</b>	<b>10</b>
<b>INTRODUCCIÓN.....</b>	<b>19</b>
ANTECEDENTES .....	21
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA .....	22
<b>JUSTIFICACIÓN .....</b>	<b>25</b>
OBJETIVO GENERAL.....	25
OBJETIVOS ESPECÍFICOS .....	26
HIPÓTESIS .....	26
<b>ESTADO DEL ARTE .....</b>	<b>27</b>
VEHÍCULOS DE CARGA .....	27
<i>Modelo Camión 2735 (FM2PR7A)</i> .....	28
<i>Modelo Camión HINO GH</i> .....	29
<i>Aplicaciones de un vehículo de carga</i> .....	30
DISEÑO MECÁNICO .....	31
Materiales .....	31
AISI 1020 Rolado en Frío .....	32
Aluminio ASTM A1060 H18 .....	33
DIMENSIONAMIENTO DE EJES .....	34
Diagrama de cuerpo libre .....	34
Apoyos .....	35
Apoyo simple o articulado móvil .....	35
Empotramiento .....	35
Momento flector máximo .....	36
Teoría de fallas Estática .....	36
Tensión de Von Mises .....	37
Falla por fatiga en el análisis y el diseño .....	39
Límite de resistencia a la fatiga .....	39
Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga .....	40
<i>ka</i> (Factor de modificación de condición superficial) .....	40
<i>kb</i> (Factor de modificación de tamaño) .....	41
<i>kc</i> (Factor de carga) .....	43
<i>kd</i> (Factor de temperatura) .....	43
<i>ke</i> (Factor de confiabilidad) .....	44
<i>kf</i> (Factor de efectos varios) .....	45
Esfuerzos Fluctuantes .....	45
Factor de seguridad dinámico .....	46
MÉTODO GRÁFICO PARA EL ANÁLISIS DE POSICIONES .....	46
SIMULACIÓN DE RESISTENCIA MECÁNICA .....	47
DISEÑO SISTEMA HIDRÁULICO .....	48
Leyes de Hidráulica .....	49
Ley de Pascal .....	49
SISTEMA ELÉCTRICO .....	49

SIMULACIÓN DEL SISTEMA ELECTROHIDRÁULICO .....	49
MODIFICACIÓN DEL CAMIÓN .....	50
<i>Distribución sobre ejes</i> .....	50
MANIPULACIÓN DE CARGAS EN TRABAJADORES.....	51
<i>Plataforma elevadora</i> .....	52
<i>Grúa AUTO – CARGANTE</i> .....	52
ESTUDIO DE MERCADO .....	53
<b>METODOLOGÍA .....</b>	<b>55</b>
DIAGRAMA DE FLUJO METODOLOGÍA .....	55
SELECCIÓN DE CAMIÓN PARA EL DISEÑO .....	56
<i>Datos Técnicos del camión</i> .....	57
DISEÑO CONCEPTUAL .....	58
DISEÑO DE PLATAFORMA .....	60
DISEÑO CONCEPTUAL PLATAFORMA .....	62
SELECCIÓN DE MATERIAL Y ANÁLISIS DE PESOS SECCIÓN CARGA .....	64
SIMULACIÓN DE RESISTENCIA MECÁNICA .....	65
<i>Parámetros generales de simulación</i> .....	66
SIMULACIÓN ZONA DE CARGA.....	68
<i>Sujeción y fuerza</i> .....	68
DISEÑO CONCEPTUAL SECCIÓN RAMPA.....	69
SELECCIÓN DE MATERIAL Y ANÁLISIS DE PESOS SECCIÓN CARGA .....	70
SIMULACIÓN ZONA ABATIBLE O RAMPA .....	70
<i>Sujeción y fuerza</i> .....	71
ANÁLISIS DE POSICIÓN SECCIÓN ABATIBLE .....	71
DIMENSIONAMIENTO DE EJES .....	73
ESQUEMA Y ENUMERACIÓN DE EJES DE LA PLATAFORMA .....	77
DISEÑO SECCIÓN ABATIBLE.....	78
<i>Dimensionamiento eje 1 y 2</i> .....	79
ANÁLISIS DE POSICIÓN DEL MECANISMO .....	81
<i>Análisis de posición eslabón uno</i> .....	82
<i>Análisis de posición eslabón 2 y 3</i> .....	84
ANÁLISIS DE LA PLATAFORMA EN GENERAL .....	88
<i>Dimensionamiento eje 3</i> .....	88
<i>Dimensionamiento eje 4</i> .....	91
RESORTE DE TORSIÓN PARA EJE 4.....	92
<i>Diseño estático del resorte</i> .....	92
SISTEMA DE ANCLAJE.....	94
<i>Tubo de anclaje</i> .....	94
<i>Placas de anclaje</i> .....	95
<i>Diseño conceptual sistema de anclaje</i> .....	95
<i>Simulación sistema de anclaje</i> .....	96
ENSAMBLE DE MECANISMO .....	97
<i>Simulación total</i> .....	97
DISTRIBUCIÓN DE CARGAS.....	98
<i>Peso en eje trasero Furgón</i> .....	99
<i>Carga Máxima Permitida en el eje trasero</i> .....	99
<i>Peso en eje delantero del furgón</i> .....	100
<i>Carga Máxima Permitida en el eje delantero</i> .....	100
<i>Carga Máxima Permitida en el camión</i> .....	101

DISEÑO DEL SISTEMA ELECTROHIDRÁULICO.....	102
<i>Esquema sistema electrohidráulico.....</i>	102
<i>Fuerza de empuje.....</i>	105
<i>Fuerza de Tracción.....</i>	106
<i>Carrera del cilindro.....</i>	107
<i>Configuración del cilindro.....</i>	107
<i>Selección bomba hidráulica.....</i>	109
<i>Velocidad de desplazamiento del cilindro.....</i>	109
<i>Caudal de la bomba.....</i>	109
SELECCIÓN DE LA MANGUERA HIDRÁULICA.....	110
SISTEMA ELECTROHIDRÁULICO.....	110
<i>Fuente 24 voltios.....</i>	111
<i>Pulsadores.....</i>	111
<i>Solenoides de válvula.....</i>	111
<i>Relé.....</i>	111
<i>Interruptor.....</i>	111
ANÁLISIS DE COSTOS.....	112
<i>Materia Prima.....</i>	112
<i>Elementos Normalizados.....</i>	113
<i>Costo de maquinado.....</i>	113
<i>Costo de ensamble.....</i>	114
<i>Costos Indirectos.....</i>	114
<i>Costos varios.....</i>	115
COSTOS DE SISTEMAS DE ELEVACIÓN.....	115
<b>RESULTADOS.....</b>	<b>116</b>
RESULTADO ZONA CARGA.....	116
<i>Simulación diseño 1.....</i>	116
<i>Simulación diseño 2.....</i>	120
<i>Simulación diseño 3.....</i>	124
<i>Selección de diseño y análisis.....</i>	127
<i>Sección Rampa.....</i>	129
<i>Simulación diseño 1 zona rampa.....</i>	129
<i>Simulación diseño 2 zona rampa.....</i>	133
<i>Selección de diseño y análisis.....</i>	137
DISEÑO PLATAFORMA ABATIBLE.....	139
<i>Análisis de fuerzas sección abatible.....</i>	139
<i>Dimensionamiento eje 1.....</i>	139
<i>Cálculo Teoría de fallas estático.....</i>	139
<i>Teoría de fallas dinámico del eje 1.....</i>	141
<i>Simulación eje 1.....</i>	141
RESULTADO DEL ANÁLISIS DE POSICIONES DE LA SECCIÓN ABATIBLE.....	143
RESULTADO ANÁLISIS DE POSICIÓN LEVANTAMIENTO.....	146
ANÁLISIS DE EJES.....	151
<i>Validación eje 3.....</i>	151
<i>Validación eje 4.....</i>	155
RESULTADO GENERAL DE DIMENSIONAMIENTO DE EJES.....	159
RESULTADO RESORTE DE TORSIÓN.....	160
ENSAMBLE DE MECANISMO.....	162
<i>Resorte de torsión.....</i>	162



<i>Pasadores de seguridad</i> .....	163
RESULTADO SIMULACIÓN TOTAL .....	164
RESUMEN DE RESISTENCIA TOTAL DEL SISTEMA.....	171
RESULTADO SISTEMA HIDRÁULICO .....	173
SELECCIÓN DE CILINDRO .....	174
<i>Extensión del cilindro</i> .....	177
<i>Comprobación del vástago</i> .....	178
BOMBA HIDRÁULICA .....	178
RESULTADO SISTEMA ELÉCTRICO .....	179
<i>Selección de PowerPack</i> .....	180
DISTRIBUCIÓN DE CARGAS EN LOS EJES .....	181
RESULTADO ANÁLISIS DE COSTO .....	182
<i>Costo total del sistema</i> .....	182
<b>ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS.....</b>	<b>184</b>
<b>RECOMENDACIONES .....</b>	<b>188</b>
<b>LISTA DE REFERENCIA.....</b>	<b>190</b>

## Índice de tablas

TABLA 1	LÍMITES DE CARGA .....	23
TABLA 2	TABLA PROPIEDADES ASTM A36 .....	32
TABLA 3	TABLA DE PROPIEDADES AISI 1020 .....	33
TABLA 4	PROPIEDADES DEL ALUMINIO.....	34
TABLA 5	<i>PROPIEDAD</i> .....	34
TABLA 6	CLASIFICACIÓN TEORÍA DE FALLAS.....	37
TABLA 7	EMPRESAS CON SISTEMA DE ELEVACIÓN.....	54
TABLA 8	PESOS Y CAPACIDADES HINO GH .....	57
TABLA 9	MEDIDAS FURGÓN .....	60
TABLA 10	PARÁMETROS FACTOR DE SEGURIDAD .....	74
TABLA 11	TABLA PROPIEDADES MECÁNICAS DE TUBO .....	95
TABLA 12	DETALLES TÉCNICOS DEL CILINDRO .....	106
TABLA 13	ANÁLISIS DE COSTO POR PESO DE MATERIA PRIMA.....	112
TABLA 14	ANÁLISIS DE PRECIO .....	113
TABLA 15	ANÁLISIS DE PRECIO DE MANO DE OBRA .....	114
TABLA 16	ANÁLISIS DE COSTO DE CONSUMIBLES .....	114
TABLA 17	SIMULACIÓN DE ZONA CARGA.....	116
TABLA 18	RESULTADO SIMULACIÓN ZONA DE CARGA FACTOR DE SEGURIDAD ACERO .....	118
TABLA 19	RESULTADO SIMULACIÓN ZONA DE CARGA FACTOR DE SEGURIDAD ALUMINIO .....	119
TABLA 20	RESULTADO SIMULACIÓN ZONA DE CARGA FACTOR DE SEGURIDAD ALUMINIO .....	120
TABLA 21	RESULTADO SIMULACIÓN ZONA DE CARGA FACTOR DE SEGURIDAD ACERO .....	122
TABLA 22	RESULTADO SIMULACIÓN ZONA DE CARGA FACTOR DE SEGURIDAD ALUMINIO .....	123
TABLA 23	RESULTADO SIMULACIÓN ZONA DE CARGA FACTOR DE SEGURIDAD ALUMINIO .....	124
TABLA 24	RESULTADO SIMULACIÓN ZONA DE CARGA FACTOR DE SEGURIDAD ACERO .....	126
TABLA 25	RESULTADO SIMULACIÓN ZONA DE CARGA FACTOR DE SEGURIDAD ALUMINIO .....	127
TABLA 26	RESULTADO PESO ZONA DE CARGA .....	128
TABLA 27	RESULTADO SIMULACIÓN ZONA RAMPA VON MISES.....	130
TABLA 28	RESULTADO SIMULACIÓN ZONA DE CARGA FACTOR DE SEGURIDAD ACERO .....	131
TABLA 29	RESULTADO SIMULACIÓN ZONA DE CARGA FACTOR DE SEGURIDAD ALUMINIO .....	132
TABLA 30	RESULTADO SIMULACIÓN ZONA DE CARGA FACTOR DE SEGURIDAD ALUMINIO .....	133
TABLA 31	RESULTADO SIMULACIÓN ZONA DE CARGA FACTOR DE SEGURIDAD ACERO .....	135
TABLA 32	RESULTADO SIMULACIÓN ZONA DE CARGA FACTOR DE SEGURIDAD ALUMINIO .....	136
TABLA 33	RESULTADO PESO ZONA DE CARGA .....	138

TABLA 34	RESULTADO D.C.L SECCIÓN ABATIBLE.....	140
TABLA 35	RESOLUCIÓN CÁLCULO DINÁMICO DEL EJE 1.....	141
TABLA 36	RESULTADO SIMULACIÓN ZONA DE CARGA FACTOR DE SEGURIDAD ALUMINIO .....	142
TABLA 37	RESULTADO SIMULACIÓN ZONA DE CARGA FACTOR DE SEGURIDAD ALUMINIO .....	142
TABLA 38	RESULTADOS DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE Y TEORÍA DE FALLAS ESTÁTICA .....	152
TABLA 39	RESOLUCIÓN CÁLCULO DINÁMICO DEL EJE 3.....	153
TABLA 40	RESULTADO SIMULACIÓN ZONA DE CARGA FACTOR DE SEGURIDAD ALUMINIO .....	153
TABLA 41	RESULTADO SIMULACIÓN FACTOR DE SEGURIDAD EJE 3 .....	154
TABLA 42	.....	156
	RESULTADOS DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE Y TEORÍA DE FALLAS ESTÁTICA .....	156
TABLA 43	RESOLUCIÓN CÁLCULO DINÁMICO DEL EJE 4.....	156
TABLA 44	RESULTADO ESFUERZO VON MISES EJE 4.....	157
TABLA 45	RESULTADO SIMULACIÓN EJE 4 FACTOR DE SEGURIDAD .....	158
TABLA 46	COMPARACIÓN TENSIÓN VON MISSES .....	160
TABLA 47	RESULTADOS RESORTE DE TORSIÓN .....	162
TABLA 48	RESULTADO TENSIÓN VON MISES ENSAMBLE COMPLETO.....	164
TABLA 49	RESULTADO FACTOR DE SEGURIDAD ESTRUCTURA .....	168
TABLA 50	RESULTADO FACTOR DE SEGURIDAD EJE .....	169
TABLA 51	RESULTADO FACTOR DE SEGURIDAD ALUMINIO.....	171
TABLA 52	CARACTERÍSTICAS DEL CILINDRO SEGÚN EL MODELO.....	176
TABLA 53	COMPROBACIÓN DEL VÁSTAGO .....	178
TABLA 54	ESPECIFICACIONES BOMBA .....	179
TABLA 55	RESUMEN DISTRIBUCIÓN DE CARGA .....	181
TABLA 56	RESUMEN DE COSTOS .....	182

## Índice de figuras

FIGURA 1	<i>VENTAS POR MARCA DE VEHÍCULOS COMERCIALES</i> .....	20
FIGURA 2	<i>CAMIÓN 27735 (FM2PR7A)</i> .....	28
FIGURA 3	<i>CAMIÓN HINO GH</i> .....	29
FIGURA 4	<i>ACABADO DEL MATERIAL ASTM A36</i> .....	31
FIGURA 5	<i>ACABADO DEL MATERIAL AISI 1020</i> .....	32
FIGURA 6	<i>ACABADO DEL MATERIAL</i> .....	34
FIGURA 7	<i>APOYO SIMPLE</i> .....	35
FIGURA 8	<i>DIAGRAMA DE EMPOTRAMIENTO</i> .....	36
FIGURA 9	<i>PARÁMETROS DE LIMITE A LA RESISTENCIA DE LOS ELEMENTOS</i> .....	40
FIGURA 10	<i>PARÁMETROS DE FACTOR DE MODIFICACIÓN DE CONDICIÓN SUPERFICIAL</i> .....	41
FIGURA 11	<i>PARÁMETROS FACTOR DE TAMAÑO</i> .....	42
FIGURA 12	<i>FACTOR PARA EJE NO ROTATIVO</i> .....	42
FIGURA 13	<i>PARÁMETROS FACTOR DE CARGA</i> .....	43
FIGURA 14	<i>PARÁMETROS FACTOR DE TEMPERATURA</i> .....	43
FIGURA 15	<i>FACTOR DE CONFIABILIDAD</i> .....	44
FIGURA 16	<i>CÁLCULO DE CARRO CERÍA</i> .....	51
FIGURA 17	<i>PLATAFORMA ELEVADORA</i> .....	52
FIGURA 18	<i>GRÚA AUTO CARGANTE</i> .....	53
FIGURA 19	<i>DIAGRAMA DE FLUJO</i> .....	56
FIGURA 20	<i>CAMIÓN HINO GH VISTA SUPERIOR</i> .....	58
FIGURA 21	<i>CAMIÓN HINO GH</i> .....	58
FIGURA 22	<i>VISTA GENERAL CAMIÓN HINO 500 GH CON FURGÓN DE CARGA SECA</i> .....	59
FIGURA 23	<i>MEDIDAS DE FURGÓN</i> .....	60
FIGURA 24	<i>MEDIDAS GENERALES PLATAFORMA</i> .....	61
FIGURA 25	<i>PLATAFORMA DIMENSIONES INICIALES VISTA SUPERIOR</i> .....	62
FIGURA 26	<i>SECCIÓN CARGA RENDER DISEÑO 1</i> .....	63
FIGURA 27	<i>SECCIÓN CARGA RENDER DISEÑO 2</i> .....	64
FIGURA 28	<i>SECCIÓN CARGA RENDER DISEÑO 3</i> .....	64
FIGURA 29	<i>PROPIEDADES ACERO SIMSOLID</i> .....	67
FIGURA 30	<i>PROPIEDADES 6061 T4 SIMSOLID</i> .....	67
FIGURA 31	<i>SUJECIÓN ZONA DE CARGA</i> .....	68
FIGURA 32	<i>RENDER SECCIÓN RAMPA</i> .....	69

FIGURA 33	<i>RENDER SECCIÓN RAMPA</i> .....	70
FIGURA 34	<i>SUJECIÓN Y FUERZAS ZONA RAMPA</i> .....	71
FIGURA 35	<i>POSICIÓN 1 SECCIÓN ABATIBLE</i> .....	72
FIGURA 36	<i>POSICIÓN 2 SECCIÓN ABATIBLE</i> .....	72
FIGURA 37	<i>TRAYECTO BISAGRA</i> .....	73
FIGURA 38	<i>DIAGRAMA DE FLUJO DEL DISEÑO</i> .....	76
FIGURA 39	<i>ENUMERACIÓN DE EJES</i> .....	78
FIGURA 40	<i>D.C.L DE LA SECCIÓN ABATIBLE</i> .....	79
FIGURA 41	<i>DETALLE EJE BISAGRA</i> .....	80
FIGURA 42	<i>SUJECIÓN Y CARGA EJE 1</i> .....	81
FIGURA 43	<i>PARÁMETROS INICIALES PARA EL ANÁLISIS DE POSICIONES</i> .....	82
FIGURA 44	<i>POSICIONES MÁXIMAS Y MÍNIMAS</i> .....	83
FIGURA 45	<i>DETALLE DE MOVIMIENTO ESLABÓN 1</i> .....	83
FIGURA 46	<i>DISEÑO ESLABÓN UNO</i> .....	84
FIGURA 47	<i>TRAZADO ESLABÓN 2 Y 3</i> .....	85
FIGURA 48	<i>ANÁLISIS DE MOVIMIENTO ESLABÓN 2 Y 3</i> .....	86
FIGURA 49	<i>MECANISMO COMPLETO POSICIÓN MÍNIMA</i> .....	87
FIGURA 50	<i>MECANISMO POSICIÓN 2</i> .....	87
FIGURA 51	<i>D.C.L PLATAFORMA GENERAL</i> .....	88
FIGURA 52	<i>POSICIÓN EJE 3</i> .....	89
FIGURA 53	<i>CARGA Y SUJECIÓN ESLABÓN 3</i> .....	90
FIGURA 54	<i>EJE 4 POSICIÓN</i> .....	91
FIGURA 55	<i>CARGA Y SUJECIÓN ESLABÓN 4</i> .....	92
FIGURA 56	<i>SISTEMA DE ANCLAJE</i> .....	96
FIGURA 57	<i>SUJECIÓN Y CARGA DEL SISTEMA</i> .....	96
FIGURA 58	<i>SUJECIÓN PLATAFORMA ENSAMBLE</i> .....	97
FIGURA 59	<i>D.C.L DEL CAMIÓN</i> .....	98
FIGURA 60	<i>CILINDRO DOBLE EFECTO</i> .....	102
FIGURA 61	<i>CONFIGURACIÓN VÁLVULA 4 VÍAS</i> .....	103
FIGURA 62	<i>VÁLVULA ESTRANGULADORA</i> .....	103
FIGURA 63	<i>D.C.L DEL CILINDRO</i> .....	104
FIGURA 64	<i>D.C.L PLATAFORMA</i> .....	105
FIGURA 65	<i>COMPROBACIÓN DEL VÁSTAGO</i> .....	108
FIGURA 66	<i>DATOS TÉCNICOS MANGUERA HIDRÁULICA</i> .....	110

FIGURA 67	RESULTADO TENSIONES SECCIÓN CARGA .....	116
FIGURA 68	ANÁLISIS DE PUNTO MÁXIMO DE TENSIÓN.....	117
FIGURA 69	RESULTADO SIMULACIÓN FACTOR DE SEGURIDAD SECCIÓN DE CARGA ACERO .....	118
FIGURA 70	RESULTADO FACTOR DE SEGURIDAD SECCIÓN DE CARGA ALUMINIO .....	119
FIGURA 71	RESULTADO TENSIONES SECCIÓN CARGA .....	120
FIGURA 72	ANÁLISIS DE PUNTO MÁXIMO DE TENSIÓN.....	121
FIGURA 73	RESULTADO SIMULACIÓN FACTOR DE SEGURIDAD SECCIÓN DE CARGA ACERO .....	122
FIGURA 74	RESULTADO FACTOR DE SEGURIDAD SECCIÓN DE CARGA ALUMINIO .....	123
FIGURA 75	RESULTADO TENSIONES SECCIÓN CARGA .....	124
FIGURA 76	ANÁLISIS DE PUNTO MÁXIMO DE TENSIÓN.....	125
FIGURA 77	RESULTADO SIMULACIÓN FACTOR DE SEGURIDAD SECCIÓN DE CARGA ACERO .....	126
FIGURA 78	RESULTADO FACTOR DE SEGURIDAD SECCIÓN DE CARGA ALUMINIO .....	127
FIGURA 79	DISEÑO FINAL RENDER .....	128
FIGURA 80	DESPIECE ZONA DE CARGA .....	129
FIGURA 81	RESULTADO DE TENSION VON MISES ZONA RAMPA DISEÑO 1 .....	130
FIGURA 82	SECCIÓN CRITICA EN TENSIÓN .....	131
FIGURA 83	RESULTADO SIMULACIÓN FACTOR DE SEGURIDAD SECCIÓN DE CARGA ACERO .....	132
FIGURA 84	RESULTADO FACTOR DE SEGURIDAD SECCIÓN DE CARGA ALUMINIO .....	133
FIGURA 85	RESULTADO DE TENSION VON MISES ZONA RAMPA DISEÑO 2 .....	134
FIGURA 86	SECCIÓN CRITICA EN TENSIÓN .....	135
FIGURA 87	RESULTADO SIMULACIÓN FACTOR DE SEGURIDAD SECCIÓN DE CARGA ACERO DISEÑO 2 .....	136
FIGURA 88	RESULTADO FACTOR DE SEGURIDAD SECCIÓN DE CARGA ALUMINIO .....	137
FIGURA 89	SECCIÓN EJE 1.....	138
FIGURA 90	DESPIECE SECCIÓN RAMPA .....	139
FIGURA 91	D.L.C EJE 1 .....	140
FIGURA 92	SECCIÓN EJE 1.....	141
FIGURA 93	RESULTADO DE TENSION VON MISES ZONA RAMPA DISEÑO 2 .....	142
FIGURA 94	SIMULACIÓN FACTOR DE SEGURIDAD POR ELEMENTO AISLADO .....	143
FIGURA 95	DETALLE BISAGRA.....	144
FIGURA 96	POSICIÓN BISAGRA UNO.....	144
FIGURA 97	POSICIÓN BISAGRA DOS.....	145
FIGURA 98	RENDER PLATAFORMA .....	145
FIGURA 99	RENDER PLATAFORMA RECOGIDA .....	146
FIGURA 100	RESULTADO POSICIÓN ESLABÓN 1 .....	147

FIGURA 101	<i>RESULTADO POSICIÓN ESLABÓN 2</i> .....	147
FIGURA 102	<i>RESULTADO POSICIÓN ESLABÓN 3</i> .....	148
FIGURA 103	<i>RENDER PLATAFORMA POSICIÓN 1</i> .....	148
FIGURA 104	<i>RENDER PLATAFORMA POSICIÓN 2</i> .....	149
FIGURA 105	<i>POSICIÓN UNO ALMACENAMIENTO</i> .....	149
FIGURA 106	<i>POSICIÓN DOS ALMACENAMIENTOS</i> .....	150
FIGURA 107	<i>POSICIÓN TRES ALMACENAMIENTOS</i> .....	150
FIGURA 108	<i>D.C.L EJE 3</i> .....	151
FIGURA 109	<i>SECCIÓN EJE 3</i> .....	152
FIGURA 110	<i>RESULTADO DE TENSION VON MISES EJE 3</i> .....	154
FIGURA 111	<i>SIMULACIÓN FACTOR DE SEGURIDAD EJE 3</i> .....	154
FIGURA 112	<i>D.C.L EJE 4</i> .....	155
FIGURA 113	<i>SECCIÓN EJE 4</i> .....	156
FIGURA 114	<i>RESULTADO DE TENSION VON MISES EJE 4</i> .....	158
FIGURA 115	<i>SIMULACIÓN FACTOR DE SEGURIDAD EJE 4</i> .....	159
FIGURA 116	<i>RESORTE DE TORSION</i> .....	161
FIGURA 117	<i>DIAGRAMA DE RESORTE A TORSIÓN</i> .....	161
FIGURA 118	<i>UBICACIÓN RESORTE EN EJE</i> .....	163
FIGURA 119	<i>PASADOR DE SEGURIDAD</i> .....	163
FIGURA 120	<i>RESULTADO TENSION VON MISSES SISTEMA</i> .....	165
FIGURA 121	<i>TENSION ESLABÓN 3</i> .....	165
FIGURA 122	<i>TENSION INTERNA</i> .....	166
FIGURA 123	<i>TENSION MÁXIMA INFERIOR</i> .....	167
FIGURA 124	<i>RESULTADO FACTOR DE SEGURIDAD</i> .....	168
FIGURA 125	<i>RESULTADO FACTOR DE SEGURIDAD EJE</i> .....	170
FIGURA 126	<i>RESULTADO FACTOR DE SEGURIDAD ALUMINIO</i> .....	171
FIGURA 127	<i>EXPLOSIÓN PLATAFORMA MECANISMO</i> .....	173
FIGURA 128	<i>ESQUEMA HIDRÁULICO</i> .....	174
FIGURA 129	<i>EXTENSIÓN DEL CILINDRO</i> .....	177
FIGURA 130	<i>DIAGRAMA ELÉCTRICO</i> .....	179
FIGURA 131	<i>CONEXIÓN CENTRALINA</i> .....	180

## **Agradecimiento**

Quiero agradecer a mi familia que han permitido que pueda completar la carrera de ingeniería mecánica en el aspecto económico y también con sus consejos a lo largo de todo el tiempo que estuvo cursando el pregrado.

Agradecido con la vida por permitirme estar aquí, con mis profesores de la facultad de ingeniería que, a pesar de todas las discusiones académicas, siempre han estado dispuesto a darnos una mano en un ámbito académico. En especial un agradecimiento al ingeniero Edilberto por darme su soporte en el proyecto.

Una mención a mis compañeros de carrera, puesto que nos hemos impulsado a ser mejores estudiantes y personas, solo nosotros sabremos como fue en realidad este trayecto lleno de problemas, pero juntos los pudimos superar.

A todas las personas que han interferido en este proceso de vida y que han estado presentes en mi camino desde el inicio y por cualquier motivo ya no están.



## **Resumen**

Este estudio aborda el diseño completo de una plataforma elevadora hidráulica semiautomática para la manipulación de cargas de hasta 800 kg en un camión HINO GH. El objetivo central es concebir un sistema técnico y económicamente que mejore la eficiencia logística y garantice la seguridad en la manipulación de cargas. El proceso de diseño incluye análisis de fallas estáticas para dimensionar ejes críticos, así como simulaciones 3D en Altair Simsolid para evaluar los puntos de tensión. Se realiza también un análisis de posiciones en AUTOCAD para definir las dimensiones adecuadas de los eslabones cinemáticos. Se propone un sistema hidráulico electrohidráulico controlado por pulsadores, diseñado en FLUIDSIM, capaz de elevar hasta 800 kg con un margen de seguridad de 3 en el vástago del cilindro, evitando el pandeo y asegurando la estabilidad.

Los resultados subrayan la consistencia entre análisis matemáticos y computacionales en el diseño de los ejes, garantizando un factor de seguridad mínimo de 1,5. Además, se introduce un margen de seguridad adicional en los ejes para protección del operario y una operación segura. Las simulaciones demuestran que la plataforma puede resistir cargas de hasta 800 kg,

**Palabras Clave:** plataforma elevadora, diseño mecánico, simulación, sistema hidráulico, seguridad, optimización.

**Abstract**

This study addresses the comprehensive design of a semi-automatic hydraulic lifting platform for handling loads of up to 800 kg in a HINO GH truck. The main objective is to conceive a technically sound and economically viable system that enhances logistical efficiency and ensures safety in load handling. The design process involves static failure analyses to size critical axes, along with 3D simulations in SOLIDWORKS Simulation to assess stress points. An analysis of positions in AUTOCAD is also conducted to define appropriate dimensions for kinematic links. A hydraulic-electrohydraulic system controlled by push buttons is proposed, designed in FLUIDSIM, capable of lifting up to 500 kg with a safety margin of 1.3 in the cylinder rod, preventing buckling and ensuring stability.

The results underscore the consistency between mathematical and computational analyses in axis design, ensuring a minimum safety factor of 1.5. Additionally, an extra safety margin is introduced in axis 4 to protect the operator and ensure safe operation. Simulations demonstrate that the platform can withstand loads of up to 800 kg, with a safety factor of 1.2, equivalent to a sustainable maximum load of 950 kg. The positional analysis confirms collision-free operation, ensuring safety and efficiency.

**Key Words:** Elevating platform, mechanical design, simulation, hydraulic system, optimization.

## **Introducción**

Ecuador es un país que tiene una relación amplia con la exportación e importación de productos, haciendo que el sector de carrocería sea de vital importancia para el comercio ecuatoriano, según la AEADE (Asociación de Empresas Automotrices Del Ecuador) en su anuario del año 2022 , declara que los camiones fue el segmento menos afectado durante la pandemia del COVID – 19, lo cual nos hace interpretar que viene a ser un producto con una demanda alta, dado que es un tipo de vehículo que se necesita como medio para poder abastecer supermercados, tiendas, comercios, etc. En lo que se destaca un crecimiento de un 13 %, con 11032 unidades vendidas superando el 39.5 % a lo observado en 2019 y se sitúan en un nivel similar al 2019, donde se tuvo el boom petrolero.

Uno de los problemas de la industria de transporte es no brindar la seguridad y facilidad a sus empleados, por lo que esto genera problemas a largo plazo, especialmente en la acción de carga y descarga que presenta repetitivamente para los conductores y ayudantes. Al notar este tipo de problema inicialmente como ingeniería mecánica se puede adaptar un sistema que permita la facilidad para el manejo de carga, lo cual es un sistema hidráulico con la capacidad de alzar y descender carga de una manera segura, previniendo rupturas en productos o siniestros laborales. Sin embargo, uno de los problemas que se origina al implementar estos equipos es que son importados generando conflictos en repuestos, mantenimiento, etc. Por lo que representaría más que una ayuda un problema para los consumidores.

Existen varios tipos de camiones que se comercializan en el Ecuador y claramente depende del tipo de carga que transporten, por lo que un sistema de elevación tiene ciertas aplicaciones, dado que si se transporta cargas de menos 40 kilos independientes no es necesario un sistema que brinde soporte al operario, sin embargo, hay cargas donde se excede este peso.

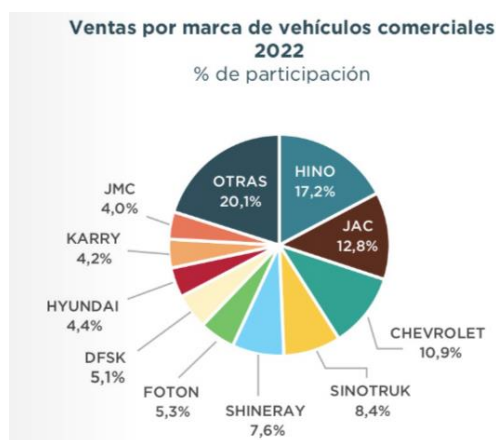
En sector de vehículos de carga existen varios modelos que sirven para el transporte de productos, sin embargo, se va a centrar en la marca más popular en el Ecuador.

Según el informe anual de la AEADE, destaca las siguientes marcas como las más vendidas en el año.

Como se presenta en la Figura 1, la marca HINO, teniendo los camiones con más capacidad de carga es el que más se ha comercializado en el año 2022. Sin embargo, la marca china que ha ido agarrando un mercado interesante es JAC, que al tener Ecuador un tratado comercial con la República China los autos tienen un precio más accesible que otro tipo de vehículos de carga.

### Figura 1

#### *Ventas por marca de vehículos comerciales*



Fuente: *AEADE anuario 2022*

### **Antecedentes**

En el transporte de cargas se tiene un porcentaje alto de la economía de cada país, puesto que el servicio permite un intercambio comercial, sin embargo, se deben entender diversos conceptos al momento de realizar un estudio en el transporte. Existen diversos medios de transporte como lo son; aéreos, terrestres, marítimos y fluvial, en el Ecuador el medio más utilizado es el terrestre como principal vehículo los camiones, puesto que las distancias entre ciudades son cortas (Tamayo, 2016).

La manipulación de cargas es esencial en el transporte, existen varios métodos de carga y descarga, como son: Manipulación manual de cargas, Accesorios mecánicos, plataforma elevadora, grúa y carretillas elevadoras automotoras (Tamayo, 2016). Sin embargo, dependiendo del peso en la carga se debe tomar en cuenta que se debe utilizar para tener la mejor manipulación del material posible.

En el presente trabajo se va a enfocar en el uso de plataformas elevadoras impulsadas por un sistema hidráulico, Se debe tener en consideración varios aspectos centrados en la fuerza y presión, dado que estamos hablando de fluidos estos se transmiten de igual forma en todas las direcciones y se actúa normalmente a cualquier superficie plana. En un plano horizontal el valor de la presión del líquido es igual en cualquier punto (Jiménez,2016).

Un sistema hidráulico en una plataforma consta de diversos sistemas, es conformado por; bombas hidráulicas, electromotores, depósitos, válvulas, tuberías y

cilindros. Por lo que se debe tener en cuenta en el diseño la capacidad de almacenamiento en el depósito para que los cilindros y las bombas funcionen de la mejor manera, puesto que es el corazón de la elevación (Tamayo, 2016).

El diseño estructural es de vital importancia en este sistema, dado que se debe realizar un cálculo para tener la selección del perfil adecuado y un sistema de anclaje al camión, mediante un esquema personalizado, este factor es el que va a permitir que la plataforma soporte la carga.

En ingeniería se busca brindar soluciones a problemas que nosotros nos vemos expuestos a diario, por lo que nuestro deber es brindar respuestas a los usuarios. Sin embargo, a pesar de que el sistema es novedoso y no es implementado en su totalidad en el País, existe una oportunidad de negocio en este campo, lo cual nos permitiría tener un producto competitivo de alta calidad y netamente diseñado, fabricado y comercializado nacionalmente.

### **Planteamiento del Problema**

El mercado ecuatoriano fue afectado por la pandemia, sin embargo, el sector automovilístico de carga fue el que menos impacto tuvo, haciendo notar el pilar que es en el comercio. Los camiones tienen accesorios que facilitan el manejo de carga. El uso de una plataforma elevadora hidráulica permite que el operario no haga un sobre esfuerzo al momento de cargar y descargar productos. El problema se centra en que los sistemas empleados son importados y únicamente instalados.

Al plantear un diseño se busca tener un mejor mantenimiento de los sistemas evitando percances en la operación y también al existir averías se podrá realizar un

mantenimiento correctivo, puesto que la maquina tiene un origen por lo que se conoce todos los componentes y por lo que las piezas son adquiridas en el país.

Se debe tener en consideración que la plataforma es realizada para dar soporte al operario para poder manejar de una manera eficaz las cargas a las que va a estar sometido, por lo que el uso de la plataforma va a evitar posibles daños en su zona vertebral o cualquier extremidad donde se genere un sobre esfuerzo.

Bajo una normativa de trabajo internacional se considera una carga de riesgo a partir de los 3kg, sin embargo, los trabajadores pueden movilizar cargas sin una ayuda mecánica de menos 20 kilogramos. Se presenta la tabla 1, la cual nos indica los límites de carga.

**Tabla 1**

*Límites de carga*

	Peso Máximo
En general	25 kg
Mayor Protección	15 kg
Trabajadores entrenados (situaciones aisladas)	40 kg

*Fuente: Universidad de Málaga*

Se debe tomar en cuenta que estos pesos son manejados en condiciones ideales, las cuales sean una postura ideal para el manejo (carga cerca del cuerpo, espalda derecha,

sin giros, ni inclinaciones), sujeción firme del objeto con una posición neutral de la muñeca, levantamientos suaves y espaciados y condiciones ambientales favorables.

En el transporte de encomiendas de camiones se manejan cargas que son superiores a los 40 kilogramos, los cuales en la mayoría de situaciones son empacados en cajas dificultando el manejo de carga manual, en los camiones también se suele transportar materiales de construcción los cuales exceden los 400 kilogramos, como lo son cajas de porcelanato, cemento, granito, etc.

A partir de lo referido anteriormente se tiene el siguiente problema científico:  
¿Cómo suspender y descender de forma semiautomática productos o paquetes, hasta 800 kg en camiones HINO GH?



### **Justificación**

La ingeniería trata de brindar soluciones a trabajos o actividades que se presentan en la vida cotidiana, mediante este análisis uno de los sectores con más movimiento económico y social es la industria de transporte, por lo que se vio una oportunidad de estudio y de negocio. El trabajo realizado en este campo genera un sobreesfuerzo para las personas, dado que son los encargados en transportar cargas de diferentes tipos, generando un sobreesfuerzo al conductor y a las personas que realicen la acción de carga en el camión, mediante el uso de la plataforma elevadora únicamente tendrán que movilizar la carga sobre la plataforma con un dispositivo mecánico, mediante un sistema hidráulico controlado por un panel se accionara la plataforma y se elevara para poder ser cargado el vehículo. Mediante el uso de este sistema se podrá descargar cargas superiores a los pesos permitidos para facilitar a los trabajadores u operarios de las personas que actúan en este proceso de carga y también se va a requerir menos personal al momento de realizar este tipo de acciones. En el mercado actual existen empresas que importan este tipo de sistemas y lo instalan, sin embargo, al diseñar y simular con software de elementos finitos se podrá construir este sistema a menores costos y con garantías en su funcionamiento con un periodo de mantenimiento.

### **Objetivo General**

- Diseñar en concepto una plataforma elevadora, evaluada mediante ALTAIR SIMSOLID para el embarque y desembarque de encomiendas de hasta 800 kg en un camión HINO GH.

### **Objetivos específicos**

- Diseñar los elementos críticos del mecanismo mediante teoría de fallas estático, para el dimensionamiento de ejes de la plataforma.
- Simular el Diseño 3D de la plataforma en el software ALTAIR SIMSOLID para la evaluación de los puntos críticos de los ejes principales.
- Dimensionar eslabones cinemáticos del mecanismo de la plataforma elevadora, mediante el método gráfico de análisis de posiciones y la determinación previa de la estructura de la plataforma para la obtención de longitudes y ángulos de movimiento en el software AUTOCAD.
- Evaluar la distribución de carga sobre ejes mediante el análisis estático de fuerza para su comparativa con el prototipo original.
- Realizar el diseño del sistema de elevación electrohidráulico accionado por pulsadores, a través del software FLUIDSIM para elevación de la carga hasta 800 kilogramos.
- Realizar un balance económico del proyecto a partir de los costos de fabricación y adquisición de partes y equipamiento para la comparativa con propuesta del mercado ecuatoriano.

### **Hipótesis**

“El diseño en concepto de una plataforma elevadora hidráulica, posibilitará la carga y descarga semiautomática de productos hasta 800 kg en camiones HINO GH.”

## **Estado del arte**

### **Vehículos de carga**

Para el transporte de productos se utilizan vehículos de carga los cuales son los que nos permiten el transporte de mercancía, materiales o equipos en grandes cantidades. Estos vehículos son diseñados para cargar y transportar cargas pesadas y voluminosas.

En Ecuador existen varias marcas que son empleados para el transporte de productos, sin embargo, las marcas líderes en el mercado como lo destaca la AEADE (Asociación de empresas automotrices del Ecuador), son Hino y Jac.

La marca Hino se caracteriza por la variedad de camiones en su línea y ser la marca japonesa líder en el desarrollo de tecnologías para camiones. Por la calidad mecánica que tiene y la capacidad de carga de sus vehículos es el preferido del mercado ecuatoriano.

Al ser una marca centrada en vehículos de carga tienen diversas líneas de modelos, tienen desde camiones de una capacidad de carga de 2500 kilogramos para el transporte en ciudades, hasta camiones con una capacidad de carga 48000 kilogramos. Al tener una amplia gama de modelos la serie 500 es la más comercializada por el diseño en cabina, en esta serie se encuentran los siguientes modelos (Figura 2 y 3).

**Modelo Camión 2735 (FM2PR7A)**

Este vehículo consta con Fuente: Catalogo serie 500 por Teojama Comercial Tiene una capacidad de carga de 19230 kg es un camión que tiene la aplicación de tener autotanque, grúa, furgón y grúa telescópico, al tener tres ejes y ser un 6x2 va a tener una estabilidad excelente al momento de estar sometido a cargas.

**Figura 2**

*Camión 27735 (FM2PR7A)*



*Fuente: Catalogo serie 500 por Teojama Comercial*

### **Modelo Camión HINO GH**

El Hino GH es el camión ideal para la implementación de un furgón, puesto que, al ser un vehículo con un chasis largo, se puede colocar un cajón amplio aprovechando sus 12805 kg, a diferencia del HINO FM este cuenta con dos ejes, sin embargo, al ser más corto en dimensiones al FM este tiene un mejor manejo en la ciudad y en la carretera.

Los tipos de vehículos mostrados tienen una gran capacidad de carga, sin embargo, el Hino GH es el más empleado por la industria del transporte por su sistema de 4x2, puesto que el FM al tener un eje adicional tiene costos más elevados y prefieren someterlo a diferentes aplicaciones.

### **Figura 3**

*Camión HINO GH*



*Fuente: Catalogo serie 500 por Teojama Comercial*

## **Aplicaciones de un vehículo de carga**

Al ser una categoría de camiones con una capacidad de carga neta alta las aplicaciones que se le da en el mercado ecuatoriano son las siguientes;

### **Transporte de mercancía**

Esta aplicación es la más empleada, dado que todos los sectores productivos del país necesitan movilizar alimentos, materiales de construcción, productos manufacturados, entre otros.

### **Logística y distribución**

Este tipo de vehículos permiten para la cadena de suministro y logística de las empresas, dado que se utilizan para el transporte de productos desde centros de distribución a puntos de ventas asegurando un flujo constante de bienes a lo largo de la cadena abastecimiento.

### **Abastecimiento de combustible**

Esta sección va a dirigida a los tanqueros, puesto que son los que permiten que las gasolineras puedan abastecerse de este derivado, haciendo posible la circulación de vehículos a lo largo del país.

Existen diversas aplicaciones para los camiones, bajo experiencia personal en la industria de carrocería de cargas, se ha podido realizar una amplia gama de proyectos en camiones como unidades móviles para vigilancia policial, quirófanos móviles para pequeñas especies, etc.

## **Diseño Mecánico**

### **Materiales**

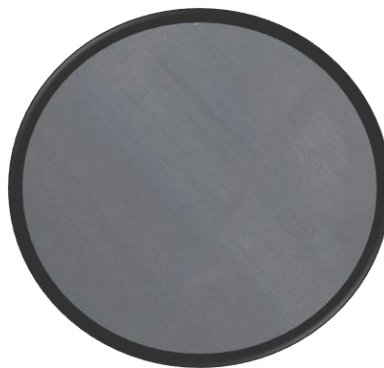
En la industria ecuatoriana se tiene una gran cantidad de aceros, por lo que se debe seleccionar el material adecuado para el proyecto que se desee emplear. En la plataforma elevadora se emplearán dos tipos de materiales, ASTM A36, AISI 1018 y ASTM A1060 H18. Se recomendaría disminuir el peso mediante el uso de otro tipo de materiales como lo es el aluminio.

### **El ASTM A36**

Es el tipo de acero que más se utiliza en el Ecuador por diversos factores, claramente influye la disponibilidad en el mercado y el costo relativamente bajo en comparación con aceros de alta resistencia. Según Smith (2017), el A36 tiene una resistencia a la tracción de alrededor 400 – 550 MPa, lo que se interpreta como la capacidad de soportar cargas significativas sin deformarse permanentemente, se muestra el acabado superficial del acero (Figura 4).

### **Figura 4**

*Acabado del material ASTM A36*



**Tabla 2***Tabla Propiedades ASTM A36*

Propiedad	Valor
Resistencia a la tracción (MPa)	400 – 500
Límite elástico (MPa)	250 – 280
Esfuerzo de cedencia MPa	380
Ductilidad (%)	20 - 23
Módulo de elasticidad (GPa)	200
Dureza (Brinell)	137

*Fuente: American Society for Testing and Materials***AISI 1020 Rolado en Frío**

Es un tipo de acero al carbono de baja aleación que se utiliza comúnmente en aplicaciones de fabricación y construcción debido a su facilidad de mecanizado y conformabilidad. En la figura 5 se presenta como se adquiere este acero en el mercado, se presentan las propiedades en la tabla 3.

**Figura 5***Acabado del material AISI 1020*





*Fuente: Reiproacero catálogo de materiales*

**Tabla 3**

*Tabla de propiedades AISI 1020*

<b>Propiedad</b>	<b>Valor</b>
Resistencia a la tracción (MPa)	380 – 515
Límite elástico (MPa)	250 – 380
Ductilidad (%)	25 - 30
Módulo de elasticidad (GPa)	190 - 205
Dureza (Brinell)	111 - 121

*Fuente: American Iron and Steel Institute*

### **Aluminio ASTM A1060 H18**

El aluminio es uno de los metales más versátiles y ampliamente utilizados en la industria debido a su combinación única de propiedades, que incluyen su ligereza, resistencia a la corrosión y excelente conductividad eléctrica y térmica. Entre las diversas aleaciones de aluminio disponibles, la aleación 6011 T4 destaca por sus propiedades

mecánicas y su capacidad para ser conformada y soldada, lo que la hace valiosa en aplicaciones de fabricación y construcción (Figura 6).

### Figura 6

*Acabado del material*



### Tabla 4

*Propiedades del aluminio*

<b>Tabla 5</b>	<i>Propiedad</i>	<i>Valor</i>
	Resistencia a la tracción (MPa)	380 – 515
	Límite elástico (MPa)	250 – 380
	Esfuerzo de cedencia MPa	220
	Ductilidad (%)	25 - 30
	Módulo de elasticidad (GPa)	190 - 205
	Dureza (Brinell)	121

*Fuente: American Society for Testing and Materials*

**Dimensionamiento de ejes**

**Diagrama de cuerpo libre**

El diagrama de cuerpo libre es una representación gráfica de un cuerpo o sistema aislado, donde se muestran todas las fuerzas externas e internas que actúan sobre él. En el dimensionamiento de ejes es importante considerar las sujeciones y fuerzas, puesto que de esto depende de la magnitud de la fuerza a la que está sometida el eje o cuerpo analizado.

### Apoyos

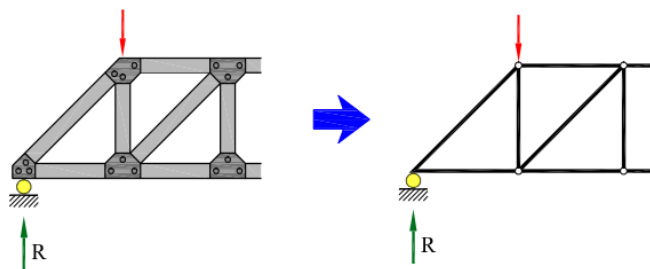
En el análisis estructural el factor más importante a analizar es el tipo de apoyo que va a tener, por lo que se debe interpretar como está fijado el elemento por lo que se va a tener diferentes tipos de apoyos.

