



**ESPE**  
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS  
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y  
MECÁNICA**

**CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**TRABAJO DE TITULACIÓN, PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO  
DE INGENIERO MECÁNICO**

**TEMA: DISEÑO MECÁNICO Y CONSTRUCCIÓN DE PRENSA  
MOLDEADORA PARA EL CONFORMADO DE PLANCHAS DE  
POLIALUMINIO PARA LA OBTENCIÓN DE CUBIERTAS ONDULADAS  
P7 PARA LA EMPRESA ECUAPLASTIC S.C.**

**AUTORES: HERRERA TORRES, SHARHAM FERNANDO  
QUISILEMA SÁENZ, DIEGO ANDRÉS**

**DIRECTOR: MSc. ABATTA JÁCOME, LENIN RÓMULO**

**SANGOLQUÍ**

**2019**



**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA**

**CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**CERTIFICACIÓN**

Certifico que el trabajo de titulación, **“DISEÑO MECÁNICO Y CONSTRUCCIÓN DE PRENSA MOLDEADORA PARA EL CONFORMADO DE PLANCHAS DE POLIALUMINIO PARA LA OBTENCIÓN DE CUBIERTAS ONDULADAS P7 PARA LA EMPRESA ECUAPLASTIC S.C.”** fue realizado por los señores **HERRERA TORRES, SHARHAM FERNANDO Y QUISILEMA SÁENZ, DIEGO ANDRÉS** el mismo que ha sido revisado en su totalidad, analizado por la herramienta de verificación de similitud de contenido; por lo tanto cumple con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE, razón por la cual me permito acreditar y autorizar para que lo sustente públicamente.

Sangolquí, 01 de julio 2019

**MSc. ABATTA JÁCOME, LENIN RÓMULO**  
C.C. 1723180707  
DIRECTOR DEL TRABAJO DE TITULACIÓN



**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA**

**CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**AUTORIA DE RESPONSABILIDAD**

Nosotros, **HERRERA TORRES, SHARHAM FERNANDO Y QUISILEMA SÁENZ, DIEGO ANDRÉS** declaramos que el contenido, ideas y criterios del trabajo de titulación: **“DISEÑO MECÁNICO Y CONSTRUCCIÓN DE PRENSA MOLDEADORA PARA EL CONFORMADO DE PLANCHAS DE POLIALUMINIO PARA LA OBTENCIÓN DE CUBIERTAS ONDULADAS P7 PARA LA EMPRESA ECUAPLASTIC S.C.”** es de nuestra autoría y responsabilidad, cumpliendo con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE, respetando los derechos intelectuales de terceros y referenciando las citas bibliográficas.

Consecuentemente el contenido de la investigación mencionada es veraz.

Sangolquí, 01 de julio 2019



**HERRERA TORRES SHARHAM FERNANDO**  
C.C. 1716786098



**QUISILEMA SÁENZ DIEGO ANDRÉS**  
C.C. 1723340053



**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA**

**CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**AUTORIZACIÓN**

Nosotros, **HERRERA TORRES, SHARHAM FERNANDO** y **QUISILEMA SÁENZ DIEGO ANDRÉS** autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar el trabajo de titulación: “**DISEÑO MECÁNICO Y CONSTRUCCIÓN DE PRENSA MOLDEADORA PARA EL CONFORMADO DE PLANCHAS DE POLIALUMINIO PARA LA OBTENCIÓN DE CUBIERTAS ONDULADAS P7 PARA LA EMPRESA ECUAPLASTIC S.C.**” en el Repositorio Institucional, cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra responsabilidad.

Sangolquí, 01 de julio 2019



**HERRERA TORRES SHARHAM FERNANDO**  
C.C. 1716786098



**QUISILEMA SÁENZ DIEGO ANDRÉS**  
C.C. 1723340053

## **DEDICATORIA**

Este proyecto de titulación está dedicado para mis padres por todo su esfuerzo y sacrificio que realizan por mí, a mi familia y todas las personas que confiaron en mí durante mi etapa universitaria que sin su apoyo y ayuda no habría cumplido con este objetivo.

**Fernando Herrera**

## AGRADECIMIENTOS

A Dios por darme la posibilidad de haber estudiado ésta magnífica carrera, darme la sabiduría y perseverancia necesaria para poder culminarla.

A mis padres por demostrarme y brindarme todo su amor, esfuerzo y dedicación, por confiar en mí, por nunca desampararme, por sus consejos de vida y siempre tener los mejores augurios para mí futuro profesional.

A mi novia Fernanda por brindarme su apoyo, por ayudarme a tomar buenas decisiones, por estar siempre pendiente de mí, por estar siempre a mi lado en los buenos y malos momentos y ayudarme a conseguir hoy mi objetivo deseado.

A mis tíos, Estuardo y Marina, por ser como mis segundos padres y demostrarme su afecto, por brindarme su apoyo y por sus consejos de vida.

A mi amigo Erick por todas esas jornadas de estudio, apoyo y buenos momentos que hemos compartido para finalmente lograr éste gran objetivo.

A mi compañero de tesis y amigo Diego Quisilema por el trabajo realizado, el apoyo y la consecución simultánea de esta meta.

A mi ahijado Luis por brindarme hasta la más mínima ayuda y haberme apoyado en la realización de mi proyecto de tesis.

A mi docente y amigo Roberto Buenaño, por su apoyo constante en mi carrera estudiantil y sus consejos de vida, así como de vida laboral.

A mis tutores del proyecto de tesis Byron Guerrero y Lenin Abatta que gracias a sus aportes y guía se realizó el proyecto como se esperaba.

A la empresa Ecuaplastic S.C y su gerente general Ing. Edgar Mora por otorgar la idea del proyecto y el auspicio del mismo.

**Fernando Herrera**

## **DEDICATORIA**

Con gran alegría y satisfacción de los resultados obtenidos, este proyecto de titulación está dedicado a mi familia por ser un pilar muy importante en mi formación académica y en mi vida cotidiana, por todo su esfuerzo, compromiso y sacrificio que han realizado a lo largo de mi vida con su apoyo incondicional, que hace posible lograr el cumplimiento de mis objetivos y metas, permitiéndome llegar a la culminación de esta etapa tan maravillosa de mi vida.

**Diego Andrés Quisilema Sáenz.**

## **AGRADECIMIENTOS**

A Dios por bendecirme con una familia maravillosa y haberme dado la salud y fortaleza permitiéndome llegar a la culminación de este proyecto

A mis padres María Magdalena y Carlos, por haberme dado la vida, valores, consejos y su apoyo incondicional en todo momento y la oportunidad de estudiar esta hermosa carrera, sin todo su esfuerzo nada de esto sería posible.

A mis hermanos Maribel y Mauricio por todo su cariño y apoyo en cada momento de mi vida por sus consejos y experiencias haciendo posible la culminación de este proyecto.

A los directores del proyecto los Ingenieros Lenin Abatta y Byron Guerrero por todo su apoyo y direccionamiento en el desarrollo del proyecto permitiendo llegar a su culminación.

A Ecuaplastic.S.C por darme la oportunidad de desarrollar este proyecto en sus instalaciones, el cual ha permitido mi crecimiento profesional.

A mi compañero Fernando Herrera por su apoyo y trabajo en el desarrollo del proyecto.

A mis amigos y compañeros Erick y Diego por todo el apoyo brindado y los buenos momentos que hemos compartido en el desarrollo del proyecto y la etapa universitaria.

**Diego Andrés Quisilema Sáenz.**

## ÍNDICE DE CONTENIDO

CERTIFICACIÓN .....	ii
AUTORIA DE RESPONSABILIDAD .....	iii
AUTORIZACIÓN .....	iv
DEDICATORIA .....	v
AGRADECIMIENTOS .....	vi
DEDICATORIA .....	vii
AGRADECIMIENTOS .....	viii
ÍNDICE DE TABLAS .....	xiii
ÍNDICE DE FIGURAS .....	xvi
RESUMEN .....	xxiv
ABSTRACT .....	xxv
CAPÍTULO I .....	1
1. GENERALIDADES .....	1
1.1 Antecedentes .....	1
1.2. Objetivos .....	5
1.2.1 Objetivo general .....	5
1.2.2 Objetivos específicos .....	5
1.3 Alcance del proyecto .....	5
1.3.1 Componentes mecánicos .....	5
1.3.2 Componentes electrónicos/eléctricos .....	6
1.4 Justificación del proyecto .....	6
CAPÍTULO II .....	9
2. MARCO TEÓRICO .....	9
2.1 Procesos de conformado de cubiertas .....	9
2.1.1. Proceso de conformado de cubiertas onduladas de fibrocemento .....	9
2.2 Descripción de la técnica de conformado de materiales compuestos .....	11
2.3 Descripción de la técnica de fabricación de planchas de polialuminio .....	11
2.3.1 Recepción .....	12
2.3.2 Desagregación .....	13
2.3.3 Segmentación .....	13
2.3.4 Moldeo .....	14
2.3.5 Termoprensado .....	14

2.3.6	Conformado.....	15
2.3.7	Acabado.....	16
2.3.8	Despacho .....	16
2.4	Descripción de la técnica de conformado del Polialuminio .....	17
2.5	Descripción de las propiedades de las cubiertas de polialuminio.....	18
2.5.1	Ventajas de las cubiertas de polialuminio .....	18
2.5.2	Desventajas de las cubiertas de polialuminio .....	19
2.6	Tipos y dimensiones de tableros de polialuminio.....	19
2.7	Características técnicas de cubiertas onduladas de onda estandarizada P7 .....	22
2.8	Parámetros del proceso de conformado.....	22
CAPÍTULO III .....		23
3.	DISEÑO Y SELECCIÓN .....	23
3.1.	Alternativas de diseño .....	23
3.2.	Alternativas propuestas para el diseño .....	25
3.2.1.	Sistema de conformado .....	25
3.2.2.	Matriz de selección sistema de conformado.....	28
3.3.	Diseño mecánico .....	29
3.3.1.	Diseño del sistema de bandejas moldeadoras.....	29
3.3.2.	Diseño de placas de soporte.....	29
3.3.2.1.	Caso 1.1 Con la bandeja en posición de carga o levantamiento.....	30
3.3.2.2.	Caso 1.2 Con las bandejas levantadas. ....	33
3.3.2.3.	Caso 2.1. Con la bandeja en posición de carga o levantamiento. ....	36
3.3.2.4.	Caso 2.2 Con las bandejas levantadas. ....	39
3.3.2.5.	Análisis de malla y convergencia .....	42
3.3.2.6.	Análisis de convergencia placa simple Caso 1.1 .....	42
3.3.2.7.	Análisis de convergencia placa simple Caso 2.1 .....	43
3.3.2.10.	Selección de pernos placas de soporte.....	52
3.3.3.	Diseño de tubos de conformado. ....	56
3.3.4.	Selección de rodamientos .....	58
3.3.4.1.	Rodamientos radiales.....	58
3.3.5.	Diseño del bastidor y sistema de rieles.....	74
3.3.8.	Diseño de chumacera doble.....	137
3.3.9.	Diseño y selección Sistema Hidráulico .....	139

3.3.9.1. Parámetros de diseño:.....	139
3.3.9.2. Tipos de cilindros hidráulicos.....	139
3.3.9.3. Cálculo de fuerza de pistón. ....	147
3.3.9.4. Fuerza real de Empuje. ....	148
3.3.9.5. Cálculo de caudal de bomba.....	149
3.3.9.6. Selección de bomba hidráulica.....	150
3.3.9.7. Potencia Hidráulica.....	152
3.3.9.9. Selección de filtro.....	154
3.3.9.10. Esquema hidráulico.....	154
3.3.9.11. Descripción del sistema Hidráulico.....	155
<b>CAPÍTULO IV</b> .....	<b>156</b>
<b>4. CONSTRUCCIÓN Y PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO</b> .....	<b>156</b>
4.1. Construcción y pruebas de funcionamiento de bandejas simples.....	156
El sistema de bandejas.....	156
4.1.1. Construcción de bandejas simples.....	156
4.1.2. Proceso de corte por plasma para placas de soporte de bandejas.....	156
4.1.3. Proceso de maquinado de placas de soporte de bandejas.....	157
4.1.4. Proceso de corte de tubos.....	157
4.1.5. Proceso de ensamblaje de bandejas moldeadoras.....	158
4.2. Pruebas de funcionamiento de las bandejas moldeadoras simples.....	159
4.3. Construcción y pruebas de funcionamiento de la prensa moldeadora.....	160
4.3.1. Construcción del bastidor.....	160
4.3.2. Construcción del sistema de rieles y bandejas moldeadoras dobles.....	161
4.3.3. Proceso de ensamblaje de bandejas moldeadoras dobles.....	161
4.3.4. Proceso de corte y soldadura de soportes y rieles.....	162
4.3.5. Proceso de ensamblaje de rieles.....	163
4.3.6. Verificación del acoplamiento del sistema de rieles con el sistema de bandejas moldeadoras....	164
4.3.7. Proceso de ensamblaje del sistema de rieles y bandejas moldeadoras.....	165
4.3.8. Implementación del sistema hidráulico.....	166
4.3.9. Construcción de fosa para cilindros hidráulicos.....	167
4.3.10. Sistema hidráulico entregado por la empresa Soluciones Hidráulicas HYDROMEL.....	168
4.3.11. Acoplamiento del sistema hidráulico.....	169
4.3.12. Instalación de cilindros hidráulicos.....	169

4.3.13. Implementación del sistema piñón cremallera .....	170
4.4. Ensamble total de la prensa moldeadora .....	170
CAPÍTULO V .....	172
5. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO Y ANÁLISIS RESULTADOS.....	172
5.1. Pruebas de conformado y verificación dimensional de las cubiertas. ....	173
5.1.1. Inspección visual de los distintos sistemas que conforman la prensa moldeadora.....	173
5.1.2. Pruebas de conformado y verificación dimensional de las cubiertas. ....	175
5.1.3. Procedimiento de verificación dimensional INEN 1318 .....	175
5.1.4. Verificación dimensional de cubiertas. ....	179
5.2. Análisis de resultados de pruebas de funcionamiento y conformado de las cubiertas. ....	180
CAPÍTULO VI.....	182
6. ANÁLISIS ECONÓMICO.....	182
6.1. Costos Directos.....	182
6.2. Costos directos de fabricación.....	185
6.3. Costos indirectos .....	187
6.4. Costo total.....	187
CAPÍTULO VI.....	191
5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES .....	191
BIBLIOGRAFÍA.....	193

## ÍNDICE DE TABLAS

<b>Tabla 1</b> <i>Datos geométricos la cubierta C7-110</i> .....	20
<b>Tabla 2</b> <i>Datos geométricos cubierta C7-92</i> .....	21
<b>Tabla 3</b> <i>Datos geométricos cubierta C3</i> .....	21
<b>Tabla 4</b> <i>Características técnicas de cubiertas onduladas de onda estandarizada P7</i> .....	22
<b>Tabla 5</b> <i>Parametros de conformado</i> .....	22
<b>Tabla 6</b> <i>Alternativas de diseño para el sistema de conformado por bandeja.</i> .....	28
<b>Tabla 7</b> <i>Tensiones máximas de von-Mises y número de elementos para placa simple.</i> .....	43
<b>Tabla 8</b> <i>Tensiones máximas de von-Mises y número de elementos para placa doble</i> .....	44
<b>Tabla 9</b> <i>Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin</i> .....	46
<b>Tabla 10</b> <i>Valores orientativos para el factor de seguridad <math>S_0</math></i> .....	61
<b>Tabla 11</b> <i>Tabla de rodamientos rígido de una hilera de bolas con diámetro del agujero</i> .....	62
<b>Tabla 12</b> <i>Tabla de anillos elásticos para agujeros interiores DIN 472.</i> .....	62
<b>Tabla 13</b> <i>Factores de seguridad contra falla estática</i> .....	70
<b>Tabla 14</b> <i>Tamaños mínimos de soldadura en filetes AWS D14.</i> .....	73
<b>Tabla 15</b> <i>Lista de perfiles estructurales</i> .....	79
<b>Tabla 16</b> <i>Parámetros para determinar el cortante basal</i> .....	81
<b>Tabla 17</b> <i>Selección de perfiles estructurales bastidor</i> .....	95
<b>Tabla 18</b> <i>Selección de perfiles estructurales soporte de bandejas</i> .....	96
<b>Tabla 19</b> <i>Selección de perfiles estructurales sistema de rieles de soporte de bandejas</i> .....	96
<b>Tabla 20</b> <i>Materiales, tratamientos térmicos y precisiones alcanzadas</i> .....	103
<b>Tabla 21</b> <i>Tabla orientativa para seleccionar el coeficiente de seguridad más adecuado para cada aplicación</i> .....	104
<b>Tabla 22</b> <i>Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin</i> .....	113
<b>Tabla 23</b> <i>Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin</i> .....	118

<b>Tabla 24</b> <i>Factores de sobrecarga, <math>K_o</math>.</i> .....	124
<b>Tabla 25</b> <i>Constantes empíricas A, B y C para determinar el factor <math>C_{pf}</math>.</i> .....	126
<b>Tabla 26</b> <i>Factores de confiabilidad.</i> .....	132
<b>Tabla 27</b> <i>Tipos de cilindros hidráulicos.</i> .....	140
<b>Tabla 28</b> <i>Matriz de selección de cilindros hidráulicos.</i> .....	141
<b>Tabla 29</b> <i>Matriz de selección del sistema de sujeción.</i> .....	141
<b>Tabla 30</b> <i>Dimensiones de elementos del cilindro hidráulico.</i> .....	143
<b>Tabla 31</b> <i>Coefficiente de pandeo AISI 1045</i> .....	146
<b>Tabla 32</b> <i>Tipos de bombas hidráulicas a implementar.</i> .....	150
<b>Tabla 33</b> <i>Matriz de selección de bomba hidráulica.</i> .....	151
<b>Tabla 34</b> <i>Catálogo de engranes rectos</i> .....	152
<b>Tabla 35</b> <i>Características técnicas del motor.</i> .....	153
<b>Tabla 36</b> <i>Selección de filtro por medio de la presión de trabajo.</i> .....	154
<b>Tabla 37</b> <i>Conexiones Soldadas de los sistemas o elementos</i> .....	173
<b>Tabla 38</b> <i>Conexiones Empernadas de los sistemas o elementos.</i> .....	174
<b>Tabla 39</b> <i>Conexiones y funcionamiento de control y fuerza del sistema hidráulico</i> .....	174
<b>Tabla 40</b> <i>Conexiones y funcionamiento del sistema hidráulico.</i> .....	174
<b>Tabla 41</b> <i>Conexiones móviles de los sistemas.</i> .....	174
<b>Tabla 42</b> <i>Valores dimensionales de cubierta P7</i> .....	179
<b>Tabla 43</b> <i>Verificación dimensional de las cubiertas.</i> .....	179
<b>Tabla 44</b> <i>Costo directo bastidor y sistema de rieles</i> .....	182
<b>Tabla 45</b> <i>Costo directo sistema de bandejas</i> .....	183
<b>Tabla 46</b> <i>Costo directo sistema hidráulico.</i> .....	184
<b>Tabla 47</b> <i>Costo directo sistema eléctrico y control</i> .....	185
<b>Tabla 48</b> <i>Costo directos totales.</i> .....	185

<b>Tabla 49</b> <i>Costo de mano de obra de bastidor y sistema de bandejas y rieles</i> .....	186
<b>Tabla 50</b> <i>Costo de proceso de mecanizado para elementos extras</i> .....	186
<b>Tabla 51</b> <i>Costo directo de fabricación</i> .....	186
<b>Tabla 51</b> <i>Costos indirectos varios</i> .....	187
<b>Tabla 53</b> <i>Costos totales del proyecto</i> .....	187
<b>Tabla 54</b> <i>Costos de conformado</i> .....	190
<b>Tabla 55</b> <i>Flujo de caja anual</i> .....	190

## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>Figura 1</b> Diagrama de procesos de la línea de producción de cubiertas.....	2
<b>Figura 2</b> Proceso manual de conformado .....	3
<b>Figura 3</b> Distribución de planta ECOPAK. ....	3
<b>Figura 4</b> Esquema del pórtico utilizado para la ondulación de cubiertas de fibrocemento de la empresa ...	4
<b>Figura 5</b> Conformado manual de cubiertas. ....	6
<b>Figura 6</b> Instrumentos de conformado.....	7
<b>Figura 7</b> Variación en espesores y forma de onda.....	7
<b>Figura 8</b> Distribución de planta Ecopak implementando prensa de conformado.....	8
<b>Figura 9</b> Esquema línea principal de producción .....	9
<b>Figura 10</b> Partes del pórtico ondulator .....	10
<b>Figura 11</b> Resumen de los procesos de fabricación de los materiales.....	11
<b>Figura 12</b> Proceso de transformación del Tetra Pak.....	12
<b>Figura 13</b> Paca de Tetra Pak listo para ser procesado. ....	12
<b>Figura 14</b> a) Desagregación del Tetra Pak, b) Separación de cartón del Polialuminio .....	13
<b>Figura 15</b> Colocación del polialuminio en la trituradora previamente.....	14
<b>Figura 16</b> a) Proceso de moldeo de planchas, b) Moldes listos para ser colocados en la termoprensa.....	14
<b>Figura 17</b> a) Proceso de moldeo de planchas, b) Moldes listos para ser colocados en la termoprensa.....	15
<b>Figura 18</b> Conformado manual de las cubiertas onduladas de Polialuminio. ....	15
<b>Figura 19</b> a) Remojo de cubiertas para la extracción de la lámina de teflón.....	16
<b>Figura 20</b> a) Cubiertas onduladas P7 apiladas y almacenadas .....	16
<b>Figura 21</b> Instrumentos de conformado. ....	17
<b>Figura 22</b> Conformado manual de cubiertas. ....	18
<b>Figura 23</b> Cubierta ECOPAK C7-110 .....	19
<b>Figura 24</b> Dimensiones útiles C7-110 .....	20

<b>Figura 25</b> Cubierta ECOPAK C7-92 .....	20
<b>Figura 26</b> Dimensiones útiles C7-92 .....	20
<b>Figura 27</b> Cubierta ECOPAK C3 .....	21
<b>Figura 28</b> Dimensiones útiles C3 .....	21
<b>Figura 29</b> Vista isométrica del sistema de bandejas de la primera propuesta. ....	25
<b>Figura 30</b> Vista lateral de la bandeja de conformado. ....	26
<b>Figura 31</b> Vista isométrica del sistema de bandejas de la segunda propuesta. ....	26
<b>Figura 32</b> Vista lateral de la bandeja de conformado. ....	27
<b>Figura 33</b> Vista isométrica del sistema de bandejas de la tercera propuesta. ....	27
<b>Figura 34</b> Vista lateral de la bandeja de conformado. ....	28
<b>Figura 35</b> Análisis de carga por áreas cooperantes .....	30
<b>Figura 36</b> Secciones de fijación resaltadas en color azul (soporte fijo) y amarillo (apoyo simple) en la placa lateral de la bandeja simple, apoyado en las rieles. ....	31
<b>Figura 37</b> Carga aplicada en la sección resaltada en color rojo cuando la bandeja está apoyada sobre las rieles. ....	31
<b>Figura 38</b> Estado de deformación de la placa lateral donde presenta una deformación máxima .....	32
<b>Figura 39</b> Tensión equivalente de Von-Mises. ....	32
<b>Figura 40</b> Factor de seguridad con carga estática en la placa lateral cuando la bandeja está apoyada en las rieles. ....	33
<b>Figura 41</b> Sección de fijación en la placa lateral de la bandeja. ....	33
<b>Figura 42</b> Sistema de bandejas en posición de conformado soportado por placa inferior simple. ....	34
<b>Figura 43</b> Cargas ejercidas sobre la placa inferior simple aplicada en la sección resaltada en color rojo. ....	34
<b>Figura 44</b> Estado de deflexión de la placa lateral donde presenta una deformación máxima .....	35
<b>Figura 45</b> Tensión equivalente de Von-Mises .....	35
<b>Figura 46</b> Factor de seguridad 15 de la placa lateral cuando la bandeja está apoyada en las rieles. ....	36

<b>Figura 47</b> Análisis de carga por áreas cooperantes placas dobles. ....	36
<b>Figura 48</b> Secciones de fijación resaltadas en color azul en la placa lateral de la bandeja doble, apoyado en las rieles. ....	37
<b>Figura 49</b> Carga ejercida sobre la placa lateral de la bandeja doble, aplicada en la sección resaltada en color rojo, cuando la bandeja está apoyada en las rieles. ....	37
<b>Figura 50</b> Estado de deformación de la placa lateral doble donde presenta una deformación máxima. ...	38
<b>Figura 51</b> Tensión equivalente de Von-Mises. ....	38
<b>Figura 52</b> Factores de seguridad máximo y mínimo con carga estática de la placa lateral doble cuando la bandeja está apoyada en las rieles. ....	39
<b>Figura 53</b> Secciones de fijación en la placa lateral de la bandeja doble, apoyado en la sección resaltada en color azul. ....	39
<b>Figura 54</b> Cargas ejercidas sobre la placa lateral de la bandeja doble, aplicada en las secciones resaltadas en color rojo, cuando la bandeja está en elevación. ....	40
<b>Figura 55</b> Estado de deformación de la placa lateral doble donde presenta una deformación máxima de 0.0040 [mm]. ....	40
<b>Figura 56</b> Tensión equivalente de Von-Mises ....	41
<b>Figura 57</b> Factor de seguridad de la placa lateral doble cuando la bandeja está apoyada en las rieles. ....	41
<b>Figura 58</b> Mallado para placa de soporte simple. ....	42
<b>Figura 59</b> Convergencia de Tensión equivalente de Von-Mises placa simple. ....	43
<b>Figura 60</b> Mallado para placa de soporte doble. ....	43
<b>Figura 61</b> Convergencia de Tensión equivalente de Von-Mises placa doble. ....	44
<b>Figura 62</b> Placa de soporte doble. ....	45
<b>Figura 63</b> Gráfica de factor teórico de concentración del esfuerzo $K_t$ . ....	48
<b>Figura 64</b> Fracción de resistencia a la fatiga. ....	50

<b>Figura 65</b> Diagrama S-N graficado a partir de resultados de ensayos a la fatiga axial completamente invertidos.....	52
<b>Figura 66</b> Junta empernada para placa de soporte y parante lateral de la bandeja conformadora.....	52
<b>Figura 67</b> Disposición constructiva .....	53
<b>Figura 68</b> Apoyos simples: carga uniforme .....	57
<b>Figura 69</b> Dimensiones principales .....	59
<b>Figura 70</b> Dimensiones de espesor de placa y diámetro del agujero donde se ubican los rodamientos....	59
<b>Figura 71</b> DCL carga estática equivalente del rodamiento .....	60
<b>Figura 72</b> Eje de soporte para bandeja doble superior. ....	63
<b>Figura 73</b> Distribución de carga áreas cooperantes.....	64
<b>Figura 74</b> Esquema del eje de rueda de las bandejas conformadoras.....	64
<b>Figura 75</b> DCL Eje de bandeja doble de longitud 300 [mm]. ....	64
<b>Figura 76</b> Diagrama de fuerza cortante.....	65
<b>Figura 77</b> Diagrama de momento.....	65
<b>Figura 78</b> Cubo diferencial de tensiones normales y tangenciales.....	66
<b>Figura 79</b> Elemento diferencial a analizar en el punto A. ....	67
<b>Figura 80</b> Elemento diferencial a analizar en el punto D. ....	68
<b>Figura 81</b> Factor geométrico para analizar la soldadura como una línea en un eje en voladizo. ....	69
<b>Figura 82</b> Diagrama de cargas unitarias en la soldadura alrededor del eje. ....	70
<b>Figura 83</b> Dimensiones de la garganta en juntas soldadas. ....	72
<b>Figura 84</b> Vista frontal de la prensa moldeadora. ....	75
<b>Figura 85</b> Vista lateral de la prensa moldeadora. ....	75
<b>Figura 86</b> Elementos estructurales de la prensa moldeadora.....	76
<b>Figura 87</b> Caso 1 de carga con las bandejas levantadas .....	77
<b>Figura 88</b> Caso 2 con las bandejas en la posición de levantamiento, y la estructura de soporte .....	77

<b>Figura 89</b> Caso 3: Con las bandejas en la posición de carga, y la estructura de soporte .....	78
<b>Figura 90</b> Modelo computacional de la prensa moldeadora.....	79
<b>Figura 91</b> Parámetros de sismo SX. ....	82
<b>Figura 92</b> Parámetros de sismo SY.....	82
<b>Figura 93</b> Primer modo de vibración.....	83
<b>Figura 94</b> Segundo modo de vibración. ....	83
<b>Figura 95</b> Aplicación de carga distribuida (tnf/m) sobre la estructura de soporte de bandejas.....	85
<b>Figura 96</b> Análisis de demanda de capacidad de los elementos .....	85
<b>Figura 97</b> Análisis de demanda de capacidad de las columnas .....	86
<b>Figura 98</b> Análisis de demanda de capacidad de las vigas .....	86
<b>Figura 99</b> Análisis de demanda de capacidad de la estructura de soporte de rieles. ....	87
<b>Figura 100</b> Análisis de demanda de capacidad de la estructura de soporte de rieles interna .....	87
<b>Figura 101</b> Análisis de demanda de capacidad de la estructura interna y base de soporte de bandejas ....	88
<b>Figura 102</b> Aplicación de carga (tnf) sobre la estructura. ....	89
<b>Figura 103</b> Análisis de demanda de capacidad de los elementos .....	89
<b>Figura 104</b> Análisis de demanda de capacidad de las columnas.....	90
<b>Figura 105</b> Análisis de demanda de la estructura de soporte de rieles interna .....	90
<b>Figura 106</b> Análisis de demanda de capacidad de la estructura de rieles interna.....	91
<b>Figura 107</b> Análisis de demanda de capacidad de la estructura interna y base de soporte de bandejas ...	91
<b>Figura 108</b> Aplicación de carga (tnf) sobre la estructura .....	92
<b>Figura 109</b> Análisis de demanda de capacidad de los elementos.....	93
<b>Figura 110</b> Análisis de demanda de capacidad de las columnas .....	93
<b>Figura 111</b> Análisis de demanda de la estructura de soporte de rieles interna.....	94
<b>Figura 112</b> Análisis de demanda de capacidad de la estructura de soporte de rieles interna. ....	94
<b>Figura 113</b> Análisis de demanda de capacidad del bastidor .....	95

<b>Figura 114</b> Análisis de demanda de capacidad del bastidor con perfiles estructurales definidos .....	97
<b>Figura 115</b> Análisis de demanda de capacidad del bastidor con perfiles estructurales definidos .....	98
<b>Figura 116</b> Análisis de demanda de capacidad del bastidor con perfiles estructurales definidos .....	99
<b>Figura 117</b> Análisis de deflexión viga larga de soporte de bandejas diferencia entre el punto medio.....	100
<b>Figura 118</b> Análisis de deflexión viga inferior del bastidor de 0.0043[m] .....	101
<b>Figura 119</b> Deflexión de viga lateral del soporte de bandejas.....	101
<b>Figura 120</b> Sistema piñón-cremallera. ....	103
<b>Figura 121</b> Peso total combinado del sistema de bandejas 2500 [kg].....	104
<b>Figura 122</b> Esquema de aplicación de fuerzas en el diente de una cremallera.....	105
<b>Figura 123</b> Diagrama de módulos Ft-V .....	106
<b>Figura 124</b> Diagrama de módulos Ft-V agrandado.....	106
<b>Figura 125</b> Esquema parámetros dimensionales de una cremallera.....	106
<b>Figura 126</b> DCL eje transmisor de torque en el eje X-Y.....	108
<b>Figura 127</b> Diagrama de fuerza cortante en el plano X-Y .....	109
<b>Figura 128</b> Diagrama de momento en el plano X-Y .....	109
<b>Figura 129</b> DCL eje transmisor de torque en el eje X-Z.....	110
<b>Figura 130</b> Diagrama de fuerza cortante en el plano X-Z.....	110
<b>Figura 131</b> Diagrama de momento en el plano X-Z.....	110
<b>Figura 132</b> Momento de inercia para una sección circular. ....	111
<b>Figura 133</b> Gráfica de factor teórico de concentración del esfuerzo Kt. 2008).....	115
<b>Figura 134</b> DCL cuña par el engrane .....	119
<b>Figura 135</b> Dimensiones del piñón recto.....	121
<b>Figura 136</b> Dimensionamiento del diente del piñón recto.....	121
<b>Figura 137</b> Diagrama para determinar el factor de alineación del acoplamiento Cma. ....	127
<b>Figura 138</b> Factor del espesor de aro. ....	128

<b>Figura 139</b> Factores geométricos J de engranes rectos. ....	129
<b>Figura 140</b> Número de esfuerzo de flexión permisible de aceros completamente endurecidos. ....	130
<b>Figura 141</b> Factor de ciclos de esfuerzo repetidamente aplicados de resistencia a la flexión $Y_N$ . ....	131
<b>Figura 142</b> Resistencia a la fatiga por contacto $S_c$ a $10^7$ ciclos y confiabilidad de 0.99 ....	134
<b>Figura 143</b> Factor de relación de la dureza ZH (Acero completamente endurecido) ....	135
<b>Figura 144</b> Factor de ciclos de esfuerzos de resistencia a la picadura $Z_N$ . ....	136
<b>Figura 145</b> Secciones de fijación y fuerzas actuantes sobre el elemento. ....	137
<b>Figura 146</b> Diagrama de deformación de la chumacera del sistema piñon-cremallera. ....	138
<b>Figura 147</b> Tensión equivalente de Von-Mises chumacera. ....	138
<b>Figura 148</b> Factores de seguridad máximo y mínimo con carga. ....	139
<b>Figura 149</b> Sistema de sujeción Cilindro-Viga IPE. ....	142
<b>Figura 150</b> Diagrama de preselección del diámetro del cilindro hidráulico. ....	142
<b>Figura 151</b> Dimensiones de elementos del cilindro hidráulico. ....	143
<b>Figura 152</b> Tipos de empotramiento: a) Fijo-Articulado b) Fijo-Fijo. ....	145
<b>Figura 153</b> Esquema del sistema hidráulico. ....	154
<b>Figura 154</b> Placas de soporte de bandejas después del proceso de corte por plasma ....	156
<b>Figura 155</b> Placas en proceso de maquinado. ....	157
<b>Figura 156</b> Tubo en proceso de maquinado. ....	157
<b>Figura 157</b> Tubos listos para ser ensamblados en el sistema de bandejas moldeadoras. ....	158
<b>Figura 158</b> Ensamblado de todos los componentes de las bandejas moldeadoras simples. ....	158
<b>Figura 159</b> Ensamblaje de bandejas simples para pruebas de conformado. ....	159
<b>Figura 160</b> Prueba de funcionamiento con la bandeja superior e inferior del sistema de bandejas ....	159
<b>Figura 161</b> Bastidor en posición invertida debido el proceso de soldado de vigas inferiores. ....	160
<b>Figura 162</b> Bastidor de la prensa en proceso de soldadura SMAW. ....	161
<b>Figura 163</b> Ensamblado de todos los componentes de las bandejas moldeadoras dobles. ....	162

<b>Figura 164</b> Ensamblaje de bandejas simples para pruebas de conformado.....	162
<b>Figura 165</b> Ubicación de soportes para el sistema de rieles.....	163
<b>Figura 166</b> Rieles soldadas y maquinas listas para ensamblaje.....	163
<b>Figura 167</b> Rieles ubicadas en su respectivo soporte.....	164
<b>Figura 168</b> Longitud del eje no coincide con la separación del riel.....	164
<b>Figura 169</b> Verificación de asentamiento de bandejas en el sistema de rieles.....	165
<b>Figura 170</b> Solado de ejes en bandejas moldeadoras.....	165
<b>Figura 171</b> Ensamblaje completo del sistema de rieles y bandejas moldeadoras.....	166
<b>Figura 172</b> Bomba de engranajes Rocket.....	166
<b>Figura 173</b> Motor Siemens MH112 provisto por la empresa Ecuaplastic S.C.....	167
<b>Figura 174</b> Placa de datos del motor Siemens MH112.....	167
<b>Figura 175</b> Realización de la fosa para cilindros hidráulicos.....	168
<b>Figura 176</b> Sistema hidráulico con todos sus componentes.....	168
<b>Figura 177</b> Sistema hidráulico acoplado al bastidor de la prensa moldeadora.....	169
<b>Figura 178</b> Instalación de los cilindros hidráulicos.....	169
<b>Figura 179</b> Ensamblaje de piñones y ejes de transmisión.....	170
<b>Figura 180</b> Sistema piñón cremallera completo.....	170
<b>Figura 181</b> Ensamble total de la prensa moldeadora.....	171
<b>Figura 182</b> Ensamble total de la prensa moldeadora vista frontal.....	171
<b>Figura 183</b> Tolerancias geométricas de cubiertas de onda P7. NTC 160.....	175
<b>Figura 184</b> Diagrama para medición de largo y ancho de cubiertas.....	176
<b>Figura 185</b> Diagrama para medición de longitud de onda.....	177
<b>Figura 186</b> Diagrama para medición de escuadría.....	178
<b>Figura 187</b> Diagrama para verificación de altura de aristas.....	179

## RESUMEN

El presente proyecto de titulación plantea el diseño mecánico y construcción de una prensa moldeadora para cubiertas onduladas estandarizadas P7 de Polialuminio para la empresa ecuatoriana ECUAPLASTIC S.C, por medio del diseño estructural de un bastidor y la concatenación de un sistema de bandejas con un sistema hidráulico se conseguirá que el proceso de conformado se lo realice de forma estandarizada, respetando y cumpliendo con las dimensiones establecidas en la NTC-160 (Norma Técnica Colombiana) categoría C clase 3, NTE INEN 1320:2014, utilizadas por la empresa. La capacidad de la prensa es de 5 cubiertas por proceso de conformado. La prensa realizará el trabajo sin la necesidad de aplicar una carga externa, ya que sólo debe mantener acoplado el sistema de bandejas diseñado para el conformado debido al comportamiento no newtoniano de la plancha de polialuminio. Se ejecutaron pruebas con la finalidad de comprobar y asegurar la obtención de las dimensiones requeridas por las normas mencionadas anteriormente, dando como resultado la obtención de cubiertas de dimensiones estandarizadas P7 conservando las propiedades del Polialuminio. Así mismo se analizó el nuevo tiempo para el proceso de conformado de las cubiertas, logrando reducirlo de un tiempo promedio de 35 minutos por 5 cubiertas a 28 minutos por 5 cubiertas. Finalmente logrando el objetivo de este proyecto, la construcción de la prensa moldeadora con la obtención de las cubiertas con un proceso estandarizado y normalizado reduciendo los tiempos de producción para las cubiertas onduladas P7 de Polialuminio.

### **PALABRAS CLAVES:**

- **TETRAPAK**
- **POLIALUMINIO**
- **TERMOACÚSTICO**

## ABSTRACT

The present project of certification propose the mechanical design and construction of a molding press for corrugated covers standardized P7 of Polialuminio for the Ecuadorian company ECUAPLASTIC SC, by means of the structural design of a frame and the concatenation of a system of trays with a hydraulic system, it will be achieved that the conforming process is carried out in a standardized way, respecting and complying with the dimensions established in NTC-160 (Colombian Technical Standard) category C, class 3, NTE INEN 1320: 2014, used by the company. The capacity of the press is 5 covers per forming process. The press will carry out the work without the need to apply an external load, since it only has to keep the system of trays designed for the conforming due to the non-Newtonian behavior of the polyaluminium plate. Tests were carried out in order to verify and ensure obtaining the dimensions required by the aforementioned standards, resulting in the obtaining of covers of standardized dimensions P7 while preserving the properties of Polyaluminium. Likewise, the new time for the process of shaping the covers was analyzed, managing to reduce it, from an average time that had been taking 35 minutes for 5 covers, to 28 minutes for 5 covers. Finally achieving the objective of this project, the construction of the molding press with the obtaining of the covers with a standardized and normalized process, reducing the production times for the corrugated P7 polyaluminium roofs.

### KEYWORDS:

- **TETRA PAK**
- **POLYALUMINIUM**
- **THERMOACOUSTIC**

## **CAPÍTULO I**

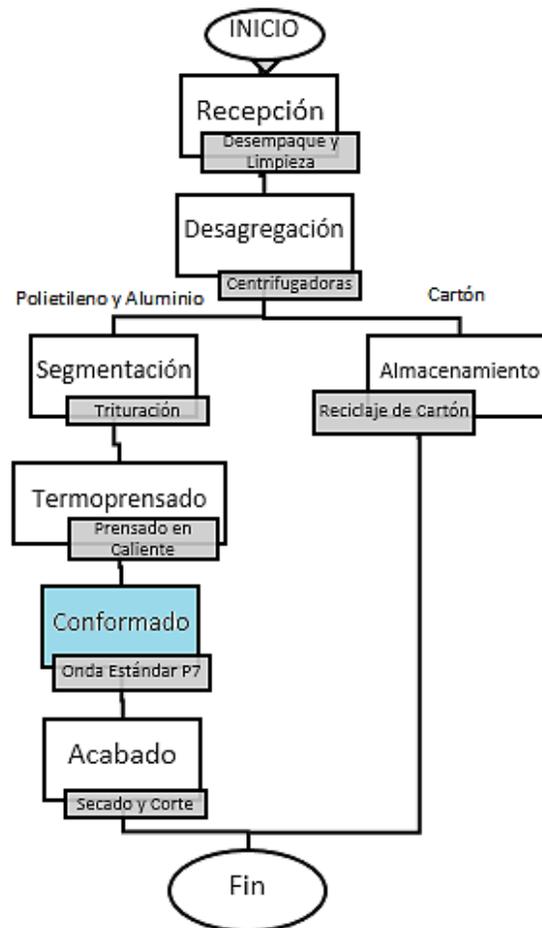
### **1. GENERALIDADES**

#### **1.1 Antecedentes**

A inicios del año 2011 Ecuaplastic S.C. empezó a fabricar en el Ecuador un excelente sistema de cubiertas ecológicas que se adapta a todo tipo de necesidades, con el mejoramiento e implementación de nuevos métodos para la fabricación de las cubiertas.

La línea de producción de las cubiertas de onda estandarizada P7, comienza con la recepción del material de reciclaje (Tetra Pak), continuando con los procesos de desempaque, limpieza, desagregación, termoprensado, conformado y corte. El proceso de desagregación se lo realiza con el uso de centrifugadoras, obteniendo el polietileno, aluminio y cartón.

El polietileno y aluminio pasan a un proceso de trituración, donde se obtendrán pequeños fragmentos que se coloca en los moldes, continuando al proceso de termoprensado que permite obtener planchas de polialuminio, finalmente pasan por un proceso de conformado, corte y su respectivo almacenamiento como se puede observar en el diagrama de procesos de la Figura 1.



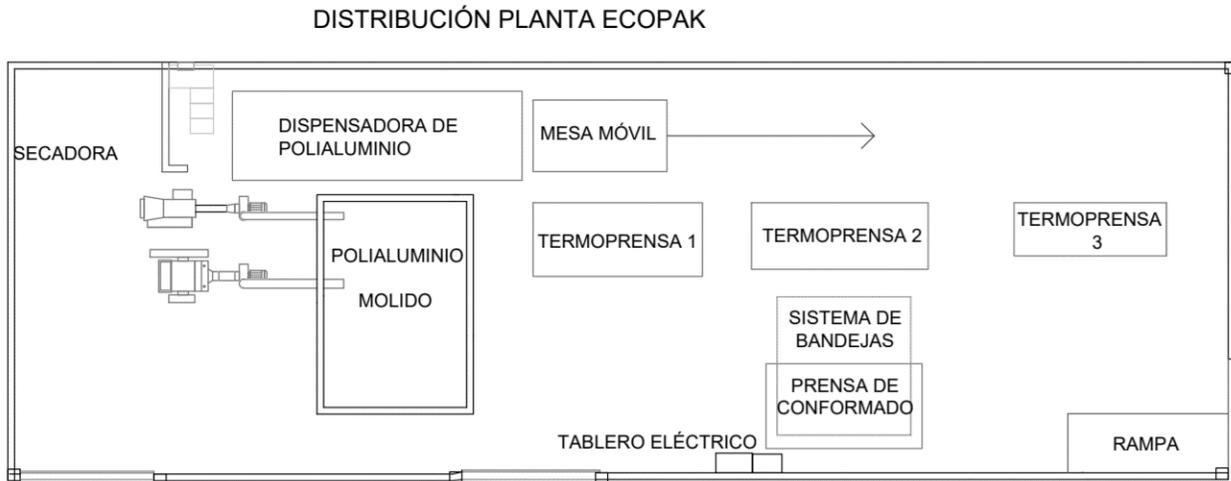
**Figura 1** Diagrama de procesos de la línea de producción de cubiertas.

Actualmente para el proceso de conformado de la cubierta de onda estandarizada P7 se utiliza un proceso manual de forma artesanal, en el cual se coloca la plancha de polialuminio sobre una cubierta de fibrocemento (Eternit), para obtener la ondulación de la medida P7 se colocan ejes de acero de 55 [kg] y 38 [mm] de radio, sobre la plancha de polialuminio como se puede observar en la Figura 2.



