



**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA**  
**SEDE CUENCA**  
**CARRERA DE MECATRÓNICA**

DISEÑO DE UN SISTEMA DE PESAJE DE PIGMENTOS EN EL  
SISTEMA DE ALIMENTACIÓN DE MATERIA PRIMA DEL MIXER 1  
PARA LA EMPRESA CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A.

Trabajo de titulación previo a la obtención  
del título de Ingeniero en Mecatrónica

AUTORES: LUIS FERNANDO VIDAL SÁNCHEZ  
CARLOS JOSÉ LOAYZA ZAMBRANO

TUTOR: ING. ANGEL EUGENIO CÁRDENAS CADME, M.SC.

Cuenca – Ecuador

2024

# CERTIFICADO DE RESPONSABILIDAD Y AUTORÍA DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Nosotros, Luis Fernando Vidal Sánchez con documento de identificación N° 0704889534 y Carlos José Loayza Zambrano con documento de identificación N° 0705218337; manifestamos que:

Somos los autores y responsables del presente trabajo; y, autorizamos a que sin fines de lucro la Universidad Politécnica Salesiana pueda usar, difundir, reproducir o publicar de manera total o parcial el presente trabajo de titulación.

Ciudad, 16 de febrero del 2024

Atentamente,



---

Luis Fernando Vidal Sánchez  
0704889534



---

Carlos José Loayza Zambrano  
0705218337

# **CERTIFICADO DE CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR DEL TRABAJO DE TITULACIÓN A LA UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA**

Nosotros, Luis Fernando Vidal Sánchez con documento de identificación N° 0704889534 y Carlos José Loayza Zambrano con documento de identificación N° 0705218337, expresamos nuestra voluntad y por medio del presente documento cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que somos autores del Proyecto Técnico: "Diseño de un sistema de pesaje de Pigmentos en el sistema de alimentación de materia prima del Mixer 1 Para La Empresa Continental Tire Andina S.A.", el cual ha sido desarrollado para optar por el título de: Ingeniero en Mecatrónica, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En concordancia con lo manifestado, suscribimos este documento en el momento que hacemos la entrega del trabajo final en formato digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.

Ciudad, 16 de febrero del 2024

Atentamente,



Luis Fernando Vidal Sánchez  
0704889534



Carlos José Loayza Zambrano  
0705218337

# CERTIFICADO DE DIRECCIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Yo, Angel Eugenio Cárdenas Cadme con documento de identificación N° 0301631966, docente de la Universidad Politécnica Salesiana, declaro que bajo mi tutoría fue desarrollado el trabajo de titulación: DISEÑO DE UN SISTEMA DE PESAJE DE PIGMENTOS EN EL SISTEMA DE ALIMENTACIÓN DE MATERIA PRIMA DEL MIXER 1 PARA LA EMPRESA CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A., realizado por Luis Fernando Vidal Sánchez con documento de identificación N° 0704889534 y Carlos José Loayza Zambrano con documento de identificación N° 0705218337, obteniendo como resultado final el trabajo de titulación bajo la opción Proyecto Técnico que cumple con todos los requisitos determinados por la Universidad Politécnica Salesiana.

Ciudad, 16 de febrero del 2024

Atentamente,



---

Ing. Angel Eugenio Cárdenas Cadme, M.Sc.  
0301631966

# Dedicatoria

*Carlos José*

El presente proyecto de titulación está dedicado:

A Dios, quien ha sido mi guía y fortaleza para llevar a cabo cada una de las metas que me he propuesto.

A mis padres José y Yolanda, quienes siempre con su paciencia, consejos y apoyo han permitido llegar a cumplir cada una de las metas anheladas. Gracias por ser mi fortaleza y guía en todo este camino, cada uno de sus consejos ha valido la pena. Papá sé que desde el cielo estás orgulloso de este logro que también es tuyo.

A mis hermanos Mónica y Emilio, quienes han estado siempre a mi lado, brindándome ánimos y aconsejándome en cada momento que deseaba tirar la toalla.

A Camila y su familia, quienes me han abierto las puertas de su hogar y me han hecho sentir cómo en casa, haciendo que extrañe menos mi ciudad natal.

Finalmente, dedico a mis amigos y docentes que formaron parte del proceso y me brindaron su apoyo para poder lograr este objetivo.

***Luis Fernando***

El presente proyecto de titulación está dedicado:

Primeramente, a Dios, y la Virgencita quienes ha sido mi guía y fortaleza para superar cada uno de los obstáculos que se han presentado en este trayecto.

A mis padres Rosa y José, quienes han sabido tener paciencia conmigo, aconsejarme y apoyarme en mi camino, han sido el pilar sobre el cual he construido mis sueños. Gracias por estar siempre a mi lado, por impulsarme a seguir adelante, incluso en los momentos más difíciles..

A mi Abuelita Rosa Aurora, mi Tía Blanca, mis madrinas Raquel y Cinthia quienes son como unas madres para mí, han estado en los momentos más duros dándome ese empujón que siempre hace falta para no dejarlo todo.

A mi sobrina Samira quien llegó para animar la casa, mi hermana y a mi primo Bryan, quienes me han apoyado y ayudado a lo largo de mi vida académica.

Finalmente, dedico a Familiares mis amigos y docentes que formaron parte del proceso y me brindaron su apoyo para poder lograr este objetivo.

# Agradecimientos

## *Carlos José*

Agradezco principalmente a Dios y a la Virgen por permitirme llegar a cumplir esta meta y por brindarme salud, fuerza e impartirme sabiduría a lo largo de este proceso académico.

Agradezco profundamente a mis padres José y Yolanda que, cuyo ejemplo, me motiva siempre para seguir adelante y poder alcanzar mis sueños. Padres gracias por el cariño, apoyo, paciencia y que sepan que cada uno de sus consejos ha servido para que pueda lograr este objetivo. Gracias a mi madre y mis hermanos que han estado dispuestos a acompañarme, guiarme en cada situación y velar por mi bienestar.

A Camila quien ha sido también parte de este proceso, que me ha acompañado en las noches de desvelos, en las que su compañía y consejos han sido un impulso para seguir adelante y no abandonar el rumbo.

A mi compañero de titulación Luis Vidal, que a pesar de cada una de las discusiones tenidas y malas noches hemos seguido adelante con este trabajo de titulación.

Al Ing. Eugenio Cárdenas, quien es el Tutor de este Trabajo de Titulación, a quien admiro; por el esfuerzo, dedicación que ha tenido a lo largo del desarrollo del trabajo y además la paciencia y conocimientos brindados han sido vitales para culminar el presente. Ingeniero sin usted no habría sido posible alcanzar este sueño.

También mi sincero reconocimiento y agradecimiento a mis amigos y docentes que he tenido a lo largo de estos años. en especial al Ing. Luis López, Ing. Diego Urgiles, Ing. Mónica Romero, Ing. Marco Amaya, Dra. Mariela Cerrada, Ing. Paúl Chasi quienes han estado prestos para solventar cualquier duda presentada y brindar sugerencias, que sepan que los conocimientos aprendidos a lo largo de la carrera han sido puestos en práctica.

## ***Luis Fernando***

Agradezco principalmente a Dios y a la Virgen por permitirme llegar a cumplir esta meta y por brindarme salud, fuerza e impartirme sabiduría a lo largo de este proceso académico.

Quisiera dedicar unas palabras especiales a mis queridos padres, Rosa y José. Su amor incondicional, su sacrificio y su constante apoyo han sido la luz que ha iluminado mi camino. Gracias por estar siempre a mi lado, por brindarme su sabiduría y por ser mis más grandes ejemplos de fortaleza y dedicación. Su amor y confianza en mí han sido el motor que me impulsa a seguir adelante cada día. Los amo profundamente y les estaré eternamente agradecido por todo lo que han hecho por mí.

A mi compañero de titulación Carlos Loayza, que a pesar de cada una de las discusiones tenidas y malas noches hemos seguido adelante con este trabajo de titulación.

A mi amigo Jorge, que desde siempre hemos estado para apoyarnos y mejorar mutuamente, gracias por esa amistad tan duradera.

Al Ing. Eugenio Cárdenas, quien es el Tutor de este Trabajo de Titulación, a quien admiro; por el esfuerzo, dedicación que ha tenido a lo largo del desarrollo del trabajo y además la paciencia y conocimientos brindados han sido vitales para culminar el presente. Ingeniero sin usted no habría sido posible alcanzar este sueño.

También mi sincero reconocimiento y agradecimiento a mis amigos y docentes que he tenido a lo largo de estos años. en especial al Ing. Luis López, Ing. Diego Urgiles, Ing. Mónica Romero, Ing. Marco Amaya, Dra. Mariela Cerrada, Ing. Paúl Chasi quienes han estado prestos para solventar cualquier duda presentada y brindar sugerencias, que sepan que los conocimientos aprendidos a lo largo de la carrera han sido puestos en práctica.



Este documento fue realizado enteramente en L<sup>A</sup>T<sub>E</sub>X

# Índice

<b>Certificado de responsabilidad y autoría del trabajo de titulación</b>	<b>I</b>
<b>Certificado de cesión de derechos de autor del trabajo de titulación a la Universidad Politécnica Salesiana</b>	<b>II</b>
<b>Certificado de dirección del trabajo de titulación</b>	<b>III</b>
<b>Dedicatoria</b>	<b>IV</b>
<b>Agradecimientos</b>	<b>VI</b>
<b>Resumen</b>	<b>XVIII</b>
<b>Abstract</b>	<b>XIX</b>
<b>1. Introducción</b>	<b>1</b>
<b>2. Problema</b>	<b>2</b>
2.1. Antecedentes . . . . .	2
2.2. Descripción del problema . . . . .	4
2.3. Importancia y alcances . . . . .	4
2.4. Delimitación . . . . .	5
2.4.1. Espacial o geográfica . . . . .	5
2.4.2. Temporal . . . . .	5
2.4.3. Sectorial o institucional . . . . .	6
2.5. Problema General . . . . .	6
2.6. Problemas Específicos . . . . .	6
<b>3. Justificación</b>	<b>6</b>
<b>4. Objetivo General</b>	<b>7</b>
4.1. Objetivos Específicos . . . . .	7
<b>5. Hipótesis</b>	<b>8</b>
5.1. Hipótesis General . . . . .	8
5.2. Hipótesis Específicas . . . . .	8

<b>6. Marco Teórico</b>	<b>8</b>
6.1. Proceso de manufactura de neumáticos. . . . .	10
6.2. Fundamentos de la tecnología de pesaje . . . . .	10
6.2.1. Celdas de carga . . . . .	10
6.3. Componentes de alimentación de materia prima . . . . .	12
6.4. Integración del sistema de pesaje en el proceso de fabricación . . . . .	13
6.4.1. Indicador de peso IT800Ex . . . . .	13
6.4.2. PLC S7-300 . . . . .	14
6.5. Normativas y estándares . . . . .	16
<b>7. Marco metodológico</b>	<b>17</b>
7.1. Metodología del proceso . . . . .	17
7.1.1. Establecimiento de los parámetros iniciales para el diseño del sistema	17
7.1.2. Dimensionamiento del espacio Físico. . . . .	18
7.1.3. Medidas antropomórficas del operario. . . . .	19
7.1.4. Definición de necesidades . . . . .	20
7.1.5. Definición de requisitos y requerimientos . . . . .	21
7.1.6. Métricas de diseño . . . . .	22
7.1.7. Modelos de subsistema . . . . .	23
7.2. Propuesta del diseño Mecatrónico del sistema . . . . .	27
7.2.1. Bocetos Planteados . . . . .	28
7.2.2. Diseño del sistema de balanza . . . . .	31
7.2.3. Diseño del sistema de mesa de trabajo. . . . .	53
7.2.4. Diseño del sistema de bandas transportadoras 1 y 2. . . . .	58
7.2.5. Diseño de la parte dinámica del sistema de trasportadores 1 y 2 . . . .	88
7.2.6. Diseño del sistema de control . . . . .	98
7.2.7. Simulación del diseño mecánico del sistema . . . . .	103
<b>8. Resultados</b>	<b>147</b>
8.1. Resultados del establecimiento de los parámetros iniciales para el sistema de pesaje de pigmentos incorporado al alimentador de materia prima del mixer 1 en la empresa CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A. . . . .	147
8.2. Resultados de la propuesta del diseño mecatrónico del sistema de pesaje de pigmentos incorporado al alimentador de materia prima del mixer 1 en la empresa CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A. . . . .	148

8.3. Resultados del análisis de los costos de implementación de un sistema de pesaje de pigmentos incorporado al alimentador de materia prima del mixer 1 en la empresa CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A. . . . . .	150
<b>9. Conclusiones</b>	<b>152</b>
<b>10. Recomendaciones</b>	<b>154</b>
<b>11. Cronograma y actividades</b>	<b>155</b>
<b>12. Presupuesto</b>	<b>157</b>
12.1. Talento humano . . . . .	157
12.2. Recursos materiales . . . . .	158
12.3. Recursos totales . . . . .	159
<b>Referencias</b>	<b>163</b>
<b>ANEXOS</b>	<b>164</b>
<b>Anexo A: Matriz de Consistencia Lógica</b>	<b>164</b>
<b>Anexo B: Operacionalización de Variables</b>	<b>166</b>
<b>Anexo C: Datos técnicos de la Selladora HACONA EIB - 620</b>	<b>166</b>
<b>Anexo D: Selección de Perfiles para el bastidor del trasportador 1 en base al parámetro de selección.</b>	<b>168</b>
<b>Anexo E: Cross-Section Properties Perfil UPE 80 para el bastidor del trasportador 1</b>	<b>169</b>
<b>Anexo F: Cross-Section Properties Perfil UPE 200 para el bastidor del trasportador 1</b>	<b>172</b>
<b>Anexo G: Selección de Perfiles para el bastidor del trasportador 1 basándose en el parámetro de selección</b>	<b>175</b>
<b>Anexo H: Selección de Perfiles para el bastidor del trasportador 1 basándose en el parámetro de selección</b>	<b>176</b>
<b>Anexo I: Selección de Ejes para el bastidor del trasportador 1 en base al parámetro de selección</b>	<b>179</b>

<b>Anexo J: Cross-Section Properties Eje R 35 para el bastidor del trasportador 1</b>	<b>180</b>
<b>Anexo K: Cross-Section Properties Perfil UPE 80 para el bastidor del trasportador 1</b>	<b>182</b>
<b>Anexo L: Selección de Ejes para el bastidor del trasportador 1 en base al parámetro de selección</b>	<b>203</b>
<b>Anexo M: Cross-Section Properties Eje R 25 para el bastidor del trasportador 2</b>	<b>204</b>
<b>Anexo N: Plano de Conjunto de Sistema de Balanza</b>	<b>206</b>
<b>Anexo O: Plano de Conjunto de Mesa de Trabajo</b>	<b>208</b>
<b>Anexo P: Plano de Conjunto Transportador 1</b>	<b>210</b>
<b>Anexo Q: Plano de Conjunto Transportador 2</b>	<b>213</b>

## Lista de Tablas

1.	Necesidades identificadas . . . . .	21
2.	Tabla de los requisitos y requerimientos . . . . .	22
3.	Tabla de las métricas . . . . .	23
4.	Propiedades Acero Inoxidable AISI 316 . . . . .	35
5.	Propiedades Acero Inoxidable AISI 201 . . . . .	42
6.	Propiedades Acero Inoxidable AISI 304 . . . . .	43
7.	Propiedades Acero Estructural ASTM A36 . . . . .	50
8.	Peso de los perfiles ASTM A36 . . . . .	50
9.	Valores del coeficiente de fricción ( $\mu$ ) . . . . .	90
10.	Tabla de los parámetros iniciales . . . . .	147
11.	Componentes de la propuesta de diseño del sistema de balanza y mesa de trabajo.	148
12.	Componentes de la propuesta de diseño del sistema de transportadores 1 y 2.	149
13.	Resultados del análisis de los costos. . . . .	150
14.	Cronograma de actividades. . . . .	156
15.	Recurso de talento humano . . . . .	157
16.	Recursos materiales. . . . .	158
17.	Recursos totales. . . . .	159
18.	Matriz de consistencia . . . . .	165
19.	Variable independiente . . . . .	166

## Lista de Figuras

1.	Ubicación de la empresa Continental Tire Andina S.A . . . . .	5
2.	Diagrama de operaciones de CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A . . . . .	9
3.	Partes de la celda de carga . . . . .	11
4.	Indicador de peso IT800Ex . . . . .	14
5.	PLC Siemens S7-300 . . . . .	15
6.	Módulo ASCII . . . . .	16
7.	Área Destinada para el sistema . . . . .	18
8.	Representación del espacio disponible . . . . .	19
9.	Disposición antropométrica . . . . .	20
10.	Modelos de subsistema . . . . .	24
11.	Modelo de subsistema mecánico . . . . .	25
12.	Modelo de subsistema de control . . . . .	25
13.	Modelo de subsistema de pesaje y sellado . . . . .	26
14.	Modelo de subsistema dinámico . . . . .	26
15.	Modelo de subsistema de operación . . . . .	27
16.	Boceto propuesta 1 . . . . .	28
17.	Boceto propuesta 2 . . . . .	29
18.	Boceto propuesta 3 . . . . .	30
19.	Celda de Carga Z6FC3 . . . . .	31
20.	Esquema de Balanza . . . . .	32
21.	Vista Superior Esquema de Balanza . . . . .	33
22.	Prototipo de plato de balanza . . . . .	34
23.	Diseño de placa superior . . . . .	37
24.	Conjunto de Placa, Tornillo M8 y Acople Superior . . . . .	38
25.	Área 1 y Área 2 del acople superior . . . . .	39
26.	Conjunto Placa y Acople Inferior . . . . .	40
27.	Área 3 y Área 4 del acople inferior . . . . .	41
28.	Propuesta de estructura inferior . . . . .	46
29.	Sección transversal del perfil . . . . .	47
30.	Diagrama de cuerpo libre del perfil donde se fija la celda de carga y la estructura superior . . . . .	48
31.	Modelo de la mesa de trabajo para la balanza y selladora. . . . .	54
32.	Sección transversal del perfil utilizado para la mesa de trabajo . . . . .	55

33.	Diagrama de cuerpo libre del perfil para la mesa de trabajo . . . . .	56
34.	Diagrama de cuerpo libre del transportador 1 . . . . .	59
35.	Sección transversal del perfil . . . . .	60
36.	Diagramas de la barra AB del Transportador 1 . . . . .	62
37.	Propuesta de estructura mecánica . . . . .	64
38.	Diagrama de cuerpo libre del transportador 2 . . . . .	70
39.	Sección transversal del perfil . . . . .	71
40.	Propuesta de estructura mecánica . . . . .	73
41.	Diagrama de cuerpo libre del eje AB del Transportador 1 . . . . .	79
42.	Diagramas del eje AB del Transportador 1 . . . . .	81
43.	Modelo de eje de tambor para el Transportador 1 . . . . .	82
44.	Filtrado de ejes para el Transportador 2 . . . . .	86
45.	Valores que puede tomar el factor de transmisión K . . . . .	92
46.	Programación CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A. . . . .	99
47.	Diagrama de control de un sistema de pesaje de pigmentos para el alimentador de materia prima del mixer 1 para la empresa CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A. . . . .	100
48.	Diagrama de control de un sistema de pesaje de pigmentos para el alimentador de materia prima del mixer 1 para la empresa CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A. . . . .	102
49.	Datos de mallado para simulación de acoples superiores de placa . . . . .	104
50.	Simulación en ANSYS del esfuerzo cortante en los acoples superiores . . . . .	105
51.	Resultados de la simulación en ANSYS del esfuerzo cortante en los acoples superiores . . . . .	106
52.	Máximo esfuerzo cortante de los acoples superiores . . . . .	107
53.	Simulación en ANSYS de la deformación del conjunto placa y acople superior. . . . .	108
54.	Resultados de la simulación en ANSYS de la deformación del conjunto placa y acoples superiores. . . . .	109
55.	Datos de mallado para simulación del acople inferior de la placa . . . . .	110
56.	Simulación en ANSYS del esfuerzo cortante en el acople inferior. . . . .	111
57.	Resultados de la simulación en ANSYS del esfuerzo cortante en los acoples superiores . . . . .	112
58.	Máximo esfuerzo cortante en el acople inferior. . . . .	113
59.	Simulación en ANSYS de la deformación del conjunto placa y acople inferior. . . . .	114



60.	Resultados de la simulación en ANSYS de la deformación del conjunto placa y acople inferior. . . . .	115
61.	Datos de mallado para simulación del acople inferior de la placa. . . . .	116
62.	Simulación en ANSYS de la deformación de la estructura inferior. . . . .	117
63.	Resultados de la simulación en ANSYS de la deformación de la estructura inferior. . . . .	118
64.	Máximo valor de deformación en la estructura inferior. . . . .	119
65.	Simulación en ANSYS del esfuerzo al cual se encuentra sometida la estructura inferior. . . . .	120
66.	Resultados de la simulación de esfuerzo en ANSYS al cual se encuentra sometida la estructura inferior. . . . .	121
67.	Máximo valor de esfuerzo en la estructura inferior. . . . .	122
68.	Datos de mallado para simulación de la mesa de trabajo. . . . .	123
69.	Simulación de deformación en ANSYS de la mesa de trabajo. . . . .	124
70.	Simulación en ANSYS de la deformación de la mesa de trabajo. . . . .	125
71.	Máximo valor de la deformación de la mesa de trabajo. . . . .	126
72.	Simulación de esfuerzo en ANSYS de la mesa de trabajo. . . . .	127
73.	Resultados de la simulación en ANSYS del esfuerzo al cual se encuentra sometida la mesa de trabajo. . . . .	128
74.	Máximo valor de esfuerzo en la mesa de trabajo. . . . .	129
75.	Datos de mallado . . . . .	130
76.	Simulación en ANSYS del bastidor para el Transportador 1 . . . . .	131
77.	Resultados de la simulación en ANSYS del bastidor para el Transportador 1	132
78.	Simulación en ANSYS del bastidor para el Transportador 1 . . . . .	133
79.	Resultados de la simulación en ANSYS del bastidor para el Transportador 1	133
80.	Datos de mallado . . . . .	134
81.	Simulación en ANSYS del bastidor para el Transportador 2 . . . . .	135
82.	Resultados de la simulación en ANSYS del bastidor para el Transportador 2	135
83.	Simulación en Ansys del bastidor para el Transportador 2 . . . . .	137
84.	Resultados simulación en Ansys del bastidor para el Transportador 2 . . . .	138
85.	Datos de mallado . . . . .	139
86.	Simulación en ANSYS de ejes para el Transportador 1 . . . . .	139
87.	Resultados de la simulación en ANSYS del bastidor para el Transportador 1	140
88.	Simulación en ANSYS del bastidor para el Transportador 1 . . . . .	141
89.	Resultados de la simulación en ANSYS del bastidor para el Transportador 1	142

90.	Datos de mallado . . . . .	143
91.	Simulación en Ansys de ejes para el Transportador 2 . . . . .	143
92.	Resultados simulación en Ansys del bastidor para el Transportador 2 . . . . .	144
93.	Simulación en Ansys del bastidor para el Transportador 2 . . . . .	145
94.	Resultados de la simulación en ANSYS del bastidor para el Transportador 2 . . . . .	146
95.	Hoja de datos de la selladora HACONA EIB-620 . . . . .	167
96.	Selección de Perfiles para el bastidor del trasportador 1 . . . . .	168
97.	Selección de Perfiles para el bastidor del trasportador 2 . . . . .	175
98.	Selección de Ejes para el bastidor del trasportador 1 . . . . .	179
99.	Selección de Ejes para el bastidor del trasportador 2 . . . . .	203

## Resumen

**E**l presente trabajo de tesis aborda el diseño de un sistema de pesaje de pigmentos integrado al sistema de alimentación de materia prima del Mixer 1 para la empresa Continental Tire Andina S.A., con el fin de asegurar la calidad uniforme del producto terminado y reducir la posibilidad de rechazo debido a la falta o exceso de componentes.

La propuesta incluye el diseño de una balanza, una mesa de trabajo, un transportador de cangilones y una banda transportadora plana. Se realizó el análisis detallado de cada uno de los componentes, considerando aspectos como la resistencia mecánica, precisión de pesaje y eficiencia operativa.

Los resultados obtenidos incluyen la validación del diseño mediante simulaciones estructurales usando software de análisis de elementos finitos, mostrando que la propuesta presenta características de robustez y que no se evidencian deformaciones y tensiones significativas en los componentes diseñados y se analizan los costos que tiene elaborar un sistema de este tipo dentro de la industria.

Con este proyecto se obtiene un producto mecatrónico, que contribuye al avance en la tecnología de pesaje aplicada a la industria de fabricación de neumáticos, proporcionando una solución robusta y confiable para el control de materia prima dentro de los procesos productivos desarrollados en Continental Tire Andina S.A.

**Palabras clave:** Diseño mecatrónico, Sistema de pesaje, Balanza, Bandas transportadoras, Pigmentos, Fabricación de neumáticos.

## Abstract

This thesis project deals with the design of a pigment weighing system integrated into the raw material feeding system of Mixer 1 for Continental Tire Andina S.A., in order to ensure the uniform quality of the finished product and reduce the possibility of rejection due to the lack or excess of components.

The proposal includes the design of a scale, a work table, a bucket conveyor and a flat belt conveyor. A detailed analysis of each of the components was carried out, considering aspects such as mechanical strength, weighing accuracy and operational efficiency.

The results obtained include the validation of the design by means of structural simulations using finite element analysis software, showing that the proposal is robust and that there is no evidence of significant deformations and stresses in the components designed, and the costs involved in developing a system of this type within the industry are analysed.

With this project a mechatronic product is obtained, which contributes to the advance in weighing technology applied to the tyre manufacturing industry, providing a robust and reliable solution for the control of raw material within the production processes developed in Continental Tire Andina S.A.

**Keywords:** Mechatronic design, Weighing system, Scale, Conveyor belts, Pigments, Tyre manufacturing.

# 1. Introducción

**C**ontinental Tire Andina S.A. es una empresa de origen alemán ubicada en la ciudad de Cuenca-Ecuador que se dedica a la manufacturación de una amplia gama de neumáticos para las distintas medidas de aros y necesidades de sus clientes, así mismo como a la comercialización de estos mismos con una cobertura a nivel nacional e internacional.

El proceso de *compounding* actual se lo realiza en 4 líneas (MIXER's), las cuales varían entre mezclas primarias y mezclas refinadas según sea necesario, ya que aparte de la producción programada, la cual se realiza con base en estudios de mercado, existen los pedidos de lotes, todas estas mezclas deben ser sometidas a un control de calidad y cumplir tiempos específicos de producción por lo cual un reprocesamiento de estas mezclas por una validación errónea de la mezcla de pigmentos resulta en una deficiente gestión de recursos.

Debido a que el sistema de pesaje actual del MIXER 1 no cuenta con la apreciación necesaria para poder validar correctamente el peso de la bolsa de pigmentos dentro de las tolerancias establecidas.

El presente proyecto se enfoca en el diseño de un sistema de pesaje de pigmentos para mejorar la precisión y eficiencia en el proceso de producción. Se propone un sistema que permita validar la cantidad de la mezcla de pigmentos utilizados en el mixer 1 y optimizar el proceso de alimentación de materia prima.

Este sistema será capaz de adaptarse a las necesidades específicas de la empresa Continental Tire Andina S.A. y contribuirá a mejorar la calidad y eficiencia en la producción de neumáticos.

## 2. Problema

### 2.1. Antecedentes

La importancia de la automatización de procesos industriales del caucho se basa en la idea fundamental de asegurar la precisión en las cantidades de productos químicos y orgánicos. El control preciso del pesaje de materiales de relleno o pigmentos es de importancia en la fabricación de caucho; esto se debe a que la calidad y la consistencia del caucho pueden verse afectadas incluso por pequeñas variaciones en las cantidades de estos aditivos. Cuando no se respeta la fórmula, el caucho puede desarrollar propiedades indeseables, como una textura inadecuada o falta de resistencia, entre otros, esto reduce su calidad y valor en el mercado como producto final. (Orellana, 2023)

Hace algunos años, para pesar pigmentos se empleaban sistemas de pesaje manuales como balanzas, estas comúnmente generaban variaciones en la cantidad de la fórmula necesaria y afectaba directamente la calidad del producto final.(EDS, 2020)

Ante la necesidad de las empresas de incrementar sus niveles de producción, garantizar un producto de alta calidad a los clientes a nivel nacional y reducir costos mediante la gestión eficiente de los recursos, el parque industrial de la ciudad de Cuenca se encuentra en constante expansión en el desarrollo de sistemas automatizados para la industria del caucho.

Las celdas de carga son predecesores notables en el diseño de sistemas de pesaje precisos, que se emplean en estudios como los realizados por (Pincay Bajaña y Tigrero Serrano, 2013), estudiantes de la carrera de Ingeniera Electrónica de la Universidad Politécnica Salesiana Sede Guayaquil realizaron como proyecto de pregrado “Diseño y construcción de báscula de pesaje dinámico para dosificación de materia sólida” con el objetivo de controlar el peso de la materia prima en los procesos industriales utilizando celdas de carga. Los resultados del diseño del sistema demostraron su efectividad y funcionalidad por su alta precisión y resistencia a las condiciones adversas y porque pueden integrarse fácilmente en diversos equipos de pesaje para satisfacer las necesidades específicas de cada industria.

Otro estudio enfocado en el diseño de sistemas de pesaje es el de (Pineda González, 2015), estudiante de la carrera de Ingeniera Electrónica de la Universidad Politécnica Salesiana Sede Guayaquil, con el objetivo construir un sistema para la verificación del peso en forma dinámica

y evitar la baja calidad del producto final, utilizaron celdas de carga que garantizaron la efectividad del sistema de pesaje.

Los sistemas de pesaje han evolucionado a lo largo de la historia. Los primeros sistemas de pesaje registrados se originaron en el tercer o cuarto milenio antes de Cristo. Incluso las civilizaciones más antiguas necesitaban medir para fines de agricultura, construcción y comercio (Büttner, Renn, y Schemmel, 2018). Las balanzas mecánicas, que funcionan mediante un sistema de resortes y la Ley de Hooke, se remontan a la época de los antiguos egipcios, quienes ya utilizaban balanzas en templos hace más de tres mil años (*Balanza - Instrumentos de Medición*, 2023).

Con el tiempo, las balanzas evolucionaron, pero su principio básico se mantuvo igual durante milenios: el peso del objeto a pesar en un brazo de la balanza se compensaba (o literalmente “equilibraba”) con el peso idéntico de uno o más pesos estandarizados colocados en el otro brazo de igual longitud. (Ialongo, Hermann, y Rahmstorf, 2021).

Un importante avance en el campo de las balanzas fue el desarrollo de la balanza analítica por Joseph Black en 1750. La balanza analítica se basa en un haz ligero equilibrado sobre un fulcro en forma de cuña. Cada brazo lleva una bandeja en la que se coloca la muestra o los pesos estándar. Superó con creces la precisión de cualquier otra balanza de la época y se convirtió en un importante instrumento científico en la mayoría de los laboratorios de química. (Ialongo y cols., 2021).

Las celdas de carga, también conocidas como galgas extensiométricas, son sensores que miden la deformación, presión, carga, par y posición de determinado material. (*Electrical Resistance Strain Gages*, 2021). Estos sensores convierten la fuerza, presión, tensión, peso, etc., en una señal eléctrica mensurable. Las galgas extensiométricas son sensores cuya resistencia varía con la fuerza aplicada. El inventor de la galga extensiométrica consolidada por la resistencia de alambre fue Edward E. Simmons Jr., quien era ingeniero eléctrico y asistió al Instituto de Tecnología de California. (*A strain sensor and methods, apparatuses and computer programs for using a strain sensor*, 2020).

Los sensores piezoeléctricos son dispositivos que utilizan el efecto piezoeléctrico para medir presión, aceleración, tensión o fuerza, transformando las lecturas en señales eléctricas (Oubrich, Ouassaid, y Maaroufi, 2022). A pesar de que Pierre Curie descubrió el fenómeno piezoeléctrico

en 1880, no fue hasta 1950 que la industria comenzó a aplicarlo. Los detectores piezoeléctricos son considerados instrumentos multifacéticos para la evaluación de varios procesos, como por ejemplo, en la aseguración de la calidad, la supervisión de procesos o la investigación y el desarrollo en diversas áreas industriales. (*Static Force Measurement Using Piezoelectric Sensors*, 2021).

## **2.2. Descripción del problema**

Actualmente, en la empresa CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A. el sistema para la validación del peso se encuentra integrado en la banda alimentadora de materia prima del Mixer 1. Este sistema de pesaje cuenta con una resolución de 100 gramos, lo que significa que solo puede entregar valores de 100 en 100 gramos, con esta resolución no se puede respetar las tolerancias requeridas y dificulta el correcto seguimiento de las fórmulas. Por esta razón se requiere un sistema de pesaje adicional con una resolución de 10 gramos por las tolerancias que se manejan dentro de las diferentes recetas que se ingresan al Mixer 1, con el fin de asegurar la calidad uniforme del producto terminado y reducir la posibilidad de rechazo debido a la falta o exceso de componentes.

## **2.3. Importancia y alcances**

El proyecto se enfocará en realizar el diseño de un sistema de pesaje de pigmentos para el alimentador de materia prima del mixer 1 para la empresa CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A. el propósito del proyecto es diseñar un sistema para mejorar la precisión de dosificación de pigmentos en la producción del caucho.

La importancia del proyecto radica en que el producto final cumpla con los estándares de calidad establecidos y la gestión eficiente de recursos, por esta razón se requiere un sistema de mayor precisión para asegurar que se agreguen las proporciones adecuadas de los pigmentos a la mezcla de materias primas.

Los objetivos del proyecto incluyen la creación de un sistema de pesaje de pigmentos que se integre en el mecanismo de alimentación de materia prima del mixer 1. El sistema debe medir pigmentos de forma correcta y eficaz. Para garantizar mediciones precisas, se incluye el uso de aparatos de pesaje especializados, tales como celdas de carga, básculas de precisión y sensores piezoeléctricos. Además, el diseño debe tener en cuenta elementos como



la automatización, los sistemas de control y la integración con los procesos productivos actuales.

## 2.4. Delimitación

El problema de estudio se delimitará en las siguientes dimensiones:

### 2.4.1. Espacial o geográfica

La información obtenida para el desarrollo del trabajo de titulación fue tomada de la empresa CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A. la misma que se encuentra ubicada en la Panamericana Norte Km. 1/2, en el cantón Cuenca, provincia del Azuay, sector Machángara Parque Industrial, como se muestra en la figura 1.

#### Figura 1

*Ubicación de la empresa Continental Tire Andina S.A.*



**Nota:** Ubicación georreferenciada de la empresa Continental Tire Andina S.A.

### 2.4.2. Temporal

El desarrollo del trabajo de titulación se llevará a cabo durante la asignatura de Integración Curricular con un total de 240 horas.

### **2.4.3. Sectorial o institucional**

La empresa CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A. se encuentra dentro del sector manufacturero.

## **2.5. Problema General**

¿Cuál es el diseño idóneo de un sistema de pesaje de pigmentos incorporado al alimentador de materia prima del mixer 1 en la empresa CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A.?

## **2.6. Problemas Específicos**

- ¿Cómo establecer los parámetros iniciales para el sistema de pesaje de pigmentos incorporado al alimentador de materia prima del mixer 1 en la empresa CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A.?
- ¿Se podrá proponer el diseño mecatrónico del sistema de pesaje de pigmentos incorporado al alimentador de materia prima del mixer 1 en la empresa CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A.?
- ¿Es factible analizar los costos de implementación de un sistema de pesaje de pigmentos incorporado al alimentador de materia prima del mixer 1 en la empresa CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A.?

## **3. Justificación**

A medida que la tecnología ha avanzado, los sistemas de pesaje de alta resolución se han vuelto cada vez más prevalentes en la industria. Estos dispositivos cuantifican con precisión la cantidad de materia prima necesaria en cada lote de producción utilizando tecnologías de software y sensores de última generación.

Este proyecto de investigación se propone diseñar un sistema de mayor precisión que complemente la funcionalidad del sistema actual. Se planea utilizar sensores de precisión para validar correctamente el peso de los pigmentos, respetando las tolerancias de la receta. La empresa CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A. actualmente no puede verificar correctamente el cumplimiento de las tolerancias en las cantidades de pigmentos, lo que hace necesaria la

realización de este proyecto.

Se busca integrar un sistema que tenga la apreciación adecuada para validar correctamente que la dosificación de pigmentos esté dentro de las tolerancias.

El sistema de pesaje de pigmentos actual requiere mucho tiempo para cargar cada bolsa de pigmentos y es propenso a errores. Un nuevo sistema paralelo semiautomatizado de pesaje de pigmentos mejoraría la eficiencia y la precisión del proceso de mezcla. El costo del nuevo sistema se compensaría con los ahorros en mano de obra y costos de reprocesamiento.

La justificación del proyecto “DISEÑO DE UN SISTEMA DE PESAJE DE PIGMENTOS PARA EL ALIMENTADOR DE MATERIA PRIMA DEL MIXER 1” es mejorar la precisión y consistencia del proceso de mezcla de pigmentos en la producción de productos de caucho. Al incorporar un sistema más preciso para pesar y mezclar los pigmentos en el proceso de alimentación de materia prima, el proyecto tiene como objetivo reducir la variabilidad y aumentar la calidad del producto final. Además, esto puede mejorar la eficiencia y reducir el desperdicio al permitir un control más preciso sobre la pigmentación del material de caucho. En última instancia, este proyecto puede resultar en un producto más consistente y de mayor calidad, lo que puede beneficiar tanto al fabricante como al consumidor final.

Este trabajo se enmarca dentro de la línea de investigación de ingeniería de control y tecnologías de automatización.

## **4. Objetivo General**

Diseñar un sistema de pesaje de pigmentos incorporado al alimentador de materia prima del mixer 1 en la empresa CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A.

### **4.1. Objetivos Específicos**

- Establecer los parámetros iniciales para el sistema de pesaje de pigmentos incorporado al alimentador de materia prima del mixer 1 en la empresa CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A.
- Proponer el diseño mecatrónico del sistema de pesaje de pigmentos incorporado al

alimentador de materia prima del mixer 1 en la empresa CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A.

- Analizar los costos de implementación de un sistema de pesaje de pigmentos incorporado al alimentador de materia prima del mixer 1 en la empresa CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A.

## **5. Hipótesis**

En este apartado se describen las hipótesis con base a la matriz de consistencia, que se encuentra referenciada en el anexo A, tabla 18.

### **5.1. Hipótesis General**

El diseño planteado permite el pesaje de pigmentos destinado al alimentador de materia prima del mixer 1 en la empresa CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A.

### **5.2. Hipótesis Específicas**

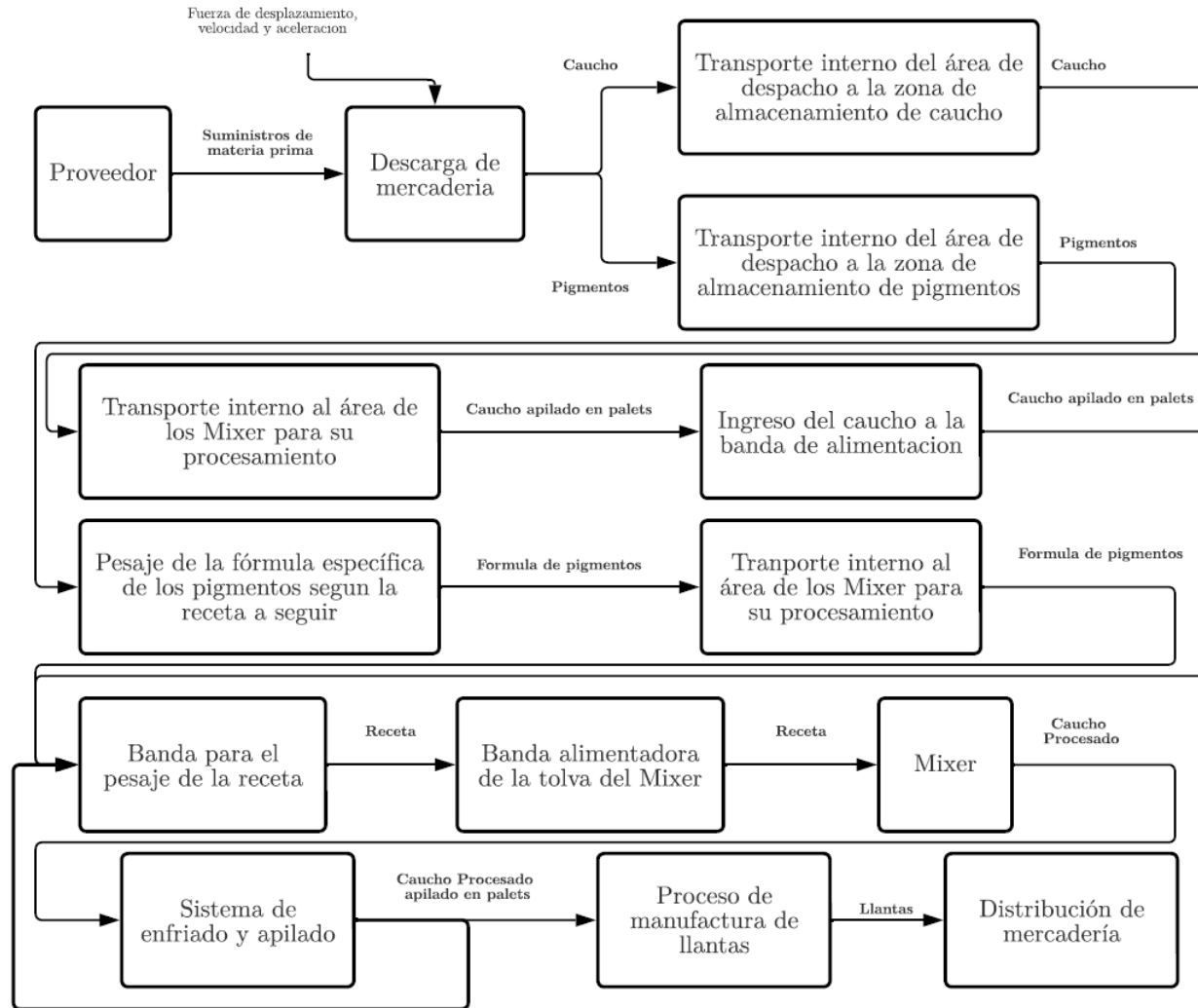
- Se establecerán los parámetros iniciales para sistema de pesaje de pigmentos incorporado al alimentador de materia prima del mixer 1 en la empresa CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A.
- Se propondrá el diseño mecatrónico del sistema de pesaje de pigmentos incorporado al alimentador de materia prima del mixer 1 en la empresa CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A.
- El costo del diseño planteado será el pertinente para el sistema de pesaje de pigmentos incorporado al alimentador de materia prima del mixer 1 en la empresa CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A.

## **6. Marco Teórico**

En esta sección se describe todo el marco teórico referencial para el desarrollo de este trabajo de titulación, para ello es importante conocer el proceso de manufactura de neumáticos, las normas que se acogen dentro del proceso, entre otros.

**Figura 2**

*Diagrama de operaciones de CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A*



6

**Nota:** Diagrama de operaciones del proceso de manufactura de neumáticos. Tomado de (Continental, 2023)

## **6.1. Proceso de manufactura de neumáticos.**

En la figura 2 se muestra cuál es el proceso que realiza la empresa Continental Tire Andina S.A. para elaborar los neumáticos.

Según la documentación que se facilitó por parte de la empresa Continental Tire Andina S.A. se observa que la tolerancia de cada uno de los pigmentos es de suma importancia dentro de las recetas de fabricación, ya que el control preciso del pesaje de estos es fundamental en la fabricación de caucho; esto se debe a que la calidad y la consistencia del caucho pueden verse afectadas incluso por pequeñas variaciones en las cantidades de estos aditivos.

Actualmente, en la empresa los pigmentos pesados salen en diferentes carros transportadores desde la bodega de pigmentos, estos son dosificados dependiendo de la receta que se vaya a ocupar en el Mixer 1. La validación del peso se hace dentro de la banda transportadora principal, antes de ingresar a la línea del mixer se vuelve a pesar en una balanza con tolerancia de 100 gramos.

## **6.2. Fundamentos de la tecnología de pesaje**

La medición de peso y fuerza se basa en la conversión de una señal mecánica, como la fuerza, en una señal eléctrica. En el caso del peso, este se define como la fuerza que ejerce un cuerpo sobre un punto de apoyo, originada por la acción del campo gravitatorio local sobre la masa del cuerpo (Moebis, Ling, y Sanny, 2021).

Mediante el uso de celdas de carga, que se basan en el principio resistivo de las galgas extensiométricas. Estas galgas convierten la fuerza mecánica en una señal eléctrica, que se emplea para medir la deformación del cuerpo metálico de la celda de carga y, por ende, la fuerza aplicada (Moebis y cols., 2021).

### **6.2.1. Celdas de carga**

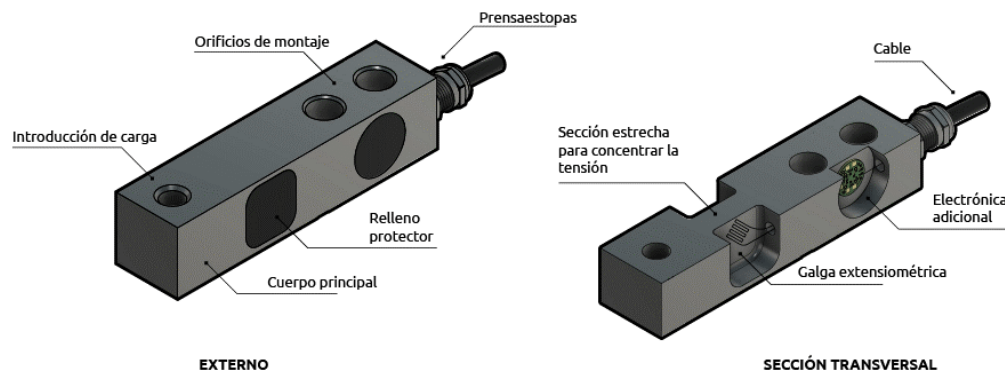
Se define a la célula o celda de carga como un transductor capaz de transformar la fuerza ejercida sobre ella en una señal eléctrica que puede ser medida. Aunque existen diversos tipos de sensores, se destaca que las células de carga representan el tipo de sensor de fuerza

más prevalente en el mercado. Los patrones de diseño de las células de carga pueden ser diferenciados en función del tipo de señal de salida que generan o según el método que emplean para la detección del peso. (Metropein, 2023).

De acuerdo con la figura 3, se puede observar la estructura de una celda de carga.

### Figura 3

#### *Partes de la celda de carga*



**Nota:** Morfología de una celda de carga. Tomado de (Flintec, 2018)

El funcionamiento de las galgas extensiométricas (strain gages) se fundamenta en la deflexión que experimentan los filamentos metálicos debido a su deformación unitaria, lo cual provoca un cambio en su resistencia y, consecuentemente, un cambio en el circuito al que están conectadas. De esta manera, en un circuito con una tensión de entrada conocida, la tensión de salida del mismo fluctúa en función de la carga aplicada sobre la galga extensiométrica. (Espinosa Esquivel, 1995), en otras palabras, se puede describir a una celda de carga como un transductor que tiene la capacidad de transformar la intensidad de la fuerza ejercida sobre ella en una señal eléctrica que puede ser cuantificada.

Las células de carga operan con base en el principio resistivo de los extensiómetros, cuyo objetivo es convertir una señal mecánica, como la fuerza, en una señal eléctrica. Estos extensiómetros se unen al cuerpo metálico de la célula, que se distorsiona cuando se le impone una carga, como el peso de un objeto. En una célula de carga, se instalan varios extensiómetros, generalmente en configuraciones de 4, con el propósito de alcanzar la máxima sensibilidad y compensar perturbaciones, como los efectos de la temperatura en el elemento resistivo. Para

la compensación, los extensiómetros suelen organizarse en pares, dos operandos en tensión y dos en compresión.

Dado que uno de los requerimientos que tiene la empresa es que dentro de los equipos a diseñar se utilicen los componentes disponibles dentro de bodega, dentro del inventario, se tiene que las celdas de carga disponibles son de modelo Z6FC3 - 100 kg. Según (USA, 2024) es un tipo de celda de carga de flexión, específicamente una célula de carga de viga de flexión y es adecuada para aplicaciones de pesaje preciso y robusto.

Son algunos los factores que afectan a la precisión y estabilidad de las medidas de peso. De acuerdo a (Weighing Instruments, 2024) menciona que los factores que influyen en la precisión y estabilidad de la medición de peso incluyen la estabilidad del equilibrio, la sensibilidad de la balanza, la corrección del saldo y la invariancia del valor indicado como remanente.

Otros factores que también afectan la precisión del peso pueden ser las condiciones ambientales en las que se realiza la medición, como la temperatura y la humedad, así como la técnica empleada durante el proceso de medición.

### **6.3. Componentes de alimentación de materia prima**

Las cintas transportadoras, fabricadas con diversos materiales como tela, caucho, plástico, cuero o metal, son impulsadas por un rodillo motorizado ubicado debajo o en uno de los extremos de la cinta. Esta banda forma un circuito cerrado continuo y se apoya en rodillos cuando la carga es pesada, mientras que para cargas más livianas, se utiliza una bandeja deslizante de metal para evitar la fricción directa con la banda. Para proporcionar la potencia necesaria, típicamente se utilizan motores eléctricos que operan a través de sistemas de engranajes reductores de velocidad, los cuales pueden ser de velocidad constante o variable (Encyclopedia Britannica, 2023).

Los sistemas de cintas transportadoras suelen presentar elementos comunes en la mayoría de los diseños, aunque varios modelos pueden incorporar componentes adicionales. Cada tipo de cinta transportadora posee propiedades específicas dependiendo del material u objeto que se está transportando.



Para que las bandas tengan un desempeño idóneo tienen que existir los componentes principales que son los rodillos, ya que si estos no giran adecuadamente puede producir desgastes en la cinta transportadora debido a la fricción, así como el aumento en el consumo de la energía del motor.

Dentro de una banda transportadora existen dos tipos de rodillos, los cuales son el tambor motriz que es responsable de transmitir la potencia necesaria proporcionada por el motor para mover la cinta y tambor de reenvío, este tiene la función de guiar y redireccionar la cinta transportadora, también mantiene la tensión y garantiza un movimiento suave y continuo. El tambor de reenvío puede modificar el ángulo de entrada y salida en esos puntos.

Cómo se menciona anteriormente, existe un tambor motriz para que este se mueva, debe existir un motor. Las características del motor estarán determinadas por las necesidades de la cinta, se debe seleccionar un motor adecuado que se ajuste a los requisitos específicos de potencia y funcionamiento.

## **6.4. Integración del sistema de pesaje en el proceso de fabricación**

La integración del sistema de pesaje en el proceso del mixer 1 ayuda a que se garantice la calidad y eficiencia dentro de la línea de producción. Además, se facilita el proceso de monitorización en tiempo real del peso de las bolsas de pigmentos, para ello se utilizan los siguientes métodos y equipos.

### **6.4.1. Indicador de peso IT800Ex**

La empresa proporciona el indicador de peso IT8000Ex como se muestra en la figura 4, este indicador de peso se instalará en la parte posterior de la balanza en el cual se visualizará el peso de cada una de las bolsas de pigmentos que se ingresan al sistema de transporte.

El IT800Ex está aprobado de conformidad con las directivas ATEX para su uso en zonas con riesgo de explosión 1, 2, 21 y 22. La robusta electrónica de pesaje calibrable en carcasa de acero inoxidable con grado de protección IP65, como plantas químicas, farmacéuticas y de procesamiento de alimentos. Este indicador tiene la ventaja de que puede usar una interfaz de bus de campo mediante una caja de extensión, se pueden conectar a PROFINET, PROFIBUS DP, Ethernet/IP o Modbus/TCP (Systecnet, 2024).

## Figura 4

*Indicador de peso IT800Ex*



*Nota:* Indicador de peso que la empresa dispone y será usado en la balanza.

### 6.4.2. PLC S7-300

Para el apartado de control del sistema principal actualmente se comanda mediante un PLC de marca Siemens modelo S7-300 como se observa en la figura 5.