#### Apoyo simple o articulado móvil

En la fabricación de mecanismos es el que se tiene comúnmente, dado que los ejes no son totalmente fijos, estos son únicamente sujetos por pasadores (Figura 7).

#### Figura 7

*Apoyo simple*



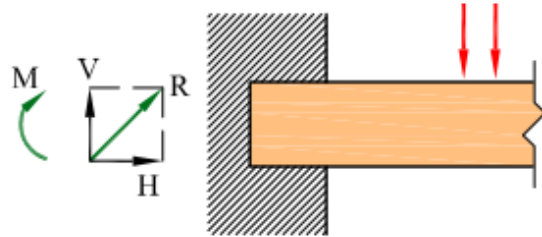
*Fuente: Libro Resistencia de Materiales, Miguel Cervera, Elena Blanco Díaz. Pag 74.*

### Empotramiento

Este tipo de apoyos va a impedir el movimiento los dos ejes por lo que se va a tener una reacción en el eje x y en el eje y (Figura 8).

## Figura 8

### Diagrama de empotramiento



*Fuente: Libro Resistencia de Materiales, Miguel Cervera, Elena Blanco Díaz. Pag 76.*

### Momento flector máximo

El momento de flexión máximo, se refiere al punto máximo donde el momento actúa sobre un elemento estructural en un punto específico. Se enfoca en una medida de la capacidad de resistencia a la flexión de un material o estructura. Según Johnson (2018), el momento flector máximo se calcula a través de las cargas aplicadas y la geometría del elemento, y su conocimiento permite dimensionar adecuadamente los componentes de la plataforma elevadora.

### Teoría de fallas Estática

“De Castro (2014) afirmó que ‘La falla es la pérdida de función de un elemento tanto por deformación (fluencia) como por separación de sus partes (fractura)’ (p.1)”

La consideración que se debe tener al momento de aplicar teoría de fallas es que los mecanismos dependen de la estructura microscópica del material y de la forma de sus enlaces atómicos. Las teorías de fallas se dividen en dos grupos mostrados en la tabla 6.

**Tabla 6***Clasificación teoría de fallas*

Materiales dúctiles	Materiales frágiles
Teoría del Esfuerzo Cortante Máximo – Teoría de Tresca (MSS)	teoría del máximo esfuerzo normal – Teoría de Rankine (MNS)
Teoría de energía de Distorsión Teoría de Von Misses (DE)	Teoría de Coulomb Mohr Frágil (BCM)
Teoría de la Fricción Interna – Coulomb – Mohr Dúctil (IFT)	

*Fuente: LIBRO DISEÑO MECANICO Shingleys*

Existen varias teorías que ayudan a comprobar la resistencia de las estructuras, el acero siendo un material dúctil se debe centrar en las teorías de fallas como Von Mises.

### **Tensión de Von Mises**

El criterio de Von Misses, es un concepto empleado en la mecánica de materiales y la ingeniería estructural para evaluar la resistencia de un material sometido a diferentes tipos de esfuerzos. Se debe tener en cuenta que la teoría únicamente es aplicable para materiales dúctiles, es decir, aquellos que pueden experimentar deformaciones plásticas significativas antes de fallar.

Existen diferentes tipos de esfuerzos que considera la teoría de fallas las cuales son, flexión, torsión y a cortante.

El esfuerzo por flexión es cuando existe una carga que actúa de una manera perpendicular sobre una viga o cualquier otro elemento estructural cuando está sometido a una carga aplicada perpendicular a su eje longitudinal (ecuación 1).

*Ecuación 1.*

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad ( 1 )$$

Donde:

$M$  = Momento máximo flector.

$c$  = Es la distancia desde el eje neutro hasta la fibra más alejada.

$I$  = Momento de Inercia de la sección transversal de la viga

El esfuerzo de torsión se produce cuando un elemento estructural, como un eje o una barra, se somete a un momento torsor o momento de torsión. Esto provoca un giro o torcimiento alrededor de su eje longitudinal (ecuación 2).

*Ecuación 2.*

$$\tau = \frac{Tr}{J} \quad ( 2 )$$

Donde:

$T$  = Momento torsor.

$r$  = Distancia desde el centro del eje hasta la fibra más alejada.

$J$  = Inercia polar de torsión de la sección transversal.

Mediante la aplicación de la teoría de fallas se puede obtener el factor de seguridad estático, el cual es importante al momento de estar analizando un elemento mecánico, dado que nos indica la seguridad del elemento en el punto más crítico (ecuación 3).

*Ecuación 3.*

$$FS = \frac{\sigma_f}{\sigma_v} \quad ( 3 )$$

Donde:

$\sigma_f$  = Límite de fluencia del material

$\sigma_v$  = Esfuerzo equivalente Von Mises

### **Falla por fatiga en el análisis y el diseño**

En el diseño mecánico existen una gran cantidad de factores a considerar, incluso para casos de cargas simples. Los métodos de análisis de falla por fractura representan una combinación de ingeniería y ciencia.

En esta sección se enfoca en el diseño contra la falla por fatiga. Como con la falla estática, se intenta relacionar con los resultados de ensayos sobre piezas de prueba simplemente cargadas.

### **Límite de resistencia a la fatiga**

Actualmente la determinación de los límites de resistencia mediante ensayos a la fatiga es una rutina, aunque resulta un procedimiento extenso. En general, para los límites de resistencia los ensayos de esfuerzos se prefieren a los ensayos de deformación.

Se presentará un método para estimar los límites de resistencia a la fatiga. Sin embargo, Budybas y Neisbett (2008) afirman que “las estimaciones que se obtuvieron a partir de las cantidades de datos provenientes de muchas fuentes probablemente tendrán una amplia dispersión y podrían desviarse de manera significativa de los resultados” (p.274). Por otro lado, el primer factor que se presenta en el caso de aceros es el límite de resistencia a la fatiga (figura 9).

**Figura 9**

*Parámetros de límite a la resistencia de los elementos*

$$S'_e = \begin{cases} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1 400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1 400 \text{ MPa} \end{cases}$$

**Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga**

Existen factores que van a alterar la vida de un elemento como lo es el material, manufactura, entorno y diseño (ecuación 4).

*Ecuación 4.*

$$S_e = S'_e k_a k_b k_c k_d k_e k_f \quad ( 4 )$$

Donde:

$S_e$  = Límite de resistencia a la fatiga del elemento.

$S'_e$  = Límite de resistencia a la fatiga del elemento.

$k_a$  = Factor de modificación de condición superficial.

$k_b$  = Factor de modificación de tamaño.

$k_c$  = Factor de modificación de carga.

$k_d$  = Factor de modificación de temperatura.

$k_e$  = Factor de confiabilidad.

$k_f$  = Factor de modificación de efectos varios.

 **$k_a$  (Factor de modificación de condición superficial)**

Al estar hablando de ejes, por lo general parten de un cuerpo sólido, por lo que se debe realizar un acabado superficial alterando su resistencia mecánica (ecuación 5).



Ecuación 5.

$$k_a = aS_{ut}^b \quad ( 5 )$$

En la figura 10 se muestran los coeficientes de acorde al acabado superficial.

**Figura 10**

*Parámetros de factor de modificación de condición superficial*

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	Sut Kpsi	Sut MPa	
Esmerilado	1,34	1,58	-0,085
Maquinado o laminado en frío	2,70	4,51	-0,265
Laminado en caliente	14,4	57,7	-0,718
Como sale de la forja	39,9	272	-0,995

*Fuente: Shingleys Libro de Diseño Mecánico*

**$k_b$  (Factor de modificación de tamaño)**

En este factor se examina el diámetro del eje, puesto que esto va a depender de la resistencia si se encuentra bajo flexión (figura 11), puesto que si está sometido a una carga axial será igual a 1.

### Figura 11

*Parámetros factor de tamaño*

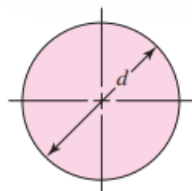
$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

*Fuente: Shingleys Libro de Diseño Mecánico*

Se debe tener en cuenta que los parámetros de factor de tamaño van a variar si es un perfil estructural no rotativo por lo que se presenta las áreas estipuladas por diseño mecánico (figura 12).

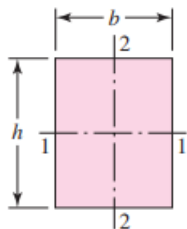
### Figura 12

*Factor para eje no rotativo*



$$A_{0.95\sigma} = 0.01046d^2$$

$$d_e = 0.370d$$



$$A_{0.95\sigma} = 0.05hb$$

$$d_e = 0.808\sqrt{hb}$$

*Fuente: Shingleys Libro de Diseño Mecánico*

### **$k_c$ (Factor de carga)**

Este factor se basa en los ensayos de fatiga con carga de flexión rotatoria, axial y de torsión, por lo que los límites de resistencia difieren de  $S_{ut}$  (figura 13).

### **Figura 13**

*Parámetros factor de carga*

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión}^{17} \end{cases}$$

*Fuente: Shingleys Libro de Diseño Mecánico*

### **$k_d$ (Factor de temperatura)**

Cuando la temperatura de operación es menor que la temperatura ambiente, la probabilidad de una ruptura frágil es muy probable. Cuando las temperaturas son superiores a la temperatura ambiente se debe tener en cuenta la fluencia, puesto que la resistencia a esta disminuye con rapidez con la temperatura (figura 14).

### **Figura 14**

*Parámetros factor de temperatura*

Temperatura, °C	$S_T/S_{RT}$	Temperatura, °F	$S_T/S_{RT}$
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

*Fuente: Shingleys Libro de Diseño Mecánico*

### **$k_e$ (Factor de confiabilidad)**

Este factor depende de los datos obtenido, por lo que se deja un criterio del diseñador, sin embargo, se va a manejar un 90% de confiabilidad (figura 15).

### **Figura 15**

*Factor de confiabilidad*

Confiabilidad, %	Variación de transformación $z_a$	Factor de confiabilidad $k_e$
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

*Fuente: Shingleys Libro de Diseño Mecánico*

### **$k_f$ (Factor de efectos varios)**

Este factor va a ser considerado cuando se tiene una modificación considerable en el eje es decir radios de muesca significativos, sin embargo, en este proyecto el factor de modificación va a ser 1, dado que no se va a realizar una modificación al eje, únicamente va a tener un orificio para pasadores, lo cual no afecta en la resistencia mecánica del elemento.

### **Esfuerzos Fluctuantes**

Las cargas fluctuantes, son cargas mecánicas que varían en magnitud y dirección a lo largo del tiempo. Estas fluctuaciones en los esfuerzos pueden ser causadas por diversas razones, como cambios en las condiciones operativas, vibración, impactos, cambios de temperatura, fuerzas cíclicas, entre otros factores.

En ingeniería, el análisis de esfuerzos fluctuantes es de suma importancia, dado que las estructuras y componentes pueden experimentar fatiga o falla prematura debido a la acumulación de daño causado por los ciclos repetitivos de carga. La fatiga ocurre cuando un material es sometido a esfuerzos fluctuantes que superan su límite de resistencia, lo que resulta en daño acumulado y finalmente en la falla de estructura (ecuación 6 y 7).

*Ecuación 6.*

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad ( 6 )$$

Donde:

$\sigma_m$  = Componente de esfuerzo medio.

$\sigma_{max}$  = Esfuerzo máximo.

$\sigma_{min}$  = Esfuerzo mínimo.

*Ecuación 7.*

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad ( 7 )$$

Donde:

$\sigma_a$  = Componente de la amplitud.

### **Factor de seguridad dinámico**

Cuando los ejes van a estar actuando mediante un movimiento, al tener la resistencia a la fatiga y los momentos fluctuantes se encuentra el factor de seguridad dinámico, el cual nos indica si el componente puede soportar este cambio de esfuerzo y si su falla va a ser por sobrepasar los límites de fluencia, caso contrario la falla sería por desgaste (ecuación 8).

*Ecuación 8.*

$$n_f = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}} \quad ( 8 )$$

Donde:

$n_f$  = Factor de seguridad dinámico.

$S_{ut}$  = Resistencia a la tracción.

### **Método gráfico para el análisis de posiciones**

El método gráfico nos permite determinar las posiciones de los eslabones, este método se centra en el conocimiento de trayectorias de las juntas cinemáticas, por lo que al momento de trazar las trayectorias de un nodo visto desde los eslabones a los que se enlaza, la intersección denotará la posición del eslabón.

Este método se emplea comúnmente en el diseño mecánico, puesto que al ser diseñado en software CAD nos permite realizar simulaciones del mecanismo para poder validar si no hay colisiones entre eslabones que es lo que se desea prevenir en la fabricación.

### **Simulación de resistencia mecánica**

La simulación de resistencia estructural en la actualidad ha sustituido métodos matemáticos complejos, dado que mediante el uso de softwares tenemos una reducción de tiempo en el proceso de diseño, teniendo como propósito evaluar y optimizar todo el sistema mecánico.

El método de simulación más empleado es el de elementos que nos permite modelar y analizar componentes como piezas de maquinaria, estructuras y sistemas de transmisión de calor. Permite la predicción de tensiones, deformaciones y la respuesta dinámica.

En ingeniería mecánica, se utilizan diversas herramientas de software para llevar a cabo simulaciones de resistencia estructural. Se presentan varios ejemplos;

- **Ansys Mechanical:** Este es uno de los softwares más empleados en la industria mecánica por la capacidad de realizar análisis de elementos finitos complejos, análisis lineales y no lineales.
- **SolidWorks Simulation:** Ofrece una integración fluida con SolidWorks CAD y proporciona capacidades de análisis estructural estático y dinámico.
- **SIMSOLID (ALTAIR):** Es una solución innovadora que se destaca por su velocidad y capacidad de análisis de estructuras complejas sin requerir una malla

de elementos finitos, dado que ocupa técnicas matemáticas avanzadas que permiten una simulación más rápida y simplificada de la resistencia estructural directamente desde la geometría original.

Independientemente del software que se emplee para un diseño mecánico se debe tener en consideración los parámetros para tener un buen resultado, dado que si no se identifican las condiciones correctamente el software va a desarrollar análisis estáticos o dinámicos fallidos.

### **Diseño Sistema Hidráulico**

Es esencial que se diseñe un sistema hidráulico que sea eficiente y seguro para tener la certeza de un correcto funcionamiento en la plataforma.

Recientemente se ha tenido información de elevadoras hidráulicas para camiones que en los sistemas hidráulicos se emplea bombas de pistón con un desplazamiento variables y válvulas de control proporcional para obtener un control preciso del movimiento de la plataforma (Aloiso et al., 2019). Esta investigación también destaca que las válvulas de control proporcionales mejoras significativamente la eficiencia energética y la precisión de los movimientos en comparación con las válvulas de control de encendido y apagado.

Uno de los componentes fundamentales es la selección del fluido hidráulico, dado que se tiene como recomendación en utilizar aceites que cumplan con la norma ISO 32, debido a su viscosidad adecuada y baja posibilidad de descomposición térmica (Eti et al., 2018).



## **Leyes de Hidráulica**

La teoría hidráulica es una derivación de la física que se enfoca en el estudio de fluidos, se emplean diferentes teorías hidráulicas, en las que se incluye la ley de Pascal y la ecuación de Bernoulli.

### **Ley de Pascal**

En esta ley se establece que la presión ejercida sobre un líquido se transmite con igual intensidad en todas las direcciones y en todos los puntos del líquido. Esta ley es fundamental, puesto que nos permite el uso de sistemas de presión hidráulica para realizar trabajo mecánico.

### **Sistema eléctrico**

El sistema hidráulico tiene que ser accionado por medio de un sistema eléctrico, dado que esto se realiza para que el operador tenga la facilidad de manejo, se emplea el uso de botoneras para que el sistema sea accionado por botones.

### **Simulación del sistema electrohidráulico**

Para la validación del diseño del sistema hidráulico se va a emplear el uso de FluidSim el cual consta con un periodo de prueba para estudiantes.

Este software permite a los estudiantes, ingenieros y técnicos, simular y diseñar circuitos neumáticos e hidráulicos en un entorno virtual.

El software presenta principales características como una amplia biblioteca de componentes neumático, hidráulico y eléctricos, que son empleados en sistemas industriales. Se consideró este software por tener un conocimiento previo en la asignatura de Hidráulica.

### **Modificación del camión**

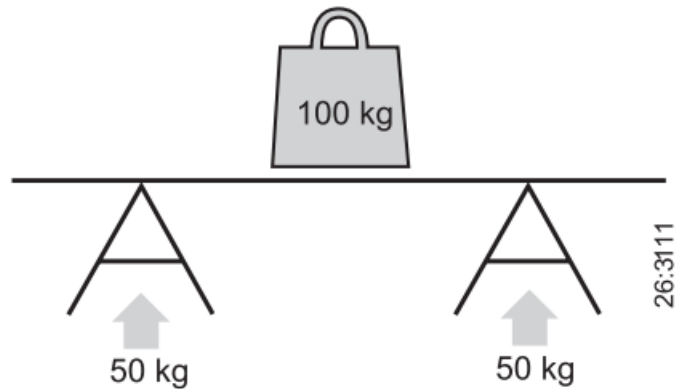
Al estar cambiando la dinámica del vehículo y la estabilidad, se debe tomar en cuenta tres puntos importantes que van a ser críticos para la implementación de la plataforma elevadora.

### **Distribución sobre ejes**

Como se conoce todos los vehículos tienen una capacidad máxima de carga, en los camiones es más crítico, puesto que la casa comercial únicamente vende el camión con el chasis, por lo que el ingeniero mecánico, debe tener en cuenta el porcentaje de carga que está siendo ocupado por eje.

En la ficha técnica del vehículo especifica la carga máxima que va a tener el camión, sin embargo, al implementar un furgón o un accesorio ajeno se hace referencia a la ley de la palanca.

El cálculo en esta sección va a ser la suma de fuerzas dirigidas hacia abajo, deberá ser siempre igual a la suma de las fuerzas dirigidas hacia arriba. La empresa SCANIA que es fabricante de camiones pesados, afirma que la carga de eje depende de la locación de la carga (figura 16).

**Figura 16***Cálculo de carrocería**Fuente: SCANIA cálculo de carrocería*

Por lo indica que depende de la ubicación de la carga si el peso se distribuye en los apoyos, este fenómeno físico es el que se emplea para la distribución por eje.

**Manipulación de cargas en trabajadores**

En el todo campo laboral sea de construcción o medicina, se maneja la descarga y carga de paquetes, por lo que se tiene un manejo manual en la mayoría de los casos para el embarque y desembarque de productos, sin embargo, los trabajadores no tienen una correcta manipulación de la carga, lo cual puede producir inconvenientes en la salud como lo es la lumbalgia o incluso pérdidas de extremidades por aplastamiento.

No toda la población carga los mismos pesos, dado que depende de diversos factores como el estado físico de la persona. “Tamayo (2016) afirmó que ‘aquellos trabajadores que estén sanos y entrenados podrán levantar un peso máximo de 40 kg. En posición sentada la carga máxima es 5 kg’ (p.11)”. Por lo que se debe tener en consideración que se debe facilitar el manejo de este tipo de cargas, para lo cual existen diversos sistemas empleados en la actualidad.

### **Plataforma elevadora**

Las plataformas elevadoras tienen en concepto un diseño mecánico e hidráulico permitiendo la elevación y descenso de los productos, impulsado por un gato hidráulico (figura 17).

#### **Figura 17**

*Plataforma elevadora*



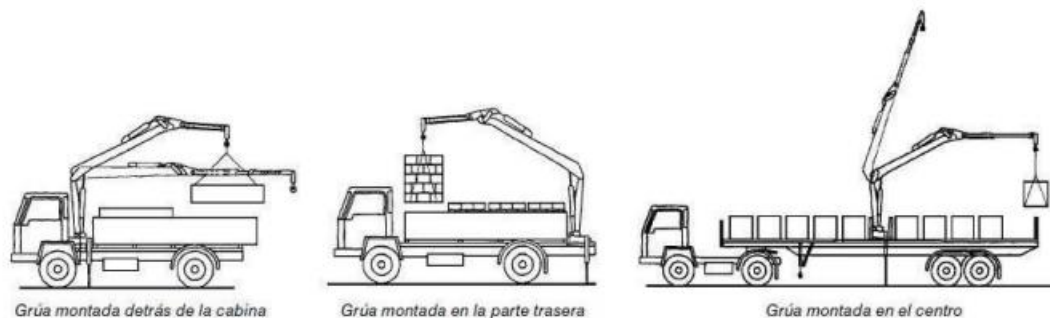
*Fuente: Plataforma elevadora de carga y descarga (Dubini camiones equipados)*

### **Grúa AUTO – CARGANTE**

Las grúas son sistemas hidráulicos que se centran en un brazo el cual ayuda a movilizar las cargas en un espacio, son fijadas al chasis de un camión o tráiler y están diseñadas para cargar y descargar de una manera remota (figura 18).

## Figura 18

### Grúa auto cargante



*Fuente: Instituto Nacional de Seguridad e higiene en el Trabajo; Gruas Hidraulicas Articuladas Sobre Camión (1); Tipo de montaje de grúas.*

La plataforma elevadora es el dispositivo en el cual se va a centrar el trabajo de diseño, puesto que es la variante mecánica que más se puede adaptar en una empresa de transporte, puesto que las grúas son un dispositivo que son diseñadas para mover cargas extremas en un rango de 1.000 kg – 10.000 kg incluso superior dependiendo del modelo de la grúa para justificar el costo de inversión de aproximadamente 20.000\$. Mediante el sistema de plataforma elevadora se va a poder cargar y descargar productos con facilidad a un precio razonable.

### Estudio de Mercado

En el mercado ecuatoriano existen variantes de plataformas de carga y descarga de mercadería, lo cual se relaciona en la Tabla 7.

**Tabla 7***Empresas con sistema de elevación*

EMPRESA	ACTIVIDAD		
	ECONÓMICA	PRODUCTO – MARCA	CAPACIDAD
BAGANT	Alquiler y venta de productos de construcción	MKS Marksell	1000 -2000 kg
METALMACHINE	Empresa dedicada a la industria del acero inoxidable	Dhollandia	100 - 2000 kg
AUTO ELEVACIÓN	Empresa que se dedica al montaje y reparación de componentes hidráulicos	Dhollandia	100 - 2000 kg

*Fuente: Sitios web empresariales*

Los precios oscilan los 5000 dólares, sin incluir el IVA. Al ser marcas extranjeras se presentan varias dificultades al momento de adquirir, dado que, si se necesita únicamente 300 kilos, el usuario se ve obligado a comprar el de 1000 kilogramos e incluso superiores, dificultando la obtención del equipo.

## **Metodología**

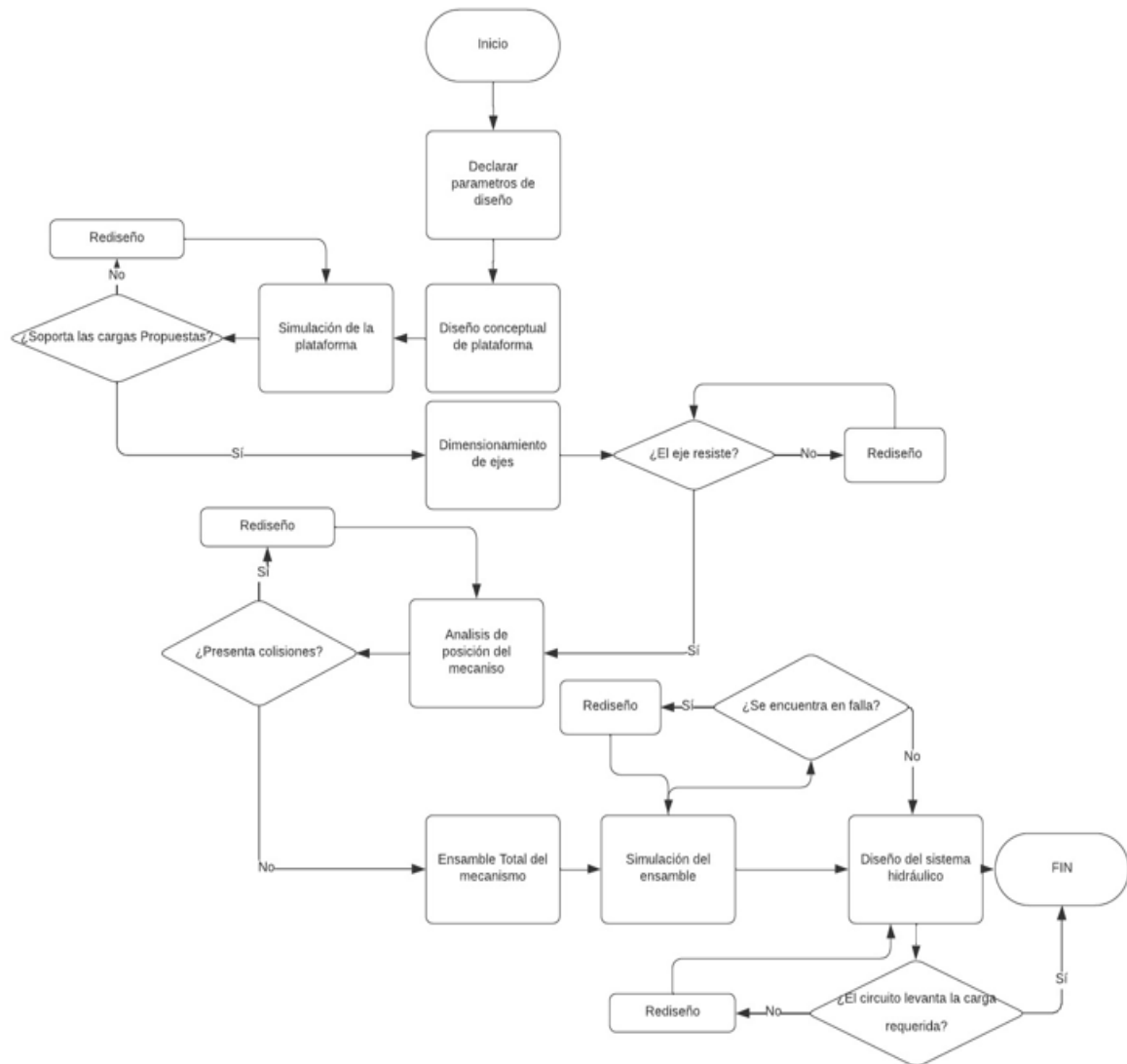
Para el diseño en concepto de una plataforma elevadora se investigó el mercado ecuatoriano en la sección de las carrocerías de carga, por lo cual se evidencio que un sistema hidráulico beneficia la carga y descarga de encomiendas. En relación con lo estudiado se empleará una plataforma impulsada por un cilindro hidráulico controlada por pulsadores.

En principio se empleó una investigación explicativa, dado que se centra en mejorar la calidad de vida y un beneficio en un proceso laboral, mediante la implementación del sistema en el automotor.

El método empleado es únicamente de diseño, puesto que se va a dar la solución a un problema de una manera conceptual, con simulaciones y la elaboración de un ensamble 3D. Sin embargo, se emplean métodos científicos Teórico (deducción – inducción) y empíricos (medición) y métodos matemáticos que ayudan a la validación del diseño.

### **Diagrama de flujo metodología**

La metodología va a constar de varias etapas, el diagrama muestra el orden cronológico de los procesos que se realizarón para la obtención de resultados (Figura 19).

**Figura 19***Diagrama de flujo*

### Selección de camión para el diseño

En este trabajo se realizó un enfoque en camiones HINO GH que tengan un furgón, dado que se realizó un enfoque al manejo de paquetes, puesto que en el caso de un camión con una plataforma se maneja generalmente tanques por lo que debería tener un diseño diferente al presentado.



### Datos Técnicos del camión

Los datos que se utilizó para el desarrollo del diseño se obtuvieron en la ficha técnica del camión (Anexo A) y se resumieron las características principales en la tabla 8.

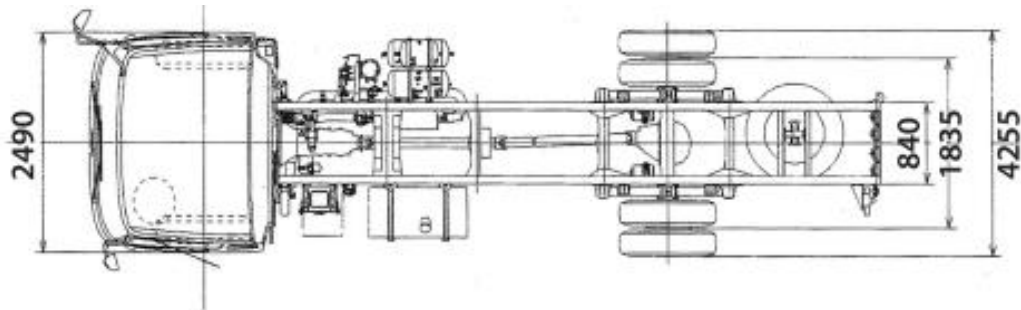
**Tabla 8**

*Pesos y capacidades HINO GH*

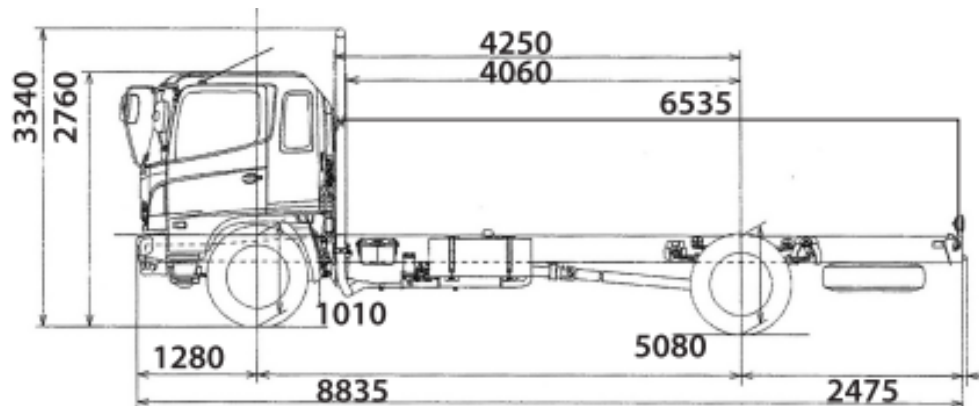
Capacidad del eje	
delantero	7300 kg
Capacidad del eje posterior	11500 kg
Peso bruto vehicular	18800 kg / *18000 kg
Peso Vacío	5350 kg
Capacidad de Carga	13450kg / 12650 kg

*Nota: Fuente Ficha técnica HINO GH8JM7A – XG3 – 1828, GRUPO MAVESA (2023)*

Este tipo de camiones es adquirido principalmente por la capacidad de carga que tiene, se destaca en la tabla 7 una carga de 12650 kg, siendo uno de los camiones con más capacidad de carga comerciados en el Ecuador. Sin embargo, la ficha técnica consta únicamente del camión, es decir que no considera ninguna estructura sobrepuesta posteriormente, haciendo referencia a furgones metálicos o plataformas. Las dimensiones del camión HINO GH se presentan en la figura 20 y 21.

**Figura 20***Camión HINO GH vista superior***Figura 21**

Camión Hino GH



El dimensionamiento es lo más importante, para la realización del diseño. Por lo que se basó en las medidas que son de uso público por las concesionarias de la marca del vehículo.

### Diseño Conceptual

Inicialmente se examinó las medidas obtenidas de la ficha técnica del camión que se ha seleccionado, por lo que se realizó un diseño previo de un camión HINO 500 GH

con el furgón para el inicio del dimensionamiento de la plataforma elevadora. En la figura 22 se presenta la vista general del camión con un furgón de carga seca, sin embargo, esto puede variar dependiendo de los requerimientos de los usuarios y el tipo de carga que se va a transportar.

**Figura 22**

*Vista general camión HINO 500 GH con furgón de carga seca*

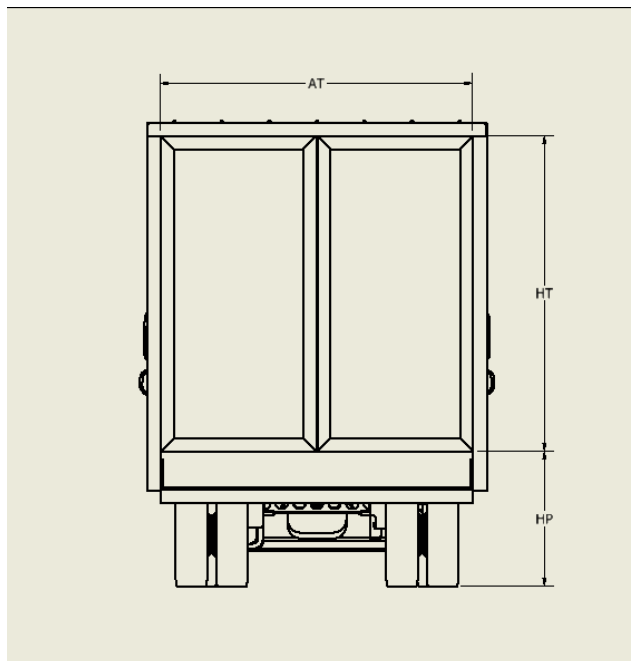


Mediante el diseño en 3D del camión se tuvo una noción más exacta, para una futura evaluación de movimiento del mecanismo. Las medidas que se obtuvieron para el desarrollo del mecanismo dependen de las dimensiones del furgón, por lo que, si se desea emplear en otro tipo de camión que no tenga las medidas similares, se debe tener en cuenta un rediseño en las longitudes de los eslabones, rampas, cilindros, etc. En la tabla 9 se presentará las medidas obtenidas posterior al diseño conceptual. Se tomó referencia a

furgones ya diseñados previamente en la empresa DICONS GROUP, la cual tiene una línea de carrocería de carga (figura 23).

**Figura 23**

*Medidas de furgón*



**Tabla 9**

*Medidas furgón*

Nombre	Nomenclatura en Plano	Medida (mm)
Ancho Total de puerta	AT	2300
Altura total de Puertas	HT	2400
Altura de descarga	HP	1363

### **Diseño de plataforma**

Previo al dimensionamiento de ejes correspondiente al primer objetivo, se realizó un diseño conceptual de la plataforma.

Al tener como función principal en dar soporte a la carga y descarga se desarrolló una plataforma que es conformada por dos secciones:

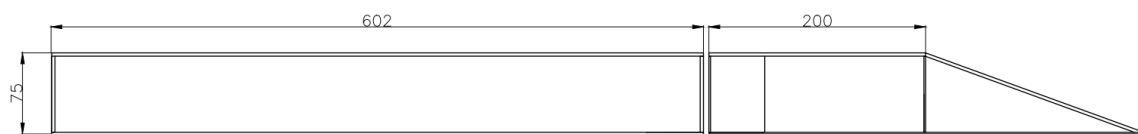
- Sección de carga
- Sección rampa o abatible

Como su nombre lo indica en la primera parte es la que va a estar sometida a la mayor carga, dado que la segunda zona a pesar de que también puede servir como soporte, tiene como principal función en facilitar al operador la descarga del sistema, mediante aparatos como montacargas.

Las dimensiones generales de la plataforma se diseñaron inicialmente en un plano 2D, donde se determinó la altura y el ancho de la plataforma, porque cuando usamos el análisis de posición, estas dimensiones se emplearán en el desarrollo gráfico. En la figura 24 se muestran las dimensiones totales

### **Figura 24**

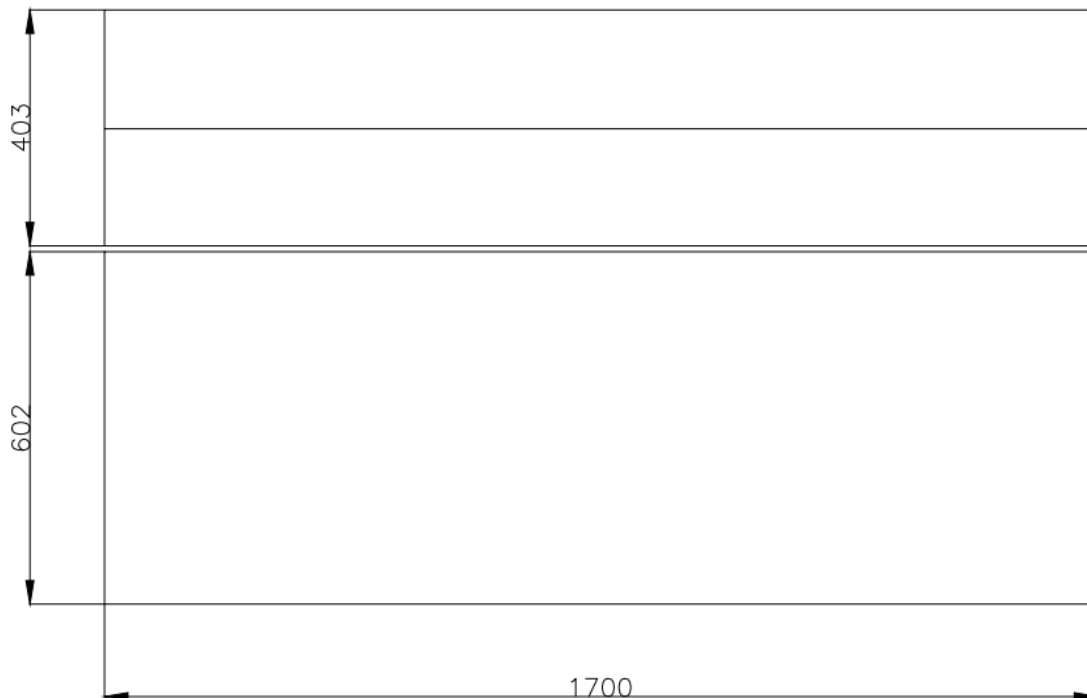
#### *Medidas generales plataforma*



Al tener las medidas generales de la plataforma se tiene una zona de carga de 602 mm, sin embargo, en un plano superior la plataforma va a constar de una longitud de 1700 mm, lo cual facilita el manejo de paquetes de dimensiones considerables (figura 25).

**Figura 25**

Plataforma dimensiones iniciales vista superior

**Diseño conceptual plataforma**

Al tener las medidas generales de la plataforma se realizó el diseño en 3D en dos softwares AUTODESK INVENTOR y SOLIDWORKS. Se emplearon los dos, puesto que el ensamble y el diseño se realizó en Inventor, dado que tiene un interfaz más eficiente y la licencia estudiantil me permitió acceso a todas las herramientas, por otro lado, Solidworks tiene un módulo de renderizado que se otorga en la licencia gratuita, el cual permite una mejor presentación de los elementos.

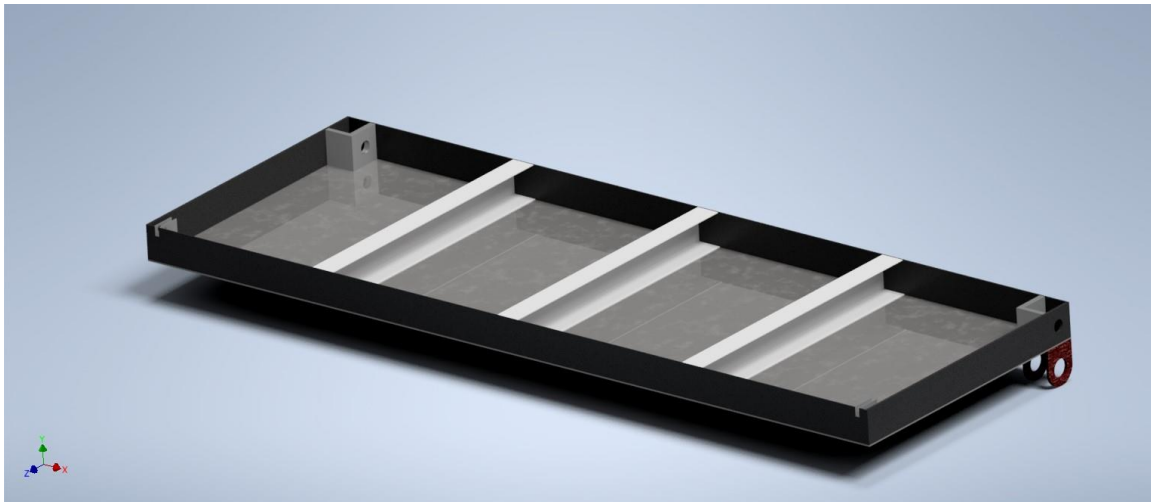
El criterio fue importante al momento de realizar este diseño conceptual, puesto que se buscó que sea funcional y resistente, al tener que soportar 800 kg. Para no tener costos elevados, se realizó la sección con el menor peso posible. Para lograr la reducción de secciones relacionadas con espesores fue crítico la simulación de resistencia.

Para determinar el diseño definitivo se evaluaron varios tipos de estructuras, las cuales se analizaron principalmente que cumpla con la carga máxima del sistema y que presente un factor de seguridad mayor a dos.

Los diseños mostrados en las siguientes figuras desde la 26 hasta la 28, fueron pensadas para que sea un artefacto de larga duración y que sea de carga, sin embargo, el diseño uno fue el primer prototipo el cual se fue modificando de acorde a la experiencia obtenida en la carrera y el ámbito laboral en el campo de diseño y construcción de carrocería de cargas.

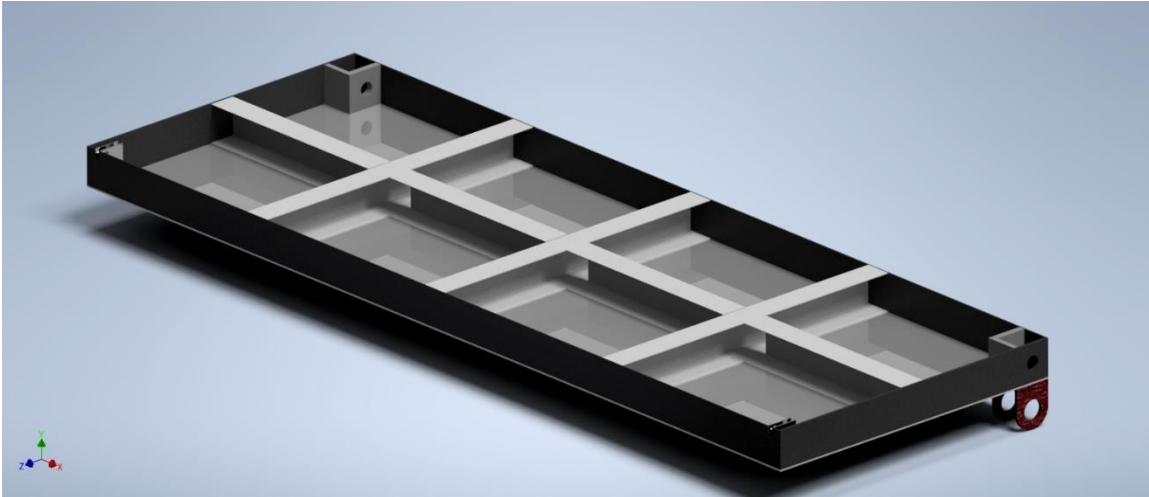
### **Figura 26**

*Sección carga Render diseño 1*

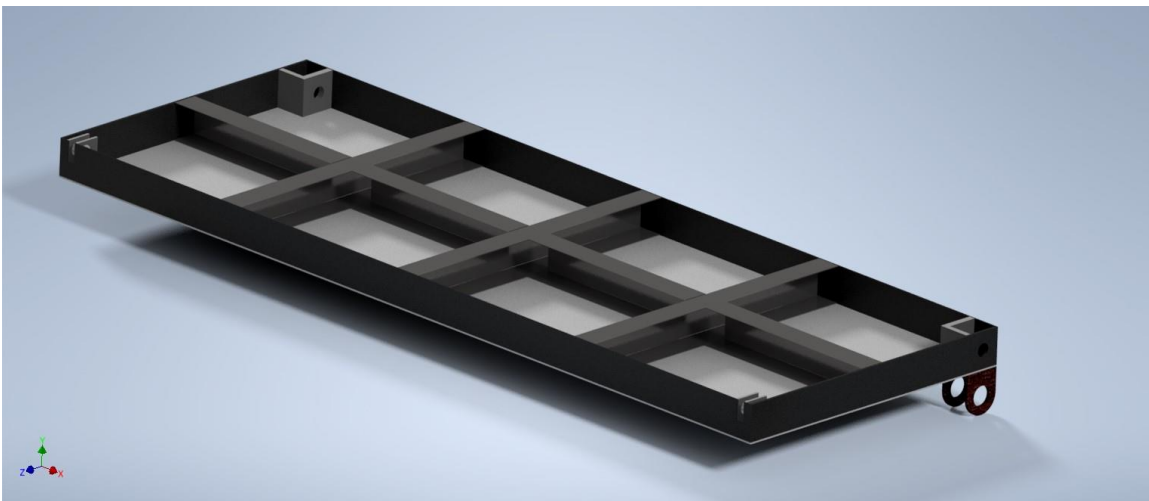


**Figura 27**

*Sección carga Render diseño 2*

**Figura 28**

*Sección carga Render diseño 3*



### **Selección de material y Análisis de pesos sección carga**

Se seleccionaron materiales que están disponibles en el mercado ecuatoriano y tienen propiedades que nos permiten tener la resistencia mecánica adecuada.



La estructura de la plataforma está conformada por acero ASTM A36, que es el más comercializado en el mercado metalúrgico ecuatoriano, adicionalmente para unir las piezas se emplea soldadura por lo que el A36 es un acero con un alto índice de soldabilidad, permitiendo la unión de los componentes.

La tapa superior va a ser de aluminio ASTM 6061 T4, que es un tipo de aluminio antideslizante y tiene un temple para incrementa su resistencia, es utilizado en pisos de furgones, camiones, tráiler etc. Al ser un metal con una baja densidad y una alta resistencia mecánica, se empleó en esta sección dado que reduce el peso considerablemente.

Para la obtención del peso del conjunto se utilizó el software solidWorks que consta con una biblioteca donde incluyen diversos aceros y materiales universales por lo que incluye las propiedades como la densidad la cual permitió conocer el peso final de la sección.

### **Simulación de resistencia mecánica**

Existen diversos softwares para realizar la simulación de la zona de carga y de todo el mecanismo en general. Una de las alternativas que se examinó es el uso de SOLIDWORKS SIMULATION y ALTAIR SIMSOLID. Bajo recomendaciones de profesionales en el campo de la simulación, se ha determinado lo siguiente.

Solidworks trabaja con mallado de elementos finitos, sin embargo, presenta problemas al momento de generar mallas, dado que al no tener un módulo especializado para simulación es muy complicado tener un refinamiento de malla, por lo que los

resultados van a verse afectos, generando sobredimensionamientos por sobreesfuerzos. Sin embargo, es una opción que se han presentado en diversos estudios mecánicos.

El software que fue empleado para todas las pruebas mecánicas fue SIMSOLID, dado que este programa al no usar una malla convencional como lo hace SOLIDWORKS, se ahorra tiempo en el análisis del estudio y también reduce todos los errores al momento del mallado, teniendo una simulación eficaz en un lapso corto.

Al ser un diseño mecánico se realizaron varias pruebas con los estereotipos mostrados en la sección anterior de la zona de carga, por lo que se sometieron a simulaciones para determinar que componentes podrían ayudar a la resistencia y también a comprobar si los perfiles son adecuados para soportar la carga deseada.

### **Parámetros generales de simulación**

El diseño de plataforma consta de la parte estructural de acero, los detalles como lo es el tol de aluminio antideslizante y los ejes de AISI 1020 laminado en frío. Por lo que se debe tener en cuenta en la simulación de identificar el material correcto para los cuales SIMSOLID, consta con las siguientes propiedades mecánicas (figura 29).

**Figura 29***Propiedades Acero SIMSOLID*

Property	Value	Units
▼ Mechanical properties		
Elasticity modulus	2.1000000000e+11	[pa]
Poisson's ratio	3.0000000000e-01	[dimensionless]
Density	7.8500000000e+03	[kg/m <sup>3</sup> ]
Ultimate tensile stress	3.4500000000e+08	[pa]
Tensile yield stress	2.0700000000e+08	[pa]
Compressive yield stress	2.0700000000e+08	[pa]
Default failure criterion	Von Mises Stress	
Thermal expansion coefficient	1.2000000000e-05	[1/(degree C)]
▼ Thermal properties		
Thermal conductivity	5.6000000000e+01	[W/(m*K)]
Specific heat capacity	0.0000000000e+00	[J/(kg*K)]

*SIMSOLID*

La aleación de aluminio que se empleó en la simulación fue la 6061 T4, se debe tener en cuenta que si se cambia de material los resultados pueden variar puesto que puede elevar o disminuir los esfuerzos. Presentando los valores mostrados en la figura 30.