**Figura 2** Proceso manual de conformado de cubiertas P7.

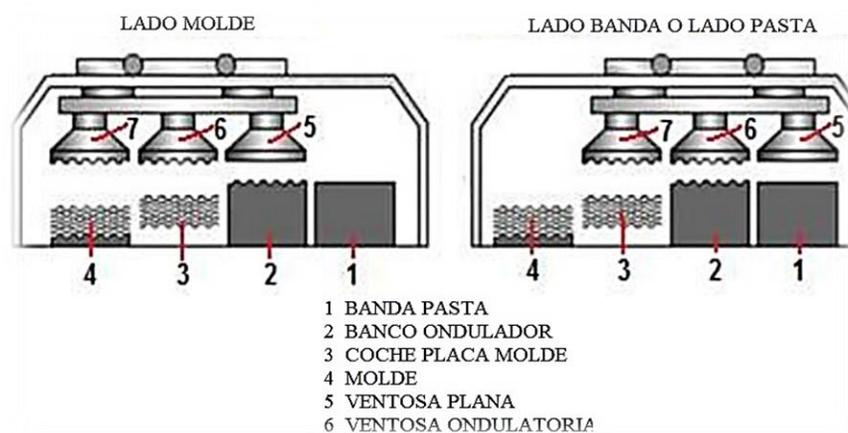
La distribución en planta de los procesos de producción de la línea de cubiertas onduladas P7 se puede observar en la Figura 3, el proceso de conformado manual se realiza sobre una mesa ocupando un espacio considerable dentro de la planta de 13[m<sup>2</sup>].



**Figura 3** Distribución de planta ECOPAK.

La empresa Eternit realiza el proceso de conformado de cubiertas P7 con dos pórticos que permiten fabricar cubiertas onduladas o planas. Cada pórtico es una estructura metálica que cuenta con tres o dos ventosas de acuerdo sea el caso, estas tienen la capacidad de crear vacío por medio

de ventiladores colocados en la parte superior de cada una, cada pórtico cuenta con un sistema de traslado de mesas para la pasta con molde o solo para los moldes, esto depende a que pórtico se refiera, un esquema representativo se puede observar en la Figura 4. (Cortez Eduardo, 2011)



**Figura 4** Esquema del pórtico utilizado para la ondulación de cubiertas de fibrocemento de la empresa Eternit

Fuente: (Cortez Eduardo, 2011)

Una de las empresas más relevantes en Latinoamérica de maquinaria especializada en la industria de polialuminio es la empresa brasilera INCOMESP, que está dedicada a la fabricación de maquinaria para las diferentes líneas de producción de cubiertas y tableros de polialuminio.

Una de estas es la prensa onduladora para tejas que se implementa a partir de un sistema hidráulico y un sistema de bandejas que permite el conformado de la plancha obteniendo cubiertas según la medida de la onda que se requiera en el proceso de conformado.

## **1.2. Objetivos**

### **1.2.1 Objetivo general**

Diseñar y construir una prensa moldeadora para la obtención de planchas de Polialuminio con onda P7 que cumplan las medidas estandarizadas según la NTC 160 categoría C clase 3, NTE INEN 1320:2014.

### **1.2.2 Objetivos específicos**

- Diseñar una estructura metálica que soporte el peso de los componentes y cargas con las que trabajará la prensa moldeadora.
- Diseñar el elemento encargado de moldear las planchas de polialuminio, el cual cumpla con las medidas requeridas según las normas NTC 160 categoría C clase 3, NTE INEN 1320:2014. aplicada para la realización de cubiertas con ondas estandarizadas P7.
- Seleccionar elementos y accesorios que proporcionen un tiempo de vida útil en el que se garantice el uso de la máquina de acuerdo a la necesidad de la empresa.
- Reducir el tiempo que toma actualmente realizar el conformado de las planchas con onda P7 estandarizada.

## **1.3 Alcance del proyecto**

En el proyecto se realizarán y entregarán la siguiente información:

### **1.3.1 Componentes mecánicos**

- Bastidor
- Sistema de bandejas para conformado
- Estructura de soporte y rieles para el desplazamiento de bandejas moldeadoras
- Sistema hidráulico

### 1.3.2 Componentes electrónicos/eléctricos

El sistema eléctrico y de control será diseñado e implementado por un contratista que trabajará directamente para la Gerencia de Ecuaplastic S.C.

### 1.4 Justificación del proyecto

Actualmente la empresa Ecuaplastic S.C. requiere de una prensa moldeadora no existente en el mercado nacional por lo que se vería obligada a importar la maquinaria para implementarla en su línea de producción. Para la mayoría de los países en desarrollo la opción exclusiva de importar maquinaria del exterior puede retrasar el desarrollo de la industria.

Considerando el aumento de demanda en cubiertas P7 y el crecimiento de la empresa, se propone la opción de implementar maquinaria que reduzca la dependencia de mano de obra en los procesos de conformado, realice un proceso estandarizado y simplifique los tiempos de trabajo.

Los problemas existentes en la línea de producción de las cubiertas de polialuminio de onda P7 se evidencian en el proceso de conformado de la onda, al ser realizados de una forma manual, como se observa en la Figura 5, con el uso de instrumentos rudimentarios como se puede observar en la Figura 6, este proceso manual de conformado se lo realiza en un tiempo de 35 minutos en el conformado de 5 cubiertas, obteniéndose un total de 80 cubiertas por turno de trabajo.



**Figura 5** Conformado manual de cubiertas.



**Figura 6** Instrumentos de conformado.

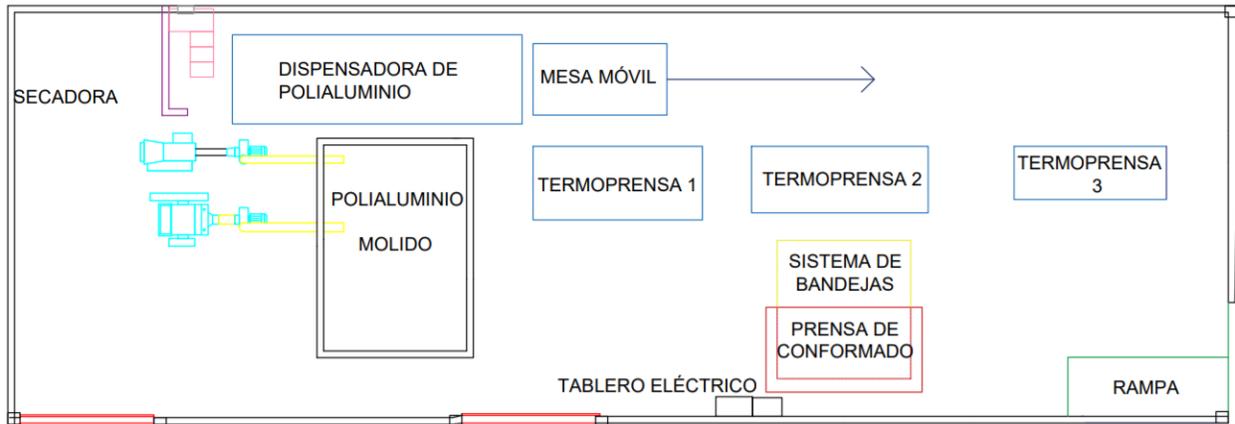
Uno de los principales inconvenientes de las cubiertas es la falta de homogeneidad en las dimensiones de la onda como se puede observar en la Figura 7, con una variación en las alturas de onda y espesor, para la cubierta P7 con espesor de 5[mm] se emplea una tolerancia de  $\pm 0.5$  [mm]. Con la medición del espesor en la parte superior de la tercera onda, en un lote de 100 cubiertas se obtiene que un 70% de las cubiertas no se encuentran dentro de las tolerancias establecidas con un valor mínimo de 4.4 [mm] y un máximo de 6.9 [mm] por lo cual se evidencia la necesidad de implementar un proceso estandarizado que garantice un espesor dentro de los límites establecidos.



**Figura 7** Variación en espesores y forma de onda de cubiertas P7.

Considerando estos inconvenientes se plantea dar una solución por medio de la implementación de un sistema de bandejas para el conformado de la onda en las planchas de polialuminio en una prensa hidráulica. Éste sistema de bandejas de conformado deberá realizar un proceso estandarizado, que garantice el dimensionamiento establecido en las normas NTE INEN 1320:2014 y NTC 160 categoría C clase 3.

La implementación de la prensa hidráulica y el sistema de bandejas de conformado en la línea de producción de las cubiertas P7 lo podemos observar en la Figura 8, la prensa hidráulica y el sistema de bandejas de conformado se encuentran ubicados al frente de la termoprensa 2, lo que permite reducir el tiempo muerto que genera el traslado y colocación de las planchas en la prensa de conformado.



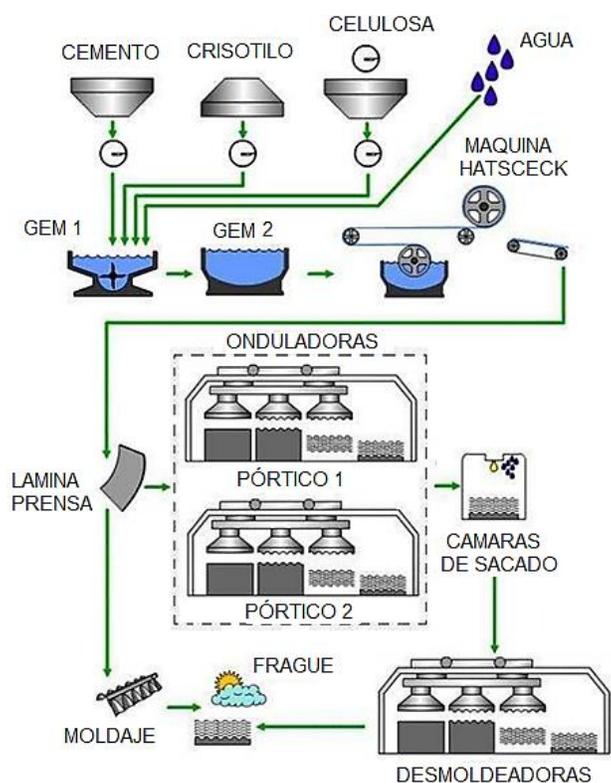
**Figura 8** Distribución de planta Ecopak implementando prensa de conformado.

## CAPÍTULO II

### 2. MARCO TEÓRICO

#### 2.1 Procesos de conformado de cubiertas

El proceso de conformado que utiliza un sistema de moldeo similar al proceso que se plantea realizar, es utilizado en la línea de producción de cubiertas onduladas en la empresa Eternit Ecuatoriana S.A., como se puede observar en la Figura 9.



**Figura 9** Esquema línea principal de producción Eternit Ecuatoriana S.A. para cubiertas onduladas.

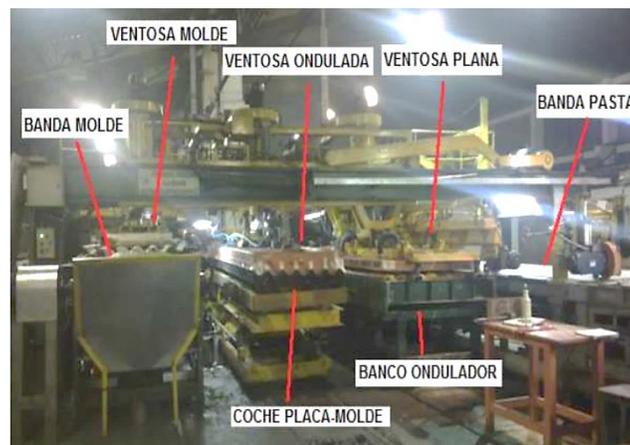
Fuente: (Cortez Eduardo, 2011)

#### 2.1.1. Proceso de conformado de cubiertas onduladas de fibrocemento

La técnica de conformado para cubiertas onduladas de fibrocemento en la línea de producción de Eternit cuenta con dos pórticos. Los pórticos son estructuras metálicas que cuentan con dos o

tres ventosas según la necesidad del caso, como se ve en la Figura 10, con estas ventosas se crea un vacío por medio de ventiladores colocados en la parte superior de cada pórtico, esta función permite trasladar las placas planas y onduladas al banco de conformado y permite la extracción de las placas. (Cortez Eduardo, 2011)

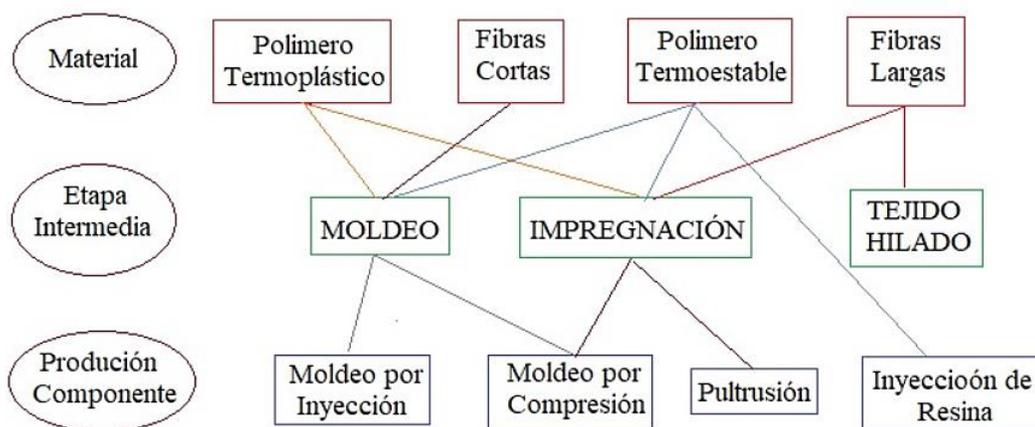
La placa plana lleva la plancha desde la banda de pasta hasta el banco ondulator, el mismo procede a conformar según la disposición ondulada requerida. Éste banco es un sistema complejo conformado por la concatenación de subsistemas entre los que se encuentran; un sistema de pistones neumáticos, resortes, vigas metálicas cubiertas de una lona perforada, además de un sistema de tuberías y ventiladores que permiten crear vacío para lograr el conformado de las planchas. El vacío permite que la pasta se adhiera al banco de conformado, con éste proceso se logra garantizar que todas las ondas de la plancha se conformen de acuerdo a los parámetros de fabricación. (Cortez Eduardo, 2011).



**Figura 10** Partes del pórtico ondulator  
Fuente: (Cortez Eduardo, 2011)

## 2.2 Descripción de la técnica de conformado de materiales compuestos

El proceso de conformado para este tipo de materiales se limitaría con una única operación debido a la gran adaptación del material de tomar formas complejas. Se dispone de maquinaria desarrollada específica, en otros casos existe una adaptación de la maquinaria disponible. La opción de corregir desperfectos en una pieza terminada sin alterar las características para la cual ha sido fabricada es el desafío más importante, en conjunto con el progreso de nuevas formas de producción, materia prima, diseño, caracterización, calidad y vida útil de los materiales compuestos como se puede observar en la Figura 11, el diagrama explica en síntesis las opciones de procesos de fabricación de materiales compuestos de matriz polimérica. (Morales Antiguiedad, 2008)



**Figura 11** Resumen de los procesos de fabricación de los materiales compuestos según los materiales de partida.

Fuente: (Morales Antiguiedad, 2008)

## 2.3 Descripción de la técnica de fabricación de planchas de polialuminio

EL proceso de producción de las planchas de polialuminio se conforma de subprocesos como se observa en la Figura 12.



**Figura 12** Proceso de transformación del Tetra Pak

Fuente: (Stakeholders, 2018)

### 2.3.1 Recepción

En el proceso de recepción Ecuaplástico S.C. clasifica y selecciona las pacas de Tetra Pak reciclado, de procedencia nacional e importada como se observa en la Figura 13, ya que la calidad del mismo varía uno respecto del otro, ésta diferencia consiste que el material nacional posee un porcentaje mayor de aluminio que el material importado de España.



**Figura 13** Paca de Tetra Pak listo para ser procesado.

### 2.3.2 Desagregación

Las pacas de Tetra Pak reciclado pasan al proceso de desagregación como se ve en la Figura 14 a), y son enviados a máquinas centrífugas como se puede observar en la Figura 14 b), estas máquinas mediante su principio de funcionamiento separan el cartón del polietileno y del aluminio. El cartón extraído se lo envía al reciclado mientras que el polietileno y el aluminio se envían a la sección de segmentación (trituración).



**Figura 14** a) Desagregación del Tetra Pak, b) Separación de cartón del Polialuminio en la máquina centrífuga.

### 2.3.3 Segmentación

Los materiales procedentes de las máquinas centrífugas pasan por un proceso de trituración como se puede observar la Figura 15, con la finalidad de obtener partículas de un tamaño homogéneo para la conformación de las cubiertas.



**Figura 15** Colocación del polialuminio en la trituradora previamente extraído de la máquina centrifugadora.

#### 2.3.4 Moldeo

El material triturado se pesa y se coloca en moldes con las medidas deseadas como se observa en la Figura 16.



**Figura 16** a) Proceso de moldeo de planchas, b) Moldes listos para ser colocados en la termoprensa.

#### 2.3.5 Termoprensado

Cada molde se coloca en uno de los cinco niveles de la termoprensa como se ve en la Figura 17, y son sometidos a una fuerza de compresión de 19.8 [Tnf] y una temperatura 453 [°K] por 30 minutos.



**Figura 17** a) Proceso de moldeo de planchas, b) Moldes listos para ser colocados en la termoprensa.

### 2.3.6 Conformado

El proceso de conformado se fundamenta en aprovechar las características que tiene la plancha de polialuminio después del proceso de termoprensado con una temperatura que oscila entre los 363 y 393 [°k], la cual presenta una gran maleabilidad debido al alto porcentaje de polietileno existente en su estructura, lo que permite el uso de un par de ejes que actúan como punzón y generan el conformado de la plancha a la medida de la onda estandarizada de la cubierta de fibrocemento que se utiliza como matriz. De esta manera los ejes se colocan sobre la plancha que previamente es ubicada sobre la cubierta de fibrocemento como se ve en la Figura 18, la plancha de polialuminio adoptará la forma de la cubierta de fibrocemento tomando las medidas aproximadas de la misma.



**Figura 18** Conformado manual de las cubiertas onduladas de Polialuminio.

### 2.3.7 Acabado

Las planchas se dejan enfriar por media hora y pasan a un proceso de remojo como se puede observar en la Figura 19 con la finalidad de extraer la lámina de teflón que las recubre. Se libera la lámina de teflón y pasan a la cortadora donde se les da las dimensiones requeridas establecidas en las normas utilizadas por la empresa NTE INEN 1320:2014 y NTC 160 categoría C clase 3.



**Figura 19** a) Remojo de cubiertas para la extracción de la lámina de teflón b) Corte de las cubiertas con las medias estandarizadas bajo INEN 1320 y NTC 160.

### 2.3.8 Despacho

Las planchas se apilan y se almacenan en bodega clasificándolas según su espesor y se despachan por requerimiento del cliente como se puede observar en la Figura 20.



**Figura 20** a) Cubiertas onduladas P7 apiladas y almacenadas b) Cubiertas onduladas P7 listas para ser despachadas.

## 2.4 Descripción de la técnica de conformado del Polialuminio

El proceso de conformado comienza al término del termoprensado de las planchas de Polialuminio, estas planchas tendrán dimensiones aproximadas de  $2.8 \times 1.3 \times 0.05$  [m] con una temperatura de  $453$  [°K] que es la temperatura que se realiza el termoprensado y se las debe dejar enfriar hasta un rango de temperaturas de  $363$ - $393$  [°K] aproximadamente permitiendo la manipulación de la plancha para su conformado, al llegar al rango de temperatura deseado las planchas son colocadas en matrices con la onda que se desea obtener, estas matrices están hechas de fibrocemento y para lograr su conformado se posicionan un par de tubos de acero que actúan como punzones sobre la plancha y toma la forma de la onda de la matriz como se puede observar en la Figura 21.



*Figura 21* Instrumentos de conformado.

Por el motivo que sólo se cuenta con dos punzones (tubos) se procede a continuar con el conformado como se ve en la Figura 22, pasando el punzón a la onda adyacente hasta terminar todas las ondas de la cubierta, intentando garantizar que la onda donde se retira el punzón mantenga las dimensiones estándares.



**Figura 22** Conformado manual de cubiertas.

Finalizadas todas las ondas de una cubierta se realiza el mismo procedimiento para el conformado de las siguientes cubiertas colocándolas sobre la matriz anterior hasta completar un lote de 5 cubiertas y finalmente se las deja enfriar un tiempo de 30 minutos, tiempo que se demora en llegar el nuevo lote de la termoprensa.

## **2.5 Descripción de las propiedades de las cubiertas de polialuminio**

### **2.5.1 Ventajas de las cubiertas de polialuminio**

- **Aislante térmico:** Por su conformación de polietileno y aluminio se consigue un nivel alto de reflexión y una conductividad térmica baja de  $0.22 \text{ [W/m}^\circ\text{K]}$ , con lo cual logra mantener una temperatura constante en el interior.
- **Aislante acústico:** Por la conformación de la mezcla de polietileno y aluminio tiene la capacidad de amortiguar la onda sonora, también conocido como absorción acústica convirtiendo a este material un buen aislante acústico a  $500\text{[hz]}$  un valor de  $30 \text{ a } 35 \text{ [db]}$ .
- **Resistencia:** Alta resistencia a la fractura con un valor de  $9.81 \text{ [Mpa]}$ .
- **Peso ligero:** El techo ECOPAK de polialuminio, tiene un peso de  $12 \text{ [Kg]}$  en dimensiones de  $2.30 \times 0.92 \text{ [m]}$  y un área útil  $1.92 \text{ [m}^2\text{]}$ , ajustándose perfectamente a estructuras livianas, en comparación a la cubierta de fibrocemento con un peso de  $34 \text{ [Kg]}$ .

- Poliformables: Este material no requiere de acabados como pintura además de tener una larga vida útil aproximadamente 30 años.
- Resistente a la humedad: Soportan condiciones climáticas variables y ambientes húmedos, con una absorción de agua inferior al 0.4% en 24 horas con el material sumergido en agua.
- Inmune a los insectos y hongos. (Ecuaplastic, Ecuaplastic S.C., 2014)

### 2.5.2 Desventajas de las cubiertas de polialuminio

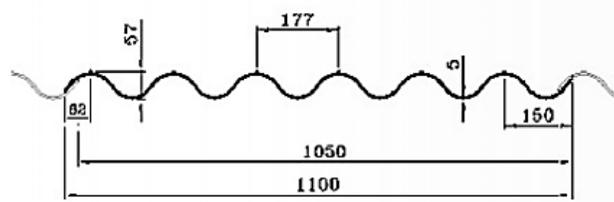
- Inflamables: Si se presenta una fuente de llama directa el material después de un corto tiempo se consumirá por su contenido de polietileno que actúa como combustible.
- No existe norma vigente en el país: Puesto que éste tipo de materiales son nuevos y poco conocidos en el país, no se ha establecido una norma que regularice la producción o especificaciones que deberán cumplir estos materiales para brindar seguridad al usuario.
- Disponibilidad del material: Los materiales necesarios para la producción de estos tableros son escasos debido a que no existe en el país una cultura de reciclado de Tetra Pak.

## 2.6 Tipos y dimensiones de tableros de polialuminio

### 2.6.1 ECOPAK C7-110



**Figura 23** Cubierta ECOPAK C7-110  
Fuente: (Ecuaplastic, Ecuaplastic S.C., 2014)



**Figura 24** Dimensiones útiles C7-110  
Fuente: (Ecuaplastic, Ecuaplastic S.C., 2014)

**Tabla 1**

Datos geométricos la cubierta C7-110

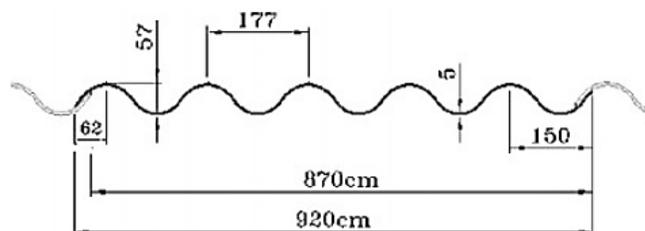
Cubierta	No.	Longitud		Ancho		Superficie		Traslapo		Peso (kg)
		total (m)	útil (m)	total (m)	útil (m)	total (m)	útil (m)	Longitudinal (m)	Lateral (m)	
7	1	1.84	1.7	1.1	1.05	2.02	1.79	0.14	0.05	15
		2.44	2.30	1.1	1.05	2.68	2.42	0.14	0.05	15

Fuente: (Ecuaplastic S.C. 2014)

## 2.6.2 ECOPAK C7-92



**Figura 25** Cubierta ECOPAK C7-92  
Fuente: (Ecuaplastic, Ecuaplastic S.C., 2014)



**Figura 26** Dimensiones útiles C7-92  
Fuente: (Ecuaplastic, Ecuaplastic S.C., 2014)

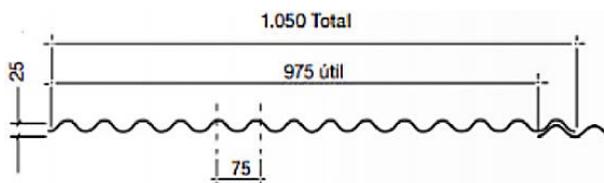
**Tabla 2***Datos geométricos cubierta C7-92*

Cubierta	No.	Longitud		Ancho		Superficie		Traslapo		Peso (kg)
		total (m)	útil (m)	total (m)	útil (m)	total (m)	útil (m)	Longitudinal (m)	Lateral (m)	
7	1	2.3	2.16	0.92	0.87	2.12	1.88	0.14	0.05	11.4

Fuente: (Ecuaplastic, Ecuaplastic S.C., 2014)

**2.6.3 ECOPAK C-3****Figura 27** Cubierta ECOPAK C3

Fuente: (Ecuaplastic, Ecuaplastic S.C., 2014)

**Figura 28** Dimensiones útiles C3

Fuente: (Ecuaplastic, Ecuaplastic S.C., 2014)

**Tabla 3***Datos geométricos cubierta C3*

Cubierta	No.	Longitud		Ancho		Superficie		Traslapo		Peso (kg)
		total (m)	útil (m)	total (m)	útil (m)	total (m)	útil (m)	Longitudinal (m)	Lateral (m)	
3	1	2.3	2.16	0.98	0.9	2.25	1.95	0.14	0.075	12
		2.44	2.30	1.05	0.98	2.56	2.25	0.14	0.075	14

Fuente: (Ecuaplastic, Ecuaplastic S.C., 2014)

## 2.7 Características técnicas de cubiertas onduladas de onda estandarizada P7

**Tabla 4**

*Características técnicas de cubiertas onduladas de onda estandarizada P7*

PROPIEDADES	Unid.	VALOR
<b>FÍSICAS</b>		
Densidad	gr-cm <sup>3</sup>	1
<b>MECÁNICAS</b>		
Tensión de ruptura	Mpa	9,81
Elongación a la ruptura	%	11,5
Tensión de flexión	Mpa	133,61
<b>TÉRMICAS</b>		
Temperatura de fusión	°C	110
Conductividad térmica	W/m°K	0.22
<b>ESPECÍFICAS</b>		
Composición de aluminio	%	15-25
Absorción de agua en 24 hr	%	0,4
Hidropesía	%	1,7
Comportamiento frente ambiente marino		No deterioro
Aislación acústica (a 500hz) (10mm. Espesor)	db	30-35

Fuente: (Ecuaplastic, Propiedades Ecopak, 2016)

## 2.8 Parámetros del proceso de conformado

**Tabla 5**

*Parámetros del proceso de conformado*

Parámetros	Unidades	Magnitud
Tiempo	s	1500
Temperatura	°K	363-393
Peso	kg	18.2
Ancho	m	1.3
Largo	m	2.8
Espesor	m	0.05

## **CAPÍTULO III**

### **3. DISEÑO Y SELECCIÓN**

#### **3.1. Alternativas de diseño**

##### **3.1.1. Requerimientos, especificaciones y criterios**

###### **3.1.1.1. Requerimientos de la prensa moldeadora**

Los requerimientos indican las necesidades de la planta y las funciones que deberá realizar la prensa moldeadora.

- La máquina deberá ubicarse en la zona mostrada en la distribución de la empresa que se puede observar en la (Figura 8).
- El proceso de conformado realizado por la máquina deberá conformar 5 cubiertas por proceso.
- Tiempo de conformado inferior a los 35 minutos.
- La operación de la máquina estará a cargo de una sola persona.
- La altura de la prensa deberá ajustarse a la estatura promedio de los trabajadores de la empresa de 1.65 m.
- Sencillo mantenimiento, facilidad de reparación o reemplazo de componentes.

##### **3.1.2. Especificaciones de la prensa moldeadora**

###### **3.1.2.1. Generales**

- La máquina trabajará un promedio de 8 horas diarias, 5 días a la semana y se espera una vida útil mínima de 25 años.
- La temperatura ambiente promedio en la que trabajará la máquina en promedio es de 293[°K] y una humedad del 67%, perteneciente a la parroquia de Alangasí.

- La máquina debe reducir tiempos de producción correspondientes al conformado de las cubiertas.
- La máquina se encontrará alineada con la termoprensa número 2 de la planta.

### **3.1.2.2.Conformado**

- El conformado de las cubiertas debe cumplir las dimensiones establecidas en la NTE INEN 1320: 2014 y Norma Técnica Colombiana (NTC-160).
- El sistema de conformado dispondrá de un subsistema para controlar la elevación de las bandejas.
- La elevación del sistema de conformado se debe realizar en un tiempo aproximado de 30 segundos.

### **3.1.2.3.Criterios de evaluación y conformado**

- Seguridad
- Calidad del conformado
- Homogeneidad del conformado
- Desempeño
- Facilidad de conformado
- Facilidad de operación
- Facilidad de reparación o reemplazo de componentes
- Adquisición de materiales y componentes de buena calidad y económicos

### 3.2. Alternativas propuestas para el diseño

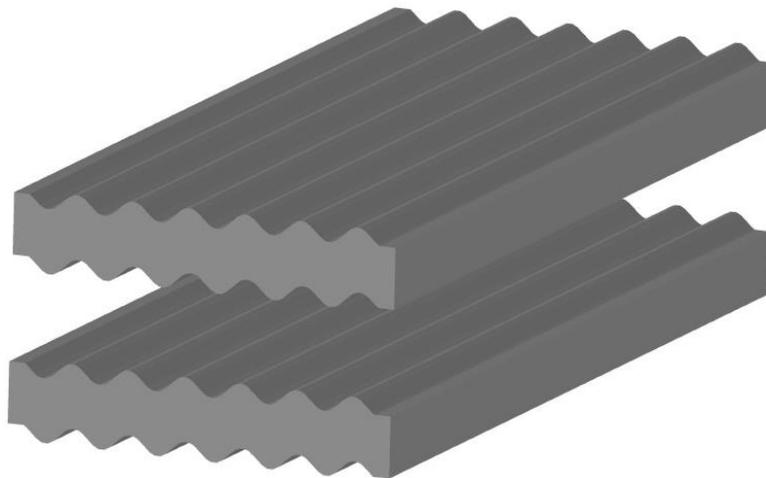
Se planteó tres alternativas de diseño del sistema de bandejas basados en sistemas similares de conformado de cubiertas en la industria.

#### 3.2.1. Sistema de conformado

- **Propuesta 1**

Matrices de conformado sólidas (Geometría 1).

Éste sistema al ser un cuerpo sólido como se puede observar en la Figura 29, nos asegura una mayor rigidez, con lo que se podrá obtener las dimensiones requeridas con mayor exactitud, pero dispondrá de un mayor peso por lo que influye directamente en la selección del sistema hidráulico, así mismo la capacidad para disipar el calor se reduce.



*Figura 29* Vista isométrica del sistema de bandejas de la primera propuesta.

Otro indicador es la disposición geométrica de la matriz observada en la Figura 30, esta geometría tiene las dimensiones estandarizadas para la obtención del conformado de las cubiertas

de onda P7, al ser un cuerpo macizo no aseguran un desplazamiento o arrastre del material sin resquebrajamiento al momento de conformar la onda de la cubierta.



**Figura 30** Vista lateral de la bandeja de conformado.

- **Propuesta 2**

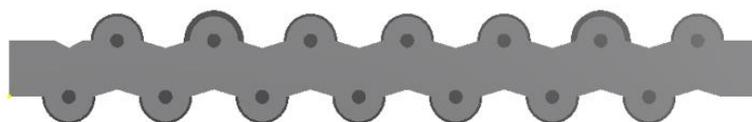
Sistema de bandejas (Geometría 2)

El sistema de bandejas al no ser un cuerpo completamente sólido, éste sistema de bandejas observado en la Figura 31, ayuda a disipar la temperatura de las cubiertas, así como disminuir el peso de los elementos de conformado.



**Figura 31** Vista isométrica del sistema de bandejas de la segunda propuesta.

La disposición geométrica de éste sistema de bandejas como se puede observar en la Figura 32, no asegura una distancia propicia para obtener el espesor requerido por el motivo de que puede existir un desplazamiento axial.

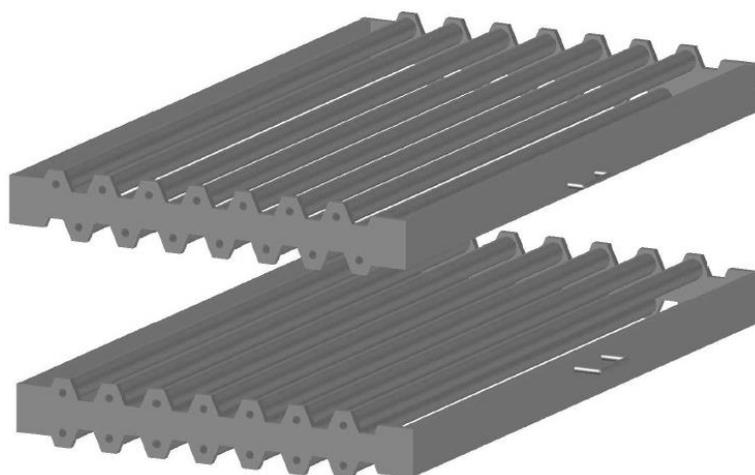


**Figura 32** Vista lateral de la bandeja de conformado.

- **Propuesta 3**

Sistema de bandejas (Geometría 3)

El sistema de bandejas con una geometría similar a una disposición de dientes como se puede observar la Figura 33, presenta una mayor rigidez, propiedad muy importante al tener establecido una tolerancia para el espesor de las cubiertas onduladas. Otro aspecto a considerar es que esta geometría garantiza que en el momento del conformado las bandejas se acoplen de forma que su disposición de dientes actúe como topes como se ve en la Figura 33, con el fin de asegurar la dimensión del espesor para las cubiertas.



**Figura 33** Vista isométrica del sistema de bandejas de la tercera propuesta.



**Figura 34** Vista lateral de la bandeja de conformado.

Enfocándose en las alternativas de diseño para el sistema de conformado, se procedió a realizar dos prototipos a escala 1:10 en base a las alternativas 1 y 3.

### 3.2.2. Matriz de selección sistema de conformado.

Se realiza la selección del sistema de conformado en base a la matriz morfológica detallada en la Tabla 6, se estableció la ponderación de los parámetros en una escala de 1-5 siendo 1 la ponderación más baja y 5 la más alta.

**Tabla 6**

*Alternativas de diseño para el sistema de conformado por bandeja.*

	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
Alternativas de diseño			
Parámetros De control			
Homogeneidad del conformado	2	5	5
Calidad del conformado	2	4	5
Disipación de calor	3	4	4
Facilidad de mantenimiento	2	3	5
Peso	1	4	4
	10	20	23

Con los resultados de la matriz de selección se realizará la construcción de la alternativa 3 a escala 1:1, para la verificación del comportamiento del material, realizando las pruebas de conformado en las instalaciones de la empresa.

Con las pruebas de conformado se pretende cumplir con los requerimientos establecidos tanto en el aspecto de la calidad del material y dimensional de la cubierta de onda estandarizada P7 descrita en la norma NTE INEN 1320 y NTC-160.

### **3.3. Diseño mecánico**

En la etapa del diseño mecánico se enfoca en los siguientes elementos.

#### **3.3.1. Diseño del sistema de bandejas moldeadoras**

El sistema de bandejas moldeadoras está conformado por placas de soporte, tubos de conformado, rodamientos, tubos rectangulares y ejes de soporte de bandejas, su diseño se detalla en la siguiente sección.

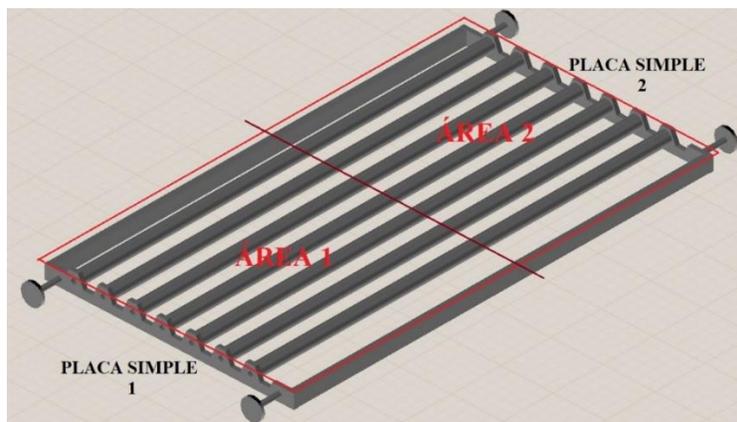
#### **3.3.2. Diseño de placas de soporte**

Al no disponer de un método establecido de diseño para este tipo de elementos, debido a la configuración geométrica que presenta se ha optado por el diseño mediante el análisis de elementos finitos con el uso del software ANSYS 19.2, con la finalidad de obtener el comportamiento del material en las distintas condiciones de carga.

El análisis se lo llevará a cabo para las placas de soporte simples y dobles del sistema de bandejas.

## Placa simple

Para el análisis de los valores de los distintos casos de carga sobre las placas simples se establecerán de acuerdo al criterio de áreas cooperantes como se puede observar en la Figura 35, considerando los pesos de las placas, los tubos, el material a conformar y las bandejas superiores de acuerdo al caso a desarrollar.

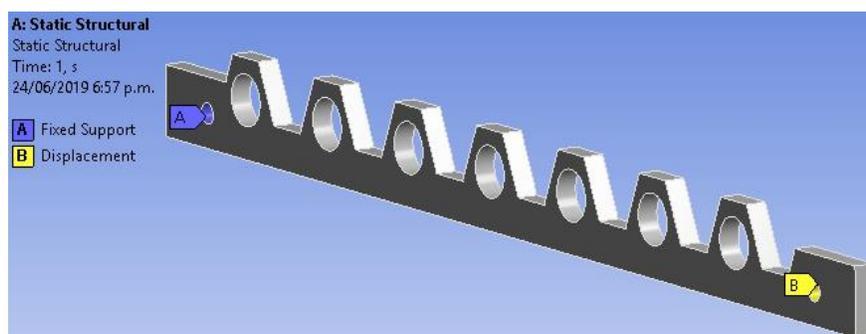


*Figura 35* Análisis de carga por áreas cooperantes

### 3.3.2.1.Caso 1.1 Con la bandeja en posición de carga o levantamiento

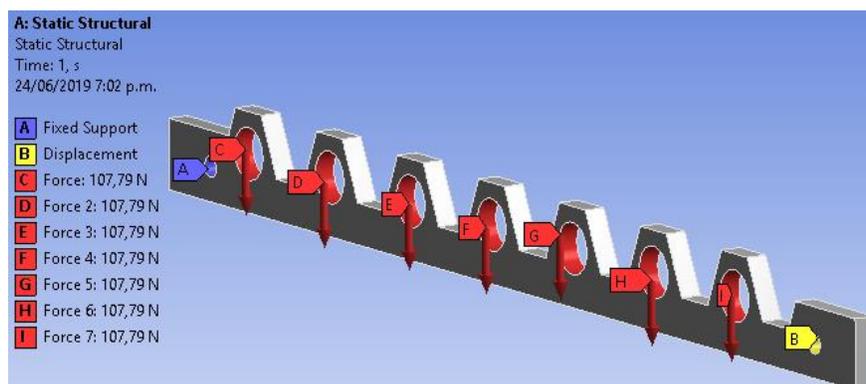
Considerando las bandejas en la posición de carga o levantamiento, y la estructura de soporte en posición inicial.

Para éste caso los apoyos de la placa se encuentran en los ejes que se conectan a las ruedas, un soporte será fijo mientras que el otro será un apoyo simple como se puede observar en la Figura 36, debido a que la placa estará soportada íntegramente en esos puntos.



**Figura 36** Secciones de fijación resaltadas en color azul (soporte fijo) y amarillo (apoyo simple) en la placa lateral de la bandeja simple, apoyado en las rieles.

La carga que se aplica en la placa simple será del peso propio de los rodillos de 15.176 [kg] y la plancha de Polialuminio de 20 [kg], con un valor de 107 [N] aplicada en cada orificio en la dirección y sección mostrada en la Figura 37.

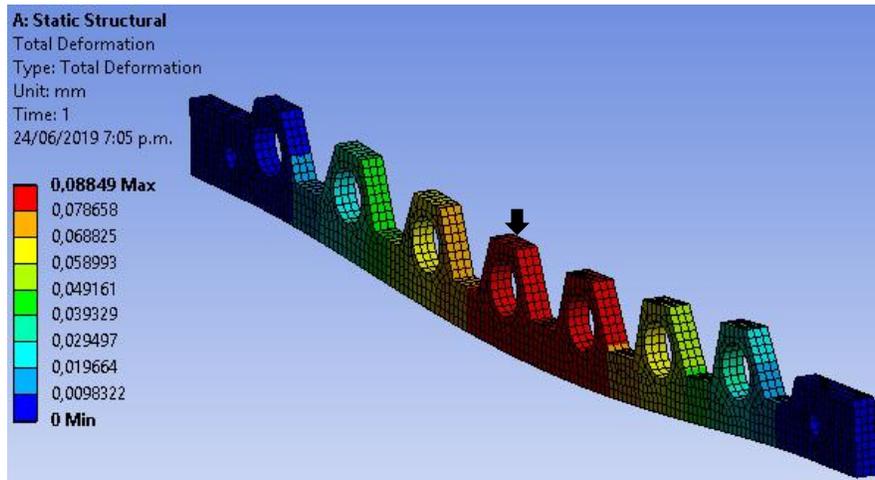


**Figura 37** Carga aplicada en la sección resaltada en color rojo cuando la bandeja está apoyada sobre las rieles.

Los resultados obtenidos se muestran a continuación:

### Estado de deformación

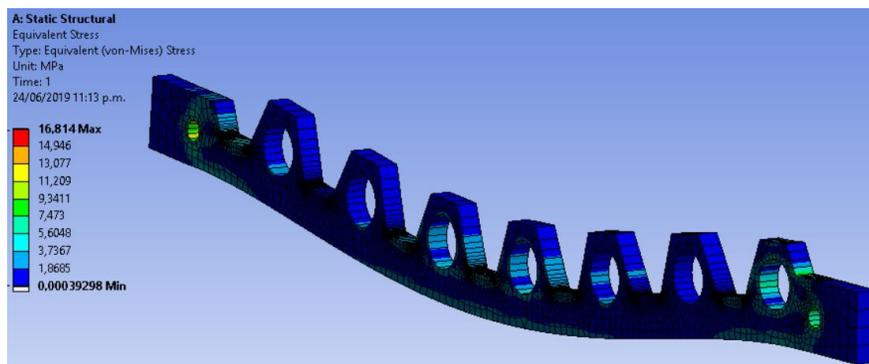
Deflexión máxima de la placa 0.088 [mm] como se muestra en la Figura 38.



**Figura 38** Estado de deformación de la placa lateral donde presenta una deformación máxima de 0.088 [mm]

### Tensión equivalente de Von-Mises.

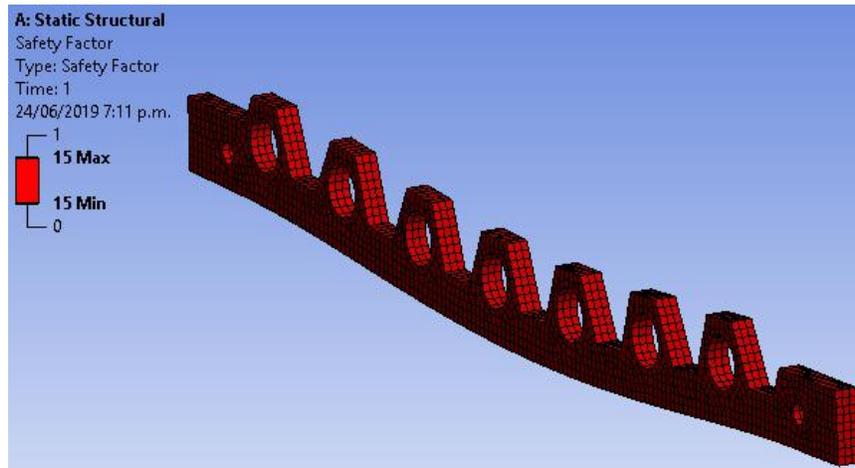
Tensión máxima de Von-Mises 16.81 [MPa] como se puede observar en la Figura 39.



**Figura 39** Tensión equivalente de Von-Mises caso 1.1.

### Factor de seguridad.

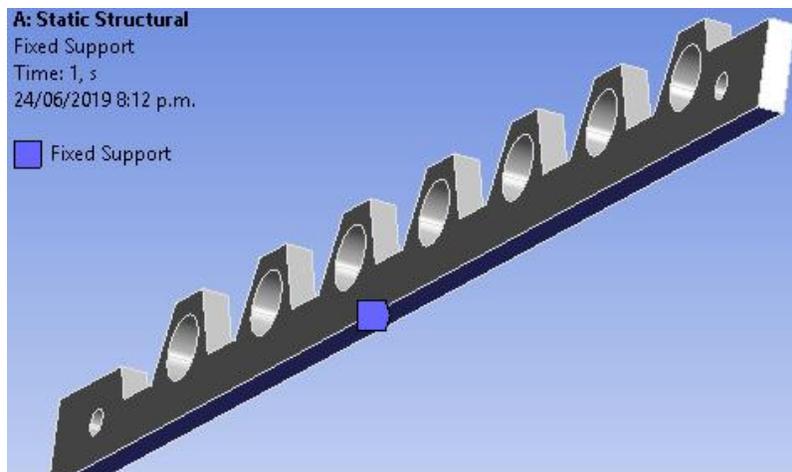
Factor de seguridad en estado de carga estática (Caso 1.1)  $F_s = 15$  como se puede observar en la Figura 40.