El PLC S7-300 tiene las siguientes características:

- **Tamaño físico:** Las dimensiones de la CPU 317-2 PN/DP son de 40 mm de ancho, 125 mm de alto y 130 mm de profundidad.
- **Memoria:** Cuenta con 1,024 kbytes de memoria de trabajo integrada.
- **Otras características relevantes:** La CPU 317-2 PN/DP cuenta con una interfaz PROFINET con switch de 2 puertos, controlador PROFINET I/O para operar E/S distribuidas en PROFINET, y capacidad de hasta 32 estaciones de inicio para funciones de mensaje (Aotewell, 2024).

**Figura 5**

*PLC Siemens S7-300*



**Nota:** *Controlador utilizado en el sistema principal de ingreso del caucho al Mixer 1.*

También se adapta a utilizar diferentes lenguajes de programación ladder (KOP o LAD), grafo de estados (Grafcet), lenguaje de programación en bloques de funciones (FBD), lista de instrucciones de texto (STL) y texto estructurado (ST).

Este PLC necesita de un módulo ASCII como se observa en la figura 6, según (Rockwell Automation, 2023) este equipo se utiliza para transferir datos en formato ASCII, BCD o hexadecimal, y puede operar en dos modos: modo de datos y modo de generación de informes.

El sistema diseñado será conectado al actual, mediante uno de los módulos que posee el PLC. Para realizar la programación del mismo se debe hacer en el software Step 7.

Este software proporciona un conjunto completo de herramientas para el desarrollo de aplicaciones de automatización, dado la alta versatilidad que tiene este permite programar en diferentes formas de lenguaje, por ejemplo LAD, STL o ST.

## Figura 6

### Módulo ASCII



**Nota:** Módulo utilizado para el PLC S7-300. Tomado de (Fábrica 1769ASCII interfaz 1769-ASCII, 2024)

## 6.5. Normativas y estándares

La empresa Continental Tire Andina S.A. sigue las normativas de Sistemas de gestión de la calidad (ISO 9001:2015), Sistemas de Gestión Ambiental (ISO 14001:2015), Certificación Sistema de Gestión de Seguridad y Salud en el Trabajo (ISO 45001:2018) y Sistemas de Gestión de la Seguridad y Salud en el Trabajo (OHSAS 18001:2007).

El sistema de pesaje y transporte debe de ser diseñado para que se cumplan cada una de las normativas externas y también obedecer las directrices internas de construcción que se manejan en la empresa.

Como finalidad, el sistema tiene que ser capaz de garantizar la calidad del producto mediante el respeto de las tolerancias de las recetas, proteger el ambiente de los derrames de pigmentos y avalar la seguridad de los empleados.

## 7. Marco metodológico

En esta sección, se describe el marco metodológico que guiará el desarrollo e implementación de este proyecto. Esto incluirá la identificación de las bases que se utilizará de punto de partida, la aplicación de métodos de diseño y simulación, y los procedimientos para la integración y programación. Se detallará cómo estos métodos se aplicarán en el contexto del proyecto y cómo contribuirán a la consecución de los objetivos establecidos. El marco metodológico servirá como una guía clara y estructurada para la ejecución del proyecto, asegurando que todas las etapas se lleven a cabo de manera sistemática y coherente.

### 7.1. Metodología del proceso

En esta sección, se describe la metodología que guiará el desarrollo de este proyecto. Esta metodología se centrará en identificar las condiciones de diseño, necesidades, requisitos y requerimientos del sistema. Se comenzará con una fase de planificación, donde se establecerán las bases del proyecto y se identificarán las condiciones de diseño y los requisitos clave.

#### 7.1.1. Establecimiento de los parámetros iniciales para el diseño del sistema

Al desarrollar un sistema o producto, es crucial entender el proceso y el ambiente en el que se integrará, especialmente si se trata de un montaje fijo que se acoplará a un sistema principal; este debe ajustarse a la distribución en planta para garantizar su funcionamiento óptimo.

Durante esta etapa se llevó a cabo una familiarización y recopilación de información de los distintos procesos que se llevan a cabo en el mixer 1, así como en demás partes de planta, singularmente en lo relacionado con los pigmentos y áreas relacionadas, así mismo como las condiciones que genera una cantidad incorrecta de pigmentos en la receta.

En el transcurso de esta fase se ejecutó una indagación acerca de sistemas similares, así como información acerca de los distintos componentes del sistema. Se enfatizó en la sinergia con la distribución en planta, sensores y actuadores dispuestos y tipo de estructura.

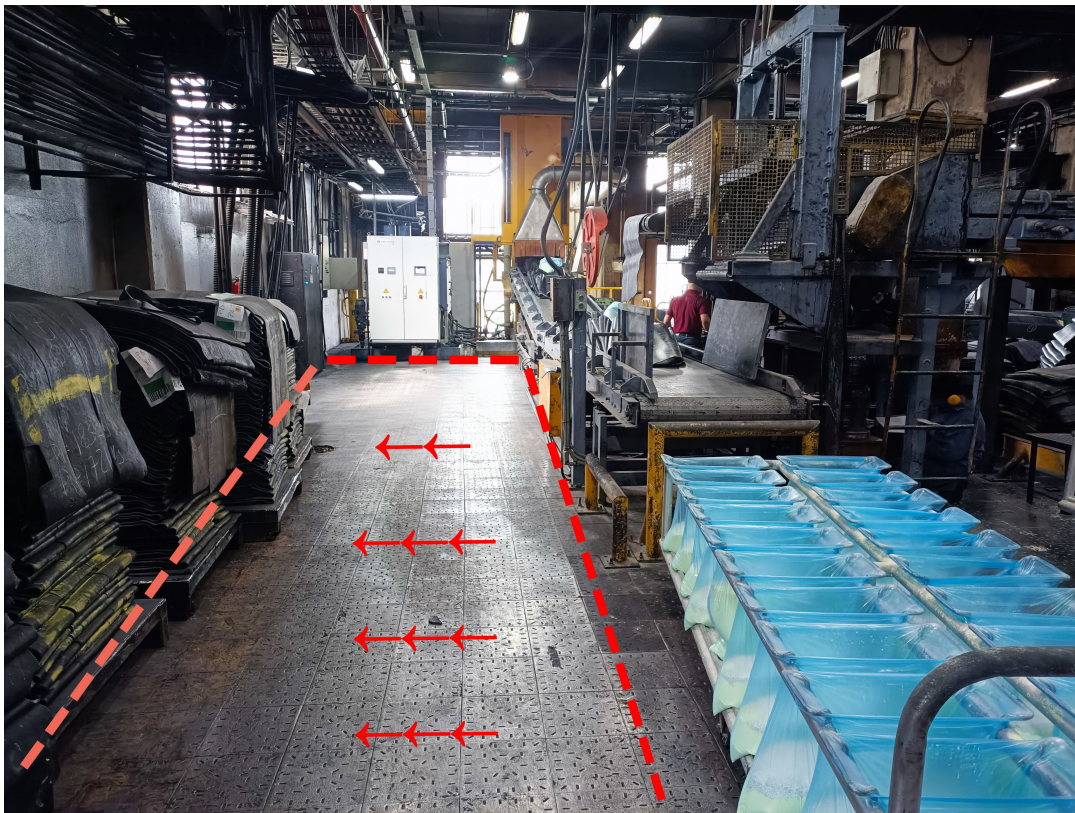
Durante el proceso de definir los parámetros iniciales del sistema, es importante ser específico sobre los requisitos y requerimientos que moldean el diseño del sistema de acuerdo a las necesidades identificadas.

### 7.1.2. Dimensionamiento del espacio Físico.

Se debe conocer el espacio físico del cual se dispone dentro de planta para el dimensionamiento y distancias que el sistema paralelo tendrá. En la figura 7 se marca el área de la que se dispone para el desarrollo del sistema.

**Figura 7**

*Área Destinada para el sistema*

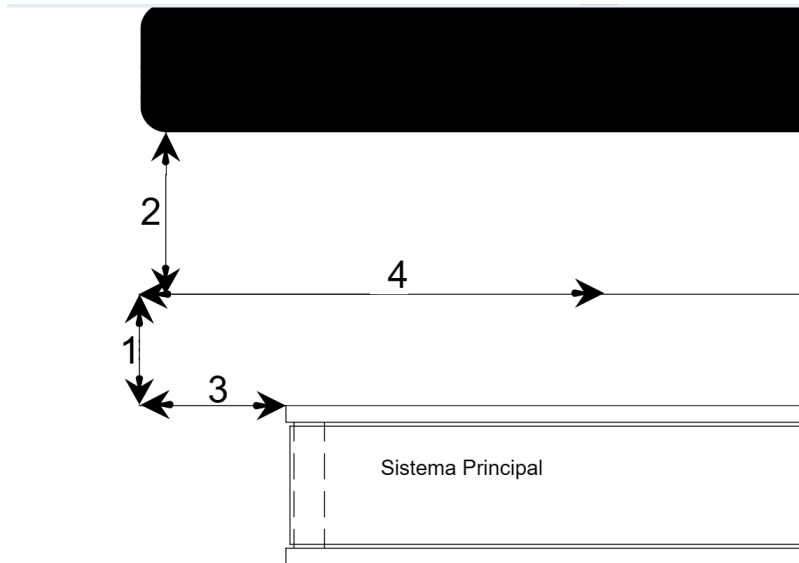


**Nota:** El área destinada para el sistema se delimita desde las líneas rojas hasta la pared.

El ancho destinado para el sistema, es el ancho mínimo del área establecida debido a la presencia de una columna, esta distancia 2 es de 3000 mm y debe tener una separación de 800 mm del sistema principal, siendo esta la distancia 1. la distancia 3 es de 2000 mm y la 4 de 8000 mm, además de permitir la circulación por su lado izquierdo, en la figura 8 se muestra la representación del espacio disponible.

**Figura 8**

*Representación del espacio disponible*



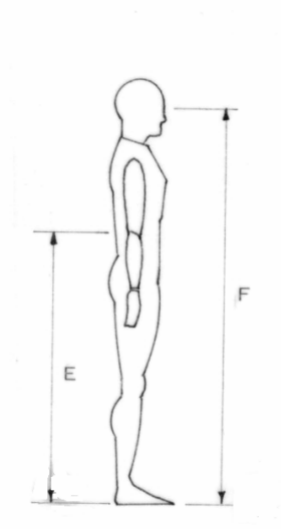
**Nota:** El ancho disponible para el sistema se delimita desde el fin de la distancia 1 hasta la columna, la distancia 2.

### **7.1.3. Medidas antropomórficas del operario.**

Para el diseño del sistema paralelo, se considera el factor humano; esto implica tomar en cuenta las diversas posturas que el operador adopta al usar el sistema. El objetivo es reducir el impacto negativo en el operador por el uso del sistema, lo que minimizará el esfuerzo requerido al momento de usarlo.

## Figura 9

### *Disposición antropométrica*



**Nota:** Disposición antropométrica de referencia de la norma INEN 1646 según (*NTE INEN 1646 - Definiciones y disposiciones antropométricas generales para el diseño de muebles*, 2023).

La norma INEN 1646 se refiere a las diferentes posturas antropomórficas y sus respectivas medidas de referencia. Entre estas medidas, se considera la distancia entre la superficie (piso) y el codo del operador, como se puede observar en la figura 9. En la empresa esta medida oscila entre 970 mm y 1100 mm. Esta distancia es esencial para determinar las alturas de los componentes del sistema.

#### **7.1.4. Definición de necesidades**

Para el desarrollo del sistema, es importante identificar necesidades clave que deben ser atendidas. Estas necesidades centradas en aspectos funcionales esenciales, determinan la eficacia y utilidad del sistema. A continuación se presenta la tabla 1 en la cual se resume las necesidades identificadas:



**Tabla 1**

*Necesidades identificadas*

<b>Necesidades</b>
Precisión en la validación de la cantidad de pigmentos.
Garantizar operatividad de máquina.
Garantizar seguridad del operario.
Cumplimiento la normativa ambiental.
Brindar ergonomía del sistema.
Cumplir con las normas de producción de la planta.
Cumplir con la normativa de construcción del departamento de calidad.
Garantizar la mantenibilidad del sistema.
Facil acceso a mantenimiento.
Larga vida util del sistema.
Garantizar la fácil maniobrabilidad.
Adaptabilidad al espacio de trabajo.
Reducir los desperdicios.
Capacidad de actualización de la máquina.
Garantizar correcto posicionamiento de la caída de pigmentos.

**Nota:** La tabla presenta las diferentes necesidades para definir las características que debe poseer el sistema.

### **7.1.5. Definición de requisitos y requerimientos**

Un requisito se define como una especificación inicial en el diseño, que se basa en las necesidades o expectativas del usuario y que a menudo está regido por normativas o estándares de la industria. Por otro lado, un requerimiento se refiere a las características específicas que el sistema debe poseer, teniendo en cuenta aspectos funcionales y operativos, para satisfacer los requisitos establecidos. Estas características son a menudo dictadas por las preferencias o necesidades del cliente (Ibáñez, 2017).

En contexto de diseño de un sistema de pesaje de pigmentos en el sistema de alimentación de materia prima del mixer 1 para la empresa Continental Tire Andina S.A. Se han definido los siguientes requisitos y requerimientos como se puede observar en la tabla 2.

**Tabla 2***Tabla de los requisitos y requerimientos*

<b>Requisitos</b>	<b>Requerimientos</b>
Necesidad de precisión en la validación de la cantidad de pigmentos.	Dimensionamiento.
Garantizar operatividad de máquina.	Orden del proceso.
Garantizar seguridad del operario.	Necesidad de eficiencia.
Cumplimiento de la normativa ambiental.	Necesidad de durabilidad y adaptabilidad.
Cumplir con las normas de producción de la planta.	Brindar ergonomía del sistema.
Cumplir con la normativa de construcción del departamento de calidad.	Facil acceso a mantenimiento.
Garantizar la mantenibilidad del sistema.	Larga vida útil del sistema.
	Garantizar la fácil maniobrabilidad.
	Adaptabilidad al espacio de trabajo.
	Reducir los desperdicios.
	Capacidad de actualización de la máquina.
	Garantizar correcto posicionamiento de la caída de pigmentos

**Nota:** La tabla presenta los requisitos y requerimientos para definir las características que debe poseer el sistema.

### 7.1.6. Métricas de diseño

Para el desarrollo del sistema, se han establecido métricas claras, las cuales permitirán evaluar de manera objetiva el funcionamiento del sistema y realizar ajustes si es necesario. En la siguiente tabla 3, se muestran las métricas seleccionadas para este propósito.

**Tabla 3***Tabla de las métricas*

<b>Métrica</b>	<b>Unidad</b>
Resolución de balanza	gr
Tiempo mínimo de carga	s
Dimensiones del sistema	mm
Distancia respecto al sistema principal	mm
Temperatura de sellado	°C o °K
Calibrar punto de descarga	mm
Tiempo de sellado	s
Cantidad de puntos de fijación del sistema	adimensional
Deformación	mm
Reducir el reprocesamiento de materia prima	kg
Tiempo requerido para el entrenamiento del operador	hrs
Tiempo promedio de inactividad por mantenimiento	mm
Velocidad de avance	m/s
Aceptación del sistema	%

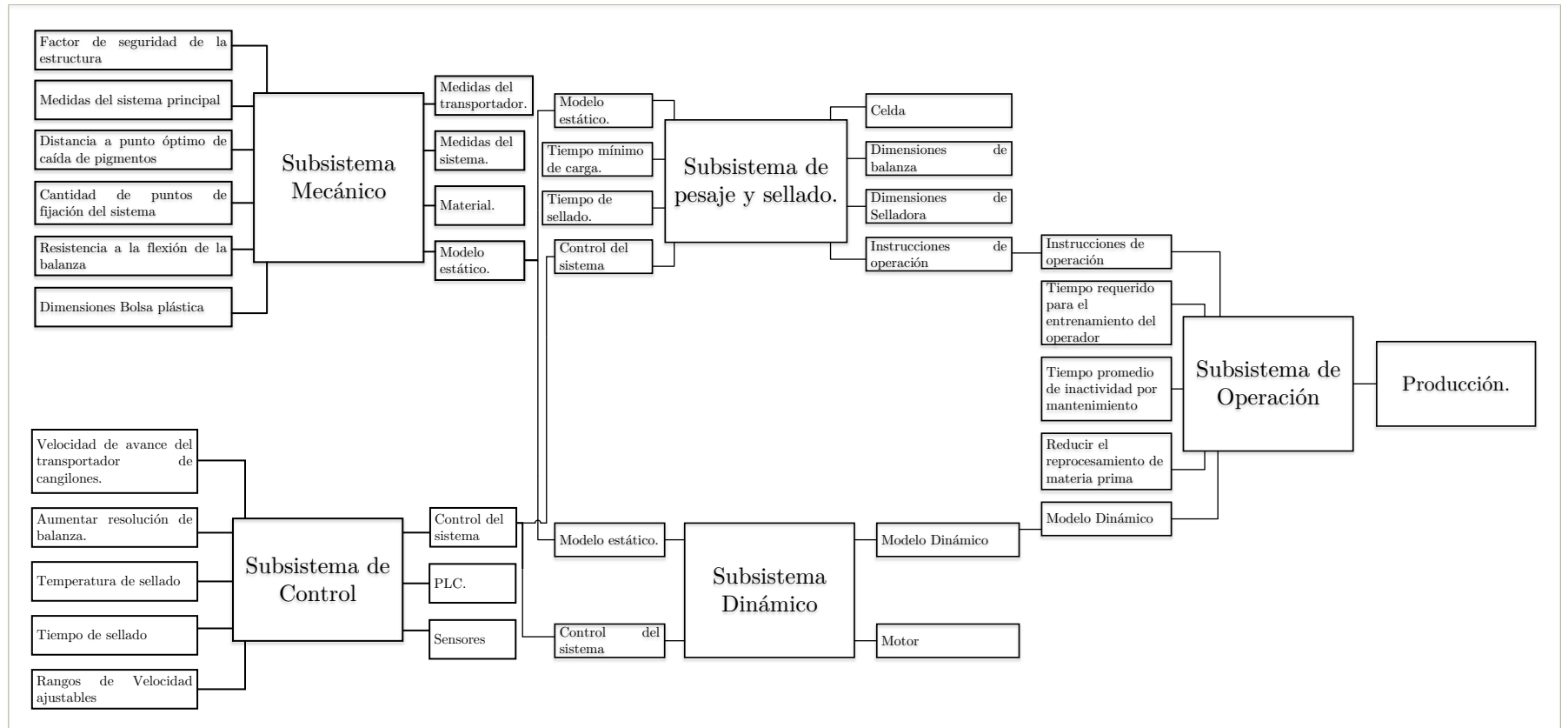
**Nota:** La tabla presenta las métricas con sus respectivas unidades, para definir las características que debe poseer el sistema.

### 7.1.7. Modelos de subsistema

En este apartado, se establecen las entradas y salidas de los diferentes subsistemas que conforman el proyecto. En la figura 10 puede apreciar la relación existente entre las entradas y salidas de los subsistemas y cómo se interrelacionan para, de manera sinérgica, mapear todas las condiciones que se deben considerar para el desarrollo del diseño del sistema.

**Figura 10**

*Modelos de subsistema*

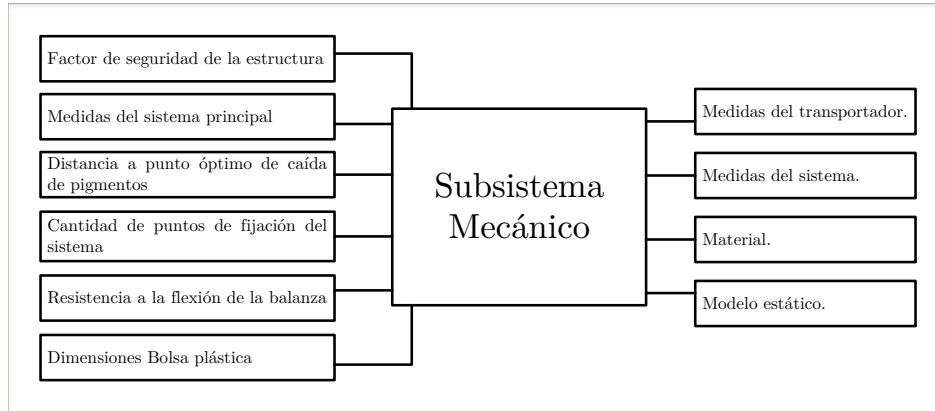


**Nota:** Árbol general de los modelos de subsistema y donde se puede observar las relaciones entre modelos.

A continuación se presentarán los modelos de subsistemas individualmente:

**Figura 11**

*Modelo de subsistema mecánico*

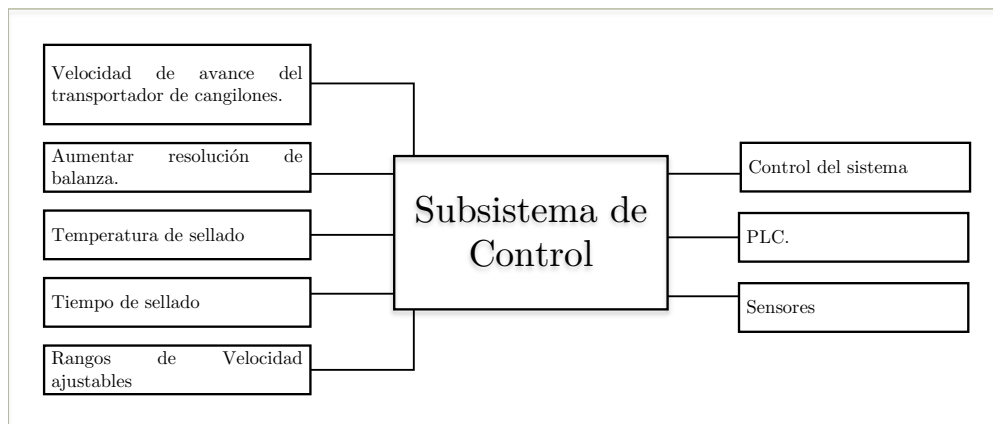


**Nota:** Modelo de subsistema mecánico en base a variables de diseño y métricas.

Como se observa en la figura 11 al modelo de subsistema mecánico del cual cabe destacar que la obtención del modelo estático que alimenta los subsistemas indicados en las figuras 13 y 14.

**Figura 12**

*Modelo de subsistema de control*

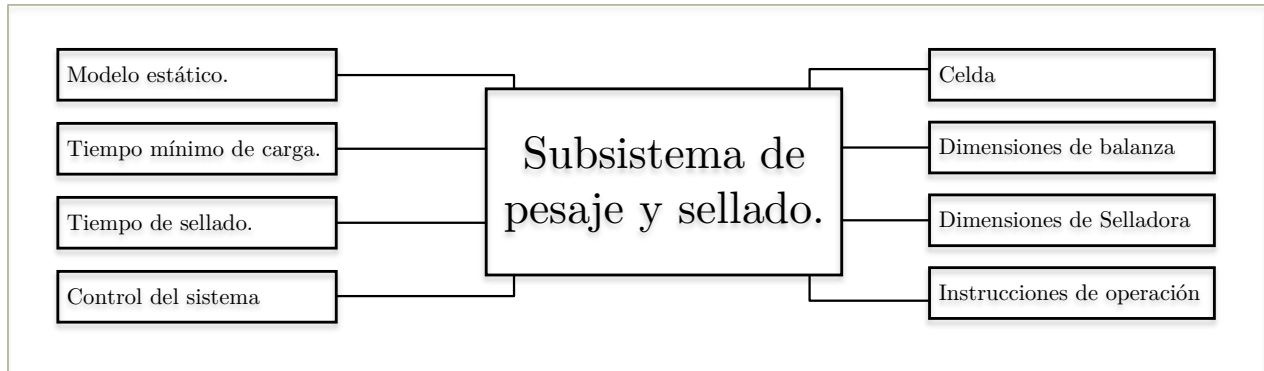


**Nota:** Modelo de subsistema de control en base a variables de diseño y métricas.

En la figura 12 se percibe el modelo de subsistema de control, del cual cabe destacar que la obtención del control del sistema es imperativo para alimentar los subsistemas que se muestran en las figuras 13 y 14.

**Figura 13**

*Modelo de subsistema de pesaje y sellado*

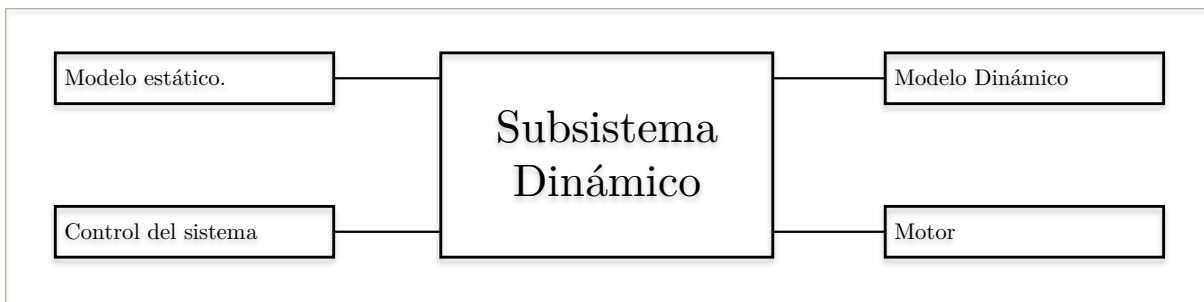


**Nota:** Modelo de subsistema de pesaje y sellado en base a variables de diseño y métricas.

La figura 13 muestra el modelo de subsistema de pesaje y sellado, del cual cabe destacar que la obtención de las instrucciones de operación es necesario para el funcionamiento del subsistema señalado en la figura 15.

**Figura 14**

*Modelo de subsistema dinámico*



**Nota:** Modelo de subsistema dinámico en base a variables de diseño y métricas.

Como se observa en la figura 14 al modelo de subsistema dinámico, del cual cabe destacar que su funcionamiento viene dado por el modelo estático y el control del sistema, además de la obtención del modelo dinámico, el cual es necesario para el funcionamiento del subsistema detallado en la figura 15.

### Figura 15

*Modelo de subsistema de operación*



**Nota:** Modelo de subsistema de operación en base a variables de diseño y métricas.

Como se puede apreciar en la figura 15 correspondiente, el modelo del subsistema de operación es el resultado de la sinergia existente entre los demás modelos. Estos modelos alimentan al subsistema de operación a través de diversas interacciones, permitiendo así obtener el resultado deseado, que en este caso sería la producción.

## 7.2. Propuesta del diseño Mecatrónico del sistema

En esta sección, se presentará la propuesta del diseño mecatrónico del sistema. Se abordarán los aspectos esenciales del diseño, incluyendo la integración de sistemas y la programación. Se discutirán las consideraciones de diseño y se proporcionará una justificación para las decisiones tomadas. El objetivo es desarrollar un sistema que sea eficiente, preciso y confiable, y que cumpla con los requisitos del proyecto.

### 7.2.1. Bocetos Planteados

Se han desarrollado diversos bocetos con el propósito de explorar la mejor distribución posible para nuestro sistema. Este proceso considera la orientación, forma y tecnología del sistema. El objetivo es que el producto final sea funcional, seguro, confiable y útil, además de que pueda ser fabricado de manera efectiva.

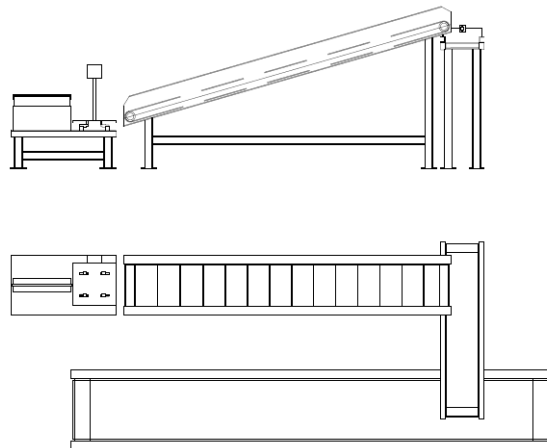
La selección del diseño más adecuado es una decisión estratégica tomada por la empresa. Esta decisión se basa en una variedad de factores, incluyendo la eficiencia del diseño, normativas, la facilidad de implementación y la alineación con los objetivos generales de la empresa. La elección del diseño no solo satisface nuestras necesidades actuales, sino que también anticipa las demandas futuras para asegurar la viabilidad a largo plazo de la planta.

- Boceto del Sistema Perpendicular y Caída Directa.

En la figura 16 se presenta una distribución de los componentes del sistema en los cuales los transportadores se encuentran ubicados perpendicularmente el uno del otro y la transferencia entra bandas se realiza mediante una diferencia de alturas y caída directa.

**Figura 16**

*Boceto propuesta 1*



**Nota:** Boceto del Sistema Perpendicular y Caída Directa.

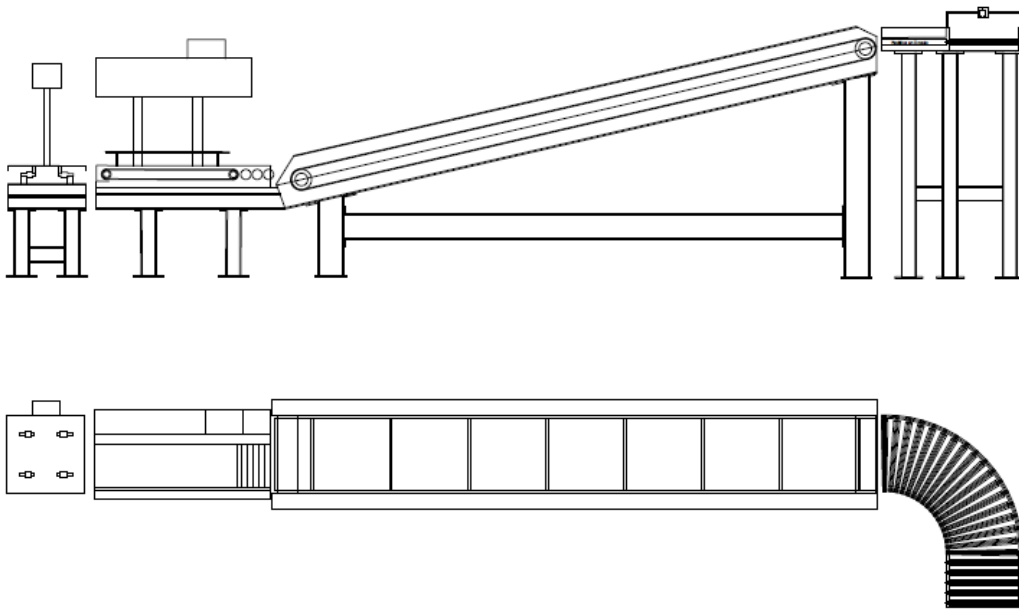


- Boceto del Sistema de Rodillos Curva.

En la figura 17 se presenta una distribución de los componentes del sistema en los cuales los transportadores se encuentran ubicados a la misma altura y la transferencia entra bandas se realiza mediante una transferencia recta, además el segundo es un transportador curvo de rodillos motorizados.

**Figura 17**

*Boceto propuesta 2*



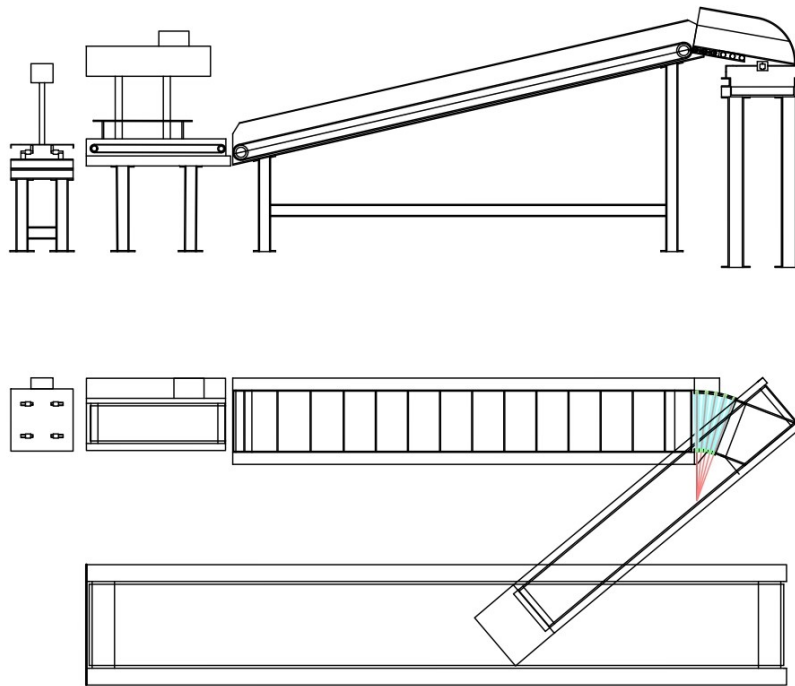
**Nota:** Boceto del Sistema de Rodillos Curva.

- Boceto del Sistema Diagonal y Caída De Rodillos.

En la figura 18 se presenta una distribución de los componentes del sistema en los cuales las direcciones de los transportadores se encuentran ubicados a un determinado ángulo el uno del otro y la transferencia entra bandas se realiza mediante una diferencia de alturas de los transportadores, que se encuentran conectados mediante rodillos libres y una tapa metálica que sirve como guía y seguro para que la bolsa no se desborde del sistema y al final una caída directa sobre sistema principal.

**Figura 18**

*Boceto propuesta 3*



**Nota:** Boceto del Sistema Diagonal y Caída De Rodillos.

La selección de la distribución del sistema, así como los componentes o la tecnología empleada, está determinada por la empresa que en un caso de trabajo sería el cliente, el cual se basa en un análisis de su disponibilidad de bodega, normativa interna y externa, así como otros factores que deben ser analizados o solicitados según sea su preferencia.

### 7.2.2. Diseño del sistema de balanza

Según la documentación recibida de la empresa se deben manejar tolerancias bastante precisas dentro de lo que son pigmentos, para ello se debe poseer una balanza con características idóneas. Esta debe de ser construida con materiales adecuados para las que se desempeñe correctamente bajo las condiciones de trabajo de la empresa.

Bajo este contexto, se realizan los cálculos descritos con el objetivo de obtener una balanza que brinde las facilidades a los operarios de la empresa y ayuden a mejorar la eficiencia en la producción. Los cálculos se realizan en función del peso máximo que se maneja en cada bolsa de pigmentos.

Dentro del inventario de la empresa, poseen celdas de carga modelo Z6FC3 - 100 kg como se muestra en la figura 19.

#### Figura 19

*Celda de Carga Z6FC3*



**Nota:** Imagen referencial de la celda de carga Z6FC3 - 100kg Tomado de (UNIPULSE, 2024)

Esta celda de carga es a flexión o doblado, cuya característica es:

- El principio de medición es la aplicación de una fuerza que dobla la celda para producir la deformación (tracción o compresión).

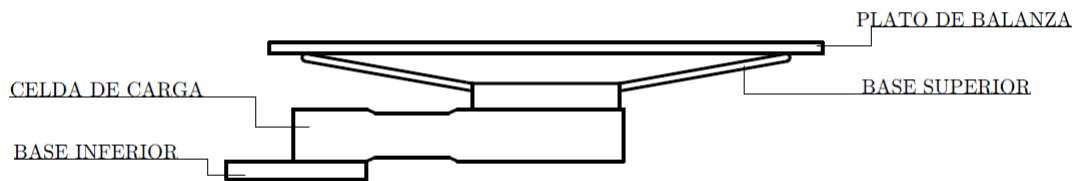
La desventaja que tienen este tipo de celdas es que debe de ser colocada con precisión para obtener resultados coherentes.

Para que esto no suceda, la celda se encontrará en el centro de la balanza. Esta característica es especial para cumplir con este requisito, es la forma de “X” cómo se indica en la figura 21; que es capaz de aportar con la misma cantidad de presión que un clásico soporte rectangular.

En la figura 20, se observa el esquema de referencia para el diseño de la balanza usando solo una celda de carga.

### Figura 20

*Esquema de Balanza*

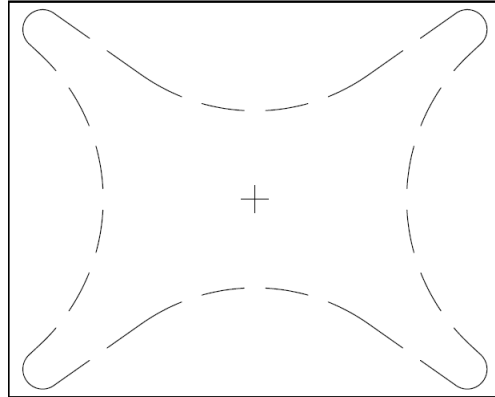


**Nota:** Esquema de referencia para el diseño de la balanza para pigmentos.

En la figura 21, se muestra desde una vista superior el boceto propuesto para la balanza, el cual es punto de partida para los cálculos y diseño.

## Figura 21

*Vista Superior Esquema de Balanza*



**Nota:** Esquema de referencia superior para el diseño de la balanza.

Cada bolsa de pigmentos que se maneja dentro de la línea de producción del mixer 1 oscilan entre los 25kg a 30 kg. Entonces el peso de cada bolsa es de:

$$\begin{aligned} W_b &= 30 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \\ W_b &= 294,3 \text{ N} \end{aligned} \tag{1}$$

Según (Mott, 2006), menciona que para materiales dúctiles el factor de seguridad puede ser entre 1,25 a 2 para estructuras bajo cargas estáticas, para los que haya un alto grado de confianza en todos los datos de diseño.

Cómo el esfuerzo al que está sometido la balanza será estático, por parámetros de seguridad se considera un factor de seguridad de 2, para determinar el peso máximo con los se efectuarán los análisis será:

$$\begin{aligned} W_{m\acute{a}x} &= W_b \cdot 2 \\ W_{m\acute{a}x} &= 588,6 \text{ N} \approx 589 \text{ N} \end{aligned} \tag{2}$$

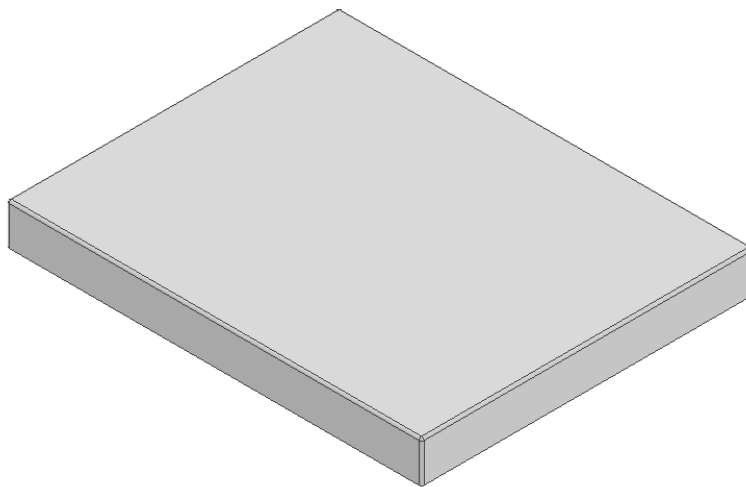
Para el plato de la balanza se opta por acero inoxidable AISI 316. Según (TECNOPRODUCTS, 2022), las características del AISI 316 son:

- Se observa una resistencia a la corrosión que supera a la de otros aceros cromo-níquel cuando se encuentran expuestos a una amplia variedad de corrosivos químicos.
- La presencia de molibdeno en la aleación de acero inoxidable 316 proporciona una resistencia al ataque químico significativamente mayor en comparación con el AISI 304.

La figura 22 indica el prototipo de plato para la balanza. La lámina de acero inoxidable AISI 316 de espesor de 2 mm, tiene las siguientes propiedades mecánicas:

### **Figura 22**

*Prototipo de plato de balanza*



**Nota:** Prototipo del modelo para el plato de balanza realizado con acero inoxidable AISI 316.

**Tabla 4***Propiedades Acero Inoxidable AISI 316*

Propiedad	Valor
Densidad	8 g/cm <sup>3</sup>
Resistencia a la tracción	565 MPa
Módulo de elasticidad	193 GPa

**Nota:** En la tabla se muestran las propiedades mecánicas que tiene el acero inoxidable AISI 316. Tomado de (MatWeb, 2024a)

Determinación del peso del plato de la balanza.

$$V_1 = 504 \text{ mm} \cdot 404 \text{ mm} \cdot 50 \text{ mm}$$

$$V_1 = 10180800 \text{ mm}^3$$

$$V_2 = 500 \text{ mm} \cdot 400 \text{ mm} \cdot 48 \text{ mm}$$

$$V_2 = 9600000 \text{ mm}^3$$

$$V_{1-2} = V_1 - V_2 \tag{3}$$

$$V_{1-2} = 580800 \text{ mm}^3$$

$$V_{316} = V_{1-2} + A_3 \cdot (10 \text{ mm}) \tag{4}$$

Donde:

$A_3$  = Área de las adaptaciones del plato de la balanza.

$$V_{316} = 580800 \text{ mm}^3 + 390,211 \text{ mm}^2 \cdot (10\text{mm}) = 584702,11 \text{ mm}^3 \approx 5,8470211e - 4 \text{ m}^3$$

$$\rho_{316} = 8000 \text{ kg/mm}^3$$

Donde:

$\rho_{316}$  =Densidad acero inoxidable AISI 316

$$m_{316} = V_{316} \cdot \rho_{316} \quad (5)$$

$$m_{316} = 4,67761688 \text{ kg} \approx 4,68 \text{ kg}$$

$$W_{316} = m_{316} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \quad (6)$$

$$W_{316} = 45,8874 \text{ N}$$

$$W_{carga} = W_{316} + W_b \quad (7)$$

$$W_{carga} = 634,8874 \text{ N} \approx 635 \text{ N}$$

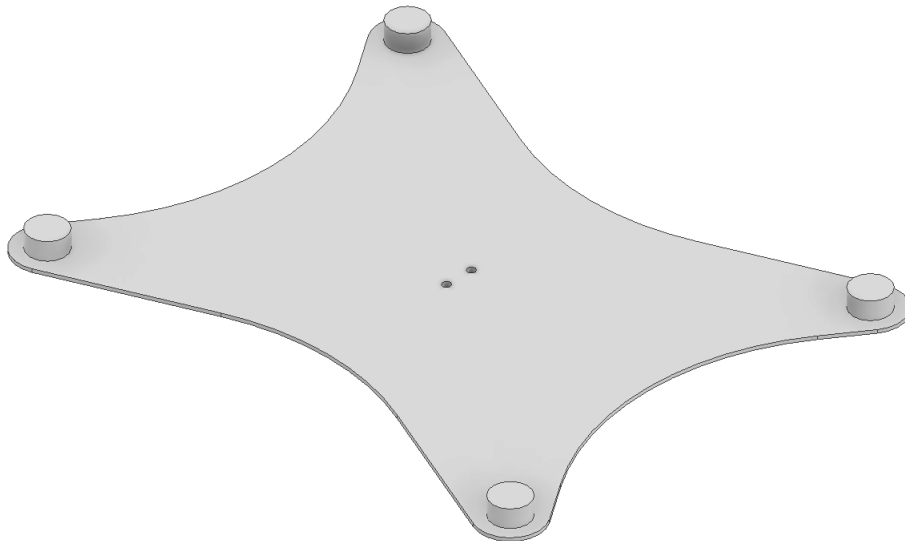
### **Esfuerzo permisible pernos de la placa superior.**

Una vez obtenida la carga que soporta, se procede a calcular los esfuerzos permisibles que tendría la placa superior. Para este apartado se procede a separar en dos secciones, soportes superiores y conjunto de acople a la celda de carga. En la figura 23 se muestra el boceto para la placa superior.



## Figura 23

### *Diseño de placa superior*



**Nota:** Boceto de referencia para la placa superior.

Se considera para ello una condición crítica de funcionamiento, en que una fuerza impacta de manera lateral contra la placa superior, esta fuerza cortante es equivalente a  $F_c = 635N \cdot 2 = 1270N$ .

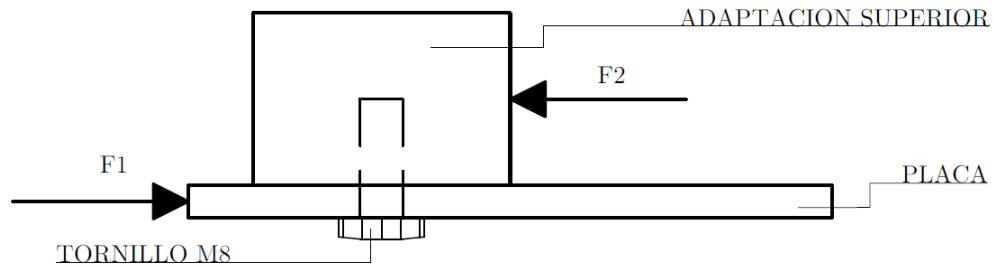
- Soportes Superiores.

En la placa superior se ubican 4 adaptaciones superiores, fijadas mediante tornillos M8. Estas adaptaciones superiores permiten fijar al plato de la balanza para que no existan movimientos de manera horizontal, lo cuales podrían llegar a afectar en la precisión de la medición.

En la figura 24 se muestra la disposición del conjunto mencionado.

## Figura 24

Conjunto Placa, Tornillo M8 y Acople Superior



**Nota:** Esquema que representa la relación entre Placa, Tornillo M8 y Acople Superior

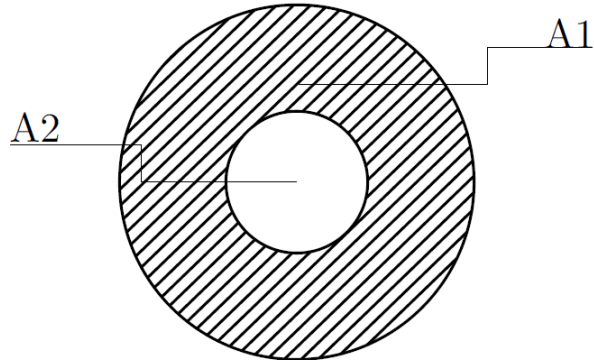
Dado que son 4 tornillos M8 que se encuentran en la placa, fijando los acoples superiores. Entonces, la fuerza  $F_c$  se divide para los 4 tornillos, teniendo una fuerza cortante en cada perno de:

$$F_c = \frac{1270 \text{ N}}{4} \quad (8)$$
$$F_c = 317,5 \text{ N}$$

En la figura 25, se muestra el área que ocupa el tornillo. Se conoce que el área 2 ( $A_2$ ) tiene un valor de  $50,265 \text{ mm}^2$ , entonces el valor del esfuerzo cortante que afecta al tornillo M8.

### Figura 25

Área 1 y Área 2 del acople superior



**Nota:** Esquema que representa el area 1 y area 2 del acople superior

$$\tau = \frac{F_c}{A_2} \quad (9)$$

$$\tau = 6,3165222431 \text{ N/mm}^2 \approx 6,32 \text{ N/mm}^2$$

Cada tornillo que sujeta la placa con el acople superior soporta 6,32 N/mm<sup>2</sup>. Según (Fixing, 2018) menciona que los tornillos de rosca métrica hexagonal M8 son de calidad 8,8. Por otro lado, (Tornillera Aragonesa, 2024) refiere que los tornillos de calidad 8,8 poseen una resistencia a la tracción nominal de 800 N/mm<sup>2</sup>.

Dado que son 4 pernos, el valor total del esfuerzo cortante tiene un valor de:

$$\tau_1 = 6,32 \text{ N/mm}^2 \cdot 4 \quad (10)$$

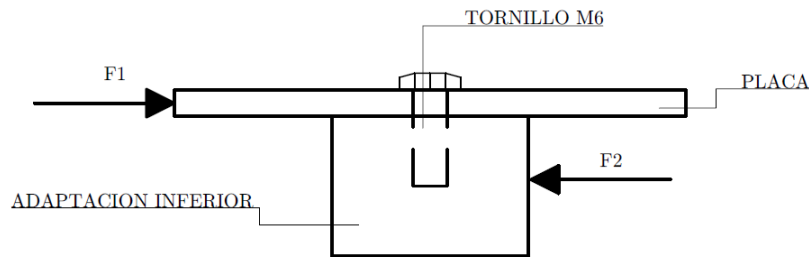
$$\tau_1 = 25,26608972 \text{ N/mm}^2 \approx 25,2661 \text{ N/mm}^2$$

- Conjunto de Acople.

Para acoplar la placa superior con la celda de carga se usa un acople cilíndrico, este acople se encuentra fijado con 2 tornillos M6, en la figura 26 se muestra la disposición del conjunto.

**Figura 26**

*Conjunto Placa y Acople Inferior*



**Nota:** Representación de la disposición de la placa y acople inferior

Dado que son 2 tornillos M6 que se encuentran en la placa, fijando el acople inferior. Entonces, la fuerza \$F\_c\$ se divide para los 2 tornillos, teniendo una fuerza cortante en cada perno de:

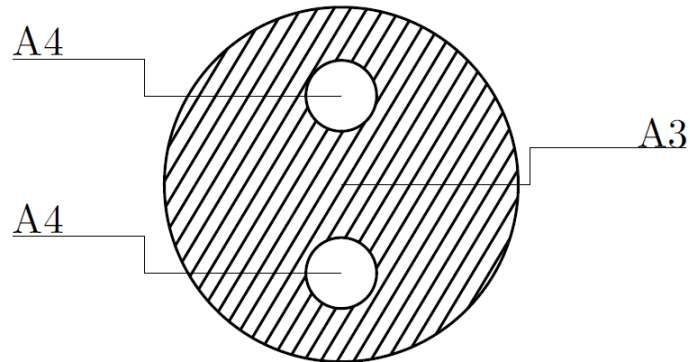
$$F = \frac{1270 \text{ N}}{2} \quad (11)$$

$$F_c = 635 \text{ N}$$

En la figura 27, se muestra el área ocupada por el tornillo. Conociendo que el área \$A\_4\$ tiene un valor de \$188,496 \text{ mm}^2\$, el valor del esfuerzo cortante en el tornillo M6.

### Figura 27

Área 3 y Área 4 del acople inferior



**Nota:** Esquema que representa el area 3 y area 4 del acople inferior

$$\tau = \frac{F_c}{A_4} \quad (12)$$

$$\tau = 3,368771751 \text{ N/mm}^2 \approx 3,3688 \text{ N/mm}^2$$

Cada tornillo que sujeta la placa con el acople superior soporta  $3,3688 \text{ N/mm}^2$ . Se menciona anteriormente que los tornillos de rosca métrica en este caso M6 son de igual calidad que los tornillos de rosca métrica hexagonal M8. De igual manera, los tornillos M6 poseen la misma resistencia a la tracción nominal que los tornillos M8.

Dado que son 2 pernos, el valor total del esfuerzo cortante tiene un valor de:

$$\tau_2 = 3,3688 \text{ N/mm}^2 \cdot 2 \quad (13)$$

$$\tau_2 = 6,737543502 \text{ N/mm}^2 \approx 6,7375 \text{ N/mm}^2$$

A continuación, se definen los materiales de construcción para los acoples superiores, placa y acople inferior. Para la placa se opta por acero inoxidable AISI 201, ya que es una alternativa de bajo costo a los aceros inoxidables convencionales; las propiedades mecánicas del acero AISI 201 se indican en la tabla 5.

**Tabla 5**

*Propiedades Acero Inoxidable AISI 201*

Propiedad	Valor
Densidad	7.81 g/cm <sup>3</sup>
Módulo de elasticidad	200 GPa
Resistencia a la tracción	420 MPa

**Nota:** En la tabla se muestran las propiedades mecánicas que tiene el acero inoxidable AISI 201. Tomado de (MatWeb, 2024d)

Conociendo que el área de la placa superior es de 0,112439661 m<sup>2</sup>. Entonces el peso de la placa superior es:

$$V_{ps} = 0,112439661 \text{ m}^2 \cdot E \quad (14)$$

Donde:

$E$  =Espesor de la placa

$$V_{ps} = 3,37318983e - 4 \text{ m}^3$$

La masa de la placa superior es:

$$m_{ps} = V_{ps} \cdot \rho_{201} \quad (15)$$

Donde:

$\rho_{201}$  =Densidad de AISI 201

$$\begin{aligned}
m_{ps} &= 2,634461257 \text{ kg} \approx 2,6345 \text{ kg} \\
W_{ps} &= m_{ps} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \\
W_{ps} &= 25,84406493 \text{ N} \approx 25,8441 \text{ N}
\end{aligned}
\tag{16}$$

Los acoples superiores e inferior se decide por acero inoxidable AISI 304, cuyas propiedades mecánicas se detallan en la tabla 6.