**Figura 30***Propiedades 6061 T4 SIMSOLID*

Property	Value	Units
▼ Mechanical properties		
Elasticity modulus	6.9000000000e+10	[pa]
Poisson's ratio	3.3000000000e-01	[dimensionless]
Density	2.7000000000e+03	[kg/m <sup>3</sup> ]
Ultimate tensile stress	2.4100000000e+08	[pa]
Tensile yield stress	1.4500000000e+08	[pa]
Compressive yield stress	1.4500000000e+08	[pa]
Default failure criterion	Von Mises Stress	
Thermal expansion coefficient	2.3600000000e-05	[1/(degree C)]
▼ Thermal properties		
Thermal conductivity	1.5400000000e+02	[W/(m*K)]
Specific heat capacity	0.0000000000e+00	[J/(kg*K)]

*SIMSOLID*

## Simulación Zona de carga

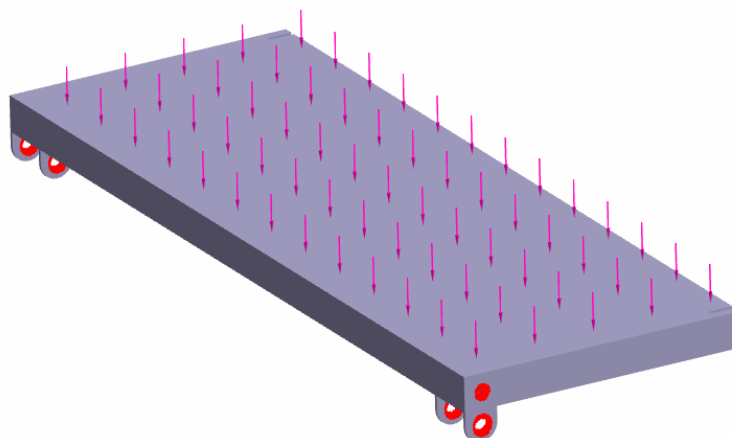
### Sujeción y fuerza

Para este análisis se sometió a una fuerza de 8000 N, puesto que es la carga máxima que debe tener la plataforma y esta sección es la que va a tener que soportar todo el peso neto. Las sujeciones se realizaron en las perforaciones donde van a ir los ejes principales que son los que más carga van a soportar, en la figura 31 se muestran las fijaciones empleadas y carga para el análisis. Se realizó una simulación estática, bajo la condición más demandante de la plataforma y se empleó un análisis estructural lineal, dado que se evaluó tensiones y deformaciones, también permite la optimización del diseño reduciendo las secciones de elementos con un sobredimensionamiento. Se aplicaron los mismos parámetros para todos los prototipos virtuales.

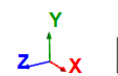
### Figura 31

*sujeción Zona de carga*

 SIMSOLID



Design study 1 | Structural 1



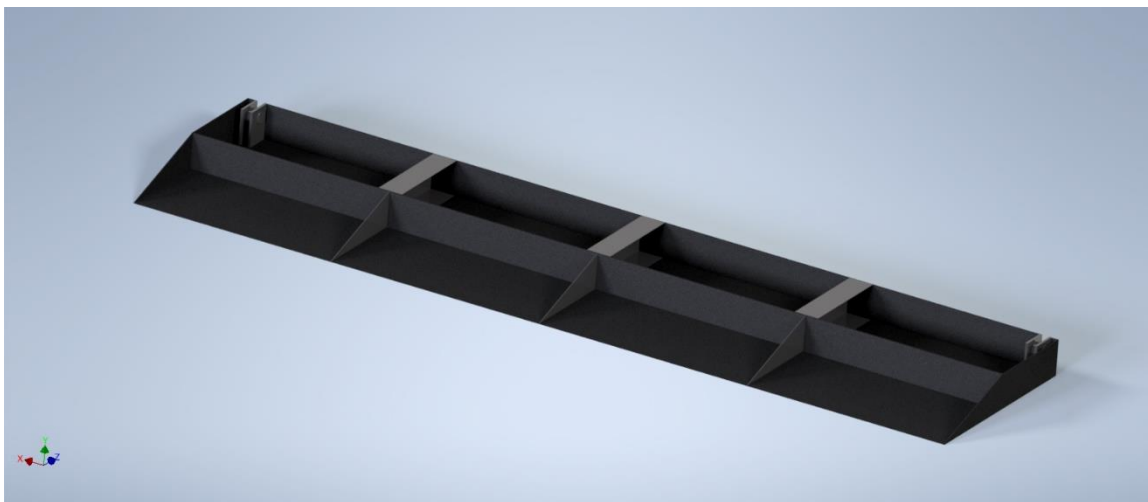
### **Diseño conceptual sección rampa**

La sección abatible de la plataforma fue concebida como una zona diseñada para optimizar el proceso de descarga, donde se preveía que los operarios utilizaran dispositivos mecánicos equipados con ruedas. En este contexto, la rampa desempeñaba un papel esencial al permitir un acceso fluido y eficiente para la carga y descarga de productos. Su función principal radicaba en simplificar y agilizar el movimiento de los productos, contribuyendo así a la eficacia de las operaciones logísticas.

En esa etapa del proyecto, se propuso la construcción de una estructura de acero para la sección, pero se decidió que todas las tapas que conformarían la superficie de la estructura serían de aluminio. Esta elección se basó en la necesidad de mantener la sección lo más ligera posible, puesto que se requería que el operador pudiera plegar la plataforma según se ilustra en la figura 32 y 33. A comparación de la zona de carga la zona de rampa al no tener que soportar en una condición directa de carga.

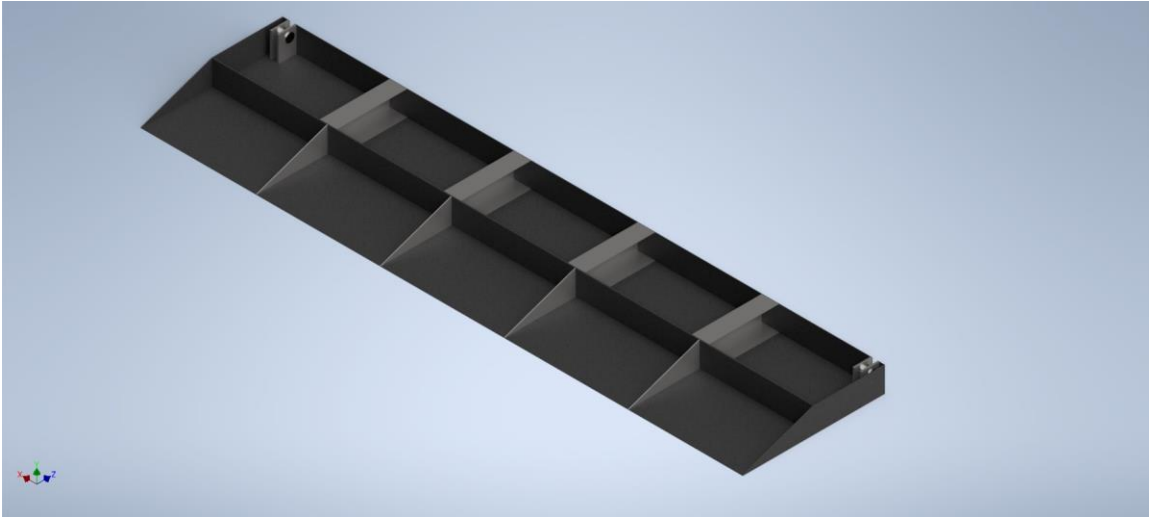
### **Figura 32**

*Render sección rampa*



**Figura 33**

*Render sección rampa*

**Selección de material y Análisis de pesos sección carga**

Para la Zona rampa independientemente del diseño se va a emplear el uso del aluminio mencionado en la sección de carga, se determinó el uso de este material para poder reducir el peso de esta sección, dado que va a ser abatible y el operador va a tener que realizar un pequeño esfuerzo para que la plataforma se pueda recoger.

El alma de la estructura tanto como las placas, refuerzos, triangulo y la base son de acero A36, el cual nos permite tener un alto índice de soldabilidad como se mencionó en las propiedades del material facilitando la unión de los componentes.

Al igual que en la sección de carga, inicialmente se seleccionó el diseño optimo y mediante el uso del software SolidWorks pudimos obtener el peso aproximado del ensamble.

**Simulación zona abatible o rampa**

En esta sección la relación de la carga con la dimensión se determinó respecto a la zona de carga comparando a la sección de rampa, sin embargo, como diseño se propuso que esta sección te la capacidad de soportar 2500 N, a pesar de que se consideró que esta

sección no debe ser tomada en cuenta para la elevación aun así debe soportar una carga considerable.

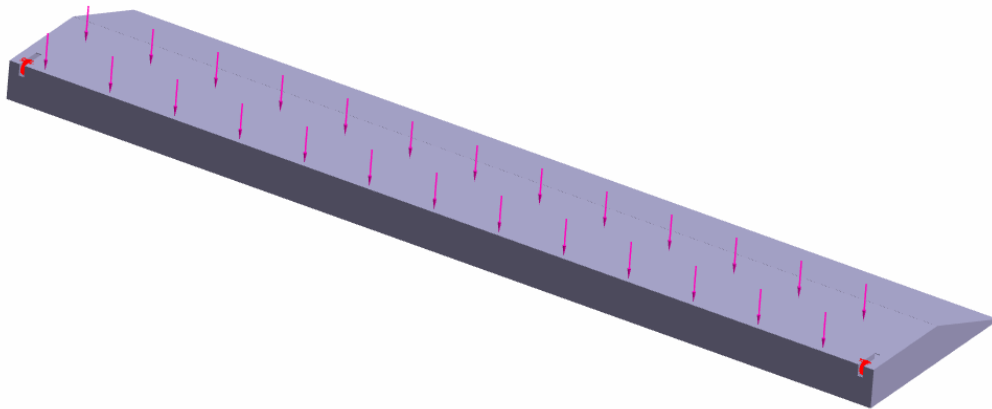
### **Sujeción y fuerza**

Para la simulación de la zona abatible se la sometió a una carga de 2500 N que es la relación de la carga con la dimensión de la sección y se colocó la fijación las perforaciones de las placas donde da a lugar al eje que va a estar conectado a un eslabón tipo bisagra (figura 34).

### **Figura 34**

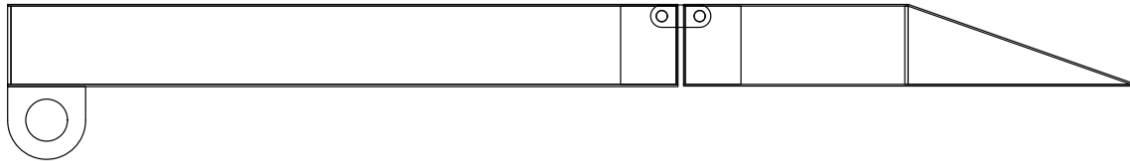
*Sujeción y fuerzas Zona Rampa*

 **SIMSOLID**

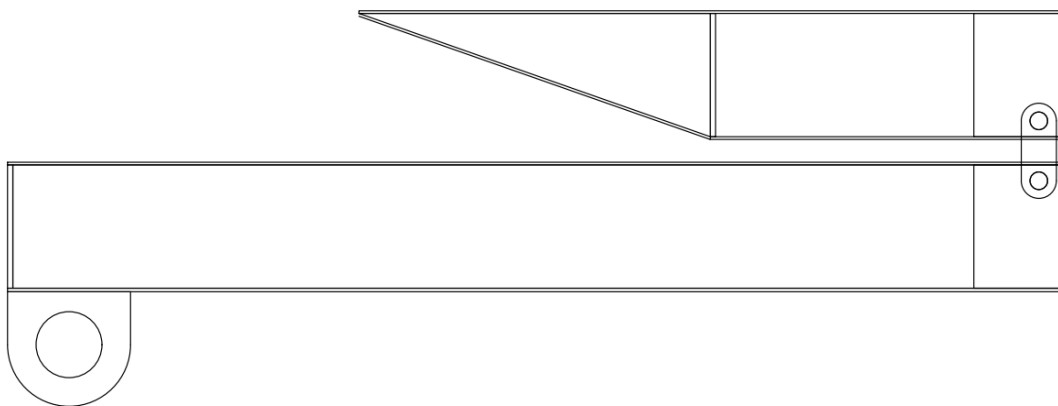


### **Análisis de posición sección abatible**

Previo al diseño en general del mecanismo, se diseñó un mecanismo que permita anclar la sección de carga con la sección abatible va a constar de dos posiciones generales, la posición número uno que va a ser cuando esta sección se encuentre en posición de carga (figura 35).

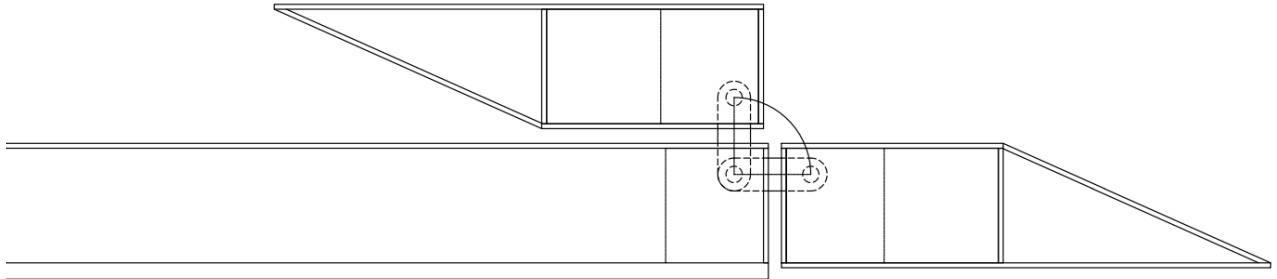
**Figura 35***Posición 1 sección abatible*

Por otro lado, la segunda posición va a estar sobre la zona de carga para reducir su longitud para poder almacenarla (figura 36).

**Figura 36***Posición 2 sección abatible*

Después de trazar las dos posiciones críticas de mecanismo, se dibujó la trayectoria que va a tener la bisagra en esta sección (figura 37).



**Figura 37***Trayecto bisagra*

Se empleó el análisis de posiciones para evitar colisiones que será evaluado mediante AUTODESK INVENTOR, puesto que nos da una vista en 3D del elemento facilitando la validación del mecanismo.

**Dimensionamiento de ejes**

El proceso de dimensionamiento de ejes es el mismo para la cantidad de ejes que se va a tener en todo el mecanismo, sin embargo, los ejes críticos son los que están anclados a la plataforma.

Previo al análisis matemático, se debe considerar ciertos parámetros para el diseño de ejes.

Al tener las dimensiones de la plataforma tanto como la zona de carga y la zona rampa se empleó la teoría de falla estática y dinámica, por lo que se va a determinar lo siguiente.

- Reacción en los apoyos
- Momento flector máximo
- Esfuerzo Máximo
- Diámetro mínimo

- Factor de seguridad
- Esfuerzos Fluctuantes
- Resistencia del material en eje
- Factor de seguridad dinámico

Al no tener una norma INEN relacionada netamente en vehículos con el accesorio de plataforma elevadora, para la determinación del factor de seguridad en los ejes se empleó la tabla de diseño mecánico (tabla 10).

**Tabla 10**

*Parámetros Factor de seguridad*

Aplicaciones	FOS
Para su uso con materiales de alta fiabilidad donde las condiciones de carga y ambientales no son severas y donde el peso es una consideración importante	1.3 – 1.5
Para su uso con materiales fiable cuando las condiciones de carga y ambientales no son severas.	1.5 – 2
Materiales ordinarios cuando	

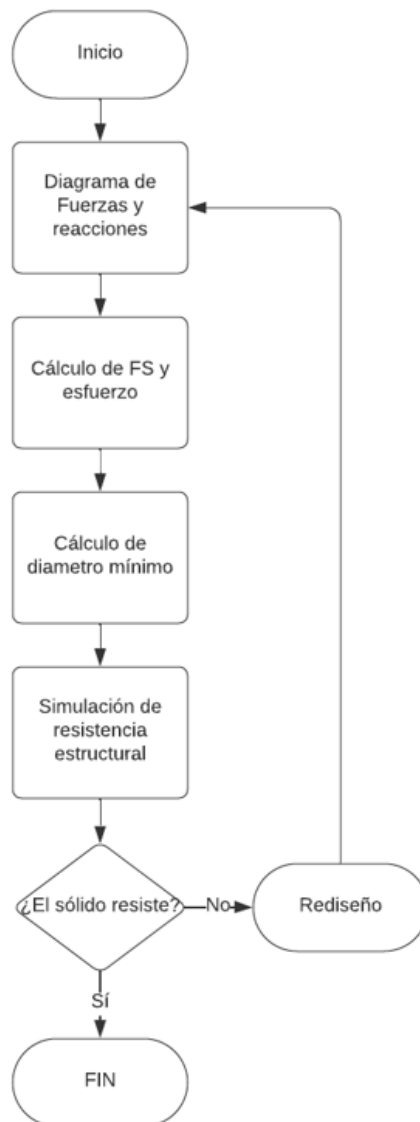
las condiciones de carga y ambientales no son severas	2 -2.5
Materiales frágiles donde la carga y las condiciones ambientales no son severas	2.5 - 3
Para su uso con materiales cuyas propiedades no son fiables y cuyas condiciones de carga y ambientales no son severas, o cuando se utilizan materiales fiables en condiciones difíciles y ambientales	3 - 4

Para el diseño del mecanismo se empleó un factor de seguridad mínimo de 1,5 Al tener que levantar carga se debe tener un margen para garantizar la seguridad de los operarios, se determinó esta constante en todos los elementos del sistema hidráulico y mecánico.

El proceso que se siguió fue probar las secciones de los ejes por lo que se realizó un diagrama de flujo presentado en la figura 38, que nos indica el proceso que se siguió para selección el diámetro deseado.

**Figura 38**

Diagrama de flujo del diseño

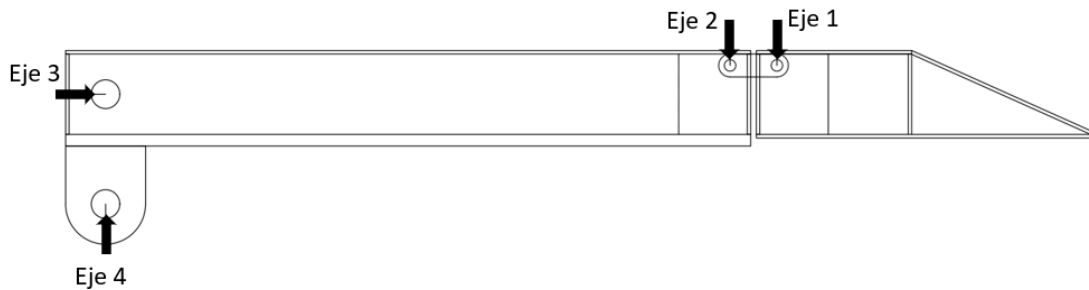


### Esquema y enumeración de ejes de la plataforma

Se colocó una nomenclatura a todos los ejes que van a intervenir en la plataforma, esto se realizó con el fin de tener un orden cronológico para el dimensionamiento de ejes (figura 39).

### Figura 39

#### Enumeración de ejes



El cálculo inicial se realizó a partir del eje 1 que es el sólido, va a servir de sujeción con la zona de rampa, se debe considerar que la fuerza del pasador dos y uno van a ser iguales, sin embargo, para conocer las fuerzas a la que va a estar sometido el eje se debe realizar un análisis previo de la sección abatible.

#### Diseño sección abatible

A pesar de que la sección abatible no está sometida a una fuerza neta, se va a diseñar la resistencia de esta sección bajo una relación en las dimensiones (ecuación 9).

Ecuación 9.

$$P_1 = \frac{P(A_{ZR})}{A_T} \quad (9)$$

Donde:

$P_1$  = Relación de carga

$P$  = Peso mínimo de carga

$A_{ZR}$  = Área de la sección de carga de la parte abatible

$A_T$  = Área Total (incluyendo sección de carga de la parte abatible)

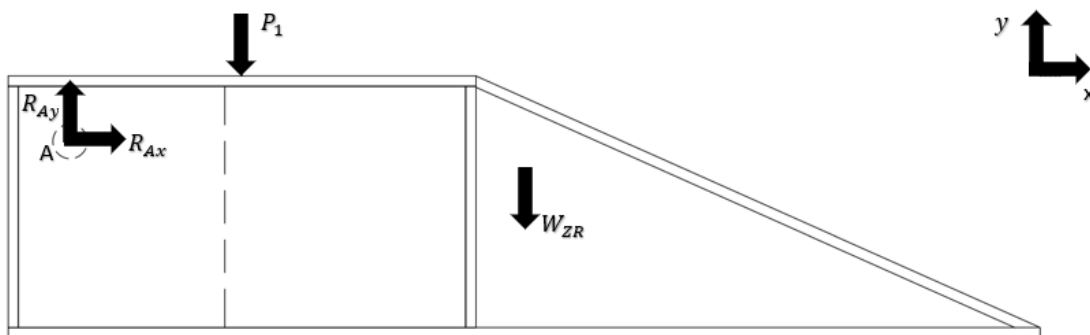
Para realizar los cálculos posteriores, se calculó  $P_1$  para conocer la carga que ejerce sobre el eje y la sección abatible.

$$P_1 = 2500 \text{ N}$$

Mediante la determinación de la magnitud de  $P_1$  se conoció la carga a la que va a estar sometida en relación de carga la zona abatible. Posterior a la determinación de  $P_1$  se realizó un diagrama de cuerpo libre de la plataforma para la obtención de la reacción que hay en el eje (figura 40).

#### Figura 40

*D.C.L de la sección abatible*



La resolución del diagrama de cuerpo libre nos va a indicar el valor de las reacciones que están siendo producidas por el punto de fijación A, el valor que se obtuvo en  $R_{Ay}$  nos indica cual es la fuerza que esta actuando en el eje 1.

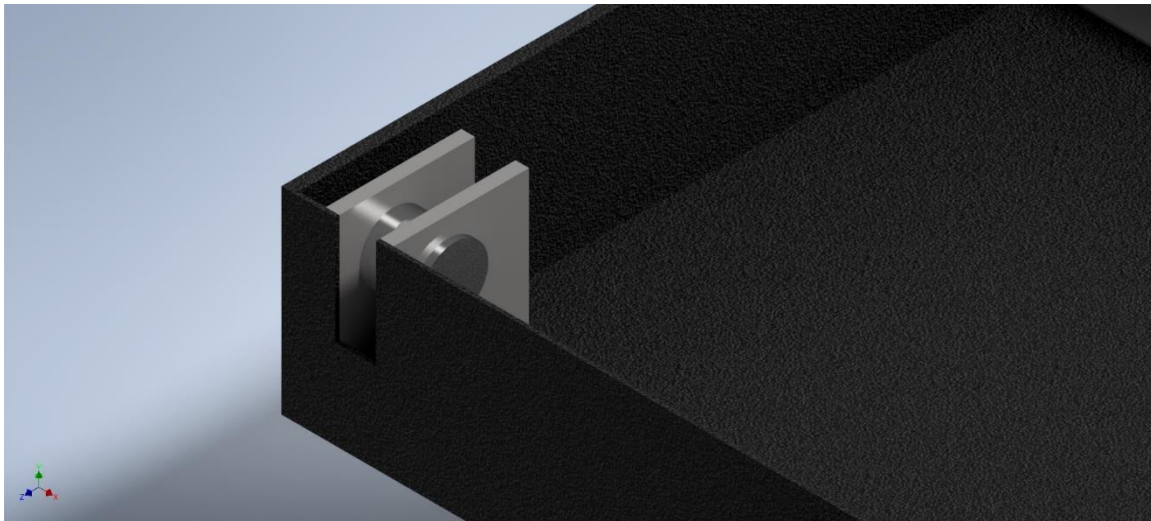
#### Dimensionamiento eje 1 y 2

Este eje es el encargado de sostener a la sección rampa, por lo que tiene que resistir el peso del ensamble y la carga de 2500 N. Se consideró que este eje es el que

permite la rotación de la bisagra para que el mecanismo pueda funcionar. En la figura 41 se muestra como esta sujetado el eje con las placas.

### **Figura 41**

*Detalle eje bisagra*



Para la determinación del dimensionamiento y el factor de seguridad se realizó el cálculo de momentos flectores y reacciones. Para la comprobación de que el eje seleccionado es correcto se realizó una simulación independiente con el eje y se analizó el resultado para obtener el margen de error, si se encuentra dentro de un 10% es aceptable, si supera este rango será un resultado inconcluso y se realizará una decisión de acorde a la experiencia.

### **Simulación del eje**

La simulación virtual se realizó de una manera independiente para poder obtener los datos más precisos del eje, por lo que se analizó como si fuera una viga en voladizo para conocer el esfuerzo y el factor de seguridad de la sección.

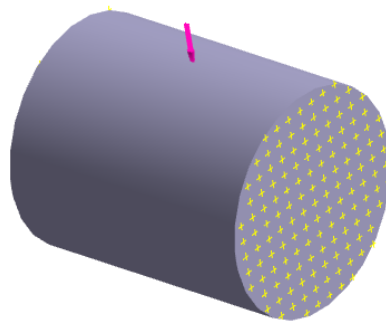


### Sujeción y carga eje 1

Como se detalló en la figura 42, el eje se encuentra sujetado por dos placas impidiendo la traslación en el eje “y”. Por lo que se colocaron las siguientes condiciones de fijación y carga. Se debe tener en cuenta que el material que se asignó para los ejes es el AISI 1020 rolado en frío.

#### Figura 42

*Sujeción y carga eje 1*



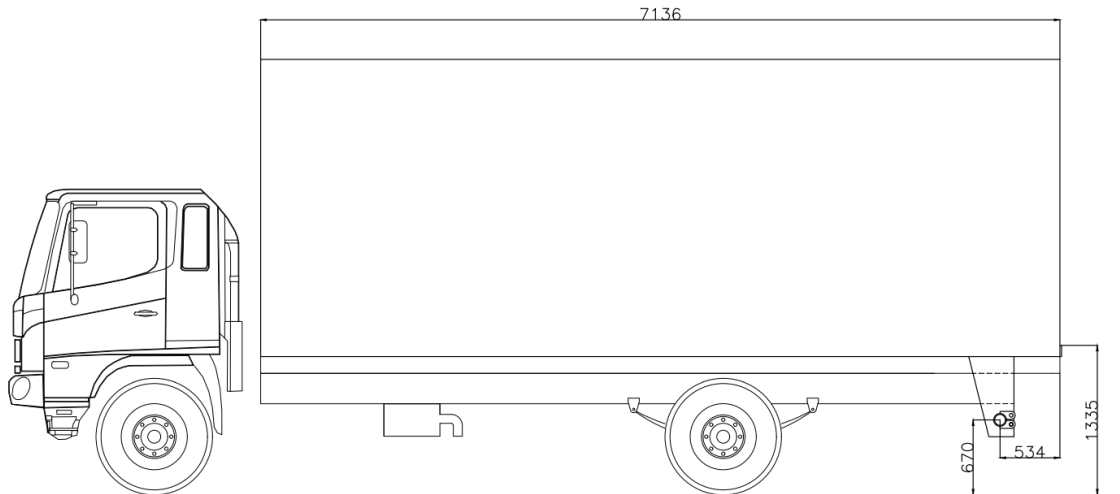
### Análisis de posición del mecanismo

Al tener las dimensiones de la plataforma, se va a realizar el diseño del mecanismo, dado que se tuvo en cuenta en todo el mecanismo para el dimensionamiento del eje tres y cuatro, dado que van a estar sometidos a la fuerza de los eslabones.

Inicialmente se tomó los datos del plano general del camión y se diseñó un modelo con las medidas de interés del camión en el software AutoCAD (figura 43).

**Figura 43**

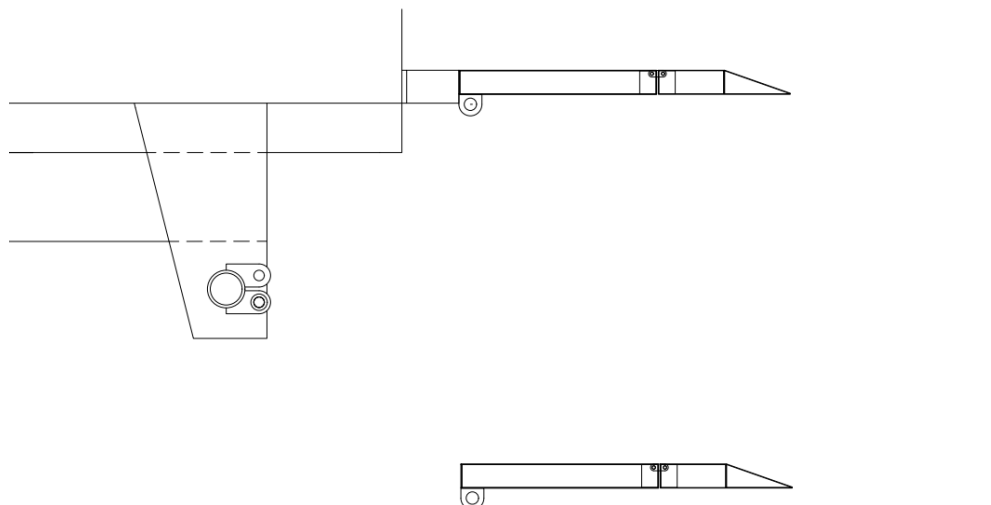
*Parámetros iniciales para el análisis de posiciones*

**Análisis de posición eslabón uno**

Para conocer la longitud del eslabón uno se colocó en el plano las posiciones de inicio y fin del mecanismo. Mediante el diseño del eslabón 1 basó el análisis de los siguientes eslabones. En la figura 44 se muestra la posición del mecanismo. Se tiene la plataforma en dos posiciones la una es cuando está en la posición mínima y la otra es cuando está en la posición máxima de elevación, mediante éstas posiciones se trazó la línea guía para visualizar la trayectoria del eslabón.

**Figura 44**

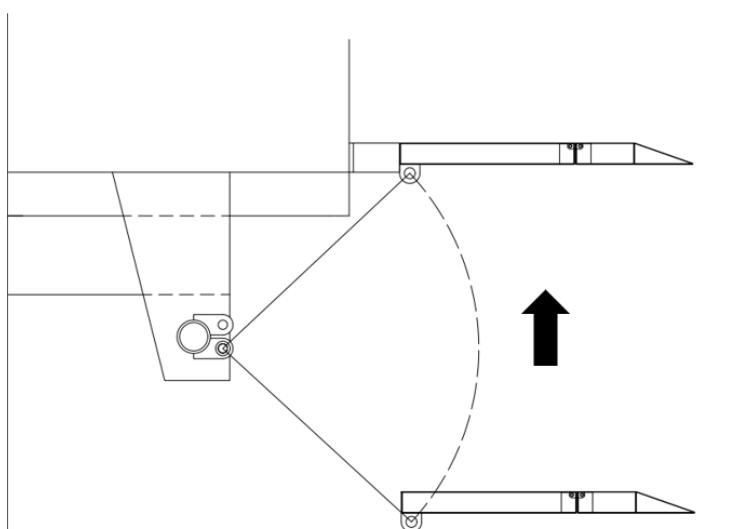
*Posiciones máximas y mínimas*



Se obtuvo el ángulo de giro del eslabón uno y la distancia que debe tener entre ejes para la poder cumplir la trayectoria, a partir de esta distancia crítica se realizó el diseño del eslabón 1 (figura 45).

**Figura 45**

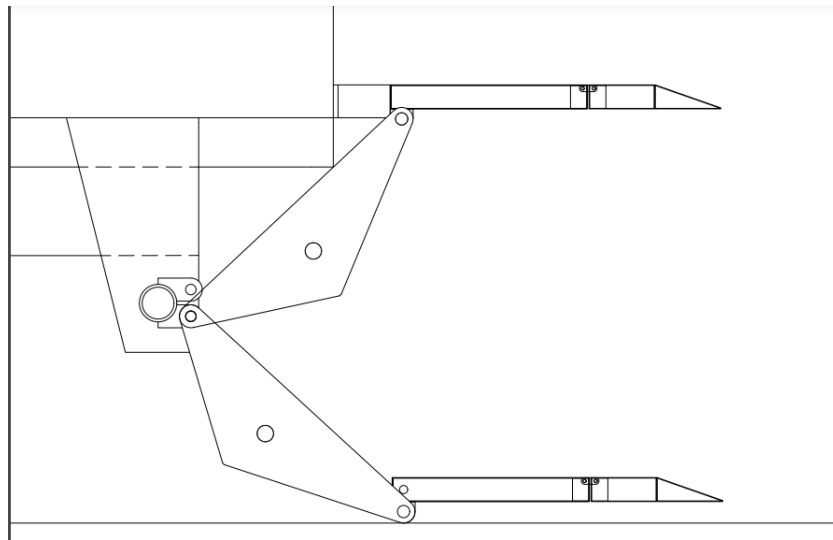
*Detalle de movimiento eslabón 1*



El diseño del eslabón 1 al ser el elemento motriz del sistema este debe tener un espacio donde se coloque un eje para el movimiento, dado que este eje estará sujeto al cilindro hidráulico (figura 46).

### **Figura 46**

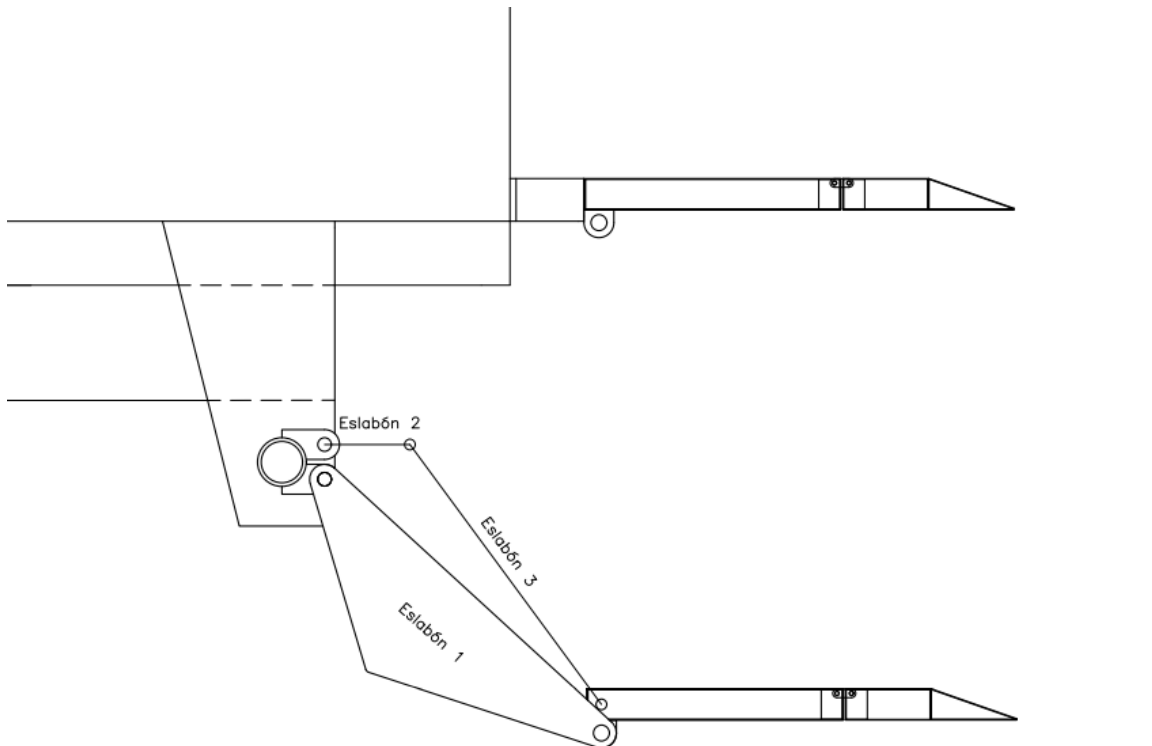
*Diseño eslabón uno*



### **Análisis de posición eslabón 2 y 3**

Se diseñó dos eslabones adicionales para dar estabilidad al sistema y también para que pueda almacenarse.

Inicialmente se partió del diseño del eslabón 1, el eslabón dos va a dar soporte al movimiento del eslabón 3, puesto que se construyó el sistema en base al elemento motriz, si se conecta el eslabón 3 directamente a la fijación no podría tener la articulación para poder almacenarse y también no podría completar el recorrido máximo de la plataforma (figura 47).

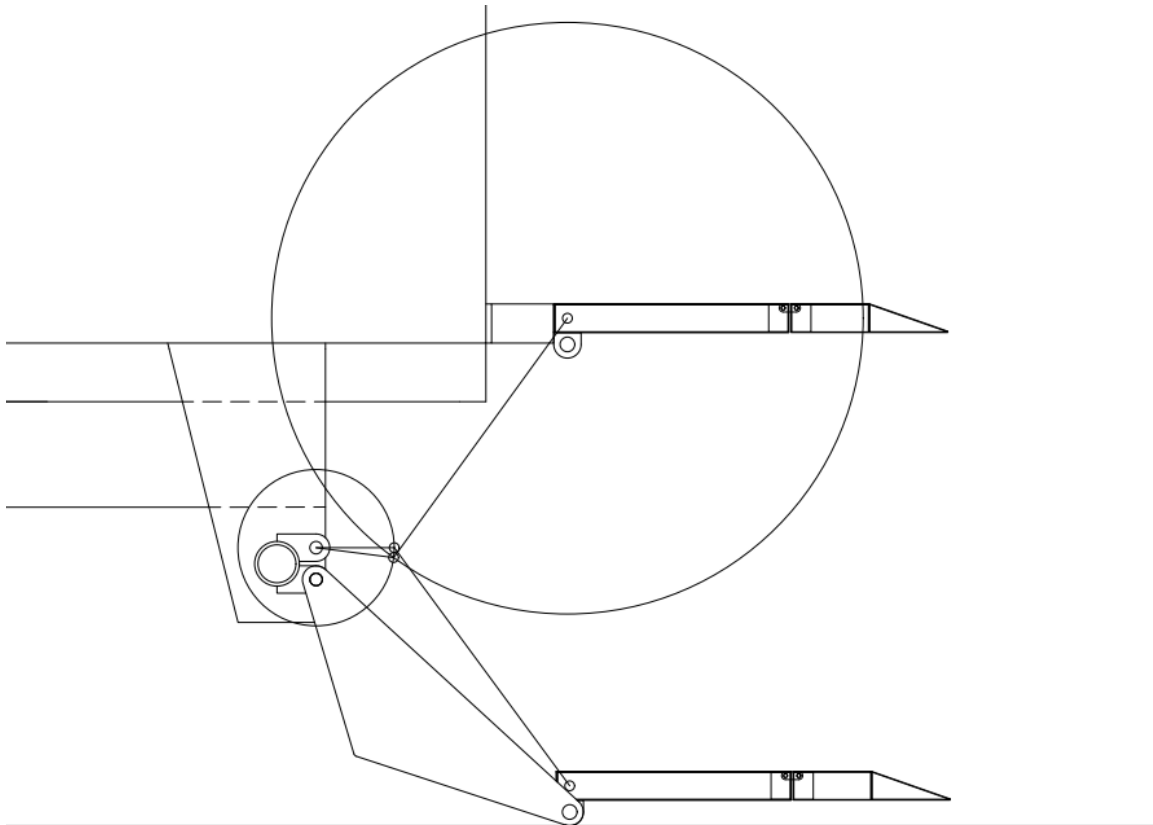
**Figura 47***Trazado eslabón 2 y 3*

El eslabón dos tiene una longitud controlada, es decir que depende del diseñador la longitud que se le va a asignar y el eslabón tres es la resultante de la conexión de eje de la plataforma y el eslabón 2.

Se trazó la trayectoria del eslabón 2 para que el eslabón 3 pueda realizar la basculación necesaria para cumplir la trayectoria, inicialmente se graficó la trayectoria que puede realizar el eslabón 2 y se trazó una circunferencia en la posición dos en el lugar del eje 3 con la medida del eslabón 3 para obtener el ángulo de giro que va a tener el eslabón dos (figura 48).

**Figura 48**

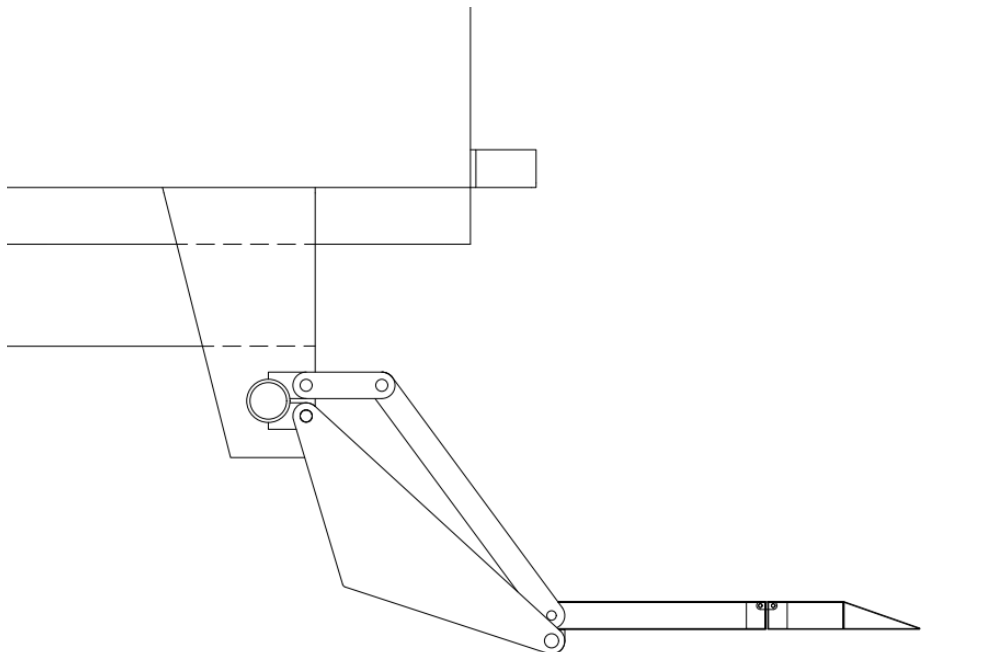
*Análisis de movimiento eslabón 2 y 3*



A partir del trazo de circunferencias se conoció el ángulo de giro que debe realizar para cumplir con las dos posiciones, tanto en la mínima como en la máxima, por lo que se procedió a realizar el diseño del eslabón 2 y 3. En la figura 49 se muestra el diseño del mecanismo.

**Figura 49**

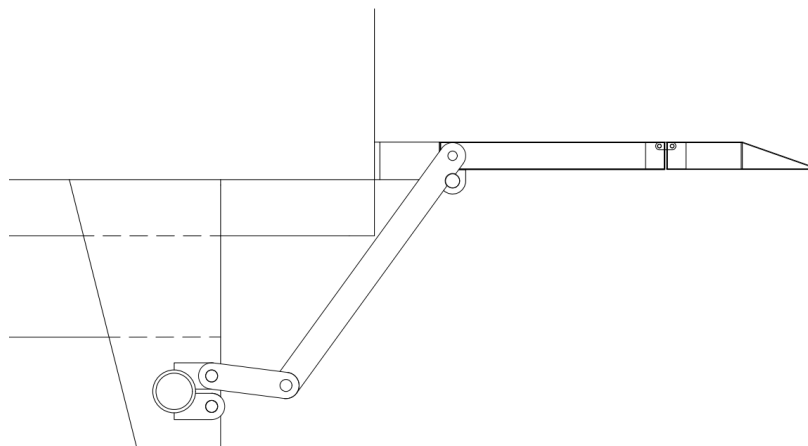
*Mecanismo completo posición mínima*



En la figura 50 se muestra la posición máxima del eslabón 2 y 3, se omitió el eslabón 1 por motivos de visualización. Se realizó un corte en media luna en el eslabón 3 para evitar interferencias con el eje 4.

**Figura 50**

*Mecanismo posición 2*



Para comprobar que el mecanismo no presenta colisiones entre los eslabones y la estructura del camión, se realizó un diseño en 3D, donde se evaluaron las dos posiciones críticas.

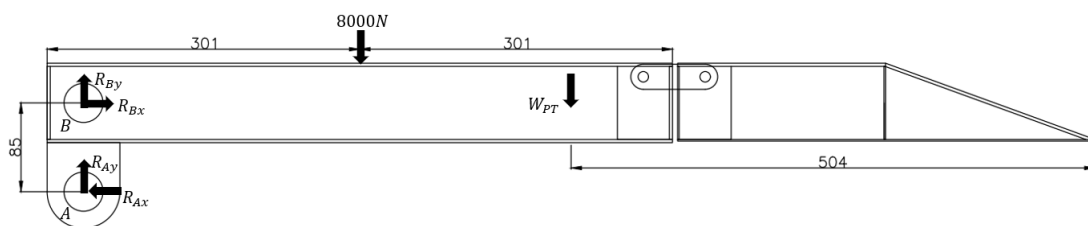
El almacenamiento de la plataforma únicamente va a depender de que la plataforma pueda girar en el eje, por lo que se presentará las posiciones de almacenamiento únicamente en un plano 3D, dado que las colisiones se pueden presentar en un plano tridimensional.

### Análisis de la plataforma en general

Se realizó el diagrama de cuerpo libre de la plataforma en general, para la determinación de los ejes principales que son los más críticos, por lo que se plateó el diagrama de fuerzas de la siguiente manera (figura 51).

#### Figura 51

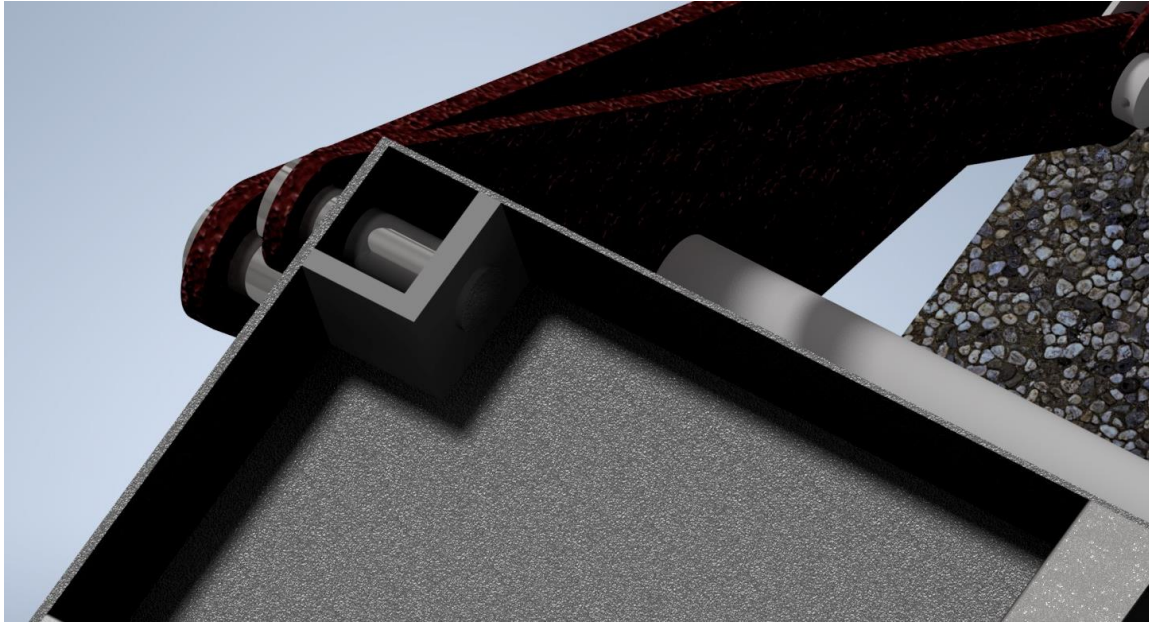
*D.C.L plataforma general*



### Dimensionamiento eje 3

En la figura 52 detalla la sujeción que va a tener el eje, puesto que el soporte que va a generar una fijación que es la unión que tendrá el eslabón con el eje generando un apoyo simple.



**Figura 52***Posición eje 3*

Se tiene un eslabón que genera una fijación en el eje, al no tener una restricción completa, va a tener rangos de movimiento, por lo que solo va a generar reacciones en el eje “y” y dos fuerzas puntuales en los puntos de apoyo del eje. Para las fuerzas puntuales se asumo que se distribuyen en estos dos contactos con la plataforma generando una flexión.

Se realizó un D.C.L del eje asumiendo un apoyo simple en un extremo y se aplicó teoría de fallas estático, por lo que se determinó que va a presentar un esfuerzo a flexión, con un material AISI 1020. El plano del eje se presenta en el Anexo C.

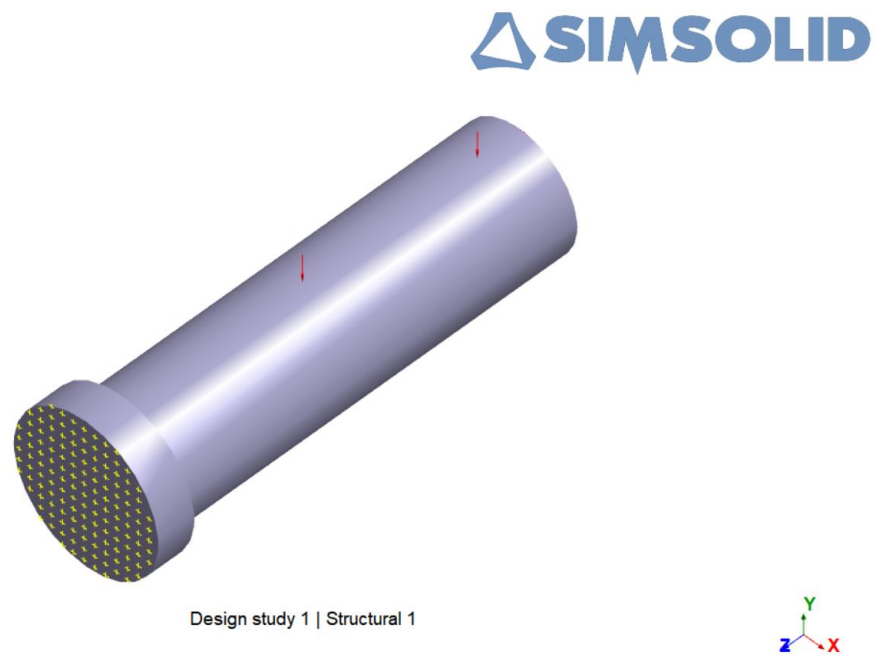
Se evaluó en la simulación como elemento independiente por lo que se asignó la siguiente configuración.