**Figura 40** Factor de seguridad con carga estática en la placa lateral cuando la bandeja está apoyada en las rieles.

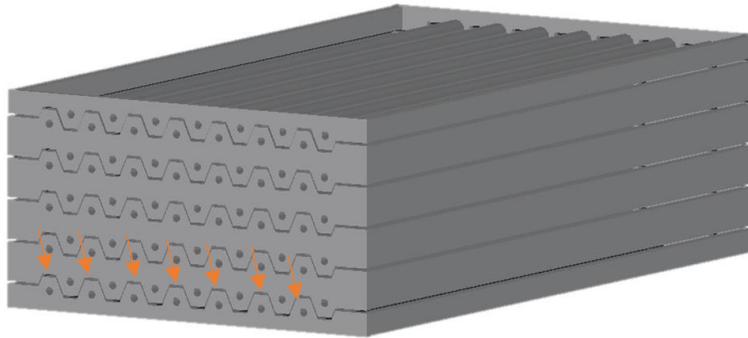
### 3.3.2.2. Caso 1.2 Con las bandejas levantadas.

Para éste caso se considera como soporte fijo la base de la placa, ya que la placas están apoyadas en la base inferior como se puede observar en la Figura 41.

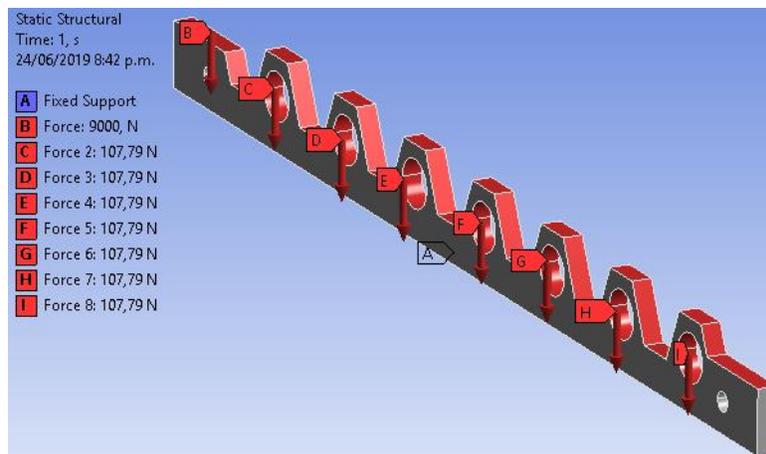


**Figura 41** Sección de fijación en la placa lateral de la bandeja

Las cargas que se aplican en la placa simple se determina con el criterio de áreas cooperantes como se puede observar en la Figura 35, esta carga es de 9000 [N] ejercida por el peso del sistema de bandejas Figura 42 más 754.53 [N] ejercida por el peso propio de los tubos de toda la bandeja y el peso de la plancha de Polialuminio como se observa en la Figura 43.



**Figura 42** Sistema de bandejas en posición de conformado soportado por placa inferior simple.

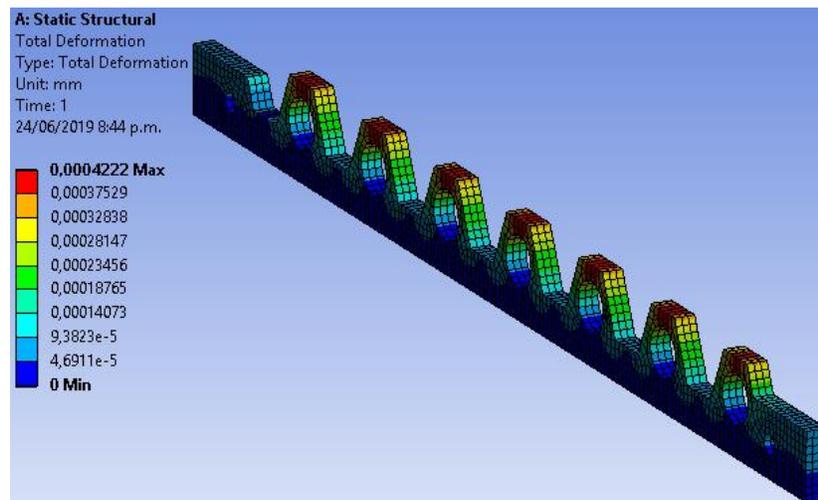


**Figura 43** Cargas ejercidas sobre la placa inferior simple aplicada en la sección resaltada en color rojo.

Los resultados obtenidos se muestran a continuación:

### **Estado de deformación.**

Deflexión máxima de la placa 0.00042 mm como se muestra en la Figura 44.

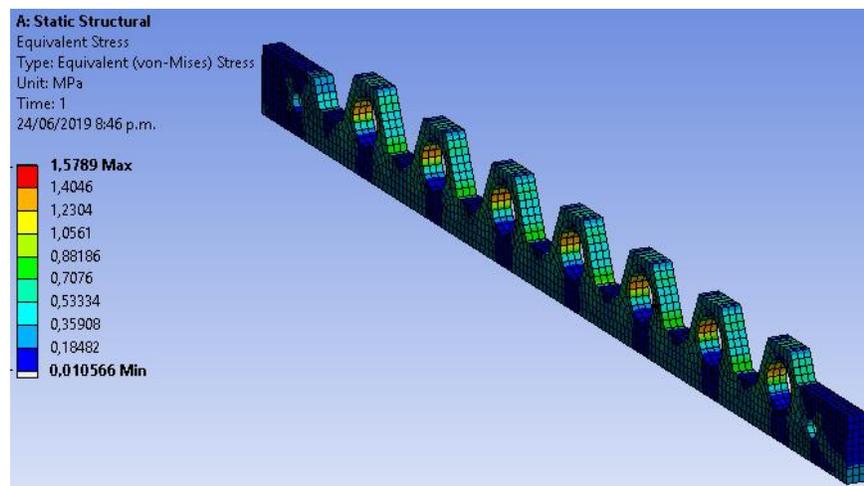


**Figura 44** Estado de deflexión de la placa lateral donde presenta una deformación máxima de 0.00042 [mm].

### Tensión equivalente de Von-Mises.

Tensión equivalente de Von-Mises máxima de 1.57 [MPa] como se puede observar en la

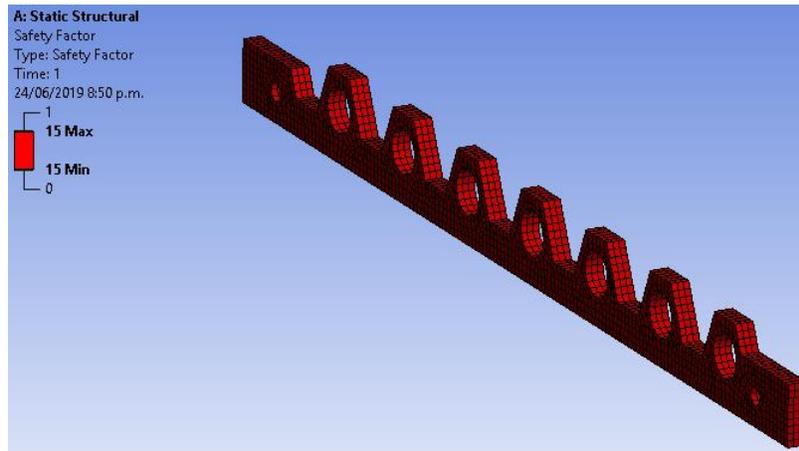
Figura 45.



**Figura 45** Tensión equivalente de Von-Mises caso 1.2

### Factor de seguridad.

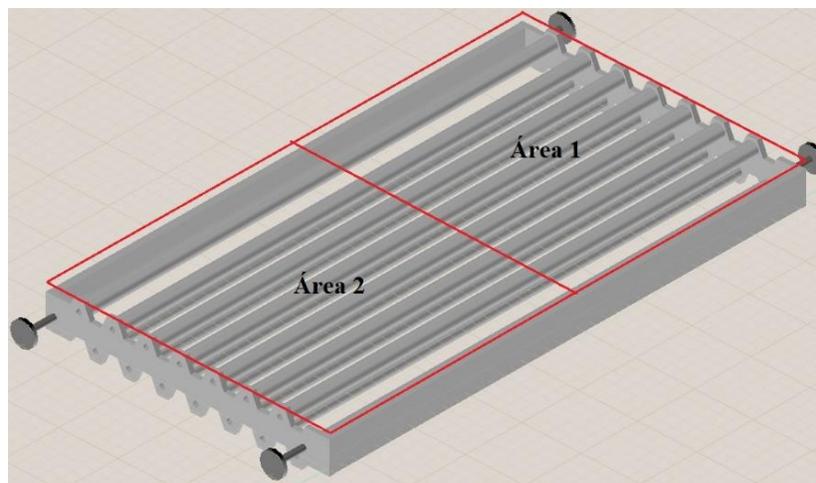
Factor de seguridad para placa de soporte simple (Caso 1.2)  $F_s = 15$  como se puede observar en la Figura 46.



**Figura 46** Factor de seguridad 15 de la placa lateral cuando la bandeja está apoyada en las rieles.

### Placa doble

Para el análisis de los valores de los distintos casos de carga sobre las placas dobles se establecerán de acuerdo al criterio de áreas cooperantes como se puede observar en la Figura 47, considerando los pesos de las placas, los tubos, el material a conformar y las bandejas superiores de acuerdo al caso a desarrollar.

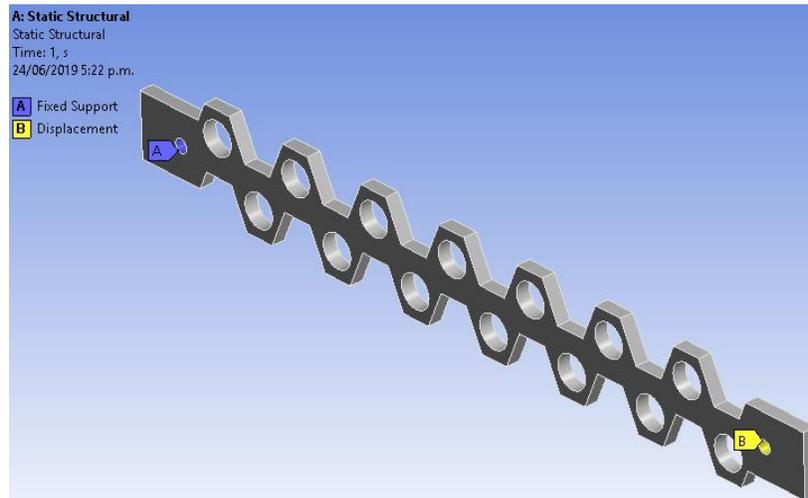


**Figura 47** Análisis de carga por áreas cooperantes placas dobles.

#### 3.3.2.3.Caso 2.1. Con la bandeja en posición de carga o levantamiento.

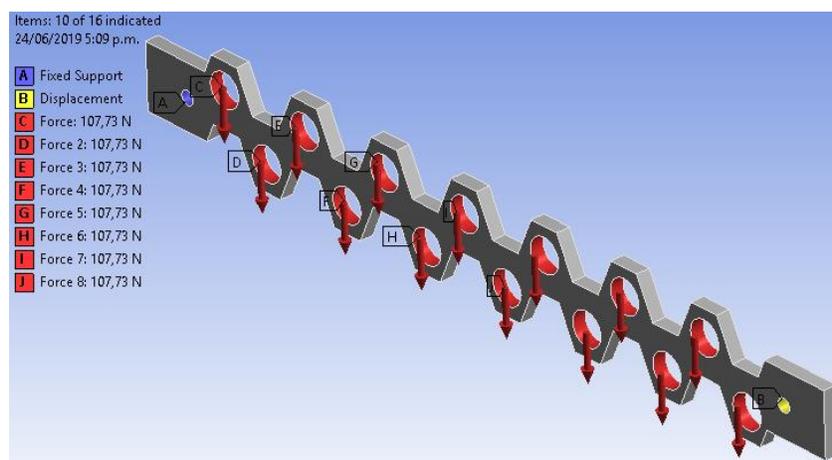
Con las bandejas en la posición de levantamiento y la estructura de soporte en posición inicial.

Para éste caso los apoyos de la placa se encuentran en los ejes que se conectan a las ruedas, un soporte será fijo mientras que el otro será un apoyo simple como se puede observar en la Figura 48.



**Figura 48** Secciones de fijación resaltadas en color azul en la placa lateral de la bandeja doble, apoyado en las rieles.

La carga que se aplica en la placa doble será de 1705.06 [N] bajo el criterio de áreas cooperantes ejercida por el peso propio de los rodillos [15.176 kg] y la plancha de polialuminio [20 kg] en la dirección y sección mostrada como se puede observar en la Figura 49.

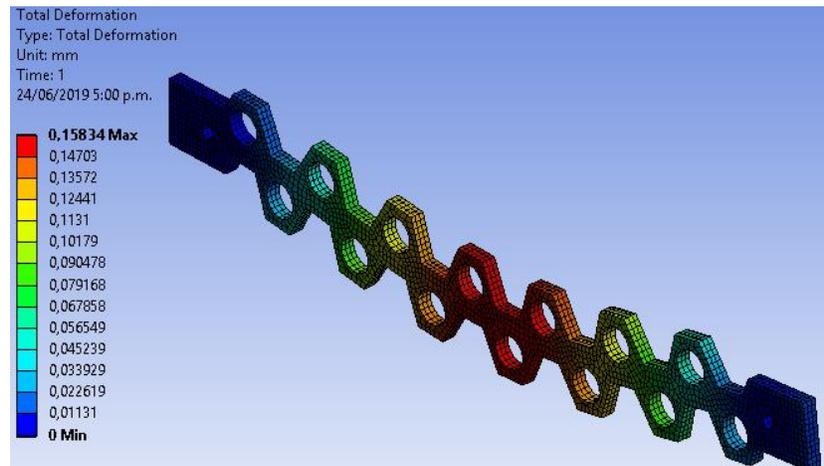


**Figura 49** Carga ejercida sobre la placa lateral de la bandeja doble, aplicada en la sección resaltada en color rojo, cuando la bandeja está apoyada en las rieles.

Los resultados obtenidos se muestran a continuación:

### Estado de deformación

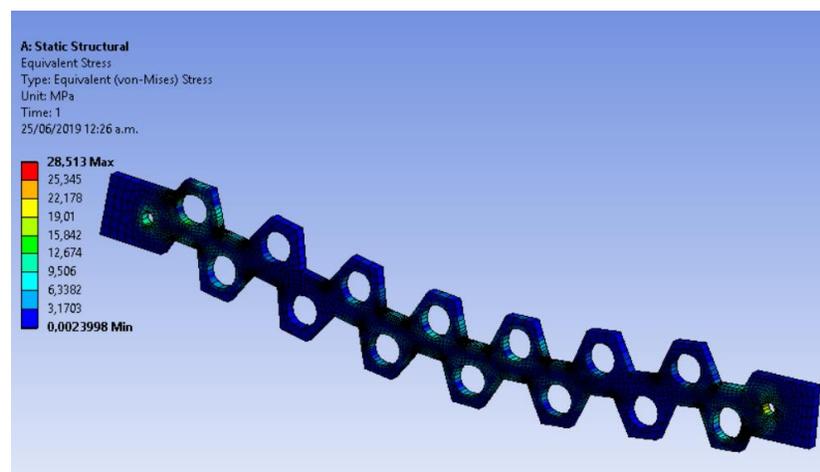
Deflexión máxima de la placa doble, de 0.158 mm como se muestra en la Figura 50.



**Figura 50** Estado de deformación de la placa lateral doble donde presenta una deformación máxima de 0.158 [mm].

### Tensión de Von-Mises.

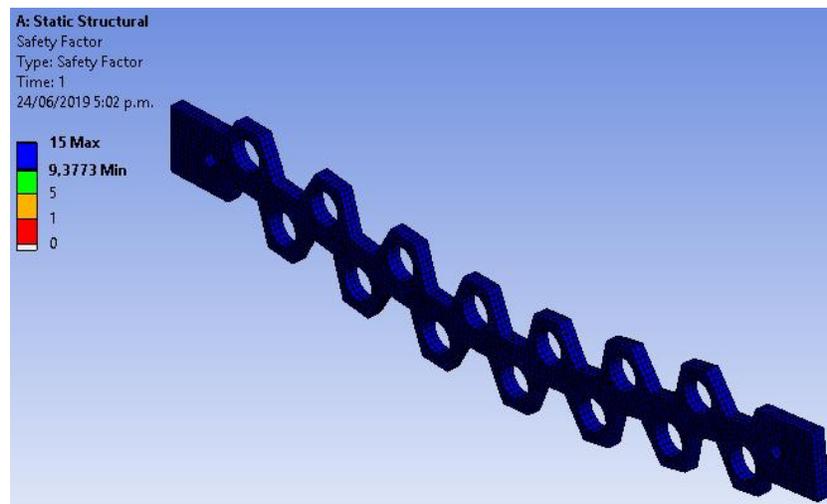
Tensión equivalente máxima de Von-Mises 28.53 [MPa] como se puede observar en la Figura 51.



**Figura 51** Tensión equivalente de Von-Mises caso 2.1

### Factor de seguridad.

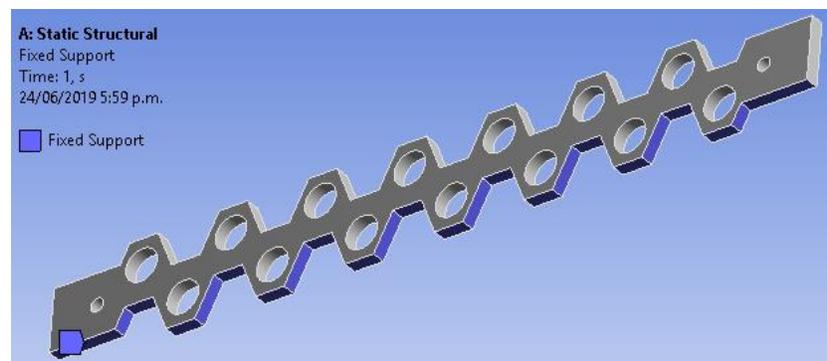
Factor de seguridad para placa de soporte doble (Caso 2.1)  $F_{s_{m\acute{a}x}}=15$  y  $F_{s_{m\acute{i}n}}=9.37$  como se puede observar en la Figura 52.



**Figura 52** Factores de seguridad máximo y mínimo con carga estática de la placa lateral doble cuando la bandeja está apoyada en las rieles.

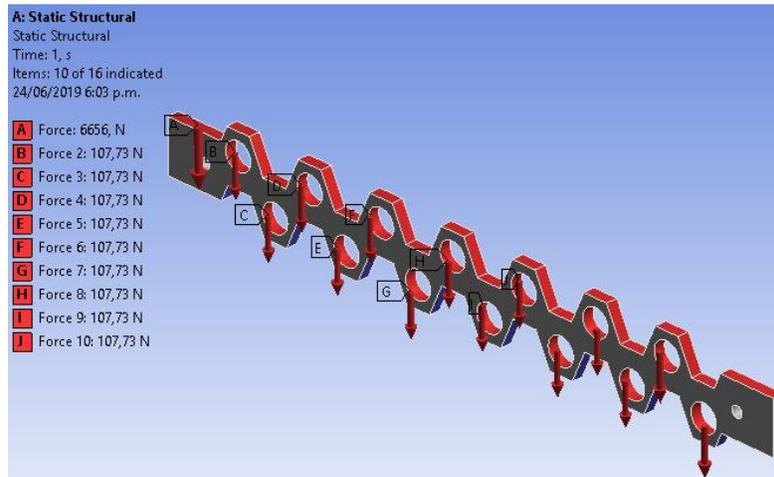
### 3.3.2.4.Caso 2.2 Con las bandejas levantadas.

Para éste caso se considera como soporte fijo, las caras inferiores planas, debido a que la placa estará soportada íntegramente en esos puntos como se ve en la Figura 53.



**Figura 53** Secciones de fijación en la placa lateral de la bandeja doble, apoyado en la sección resaltada en color azul.

Las cargas a las que se aplica a la placa doble será de 1705.06 [N] y 6656 [N] bajo el criterio de áreas cooperantes ejercida por el peso propio de los rodillos [15.176 kg] y la plancha de polialuminio [20 kg] en la dirección y sección mostrada como se puede observar Figura 54.

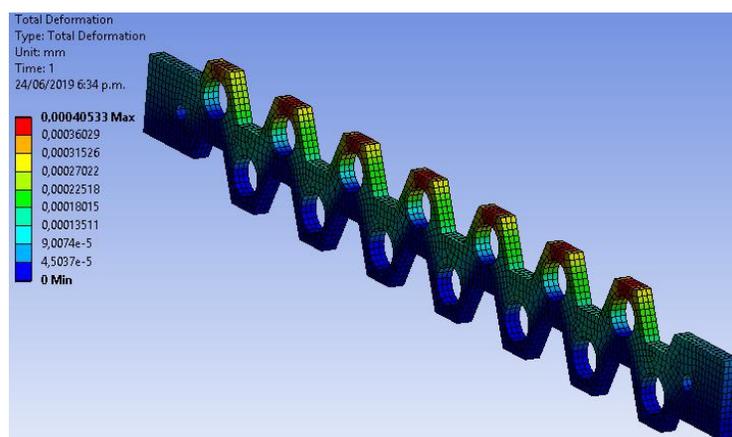


**Figura 54** Cargas ejercidas sobre la placa lateral de la bandeja doble, aplicada en las secciones resaltadas en color rojo, cuando la bandeja está en elevación.

Los resultados obtenidos se muestran a continuación:

### Deflexión máxima caso 2.

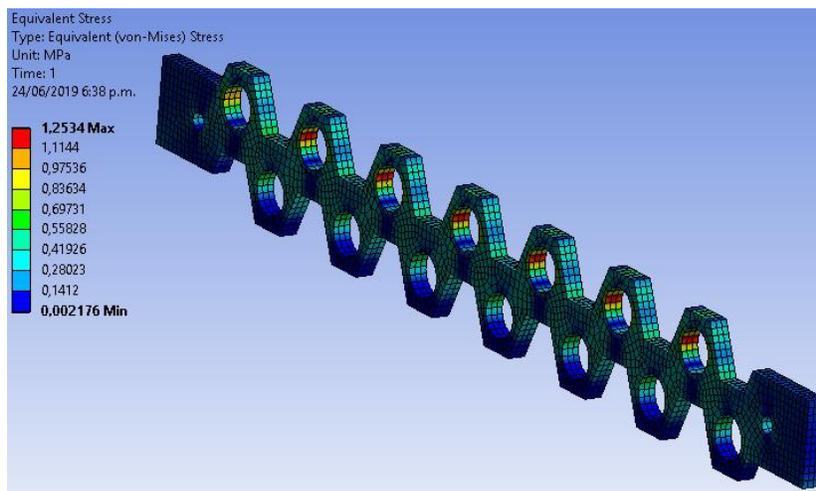
Deflexión máxima de la placa doble es 0.0004 [mm] como se muestra en la Figura 55.



**Figura 55** Estado de deformación de la placa lateral doble donde presenta una deformación máxima de 0.0040 [mm].

### Tensión equivalente de Von-Mises.

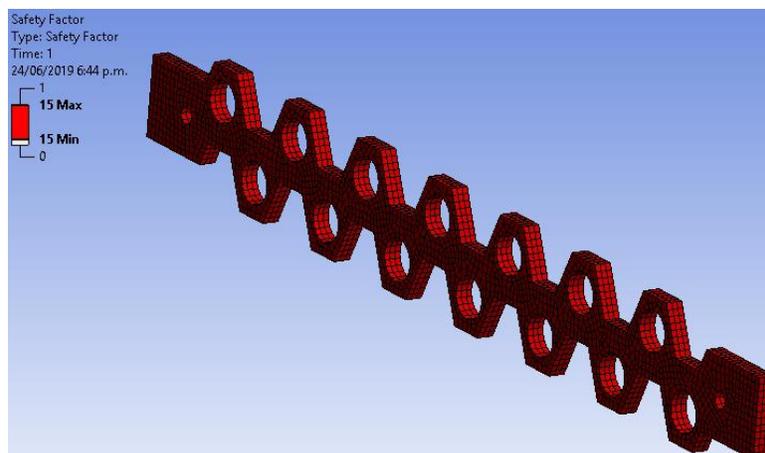
Tensión equivalente máxima de Von-Mises con un valor de 1.25 [MPa] como se puede observar en la Figura 56.



**Figura 56** Tensión equivalente de Von-Mises caso 2.2

### Factor de seguridad.

Factor de seguridad de la placa de soporte doble (Caso 2.1)  $F_s = 15$  como se puede observar en la Figura 57.



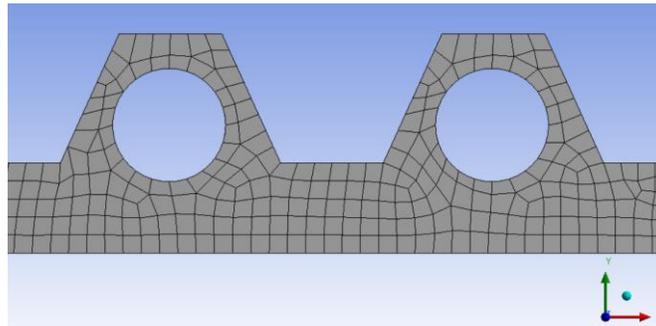
**Figura 57** Factor de seguridad de la placa lateral doble cuando la bandeja está apoyada en las rieles.

### 3.3.2.5. Análisis de malla y convergencia

Se selecciona el caso más crítico entre la placa simple y placa doble, para el análisis se consideran al Caso 1.1 y Caso 2.1, que presentan las tensiones de mayor valor y se procede a analizar la convergencia.

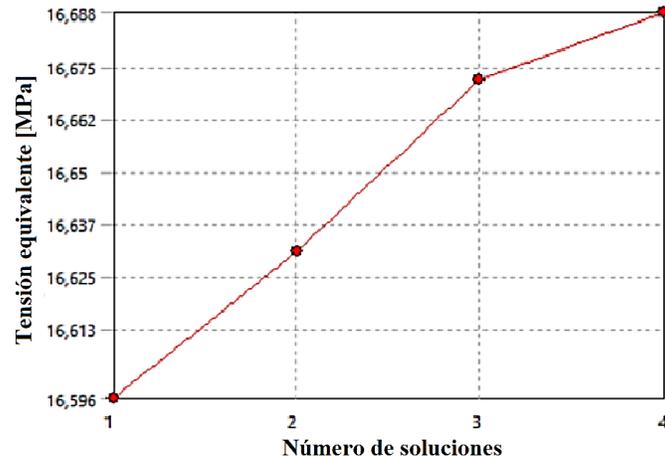
### 3.3.2.6. Análisis de convergencia placa simple Caso 1.1

El mallado para la placa simple se realizó considerando un número de elementos  $n=2881$  y 9311 nodos como se puede observar en la Figura 58.



**Figura 58** Mallado para placa de soporte simple.

Como se muestra en la Figura 59, los resultados de la Tensión equivalente de Von-Mises tiende a converger al valor de 16.688 [MPa] a medida que aumenta la densidad de la malla con 4591 elementos y 14623 nodos con un porcentaje de variación inferior al 0.1%. Las tensiones equivalentes máximas de Von Mises son detalladas en la Tabla 7.



**Figura 59** Convergencia de Tensión equivalente de Von-Mises placa simple.

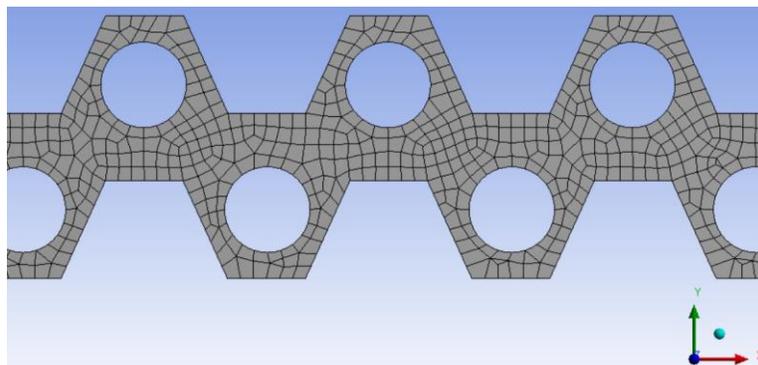
**Tabla 7**

*Tensiones equivalentes máximas de Von-Mises y número de elementos para placa simple.*

Iteración	Elementos	Nodos	Tensión [MPa]
1	2881	9311	16.596
2	3156	10168	16.631
3	3887	12439	16.672
4	4591	14623	16.688

### 3.3.2.7. Análisis de convergencia placa simple Caso 2.1

El mallado para la placa doble (Figura 60) se realizó considerando un número de elementos  $n=3679$  y 11884 nodos.



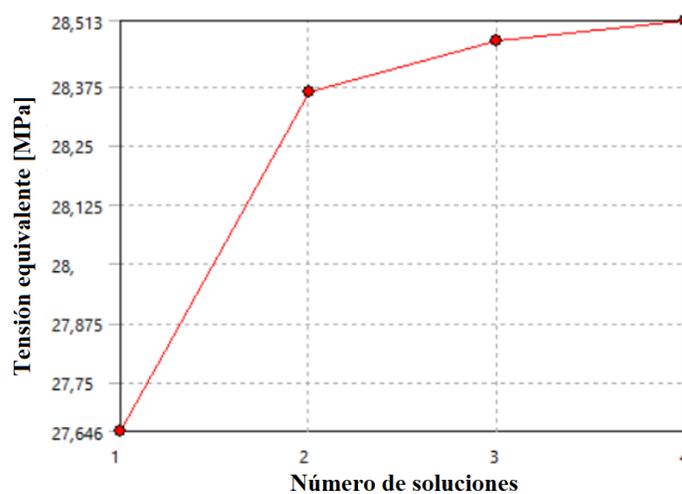
**Figura 60** Mallado para placa de soporte doble.

Como se muestra en la Figura 61, los resultados de la Tensión equivalente de Von-Mises tiende a converger al valor de 28.513 [MPa] a medida que aumenta la densidad de la malla con 5551 elementos y 17714 nodos con un porcentaje de variación inferior al 0.15%. Las tensiones equivalentes máximas de Von Mises son detalladas en la Tabla 8.

**Tabla 8**

*Tensiones máximas de Von-Mises y número de elementos para placa doble.*

Iteraciones	Elementos	Nodos	Tensión [MPa]
1	3679	11884	27.646
2	3977	12822	28.361
3	4780	15317	28.469
4	5551	17714	28.513



**Figura 61** Convergencia de Tensión equivalente de Von-Mises placa doble.

### 3.3.2.8. Análisis de vida útil y resistencia a la fatiga de las placas de soporte.

Vida útil y resistencia a la fatiga estimada de las placas de soporte para las bandejas de conformado. En este caso se considera el análisis de placas de soporte donde se determinó que la placa de soporte doble (Figura 62) estará sometida a un estado de tensiones más crítico.



**Figura 62** Placa de soporte doble.

Datos del material acero A36

$$S_{ut}=58\text{kpsi}=400.2 \text{ [MPa]}$$

$$S'_e = 0.5 * S_{ut} = 200.1 \text{ [MPa]}$$

Para determinar el límite de resistencia a la fatiga  $S_e$  requirió establecer los factores de corrección indicados en la ecuación 1.

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * S'_e \quad (1)$$

Donde:

$k_a$ : factor de modificación de la condición superficial

$k_b$ : factor de modificación del tamaño

$k_c$ : factor de modificación de la carga

$k_d$ : factor de modificación de la temperatura

$S'_e$ : límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

$S_e$ : límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

### 3.3.2.9. Factores de modificación para obtener la resistencia de la placa

#### Factor de acabado superficial

$$k_a = a * S_{ut}^b \quad (2)$$

**Tabla 9**

*Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin.*

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	$S_{UT}$ kpsi	$S_{UT}$ MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Fuente: (Nisbett, 2008)

$$k_a = 4.51 * 400.2^{-0.265}$$

$$k_a = 0.92$$

#### Factor de tamaño

$$d_{eq} = 0.808 * \sqrt{(W - b) * h} \quad (3)$$

$$d_{eq} = 0.808 * \sqrt{(120 - 62) * 25.4}$$

$$d_{eq} = 31.01[mm]$$

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

$$K_b = 1.24d^{-0.107} \quad (4)$$

$$K_b = 1.24 * 31.01^{-0.107}$$

$$K_b = 0.86$$

### Factor de temperatura

Los ensayos realizados de fatiga con carga de flexión rotatoria, axial y de torsión, los límites de resistencia a la fatiga difieren con  $S_{ut}$ . Se especifican valores medios del factor de carga como:

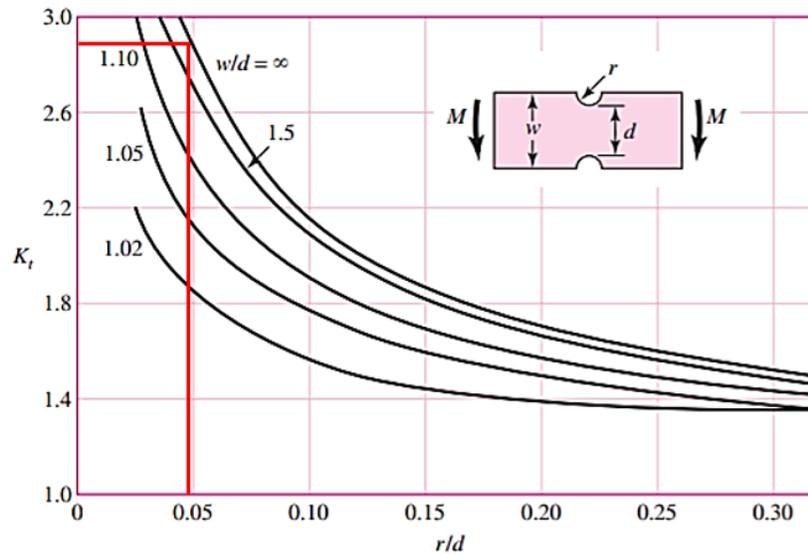
$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión} \end{cases}$$

Se considera un comportamiento a flexión por lo que se toma un valor de:

$$k_c = 1$$

### Factor de concentración de tensiones

Se determina el factor de concentración de tensiones con el diagrama de la Figura 63, con el valor de la relación  $r/d$ .



**Figura 63** Gráfica de factor teórico de concentración del esfuerzo  $K_t$ .  
Fuente: (Nisbett, 2008)

$$k_t = 2.9$$

Sensibilidad a la muesca

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad (5)$$

Donde:

$\sqrt{a}$ : Constante de Neuber

$r$ : radio de la muesca

$$\begin{aligned} \sqrt{a} = & 0.245799 - 0.307794(10^{-2})S_{ut} + 0.150874(10^{-4})S_{ut}^2 \\ & - 0.266978(10^{-7})S_{ut}^3 \end{aligned} \quad (6)$$

$$\sqrt{a} = 0.245799 - 0.307794(10^{-2}) * 400 + 0.150874(10^{-4}) * 400.2^2 - 0.266978(10^{-7}) * 400.2^3$$

$$\sqrt{a} = -0.2802$$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{-0.280201884}{\sqrt{2}}}$$

$$q = 1.24$$

Con el valor de la sensibilidad a la muesca se determina el factor de concentración del esfuerzo por fatiga  $k_f$ .

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) \quad (7)$$

$$k_f = 1 + 1.24(2.9 - 1)$$

$$k_f = 3.356$$

$$k_e = \frac{1}{k_f} = 0.297$$

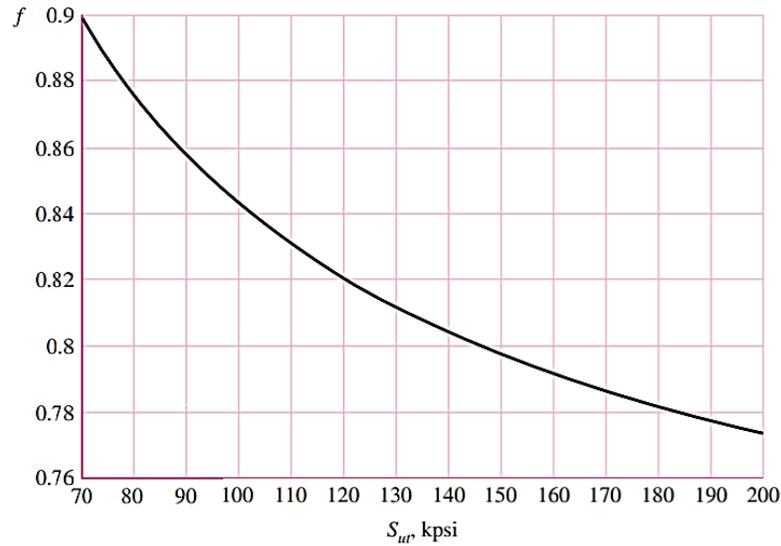
Determinando los factores de corrección, se calcula el límite de resistencia a la fatiga.

$$S_e = 0.92 * 0.86 * 1 * 0.297 * 200.1$$

$$S_e = 47.17 \text{ [MPa]}$$

Se determinan las constantes a y b

En la Figura 64 se presenta una gráfica de f para  $(70 \leq S_{ut} \leq 200)$  [kpsi]. Con el propósito de realizar un análisis conservador, para  $S_{ut} < 70$  [kpsi], se toma el valor  $f = 0.9$ . (Nisbett, 2008)



**Figura 64** Fracción de resistencia a la fatiga,  $f$ , de  $S_{ut}$  a los  $10^3$  ciclos para  $S_e = S'_e = 0.5S_{ut}$ .

El valor de resistencia a la fatiga:

$$f = 0.9$$

$$a = \frac{(f * S_{ut})^2}{S_e} \quad (8)$$

$$a = \frac{(0.9 * 400.2)^2}{42.17}$$

$$a = 2750.25$$

$$b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{f * S_{ut}}{S_e}\right) \quad (9)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{0.9 * 400.2}{47.17}\right)$$

$$b = -0.29$$

Finalmente se determina el número de ciclos  $N$  y la resistencia a la fatiga  $S_f$

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a}\right)^{1/b} \quad (10)$$

$$N = \left(\frac{28.513}{2750.25}\right)^{1/-0.29}$$

$$N = 6.95 * 10^6 [\text{ciclos}]$$

La máquina a su máxima capacidad trabajará un promedio de 16 horas diarias en dos jornadas de trabajo, 5 días a la semana cumpliendo 480 ciclos de trabajo semanales con un total de 23040 ciclos anuales.

$V_e$ : Vida estimada

$N$ : Numero de ciclos a fatiga

$C_t$ : Ciclos de trabajo

$$V_e = \frac{N}{C_t} \quad (11)$$

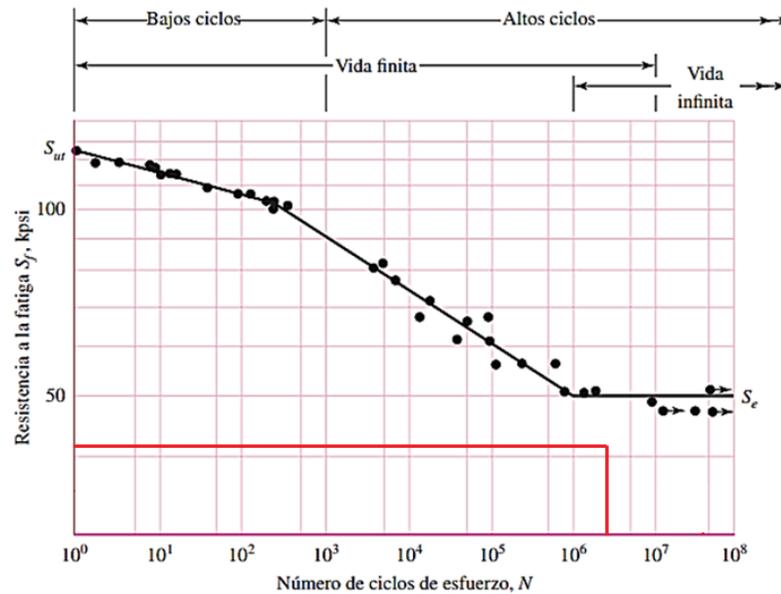
$$V_e = 300 \text{ años}$$

$$S_f = aN^b \quad (12)$$

$$S_f = 2750.25 * (6.95 * 10^6)^{-0.29}$$

$$S_f = 28.52 [\text{MPa}]$$

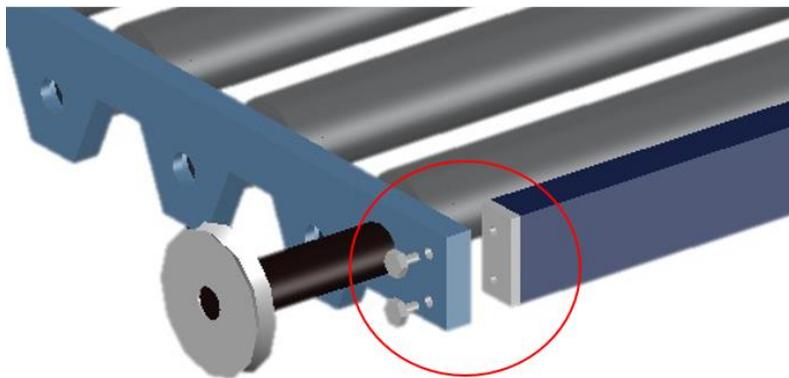
Tomando la referencia de la gráfica  $S_f$ - $N$  Figura 65 se determina que las placas poseen vida infinita.



**Figura 65** Diagrama S-N graficado a partir de resultados de ensayos a la fatiga axial completamente invertidos.  
Fuente: (Nisbett, 2008)

### 3.3.2.10. Selección de pernos placas de soporte

Los pernos a ser seleccionados serán para la junta de la placa de soporte y el parante lateral como se observa en la Figura 66.



**Figura 66** Junta emperrada para placa de soporte y parante lateral de la bandeja conformadora.

## Disposiciones constructivas de pernos

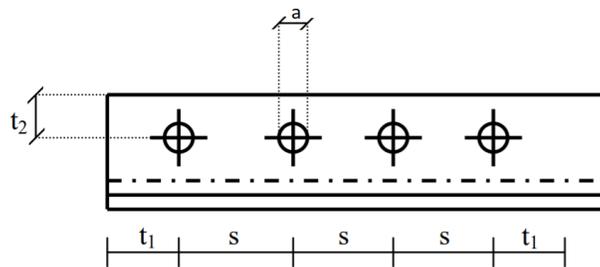
Según la Figura 67, se tiene para la disposición constructiva las siguientes dimensiones y tolerancias.

a: diámetro del perno

$t_1$ : distancia desde el centro del perno hasta el borde superior.

$t_2$ : distancia desde el centro del perno hasta el borde lateral.

S: distancia entre centros de agujeros



**Figura 67** Disposición constructiva  
Fuente: (Shugulí, 2006)

### Distancia entre agujeros

- Conocido el espesor mínimo de la chapa, se tendrá valores mínimos para s: ( $S \geq 3.5 * a$ )
- Conocido el diámetro del perno, se tiene el valor máximo para S en todos los casos, entonces: ( $S \leq 8 * a$  y  $S \leq 15 * e$ ).

### Distancia entre centros de agujeros y bordes de las chapas

- Los valores mínimos al borde frontal ( $t_1 \geq 2 * a$ ) y al borde lateral ( $t_2 \geq 1.5 * a$ ).
- Valor máximo a cualquier borde ( $t \leq 3 * a$  o  $t \leq 6 * e$ ).

La suma de los espesores de las chapas unidas será menor o igual que para pernos ordinarios; no hay limitación para tornillos de alta resistencia.

### **Diámetro del perno**

Para determinar el diámetro del perno se utilizó la ecuación 31.

$$d \cong \sqrt{5 * e} - 0.2 \quad (13)$$

Donde:

e: espesor promedio de las chapas a unir.

d: diámetro del tornillo.

$$d \cong \sqrt{5 * 17.7} - 0.2$$

$$d \cong 9.2 \text{ mm}$$

### **Carga máxima resistente a la rotura**

La carga máxima resistente a la rotura en la sección del vástago definida por la posición de contacto entre chapas, se calcula utilizando la ecuación

$$P_{m\acute{a}x} = k * S_y * m * A \quad (14)$$

Donde:

$P_{m\acute{a}x}$ : carga máxima resistente a la rotura

k: coeficiente adimensional

m: número de secciones transversales

A: sección resistente del perno (ecuación 33)

S<sub>y</sub>: límite de fluencia

$$A = \frac{\pi * d^2}{4} \quad (15)$$

$$A = \frac{\pi * 9.2^2}{4}$$

$$A = 66.47 \text{ mm}^2$$

Se selecciona un perno SAE 2 de 1/2"

$$S_y = 393.3 \text{ MPa} \quad k = 0.65 \quad F_s = 2$$

La carga máxima resistente a la rotura será:

$$P_{m\acute{a}x} = 0.65 * 393.3 * 1 * 66.47$$

$$P_{m\acute{a}x} = 17 \text{ kN}$$

### **Cálculo del número de pernos**

El número de pernos N<sub>c</sub> debe absorber la carga que resulta del cortante V por un factor de seguridad F<sub>s</sub> que por lo general varía entre 1.1 y 2.