**Tabla 6**

*Propiedades Acero Inoxidable AISI 304*

Propiedad	Valor
Densidad	8 g/cm <sup>3</sup>
Módulo de elasticidad	193 GPa
Resistencia a la tracción	505 MPa

**Nota:** En la tabla se muestran las propiedades mecánicas que tiene el acero inoxidable AISI 304. Tomado de (MatWeb, 2024c)

El área de cada una de las adaptaciones superiores es de 706,858 mm<sup>2</sup>. Entonces, el área total de las adaptaciones superiores es de:

$$\begin{aligned}
A_{As} &= 706,858 \text{ mm}^2 \cdot 4 \\
A_{As} &= 2827,432 \text{ mm}^2 \rightarrow 2,827433e - 3 \text{ m}^2
\end{aligned}
\tag{17}$$

El volumen de estas es:

$$V_{As} = A_{As} \cdot H \tag{18}$$

Donde:

$H$  =Altura de las adaptaciones

$$V_{As} = 4,2411495e - 5 \text{ m}^3 \approx 4,24115e - 5 \text{ m}^3$$

La masa de las adaptaciones superiores es:

$$m_{As} = V_{As} \cdot \rho_{304} \quad (19)$$

Donde:

$\rho_{304}$  =Densidad de AISI 304

$$m_{As} = 0,33929196 \text{ kg} \approx 0,3393 \text{ kg}$$

$$W_{As} = m_{As} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \quad (20)$$

$$W_{As} = 3,328454128 \text{ N} \approx 3,3285 \text{ N}$$

La adaptación inferior es la que se acopla con la celda de carga Z6FC3, posee un área de 1385,442 mm<sup>2</sup>. Entonces la masa y peso de esta adopción es de:

El volumen de esta es:

$$V_{Ai} = A_{Ai} \cdot H \quad (21)$$

Donde:

$H$  =Altura de la adaptación

$$V_{Ai} = 2,770884e - 5 \text{ m}^3 \approx 2,7709e - 5 \text{ m}^3$$

La masa de la adaptación inferior es:

$$m_{Ai} = V_{Ai} \cdot \rho_{304} \quad (22)$$

Donde:

$\rho_{304}$  =Densidad de AISI 304



$$\begin{aligned}
m_{Ai} &= 0,22167072 \text{ kg} \approx 0,2217 \text{ kg} \\
W_{Ai} &= m_{Ai} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \\
W_{Ai} &= 2,174589763 \text{ N} \approx 2,1746 \text{ N}
\end{aligned} \tag{23}$$

La masa total y peso del conjunto de adaptaciones superiores, placa y adaptación inferior es de:

$$m_{TPS} = m_{As} + m_{ps} + m_{Ai} \tag{24}$$

$$m_{TPS} = 3,195423937 \text{ kg} \approx 3,1954 \text{ kg}$$

$$W_{TPS} = W_{As} + W_{ps} + W_{Ai} \tag{25}$$

$$W_{TPS} = 31,34710882 \text{ N} \approx 31,3471 \text{ N}$$

Según (UNIPULSE, 2024) menciona que la celda de carga Z6FC3 - 100kg tiene una masa de 0,5 kg. Por lo tanto, el peso de la celda es de:

$$W_{celda} = 0,5 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \tag{26}$$

$$W_{celda} = 4,905 \text{ N}$$

El conjunto total del plato de balanza, placa superior, sus respectivas adaptaciones y la celda de carga, es de:

$$m_{CT} = m_{316} + m_{As} + m_{ps} + m_{Ai} + m_{celda} \tag{27}$$

$$m_{CT} = 8,3730 \text{ kg}$$

$$W_{CT} = W_{316} + W_{As} + W_{ps} + W_{Ai} + W_{celda} \tag{28}$$

$$W_{CT} = 82,13951 \text{ N}$$

Una vez obtenido el peso total que tendrá el conjunto, se procede a calcular la masa y peso a soportar por la estructura inferior de la balanza. Posteriormente, se procede a calcular el peso que soportará el marco de la balanza, el cual es:

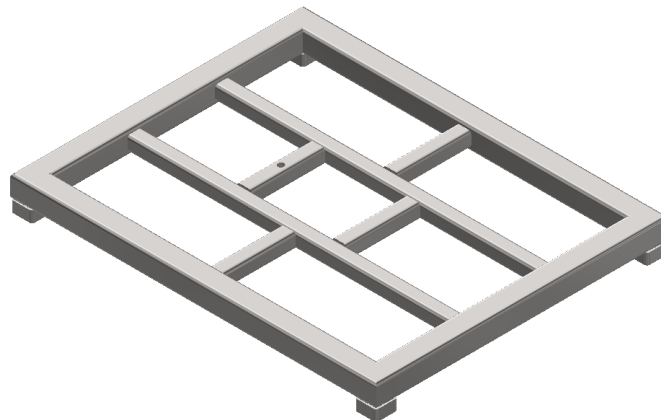
$$W_{SMB} = W_{CT} + W_{m\acute{a}x} \quad (29)$$

$$W_{SMB} = 671,13951 \text{ N}$$

Ya que el peso que soportará el marco de la balanza es de 671,13951 N, se procede a su respectivo diseño. En la figura 28 se indica la propuesta para la base inferior de la balanza.

### **Figura 28**

*Propuesta de estructura inferior*

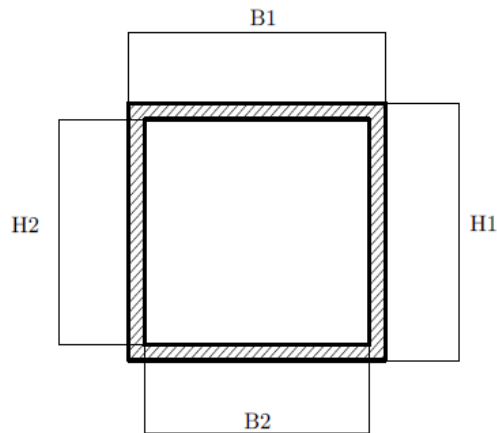


**Nota:** Propuesta de estructura inferior para la balanza de pigmentos.

La estructura inferior es diseñada con perfiles de acero de dimensiones 20 mm x 20 mm x 2 mm, como se indica en la figura 29 se muestra la sección transversal del perfil a utilizar.

## Figura 29

*Sección transversal del perfil*



**Nota:** Sección transversal del perfil de 20 mm x 20 mm x 2 mm.

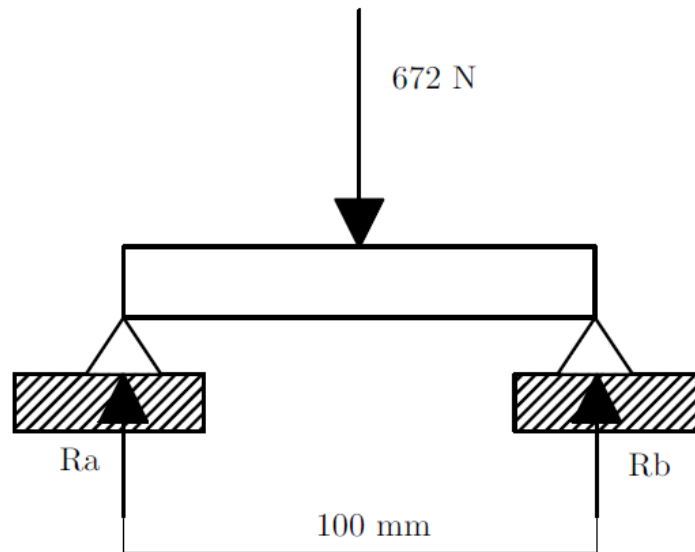
Se procede a calcular la inercia que tiene el perfil, de la siguiente manera:

$$I = \frac{1}{12} \cdot b_2 \cdot h_2^3 - \frac{1}{12} \cdot b_1 \cdot h_1^3 \quad (30)$$
$$I = \frac{1}{12} \cdot (0.02 \text{ m}) \cdot (0.02 \text{ m})^3 - \frac{1}{12} \cdot (0.016 \text{ m}) \cdot (0.016 \text{ m})^3$$
$$I = 7,872e - 9 \text{ m}^4 \rightarrow 7872 \text{ mm}^4$$

Determinada la inercia del perfil, se calcula la ecuación de momento flector para el perfil en el que se va a fijar la celda de carga. Para ello se realiza un diagrama de cuerpo libre como se muestra en la figura 30.

**Figura 30**

*Sección transversal del perfil*



**Nota:** Diagrama de cuerpo libre del perfil de 20 mm x 20 mm x 2 mm, usando la carga calculada.

Como se observa el perfil se encuentra apoyado en sus extremos, por ende se generan dos reacciones con valor de la carga obtenida en la ecuación 29 dividida entre 2. Con este resultado se procede a plantear la ecuación de momento flector del perfil por el método de doble integral.

$$\iint E \cdot I \cdot \frac{d^2 y}{dx^2} = \iint M \quad (31)$$

$$\int E \cdot I \cdot \frac{dy}{dx} = \int M \quad (32)$$

$$E \cdot I \cdot y = M \quad (33)$$

$$\begin{aligned} \iint E \cdot I \cdot \frac{d^2 y}{dx^2} &= \iint 336 \cdot x - 672 \cdot (x - 0,05) \\ \int E \cdot I \cdot \frac{dy}{dx} &= \int \frac{336}{2} \cdot x^2 - \frac{672}{2} \cdot (x - 0,5)^2 \rightarrow -168 \cdot x^2 + 33,6 \cdot x + C_1 \\ E \cdot I \cdot y &= \frac{336}{6} \cdot x^3 - \frac{672}{6} \cdot (x - 0,5)^3 \rightarrow -56 \cdot x^3 + 16,8 \cdot x^2 + C_1 \cdot x + C_2 \end{aligned}$$

Condiciones de contorno:  $\begin{cases} \text{Para } x = 0; & y = 0 \rightarrow C_2 = 0 \\ \text{Para } x = 0,1; & y = 0 \rightarrow C_1 \neq 0 \end{cases}$

Dados estos parámetros de contorno se despeja la ecuación 33, para obtener el valor de C1.

$$\begin{aligned} 0 &= -56 \cdot x^3 + 16,8 \cdot x^2 + C_1 \cdot x + C_2 \\ C_1 &= 1,12 \end{aligned}$$

Para  $x = 0,05; y = 0 \rightarrow C_1 \neq 0$

$$\begin{aligned} E \cdot I \cdot y &= -56 \cdot x^3 + 16,8 \cdot x^2 + C_1 \cdot x + C_2 \\ E \cdot I \cdot y &= -0,021 \end{aligned}$$

Entonces, la ecuación de momento flector del perfil es:

$$y = \frac{-0,021}{E \cdot I} \quad (34)$$

Para la base inferior se selecciona como material de construcción el acero negro ASTM A36; pero dado que se va a encontrar en un medio corrosivo, se opta por recubrirlo con pintura anticorrosiva. Las propiedades mecánicas del ASTM A36 se detallan en la tabla 7.

**Tabla 7***Propiedades Acero Estructural ASTM A36*

Propiedad	Valor
Densidad	7,85 g/cm <sup>3</sup>
Módulo de elasticidad	200 GPa
Resistencia a la tracción	400 - 550 MPa

**Nota:** En la tabla se muestran las propiedades mecánicas que tiene el acero ASTM A36. Tomado de (MatWeb, 2024b)

Reemplazando el valor de módulo de elasticidad y el valor obtenido de inercia del perfil (Ecuación 30) en la ecuación 34, resultando lo siguiente:

$$y = \frac{-0,021}{200 \text{ GPa} \cdot 7,872e - 9 \text{ m}^4}$$

$$y = -1,333841463e - 5 \text{ m} \approx -1,3338e - 5 \text{ m}$$

Seguidamente, se evalúa el peso de la estructura inferior, sabiendo que los perfiles exteriores y patas son realizadas con perfil ASTM A36 de 30mm x 30mm x 2mm y los perfiles interiores son ASTM A36 20mm x 20mm x 2mm. En la tabla 8, se muestra el peso de cada uno de estos perfiles.

**Tabla 8***Peso de los perfiles ASTM A36*

Área (mm)	Espesor (mm)	Peso (kg/m)
20 x 20	2	1,15
30 x 30	2	1,78

**Nota:** En la tabla se presentan los pesos de los perfiles de acero ASTM A36 dependiendo de su área. Tomado de (DIPAC, 2023)

- Perfil de 20 mm x 20 mm x 2 mm.

$$P_1 = 2 \cdot l_1 + 2 \cdot l_2 + 4 \cdot l_3 \quad (35)$$

Donde:

$l_1$  = Longitud del perfil interno 1

$l_2$  = Longitud del perfil interno 2

$l_3$  = Longitud del perfil interno 3

$$P_1 = 2 \cdot (0,44 \text{ m}) + 2 \cdot (0,1 \text{ m}) + 2 \cdot (0,1 \text{ m})$$

$$P_1 = 1,28 \text{ m}$$

Masa del conjunto de los perfiles de 20 mm x 20 mm x 2 mm.

$$m_{P1} = 1,28 \text{ m} \cdot (1,15 \text{ kg/m}) \quad (36)$$

$$m_{P1} = 1,472 \text{ kg}$$

Peso del conjunto de los perfiles de 20 mm x 20 mm x 2 mm.

$$W_{P1} = 1,472 \text{ kg} \cdot (9,81 \text{ kg/m}^2) \quad (37)$$

$$W_{P1} = 14,44032 \text{ N}$$

- Perfil de 30 mm x 30 mm x 2 mm.

$$P_2 = 2 \cdot l_1 + 2 \cdot l_2 + 4 \cdot l_3 \quad (38)$$

Donde:

$l_1$  =Longitud del perfil externo 1

$l_2$  =Longitud del perfil externo 2

$l_3$  =Longitud del perfil externo 3

$$P_2 = 2 \cdot (0,5 \text{ m}) + 2 \cdot (0,4 \text{ m}) + 4 \cdot (0,025 \text{ m})$$

$$P_2 = 1,9 \text{ m}$$

Masa del conjunto de los perfiles de 30 mm x 30 mm x 2 mm.

$$m_{P2} = 1,9 \text{ m} \cdot (1,78 \text{ kg/m}) \quad (39)$$

$$m_{P2} = 3,382 \text{ kg}$$

Peso del conjunto de los perfiles de 30 mm x 30 mm x 2 mm.

$$W_{P2} = 3,382 \text{ kg} \cdot (9,81 \text{ kg/m}^2) \quad (40)$$

$$W_{P2} = 33,17742 \text{ N}$$

Masa y peso de la estructura inferior.

$$m_{EI} = m_1 + m_2 \quad (41)$$

$$m_{EI} = 4,854 \text{ kg}$$

$$W_{EI} = W_1 + W_2 \quad (42)$$

$$W_{EI} = 47,61774 \text{ N}$$

Finalmente, se calcula la masa y el peso total que tendrá la balanza.

$$m_{TB} = m_{316} + m_{TPS} + m_{celda} + m_{EI} \quad (43)$$

$$m_{TB} = 13,22704082 \text{ kg} \approx 13,2270 \text{ kg}$$

$$W_{TB} = w_{316} + w_{TPS} + w_{celda} + w_{EI} \quad (44)$$

$$W_{TB} = 129,7572704 \text{ N} \approx 129,7573 \text{ N}$$



### 7.2.3. Diseño del sistema de mesa de trabajo.

Para el diseño de la mesa de trabajo, donde se colocarán la balanza y selladora, se utilizan los cálculos previos. Se conoce por la documentación facilitada por la empresa que el peso de cada bolsa de pigmentos que e ingresa en el mixer 1 tienen un peso de  $W_b = 589N$ .

El peso de la balanza diseñada es de aproximadamente  $W_{tb} = 196,2 N$ , este peso se considera debido a que la balanza contará con un display IT 8000 para visualizar el peso de cada bolsa que se coloque en la balanza con sus respectivos acoples.

La selladora que se encuentra en la empresa, es de la marca HACONA modelo 620 EB, la cual viene con los soportes de fábrica. Según (Hacona, 2024) dentro de la hoja de datos adjunta en el anexo C, se observa la figura 95 menciona que la masa de selladora es de 38kg, entonces el peso de la selladora es de  $W_s = 392,4 N$ .

Dado que la mesa de trabajo va a estar expuesta a productos químicos corrosivos, se opta por cubrir la mesa con una lámina de AISI 316 de dimensiones de 1600 mm x 700 mm x 2 mm. En la tabla 4 se menciona la densidad del acero inoxidable 316; entonces el peso de la lámina que cubre la estructura de la mesa es de:

$$W_{L316} = V_{L316} \cdot \rho_{316}$$
$$W_{L316} = 175,7952 N \approx 176 N$$

El peso que va a soportar la estructura de la mesa de trabajo es de:

$$W_{wb} = W_b + W_{TB} + W_s + W_{L316} \quad (45)$$
$$W_{wb} = 1353,6 N \approx 1354 N$$

Considerando un caso extremo en el cual esta mesa de trabajo soporte un peso de 1500 N, es decir una masa de 152,9052 kg. El peso que va a soportar las patas de la estructura de la mesa de trabajo es:

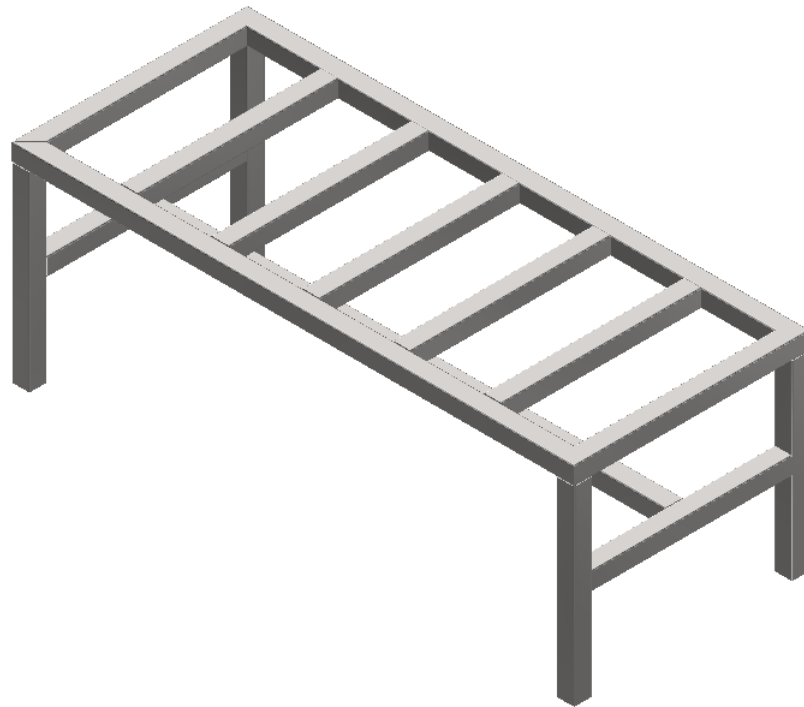
$$W_{pm} = \frac{W_{wb}}{4} \quad (46)$$

$$W_{pm} = 375 N$$

En la figura 31, se observa el modelo propuesto para la mesa de trabajo.

**Figura 31**

*Modelo de la mesa de trabajo*

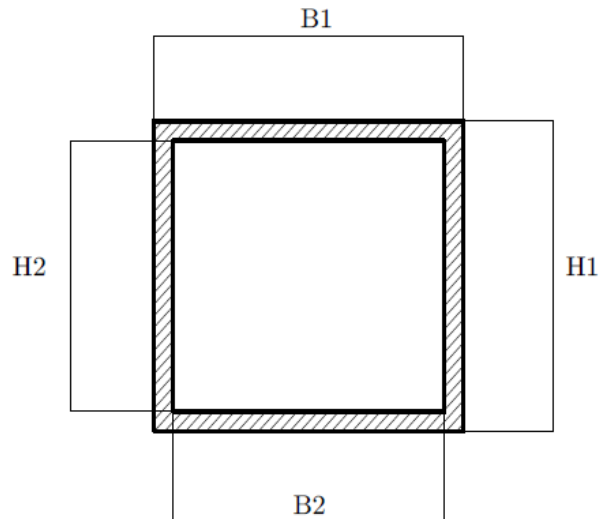


**Nota:** Esqueleto de la mesa de trabajo para la balanza y selladora.

La estructura de la mesa de trabajo es diseñada con perfiles de acero de dimensiones 50 mm x 50 mm x 2 mm, como se indica en la figura 32 se muestra la sección transversal del perfil a utilizar.

### Figura 32

Sección transversal del perfil utilizado para la mesa de trabajo



**Nota:** Sección transversal del perfil de 50 mm x 50 mm x 2 mm.

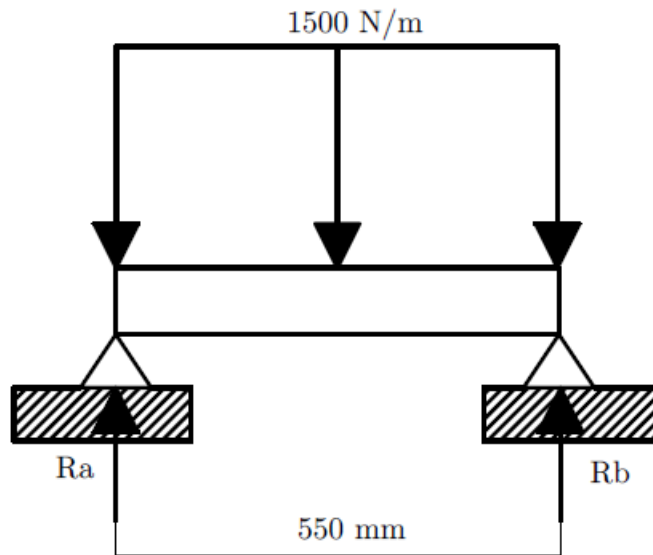
Se procede a calcular la inercia que tiene el perfil, de la siguiente manera:

$$I = \frac{1}{12} \cdot b_2 \cdot h_2^3 - \frac{1}{12} \cdot b_1 \cdot h_1^3 \quad (47)$$
$$I = \frac{1}{12} \cdot (0,05 \text{ m}) \cdot (0,05 \text{ m})^3 - \frac{1}{12} \cdot (0,046 \text{ m}) \cdot (0,046 \text{ m})^3$$
$$I = 1,415e - 7 \text{ m}^4 \rightarrow 141500 \text{ mm}^4$$

Ya que se determina la inercia del perfil usado para la mesa de trabajo, se procede a calcular la ecuación de momento flector. Para ello se debe realizar un diagrama de cuerpo libre cómo se muestra en la figura 33.

### Figura 33

Diagrama de cuerpo libre del perfil para la mesa de trabajo



**Nota:** Diagrama de cuerpo libre del perfil de 50 mm x 50 mm x 2 mm, usando la carga calculada en la ecuación 45.

En la figura 33 se indica que la carga se encuentra distribuida uniformemente a lo largo de la viga, como se observa la carga es de manera rectangular, por ende la magnitud de la carga se indica en la ecuación 48 y esta se debe colocar en el centro de la misma. Se obtiene como resultado lo que se muestra a continuación.

$$F = W \cdot d \quad (48)$$

Donde:

$F$  =Magnitud de la carga puntual.

$W$  =Carga distribuida a lo largo de la viga.

$d$  =Largo de la viga.

$$F = 825 \text{ N}$$

Se conoce que las reacciones en los puntos A y B son resultado de dividir la carga puntual entre 2 resultando en que  $R_{Ay} = R_{By} = 412,5 \text{ N}$ .

Como se menciona la carga se coloca a la mitad de la viga, entonces su centroide en X es de:

$$C_x = \frac{b}{2} \quad (49)$$

$$C_x = 0,275 \text{ m}$$

Una vez obtenido el valor de la carga puntual y el centroide en X de la viga, se realiza el cálculo de momento flector de la viga mediante el método de doble integral.

$$\iint E \cdot I \cdot \frac{d^2y}{dx^2} = \iint M \quad (50)$$

$$\int E \cdot I \cdot \frac{dy}{dx} = \int M \quad (51)$$

$$E \cdot I \cdot y = M \quad (52)$$

$$\begin{aligned} \iint E \cdot I \cdot \frac{d^2y}{dx^2} &= \iint 412,5 \cdot x - \frac{825}{2} \cdot x^2 \\ \int E \cdot I \cdot \frac{dy}{dx} &= \int \frac{412,5}{2} \cdot x^2 - \frac{825}{6} \cdot x^3 \rightarrow -137,5 \cdot x^3 + 206,25 \cdot x^2 + C_1 \\ E \cdot I \cdot y &= \frac{412,5}{3} \cdot x^3 - \frac{825}{24} \cdot x^4 \rightarrow -34,375 \cdot x^4 + 68,75 \cdot x^3 + C_1 \cdot x + C_2 \end{aligned}$$

$$\text{Condiciones de contorno: } \begin{cases} \text{Para } x = 0; & y = 0 \rightarrow C_2 = 0 \\ \text{Para } x = 0,55; & y = 0 \rightarrow C_1 \neq 0 \end{cases}$$

Dados estos parámetros de contorno se despeja la ecuación 52, para obtener el valor de C1.

$$0 = -34,375 \cdot x^4 + 68,75 \cdot x^3 + C_1 \cdot x + C_2$$

$$C_1 = -15,07773438 \approx -15,0777$$

$$\text{Para } x = 0,275; y = 0 \rightarrow C_1 \neq 0$$

$$E \cdot I \cdot y = -34,375 \cdot x^4 + 68,75 \cdot x^3 - 15,07773438 \cdot x + C_2$$

$$E \cdot I \cdot y = -2,913187257 \approx -2,9132$$

Entonces, la ecuación de momento flector del perfil es:

$$y = \frac{-2,9153}{E \cdot I} \quad (53)$$

Los perfiles que se usan en esta mesa de trabajo son de materia ASTM A36, como se puede observar en la tabla 7 se encuentra el módulo de la elasticidad. Reemplazando el valor de módulo de elasticidad y el valor obtenido de inercia del perfil (Ecuación 47) en la ecuación 53, resultando lo siguiente:

$$y = \frac{-2,9153}{200 \text{ GPa} \cdot 1,415e-7 \text{ m}^4}$$

$$y = -1,029394791e-5 \text{ m} \approx -1.0294e-5 \text{ m}$$

#### 7.2.4. Diseño del sistema de bandas transportadoras 1 y 2.

El perfil de los bastidores juega un papel esencial en nuestro sistema de transportadores, ya que proporciona la estructura y soporte necesarios para todo el sistema

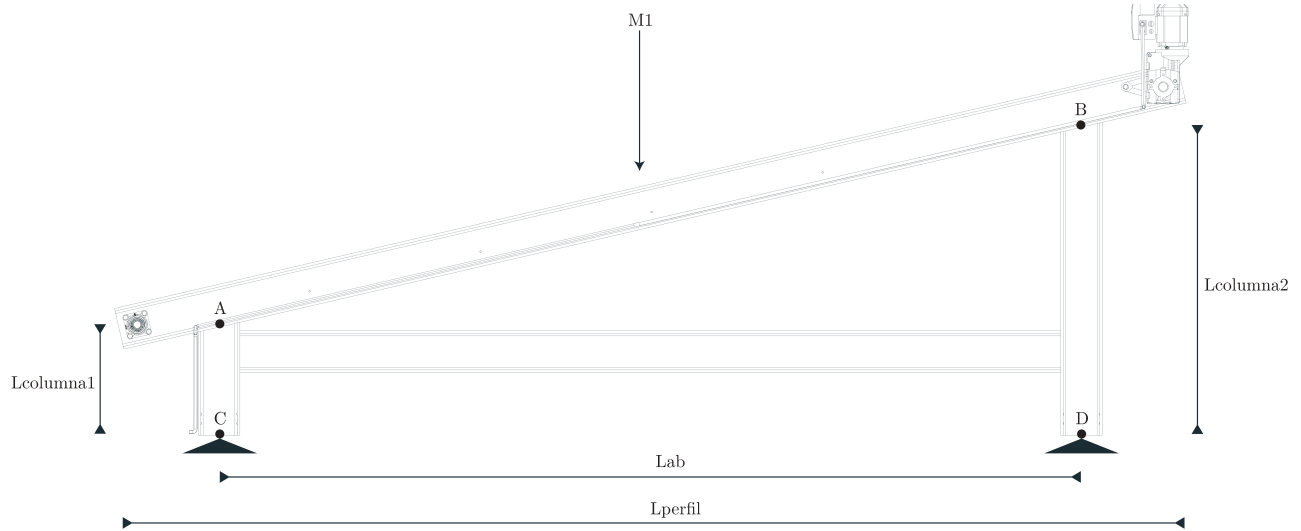
Con base en este contexto, los cálculos que se realizan en esta sección tienen como objetivo garantizar que el perfil seleccionado cumpla con las características requeridas. Así, los cálculos se realizan considerando la carga máxima y la posición más crítica del sistema.

##### **Transportador 1**

Se realiza el cálculo de la fuerza que va a actuar sobre el transportador 1 como se muestra en la figura 34, dividiendo para dos, teniendo en cuenta que son dos perfiles en la diagonal.

### Figura 34

Diagrama de cuerpo libre del transportador 1



**Nota:** Vista lateral de la estructura esquelética del bastidor del transportador 1.

Definición de parámetros iniciales de diseño.

Donde:

$M_1$  =Masa total aplicada sobre el sistema

$L_{Perfil}$  =Longitud total de la viga diagonal

$m$  =Masa empleada para el diseño de la viga

$L_{ab}$  =Longitud total entre soportes de la viga diagonal

$L_{af}$  =Longitud total entre soportes y el punto medio de la viga diagonal

$g$  =Gravedad

$$F = m \cdot g \quad (54)$$

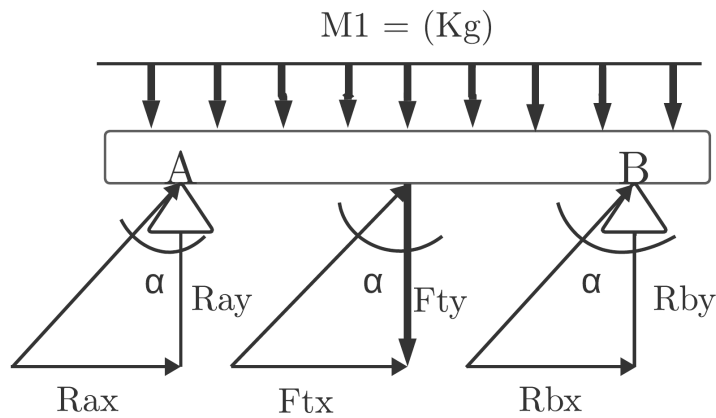
$$Ft = \frac{M1}{2} \cdot g$$

$Ft = 3678,75 \text{ N} \rightarrow$  Fuerza total para el dimensionamiento de la viga

Basándose en el diagrama de cuerpo libre del transportador 1 mostrado en la figura 35, y considerando que se trata de un caso ideal, se puede asumir que la carga está ubicada en el centroide. Por lo tanto, las reacciones en los puntos de apoyo serían la mitad de la carga total, dado que sus componentes están distribuidos de manera uniforme.

**Figura 35**

*Sección transversal del perfil*



**Nota:** Diagrama de cuerpo libre de la barra AB del transportador 1.

Con base en el diagrama de cuerpo libre de la barra AB del Transportador 1 mostrado en la figura 35 se realiza el cálculo las componentes de las fuerzas y las reacciones sobre el eje de la barra AB.



$$F_y = F \cdot \text{Cos}(\alpha) \quad (55)$$

$$F_{ty} = F_t \cdot \text{Cos}(\alpha)$$
$$F_{ty} = 3584,4638 \text{ N}$$

$$F_x = F \cdot \text{Sin}(\alpha) \quad (56)$$

$$F_{tx} = F_t \cdot \text{Sin}(\alpha)$$
$$F_{tx} = 827,5386 \text{ N}$$

$$R_{by} = \frac{F_{ty}}{2}$$
$$R_{by} = 1792,2319 \text{ N}$$

$$R_{ay} = R_{by}$$

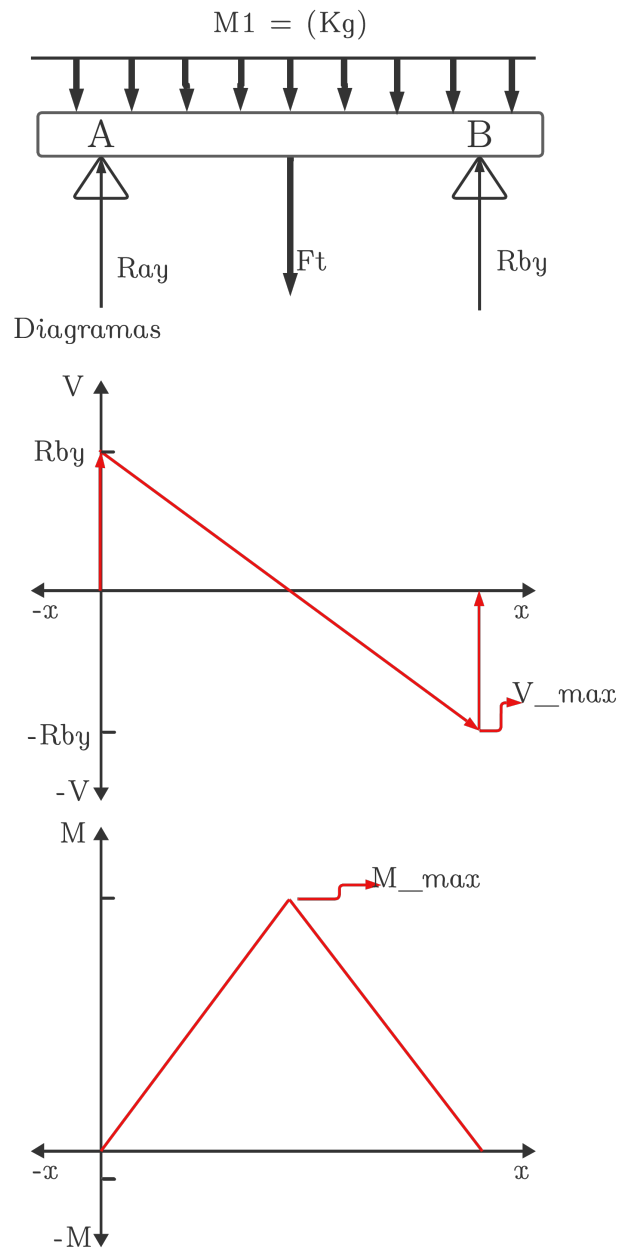
$$R_{bx} = \frac{F_{tx}}{2}$$
$$R_{bx} = 413,7693 \text{ N}$$

$$R_{ax} = R_{bx}$$

Con estos datos se realiza al cálculo del momento flector de la viga, Este se puede obtener mediante el cálculo de la integral del diagrama de fuerza cortante como se muestra en la figura 36.

**Figura 36**

*Diagramas de la barra AB del Transportador 1*



**Nota:** Correclacion entre las fuerzas y los diagramas

$$M = \frac{F \cdot L}{2} \quad (57)$$

$$My = \frac{Rby \cdot LaF}{2}$$

$$My = 1905387,6377 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Una vez obtenido el valor máximo del momento flector de la viga, se procede a calcular el parámetro  $W_y$ , que es el módulo de sección elástica en torno al eje fuerte de la viga. Este parámetro es esencial para la selección de la viga.

$E_{adm}$  = Esfuerzo admisible del material

$$W_y = \frac{My}{E_{adm}} \quad (58)$$

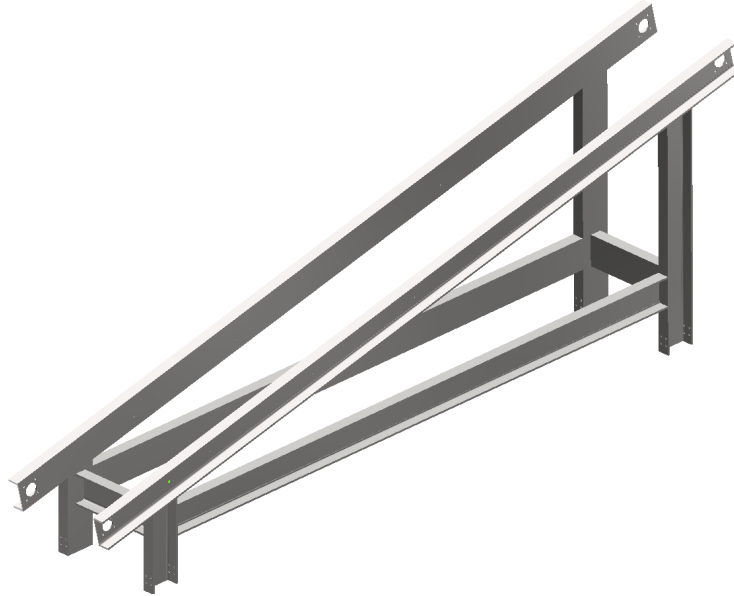
$$W_y = 13857,3646379669 \text{ mm}^3$$

$$W_y = 13,857 \text{ cm}^3$$

con este parámetro en un catálogo de selección se buscó un perfil con un valor semejante al calculado que de preferencia sea igual o mayor. Como se muestra en el anexo D, figura 96. Así mismo, Posterior a la obtención de estos datos iniciales, se procede a su respectivo diseño. En la figura 37 se indica la propuesta para el bastidor del transportador 1.

### Figura 37

*Propuesta de estructura mecánica*



**Nota:** Vista isométrica de la propuesta de bastidor para el transportador 1

Se obtiene la información específica del perfil como se muestra en el anexo E. dentro de los perfiles UPE el UPE 80 bajo normativa DIN 1026-2:2002-10 siendo el perfil base consta con un valor de  $W_y = 26,80 \text{ (cm}^3\text{)}$ . Como este valor es mayor calculado, se realiza la obtención de datos del perfil seleccionado y se procede a recalcular sus fuerzas, reacciones y el momento flector considerando la masa del perfil, obteniendo los siguientes datos:

$$m_{per\ fil} = m_{up} \cdot L_{per\ fil}$$

Donde:

$$m_{up} = \text{Masa unitaria del perfil}$$

$$mt = m_{up} + m_{perfil}$$

$$S_y = 15330 \text{ mm}^3$$

$$Ft = 4084,659 \text{ N} \rightarrow \text{Fuerza total}$$

$$Fty = 3979,9697 \text{ N}$$

$$Ftx = 918,8484 \text{ N}$$

$$Rby = 1989,9848 \text{ N}$$

$$Ray = Rby$$

$$Rbx = 459,4242 \text{ N}$$

$$Rax = Rbx$$

$$My = 2115626,05337219 \text{ N} \cdot \text{mm} \rightarrow \text{Momento flector de la viga}$$

Una vez recalculado con la masa del perfil y con los datos obtenidos del perfil, se procede a calcular sus esfuerzos, los cuales deben ser iguales o menores al esfuerzo admisible que se estableció.

Fórmula para el esfuerzo equivalente en el punto 1.

$$\sigma_{eqp1} = \sqrt{\sigma_x^2} \quad (59)$$

Fórmula para el esfuerzo normal en el punto 1.

$$\sigma_{xp1} = \frac{F}{A} + \frac{My}{Wy} \quad (60)$$

$$\sigma_{xp1} = \frac{Rax}{A} + \frac{My}{Wy}$$

$$\sigma_{xp1} = 79,3961461023107 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{eqp1} = \sqrt{\sigma_{xp1}^2}$$

$$\sigma_{eqp1} = 79,3961461023107 \text{ N/mm}^2$$

Fórmula para el esfuerzo equivalente en el punto 2.

$$\sigma_{eqp2} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 \cdot \tau_{xy}^2} \quad (61)$$

Fórmula para el esfuerzo normal en el punto 2.

$$\sigma_{xp1} = \frac{F}{A} \quad (62)$$

$$\sigma_{xp2} = \frac{Rax}{A}$$

$$\sigma_{xp2} = 0,454875454094633 \text{ N/mm}^2$$

Fórmula para el esfuerzo cortante en el punto 2.

$$\tau_{xyp2} = \frac{F \cdot Sy}{tf \cdot I} \quad (63)$$

$$\tau_{xyp2} = \frac{Ray \cdot Sy}{tf \cdot I}$$

$$\tau_{xyp2} = 4,06536089359138 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{eqp2} = \sqrt{(\sigma_{eqp2})^2 + 3 \cdot (\tau_{xyp2})^2}$$

$$\sigma_{eqp2} = 7,05608880784277 \text{ N/mm}^2$$

Fórmula para el esfuerzo equivalente en el punto 3.

$$\sigma_{eqp3} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 \cdot \tau_{xy}^2} \quad (64)$$

Adicional se deberá calcular.

$$mz = Sy - \left[ \left( \frac{h - 2 \cdot tf}{2} \right) \cdot tw \cdot \frac{h - 2 \cdot tf}{4} \right] \quad (65)$$

$$mz = 13152 \text{ mm}^3$$

Fórmula para el esfuerzo normal en el punto 3.

$$\sigma_{xp1} = \frac{F}{A} + \frac{My}{Wy} \cdot y \quad (66)$$

$$\sigma_{xp3} = \frac{Rax}{A} + \frac{My}{I} \cdot y$$

$$\sigma_{xp3} = 79,3961461023108 \text{ N/mm}^2$$

Fórmula para el esfuerzo cortante en el punto 3.

$$\tau_{xyp2} = \frac{F \cdot mz}{tf \cdot I} \quad (67)$$

$$\tau_{xyp3} = \frac{Ray \cdot mz}{tf \cdot I}$$

$$\tau_{xyp3} = 3,48777733023573 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{eqp3} = \sqrt{(\sigma_{xp3})^2 + 3 \cdot (\tau_{xyp3})^2}$$

$$\sigma_{eqp3} = 79,6256352440305 \text{ N/mm}^2$$

Una vez obtenidos los esfuerzos equivalentes, se procede a verificar que estos sean iguales o menores al esfuerzo admisible.

$$Eadm = 137.5 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{eqp1} = 79,3961461023107 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{eqp1} < Eadm$$

$$\sigma_{eqp2} = 7,05608880784277 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{eqp2} < Eadm$$

$$\sigma_{eqp3} = 79,6256352440305 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{eqp3} < Eadm$$

Puesto a que todos los esfuerzos equivalentes son menores al admisible, el material no sobrepasará la zona elástica y por ende no llegará a su fallo. Por último se procede a calcular las deformaciones de la viga como de las columnas.

$$\delta = -\frac{5 \cdot F \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot I} \quad (68)$$

$$\delta = -29,7677291663793 \text{ mm}$$

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (69)$$

$$\sigma = \frac{Ray}{A}$$

$$\sigma = 1,97028205521495 \text{ N/mm}^2$$

A continuación la fórmula de deformación unitaria de un cuerpo.

$$\delta_u = \frac{\sigma}{E_{young}} \quad (70)$$

Donde:

$E_{young}$  =Módulo de elasticidad.

$$\delta_u = 9,38229550102359e^{-06}$$

A continuación la fórmula de deformación total de un cuerpo.

$$\delta_{total} = \delta_u \cdot L \quad (71)$$

Donde:

$LColumna1$  =Longitud columna 1.

$LColumna2$  =Longitud columna 2.

$$\delta_{columna1} = \delta_u \cdot LColumna1$$

$$\delta_{columna1} = 0,0048699743027613 \text{ mm}$$

$$\delta_{columna2} = \delta_u \cdot LColumna2$$

$$\delta_{columna2} = 0,0138658787281662 \text{ mm}$$



Con base en los cálculos realizados sobre este perfil, se determina la necesidad de subir el valor del módulo de sección elástica en torno al eje fuerte. Bajos estos criterios se procede a dialogar con la empresa para la selección conjunta del perfil para la posterior construcción del bastidor.

Con base a normativas internas, criterios de selección y disponibilidad de la empresa, se dispone que el perfil empleado será el UPE 200 bajo normativa DIN 1026-2:2002-10.

Con la disposición del cambio de perfil se procede obtener la información específica del perfil como se muestra en el anexo F. Teniendo estos datos se inicia el recálculo de las ecuaciones 54, 55, 56 y 57, así como los pasos asociados, repitiendo el proceso de cálculo previamente realizado, dando como resultados

$$\begin{aligned}
 Ft &= 4886,2017 \text{ N} \\
 Fty &= 4760,9686 \text{ N} \\
 Ftx &= 1099,1562 \text{ N} \\
 Rby &= 2380,4843 \text{ N} \\
 Rbx &= 549,5781 \text{ N} \\
 My &= 2530780,3931 \text{ N} \cdot \text{mm}
 \end{aligned}$$

Una vez obtenidos estos datos se puede calcular las ecuaciones 59, 61 y 64, generando los siguientes valores

$$\begin{aligned}
 Eadm &= 137,5 \text{ N/mm}^2 \\
 \sigma_{eqp1} &= 13,0959502527332 \text{ N/mm}^2 \\
 \sigma_{eqp1} &< Eadm \\
 \sigma_{eqp2} &= 1,88206530152673 \text{ N/mm}^2 \\
 \sigma_{eqp2} &< Eadm \\
 \sigma_{eqp3} &= 13,160507828688 \text{ N/mm}^2 \\
 \sigma_{eqp3} &< Eadm
 \end{aligned}$$

Por último se procede a calcular las deformaciones de la viga como de las columnas aplicando las ecuaciones 69 y 71, generando los siguientes resultados.

$$\delta = -1,94462446860302 \text{ mm}$$

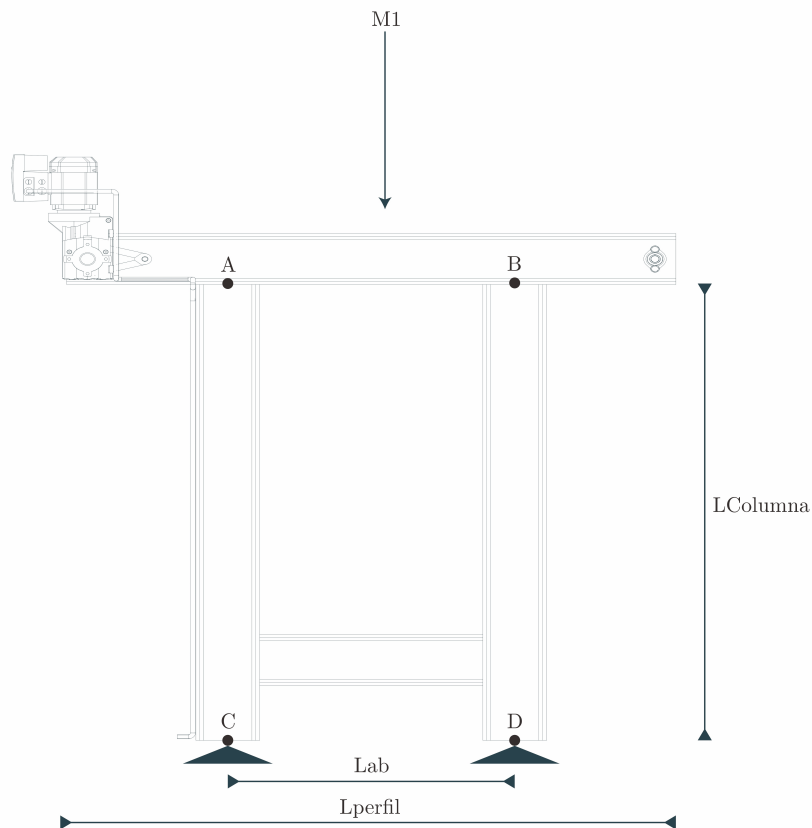
$$\delta_{columna1} = -0,00196785189626356 \text{ mm}$$

$$\delta_{columna2} = -0,00560290343485205 \text{ mm}$$

## Transportador 2

**Figura 38**

*Diagrama de cuerpo libre del transportador 2*



**Nota:** Vista lateral de la estructura esquelética del bastidor del transportador 2.

Se realiza el cálculo de la fuerza que va a actuar sobre el transportador 2 como se muestra en la figura 38, dividiendo para dos, teniendo en cuenta que son dos perfiles en la horizontal.

Definición de parámetros iniciales de diseño.

Donde:

$M_1$  =Masa total aplicada sobre el sistema

$L_{Perfil}$  =Longitud total de la viga diagonal

$m$  =Masa empleada para el diseño de la viga

$L_{ab}$  =Longitud total entre soportes de la viga diagonal

$L_{af}$  =Longitud total entre soportes y el punto medio de la viga diagonal

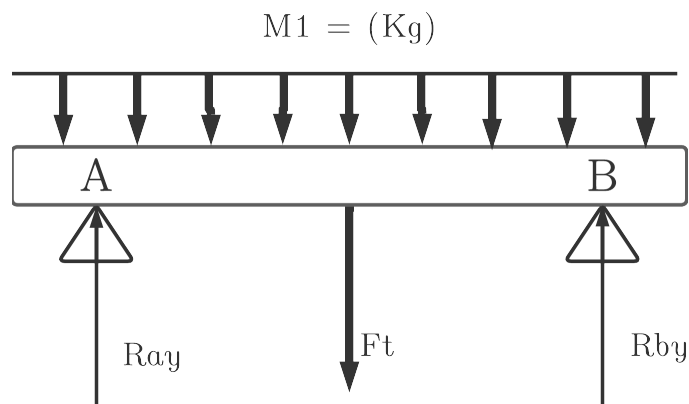
$g$  =Gravedad

$$F_t = \frac{M_1}{2} \cdot g$$

$F_t = 490,5 \text{ N} \rightarrow$  Fuerza total para el dimensionamiento de la viga

### Figura 39

*Sección transversal del perfil*



**Nota:** Diagrama de cuerpo libre de la barra AB del transportador 2.

Basándose en el diagrama de cuerpo libre del transportador 2, mostrado en la figura 39, y considerando que se trata de un caso ideal, se puede asumir que la carga está ubicada en el centroide. Por lo tanto, las reacciones en los puntos de apoyo serían la mitad de la carga total, dado que sus componentes están distribuidos de manera uniforme.

Con base en el diagrama de cuerpo libre de la barra AB del Transportador 2 mostrado en la figura 39 se realiza el cálculo las componentes de las fuerzas y las reacciones sobre el eje de la barra AB.

$$R_{by} = \frac{Fty}{2}$$

$$R_{by} = 245,25 \text{ N}$$

$$R_{ay} = R_{by}$$

Con estos datos se realiza al cálculo del momento flector de la viga, este se puede obtener mediante el cálculo de la integral del diagrama de fuerza cortante como se muestra en la figura 36, y se procede a aplicar la ecuación 57 par su obtención.

$$M_y = \frac{R_{by} \cdot LaF}{2}$$

$$M_y = 55181,25 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Una vez obtenido el valor máximo del momento flector de la viga, se procede a calcular el parámetro  $W_y$  aplicando la ecuación 58, que es el módulo de sección elástica en torno al eje fuerte de la viga, este parámetro es esencial para la selección de la viga.

$$W_y = 401,318181818182 \text{ mm}^3$$

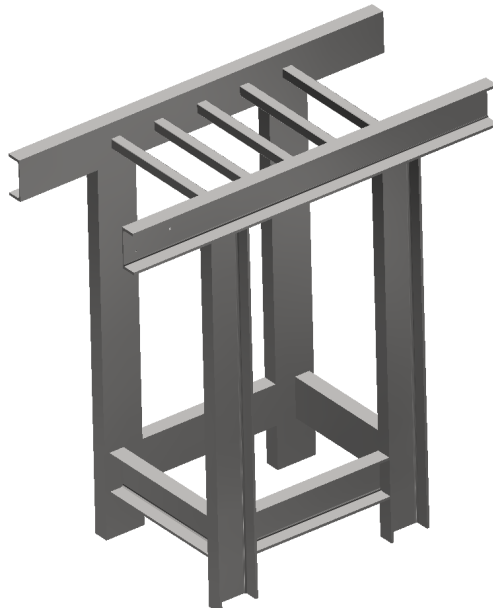
$$W_y = 0,40132 \text{ cm}^3$$

Con este parámetro en un catálogo de selección se buscó un perfil con un valor semejante al calculado que de preferencia sea igual o mayor. Como se muestra en el anexo G, figura 97. Así mismo, posterior a la obtención de estos datos iniciales, se procede a su respectivo diseño.

En la figura 40 se indica la propuesta para el bastidor del trasportador 2.