### Asignación de sujeciones y carga

Al tener dos puntos de contacto se asumió dos cargas puntuales en las dos superficies, por lo que se aplicó una carga remota en cada una y se fijó un extremo del pasador (figura 53).

#### Figura 53

Carga y sujeción eslabón 3

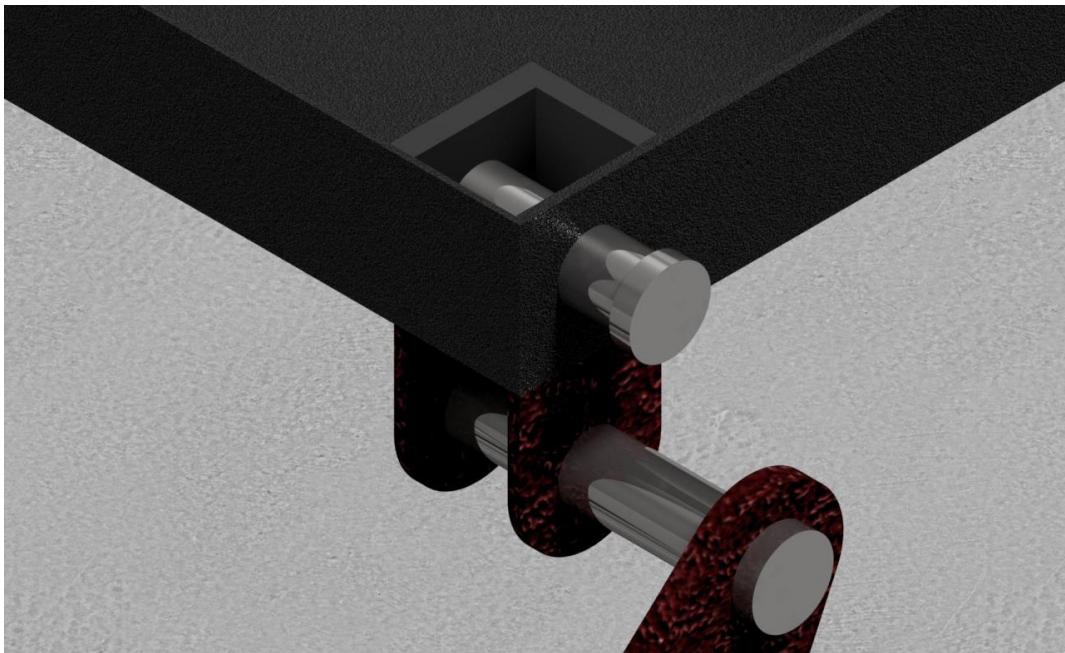


### Dimensionamiento eje 4

Este eje trabaja con el eslabón 1, el cual es el encargado de dar el movimiento a la plataforma, estos son los pasadores más críticos puestos que están totalmente sometido a la carga, también este eje fue diseñado para que la plataforma pueda generar un pivote y facilitar al operario la recolección.

### Figura 54

*Eje 4 posición*

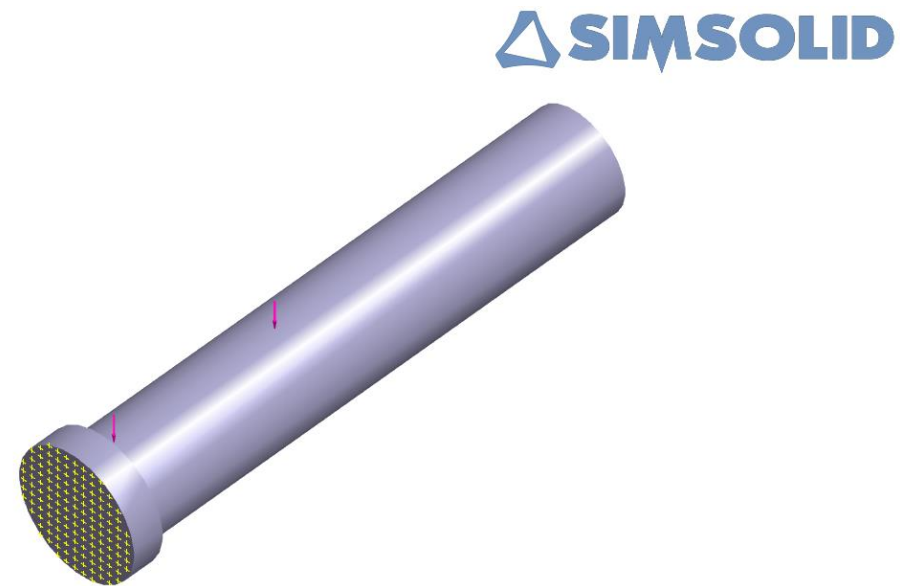


### Asignación de sujeciones y carga eje 4

Al tener dos puntos de contacto se asumió dos cargas puntuales en las dos superficies, por lo que se aplicó una carga remota en cada una y se fijó un extremo del pasador (figura 55).

**Figura 55**

*Carga y sujeción eslabón 4*

**Resorte de torsión para eje 4**

Para el análisis del resorte de torsión se seleccionó un alambre de cromo de vanadio, las propiedades se encuentran en el Anexo D. este resorte va a estar sometido al peso total de la plataforma.

**Diseño estático del resorte**

Se va a tener dos resortes en cada lado, por lo que el momento máximo será dividido para la cantidad de resortes en el eje (ecuación 10).

*Ecuación 10.*

$$M_{max} = \frac{P_{plataforma}(X)}{2} \quad ( 10 )$$

Donde:

X = centro de gravedad del eje.

Para conocer si el resorte se puede fabricar se tomó en cuenta la relación que presenta el libro de diseño mecánico de Shingleys (ecuación 11).

*Ecuación 11.*

$$C = \frac{D}{d} \quad ( 11 )$$

Donde:

C = Índice de resorte.

D = Diámetro interno de la espira.

d = diámetro del alambre.

Para tener el esfuerzo se aplicó la fórmula del esfuerzo flexionante del resorte para conocer cuál es la tensión a la que está sometido (ecuación 12).

*Ecuación 12.*

$$\sigma = \frac{K_i 32M}{\pi d^3} \quad ( 12 )$$

Donde:

$\sigma$  = Esfuerzo flexionante del resorte.

$K_i$  = Factor de corrección del esfuerzo.

M = Momento máximo

El factor de corrección del esfuerzo es la relación del índice del resorte (ecuación 12).

*Ecuación 13.*

$$K_i = \frac{4C^2 - C - 1}{4C(C - 1)} \quad ( 13 )$$

## **Sistema De anclaje**

### **Tubo de anclaje**

El diseño del sistema de anclaje es crucial, puesto que es la fijación que debe tener el sistema y si falla puede colapsar todo el mecanismo, por lo que planteó varios factores que se tomaron en cuenta en el diseño conceptual.

Se considero que se debe anclar el chasis del camión y el chasis del furgón mediante una placa, la cual estará soldada y empernada tanto al chasis superior como al inferior. El tubo y las placas son de Acero A36 sin embargo al tener que soportar todo el peso de todos los elementos y la carga adicional se consideraron tubos redondos con un espesor grueso para tener más resistencia. En la tabla 11 se muestra las propiedades de un tubo cedula 80 que en un inicio sería el seleccionado para soportar la carga y también nos permite soldar los componentes al ser grueso la soldadura sería más simple, caso contrario perforaría el material.

**Tabla 11**

*Tabla propiedades Mecánicas de tubo*

PROPIEDADES MECÁNICAS				
RESISTENCIA MECÁNICA		PUNTO DE FLUENCIA		Elongación% Min
KG/MM2	Psi	Kg/mm2	Psi	
<b>42,2</b>	60000	24.6	35000	30 - 35

*Fuente: Importaceros*

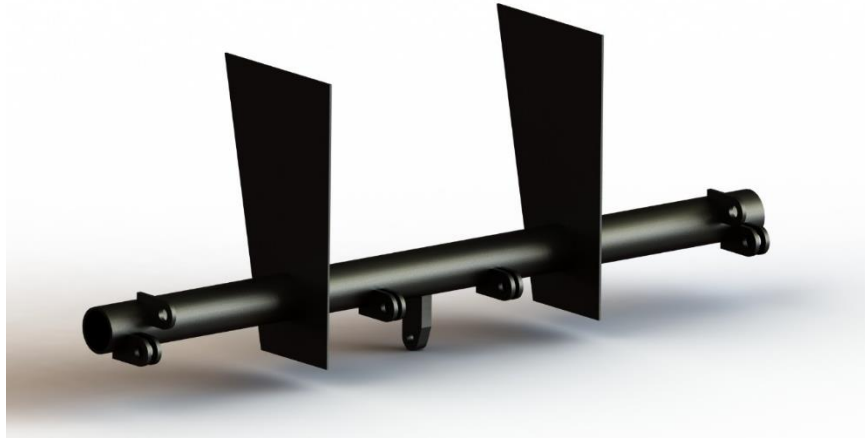
A pesar de soportar grandes cargas a flexión, se realizó una simulación para la validación de la selección de la perfilera.

### **Placas de anclaje**

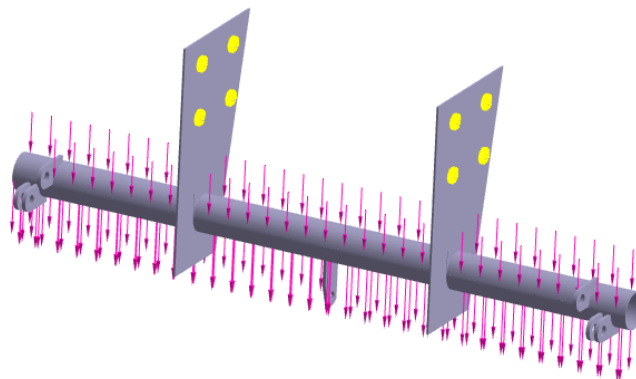
Las placas de anclaje van a ser soldadas y empernadas al chasis del camión, siendo el principal soporte del sistema, por lo que es la sección más crítica, por lo que se simulará el conjunto del anclaje para poder validar la resistencia estructural del sistema.

### **Diseño conceptual sistema de anclaje**

Se hizo un diseño en 3D para poder someterlo a simulaciones de resistencia en el software SIMSOLID, como es la sección fija, se realizaron las bancadas fijas para los eslabones en el tubo, las cuales tienen que ser soldadas directamente al tubo. En la figura 56 se presenta el render del diseño.

**Figura 56***Sistema de anclaje***Simulación sistema de anclaje****Sujeción y carga**

Como se mencionó las placas deben tener perforaciones donde van a ir pernos para poder tener una sujeción del sistema con el camión, por lo que los principales ejes que van a soportar la carga de la plataforma son los pernos, se debe tener la capacidad de soportar el peso del sistema y también la carga de 8000 N.

**Figura 57***Sujeción y carga del sistema*



## Ensamble de mecanismo

En esta sección se realizó la unión del conjunto de toda la sección mecánica, la cual está conformada, por resortes, pasadores y arandelas.

Al tener pasadores los cuales tienen un apoyo simple, se debe tener en consideración que van a tener un desplazamiento en el eje, por lo que existen elementos que nos permiten restringir estos elementos, como lo son las argollas de seguridad y pasadores.

## Simulación total

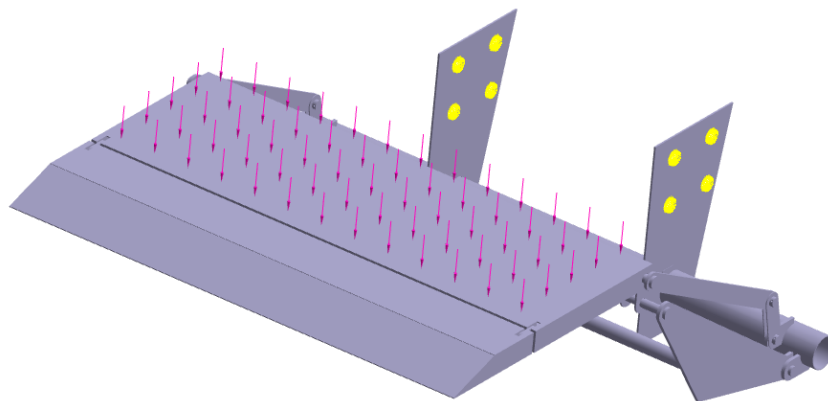
### Sujeciones y fuerzas

Para la sujeción se determinó colocar la restricción en los agujeros donde van a estar los pernos de anclaje, para la carga se aplicó en la zona diseñada para soportar el peso máximo de 8000 N, se consideró un factor de seguridad mínimo de 1,5.

## Figura 58

*Sujeción plataforma ensamble*

 SIMSOLID



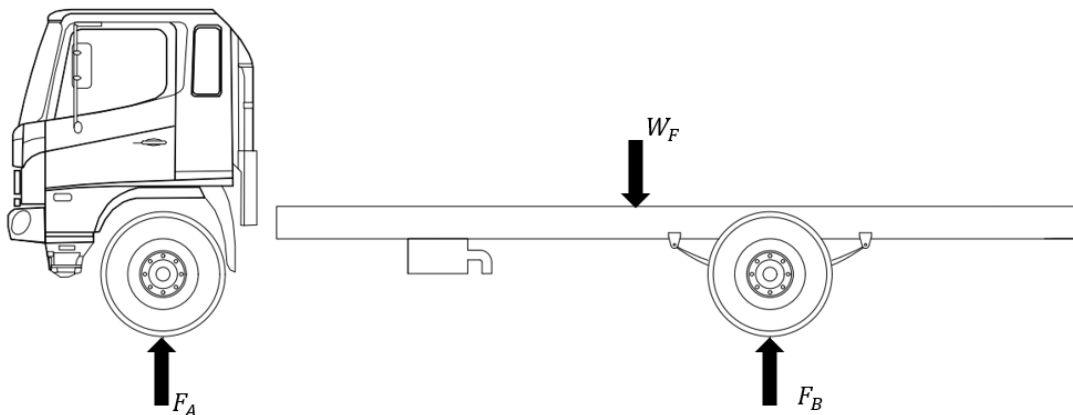
## Distribución de cargas

Para la implementación del sistema de elevación se debe consideró la capacidad de carga que tiene, puesto que si se excediese este limite la estructura del camión presentaría daños drásticos y generaría un problema para el operario.

Inicialmente se debe consideró las fuerzas que ya presentaba el camión previo a la instalación del sistema de elevación, por lo que se realizó un diagrama de cuerpo libre del vehículo (figura 59).

### Figura 59

*D.C.L del camión*



Donde:

$F_A$  = Distribución de la carga eje delantero

$F_B$  = Distribución de la carga eje trasero

$W_F$  = Peso del furgón

El diagrama de cuerpo libre nos muestra las cargas que están ejerciendo el camión por lo que uno de los puntos a evaluar es el centro de equilibrio que va a tener la

carrocería. Inicialmente se analizó el peso en el eje trasero, dado que al ser el lugar donde se establece la carga por el motivo de que en el eje delantero se tiene el motor, cabina, chasis, etc.

El análisis debe ser individual por lo que inicialmente se analizó la carga que ejerce el furgón en los ejes y posterior al cálculo del furgón se agrega a la plataforma.

### **Peso en eje trasero Furgón**

Mediante la determinación de este factor se conoció el peso que está ejerciendo el furgón en el eje trasero. Se consideró para el cálculo un peso del furgón de 1400 kilogramos, este dato fue otorgado por el fabricante. En este procedimiento no se empleó el sistema internacional, puesto que las fórmulas relacionan kilogramos y las fichas técnicas de los camiones también, por lo que se empleara kilogramos fuerza como la unidad de la magnitud de la fuerza (ecuación 14).

*Ecuación 14.*

$$K_B = \frac{(W_F \times C)}{DE} \quad ( 14 )$$

Donde:

$K_B$  = Peso en eje trasero

$FG$  = Peso de furgón

$C$  = Distancia del centro del furgón al eje delantero

$DE$  = Distancia entre ejes

### **Carga Máxima Permitida en el eje trasero**

Para conocer la distribución de carga en el eje trasero se presenta la ecuación 15, que va a determinar si el eje trasero no excede la capacidad de carga. La ficha técnica nos

indica que el peso del chasis es de 5350 kg, por lo que se asumió que existe una relación 70 – 30%, dado que el eje delantero debe cargar con la cabina, motor, etc.

*Ecuación 15.*

$$F_B = P_B - T_B - K_B \quad ( 15 )$$

Donde:

$P_B$  = Carga Máxima permitida en el eje trasero

$T_B$  = Peso del chasis en el eje trasero

### **Peso en eje delantero del furgón**

El eje delantero viene ocupado un porcentaje alto en lo que respecta a la capacidad de carga, puesto que el sistema automotriz se centra en este eje. Para conocer el peso total en el eje delantero se utilizó la ecuación 16.

*Ecuación 16.*

$$K_A = K - K_B \quad ( 16 )$$

Donde:

$K_A$  = Peso en eje delantero

$K$  = Peso total furgón

### **Carga Máxima Permitida en el eje delantero**

Al igual que en el eje trasero, se realizó el análisis para conocer si el eje se encuentra de su límite de carga máxima (ecuación 17).

*Ecuación 17.*

$$F_A = P_A - T_A - K_A \quad ( 17 )$$

Donde:

$F_A$  = Carga Máxima permitida en el eje delantero

$T_A$  = Peso del chasis en el eje delantero

### **Carga Máxima Permitida en el camión**

La sumatoria de la distribución de carga en ambos ejes nos indicó cual es la carga máxima que va a soportar el camión (ecuación 18).

*Ecuación 18.*

$$L = F_B + F_A \quad ( 18 )$$

Donde:

$L$  = Carga Máxima Permitida

$F_A$  = Carga Máxima permitida en el eje delantero

$F_B$  = Carga máxima permitida en el eje trasero

. Para la implementación del sistema de elevación, se tuvo la misma distribución de carga, sin embargo, se debe considerar que, al estar en una distancia lejana al eje delantero, el peso del sistema va a estar netamente en el eje trasero.

## Diseño del sistema electrohidráulico

### Esquema sistema electrohidráulico

Se comienza a plasmar el diseño que va a presentar el sistema, dado que va a constar de elementos que deben tomarse en cuenta para poder a realizar los cálculos de las capacidades y la presión que se va a manejar.

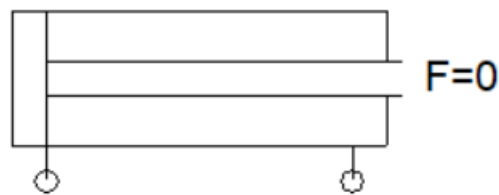
En un principio se tiene el sistema hidráulico que va a constar de los siguientes elementos.

### Cilindro doble efecto

Se necesitó específicamente el cilindro de doble efecto, puesto que se requiere poder controlar el vástago en la extensión y también en la retracción (figura 60).

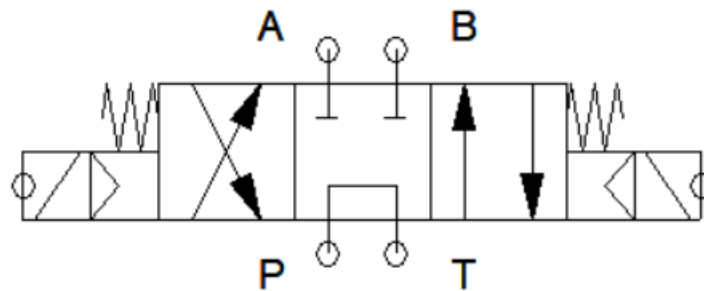
### Figura 60

*Cilindro doble efecto*



### Válvula de 4 vías

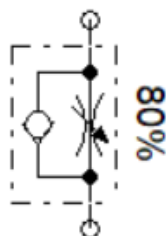
La válvula es la que nos permite dar paso al flujo del aceite, la configuración de la válvula será la siguiente (figura 61).

**Figura 61***Configuración válvula 4 vías*

Se planteó el uso de una válvula con retorno de muelle lo cual nos indica que, si dejamos de aplastar, va a volver a su sitio por el resorte que tiene y es pilotado, esto nos servirá para controlar la válvula mediante pulsadores, al ser una válvula electrohidráulica podemos accionarla mediante una botonera, y las tres secciones nos indican la dirección en la que va a dirigirse el

### **Válvula antirretorno estranguladora**

Mediante esta válvula se va a conseguir que el flujo del fluido se regule, esto es útil puesto que se necesita un control preciso de flujo (figura 62).

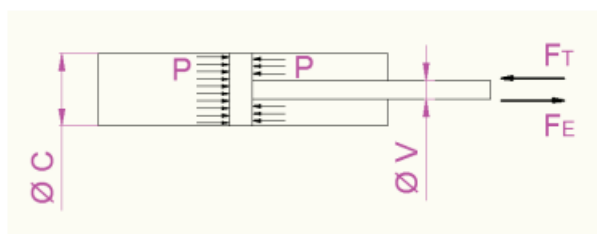
**Figura 62***Válvula estranguladora*

### Cilindro hidráulico

Para la determinación de los componentes hidráulicos, se basó en las características que va a tener el cilindro hidráulico. Puesto que es el que da movimiento al sistema y es el fin del circuito hidráulico, por lo que se realizó el diagrama de cuerpo libre para determinar los factores críticos para el correcto funcionamiento del cilindro (figura 63).

#### Figura 63

*D.C.L del cilindro*

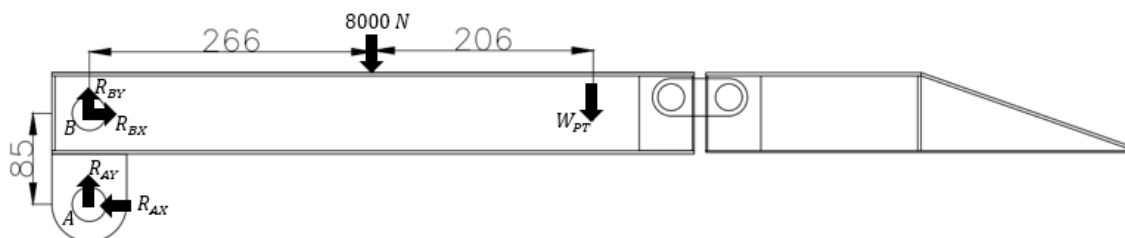


Se consideró una marca que se puede encontrar en el mercado ecuatoriano, como lo son los cilindros PRINCE, en el anexo E, se adjuntará la ficha técnica del tipo de cilindro a seleccionar.

### Determinación de reacción para cilindro hidráulico

Se analizó el DCL de la plataforma elevado en general para la obtención de la reacción que va a permitir que el cilindro pueda mover todo el sistema (figura 64).



**Figura 64***D.C.L plataforma*

Al tener las cargas principales del sistema en la plataforma, la reacción que se tiene que superar es la reacción que hay en el eje x, por lo que se determinó que las reacciones en el nodo A y B del eje “x” deben tener igual magnitud al igual que las reacciones en el eje x.

### Fuerza de empuje

Para conocer la fuerza de empuje que va a tener el cilindro se empleó la siguiente ecuación que se basa en el principio de la hidráulica, mediante la Fuerza de empuje se va a conocer cuál es su fuerza cuando el vástago se extiende (ecuación 19).

*Ecuación 19.*

$$F_E = P \times A_C \quad ( 19 )$$

Donde:

$F_E$  = Fuerza de empuje del cilindro

$A_C$  = Área de la camisa

$P$  = Presión

### Fuerza de Tracción

Esta fuerza se define como la diferencia del área de la camisa y el vástago, es importante determinar esta fuerza, puesto que es la magnitud que debe superar a la reacción máxima del sistema (ecuación 20).

*Ecuación 20.*

$$F_T = P(A_c - A_V) \quad ( 20 )$$

Donde:

$F_T$  = Fuerza de tracción

$A_V$  = Área del vástago

$P$  = Presión

Los datos considerados, son otorgados por el fabricante de cilindros PRINCE (tabla 12).

**Tabla 12**

*Detalles técnicos del cilindro*

Modelo de cilindro	Diámetro del pistón (in)	Diámetro del vástago (in)	Presión (psi)
F150	1,5	¾	3000
F175	1,75	1	3000
F200	2	1,125	3000
F225	2,25	1,25	3000
F250	2,5	1,375	3000

F275	2,75	1,5	3000
------	------	-----	------

---

*Fuente: Ficha técnica cilindros Prince*

Se realizó el cálculo de fuerza de empuje y tracción para cada uno de los modelos de los cilindros aplicando las fórmulas, para seleccionar el que más se adapte a los requerimientos. En el anexo F se presenta la configuración del cilindro.

### **Carrera del cilindro**

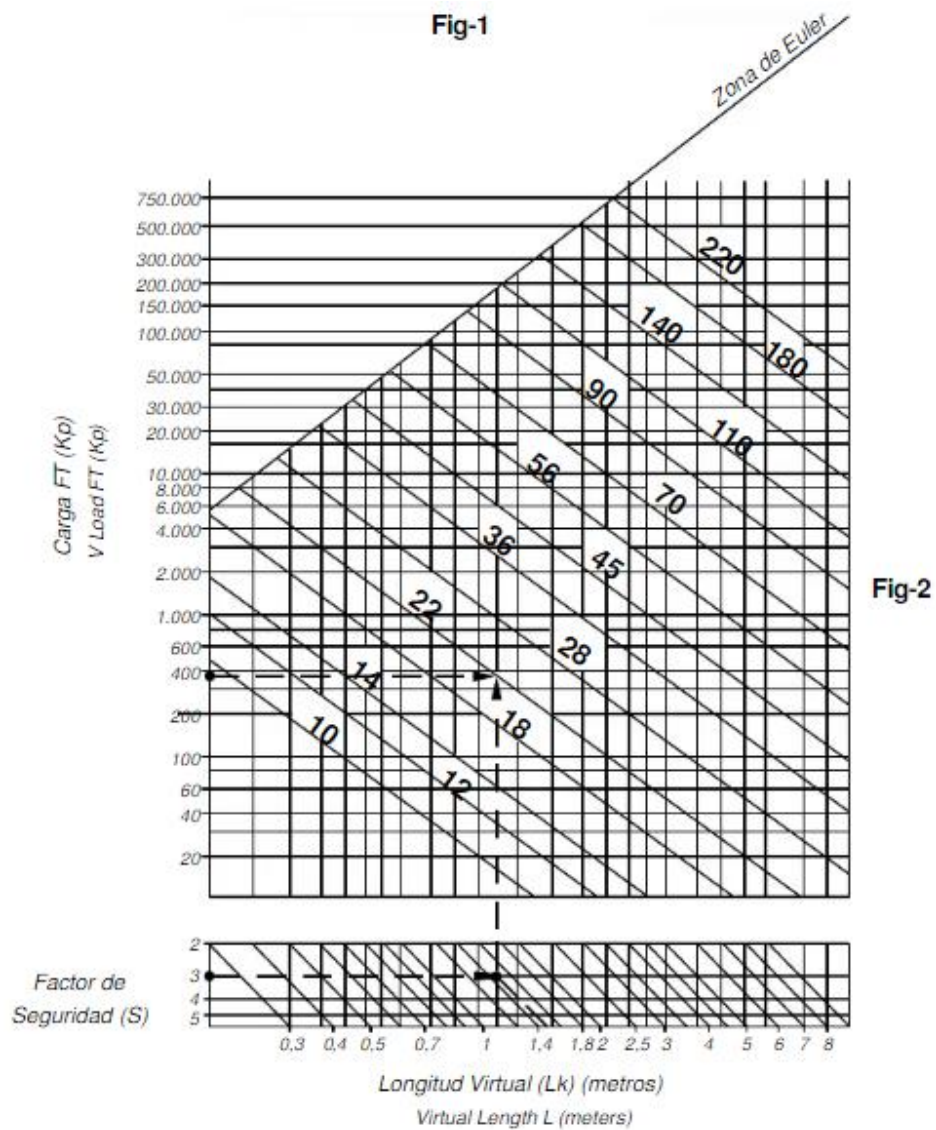
Se utilizó la posición más crítica del elemento motriz, que es el eslabón 1, donde se colocó un eje para que el cilindro este anclado y realice el movimiento, se empleó el uso del software AUTOCAD, para facilitar las dimensiones. Considerando las medidas del cilindro que se va a emplear.

### **Configuración del cilindro**

El cilindro hidráulico está sometido a una fuerza que puede producir pandeo, por lo que se tomó en cuenta para la comprobación del vástago que se define bajo una gráfica otorgada por CILCOIL, que es una empresa de cilindros que realizó pruebas para conocer el factor de seguridad del vástago (figura 65).

**Figura 65**

*Comprobación del vástago*



Fuente: CILCOIL

### **Selección bomba hidráulica**

La bomba hidráulica es la que abastece al sistema, por lo que se debe tener en consideración los datos que se han obtenido a partir del cilindro hidráulico.

### **Velocidad de desplazamiento del cilindro**

Uno de los factores que es de importancia para el usuario es la velocidad que se desplaza el cilindro, dado que de esto depende el ascenso y descenso de la plataforma elevadora por lo que se tiene la ecuación 21.

*Ecuación 21.*

$$v = \frac{C}{t} \quad ( 21 )$$

Donde:

v = Velocidad de desplazamiento del cilindro

C = Carrera del cilindro

t = Tiempo de elevación del sistema

### **Caudal de la bomba**

Para la determinación del caudal que debe tener el sistema, se empleó la sección que va a tener y la velocidad que se desee que fluya el aceite por lo consultado la demora del punto mínimo al máximo es de 10 segundos (ecuación 22).

*Ecuación 22.*

$$Q = Av \quad ( 22 )$$

Donde:

Q = Caudal

A = Área de la sección

$V =$  Velocidad del fluido

### Selección de la manguera hidráulica

El diámetro de la manguera hidráulica va a depender de la presión que ejerza la bomba por lo que se planteó utilizar mangueras de la marca SERVIMANGUERAS, que ofrecen los diferentes tipos de mangueras (figura 66).

### Figura 66

*Datos técnicos manguera hidráulica*

Número de Parte	Diámetro Interior (Pulg.)	Máxima Presión (psi)	Radio mínimo de curvatura	Serie de Conexiones
487 - 4	1/4	4,000	2	43
487 - 6	3/8	4,000	2-1/2	43
487 - 8	1/2	4,000	3-1/2	43
487 - 10	5/8	4,000	4	43
487 - 12	3/4	4,000	4-3/4	43
487 - 16	1	4,000	6	43
487 - 20	1-1/4	4,000	8-1/4	43
487 - 24	1-1/2	4,000	10	43
487 - 32	2	4,000	12-1/2	43

*Fuente: Ecu Mangueras*

### Sistema electrohidráulico

Para poder accionar el sistema hidráulico mediante pulsadores, se diseñó el sistema eléctrico. Para lo cual debemos tener controladores en las válvulas que nos permitan regularlas externamente.

Los componentes eléctricos que se van a utilizar para este circuito son los siguientes.

### **Fuente 24 voltios**

Para que el sistema eléctrico pueda funcionar se empleó una conexión directa a la batería, la cual nos va a abastecer los 24 voltios para que los componentes puedan funcionar.

### **Pulsadores**

Los pulsadores netamente son para que el usuario tenga el control de la plataforma, por lo que esto permitirá el flujo del fluido hacia el cilindro de doble efecto.

### **Solenoides de válvula**

Este elemento es el más importante en el circuito eléctrico, puesto que la válvula en la sección hidráulica debe estar configurada para ser accionada por el solenoide, que la función es generar un campo magnético que atrae o repele el émbolo.

### **Relé**

Al estar sometiendo los elementos a corriente se planteó en tener un relé el cual nos ayuda para controlar la corriente eléctrica y evitar cualquier tipo de inconveniente en el aspecto eléctrico.

### **Interruptor**

La principal función de este elemento es permitir el flujo de corriente cuando esté conectado y si no lo está no permite el flujo por lo que no va a generar ningún tipo de acción.

### **Análisis de costos**

En esta sección se analizó los costos de producción de la plataforma elevadora, por lo que el costo total se va a estimar por los siguientes puntos.

- Materia Prima
- Mano de obra
- Elementos Normalizados
- Costo maquinado
- Costos adicionales

### **Materia Prima**

Para conocer el precio de la materia prima se ha realizado cotizaciones a dos empresas dedicadas a la venta de aluminio y acero. Como se conoce el precio de cuánto pesa la plancha de acero que se necesita, es decir tiene una relación proporcional, dado que, entre más espesor, más peso y más precio.

En el anexo F y G se tienen las cotizaciones realizadas, sin embargo, los parámetros importantes son los siguientes (tabla 13).

**Tabla 13**

*Análisis de costo por peso de materia prima*

<b><i>Empresa</i></b>	<b><i>Precio Por kilo Acero</i></b>	<b><i>Precio por Kilo Aluminio</i></b>
<i>IMPORT ACEROS</i>	0,84	3,83
<i>ACERAL</i>	0,87	3,55



El análisis de precios de la materia prima tiene varios factores, porque no se ocupa la plancha entera, por lo que no se puede hacer el recargo del tol completo. Por lo que se realizó una relación del peso de la pieza y el costo por kilo, sin embargo, se consideró un margen de desperdicio.

### **Elementos Normalizados**

En esta sección se analizó los elementos que no tienen un tratamiento previo para la instalación, es decir que son comprados por catálogo como el cilindro, pasadores, mangueras, etc.

### **Costo de maquinado**

Previo al ensamble la mayor cantidad de piezas se necesita realizar un proceso de mecanizado sea en fresa, torno, doblado, corte, etc. Por lo que se estimó un tiempo aproximado asignado por medio de consulta a trabajadores y técnicos. Se asumió un costo promedio por hora.

**Tabla 14**

*Análisis de precio*

Proceso	Tiempo aproximado (h)	Costo por hora (usd)
Torneado	8	5
Doblez	4	6
Corte Plasma	4	5
Taladrado	2	5
Corte de planchas	3	5

### Costo de ensamble

Se planteó el uso de tres personas para el ensamble del sistema, por lo que a la empresa le costaría el día de trabajo (tabla 15).

**Tabla 15**

*Análisis de precio de mano de obra*

Ocupación	Días Trabajados
Armador	1
Soldador	2
Auxiliar de Armador	1

### Costos Indirectos

Los costos que se deben tomar en cuenta son los consumibles, puesto que esto también debe ser incrementado en el precio final, asumiendo que se va a realizar en un taller metalmecánico con la disposición de máquinas como soldadoras, amoladoras, compresor, etc (tabla 15).

**Tabla 16**

*Análisis de costo de consumibles*

Material	Cantidad
Alambre MIG 1,5 mm	8 kg
Tanque de CO2	1
Disco de desbaste	4

Pintura negra anticorrosiva	1 galón
Thinner	6 galones
Disco grata	3

### **Costos varios**

Se estimó costos que intervienen en un aspecto indirecto, pero incrementan el valor del proyecto, se dará un costo general aproximado donde incluye servicios básicos, movilización, equipo de protección personal, etc.

### **Costos de sistemas de elevación**

Para la comparación de los costos del sistema de elevación se realizó cotizaciones de sistemas similares, sin embargo, al ser el HINO GH un camión grande no tenían un sistema importado que pueda ser adaptable por lo que se nos planteó otras opciones.

## Resultados

### Resultado zona carga

#### Simulación diseño 1

La zona de carga es el conjunto que tiene como fin en soportar los 8000 N, por lo que debe ser capaz de que todos los componentes trabajen su zona de fluencia. El primer análisis que se obtuvo fue el diseño 1 presentando los siguientes resultados (tabla 17).

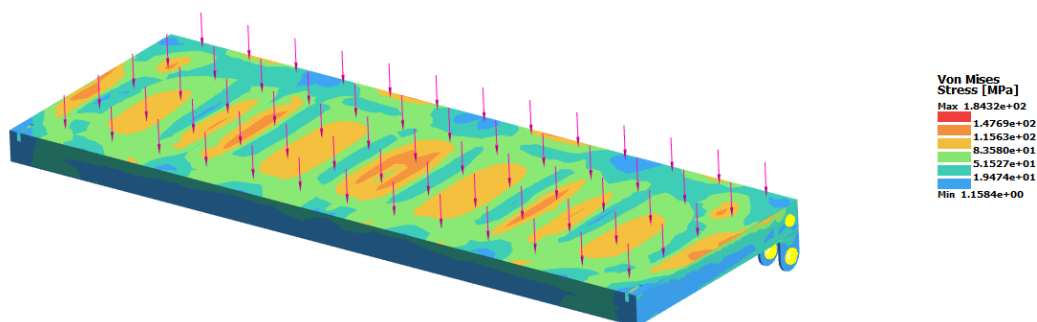
**Tabla 17**

*Simulación de zona carga*

Nombre	Tipo	Mínimo	Máximo
Tensiones 1	VON: Tensión de von Mises	1,16 (MPa)	184,3 (MPa)

**Figura 67**

*Resultado tensiones sección carga*

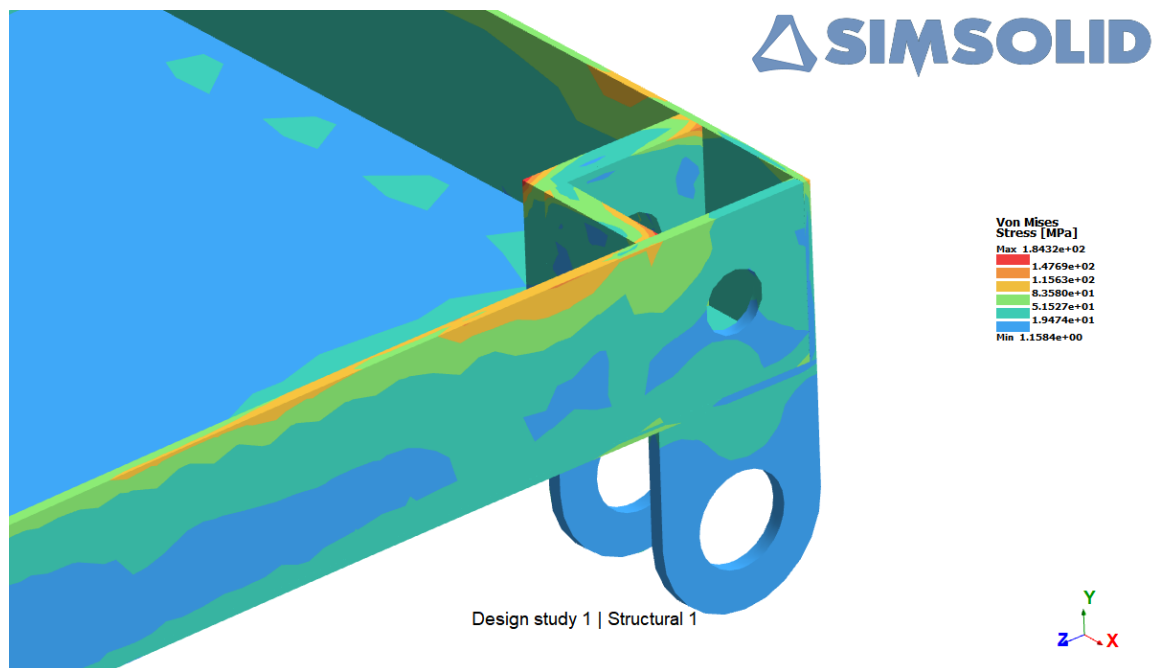


Se indica una tensión máxima de 184 MPa, se debe considerar que en la sección donde se está presentando el mayor esfuerzo se localiza en las placas laterales, por lo que

se debe considerar que el límite de fluencia del acero es 250 MPa, por lo que se encuentra en un rango inferior, demostrando que no existe una deformación. En la figura 68 se presenta un corte para observar el punto máximo de tensión, el cual está presente en la unión soldada de los refuerzos.

### Figura 68

*Análisis de punto máximo de tensión*



Para conocer el límite de carga que va a poder resistir esta sección se obtuvo el resultado del factor de seguridad (tabla 18). Una de las características y ventaja que tiene el software SIMSOLID es dividir el análisis del factor de seguridad en los elementos que tengas diferente material, como se mencionó en el diseño la estructura será de A36 y la tapa de aluminio antideslizante.

Mediante un análisis de resistencia se evidencio que el primer diseño no cumplía con los estándares puestos en el parámetro de diseño, dado que por seguridad se necesita que la plataforma tenga un factor de seguridad entre 1,5 – 2,5.

**Tabla 18**

*Resultado simulación zona de carga Factor de seguridad Acero*

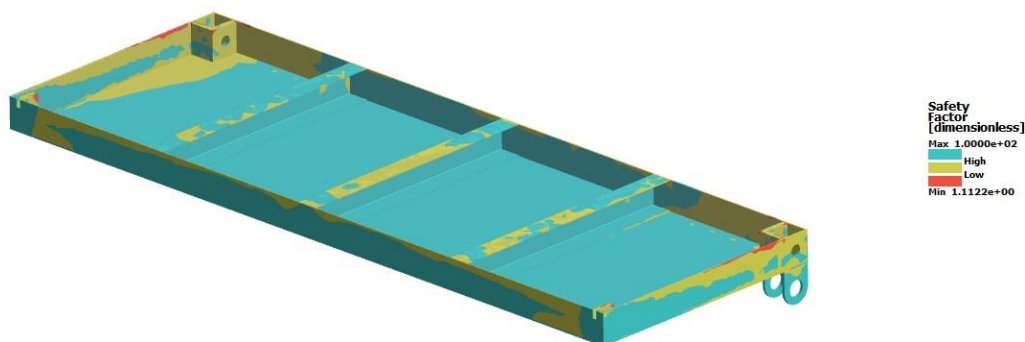
Nombre	Mínimo
Factor de seguridad	1,11

En la figura 69 se presenta como actúa la carga en la estructura, existen varios puntos críticos que se necesita reforzar incrementando el espesor de las secciones, incluso al no tener refuerzos de manera horizontal el tol de aluminio va a pandear por lo que se necesita un rediseño.

**Figura 69**

*Resultado simulación factor de seguridad sección de carga Acero*

**SIMSOLID**



En este diseño la tapa va a constar de un aluminio antideslizante, por lo que esto nos va a permitir alivianar peso, por lo que se colocó un tol de 1.5 mm de espesor, dado

que con el tiempo suele pandearse por el uso, sin embargo, presento los siguientes resultados en cuestión de seguridad (tabla 19).

**Tabla 19**

*Resultado simulación zona de carga Factor de seguridad Aluminio*

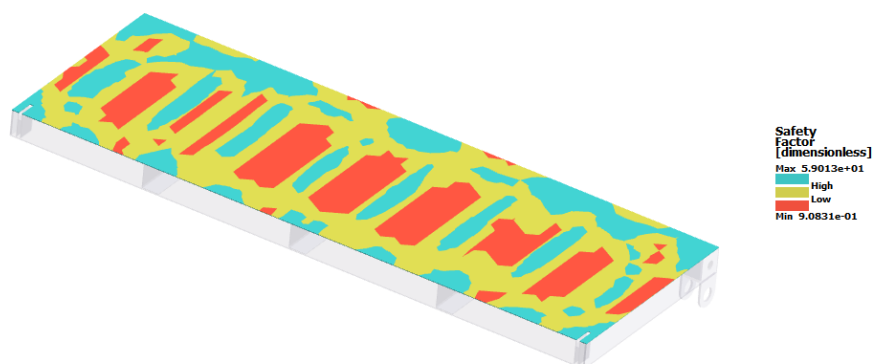
Nombre	Mínimo
Factor de seguridad	0,91

Esta sección se encuentra en falla, dado que puede influir varios factores, se está utilizando una plancha de tol de 1.5mm, sin embargo, bajo la experiencia faltan cerchas secundarias que van a evitar una flexión en las secciones de color rojo (criticas), presentadas en la figura 70.

**Figura 70**

*Resultado factor de seguridad sección de carga aluminio*

**SIMSOLID**



Los resultados en general de esta sección han demostrado que no es apta para soportar la carga, tanto la estructura y la lámina de aluminio. Por lo que no se consideró el primer prototipo.

## Simulación diseño 2

Los parámetros de simulación para cada uno de los prototipos fueron lo mismo, sin embargo, se realizaron varias simulaciones, por lo que se destacan tres en general. El diseño dos, ya consta con refuerzos horizontales para que el mismo no sufra un pandeo en estas zonas y también se aumentó el espesor de las secciones críticas del diseño 1 para poder incrementar el factor de seguridad, esto se realiza gradualmente, puesto que se busca que la estructura sea lo más ligera posible y soporte la carga con las condiciones planteadas inicialmente.

**Tabla 20**

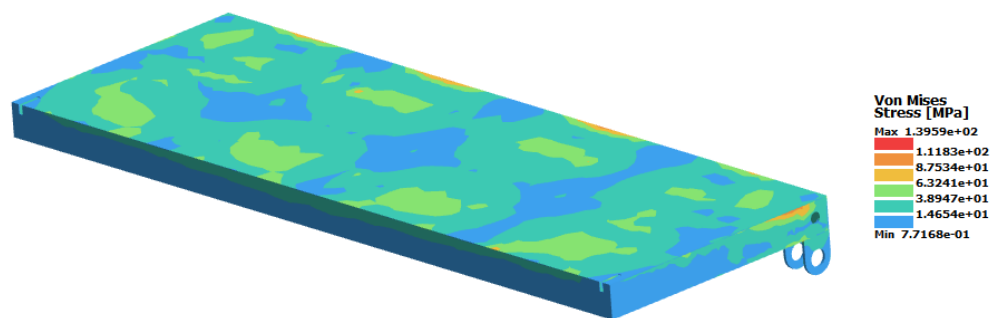
*Resultado simulación zona de carga Factor de seguridad Aluminio*

Nombre	Tipo	Mínimo	Máximo
Tensiones 1	VON: Tensión de von Mises	0,772 (MPa)	1,3959e+02 (MPa)

**Figura 71**

*Resultado tensiones sección carga*

**SIMSOLID**

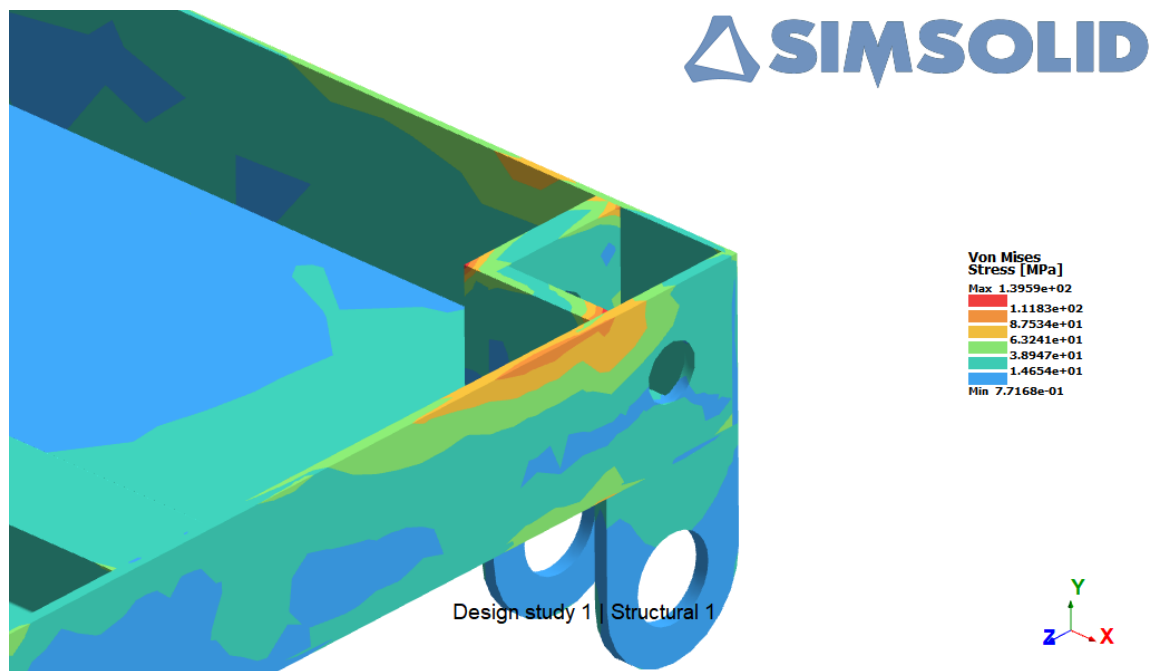




A comparación con el diseño 1, el esfuerzo disminuyo puesto que se incrementaron las secciones, sin embargo, los elementos críticos son similares, dado que la fuerza hace que las fibras externas de la placa sufran deformaciones figura 72.