El caso más crítico se presentaría si por algún motivo la bandeja inferior debe soportar el peso de las bandejas superiores con lo que al calcular el cortante V tendremos un valor de:

$$V = 358 \text{ kg} * 4 * 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$V = 14 \text{ kN}$$

Se determina el número de pernos necesarios.

$$N_c = \frac{V * F_S}{P_{m\acute{a}x}} \quad (16)$$

$$N_c = \frac{14 * 2}{17}$$

$$N_c = 1.65 \approx 2$$

Las disposiciones constructivas se indican en los planos del Anexo L.

### 3.3.3. Diseño de tubos de conformado.

#### Cálculo de la deflexión admisible en tubos

Se considera las tolerancias permisibles en las dimensiones de las alturas de onda y espesor del material en las normas NTE INEN 1320 y NTC-160 "La variación máxima admisible en el espesor nominal de la lámina debe ser de  $\pm 1$  [mm], siempre y cuando el espesor mínimo en cubiertas de onda P7 sea de 5 [mm]" (INEN 1320,1995).

Para las iteraciones se considera medidas de tubos comerciales como se puede observar en el Anexo A, con una deflexión admisible máxima con el siguiente tubo comercial.

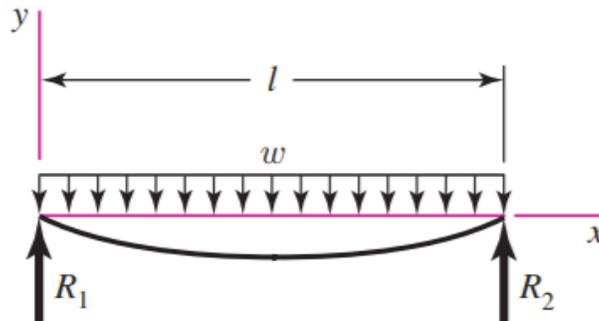
Datos:

Diámetro exterior	Do=76.2 [mm]
Diámetro interior	Di=70.2 [mm]
Longitud total	L=2800 [mm]
Peso	W=20 [kg]
Módulo de elasticidad del acero	E=21000 [kg/mm <sup>2</sup> ]

Debido al comportamiento del material como fluido no newtoniano, para obtener la geometría de una cubierta no requiere la aplicación de una fuerza externa para el proceso de conformado.

En la Figura 68 se presenta el DCL de un tubo de la bandeja conformadora y su comportamiento.

Ejemplo de cálculo.



**Figura 68** Apoyos simples: carga uniforme

Fuente: (Nisbett, 2008)

$$I = \frac{\pi}{4} * (r_o^4 - r_i^4) \quad (17)$$

I: inercia [mm<sup>4</sup>]

$r_o$ :radio exterior [mm]

$r_i$ :radio interior [mm]

$$I = \frac{\pi}{4} * (38.1^4 - 36.6^4)$$

$$I = 462853.16 [mm^4]$$

$$\delta = \frac{5 * W * L^4}{384 * E * I} \quad (18)$$

$\delta$ :Deflexión [mm]

I: Inercia [mm<sup>4</sup>]

L: Longitud de la viga

W: Peso propio del tubo más peso de la cubierta [kg]

W<sub>T</sub>: 5.42 [kg/m]

W<sub>C</sub>: 2.85 [kg/m]

$$W = W_T + W_C \quad (19)$$

$$W = 5.42 + 2.85$$

$$W = 8.27 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}} \right] = 8.27 * 10^{-3} \left[ \frac{\text{kg}}{\text{mm}} \right]$$

$$\delta = \frac{5 * 8.27 * 10^{-3} \left[ \frac{\text{kg}}{\text{mm}} \right] * 2800^4 \left[ \text{mm}^4 \right]}{384 * 21000 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \right] * 462853.16 \left[ \text{mm}^4 \right]}$$

$$\delta = 0.68 \left[ \text{mm} \right]$$

### 3.3.4. Selección de rodamientos

Para la selección de los rodamientos para el soporte de los tubos de las bandejas de conformado, se considera el tipo de trabajo al que están expuestos, soportando cargas perpendiculares pertenecientes al peso de los tubos sobre los rodamientos.

#### 3.3.4.1. Rodamientos radiales

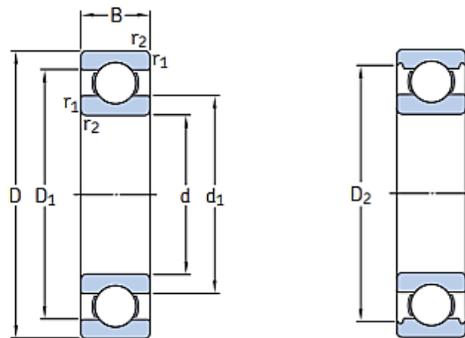
Los rodamientos radiales soportan cargas que se encuentran, principalmente, en dirección perpendicular al eje.

Por la disposición geométrica de las placas de soporte y la disposición comercial de los rodamientos se procede a determinar las dimensiones principales (Figura 69) del rodamiento que se ajuste a las dimensiones del alojamiento como se puede observar en la Figura 70.

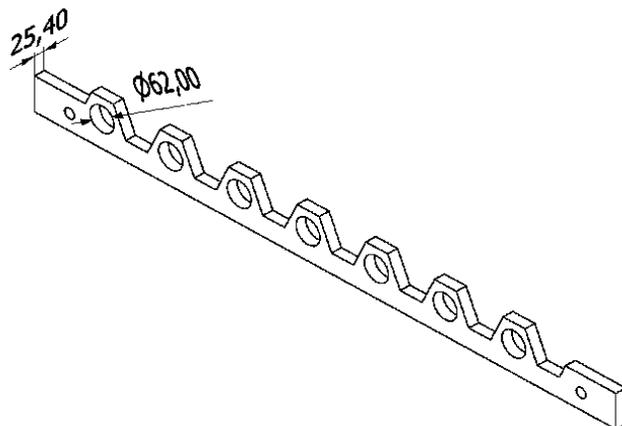
$$D_{\text{agujero}} = 62 \text{ mm}$$

$$t_{\text{placa}} = 25.4 \text{ mm}$$

- Diámetro del agujero ( $d$ )
- Diámetro exterior ( $D$ )
- Anchura o altura ( $B$ )
- Dimensiones de los chaflanes ( $r$ )



**Figura 69** Dimensiones principales de un rodamiento de bolas.  
Fuente: (SKF, 2015)



**Figura 70** Dimensiones de espesor de placa y diámetro del agujero donde se ubican los rodamientos

Con la ecuación 19 se determina la carga estática equivalente del rodamiento como se puede observar en la Figura 71.

$$P_0 = X_0 * F_r + Y_0 * F_a \quad (19)$$

Dónde:

$P_0$  : Carga estática equivalente del rodamiento [kN]

$F_r$ : Carga radial real del rodamiento [kN]

$F_a$ : Carga axial real del rodamiento [kN]

$X_0$ : Factor de carga radial del rodamiento

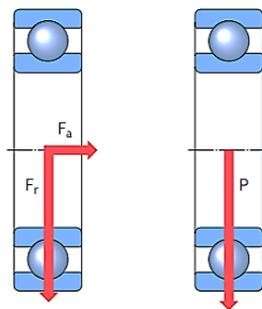
$Y_0$ : Factor de carga axial del rodamiento

$$F_r = 0.91 \text{ [kN]}$$

$$F_a = 0 \text{ [kN]}$$

$$X_0 = 0.6$$

$$Y_0 = 0.5$$



**Figura 71** DCL carga estática equivalente del rodamiento

Fuente: (SKF, 2015)

$$P_0 = X_0 * F_r + Y_0 * F_a \quad (20)$$

$$P_0 = 0.6 * 0.91$$

$$P_0 = 0.546$$

$$P_0 < F_r \rightarrow P_0 = F_r \quad (21)$$

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} \quad (22)$$

$$S_0 = \frac{11.2 \text{ [KN]}}{0.91 \text{ [KN]}}$$

$$S_0 = 12.3$$

Se tiene como recomendación que, si el valor  $S_0$  calculado es menor que el valor orientativo recomendado en la Tabla 10, se deberá seleccionar un rodamiento con una mayor capacidad de carga estática básica.

**Tabla 10**

*Valores orientativos para el factor de seguridad  $S_0$ .*

Valores orientativos para el factor de seguridad estática  $s_0$

Tipo de funcionamiento	Rodamientos giratorios						Rodamientos fijos	
	Requisitos de rendimiento (p. ej., funcionamiento silencioso o funcionamiento sin vibraciones)							
	sin importancia		normal		sup.			
	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos
Suave, sin vibración	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
Normal	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
Cargas de choque pronunciadas <sup>1)</sup>	$\geq 1,5$	$\geq 2,5$	$\geq 1,5$	$\geq 3$	$\geq 2$	$\geq 4$	$\geq 1$	$\geq 2$

Para los rodamientos axiales de rodillos a rótula, se recomienda utilizar  $s_0 \geq 4$ .

*Fuente: (SKF, 2015)*

Finalmente considerando los requerimientos que deben cumplir los rodamientos, se selecciona el rodamiento 6206 como se muestra en la Tabla 11.

**Tabla 11**

Tabla de rodamientos rígido de una hilera de bolas con diámetro del agujero de 25-35 [mm].

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>	Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-
30	42	7	4,49	2,9	0,146	32 000	20 000	0,025	61806
	47	9	7,28	4,55	0,212	30 000	19 000	0,049	61906
	55	9	11,9	7,35	0,31	28 000	17 000	0,089	16006
	55	13	13,8	8,3	0,355	28 000	17 000	0,12	6006
	62	16	20,3	11,2	0,475	24 000	15 000	0,2	6206
	62	16	23,4	12,9	0,54	24 000	15 000	0,18	6206 ETN9
72	19	29,6	16	0,67	20 000	13 000	0,35	6306	
	19	32,5	17,3	0,735	22 000	14 000	0,33	6306 ETN9	
	23	43,6	23,6	1	18 000	11 000	0,75	6406	

Fuente: (SKF, 2015)

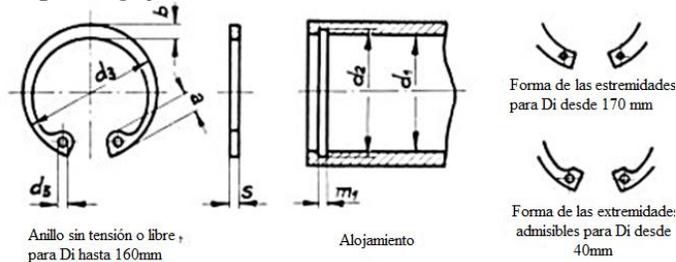
**Selección de seguros**

Debido al desplazamiento axial que puede presentar los tubos se establece el uso de anillos de retención interiores que evitan dicho efecto detallados en la Tabla 12.

**Tabla 12**

Tabla de anillos elásticos para agujeros interiores DIN 472.

**Anillos elásticos para agujeros o interiores DIN 472**  
(Ceta 30805)



Anillo sin tensión o libre, para Di hasta 160mm

Alojamiento

Forma de las extremidades para Di desde 170 mm

Forma de las extremidades admisibles para Di desde 40mm

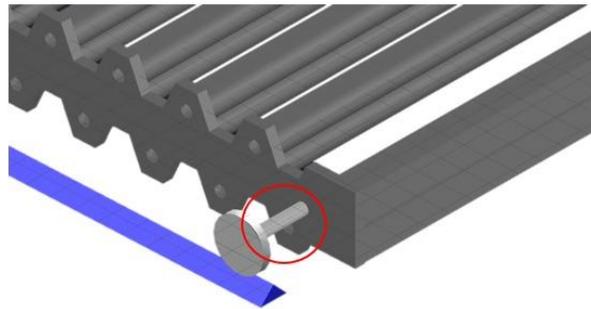
Diámetro del agujero d <sub>1</sub>	ANILLO ELÁSTICO						ALOJAMIENTO	
	Espesor s tol h11	d <sub>3</sub> tol.	a max.	b -	d <sub>2</sub> min.	Peso kg/1.000 piezas	d <sub>2</sub> tol.	m <sub>1</sub> tol. H13
53	2	57,2	6,7	4,9	2,5	8,22	56	2,15
55		59,2				5		
56		60,2	6,8	5,1		8,80		
57		61,2				9,40		
58		62,2	6,9	5,2		10,50		
60		64,2	7,3	5,4		11,10		
62		66,2				11,20		
65		69,2	7,6	5,8		14,30		
67		71,5	7,7	6		15,30		



Fuente: (RODALSA, 2019)

### Diseño de eje de soporte.

Los ejes de soporte de las bandejas son parte fundamental del sistema de conformado, permiten el desplazamiento y asentamiento de las bandejas en el sistema de rieles como se observa en la Figura 72. Su diseño será abordado con un criterio conservador debido al peso de las bandejas dobles de 358 [kg] y considerando que la bandeja seleccionada se encuentra a 1.3 [m] de altura.

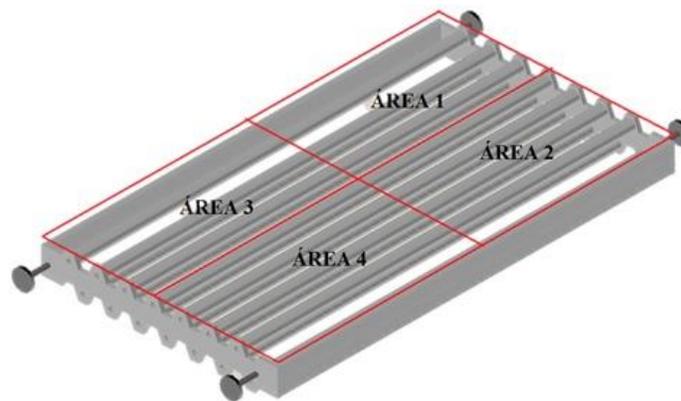


*Figura 72* Eje de soporte para bandeja doble superior.

#### 3.3.5.1 Determinación del diámetro

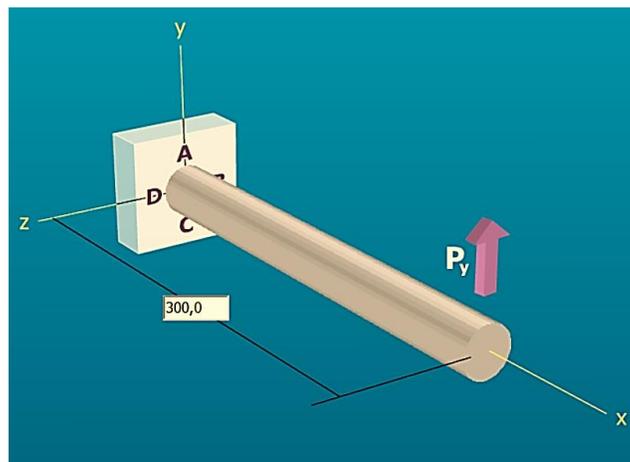
Para el diseño se tomó en cuenta al eje más crítico de todas las bandejas, en este caso será el eje de mayor longitud correspondiente a una bandeja doble ejerciendo una fuerza de 900 [N], basándose en el criterio de áreas cooperantes para determinar la fuerza que corresponde a cada eje como se puede observar en la Figura 73.

La metodología implementada para la selección del diámetro comercial para el eje será mediante iteraciones. El diámetro seleccionado se verificará determinando un factor de seguridad aceptable  $F_s \geq 2$ .

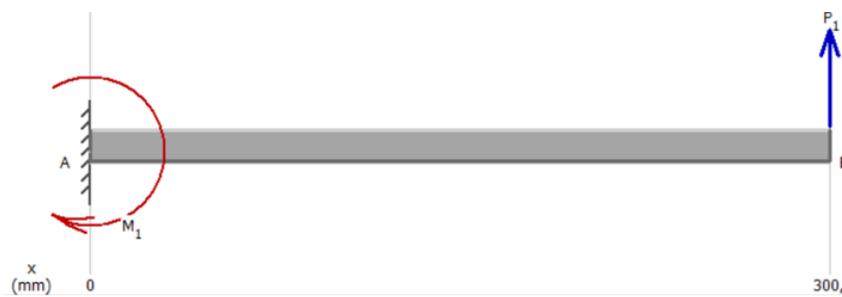


**Figura 73** Distribución de carga áreas cooperantes..

Para el ejemplo de cálculo se empleará por disponibilidad comercial, un eje de 31.75 [mm] de material AISI 1018 con un  $S_y = 235$  [MPa]. Con el diagrama de cuerpo libre como se observa en la Figura 74.



**Figura 74** Esquema del eje de rueda de las bandejas conformadoras.



**Figura 75** DCL Eje de bandeja doble de longitud 300 [mm].

Se realiza la sumatoria de fuerzas en el eje de las ordenadas como se puede observar en la Figura 75 y se determina la reacción producida.

$$\sum Fy = R - 900 \text{ N} = 0 \quad (23)$$

$$R = 900 \text{ N}$$

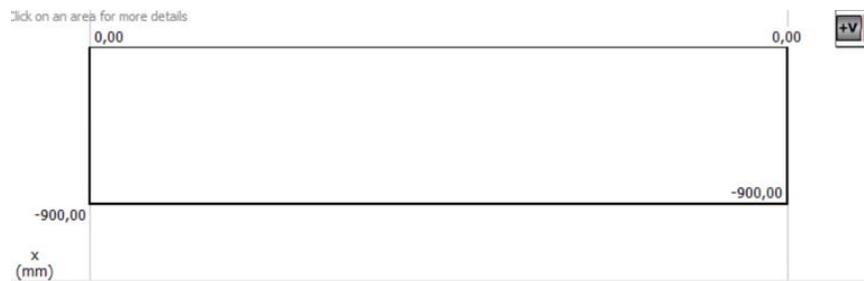
$$\sum M0 = M - R * 300 = 0 \quad (24)$$

Se realiza sumatoria de momentos en 0 y se determina el momento producido.

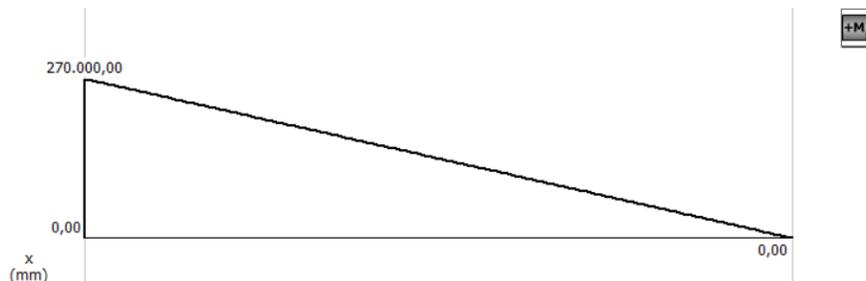
$$M = 300 * 900$$

$$M = 270000 \text{ [Nmm]}$$

Se grafican los diagramas de cortante y momento para el eje cómo se pueden observar en las Figuras 76 y 77 respectivamente.



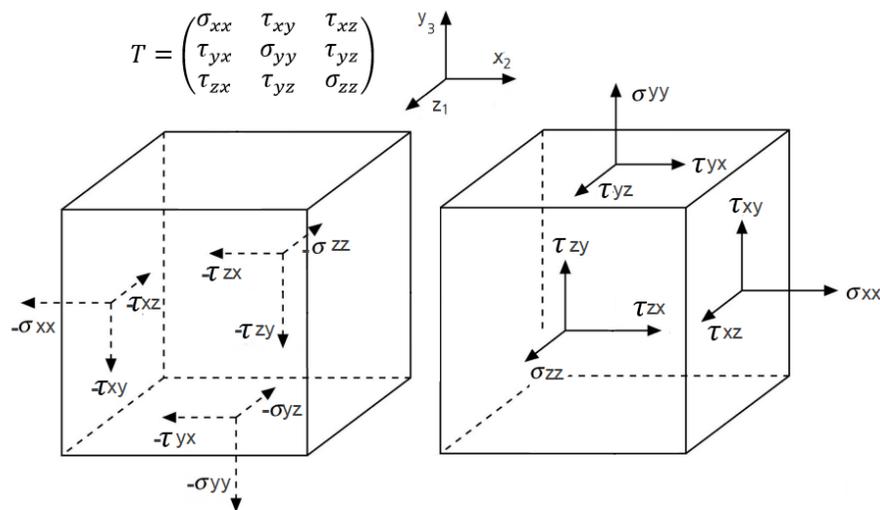
**Figura 76** Diagrama de fuerza cortante.



**Figura 77** Diagrama de momento.

Se determina el estado tensional al que se encuentra sometido el eje, en este caso está sometido a un momento flector y un cortante directo y se verifica si el diámetro propuesto en la iteración de 31.75 [mm] es adecuado para el sistema, en el punto A y punto D respectivamente.

La fuerza exterior de 900 [N] aplicada al extremo del eje en dirección (Y) como se puede observar en la Figura 78, se traduce en un conjunto de tensiones sobre las caras del cubo diferencial representadas como  $[\sigma]$  las tensiones normales y  $[\tau]$  las tensiones tangenciales como se puede observar en la Figura 73.



*Figura 78* Cubo diferencial de tensiones normales y tangenciales.

- **Estado Tensional en A**

Para el análisis del estado tensional de A se establece un elemento diferencial en este punto como se puede observar en la Figura 79, analizando la matriz de tensiones en el elemento diferencial sólo existe una tensión normal y las de corte son 0 como se puede observar a continuación.

$$T = \begin{pmatrix} \sigma_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{yz} & \sigma_{zz} \end{pmatrix} \quad (25)$$

$$T = \begin{pmatrix} \sigma_{xx} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

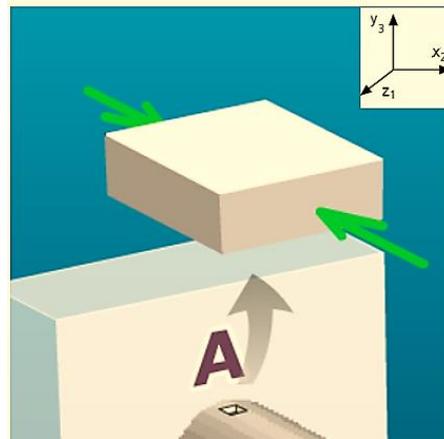
$$\sigma_{xx} = \frac{M * Y}{I} \quad (26)$$

$$I = \frac{\pi * d^4}{64} \quad (27)$$

$$I = 49882.11 \text{ [mm}^4\text{]}$$

$$\sigma_{xx} = \frac{270000 * 15.875}{49882.11}$$

$$\sigma_{xx} = 85.927 \text{ [MPa]}$$



**Figura 79** Elemento diferencial a analizar en el punto A.

- **Estado Tensional en D.**

Analizando la matriz tensiones en elemento diferencial D como se puede observar en la Figura 80, se determina que existen tensiones de corte y las tensiones normales son 0 como se puede observar a continuación.

$$T = \begin{pmatrix} \sigma_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{yz} & \sigma_{zz} \end{pmatrix} \quad (28)$$

$$T = \begin{pmatrix} 0 & \tau_{xy} & 0 \\ \tau_{yx} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

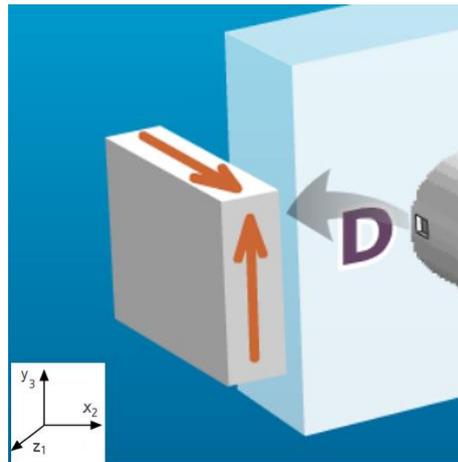
$$\tau_{yz} = \frac{4}{3} * \frac{V}{A} \quad (29)$$

$$A = \pi * r^2 \quad (30)$$

$$A = 791.73 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$\tau_v = \frac{4}{3} * \frac{900}{791.73}$$

$$\tau_v = 1.51 \text{ [MPa]}$$



**Figura 80** Elemento diferencial a analizar en el punto D.

Se procede a determinar la tensión equivalente.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{xx}^2 + \tau_v^2 - \sigma_{xx} * \tau_v}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{85.927^2 + 1.51^2 - 85.927 * 1.51}$$

$$\sigma_{eq} = 85.182$$

$$FS = \frac{Sy}{\sigma_b} \quad (31)$$

$$FS = \frac{235}{85.182}$$

$$FS = 2.75$$

Con el análisis del trabajo que van a efectuar los ejes de soporte se considera aceptable un factor de seguridad de 2.75 con un diámetro de eje de 31.75 [mm].

### 3.3.5.2 Diseño de soldadura para el eje de ruedas de las bandejas

La soldadura a diseñar será para todos los ejes de soporte para las bandejas de conformado (Figura 72). Para cargas estáticas, la AWS recomienda que las tensiones cortantes en una soldadura de filete o en soldaduras PJP se limiten al 30% de la resistencia a la tensión del electrodo,  $E_{xx}$  como se puede observar en la Figura 81.

$$\tau_{permisible} = 0.30 * E_{xx} \quad (32)$$

Soldadura todo alrededor

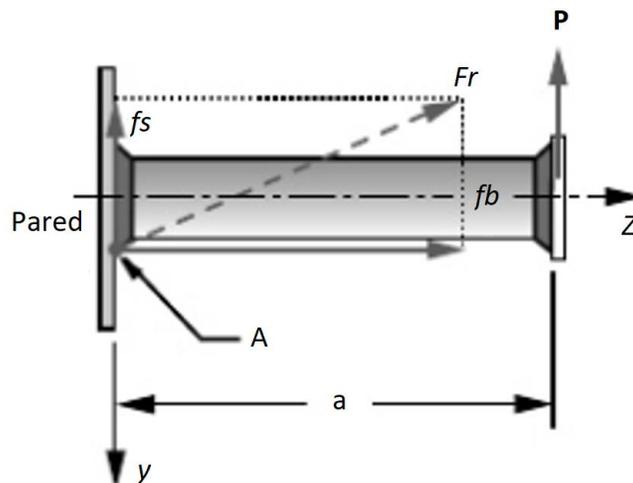


**Figura 81** Factor geométrico para analizar la soldadura como una línea en un eje en voladizo.

Fuente: (Norton, 2011)

La carga en el extremo del eje como se puede observar en la Figura 82 pone a la soldadura en una combinación de momento flector y cortante normal en la raíz de la viga en voladizo, dónde el

momento es máximo. Se considera que el cortante normal está uniformemente distribuido a lo largo de la soldadura. La ubicación de la mayor tensión está en la parte inferior del eje en el pie de la soldadura, donde el momento flector provoca la máxima tensión. Para esto se necesita determinar las cargas unitarias sobre la soldadura, debidas a cada modo de carga y luego se obtendrá la suma vectorial.



**Figura 82** Diagrama de cargas unitarias en la soldadura alrededor del eje.

**Tabla 13**

Factores de seguridad contra falla estática.

**Tabla 12-1** Factores de seguridad contra falla estática cuando se utiliza la ecuación 12.1<sup>[6]</sup>

Como los reportó la Testing Engineers, Inc., 1968

Metal base	Clase del electrodo	Soldaduras longitudinales		Soldaduras transversales	
		Promedio	Mínimo	Promedio	Mínimo
A36	E60xx	2.88	2.67	—	—
A441	E70xx	2.95	2.67	4.62	4.06
A514	E110xx	2.41	2.21	3.48	3.30

Se determina la carga unitaria  $F_s$

$$f_s = \frac{P}{A_w} \quad (33)$$

$F_s$ : Carga Unitaria

$P$ : Fuerza

$A_w$ : Perímetro de soldadura

$$f_s = \frac{900}{31.75 * \pi}$$

$$f_s = 9.02 \left[ \frac{N}{mm} \right]$$

Se determina la carga unitaria  $f_b$  en el mismo punto, debido al momento de flexión mediante  $S_w$  como se puede observar la Figura 83.

$$f_b = \frac{M}{S_w} \quad (34)$$

$F_b$ : Carga Unitaria

$M$ : Momento

$S_w$ : Área de soldadura

$$f_b = \frac{270000}{\pi * \frac{31.75^2}{4}}$$

$$f_b = 342.025 \left[ \frac{N}{mm} \right]$$

Habiendo determinado las cargas presentes se procede a calcular la magnitud de la fuerza resultante en el punto A (la carga máxima en la soldadura).

$$|F_R| = \sqrt{f_s^2 + f_b^2} \quad (35)$$

$$|F_R| = \sqrt{9.02^2 + 341.025^2}$$

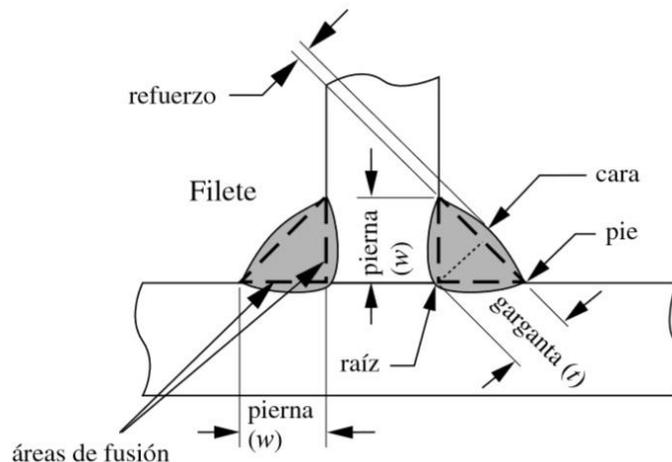
$$|F_R| = 341.14 \left[ \frac{N}{mm} \right]$$

Se procede a calcular el área necesaria para determinar el esfuerzo permisible en la ecuación (36), y se determina la dimensión requerida de la garganta ( $t$ ) y pie de soldadura ( $w$ ) como se puede observar en la Figura 83.

La AWS D14.5 especifica las limitaciones del metal base en aceros, donde su  $S_y$  debe ser menor o igual a 110000 [psi], el listado de los aceros se detalla en el Anexo B y se determina que el metal base A36 es de clase II.

La sección 7.2.1.3 de la AWS D14.5 detalla los requerimientos para el material de aporte según la clase del metal base en éste caso los electrodos recomendados son E60XX y E70XX que se especifican en el Anexo C para el diseño de las juntas de soldadura se empleará el electrodo E7018.

$$\tau_{permisible} = 0.30 * (70000) = 21000 \text{ psi}, 144.9 \text{ Mpa} \quad (36)$$



**Figura 83** Dimensiones de la garganta en juntas soldadas.

Fuente: (Norton, 2011)

A partir de la ecuación (37) y ecuación (8) con el uso un electrodo E7018 recomendado para estas juntas por la AWS D14.5 se determina la dimensión de la garganta.

$$t = \frac{|F_R|}{\tau_{permisible}} \quad (37)$$

$$t = \frac{341.14}{144.9}$$

$$t = 2.35 \text{ mm}$$

$$w = 1.414t \quad (38)$$

$$w = 1.414 * (2.63)$$

$$w = 3.72 \text{ [mm]}$$

Se especifica una soldadura de filete de 3/16" (4.76 mm), lo cual satisface el tamaño mínimo especificado en la Tabla 11 con un factor de seguridad aproximado de 2.5, considerado aceptable para esta soldadura.

Basándose en la recomendación detallada en la Tabla 14 para el tamaño mínimo de la soldadura para espesores del metal base mayores a 20 mm tenemos un espesor recomendado de 7.9 [mm].

**Tabla 14**

*Tamaños mínimos de soldadura en filetes AWS D14.5.*

<b>Tabla 4</b>			
<b>Tamaño Mínimo de Soldadura Para Juntas de Filete y Ranura PJP</b>			
Espesores del Metal Base		Espesor Mínimo	
in.	mm	in.	mm
1/8 to 3/16 incl.	3.2 a 4.8 incl.	1/16 <sup>b</sup>	1.6
De 3/16 a 1/4 incl.	De 4.8 a 6.4 incl.	1/8 <sup>b</sup>	3.2
De 1/4 a 1/2 incl.	De 6.4 a 12.7 incl.	3/16	4.8
De 1/2 a 3/4 incl.	De 12.7 a 19 incl.	1/4	6.4
De 3/4 a 1-1/2 incl.	De 19 a 38 incl.	5/16	7.9
De 1-1/2 a 2-1/4 incl.	De 38 a 57 incl.	3/8	9.5
De 2-1/4 a 6 incl.	De 57 a 152 incl.	1/2	12.7

*Fuente: (AWS, 1999)*

### **3.3.5. Diseño del bastidor y sistema de rieles**

Para el diseño estructural del bastidor de la prensa se han establecido como parámetros a considerar las cargas vivas, muertas y sísmicas a las que la estructura estará sometida, al igual que la ergonomía para los trabajadores considerando su estatura media de 1.65 [m] de altura.

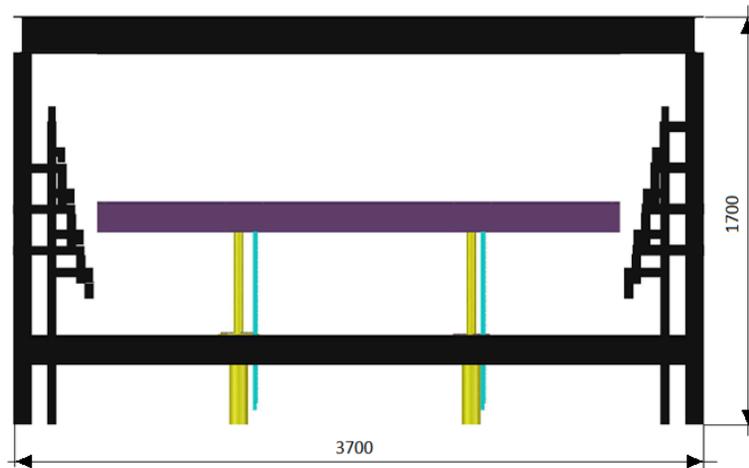
Para el sistema de rieles se ha considerado el espacio de la distribución de planta de la empresa como se puede observar en la Figura 8.

#### **3.3.5.1. Análisis estructural del bastidor**

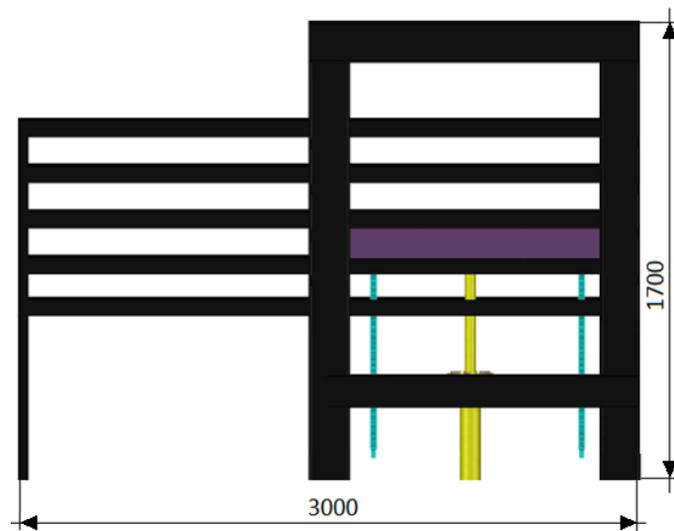
##### **3.3.5.1.1. Descripción general.**

La prensa moldeadora (Figura 84 y Figura 85), tiene las siguientes características.

- Capacidad de carga 2.5 toneladas, (cilindros hidráulicos).
- Ancho 3000mm.
- Largo 3700mm.
- Altura 1700mm.
- Perfiles estructurales.
  - IPE.
  - Tubo cuadrado.
  - Tubo rectangular.
  - Ángulos.



**Figura 84** Vista frontal de la prensa moldeadora.

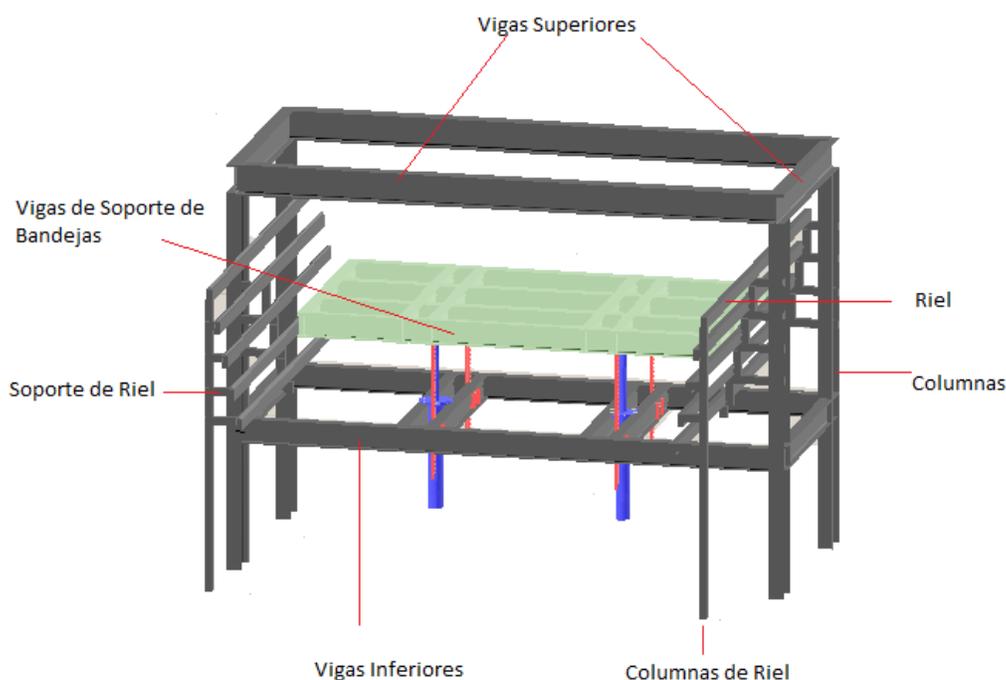


**Figura 85** Vista lateral de la prensa moldeadora.

Con el esquema general de la prensa moldeadora y analizando los posibles casos de carga que se presentan en su funcionamiento se plantean tres alternativas.

### 3.3.5.2. Estados de carga.

Se considera 3 estados de carga con el fin de evaluar tanto los elementos de la prensa moldeadora (vigas superiores, vigas inferiores, soporte de riel, riel, columnas, columnas de riel) y vigas de soporte de bandejas Figura 86.

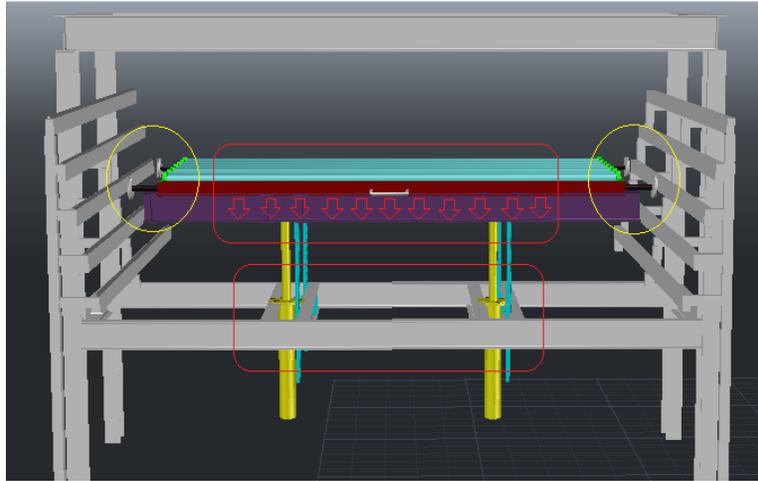


**Figura 86** Elementos estructurales de la prensa moldeadora.

Para una mejor comprensión de cada caso de carga se utilizará una sola bandeja en el ejemplo ilustrativo de la prensa moldeadora (Figura 87).

#### 3.3.5.2.1. Caso 1: Con las bandejas levantadas.

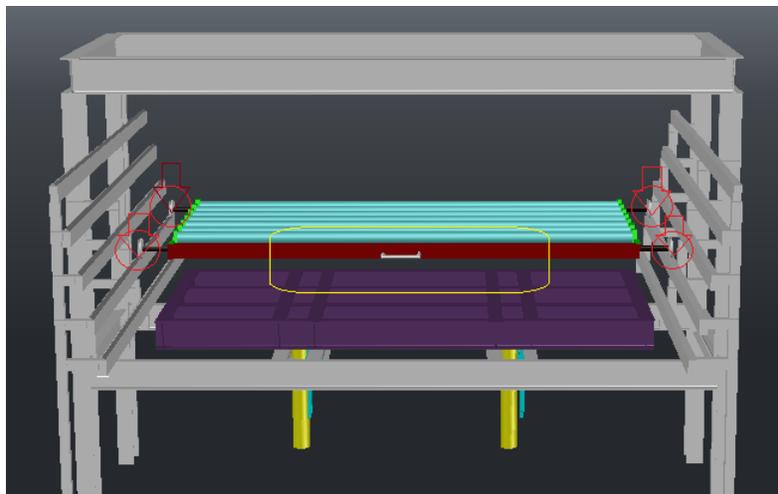
Como se puede observar en la Figura 87 los cilindros en la posición superior, las bandejas se desprenden de las rieles, trasladando todo el peso como una carga distribuida a las vigas que conforman la estructura de soporte, unida al bastidor por medio de los cilindros.



**Figura 87** Caso 1 de carga con las bandejas levantadas

**3.3.5.2.2. Caso 2: Con las bandejas en la posición de levantamiento, y la estructura de soporte en posición inicial.**

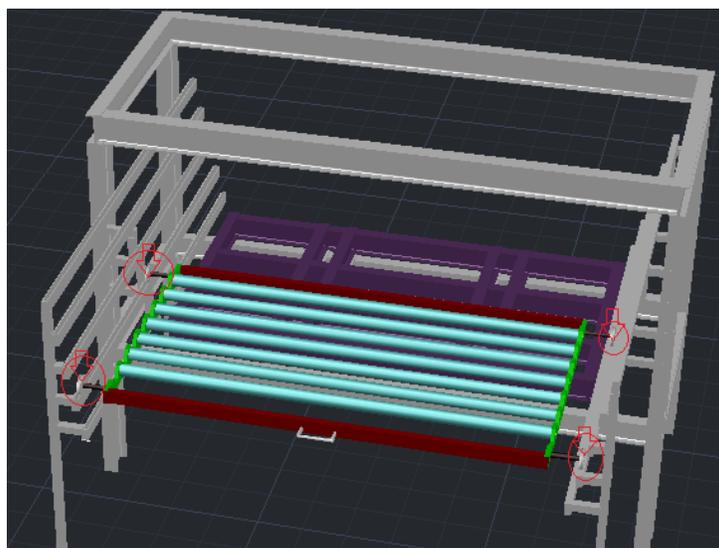
En este caso (Figura 88) los cilindros en la posición inicial y la bandeja en la posición de levantamiento, las bandejas se encuentran apoyada sobre las rieles siendo estas las que soportan el peso de cada bandeja por separado, la estructura de soporte se encuentra posicionada sobre las vigas inferiores sin ninguna carga.



**Figura 88** Caso 2 con las bandejas en la posición de levantamiento, y la estructura de soporte en posición inicial.

### 3.3.5.2.3. Caso 3: Con las bandejas en la posición de carga, y la estructura de soporte en posición inicial.

En la siguiente Figura 89 se observa que, al momento de encontrarse los cilindros en la posición inicial y la bandeja en la posición de carga, se encuentra apoyada sobre las rieles en la parte exterior de la prensa moldeadora siendo estas las que soportan el peso de cada bandeja por separado, la estructura de soporte se encuentra posicionada sobre las vigas inferiores sin ninguna carga.



*Figura 89* Caso 3: Con las bandejas en la posición de carga, y la estructura de soporte en posición inicial.

### 3.3.5.3. Requerimientos de perfiles estructurales.

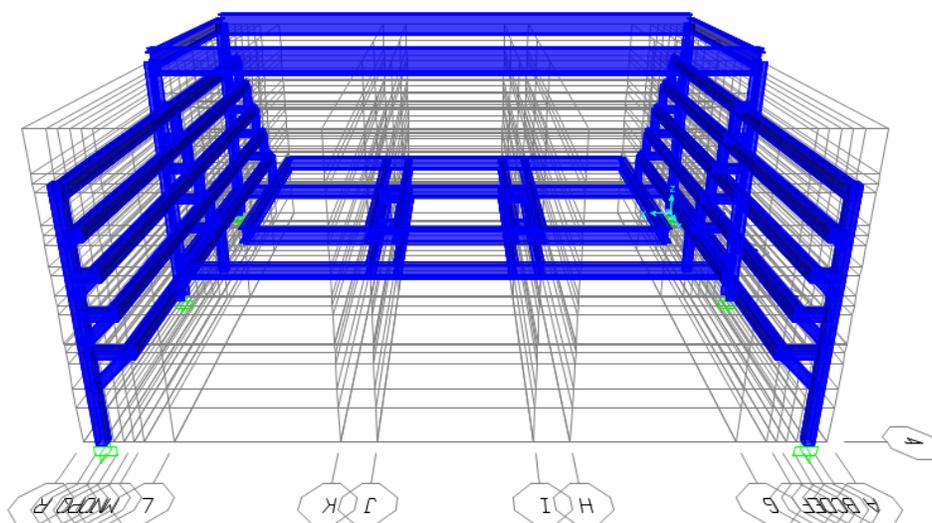
De acuerdo a los requerimientos de la empresa auspiciante y la disponibilidad de materiales en el mercado nacional se emplea la siguiente lista de materiales que se detalla en la Tabla 15. Para el pre diseño del bastidor se ingresan los parámetros correspondientes en el software de análisis estructural y mediante la herramienta de autoselección se determinan los perfiles estructurales que cumplan con la demanda de capacidad admisible.