## Figura 40

*Propuesta de estructura mecánica*



**Nota:** Vista isométrica de la propuesta de bastidor para el transportador 2

Se obtiene la información específica del perfil como se muestra en el anexo H. Dentro de los perfiles UPN el UPN 30 bajo normativa DIN DIN 1026-1:2009-09 siendo el perfil recomendado debido a las dimensiones del sistema es el que mejor se adapta, consta con un valor de  $W_y = 1,64 \text{ cm}^3$ . Como este valor es mayor calculado, se realiza la obtención de datos del perfil seleccionado y se procede a recalculer sus fuerzas, reacciones y el momento flector considerando la masa del perfil, obteniendo los siguientes datos:

$m_{up}$  = Masa unitaria del perfil

$$m_{per\ fil} = m_{up} \cdot L_{per\ fil}$$

$$m_t = m + m_{per\ fil}$$

$$S_y = 960 \text{ mm}^3$$

$$F_t = 513,4554 \text{ N} \rightarrow \text{Fuerza total}$$

$$R_{by} = 256,7277 \text{ N}$$

$$R_{ay} = R_{by}$$

$$M_y = 57763,7325 \text{ N} \cdot \text{mm} \rightarrow \text{Momento flector de la viga}$$

Una vez recalculado con la masa del perfil y con los datos obtenidos del perfil, se procede a calcular sus esfuerzos, los cuales deben ser iguales o menores al esfuerzo admisible que se estableció. Se procede aplicando la ecuación 60, de manera que se obtiene:

$$\sigma_{xp1} = \frac{R_{ax}}{A} + \frac{M_y}{W_y}$$

$$\sigma_{xp1} = 36,3628420217455 \text{ N/mm}^2$$

Después de obtener este valor, se lo reemplaza en la ecuación 59, de manera que:

$$\sigma_{eqp1} = \sqrt{\sigma_{xp1}^2}$$

$$\sigma_{eqp1} = 36,3628420217455 \text{ N/mm}^2$$

Así mismo se procede a calcular los esfuerzos en el punto 2, empezando por aplicar las ecuaciones 62 y 63

$$\sigma_{xp2} = \frac{R_{ax}}{A}$$

$$\sigma_{xp2} = 1,56541280487805 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{xyp2} = \frac{R_{ay} \cdot S_y}{t_f \cdot I}$$

$$\tau_{xyp2} = 4,92917184 \text{ N/mm}^2$$

Posterior a haber obtenido estos valores, se los reemplaza en la ecuación 61, de manera que se obtiene

$$\sigma_{eqp2} = \sqrt{(\sigma_{eqp2})^2 + 3 \cdot (\tau_{xyp2})^2}$$

$$\sigma_{eqp2} = 8,67990335973985 \text{ N/mm}^2$$

Se realiza el cálculo para los esfuerzos en el punto 3, empezando por aplicar la ecuación 65 necesaria para esta etapa del cálculo.

$$mz = 791 \text{ mm}^3$$

Con la obtención de este valor se procede a aplicar las ecuaciones 66 y 67, de manera que:

$$\sigma_{xp3} = \frac{Rax}{A} + \frac{My}{I} \cdot y$$

$$\sigma_{xp3} = 36,2236523048781 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{xyp3} = \frac{Ray \cdot mz}{tf \cdot I}$$

$$\tau_{xyp3} = 4,06143221 \text{ N/mm}^2$$

Después de determinar estos valores, se sustituyen en la ecuación 64, lo que permite obtener:

$$\sigma_{eqp3} = \sqrt{((\sigma_{xp3})^2 + 3 \cdot (\tau_{xyp3})^2)}$$

$$\sigma_{eqp3} = 36,9003886319839 \text{ N/mm}^2$$

Una vez obtenidos los esfuerzos equivalentes, se procede a verificar que estos sean iguales o menores al esfuerzo admisible.

$$\begin{aligned}
Eadm &= 137.5(N/mm^2) \\
\sigma_{eqp1} &= 36,3628420217455 \text{ N/mm}^2 \\
\sigma_{eqp1} &< Eadm \\
\sigma_{eqp2} &= 8,679903359739857 \text{ N/mm}^2 \\
\sigma_{eqp2} &< Eadm \\
\sigma_{eqp3} &= 36,9003886319839 \text{ N/mm}^2 \\
\sigma_{eqp3} &< Eadm
\end{aligned}$$

Puesto a que todos los esfuerzos equivalentes son menores al admisible, el material no sobrepasará la zona elástica y por ende no llegará a su fallo. Por último se procede a calcular las deformaciones de la viga como de las columnas.

Para la deformación de las vigas se procede a aplicar la ecuación 68, obteniendo como resultado una deformación de:

$$\delta = -11,8828249714286 \text{ mm}$$

Donde:

$LColumna1$  = Longitud columna 1.

$LColumna2$  = Longitud columna 2.

$Eyoung$  = Módulo de elasticidad.

Para la deformación en columnas primero es necesario calcular el esfuerzo axial aplicando la ecuación 69.

$$\begin{aligned}
\sigma &= \frac{Ray}{A} \\
\sigma &= 1,565412804878055 \text{ N/mm}^2
\end{aligned}$$

A continuación, se debe calcular la deformación unitaria de un cuerpo aplicando la ecuación



70.

$$\delta_u = 7,45434668989547e^{-06}$$

Para finalizar se calcula la deformación total de un cuerpo aplicando la ecuación 71

$$\delta_{columna1} = \delta_u \cdot LColumna1$$

$$\delta_{columna1} = 0,0134178240418118 \text{ mm}$$

$$\delta_{columna2} = \delta_u \cdot LColumna2$$

$$\delta_{columna2} = 0,0134178240418118 \text{ mm}$$

Con base en los cálculos realizados sobre este perfil, se determina la necesidad de subir el valor del módulo de sección elástica en torno al eje fuerte. Bajos estos criterios se procede a dialogar con la empresa para la selección conjunta del perfil para la posterior construcción del bastidor.

Con base a normativas internas, criterios de selección y disponibilidad de la empresa, se dispone que el perfil empleado será el UPE 200 bajo normativa DIN 1026-2:2002-10.

Con la disposición del cambio de perfil se procede obtener la información específica del perfil como se muestra en el anexo F. Teniendo estos datos se inicia el recálculo de las ecuaciones 54, 55, 56 y 57, así como los pasos asociados, repitiendo el proceso de cálculo previamente realizado, dando como resultados

$$Ft = 905,463 \text{ N}$$

$$Fty = 905,463 \text{ N}$$

$$Rby = 452,7315 \text{ N}$$

$$My = 135819,45 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Una vez obtenidos estos datos se puede calcular las ecuaciones 59, 61 y 64, generando los siguientes valores.

$$Eadm = 137,5 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{eqp1} = 0,844371594942325 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{eqp1} < Eadm$$

$$\sigma_{eqp2} = 0,38707302466006 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{eqp2} < Eadm$$

$$\sigma_{eqp3} = 0,889475710635343 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{eqp3} < Eadm$$

Por último se procede a calcular las deformaciones de la viga como de las columnas aplicando las ecuaciones 69 y 71, generando los siguientes resultados:

$$\delta = -0,0266874692526017 \text{ mm}$$

$$\delta_{columna1} = 0,00129784472049689 \text{ mm}$$

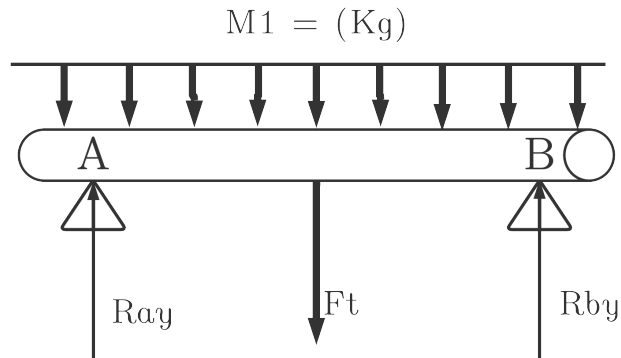
$$\delta_{columna2} = 0,00129784472049689 \text{ mm}$$

### **Rodillos del Transportador 1**

Se realiza el cálculo de la fuerza que va a actuar sobre los rodillos del Transportador 1 como se muestra en la figura 41, dividiendo para dos, teniendo en cuenta que son dos ejes en paralelo a cada extremo de los perfiles en su horizontal.

### Figura 41

Diagrama de cuerpo libre del eje AB del Transportador 1



**Nota:** En el diagrama de cuerpo libre del eje AB del transportador 1 se puede observar la aplicación de las fuerzas y sus reacciones.

Definición de parámetros iniciales de diseño.

Donde:

$M1$  = Masa total aplicada sobre el sistema

$L_{rodillo}$  = Longitud total de la barra lisa o eje

$m$  = Masa empleada para el diseño de la barra lisa

$L_{ab}$  = Longitud total entre soportes del eje

$L_{aF}$  = Longitud total entre soportes y el punto medio de la viga diagonal

$g$  = Gravedad

$F_t$  = Fuerza total para el dimensionamiento de la viga

Basándose en el diagrama de cuerpo libre de los rodillos del Transportador 1 mostrado en la figura 41, debido a que es un caso ideal, la carga se puede considerar ubicada en el centroide y sus reacciones, siendo la mitad de sus respectivas componentes totales.

Con base en el diagrama de cuerpo libre del eje AB del Transportador 1 mostrado en la

figura 41 se realiza el cálculo de las reacciones sobre el eje de la barra AB.

$$R_{by} = \frac{Fty}{2}$$
$$R_{by} = 3678,75 \text{ N}$$
$$R_{ay} = R_{by}$$

Con estos datos se realiza al cálculo del momento flector del eje, este se puede obtener mediante el cálculo de la integral del diagrama de fuerza cortante como se muestra en la figura 42.

$$M_y = \frac{R_{by} \cdot LaF}{2}$$
$$M_y = 36787,5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

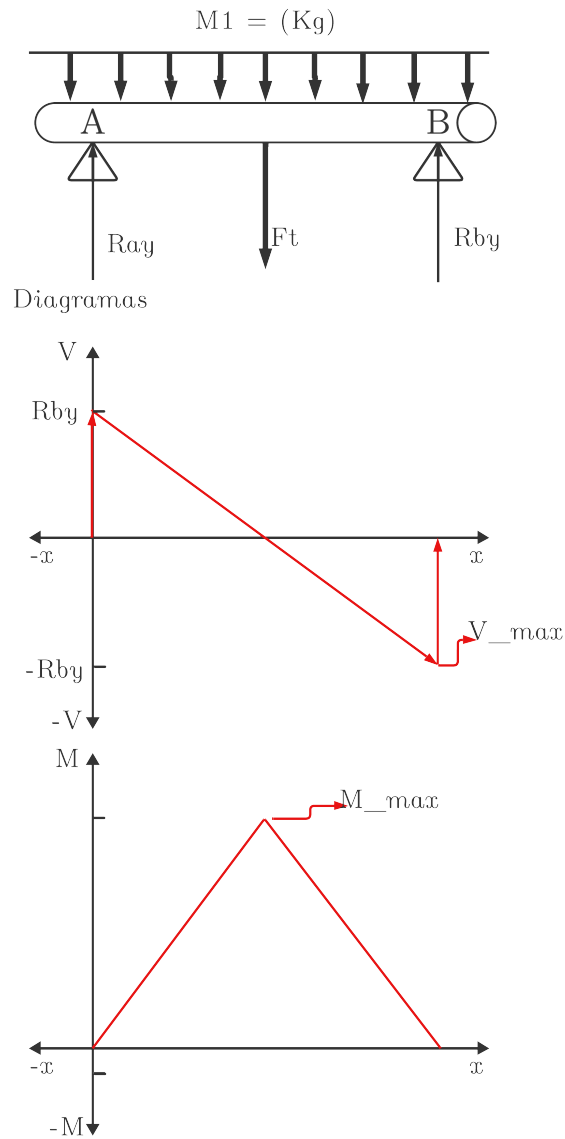
Teniendo el máximo valor del momento flector del eje se procede a calcular el parámetro  $W_y$  módulo de sección elástica en torno al eje fuerte del eje, este parámetro es el que se necesita para seleccionar el eje.

$$W_y = 4013,18181818182 \text{ mm}^3$$
$$W_y = 4,0131818 \text{ cm}^3$$

Con este parámetro en un catálogo de selección se busca eje con un valor semejante al calculado que de preferencia sea igual o mayor. Como se muestra en el anexo I. figura 98. Se procede a su respectivo diseño. En la figura 43 se indica la propuesta para el eje del tambor perteneciente al transportador 1.

**Figura 42**

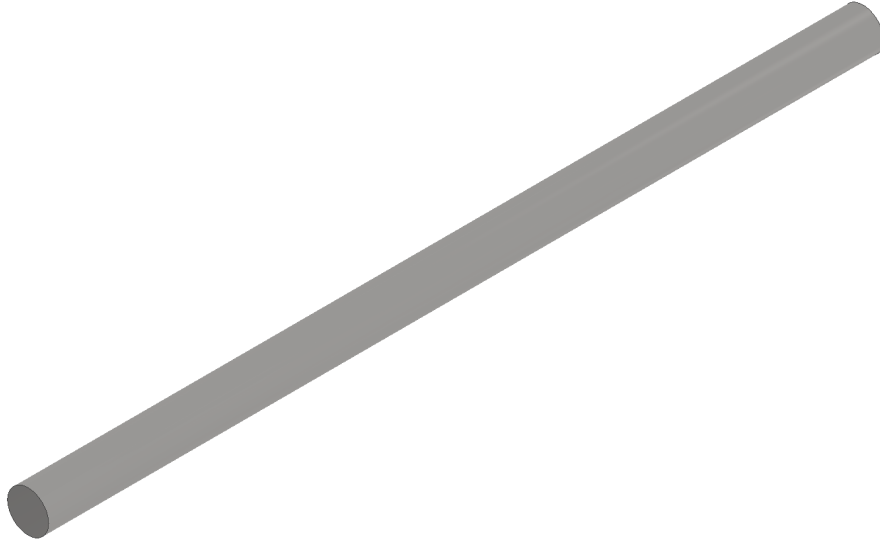
*Diagramas del eje AB del Transportador 1*



**Nota:** Correclacion entre las fuerzas y los diagramas.

### Figura 43

*Modelo de eje de tambor para el Transportador 1*



**Nota:** Vista isométrica de la propuesta de eje para el transportador 1

Dentro de los ejes R, R35 siendo el eje o barra lisa recomendado debido a las dimensiones del sistema es el que mejor se adapta, consta con un valor de  $W_y = 4,21 \text{ cm}^3$ . Dado que este valor es mayor al calculado, se procede a obtener los datos del eje en el Anexo J y a recalcular sus fuerzas, reacciones y el momento flector. Para ello, aplicando las siguientes ecuaciones 54, 55, 56 y 57, obteniendo los siguientes valores:

$$m_{rodillo} = m_{ue} \cdot L_{perfil}$$

Donde:

$$m_{ue} = \text{Masa unitaria del eje}$$

$$\begin{aligned}
 mt &= m + m_{rodillo} \\
 Ft &= 3731,1354 \text{ N} \\
 Rby &= 1865,5677 \text{ N} \\
 Ray &= Rby \\
 My &= 279835,155 \text{ N} \cdot mm
 \end{aligned}$$

Una vez recalculado con la masa del perfil y con los datos obtenidos del perfil, se procede a calcular la deformación aplicando la ecuación 68.

$$\delta = -0,49520473652 \text{ mm}$$

Validado el eje, se procede a diseñar los tambores de los ejes. Comenzando por seguir la guía para el diseño de tambores perteneciente a la empresa FORBO como se puede observar en el anexo K.

Donde:

$$\begin{aligned}
 U_t &= \text{Coeficientes de fricción estática mesa} \\
 U_r &= \text{Coeficientes de fricción estática rodillo} \\
 g &= \text{Gravedad} \\
 C1 &= \text{Factor C1} \\
 C3 &= \text{Factor C3} \\
 A_c &= \text{Ángulo de contacto} \\
 m_f &= \text{Masa de la faja} \\
 m_c &= \text{Masa de la carga}
 \end{aligned}$$

Con estos valores se procede a calcular la fuerza tangencial máxima y la fuerza de tracción máxima, proporcionando los siguientes resultados:

A continuación, la ecuación de fuerza tangencial máxima:

$$\begin{aligned}
 F_u &= U_t \cdot g \cdot \left(m_c + \frac{m_f}{2}\right) + U_r \cdot g \cdot \left(\frac{m_f}{2} + m_{rodillo}\right) & (72) \\
 F_u &= 2315,057976 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Se presenta la ecuación de fuerza de tracción máxima:

$$F_1 = F_u \cdot C1 \quad (73)$$
$$F_1 = 3472,586964 \text{ N}$$

A continuación, se calcula el diámetro mínimo para el tambor aplicando la siguiente ecuación:

$$D_{min_t} = \frac{F_u \cdot C3 \cdot 180}{A_c \cdot Lab} \quad (74)$$
$$D_{min_t} = 96,460749 \text{ mm}$$

Por último se procede a calcular la potencia para el motor, como se encuentra en el manual, con la siguiente ecuación:

$velo_b$  = velocidad de banda transportadora

$$PA = \frac{F_u \cdot velo_b}{1000} \quad (75)$$
$$PA = 0,645661545273445 \text{ KW}$$

### **Rodillos del Transportador 2**

De la misma manera, el proceso de cálculo se repite como en la etapa anterior, realiza el cálculo de la fuerza que va a actuar sobre los rodillos del Transportador 2 como se muestra en la figura 41, dividiendo para dos, teniendo en cuenta que son dos ejes en paralelo a cada extremo de los perfiles en su horizontal.



Donde:

$M1$  =Masa total aplicada sobre el sistema

$L_{rodillo}$  =Longitud total de la barra lisa o eje

$m$  =Masa empleada para el diseño de la barra lisa

$L_{aF}$  =Longitud total entre soportes del eje

$L_{aF}$  =Longitud total entre soportes y el punto medio de la viga diagonal

$g$  =Gravedad

$Ft$  =Fuerza total para el dimensionamiento de la viga

Tomando de referencia el diagrama de cuerpo libre de los rodillos del Transportador 2 mostrado en la figura 41, debido a que es un caso ideal, la carga se puede considerar ubicada en el centroide y sus reacciones siendo la mitad de sus respectivas componentes totales.

Con base en el diagrama de cuerpo libre del eje AB mostrado en la figura 41 se realiza el cálculo de las reacciones sobre el eje de la barra AB.

$$R_{by} = \frac{Ft_y}{2}$$

$$R_{by} = 245,25 \text{ N}$$

$$R_{ay} = R_{by}$$

Con estos datos se realiza al cálculo del momento flector del eje aplicando la ecuación 57, Este se puede obtener mediante el cálculo de la integral del diagrama de fuerza cortante como se muestra en la figura 42.

$$M_y = \frac{R_{by} \cdot L_{aF}}{2}$$

$$M_y = 36787,57 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Teniendo el máximo valor del momento flector del eje se procede a calcular el parámetro  $W_y$  módulo de sección elástica en torno al eje fuerte del eje, este parámetro es el que se

necesita para seleccionar el eje.

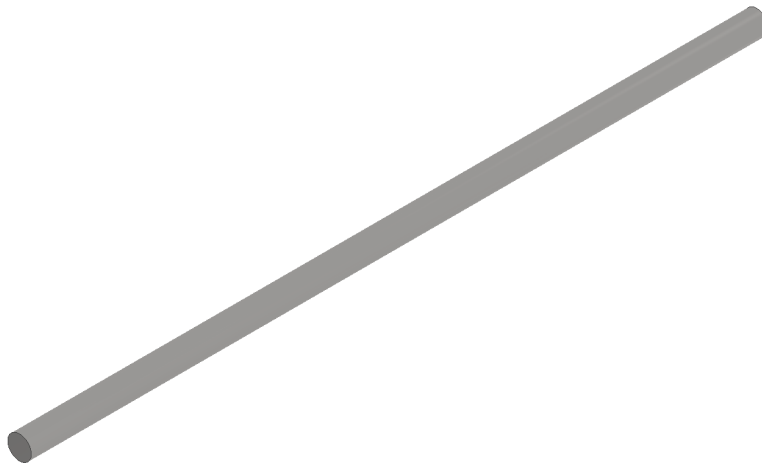
$$Wy = 267,545454545455 \text{ mm}^3$$

$$Wy = 0,2675455 \text{ cm}^3$$

Con este parámetro en un catálogo de selección se buscó eje con un valor semejante al calculado que de preferencia sea igual o mayor. Como se muestra en el anexo L, figura 99. Así mismo, Posterior a la obtención de estos datos iniciales, se procede a su respectivo diseño. En la figura 44 se indica la propuesta para el eje del tambor perteneciente al trasportador 1.

#### **Figura 44**

*Filtrado de ejes para el Transportador 2*



**Nota:** Filtrado de perfiles en base al parámetro de selección

Dentro de los ejes R el R25 siendo el eje o barra lisa recomendado debido a las dimensiones del sistema es el que mejor se adapta, consta con un valor de  $Wy = 1,53 \text{ cm}^3$ . Dado que este valor es mayor al calculado, se procede a obtener los datos del eje seleccionado en el Anexo M, y a recalcular sus fuerzas, reacciones y el momento flector. Para ello, se aplican las siguientes ecuaciones 54, 55, 56 y 57, obteniendo los siguientes valores:

$$m_{rodillo} = m_{ue} \cdot L_{perfil}$$

$m_{ue}$  = Masa unitaria del eje

$$m_t = m + m_{rodillo}$$

$$F_t = 519,6514 \text{ N} \quad \rightarrow \text{Fuerza total}$$

$$R_{by} = 259,8257 \text{ N}$$

$$R_{ay} = R_{by}$$

$$M_y = 38973,8547 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad \rightarrow \text{Momento flector de la viga}$$

Una vez recalculado con la masa del perfil y con los datos obtenidos del perfil, se procede a calcular la deformación aplicando la ecuación 68.

$$\delta = -0,34897324551032 \text{ mm}$$

Una vez validado el eje, se procede a diseñar los tambores de los ejes. El proceso de cálculo es el mismo que en la etapa anterior se puede emplear ese como referencia o volver a emplear la guía para el diseño de tambores perteneciente a la empresa FORBO como se puede observar en el anexo K.

$U_t$  = Coeficientes de fricción estática mesa

$U_r$  = Coeficientes de fricción estática rodillo

$g$  = Gravedad

$C1$  = Factor C1

$C3$  = Factor C3

$A_c$  = Ángulo de contacto

$m_f$  = Masa de la faja

$m_c$  = Masa de la carga

Con estos valores se procede a calcular la fuerza tangencial máxima y la fuerza de tracción máxima, aplicando las ecuaciones 72 y 73 proporcionando los siguientes resultados:

a continuación la ecuación de fuerza tangencial máx

$$F_u = 210,0462538686 \text{ N}$$

$$F_1 = 315,069380802 \text{ N}$$

A continuación, se calcula el diámetro mínimo para el tambor aplicando la ecuación 74:

$$D_{min_t} = 8,7519272445 \text{ mm}$$

Por último se procede a calcular la potencia para el motor, como se encuentra en el manual, aplicando la ecuación 75:

$velo_b$  = velocidad de banda transportadora

$$PA = 0,0585811630884665 \text{ KW}$$

### 7.2.5. Diseño de la parte dinámica del sistema de transportadores 1 y 2

Una vez efectuados los cálculos estáticos de los transportadores 1 y 2, se procede a realizar los cálculos del apartado dinámico del sistema de transportadores.

#### ■ Transportador 1

Con referencia a los datos que se obtienen de los cálculos estáticos, se procede al desarrollo de la parte dinámica para el transportador 1 como lo son la holgadura de banda, ancho plano, tensión, torque y potencia necesario para movilizar la banda transportadora.

#### Cálculo de holgadura para transportador 1

Para calcular la holgura de una banda transportadora se debe tener en cuenta el ancho de la banda y la función que desempeña, ya que deberá soportar distintas sollicitaciones, que va a generar erosiones en la superficie de la banda (Mecánica, 2024).

$$c = 0,055 \cdot (B + 0,9) \tag{76}$$

Donde:

$B = \text{Ancho de la banda}$

$$c = 0,03305 \text{ m}$$

### **Cálculo del ancho plano para transportador 1**

Proporciona el ancho necesario para evitar derrames de material a lo largo de los laterales de la banda (Mecánica, 2024).

$$A_p = 0,371 \cdot (B) \quad (77)$$

$$A_p = 0,2226 \text{ m}$$

### **Cálculo de transportador 1 completamente cargado**

$$Q_t = m_q \cdot (N.O.T.H) \quad (78)$$

Donde:

$m_q = \text{Masa de la carga unitaria}$

$N.O.T.H = \text{Número de objetos transportados en 1 hora}$

$$Q_t = 0,45 \text{ Ton/h}$$

### **Cálculo de la tensión del transportador 1**

Para el cálculo de la tensión ( $T_e$ ), se considera tres componentes ( $T_x$ ,  $T_y$ ,  $T_z$ ).

Primero se calcula la tensión para mover la banda sin cargas y las partes que son impulsadas por la misma.

$$T_x = \mu \cdot L_c \cdot W_m \quad (79)$$

Donde:

$\mu$  = Coeficiente de fricción entre la banda y el rodillo deslizante.

$L_c$  = Valor ajustado de la distancia entre los ejes de transportador.

$W_m$  = Peso de las piezas en movimiento (rodillos, banda, etc.)

En la tabla 9 se muestra los criterios para la elección del coeficiente de fricción.

**Tabla 9**

*Valores del coeficiente de fricción ( $\mu$ )*

Superficie del Tambor	Sin Recubrimiento	Con Recubrimiento
Alta adherencia	0,35	0,45
Seca	0,35	0,40
Húmeda	0,20	0,35
Mojada	0,10	0,30

**Nota:** En la tabla se presentan los valores que puede tomar el coeficiente de fricción entre la banda y el rodillo deslizante. Tomado de (Mecánica, 2024)

El valor que se utiliza para este cálculo es de 0,35.

$$T_x = 320,375 \text{ N}$$

Seguidamente, se calcula la tensión que se necesita para mover la banda con carga horizontalmente.

$$Q = \frac{33,3 \cdot Q_t}{V_t} \quad (80)$$

Donde:

$Q$  = Razón de carga.

$Q_t$  = Capacidad de transportación.

$V_t$  = Velocidad de transportación de la banda.

$$Q = 53,7296 \text{ kg/m}$$

$$T_y = \mu \cdot L_c \cdot Q \quad (81)$$

$$T_y = 933,3994 \text{ N}$$

Se calcula la tensión que se necesita para que la carga sea elevada.

$$T_z = H \cdot Q \quad (82)$$

Donde:

$H$  = Altura del transportador.

$Q$  = Razón de carga.

$$T_z = 1001,4662 \text{ N}$$

Finalmente, el valor de la tensión efectiva para mover la banda del transportador 1 es de:

$$T_e = T_x + T_y + T_z \quad (83)$$

$$T_e = 2255,2406 \text{ N}$$

Además, se debe considerar una tensión adicional para evitar que exista deslizamiento del rodillo motriz. Estas tensiones son consideradas como tensión de lado flojo (T2) y lado tenso (T1).

Se calcula la tensión que tendrá la banda en el lado de retorno (lado flojo).

$$T_2 = K \cdot T_e \tag{84}$$

Donde:

$K$  =Factor de transmisión basado en el coeficiente de fricción y el arco de contacto.

En la imagen 45 se observa los diferentes valores que puede tomar el factor de transmisión.

**Figura 45**

*Valores que puede tomar el factor de trasmisión  $K$*

Angulo de abrace de polea de mando	Tensor a tornillo				Tensor a contrapeso			
	Polea sin recubrimiento		Polea con recubrimiento		Polea sin recubrimiento		Polea con recubrimiento	
	Lisa	Rugosa	Lisa	Rugosa	Lisa	Rugosa	Lisa	Rugosa
150 °	4,44	2,45	2,08	1,67	2,45	1,84	1,67	1,44
160°	4,10	2,34	1,99	1,6	2,34	1,76	1,6	1,4
170°	3,90	2,23	1,91	1,55	2,23	1,7	1,55	1,36
180°	3,71	2,15	1,83	1,5	2,15	1,64	1,5	1,32
190°	3,54	2,08	1,77	1,46	2,06	1,59	1,46	1,29
200°	3,39	1,99	1,71	1,42	1,99	1,54	1,42	1,26
220°	3,14	1,86	1,63	1,35	1,86	1,46	1,35	1,22
240°	2,92	1,76	1,54	1,30	1,76	1,4	1,3	1,18
340°	2,23	1,44	1,29	1,14	1,44	1,2	1,14	1,07
360°	2,14	1,40	1,26	1,12	1,40	1,18	1,12	1,06
380°	2,06	1,36	1,24	1,11	1,36	1,16	1,11	1,05
400°	1,99	1,33	1,21	1,10	1,33	1,14	1,10	1,05
420°	1,92	1,30	1,19	1,08	1,3	1,12	1,08	1,04

**Nota:** Se muestran los diferentes valores de coeficiente K. Tomado de (GomaFiltros, 2024)

Para este caso se elige el valor de  $K = 1,64$ .

$$T_2 = 3698,5946 \text{ N}$$



Posteriormente, se calcula la tensión de la banda en el lado tenso

$$T_1 = e^{\mu \cdot \theta} \cdot T_2 \quad (85)$$

Donde:

$e^{\mu \cdot \theta}$  =Factor entre el ángulo de contacto y el coeficiente de fricción entre el rodillo y banda.

$$T_1 = 11095,7838 \text{ N}$$

### **Cálculo del torque y la potencia del transportador 1**

Se realiza el cálculo de la velocidad que tendrá el rodillo motriz del transportador 1.

$$\eta = \frac{V_t \cdot 60}{\pi \cdot D_r} \quad (86)$$

Donde:

$V_t$  =Velocidad de transportación

$D_r$  =Diámetro del rodillo motriz

$$\eta = 35,043 \text{ rpm}$$

Una vez calculada la velocidad del rodillo motriz se calcula el torque.

$$T = (T_1 - T_2) \cdot R_r \quad (87)$$

Donde:

$R_r$  =Radio del rodillo.

$$T = 562,1864 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Finamente, calculamos la potencia para el rodillo motriz.

$$P = ((T_1 - T_2) \cdot V_t) \cdot F.S \quad (88)$$

Donde:

$$F.S = \text{Factor de seguridad. (F.S = 2)}$$

$$P = 4126,1 \text{ W} \approx 5,5332 \text{ HP}$$

## ■ Transportador 2

Para realizar los cálculos dinámicos del transportador 2, se procede de igual manera que para el transportador 1.

### **Cálculo de holgadura para transportador 2**

$$c = 0,055 \cdot (B + 0,9) \quad (89)$$

Donde:

$$B = \text{Ancho de la banda}$$

$$c = 0,3305 \text{ m}$$

### **Cálculo del ancho plano para transportador 2**

$$A_p = 0,371 \cdot (B) \quad (90)$$

$$A_p = 0,2226 \text{ m}$$

### **Cálculo de transportador 2 completamente cargado**

$$Q_t = m_q \cdot (N.O.T.H) \quad (91)$$

Donde:

$m_q$  =Masa de la carga unitaria

$N.O.T.H$  =Número de objetos transportados en 1 hora

$$Q_t = 0,45 \text{ Ton/h}$$

### **Cálculo de la tensión del transportador 2**

Para el cálculo de la tensión ( $T_e$ ), se considera tres componentes ( $T_x$ ,  $T_y$ ,  $T_z$ ).

Primero se calcula la tensión para mover la banda sin cargas y las partes que son impulsadas por la misma.

$$T_x = \mu \cdot L_c \cdot W_m \quad (92)$$

Donde:

$\mu$  =Coeficiente de fricción entre la banda y el rodillo deslizante.

$L_c$  =Valor ajustado de la distancia entre los ejes de transportador.

$W_m$  =Peso de las piezas en movimiento (rodillos,banda,etc.)

El valor que se utiliza para este cálculo es de 0,35. para más información refiérase a la tabla 9.

$$T_x = 146,8136 \text{ N}$$

Seguidamente, sé calcula la tensión que se necesita para mover la banda con carga

horizontalmente.

$$Q = \frac{33,3 \cdot Q_t}{V_t} \quad (93)$$

Donde:

$Q$  = Razón de carga.

$Q_t$  = Capacidad de transportación.

$V_t$  = Velocidad de transportación de la banda.

$$Q = 53,7296 \text{ kg/m}$$

$$T_y = \mu \cdot L_c \cdot Q \quad (94)$$

$$T_y = 328,3755 \text{ N}$$

Debido a que en este caso ninguna carga es elevada, entonces  $T_z = 0$ .

Finalmente, el valor de la tensión efectiva para mover la banda del transportador 2 es de:

$$T_e = T_x + T_y + T_z \quad (95)$$

$$T_e = 475,1886 \text{ N}$$

Además, se debe considerar una tensión adicional para evitar que exista deslizamiento del rodillo motriz. Estas tensiones son consideradas como tensión de lado flojo ( $T_2$ ) y lado tenso ( $T_1$ ).

Se calcula la tensión que tendrá la banda en el lado de retorno (lado flojo).

$$T_2 = K \cdot T_e \quad (96)$$

Donde:

$K$  =Factor de transmisión basado en el coeficiente de fricción y el arco de contacto.

Para este caso se elige el valor de  $K = 1,64$ . En caso de necesitar más información, revisar la imagen 45.

$$T_2 = 779,3093 \text{ N}$$

Posteriormente, se calcula la tensión de la banda en el lado tenso

$$T_1 = e^{\mu \cdot \theta} \cdot T_2 \quad (97)$$

Donde:

$e^{\mu \cdot \theta}$  =Factor entre el ángulo de contacto y el coeficiente de fricción entre el rodillo y banda.

$$T_1 = 2337,9279 \text{ N}$$

## **Cálculo del torque y la potencia del transportador 2**

Se realiza el cálculo de la velocidad que tendrá el rodillo motriz del transportador 2.

$$\eta = \frac{V_t \cdot 60}{\pi \cdot D_r} \quad (98)$$

Donde:

$V_t$  =Velocidad de transportación.

$D_r$  =Diámetro del rodillo motriz.

$$\eta = 59,1837 \text{ rpm}$$

Una vez calculada la velocidad del rodillo motriz se calcula el torque.

$$T = (T_1 - T_2) \cdot R_r \quad (99)$$

Donde:

$R_r$  =Radio del rodillo.

$$T = 70,1378 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Finamente, calculamos la potencia para el rodillo motriz.

$$P = ((T_1 - T_2) \cdot V_t) \cdot F.S \quad (100)$$

Donde:

$F.S$  =Factor de seguridad. (F.S =2)

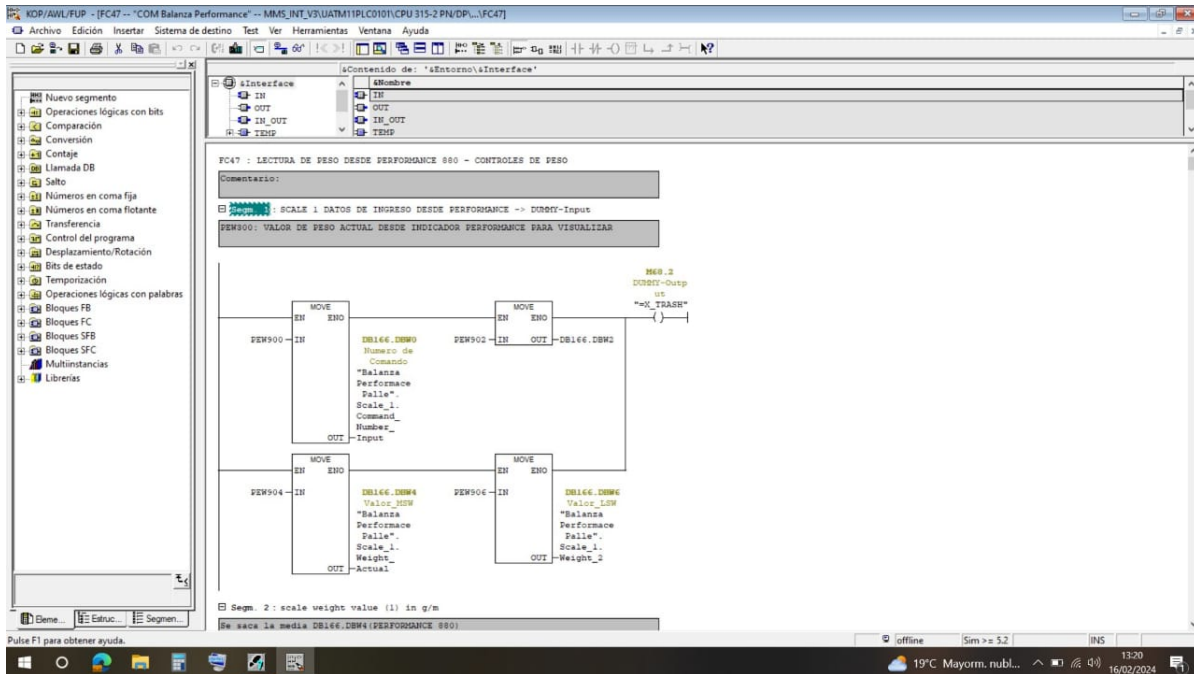
$$P = 869,3865 \text{ W} \approx 1,1659 \text{ HP}$$

### **7.2.6. Diseño del sistema de control**

Se realiza una recopilación de información y análisis del funcionamiento del sistema actual, por lo cual es necesario acceder a la programación vigente, como se muestra en la figura 46.

Figura 46

Programación CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A.

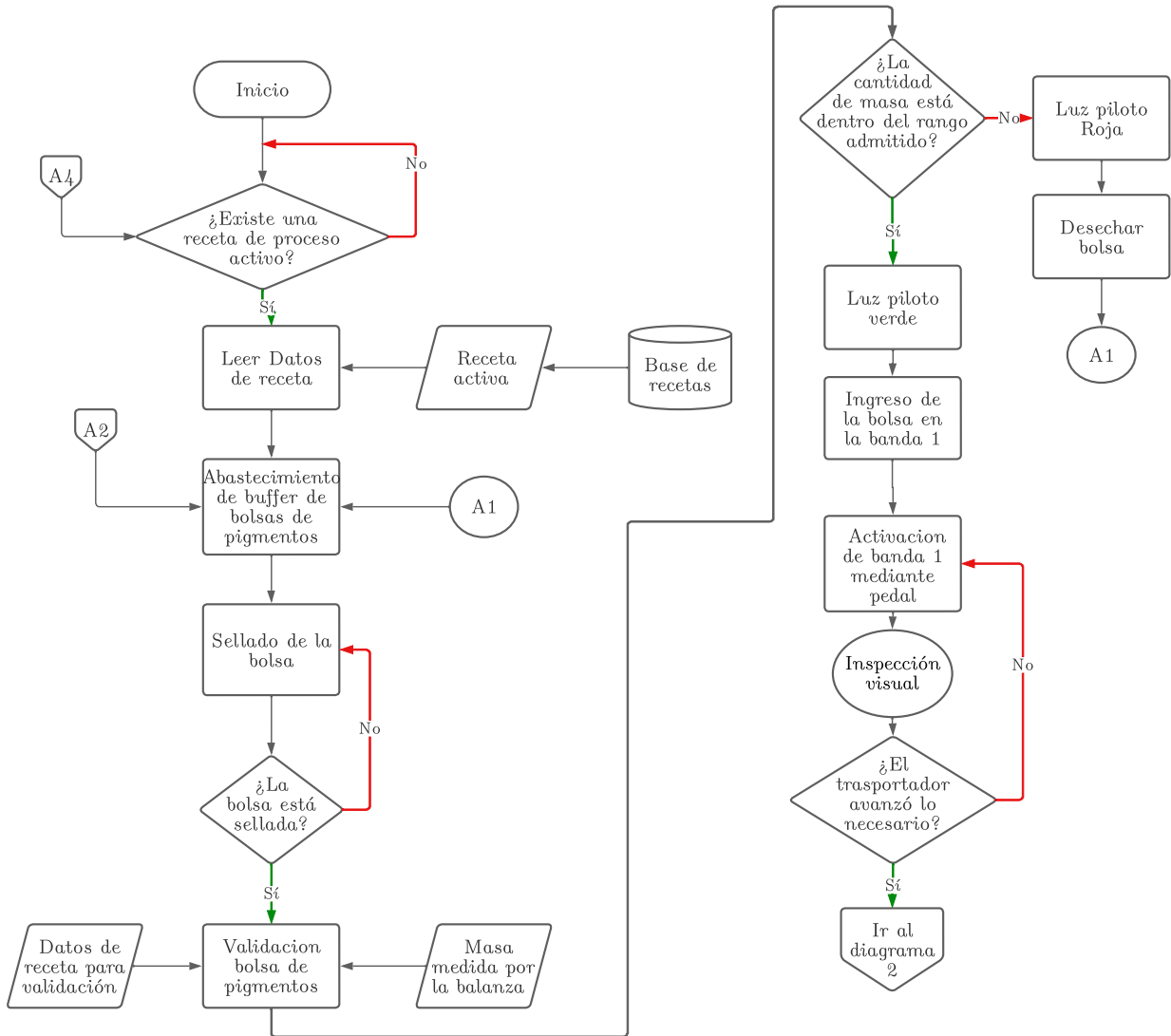


**Nota:** Se muestra una vista referencial de la programación perteneciente a CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A.

Con base en el programa existente en la empresa mostrado de manera parcial en la figura 46 se procede a desarrollar un sistema que sea adaptable al existente.

**Figura 47**

*Diagrama de control de un sistema de pesaje de pigmentos para el alimentador de materia prima del mixer 1 para la empresa CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A.*



**Nota:** Diagrama de control parte 1, debido a la extensión y tal como se indica dentro de la misma figura el diagrama de control se divide en dos partes.



Como se puede observar en la figura 47, el proceso de validación de bolsas de pigmentos comienza con la verificación de la existencia de una receta de proceso activa. En caso afirmativo, se procede a leer los datos específicos de la receta desde la base de recetas. Posteriormente, se lleva a cabo el abastecimiento del buffer de bolsas de pigmentos y se procede a sellar la bolsa de forma adecuada.

La validación de la bolsa de pigmentos es un paso crítico en el proceso y se realiza mediante la medición precisa de la masa por la balanza. Si la cantidad de masa medida está dentro del rango permitido según los datos de la receta, se enciende la luz piloto verde, indicando que la bolsa es válida. En este caso, la bolsa se ingresa en la banda 1 mediante la activación de la banda a través de un pedal.

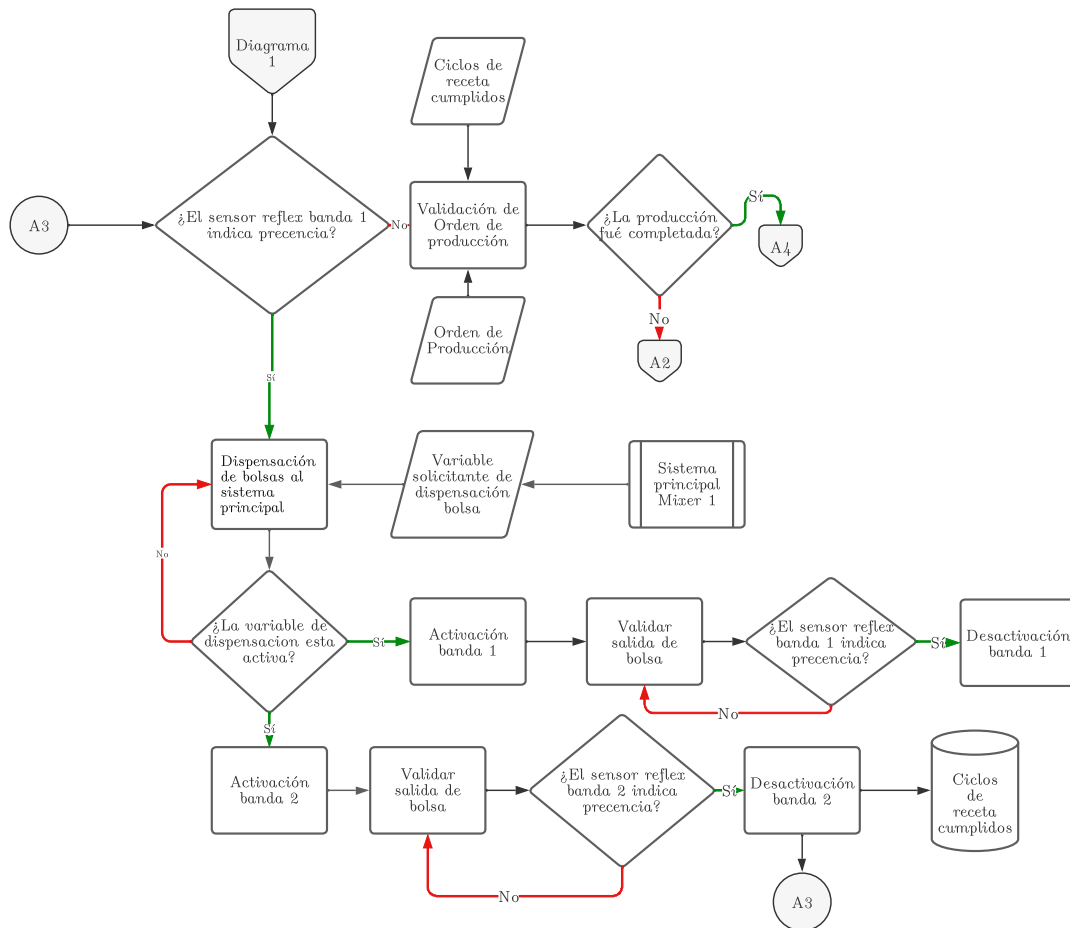
En el caso de que la cantidad de masa medida no esté dentro del rango permitido, se enciende la luz piloto roja, indicando que la bolsa debe ser desechada. En este punto, se realiza un salto en el proceso de validación y se vuelve al abastecimiento del buffer de bolsas para obtener una nueva bolsa de pigmentos y repetir el proceso de validación.

Además, se realiza una inspección visual para verificar el correcto avance del proceso en la banda 1 durante la carga del buffer de bolsas. Esta inspección visual es esencial para garantizar que las bolsas se estén moviendo adecuadamente, si el transportador se desplazó lo necesario el proceso puede avanzar, de lo contrario se retorna a la activación del pedal.

A continuación se realiza un salto al diagrama dos, presentado en la figura 48 el cual es la segunda parte del diagrama posteriormente descrito que se encuentra en la figura 47.

**Figura 48**

*Diagrama de control de un sistema de pesaje de pigmentos para el alimentador de materia prima del mixer 1 para la empresa CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A.*



**Nota:** Diagrama de control parte 2, debido a la extensión y tal como se indica dentro de la misma figura el diagrama de control se divide en dos partes.

Como se observa en la figura 48, el flujo del proceso comienza con la detección de la presencia de una bolsa por el sensor reflex de la banda 1. Si no se detecta ninguna bolsa, se valida la orden de producción comparando los ciclos cumplidos con la orden de producción activa. Si la orden de producción se ha completado, el proceso salta al Diagrama 1 para verificar si existe un proceso activo. Si la producción total del lote u orden aún no se ha completado, el proceso retrocede al abastecimiento del buffer de bolsas de pigmentos para asegurar la continuidad del proceso de producción.

Una vez confirmada la presencia de la bolsa, se activa la banda 2 para iniciar el proceso de dispensación al sistema principal. La variable que solicita la dispensación de bolsas se activa desde el sistema principal para llevar a cabo la operación de dispensación.

Se verifica si la variable de dispensación está activa, lo que indica la solicitud de dispensación de una bolsa. Si la variable está activa, se activan simultáneamente la banda 1 y 2, pero se desactivan bajo diferentes condiciones.

La banda 1 se desactiva si el sensor reflex de la banda 1 detecta otra bolsa de pigmentos o si se activa el sensor reflex de la banda 2, indicando que la bolsa ha salido de la banda 2, caso contrario se mantiene activa hasta que esto suceda.

La banda 2 se desactiva bajo la condición de que se valide la salida de la bolsa de pigmentos de la banda 2 caso contrario se mantiene activa hasta que esto suceda, una vez se desactiva la banda 2 se actualiza la base de datos con +1 ciclo de receta cumplido, y se realiza un salto al inicio del diagrama 2.

### **7.2.7. Simulación del diseño mecánico del sistema**

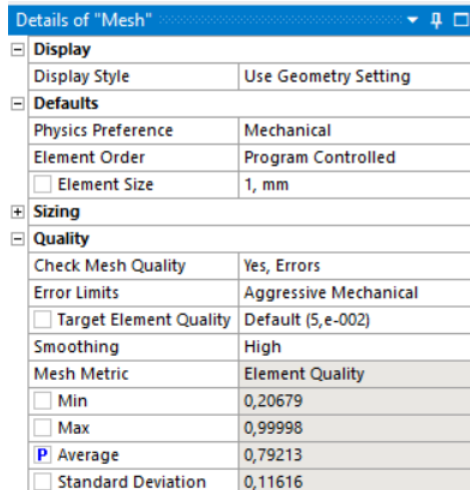
En este apartado se muestran los resultados de las simulaciones realizadas mediante software para evaluar el diseño mecánico del sistema. Estos datos son fundamentales para validar el diseño y garantizar su eficiencia y funcionalidad óptima.

#### **Simulación de la Placa de la Balanza**

En la figura 49 se puede visualizar la calidad de malla, sobre la cual se llevará a cabo la simulación de los acoples superiores.

**Figura 49**

*Datos de mallado para simulación de acoples superiores de placa*



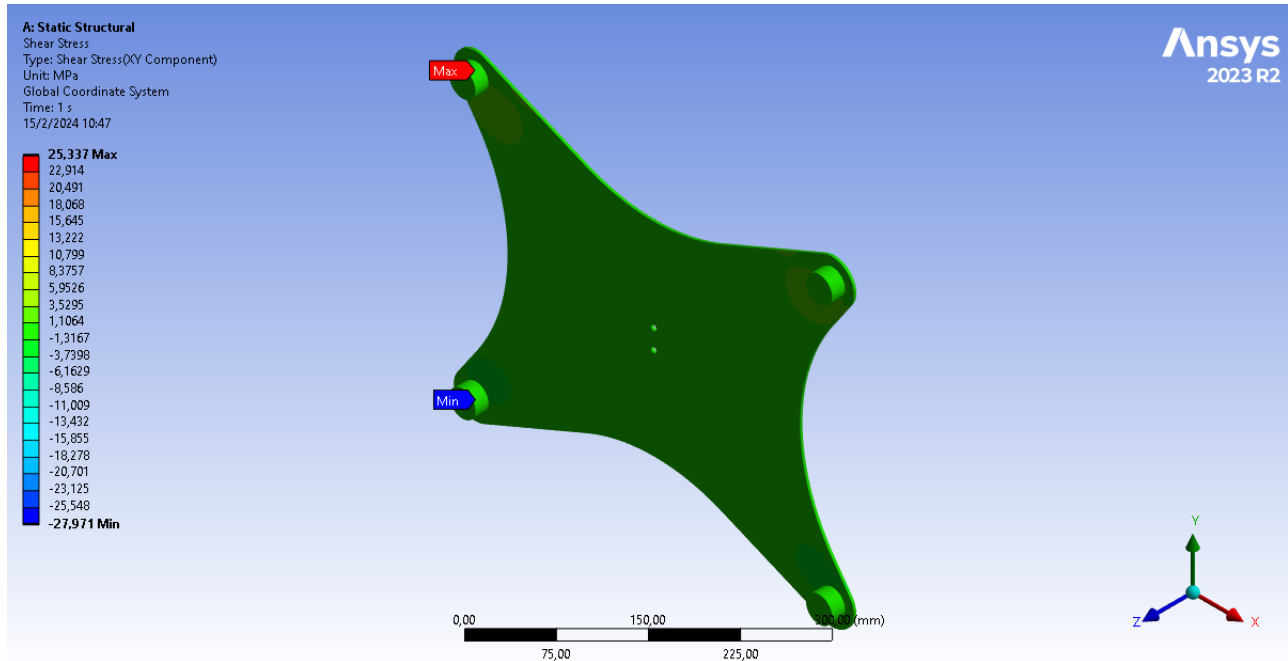
Details of "Mesh"	
<b>Display</b>	
Display Style	Use Geometry Setting
<b>Defaults</b>	
Physics Preference	Mechanical
Element Order	Program Controlled
<input type="checkbox"/> Element Size	1, mm
<b>Sizing</b>	
<b>Quality</b>	
Check Mesh Quality	Yes, Errors
Error Limits	Aggressive Mechanical
<input type="checkbox"/> Target Element Quality	Default (5,e-002)
Smoothing	High
Mesh Metric	Element Quality
<input type="checkbox"/> Min	0,20679
<input type="checkbox"/> Max	0,99998
<input checked="" type="checkbox"/> Average	0,79213
<input type="checkbox"/> Standard Deviation	0,11616

**Nota:** Calidad de mallado para posterior simulación en ANSYS con un promedio de 0,7923.

En la figura 50, se visualiza la representación gráfica del esfuerzo cortante dentro de los tornillos M8 que unen la placa con los acoples superiores.