### Figura 72

*Análisis de punto máximo de tensión*



Mediante la obtención de esfuerzos existen secciones que trabajan en la zona de fluencia, por otro lado, tienen valores altos para el parámetro deseado, puesto que se desea que soporte el doble de carga. Por lo que se tiene los datos del factor de seguridad para un análisis completo (tabla 21).

**Tabla 21**

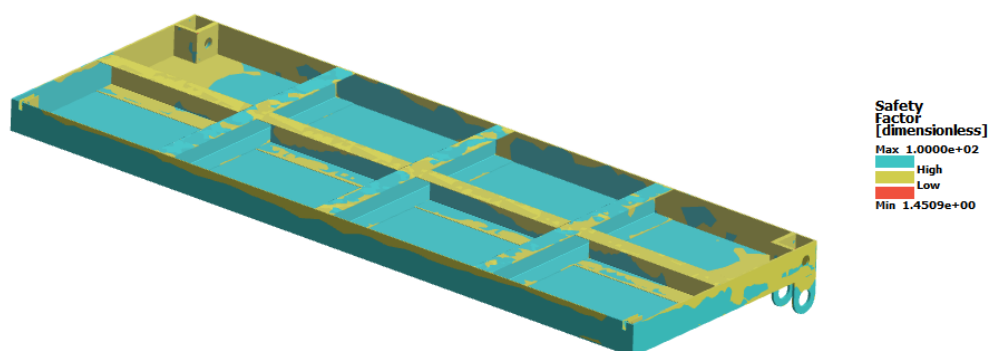
*Resultado simulación zona de carga Factor de seguridad Acero*

Nombre	Mínimo
Factor de seguridad	1,45

A pesar de realizar varios rediseños en este modelo aún no se logra el factor de seguridad óptimo para la sección. En la figura 73 se puede apreciar como la fuerza hacer que los esfuerzos en la estructura se concentren a los costados, por lo que esas secciones deben tener un refuerzo.

**Figura 73**

*Resultado simulación factor de seguridad sección de carga Acero*

La tapa de aluminio experimentó una mejora en su factor de seguridad, así como el sistema en su conjunto. No obstante, a pesar de estos ajustes, persiste la presencia de condiciones de falla. Se han implementado refuerzos horizontales con la finalidad de optimizar la distribución de fuerzas a lo largo de la plataforma. Esta modificación ha contribuido a reducir la flexión en el tol de aluminio, permitiéndole

soportar una carga superior en comparación con el diseño anterior, la tapa de aluminio mantiene el 1.5 mm de espesor.

**Tabla 22**

*Resultado simulación zona de carga Factor de seguridad Aluminio*

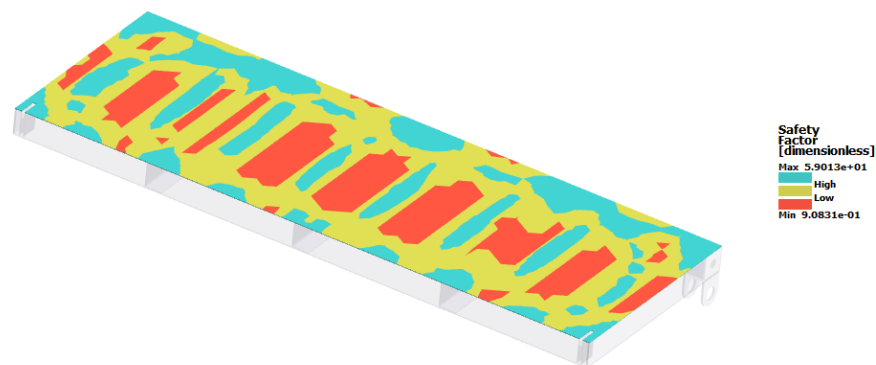
Nombre	Mínimo
Factor de seguridad	0,91

En el análisis de resistencia mecánica con un factor de seguridad (FS) de 0,91, se procedió a examinar las secciones resaltadas en rojo, tal como se indica en la Figura 74. Dichas secciones revelaron valores de factor de seguridad que se sitúan por debajo de la marca crítica de 2. En virtud de estos resultados, se ha determinado implementar un aumento en el espesor de la plancha de aluminio correspondiente, con el objetivo de reforzar la integridad estructural del elemento en cuestión.

**Figura 74**

*Resultado factor de seguridad sección de carga aluminio*

**SIMSOLID**



### Simulación diseño 3

El diseño 3 de la plataforma, se obtuvo mediante el análisis de varios prototipos como lo fue el 1 y 2. Sin embargo no se presentaron todas las simulaciones únicamente las relevantes, por lo que se sometió al último diseño final a pruebas de resistencia mecánicas virtuales presentando el siguiente resultado (Tabla 23).

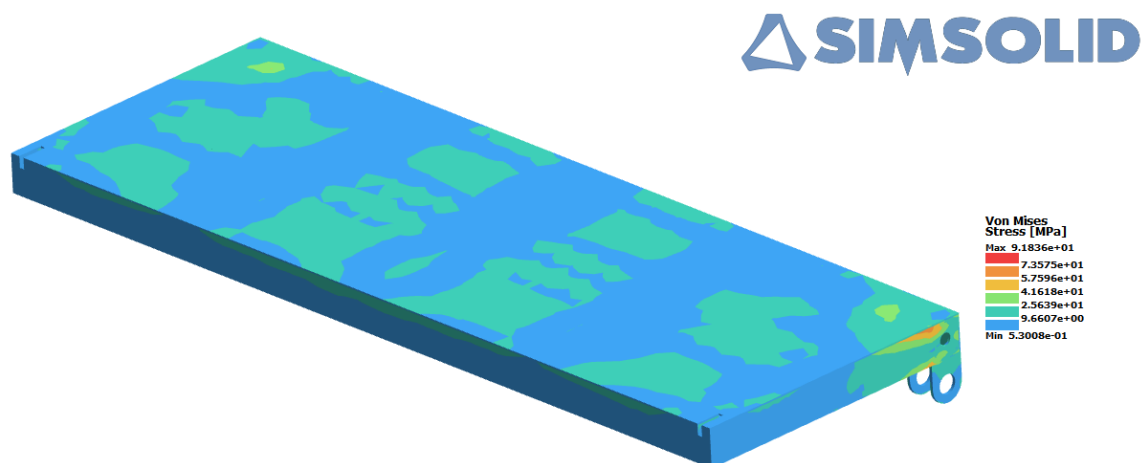
**Tabla 23**

*Resultado simulación zona de carga Factor de seguridad Aluminio*

Nombre	Tipo	Mínimo	Máximo
Tensiones 1	VON: Tensión de von Mises	0,53 (MPa)	91,84 (MPa)

**Figura 75**

*Resultado tensiones sección carga*

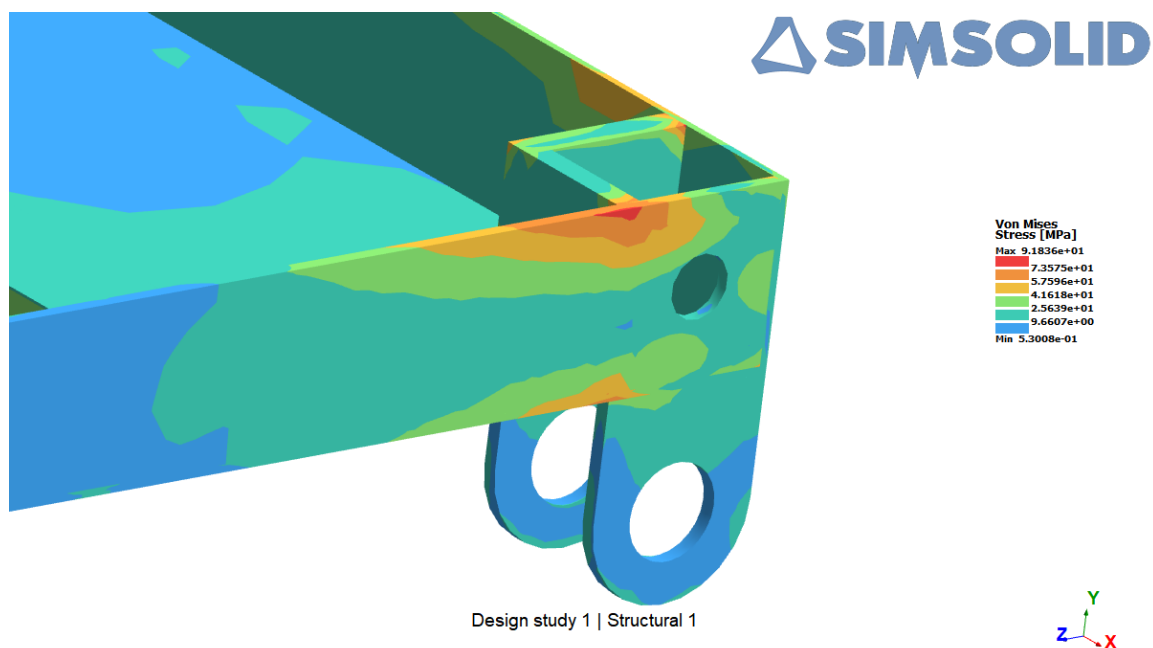


La reducción de los esfuerzos se atribuye directamente al incremento del grosor del tol de aluminio. La mayor sección transversal de la plancha ha generado una notable disminución en la concentración de esfuerzos, lo que ha resultado en una distribución más eficiente de la carga aplicada. Este ajuste estructural ha minimizado la transmisión

de esfuerzos a la estructura y, consecuentemente, a los puntos extremos, logrando así una mejora significativa en la capacidad de resistencia y la mitigación de los esfuerzos inducidos. En la figura 76 se examinó el esfuerzo máximo que presenta.

### Figura 76

*Análisis de punto máximo de tensión*



A pesar de que la estructura está trabajando bajo el límite de fluencia del acero, nos permite trabajar bajo ciertas condiciones. Pero para conocer de una mejor manera el peso crítico manejable en la plataforma se obtuvieron los valores del factor de seguridad (tabla 24). La estructura presenta un factor de seguridad de 2,23. lo cual se encuentra dentro de los parámetros previstos. Esto nos indica que la estructura puede soportar 17840 N (1704 kg). A pesar de que el sistema es de 800 kg, los sistemas que son de elevación de carga deben manejar este factor de seguridad, puesto que si colapsa puede generar accidentes, incluso muertes.

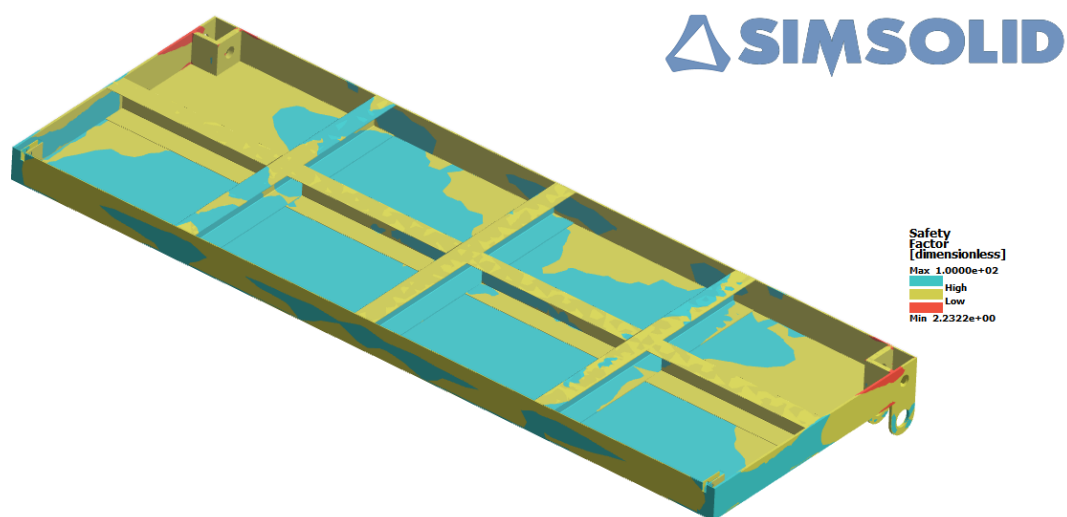
**Tabla 24**

*Resultado simulación zona de carga Factor de seguridad Acero*

Nombre	Mínimo
Factor de seguridad	2,23

**Figura 77**

*Resultado simulación factor de seguridad sección de carga Acero*



La pieza angular del diseño reside en la consecución del factor de seguridad predeterminado. A pesar de la expansión de las secciones coexistentes con los ejes, el incremento del grosor del aluminio ha demostrado ser un componente crucial en la disipación de los esfuerzos. La sección en cuestión exhibe un espesor de 3 mm. Aunque ostenta un factor de seguridad de 3, se ha observado que, durante la operación, las láminas superiores de las plataformas tienden a experimentar pandeo. Para abordar esta contingencia, se ha optado por emplear materiales más gruesos. Incluso con un perfil de tal magnitud, se facilita el remachado a la estructura sin inconvenientes, garantizando una fijación óptima con el acero negro.

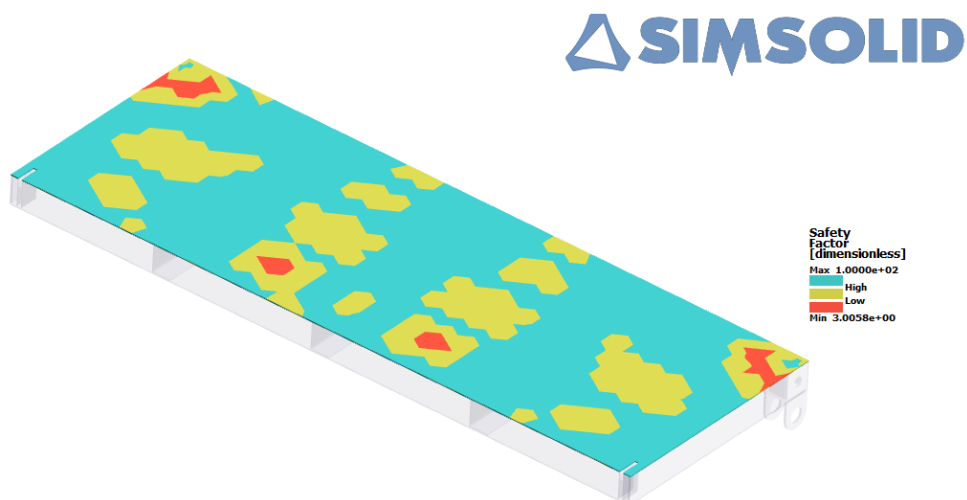
**Tabla 25**

*Resultado simulación zona de carga Factor de seguridad Aluminio*

Nombre	Mínimo
Factor de seguridad	3

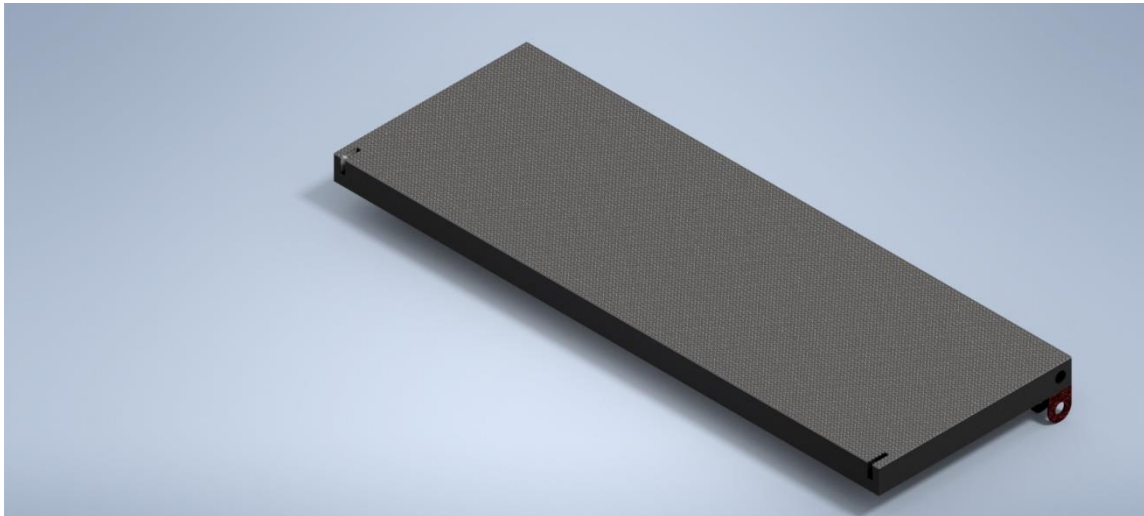
**Figura 78**

*Resultado factor de seguridad sección de carga aluminio*



### Selección de diseño y análisis

Se presentaron varios diseños y también se sometieron a varias simulaciones para comprobar las mínimas secciones para que cumplan con los parámetros, siempre y cuando sean factibles. Puesto que se podrían disminuir el espesor de algunos elementos, pero sería contraproducente para la fabricación por lo que se seleccionó el diseño 3.

**Figura 79***Diseño Final Render*

Al tener el diseño final de la plataforma se obtuvo el análisis de pesos de los elementos (tabla 26).

**Tabla 26***Resultado peso Zona de carga*

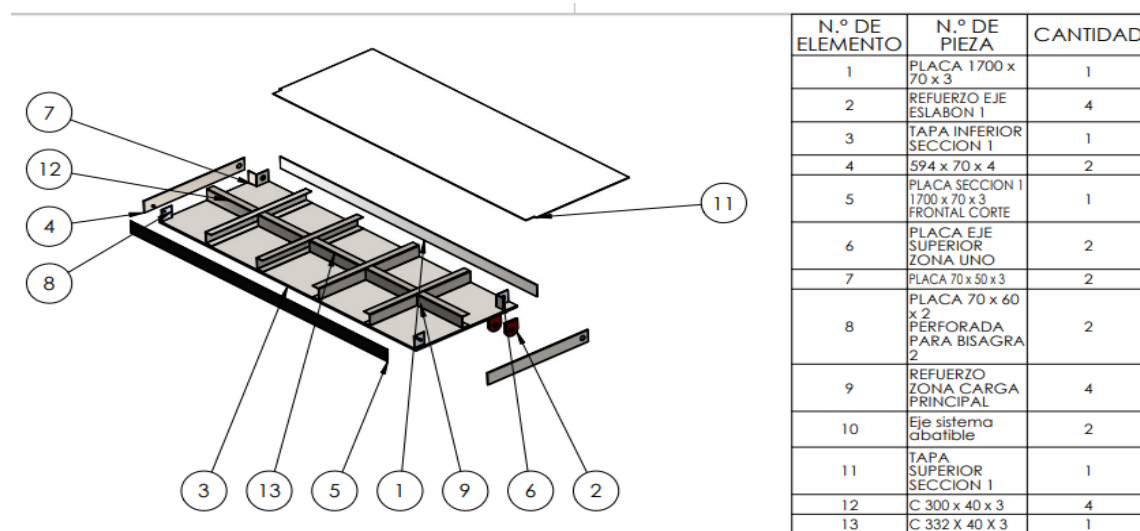
Nombre	Peso Zona de Carga			
	Material	Cantidad	Peso	Total (kg)
Pieza 3 placa con corte	Acero Negro A36	1	1,34	1,34
Pieza 1 1700 x 70	Acero Negro A36	1	1,34	1,34
Pieza 2 placa lateral	Acero Negro A36	2	1,65	3,3
Eje placa frontal refuerzo	Acero Negro A36	2	1,65	3,3
Placa de refuerzo de ejes	Acero Negro A36	2	0,38	0,76
Refuerzos zona de carga sec	Acero Negro A36	4	0,5	2
Refuerzos zona de carga	Acero Negro A36	3	1,15	3,45
Tapa inferior de acero	Acero Negro A36	1	24,08	24,08
Placa bisagra	Acero Negro A36	4	0,13	0,52
Tapa superior de aluminio	Aluminio 6011	1	8,62	8,62
Orejas	Acero Negro A36	4	1	4
Total				52,71



La zona de carga tiene un peso final de 52,71 kg, es una carga que se suma al sistema. Se debe considerar que tiene la capacidad de soportar 8000N con un margen superior a 2. Se realizo un análisis individual de la zona de carga, porque se necesitan los pesos finales para poder calcular el factor de seguridad de los ejes. En la figura 80 se presenta un despiece parcial, dado que al ser analizado individualmente este puede ser modificado cuando se lo simule en conjunto.

**Figura 80**

*Despiece Zona de carga*



### Sección Rampa

La zona rampa va a constar de dos diseños previos, los cuales se seleccionó el que tenga los parámetros de diseño adecuado. Inicialmente se evaluó el prototipo uno.

### Simulación diseño 1 zona rampa

Los resultados, detallados en la tabla 27, indican que el conjunto muestra un comportamiento dentro de la zona elástica del acero. Se observa que la sección inclinada no experimenta esfuerzos, ya que la carga no se concentra en esa área.

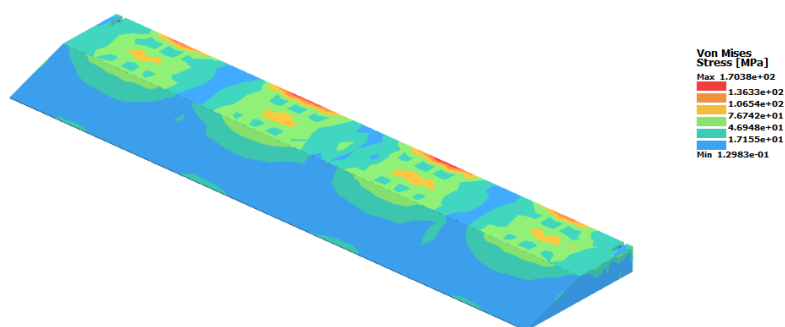
**Tabla 27**

*Resultado simulación Zona rampa Von mises*

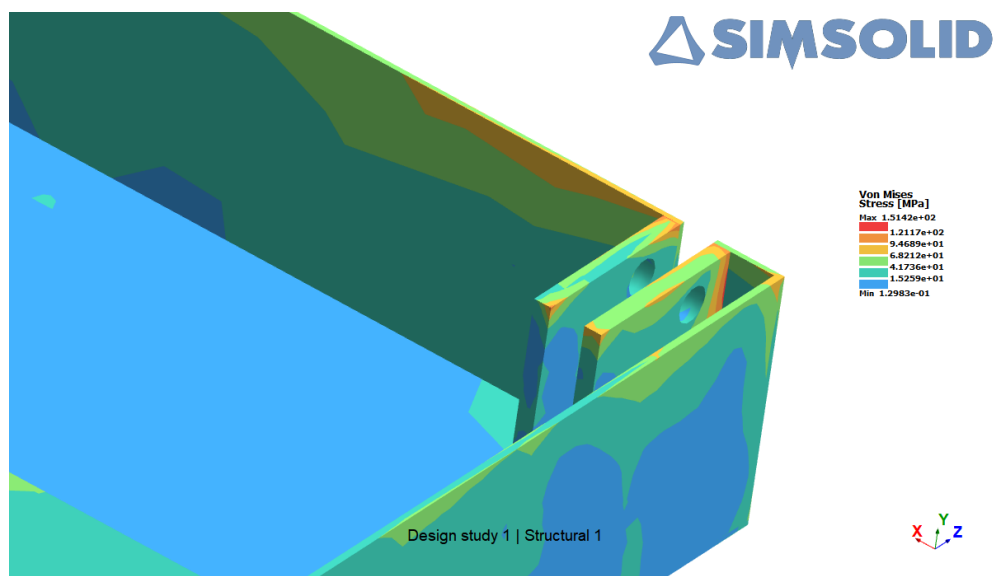
Nombre	Tipo	Mínimo	Máximo
Tensiones 1	VON: Tensión de von Mises	0,129 (MPa)	170,38 (MPa)

**Figura 81**

*Resultado de tension Von mises zona rampa diseño 1*



En la figura 82, se puede observar la zona crítica, pero al no superar la fluencia del material, no tendrá ningún tipo de problema con la carga colocada, sin embargo, se debe analizar el factor de seguridad para conocer si cumple con los parámetros de diseño.

**Figura 82***Sección crítica en tensión*

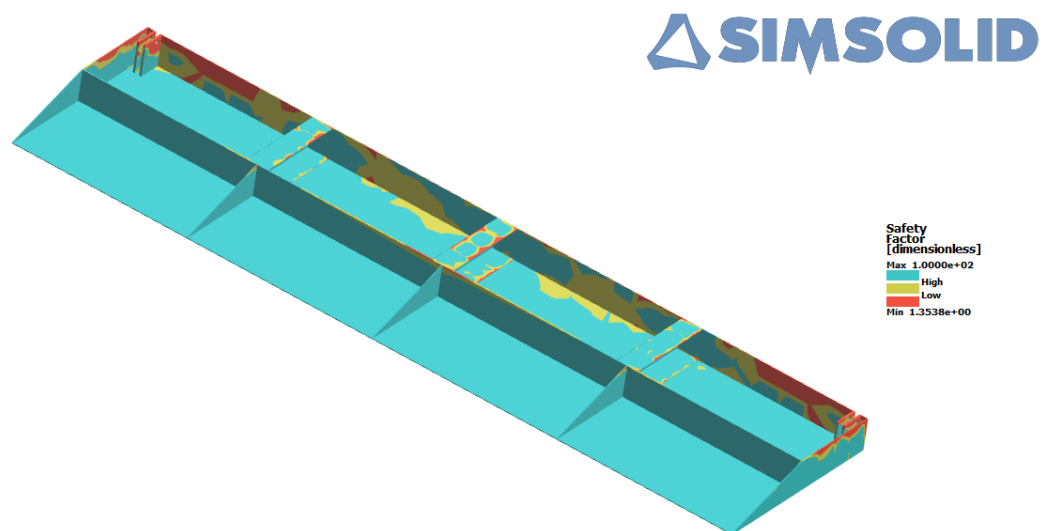
Se obtuvo el resultado del factor de seguridad de la sección abatible para conocer cuanto más puede cargar esta zona antes de llegar a una deformación permanente (tabla 28). El conjunto presenta un factor de seguridad de 1,35, por lo que se debe considerar un refuerzo, dado que se busca que los elementos presenten un coeficiente superior.

**Tabla 28***Resultado simulación zona de carga Factor de seguridad Acero*

Nombre	Mínimo
Factor de seguridad	1,35

**Figura 83**

*Resultado simulación factor de seguridad sección de carga Acero*



El tol de aluminio presenta un coeficiente de 0,85. Por lo que nos indica que se encuentra en falla y que la sección debe incrementar el espesor para poder vencer la carga de 2500N.

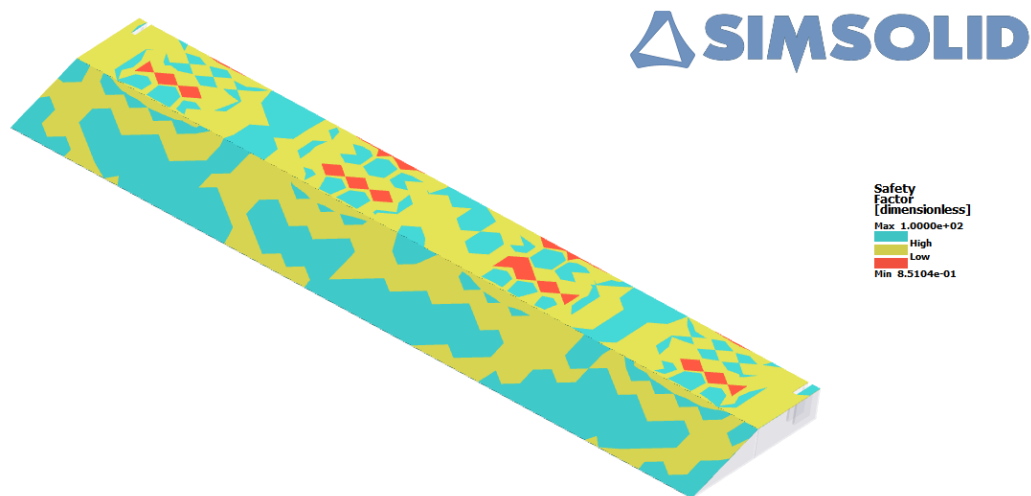
**Tabla 29**

*Resultado simulación zona de carga Factor de seguridad Aluminio*

Nombre	Mínimo
Factor de seguridad	0,85

**Figura 84**

*Resultado factor de seguridad sección de carga aluminio*



### **Simulación diseño 2 zona rampa**

En el diseño del componente Dos, se implementaron refuerzos con una separación de 300mm. Esta decisión se tomó debido a la ausencia de refuerzos horizontales, ya que el tole de aluminio tiende a pandearse si se coloca a una distancia mayor. Además, se optó por un espesor de 3 mm en la tapa superior para asegurar que esté al mismo nivel que la zona de carga. El esfuerzo máximo registrado se presenta en la tabla 30, alcanzando los 100,13 MPa. Este valor indica que, a pesar de las tensiones presentes, el acero, al ser un material dúctil, se encuentra operando dentro de su zona de fluencia.

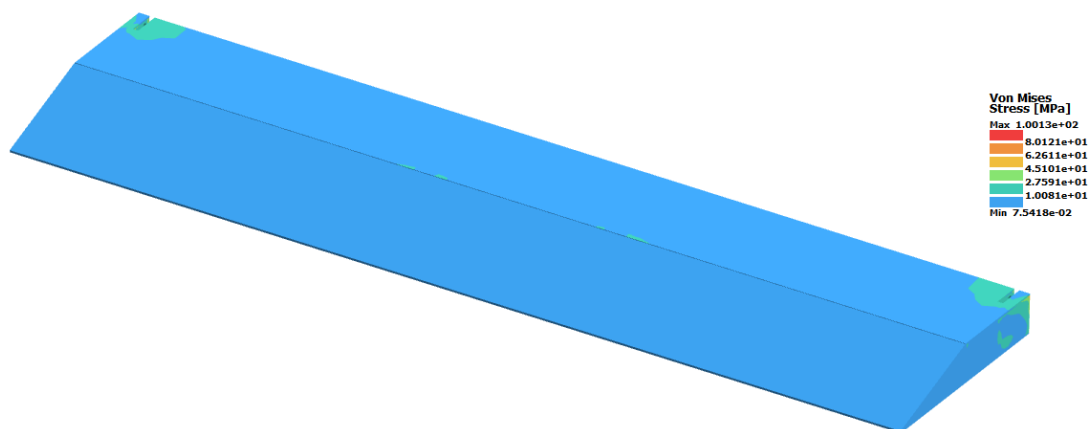
**Tabla 30**

*Resultado simulación zona de carga Factor de seguridad Aluminio*

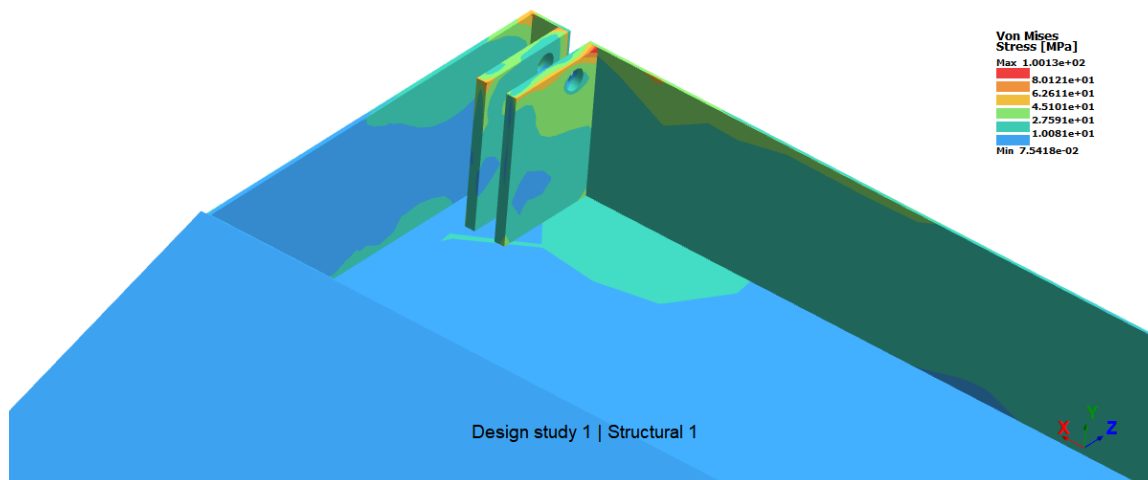
Nombre	Tipo	Mínimo	Máximo
Tensiones 1	VON: Tensión de von Mises	0,75 (MPa)	100,13 (MPa)

**Figura 85**

*Resultado de tension Von mises zona rampa diseño 2*



Al tener un ensamble las tensiones se reparten en todos los elementos, existen piezas que no son afectadas porque la carga de 2500N no afecta en todo el conjunto, por otro lado, las placas donde va el eje son las más críticas, puesto que las cargas se concentran en las perforaciones.

**Figura 86***Sección crítica en tensión*

El análisis del factor de seguridad revela que la estructura es capaz de soportar el doble de su carga nominal, según lo indicado en la tabla 31. No obstante, es crucial tener en cuenta que las placas asociadas a los ejes son las primeras en alcanzar el límite de carga. En caso de que se aplique una carga superior a 5000 N en esta área, existe la posibilidad de que se produzca una deformación permanente. Este aspecto debe considerarse con especial atención para garantizar la integridad y el rendimiento duradero de la estructura.

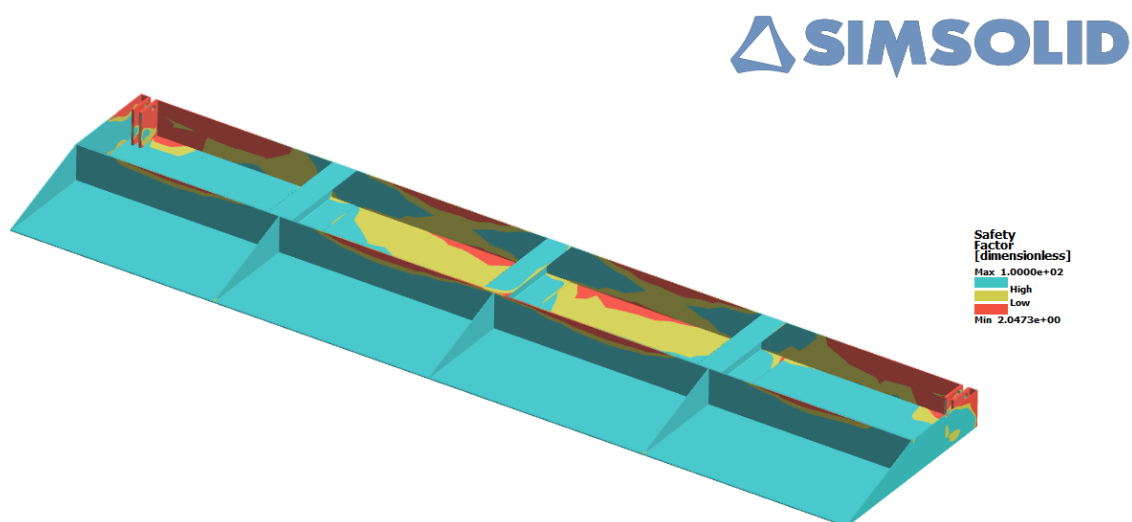
**Tabla 31***Resultado simulación zona de carga Factor de seguridad Acero*

Nombre	Mínimo
Factor de	2,04

seguridad	
-----------	--

**Figura 87**

*Resultado simulación factor de seguridad sección de carga Acero diseño 2*



Esta sección del diseño plantea dudas, ya que cuenta con un elevado coeficiente de seguridad. A pesar de la alta resistencia, se considera la relación costo-beneficio. Una plancha antideslizante de aluminio de 3 mm es costosa, por lo que se analiza reducir la sección, como se muestra en la tabla 32. Sin embargo, la disminución del espesor podría afectar la nivelación y la adquisición de una lámina completa para dimensiones pequeñas generaría desperdicio. A pesar de esto, se opta por esta configuración debido a mayores beneficios en el rendimiento del mecanismo, aunque implique una inversión adicional.

**Tabla 32**

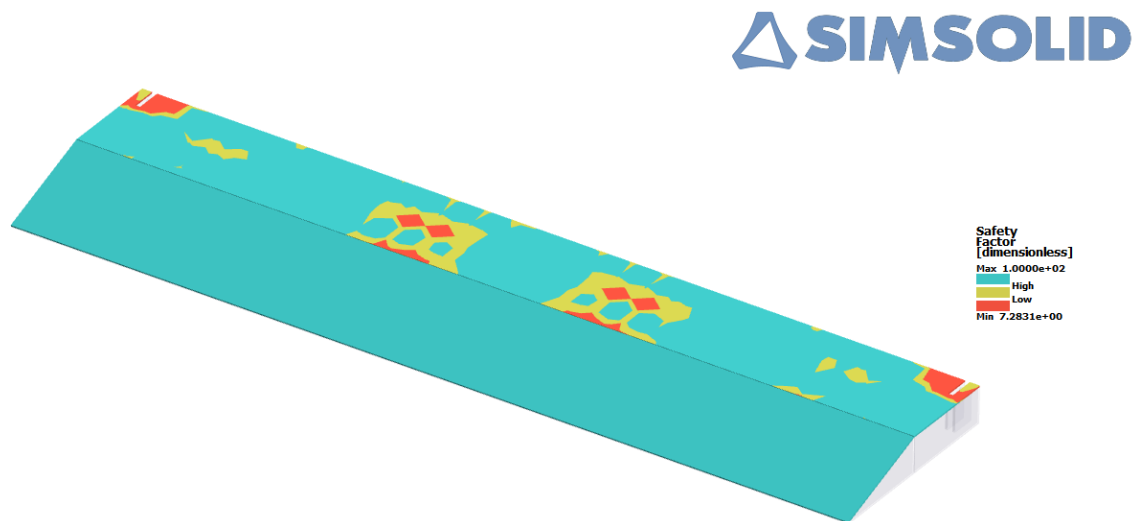
*Resultado simulación zona de carga Factor de seguridad Aluminio*

Nombre	Mínimo
Factor de seguridad	7,28



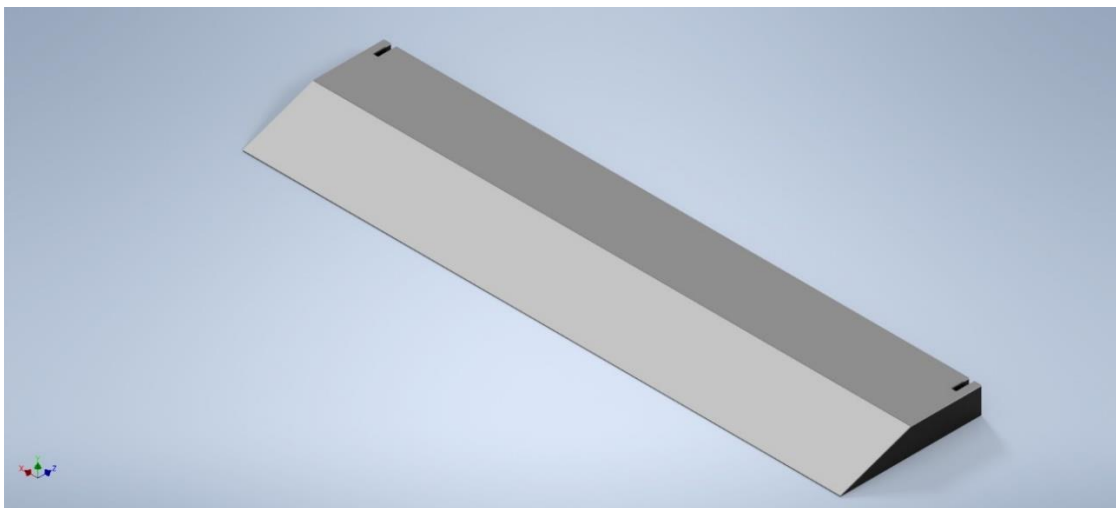
**Figura 88**

*Resultado factor de seguridad sección de carga aluminio*



### Selección de diseño y análisis

Se analizaron dos diseños diferentes, donde se fueron optimizando para reducir su peso y también que tenga una buena resistencia. Por lo que el prototipo numero dos fue el que se ajustó a los requerimientos, manejando espesores que se detallan en los planos de construcción adjuntos a los anexos. Bajo la simulación se interpretó que el tol superior de la estructura es el que aporta y ayuda a reducir tensiones en los elementos. Por lo que se realizó un render final (figura 89) y se obtuvo el peso general de la plataforma (tabla 33).

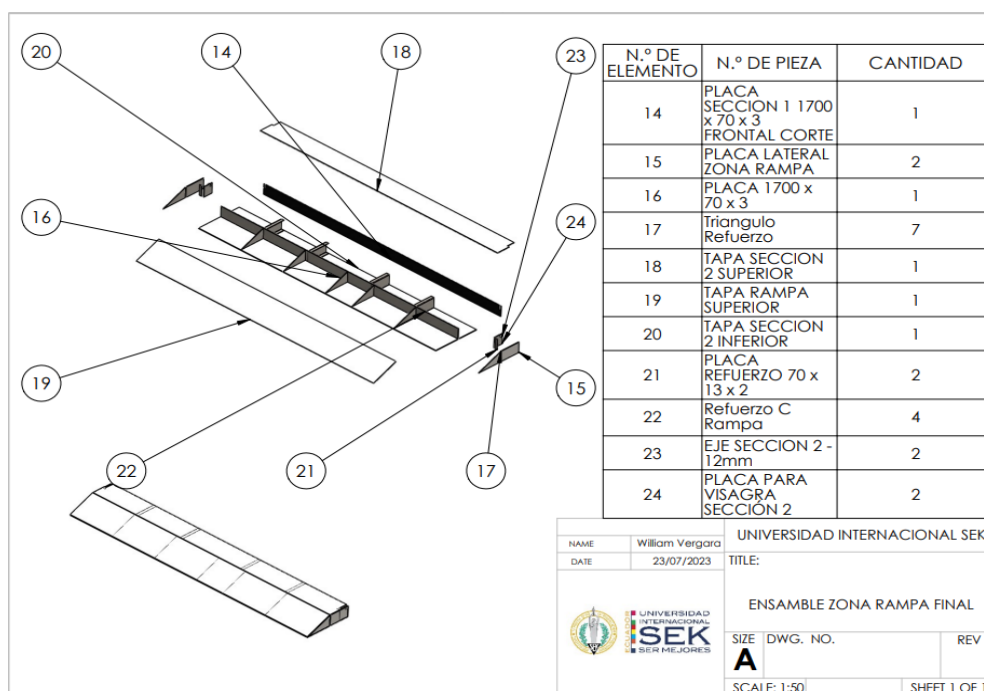
**Figura 89***Sección eje 1***Tabla 33***Resultado peso Zona de carga**Peso Zona Rampa*

Nombre	Material	Cantidad	Peso unitario (kg)	Total
Pieza 3 Placa con corte	Acero Negro A36	1	1,34	1,34
Tapa inferior Zona Rampa	Acero Negro A36	1	8,03	8,03
Placa Bisagra	Acero Negro A36	4	0,13	0,52
Refuerzos	Acero Negro A36	4	0,25	1
Pieza 1 1700 x 70	Acero Negro A36	1	1,34	1,34
Placa Lateral	Acero Negro A36	2	0,62	1,24
Tapa Superior 1	Aluminio 6011	1	2,82	2,82
Tapa superior 1 - 2	Aluminio 6011	1	3,03	3,03
Total				19,32

La sección rampa va a tener un peso de 19,32 kg, se hizo lo más liviana posible. A pesar de tener la tapa superior de aluminio, la inferior que es la que tiene casi el 50% del peso es de acero negro dado que se requiere una base para que los elementos estén asegurados. En la figura 90 se muestra el conjunto de piezas que conforman la sección rampa.

**Figura 90**

*Despiece sección rampa*



## Diseño plataforma abatible

## Análisis de fuerzas sección abatible

## Dimensionamiento eje 1

## Cálculo Teoría de fallas estático

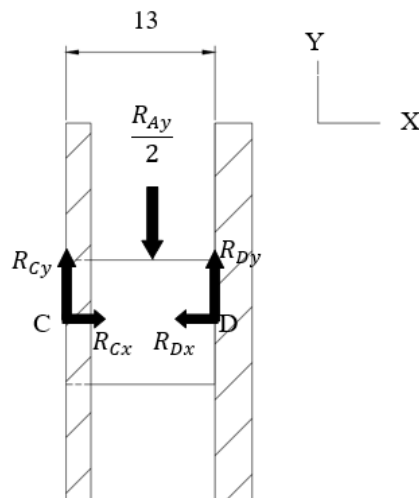
Para el primer análisis se debe tener en consideración en la ubicación de los ejes el eje 1 al ser el que conecta la zona rampa con la zona de carga, debe soportar dos pesos en esencia, la primera carga es el peso del conjunto de la rampa que tiene una carga de

19,32 kg y también tiene que soportar la relación de carga de acuerdo con el tamaño que son los 250 kg. Se considero que la fuerza es puntual y al tener dos pasadores en el mismo eje la carga total se divide entre dos como lo indica la mecánica de sólidos.

Se realiza el diagrama de fuerzas (figura 91). Para el cálculo del eje se empleó un material AISI 1020 con una fluencia de 350 MPa y una resistencia a la tracción de 400 MPa con una sección de 10 mm, puesto que es el diámetro más pequeño que se encontró en el mercado en el material de acero de transmisión.

**Figura 91**

*D.L.C eje 1*



**Tabla 34**

*Resultado D.C.L sección abatible*

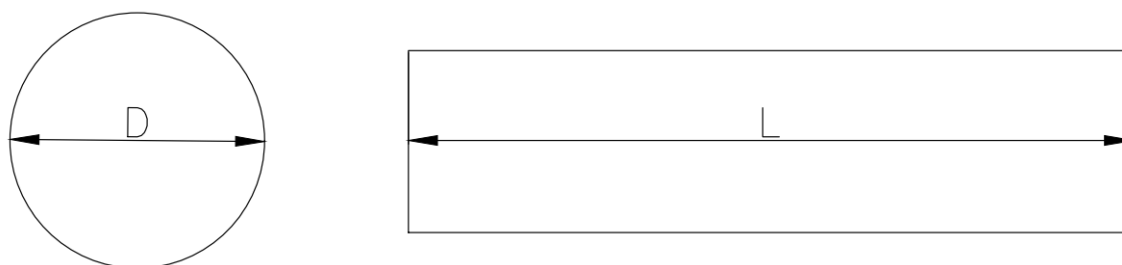
<i>Fuerza</i>	<i>Magnitud</i>
$\sigma_{max}$	165.45 MPa
<i>F. S</i>	2,11

### Teoría de fallas dinámico del eje 1

Para determinar la falla dinámica en el eje se consideró que el esfuerzo máximo va a ser cuando este sometida la carga en la sección y va a tener un esfuerzo mínimo de cero y para los factores modificadores se empleó una confiabilidad del 90% y el eje trabaja a temperatura ambiente.

#### Figura 92

*Sección eje 1*



**Tabla 35**

*Resolución cálculo dinámico del eje 1*

Dato	Valor
D (diámetro)	0,010 m
Material	AISI 1018
Límite de resistencia a la fatiga	168,64 MPa
Factor de seguridad dinámico	12,94

#### Simulación eje 1

El eje fue simulado independientemente para poder conocer sus tensiones, al tener una carga puntual el eje va a tender a pandearse, por lo que presenta un esfuerzo máximo

de 169,8 MPa al ser un eje solido presenta una mayor resistencia mecánica, por lo que su zona de fluencia es mayor (350 MPa).