**Tabla 15**  
*Lista de perfiles estructurales*

IPE	TUBO CUADRADO		TUBO RECTANGULAR		ÁNGULO		CILINDRO
IPE 100	Dimensiones	Espesor	Dimensiones	Espesor	Dimensiones	Espesor	Dimensiones
IPE 120	40x40	2	70x30	2	20	2	
IPE 140	40x40	3	70x30	3	20	3	
IPE 160	50x50	2	80x40	2	40	2	50
IPE 180	50x50	3	40x40	3	40	3	
IPE 200	Todas las unidades se encuentran en mm						

#### 3.3.5.4. Pre diseño del bastidor

Considerando los casos anteriormente expuestos, se generaron modelos computacionales para el pre diseño del bastidor como se puede observar en la Figura 90 con el uso de un programa de análisis estructural para analizar su comportamiento bajo las diferentes condiciones de carga conjuntamente en base a los requerimientos de materiales de la empresa auspiciante.



**Figura 90** Modelo computacional de la prensa moldeadora.

Para simular las condiciones de apoyo se ha considerado lo siguiente.

- El bastidor no se va a desplazar o tener ningún tipo de movimiento.
- Se considera un empotramiento en las 6 columnas de la prensa moldeadora.

#### **3.3.5.4.1. Cargas de Diseño.**

##### **Cargas muertas.**

Es considerado el peso propio de los elementos estructurales perfiles IPE, tubos cuadrados, tubos rectangulares, ángulos, cilindros como se puede observar en la Figura 90.

Todas las conexiones del bastidor de la prensa moldeadora, son a momento, para el modelo computacional se considera las restricciones pertinentes en las conexiones y elementos, para realizar la conexión a momento que permite simular un cuerpo rígido entre los tubos rectangulares y los ángulos.

El peso propio de la estructura es considerado por programa de análisis estructural.

##### **Cargas Vivas.**

Es considerado una carga viva la que varía su intensidad con el tiempo como es el caso del peso de las bandejas, que tenemos una variación en la prensa moldeadora dependiendo los casos de carga siendo estos, con las bandejas levantadas, en posición de carga y en posición de levantamiento.

##### **Cargas de sismo**

Uno de los parámetros requeridos en el software de análisis estructural es el cortante basal determinando el valor de acuerdo a la NEC-15 en la Tabla 16.

Z: Factor de Zona

Fa, Fd, Fs: Coeficientes de perfil de suelo

$\Phi$ : Factor de irregularidad en planta.

$\phi$ : Factor de irregularidad en elevación.

$\eta$ : Coeficiente de relación de amplificación espectral.

r: Factor que depende de la ubicación geográfica del proyecto.

I: Factor de importancia.

**Tabla 16**

*Parámetros para determinar el cortante basal*

Cálculo de fuerzas sísmicas según la NEC-15		Página NEC-15	
Zona sísmica	V	Unidades	27
Z=	0.4		27
Tipo de suelo	D		29-30
Fa	1.2		31
Fd	1.28		31
Fs	1.19		32
$T_c=0,55*F_s*F_d/F_a$	0.69813333	segundos	33
Ct	0.072		62
$\alpha$	0.8		62
hn	1.5		62
$T=C_t(hn) \text{ elev } \alpha$	0.09958765		62
Ta cal+30%	0.30902765		62
$\eta$	2.48		34
r	1		34
$S_a=\eta*Z*F_a$	1.1904		34
$S_a=\eta*Z*F_a*(T_c/T)^r$	0.9426629		34

Continúa →

I=	1	39
R=	8	65
$\phi_p$ =	1	48
$\phi_e$ =	1	48
$V=I*Sa/(R*\phi_p*\phi_e)*W$	0.1488	W 61

El cortante basal de diseño:

$$V=0.1488$$

Este valor se ingresa dentro de los casos de carga SX y SY respectivos como se puede observar en las Figuras 91 y 92.

Load Direction and Diaphragm Eccentricity

Global X Direction  
 Global Y Direction

Ecc. Ratio (All Diaph.)

Override Diaph. Eccen.

Other Factors

Base Shear Coefficient, C

Building Height exp., K

Lateral Load Elevation Range

Program Calculated  
 User Specified

Max Z

Min Z

**Figura 91** Parámetros de sismo SX.

Load Direction and Diaphragm Eccentricity

Global X Direction  
 Global Y Direction

Ecc. Ratio (All Diaph.)

Override Diaph. Eccen.

Other Factors

Base Shear Coefficient, C

Building Height exp., K

Lateral Load Elevation Range

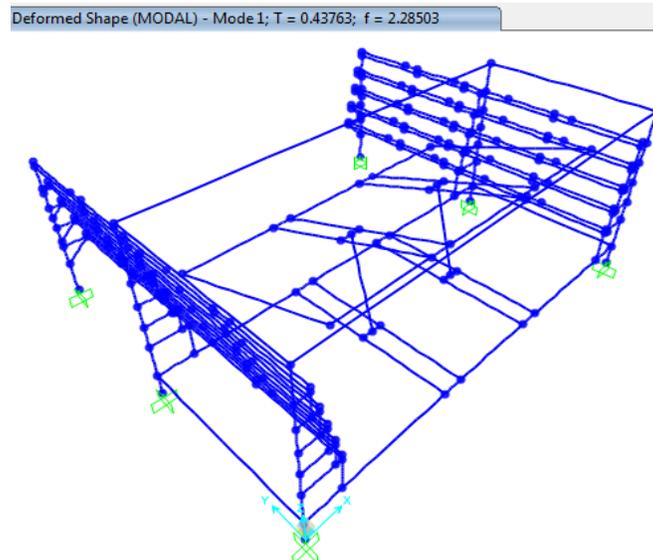
Program Calculated  
 User Specified

Max Z

Min Z

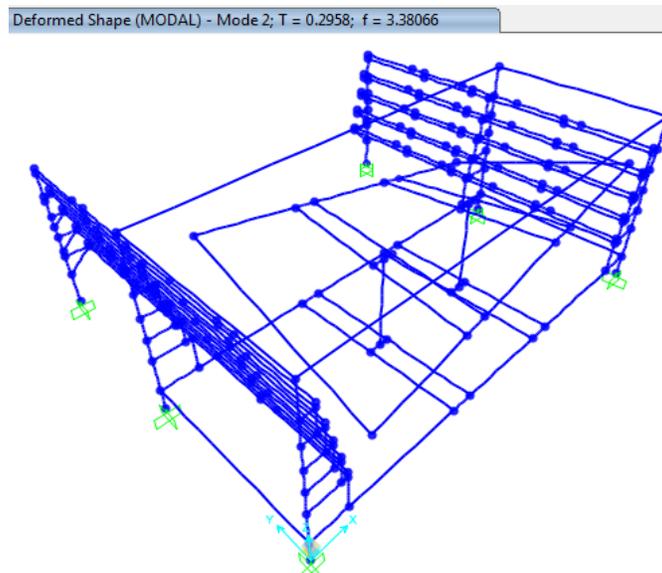
**Figura 92** Parámetros de sismo SY.

El resultado del primer modo de vibración un periodo de  $T=0.43763$  segundos como se puede observar en la Figura 93.



**Figura 93** Primer modo de vibración.

El resultado del segundo modo de vibración  $T=0.2958$  segundos como se puede observar en la Figura 94.



**Figura 94** Segundo modo de vibración.

- **Combinaciones de cargas**

Las combinaciones de cargas son establecidas por la NEC-SE-CG referenciadas a la ASCE7-10.

Con las siguientes combinaciones de carga.

Donde:

D: Carga muerta.

L: Carga Viva

SX: Sismo en el eje x.

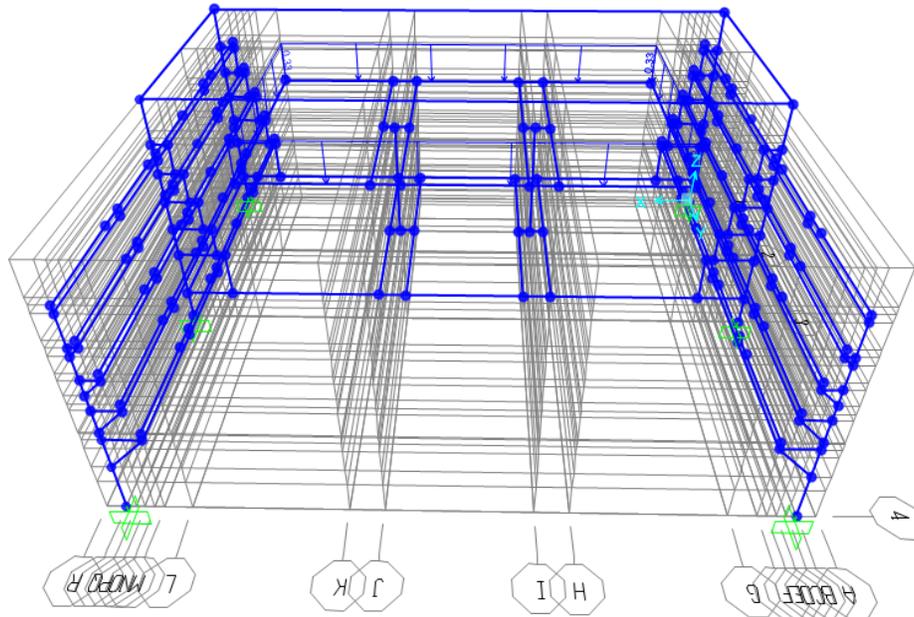
SY: Sismo en el eje y.

Combinaciones de carga

1.4D	0.9D+SX
1.2D+1.6L	0.9D-SX
1.2D+L+SX	0.9D+SY
1.2D+L+SY	0.9D-SY
1.2D+L-SX	1.2D+L-SY

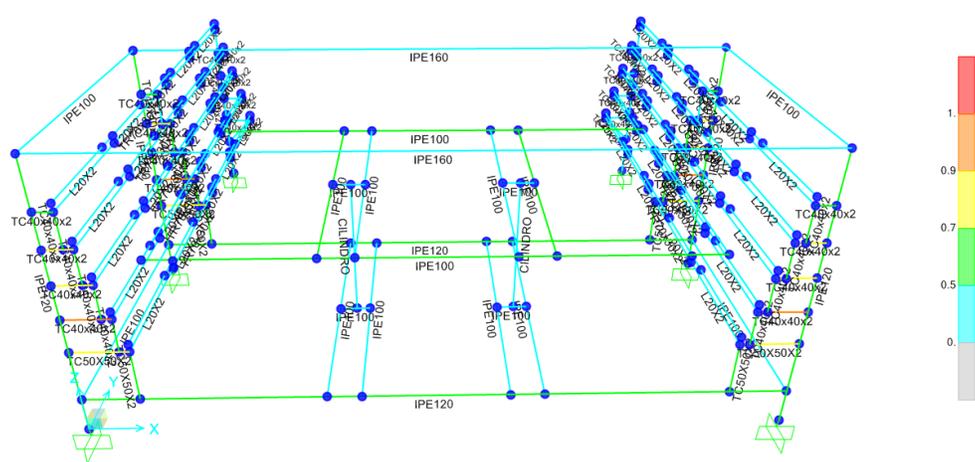
### 3.3.5.4.2. Caso 1 con las bandejas levantadas.

Se aplica la carga distribuida sobre la estructura de soporte de bandejas, como se puede observar en la Figura 95.



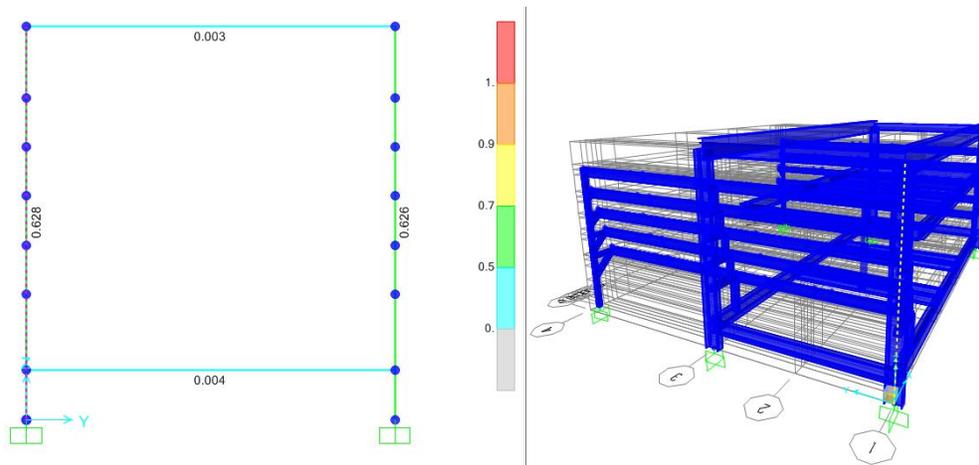
**Figura 95** Aplicación de carga distribuida (tnf/m) sobre la estructura de soporte de bandejas.

La Figura 96 representa la demanda de capacidad de los elementos que conforman la prensa moldeadora. La escala de colores en la parte derecha nos permite tener una referencia de la valoración de la demanda de capacidad de los elementos.



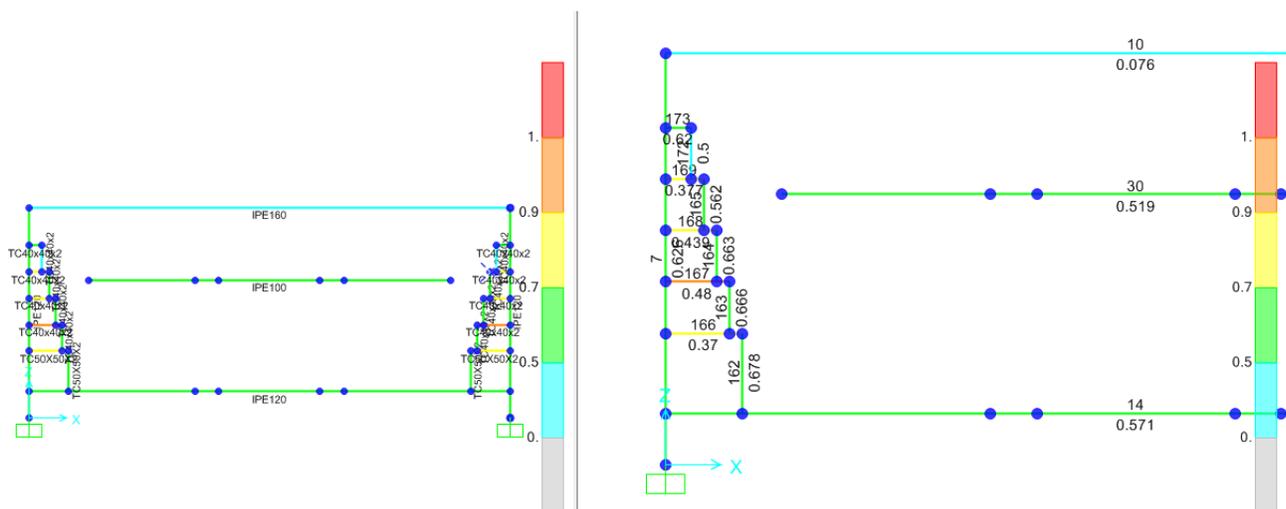
**Figura 96** Análisis de demanda de capacidad de los elementos en el caso 1

El elemento de mayor demanda de capacidad como se puede observar en la Figura 97 corresponde a la IPE 120 de la columna delantera con una demanda de capacidad de 0.628.



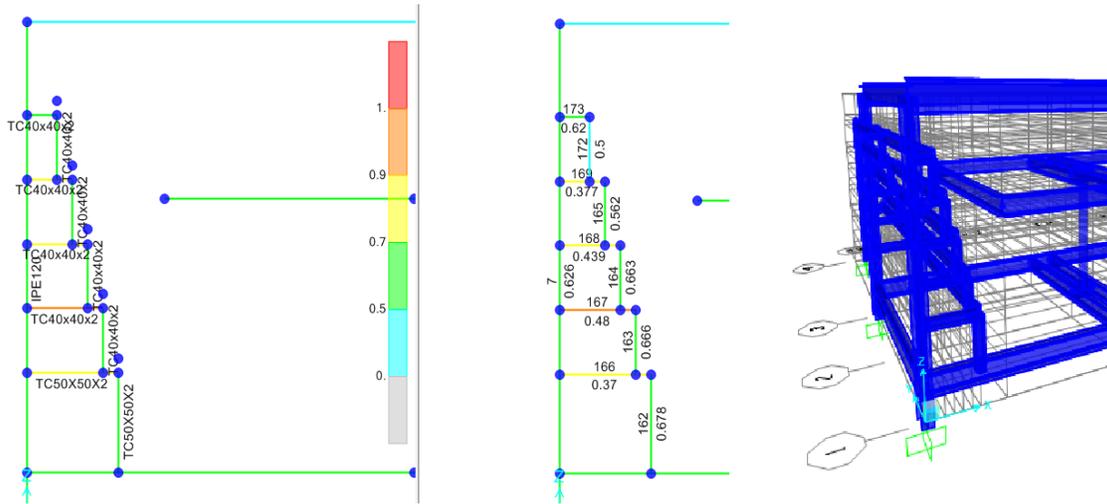
**Figura 97** Análisis de demanda de capacidad de las columnas (caso 1)

La mayor demanda de capacidad corresponde a la viga IPE 120 de la base y la viga IPE 100 del soporte como se puede observar en la Figura 98 de con una demanda de capacidad de 0.571 y 0.519.



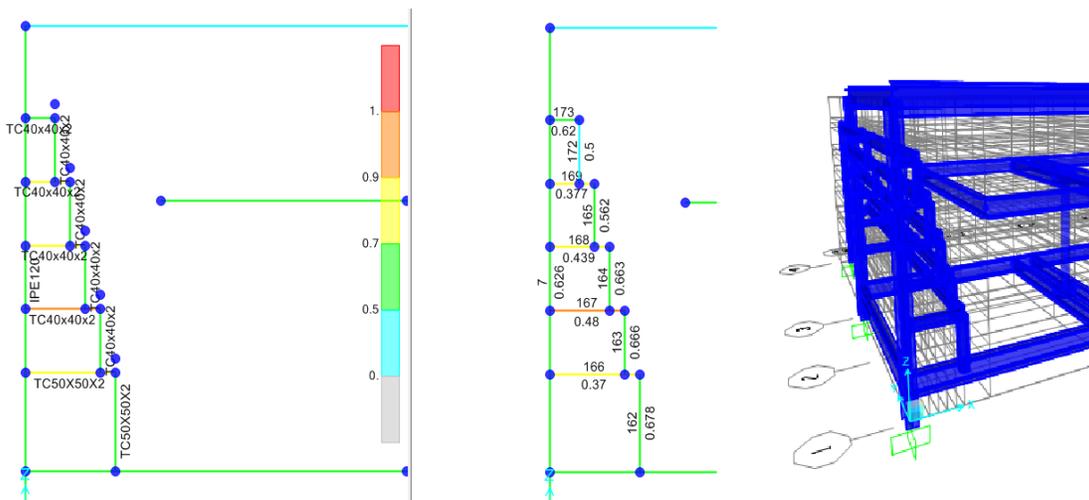
**Figura 98** Análisis de demanda de capacidad de las vigas (caso 1).

En este caso la mayor demanda de capacidad corresponde al tubo cuadrado de TC40x40x2 de soporte de riel superior como se puede observar en la Figura 99 con una demanda de capacidad de 0.488 y TC50x50x2 de 0.37.



**Figura 99** Análisis de demanda de capacidad de la estructura de soporte de rieles (caso 1)

Como podemos observar en la Figura 100 el elemento de mayor demanda corresponde al tubo cuadrado de TC40x40x2 de soporte de riel superior con una demanda de capacidad de 0.488 y el TC50x50x2 de 0.37.

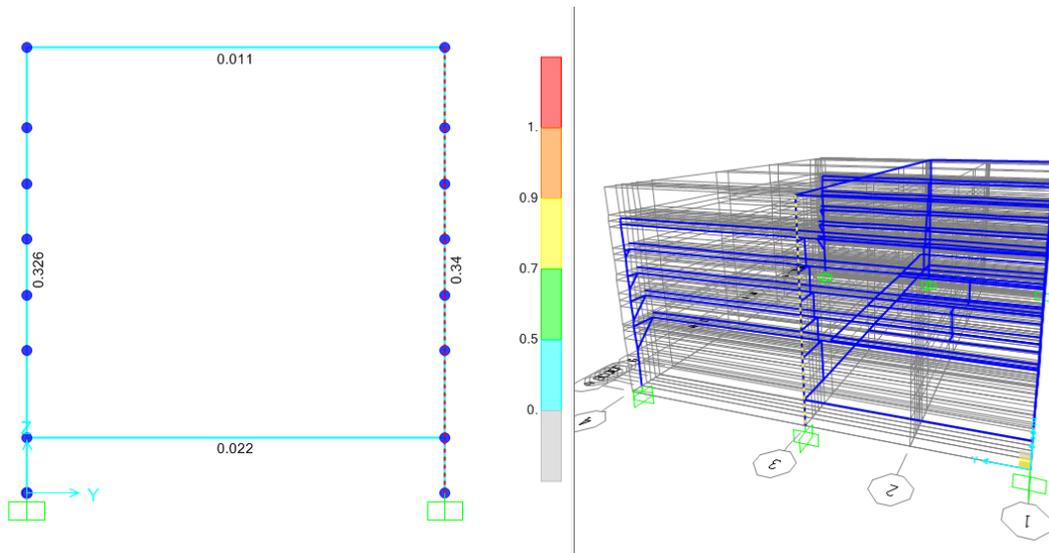


**Figura 100** Análisis de demanda de capacidad de la estructura de soporte de rieles interna (caso 1)



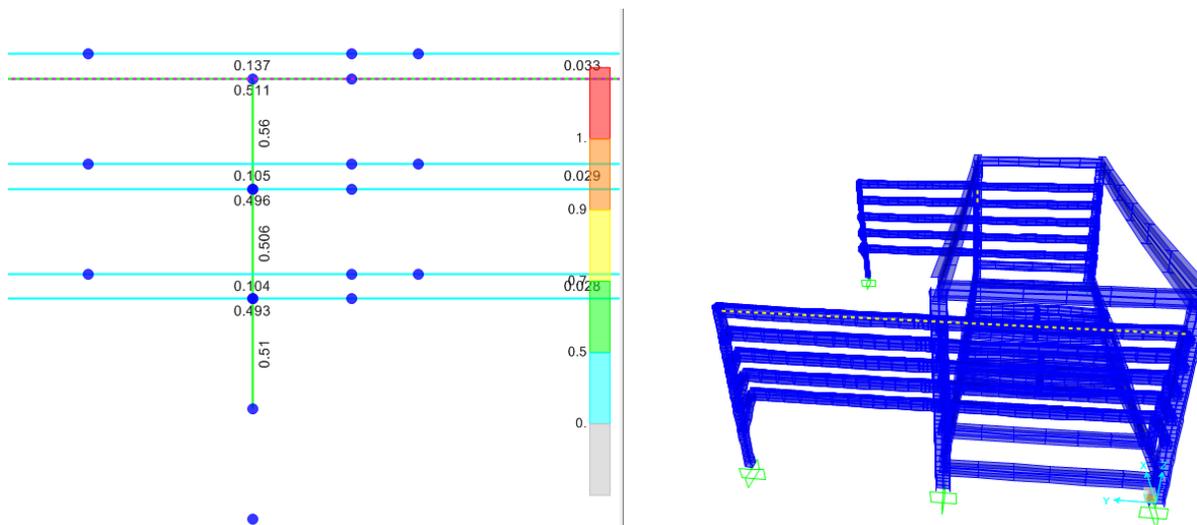


El elemento de mayor demanda de capacidad corresponde la columna IPE 120 de la columna delantera con una demanda de capacidad de 0.34 como se puede observar en la Figura 104.



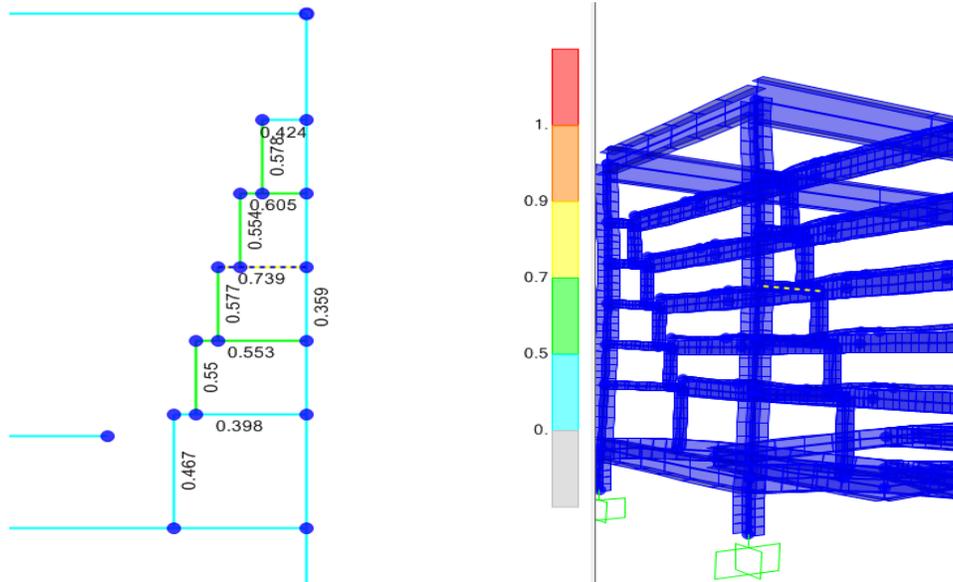
**Figura 104** Análisis de demanda de capacidad de las columnas (caso 2)

En este caso el elemento con mayor demanda de capacidad corresponde al tubo rectangular de TR70x30 del conjunto de riel una demanda de capacidad de 0.51 como se puede observar en la Figura 105.

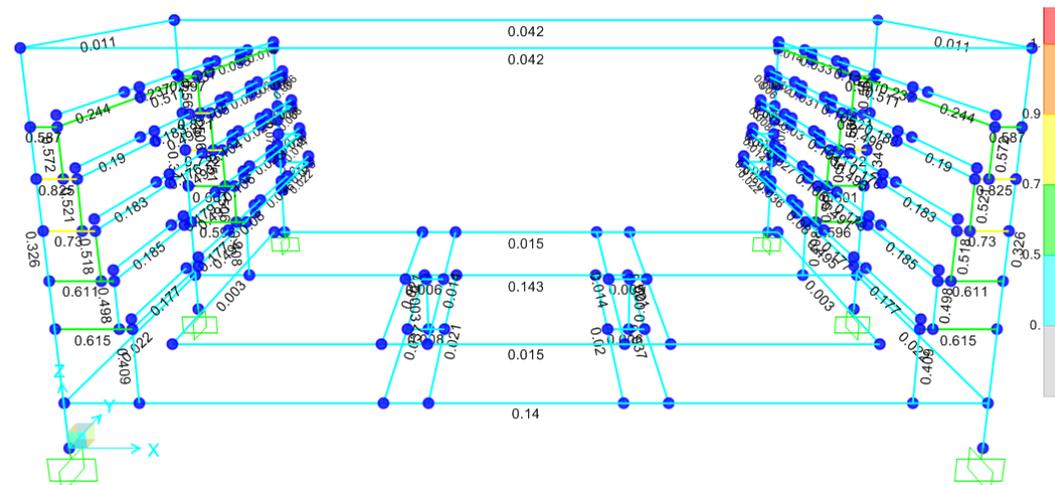


**Figura 105** Análisis de demanda de la estructura de soporte de rieles interna (caso 2).

Como se puede observar en la Figura 106, el elemento de mayor demanda de capacidad corresponde al tubo cuadrado de TC40x40x2 de soporte de riel superior una demanda de capacidad de 0.578 y 0.73.



**Figura 106** Análisis de demanda de capacidad de la estructura de rieles interna (caso 2)

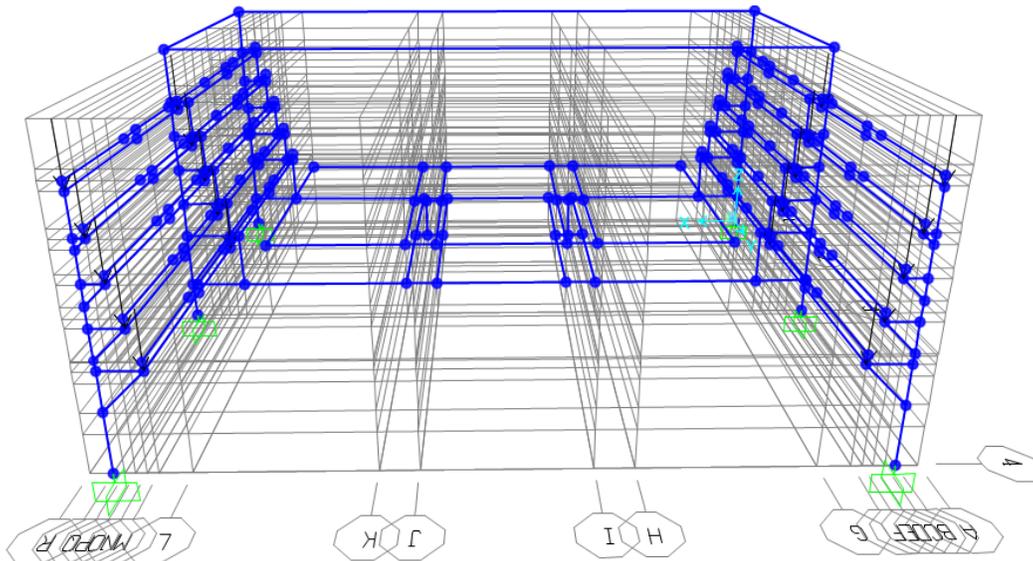


**Figura 107.** Análisis de demanda de capacidad de la estructura interna y base de soporte de bandejas (caso 2)

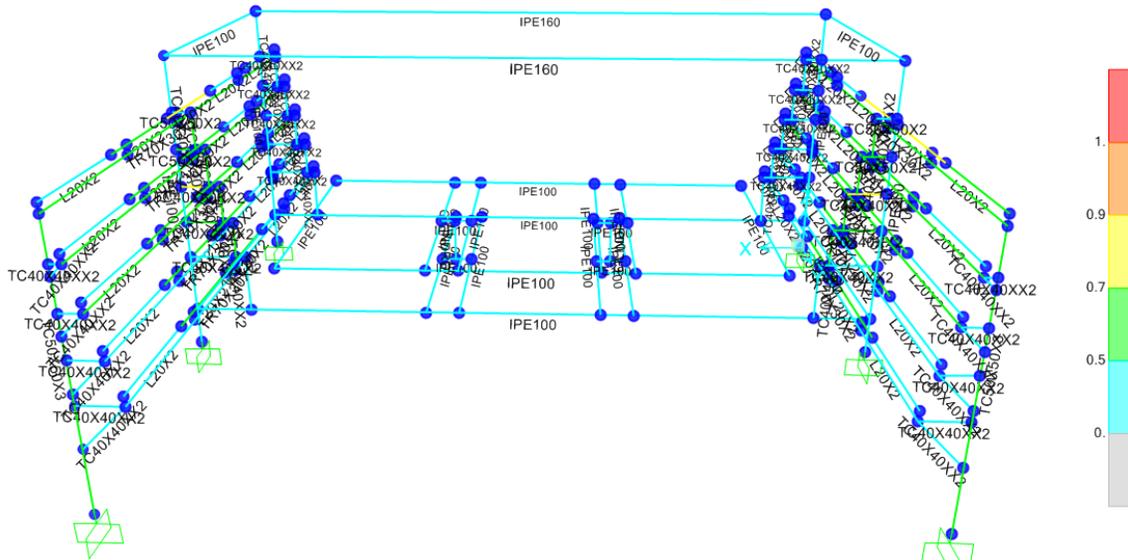
Se determina que el sistema de soportes de bandejas y la estructura interna (Figura 107) se encuentran con una demanda de capacidad inferior al 0.6 se considera que estos elementos cumplen con la demanda de capacidad admisible de 0.7 establecida por la AISC 360-10

#### 3.3.5.4.4. Caso 3 Con las bandejas en la posición de carga, y la estructura de soporte en posición inicial.

Aplicación de carga sobre la estructura de soporte de bandejas, como se puede observar en la Figura 108.

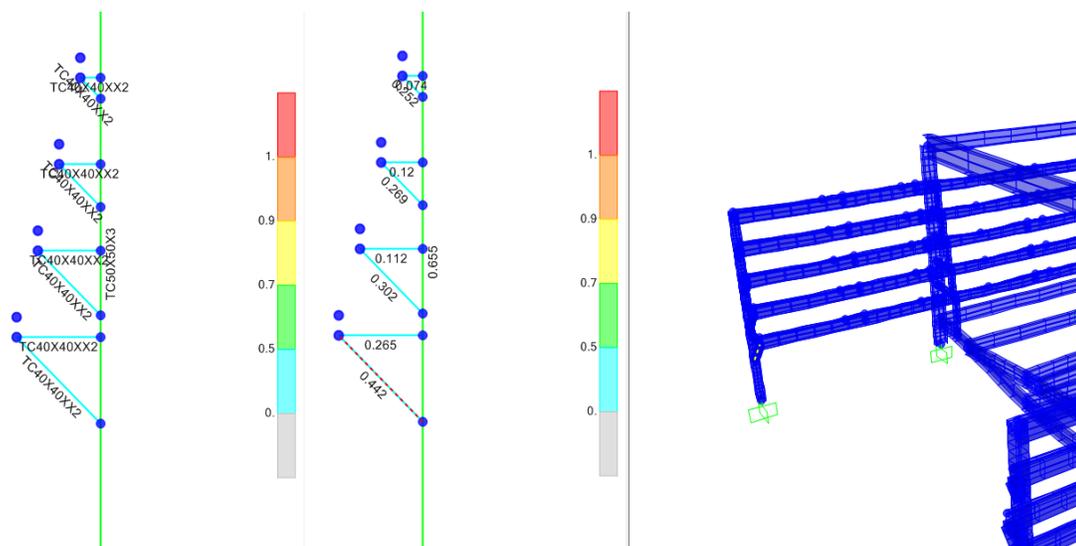


**Figura 108** Aplicación de carga (tnf) sobre la estructura (Caso 3)



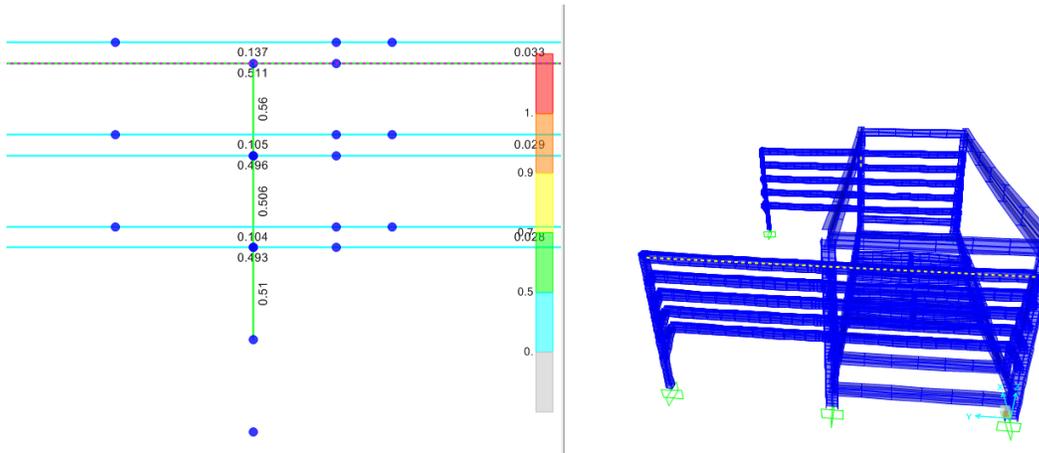
**Figura 109.** Análisis de demanda de capacidad de los elementos en el (caso 3)

El elemento de mayor demanda de capacidad corresponde la columna de tubo cuadrado TC50x50x3 con una demanda de capacidad de 0.665 y en soporte de riel superior el tubo cuadrado de TC40x40x2 con una demanda de capacidad de 0.74, y en la diagonal de 0.442 como se puede observar en la Figura 109.



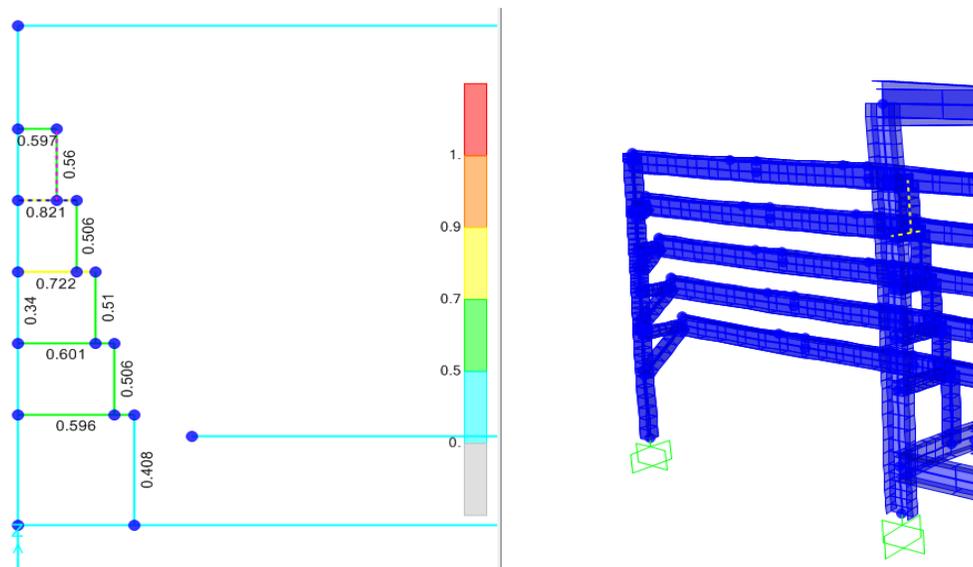
**Figura 110** Análisis de demanda de capacidad de las columnas (caso 3)

El este caso el elemento de mayor demanda de capacidad es el tubo rectangular de TR70x30x2 del conjunto de riel una demanda de capacidad de 0.51 como se puede observar en la Figura 110.

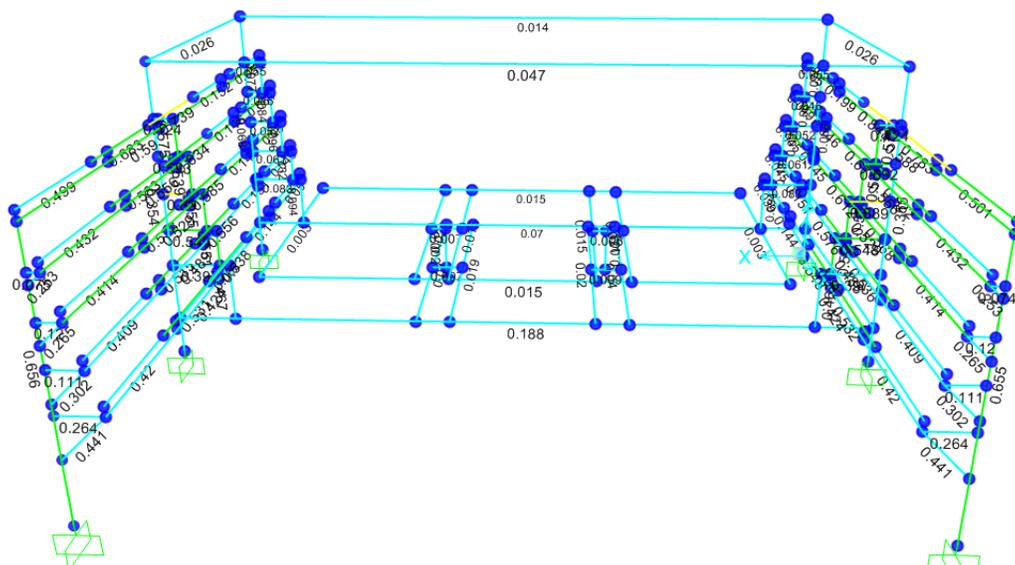


**Figura 110** Análisis de demanda de la estructura de soporte de rieles interna (caso 3)

La mayor demanda de capacidad corresponde al tubo cuadrado de TC40x40x2 de soporte de riel superior una demanda de capacidad de 0.823 y 0.56, la viga IPE 100 con 0.34 como se puede observar en la Figura 111.



**Figura 111** Análisis de demanda de capacidad de la estructura de soporte de rieles interna (caso 3)



**Figura 113** Análisis de demanda de capacidad del bastidor (Caso 3)

Se considera que el sistema de soportes de bandejas y la estructura interna se encuentran con una demanda de capacidad inferior al 0.6 como se puede observar en la Figura 113 se considera que estos elementos cumplen con la demanda de capacidad admisible de 0.7 establecida por la AISC 360-10.

Estableciendo los elementos más críticos en referencia a la demanda de capacidad de cada uno de los casos propuestos, se realiza la selección de los perfiles estructurales como se puede detallar en las Tablas 17, 18 y 19 para el modelo computacional final.

**Tabla 17**  
*Selección de perfiles estructurales bastidor.*

Elementos	Vigas Superiores						Vigas Inferiores					
	Horizontales			Trasversales			Horizontales			Trasversales		
Caso	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Perfil Estructural	IPE 160	IPE 160	IPE 160	IPE 100	IPE 100	IPE 100	IPE 120	IPE 100	IPE 100	IPE 100	IPE 100	IPE 100

Continúa →

Demanda de Capacidad	0.077	0.042	0.041	0.03	0.011	0.014	0.571	0.188	0.174	0.04	0.023	0.023
Selección	IPE 160			IPE 100			IPE 120			IPE 100		

**Tabla 18**  
*Selección de perfiles estructurales soporte de bandejas.*

Elementos	Vigas de soporte de bandejas						Columnas		
	Horizontales			Trasversales					
Posición									
Caso	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Perfil Estructural	IPE 100	IPE 100	IPE 100	IPE 100	IPE 100	IPE 100	IPE 120	IPE 100	IPE 100
Demanda de Capacidad	0.519	0.015	0.015	0.498	0.03	0.03	0.628	0.34	0.34
Selección	IPE 100			IPE 100			IPE 120		

**Tabla 19**  
*Selección de perfiles estructurales sistema de rieles de soporte de bandejas.*

Elementos	Columna de Riel			Riel			Soporte de Riel		
	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Perfil Estructural	TC 40x40x2	TC 40x40x2	TC 50x50x3	TR 70x30x2	TR 70x30x2	TR 70x30x2	TC 50x50x2	TC 40x40x2	TC 40x40x2
Demanda de Capacidad	0.061	0.071	0.665	0.023	0.51	0.51	0.37	0.73	0.82
Selección	TC 50x50x3			TR 70x30x2			TC 50x50x2		

Con los siguientes perfiles estructurales:

- Vigas superiores IPE 160.
- Vigas Inferiores IPE 120.
- Columnas IPE 120.
- Viga de soporte de bandejas IPE 100.

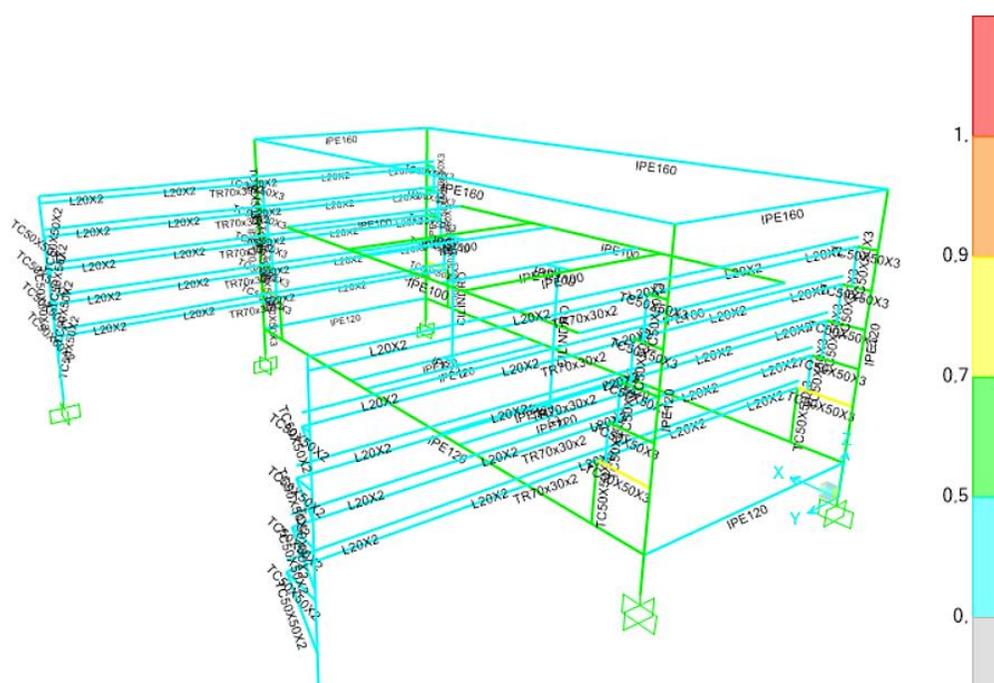
- Columna riel TC 50x50x3.
- Riel TR 70x30x2.
- Riel Angulo L20x2.
- Soporte Riel TC 50x50x2.