**Figura 50**

*Simulación en ANSYS del esfuerzo cortante en los acoples superiores*

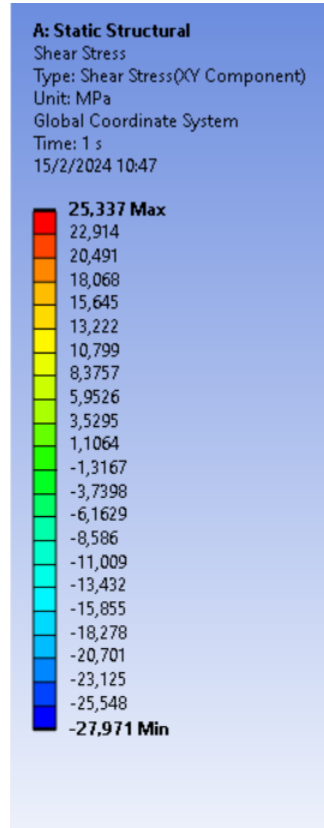


**Nota:** Simulación de esfuerzo cortante realizada con una carga de -1270 N aplicada en la placa y de 317,5 N ubicada en cada uno de los acoples

Para una mejor apreciación de la escala de valores, esta se puede visualizar la figura 51.

## Figura 51

*Resultados de la simulación en ANSYS del esfuerzo cortante en los acoples superiores*

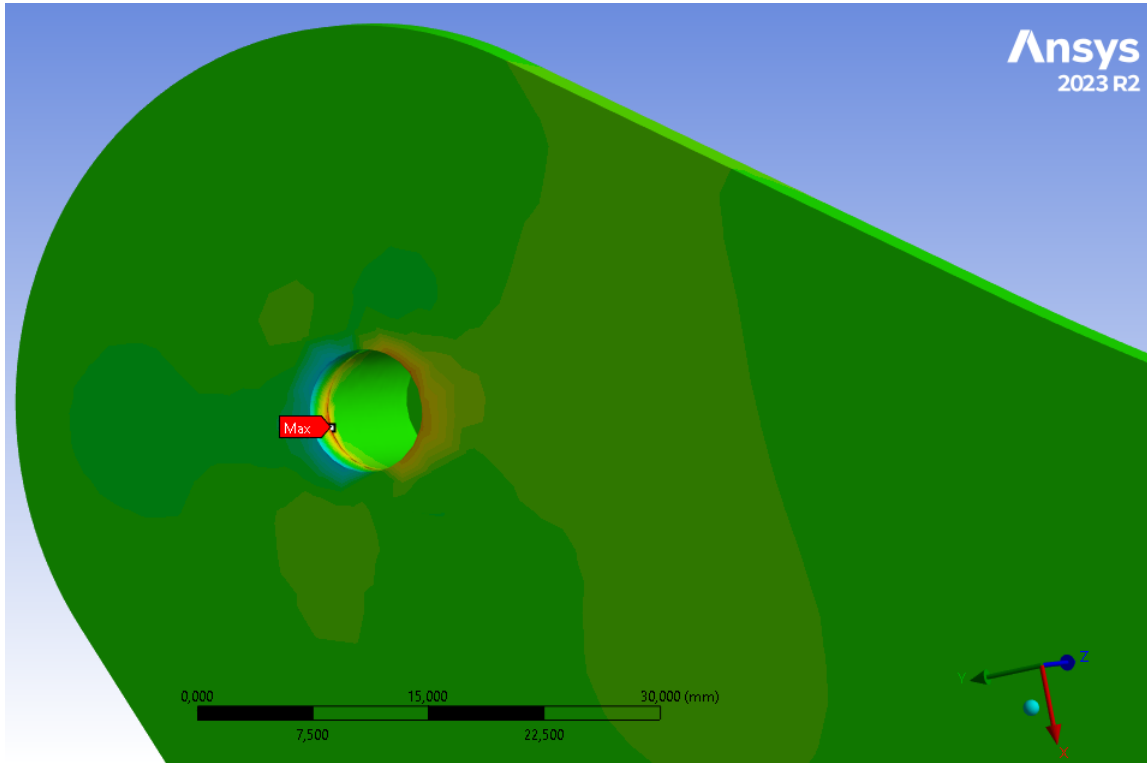


**Nota:** Resultados de la simulación de esfuerzo cortante realizada con una carga de -1270 N aplicada en la placa y de 317,5 N ubicada en cada uno de los acoples

En la figura 52 se observa el lugar donde sucede el máximo esfuerzo cortante.

**Figura 52**

*Máximo esfuerzo cortante de los acoples superiores*



**Nota:** Resultados de la simulación de esfuerzo cortante realizada con una carga de -1270 N aplicada en la placa y de 317,5 N ubicada en cada uno de los acoples

Se calcula el error absoluto y el error relativo:

1. **Error absoluto:** Es la diferencia entre el valor medido (o calculado) y el valor verdadero (o de referencia). En este caso, sería la diferencia entre el resultado de ANSYS y el cálculo manual.

$$\text{Error absoluto} = \text{Valor ANSYS} - \text{Valor calculado} \quad (101)$$

2. **Error relativo:** Es el error absoluto dividido por el valor verdadero (o de referencia). Se suele expresar en porcentaje.

$$\text{Error relativo} = \left( \frac{\text{Error absoluto}}{\text{Valor ANSYS}} \right) \times 100\% \quad (102)$$

Se obtienen los siguientes valores:

- Valor calculado: 25,26608972 MPa
- Valor ANSYS: 25,337 MPa

El valor calculado resulta de la ecuación 10.

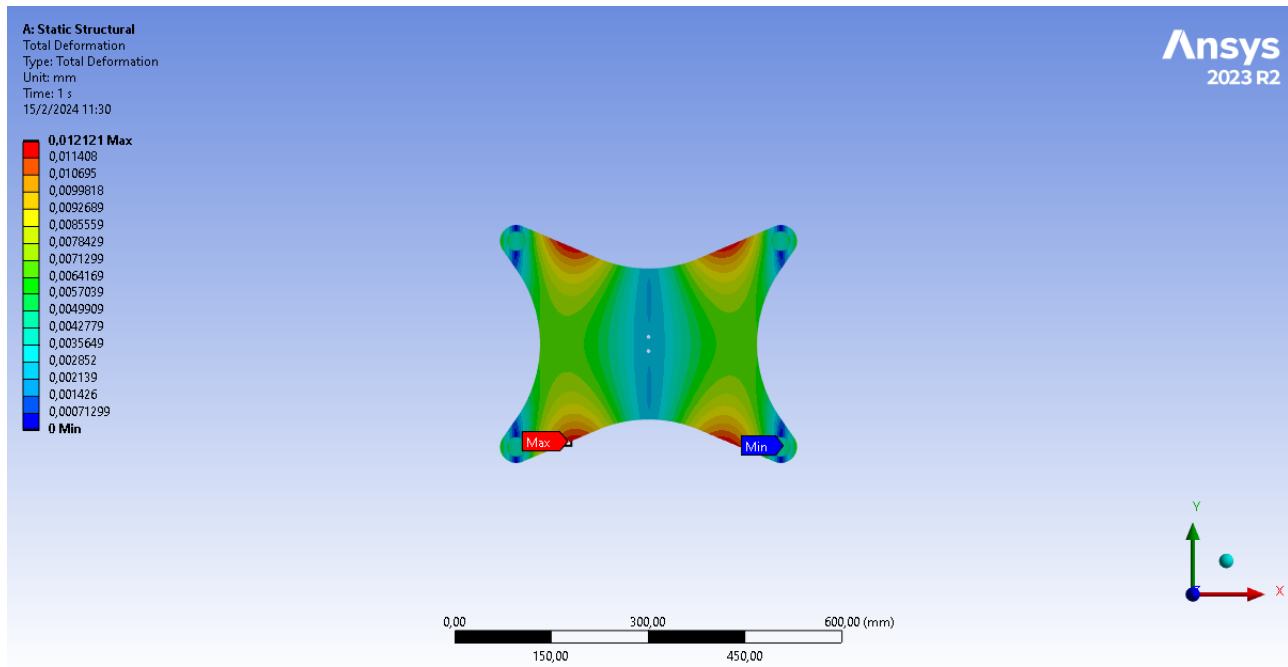
Aplicando las ecuaciones 101 y 102 se obtiene:

- Error absoluto = 0,07091028 MPa
- Error relativo = 0,2798685%

La figura 53 muestra la deformación que sucede en el conjunto de placa y acoples superiores.

### Figura 53

*Simulación en ANSYS de la deformación del conjunto placa y acople superior.*



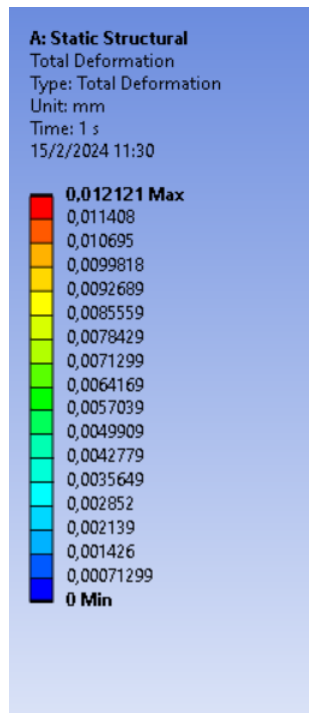
**Nota:** Resultados de la simulación de deformación realizada con una carga de -1270 N aplicada en la placa y de 317,5 N ubicada en cada uno de los acoples.

Para una mejor apreciación de la escala de valores, esta se puede visualizar la figura 54.



## Figura 54

*Resultados de la simulación en ANSYS de la deformación del conjunto placa y acoples superiores.*

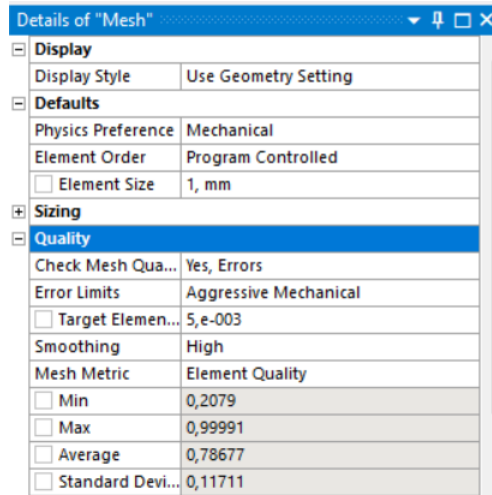


**Nota:** Resultados de la simulación de deformación realizada con una carga de -1270 N aplicada en la placa y de 317,5 N ubicada en cada uno de los acoples.

En la figura 55 se visualiza la calidad de malla, sobre la cual se lleva a cabo la simulación del acople inferior de la placa.

**Figura 55**

*Datos de mallado para simulación del acople inferior de la placa*

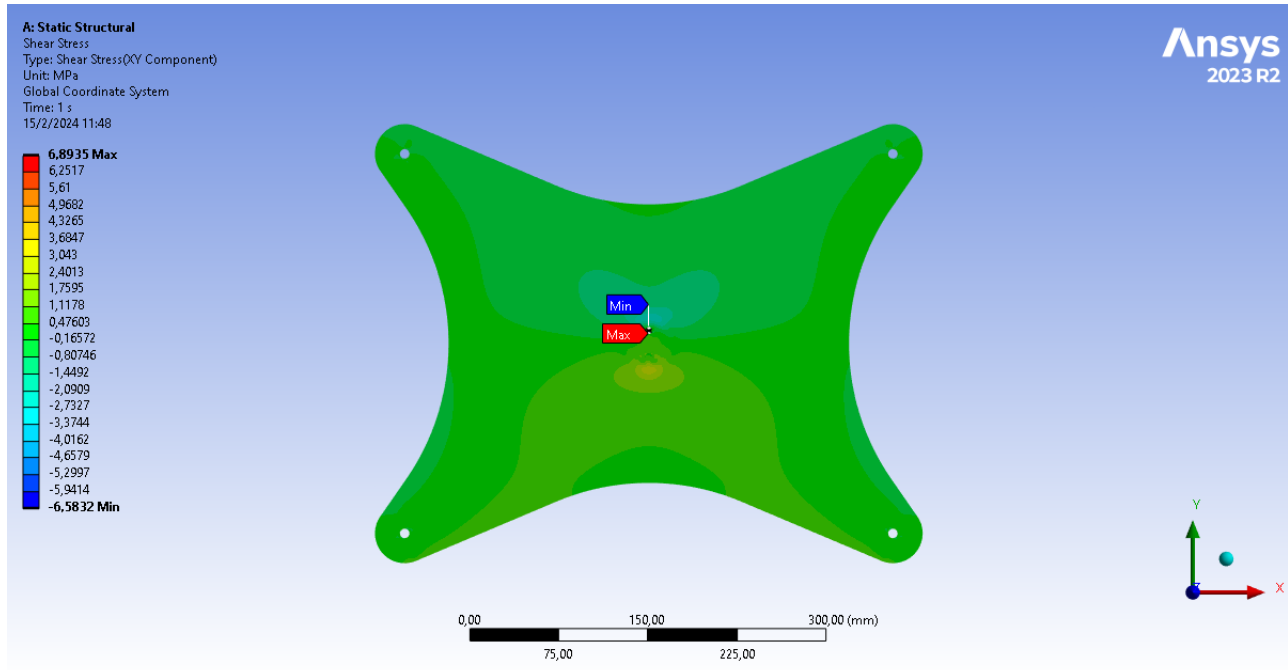


**Nota:** Calidad de mallado para posterior simulación en ANSYS con un promedio de 0,78677.

En la figura 56, se visualiza la representación gráfica del esfuerzo cortante dentro de los tornillos M6 que unen la placa con el inferior.

**Figura 56**

*Simulación en ANSYS del esfuerzo cortante en el acople inferior.*

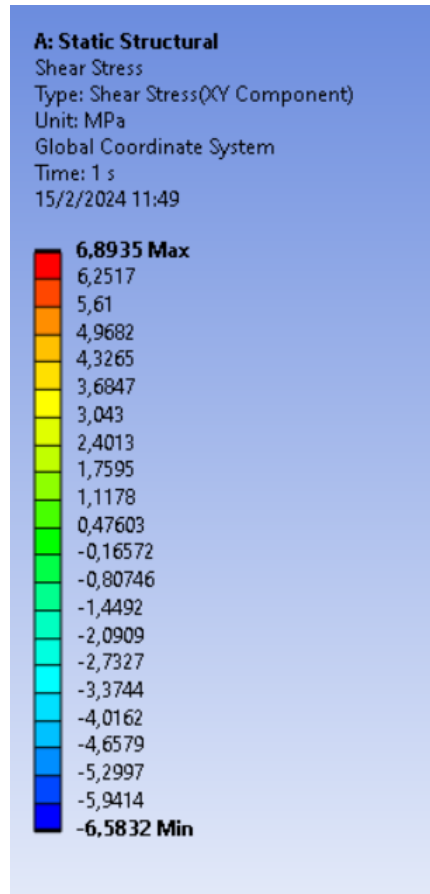


**Nota:** Simulación de esfuerzo cortante realizada con una carga de -1270 N aplicada en la placa y de 635 N ubicada en el acople.

Para una mejor apreciación de la escala de valores, esta se puede visualizar la figura 57.

## Figura 57

*Resultados de la simulación en ANSYS del esfuerzo cortante en los acoples superiores*

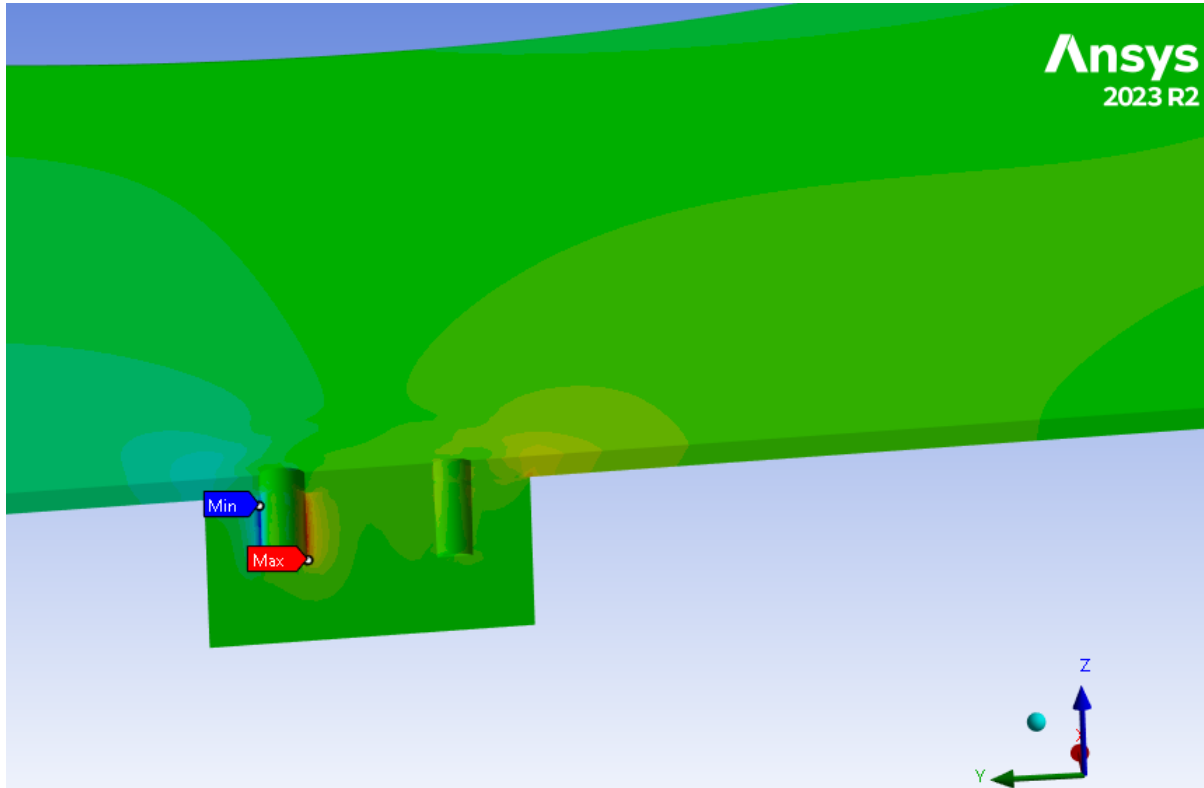


**Nota:** Resultados de la simulación de esfuerzo cortante realizada con una carga de -1270 N aplicada en la placa y de 635 N ubicada en el acople.

En la figura 58 se observa el lugar donde sucede el máximo esfuerzo cortante.

**Figura 58**

*Máximo esfuerzo cortante en el acople inferior.*



**Nota:** Resultados de la simulación de esfuerzo cortante realizada con una carga de -1270 N aplicada en la placa y de 635 N ubicada en el acople.

Se obtienen los siguientes valores:

- Valor calculado: 6,73753502 MPa
- Valor ANSYS: 6,8935 MPa

El valor calculado resulta de la ecuación 13.

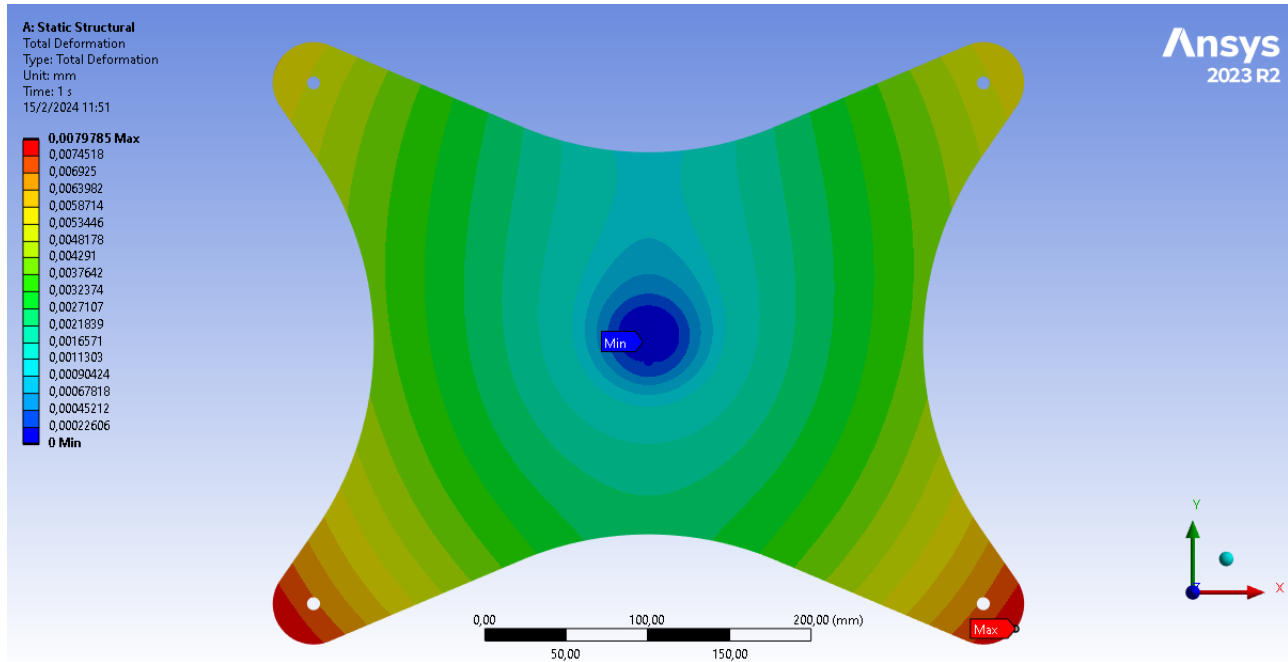
Aplicando las ecuaciones 101 y 102 se obtiene:

- Error absoluto = 0,15596498 MPa
- Error relativo = 2,2625 %

La figura 59 muestra la deformación que sucede en el conjunto de placa y acople inferior.

### Figura 59

*Simulación en ANSYS de la deformación del conjunto placa y acople inferior*

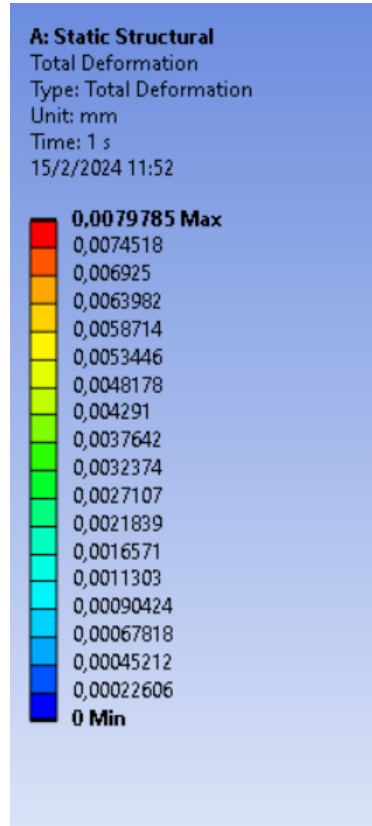


**Nota:** Resultados de la simulación de deformación realizada con una carga de -1270 N aplicada en la placa y de 635 N ubicada en el acople.

Para una mejor apreciación de la escala de valores, esta se puede visualizar la figura 60.

## Figura 60

Resultados de la simulación en ANSYS de la deformación del conjunto placa y acople inferior.



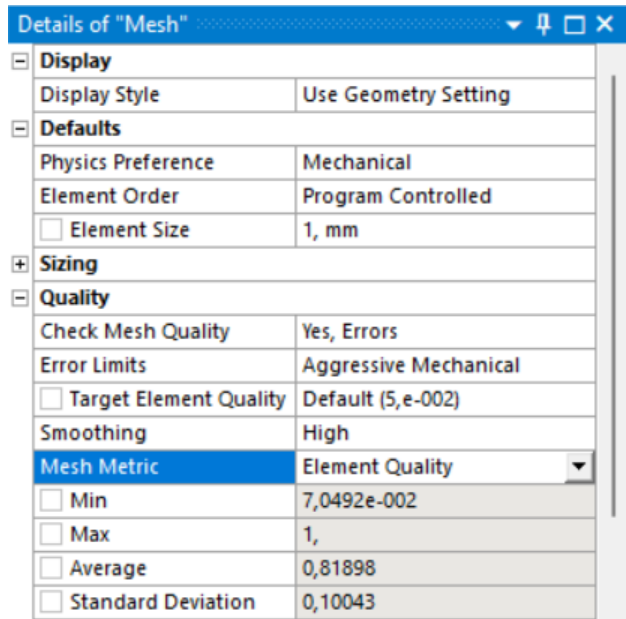
**Nota:** Resultados de la simulación de deformación realizada con una carga de -1270 N aplicada en la placa y de 635 N ubicada en cen el acople inferior.

### Estructura Inferior de la Balanza

La figura 61 indica la calidad de la malla, con la cual se lleva a cabo la simulación de la estructura inferior de la balanza.

**Figura 61**

*Datos de mallado para simulación del acople inferior de la placa.*



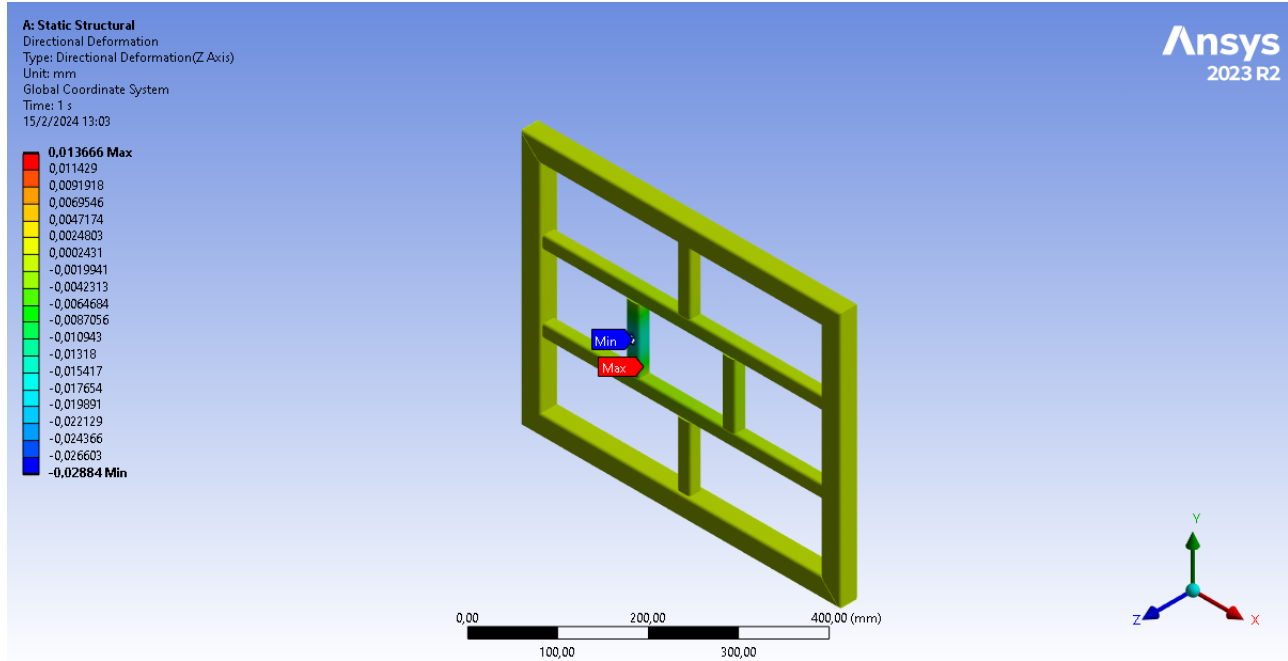
**Nota:** Calidad de mallado para posterior simulación en ANSYS con un promedio de 0,81898.

En la figura 62 se muestra la deformación que se presenta en la estructura inferior de la balanza.



## Figura 62

*Simulación en ANSYS de la deformación de la estructura inferior.*

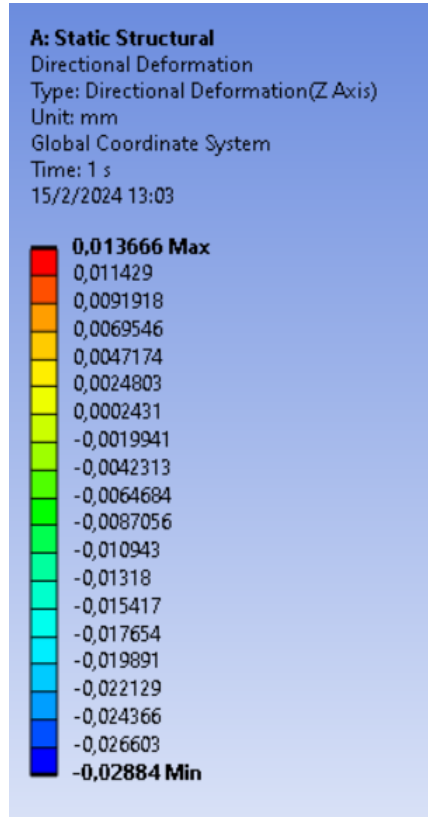


**Nota:** Resultados de la simulación de deformación realizada con una carga de 672 N aplicada en la viga que soporta la estructura superior.

Para una mejor apreciación de la escala de valores, esta se puede visualizar la figura 63.

### Figura 63

*Resultados de la simulación en ANSYS de la deformación de la estructura inferior.*

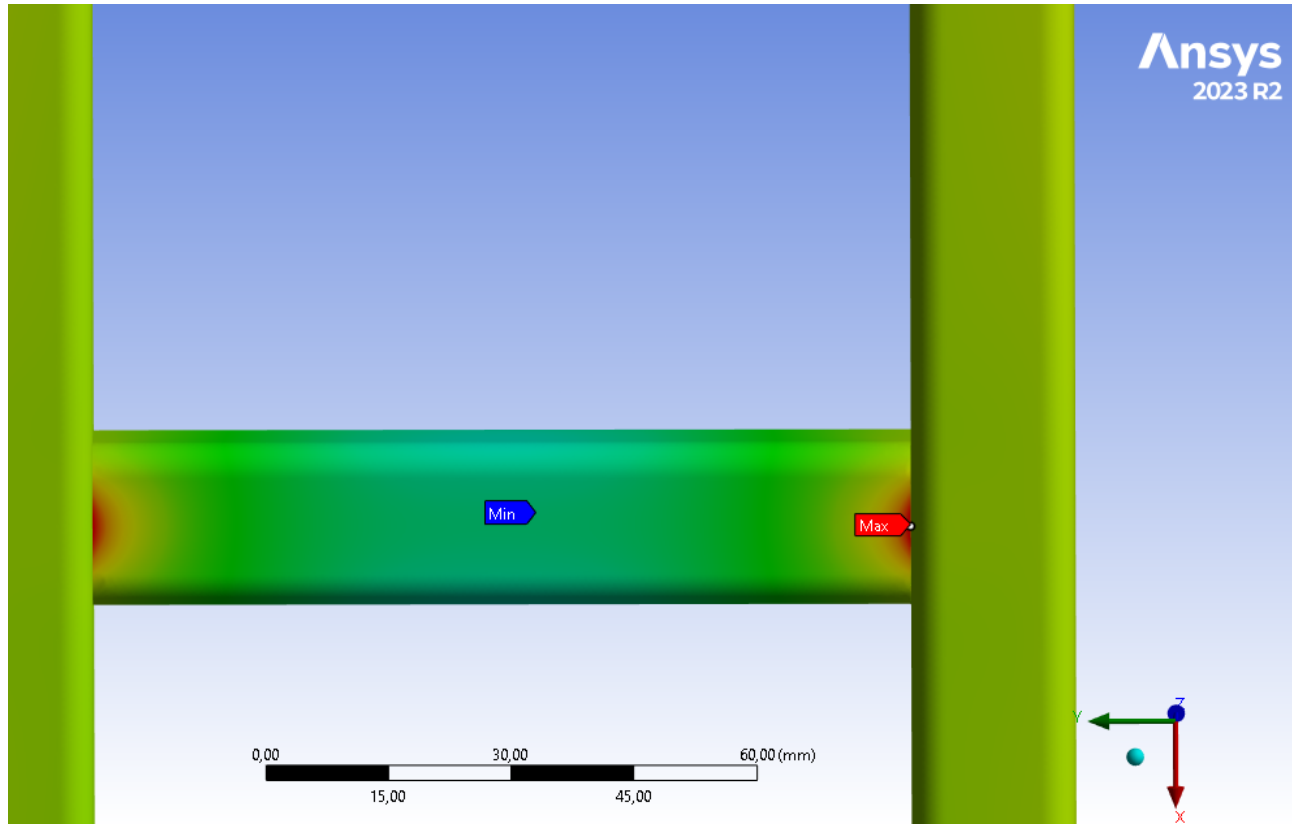


**Nota:** Resultados de la simulación de deformación realizada con una carga de 672 N aplicada en la viga que soporta la estructura superior.

En la figura 64 se observa el lugar donde sucede la máxima deformación.

## Figura 64

*Máximo valor de deformación en la estructura inferior.*



**Nota:** Resultados de la simulación de deformación realizada con una carga de 672 N aplicada en la viga que soporta la estructura superior.

Se obtienen los siguientes valores:

- Valor calculado: 0,01333841463 mm
- Valor ANSYS: 0,013666 mm

El valor calculado resulta de la ecuación 33.

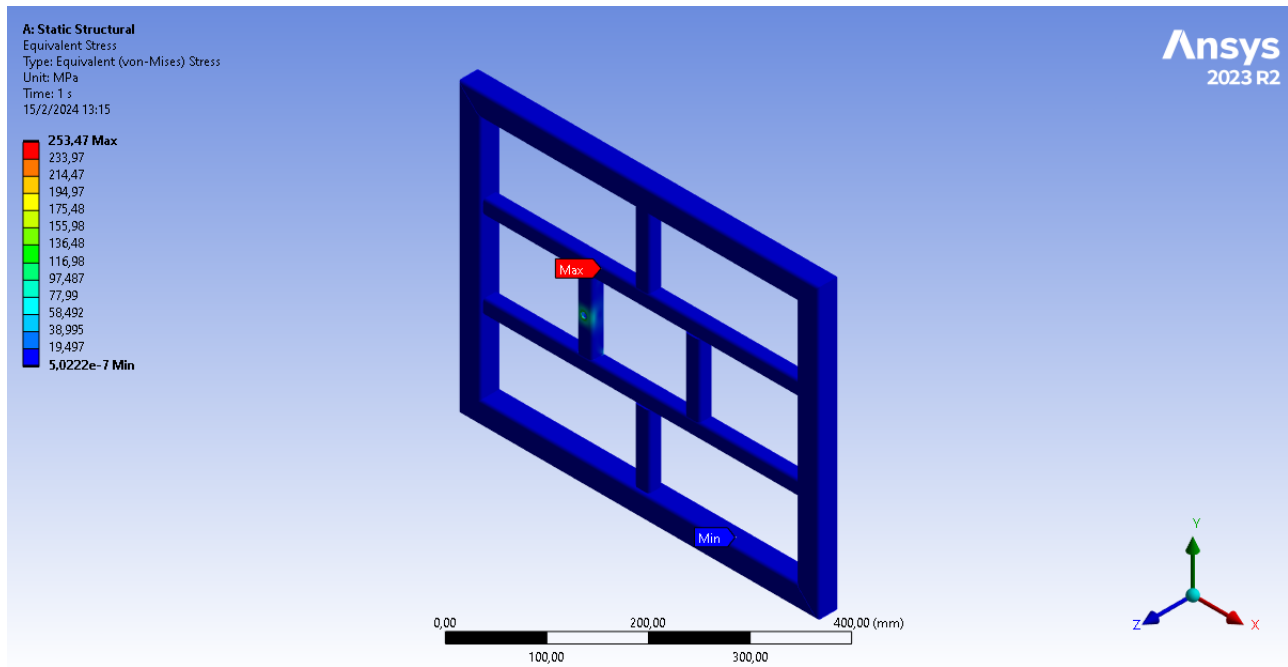
Aplicando las ecuaciones 101 y 102 se obtiene:

- Error absoluto = 3,2758537 e-4 mm
- Error relativo = 2,39708%

La figura 65 indica el esfuerzo al que se encontrará sometida la estructura inferior de la balanza.

### Figura 65

*Simulación en ANSYS del esfuerzo al cual se encuentra sometida la estructura inferior.*

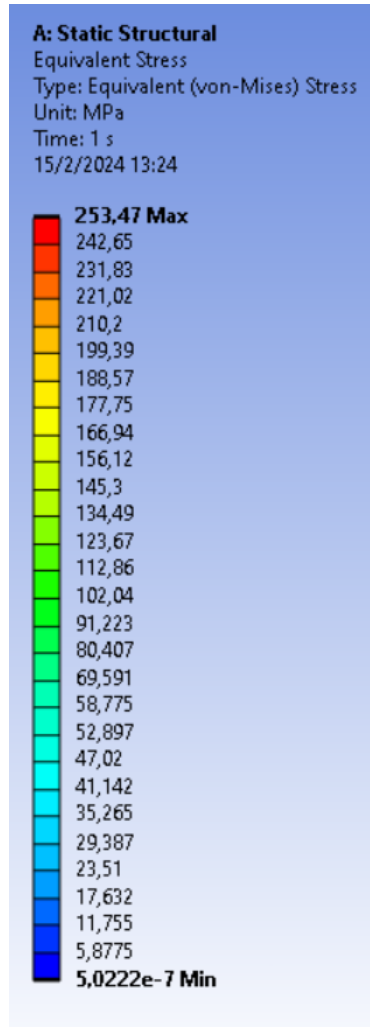


**Nota:** Resultados de la simulación de esfuerzo realizada con una carga de 672 N aplicada en la la viga que soporta la estructura superior.

Para una mejor apreciación de la escala de valores, esta se puede visualizar la figura 66.

## Figura 66

Resultados de la simulación de esfuerzo en ANSYS al cual se encuentra sometida la estructura inferior.

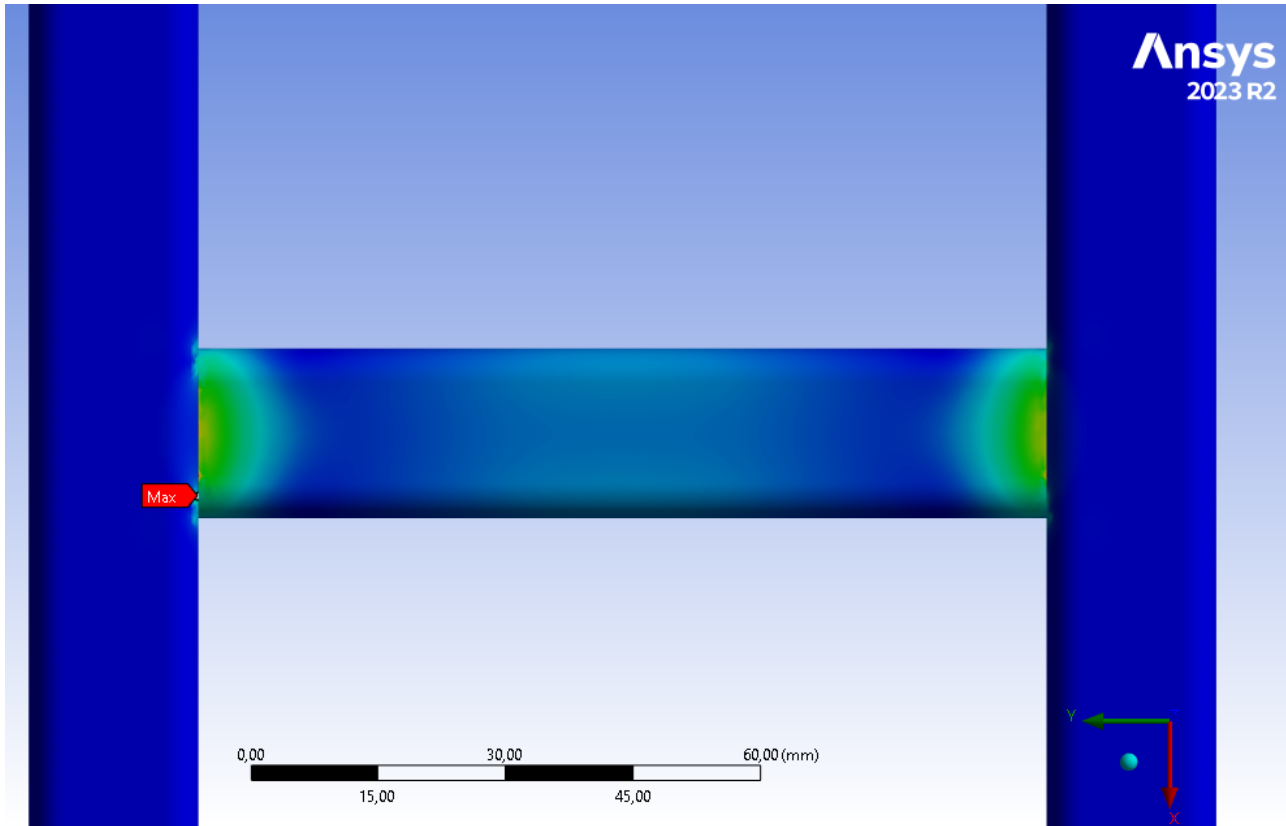


**Nota:** Resultados de la simulación de esfuerzo realizada con una carga de 672 N aplicada en la la viga que soporta la estructura superior.

En la figura 67 se observa el lugar donde sucede el máximo esfuerzo en la estructura inferior.

**Figura 67**

*Máximo valor de esfuerzo en la estructura inferior.*



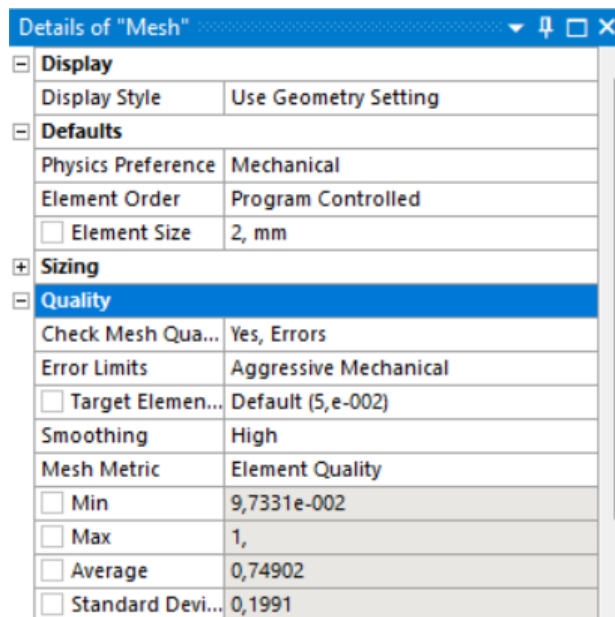
**Nota:** Resultados de la simulación de esfuerzo realizada con una carga de 672 N aplicada en la viga que soporta la estructura superior.

## Mesa de trabajo

La figura 68, indica la calidad de malla con la que se lleva a cabo la simulación de la mesa de trabajo.

### Figura 68

*Datos de mallado para simulación de la mesa de trabajo.*



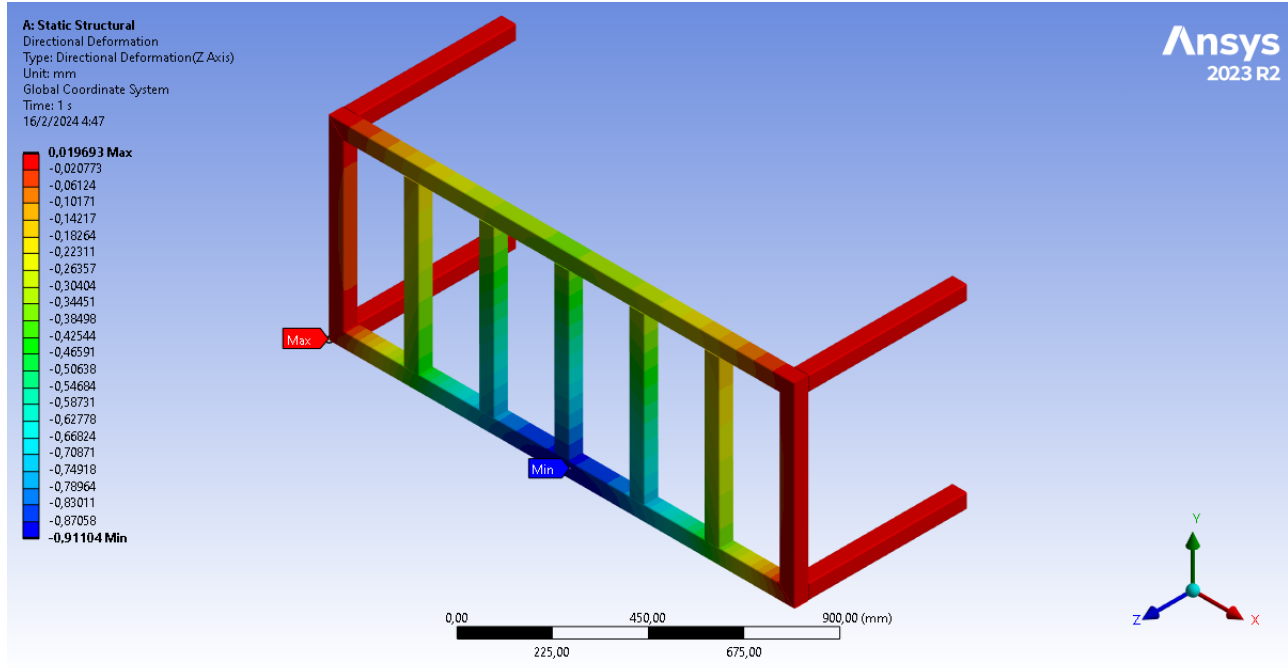
Details of "Mesh"	
<b>Display</b>	
Display Style	Use Geometry Setting
<b>Defaults</b>	
Physics Preference	Mechanical
Element Order	Program Controlled
<input type="checkbox"/> Element Size	2, mm
<b>Sizing</b>	
<b>Quality</b>	
Check Mesh Qua...	Yes, Errors
Error Limits	Aggressive Mechanical
<input type="checkbox"/> Target Elemen...	Default (5,e-002)
Smoothing	High
Mesh Metric	Element Quality
<input type="checkbox"/> Min	9,7331e-002
<input type="checkbox"/> Max	1,
<input type="checkbox"/> Average	0,74902
<input type="checkbox"/> Standard Devi...	0,1991

**Nota:** Calidad de mmallado para posterior simulación en ANSYS con un promedio de 0,74902.

Se realiza la simulación de deformación de la mesa de trabajo, obteniendo los resultados que se muestran en la figura 69.

**Figura 69**

*Simulación de deformación en ANSYS de la mesa de trabajo.*



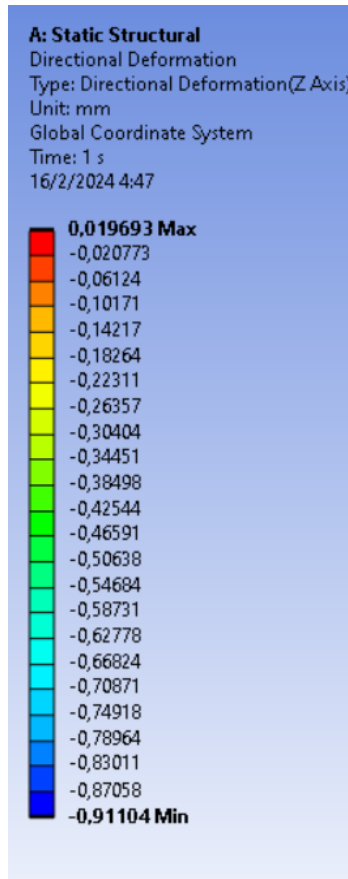
**Nota:** . Resultados de la simulación de deformación realizada con una carga de 825 N obtenida en la ecuación 48 aplicada en la mesa de trabajo.

Para una mejor apreciación de la escala de valores, esta se puede visualizar la figura 70.



## Figura 70

*Simulación en ANSYS de la deformación de la mesa de trabajo.*

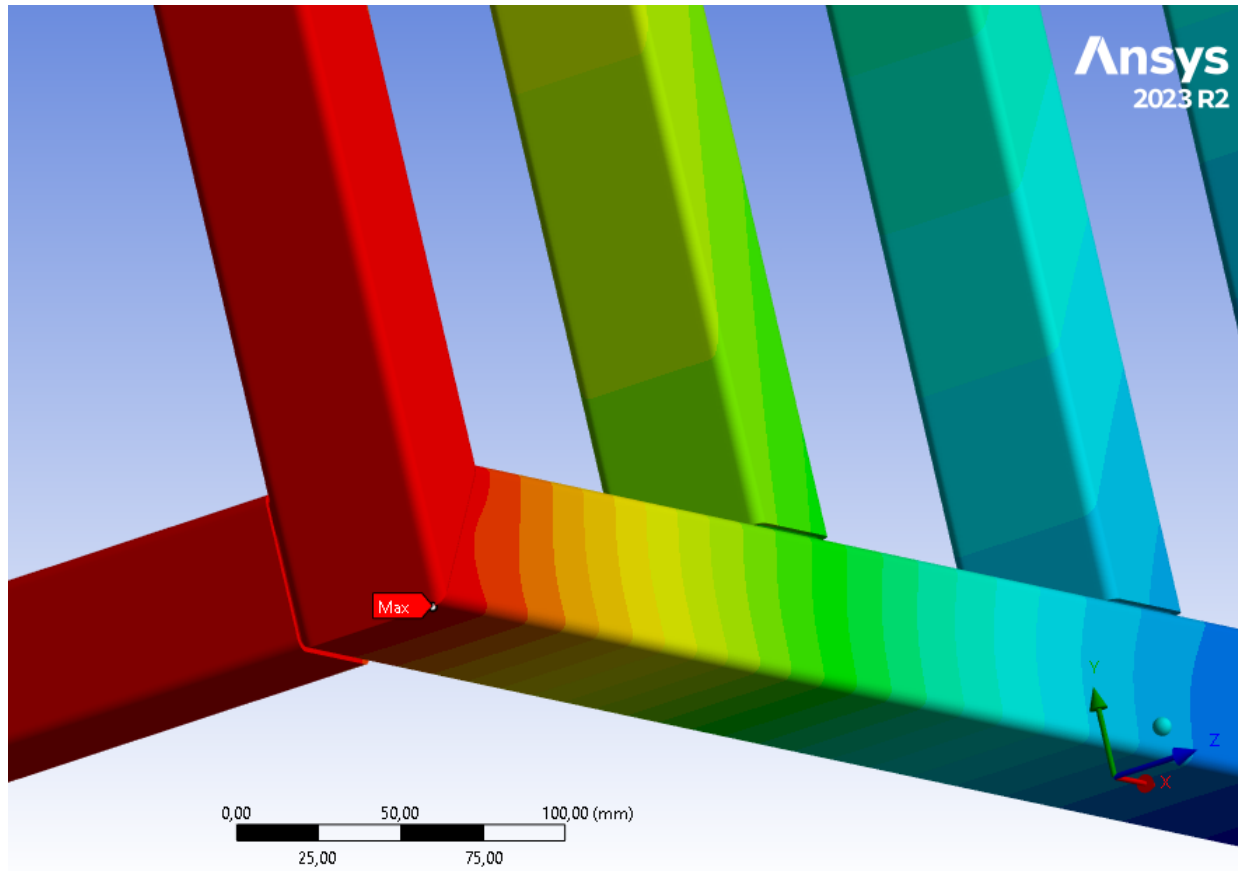


**Nota:** Resultados de la simulación de deformación realizada con una carga de 825N aplicada en la mesa de trabajo.

En la figura 71 se observa el lugar donde sucede la máxima deformación.

**Figura 71**

*Máximo valor de la deformación de la mesa de trabajo.*



**Nota:** Resultados de la simulación de deformación realizada con una carga de 825 N aplicada en la viga que soporta la estructura superior.

Se obtienen los siguientes valores:

- Valor calculado: 0,01029394791 mm
- Valor ANSYS: 0,019693 mm

El valor calculado resulta de la ecuación 53.