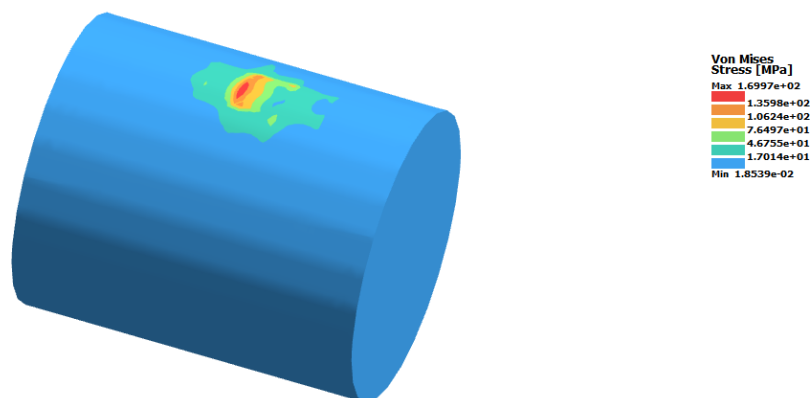
**Tabla 36**

*Resultado simulación zona de carga Factor de seguridad Aluminio*

Nombre	Tipo	Mínimo	Máximo
Tensiones 1	VON: Tensión de von Mises	0,19 (MPa)	169,8 (MPa)

**Figura 93**

*Resultado de tension Von mises zona rampa diseño 2*



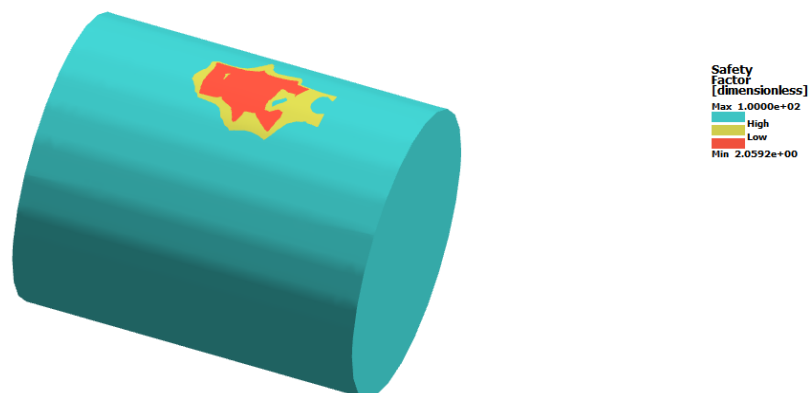
**Tabla 37**

*Resultado simulación zona de carga Factor de seguridad Aluminio*

Nombre	Mínimo
Factor de seguridad	2,06

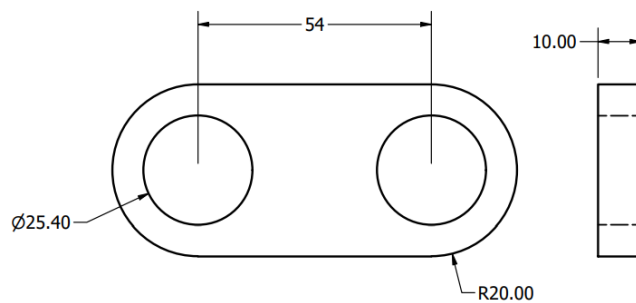
**Figura 94**

*Simulación factor de seguridad por elemento aislado*

**Resultado del análisis de posiciones de la sección abatible**

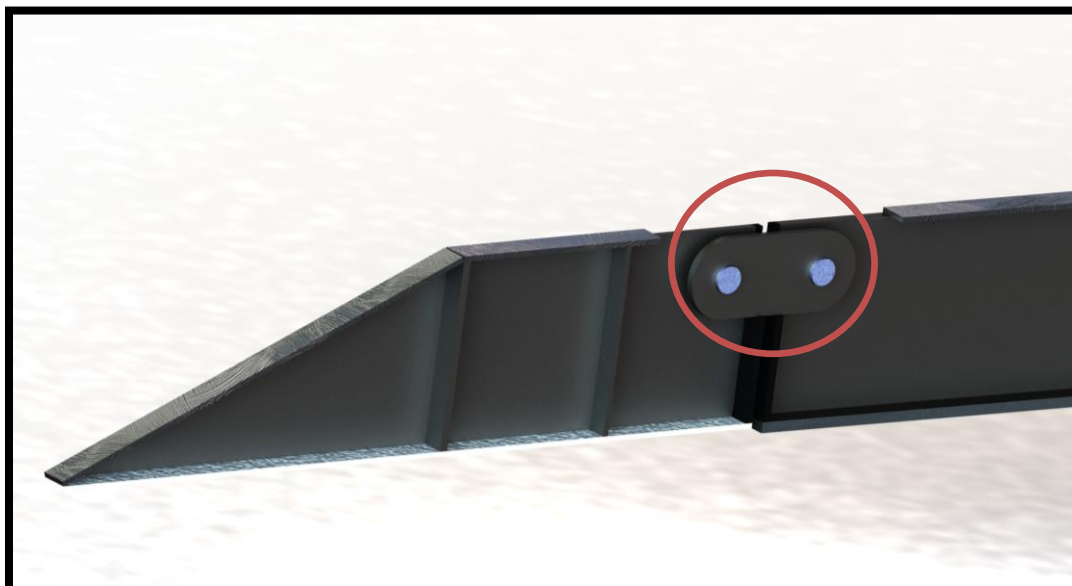
Para plantear el sistema de almacenamiento este mecanismo es fundamental, por lo que se obtuvo el resultado de la bisagra que va a permitir que la sección abatible se coloque encima de la zona de carga.

Mediante el análisis de posiciones se obtuvieron las medidas, por lo que se plasmó la pieza en 3D y se obtuvieron estas dimensiones críticas (figura 95).

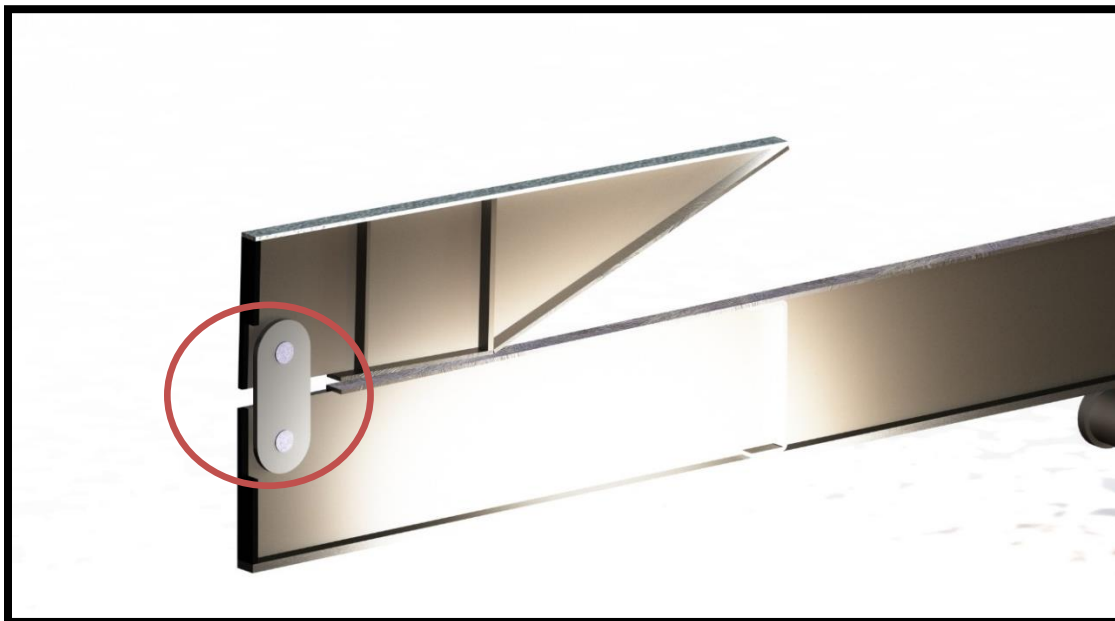
**Figura 95***Detalle bisagra*

El espesor de 10 mm, dado que en las plataformas a pesar de soportar cargas los fabricantes se suele utilizar materiales con espesores altos, debido al desgaste que pueden tener.

A continuación, se va a presentar el comportamiento de la bisagra en las dos posiciones (figura 96 y 97).

**Figura 96***Posición bisagra uno*



**Figura 97***Posición bisagra dos*

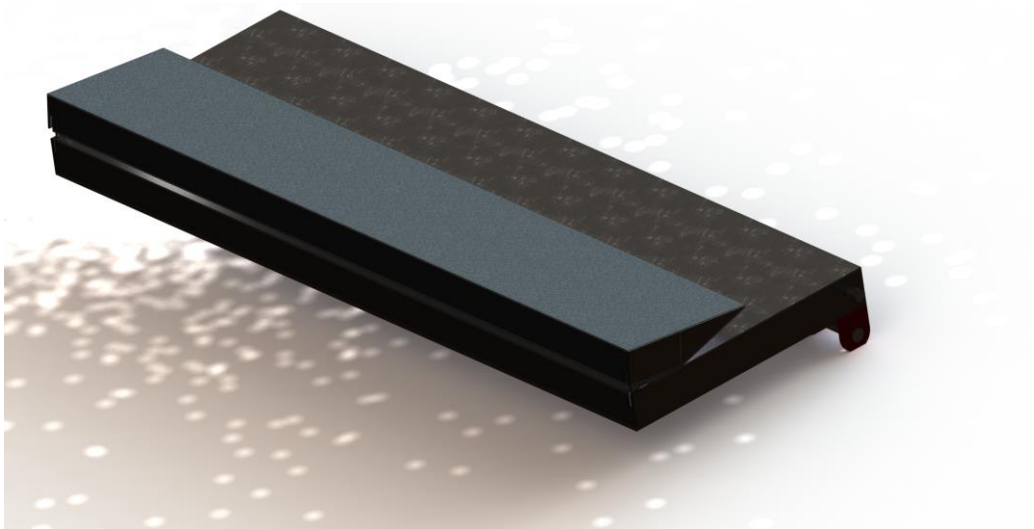
Como se observa la bisagra cumple el rol que se le ha propuesto en el diseño por lo que se realiza el ensamble de unión de la sección abatible con la sección de carga (figura 98)

**Figura 98***Render plataforma*

En la figura 99 se muestra como la plataforma se ve al momento de estar recogida.

**Figura 99**

*Render Plataforma recogida*



**Resultado análisis de posición Levantamiento**

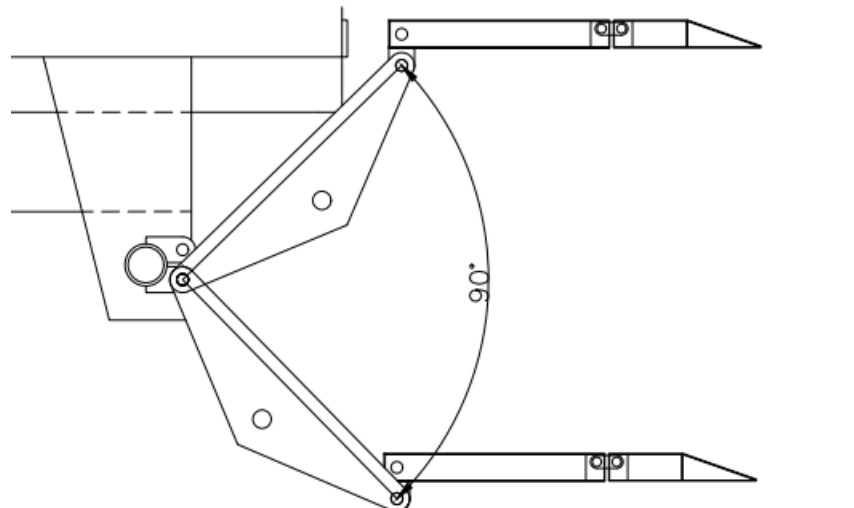
Para evaluar el resultado de análisis de posición se hizo realizó un ensamble de todo el mecanismo en 3D para la validación de movimientos.

Los planos a detalle del eslabón 1, 2 y 3. Se muestran desde el anexo k hasta el anexo M.

Los ángulos de giro que van a presentar el eslabón uno se muestra en la figura 100, tomando el origen desde la posición inicial.

**Figura 100**

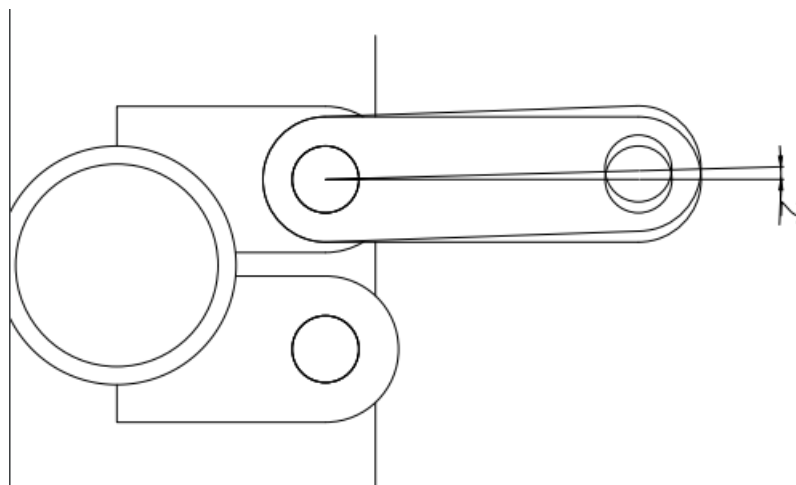
*Resultado posición eslabón 1*



Para el rango de giro del eslabón dos se lo aisló para poder tener una mejor apreciación del movimiento (figura 101).

**Figura 101**

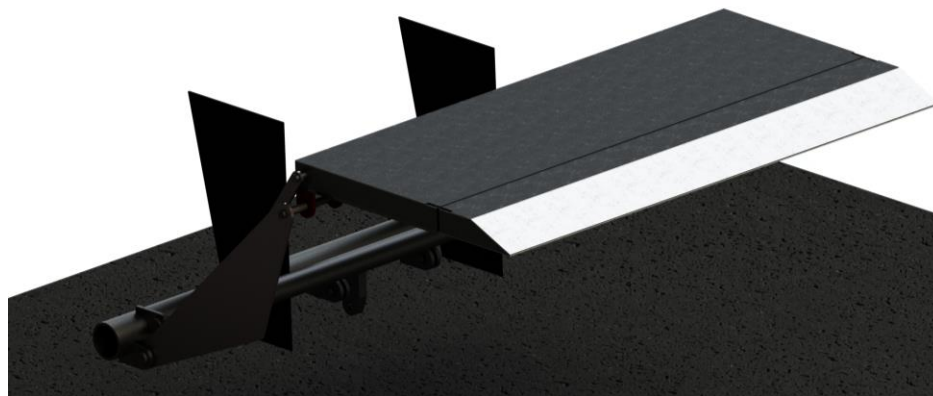
*Resultado posición eslabón 2*





**Figura 104**

*Render plataforma posición 2*



Para poder almacenar la plataforma se deben tener en cuenta ciertos pasos, inicialmente que debe estar en una distancia con respecto al suelo de 8 cm aproximadamente, posterior se procede a colocar la zona rampa encima de la zona de carga (figura 105).

**Figura 105**

*Posición uno almacenamiento*



Para posicionar a la plataforma se debe hacerla girar hasta el tope para que pueda estar recogida (figura 106).

**Figura 106**

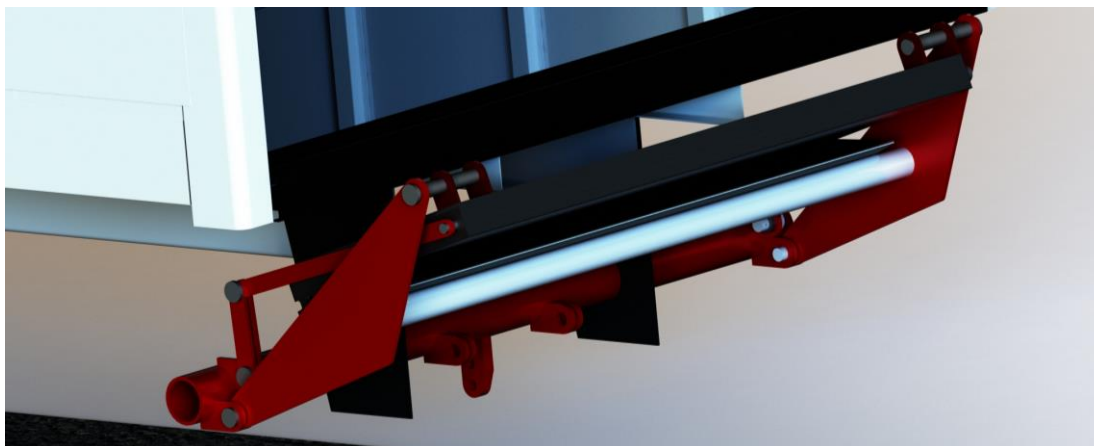
*Posición dos almacenamientos*



Por último, para que la plataforma logre subir se debe accionar el sistema hidráulico y realiza el mismo recorrido manteniendo a la plataforma en posición para que no tenga problema para ser transportada (figura 107).

**Figura 107**

*Posición tres almacenamientos*



### Análisis de ejes

Los ejes críticos principales son el 3 y 4, dado que estos tienen asignado a soportar la carga de 8000N y a su vez el peso de la plataforma completa que mediante el cálculo se determinó un peso total de 720N. Al tener 4 pasadores se asume que la carga se va a repartir de igual manera teniendo que soportar 2180 N cada pasador en sus puntos de apoyo con la plataforma.

### Validación eje 3

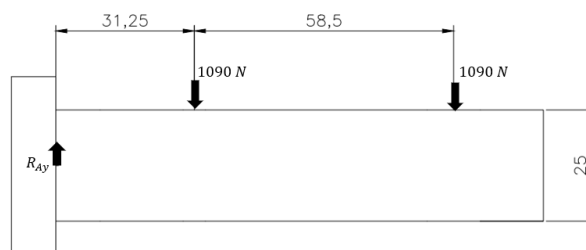
Para comprobar que las secciones de los ejes puedan resistir sus cargas puntuales se desarrolló el cálculo de esfuerzo máximo y factor de seguridad se fue probando, variando las secciones, sin embargo, por lo general se busca que los ejes sean de 25 mm, puesto que en la práctica se usan pines de 25 mm o 37,5 mm.

### Resultado eje 3 teoría de fallas estático

Al tener una gran cantidad de pernos de unión con el mecanismo la fuerza ejercida no tiene una magnitud considerable para el material con el que se fabrican los ejes. Bajo experiencia en construcción de carrocerías de carga ejes de aproximadamente 50 mm son utilizados para volquetas o auto cargables que son de los artefactos más difíciles de realizar. Por lo que un eje de 25 – 37.5 mm es la mejor opción en cuestión de seguridad y funcionamiento. Como se muestra en la figura 108 y tabla 38 presenta un esfuerzo máximo de 152,42 MPa el cual nos indica que está trabajando en su zona de fluencia y con un factor de seguridad de 2,29 trabajando dentro de los parámetros de diseño.

### Figura 108

*D.C.L eje 3*

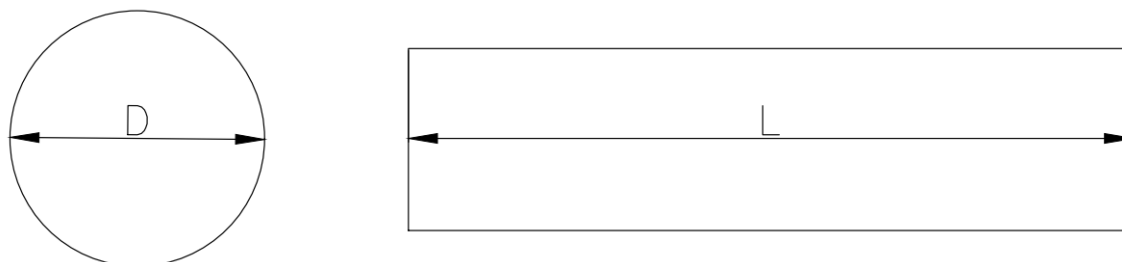


**Tabla 38***Resultados diagrama de cuerpo libre y teoría de fallas estática*

<i>Fuerza</i>	<i>Magnitud</i>
$\sigma_{max}$	152,42 MPa
<i>F. S</i>	2,29

**Resultado teoría de fallas dinámico**

La teoría de fallas dinámico no va a indicar si el elemento puede fallar al momento de presentar cargas cíclicas, por lo general el principal problema en teoría de fallas dinámicos no es la resistencia en cuestión de peso, las piezas al ser elementos mecánicos con el uso se van desgastando. Se tiene un factor de seguridad dinámico de 1,3 lo cual nos indica que no presentara una falla por flexión, va a presentar únicamente desgaste (tabla 39).

**Figura 109***Sección eje 3*



**Tabla 39***Resolución cálculo dinámico del eje 3*

<i>Dato</i>	<i>Valor</i>
<i>D (diámetro)</i>	25 mm
<i>Longitud</i>	110 mm
<i>Material</i>	AISI 1020
$\sigma_a$	76,21 MPa
$\sigma_{max}$	76,21 MPa
<i>Límite de resistencia a la fatiga</i>	184,60 MPa
<i>Factor de seguridad dinámico</i>	1,3

**Resultado de simulación eje 3****Tensión de Von Mises**

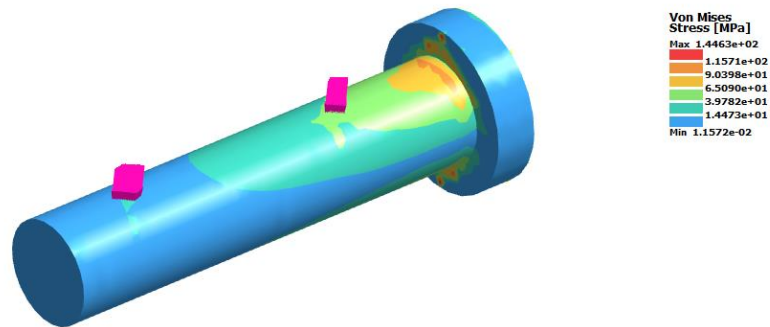
Para la selección del perfil, se probó inicialmente con un eje de 25mm, dado que es el que más se emplea en mecanismos, por lo que se sometió a simulaciones de resistencia mecánica presentando los siguientes resultados (tabla 40).

**Tabla 40***Resultado simulación zona de carga Factor de seguridad Aluminio*

Nombre	Tipo	Mínimo	Máximo
Tensiones 1	VON: Tensión de von Mises	0,11 (MPa)	144,63 (MPa)

**Figura 110**

*Resultado de tension Von mises eje 3*



Los puntos críticos en el eje son en la zona amarilla, dado que se está generando una flexión en las cargas puntuales afectando las fibras del metal, sin embargo, presenta un factor de seguridad de 2,42 lo cual es importante. Puesto que es el encargado de mantener la zona de carga y la zona de rampa fija e impedir que estas colapsen.

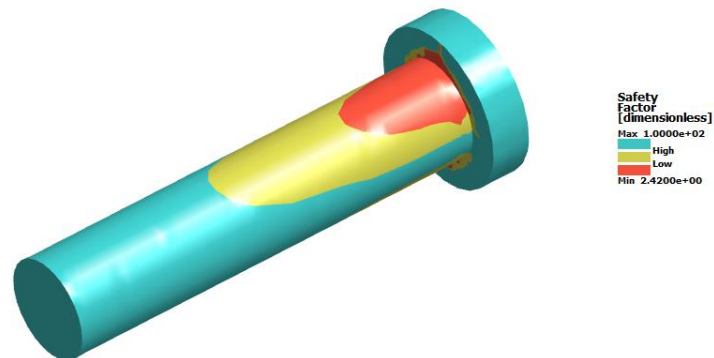
**Tabla 41**

*Resultado simulación factor de seguridad eje 3*

Nombre	Mínimo
Factor de seguridad	2,42

**Figura 111**

*Simulación factor de seguridad eje 3*



El eje tres no se encuentra en falla, lo cual nos indica que la sección es segura para el manejo de la carga, se podría incrementar el diámetro de los ejes, sin embargo, se debe tener en cuenta que esto va a brindar mayor seguridad, van a disminuir los esfuerzos, sin embargo, incrementa el peso del sistema en general.

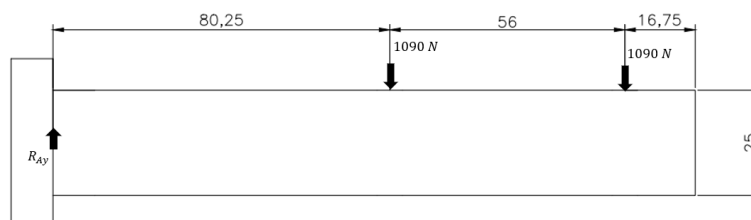
### Validación eje 4

#### Resultado eje 4 teoría de fallas estático

El eje presenta cargas a una distancia más lejana del punto de apoyo, por lo que va a generar momentos mayores, en la tabla 42 se presenta un esfuerzo máximo de 173,80 con un factor de seguridad de 2,01. El eje tiene una sección de 25 mm la cual es suficiente para soportar la carga.

### Figura 112

*D.C.L eje 4*



**Tabla 42**

*Resultados diagrama de cuerpo libre y teoría de fallas estática*

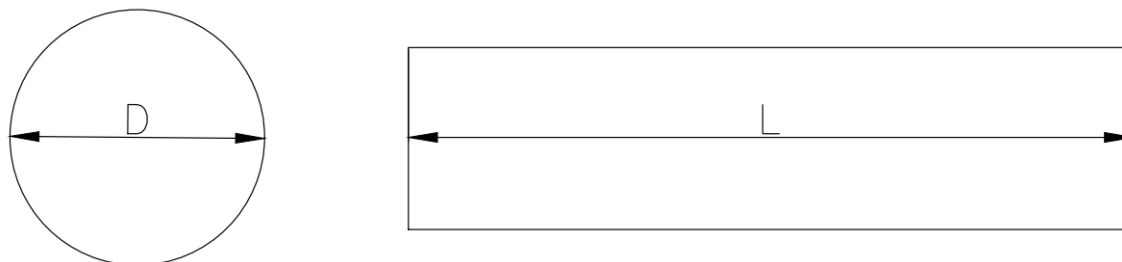
<i>Fuerza</i>	<i>Magnitud</i>
$\sigma_{max}$	173,80 MPa
<i>F. S</i>	2,01

### **Resultado teoría de fallas dinámico**

Mediante el análisis de fallas dinámico se presenta un factor de seguridad de 1,6. Mediante esto se puede entender que los esfuerzos máximos y mínimos no afectan en el eje y el defecto únicamente será el desgaste.

**Figura 113**

*Sección Eje 4*

**Tabla 43**

*Resolución cálculo dinámico del eje 4*

<i>Dato</i>	<i>Valor</i>
<i>D (diámetro)</i>	25 mm
<i>Longitud</i>	153 mm
<i>Material</i>	AISI 1020

$\sigma_a$	86,9 MPa
$\sigma_{max}$	86,9 MPa
Límite de resistencia a la fatiga	155,52 MPa
Factor de seguridad dinámico	1.6

#### Resultados simulación eje 4

##### Tensión de Von Mises

Al compartir cargas similares se ocupó directamente un eje de 25 mm de diámetro, dado que el factor de seguridad del eje 3 tenía un rango más que aceptable, en el eje cuatro no se cambió el diámetro para el análisis, dado que tendría que soportar la carga con las condiciones planteada.

Mediante el análisis de tensiones se presenta un esfuerzo máximo de 170,72 (tabla 44). Se encuentra bajo del límite de fluencia y se presenta en la gráfica la ubicación del esfuerzo máximo ubicado cerca del punto de fijación, lo cual es correcto, puesto que la reacción es lo único que impide que el eje no presente una deflexión crítica.

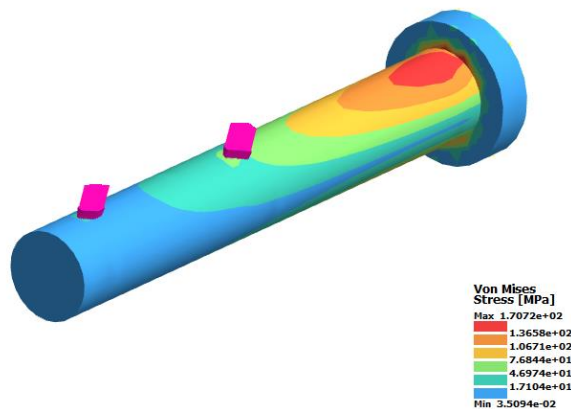
#### Tabla 44

Resultado esfuerzo Von mises Eje 4

Nombre	Tipo	Mínimo	Máximo
Tensiones 1	VON: Tensión de von Mises	0,35 (MPa)	170,72 (MPa)

**Figura 114**

*Resultado de tension Von mises eje 4*



El eje 4, es el que conecta el elemento motriz del sistema con la plataforma, es decir que parte de la fuerza de acción del cilindro vendría afectando al pin, al presentar un F.S de 2,05 nos da un margen, sin embargo, este se debe analizar más a profundidad en la simulación general.

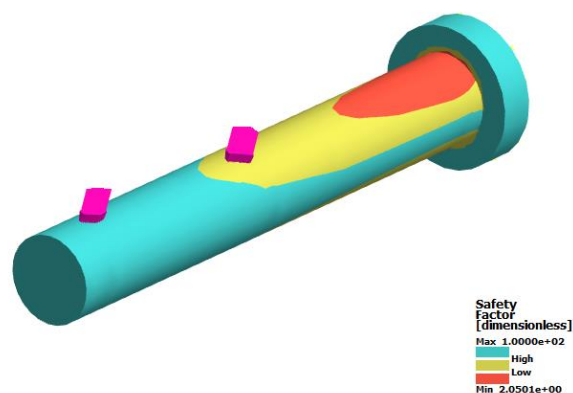
**Tabla 45**

*Resultado simulación eje 4 factor de seguridad*

Nombre	Mínimo
Factor de seguridad	2,05

**Figura 115**

*Simulación factor de seguridad eje 4*


**Resultado general de dimensionamiento de ejes**

Se presenta una tabla resumen para poder comparar los resultados presentados en la simulación con los valores teóricos según el método de fallas en materiales dúctiles. El valor que no se debe superar es de 350 MPa, dado que si se supera el eje no va a trabajar una su zona elástica, cuando se supera el valor va a sufrir deformaciones y no podrá volver al estado original. Sin embargo, para alcanzar esta carga debe existir un irrespeto alto de los parámetros de seguridad, dado que el máximo es 8000 N lo que nos indica que el operario puede cargar 800 kg, sin embargo, el sistema puede soportar arriba de los 100 kg, por otro lado, esto no es recomendable y es un dato que se suele tener en el diseño, dado que no se puede comunicar a los usuarios de este factor, puesto que van a estar tentados de exceder la carga máxima.

Como se presenta en la tabla 46 se tiene un resumen de los ejes críticos, por lo que se necesita una validación. El porcentaje de error es bajo, lo que nos indica que los ejes bajo las condiciones propuestas pueden soportar la carga, sin embargo, se debe realizar una simulación en conjunto para comprobarlo y aumentar o disminuir secciones.

**Tabla 46**

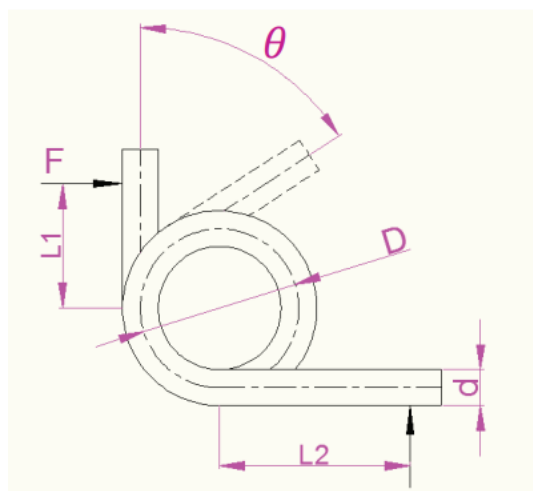
*Comparación tensión von mises*

Nombre	Eje Núm..	Máximo (teórico)	Máximo (simulado)	Error
Tensión Von mises	1 y 2	165,4 MPa	169,8MPa	3%
Tensión Von mises	3	152,42 MPa	144,63MPa	5%
Tensión Von mises	4	173,80	170,72	2%

### **Resultado resorte de torsión**

Los resultados del resorte nos indican que va a tener un factor de seguridad de 1,4, por lo cual no va a tener problema en cargar el peso de la plataforma, resistiendo y cumpliendo la función para brindar un apoyo al operario para que pueda hacer que la plataforma haga un pivote en el eje 4 (tabla 47).



**Figura 116***Resorte de torsion***Figura 117***Diagrama de resorte a torsión*

**Tabla 47***Resultados resorte de torsión*

<i>Dato</i>	<i>Valor</i>
<i>D (Diámetro interno del resorte)</i>	5 cm
<i>d (diámetro del alambre)</i>	1 cm
<i>Material</i>	ASTM A232
<i>S<sub>ut</sub></i>	1283,81 MPa
<i>Momento máximo</i>	47,628 Nm
<i>K<sub>i</sub></i>	1,17
<i>Esfuerzo máximo</i>	825,40 MPa
<i>S<sub>y</sub></i>	1116.53 MPa
<i>Factor de seguridad</i>	1,4

**Ensamble de mecanismo**

Al tener todo el sistema mecánico con un factor de seguridad adecuado, se tienen que establecer componentes que no son calculados de una manera matemática, únicamente son elementos que sirven para dar seguridad de que los elementos no salgan de su posición.

**Resorte de torsión**

Este elemento está ubicado en el eje 4, permitiendo que la plataforma requiera de un esfuerzo extra para poder pivotar en el eje y recostarse para su almacenamiento (figura 118).

**Figura 118**

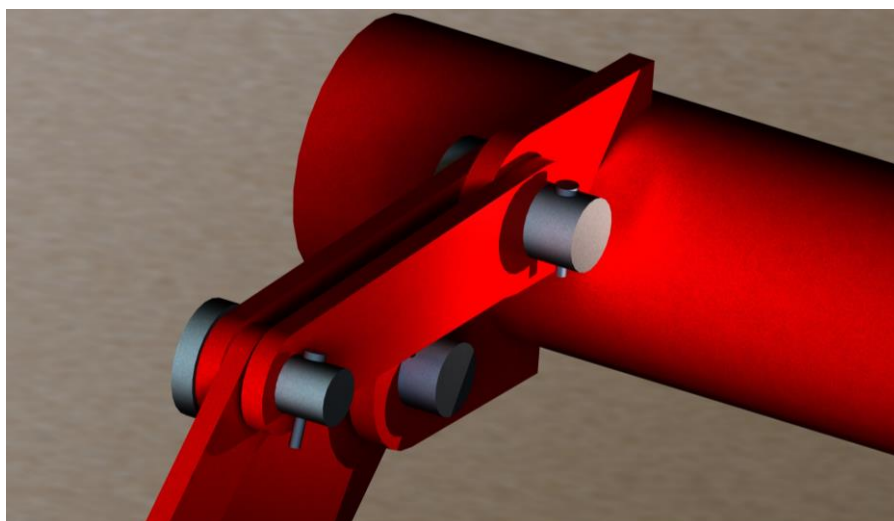
*Ubicación resorte en eje*

**Pasadores de seguridad**

Los ejes al no estar fijados, se van a colocar pasadores para controlar el desplazamiento (figura 118).

**Figura 119**

*Pasador de seguridad*



Existen varios elementos que restringen el desplazamiento en un eje, sin embargo, los pasadores son los más utilizados, dado que únicamente se requiere una pequeña perforación en el eje, la cual no afecta la resistencia mecánica del elemento.

### **Resultado simulación total**

Existen componentes en el ensamble que únicamente pueden ser analizados en conjunto como los ejes de anclaje, los eslabones y la fijación, el sistema consta de un cilindro hidráulico que inmoviliza el sistema haciendo que se fije, por lo que los eslabones van a tener una restricción, puesto que el que genera esta fuerza para la elevación es el gato hidráulico.

### **Tensión Von mises**

Para la simulación completa, al tener todos los elementos diseñados con secciones de prueba, se pudo analizar que existían eslabones que necesitaban un espesor superior. Por lo que se realizaron modificaciones para poder reducir las tensiones en los elementos como se muestra en la tabla 48, se presenta un valor máximo de tensión de 126,70 MPa, sin embargo, se debe considerar que existen varios materiales por lo que se analizó el comportamiento de estos.

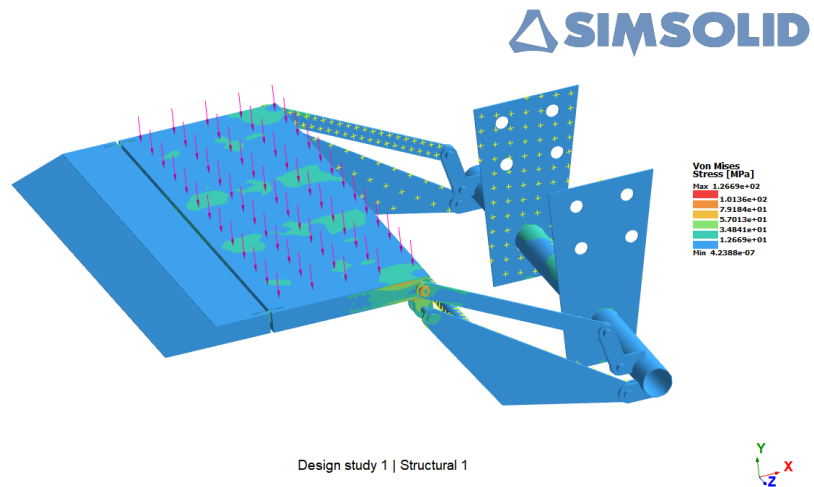
**Tabla 48**

*Resultado Tensión Von mises ensamble completo*

Nombre	Tipo	Mínimo	Máximo
Tensiones	VON: Tensión de von Mises	0, 4 (MPa)	126,70 MPa

**Figura 120**

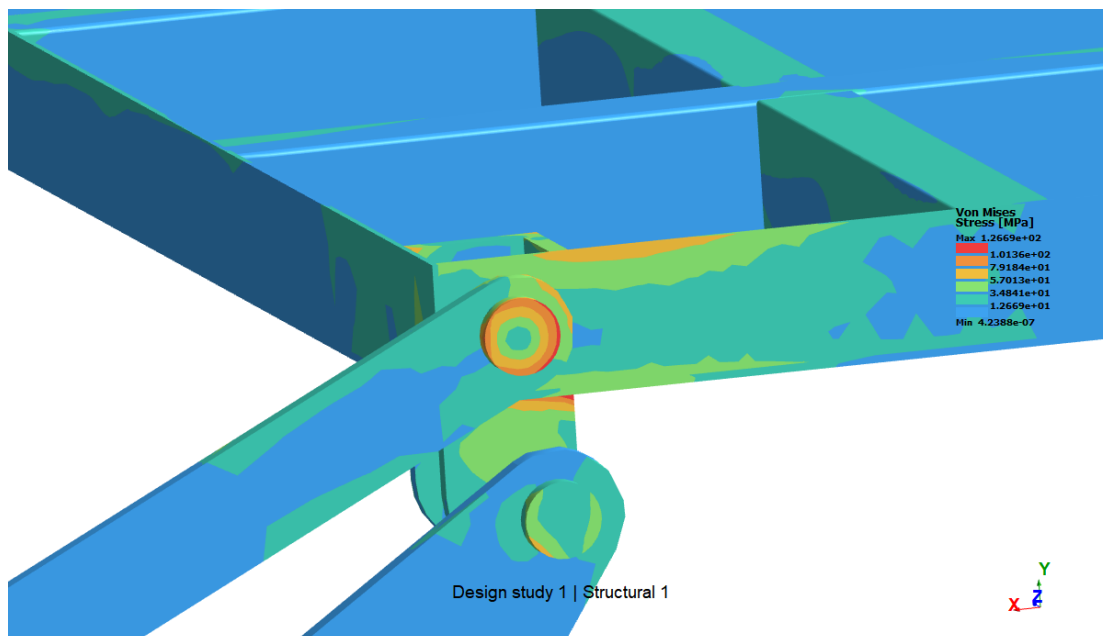
*Resultado Tensión Von Mises sistema*



Se debe considerar que, al ser componentes, no necesariamente deben presentar una tensión uniforme, dado que al tener perforaciones la falla y los esfuerzos se concentraran en el pin. La figura 121, presenta los puntos críticos donde se presenta la mayor cantidad de esfuerzos.

**Figura 121**

*Tensión eslabón 3*

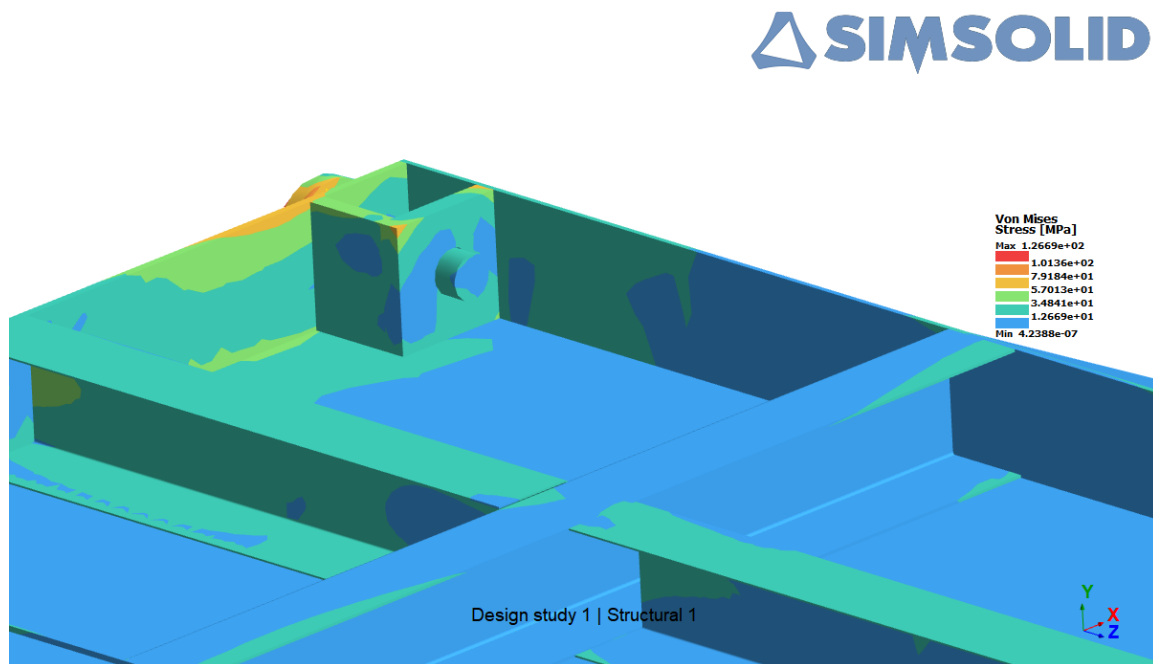


Claramente al hacer una perforación para el eje, se afecta la resistencia mecánica del material, por lo que el esfuerzo está presente en la parte superior, pero no se ve afectado en toda la longitud.

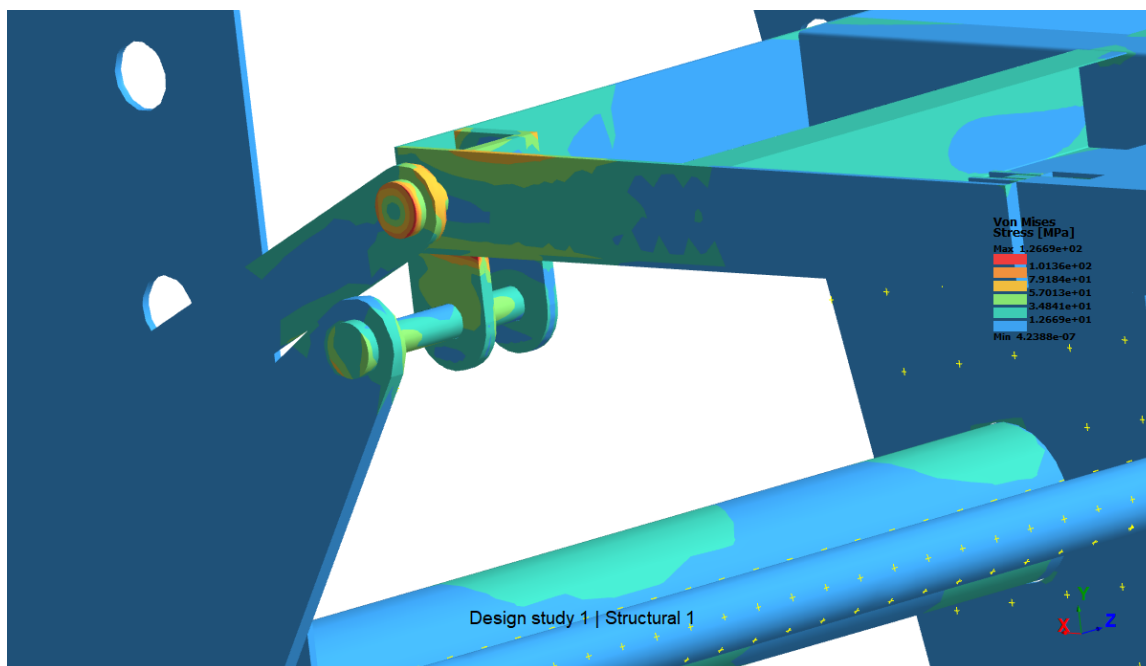
En la sección interna y externa de la zona de carga presentan esfuerzos máximos, esto es claramente por el diseño, puesto que los puntos de conexión del mecanismo y la plataforma, se va a presentar en los ejes críticos (3 y 4). En la figura 122 detalla la zona crítica de todo el sistema, se divisa en la parte superior esfuerzos superiores, el peso de 8000 N provoca que todo el sistema haga flexión por lo que las placas donde se encuentra el eje tienen que generar una reacción contraria para poder tener estabilidad.

**Figura 122**

*Tensión interna*



El punto más crítico se presenta en las orejas inferiores del sistema, al estar soldado con la tapa inferior de la zona de rampa, se generan esfuerzos máximos en la unión de soldadura, por lo que se debe realizar una inspección en esas zonas, dado que la zona más probable de tener un inconveniente es la sección inferior del sistema (figura 123).

**Figura 123***Tensión máxima inferior*

Sin embargo, los puntos con tensiones bajas se dan por la fijación que se tiene con el gato hidráulico. El elemento que da movilidad al sistema es el cilindro por lo que si se detiene va a fijar el eslabón 1 y el eslabón dos, eso da rigidez al sistema y evita que se produzcan tensiones altas.

### **Factor de seguridad**

Existen tres tipos de factor de seguridad en este sistema, únicamente es por la variedad de materiales que se presentan, cada uno tiene un diferente valor en sus propiedades. Inicialmente nos interesó la estructura de acero porque es la que va a soportar las principales cargas dominantes.

En el análisis del acero negro presenta un coeficiente de 1,61 (tabla 48). Lo cual nos indica que va a soportar 1288 kg, este valor nos indica que tiene un margen de

seguridad de 488 kg. Lo cual es beneficioso para el operario. La ventaja principal del acero frente a otros materiales es que cuando exceden cargas, este se deforma. Caso contrario a la madera que en caso de no resistir genera un colapso inmediato.

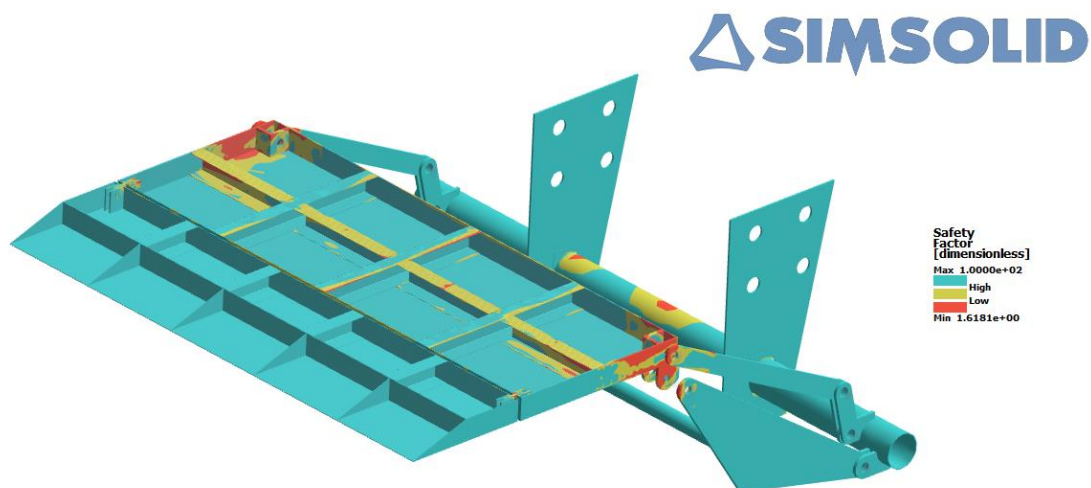
**Tabla 49**

*Resultado factor de seguridad estructura*

Nombre	Mínimo	Máximo
Factor de seguridad	1,62	100

**Figura 124**

*Resultado Factor de seguridad*



Los elementos críticos del sistema son los ejes, dado que al ser los que soportan el peso y dan movilidad, al ser un acero de transmisión y solido tiene una alta resistencia, sin embargo, se debe considerar en la lubricación del sistema, al ser elementos mecánicos



generan desgaste con el uso, bajo experiencia de construcción se realizan en espesores altos para evitar el desgaste en las piezas de acero que generan fricción.

Los resultados presentados en el análisis de ejes se muestran en la tabla 49 que tiene un coeficiente de 3, a pesar de ser un coeficiente alto, se encuentra apto para la carga y la fabricación, dado que no exceden diámetros considerables. Un eje para este sistema debe rondar en 25 – 40 mm. Si se desea dar más seguridad se pueden colocar ejes hasta 3 pulgadas, pero el kilo en ese tipo de ejes eleva considerablemente los costos de fabricación.