### 3.3.5.5. Diseño del bastidor

Con la selección de los perfiles estructurales del bastidor en el pre diseño se realiza el modelamiento computacional de los diferentes casos de carga.

### 3.3.5.6. Modelamiento computacional Caso 1

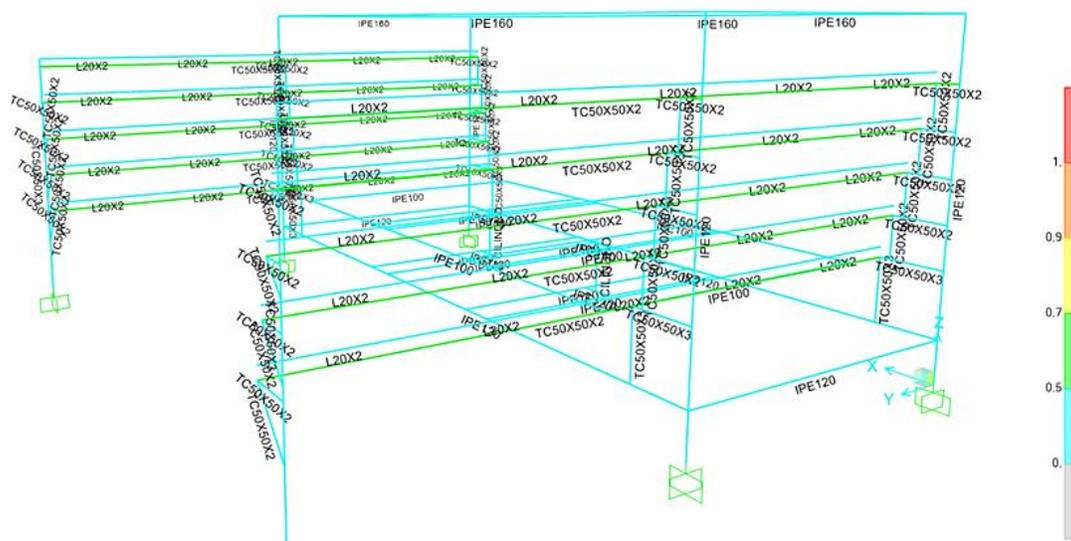
Asignando los perfiles estructurales al modelo, definidos y validados en el pre diseño para el caso 1 (Figura 114). La escala de colores en la parte derecha nos permite tener una referencia de la valoración de la demanda de capacidad de los elementos que se encuentra por debajo de 0.7 establecida por la AISC 360-10.



**Figura 114** Análisis de demanda de capacidad del bastidor con perfiles estructurales definidos (Caso 1.1) para su construcción.

### 3.3.5.7. Modelamiento computacional Caso 2

En el caso 2 queda establecido el tipo de perfil estructural en el pre diseño para cada elemento con la verificación de no exceder la demanda capacidad permitida en la AISC 360-10.

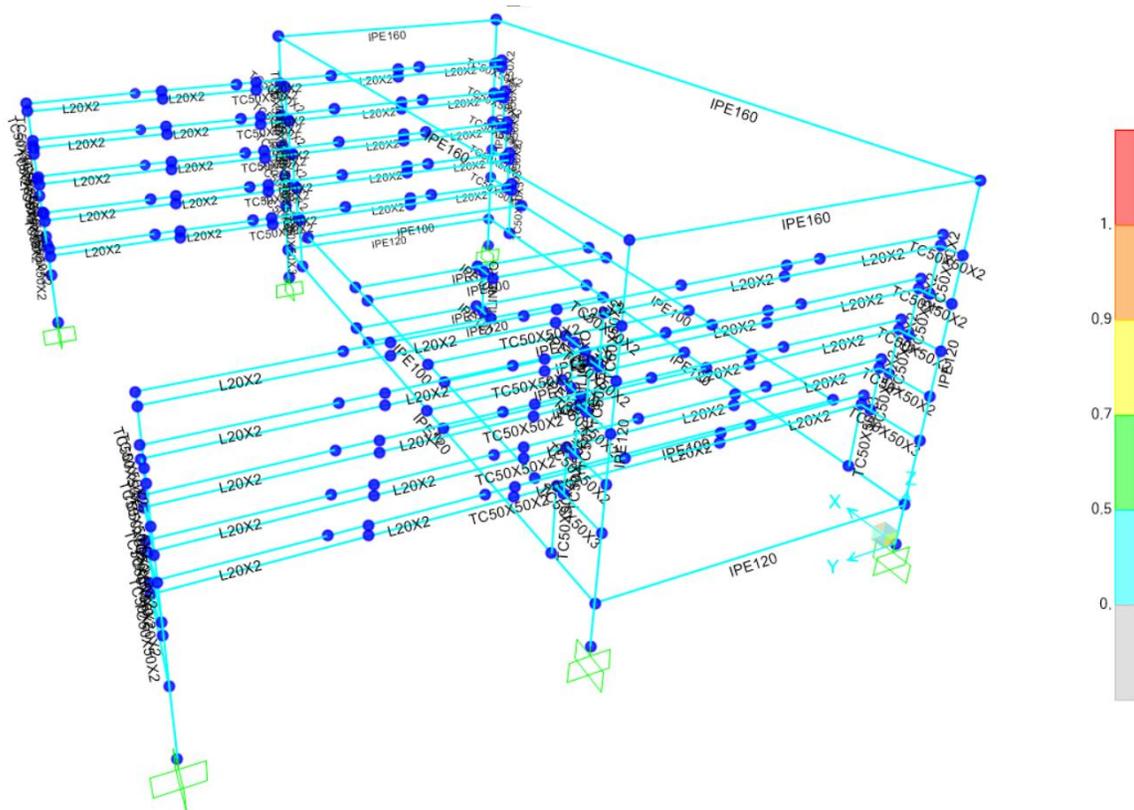


**Figura 115** Análisis de demanda de capacidad del bastidor con perfiles estructurales definidos para su construcción (Caso 2.1) con las bandejas en la posición de levantamiento, y la estructura de soporte en posición inicial.

Como se puede observar en la Figura 115 la escala de colores representa la demanda capacidad de cada elemento con un valor inferior a 0.7 establecida por la AISC 360-10.

### 3.3.5.8. Modelo computacional Caso3

Asignando los perfiles estructurales al modelo, definidos y validados en el pre diseño para el caso 1 como se puede observar en la Figura 116. La escala de colores nos permite tener una referencia del valor de la demanda de capacidad de los elementos que se encuentra por debajo de 0.7 establecida por la AISC 360-10.



**Figura 116** Análisis de demanda de capacidad del bastidor con perfiles estructurales definidos para su construcción (caso 3.1) con las bandejas en la posición de carga, y la estructura de soporte en posición inicial.

Con el análisis de los casos de modelado computacional 1, 2 y 3 se pudo determinar que los elementos se encuentran por debajo de la demanda capacidad del 0.7 establecida por la AISC 360-10, lo que garantiza un diseño confiable y seguro.

### 3.3.5.8.1. Análisis de deflexiones

Se realizó un análisis de deflexiones en el caso 1.1 al ser el más crítico de los tres antes mostrados, bajo el criterio de la AISC 360-10 del apartado L3.

Considerando el valor máximo de deformación del material se establece un límite de deflexión de  $L/360$  utilizado comúnmente en elementos horizontales en el diseño de prensas y estructuras.

$$\delta_{max} = L/360 \quad (39)$$

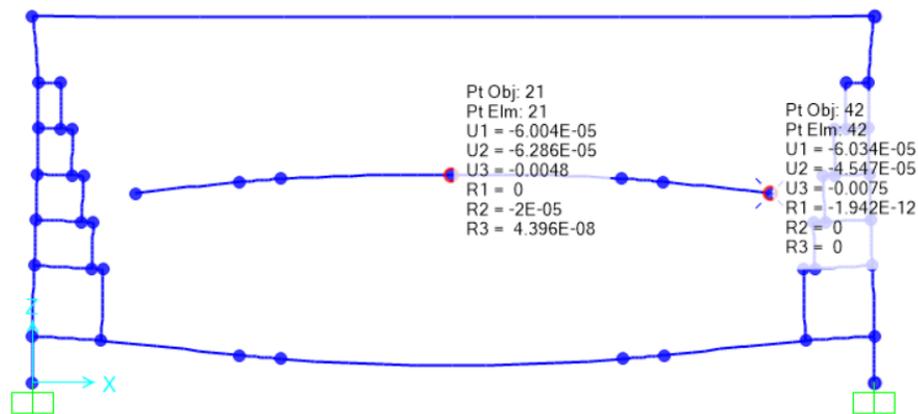
El análisis se lo realizara en tres vigas distintas que se muestran a continuación, siendo estas las que mayor deflexión presentan.

### 3.3.5.8.2. Viga del soporte de bandejas

$$\delta_{max} = 2760/360$$

$$\delta_{max} = 7.66 \text{ [mm]}$$

La viga del soporte de bandejas presenta una deflexión de 4.8 [mm] en la mitad de la viga y 7.5 [mm] en el extremo como se puede observar en la Figura 117, por lo que se considera una deflexión aceptable.



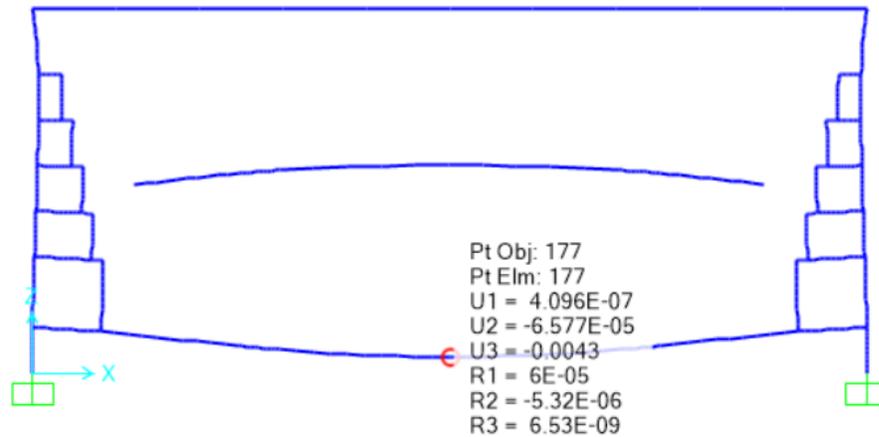
**Figura 117** Análisis de deflexión viga larga de soporte de bandejas el valor entre el punto medio y punto extremo de 0.0123 [mm]

### 3.3.5.8.3. Viga inferior

$$\delta_{max} = 3660/360$$

$$\delta_{max} = 10.16 \text{ [mm]}$$

La viga inferior del bastidor presenta una deflexión de 4.3 [mm] como se puede observar en la Figura 118, por lo que es una deflexión aceptable.



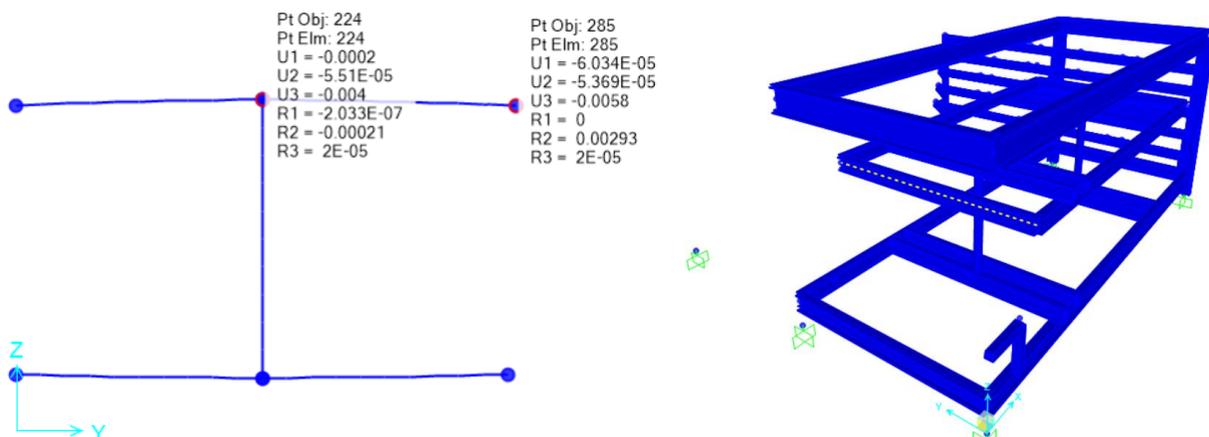
**Figura 118** Análisis de deflexión viga inferior del bastidor de 4.3[mm]

#### 3.3.5.8.4. Viga lateral del soporte de bandejas

$$\delta_{max} = 1500/360$$

$$\delta_{max} = 4.16 \text{ [mm]}$$

Al analizar bajo esa condición de deflexión, la viga inferior del bastidor presenta una deflexión de 4 [mm] en la mitad de la viga y 5.8 [mm] en el extremo como se puede observar en la Figura 119, por lo que es una deflexión aceptable.



**Figura 119** Deflexión de viga lateral del soporte de bandejas diferencia entre el punto medio y punto extremo de 1.8 [mm]

### **3.3.6. Diseño del mecanismo piñón-cremallera**

Con el estudio y análisis del trabajo que realizará la base elevadora del sistema de bandejas de conformado se determina que un problema frecuente en este tipo de sistemas es, que al ser elevada la base de soporte por los cilindros hidráulicos no tienden a subir de forma nivelada por el motivo que no se puede garantizar que el fluido hidráulico ingrese al mismo tiempo y de igual manera en ambos cilindros lo que produce que uno suba primero y genera un desnivel en la estructura de soporte. Este problema es inaceptable ya que el proceso de conformado que se busca realizar depende de un conformado homogéneo para obtener las dimensiones que exige las normas NTC 160 categoría C clase 3 y la NTE INEN 1320:2014.

Por consiguiente, se decidió resolver tal inconveniente, acoplado un sistema de piñón-cremallera a la base de las bandejas conformadoras, este sistema es empleado en la mayoría de prensas hidráulicas que presentan este inconveniente. Para que el sistema funcione, el torque generado por la fuerza ejercida en los dientes de la cremallera es transmitido al piñón, este lo transmitirá a través de un eje de transmisión o flecha al conjunto cremallera piñón opuesto permitiendo que se nivele la estructura, dicho sistema estará ubicado a la altura de los cilindros como se puede observar en la Figura 120. Lo que permitirá controlar el avance de los cilindros de mejor manera y así poder asegurar el proceso de conformado que se quiere lograr.



**Figura 120** Sistema piñón-cremallera.

Para el diseño del mecanismo piñón-cremallera se considera y determina la carga tangencial sobre el diente del piñón-cremallera y considerar la velocidad lineal de desplazamiento como se puede observar en la Figura 122.

Con estos datos se podrá seleccionar directamente el módulo apropiado para la transmisión de fuerza en el sistema de nivelación y el material de la cremallera detallada en la Tabla 20.

**Tabla 20**

*Materiales, tratamientos térmicos y precisiones alcanzadas.*

Material	Tipo	Tratamiento térmico	Capacidad	CAPACIDADES MECÁNICAS		
				Precisión del perfil	Ra	Error Peso Total
I	F-114	Recocido isotérmico con sucesivo temple y revenido	>70 kg/mm <sup>2</sup>	Clase 8 según DIN 3962	<0.8	0.01 0.15
II	F-114	Recocido isotérmico con sucesivo temple y revenido	>52 HRc	Clase 5 según DIN 3962	<0.8	0.003 0.035
III	F1540	Cementado, templado y revenido	58-62 HRc	Clase 5 según DIN 3962	<0.8	0.003 0.035

Fuente: (koom, 2012)

Como se puede observar en la Tabla 21, se procede a seleccionar el coeficiente de seguridad según el tipo de carga y tiempo de trabajo estimado para la prensa conformadora.

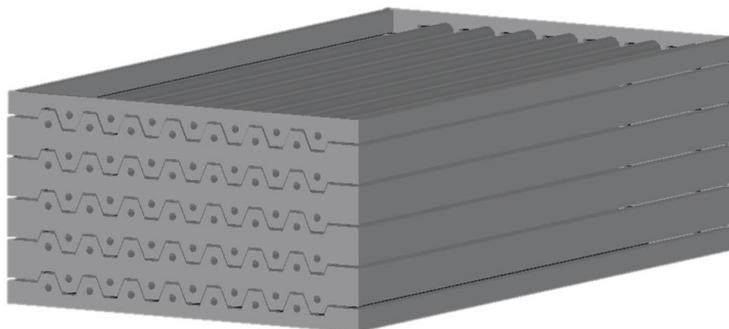
**Tabla 21**

*Tabla orientativa para seleccionar el coeficiente de seguridad más adecuado para cada aplicación.*

Tiempo de trabajo	Tipo de carga		
	Uniforme	Moderada	Pesada
Ocasional (1/2 hora)	1.5	1.8	2.3
Intermitente (3 horas)	1.8	2	2.5
8-10 horas	2	2.25	2.8
24 horas	2	2.5	3

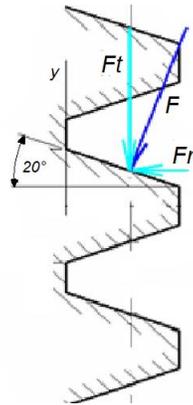
Fuente: (koom, 2012)

Se considera el peso total del sistema de bandejas es de 2500 [kg] que serán elevadas por los cilindros hidráulicos distribuyendo el peso en dos cilindros, se establece que en fenómeno de desnivel uno de ellos comienza la elevación del sistema de bandejas primero con un 60% del peso del sistema de bandejas por consiguiente el 40% de este peso deberá ser soportado en las 4 cremalleras por un pequeño instante.



**Figura 121** Peso total combinado del sistema de bandejas 2500 [kg].

Por lo tanto, disponemos de un peso de 250 [kg], considerando el escenario más crítico al que estará sometido el sistema piñón-cremallera (Figura 121), con una velocidad lineal constante de 0.015 [m/s] establecido con el tiempo de conformado y se espera un rendimiento del 90% con un coeficiente de seguridad de 1.8.



**Figura 122** Esquema de aplicación de fuerzas en el diente de una cremallera.

Se calcula la fuerza ejercida en los dientes del sistema piñón-cremallera.

$F_t$ = Fuerza tangencial teórica. [N]

$P$ = Masa a elevar. [Kg]

$a$ = aceleración [ $m/s^2$ ]

$$F_t = P * (9.81 + a) \quad (40)$$

$$F_t = 250 * (9.81 + 0)$$

$$F_t = 2452.5 [N]$$

$F_{tc}$ = Fuerza tangencial corregida. [N]

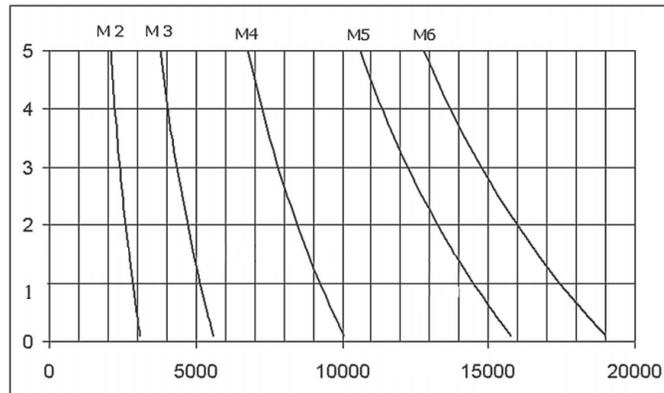
$K$ = Coeficiente de seguridad tomado de la tabla 12.

$$F_{tc} = F_t * k \quad (41)$$

$$F_{tc} = 2452.5 * 1.8$$

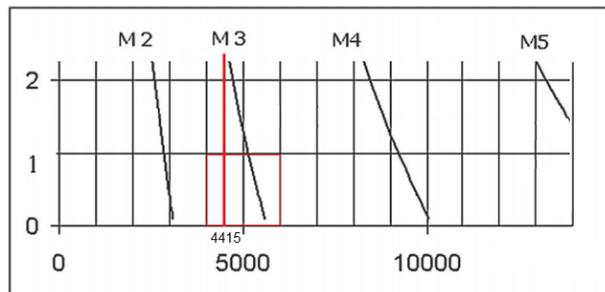
$$F_{tc} = 4414.5 [N]$$

Determinada la fuerza ingresa en el diagrama de módulos (Figura 123) considerando la fuerza tangencial corregida y la velocidad lineal en [m/s].



**Figura 123** Diagrama de módulos Ft-V

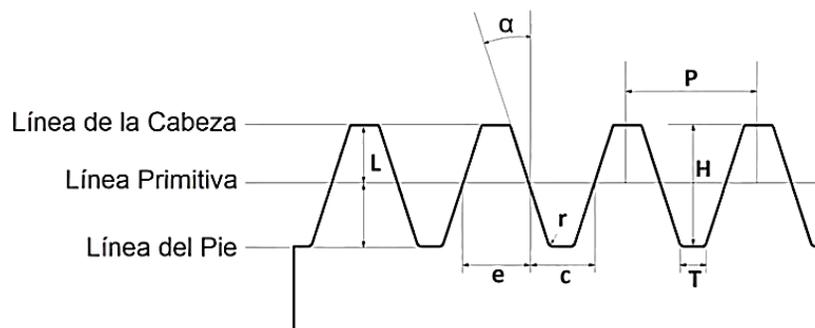
Fuente: (koom, 2012)



**Figura 124** Diagrama de módulos Ft-V agrandado

Se observa (Figura 124) que se posiciona entre el módulo 2 y 3 con lo que se selecciona un módulo 3 y así garantizar los siguientes parámetros del diente de la cremallera.

A continuación, se establecen los parámetros dimensionales de la cremallera (Figura 125).



**Figura 125** Esquema parámetros dimensionales de una cremallera.

P=Paso

$$P = M * \pi \quad (42)$$

$$P = 9.42 \text{ [mm]}$$

h= altura del diente

$$h = M * 2.25 \quad (43)$$

$$h = 6.75 \text{ [mm]}$$

e= espesor del diente

$$e = 0.5 * P \quad (44)$$

$$e = 4.712 \text{ [mm]}$$

c= espacio entre dientes

$$c = 0.5 * P \quad (45)$$

$$c = 4.712 \text{ [mm]}$$

r= radio en el pie del diente

$$r = 0.3 * M \text{ (máximo)} \quad (46)$$

$$r = 0.9 \text{ [mm]}$$

T= ancho del fondo entre dientes.

$$T = \frac{P - 4(L)(\tan \alpha)}{2} \quad (47)$$

$$T = \frac{9.424 - 4(3)(\tan 20^\circ)}{2}$$

$$T = 2.528 \text{ [mm]}$$

Con el dimensionamiento de la cremallera correspondiente al sistema de nivelación se seleccionó del catálogo de cremalleras KOOM Anexo D, la cremallera (300/0500).

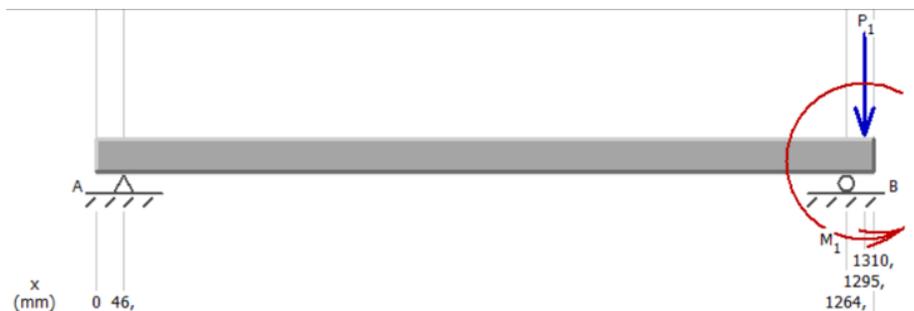
### 3.3.7. Diseño de flecha del sistema de piñón cremallera

Para el diseño del eje mediante proceso de iteración se ha tomado un diámetro de 30 [mm] y un acero AISI 1018 con un  $S_y=235$  [Mpa] y  $S_{ut}=410$  [Mpa] que se procede a verificar a continuación.

#### 3.3.7.1. Análisis de la flecha

Se determinan las reacciones en el diagrama de cuerpo libre del eje como se puede observar en la Figura 126 de acuerdo a las fuerzas a las que está sometido en éste caso en los planos X-Y y X-Z.

#### Plano X-Y



**Figura 126** DCL eje transmisor de torque en el eje X-Y

Se realiza el diagrama de fuerza cortante como se puede observar en la Figura 127 en el plano X-Y con un valor de 4414.5 [N]



**Figura 127** Diagrama de fuerza cortante en el plano X-Y

Se realiza el diagrama de momento como se puede observar en la Figura 128 en el plano X-Y con un valor de 186.85 [Nm].



**Figura 128** Diagrama de momento en el plano X-Y

### Plano X-Z

Se determinan las reacciones en el diagrama de cuerpo libre del eje como se puede observar en la Figura 129 de acuerdo a las fuerzas a las que está sometido en éste caso en los planos X-Y y X-Z.



**Figura 129** DCL eje transmisor de torque en el eje X-Z

Se realiza el diagrama de fuerza cortante en el plano X-Z cortante como se puede observar en la Figura 130 en el plano X-Y con un valor de 1606.7 [N].



**Figura 130** Diagrama de fuerza cortante en el plano X-Z

Se realiza el diagrama de momento en el plano X-Z como se puede observar en la Figura 131 en el plano X-Y con un valor de 49.81 [Nm].



**Figura 131** Diagrama de momento en el plano X-Z

Aplicando las ecuaciones de cada tensión ejercida en la sección del eje se determina el diámetro necesario para el sistema de cremalleras.

Momento flector máximo

$$M_{Cmax} = \sqrt{M_{X-Y}^2 + M_{X-Z}^2} \quad (48)$$

$$M_{Cmax} = \sqrt{136.85^2 + 49.81^2} \text{ [Nm].}$$

$$M_{Cmax} = 145.63 \text{ [Nm]}$$

Se procede a determinar el esfuerzo flector en la sección.

- Momento flector

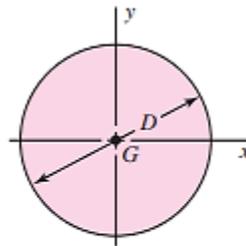
$$\sigma = \frac{M_{Cmax} * Z}{I} \quad (49)$$

Donde:

$M_{cm\acute{a}x}$  = Momento flector máximo.

Z = Distancia del punto a analizar hacia el extremo de la sección.

I = Momento de inercia para sección circular (Figura 132).



$$I_x = I_y = \frac{\pi D^4}{64}$$

**Figura 132** Momento de inercia para una sección circular.

Fuente: (Shigley, 2008)

$$I = \frac{\pi * d^4}{64}$$

$$\sigma_b = \frac{145630 * d}{2 * \frac{\pi * d^4}{64}}$$

$$\sigma_b = 46.34 [MPa]$$

- Momento torsor

$$\tau = \frac{T * \rho}{J} \quad (51)$$

$$\tau_t = \frac{66217.5 * d}{2 * \frac{\pi * d^4}{32}}$$

$$\tau_t = 12.49 [MPa]$$

- Estado Tensional cortante producido por la fuerza cortante

$$\tau = \frac{4}{3} * \frac{V}{A} \quad (52)$$

$$\tau_V = \frac{4}{3} * \frac{4414.5}{\pi * \frac{d^2}{4}}$$

$$\tau_V = 7.43 [MPa]$$

- Estado Tensional cortante total

$$\tau_T = \tau_t + \tau_V$$

$$\tau_T = 19.92 [MPa]$$

- Cálculo del  $S_e$

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * S'_e \quad (53)$$

### 3.3.7.2. Factores de modificación para obtener la resistencia del eje de transmisión

#### Factor de acabado superficial

$$k_a = a * S_{ut}^b \quad (54)$$

Para determinar el factor (a) se establece de acuerdo a la Tabla 22 de parámetros del acabado superficial del elemento.

**Tabla 22**

*Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin.*

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	$S_{UT}$ kpsi	$S_{UT}$ MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Fuente: (Nisbett, 2008)

$$k_a = 4.51 * 410^{-0.265}$$

$$k_a = 0.915$$

#### Factor de tamaño

$$d_{eq} = 0.808 * \sqrt{(W - b) * h} \quad (55)$$

$$d_{eq} = 0.808 * \sqrt{(120 - 62) * 25.4}$$

$$d_{eq} = 31.01[\text{mm}]$$

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

$$K_b = 1.24d^{-0.107} \quad (56)$$

$$K_b = 1.24 * 31.75^{-0.107}$$

$$K_b = 0.85$$

### Factor de temperatura

Los ensayos realizados de fatiga con carga de flexión rotatoria, axial y de torsión, los límites de resistencia a la fatiga difieren con  $S_{ut}$ . Se especifican valores medios del factor de carga como:

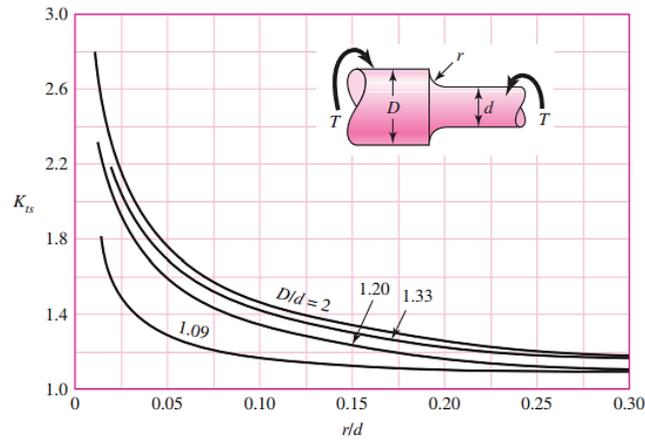
$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión} \end{cases}$$

Se considera un comportamiento a flexión por lo que se toma un valor de:

$$k_c = 0.59$$

### Factor de concentración de tensiones

Se determina el factor de concentración de tensiones con el diagrama de la Figura 133.



**Figura 133** Gráfica de factor teórico de concentración del esfuerzo  $K_t$ .

Fuente: (Nisbett, 2008)

$$k_t = 1.5$$

### Sensibilidad a la muesca

Se determina la constante de Neuber para calcular el valor de sensibilidad de la muesca

Donde:

$\sqrt{a}$ : Constante de Neuber.

$q$ : Sensibilidad de la muesca

$$\sqrt{a} = 0.245799 - 0.307794(10^{-2}) * 410 + 0.150874(10^{-4}) * 410^2 - 0.266978(10^{-7}) * 410^3$$

$$\sqrt{a} = -5.412$$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{-5.412}{\sqrt{1}}}$$

$$q = -0.226$$

Con el valor de la sensibilidad a la muesca se determina el factor de concentración del esfuerzo por fatiga  $k_f$ .

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) \quad (57)$$

$$k_f = 1 - 0.226(1.5 - 1)$$

$$k_f = 0.887$$

$$k_e = \frac{1}{k_f} = 1.13$$

Determinando los factores de corrección, se procedió a calcular el límite de resistencia a la fatiga.

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

$$S_e = 0.915 * 0.85 * 0.59 * 1.13 * 205$$

$$S_e = 106.29[MPa]$$

Se determinan las tensiones media y alternante.

$$\begin{cases} \sigma_{max} = 46.34 \\ \sigma_{min} = 0 \end{cases}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} [MPa] \quad (58)$$

$$\sigma_m = 23.17[MPa]$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} [MPa] \quad (59)$$

$$\sigma_a = 23.17 [MPa]$$

$$\begin{cases} \tau_{max} = 19.92 [MPa] \\ \tau_{min} = 0 \end{cases}$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} [MPa] \quad (60)$$

$$\tau_m = 9.96 [MPa]$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} [MPa] \quad (61)$$

$$\tau_a = 9.96 [MPa]$$

$$\sigma_m^* = \sigma_m \quad \tau_m^* = \tau_m$$

$$\sigma_a^* = \sigma_a \quad \tau_a^* = \tau_a$$

### Teoría de falla (TECM)

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{\sigma_m^{*2} + 4\tau_m^{*2}} [MPa] \quad (62)$$

$$\sigma_{eqm} = 30.55 [MPa]$$

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{\sigma_a^{*2} + 4\tau_a^{*2}} [MPa] \quad (63)$$

$$\sigma_{eqa} = 30.55 [MPa]$$

### Criterio de Soderberg

$$\frac{\sigma_a^*}{S_e} + \frac{\sigma_m^*}{S_y} = \frac{1}{F_s} \quad (64)$$

$$\frac{30.55}{106.29} + \frac{30.55}{235} = \frac{1}{F_s}$$

Se determina el factor de seguridad

$$FS = 2.39 \quad (65)$$

Por lo que podemos concluir que el diámetro del eje es correcto para el diseño, pero el diámetro disponible en el mercado nacional es de 31.75 [mm].

### 3.3.7.3. Cuña apropiada para el engrane.

Para el eje de transmisión AISI 1018 con  $S_y=235$  [Mpa], con un diámetro de 31.75 [mm] que gira a 4.77 [rpm] y transmite 35 [W] a través del piñón del sistema nivelador se procederá a seleccionar una cuña adecuada para el engrane detallados en la Tabla 22.

**Tabla 23**

*Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin.*

Diámetro del eje		Tamaño de la cuña		Profundidad del cuñero
Más de	Hasta (inclusive)	w	h	
$\frac{5}{16}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
$\frac{7}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
		$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
$\frac{9}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
		$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
$\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
		$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{32}$
$1\frac{3}{8}$	$1\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
$1\frac{3}{4}$	$2\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$

Fuente: (Nisbett, 2008)

Se establece una cuña cuadrada de 6.35 [mm] ( $1/4''$ ) y una longitud de 10 [mm] considerando el criterio que (la longitud máxima de una cuña está limitada por la longitud de la masa del elemento agregado, y por lo general no debe exceder 1.5 veces el diámetro del eje, para evitar la distorsión excesiva con la deflexión angular del eje.) (shigley 379), usando un acero AISI 1015 con  $S_y=205$  [Mpa]

Se determina la fuerza  $F$  como se observa en la Figura 134. Esta fuerza  $F$  será:

$$F = \frac{T}{r} \quad (66)$$

$$F = \frac{70.08}{0.0158}$$

$$F = 4435.443 \text{ [N]}$$

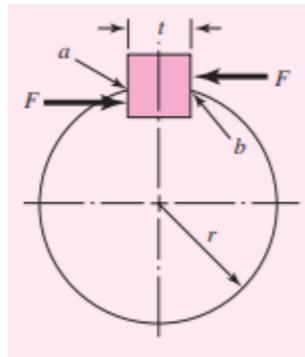
Mediante la teoría de la energía de la distorsión, la resistencia al cortante es

$$S_{xy} = 0.577S_y \quad (67)$$

$$S_{xy} = 0.577 * 205$$

$$S_{xy} = 118.285 \text{ [MPa]}$$

La falla por cortante a lo largo del área  $ab$  (Figura 134) creará un esfuerzo de  $\tau=F/tl$ .



**Figura 134** DCL cuña par el engrane

Fuente: (Shigley, 2008)

Considerando que deben evitarse los factores de seguridad excesivos en el diseño de cuñas, puesto que es deseable que la cuña falle en una situación de sobrecarga, en lugar de que lo hagan componentes más costosos.

$$FS = \frac{S_{xy}}{\tau} \quad (68)$$

$$FS = \frac{S_{xy} * tl}{F}$$

$$FS = \frac{118.285 * 6.35 * 10}{4435.443}$$

$$FS = 1.69$$

El Fs de la cuña de 1.69 es inferior al Fs eje de 2.39 lo que es apropiado para de este elemento.

Para resistir el aplazamiento, se utiliza el área de la mitad de la cara de la cuña por lo que tendremos:

$$FS = \frac{205 * (6.35 * 10)/2}{4435.443} \quad (69)$$

$$FS = 1.46$$

El factor de seguridad de 1.46 se considera valor apropiado para el diseño de la cuña.

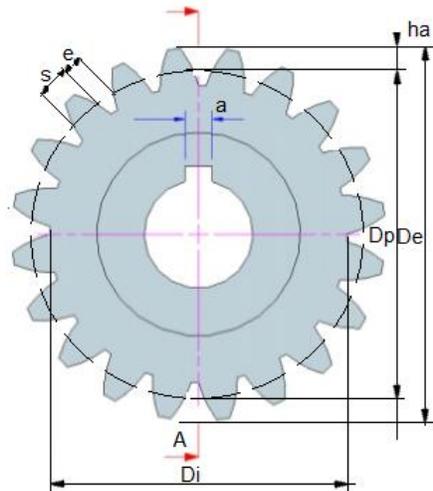
#### **3.3.7.4.Diseño del piñón del sistema de nivelación.**

Para el dimensionamiento del piñón para el sistema de nivelación, se procede a realizar el dimensionamiento como se puede observar en la Figuras 135 y 136 con base a las medidas establecidas en la cremallera con los siguientes datos.

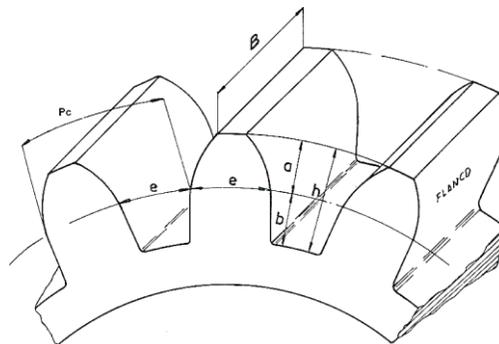
Modulo:	m=3.
Paso:	P= 9.41[mm]
Altura del diente:	h= 6.75[mm]
Espesor del diente:	e= 4.71[mm]

Espacio entre dientes:  $c = 4.72$  [mm]

Radio en el pie del diente:  $r = 0.9$  [mm]



**Figura 135** Dimensiones del piñón recto



**Figura 136** Dimensionamiento del diente del piñón recto.

- Longitud del diente (Ancho de la cara)

$$B = 10 * m \quad (70)$$

$$B = 10 * 3$$

$$B = 30 \text{ [mm]}$$

- Número de dientes del piñón

$$Z = \frac{dp}{M} \quad (71)$$

$$Z = \frac{60}{3}$$

$$Z = 20$$

- Torque

$$T = F_t * 0.03 \quad (72)$$

$$T = 132.435 [Nm]$$

- Paso diametral

$$P = \frac{N}{d} \quad (73)$$

$$P = 0.33 \text{ dientes por [mm]}$$

- Paso circular

$$p = \frac{\pi d}{N} \quad (74)$$

$$p = 9.42$$

Con el dimensionamiento del piñón correspondiente al sistema de nivelación se seleccionó del catálogo de piñones KOOM Anexo E, el (piñón recto de 20 dientes).

- **Factor de seguridad  $S_F$  para el esfuerzo de flexión dientes del piñón.**

Para determinar el factor de seguridad para esfuerzo de flexión, primero se procederá a determinar el tensor por flexión  $\sigma$  como se muestra a continuación.

$$\sigma = W^t K_o K_v K_s \frac{1}{b m_t} \frac{K_H K_B}{Y_J} \quad (75)$$

Donde:

$W^t$ : carga tangencial transmitida (N)

$K_o$ : factor de sobrecarga

$K_v$ : factor dinámico

$K_s$ : factor de tamaño

$b$ : ancho de la cara del elemento más angosto [mm]

$K_H$ : factor de distribución de la carga

$K_B$ : factor del espesor del aro

$Y_J$ : Factor geométrico de resistencia a la flexión

$m_t$ : módulo métrico transversal

Entonces se procede a determinar cada factor para utilizarla en la fórmula del esfuerzo.

Tenemos:

$$W^t = 4414.5 \text{ [N]}$$

Se determina el factor de sobrecarga  $K_o$  con análisis del tipo de impacto que tendrá el piñón detallado en la Tabla 24.

**Tabla 24**  
Factores de sobrecarga,  $K_o$ .

Fuente de potencia	Máquina impulsada		
	Uniforme	Impacto moderado	Impacto pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.75
Impacto ligero	1.25	1.50	2.00
Impacto medio	1.50	1.75	2.25

Fuente: (Shigley, 2008)

Por lo tanto

$$K_o = 1.25$$

Para determinar  $K_v$  se toma un número de calidad  $Q_v = 6$

$$K_v = \left( \frac{A + \sqrt{200V}}{A} \right)^B \quad (76)$$

Donde

$$A = 50 + 56(1 - B)$$

$$B = 0.25(12 - Q_v)^{2/3}$$

$$B = 0.25(12 - 6)^{2/3}$$

$$B = 0.8255$$

$$A = 50 + 56(1 - 0.8255)$$

$$A = 59.77$$

$$K_v = \left( \frac{59.77 + \sqrt{200 * 0.015}}{59.77} \right)^{0.8255}$$

$$K_v = 1.02$$

Para determinar  $K_s$  se siguió la recomendación de la AGMA

$$K_s = 1$$

El ancho de la cara para el elemento más angosto es de 30 mm

$$b = 30 \text{ mm}$$

Para determinar  $K_H$  se requiere obtener el valor del factor de distribución de la carga en la cara  $C_{mf}$ , donde.

$$K_H = C_{mf} = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e) \quad (77)$$

donde

$$C_{mc} = \begin{cases} 1 & \text{Para dientes sin coronar} \\ 0.8 & \text{Para dientes coronados} \end{cases} \quad (78)$$

Considerando que los dientes del piñón son sin corona.

$$C_{mc} = 1$$

El ancho de cara del piñón es de 30 mm por lo tanto utilizaremos la segunda ecuación.

$$C_{pf} = \begin{cases} \frac{F}{10d} - 0.025 & F \leq 1 \text{ pulg} \\ \frac{F}{10d} - 0.0375 + 0.0125F & 1 < F \leq 17 \text{ pulg} \\ \frac{F}{10d} - 0.1109 + 0.0207F - 0.000228F^2 & 17 < F \leq 40 \text{ pulg} \end{cases} \quad (79)$$

Se determina

$$C_{pf} = \frac{F}{10d} - 0.0375 + 0.0125F$$

$$C_{pf} = \frac{1.18}{10 * 2.36} - 0.0375 + 0.0125 * 1.18$$

$$C_{pf} = 0.027$$

$$C_{pm} = \begin{cases} 1 & \text{Para piñón montado separado con } S_1/S < 0.175 \\ 1.1 & \text{Para piñón montado separado } S_1/S \geq 0.175 \end{cases} \quad (80)$$

Por lo tanto

$$C_{pm} = 1$$

$$C_{ma} = A + BF + CF^2 \quad (81)$$

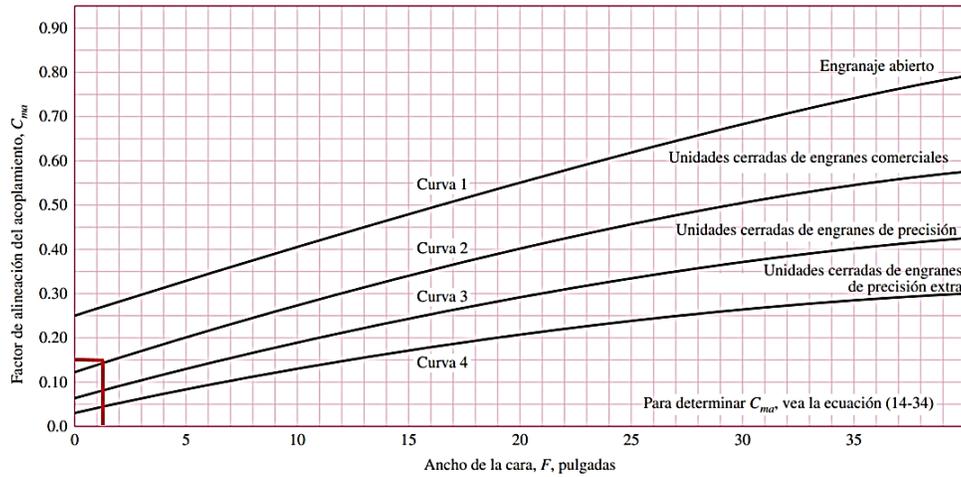
Para calcular el factor  $C_{pf}$  se determina las constantes A, B, C dependiendo de la condición del piñón en este caso se considera una unidad comercial cerrada.

### Tabla 25

Constantes empíricas A, B y C para determinar el factor  $C_{pf}$ .

Condición	A	B	C
Engranajes abiertos	0.247	0.0167	$-0.765(10^{-4})$
Unidades comerciales, cerradas	0.127	0.0158	$-0.930(10^{-4})$
Unidades de precisión, cerradas	0.0675	0.0128	$-0.926(10^{-4})$
Unidades de precisión extrema, cerradas	0.00360	0.0102	$-0.822(10^{-4})$

Fuente: (Shigley, 2008)



**Figura 137** Diagrama para determinar el factor de alineación del acoplamiento  $C_{ma}$ .  
Fuente: (Shigley, 2008)

Para determinar  $C_{ma}$  se realiza por medio del diagrama de la Figura 137 con el parámetro de ancho de cara y se establece el factor de alineación del acoplamiento.

$$C_{ma} = 0.15$$

Para determinar  $C_e$  se consideran las opciones a continuación.

$$C_e = \begin{cases} 0.8 & \text{Para engranajes ajustados durante el ensamble} \\ 1 & \text{Para todas las otras condiciones} \end{cases} \quad (82)$$

$$C_e = 0.8$$

Con todos los coeficientes requeridos, se determina el valor de  $K_H$ .