Aplicando las ecuaciones 101 y 102 se obtiene:

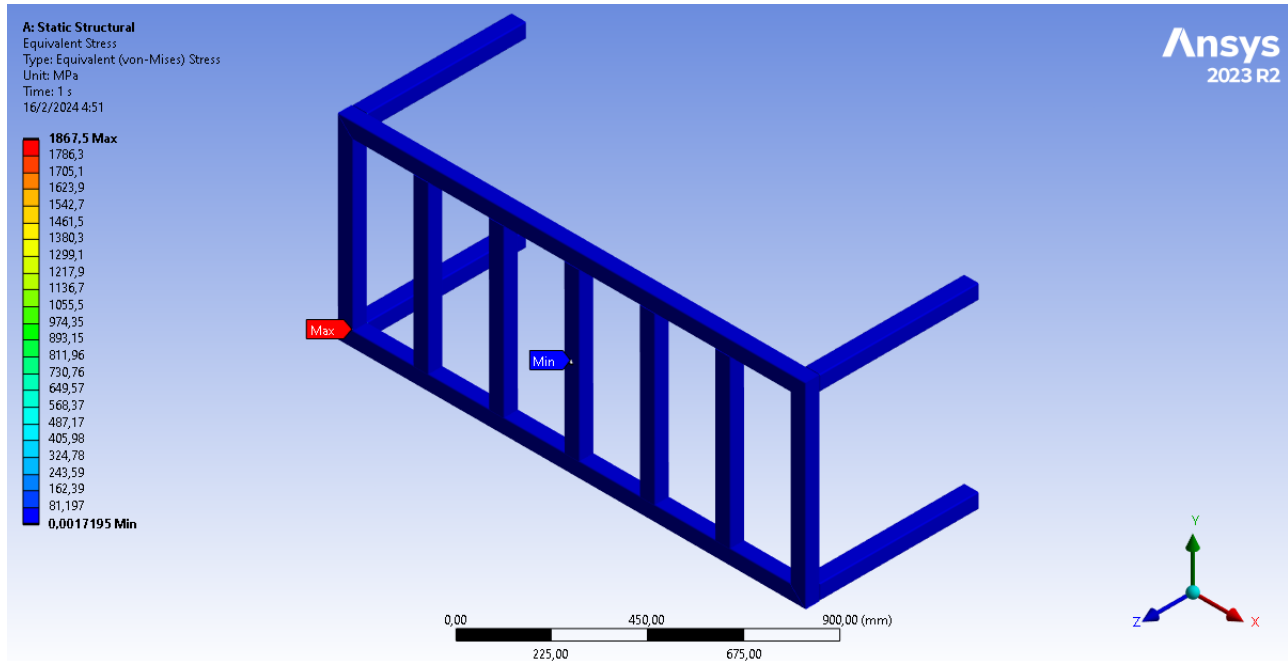
- Error absoluto = 0,00939905209 mm

- Error relativo = 3.67%

En la figura 72 indica el esfuerzo al que se encuentra sometido la mesa de trabajo.

**Figura 72**

*Simulación de esfuerzo en ANSYS de la mesa de trabajo.*

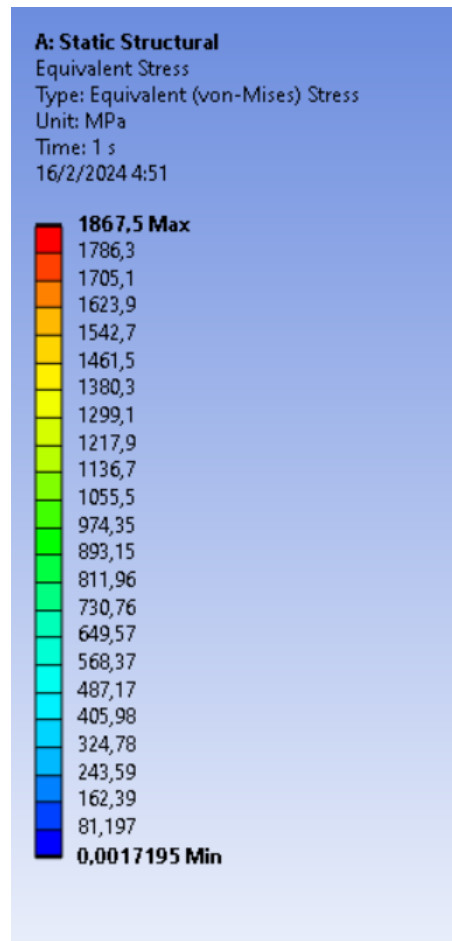


**Nota:** resultados de la simulación de esfuerzo realizada con una carga de 825 N aplicada en la mesa de trabajo.

Para una mejor apreciación de la escala de valores, esta se puede visualizar la figura 73.

### Figura 73

Resultados de la simulación en ANSYS del esfuerzo al cual se encuentra sometida la mesa de trabajo.

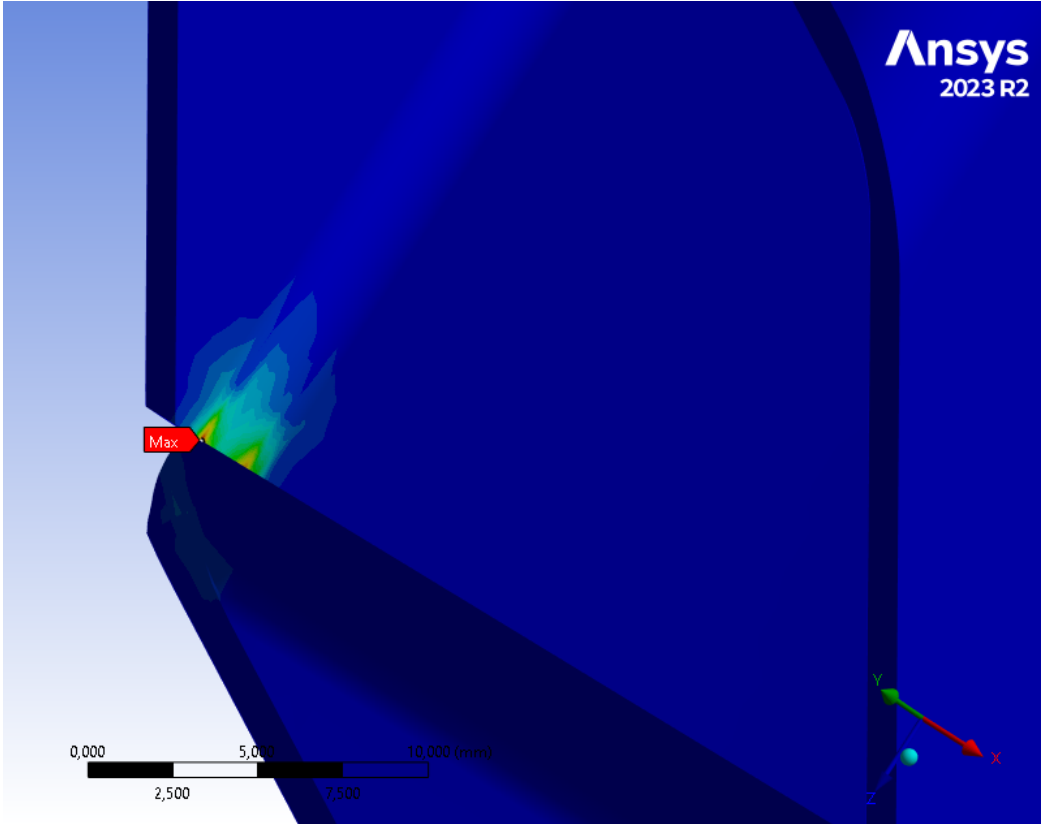


**Nota:** Resultados de la simulación de esfuerzo realizada con una carga de 825 N aplicada en la mesa de trabajo.

En la figura 74 se observa el lugar donde sucede el máximo esfuerzo en la mesa de trabajo.

**Figura 74**

*Máximo valor de esfuerzo en la mesa de trabajo.*



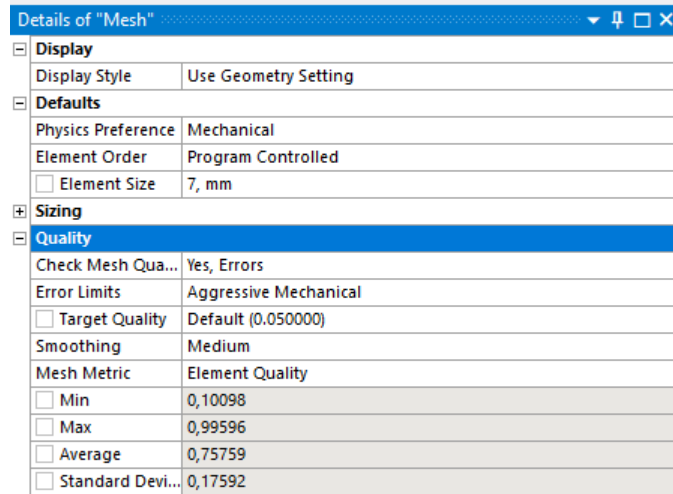
**Nota:** Resultados de la simulación de esfuerzo realizada con una carga de 825 N aplicada en la mesa de trabajo.

## Bastidor del Transportador 1

En la figura 75 se puede observar la calidad de malla sobre la cual se ejecutará la simulación.

### Figura 75

*Datos de mallado*



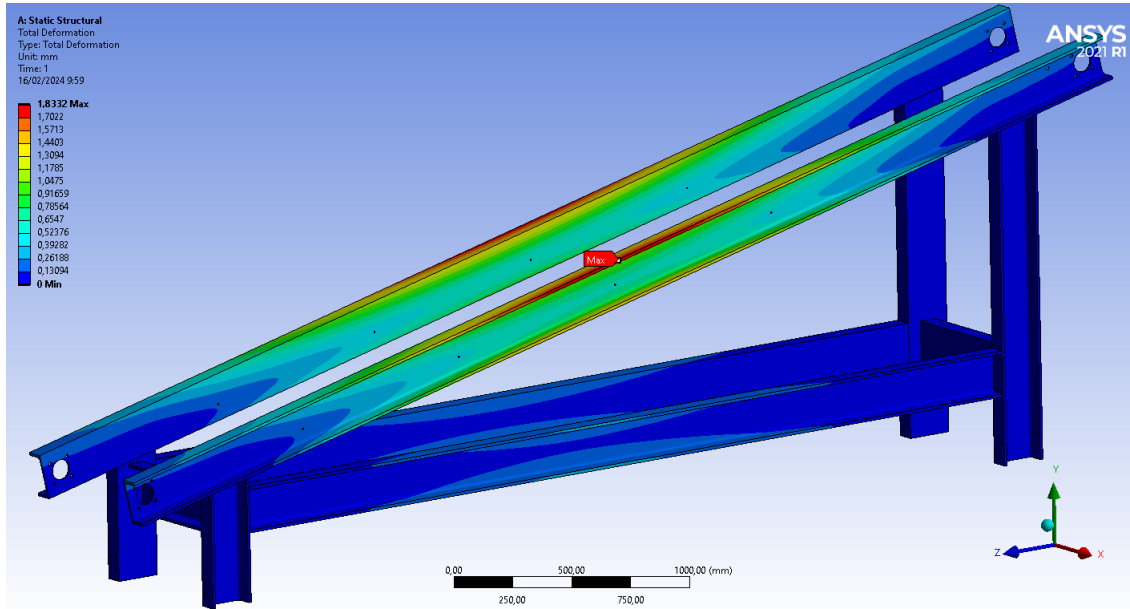
Details of "Mesh"	
<b>Display</b>	
Display Style	Use Geometry Setting
<b>Defaults</b>	
Physics Preference	Mechanical
Element Order	Program Controlled
<input type="checkbox"/> Element Size	7, mm
<b>Sizing</b>	
<b>Quality</b>	
Check Mesh Qua...	Yes, Errors
Error Limits	Aggressive Mechanical
<input type="checkbox"/> Target Quality	Default (0.050000)
Smoothing	Medium
Mesh Metric	Element Quality
<input type="checkbox"/> Min	0,10098
<input type="checkbox"/> Max	0,99596
<input type="checkbox"/> Average	0,75759
<input type="checkbox"/> Standard Devi...	0,17592

**Nota:** Simulación en Ansys de ejes ejecutada sobre una malla con calidad de 0,75

A continuación, en la figura 76 se puede observar la representación gráfica de la deformación.

**Figura 76**

*Simulación en ANSYS del bastidor para el Transportador 1*

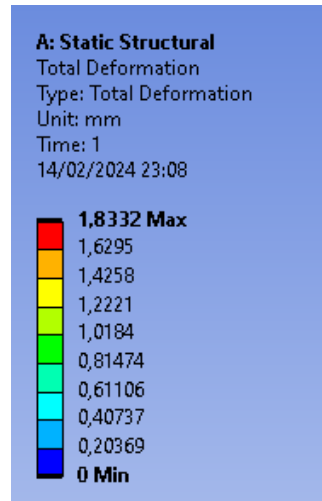


**Nota:** Simulación en Ansys del bastidor sometidos a una carga de 3584,4638 N

Para una mejor apreciación de la escala de valores se los puede observar en la figura 77.

## Figura 77

*Resultados de la simulación en ANSYS del bastidor para el Transportador 1*



**Nota:** Resultados simulación en Ansys del bastidor sometidos a una carga de 3584,4638 N

En la simulación se obtiene un valor de 1,8332 mm de deformación o desplazamiento de las vigas diagonales, lo cual indica que la variación del bastidor es mínima bajo la carga previamente determinada, lo cual es un indicador de la fiabilidad del perfil seleccionado.

- Valor calculado: 1,94462446860302 mm
- Valor ANSYS: 1,8332 mm

Usando las ecuaciones 101 y 102 se obtiene:

- Error absoluto = 0,11142446860302 mm
- Error relativo = 6,07%

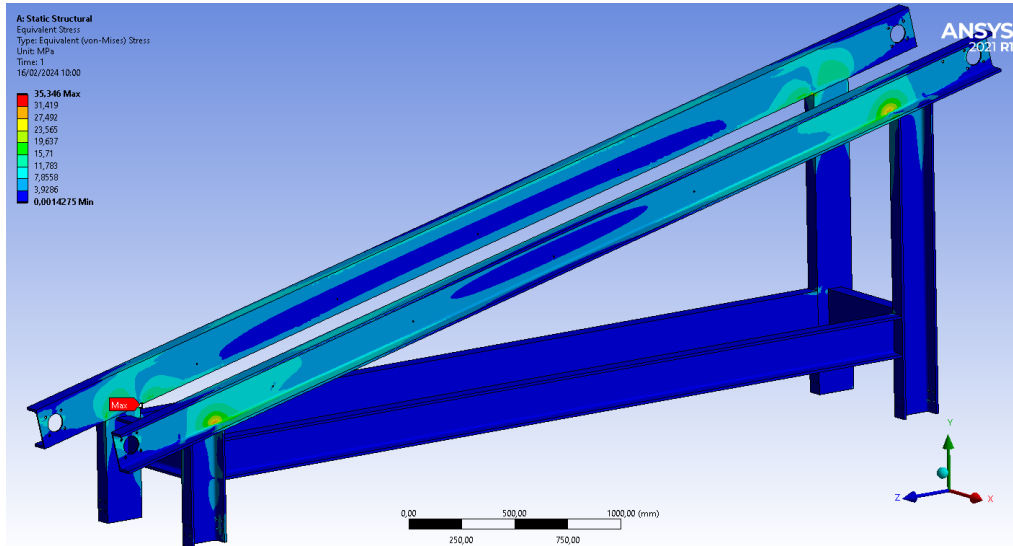
Por lo tanto, hay una diferencia del 6,07% entre los cálculos manuales y los resultados de la simulación de ANSYS. Con base en esta deformación y la variación existente entre los valores, se puede determinar que el perfil es el adecuado para las condiciones del sistema.

A continuación, en la figura 78 se puede observar la representación gráfica del análisis de Von Mises.



## Figura 78

*Simulación en ANSYS del bastidor para el Transportador 1*

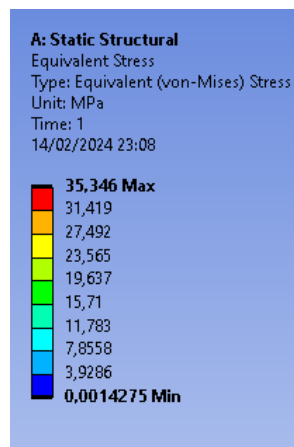


**Nota:** Simulación en Ansys del bastidor sometidos a una carga de 3584,4638 N

Para una mejor apreciación de la escala de valores se los presenta en la figura 79

## Figura 79

*Resultados de la simulación en ANSYS del bastidor para el Transportador 1*



**Nota:** Resultados simulación en Ansys del bastidor sometidos a una carga de 3584,4638 N

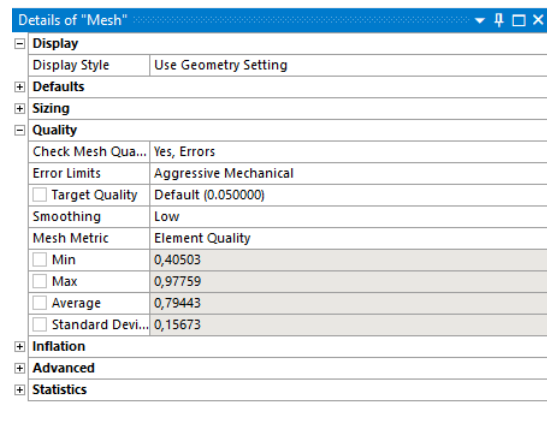
En la simulación se obtiene un valor del 35,346 MPa como esfuerzo máximo de Von Mises en los puntos de soporte de las vigas diagonales, esto no supera el esfuerzo admisible, lo cual es un indicador de la fiabilidad del perfil seleccionado.

## Bastidor del Transportador 2

En la figura 80 se puede observar la calidad de malla sobre la cual se ejecutará la simulación.

### Figura 80

*Datos de mallado*



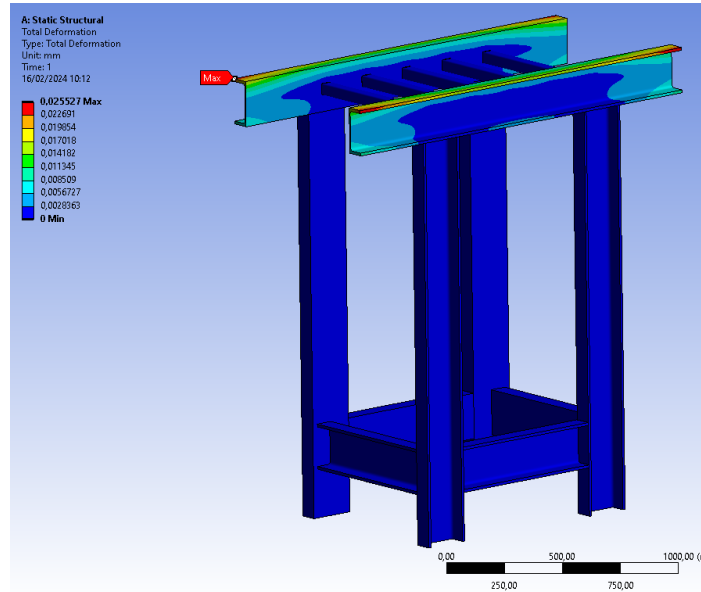
Details of "Mesh"	
<b>Display</b>	
Display Style	Use Geometry Setting
<b>Defaults</b>	
<b>Sizing</b>	
<b>Quality</b>	
Check Mesh Qua...	Yes, Errors
Error Limits	Aggressive Mechanical
<input type="checkbox"/> Target Quality	Default (0.050000)
Smoothing	Low
Mesh Metric	Element Quality
<input type="checkbox"/> Min	0,40503
<input type="checkbox"/> Max	0,97759
<input type="checkbox"/> Average	0,79443
<input type="checkbox"/> Standard Devi...	0,15673
<b>Inflation</b>	
<b>Advanced</b>	
<b>Statistics</b>	

**Nota:** Simulación en Ansys de ejes ejecutada sobre una malla con calidad de 0,79

A continuación, en la figura 81 se puede observar la representación gráfica de la deformación.

## Figura 81

*Simulación en ANSYS del bastidor para el Transportador 2*

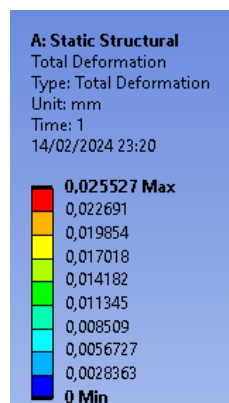


**Nota:** Simulación en Ansys del bastidor sometidos a una carga de 490,5 N

Para una mejor apreciación de la escala de valores se puede observar en la figura 82

## Figura 82

*Resultados de la simulación en ANSYS del bastidor para el Transportador 2*



**Nota:** Resultados simulación en Ansys del bastidor sometidos a una carga de 490,5 N

En la simulación se obtiene un valor de 0,025527 mm de deformación o desplazamiento de las vigas horizontales, lo cual indica que la variación del bastidor es mínima bajo la carga previamente determinada, lo cual es un indicador de la fiabilidad del perfil seleccionado.

Primero, se calcula el error absoluto y el error relativo aplicando sus respectivas ecuaciones 101 y 102, obteniendo:

- Valor calculado: 0,0266874692526017 mm
- Valor ANSYS: 0,025527 mm

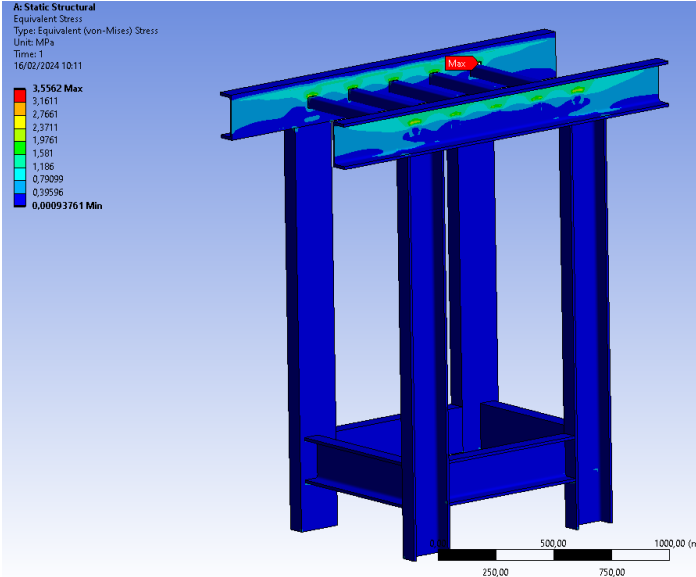
Se obtiene:

- Error absoluto = 0,0011604692526017 mm
- Error relativo = 4,35%

Por lo tanto, hay una diferencia del 4,35% entre tus cálculos manuales y los resultados de la simulación de ANSYS. Con base en esta deformación y la variación existente entre los valores, se puede determinar que el perfil es el adecuado para las condiciones del sistema. A continuación, en la figura 83 se puede observar la representación gráfica del análisis de Von Mises.

**Figura 83**

*Simulación en Ansys del bastidor para el Transportador 2*

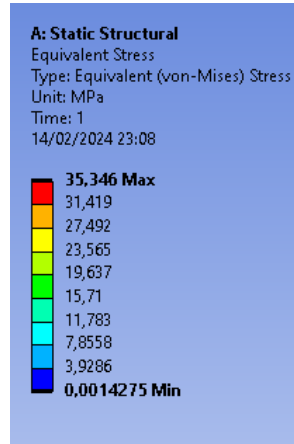


**Nota:** Simulación en Ansys del bastidor sometidos a una carga de 490,5 N

Para una mejor apreciación de los valores de los puede observar en la figura 84

## Figura 84

*Resultados simulación en Ansys del bastidor para el Transportador 2*



**Nota:** Resultados simulación en Ansys del bastidor sometidos a una carga de 490,5 N

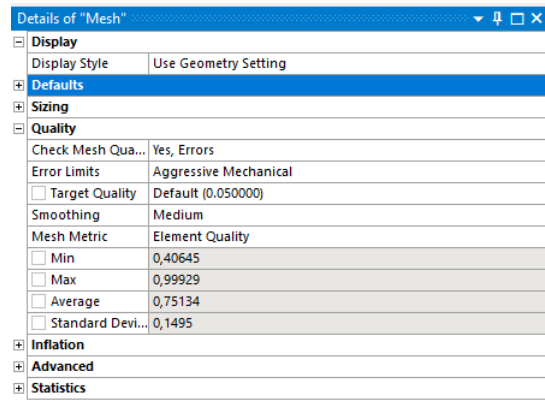
En la simulación se obtiene un valor del 35,346 MPa como esfuerzo maximo de Von Mises en los puntos de soporte de las vigas diagonales, esto no supera el esfuerzo admisible lo cual es un indicador de la fiabilidad del perfil seleccionado.

### **Rodillos del Transportador 1**

En la figura 85 se puede observar la calidad de malla sobre la cual se ejecutará la simulación.

## Figura 85

*Datos de mado*

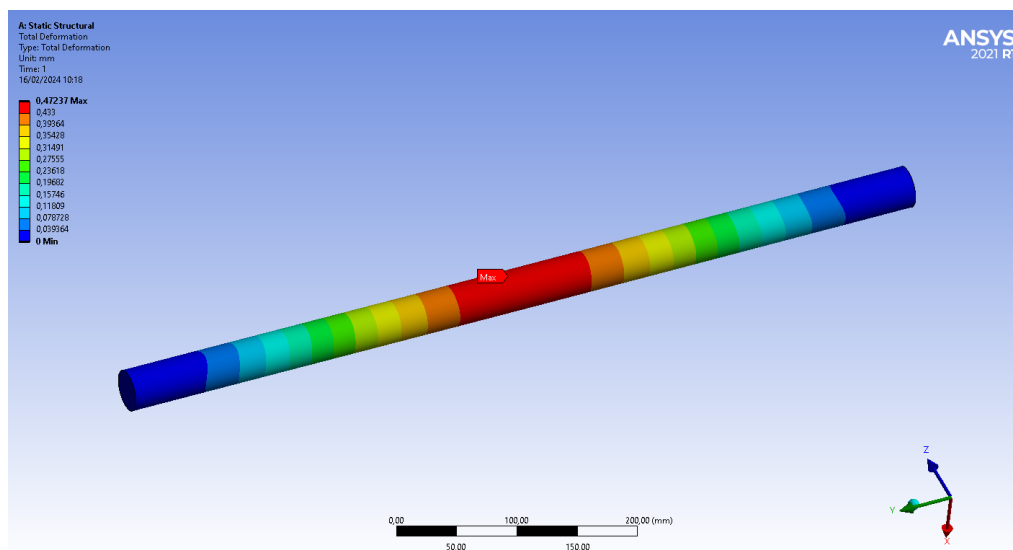


**Nota:** Simulación en ANSYS de ejes ejecutada sobre una malla con calidad de 0,79

A continuación en la figura 86 se puede observar la representación gráfica de la deformación.

## Figura 86

*Simulación en ANSYS de ejes para el Transportador 1*

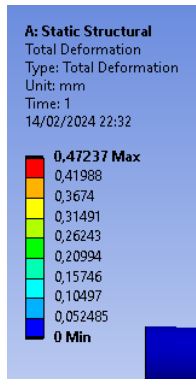


**Nota:** Simulación en ANSYS de ejes sometidos a una carga de 3584,4638 N

Para una mejor apreciación de los valores de los puede observar en la figura 87

### Figura 87

*Resultados de la simulación en ANSYS del bastidor para el Transportador 1*



**Nota:** Resultados simulación en Ansys del bastidor sometidos a una carga de 3584,4638 N

En la simulación se obtiene un valor de 0,47237 mm de deformación o desplazamiento de las vigas horizontales, lo cual indica que la variación del eje es mínima bajo la carga previamente determinada, lo cual es un indicador de la fiabilidad del eje seleccionado.

Primero, se calcula el error absoluto y el error relativo aplicando sus respectivas ecuaciones 101 y 102, obteniendo:

- Valor calculado: 0,49520473652
- Valor ANSYS: 0,47237

se obtiene:

- Error absoluto = 0,02283473652
- Error relativo = 4,83

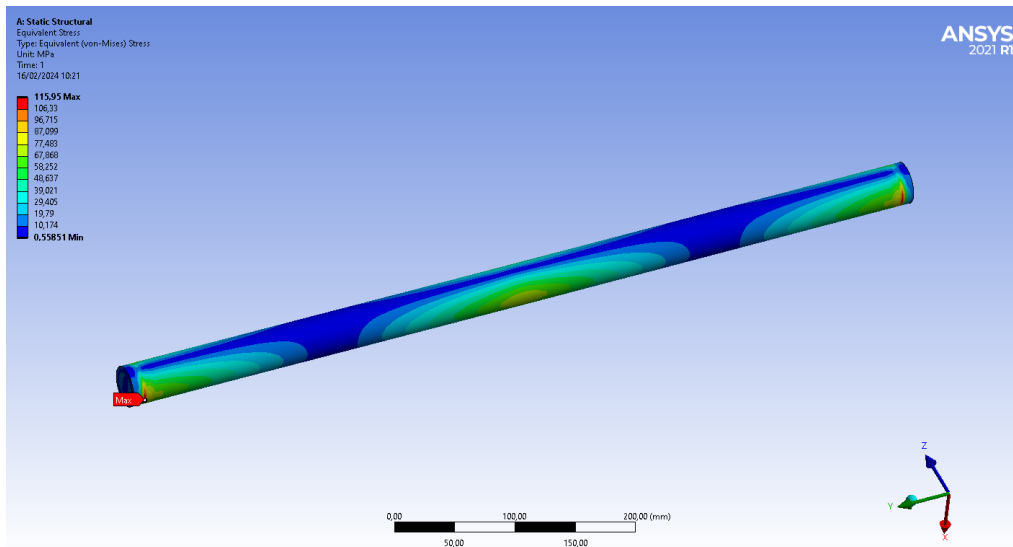
Por lo tanto, hay una diferencia del 4,83% entre los cálculos manuales y los resultados de la simulación de ANSYS. Con base en esta deformación y la variación existente entre los valores, se puede determinar que el eje es adecuado para las condiciones del sistema.



A continuación en la figura 88 se puede observar la representación gráfica del análisis de Von Mises.

### Figura 88

*Simulación en ANSYS del bastidor para el Transportador 1*

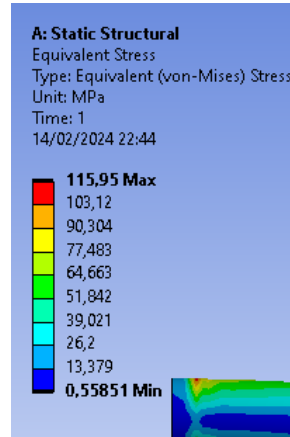


**Nota:** Simulación en ANSYS del bastidor sometidos a una carga de 3584,4638 N

Para una mejor apreciación de los valores de los puede observar en la figura 89

## Figura 89

*Resultados de la simulación en ANSYS del bastidor para el Transportador 1*



**Nota:** Resultados simulación en ANSYS del bastidor sometidos a una carga de 3584,4638 N

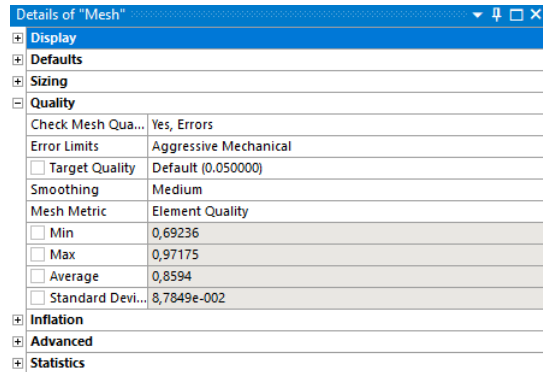
En la simulación se obtiene un valor de 115,95 MPa como esfuerzo máximo de Von Mises en los puntos de soporte de las vigas diagonales, esto no supera el esfuerzo admisible, lo cual es un indicador de la fiabilidad del perfil seleccionado.

## Rodillos del Transportador 2

En la figura 90 se puede observar la calidad de malla sobre la cual se ejecutará la simulación.

## Figura 90

*Datos de mado*

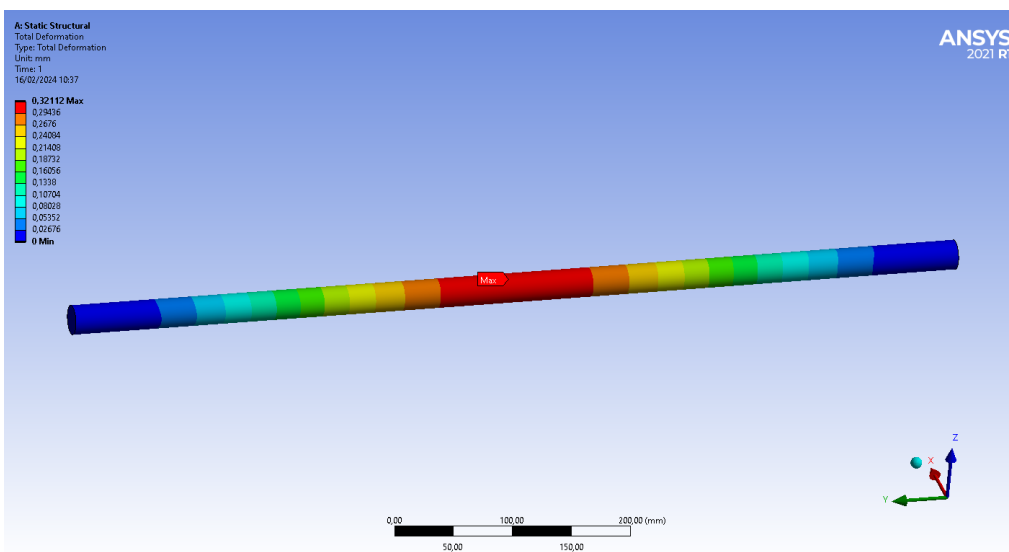


**Nota:** Simulación en Ansys de ejes ejecutada sobre una malla con calidad de 0,79

A continuación en la figura 91 se puede observar la representación gráfica de la deformación.

## Figura 91

*Simulación en Ansys de ejes para el Transportador 2*

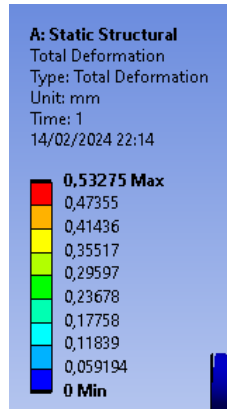


**Nota:** Simulación en Ansys de ejes sometidos a una carga de 490,5 N

Para una mejor apreciación de los valores de los puede obserbar en la figura 92

### Figura 92

*Resultados simulación en Ansys del bastidor para el Transportador 2*



**Nota:** Resultados simulación en Ansys del bastidor sometidos a una carga de 490,5 N

En la simulación se obtiene un valor del 0,53275 mm de deformación o desplazamiento de las vigas horizontales, lo cual indica que la variación del eje es mínima bajo la carga previamente determinada, lo cual es un indicador de la fiabilidad del eje seleccionado.

Primero, se calcula el error absoluto y el error relativo aplicando sus respectivas ecuaciones 101 y 102, obteniendo:

- Valor calculado: 0,51360659065978
- Valor ANSYS: 0,53275

se obtiene:

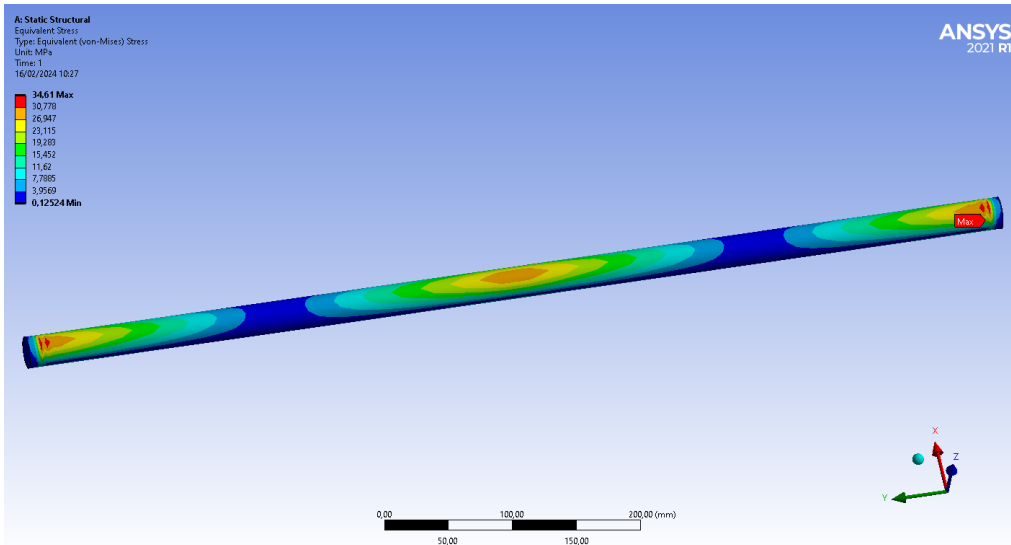
- Error absoluto = -0,01914340934022
- Error relativo = -3,60

Por lo tanto, hay una diferencia del 3,60% entre los cálculos manuales y los resultados de la simulación de ANSYS. Con base en esta deformación y la variación existente entre los valores, se puede determinar que el eje es adecuado para las condiciones del sistema.

A continuación en la figura 93 se puede observar la representación gráfica del análisis de Von Mises.

### Figura 93

*Simulación en Ansys del bastidor para el Transportador 2*

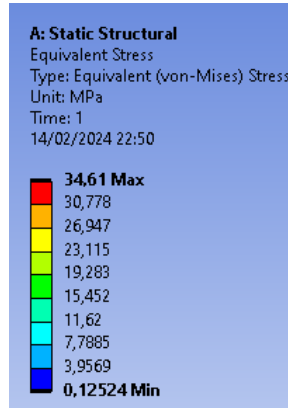


**Nota:** Simulación en Ansys del bastidor sometidos a una carga de 3584,4638 N.

Para una mejor apreciación de los valores de los puede observar en la figura 94

## Figura 94

*Resultados de la simulación en ANSYS del bastidor para el Transportador 2*



**Nota:** Resultados de la simulación en ANSYS del bastidor sometidos a una carga de 3584,46 N

En la simulación se obtiene un valor del 115,95 MPa como esfuerzo máximo de Von Mises en los puntos de soporte de las vigas diagonales, esto no supera el esfuerzo admisible, lo cual es un indicador de la fiabilidad del perfil seleccionado.

## 8. Resultados

En sección se plasman los resultados que se obtuvieron en el desarrollo de este trabajo de titulación, en cumplimiento con cada uno de los objetivos planteados en el cronograma de actividades indicado en la tabla 14.

### 8.1. Resultados del establecimiento de los parámetros iniciales para el sistema de pesaje de pigmentos incorporado al alimentador de materia prima del mixer 1 en la empresa CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A.

El establecimiento de los parámetros iniciales para el sistema de pesaje de pigmentos incorporado al alimentador de materia prima del mixer 1 en la empresa CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A. se basa en varios factores clave. Estos parámetros son fundamentales para definir las características necesarias para el correcto funcionamiento del sistema.

**Tabla 10**

*Tabla de los parámetros iniciales*

Parámetro	Unidad
Resolución de balanza	gr
Tiempo mínimo de carga	s
Área de implementación	mm
Posición relativa al sistema principal principal	mm
Temperatura de sellado	°C
Posición relativa al punto de descarga	mm
Tiempo de sellado	s
Deformación	mm
Velocidad de avance	m/s

**Nota:** La tabla presenta los parámetros iniciales con sus respectivas unidades, para definir las características que debe poseer el sistema.

La Tabla 10 presenta una lista completa de estos parámetros, junto con las unidades correspondientes, proporcionando una guía integral para el diseño y la implementación efectiva del sistema de pesaje de pigmentos.

## 8.2. Resultados de la propuesta del diseño mecatrónico del sistema de pesaje de pigmentos incorporado al alimentador de materia prima del mixer 1 en la empresa CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A.

Se propuso un sistema que permite el sellado, pesaje y transporte de pigmentos en un sistema paralelo al actual dentro del Mixer 1, los materiales, el control del sistema depende de los componentes mecánicos, eléctricos, electrónicos y de control, cada uno de ellos se analiza a continuación (ver tablas 11 y 12)

- **Balanza y Mesa de trabajo.**

La balanza y mesa de trabajo son diseñados bajo los requisitos y requerimientos que la empresa dispuso, en la tabla 11 se indican los componentes que se utilizan dentro de la propuesta.

**Tabla 11**

*Componentes de la propuesta de diseño del sistema de balanza y mesa de trabajo.*

Componente	Especificación
Material	ASTM A36 AISI 201, 304 y 316
Sensor	Celda de carga Z6FC3 - 100 kg Indicador de peso IT800Ex
Actuador	PLC S7-300

**Nota:** En la tabla se muestran los componentes a usar en la propuesta de diseño del sistema de balanza y mesa de trabajo.



Los planos de los modelos finales pertenecientes a los conjuntos de balanza y mesa de trabajo se encuentran en el anexo N y en el anexo O respectivamente.

■ **Transportador 1 y 2.**

El sistema de transportadores siguen el lineamiento del sistema de pesaje y mesa de trabajo, en la tabla 12 señala los componentes a ocupar dentro de la propuesta de los transportadores 1 y 2.

**Tabla 12**

*Componentes de la propuesta de diseño del sistema de transportadores 1 y 2.*

Componente	Especificación
Material	ASTM A36
	Acetal
	Textil
	PVC
Sensor	Capacitivo
	Reflex
Actuador	Motor sew-eurodrive
	PLC S7-300

**Nota:** En la tabla se muestran los componenetes a usar en la propuesta de diseño del sistema de transportadores 1 y 2.

Los planos de los modelos finales pertenecientes a los conjuntos de Transportador 1 y Transportador 2 mesa de trabajo se encuentran en el anexo P y en el anexo Q respectivamente.

- **Integración del sistema de pesaje al alimentador de materia prima.**

La propuesta del sistema de pesaje se planteó para que sea un modelo paralelo al que se encuentra actualmente dentro de la línea del Mixer 1, que este sistema facilite el trabajo de los operarios, cumpla con la tolerancia y deseada por parte de la empresa.

Además, que el funcionamiento depende de las órdenes que se le brindan desde el PLC principal mediante la información que proveen los diferentes sensores que se encuentran ubicados en la balanza y transportadores, con la finalidad de si ocurre algún error el sistema diseñado se detenga completamente.

### **8.3. Resultados del análisis de los costos de implementación de un sistema de pesaje de pigmentos incorporado al alimentador de materia prima del mixer 1 en la empresa CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A.**

**Tabla 13**

*Resultados del análisis de los costos*

<b>Denominación</b>	<b>Costo Total (\$)</b>
Recursos Humanos	5 040 \$
Recursos Materiales	44 630 \$
<b>Total</b>	<b>49 670 \$</b>

**Nota:** En la tabla se observa el Resultados del análisis de los costos perteneciente al trabajo de titulación.

El análisis detallado de costos revela la viabilidad económica de implementar el sistema de pesaje de pigmentos en el alimentador de materia prima del mixer 1 de CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A.

Al evaluar minuciosamente los recursos necesarios para este proyecto, se ha determinado que los costos totales ascienden a \$49,670, desglosados en \$5,040 para recursos humanos y \$44,630 para recursos materiales, tal como se muestra en la Tabla 13.

Es fundamental mantener la confidencialidad de estos costos, ya que su divulgación podría comprometer la posición competitiva de la empresa. Revelar públicamente estos detalles podría generar desconfianza entre los distribuidores y afectar negativamente las relaciones comerciales estratégicas establecidas.

La viabilidad económica de la implementación del sistema propuesto se ve favorecida por varios factores adicionales. En primer lugar, la colaboración conjunta con el personal interno de la empresa reduce significativamente los costos asociados con la implementación. Además, al trabajar estrechamente con los distribuidores de la empresa, se pudieron aprovechar los precios específicos acordados entre ellos, los cuales difieren del mercado general. Esta estrategia maximizó el ahorro en costos al obtener materiales y componentes a precios preferenciales.

## 9. Conclusiones

- Para la empresa Continental Tire Andina S.A., es de vital importancia garantizar la calidad de los productos, es por ello que los controles de tolerancias y calidad son fundamentales, siendo el pesaje de pigmentos uno de ellos. Con este contexto, un sistema de pesaje de pigmentos puede contribuir a respetar las tolerancias que se manejan dentro de las diferentes recetas que se gestionan en el departamento de producción, con el objetivo de disminuir las pérdidas en el proceso de producción.
- La identificación de las variables involucradas en el proceso de pesaje son de gran importancia, ya que nos permite enfocar los requerimientos y requisitos que la empresa nos proporciona, siendo todos ellos representados en un diseño mecatrónico que cumple con los parámetros establecidos, no obstante, es necesario desarrollar y evaluar diferentes propuestas a partir de las necesidades planteadas.
- El sistema está diseñado para cumplir con las normativas externas como lo son ISO 9001:2015, ISO 14001:2015, ISO 45001:2018 y OHSAS 18001:2007, pero también normativa interna que es dispuesta por el departamento de calidad de la propia empresa.
- Al momento de realizar las propuestas de diseños se debe considerar que las geometrías no sean complejas, puesto que esto conllevaría un elevado costo de fabricación. Es por ello que se debe realizar la depuración de los modelos de los elementos de cada uno de los conjuntos.
- Las dimensiones del sistema de balanza, mesa de trabajo y transportadores propuestos pueden resistir las cargas aplicadas tanto el sistema general, como las partes críticas. Esto se lo valida por medio de un software CAE donde se obtiene que los esfuerzos están dentro del esfuerzo permisible de los materiales y que las deformaciones que se presentan son mínimas.

- El control propuesto está enfocado en trabajar en paralelo con el sistema que la empresa posee actualmente, este planteamiento es de vital importancia debido a que está previsto en caso de fallo en alguna de las etapas.
  
- El mantenimiento y soporte técnico es importante, es por ello que el sistema general está diseñado de manera modular para facilitar el acceso a los trabajadores para que realicen las actividades de inspección y mantenimiento que tengan programadas.
  
- Finalmente, el costo del sistema diseñado bordea el valor de 30 000,00 \$ precio que no puede ser analizado con productos similares debido a que este es un proyecto que se divide en 4 etapas, las cuales se encuentran descritas en el documento.

## 10. Recomendaciones

- Se recomienda en la operación del equipo tener cuidado con impactar la balanza, puesto que al realizar esto el instrumento se descalabraría, resultando en que las tolerancias para las cuales el sistema está diseñado no se respeten.
- Debido a que el sistema está diseñado bajo los criterios de las recetas, se recomienda no sobrecargar, ya que resultaría en fallo de los equipos, especialmente los transportadores y balanza.
- Antes de la puesta en marcha del sistema, se debe capacitar al personal acerca del funcionamiento y cuidados que se debe tener.
- Dado que es un sistema modular, al momento de realizar el mantenimiento se debe tener cuidado con los cables de conexión de motores y sensores.

## **11. Cronograma y actividades**

En la tabla 14 se muestra el cronograma de actividades, donde se muestran los objetivos específicos y las actividades a cumplir durante las 240 horas.

**Tabla 14**

*Cronograma de actividades.*

CRONOGRAMA DE ACTIVIDADES																										
OBJETIVOS ESPECÍFICOS	ACTIVIDADES	MES 1				MES 2				MES 3				MES 4				MES 5				MES 6				HORAS
		1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	
Establecer los parámetros de diseño de un sistema de pesaje de pigmentos para el alimentador de materia prima del mixer 1 para la empresa CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A.	Indagación Bibliográfica.	X	X	X																						30
	Recopilación de datos en la empresa.				X	X																				20
	Análisis de los datos.					X	X																			20
	Establecer los parámetros iniciales de diseño de acuerdo a los requerimientos de la empresa.								X	X																20
Diseñar de un sistema de pesaje de pigmentos para el alimentador de materia prima del mixer 1 para la empresa CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A.	Elaboración del diseño mecánico.									X	X	X													30	
	Elaboración del diseño de control.												X	X	X										30	
	Revisión de los diseños elaborados.														X	X									20	
	Depuración de los diseños elaborados.																X								10	
	Evaluación del diseño mecánico mediante software.																X	X							20	
	Realizar simulaciones del diseño de control.																		X	X					20	
Analizar los costos de implementación de un sistema de pesaje de pigmentos para el alimentador de materia prima del mixer 1 para la empresa CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A.	Análisis de costos la manufactura del sistema de pesaje.																						X	X	20	
	Redacción de documento	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	
<b>Total de horas empleadas</b>																									<b>240</b>	

**Nota:** La tabla presenta las actividades para cumplir con los objetivos planteados.



## 12. Presupuesto

A continuación, se presentan de manera general los diferentes recursos que se ocuparan a lo largo del desarrollo del trabajo de Diseño de un sistema de pesaje de pigmentos para el alimentador de materia prima del mixer 1 para la empresa CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A.

### 12.1. Talento humano

**Tabla 15**

*Recurso de talento humano.*

<b>Cargo</b>	<b>Nombre</b>	<b>Costo hora</b>	<b>Horas al mes</b>	<b>Total de horas</b>	<b>Costo total</b>
Tutor	Ing. Eugenio Cárdenas	12.5\$	8	96	1200 \$
Autor 1	Luis Vidal	8\$	48	240	1920 \$
Autor 2	Carlos Loayza	8\$	48	240	1920 \$
Total					5 040 \$

**Nota:** En la tabla se observa el costo de las 240 horas establecidas en el cronograma de trabajo y el costo de las horas de revisión por parte del docente revisor que se calendarizarán al inicio de la asignatura “Integración Curricular”.

## 12.2. Recursos materiales

Tabla 16

*Recursos materiales.*

Denominación	Cantidad	Cantidad de Horas	Costo Hora (\$)	Costo Unitario (\$)	Costo total (\$)
Software: Inventor.	2	-	-	275 \$	550 \$
Software: ANSYS.	2	-	-	2 000 \$	4 000 \$
Computador.	2	-	-	2 000 \$	4 000 \$
Consumo eléctrico.	2	-	-	15 \$	30 \$
Transporte.	2	-	-	25 \$	50 \$
Laboratorios	2	150	20 \$	-	6 000 \$
Construcción e implementación	1	-	-	-	30 000 \$
Total					44 630 \$

**Nota:** En la tabla se observa el costo a considerar de diferentes elementos para el desarrollo del trabajo de titulación, con referencia al uso del software ANSYS e INVENTOR, se coloca un aproximado del costo total de las licencias. De igual manera el costo por el uso de los laboratorios es un aproximado de acuerdo al número de horas proyectadas a utilizar.

### 12.3. Recursos totales

La tabla 17 presentan los costos totales a utilizar en el desarrollo de la investigación considerando los recursos humanos y materiales.

**Tabla 17**

*Recursos totales.*

<b>Denominación</b>	<b>Costo Total (\$)</b>
Recursos Humanos	5 040 \$
Recursos Materiales	44 630 \$
<b>Total</b>	<b>49 670 \$</b>

**Nota:** En la tabla se observa el costo total a considerar para el desarrollo del trabajo de titulación.

La confidencialidad de los precios y acuerdos entre empresas y distribuidores es un factor crucial que respalda la decisión de no publicar el análisis detallado de costos en el documento de trabajo de titulación. La información sobre los costos asociados a la producción y distribución de productos es considerada estratégica y altamente sensible en el ámbito empresarial, especialmente en industrias altamente competitivas como la nuestra.

Los precios y descuentos establecidos entre las empresas y sus distribuidores son el resultado de negociaciones comerciales confidenciales, reflejando condiciones del mercado, demanda del producto, así como los costos de producción y distribución, entre otros factores. Revelar públicamente este análisis detallado de costos podría comprometer la posición competitiva de la empresa al exponer información estratégica sobre su estructura de costos y márgenes de beneficio.

Esta acción también podría impactar adversamente las relaciones comerciales entre la empresa y sus distribuidores. Estos últimos confían en la confidencialidad de los precios y condiciones comerciales acordadas con la empresa para mantener su ventaja competitiva en el mercado. La publicación de un análisis detallado de costos podría generar desconfianza entre

los distribuidores y poner en riesgo estas relaciones comerciales estratégicas.

De igual manera podría ser percibida por la competencia como una debilidad comercial. La competencia podría utilizar esta información para ajustar sus estrategias de precios, reducir márgenes de beneficio y competir de manera más agresiva en el mercado.