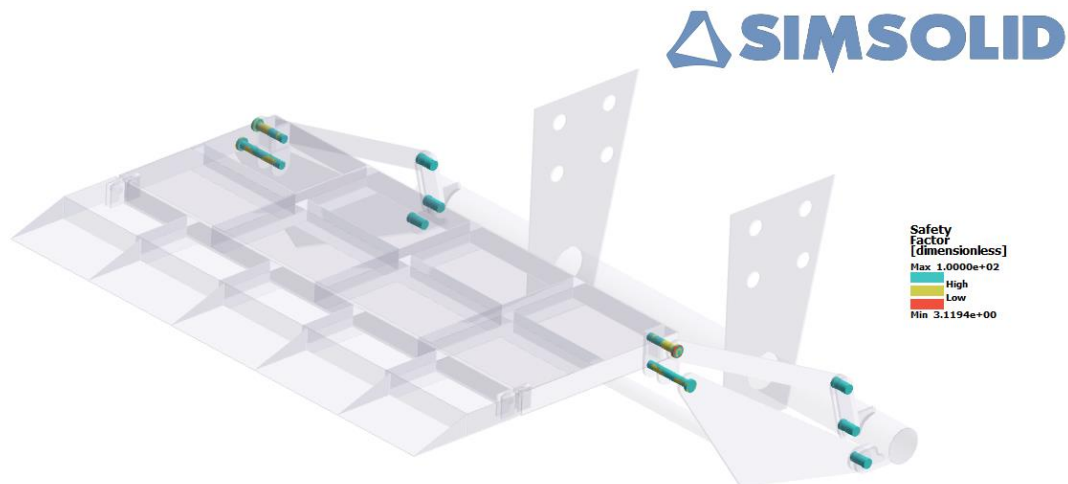
**Tabla 50**

*Resultado factor de seguridad eje*

Nombre	Mínimo	Máximo
Factor de seguridad	3	100

**Figura 125**

*Resultado Factor de seguridad eje*



Al tener un piso claramente el aluminio se ve afectado, como se conoce este metal al tener poca densidad es ligero, pero se debe considerar que es un material caro, costando el doble del acero. Lo ideal sería que estas plataformas como los hacen fabricantes de alta gama en la zona de izaje para camiones sea de aluminio, sin embargo, en cuestiones de costos para el mercado ecuatoriano es demasiado costoso y también la mano de obra es especializada, por lo que se dificulta generalmente encontrar personal calificado para este tipo de trabajos.

Al tener aluminio uno de los factores a considerar es la unión al ser un material diferente no se puede generar una suelta por lo que van remachados o pegados con un fluido especial, sin embargo, presenta un F.S de 5 en el análisis completo, los pisos en furgones, plataformas, unidades, etc. Presentan varios inconvenientes como lo es el pandeo por el uso donde no se tiene el refuerzo, entonces si se coloca una plancha con un espesor menor a 3mm esta se va a ir dañando con el tiempo, por esta razón es que en los

furgones o volquetas se utiliza para el piso 3mm y 4mm, dado que generan una especie de olas al estar sometido a la carga.

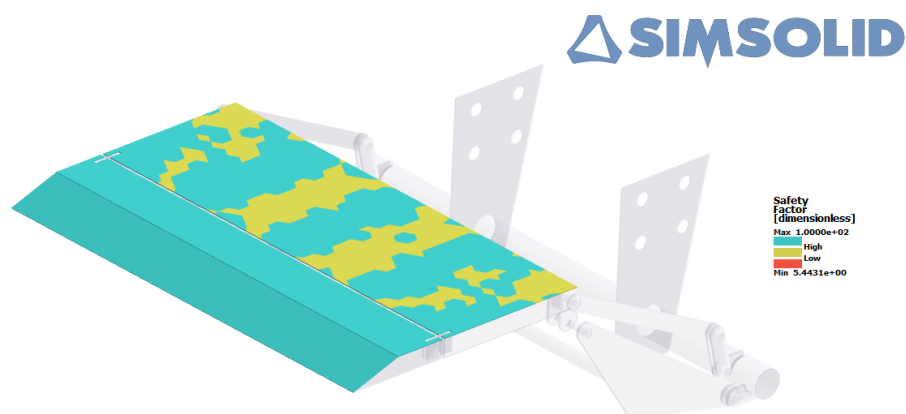
**Tabla 51**

*Resultado factor de seguridad aluminio*

Nombre	Mínimo	Máximo
Factor de seguridad	5	100

**Figura 126**

*Resultado Factor de seguridad aluminio*



### Resumen de resistencia total del sistema

Al tener varios análisis, se puede concluir que el sistema cumple con el análisis de posiciones inicialmente, no se presentan colisiones entre elementos, cumpliendo la elevación necesaria para la carga y descarga de elementos hasta 800 kg.

El sistema presenta un factor de seguridad mínimo de 1,6. Teniendo un margen de 440 kg, haciendo que el sistema sea seguro para el izaje, se debe tener en consideración que los ejes superan el coeficiente de 2 facilitando la resistencia. Se realizaron

simulaciones inicialmente de las secciones críticas, lo cual facilitó a dimensionar el sistema, sin embargo, en la simulación del ensamble completo se vieron afectadas ciertos elementos por lo que las medias finales se adjuntan en anexos en planos.

El tol de aluminio va a presentar una deformación con el uso, sin embargo, esto se va a prolongar por el espesor colocado, al no tener una gran densidad nos da una ventaja para que el peso de la plataforma se mantenga.

Se presenta en orden los elementos críticos según el análisis.

- **Ejes**

Como se ha venido mencionando los ejes son los elementos críticos del sistema, sin embargo, presentan un coeficiente de seguridad superior a 2, manteniendo sus cargas seguras y evitando una deformación permanente.

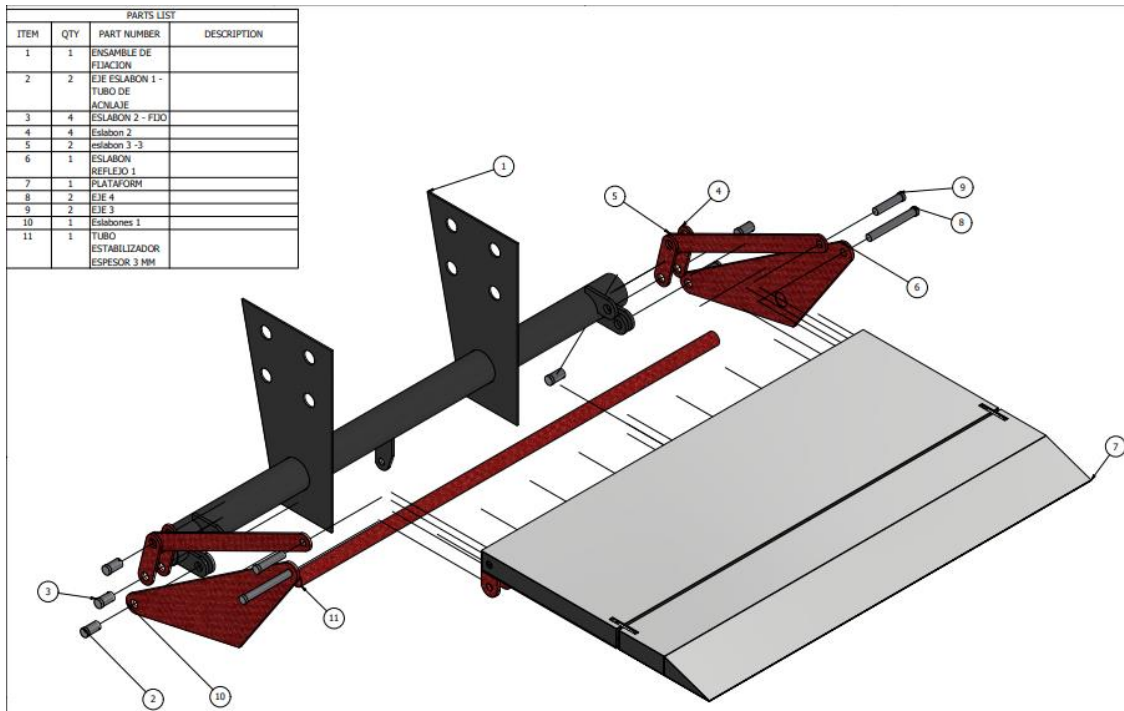
- **Placas laterales de la plataforma y orejas**

Las placas laterales de la zona de carga son las encargadas de soportar todo el peso, por otro lado, el espesor seleccionado es el correcto haciendo que puedan soportar la carga de los 800 kg.

- **Conjunto**

Como se ha demostrado todo el conjunto se presenta óptimo para su funcionamiento, brindando seguridad al operario y solventando el principal problema planteado al inicio de la investigación, mediante este análisis mecánico se demuestra que este mecanismo tiene la capacidad de resistencia mecánica para soportar las cargas propuestas. Por otro lado, en la figura 127 se muestra la explosión del mecanismo.

Figura 127

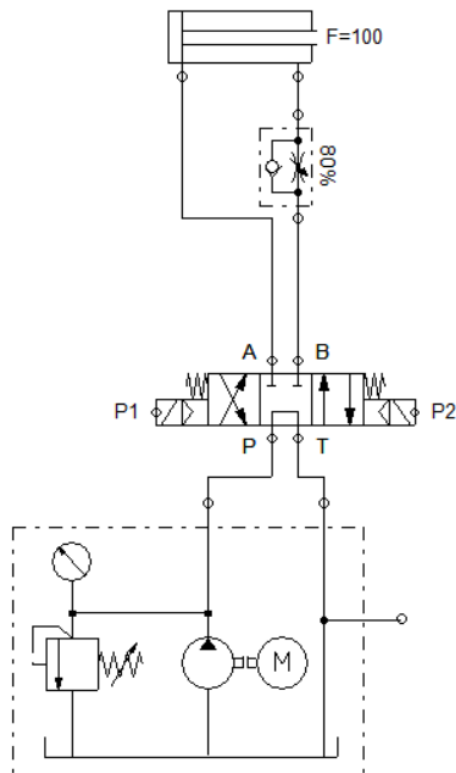


Explosión plataforma mecanismo

### Resultado Sistema Hidráulico

La unión de todos los componentes hidráulicos forma un circuito mostrado en la figura 128, permitiendo controlar la salida del vástago y la retracción.

El circuito se centra en una bomba que ayuda a subir el líquido hacia el cilindro, para lo cual la cantidad de fluido que ingrese en las cámaras del vástago serán reguladas por la válvula, por lo que nos permite controlar la salida y retracción del cilindro.

**Figura 128***Esquema hidráulico***Selección de cilindro**

Como se indica en la sección de la metodología se debe tener en cuenta que el cilindro debe tener una fuerza de empuje y tracción superior a los 3098,96 kgf, se ocupa esta dominación, dado que la unidad de pascal como lo indica el sistema internacional va a generar cifras con decimales las cuales se acercan al cero, por lo que no es practico expresarlo de esa manera.

Los cilindros PRINCE son comercializados en el mercado ecuatoriano por lo que se presenta en la tabla 52 el resultado del análisis de fuerza de empuje y tracción con los modelos de interés para el sistema.

**Tabla 52***Características del cilindro según el modelo*

Modelo de cilindro	Diámetro del pistón en cm	Diámetro del pistón (in)	Diámetro del vástago en cm	Diámetro del vástago (in)	Presión (kgf/cm <sup>2</sup> )	Presión (psi)	Ac cm <sup>2</sup>	Av cm <sup>2</sup>	Fuerza de empuje	Fuerza de Tracción
F225	5,72	2,25	3,13	1,25	210,86	3000	25,64	7,666	5406,25	3789,80
<b>F250</b>	<b>6,35</b>	<b>2,5</b>	<b>3,44</b>	<b>1,375</b>	<b>210,86</b>	<b>3000</b>	<b>31,65</b>	<b>9,276</b>	<b>6674,39</b>	<b>4718,47</b>
F275	6,99	2,75	3,75	1,5	210,86	300	38,30	11,039	8076,01	5748,31



El cilindro seleccionado inicialmente es el F250, dado que tiene un valor superior al calculado y tiene un margen de seguridad para el operario.

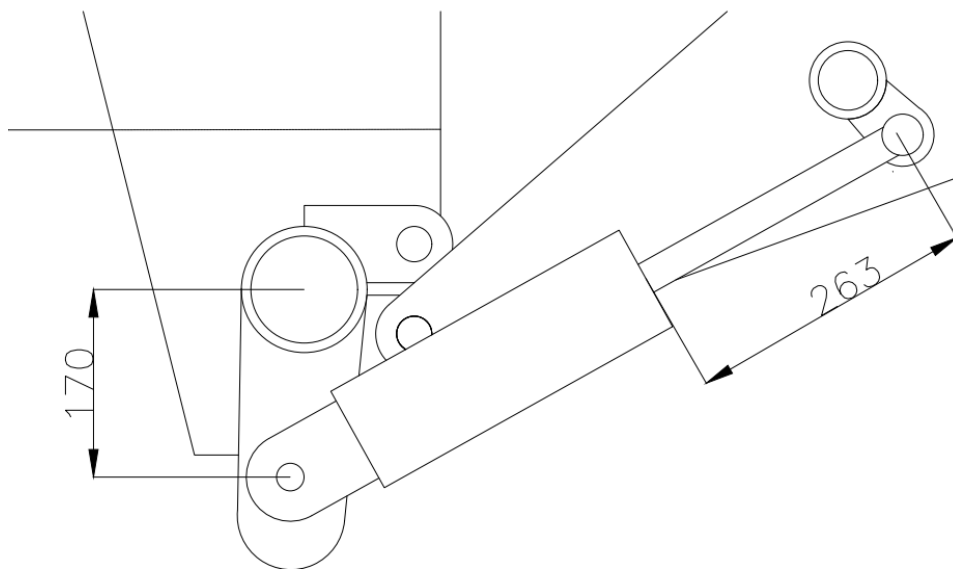
### **Extensión del cilindro**

La extensión del cilindro va a ser de 26 cm, por lo cual el cilindro seleccionado va a ser el F250-0120, esta clase de cilindro tiene una capacidad de carrera de 12 pulgadas.

Para la determinación de los terminales del cilindro tendrá una configuración la cual se le entrega al proveedor para la adquisición, se necesita el modelo F2500300CSSTCX. Como se muestra en la ficha técnica. En la figura 129 se muestra la longitud que debe presentar el vástago en la posición donde más carrera va a tener.

### **Figura 129**

*Extensión del cilindro*



### Comprobación del vástago

Mediante este análisis, se demuestra que cumple con las condiciones para que el cilindro no pandee, dado que el diámetro del vástago es de 35 mm excediendo al diámetro mínimo (tabla 53).

**Tabla 53**

*Comprobación del vástago*

Carga	3098,96 kgf
Factor de seguridad	3
Carrera del cilindro	0,20 m
Diámetro mínimo	18 mm

### Bomba hidráulica

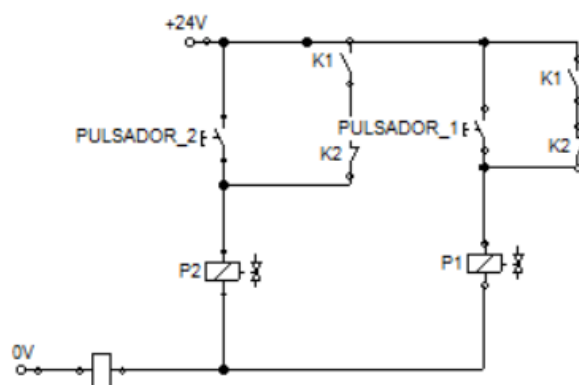
Para la selección de la bomba debe cumplir la presión y debe poder manejar el caudal para que el cilindro pueda generar el movimiento en la sección más crítica. Se ha utilizado este sistema de unidades, dado que al momento de la compra de la bomba se podrá tener un mejor entendimiento (tabla 54).

**Tabla 54***Especificaciones bomba*

Carga	4081 kgf
Velocidad	$6 \frac{\text{cm}}{\text{seg}}$
Carrera del cilindro	0,3 m
Caudal	$8,053 \frac{\text{lt}}{\text{min}}$
Presión	135,85 bar

**Resultado Sistema Eléctrico**

El circuito eléctrico mostrado en la figura 130 representa como va a ser el circuito eléctrico, donde los accionadores que están en contacto con el operario únicamente son el pulsador 1 y pulsador 2. Haciendo que el cilindro se active para la extensión y retracción.

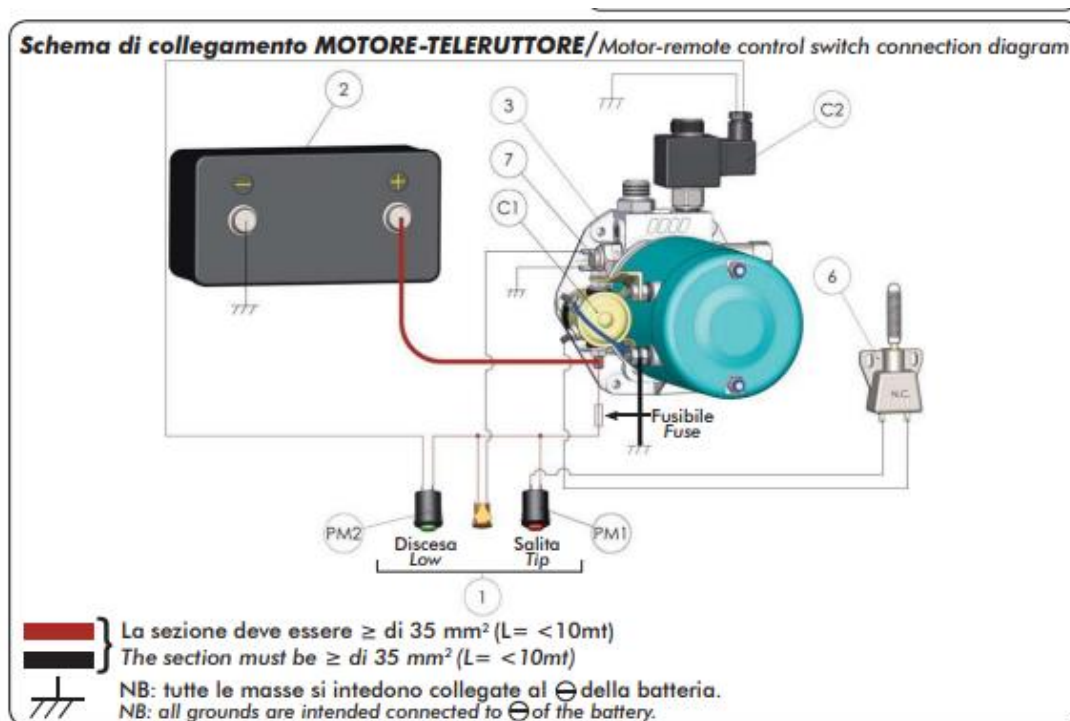
**Figura 130***Diagrama eléctrico*

## Selección de PowerPack

Esta sección corresponde al sistema de abastecimiento del sistema hidráulico, mediante el caudal de la bomba y la presión se adquiere esta centralina hidráulica, la cual va conectado directamente a la batería, en la figura 131 se presenta el diagrama de conexión de la centralina eléctrica.

**Figura 131**

*Conexión centralina*



*Fuente: Auto elevación*

Mediante el análisis realizado, el sistema hidráulico va a poder impulsar al cilindro, por lo que se va a emplear un aceite hidráulico HLP 46 que es el recomendado para mecanismos mecánicos impulsador por un sistema hidráulico y por la viscosidad que

presenta el fluido, al tener mangueras de 4000 psi, se seleccionó una manguera de 25 mm,

### **Distribución de cargas en los ejes**

El camión al estar sometido a la carga de un furgón se han obtenido los siguientes resultados, por lo que se resume en la tabla 55.

**Tabla 55**

*Resumen Distribución de carga*

Distribución de la carga eje delantero	3400,67 kg
Distribución de la carga eje trasero	8649,33 kg
Peso en el eje trasero	1245,67 kg
Peso en el eje delantero	154,33 kg
Carga máxima permitida	12050

Este análisis, demuestra que el furgón está ejerciendo una carga netamente en el eje trasero, en el sector de la carrocería se busca ocupar en la gran mayoría cargar al eje trasero, dado que es el que tiene una mayor capacidad de carga.

Para implementar la plataforma elevadora, únicamente se ejerce la fuerza en la sección trasera, afectando al eje trasero, por lo que los 250 kg van a ejercer una fuerza perpendicular hacia el suelo, provocando una flexión. Sin embargo, al sumar el peso de la plataforma no excede el límite de carga del eje trasero aproximadamente se está

sometiendo 1600 kilogramos, pero el eje trasero tiene una capacidad de carga 11500 kg, por lo que la implementación no afecta la estructura del camión.

### **Resultado análisis de costo**

Se adjunta en anexos el detalle de costos de cada análisis.

### **Costo total del sistema**

#### **Tabla 56**

##### *Resumen de costos*

Rubro	Costo (USD)
Costo de materia prima	403,69
Costo de procesos	260
Costo de mano de obra	160
Costo de insumos	172
Elementos estandarizados	2125,31
Costos adicionales	200
<b>Total</b>	<b>3320,4</b>

No se tiene un costo alto, a relación a la competencia. Se obtuvieron cotizaciones en una empresa dedicada a la implementación de estos sistemas, sin embargo para este tipo de camiones únicamente presentan modelos como la cotización del anexo G con una área de carga amplia, alcanzo un valor de 7000 \$, por lo que es un precio totalmente elevado, sin embargo los sistemas de elevación que no son adaptables para este camión

por la altura del chasis con respecto al piso son de 5000\$ por lo que representa un costo aun mayor al obtenido, por lo que se tiene un sistema seguro y aún costo menor.

### **Análisis y discusión de resultados**

El sistema de retracción de la plataforma elevadora posee una flexibilidad intrínseca que puede ser ajustada según el enfoque de diseño planteado. En este contexto, es crucial destacar que existen diversos modelos para permitir el almacenamiento adecuado de la plataforma. Un ejemplo relevante es el trabajo de Ortiz Morón Pedro, titulado "Diseño de una plataforma elevadora para vehículo comercial", en el cual se ha concebido un sistema de retracción de tipo puerta. Este enfoque específico se aplica cuando la manipulación de cargas implica dimensiones considerables en longitud. En este escenario, las puertas desplegadas abarcan un alcance de 1,7 metros. Es importante señalar que, en casos donde la dimensión de la plataforma es considerablemente amplia, como en el caso de la plataforma abatible propuesta por Morón, la opción de almacenarla bajo el camión no es viable. Además, se destaca que la inversión necesaria para la implementación de una plataforma de tipo abatible es sustancial, llegando a alcanzar los 7000 dólares estadounidenses.

En el contexto del diseño de una plataforma elevadora, el sistema hidráulico desempeña un papel esencial para garantizar un funcionamiento óptimo de los componentes. Sin embargo, en enfoques previos se solía emplear una bomba eléctrica independiente, como ilustra Tamayo (2016), quien describe un sistema con un motor de 3HP (página 208). Actualmente, se ha evolucionado hacia el uso de centralinas eléctricas que integran un motor eléctrico junto a la bomba. Aunque este cambio no implica una reducción en los costos, dado que el valor se mantiene similar, el empleo de una centralina presenta ventajas considerables. Al proporcionar una conexión directa tanto al



vehículo como al sistema, facilita la instalación de la fuente de energía de manera más eficiente.

Por lo general, los mecanismos mecánicos van de la mano con sistemas hidráulicos, ya que esta combinación representa una forma efectiva de mover los elementos, especialmente en términos de la relación entre peso y carga. Los principios que rigen los sistemas hidráulicos brindan una base sólida para la operatividad de estos sistemas. Aunque los montacargas son una variante de sistemas de elevación, poseen ventajas al ser independientes de vehículos. Como Arcilla y Garzón (2015) señalan, el diseño de estos sistemas involucra una variedad de técnicas y principios ingenieriles, que incluyen aspectos eléctricos, hidráulicos y mecánicos (página 14). Una de las limitaciones que presentan los sistemas mecánicos e hidráulicos es la dificultad de interacción directa con el operador. En contraste, los sistemas eléctricos permiten un control directo, lo que facilita la manipulación del mecanismo y mejora la experiencia del usuario.

En lo que respecta a la resistencia mecánica, los artículos previamente mencionados adoptan la teoría de fallas como un método de evaluación de los sistemas mecánicos. En particular, cuando se trabaja con materiales dúctiles como el acero, se considera el límite elástico del material. Aquí radica una diferencia clave en los costos asociados. Un sistema que esté sobredimensionado tendrá un costo mayor en comparación con un mecanismo diseñado dentro de un rango menor a la resistencia del material. Esto se debe a que un enfoque de sobre dimensionamiento requiere una mayor masa y, en consecuencia, implica costos adicionales.

## Conclusiones

Los ejes exhiben una alta correlación, superior al 90%, entre el análisis matemático y computacional, validando la consistencia entre los cálculos teóricos y la simulación. Esta congruencia confirma la integridad estructural, respaldando la ausencia de fallas con un factor de seguridad mínimo de 1,6. Asimismo, se ha implementado un margen adicional de seguridad en el eje 4 y eje 3, reforzando la protección del operario. En conjunto, estos resultados respaldan la solidez del sistema de ejes y su integridad en el diseño de la plataforma elevadora, con una base técnica y práctica que garantiza el desempeño seguro y confiable del sistema en operaciones reales.

La incorporación del resorte de torsión en la estructura posibilitará que la apertura de la plataforma se realice de manera segura y fluida para el usuario, evitando la necesidad de aplicar esfuerzos adicionales. Este componente contribuirá a una experiencia ergonómica y cómoda al operar la plataforma, al mismo tiempo que garantiza la integridad del usuario y la eficacia en el despliegue del mecanismo.

Los resultados de la simulación confirman la robustez estructural de la plataforma, al demostrar su capacidad para soportar una carga de 800 kg sin comprometer la integridad. Además, se ha establecido un factor de seguridad de 1,5. lo que se traduce en una carga máxima sostenible de 950 kg. Estos hallazgos validan la capacidad del diseño para operar de manera segura y eficiente bajo condiciones de carga esperadas.

El análisis de posición desempeñó un papel fundamental en la configuración de los eslabones, asegurando que se diseñaran de manera tal que evitasen colisiones. Esta consideración esencial ha garantizado un movimiento fluido y seguro del mecanismo,

permitiendo su desplazamiento sin obstáculos ni interferencias. En consecuencia, se ha logrado un diseño que optimiza la funcionalidad y la seguridad del sistema en su conjunto.

El análisis de distribución de carga ha confirmado que el Hino GH posee la capacidad necesaria para soportar la carga de la plataforma sin exceder la carga máxima permitida en el eje. Esta evaluación exhaustiva garantiza que el vehículo puede operar de manera segura y eficiente con la plataforma instalada, sin comprometer su estructura ni su rendimiento bajo las condiciones de carga previstas.

Se ha desarrollado un sistema hidráulico con la capacidad específica de elevar cargas de hasta 800 kilogramos. Además, se ha aplicado un margen de seguridad de 3 en el diseño del vástago del cilindro, lo que ha resultado en la prevención efectiva del pandeo. Esta configuración del sistema hidráulico garantiza no solo la capacidad de levantar la carga prevista, sino también la integridad estructural y la seguridad operativa en condiciones de carga óptimas.

### **Recomendaciones**

Se preconiza la ubicación centralizada de la carga en el tramo inicial del dispositivo de elevación, con el objetivo de atenuar desequilibrios inherentes y paliar tensiones indeseadas en la infraestructura. Es imperativo acatar rigurosamente el límite de carga prescrito de 800 kg, dado que un exceso en dicha carga podría suscitar fallas mecánicas críticas en el sistema.

Con miras a optimizar la eficacia y robustez del mecanismo, se sugiere la implementación estratégica de cojinetes en áreas propensas al desgaste por fricción. Esta medida redundará significativamente en la disminución de la tasa de desgaste y en una ampliación de la vida útil de los componentes clave.

En el contexto de ejes sujetos a requerimientos de lubricación, se aboga por la incorporación de puntos de engrase tácticos, buscando así alcanzar una lubricación precisa y eficiente en las interfaces entre ejes y eslabones durante las fases de mecanizado.

Adicionalmente, se insta a diseñar la plataforma del dispositivo de elevación con una estructura modular, facilitando la sustitución selectiva de elementos en casos de fallos o para la implementación de mejoras. Este enfoque modular, al simplificar las operaciones de mantenimiento, permite una adaptación ágil a las demandas evolutivas del sistema.

Con el propósito de respaldar y autenticar los hallazgos derivados de simulaciones y análisis teóricos, se aconseja la ejecución de pruebas experimentales bajo condiciones rigurosamente controladas. Este enfoque proporcionará una validación

empírica del rendimiento del dispositivo, identificando posibles desafíos no previstos por modelos teóricos exclusivos.

### Lista de referencia

- Ageitos Ríos, J. A. (2015). Soluciones de accesibilidad: rampa mecánica móvil. *Deplano*, (31), 4-9.
- Alvarez, M. (2000). Salicylic acid in the machinery of hypersensitive cell death and disease resistance. *Plant Molecular Biology* 44: 429–442.
- Antonio, M., & Morales, J. (2016). *Diseño, cálculo y automatización de un sistema de potencia hidráulica para plataforma de izaje de vehículos de carga pesada*.
- Baquero, L. G. F., & Reina, P. P. Á. Grúa de arrastre tipo plataforma para la empresa Transportes y Grúas Flórez SA.
- Castillo Jiménez, R. (2022). *Montaje y reparación de sistemas neumáticos e hidráulicos, bienes de equipo y máquinas industriales: FMEE0208 (2a. ed.)*. 2. IC Editorial. <https://elibro.net/es/lc/wisekecuador/titulos/226991>
- Espín López, R. E. (2023). *Diseño estructural de una elevadora de carga liviana para la Cooperativa de Producción Agropecuaria El Salinerito de la parroquia de Salinas, cantón Guaranda* (Bachelor's thesis).
- Lamb, C., & Dixon, R. (1997). The oxidative burst in plant disease resistance. *Annual Review of Plant Physiology and Plant Molecular Biology* 48: 251–275.
- Langa, D. B., & Martínez, P. M. C. Cálculo y análisis de una plataforma elevadora telescópica Calculation and analysis of a telescopic lifting platform.
- Muñoz, C., & Zapata, F. (2013). Plan de manejo de los Arrecifes Coralinos del Parque Nacional Natural Gorgona - Pacífico colombiano. Santiago de Cali, Colombia: WWF Colombia, Parques Nacionales Naturales de Colombia.

Saiz González, E. (2012). Rediseño del brazo articulado de una plataforma elevadora.

Swanson, J., Kearney, B., & Dahlbeck, D. (1988). Cloned avirulence gene of *Xanthomonas campestris* pv. *vesicatoria* complements spontaneous race change mutant. *Molecular Plant–Microbe Interactions* 1: 5–9.

Tamayo Ponce, D. M. (2016). *Diseño de una plataforma móvil con capacidad de 500 kg para carga y descarga de un camión* (Bachelor's thesis, Quito, 2016.).

Vanacker, H., & Greenberg, J.T. (2001). A role for salicylic acid and *npr1* in regulating cell growth in *Arabidopsis*. *Plant Journal* 28: 209–216.

Aloisio, D., Gaspari, J., & Lippiello, M. (2019). Design of hydraulic systems for lifting platforms on commercial vehicles. *Applied Sciences*, 9(17), 3495.

Cai, L., Sun, Y., Wang, S., & Xu, L. (2018). Energy-saving analysis of hydraulic lifting platform based on regenerative braking technology. *Journal of Physics: Conference Series*, 1032(1), 012043.

Eti, M. C., Olusegun, I. O., & Oladejo, J. A. (2018). Development of hydraulic oil using used transformer oil for hydraulic system applications. *Energy Reports*, 4, 743-748.

ANSYS. (2021). ANSYS Mechanical. Recuperado el 7 de mayo de 2023, de <https://www.ansys.com/products/simulation-software/ansys-mechanical>

SolidWorks. (2021). SOLIDWORKS Simulation. Recuperado el 7 de mayo de 2023, de <https://www.solidworks.com/product/solidworks-simulation>

MSC Software. (2021). MSC Nastran. Recuperado el 7 de mayo de 2023, de <https://www.mssoftware.com/product/msc-nastran>

Dassault Systèmes. (2021). Abaqus. Recuperado el 7 de mayo de 2023, de <https://www.3ds.com/products-services/simulia/products/abaqus/>

García, M. (2019). Utilización de acero ASTM A36 en la industria de la construcción. *Revista de Ingeniería Civil*, 25(2), 145-156.

Johnson, A. (2018). *Structural Analysis: Principles, Methods and Modelling*. CRC Press.

Smith, J. (2017). Material Selection for Structural Applications. *Journal of Engineering Materials and Technology*, 139(3), 031002.

Johnson, A. (2018). *Structural Analysis: Principles, Methods and Modelling*. CRC Press.

Smith, J., & Brown, R. (2020). *Finite Element Analysis: Theory and Application with ANSYS*. CRC Press.



García, M., López, A., & Rodríguez, P. (2019). Design of Hydraulic Lifting Platforms for Commercial Vehicles. *International Journal of Engineering and Technology*, 11(3), 104-109.

García, M. (2020). Protección contra la corrosión en aplicaciones estructurales de acero al carbono. *Revista de Ingeniería*, 28(1), 56-68.

Johnson, A. (2019). *Engineering Materials: Properties and Selection*. CRC Press.

Smith, J. (2018). Machinability of Engineering Materials. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 140(2), 021008.

Toledano Abril, M. (2015). *Diseño de una plataforma elevadora para vehículo comercial* (Bachelor's thesis, Universitat Politècnica de Catalunya)

Anexo A



TRACCIÓN: 4x2

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

Grupo **Mavesa**

MODELO: GH8JM7A - XG3 - 1828

Motor	Especificaciones
Marca / modelo	Hino / J08E-W3
Nivel de emisiones	Euro 3
Cilindrada	7.684 cm <sup>3</sup>
Potencia	276 HP @ 2.500 Rpm
Torque máximo	90 Kg.f.m @ 1.500 Rpm
N° cilindros	6 en línea
Sistema de válvulas	OHC - Válvulas
Sistema de combustible	Inyección electrónica - Hiel común
Sistema de admisión de aire	Turbo - Intercooler
Distribución	Espirales
Transmisión	Especificaciones
Marca / modelo	Hino / M009
Tipo	Manual
Número de marchas	9 + reversa
Relación	
1.*	14.056
2.*	9.647
3.*	6.993
4.*	5.021
5.*	3.636
6.*	2.653
7.*	1.923
8.*	1.380
9.*	1.000
Rev.	13.636
Relación del diferencial	4.625 / 37 a 8
Embrague	Mando hidroneumático / Disco seco Ø 350 mm
Sistema de combustible	Especificaciones
Tipo de combustible	Diesel
Tipo de inyección	Directa
Filtro de combustible	Filtro primario y secundario con retención de agua
Capacidad del tanque	320 L / 84.65 Gal
Sistema de lubricación	Especificaciones
Tipo	Lubricación mediante bomba de aceite
Filtro de aceite	Flujo total y Bypass
Capacidad de aceite	13.5 L / 3.7 Gal
Sistema de refrigeración	Especificaciones
Tipo	Presurizado con termostato
Ventilador	Bomba centrífuga / radiador con tapa
Tipo embrague	
Neumáticos	Especificaciones
Medidas	295 / 80R22.5
Aro rueda frontal	Metal
Aro rueda posterior	Metal
Material del rin	Acero
Ejes	Especificaciones
Eje delantero	Tipo Viga "I" Eliot inversa
Eje posterior	Enteramente flotante reforzado, reducción Velocidad sandita por engranajes hipoides

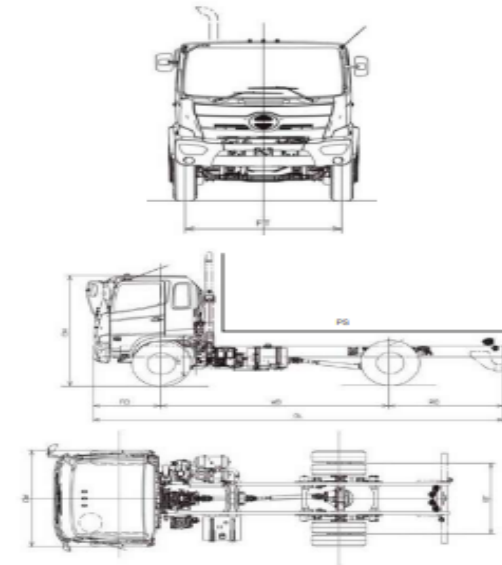
Dimensiones	Especificaciones	Simbología
Longitud total	8.835 mm	OL
Ancho total	2.490 mm	OW
Alto total	2.780 mm	OH
Distancia entre ejes	5.080 mm	WB
Voladizo delantero	1.280 mm	FO
Voladizo posterior	2.475 mm	RO
Trocha del eje delantero	2.050 mm	FT
Trocha del eje posterior	1.835 mm	RT
Radio de giro	9.500 mm	
Espacio de carga útil	8.725 mm	
Pesos y capacidades	Especificaciones	
Capacidad del eje delantero	7.300 kg	
Capacidad del eje posterior	11.500 kg	
Peso bruto vehicular	18.800 kg / *18.000 kg	
Peso vacío	5.350 kg	
Capacidad de carga	13.450 kg / *12.650 kg	
Suspensión	Especificaciones	
Delantera	Ballestas semielípticas con amortiguadores	
Posterior	Ballestas semielípticas, muelles auxiliares	
Dirección	Hidráulica de bolas circulantes columna de dirección regulable	
Frenos	Especificaciones	
Tipo	100% aire circuito dual	
Servicio Delantero	Tambor Zapatas regulación automática	
Posterior	Tambor Zapatas regulación automática	
Sistema de control	ABS (control eléctrico)	
Freno de estacionamiento	Resortes actuando sobre las ruedas posteriores	
Freno auxiliar	Control electro neumático con restricción a la salida de escape	
Estilo de cabina	Especificaciones	
Estilo de cabina	Extendida	
Capacidad de seguridad 3 puntos	✓	
Batería (2)	24 V / 60 Amp	
Alternador	12 V c/v	
Vidrios eléctricos	✓	
Bloqueo central	✓	
Audio / mp3 / bluetooth	✓	
Cámara de retro	✓	
A/C	✓	
Asiento con suspensión	✓	
Neblineros	✓	
P.T.O	N/A	
Opción de color	Costo adicional	

(\*) Homologado en Ecuador

Aplicaciones



DIMENSIONES



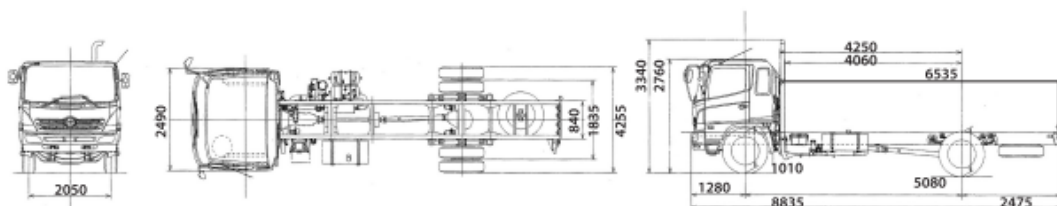
**SOPORTE TOTAL**  
SERVICIO COMPLETO EN POSTVENTA

- TALLERES ESPECIALIZADOS
- REPUESTOS ORIGINALES AL MEJOR PRECIO
- ENDEREZADA Y PINTURA
- COBERTURA 29 AGENCIAS A NIVEL NACIONAL

☎ 1800 MAVESA 628372 grupomavesa.com.ec

## Anexo B

## ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

**GH - Camión - Modelo 1828****PESOS**

PESO BRUTO VEHICULAR	18000 Kg
PESO CHASIS	5350 Kg

**MOTOR**

MODELO	J08E-WG
POTENCIA MÁXIMA	276 HP
REGIMEN MAX. POTENCIA	2500 RPM
TORQUE MÁXIMO	883 Nm
REGIMEN MAX. TORQUE	1500 RPM
CILINDROS	6 EN LÍNEA
CILINDRAJE	7684 L
NORMA DE EMISIÓN	EURO 3
ASPIRACIÓN	TURBO INTERCOOLER
SISTEMA DE INYECCIÓN	DIRECTA

**CAJA DE CAMBIOS**

MODELO	M009
Nº CAMBIOS (ADELANTE)	NUEVE
TRACCIÓN	4X2

**EMBRAGUE**

TIPO	MONODISCO SECO
DIÁMETRO	380 MM
CONTROL	HIDRÁULICO CON BOOSTER

**EJES**

CAPACIDAD EJE DELANTERO	ELLIOT INVERTIDO, I-BEAM/7000 Kg
CAPACIDAD EJE POSTERIOR	FLOTANTE CON REDUCTION SIMPLE/11000 Kg

**FRENO DE SERVICIO**

TIPO	FULL AIRE, S-CAM, TAMBOR Y ZAPATA
------	-----------------------------------

**FRENO AUXILIAR**

TIPO	FRENO DE ESCAPE
------	-----------------

**FRENO DE PARQUEO**

TIPO	AIRE
CONTROL	MECÁNICO

**NEUMÁTICOS**

DIMENSIONES	295/80R22.5
-------------	-------------

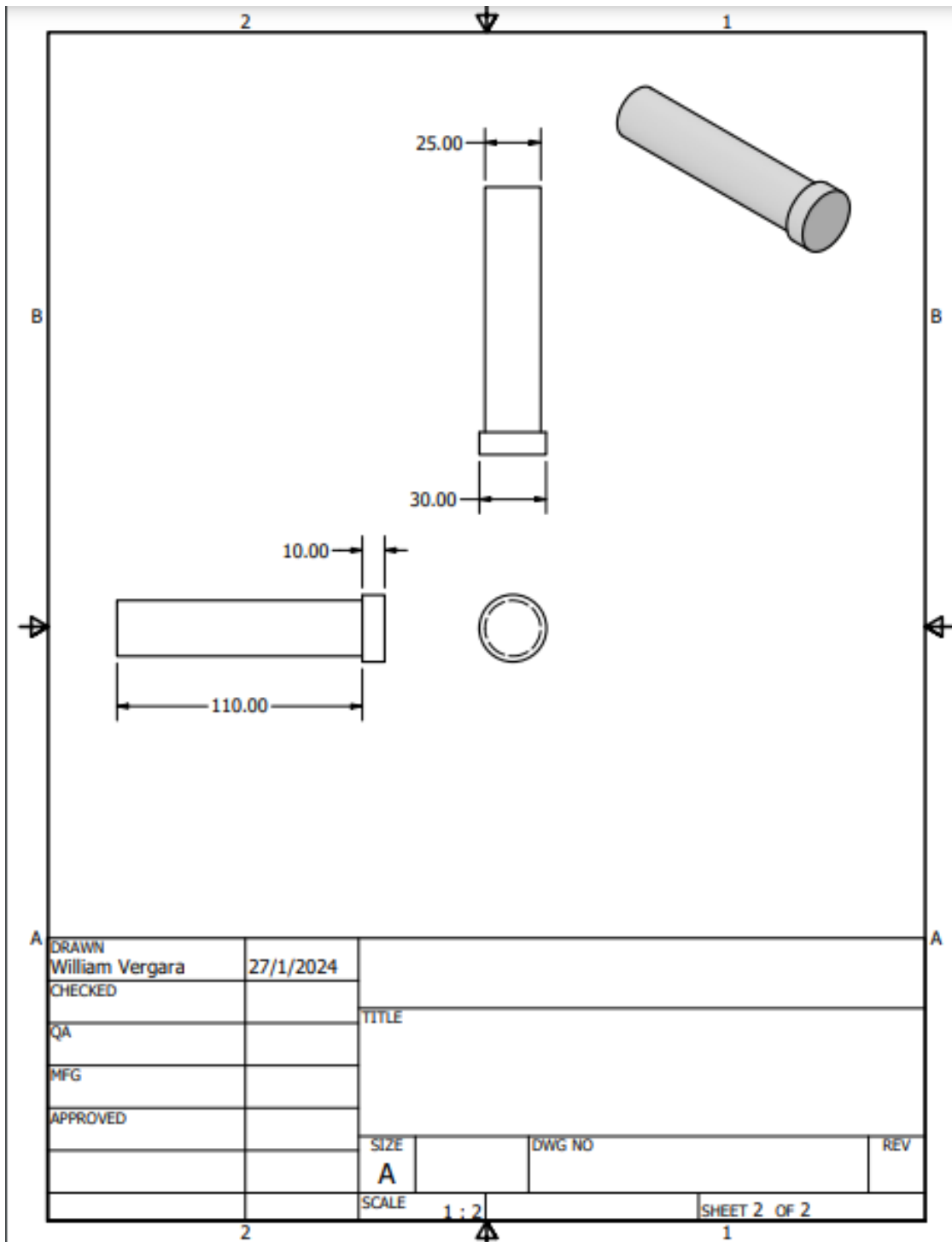
**TANQUE DE COMBUSTIBLE**

CAPACIDAD	320 L
-----------	-------

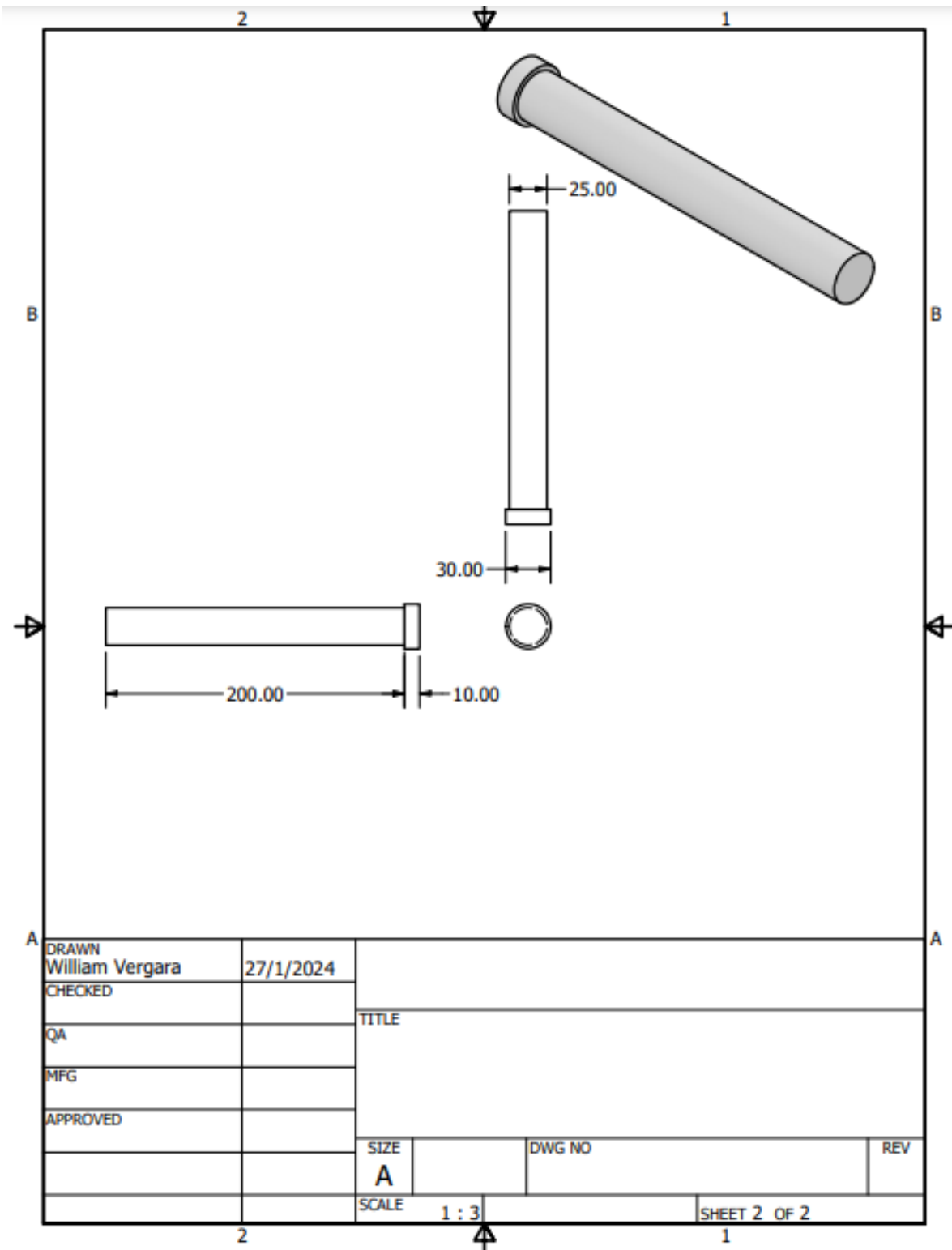
**SISTEMA ELÉCTRICO**

TIPO	24 VOLTIOS
------	------------

Anexo C Plano eje 3



**Anexo D      Plano eje 4**



DRAWN William Vergara	27/1/2024	TITLE		
CHECKED				
QA				
MFG				
APPROVED		SIZE <b>A</b>	DWG NO	REV
		SCALE 1 : 3	SHEET 2 OF 2	