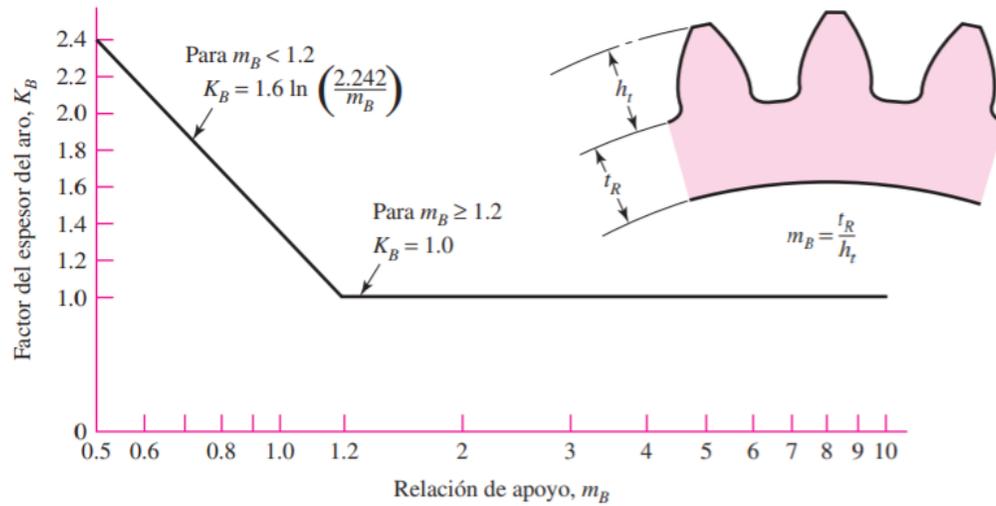
$$K_H = C_{mf} = 1 + 1(0.027 * 1 + 0.15 * 0.8) \quad (83)$$

$$K_H = C_{mf} = 1.15$$

Para determinar  $K_B$  primero se establece la relación de apoyo  $m_B$ .

$$m_B = \frac{t_R}{h_t} \quad (84)$$

Donde  $t_r$  = espesor del aro debajo del diente, mm y  $h_t$  = profundidad total, geometría que se puede observar en la Figura 138.



**Figura 138** Factor del espesor de aro.

Fuente: (Shigley, 2008)

Se determina

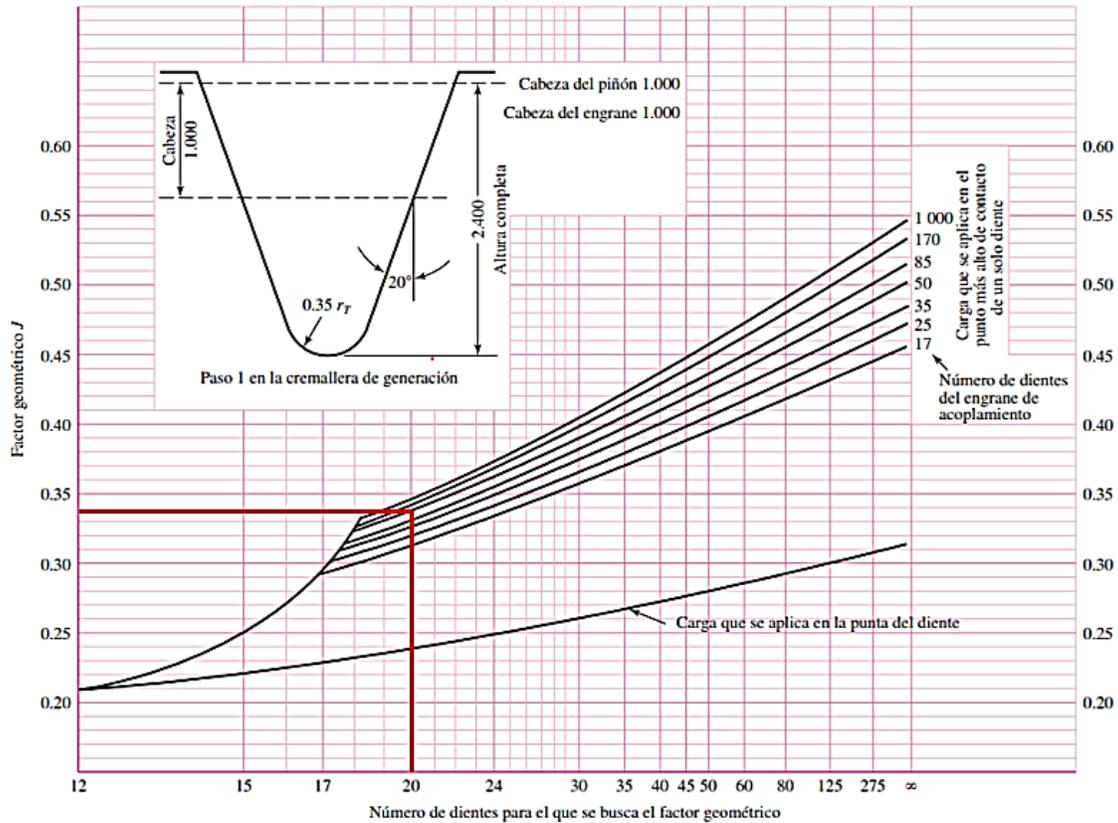
$$m_B = \frac{13.55}{6.75}$$

$$m_B = 2$$

$$K_B = \begin{cases} 1.6 \ln \frac{2.242}{m_B} & m_B < 1.2 \\ 1 & m_B \geq 1.2 \end{cases}$$

$$K_B = 1$$

Se determina  $Y_j$  considerando el diagrama de la Figura 139, para obtener el factor geométrico para engranes rectos con un ángulo de presión de  $20^\circ$  y dientes de tamaño completo. (Shigley, 2008)



**Figura 139** Factores geométricos J de engranes rectos.

Fuente: (Shigley, 2008)

$$Y_j = 0.34$$

$$\sigma = 4414.5 * 1.25 * 1.02 * 1 \frac{1}{30 * 3} \frac{1.15 * 1}{0.34}$$

$$\sigma = 211.53 \text{ [MPa]}$$

Se procede a determinar el factor de seguridad por tensión.

$$S_F = \frac{S_t Y_N / K_T K_R}{\sigma} \quad (85)$$

Donde

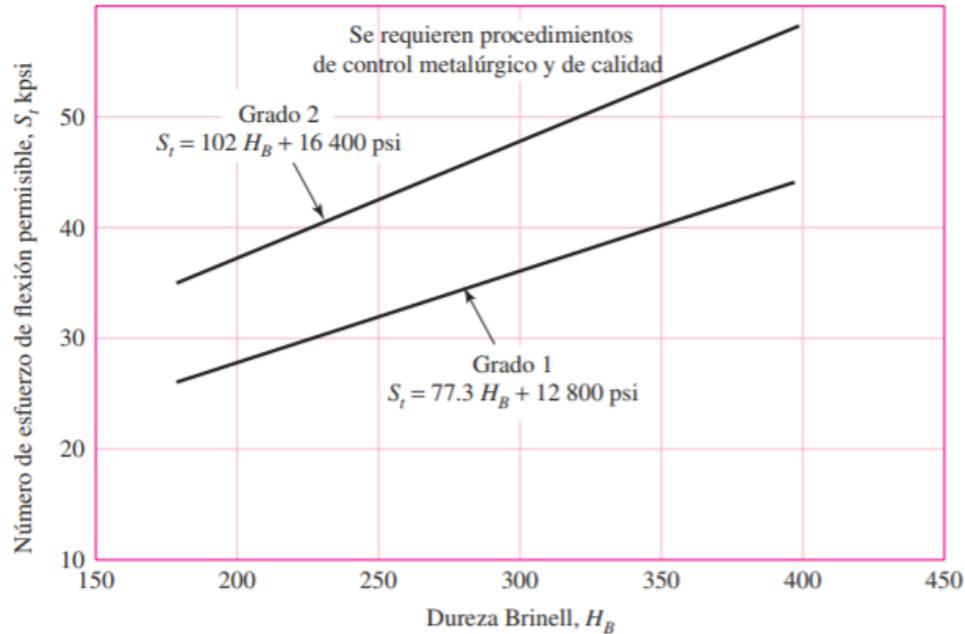
$S_t$ : factor de sobrecarga

$Y_N$ : factor dinámico

$K_T$ : factor de temperatura

$K_R$ : factor de confiabilidad

$\sigma$ : esfuerzo de flexión



**Figura 140** Número de esfuerzo de flexión permisible de aceros completamente endurecidos.

Fuente: (Shigley, 2008)

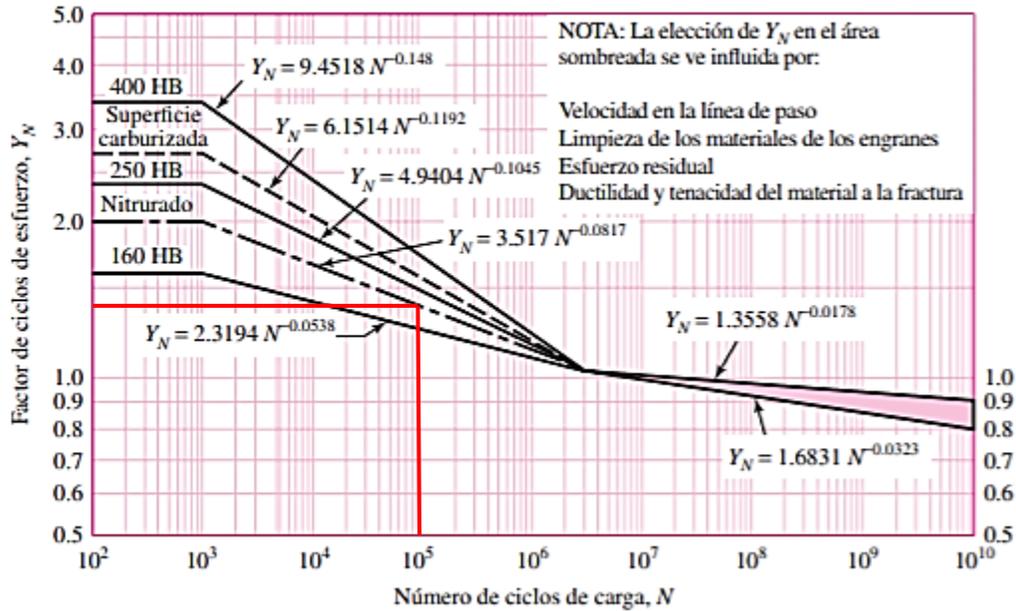
Para unidades SI tenemos la siguiente ecuación referenciada a la Figura 140.

$$S_t = 0.703H_B + 113[\text{MPa}] \quad (86)$$

$$S_t = 0.703 * 200 + 113[\text{MPa}]$$

$$S_t = 253.6 [\text{MPa}]$$

Se considera que el sistema piñón cremallera trabajará 8 horas diarias con lo que se determina el número de ciclos de carga en un año de 37440 ciclos como se puede observar en la Figura 141.



**Figura 141** Factor de ciclos de esfuerzo repetidamente aplicados de resistencia a la flexión  $Y_N$ .

Fuente: (Shigley, 2008)

Se determina la ecuación correspondiente a los parámetros para obtener  $Y_N$

$$Y_N = 3.517N^{-0.0817} \quad (87)$$

$$Y_N = 3.517 * (10^5)^{-0.0817}$$

$$Y_N = 1.37$$

Tomando el criterio que indica, que para temperaturas del aceite o del disco del engrane hasta de 250 °F (120°C),  $K_T=1$ .

$$K_T = 1$$

Se determina una confiabilidad del 90% por el que el factor  $K_R$  se selecciona a continuación en la Tabla 26.

**Tabla 26**  
*Factores de confiabilidad.*

Confiabilidad	$K_R (Y_Z)$
0.9999	1.50
0.999	1.25
0.99	1.00
0.90	0.85
0.50	0.70

Fuente: (Shigley, 2008)

$$K_R = 0.85$$

Se determina  $S_F$

$$S_F = \frac{253.6 * 1.37/1 * 0.85}{169.22}$$

$$S_F = 1.93$$

El factor de seguridad es similar al recomendado para la cremallera por lo que es un valor aceptable para nuestro diseño.

- **Factor de seguridad  $S_H$  para el esfuerzo de picadura**

Para determinar el factor de seguridad para esfuerzo de flexión, primero se procederá a calcular el tensor por flexión  $\sigma$  como se muestra a continuación.

$$\sigma_c = Z_E \sqrt{W^t K_o K_v K_s \frac{K_H}{d_{w1} b} \frac{Z_R}{Z_I}} \quad (88)$$

Donde:

$Z_E$ : coeficiente elástico ( $\sqrt{N/mm^2}$ )

$W^t$ : carga tangencial transmitida (N)

$K_o$ : factor de sobrecarga

$K_v$ : factor dinámico

$K_s$ : factor de tamaño

$K_H$ : factor de distribución de la carga

$d_{w1}$ : diámetro de paso del piñón

$b$ : ancho de la cara del elemento más angosto (mm)

$Z_R$ : factor de condición superficial

$Z_I$ : factor geométrico de resistencia a la picadura

Ecuación para determinar el coeficiente elástico  $Z_E$

$$Z_E = \left( \frac{1}{\pi \left( \frac{1 - \nu_P^2}{E_P} + \frac{1 - \nu_G^2}{E_G} \right)} \right)^{1/2} \quad (89)$$

$$Z_E = \left( \frac{1}{\pi \left( \frac{1 - 0.3^2}{200000} + \frac{1 - 0.3^2}{200000} \right)} \right)^{1/2}$$

$$Z_E = 187.03$$

$$\sigma_c = 187.03 \sqrt{4414.5 * 1.25 * 1.02 * 1 \frac{1.15}{60} \frac{1}{30} \frac{1}{0.13}}$$

$$\sigma_c = 983.5 [Mpa]$$

$$S_F = \frac{S_c Z_N C_H / K_T K_R}{\sigma_c} \quad (90)$$

Donde

$S_c$ : factor de sobrecarga

$Z_N$ : factor dinámico

$C_H$ : factor de relación de la dureza

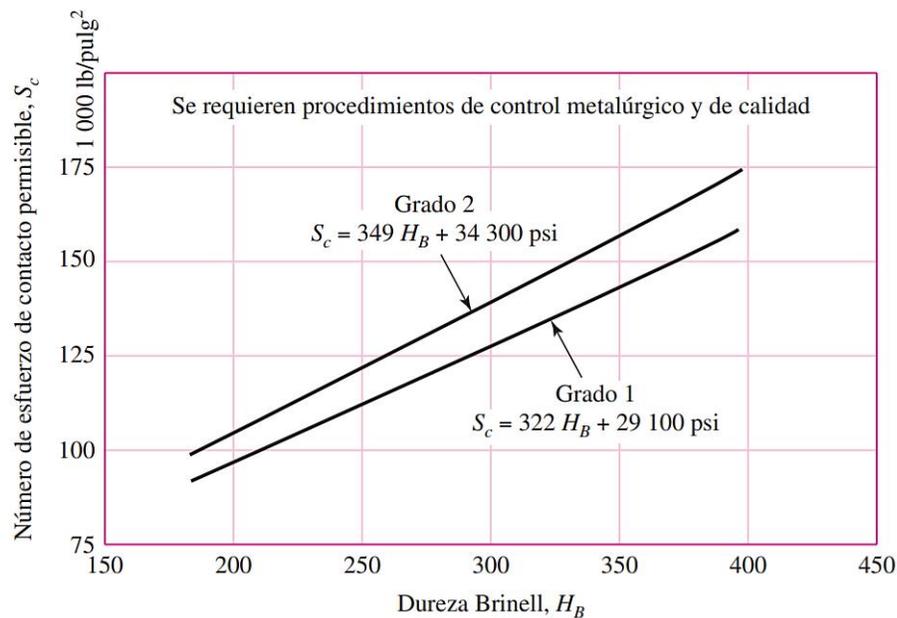
$K_T$ : factor de temperatura

$K_R$ : factor de confiabilidad

$\sigma_c$ : esfuerzo de flexión

$$S_F = \frac{S_c Z_N C_H / 1 * 0.85}{\sigma_c}$$

Para determinar el factor de sobrecarga  $S_c$  establece la siguiente ecuación 90 en unidades SI, la Figura 142 muestra la resistencia a la fatiga por contacto a  $10^7$  ciclos y confiabilidad de 0.99 de engranes de acero completamente endurecido.



**Figura 142** Resistencia a la fatiga por contacto  $S_c$  a  $10^7$  ciclos y confiabilidad de 0.99 de engranes de acero completamente endurecido.

Fuente: (Shigley, 2008)

$$S_c = 2.41H_B + 273MPa \quad (91)$$

Se determina  $S_c$

$$S_c = 2.41 * 200 + 273MPa$$

$$S_c = 755 \text{ [MPa]}$$

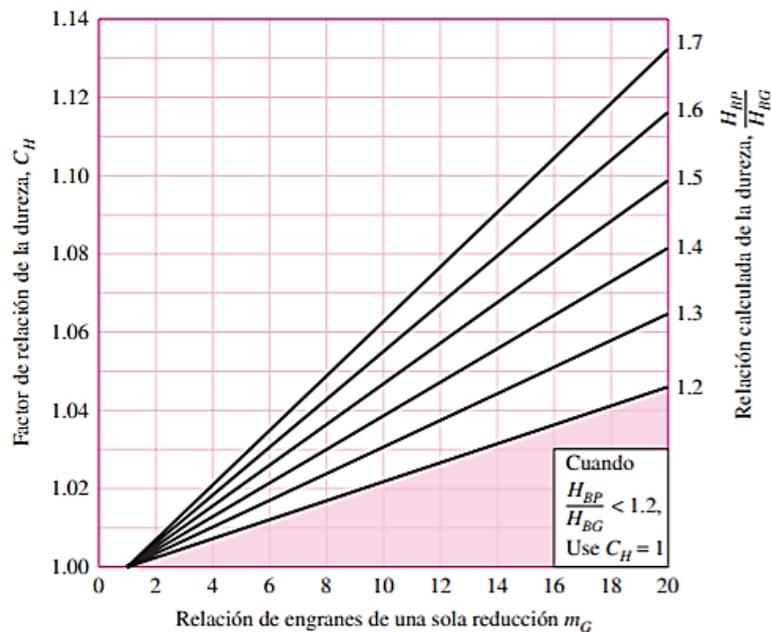
Para determinar el factor de relación de dureza  $C_H$  se relaciona las durezas del piñón y de la cremallera, dependiendo de ese valor se verifica en el diagrama mostrado en la Figura 140.

$$\frac{H_{BP}}{H_{BG}} < 1.2$$

$$\frac{200}{200} < 1.2$$

$$1 < 1.2$$

Como se puede observar en la Figura 143, el factor de relación de dureza  $C_H$  es igual a 1.

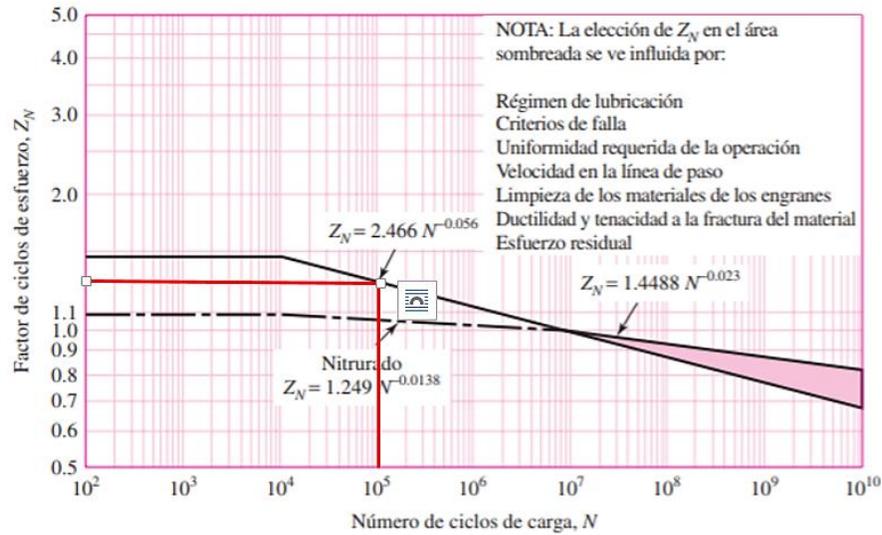


**Figura 143** Factor de relación de la dureza  $Z_H$   
(Acero completamente endurecido)

Fuente: (Shigley, 2008)

$$C_H = 1$$

Se determina el factor de ciclos  $Z_N$  evaluando un número de ciclos de carga  $N$  de  $10^5$  ciclos como se puede observar la Figura 144 y se selecciona  $Z_N$ .



**Figura 144** Factor de ciclos de esfuerzos de resistencia a la picadura  $Z_N$ .  
Fuente: (Shigley, 2008)

$$Z_N = 2.466N^{-0.056} \quad (91)$$

$$Z_N = 2.466 * 10^{5^{-0.056}}$$

$$Z_N = 1.14$$

Se determina el factor de seguridad por falla de picadura

$$S_F = \frac{755 * 1.14 * 1/1 * 0.85}{983.5}$$

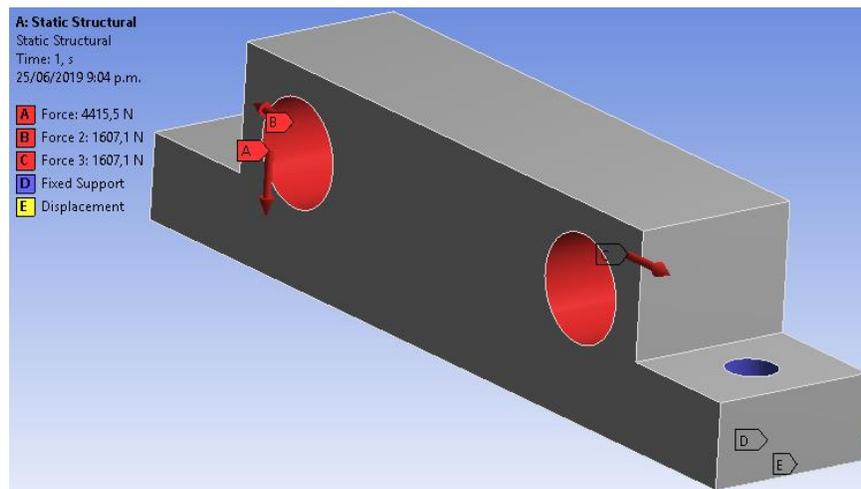
$$S_F = 1.03$$

El factor de seguridad nos indica que la amenaza para el piñón es por desgaste, por lo que se dispone a mejorar el desempeño del desgaste mediante técnicas de endurecimiento superficial.

### 3.3.8. Diseño de chumacera doble

Para éste tipo de elemento no existe un método establecido de diseño y se optó por el diseño mediante elementos finitos con el uso de ANSYS 19.2 y verificar si el material utilizado (acero A 36) resistirá las tensiones a las que será sometida la chumacera doble del sistema piñon-cremallera de la prensa.

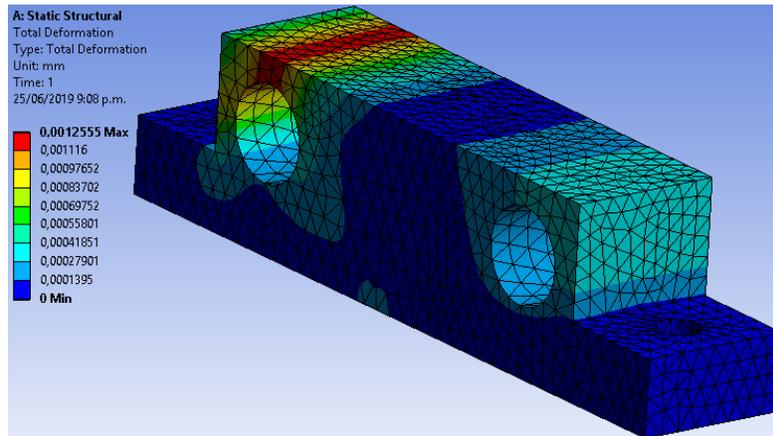
Se establecen las secciones fijas y secciones que tendrán libertad de desplazamiento, de igual manera se determinan las fuerzas que actúan en la chumacera como se observa en la Figura 145.



**Figura 145** Secciones de fijación y fuerzas actuantes sobre el elemento.

### Deformación

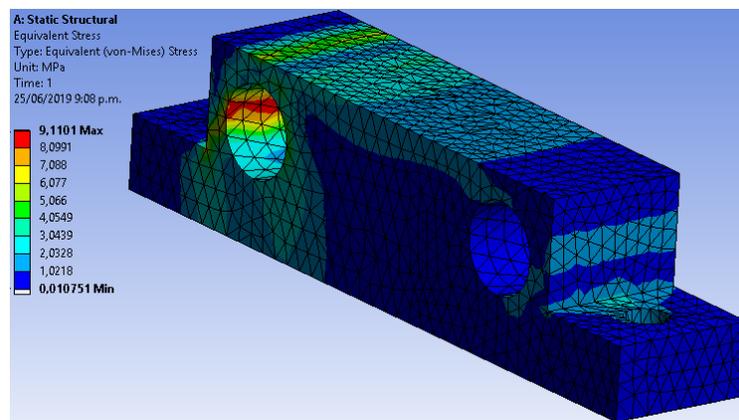
La sección más crítica de la chumacera presenta una deformación máxima de 0.00125 [mm] como se observa en la Figura 146.



**Figura 146** Diagrama de deformación de la chumacera del sistema piñon-cremallera.

### Tensión equivalente de Von Mises

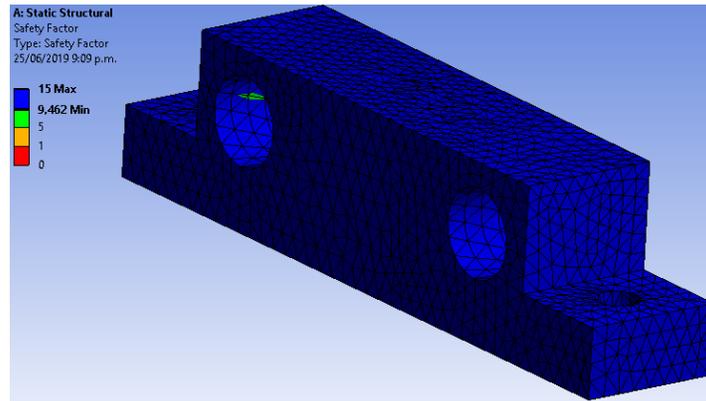
Tensión equivalente de von-Mises máximo presenta un valor de 9.11 [MPa] como se puede observar en la Figura 147.



**Figura 147** Tensión equivalente de Von-Mises chumacera.

### Factor de seguridad

Factor de seguridad  $F_{s_{\text{máx}}}=15$  y  $F_{s_{\text{mín}}}=9.42$  como se puede observar en la Figura 148.



**Figura 148** Factores de seguridad máximo y mínimo con carga.

Estos factores de seguridad se consideran aceptables y garantizan un correcto diseño de la chumacera considerando la disposición geométrica del elemento.

### 3.3.9. Diseño y selección Sistema Hidráulico

La selección se realizó estableciendo los parámetros de funcionamiento a los que va a estar sometido el sistema hidráulico.

#### 3.3.9.1. Parámetros de diseño:

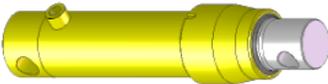
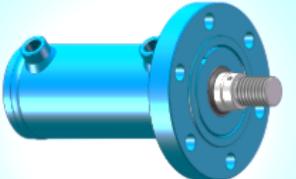
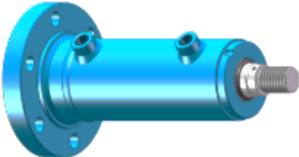
- Peso total de bandejas 2.5 [Ton] ,24.91[kN].
- Carrera del cilindro 0.6 [m].

Para la selección del tipo de cilindro hidráulico y el tipo de sujeción disponible en el mercado nacional, es necesario la elaboración de matrices de selección que nos permita tomar la opción más adecuada a nuestro sistema.

#### 3.3.9.2. Tipos de cilindros hidráulicos.

Se detalla a continuación Tabla 27 los tipos de cilindros hidráulicos empleados

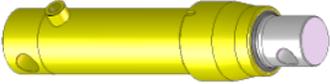
**Tabla 27**  
*Tipos de cilindros hidráulicos.*

Numero	Nombre	Descripción	Ilustración
1	Cilindro hidráulico simple efecto.	Cilindro simple efecto émbolo Ø 25 a 70 mm Carrera 100 a 700	
2	Cilindro hidráulico doble efecto.	Cilindro doble efecto émbolo Ø 20 a 70 mm Carrera 50 a 1000	
3	Cilindro hidráulico doble efecto basculante.	Cilindro doble efecto basculante émbolo Ø 20 a 70 mm Carrera 50 a 1000	
4	Micro cilindro hidráulico doble efecto basculante.	Recubrimiento de zinc min. 20 µm. Soporta niebla salina.	
5	Cilindro hidráulico doble efecto brida delantera.	Cilindro doble efecto émbolo Ø 20 a 110 mm Carrera petición por el cliente.	
6	Cilindro hidráulico doble efecto brida trasera.	Cilindro doble efecto émbolo Ø 20 a 110 mm Carrera petición por el cliente.	 a →
7	Cilindro hidráulico doble efecto brida intermedia.	Cilindro doble efecto émbolo Ø 20 a 110 mm Carrera petición por el cliente.	
8	Cilindro hidráulico doble efecto rotula trasera.	Cilindro doble efecto émbolo Ø 20 a 110 mm Carrera petición por el cliente.	
9	Cilindro hidráulico doble efecto fijación por patas.	Cilindro doble efecto émbolo Ø 20 a 110 mm Carrera petición por el cliente.	

Para la selección de los sistemas en base a la matriz morfológica Tabla 28 y 29 se estableció la ponderación del parámetro en una escala de 1-5 siendo 1 la ponderación más baja y 5 la más alta.

**Tabla 28**

*Matriz de selección de cilindros hidráulicos.*

	Cilindro hidráulico simple efecto.	Cilindro hidráulico doble efecto.
		
Parámetro	Opción 1	Opción 2
Precio	5	4
Carrera	3	4
Configurabilidad	3	5
Total	11	13

El resultado de la matriz de selección el cilindro hidráulico de doble efecto con una puntuación de 13.

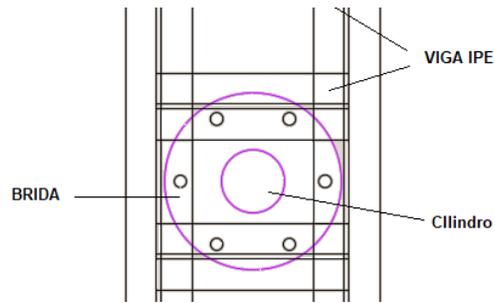
**Tabla 29**

*Matriz de selección del sistema de sujeción.*

Parámetro	Brida delantera	Brida trasera.	Brida intermedia	Rotula trasera	fijación por patas.
Sujeción óptima					
	5	4	3	1	4

El resultado de la matriz de selección el sistema de sujeción de brida delantera para el cilindro hidráulico de doble efecto con una puntuación de 5.

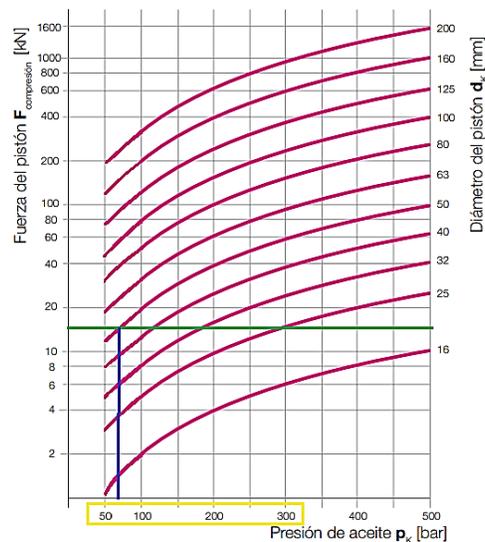
Sistema de fijación cilindro (Tipo - Brida delantera) que se sujetara sobre las Vigas IPE como se puede observar en la Figura 149.



**Figura 149** Sistema de sujeción  
Cilindro-Viga IPE.

Considerando una carga de 12.45 [kN] correspondiente al peso de las bandejas divididas para cada cilindro, el fabricante de los cilindros hidráulicos, Anexo F recomienda un aumento a esta carga en un 25% resultando el valor de 15.5 [kN], se procede a seleccionar el diámetro del cilindro considerando el pandeo que se puede generar.

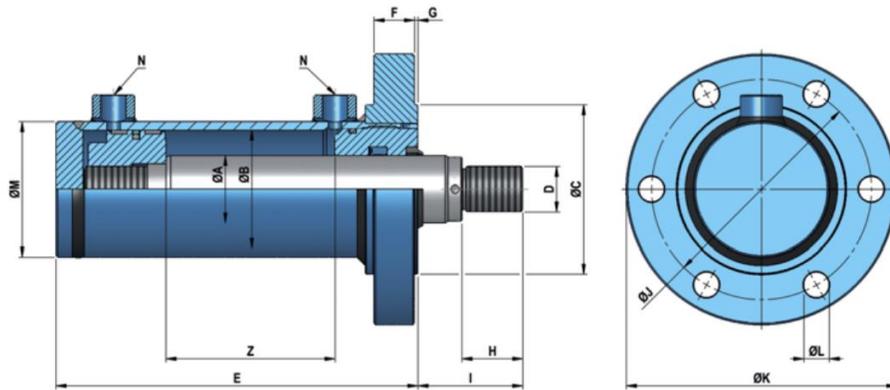
Para tener una preselección del diámetro del émbolo como la presión de trabajo del aceite se toma de recomendación la Figura 150 de preselección para cilindros hidráulicos como se puede observar en el Anexo G.



**Figura 150** Diagrama de preselección  
del diámetro del cilindro hidráulico.

Fuente: (Cicrosa, 2012)

Considerando como alternativas de selección los diámetros de 25, 32, 40, 50 [mm] a presiones de aceite entre 50 y 300 [bar].



**Figura 151** Dimensiones de elementos del cilindro hidráulico.  
Fuente: (Cicrosa, 2012)

En base al catálogo de cilindros comerciales detallados en la Tabla 30 se establece las dimensiones generales de los cilindros hidráulicos (Figura 151).

**Tabla 30**  
*Dimensiones de elementos del cilindro hidráulico*

REF.	ØA	ØB	E	C	D	F	G	H	I	J	K	L	M	N BSP
8000/Z	20	32	107 + Z	52	M14x1,5	15	2	18	35	67	80	7	42	1/4
8001/Z	22	40	97 + Z	60	M16x1,5	15	2	22	40	82	100	9	50	3/8
8002/Z	25													
8003/Z	28													
8004/Z	25	50	104 + Z	75	M20x1,5	18	2	28	48	103	125	11	60	3/8
8005/Z	28													
8006/Z	30													
8007/Z	36													

Fuente: (Cicrosa, 2012)

Por motivo de la longitud de carrera es de 600mm se considera el cálculo de pandeo en el cilindro hidráulico.

### 3.3.9.2.1. Cálculo de Inercia.

$$I = \frac{1}{4} \pi * r^4 \quad (92)$$

I: inercia [ $mm^4$ ]

r: radio del émbolo [ $mm$ ]

$$I1 = \frac{1}{4} 3.14 \times 10^4, \quad I2 = \frac{1}{4} 3.14 \times 15^4, \quad I3 = \frac{1}{4} 3.14 \times 18^4$$

$$I1 = 7853.98 [mm^4], \quad I2 = 39760.78 [mm^4], \quad I3 = 82447.95 [mm^4]$$

### 3.3.9.2.2. Cálculo del radio de giro Rg.

$$Rg = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad (93)$$

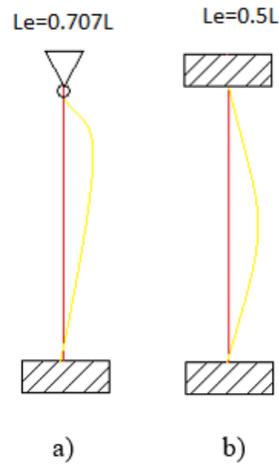
$$Rg = \sqrt{\frac{I}{\pi * r^2}}$$

$$Rg1 = \sqrt{\frac{7853.98}{\pi * 10^2}}, \quad Rg2 = \sqrt{\frac{39760.78}{\pi * 15^2}}, \quad Rg3 = \sqrt{\frac{82447.95}{\pi * 18^2}}$$

$$Rg1 = 4.99, \quad Rg2 = 7.49, \quad Rg3 = 8.99$$

Se determina el tipo de empotramiento de los cilindros hidráulicos Figura 152.

Le: Longitud efectiva



**Figura 152** Tipos de empotramiento: a) Fijo-Articulado b) Fijo-Fijo.

### 3.3.9.2.3. Relación de esbeltez.

$$\lambda = \frac{Le}{Rg} \quad (94)$$

$$\lambda_1 = \frac{0.707 \times 600}{4.99}, \quad \lambda_2 = \frac{0.707 \times 600}{7.49}, \quad \lambda_3 = \frac{0.707 \times 600}{8.99}$$

$$\lambda_1 = 85.01, \quad \lambda_2 = 56.56, \quad \lambda_3 = 47.18$$

Se define el comportamiento del vástago del cilindro hidráulico calculando el coeficiente  $C_c$  que representa la esbeltez que define el tipo de columna larga corta o intermedia.

$$C_c = \sqrt{\frac{2 * \pi^2 * E}{\sigma_y}} \quad (95)$$

$C_c$ : Coeficiente de esbeltez

$E$ : Modulo de elasticidad del acero [MPa]

$\sigma_y$ : Limite elástico [MPa]

$$Cc = \sqrt{\frac{2 * \pi^2 * 21000}{413}}$$

$$Cc = 31.6810$$

Se verifica la relación  $\lambda \geq Cc$ , con esta relación se establece que son columnas cortas o intermedias y se calcula el estado tensional admisible .

$$C\sigma_{adm} = \frac{\pi^2 * E}{(\lambda^2)} \quad (96)$$

$$\sigma_{adm1} = \frac{\pi^2 * 21000}{(85.01^2)}, \quad \sigma_{adm2} = \frac{\pi^2 * 21000}{(56.56^2)}, \quad \sigma_{adm3} = \frac{\pi^2 * 21000}{(47.18^2)}$$

$$\sigma_{adm1} = 28.67[\text{MPa}], \quad \sigma_{adm2} = 64.78[\text{MPa}], \quad \sigma_{adm3} = 93.11[\text{MPa}]$$

#### 3.3.9.2.4. Cálculo del estado tensional del vástago.

Con la relación de esbeltez se procede a seleccionar el coeficiente de pandeo  $\omega$  de la Tabla 31

Anexo H.

**Tabla 31**

*Coeficiente de pandeo AISI 1045*

$\lambda$	<i>Coeficiente de pandeo <math>\omega</math> AISI 1045</i>										$\lambda$
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
<b>20</b>	1.02	1.02	1.02	1.02	1.02	1.03	1.03	1.03	1.03	1.04	<b>20</b>
<b>30</b>	1.04	1.04	1.04	1.05	1.05	1.05	1.06	1.06	1.07	1.07	<b>30</b>
<b>40</b>	1.07	1.08	1.08	1.09	1.09	1.10	1.10	1.11	1.12	1.12	<b>40</b>
<b>50</b>	1.13	1.14	1.14	1.15	1.16	1.17	1.18	1.19	1.20	1.21	<b>50</b>
<b>60</b>	1.22	1.23	1.24	1.25	1.26	1.27	1.29	1.30	1.31	1.33	<b>60</b>
<b>70</b>	1.34	1.36	1.37	1.39	1.40	1.42	1.44	1.46	1.47	1.49	<b>70</b>
<b>80</b>	1.51	1.53	1.55	1.57	1.60	1.62	1.64	1.66	1.69	1.71	<b>80</b>
<b>90</b>	1.74	1.76	1.79	1.81	1.84	1.86	1.89	1.92	1.95	1.98	<b>90</b>
<b>100</b>	2.01	2.03	2.06	2.09	2.13	2.16	2.19	2.22	2.25	2.29	<b>100</b>

$$\lambda_1 = 85.01, \quad \lambda_2 = 60.68, \quad \lambda_3 = 47.18$$

$$\omega_1 = 1.62, \quad \omega_2 = 1.26, \quad \omega_3 = 1.11$$

$$\sigma = \frac{F * \omega}{A} \quad (97)$$

$$\sigma = \frac{15500 * 1.62}{\pi * 10^2}, \quad \sigma = \frac{15500 * 1.26}{\pi * 15^2}, \quad \sigma = \frac{15500 * 1.11}{\pi * 18^2}$$

$$\sigma_1 = 79.92[\text{MPa}], \quad \sigma_2 = 27.63[\text{MPa}], \quad \sigma_3 = 16.9[\text{MPa}]$$

### 3.3.9.2.5. Cálculo del factor de seguridad en el vástago del cilindro hidráulico.

$$n = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma} \quad (98)$$

$$n_1 = \frac{28.67}{79.92}, \quad n_2 = \frac{64.78}{27.63}, \quad n_3 = \frac{93.11}{16.9}$$

$$n_1 = 0.358, \quad n_2 = 2.34, \quad n_3 = 5.5$$

Con un factor de seguridad aceptable de 2.34 que garantiza un correcto funcionamiento se procedió a la selección el diámetro del émbolo correspondiente a 30[mm] que pertenecen al vástago del cilindro y de base 50[mm] (8006/Z) Anexo F.

### 3.3.9.3.Cálculo de fuerza de pistón.

Para cálculo de la fuerza de empuje calcularemos el área efectiva del cilindro hidráulico con las dimensiones del cilindro seleccionado.

$$A = \frac{D^2 \pi}{4} \quad (99)$$

D=diámetro interior del cilindro. [mm]

A= área efectiva del cilindro hidráulico [ $mm^2$ ]

$$A = \frac{50^2\pi}{4}$$

$$A = 1963.5 [mm^2]$$

Para la fuerza de empuje y el cálculo de la presión de la bomba se usa la ecuación 100.

$$F = PxA \quad (100)$$

F= fuerza de empuje [N]

P= presión de trabajo [MPa]

A= área efectiva del cilindro hidráulico [ $mm^2$ ]

$$A = 1963.5 [mm^2]$$

$$F = 15500 [N]$$

#### 3.3.9.4.Fuerza real de Empuje.

Considerando la recomendación del fabricante Anexo G una pérdida de fuerza por fricción máxima del 10% tendremos que la fuerza real de empuje de nuestro cilindro es de.

$$Fr = F + 0.1xF \quad (101)$$

Fr= fuerza real de empuje del cilindro hidráulico.

$$Fr = 15500[N] + 0.1 * 15500[N]$$

$$Fr = 17050[N]$$

$$P = \frac{F}{A} \quad (102)$$

$$P = \frac{17050 [N]}{1963.5 [mm^2]}$$

$$P = 8.683 [Mpa]$$

$$P = 86.83 [bar]$$

Para la selección de la bomba se establece una presión de trabajo de 100 [bar].

### 3.3.9.5. Cálculo de caudal de bomba.

Para el cálculo del caudal requerido por la bomba se tomó en cuenta el requerimiento de la gerencia de la empresa que el recorrido de los cilindros hidráulicos se realice en un tiempo de 30 segundos.

$$Q = \frac{V}{t} \quad (103)$$

Q= Caudal requerido. [mm<sup>3</sup>/s]

V=Volumen interno del cilindro. [mm<sup>3</sup>]

t= Tiempo requerido. [s]

$$V = 600 \times 1963.5$$

$$V = 1178100 [mm^3]$$

$$Q = \frac{1178100}{30}$$

$$Q = 39270 \left[ \frac{mm^3}{s} \right]$$

$$Q = 2.35 \left[ \frac{l}{min} \right]$$

Por los dos cilindros se requiere un caudal de  $3.7 \left[ \frac{l}{min} \right]$

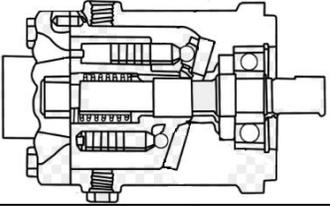
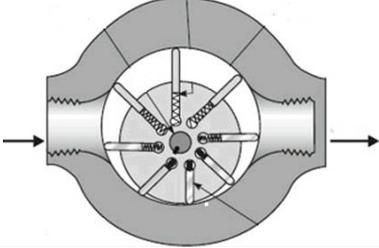
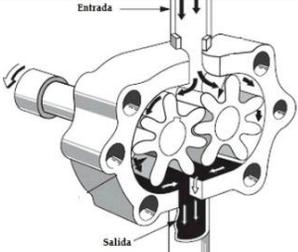
### 3.3.9.6. Selección de bomba hidráulica

Para el desarrollo del sistema hidráulico y la selección de la bomba hidráulica tenemos dos clases de bombas en el mercado, bombas dinámicas y bombas de desplazamiento positivo como se detalla en la Tabla 32.

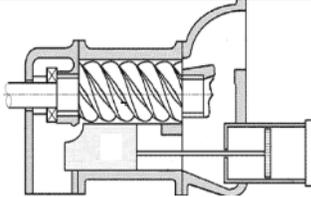
- Bombas de desplazamiento positivo.