Además, la divulgación indebida de información confidencial, contraviniendo el acuerdo suscrito con Continental Tire Andina S.A., podría acarrear consecuencias significativas como individuos. Esto incluye posibles acciones legales por incumplimiento de contrato y violación de acuerdos de confidencialidad, lo que podría generar pérdidas económicas y dañar nuestra reputación profesional. Por ende, es esencial respetar rigurosamente los términos del acuerdo para evitar cualquier repercusión adversa tanto a nivel personal como profesional.

## Referencias

- Aotewell. (2024). *Siemens s7-300 standard cpus cpu 317-2 pn/dp technical specifications*. Descargado de <https://www.aotewell.com/categories/siemens-s7-300-standard-cpus-cpu-317-2-pndp-technical-specifications>
- Balanza - instrumentos de medición. (2023). <https://instrumentosdemedicion.org/masa/balanza/>. (Accessed on 08/14/2023)
- Büttner, J., Renn, J., y Schemmel, M. (2018, 10). The early history of weighing technology from the perspective of a theory of innovation. En (p. 81-109). doi: 10.1007/978-3-319-90345-3\_4
- Continental, T. A. (2023). *Scope*. PDF.
- DIPAC. (2023). *Tubo estructural cuadrado negro*. Descargado de <https://dipacmanta.com/producto/tubos/tubo-estructural/tubo-estructural-cuadrado-negro/>
- Dlubal Software. (2024). *Cross section properties*. Descargado de <https://www.dlubal.com/en/cross-section-properties/>
- EDS, R. (2020). *La importancia de la automatización de procesos industriales | 5 beneficios*. <https://www.edsrobotics.com/blog/automatizacion-procesos-industriales/>.
- Electrical resistance strain gages*. (2021). Springer, Cham. doi: 10.1007/978-3-030-89466-5\_1
- Encyclopedia Britannica. (2023). *Conveyor*. Descargado de <https://www.britannica.com/technology/conveyor>
- Espinosa Esquivel, M. (1995). *Diseño y construcción de una celda de carga*. Universidad Autonoma de Nuevo León, SAN NICOLAS DE LOS GARZA, Nuevo León, México.
- Fixing, I. A. P. (2018). *Ficha técnica tornillos rosca métrica*. <https://www.indexfix.com/docs/FT<sub>M</sub>ET<sub>es</sub>.pdf>.
- Flintec. (2018). *Celdas de carga: guía de funcionamiento*. <https://www.flintec.com/co/sensores-de-peso/celdas-de-carga/what-is-a-load-cell-and-how-does-it-work>.
- Fábrica 1769ascii interfaz 1769-ascii*. (2024). Descargado de <https://www.amazon.com/-/es/f%C3%A1brica-1769ASCII-interfaz-1769-ASCII-garant%C3%ADa/dp/B0CB91NJZF>
- GomaFiltros. (2024). *Cálculo de cintas transportadoras*. Descargado de [https://www.gomafiltros.com/productos/cintas-transportadoras/calculo\\_trans](https://www.gomafiltros.com/productos/cintas-transportadoras/calculo_trans)
- Hacona. (2024). *Machines e-type inox eu-plug 620 bi-active sealing*. Descargado 05/02/2024, de <https://hacona.com/en/product/machines-etype-inox-euplug-620-biactivesealing/8605>
- Ialongo, N., Hermann, R., y Rahmstorf, L. (2021, 07). Bronze age weight systems as a measure of market integration in western eurasia. *Proceedings of the National Academy*

- of Sciences*, 118, e2105873118. doi: 10.1073/pnas.2105873118
- Ibáñez, J. (2017). *Los requerimientos de un proyecto libre*. Descargado de [https://d1wqtxts1xzle7.cloudfront.net/34909651/Los\\_requerimientos\\_de\\_un\\_proyecto-libre.pdf](https://d1wqtxts1xzle7.cloudfront.net/34909651/Los_requerimientos_de_un_proyecto-libre.pdf) (Recurso en línea. Último acceso: 06/09/2023)
- MatWeb. (2024a, 01). *316 stainless steel, annealed plate*. <https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=3a413dabd215462da3408e6e8b761349>. (29/01/2024)
- MatWeb. (2024b). *Acero astm a36*. Descargado de <https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=d1844977c5c8440cb9a3a967f8909c3a&ckck=1>
- MatWeb. (2024c). *Acero inoxidable 304*. Descargado de <https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=444cc5e78ca74dc3a18f2e2b9e4727cb&ckck=1>
- MatWeb. (2024d). *Outokumpu 4372 cr-ni acero inoxidable austenítico*. Descargado de <https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=444cc5e78ca74dc3a18f2e2b9e4727cb&ckck=1>
- Mecánica, I. (2024). *Tutorial semanal 84: Diseño de tornillo sin fin*. Descargado de <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn84.html> (15/02/2024)
- Metropein. (2023). *Conveyor | mechanical device | britannica*. <https://www.britannica.com/technology/conveyor>.
- Moebs, W., Ling, S. J., y Sanny, J. (2021). *Física universitaria volumen 1*. Descargado de <https://openstax.org/books/f%C3%ADsica-universitaria-volumen-1/pages/5-4-masa-y-peso>
- Mott, R. L. (2006). Diseño de elementos de maquinas. En (p. 185). *Nte inen 1646 - definiciones y disposiciones antropométricas generales para el diseño de muebles*. (2023). Descargado de <https://www.insistec.ec/images/insistec/02-cliente/07-descargas/NTE-INEN-1646%20-%20DEFINICIONES%20Y%20DISPOSICIONES%20ANTROPOM%C3%89TRICAS%20GENERALES%20PARA%20EL%20DISE%C3%91O%20DE%20MUEBLES.pdf> (Recurso en línea. Último acceso: 06/09/2023)
- Orellana, I. J. P. (2023). *Proceso de fabricación de neumáticos en la empresa continental tire andina s.a.* Entrevista Personal. (empresa Continental Tire Andina S.A.)
- Oubrich, L., Ouassaid, M., y Maaroufi, M. (2022). Readout system of piezoelectric sensor used for high speed weigh in motion application. En S. Bennani, Y. Lakhrissi, G. Khaissidi, A. Mansouri, y Y. Khamlichi (Eds.), *Wits 2020* (pp. 401–410). Singapore: Springer Singapore.
- Pincay Bajaña, H., y Tigrero Serrano, O. (2013). *Diseño y construcción de báscula de pesaje dinámico para dosificación de materia sólida*. Universidad Politécnica Salesiana,

Guayaquil,Ecuador.

Pineda González, J. P. (2015). *Diseño y construcción de un prototipo de balanza dinámica para control de peso en bandas transportadoras utilizando instrumentación virtual (labview) y pic.* . Universidad Politécnica Salesiana, Guayaquil,Ecuador.

Rockwell Automation. (2023). Manual del usuario para el módulo de entrada 1771-ixe [Manual de software informático]. Descargado de [https://literature.rockwellautomation.com/idc/groups/literature/documents/um/1771-um513\\_-en-p.pdf](https://literature.rockwellautomation.com/idc/groups/literature/documents/um/1771-um513_-en-p.pdf)

*Static force measurement using piezoelectric sensors.* (2021). doi: 10.1155/2021/6664200  
*A strain sensor and methods, apparatuses and computer programs for using a strain sensor.* (2020).

Systemet. (2024). *Indicadores de peso ex1.* Descargado de <https://www.systemet.com/es/productos/indicadores-de-peso/indicadores-de-peso-ex1/21.html>

TECNOPRODUCTS. (2022). *¿aisi316 o aisi304? principales diferencias.* <https://tecnoproducts.com/blog/aisi316-o-aisi304-principales-diferencias/>.

Tornillera Aragonesa, S. (2024). *Propiedades mecánicas de tornillos.* [https://www.tornilleraaragonesa.com/archivos/info\\_tecnica/esp/propiedades\\_tornillos.pdf](https://www.tornilleraaragonesa.com/archivos/info_tecnica/esp/propiedades_tornillos.pdf).

UNIPULSE. (2024). *Z6fc3/z6fd1 beam type load cell.* <https://www.unipulse.tokyo/en/product/z6fc3-z6fd1/>.

USA, W. (2024). *Hbm z6 - viga de flexión celda de cargas.* Descargado de <https://weightchusa.com/hbm-z6-viga-de-flexion-celda-de-cargas>

Weighing Instruments. (2024). *Four important performance indexes in electronic balance design.* Descargado de <https://www.weighinginstru.com/es/four-important-performance-indexes-in-electronic-balance-design-127.html>

# **ANEXOS**



## Anexo A: Matriz de Consistencia Lógica

Tabla 18

*Matriz de consistencia.*

MATRIZ DE CONSISTENCIA				
PROBLEMA GENERAL	OBJETIVO GENERAL	HIPÓTESIS GENERAL	VARIABLES	MARCO TEÓRICO
¿Cuál es el diseño idóneo de un sistema de pesaje de pigmentos incorporado al alimentador de materia prima del mixer 1 en la empresa CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A.?	Diseñar un sistema de pesaje de pigmentos incorporado al alimentador de materia prima del mixer 1 en la empresa CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A.	El diseño planteado permite el pesaje de pigmentos destinado al alimentador de materia prima del mixer 1 en la empresa CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A.		Sistemas de pesaje. Bandas trasportadoras
PROBLEMAS ESPECÍFICOS	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	HIPÓTESIS ESPECÍFICAS	VARIABLES	MARCO TEÓRICO
¿Cómo establecer los parámetros iniciales para el sistema de pesaje de pigmentos incorporado al alimentador de materia prima del mixer 1 en la empresa CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A.?	Establecer los parámetros iniciales para el sistema de pesaje de pigmentos incorporado al alimentador de materia prima del mixer 1 en la empresa CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A.	Se establecerán los parámetros iniciales para sistema de pesaje de pigmentos incorporado al alimentador de materia prima del mixer 1 en la empresa CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A.	<b>-VI:</b> Parámetros iniciales. <b>-VD:</b> Diseño mecatrónico.	Parámetros iniciales
¿Se podrá proponer el diseño mecatrónico del sistema de pesaje de pigmentos incorporado al alimentador de materia prima del mixer 1 en la empresa CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A.?	Proponer el diseño mecatrónico del sistema de pesaje de pigmentos incorporado al alimentador de materia prima del mixer 1 en la empresa CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A.	Se propondrá el diseño mecatrónico del sistema de pesaje de pigmentos incorporado al alimentador de materia prima del mixer 1 en la empresa CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A.	<b>-VI:</b> Parámetros iniciales. <b>-VD:</b> Diseño mecatrónico	Diseño mecatrónico
¿Es factible analizar los costos de implementación de un sistema de pesaje de pigmentos incorporado al alimentador de materia prima del mixer 1 en la empresa CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A.?	Analizar los costos del diseño planteado para el sistema de pesaje de pigmentos incorporado al alimentador de materia prima del mixer 1 en la empresa CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A.	El costo del diseño planteado será el pertinente para el sistema de pesaje de pigmentos incorporado al alimentador de materia prima del mixer 1 en la empresa CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A.	<b>-VI:</b> Parámetros iniciales. <b>-VD:</b> Diseño mecatrónico	Costos

**Nota:** La matriz de consistencia presentada facilita identificar la relación que existe entre las variables y los objetivos además de cómo se relaciona con el marco teórico referencial.

## Anexo B: Operacionalización de Variables

La tabla 19 presenta la operacionalización de la variable independiente: Peso de una Bolsa.

**Tabla 19**

*Variable independiente.*

<b>VARIABLE INDEPENDIENTE: Peso de una Bolsa</b>				
<b>Dimensiones</b>	<b>Definiciones</b>	<b>Indicador</b>	<b>Magnitud</b>	<b>Instrumento de medición o Fuente</b>
<b>Peso de una bolsa con fórmula de pigmentos.</b>	<p><b>Definición conceptual:</b> Permite validar que el peso de la fórmula de pigmentos esté dentro de las tolerancias de la receta.</p> <p><b>Definición operacional:</b> Es la magnitud en kilogramos de la fórmula de pigmentos que el operario debe validar que este dentro de las tolerancias de la receta.</p>	Peso	Kilogramos	Balanza

**Nota:** La tabla presenta las definiciones de las dimensiones de la variable dependiente utilizada en la investigación, aplicadas al proceso de validación del peso de la fórmula de pigmentos en el Mixer 1 de la empresa CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A. Cada variable puede tener diferentes dimensiones y todas ellas deben ser medibles.

## Anexo C: Datos técnicos de la Selladora HACONA EIB - 620

**Figura 95**

*Hoja de datos de la selladora HACONA EIB-620*

Technical data	E	ED	EB	E	ED	EB	E	E
	420			620			1020	1320
Maximum sealing length [mm]	420			620			1020	1320
Sealing width [mm]	5	2 x 5	5	5	2 x 5	5	5	5
Maximum film thickness [µm]	500		800	500		800	500	500
Maximum film width [mm]	410			610			1010	1310
Maximum cutting length [mm]	410			610			1010	1310
Max. power consumption* [W]	650	1300		900	1800		1500	2000
Dimension (LxWxH), sealer [mm]	600 x 215 x 255			800 x 215 x 255			1200 x 215 x 255	1500 x 215 x 255
Dimension (LxWxH), complete** [mm]	600 x 560 x 1130			800 x 560 x 1130			1200 x 560 x 1130	1500 x 560 x 1130
Weight, sealer [kg]	18			22			29	34
Weight, complete** [kg]	32			38			50	59

\* while sealing (in standby mode, power consumes is 20 W for all types)

\*\* includes stand, foot pedal and working table

Electrical plug: EU plug standard; UK and USA plug as option available

Power supply [V/Hz]: 230 V 50/60 Hz standard; 110 V 50 Hz as option available

**Nota:** Características de la selladora que se encuentra en la empresa. Tomado de (Hacona, 2024)

# Anexo D: Selección de Perfiles para el bastidor del transportador 1 con base en el parámetro de selección.

Figura 96

Selección de Perfiles para el bastidor del transportador 1

168

**Cross-Section Properties**

**SELECT SECTION**  
 Standardized  
 Metric  Imperial  
 Steel  Timber

**UPE**  
 UPE Channels

**Filters:**  
 Wy [cm³]: 13 | 50  
 APPLY  
 RESET

Section	sc n <sup>o</sup>	Bending								Shear			Torsion					
		$i_y$ [mm]	$i_z$ [mm]	$i_p$ [mm]	$i_{p,sc}$ [mm]	max $S_y$ [cm <sup>3</sup> ]	max $S_z$ [cm <sup>3</sup> ]	$W_{z,min}$ [cm <sup>3</sup> ]	$W_{z,max}$ [cm <sup>3</sup> ]	$W_y$ [cm <sup>3</sup> ]	$W_z$ [cm <sup>3</sup> ]	$A_y$ [cm <sup>2</sup> ]	$A_z$ [cm <sup>2</sup> ]	$y_{sc}$ [mm]	$I_t$ [cm <sup>4</sup> ]	$I_{t,s}$ [cm <sup>4</sup> ]	$W_t$ [cm <sup>3</sup> ]	max $\omega$ [cm <sup>2</sup> ]
<input type="checkbox"/> UPE 80	50	32.6	15.9	36.3	51.8	15.33	3.49	-13.99	7.98	<b>26.80</b>	7.98	4.70	2.68	-37.1	1.47	63.90	2.10	9.87
<input type="checkbox"/> UPE 100	80	40.7	17.5	44.3	59.2	23.61	4.78	-20.05	10.63	41.37	10.63	5.14	3.83	-39.3	2.01	1.19	2.68	14.02

Technical drawing of UPE channel showing dimensions:  $b$ ,  $t_f$ ,  $r_1$ ,  $t_w$ ,  $t_r$ ,  $y$ ,  $z$ ,  $e_y$ .

Standards: DIN 1026-2:2002-10, Özkan

Buttons: SHOW SELECTED SECTION, RESET SELECTED, TO THE TOP

Note: Filtrado de perfiles en base al parámetro de selección calculado Tomado de (Dlubal Software, 2024)

**Anexo E: Cross-Section Properties Perfil UPE 80 para el bastidor del transportador 1**

## UPE 80

### Geometry

Depth	h	80.0	mm
Width	b	50.0	mm
Web thickness	$t_w$	4.0	mm
Flange thickness	$t_f$	7.0	mm
Root fillet radius	$r_1$	10.0	mm
Depth of straight portion of web	d	46.0	mm
Length of stiff bearing	$S_s$	16.9	mm

### Sectional Area

Sectional area	A	10.10	cm <sup>2</sup>
----------------	---	-------	-----------------

### Bending

Location of centroidal axis in y-direction	$e_y$	18.2	mm
Area moment of inertia about y-axis	$I_y$	107.20	cm <sup>4</sup>
Area moment of inertia about z-axis	$I_z$	25.41	cm <sup>4</sup>
Polar area moment of inertia	$I_p$	132.61	cm <sup>4</sup>
Polar area moment of inertia with respect to shear center	$I_{p,SC}$	271.50	cm <sup>4</sup>
Radius of gyration about y-axis	$i_y$	32.6	mm
Radius of gyration about z-axis	$i_z$	15.9	mm
Polar radius of gyration	$i_p$	36.3	mm
Polar radius of gyration with respect to shear center	$i_{p,SC}$	51.8	mm
Statical moment of area about y-axis	$\max S_y$	15.33	cm <sup>3</sup>
Statical moment of area about z-axis	$\max S_z$	3.49	cm <sup>3</sup>
Elastic section modulus about z-axis	$W_{z,min}$	-13.99	cm <sup>3</sup>
Elastic section modulus about z-axis	$W_{z,max}$	7.98	cm <sup>3</sup>
Elastic section modulus about y-axis	$W_y$	26.80	cm <sup>3</sup>
Elastic section modulus about z-axis	$W_z$	7.98	cm <sup>3</sup>

### Shear

Shear area in y-direction	$A_y$	4.70	cm <sup>2</sup>
Shear area in z-direction	$A_z$	2.68	cm <sup>2</sup>
Shear center coordinate with respect to centroid in y-direction	$y_{SC}$	-37.1	mm

### Torsion

Torsional constant	$I_t$	1.47	cm <sup>4</sup>
Secondary torsional constant	$I_{t,s}$	63.90	cm <sup>4</sup>
Section modulus for torsion	$W_t$	2.10	cm <sup>3</sup>

### Warping

Warping ordinate with respect to shear center	$\max \omega$	9.87	cm <sup>2</sup>
Warping constant with respect to shear center	$I_\omega$	220.00	cm <sup>6</sup>
Warping radius of gyration with respect to shear center	$i_\omega$	9.0	mm
Warping section modulus with respect to shear center	$W_\omega$	22.29	cm <sup>4</sup>
Warping statical moment with respect to shear center	$\max S_\omega$	9.32	cm <sup>4</sup>

### Stability

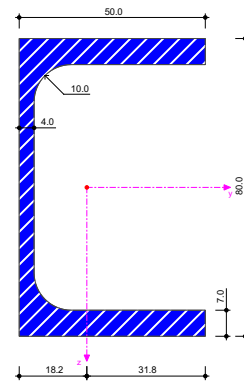
Section asymmetry parameter with respect to centroid	$r_z$	27.7	mm
Section asymmetry parameter with respect to shear center	$r_{y,SC}$	101.9	mm

### Plasticity

Plastic section modulus about y-axis	$W_{pl,y}$	31.23	cm <sup>3</sup>
Plastic section modulus about y-axis	$W_{pl,y,pure}$	29.69	cm <sup>3</sup>
Plastic section modulus about z-axis	$W_{pl,z}$	14.28	cm <sup>3</sup>
Plastic warping section modulus with respect to shear center	$W_{pl,\omega}$	40.83	cm <sup>4</sup>
Plastic shape factor about y-axis	$\alpha_{pl,y}$	1.165	--

## UPE 80

- DIN 1026-2:2002-10
- Özkan



[mm]

Plastic shape factor about y-axis	$\alpha_{pl,y,pure}$	1.108	--
Plastic shape factor about z-axis	$\alpha_{pl,z}$	1.789	--
Plastic shape factor with respect to shear center	$\alpha_{pl,\omega}$	1.832	--
Plastic shear area in y-direction	$A_{pl,y}$	6.72	cm <sup>2</sup>
Plastic shear area in z-direction	$A_{pl,z}$	2.92	cm <sup>2</sup>
Plastic limiting normal force	$N_{pl}$	236.686	kN
Plastic limiting shear force in y-direction	$V_{pl,y}$	91.175	kN
Plastic limiting shear force in z-direction	$V_{pl,z}$	39.618	kN
Plastic limiting bending moment about y-axis	$M_{pl,y}$	7.34	kNm
Plastic limiting bending moment about z-axis	$M_{pl,z}$	3.28	kNm
Distance from centroid to plastic neutral axis in y-direction	$y_{pl}$	-4.1	mm

#### Other

Weight	G	7.9	kg/m
Surface area per unit length	$A_m$	0.340	m <sup>2</sup> /m
Volume	V	1010.00	cm <sup>3</sup> /m
Section factor	$A_m/V$	336.634	1/m

**Anexo F: Cross-Section Properties Perfil UPE 200 para el bastidor del trasportador 1**



## UPE 200

### Geometry

Depth	h	200.0	mm
Width	b	80.0	mm
Web thickness	$t_w$	6.0	mm
Flange thickness	$t_f$	11.0	mm
Root fillet radius	$r_1$	13.0	mm
Depth of straight portion of web	d	152.0	mm
Length of stiff bearing	$S_s$	24.6	mm

### Sectional Area

Sectional area	A	29.00	cm <sup>2</sup>
----------------	---	-------	-----------------

### Bending

Location of centroidal axis in y-direction	$e_y$	25.6	mm
Area moment of inertia about y-axis	$I_y$	1909.00	cm <sup>4</sup>
Area moment of inertia about z-axis	$I_z$	187.30	cm <sup>4</sup>
Polar area moment of inertia	$I_p$	2096.30	cm <sup>4</sup>
Polar area moment of inertia with respect to shear center	$I_{p,SC}$	2945.11	cm <sup>4</sup>
Radius of gyration about y-axis	$i_y$	81.1	mm
Radius of gyration about z-axis	$i_z$	25.4	mm
Polar radius of gyration	$i_p$	85.0	mm
Polar radius of gyration with respect to shear center	$i_{p,SC}$	100.8	mm
Statical moment of area about y-axis	$\max S_y$	108.24	cm <sup>3</sup>
Statical moment of area about z-axis	$\max S_z$	16.11	cm <sup>3</sup>
Elastic section modulus about z-axis	$W_{z,min}$	-73.17	cm <sup>3</sup>
Elastic section modulus about z-axis	$W_{z,max}$	34.43	cm <sup>3</sup>
Elastic section modulus about y-axis	$W_y$	190.90	cm <sup>3</sup>
Elastic section modulus about z-axis	$W_z$	34.43	cm <sup>3</sup>

### Shear

Shear area in y-direction	$A_y$	8.80	cm <sup>2</sup>
Shear area in z-direction	$A_z$	10.84	cm <sup>2</sup>
Shear center coordinate with respect to centroid in y-direction	$y_{SC}$	-54.1	mm

### Torsion

Torsional constant	$I_t$	8.89	cm <sup>4</sup>
Secondary torsional constant	$I_{t,s}$	1016.77	cm <sup>4</sup>
Section modulus for torsion	$W_t$	8.08	cm <sup>3</sup>

### Warping

Warping ordinate with respect to shear center	$\max \omega$	43.02	cm <sup>2</sup>
Warping constant with respect to shear center	$I_\omega$	11000.00	cm <sup>6</sup>
Warping radius of gyration with respect to shear center	$i_\omega$	19.3	mm
Warping section modulus with respect to shear center	$W_\omega$	255.70	cm <sup>4</sup>
Warping statical moment with respect to shear center	$\max S_\omega$	107.71	cm <sup>4</sup>

### Stability

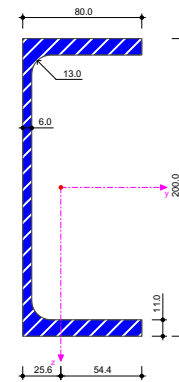
Section asymmetry parameter with respect to centroid	$r_z$	105.7	mm
Section asymmetry parameter with respect to shear center	$r_{y,SC}$	213.9	mm

### Plasticity

Plastic section modulus about y-axis	$W_{pl,y}$	220.10	cm <sup>3</sup>
Plastic section modulus about y-axis	$W_{pl,y,pure}$	204.05	cm <sup>3</sup>
Plastic section modulus about z-axis	$W_{pl,z}$	63.28	cm <sup>3</sup>
Plastic warping section modulus with respect to shear center	$W_{pl,\omega}$	479.93	cm <sup>4</sup>
Plastic shape factor about y-axis	$\alpha_{pl,y}$	1.153	--

## UPE 200

- DIN 1026-2:2002-10
- Özkan



[mm]

Plastic shape factor about y-axis	$\alpha_{pl,y,pure}$	1.069	--
Plastic shape factor about z-axis	$\alpha_{pl,z}$	1.838	--
Plastic shape factor with respect to shear center	$\alpha_{pl,\omega}$	1.877	--
Plastic shear area in y-direction	$A_{pl,y}$	16.94	cm <sup>2</sup>
Plastic shear area in z-direction	$A_{pl,z}$	11.34	cm <sup>2</sup>
Plastic limiting normal force	$N_{pl}$	681.726	kN
Plastic limiting shear force in y-direction	$V_{pl,y}$	229.837	kN
Plastic limiting shear force in z-direction	$V_{pl,z}$	153.858	kN
Plastic limiting bending moment about y-axis	$M_{pl,y}$	51.73	kNm
Plastic limiting bending moment about z-axis	$M_{pl,z}$	14.62	kNm
Distance from centroid to plastic neutral axis in y-direction	$y_{pl}$	-11.4	mm

#### Other

Weight	G	22.8	kg/m
Surface area per unit length	$A_m$	0.700	m <sup>2</sup> /m
Volume	V	2900.00	cm <sup>3</sup> /m
Section factor	$A_m/V$	241.379	1/m

# Anexo G: Selección de Perfiles para el bastidor del transportador 2 basándose en el parámetro de selección

Figura 97

Selección de Perfiles para el bastidor del transportador 2

175

**UPN**  
UPN Channels

**FILTER**

$W_y$  [cm<sup>3</sup>]

Add filter item

$W_y$  [cm<sup>3</sup>]  
0.4 | 2

APPLY

RESET

		Bending											Shear		
Section		$I_p$ [cm <sup>4</sup> ]	$I_{p,sc}$ [cm <sup>4</sup> ]	$i_y$ [mm]	$i_z$ [mm]	$i_p$ [mm]	$i_{p,sc}$ [mm]	max $S_y$ [cm <sup>3</sup> ]	max $S_z$ [cm <sup>3</sup> ]	$W_{z,min}$ [cm <sup>3</sup> ]	$W_{z,max}$ [cm <sup>3</sup> ]	$W_y$ [cm <sup>3</sup> ]	$W_z$ [cm <sup>3</sup> ]	$A_y$ [cm <sup>2</sup> ]	$A_z$ [cm <sup>2</sup> ]
<input type="checkbox"/>	UPN 30	2.91	4.40	10.7	4.2	11.5	14.1	0.00	0.19	-0.74	0.39	1.69	0.39	0.72	0.00

**UPN**

- DIN 1026-1:2009-09
- Özkan

Technical drawing showing dimensions:  $b$ ,  $h$ ,  $r_1$ ,  $t_f$ ,  $t_w$ , and coordinate axes  $y$  and  $z$ .

**Nota:** Filtrado de perfiles en base al parámetro de selección calculado. Tomado de (Dlubal Software, 2024)

**Anexo H: Selección de Perfiles para el bastidor del trasportador  
1 basándose en el parámetro de selección**

## UPN 30

### Geometry

Depth	h	30.0	mm
Width	b	15.0	mm
Web thickness	$t_w$	4.0	mm
Flange thickness	$t_f$	4.5	mm
Root fillet radius	$r_1$	4.5	mm
Toe radius	$r_2$	2.0	mm
Distance	$b_1$	7.5	mm
Depth of straight portion of web	d	12.1	mm
Flange slope	$S_f$	8.00	%

### Sectional Area

Sectional area	A	2.21	cm <sup>2</sup>
----------------	---	------	-----------------

### Bending

Location of centroidal axis in y-direction	$e_y$	5.2	mm
Area moment of inertia about y-axis	$I_y$	2.53	cm <sup>4</sup>
Area moment of inertia about z-axis	$I_z$	0.38	cm <sup>4</sup>
Polar area moment of inertia	$I_p$	2.91	cm <sup>4</sup>
Polar area moment of inertia with respect to shear center	$I_{p,SC}$	4.40	cm <sup>4</sup>
Radius of gyration about y-axis	$i_y$	10.7	mm
Radius of gyration about z-axis	$i_z$	4.2	mm
Polar radius of gyration	$i_p$	11.5	mm
Polar radius of gyration with respect to shear center	$i_{p,SC}$	14.1	mm
Statical moment of area about y-axis	$\max S_y$	0.00	cm <sup>3</sup>
Statical moment of area about z-axis	$\max S_z$	0.19	cm <sup>3</sup>
Elastic section modulus about z-axis	$W_{z,min}$	-0.74	cm <sup>3</sup>
Elastic section modulus about z-axis	$W_{z,max}$	0.39	cm <sup>3</sup>
Elastic section modulus about y-axis	$W_y$	1.69	cm <sup>3</sup>
Elastic section modulus about z-axis	$W_z$	0.39	cm <sup>3</sup>

### Shear

Shear area in y-direction	$A_y$	0.72	cm <sup>2</sup>
Shear area in z-direction	$A_z$	0.99	cm <sup>2</sup>
Shear center coordinate with respect to centroid in y-direction	$y_{SC}$	-7.4	mm

### Torsion

Torsional constant	$I_t$	0.13	cm <sup>4</sup>
Secondary torsional constant	$I_{t,s}$	1.50	cm <sup>4</sup>
Section modulus for torsion	$W_t$	0.29	cm <sup>3</sup>

### Warping

Warping ordinate with respect to shear center	$\max \omega$	1.02	cm <sup>2</sup>
Warping constant with respect to shear center	$I_\omega$	0.45	cm <sup>6</sup>
Warping radius of gyration with respect to shear center	$i_\omega$	3.2	mm
Warping section modulus with respect to shear center	$W_\omega$	0.44	cm <sup>4</sup>
Warping statical moment with respect to shear center	$\max S_\omega$	0.18	cm <sup>4</sup>

### Stability

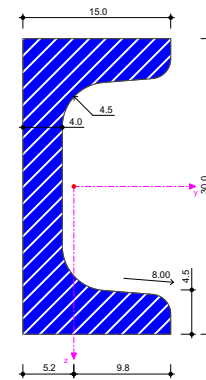
Section asymmetry parameter with respect to centroid	$r_z$	16.5	mm
Section asymmetry parameter with respect to shear center	$r_{y,SC}$	31.3	mm

### Plasticity

Plastic section modulus about y-axis	$W_{pl,y}$	2.18	cm <sup>3</sup>
Plastic section modulus about y-axis	$W_{pl,y,pure}$	2.02	cm <sup>3</sup>
Plastic section modulus about z-axis	$W_{pl,z}$	0.74	cm <sup>3</sup>

## UPN 30

- DIN 1026-1:2009-09
- Özkan



[mm, %]

Plastic warping section modulus with respect to shear center	$W_{pl,\omega}$	0.82	cm <sup>4</sup>
Plastic shape factor about y-axis	$\alpha_{pl,y}$	1.287	--
Plastic shape factor about y-axis	$\alpha_{pl,y,pure}$	1.195	--
Plastic shape factor about z-axis	$\alpha_{pl,z}$	1.887	--
Plastic shape factor with respect to shear center	$\alpha_{pl,\omega}$	1.845	--
Plastic shear area in y-direction	$A_{pl,y}$	1.17	cm <sup>2</sup>
Plastic shear area in z-direction	$A_{pl,z}$	1.02	cm <sup>2</sup>
Plastic limiting normal force	$N_{pl}$	52.004	kN
Plastic limiting shear force in y-direction	$V_{pl,y}$	15.874	kN
Plastic limiting shear force in z-direction	$V_{pl,z}$	13.839	kN
Plastic limiting bending moment about y-axis	$M_{pl,y}$	0.51	kNm
Plastic limiting bending moment about z-axis	$M_{pl,z}$	0.17	kNm
Distance from centroid to plastic neutral axis in y-direction	$y_{pl}$	-1.5	mm

#### Other

Weight	G	1.7	kg/m
Surface area per unit length	$A_m$	0.103	m <sup>2</sup> /m
Volume	V	221.00	cm <sup>3</sup> /m
Section factor	$A_m/V$	466.063	1/m

# Anexo I: Selección de Ejes para el bastidor del transportador 1 en relación con el parámetro de selección

Figura 98

Selección de Ejes para el bastidor del transportador 1

179

The screenshot displays a software interface for selecting steel profiles. On the left, there is a filter panel for 'Wy [cm³]' with a dropdown menu and a table showing values 4.01 and 4.5. Below the filter are 'APPLY' and 'RESET' buttons. The main area shows a table of steel profiles with columns for Geometry, Sectional Area, Bending, Shear, Torsion, and Warping. The 'R 35' profile is selected, and its properties are highlighted in blue. To the right, a diagram of a circular cross-section 'R' is shown with a diameter 'd' and coordinate axes 'y' and 'z'.

Section	d [mm]	A [cm <sup>2</sup> ]	Bending				Wy [cm <sup>3</sup> ]	Ay [cm <sup>2</sup> ]	Torsion		Warping		
			Iy [cm <sup>4</sup> ]	Ip [cm <sup>4</sup> ]	Iy [mm]	Ip [mm]			I <sub>t</sub> [cm <sup>4</sup> ]	W <sub>t</sub> [cm <sup>3</sup> ]	max ω [cm <sup>2</sup> ]	I <sub>ω</sub> [cm <sup>6</sup> ]	i <sub>ω</sub> [mm]
<input type="checkbox"/> R 35	35.0	9.62	7.37	14.73	8.8	12.4	4.21	8.08	14.73	8.42	0.00	0.00	0.0

**Nota:** Filtrado de perfiles en base al parámetro de selección calculado. Tomado de (Dlubal Software, 2024)

**Anexo J: Cross-Section Properties Eje R 35 para el bastidor del trasportador 1**



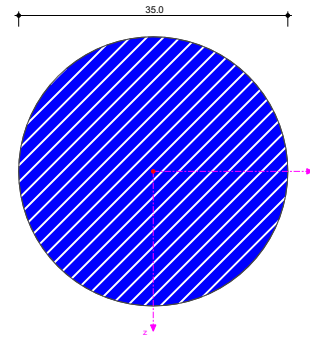


## R 35

Geometry			
Diameter	d	35.0	mm
Sectional Area			
Sectional area	A	9.62	cm <sup>2</sup>
Bending			
Area moment of inertia about y-axis	$I_y$	7.37	cm <sup>4</sup>
Polar area moment of inertia	$I_p$	14.73	cm <sup>4</sup>
Radius of gyration about y-axis	$i_y$	8.8	mm
Polar radius of gyration	$i_p$	12.4	mm
Elastic section modulus about y-axis	$W_y$	4.21	cm <sup>3</sup>
Shear			
Shear area in y-direction	$A_y$	8.08	cm <sup>2</sup>
Torsion			
Torsional constant	$I_t$	14.73	cm <sup>4</sup>
Section modulus for torsion	$W_t$	8.42	cm <sup>3</sup>
Warping			
Warping ordinate with respect to shear center	max $\omega$	0.00	cm <sup>2</sup>
Warping constant with respect to shear center	$I_\omega$	0.00	cm <sup>6</sup>
Warping radius of gyration with respect to shear center	$i_\omega$	0.0	mm
Warping section modulus with respect to shear center	$W_\omega$	0.00	cm <sup>4</sup>
Plasticity			
Plastic section modulus about y-axis	$W_{pl,y}$	7.15	cm <sup>3</sup>
Plastic shape factor about y-axis	$\alpha_{pl,y}$	1.698	--
Other			
Weight	G	7.5	kg/m
Surface area per unit length	$A_m$	0.110	m <sup>2</sup> /m
Volume	V	962.00	cm <sup>3</sup> /m
Section factor	$A_m/V$	114.299	1/m

## R 35

- DIN 1013-1:1976-11
- --

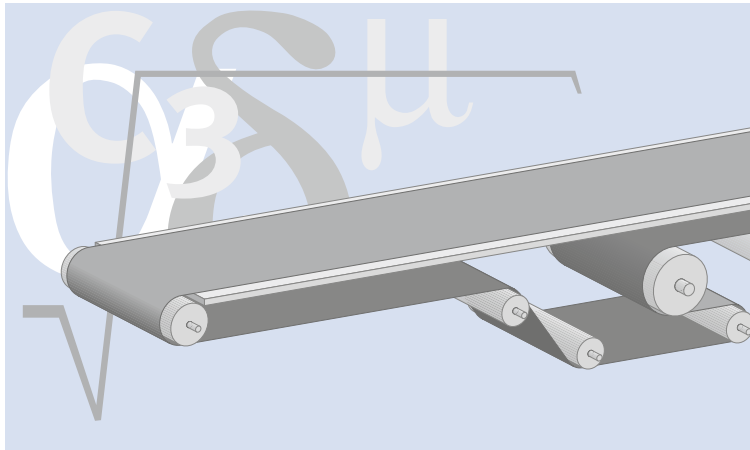


[mm]

**Anexo K: Cross-Section Properties Perfil UPE 80 para el bastidor del transportador 1**

**siegling transilon**  
conveyor and processing belts

# CALCULATION METHODS – CONVEYOR BELTS



## Contents

- 2 Introduction
- 3 Terminology
- 5 Unit goods conveying systems
- 11 Dimensioning force-dependent take-up systems
- 12 Bulk goods conveying systems
- 15 Calculation example for unit goods conveying

# INTRODUCTION

This brochure contains advanced equations, figures and recommendations, based on our longstanding experience. Results calculated can however differ from our calculation program B\_Rex (free to download from the Internet at [www.forbo-siegling.com](http://www.forbo-siegling.com)).

These variations are due to the very different approaches taken: while B\_Rex is based on empirical measurements and requires a detailed description of the machinery, the calculation methods shown here are based on general, simple physical equations, supplemented by certain factors that include a safety margin.

In the majority of cases, the safety margin in calculations in this brochure will be greater than in the corresponding B\_Rex calculation.

Further information on machine design can be found in our brochure, ref. no. 305 "Recommendations for machine design."

# TERMINOLOGY

## Key to the abbreviations

Designation	Abbreviation	Unit
Drum and roller width	b	mm
Belt width	$b_0$	mm
Calculation factors	$C_{..}$	–
Drum and roller diameter	d	mm
Drive drum diameter	$d_A$	mm
Rolling resistance of support rollers	f	–
Tensile force	F	N
Maximum belt pull (on the drive drum)	$F_1$	N
Minimum belt pull (on the drive drum)	$F_2$	N
Force of the tensioning weight	$F_R$	N
Effective pull	$F_U$	N
Tensioning drum weight	$F_{TR}$	N
Steady state shaft load on the drive drum	$F_{WA}$	N
Initial value of the shaft load	$F_{W\text{initial}}$	N
Relaxed shaft load on the return drum	$F_{WU}$	N
Acceleration due to gravity (9.81m/s <sup>2</sup> )	g	m/s <sup>2</sup>
Difference in the drum radii (crowning)	h	mm
Conveying height	$h_T$	m
Relaxed belt pull at 1% elongation per unit of width	$k_{1\%}$	N/mm
Support roller pitch on upper side	$l_0$	mm
Transition length	$l_s$	mm
Support roller pitch on return side	$l_u$	mm
Geometrical belt length	$L_g$	mm
Length of conveyor	$l_T$	m
Mass of the goods conveyed over the entire length conveyed (total load)	m	kg
Mass of the goods conveyed on the top side (total load)	$m_1$	kg
Mass of the goods conveyed on the return side (total load)	$m_2$	kg
Mass of the belt	$m_B$	kg
Mass of the goods conveyed per m length conveyed on the upper face (line load)	$m'_0$	kg/m
Mass of all rotating drums, except for drive drum	$m_R$	kg
Mass of the goods conveyed per m length conveyed on the return side (line load)	$m'_u$	kg/m
Mechanical motor power	$P_M$	kW
Mechanical power calculated on the drive drum	$P_A$	kW
Production tolerance	Tol	%
Friction coefficient when running over roller	$\mu_R$	–
Friction coefficient for accumulated conveying	$\mu_{ST}$	–
Friction coefficient when running over table support	$\mu_T$	–
Belt velocity	v	m/s
Volume flow for bulk goods conveying	$\dot{V}$	m <sup>3</sup> /h
Total take-up range	X	mm
Belt sag	$y_B$	mm
Drum deflection	$y_{Tr}$	mm
Margin for take-up range	Z	mm
Machine's angle of inclination	$\alpha$	°
Arc of contact on the drive drum (or snub roller)	$\beta$	°
Opening angle on the tensioning drum	$\gamma$	°
Belt elongation (pre-tensioning with weight)	$\Delta L$	mm
Permitted angle of inclination for unit goods	$\delta$	°
Elongation at fitting	$\epsilon$	%
Maximum belt elongation	$\epsilon_{\text{max}}$	%
Drive efficiency	$\eta$	–
Bulk density of goods conveyed	$\rho_S$	kg/m <sup>3</sup>



# UNIT GOODS CONVEYING SYSTEMS

Load examples to establish the maximum effective pull  $F_u$  [N]

$m = l_T \cdot \text{Weight of conveyed goods per metre}$   
 $F_u = \mu_R \cdot g \cdot (m + m_B + m_R)$  [N]

$F_u = \mu_T \cdot g \cdot (m + \frac{m_B}{2}) + \mu_R \cdot g \cdot (\frac{m_B}{2} + m_R)$  [N]

$F_u = \mu_T \cdot g \cdot (m_1 + m_2 + m_B)$  [N]

Direction conveyed upwards:  
 $F_u = \mu_R \cdot g \cdot (m + m_B + m_R) + g \cdot m \cdot \sin \alpha$  [N]

Direction conveyed downwards:  
 $F_u = \mu_R \cdot g \cdot (m + m_B + m_R) - g \cdot m \cdot \sin \alpha$  [N]

Direction conveyed upwards:  
 $F_u = \mu_T \cdot g \cdot (m + \frac{m_B}{2}) + \mu_R \cdot g \cdot (\frac{m_B}{2} + m_R) + g \cdot m \cdot \sin \alpha$  [N]

Direction conveyed downwards:  
 $F_u = \mu_T \cdot g \cdot (m + \frac{m_B}{2}) + \mu_R \cdot g \cdot (\frac{m_B}{2} + m_R) - g \cdot m \cdot \sin \alpha$  [N]

$F_u = \mu_T \cdot g \cdot (m + \frac{m_B}{2}) + \mu_R \cdot g \cdot (\frac{m_B}{2} + m_R) + \mu_{ST} \cdot g \cdot m$  [N]

$F_u = \text{please enquire}$  [N]

$F_u = \text{please enquire}$  [N]

# UNIT GOODS CONVEYING SYSTEMS

## Friction coefficients $\mu_s$ for various coatings (guidelines)

	O, A0, E0, T, U0, P	NOVO	U1, V1, VH	UH, V2H, U2H, V5H, V10H	TXO (Amp Miser)
$\mu_T$ (table)	0.33	0.33	0.5	0.5	0.18
$\mu_T$ (galvanised slider beds)	–	–	–	–	0.24
$\mu_R$ (roller)	0.033	0.033	0.033	0.033	–
$\mu_{ST}$ (accumulated)	0.33	0.33	0.5	0.5	–

**Please note:** The friction coefficients stated are based on experience with older friction surfaces that have been subjected to standard wear and tear and soiling. These friction coefficients are about 1.5 times higher than those for new surfaces.

## Maximum belt pull $F_1$

$$F_1 = F_U \cdot C_1 \quad [N]$$

$$F_1 = \frac{P_M \cdot \eta \cdot C_1 \cdot 1000}{v} \quad [N]$$

If effective pull  $F_U$  can be calculated

If the effective pull  $F_U$  cannot be calculated,  $F_1$  can be established from the motor power installed  $P_M$ .

## Factor $C_1$ (applies to the drive drums)

Siegling Transilon Underside coating	V3, V5, U2, A5, E3			V1, U1, UH, U2H, V2H, V5H		
Arc of contact $\beta$	180°	210°	240°	180°	210°	240°
<b>Smooth steel drum</b>						
dry	1.5	1.4	1.3	1.8	1.6	1.5
wet	3.7	3.2	2.9	5.0	4.0	3.0
<b>Lagged drum</b>						
dry	1.4	1.3	1.2	1.6	1.5	1.4
wet	1.8	1.6	1.5	3.7	3.2	2.9

Siegling Transilon Underside coating	O, U0, NOVO, E0, A0, T, P			X0 (Amp Miser)		
Arc of contact $\beta$	180°	210°	240°	180°	210°	240°
<b>Smooth steel drum</b>						
dry	2.1	1.9	1.7	3.3	2.9	2.6
wet	not recommended			not recommended		
<b>Lagged drum</b>						
dry	1.5	1.4	1.3	2.0	1.8	1.7
wet	2.1	1.9	1.7	not recommended		

## Minimum diameter of the drive drums $d_A$

$$d_A = \frac{F_U \cdot C_3 \cdot 180}{b_0 \cdot \beta} \quad [mm]$$



**Factor C<sub>2</sub>**  
**Checking the Transilon type selected**

In the case of perforated belts please note: calculate the load-bearing belt width  $b_0$  based on the number of perforations which decrease cross sections. Staggered perforations in particular can reduce the load-bearing belt width considerably. Reduce the figure for the load-bearing belt width  $b_0$  by a further 20% to take tolerances for perforations and fabric into account.

$\frac{F_1}{b_0} \leq C_2 \quad \left[ \frac{N}{mm} \right]$  if the value  $\frac{F_1}{b_0}$  is larger than  $C_2$ ,  
 a stronger belt type (with a higher  $k_{1\%}$  value) must be used.

$C_2$  is a metric indicating the belt type's maximum tension:

$$C_2 = \epsilon_{\max} \cdot k_{1\%}$$

the product data sheets include specifications on the  $\epsilon_{\max}$  maximum elongations during operation. If example calculations and rough estimates without a data sheet are required, the following assumption can be made (but not guaranteed):

Tension member Type	Standard polyester fabric („E“)	High-tech polyester fabric („E .../H“)	Aramid („AE“)	Elastic fabric types (EL) EL 0/V
Examples of type classes	E 2/1, E3/1, E 4/2, E 6/1, NOVO, E 8/2, E 10/M, E 12/2, E15/2, E 15/M, E 18/3, E 20/M, E 30/3, E 44/3	E 8/H, E 18/H	AE 18/H, AE 48/H, AE 80/3, AE 100/3, AE 140/H, AE 140/3	EL 0/V
$\epsilon_{\max}$ in %	1.5	1.2	1.0	8

If subjected to high temperatures of over 100 °C, the  $C_2$  factors change. Please contact us.

**Faktor C<sub>3</sub>**  
**(applies to the drive drums)**

Siegling Transilon Underside coating	V3, V5, U2, A5, E3	V1, U1, UH	0, U0, NOVO, T, P
<b>Smooth steel drum</b>			
dry	25	30	40
wet	50	not recommended	not recommended
<b>Lagged drum</b>			
dry	25	25	30
wet	30	40	40

**Mechanical capacity calculated on the drive drum P<sub>A</sub>**

$$P_A = \frac{F_U \cdot v}{1000} \quad [kW]$$

**Mechanical capacity required P<sub>M</sub>**

$$P_M = \frac{P_A}{\eta} \quad [kW] = \text{the next largest, standard motor is selected}$$

**Elongation at fitting limits**

The table on establishing the  $C_2$  factor shows product examples for the tension member concerned.

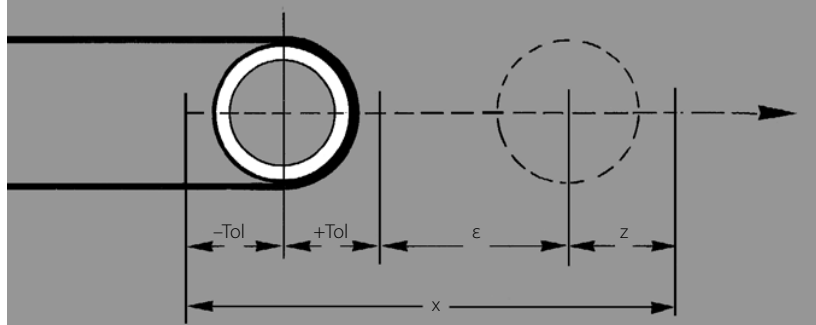
Tension member	Standard polyester fabric („E“)	High-tech polyester fabric („E .../H“)	Aramid („AE“)	Elastic fabric types („EL“)
min. elongation at fitting [%]	0.3	0.2	0.15	1.5
max. elongation at fitting [%]	1.0	0.8	0.8	5.0

# UNIT GOODS CONVEYING SYSTEMS

## Take-up range for screw-operated take-up systems

The following factors must be taken into account when establishing the take-up range:

1. The approximate magnitude of elongation at fitting  $\epsilon$  of the belt, resulting from the belt load. To establish  $\epsilon$ , see pages 7 and 8.
2. The production tolerances (Tol) of the belt as regards the length.

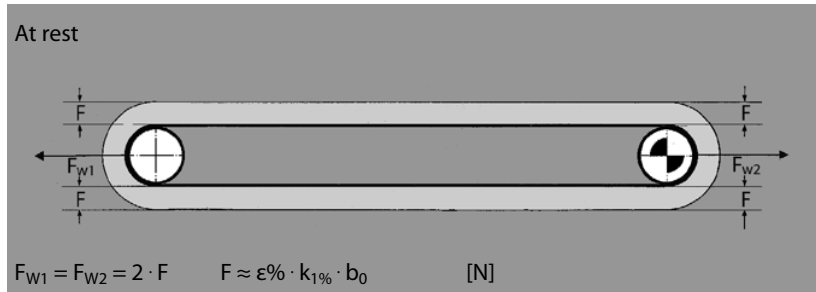


3. Any external influences that might necessitate greater elongation (tensioning) than usual, or might require a safety margin, such as for example the impact of temperature, stop-and-go operation.

Generally, depending on the load, elongation at fitting, ranging from approx. 0.2% to 1%, is sufficient, so that normally a take-up range  $x$  of approx. 1% of the belt length is adequate.

## Guidelines for shaft load at rest with tensile force $F$

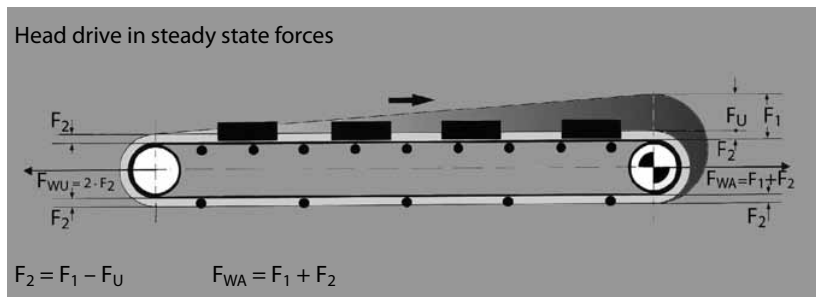
When you are estimating the shaft loads, please assess the different levels of belt pull when the conveyor is at rest and in a steady state.