Anexo E Ficha técnica cilindro



## THE WIZARD LINE

3000 PSI EXTENDED DUTY

THE "WIZARD" Welded-DA-37° JIC Male Ports



**FEATURES:**

- Honed tubing
- Chromed, ground & polished rod
- Ductile iron piston & gland
- Optional end fittings available
- Urethane u-cup and wiper
- Crown seal standard, "T" seal optional
- Wear ring on piston
- Thread in gland with o-ring to protect threads
- Standard color is gloss black

Model No.	Style	Wt.	PSI	Column Load (Lbs)	Ret (B)	Rod Dia.	A	C	D (Dia.)	E (Ht)	Cross tube Adder (F)	Tang Adder (G)	Clevis Adder (G)	Ports
F150040	1 1/2 X 4	7	3000	FULL PSI	9 1/2	3/4	3/16	1	.780	.22	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37"
F150060	1 1/2 X 6	8	3000	FULL PSI	11 1/2	3/4	3/16	1	.780	.22	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37"
F150080	1 1/2 X 8	8	3000	FULL PSI	13 1/2	3/4	3/16	1	.780	.22	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37"
F150100	1 1/2 X 10	9	3000	4,770 LBS	15 1/2	3/4	3/16	1	.780	.22	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37"
F150120	1 1/2 X 12	10	3000	3,640 LBS	17 1/2	3/4	3/16	1	.780	.22	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37"
F150160	1 1/2 X 16	10	3000	2,315 LBS	21 1/2	3/4	3/16	1	.780	.22	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37"
F150200	1 1/2 X 20	12	3000	1,600 LBS	25 1/2	3/4	3/16	1	.780	.22	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37"
F150240	1 1/2 X 24	14	3000	1,175 LBS	29 1/2	3/4	3/16	1	.780	.22	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37"
F175040	1 3/4 X 4	9	3000	FULL PSI	9 1/2	1	3/16	1	.780	.22	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37"
F175060	1 3/4 X 6	10	3000	FULL PSI	11 1/2	1	3/16	1	.780	.22	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37"
F175080	1 3/4 X 8	11	3000	FULL PSI	13 1/2	1	3/16	1	.780	.22	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37"
F175100	1 3/4 X 10	12	3000	FULL PSI	15 1/2	1	3/16	1	.780	.22	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37"
F175120	1 3/4 X 12	13	3000	FULL PSI	17 1/2	1	3/16	1	.780	.22	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37"
F175160	1 3/4 X 16	15	3000	7,120 LBS	21 1/2	1	3/16	1	.780	.22	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37"
F175200	1 3/4 X 20	17	3000	4,935 LBS	25 1/2	1	3/16	1	.780	.22	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37"
F175240	1 3/4 X 24	20	3000	3,620 LBS	29 1/2	1	3/16	1	.780	.22	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37"
F200040	2 X 4	12	3000	FULL PSI	9 1/2	1 1/8	3/16	1	.780	.25	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37"
F200060	2 X 6	13	3000	FULL PSI	11 1/2	1 1/8	3/16	1	.780	.25	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37"
F200080	2 X 8	14	3000	FULL PSI	13 1/2	1 1/8	3/16	1	.780	.25	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37"
F200100	2 X 10	15	3000	FULL PSI	15 1/2	1 1/8	3/16	1	.780	.25	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37"
F200120	2 X 12	17	3000	FULL PSI	17 1/2	1 1/8	3/16	1	.780	.25	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37"
F200160	2 X 16	18	3000	FULL PSI	21 1/2	1 1/8	3/16	1	.780	.25	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37"
F200200	2 X 20	22	3000	7,855 LBS	25 1/2	1 1/8	3/16	1	.780	.25	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37"
F200240	2 X 24	24	3000	5,760 LBS	29 1/2	1 1/8	3/16	1	.780	.25	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37"
F200300	2 X 30	28	3000	3,900 LBS	35 1/2	1 1/8	3/16	1	.780	.25	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37"
F225040	2 1/4 X 4	14	3000	FULL PSI	9 1/2	1 1/4	3/16	1	.780	.25	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37"
F225060	2 1/4 X 6	15	3000	FULL PSI	11 1/2	1 1/4	3/16	1	.780	.25	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37"
F225080	2 1/4 X 8	16	3000	FULL PSI	13 1/2	1 1/4	3/16	1	.780	.25	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37"
F225100	2 1/4 X 10	18	3000	FULL PSI	15 1/2	1 1/4	3/16	1	.780	.25	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37"
F225120	2 1/4 X 12	19	3000	FULL PSI	17 1/2	1 1/4	3/16	1	.780	.25	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37"
F225160	2 1/4 X 16	22	3000	FULL PSI	21 1/2	1 1/4	3/16	1	.780	.25	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37"
F225200	2 1/4 X 20	25	3000	11,990 LBS	25 1/2	1 1/4	3/16	1	.780	.25	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37"
F225240	2 1/4 X 24	28	3000	8,730 LBS	29 1/2	1 1/4	3/16	1	.780	.25	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37"
F225300	2 1/4 X 30	33	3000	5,912 LBS	35 1/2	1 1/4	3/16	1	.780	.25	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37"
F250040	2 1/2 X 4	15	3000	FULL PSI	9 1/2	1 3/8	3/16	1	.780	.31	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37"
F250060	2 1/2 X 6	17	3000	FULL PSI	11 1/2	1 3/8	3/16	1	.780	.31	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37"
F250080	2 1/2 X 8	18	3000	FULL PSI	13 1/2	1 3/8	3/16	1	.780	.31	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37"
F250100	2 1/2 X 10	20	3000	FULL PSI	15 1/2	1 3/8	3/16	1	.780	.31	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37"
F250120	2 1/2 X 12	21	3000	FULL PSI	17 1/2	1 3/8	3/16	1	.780	.31	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37"
F250160	2 1/2 X 16	25	3000	FULL PSI	21 1/2	1 3/8	3/16	1	.780	.31	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37"
F250200	2 1/2 X 20	29	3000	FULL PSI	25 1/2	1 3/8	3/16	1	.780	.31	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37"
F250240	2 1/2 X 24	32	3000	12,705 LBS	29 1/2	1 3/8	3/16	1	.780	.31	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37"
F250300	2 1/2 X 30	37	3000	8,605 LBS	35 1/2	1 3/8	3/16	1	.780	.31	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37"
F250350	2 1/2 X 35	43	3000	6,212 LBS	41 1/2	1 3/8	3/16	1	.780	.31	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37"
F275040	2 3/4 X 4	16	3000	FULL PSI	9 1/2	1 1/2	3/16	1	.780	.38	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37"
F275060	2 3/4 X 6	18	3000	FULL PSI	11 1/2	1 1/2	3/16	1	.780	.38	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37"
F275080	2 3/4 X 8	20	3000	FULL PSI	13 1/2	1 1/2	3/16	1	.780	.38	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37"
F275100	2 3/4 X 10	22	3000	FULL PSI	15 1/2	1 1/2	3/16	1	.780	.38	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37"
F275120	2 3/4 X 12	24	3000	FULL PSI	17 1/2	1 1/2	3/16	1	.780	.38	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37"
F275160	2 3/4 X 16	28	3000	FULL PSI	21 1/2	1 1/2	3/16	1	.780	.38	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37"
F275200	2 3/4 X 20	32	3000	FULL PSI	25 1/2	1 1/2	3/16	1	.780	.38	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37"
F275240	2 3/4 X 24	36	3000	FULL PSI	29 1/2	1 1/2	3/16	1	.780	.38	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37"
F275300	2 3/4 X 30	42	3000	12,120 LBS	35 1/2	1 1/2	3/16	1	.780	.38	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37"
F275360	2 3/4 X 36	48	3000	8,798 LBS	41 1/2	1 1/2	3/16	1	.780	.38	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37"

CATC 3-10-11-01


PRINCE MANUFACTURING CORPORATION/WORLD HEADQUARTERS • P.O. BOX 7000 • NORTH SIOUX CITY, SOUTH DAKOTA 57049-7000  
 URL: www.princehyd.com • E-MAIL: prince@princehyd.com  
 O.E.M. CUSTOMER SERVICE: (805) 235-1220 • FAX (712) 233-2181 DISTRIBUTOR CUSTOMER SERVICE: PHONE (805) 235-1220 • FAX (712) 233-2181

C3

CYLINDERS AND ACCESSORIES

Anexo F Ficha técnica cilindro

CYLINDERS AND ACCESSORIES

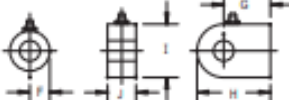


# THE WIZARD LINE

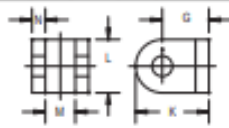
## 3000 PSI EXTENDED DUTY

### BASE END FITTINGS

BASE END CROSSTUBE			
MODEL	F	LENGTH	CROSSTUBE
F150	3/4	2 1/4	210300217
F175	3/4	2 1/2	210300218
F200	3/4	2 3/4	210300215
F225	3/4	3	210300214
F250	3/4	3 1/4	210300213
F275	3/4	3 1/2	210300210

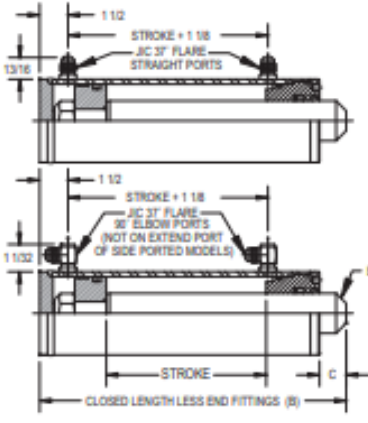


BASE END TANG DIMENSIONS					
MODEL	G	H	I	J	TANG
F150	1 3/4	2 5/8	1 1/2	3/4	130450045
F175	1 3/4	2 5/8	1 1/2	3/4	130450045
F200	1 3/4	2 3/4	2	1	130450044
F225	1 3/4	2 3/4	2	1	130450044
F250	1 3/4	2 7/8	2 1/4	1	130450043
F275	1 3/4	2 7/8	2 1/4	1	130450043




BASE END CLEVIS DIMENSIONS						
MODEL	G	K	L	M	N	CLEVIS
F150	1 3/4	2 5/8	1 1/2	7/8	3/8	110000072
F175	1 3/4	2 5/8	1 1/2	7/8	3/8	110000072
F200	1 3/4	2 3/4	2	1 1/8	1/2	110000071
F225	1 3/4	2 3/4	2	1 1/8	1/2	110000071
F250	1 3/4	2 3/4	2	1 1/8	1/2	110000071
F275	1 3/4	2 3/4	2	1 1/8	1/2	110000071

### BASIC "WIZARD" CYLINDER

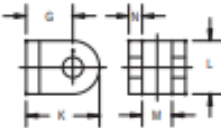


IMPORTANT: EXTEND ROD BEFORE WELDING ON END FITTINGS. SEAL DAMAGE WILL OCCUR FROM EXCESSIVE HEAT

### ROD END FITTINGS



ROD END CROSSTUBE			
MODEL	F	LENGTH	CROSSTUBE
F150	3/4	1 1/2	210300218
F175	3/4	1 1/2	210300218
F200	3/4	1 1/2	210300218
F225	3/4	2	210300211
F250	3/4	2	210300211
F275	3/4	2	210300211



ROD END CLEVIS DIMENSIONS						
MODEL	G	K	L	M	N	CLEVIS
F150	1 3/4	2 5/8	1 1/2	7/8	3/8	110000072
F175	1 3/4	2 5/8	1 1/2	7/8	3/8	110000072
F200	1 3/4	2 3/4	2	1 1/8	1/2	110000071
F225	1 3/4	2 3/4	2	1 1/8	1/2	110000071
F250	1 3/4	2 3/4	2	1 1/8	1/2	110000071
F275	1 3/4	2 3/4	2	1 1/8	1/2	110000071

#### MODEL NUMBER SYSTEM

F, 2, 2, 5, 2, 4, 3, C, S, S, T, X, C

ALL PORTS ARE JIC 3" FLARE  
#6 MALE THREADS ARE STANDARD

BASE MODEL NUMBER IDENTIFIES BORE SIZE  
EXAMPLE: 225 IS 2 1/4" BORE

STROKE: THE FIRST TWO DIGITS ARE INCHES. THE LAST DIGIT IS 1/8" OF AN INCH (CUSTOM MODELS ONLY)\*.  
EXAMPLE: 243 IS 24 3/8" STROKE

DISTON SEAL:  
C-CROWN SEAL  
H-HIGH PSI TEFLO SEAL  
T-T SEAL

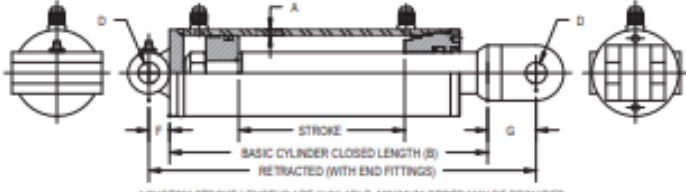
ROD END FITTING: C-CLEVIS  
X-CROSSTUBE  
N-BLANK

BASE END FITTING: C-CLEVIS  
X-CROSSTUBE  
T-TANG  
N-BLANK

PORT LOCATION:  
T-TOP PORT - PERPENDICULAR TO PIN HOLE  
S-SIDE PORT - IN LINE WITH PIN HOLE

RETRACT POS:  
S-STRAIGHT  
E-90° ELBOW - AVAILABLE ON TOP AND SIDE PORTED MODELS

EXTEND POS:  
S-STRAIGHT  
E-90° ELBOW - AVAILABLE ON TOP PORTED MODELS ONLY



\* CUSTOM STROKE LENGTHS ARE AVAILABLE. MINIMUM ORDER MAY BE REQUIRED. CONTACT YOUR SALES REPRESENTATIVE WITH YOUR REQUIREMENTS

WIZARD LINE BASE MODELS	
F15004CSSTNN	
F15006CSSTNN	
F15008CSSTNN	
F15010CSSTNN	
F15012CSSTNN	
F15016CSSTNN	
F15020CSSTNN	
F17506CSSTNN	
F17508CSSTNN	
F20004CSSTNN	
F20006CSSTNN	
F20008CSSTNN	
F25004CSSTNN	
F25006CSSTNN	
F25008CSSTNN	
F25016CSSTNN	
F25020CSSTNN	
F27504CSSTNN	
F27506CSSTNN	
F27510CSSTNN	
F27530CSSTNN	

C4

PRINCE MANUFACTURING CORPORATION/WORLD HEADQUARTERS • P.O. BOX 7000 • NORTH SIOUX CITY, SOUTH DAKOTA 57048-7000

URL: www.princehyd.com • E-MAIL: prince@princehyd.com

O.E.M. CUSTOMER SERVICE: (805) 235-1220 • FAX (712) 233-2181 • DISTRIBUTOR CUSTOMER SERVICE: PHONE (805) 235-1220 • FAX (712) 233-2181

CATC 4-07-13-02

SEE PAGE 2 OF THE STANDARD PRODUCT PRICE LIST FOR PRICING



## Anexo G Cotización acero Import Acero



**IMPORT ACEROS INDUSTRIA METALMECANICA  
PROCESADORA DE ACERO SCC**

RUC: 1792628431001

Dir. Matriz : N77 Antonio Castillo OE1 346 y Av OE1 C Juan de Selis

**AGENTE DE RETENCION RESOLUCION Nro.1**

Contribuyente Especial Nro. : 283E

OBLIGADO A LLEVAR CONTABILIDAD: SI

PBX: 022 486 287

Celulares: 099 789 8777 095 893 3013 098 816 6400

Sitio Web: www.importaceros.com

Correo Ventas: info@importaceros.com.ec

Correo Facturas: facturacion@importaceros.com.ec

**COTIZACIÓN DE VENTA No.: 104126**



**Razón Social:** VERGARA PENAFIEL WILLIAM PATRICIO  
**Dirección Cliente:** EL ARENAL C 102 Y PANAMERICANA NORTE  
**Email :** ventas@diconsgroup.com  
**Fecha Emisión :** 20/07/2023  
**Fecha de Vencimiento:** 28/07/2023  
**Vendedor:** NOROÑA A  
**N° de Oportunidad:**  
**Comentarios:**

RUC : 1710206911001

Teléfono: 3811481

**Condición de Pago:** Crédito CL - Contado

Cantidad	Código Principal	Descripción	Peso Unit(kg)	Peso Total (kg)	Precio Kilo	Precio de Venta	% Dscto	Precio Neto	Precio Total
1,00	1001004010	ALUMINIO ANTIDESLIZANTE 2.00 mm (1220*2440 M) (4*8)	17,75	17,75	3,83	67,99	0,00	67,99	67,99
1,00	1001016071	TOOL NEGRO 3.00 mm (1/8) (1220*2440 MTRS) (4*8)	70,11	70,11	0,84	58,84	0,00	58,84	58,84
1,00	1001016067	TOOL NEGRO 2.00 mm (3/32) (1220*2440 MTRS) (4*8)	46,74	46,74	0,84	39,23	0,00	39,23	39,23
1,00	1001016081	TOOL NEGRO 10.00 mm (3/8) (1220*2440 MTRS) (4*8)	233,70	233,70	0,84	196,14	0,00	196,14	196,14

Forma de Pago	Valor
Otros con utilización del sistema financiero	405,66

Peso Total kg: 368,30

SubTotal 12% 362,20

Peso Total QQ: 8,10

IVA 12% 43,46

**SON:** CUATROCIENTOS CINCO CON 66 / 100

**Valor Total 405,66**

Para realizar transferencias a la Cuenta Corriente Banco Pichincha 2100113653 - Banco Bolivariano 5005077093.

Para confirmación de pagos al email: documentos.electronicos@importaceros.com.ec

**Descuento USD: 0,00**

## Anexo H Cotización Aceral



RUC 1792283507001

IMPORTACION DE PLANCHAS NEGRAS LIC  
 PLANCHAS NEGRAS L/F PLANCHAS NEGRAS  
 PLANCHAS DE ACERO INOXIDABLE  
 PLANCHAS DE ALUMINIO LISO Y ANTIDESLIZANTE  
 VIGAS UPN IPE HEB

DIRECCION PANAMERICA NORTE KM 12,5 DE 9 - 88 Y JOSE VITERI

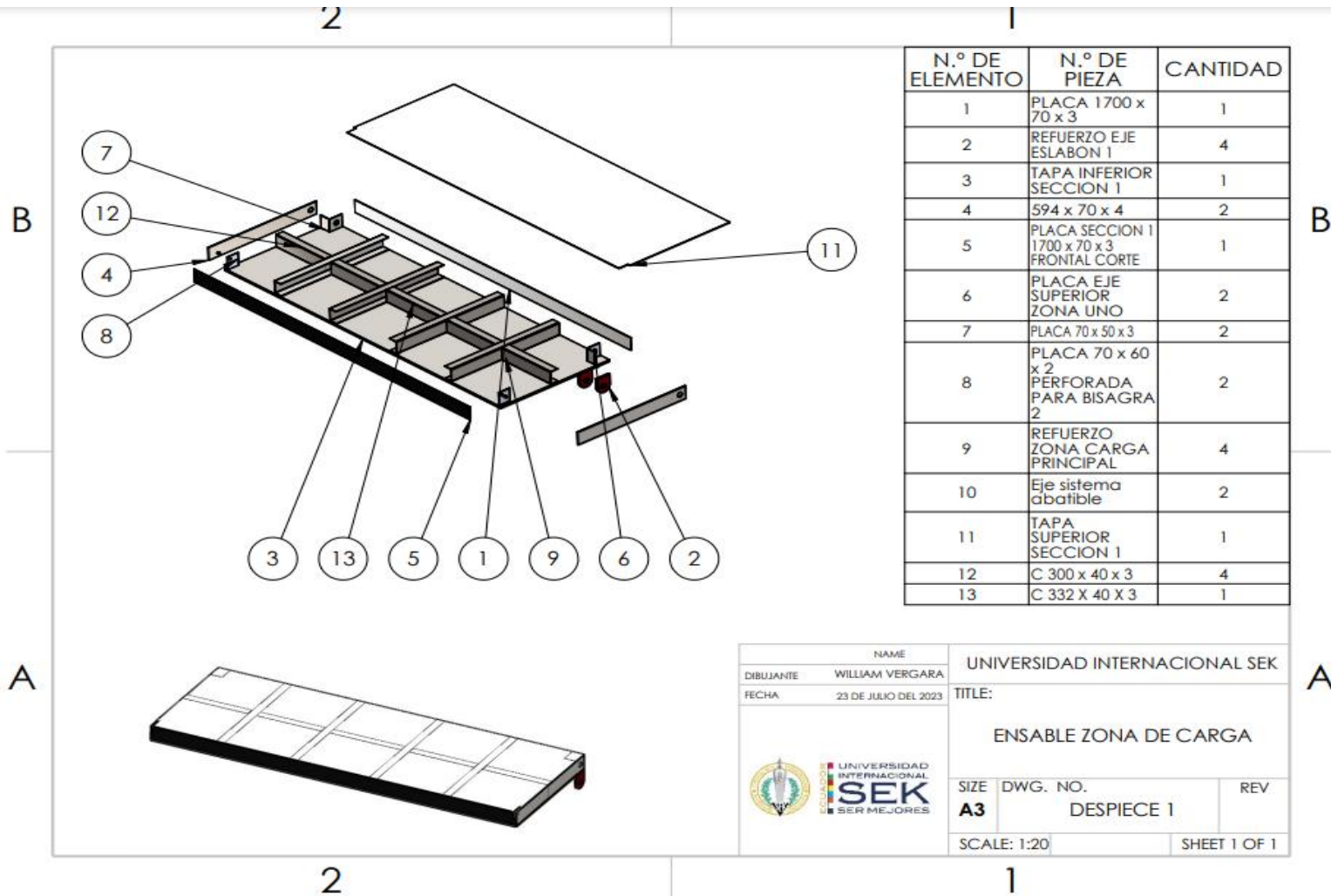
PROFORMA 000304

FECHA : Quito, 20 de Julio del 2023 VENDEDOR : Cristina Ramos  
 SEÑORES : William Fernando Vergara Espinoza 0999959950  
 DIRECCION  
 RUC [ventas@aceral.com.ec](mailto:ventas@aceral.com.ec)

POR LO SIGUIENTE :

ITEM	CANTIDAD	DESCRIPCION	PRECIO SIN IVA	VALOR TOTAL USD
			-	
1	1,00	TOL ALUMINIO CORRUGADO (1,22*2,44) 2mm	63,08	63,08
2	1,00	TOLLAM CALIENTE (1,22*2,44) 3mm	61,03	61,03
3	1,00	TOLLAM CALIENTE (1,22*2,44) 2mm	40,69	40,69
4	1,00	TOLLAM CALIENTE (1,22*2,44) 10mm	203,45	203,45
5				-
6				-
7				-
8				-
9				-
10				-
11				-
12				-
13			-	-
14			-	-
15			-	-
16			-	-
17			-	-
				368,25
12 % IVA				44,19
OTROS				-
<b>TOTAL</b>				<b>412,44</b>

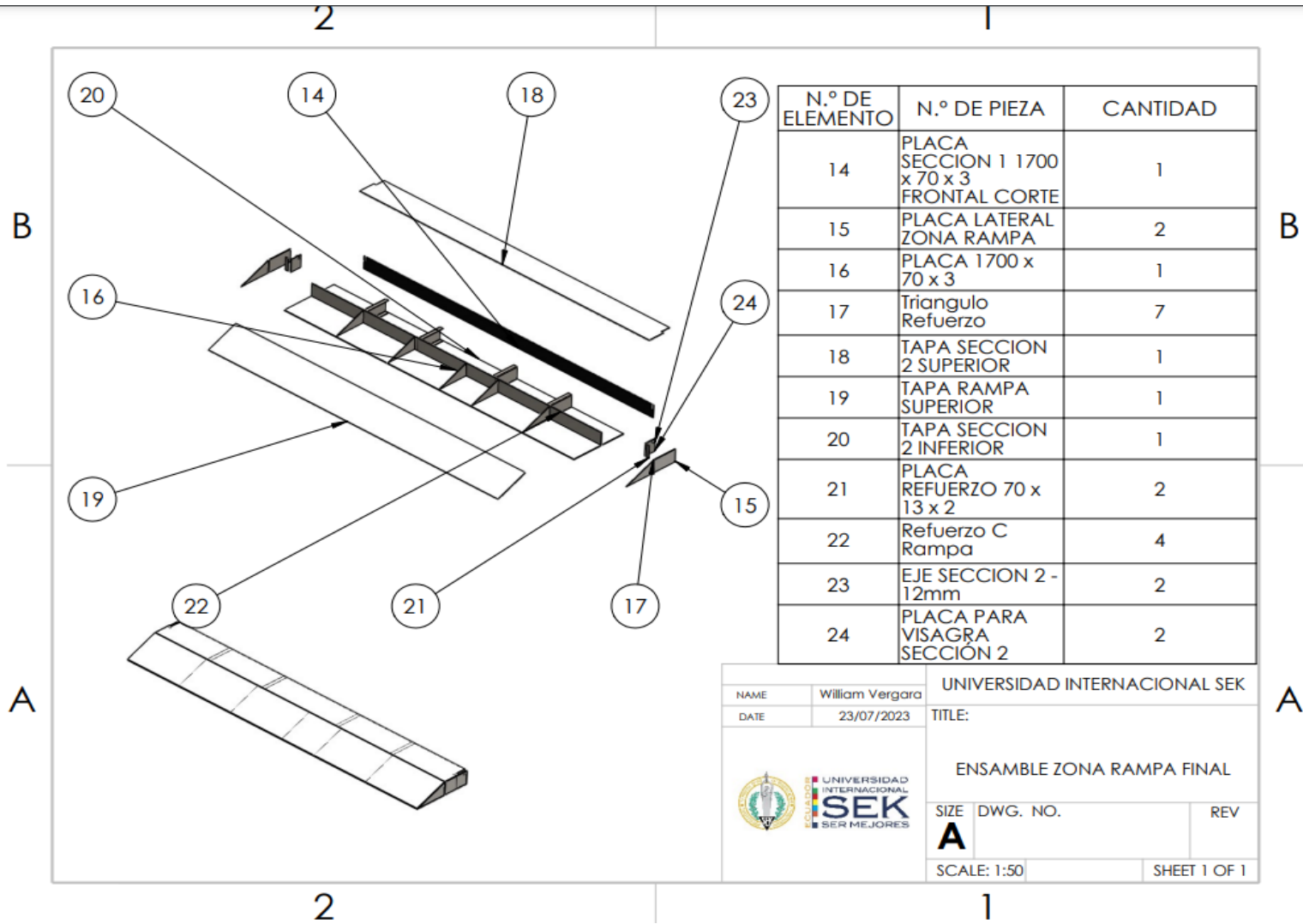
Anexo I Despiece de la sección de car



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	PLACA 1700 x 70 x 3	1
2	REFUERZO EJE ESLABON 1	4
3	TAPA INFERIOR SECCION 1	1
4	594 x 70 x 4	2
5	PLACA SECCION 1 1700 x 70 x 3 FRONTAL CORTE	1
6	PLACA EJE SUPERIOR ZONA UNO	2
7	PLACA 70 x 50 x 3	2
8	PLACA 70 x 60 x 2 PERFORADA PARA BISAGRA 2	2
9	REFUERZO ZONA CARGA PRINCIPAL	4
10	Eje sistema abatible	2
11	TAPA SUPERIOR SECCION 1	1
12	C 300 x 40 x 3	4
13	C 332 X 40 X 3	1

NAME		UNIVERSIDAD INTERNACIONAL SEK	
DIBUJANTE	WILLIAM VERGARA	TITLE:	
FECHA	23 DE JULIO DEL 2023	ENSABLE ZONA DE CARGA	
 UNIVERSIDAD INTERNACIONAL <b>SEK</b> SER MEJORES		SIZE	DWG. NO.
		<b>A3</b>	DESPIECE 1
		REV	
SCALE: 1:20		SHEET 1 OF 1	

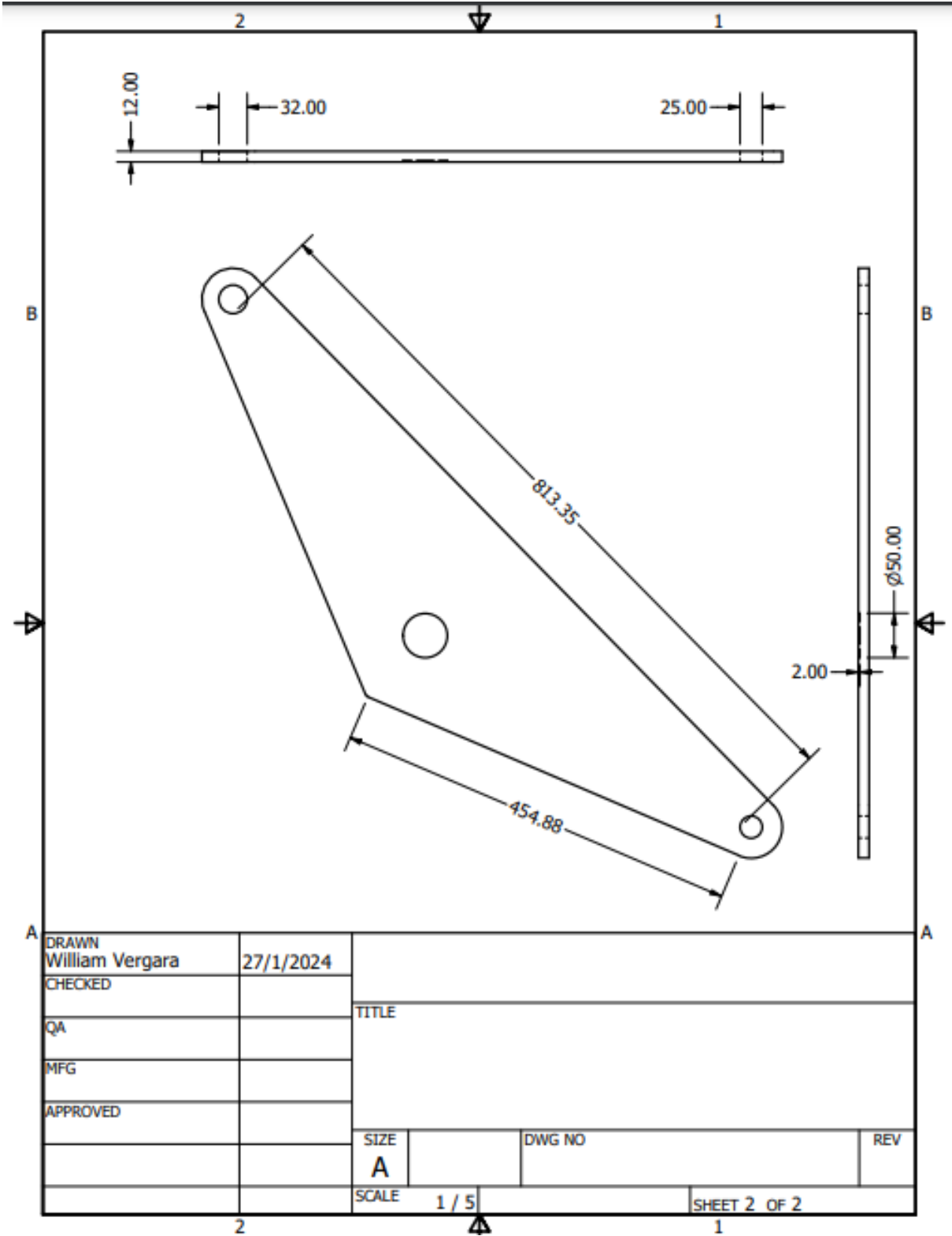
Anexo J Despiece sección abatible



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
14	PLACA SECCION 1 1700 x 70 x 3 FRONTAL CORTE	1
15	PLACA LATERAL ZONA RAMPA	2
16	PLACA 1700 x 70 x 3	1
17	Triangulo Refuerzo	7
18	TAPA SECCION 2 SUPERIOR	1
19	TAPA RAMPA SUPERIOR	1
20	TAPA SECCION 2 INFERIOR	1
21	PLACA REFUERZO 70 x 13 x 2	2
22	Refuerzo C Rampa	4
23	EJE SECCION 2 - 12mm	2
24	PLACA PARA VISAGRA SECCION 2	2

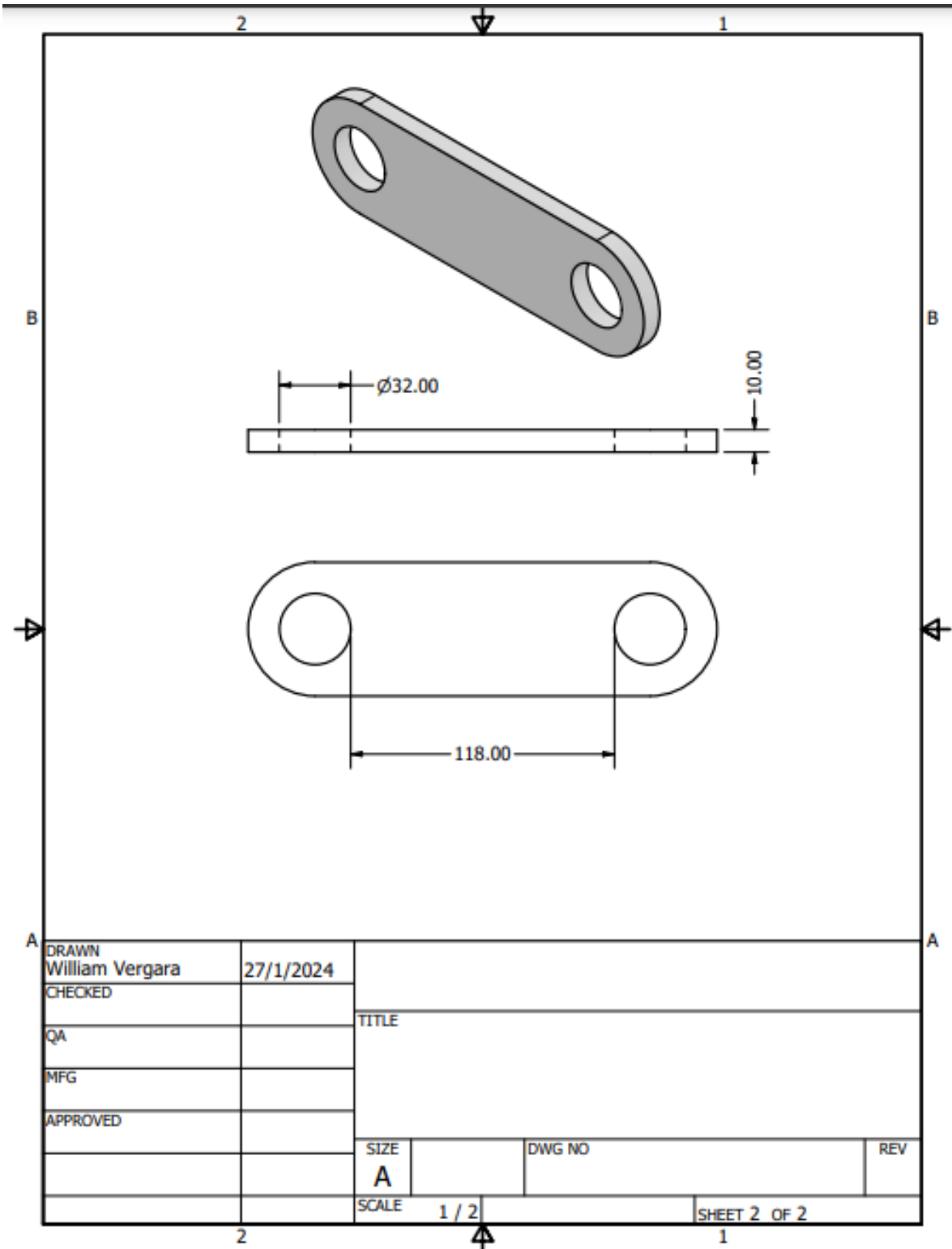
NAME	William Vergara	UNIVERSIDAD INTERNACIONAL SEK	
DATE	23/07/2023	TITLE:	
		ENSAMBLE ZONA RAMPA FINAL	
		SIZE	DWG. NO.
		SCALE: 1:50	SHEET 1 OF 1

Anexo K Eslabón 1

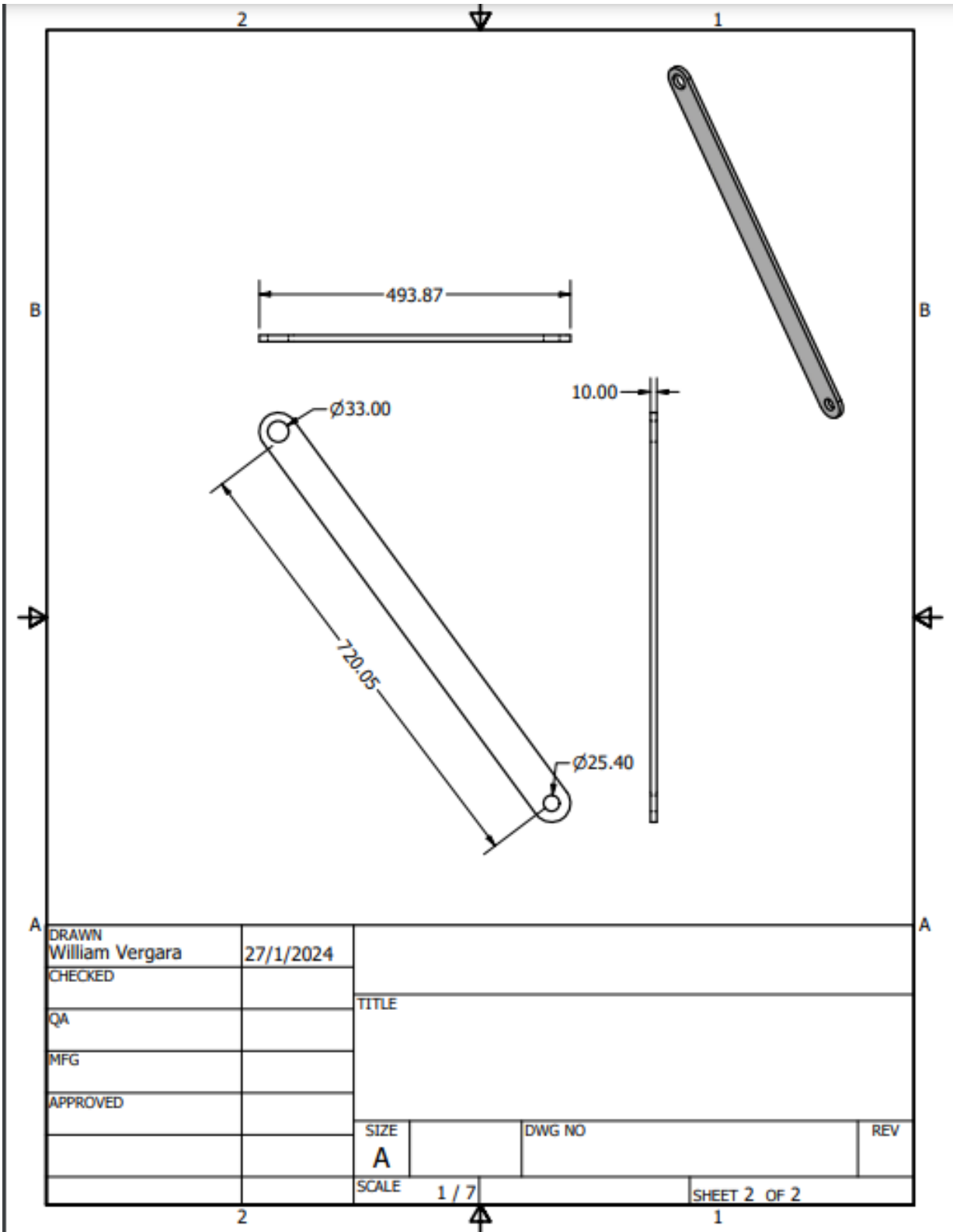


DRAWN William Vergara	27/1/2024	TITLE		
CHECKED				
QA				
MFG				
APPROVED				
		SIZE <b>A</b>	DWG NO	REV
		SCALE 1 / 5	SHEET 2 OF 2	

Anexo L Eslabón 2



Anexo M Eslabón 3



DRAWN William Vergara	27/1/2024	TITLE		
CHECKED				
QA				
MFG				
APPROVED		SIZE <b>A</b>	DWG NO	REV
		SCALE 1 / 7	SHEET 2 OF 2	

## Anexo N Propiedades material resorte de torsión

**Tabla 10-5**

Propiedades mecánicas de algunos alambres para resorte

Material	Límite elástico, porcentaje de $S_{UT}$ tensión, torsión		Diámetro $d$ , pulg	$E$		$G$	
				Mpsi	GPa	Mpsi	GPa
Alambre de piano A228	65-75	45-60	<0.032	29.5	203.4	12.0	82.7
			0.033-0.063	29.0	200	11.85	81.7
			0.064-0.125	28.5	196.5	11.75	81.0
			>0.125	28.0	193	11.6	80.0
Resorte estirado duro A227	60-70	45-55	<0.032	28.8	198.6	11.7	80.7
			0.033-0.063	28.7	197.9	11.6	80.0
			0.064-0.125	28.6	197.2	11.5	79.3
			>0.125	28.5	196.5	11.4	78.6
Templado en aceite A239	85-90	45-50		28.5	196.5	11.2	77.2
Resorte de válvula A230	85-90	50-60		29.5	203.4	11.2	77.2
Cromo vanadio A231	88-93	65-75		29.5	203.4	11.2	77.2
A232	88-93			29.5	203.4	11.2	77.2
Cromo silicio A401	85-93	65-75		29.5	203.4	11.2	77.2
Acero inoxidable							
A313*	65-75	45-55		28	193	10	69.0
17-7PH	75-80	55-60		29.5	208.4	11	75.8
414	65-70	42-55		29	200	11.2	77.2
420	65-75	45-55		29	200	11.2	77.2
431	72-76	50-55		30	206	11.5	79.3
Bronce fosforado B159	75-80	45-50		15	103.4	6	41.4
Cobre al berilio B197	70	50		17	117.2	6.5	44.8
	75	50-55		19	131	7.3	50.3
Aleación inconel X-750	65-70	40-45		31	213.7	11.2	77.2



**Anexo O Costo Materia Prima Sección carga**

<i>Nombre</i>	<i>Material</i>	<i>Cantidad</i>	<i>Peso kg</i>	<i>Costo Por Kilo</i>	<i>Precio Total</i>
Placa 1700 x 70 x 3	ASTM A36	1	2,8	0,84	2,35
Placa 594 x 70 x 4	ASTM A36	2	2,58	0,84	2,17
Placa sección 1 1700 x 70 x 3	ASTM A36 Acero	1	2,79	0,84	2,34
Tapa inferior sección 1	ASTM A36 Acero	1	80,07	0,84	67,26
Tapa sección 1 superior	ASTM A1060 H18	1	8,27	3,83	31,67
Refuerzo eje eslabón 1	ASTM A36 acero	4	1,56	0,84	1,31
Refuerzo zona carga principal	ASTM A36 acero	4	7,96	0,84	6,69
C 300 x 40 x 2	ASTM A36 acero	4	2,72	0,84	2,28
C 332 x 40 x3	ASTM A36 acero	1	1,11	0,84	0,93
Paca eje superior zona uno	ASTM A36 acero	2	0,2	0,84	0,17
Placa 70 x 50 x 3	ASTM A36 acero	2	0,16	0,84	0,13
Placa 70 x 60 x 2	ASTM A36 acero	2	0,16	0,84	0,13
Margen Desperdicio					80,00
<b>PESO TOTAL PLATAFORMA SECCION CARGA</b>			110,38 kg		197,45

**Anexo P Costo Materia Prima Sección rampa**

<i>Nombre</i>	<i>Material</i>	<i>Cantidad</i>	<i>Peso kg</i>	<i>Costo Por Kilo</i>	<i>Precio Total</i>
Tapa sección 2 superior	ASTM A1060 H18	1	1,87	3,83	7,16
Tapa rampa superior	ASTM A1060 H18	1	2,47	3,83	9,46
Tapa sección 2 inferior	ASTM A1060 H18	1	4,14	3,83	15,86
Placa sección 1 1700 x 70 x 3	ASTM A36 Acero	1	2,79	0,84	2,34
Placa lateral zona rampa	ASTM A36 Acero	2	0,43	0,84	0,36
Triangulo Refuerzo	ASTM A36 Acero	7	0,63	0,84	0,53
Refuerzo C rampa	ASTM A36 Acero	5	0,81	0,84	0,68
Placa para bisagra sección 2	ASTM A36 Acero	2	0,39	0,84	0,33
Placa refuerzo 70 x 16 x2	ASTM A36 Acero	2	0,04	0,84	0,03
Placa 1700 x 70 x 3	ASTM A36 Acero	1	2,8	0,84	2,35
Margen desperdicio					80,00
<b>PESO TOTAL PLATAFORMA SECCION rampa</b>			<b>16,4</b>		<b>119,11</b>

**Anexo Q Costo Materia Prima Eslabones y ejes**

<i>Nombre</i>	Material	Cantidad	Peso kg	Costo Por Kilo	Precio Total
Elabón 1	ASTM A36 Acero	2	21,88	0,84	18,38
Eslabón 2	ASTM A36 Acero	4	1,56	0,84	1,31
Eslabon 3	ASTM A36 Acero	2	4,44	0,84	3,73
EJE 3 pulgadas	AISI 1018	2 m	0	0	200,00
TOTAL					223,42

**Anexo R Costo sistema de anclaje**

<i>Nombre</i>	Material	Cantidad	Peso (kg)	Costo Por Kilo	Precio Total
Placa de anclaje	ASTM A36	2	20,5	0,84	17,22
Tubo cedula 80 modificado	ASTM A36	1	52,31	0,84	43,94
PESO TOTAL PLATAFORMA SISTEMA DE ACNLAJE			72,81		61,16

**Anexo S Costo Procesos**

Proceso	Tiempo aproximado (h)	Costo por hora (usd)	Costo de operación
Torneado	8	20	160
Doblez	4	6	24
Corte Plasma	4	8	32
Taladrado	2	10	20
Corte de planchas	3	8	24

Total 260

**Anexo T Costo de Mano de obra**

<i>Ocupación</i>	Días Trabajados	Costo por día	Costo por día
Armador	2	25	50
Soldador	2	30	60
Auxiliar de Armador	2	25	50
Total			160

**Anexo U Costo Insumos**

<i>Material</i>	Cantidad	Costo Total (USD)
Alambre MIG 1,5 mm	8 kg	20
Tanque de CO2	1	50
Disco de desbaste	4	8
Pintura Color negro Rojo anticorrosiva	2 galón	50
Thinner	6 galones	16
Disco grata	2	28
TOTAL		172

**Anexo V Elementos estandarizados**

<i>Descripción</i>	Unidad	Cantidad	Costo Unitario	Precio (usd)
Power Pack	U	1	762,81	762,81
Cilindro hidraulico	U	1	350	350,00
Componentes electricos	U	1	40	40,00
Resorte de torsion	U	2	180	360,00
Arandelas	U	10	0,2	2,00
Pasadores	U	20	0,25	5,00
Manguera Hidraulica	m	7	7,5	52,50
Valvula electrohidraulica 4/3	U	1	343	343,00
Aceite hidraulico	U	1	60	60,00
Valvula limitadora de presion	U	1	150	150,00
	Total			2125,31

# Anexo W Cotización Sistema de elevación 1000 kg.

La casa del PTO®  
Panamericana Norte N73-170  
Quito - Ecuador  
Tel.: 02-2427152  
[www.autoelevacion.com](http://www.autoelevacion.com)  
RUC: 1792019761001



Fecha: martes, 25 de julio de 2023  
Cliente: William Vergara  
RUC / CI  
Tel.:

Por: AA

Cantidad	Código	Descripción	Precio Unitario	Descuento 5%	Precio Total
1	DHLM.10	Rampa Elevadora DHOLLANDIA DH-LM.10 de 1000 KG. - 1500 mm.	\$ 6.455,77	\$ 322,79	\$ 6.132,98



- Plato ligero de Hierro con superficie antideslizante
- Ruedas de apoyo en el suelo para protección del plato.
- Nivelación automática.
- Inclinación ajustable a todas las posiciones mediante los mandos exteriores.
- Electroválvulas de seguridad integrada en todos los cilindros
- Vástagos de los cilindros de acero inoxidable cromados
- Mando sin componentes electrónicos
- Placas de montaje atornilladas para facilitar el montaje
- Puntos de engrase de bajo mantenimiento

1		Montaje y puesta en marcha del equipo (Quito)	\$ 300,00		\$ 300,00
---	--	---	-----------	--	-----------

FORMA DE PAGO: A CONVENIR

Producto Belga

Validez de la oferta 30 días

Producto Belga a norma CE



Subtotal 1	\$ 6.432,98
Subtotal 2	\$ 6.432,98
I.V.A. 12%	\$ 771,96
<b>Total USD</b>	<b>\$ 7.204,94</b>

Autoelevación Cia. Ltda. se reserva el derecho a cambio sin previo aviso