## Guidelines for elongation at fitting $\epsilon$ for head drives

The minimum elongation at fitting for head drives is:

$$\epsilon \approx \frac{F_U/2 + 2 \cdot F_2}{2 \cdot k_{1\%} \cdot b_0} \quad [\%]$$

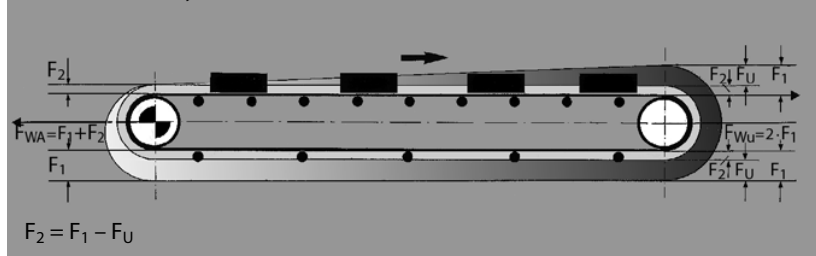


## Guidelines for elongation at fitting $\epsilon$ for tail drives

The minimum elongation at fitting for return side drives is:

$$\epsilon = \frac{F_U/2 + 2 \cdot F_2 + F_U}{2 \cdot k_{1\%} \cdot b_0} \quad [\%]$$

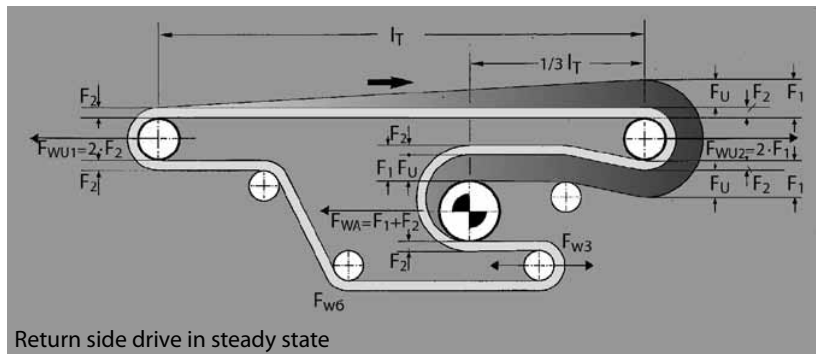
Tail drive in steady state forces



## Guidelines for elongation at fitting $\epsilon$ for return-side drives

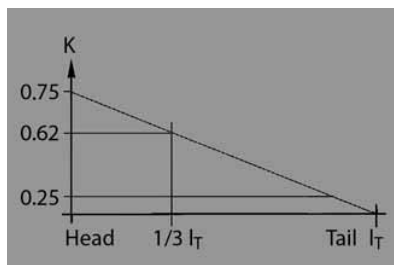
The minimum elongation at fitting for operating head drives is:

$$\epsilon = \frac{F_U (C_1 - K)}{k_{1\%} \cdot b_0} \quad [\%]$$



Return side drive in steady state

- K for head drives = 0.75
- K for return-side drives = 0.62
- K for tail drives = 0.25



# UNIT GOODS CONVEYING SYSTEMS

## Guidelines for steady state shaft load

Typical drive drum  $\beta = 180^\circ$

$$F_{WA} = F_1 + F_2 \quad [N]$$

Typical end drum  $\beta = 180^\circ$

$$F_{W3} = 2 \cdot F_2 \quad [N]$$

Typical snub roller  $\beta = 60^\circ$

$$F_{W6} = 2 \cdot F_2 \cdot \sin(\beta/2) \quad [N]$$

Typical drive drum  $\beta \neq 180^\circ$

$$F_{WA} = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos \beta} \quad [N]$$

## Shaft load when tensioning belts

Tension members made of synthetic materials display significant relaxation behaviour. As a result, the relaxed  $k_{1\%}$  value is taken as a basis for calculating belts in line with ISO 21181. It describes the probable long-term force-elongation properties of the belt material that has been subjected to stress due to deflection and load change. This produces the calculation force  $F_W$ .

This implies that higher belt forces  $F_{Winitial}$  will occur when tensioning the belt. They will have to be taken into account when dimensioning the drum and its components (bearings). The following value can be assumed as a reference:

$$F_{Winitial} = F_W \cdot 1.5$$

In critical cases, we recommend you contact application engineers at Forbo Siegling.

# DIMENSIONING FORCE-DEPENDENT TAKE-UP SYSTEMS

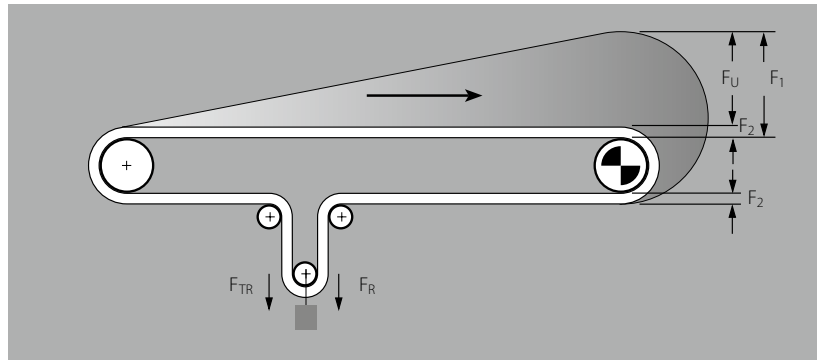
## Establishing $F_R$

In weight-loaded take-up systems, the tension weight must generate the minimum belt pull  $F_2$  to achieve perfect grip of the belt on the drive drum (spring, pneumatic and hydraulic take-up systems work on a similar principle).

The tension weight must be able to move freely. The take-up system must be installed behind the drive section. Reverse operation is not possible. The take-up range depends on the effective pull, the tensile force  $F_2$  required, elongation of the belt  $\Delta L$ , the production tolerance Tol, the safety margin for tensioning Z and the belt selected.

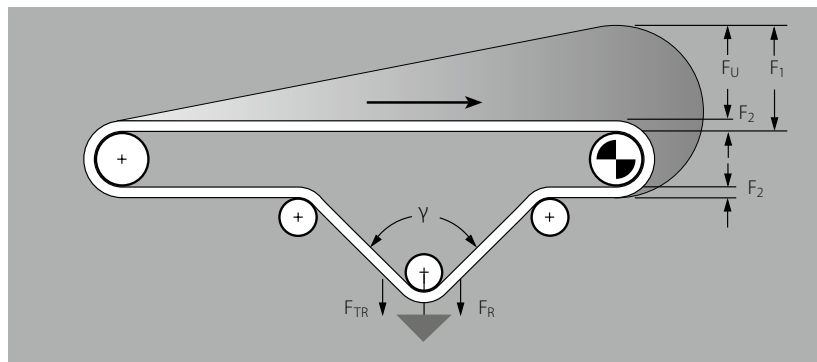
$$F_R = 2 \cdot F_2 - F_{TR} \quad [N]$$

Example for establishing the tension weight  $F_R$  [N] at 180° arc of contact ( $F_{TR}$  = tensioning drum weight [N]).



$$F_R = 2 \cdot F_2 \cdot \cos \frac{\gamma}{2} - F_{TR} \quad [N]$$

Example for establishing the tension weight  $F_R$  [N] at an angle  $\gamma$  according to the drawing ( $F_{TR}$  = tensioning drum weight [N]).



## Establishing belt elongation $\Delta L$

In force-driven take-up systems, the overall elongation of the belt changes, according to the level of the effective pull. The change in belt elongation  $\Delta L$  has to be absorbed by the take-up system. For head drives  $\Delta L$  is calculated as

$$\Delta L = \frac{F_U/4 + F_{TR} + F_R}{k_{1\%} \cdot D_0} \cdot L_g \quad [mm]$$

# BULK GOODS CONVEYING SYSTEMS

## Longitudinal angle of inclination $\delta$

Guidelines for the longitudinal angle of inclination  $\delta$  permissible in various bulk goods. The machinery's actual angle of inclination  $\alpha$  must be less than  $\delta$ .

These values depend on the particle shape, size and mechanical properties of the goods conveyed, regardless of any conveyor belt coating.

Bulk goods	$\delta$ (approx.°)
Ash, dry	16
Ash, wet	18
Soil, moist	18 – 20
Grain, except oats	14
Lime, lumps	15
Potatoes	12
Gypsum, pulverised	23
Gypsum, broken	18
Wood, chips	22 – 24
Artificial fertilizer	12 – 15

Bulk goods	$\delta$ (approx.°)
Flour	15 – 18
Salt, fine	15 – 18
Salt, rock	18 – 20
Loam, wet	18 – 20
Sand, dry, wet	16 – 22
Peat	16
Sugar, refined	20
Sugar, raw	15
Cement	15 – 20

## Bulk density of some bulk goods $\rho_S$

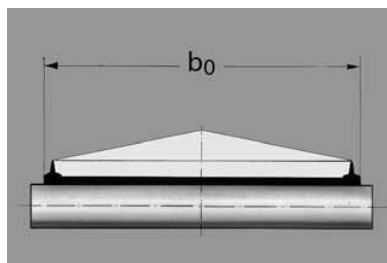
Goods conveyed	Bulk density $\rho_S$ [ $10^3$ kg/m <sup>3</sup> ]
Ash, cold, dry	0.7
Soil, moist	1.5 – 1.9
Grain (except oats)	0.7 – 0.85
Wood, hard	0.6 – 1.2
Wood, soft	0.4 – 0.6
Wood, chips	0.35
Charcoal	0.2
Pulses	0.85
Lime, lumps	1.0 – 1.4
Artificial fertilizer	0.9 – 1.2
Potatoes	0.75
Salt, fine	1.2 – 1.3
Salt, rock	2.1
Gypsum, pulverised	0.95 – 1.0

Goods conveyed	Bulk density $\rho_S$ [ $10^3$ kg/m <sup>3</sup> ]
Gypsum, broken	1.35
Flour	0.5 – 0.6
Clinker	1.2 – 1.5
Loam, dry	1.5 – 1.6
Loam, wet	1.8 – 2.0
Sand, dry	1.3 – 1.4
Sand, wet	1.4 – 1.9
Soap, flakes	0.15 – 0.35
Slurry	1.0
Peat	0.4 – 0.6
Sugar, refined	0.8 – 0.9
Sugar, raw	0.9 – 1.1
Sugarcane	0.2 – 0.3

## Volume flow $\dot{V}$ for belts lying flat

The table shows the hourly volume flow (m<sup>3</sup>/h) at a belt velocity of  $v = 1$  m/s. Conveyor belt lying flat and horizontal. The belt is equipped with 20 mm high longitudinal profiles T20 on the belt edges of the top face.

$b_0$ [mm]	400	500	650	800	1000	1200	1400
Angle of surcharge 0°	25	32	42	52	66	80	94
Angle of surcharge 10°	40	57	88	123	181	248	326



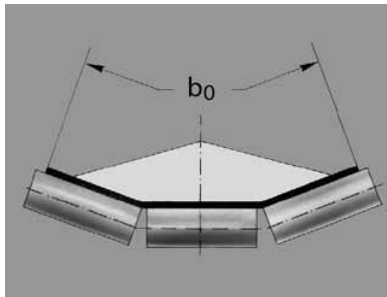
## Volume flow $\dot{V}$ for troughed conveyor belts

in  $\text{m}^3/\text{h}$  at a belt velocity of 1 m/s.

Note:

Under real world conditions, the theoretical values for volume flow are hardly ever reached as they only apply to horizontal belts with perfectly even loads. Uneven loads and the properties of the goods conveyed can decrease the amount by approx. 30%.

$b_0$ [mm]	400	500	650	800	1000	1200	1400
<b>Troughed angle 20°</b>							
Angle of surcharge 0°	21	36	67	105	173	253	355
Angle of surcharge 10°	36	60	110	172	281	412	572
<b>Troughed angle 30°</b>							
Angle of surcharge 0°	30	51	95	149	246	360	504
Angle of surcharge 10°	44	74	135	211	345	505	703



### Factor $C_6$

In inclined conveying, the theoretical quantity of goods conveyed is slightly less. It is calculated by applying the factor  $C_6$  which depends on the conveying angle  $\alpha$ .

Conveying angle $\alpha$ [°]	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22
Factor $C_6$	1.0	0.99	0.98	0.97	0.95	0.93	0.91	0.89	0.85	0.81	0.76

### Factor $C_4$

Additional effective pull, for example from scrapers and cleaning devices, is taken into account by including the factor  $C_4$ .

$l_T$ [m]	25	50	75	100	150	200
Factor $C_4$	2	1.9	1.8	1.7	1.5	1.3

# BULK GOODS CONVEYING SYSTEMS

## Rolling resistance for support rollers $f$

$f = 0.025$  for roller bearings  
 $f = 0.050$  for slide bearings

## Establishing the mass of goods conveyed $m$

$$m = \frac{V \cdot \delta_s \cdot l_T \cdot 3.6}{v} \quad [\text{kg}]$$

## Establishing the effective pull $F_U$

(-) downwards  
 (+) upwards

$$F_U = g \cdot C_4 \cdot f \cdot (m + m_B + m_R) \pm g \cdot m \cdot \sin \alpha \quad [\text{N}]$$

Calculation as for unit goods

## Support roller pitches

The support roller pitch depends on the belt pull and the masses. The following equation is used to calculate it:

If maximum sag of 1 % is permitted, (i.e.  $y_B = 0.01 l_0$ )

Recommendation  $l_0 \text{ max} \leq 2b_0$   
 $l_U \approx 2 - 3 l_0 \text{ max}$

$$l_0 = \sqrt{\frac{y_B \cdot 800 \cdot F}{m'_0 + m'_B}} \quad [\text{mm}]$$

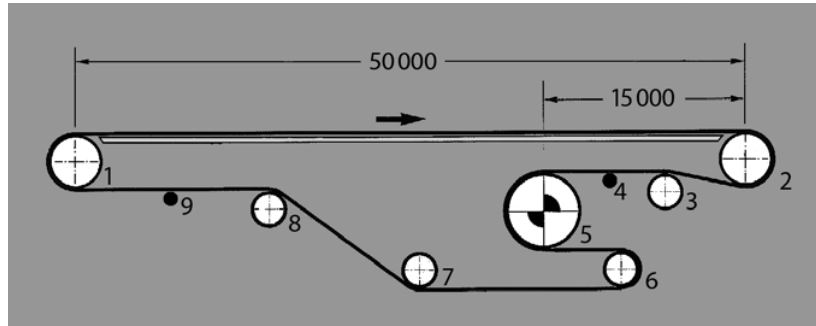
$$l_0 = \frac{8 \cdot F}{m'_0 + m'_B} \quad [\text{mm}]$$

- $l_0$  = Support roller pitch on upper side in mm
- $y_B$  = Maximum conveyor belt sag in mm
- $F$  = Belt pull in the place concerned in N
- $m'_0 + m'_B$  = Weight of goods conveyed and belt in kg/m



# CALCULATION EXAMPLE FOR UNIT GOODS CONVEYING

In a goods sorting system, conveyor belts are loaded with goods and sent to the distribution centre. Horizontal conveying, skid plate support, return drive systems as shown on the sketch, drive via the top face of the belt, drive drum with lagging, screw-operated tensioning system, 14 support rollers. Proposed belt type: Siegling Transilon E 8/2 0/V5H S/MT black (996141) with  $k_{1\%} = 8 \text{ N/mm}$ .



End drums 1, 2, 6  
 Snub rollers 3, 7, 8  
 Drive drum 5  
 Support rollers 4, 9, and various tension drums 6.

Length of conveyor  $l_T = 50 \text{ m}$   
 Geometrical belt length  $L_g = 105000 \text{ mm}$   
 Belt width  $b_0 = 600 \text{ mm}$   
 Total load  $m = 1200 \text{ kg}$   
 Arc of contact  $\beta = 180^\circ$   
 $v = \text{ca. } 0.8 \text{ m/s}$   
 Mass rollers  $m_R = 570 \text{ kg}$   
 (all drums except for 5)

## Effective pull $F_U$ [N]

$$F_U = \mu_T \cdot g \left( m + \frac{m_B}{2} \right) + \mu_R \cdot g \left( \frac{m_B}{2} + m_R \right)$$

$$F_U = 0.33 \cdot 9.81 \left( 1200 + \frac{157.5}{2} \right) + 0.033 \cdot 9.81 \left( \frac{157.5}{2} + 570 \right)$$

$$F_U \approx 4340 \text{ N}$$

$m = 1200 \text{ kg}$   
 $\mu_R = 0.033$   
 $\mu_T = 0.33$   
 $m_B = 157.5 \text{ kg}$  (from  $2.5 \text{ kg/m}^2 \cdot 105 \text{ m} \cdot 0.6 \text{ m}$ )

## Maximum belt pull $F_1$ [N]

$$F_U = 4350 \text{ N}$$

$$C_1 = 1.6$$

$$F_1 = F_U \cdot C_1$$

$$F_1 = 4350 \cdot 1.6$$

$$F_1 \approx 6960 \text{ N}$$

## Checking the belt type selected

$F_1 = 6960 \text{ N}$   
 $b_0 = 600 \text{ mm}$   
 $k_{1\%} = 8 \text{ N/mm}$

$$\frac{F_1}{b_0} \leq C_2$$

$$\frac{6960}{600} \leq 1.5 \cdot 8 \text{ N/mm}$$

$$11.6 \text{ N/mm} \leq 12 \text{ N/mm}$$

The belt type has been chosen correctly.

# CALCULATION EXAMPLE FOR UNIT GOODS CONVEYING

## Minimum drive drum diameter

$$F_U = 4340 \text{ N}$$

$$C_3 = 25$$

$$\beta = 180^\circ$$

$$b_0 = 600 \text{ mm}$$

$$d_A = \frac{F_U \cdot C_3 \cdot 180^\circ}{b_0 \cdot \beta} \quad [\text{mm}]$$

$$d_A = \frac{4340 \cdot 25 \cdot 180^\circ}{600 \cdot 180^\circ} \quad [\text{mm}]$$

$$d_A = 181 \text{ mm}$$

$d_A$  dimensioned at 200 mm

## Power $P_A$ on the drive drum

$$F_U = 4350 \text{ N}$$

$$v = 0.8 \text{ m/s}$$

$$P_A = \frac{F_U \cdot v}{1000} \quad [\text{kW}]$$

$$P_A = \frac{4350 \cdot 0.8}{1000}$$

$$P_A \approx 3.5 \text{ kW}$$

## Motor power required $P_M$

$$P_A = 3.5 \text{ kW}$$

$$\eta = 0.8 \text{ (assumed)}$$

$$P_M = \frac{P_A}{\eta} \quad [\text{kW}]$$

$$P_M = \frac{3.5}{0.8} \quad [\text{kW}]$$

$$P_M \approx 4.4 \text{ kW}$$

$P_M$  at 5.5 kW or higher

## Minimum elongation at fitting for return drive

$$F_U = 4350 \text{ N}$$

$$C_1 = 1.6$$

$$K = 0.62$$

$$k_{1\%} = 8 \text{ N/mm for}$$

$$\text{E 8/2 0/V5H S/MT black}$$

$$b_0 = 600 \text{ mm}$$

$$\varepsilon = \frac{F_U (C_1 - K)}{k_{1\%} \cdot b_0} \quad [\%]$$

$$\varepsilon = \frac{4350 (1.6 - 0.62)}{8 \cdot 600} \quad [\%]$$

$$\varepsilon \approx 0.9 \%$$

**Shaft load in steady state drum drum 2 (return drum)**

Simplified calculation assuming  $\beta = 180^\circ$

$$F_1 = 6960 \text{ N}$$

$$F_{W2} = 2 \cdot F_1$$
$$F_{W2} = 2 \cdot 6960 \text{ N}$$
$$F_{W2} \approx 13920 \text{ N}$$

**Shaft load in steady state drum drum 1 (return drum)**

$$F_2 = F_1 - F_U$$
$$F_2 = 6960 - 4350$$
$$F_2 = 2610 \text{ N}$$

$$F_{W1} = 2 \cdot F_2$$
$$F_{W1} = 2 \cdot 2610 \text{ N}$$
$$F_{W1} \approx 5220 \text{ N}$$

**Shaft load in steady state drum drum 5 (Drive drum)**

$$F_1 = 6960 \text{ N}$$
$$F_2 = F_1 - F_U$$
$$F_2 = 6960 - 4350$$
$$F_2 = 2610 \text{ N}$$

$$F_{W5} = F_1 + F_2$$
$$F_{W5} = 6960 + 2610$$
$$F_{W5} \approx 9570 \text{ N}$$

**Shaft load in steady drum 3 (snub roller)**

Governed by minimum belt pull  $F_2$ ,  $F_{W3}$  is calculated using the equation on page 10.

**Shaft load at rest**

To compare rest and steady state modes, please observe the different shaft loads in drum 1.

$$F_{W1} \text{ at rest} = 8640 \text{ N}$$
$$F_{W1} \text{ steady state} = 5220 \text{ N}$$

Note:  
When designing machinery, both modes must be taken into account.

At rest, tensile forces are defined on the top and underside by elongation at fitting  $\epsilon$ . The tensile force  $F$  is calculated according to:

$$F = \epsilon [\%] \cdot k_{1\%} \cdot b_0 \quad [\text{N}]$$

Example for a drum with  $\beta = 180^\circ$   
Arc of contact  
(In our example, this force is exerted equally on drums 1, 5 and 6 because of the  $180^\circ$  arc of contact).

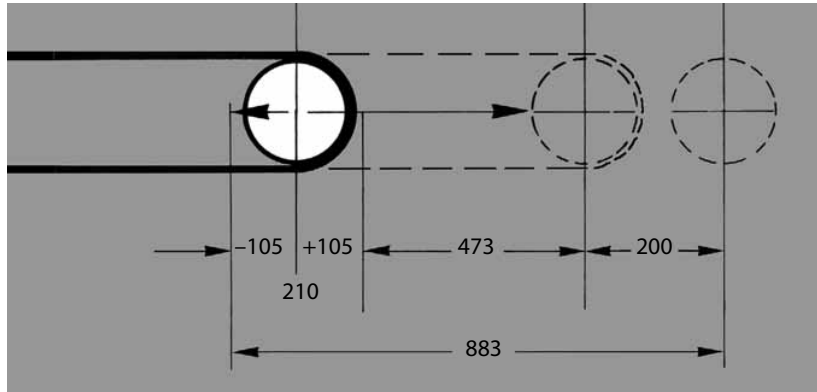
$$F_W = 2 \cdot F$$
$$F_W = 2 \cdot 0.9 \cdot 8 \cdot 600$$
$$F_W \approx 8640 \text{ N}$$

When  $\beta \neq 180^\circ$  the following applies when determining  $F_W$  ( $F_1 = F_2$  can be assumed at rest).

$$F_W = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos \beta}$$
$$F_W = [\text{N}]$$

# CALCULATION EXAMPLE FOR UNIT GOODS CONVEYING

Take-up range



Tol =  $\pm 0.2\%$   
 $\epsilon = 0.9\%$   
 $L_g = 105000 \text{ mm}$   
 $Z = 200 \text{ mm}$

$$X = \frac{\frac{2 \cdot \text{Tol} \cdot L_g}{100} + \frac{\epsilon \cdot L_g}{100}}{2} + Z \quad [\text{mm}]$$

$$X = \frac{\frac{2 \cdot 0.2 \cdot 105000}{100} + \frac{0.9 \cdot 105000}{100}}{2} + 200 \quad [\text{mm}]$$

$$X = 210 + 473 + 200 \quad [\text{mm}]$$

$$X \approx 883 \text{ mm}$$



## Siegling – total belting solutions

Committed staff, quality oriented organization and production processes ensure the constantly high standards of our products and services.

Forbo Movement Systems complies with total quality management principles. Our quality management system has ISO 9001 certification at all production and fabrication sites. What's more, many sites have ISO 14001 environmental management certification.



Ref. no. 304-2  
07/21 - UDH - Reproduction of text or parts thereof only with our approval. Subject to change.



### Forbo Siegling service – anytime, anywhere

The Forbo Siegling Group employs around 2,400 people. Our products are manufactured in ten production facilities across the world. You can find companies and agencies with warehouses and workshops in over 80 countries. Forbo Siegling service points are located in more than 300 places worldwide.

#### Forbo Siegling GmbH

Lilienthalstrasse 6/8, D-30179 Hannover

Phone +49 511 6704 0

[www.forbo-siegling.com](http://www.forbo-siegling.com), [siegling@forbo.com](mailto:siegling@forbo.com)



MOVEMENT SYSTEMS



**Anexo M: Cross-Section Properties Eje R 25 para el bastidor del trasportador 2**



## R 25

### Geometry

Diameter	d	25.0	mm
----------	---	------	----

### Sectional Area

Sectional area	A	4.91	cm <sup>2</sup>
----------------	---	------	-----------------

### Bending

Area moment of inertia about y-axis	$I_y$	1.92	cm <sup>4</sup>
Polar area moment of inertia	$I_p$	3.83	cm <sup>4</sup>
Radius of gyration about y-axis	$i_y$	6.2	mm
Polar radius of gyration	$i_p$	8.8	mm
Elastic section modulus about y-axis	$W_y$	1.53	cm <sup>3</sup>

### Shear

Shear area in y-direction	$A_y$	4.12	cm <sup>2</sup>
---------------------------	-------	------	-----------------

### Torsion

Torsional constant	$I_t$	3.83	cm <sup>4</sup>
Section modulus for torsion	$W_t$	3.07	cm <sup>3</sup>

### Warping

Warping ordinate with respect to shear center	max $\omega$	0.00	cm <sup>2</sup>
Warping constant with respect to shear center	$I_\omega$	0.00	cm <sup>6</sup>
Warping radius of gyration with respect to shear center	$i_\omega$	0.0	mm
Warping section modulus with respect to shear center	$W_\omega$	0.00	cm <sup>4</sup>

### Plasticity

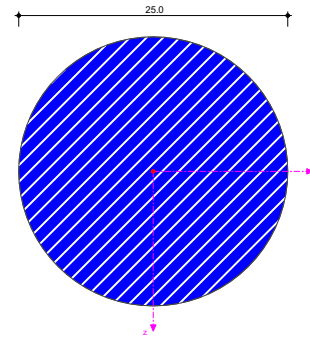
Plastic section modulus about y-axis	$W_{pl,y}$	2.60	cm <sup>3</sup>
Plastic shape factor about y-axis	$\alpha_{pl,y}$	1.698	--

### Other

Weight	G	3.8	kg/m
Surface area per unit length	$A_m$	0.079	m <sup>2</sup> /m
Volume	V	491.00	cm <sup>3</sup> /m
Section factor	$A_m/V$	159.959	1/m

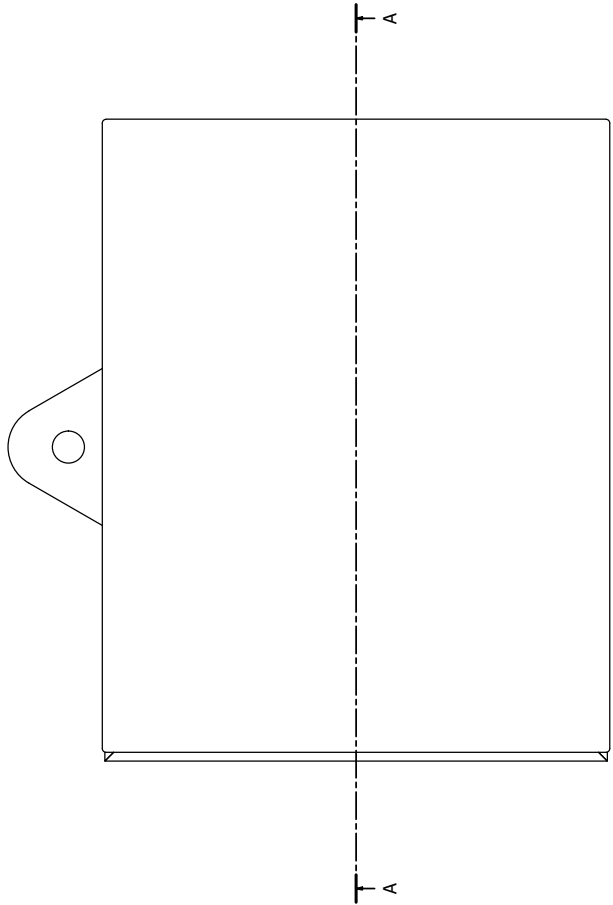
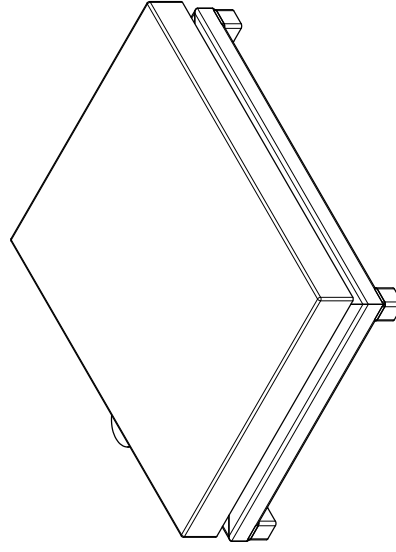
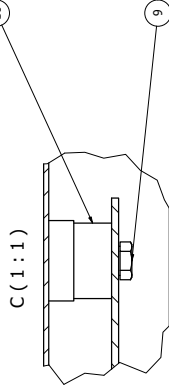
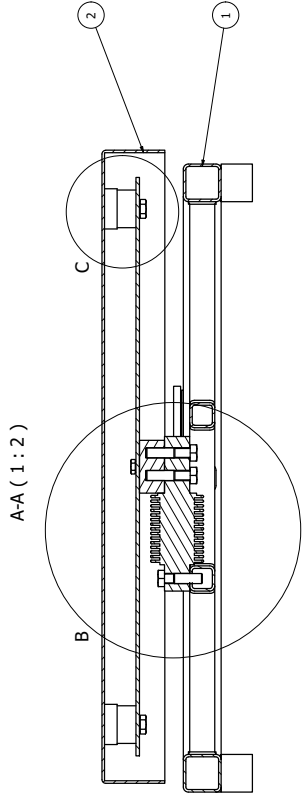
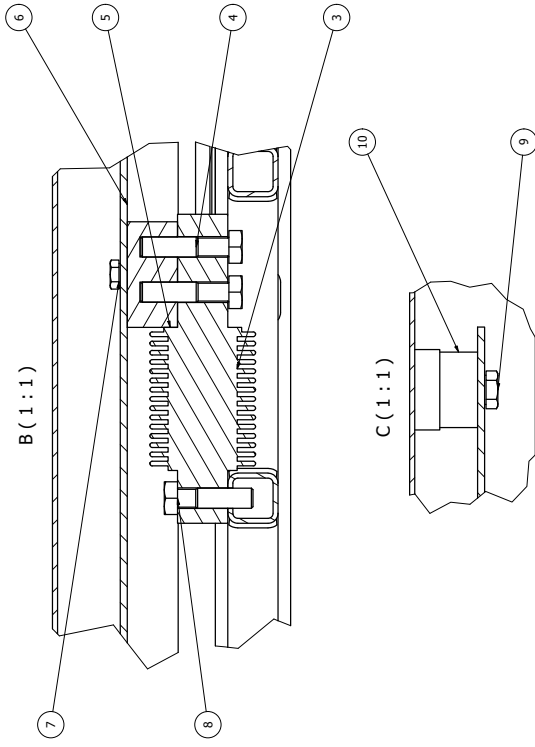
## R 25

- DIN 1013-1:1976-11
- --



[mm]

## **Anexo N: Plano de Conjunto de Sistema de Balanza**



ITEM	CANTIDAD	NOMBRE	MATERIAL
LISTA DE PARTES			
10	4	Acople Superior	ASTM A304
9	4	ISO 4017 - M8 x 16	ACERO SUPERIOR
8	1	ISO 4015 - M8 x 30	ACERO SUPERIOR
7	2	ISO 4017 - M6 x 12	ACERO SUPERIOR
6	1	Placa Superior	ACERO SUPERIOR
5	1	Acople Inferior	ACERO SUPERIOR
4	2	ISO 4017 - M8 x 35	ACERO SUPERIOR
3	1	Caja de Carga ZBFCC3 - 100KG	ACERO SUPERIOR
2	1	Plato de Balanza	ACERO SUPERIOR
1	1	Estructura Interior	ACERO SUPERIOR

FECHA	REVISIÓN	FECHA	REVISIÓN
06/02/2024	1		

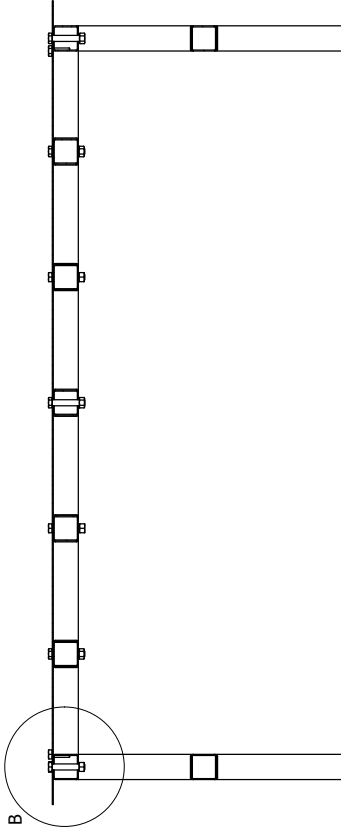
Dibujo: 06/02/2024 Leyza C & Vivar/L  
 Comprobado: .....  
 Laboratorio de Miquelmas Humanistas  
 Escala: 1/10 gen.  
 Subconjunto: .....  
 Hoja: 1 de 1  
 Lámina: 20x 27

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA**  
 SEDE MATRIZ CUENCA  
 INGENIERÍA  
 Carrera de Ingeniería Mecánica

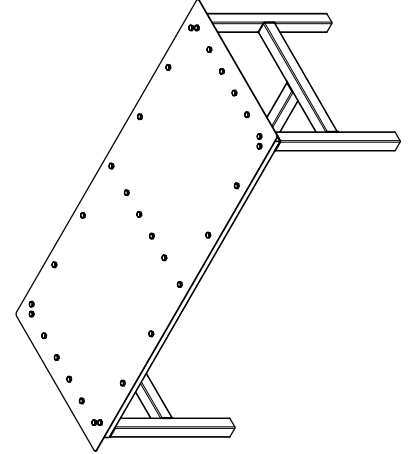
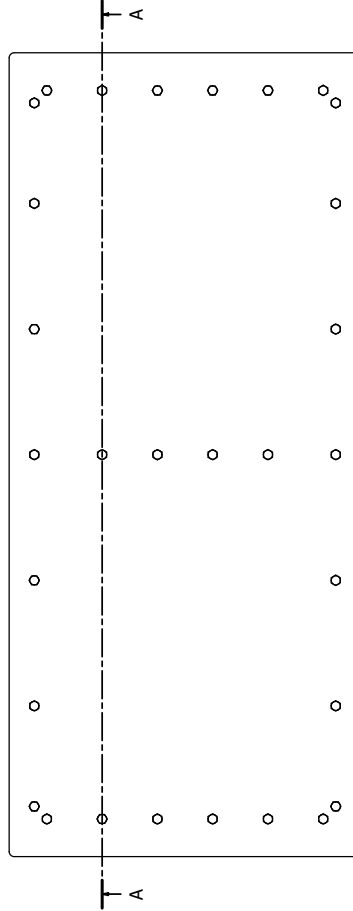
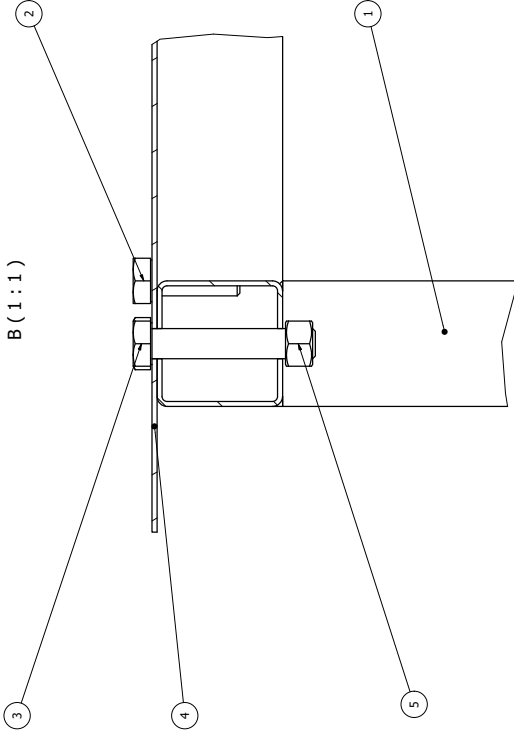
**PLANO DE CONJUNTO BALANZA**

## **Anexo O: Plano de Conjunto de Mesa de Trabajo**

A-A (1 : 5)



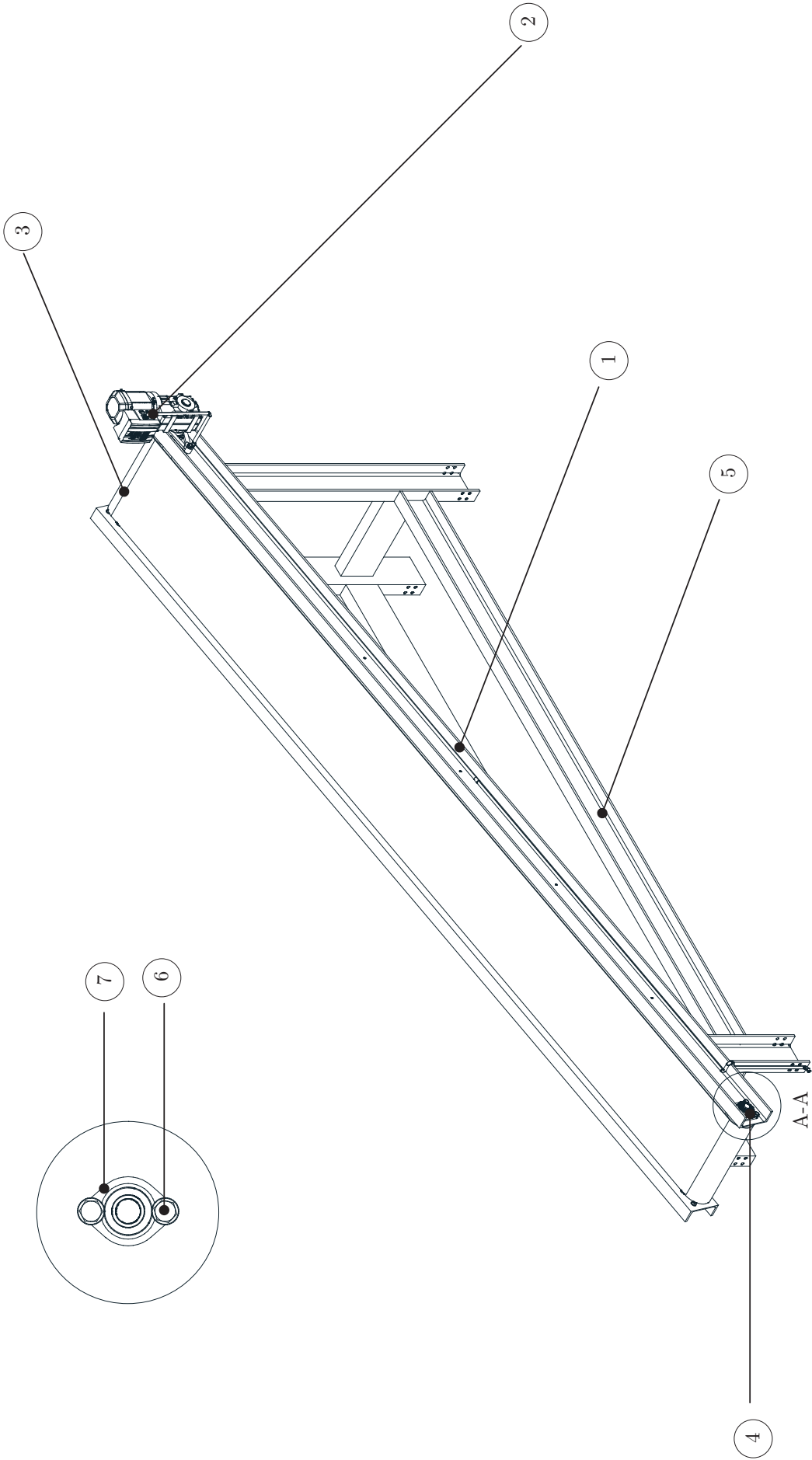
B (1 : 1)



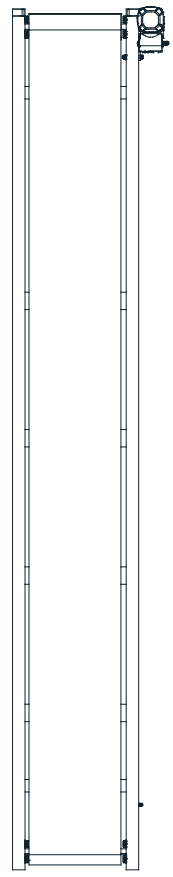
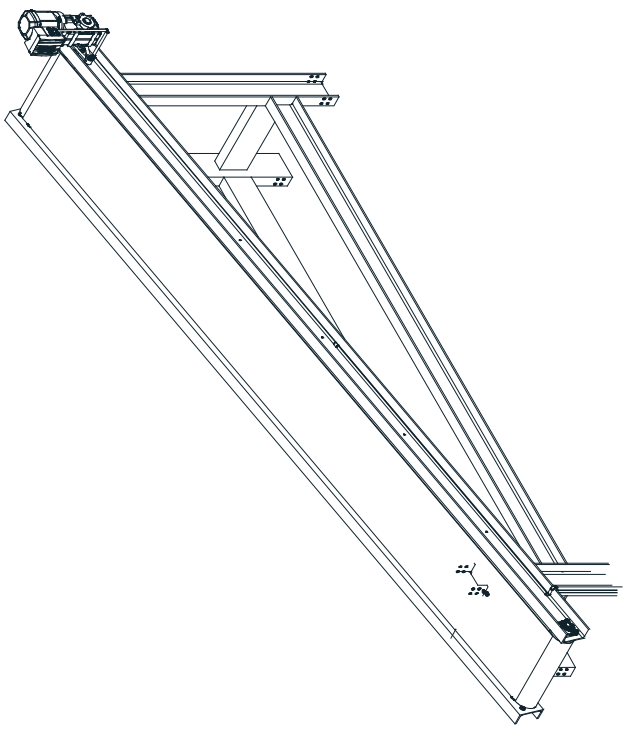
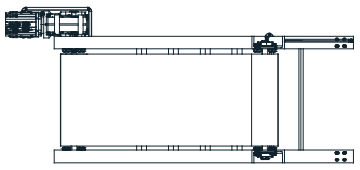
ITEM	CANTIDAD	NOMBRE	DESCRIPCIÓN
5	22	ISO 4032 - M12	TUERCAS HEXAGONALES M12
4	1	PLACA MESA de TRABAJ	ASEI 316
3	22	ISO 4017 - M12 x 6S	TORNILLO M12 x 6S
2	8	ISO 4017 - M12 x 3S	TORNILLO M12 x 3S
1	1	ESTRUCTURA MESA de TRABAJ	PERFIL ASTM A36 (30 x 50 x 2 mm)

LISTA DE PARTES		UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA	
VIGENCIA	Fecha	Nombre	SEDE MATRIZ CUENCA
Dibujado	12/02/2024	Lopez C & Viver/L	INGENIERIAS
Comprobado	.....	.....	Carrera de Ingeniería Mecatrónica
Laboratorio de Máquinas Herramientas		Subconjunto:	
Escala:	Tol. gen:	PLANO DE CONJUNTO MESA DE TRABAJO	
Laminas: 07/01			

## **Anexo P: Plano de Conjunto Transportador 1**



7	4	Chumacera FY 507 M	FY 507 M
6	16	ISO 4032-M4x30	ISO 4032-M4x30
5	1	Balatorrufo 1	ASTM A36
4	2	Rodillo	ASTM A36
3	1	Banda Modular	Acetal
2	1	Motor servo-electrico	KA197DR3055-MMTLLU
1	1	Tubera Calabado	PVC
ITEM		Caract.	Nombre
III		CCCL	Nombre
Dibujado		1/01/24	Lopez C &
Comprobado		05/02/24	ING. A. Castiblanco
Laboratorio de Maquina Herramientas		UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA SEDE MATRIZ CUENCA	
Escala: 1:100 ISO 2768-M		INGENIEROS	
Tol. gen.: -		Carrera de Ingeniería Mecánica	
Subconjunto:		PLANO DE CONJUNTO BANDA 1	
Lamina: 1:2			



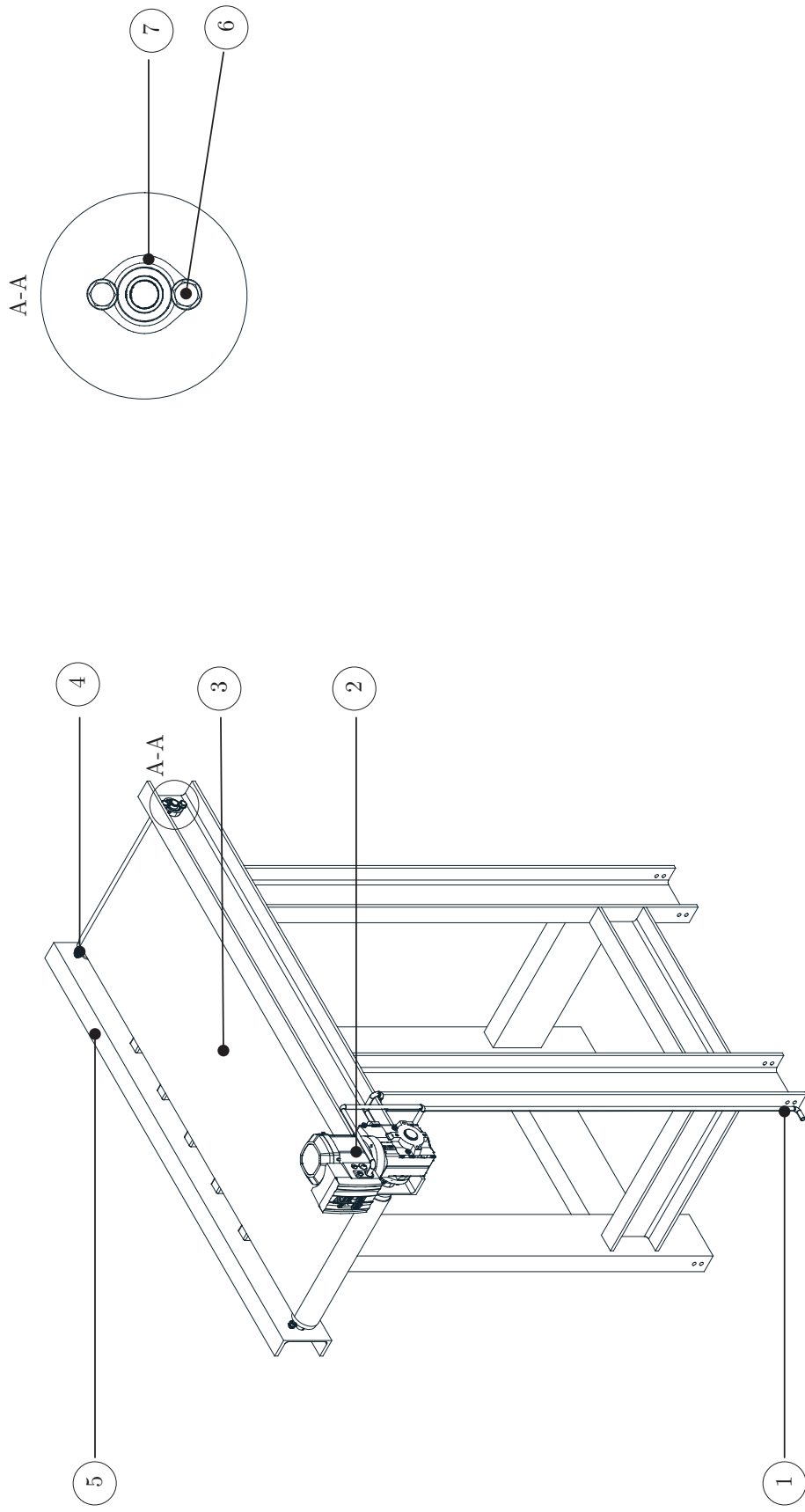
III	CECH	Fecha	Nombre
		Dibujado 15/01/24	Ing. C & Vidal
		Comprobado 05/02/24	Ing. A. Céspedes
			INGENIERAS
Laboratorio de Máquinas Herramientas		Carrera de Ingeniería Mecánica	
Escala	Tro (mm)	Subconjunto	
1:150	150	2768	
Lamina	22		

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA  
SEDE MATRIZ CUENCA  
INGENIERAS  
Carrera de Ingeniería Mecánica

PLANO DE CONJUNTO BANDA 1

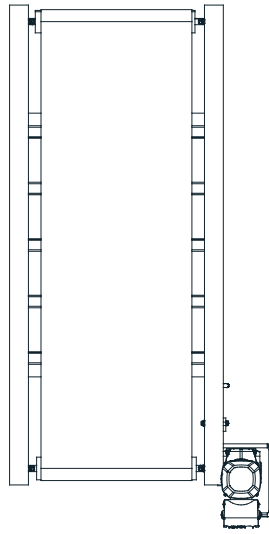
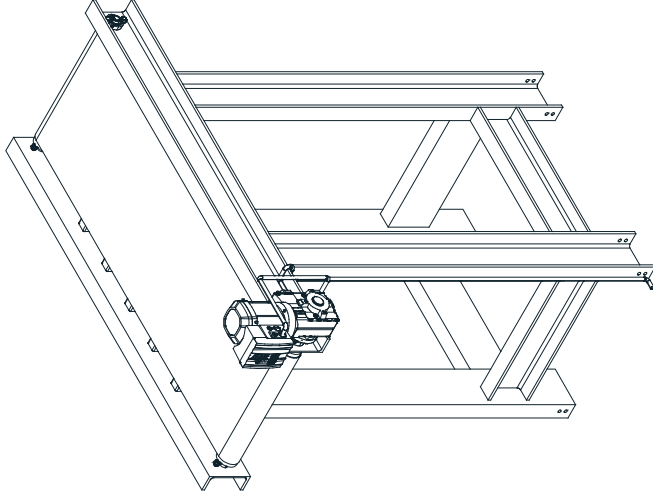
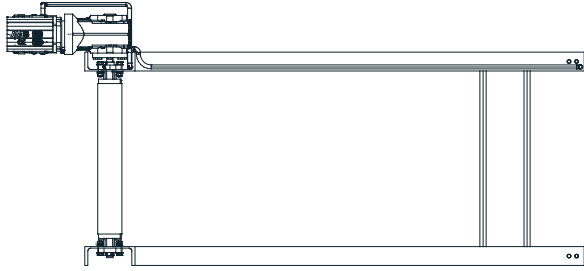
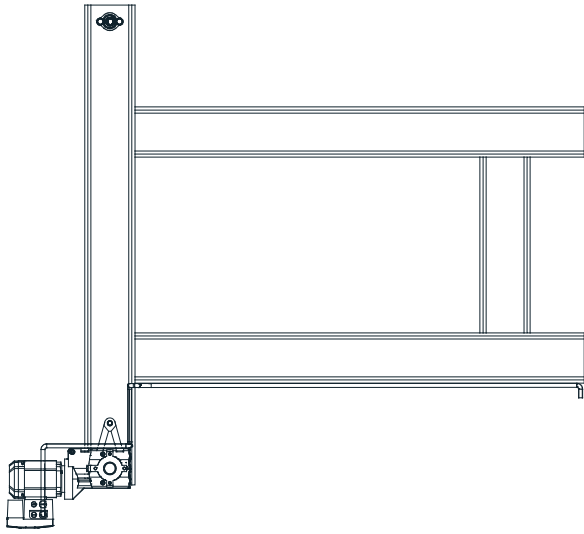


## **Anexo Q: Plano de Conjunto Transportador 2**



7	4	Chumacera FD205	Chumacera FD205
6	8	ISO 4032-M14x50	ISO 4032-M14x50
5	1	Barridor banda 2	ASTM A36
4	2	Rodillo	ASTM A36
3	1	Banda	Texfil
2	1	Motor servo-controlive	
1	1	Tabla Calibrado	PVC
ITEM CANT.		Nombre	
III CICLO		Nombre	
Dibujado		Luzifer C &	
Comprobado		Ing. A. Castellas	
		M.S.C.	
		Fecha	
		15/01/24	
		Laboratorio de Maquinas Herramientas	
		UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA SEDE MATRIZ CUENCA	
		INGENIERIAS Carrera de Ingeniería Mecánica	
Escala:		Subconjunto:	
1:75		ISO 2768-	
Lamina:		1:2	

**PLANO DE CONJUNTO BANDA 2**



1	Plieg	Aluminio	Material	Norma	Notas
III	CICL	Denominación	Nombre	UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA	
		Fecha	Ing. E. Garza	SEDE MATRIZ CIENCA	
		Dibujado	30/09/15	INGENIEROS	
		Comprobado	30/09/15	Carerra de Ingeniería Mecánica	
Laboratorio de Maquinas Herramientas					
Escala: Tol. gen.: Subconjunto:					
1:100 ISO 2768-m					
Lamina: CAV 03					

CAV - FRESADORA