**Tabla 32**

*Tipos de bombas hidráulicas a implementar.*

Numero	Nombre	Descripción	Ilustración
1	Bomba de pistón.	Amplio rango de presión, control de presión sin implementar nivel de flujo, descarga continua, componentes mecánicos propensos al desgaste, son pesadas por su tamaño y cigüeñal.	
2	Bomba de paletas.	Transferencia de diferentes líquidos industriales, sentido de flujo del fluido independiente del sentido de rotación, mantenimiento sencillo y rápido, No hay compresión, empuja, arrastra	
3	Bomba de engranes.	Manejo de fluidos de una amplia viscosidad, control del flujo por la velocidad de rotación, mantenimiento sencillo, menor valor en el mercado con referencia a otras bombas	

Continúa →

4	Bomba de tornillo.	Amplia gama de líquidos y viscosidad , Posibilidad de altas velocidades ,Gradual generación de presión, Bajísimo nivel sonoro, Alto rendimiento, limitadas aplicaciones, Costo relativamente alto	
---	--------------------	---	---

Para la selección de la bomba en base a la matriz morfológica Tabla 33 se estableció la ponderación del parámetro en una escala de 1-5 siendo 1 la ponderación más baja y 5 la más alta.

**Tabla 33**  
*Matriz de selección de bomba hidráulica.*

	Bomba de pistón	Bomba de paletas..	Bomba de engranes	Bomba de tornillo.
Menor Costo	3	4	5	2
Aplicación	4	2	4	3
Presión	4	2	4	3
Total	11	8	13	8

El resultado de la matriz de selección del tipo de bomba hidráulica una bomba de engranes con una puntuación de 13.

Requerimiento:

$$\text{Caudal } 3.7 \left[ \frac{l}{min} \right].$$

$$P = \text{presión de trabajo } 100 \text{ [bar]}.$$

En base a estos requerimientos establecidos y con la ayuda del catálogo Bombas de engranes Marzocchi Anexo I.

**Tabla 34**  
**Catálogo de engranes rectos**

TIPO TYPE	CILINDRADA DISPLACEMENT	CAUDAL a 1500 giros/min FLOW at 1500 rev/min	PRESIÓN MÁXIMA MAX PRESSURE			VELOCIDAD MÁXIMA MAX SPEED	DIMENSIONES DIMENSIONS	
			P <sub>1</sub>	P <sub>2</sub>	P <sub>3</sub>		L	M
	cm <sup>3</sup> /giro [cm <sup>3</sup> /rev]	litros /min [litres/min]	bar	bar	bar	giros/min [rpm]	mm	mm
GHP1-D2	1,4	2,0	270	290	310	6000	40	79
GHP1-D3	2,1	2,9	270	290	310	6000	41	81
GHP1-D4	2,8	3,9	270	290	310	5000	42	83
GHP1-D5	3,5	4,9	270	290	310	5000	43	85
GHP1-D6	4,1	5,9	270	290	310	4000	44	87

Fuente: (Marzocchi, 2016)

Realizando la selección de una bomba de engranes del grupo uno Ghp1D4 Tabla 34. Con un caudal de  $3,9 \frac{l}{min}$  y una presión continua de 27 MPa a 1466 rpm como se observa en el Anexo I.

### 3.3.9.7. Potencia Hidráulica

$$P = \frac{Q * \Delta P}{600 * \eta_{total}} \quad (104)$$

P=potencia hidráulica [Kw]

Q=Caudal [ $\frac{l}{min}$ ]

$\Delta P$  = Diferencial de presión [bar]

$\eta_{total}$  = eficiencia total ( $\eta_{vo} * \eta_{hid}$ )

$$P = \frac{3.9 * 100}{600 * 0.95 * 0.8}$$

$$P = 0.85 [Kw]$$

### 3.3.9.8. Potencia eléctrica consumida.

La potencia eléctrica que consume el motor es igual a la potencia ideal nominal considerando las pérdidas eléctricas y mecánicas.

Para este caso se considera el consumo del motor empleado en el sistema hidráulico proporcionado por la empresa auspiciante detallada en la Tabla (35).

**Tabla 35**  
*Características técnicas del motor.*

Motor MH112MC4		
Datos	Valor	Unidades
Voltaje	210	V
Amperaje	16.8	A
Frecuencia	60	Hz
Factor de potencia	0.82	
Revoluciones por minuto	1690	RPM
Potencia	5.5	Hp

$$Pe = U * I * \sqrt{3} \cos(\omega) \text{ [W]} \quad (105)$$

Pe: Potencia eléctrica consumida.

U: Voltaje de línea [V]

I: Amperaje de línea [A]

$\omega$ : Factor de potencia.

$$Pe = 3.52763 \text{ [KW]}$$

### 3.3.9.9. Selección de filtro.

Por el tipo de aplicación, el uso de una bomba de engranes y la presión de trabajo del sistema el fabricante recomienda el uso de un filtro Clase ISO 4406 con capacidad de filtración (25-40) micrómetros para fluidos hidráulicos a base de aceite mineral Tabla 36.

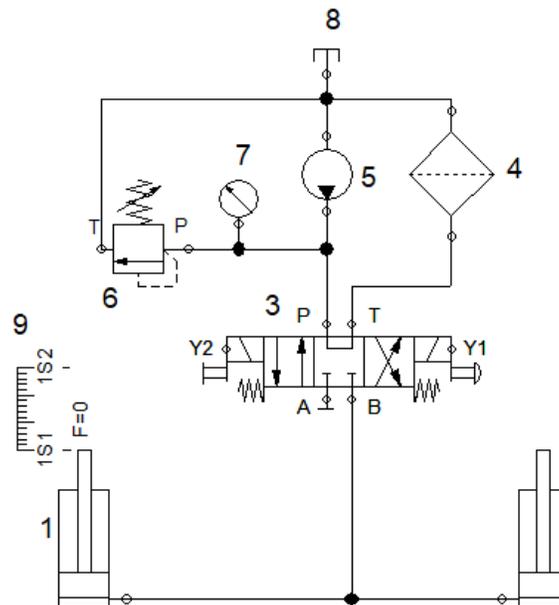
**Tabla 36**

*Selección de filtro por medio de la presión de trabajo.*

Presión	Pressure	<140 bar	140÷210 bar	>210 bar
Clase NAS 1638	NAS 1638 Class	10	9	8
Clase ISO 4406	ISO 4406 Class	19/16	18/15	17/14
Ratio $\beta_x = 75$	Ratio $\beta_x = 75$	25-40 $\mu\text{m}$	12-15 $\mu\text{m}$	6-12 $\mu\text{m}$

Fuente: (Marzocchi, 2016)

### 3.3.9.10. Esquema hidráulico.



**Figura 153** Esquema del sistema hidráulico.

### **3.3.9.11.Descripción del sistema Hidráulico.**

El sistema hidráulico está formado de los siguientes elementos Figura 153.

- 1: Cilindros hidráulicos.
- 2: Cañería estándar de 3/8.
- 3: Válvula direccional cuádruple de 2 vías manual.
- 4: Filtro clase ISO 4406 35-40 micrómetros.
- 5: Conjunto hidráulico.
- 7: Instrumentación manómetro.
- 8: Tanque de almacenamiento.
- 9: Fin de carrera.

El esquema de control y fuerza para el sistema hidráulico se presenta en el Anexo J, la construcción e implementación del mismo está a cargo de la gerencia de la empresa ECUAPLASTIC SC

## CAPÍTULO IV

### 4. CONSTRUCCIÓN Y PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO

#### 4.1. Construcción y pruebas de funcionamiento de bandejas simples

A continuación, se detalla el proceso de fabricación y las pruebas de funcionamiento de la prensa moldeadora.

#### El sistema de bandejas.

##### 4.1.1. Construcción de bandejas simples

Las bandejas moldeadoras simples se componen de placas de soporte, tubos, rodamientos y vigas laterales, y la construcción de cada componente se explica a continuación:

##### 4.1.2. Proceso de corte por plasma para placas de soporte de bandejas

El proceso de corte por plasma otorga un corte preciso y el acabado que se obtiene requiere una mínima mecanización para obtener las medidas y tolerancias establecidas y así se asegura que las placas de soporte de las bandejas conformadoras se acoplen correctamente para su correcto funcionamiento como se puede observar en la Figura 154.



*Figura 154* Placas de soporte de bandejas después del proceso de corte por plasma listas para ser maquinadas.

#### 4.1.3. Proceso de maquinado de placas de soporte de bandejas

Con el proceso de maquinado se remueve el exceso de material que resultó del proceso de corte, logrando la forma tolerancias y dimensiones establecidas en los planos de diseño en las placas como se observa en la Figura 155.



*Figura 155* Placas en proceso de maquinado.

#### 4.1.4. Proceso de corte de tubos

Los tubos que se consigue en el mercado nacional poseen dimensiones de 6 metros se cortan con las dimensiones establecidas en el Anexo A y se los ensambla con los ejes de acople en cada extremo para la colocación de los rodamientos como se observa en las Figuras 156 y 157.



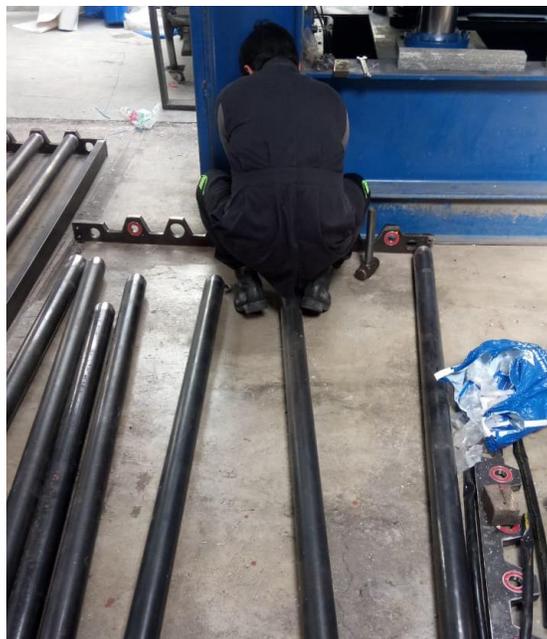
*Figura 156* Tubo en proceso de maquinado.



**Figura 157** Tubos listos para ser ensamblados en el sistema de bandejas moldeadoras.

#### **4.1.5. Proceso de ensamblaje de bandejas moldeadoras**

En el proceso de ensamblaje de las bandejas moldeadoras se acoplan los tubos, rodamientos, seguros internos, placas de soporte y vigas laterales como se ve en las Figuras 158 y 159.



**Figura 158** Ensamblado de todos los componentes de las bandejas moldeadoras simples.



**Figura 159** Ensamblaje de bandejas simples para pruebas de conformado

#### **4.2. Pruebas de funcionamiento de las bandejas moldeadoras simples**

Después de disponer de las placas superior e inferior del sistema de bandejas se realizaron las pruebas de funcionamiento como se observa en la Figura 160 para verificar la calidad del conformado de las cubiertas.



**Figura 160** Prueba de funcionamiento con la bandeja superior e inferior del sistema de bandejas moldeadoras.

### 4.3. Construcción y pruebas de funcionamiento de la prensa moldeadora

Con las pruebas de funcionamiento preliminares se verificó que el conformado realizado cumple con las dimensiones establecidas en las normas NTC 160 categoría C clase 3 y la NTE INEN 1320:2014. y se continuó con la construcción de las bandejas moldeadoras dobles del sistema de conformado. La construcción de la prensa moldeadora se dividió en tres etapas, la primera consiste en la construcción del bastidor, la segunda comprende todo el sistema de rieles y bandejas moldeadoras, y por último la tercera etapa implica el sistema hidráulico como se detalla a continuación.

#### 4.3.1. Construcción del bastidor

Los perfiles IPE se cortan con las medidas establecidas y se proceden a soldar mediante proceso SMAW con electrodo E7018 como se observa en las Figuras 161 y 162 con la disposición establecida en los planos del Anexo L.



**Figura 161** Bastidor en posición invertida debido al proceso de soldado de vigas inferiores.



**Figura 162** Bastidor de la prensa en proceso de soldadura SMAW.

#### **4.3.2. Construcción del sistema de rieles y bandejas moldeadoras dobles.**

Los procesos de corte y maquinado de los componentes de las bandejas dobles se llevaron a cabo de la misma manera que las bandejas simples por lo que al disponer de todos los componentes se realizó el ensamblaje de cada bandeja doble como se describe a continuación:

#### **4.3.3. Proceso de ensamblaje de bandejas moldeadoras dobles**

De manera similar a las bandejas simples, en las bandejas moldeadoras dobles se acoplan los tubos, rodamientos, seguros internos, placas de soporte y vigas laterales como se ve en las Figuras 163 y 164.



**Figura 163** Ensamblado de todos los componentes de las bandejas moldeadoras dobles.



**Figura 164** Ensamblaje de bandejas simples para pruebas de conformado

#### **4.3.4. Proceso de corte y soldadura de soportes y rieles**

El sistema de soportes se suelda verificando que cada soporte se encuentra correctamente alineados para asegurar que las rieles tengan la misma separación y nivel como se observa en las Figuras 165 y 166.



*Figura 165* Ubicación de soportes para el sistema de rieles.



*Figura 166* Rieles soldadas y maquinas listas para ensamblaje.

#### **4.3.5. Proceso de ensamblaje de rieles**

En el proceso de ensamblaje de rieles se ubicó cada riel según el nivel de soporte que le corresponde y se verificó que se encuentren alineadas como se observa en la Figura 167 cumplan las dimensiones establecidas en el Anexo L.



*Figura 167* Rieles ubicadas en su respectivo soporte.

#### **4.3.6. Verificación del acoplamiento del sistema de rieles con el sistema de bandejas moldeadoras**

La construcción del sistema de rieles y bandejas moldeadoras se realizó de manera simultánea para verificar que ambos sistemas se acoplen de acuerdo a los planos de diseño en la etapa de ensamblaje de ambos sistemas como se observa en las Figuras 168 y 169.



*Figura 168* Longitud del eje no coincide con la separación del riel.



**Figura 169** Verificación de asentamiento de bandejas en el sistema de rieles.

#### **4.3.7. Proceso de ensamblaje del sistema de rieles y bandejas moldeadoras**

Con la verificación del sistema de rieles y bandejas que se acoplen de manera correcta se procede a soldar los ejes de las bandejas como se ve en la Figura 170 se colocan todas las bandejas en el sistema de rieles como se observa en la Figura171.



**Figura 170** Soldado de ejes en bandejas moldeadoras.



*Figura 171* Ensamblaje completo del sistema de rieles y bandejas moldeadoras.

#### **4.3.8. Implementación del sistema hidráulico**

El sistema hidráulico ha sido realizado a partir de un motor Siemens de 5 HP y una bomba de engranajes Rocket que se observan en las Figuras 172 y 173 provistos por la empresa Ecuaplastic S.C., para la restauración del motor, la bomba y el ensamblaje final del sistema hidráulico se contrató a la empresa Soluciones Hidráulicas HYDROMEL.

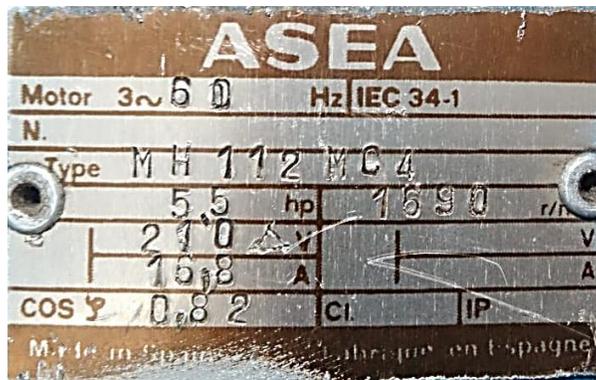


*Figura 172* Bomba de engranajes Rocket.



**Figura 173** Motor Siemens MH12 provisto por la empresa Ecuaplasic S.C.

Datos técnicos del motor eléctrico.



**Figura 174** Placa de datos del motor Siemens MH12.

#### 4.3.9. Construcción de fosa para cilindros hidráulicos

La construcción de la fosa para los cilindros hidráulicos fue necesaria debido al requerimiento de 1.7 metros de altura de la prensa, solicitado por el gerente de la empresa, motivo por lo que se decidió realizar una fosa de profundidad de 0.9 [m] que se ajuste a las dimensiones de los cilindros hidráulicos como se puede observar en la Figura 175.



*Figura 175* Realización de la fosa para cilindros hidráulicos.

#### **4.3.10. Sistema hidráulico entregado por la empresa Soluciones Hidráulicas HYDROMEL.**

El sistema hidráulico cumple con los requerimientos establecidos con el contratista Soluciones Hidráulicas Hydromel como se puede observar en la Figura 176.



*Figura 176* Sistema hidráulico con todos sus componentes.

#### 4.3.11. Acoplamiento del sistema hidráulico

El equipo hidráulico se acopla con el bastidor y se realiza las conexiones eléctricas e hidráulicas por parte del contratista Hydromel Figura 177.



*Figura 177* Sistema hidráulico acoplado al bastidor de la prensa moldeadora.

#### 4.3.12. Instalación de cilindros hidráulicos.

Los cilindros hidráulicos se acoplan al bastidor sobre las IPE por medio de una conexión emperrada entre la brida de los cilindros hidráulicos y la brida del bastidor ubicado en la parte central de las IPE como se puede observar en la Figura 178.



*Figura 178* Instalación de los cilindros hidráulicos

#### 4.3.13. Implementación del sistema piñón cremallera

El sistema nivelador piñón cremallera se ensambla (Figuras 179 y 180) verificando que todas las cremalleras estén alineadas una respecto de otra para garantizar su debido funcionamiento.



*Figura 179* Ensamblaje de piñones y ejes de transmisión.



*Figura 180* Sistema piñón cremallera completo.

#### 4.4. Ensamble total de la prensa moldeadora

Se completa el ensamblaje final concatenando todos los sistemas y subsistemas de la prensa moldeadora como se puede observar en las Figuras 181 y 182.



**Figura 181** Ensamble total de la prensa moldeadora.



**Figura 182** Ensamble total de la prensa moldeadora vista frontal

## **CAPÍTULO V**

### **5. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO Y ANÁLISIS RESULTADOS**

En el capítulo V se presenta las diferentes listas de verificación del estado de los elementos y sistemas que componen la prensa moldeadora, con la finalidad de optimizar el funcionamiento adecuado, disminuir y eliminar todo tipo de error que pueda generar una avería de la prensa o un resultado negativo en el conformado de las cubiertas.

Conjuntamente con las pruebas de conformado de las cubiertas y verificación dimensional de acuerdo a las normas NTE INEN 1320:2014 y la NTC 160 categoría C clase 3 Anexo L.

#### **Responsables**

- Fernando Herrera
- Diego Quisilema

#### **Actividades**

Inspección visual de los distintos sistemas que conforman la prensa moldeadora:

- Conexiones empernadas de los elementos.
- Conexiones soldadas de los elementos.
- Conectores del sistema eléctrico.
- Conexiones y funcionamiento del sistema hidráulico.
- Conexiones y funcionamiento de control y fuerza del sistema eléctrico.
- Conexiones móviles de los sistemas.

## 5.1. Pruebas de conformado y verificación dimensional de las cubiertas.

- Dimensiones nominales de las cubiertas
- Calidad del material de la cubierta
- Ancho de cubierta
- Altura de onda
- Distancia entre crestas de ondas consecutivas.
- Espesor de la cubierta
- Escuadría
- Alturas de bordes rectos

### 5.1.1. Inspección visual de los distintos sistemas que conforman la prensa moldeadora

La inspección del estado de conexión de los sistemas y subsistemas de la prensa moldeadora se detalla en las siguientes Tablas (37- 41).

**Tabla 37**

*Conexiones Soldadas de los sistemas o elementos*

Elementos o Sistemas	Elementos de conexión	Estado
Bastidor	Bastidor conexiones vigas/ columnas	✓
	Estructura de soporte de bandejas interna	✓
	Estructura de soporte de bandejas externa	✓
	Estructura de elevación de bandejas	✓
Sistema de bandejas	Tubos Ø3"/Eje de acople	✓
	Tubo cuadrado/ placa de acople 80x40	✓

**Tabla 38***Conexiones Empernadas de los sistemas o elementos.*

Sistema	Elementos de conexión	Estado
Sistema de bandejas moldeadoras	Placas laterales simples/ tubo estructural rectangular	✓
	Placas laterales dobles/ tubo estructural rectangular	✓
	Bandeja superior/ bastidor superior	✓
Sistema Hidráulico	Cilindros hidráulicos/ brida del cilindro/ brida del bastidor	✓
	Equipo hidráulico / bastidor superior	✓
Bastidor	Placa base/ cimentación	✓
Sistema de nivelación cremallera piñón	Cremallera/ Estructura de elevación	✓
	Chumacera dobles/ Bastidor inferior (soporte de cilindros hidráulicos)	✓

**Tabla 39***Conexiones y funcionamiento de control y fuerza del sistema hidráulico*

Sistema	Elementos de conexión	Estado
Sistema eléctrico	Conexione de control	✓
	Conexiones de fuerza	✓
	Botoneras	✓

**Tabla 40***Conexiones y funcionamiento del sistema hidráulico.*

Sistema	Elementos de conexión	Estado
Sistema Hidráulico	Cilindros hidráulicos/ equipo hidráulico	✓
	Acoples intermedios	✓

**Tabla 41***Conexiones móviles de los sistemas.*

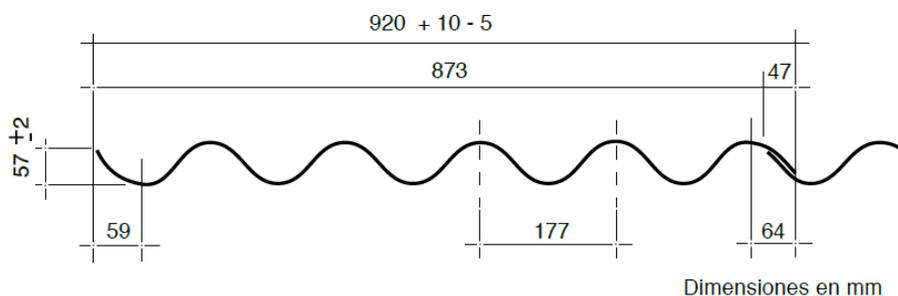
Sistema	Elementos de conexión	Estado
Sistema de bandejas moldeadoras	Ejes de acople/ rodamientos 6002	✓
	Rodamiento 6002/ placas laterales.	✓
	Ejes de soporte/ Riel	

Continúa →

Sistema Hidráulico	Cilindros hidráulicos/ / Estructura de elevación	✓
Sistema de nivelación cremallera piñón	Cremallera/ Piñón	✓
	Piñón/ eje de transmisión	✓
	Rodillo de fricción/ Chumacera	✓

### 5.1.2. Pruebas de conformado y verificación dimensional de las cubiertas.

Para las pruebas de conformado y verificación dimensional se realizaron la inspección visual como una verificación geométrica de las cubiertas y las variaciones de su dimensión, que debe cumplir las disposiciones de la NTE INEN 1 318 cumpliendo las tolerancias dispuestas en las normas NTE INEN 1320:2014 y la NTC 160 categoría C clase 3 como se puede observar en la Figura 183.



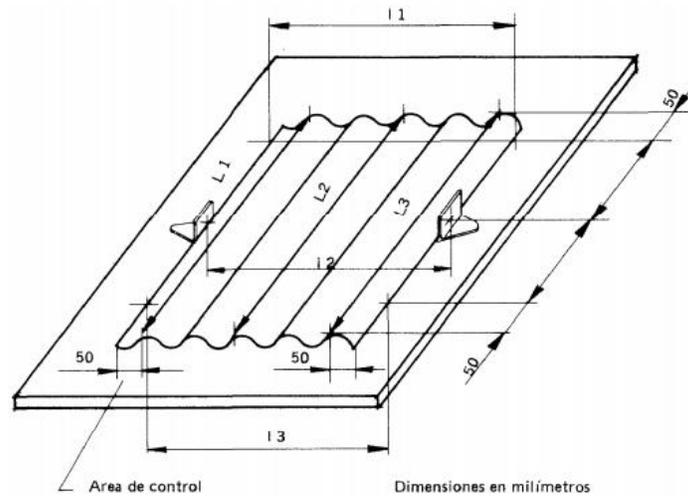
**Figura 183** Tolerancias geométricas de cubiertas de onda P7. NTC 160  
Fuente:(NTC 160 Categoría C Clase 3)

### 5.1.3. Procedimiento de verificación dimensional INEN 1318

#### Largo y ancho

Mediante el uso de un tablero plano regular, con dimensiones apropiadas ligeramente mayores que la lámina y condicionado para realizar las mediciones indicadas con el uso de un flexómetro como se observa en la Figura 184, se toman tres medidas con aproximación a 1 [mm], una en el

medio y dos aproximadamente en los bordes extremos, con estas medidas se determina la media aritmética y se verifica si cumple con las disposiciones del numeral 5.4.1. de la Norma INEN 1320.



**Figura 184** Diagrama para medición de largo y ancho de cubiertas.  
Fuente: (INEN 1318)

### Media aritmética

#### Largo

$$\bar{x} = 2439.95$$

#### Ancho

$$\bar{x} = 110$$

### Altura de onda

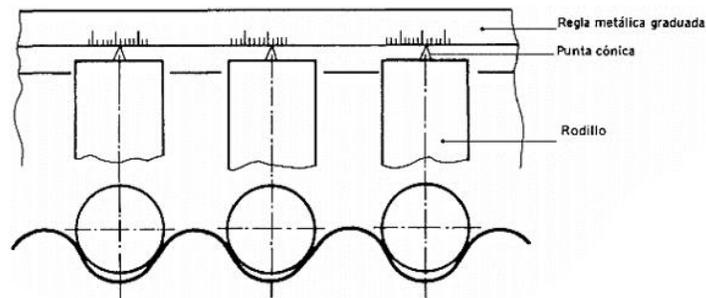
Se seleccionan tres ondulaciones de una lámina y con el uso de un micrómetro con precisión de 0.1 [mm] se toman tres medidas con un espaciamiento regular a lo largo de la lámina y se calcula la media aritmética. El promedio de las tres medidas obtenidas debe cumplir las disposiciones del numeral 5.4.3. la Norma INEN 1 320.

### Media aritmética

$$\bar{x} = 56.99$$

## Longitud de onda

Los elementos necesarios para realizar la medición de la longitud de onda constan de un tablero, rodillos de acero (longitud mínima de 200 mm y diámetro un poco menor que al de la onda de las cubiertas, punta cónica) y una regla metálica de un metro graduada en milímetros como se observa en la Figura 185. Se colocan los rodillos en las ondulaciones y se miden las distancias entre dos puntas cónicas contiguas. Finalmente se calcula la media aritmética en tres medidas tomadas y debe cumplir las disposiciones del numeral 5.4.3. de la Norma INEN 1 320.



**Figura 185** Diagrama para medición de longitud de onda

Fuente: (INEN 1318)

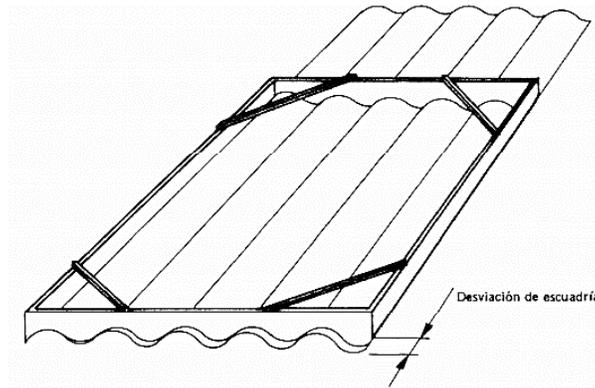
## Media aritmética

$$\bar{x} = 176.99$$

## Escuadría

Empleando un marco rectangular con dos de los lados opuestos y los otros dos recortados de acuerdo a la ondulación de las láminas, el largo de los bordes rectos debe ser de 1[m] como se observa en la Figura 186.

Se hace coincidir una esquina del marco rectangular con una esquina de una lámina, la desviación máxima en las otras esquinas debe ser menor que la indicada en el numeral 5.4.5. de la Norma INEN 1 320.



**Figura 186** Diagrama para medición de escuadría.  
Fuente: (INEN 1318)

### **Espesor**

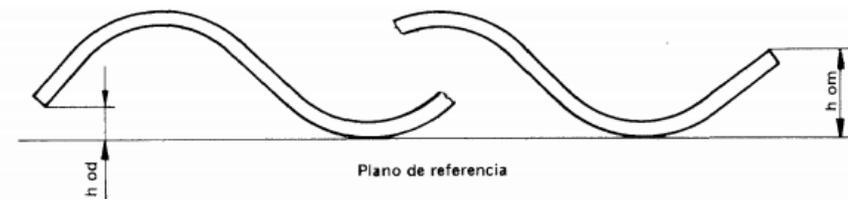
Con el uso de un micrómetro con precisión de 0.5 [mm] se toman medidas en los extremos, en el valle y en la cumbre de la ondulación. Por último, cada valor debe compararse con las disposiciones del numeral 5.4.2. de la Norma INEN 1320 y no debe ser menor que el mínimo valor especificado Tabla 43.

### **Media aritmética**

$$\bar{x} = 5.01$$

### **Altura de aristas rectas**

Con el uso de micrómetros se verifica la altura de las aristas en la ondulación ascendente y descendente como se observa en la Figura 187. La altura medida debe estar dentro de las tolerancias establecidas en el numeral 5.4.6. de la Norma INEN 1 320.



**Figura 187** Diagrama para verificación de altura de aristas.  
Fuente: (INEN 1318)

#### 5.1.4. Verificación dimensional de cubiertas.

Para la verificación dimensional de las cubiertas se emplea el método establecido en la INEN 1318 y las tolerancias permisibles en las normas INEN 1320 y NTC 160 con el criterio de aceptación de estas dimensiones detalladas en la Tabla 43.

Se realizó la verificación dimensional en los puntos establecidos en la INEN 1318 en el largo, ancho, longitud de onda, escuadra, y espesor de la cubierta como se puede observar en el Anexo M obteniendo los valores detallados de 1 cubierta en la Tabla 42.

**Tabla 42**  
*Valores dimensionales de cubierta P7*

Parámetro de evaluación	Valor			NTE INEN 1320	NTC 160
				Cumple/ No cumple	Cumple/ No cumple
Largo de la cubierta	2440	2440	2440	✓	✓
Ancho de cubierta	92	92	93	✓	✓
Distancia entre crestas de ondas consecutivas.	177	177	176	✓	✓
Espesor de la cubierta	5	5	5	✓	✓
Escuadría	4			✓	✓
Alturas de bordes rectos	57	57	57	✓	✓

**Tabla 43**

### Verificación dimensional de las cubiertas.

Parámetro de evaluación	NTE INEN 1320	Estado	NTC 160	Estado
	Tolerancias	Cumple/ No cumple	Tolerancias	Cumple/ No cumple
Dimensiones nominales de las cubiertas	Largo, ancho, altura	✓	Largo, ancho, altura	✓
Calidad del material de la cubierta	Estado homogéneo no presenta resquebrajamientos	✓	Estado homogéneo no presenta resquebrajamientos	✓
Largo de la cubierta	La variación máxima admisible en el largo de las láminas debe ser de $\pm 15$ [mm].	✓	La variación máxima admisible en el largo de las láminas debe ser de $+ 10$ mm y $- 5$ [mm]	✓
Ancho de cubierta	La variación máxima admisible en el ancho de las láminas debe ser de $+ 15$ [mm] y $- 10$ [mm].	✓	La variación máxima admisible en el ancho de las láminas debe ser de $+ 10$ [mm] y $- 5$ [mm]	✓
Altura de onda	La variación máxima admisible en la altura de onda debe ser de $\pm 3$ [mm].	✓	La variación máxima admisible en la altura de onda debe ser de $\pm 2$ [mm].	✓
Distancia entre crestas de ondas consecutivas.	La variación máxima admisible de la longitud de onda en una sola lámina debe ser de $\pm 3$ [mm].	✓	La variación máxima admisible de la longitud de onda en una sola lámina debe ser de $\pm 2$ [mm].	✓
Espesor de la cubierta	La variación máxima admisible en el espesor nominal de la lámina debe ser de $\pm 1$ [mm].	✓	La variación máxima admisible en el espesor nominal de la lámina debe ser de $\pm 1$ [mm].	✓
Escuadría	Los bordes de las láminas o sus proyecciones horizontales, deben cortarse en ángulo recto, con una desviación máxima de 10 [mm]. en cada borde	✓	Los bordes de las láminas o sus proyecciones horizontales, deben cortarse en ángulo recto, con una desviación máxima de 7 [mm]. en cada borde	✓
Alturas de bordes rectos	La altura nominal de un lado dado, debe ser de $\pm 15$ [mm] como máximo	✓	La altura nominal de un lado dado, debe ser de $\pm 10$ [mm] como máximo	✓

### 5.2. Análisis de resultados de pruebas de funcionamiento y conformado de las cubiertas.

- Las dimensiones obtenidas con los procedimientos determinados en la NTE INEN 1318 se encuentran dentro de los rangos y criterios de aceptación de la NTE INEN 1320 y la NTC 160 indicando que el proceso de conformado de las cubiertas de onda P7 aseguran un correcto dimensionamiento y homogenización permitiéndonos obtener cubiertas de calidad.

- Se tomó un lote de 80 cubiertas para la verificación de las características geométricas, donde se encontró una aceptación del 95% del número de cubiertas que cumplen con lo dispuesto en la NTE INEN 1320.
- Comparando las dimensiones de cubiertas obtenidas por el proceso manual y de cubiertas realizadas mediante el uso de la prensa conformadora se evidencia la mejora en el conformado de las ondas obteniendo una homogenización de las ondas y estandarización dimensional.

## CAPÍTULO VI

### 6. ANÁLISIS ECONÓMICO

En este capítulo se establece e informa todos los costos de financiamiento y fabricación relacionados a la fabricación de la prensa moldeadora.

Los costos se definirán como los recursos económicos invertidos de forma directa o indirecta con la finalidad de producir un bien.

Con el fin de tener un correcto análisis de todos los costos que intervienen en el proyecto dividiremos en tres tipos de costos:

- Costos directos
- Costos directos de fabricación
- Costos Indirectos

#### 6.1. Costos Directos

Los costos directos son aquellos que tienen relación directa a la realización y construcción de la prensa conformadora.

##### 6.1.1. Costos para el bastidor y sistema de rieles

Los costos del bastidor y sistema de rieles se detallan en la Tabla 44. .

**Tabla 44**

*Costo directo bastidor y sistema de rieles*

Cantidad	Descripción	Precio unitario	Precio Total
2	Perfil estructural IPE 160	\$ 128.87	\$ 257.74
4	Perfil estructural IPE 120	\$ 84.79	\$ 339.16

Continúa →

3	Perfil estructural IPE 100	\$ 63.59	\$ 190.77
5	Tubo rectangular	\$ 17.37	\$ 86.85
1	Tubo cuadrado	\$ 25.3	\$ 25.3
1	Galón de fondo anticorrosivo	\$ 15.9	\$ 15.9
1	Galón de sintético automotriz azul	\$ 25.4	\$ 25.4
1/2	Galón PN Aluminio resistente a la temperatura	\$ 35.3	\$ 17.6
Total			\$ 958.72

### 6.1.2. Costos para el sistema de bandejas.

Los costos del sistema de bandejas se detallan en la Tabla 45.

**Tabla 45**  
*Costo directo sistema de bandejas*

Cantidad	Descripción	Precio unitario	Precio Total
12	Placas de acero 1"	\$ 384	\$ 4600
35	Tubos	\$ 34.86	\$ 1220.1
6	Tubo rectangular.	\$ 36.69	\$ 73.38
140	Rodamientos 6206	\$ 6.6	\$ 924
140	Anillos de seguridad	\$ 0.6	\$ 84
20	Rodamiento Strong 80mm	\$ 9	\$ 180
48	Pernos M12	\$ 0.24	\$ 11.52
12	Pernos ½	\$ 0.41	\$ 4.92
24	Pernos 3/8	\$ 0.19	\$ 4.56
2	Eje AISI 1018 1"	\$ 34.45	\$ 68.9
Total			\$ 7171.38

### 6.1.3. Costos del sistema hidráulico.

Los costos del sistema de hidráulico se detallan en la Tabla 46.

**Tabla 46**

*Costo directo sistema hidráulico.*

<b>Cantidad</b>	<b>Descripción</b>	<b>Precio unitario</b>	<b>Precio Total</b>
2	Cilindros hidráulicos	\$ 350	\$ 700
1	Obra civil agujero para cilindros	\$ 60	\$ 60
	Reconstrucción de equipo Hidráulico (Aislador de manómetro, Manómetro de glicerina, Electro válvula centro tanden, Regulador de caudal con check, Visor de nivel, Filtro de succión, Adaptadores varios )	\$ 850	\$ 850
1	Mangueras hidráulicas y conectores		\$ 200
3	Caneca de aceite hidráulico ISO 68	\$ 65	\$ 195
4	Cremalleras	\$ 37	\$ 148
4	Piñones	\$ 16	\$ 64
2	Eje de transmisión	\$ 34.45	\$ 68.9
4	Chumaceras dobles	\$ 20	\$ 80
4	Rodillo de Fricción	\$ 3	\$ 12
			\$ 2377.9
	<b>Total</b>		

#### 6.1.4. Costos del sistema eléctrico y automatización.

Los costos del sistema eléctrico Tabla 47 y de automatización se detalla a continuación.

**Tabla 47**

*Costo directo sistema eléctrico y control*

Cantidad	Descripción	Precio unitario	Precio Total
1	Tablero de control on/of con pulsador	\$ 395	\$ 395
2	Fin de carrera	\$ 30	\$ 60
Total			\$ 455

Se detalla en la Tabla 48 los costos directos Totales.

**Tabla 48**

*Costo directo totales.*

Costos Directos	
Costos para el bastidor y sistema de rieles	\$ 958.72
Costos para el sistema de bandejas	\$ 7171.38
Costos del sistema hidráulico	\$ 2377.90
Costos del sistema eléctrico y automatización	\$ 455.00
SUB TOTAL	\$ 10959.00
IVA	\$ 1315.08
TOTAL	\$ 12274.08

#### 6.2. Costos directos de fabricación

Son todos los costos vinculados directamente a la fabricación de los diferentes componentes de la prensa moldeadora que se detallarán a continuación en las tablas Tabla (49-51).

**Tabla 49***Costo de mano de obra de bastidor y sistema de bandejas y rieles*

Descripción	Precio [Dólares/Hora]	Tiempo (Horas)	Precio Total
Mecánico	\$ 6	\$ 120	\$ 720
Soldador calificado en proceso SMAW	\$ 7.46	\$ 30	\$ 223.8
Ayudante de taller	\$ 3	\$ 120	\$ 360
Albañil	\$ 6.85	\$ 8	\$ 55
		Sum Total	\$ 1358.8

**Tabla 50***Costo de proceso de mecanizado para elementos extras.*

Cantidad	Descripción	Precio Unitario	Precio Total
140	Tapas rodillos	\$ 2.50	\$ 350
20	Ejes ruedas de bandejas	\$ 2	\$ 40
4	Bocines para placa de soporte inferior	\$ 2	\$ 8
4	Adecuación placa de refuerzo para cremallera	\$ 5	\$ 20
		Sum Total	\$ 418

**Tabla 51***Costo directo de fabricación*

Cantidad	Descripción	Precio Unitario	Precio Total
1	Costo de mano de obra de bastidor y sistema de bandejas y rieles	\$ 1358.8	\$ 1358.8
1	Costo de proceso de mecanizado para elementos extras.	\$ 418	\$ 418
		Sum Total	1776.8

### 6.3. Costos indirectos

Son todos los costos que no están vinculados directamente con el proyecto, pero son necesarios para la realización de la prensa moldeadora detallados en la Tabla 52.

**Tabla 52**

*Costos indirectos varios.*

Descripción	Valor
Transporte	\$ 240
Herramienta	\$ 183.5
Sum Total	\$ 423.5

### 6.4. Costo total

Los costos totales consideran los costos directos totales más los costos indirectos con lo cual se obtiene el costo básico de la prensa moldeadora detallados en la Tabla 53.

**Tabla 53**

*Costos totales del proyecto.*

Descripción	Valor
Costos directos totales	\$ 14050.88
Costos indirectos	\$ 423.5
TOTAL	\$ 14474.88

En el capítulo V el análisis económico de los materiales y fabricación de los diferentes sistemas que conforman la prensa moldeadora se ha realizado en dólares. Los valores de los elementos y accesorios que conforman los diferentes sistemas son los más actuales y accesibles en el mercado nacional.

## 6.5. Indicadores de rentabilidad.

### 6.5.1. Periodo de recuperación de Inversión.

Este indicador nos permite identificar el tiempo requerido de la empresa para recuperar la inversión. El tiempo de recuperación se lo determina por medio de flujos de caja anuales para los años de vida útil de la maquinaria, un indicador del retorno de la inversión es un valor positivo en el flujo anual acumulado como se detalla en la Tabla (54).

### 6.5.2. Costo energético mensual.

Para este análisis se determina una jornada de trabajo normal de 8 horas en una semana de 5 días, la prensa moldeadora realiza 16 operaciones de conformado por turno lo que implica que el motor se encuentra en funcionamiento 12.8 horas en un mes de trabajo. El costo eléctrico en el Ecuador es de 0.09 \$/Kwh en el año 2019.

#### Costo energético mensual.

$$Ce = Pe * T * Cel \left[ \frac{\$}{mes} \right] \quad (106)$$

Ce: Costo energético.  $\left[ \frac{\$}{mes} \right]$

Pe: Potencia específica  $\left[ \frac{Kw}{h} \right]$

T Tiempo de uso  $[hora]$ .

Cel: Costo eléctrico.  $\left[ \frac{\$}{Kwh} \right]$

$$Ce = 3.52 * 12.8 * 0.09 \left[ \frac{\$}{mes} \right]$$

$$Ce = 4 \left[ \frac{\$}{mes} \right]$$

### **Costo de salarios del personal mensual.**

Para este análisis de costo de salarios  $S_m$  y  $S_p$ , se considera el personal empleado en el conformado manual de las cubiertas que se lo realiza por 4 personas y con la implementación de la prensa moldeadora con el requerimiento de 2 personas para el conformado.

$$S_m = 1182 \left[ \frac{\$}{mes} \right]$$

$$S_p = 788 \left[ \frac{\$}{mes} \right]$$

### **6.5.3. Flujo de caja anual y rentabilidad.**

Con las condiciones y parámetros establecidos los costos eléctricos  $C_e$ , los salarios de los trabajadores en los distintos procesos se determina los costos anuales para obtener el flujo de caja correspondiente como se detalla en la Tabla 54.

El tiempo estimado de recuperación de la inversión es de cuatro años como se detalla en la Tabla 55 obteniendo un valor positivo en el flujo acumulado en este año, garantizando la recuperación total de la inversión.

**Tabla 54**  
*Costos de conformado.*

Mes	Conformado manual	Conformado con prensa moldeadora		
	Salario Sm	Ce	Salario Sp	
1	1182	4\$	788	
2	1182	4	788	
3	1182	4	788	
4	1182	4	788	
5	1182	4	788	
6	1182	4	788	
7	1182	4	788	
8	1182	4	788	
9	1182	4	788	
10	1182	4	788	
11	1182	4	788	
12	1182	4	788	
		48	9456	
Anual	14184		9504	4680

Beneficio  
económico  
anual  
[Dólares/Año]

**Tabla 55**  
*Flujo de caja anual*

Año	Flujos Anuales	Flujos Anuales Acumulados
0	-14474,38	-14474.38
1	4680	-9794.38
2	4680	-5114.38
3	4680	-434.38
4	4680	4245.62

## CAPÍTULO VI

### 5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### Conclusiones

- Se diseñó y construyó una prensa moldeadora para obtener planchas de Polialuminio con onda P7, que cumplen con las medidas según los estándares NTC 160 categoría C clase 3 y NTE INEN 1320:2014 como se evidencia en el Anexo M.
- Se diseñó un bastidor mediante el uso de un software de análisis estructural, con el cual se analizaron los diferentes casos de modelado computacional y se pudo determinar que todos los elementos de la estructura se encuentran por debajo de la demanda capacidad de 0.7 bajo el criterio del AISC 360-10 lo que garantiza un diseño confiable y seguro.
- Se diseñó el sistema de conformado por sistema de bandejas, que permite obtener una geometría homogénea cumpliendo las medidas conforme a la norma NTC 160 categoría C clase 3 y la NTE INEN 1320:2014 como se evidencia en la Tabla 42.
- Se realizó el análisis de cargas, el cual nos permite obtener el dimensionamiento de cada uno de los elementos que conforman la prensa moldeadora conjuntamente con la selección de los elementos adicionales de los sistemas y subsistemas, determinando el elemento más crítico de la prensa moldeadora, garantizando una vida útil de al menos 25 años.
- Con la implementación de la prensa moldeadora en la línea de producción de cubiertas onduladas se optimizó el tiempo de conformado de 35 minutos a 28 minutos con el funcionamiento de la prensa moldeadora con un aumento de producción estimado de 25%.

- Se realizó el análisis dimensional en un lote de 80 cubiertas, con los procedimientos establecidos en la INEN 1318 para verificar las tolerancias de las cubiertas estandarizadas P7 señalados en la INEN 1320 con una confiabilidad del 95%.

### **Recomendaciones**

- Realizar la inspección cada 6 meses de los elementos sujetos a desgaste de los sistemas y subsistemas como: retenedores, filtro de aceite, piñón, cremallera y las conexiones hidráulicas y eléctricas a fin de mantener el equipo operativo.
- Realizar un mantenimiento periódico de los componentes más solicitados: rodamientos, cilindros hidráulicos, poleas y tubos de conformado con el fin de asegurar la vida útil establecida.
- Inspeccionar que la presión de trabajo del sistema hidráulico sea la indicada por el contratista de 2000 [psi], con la finalidad de evitar el sobrecalentamiento del motor eléctrico lo que genera un exceso de consumo de energía.

## BIBLIOGRAFÍA

1320, i. (1995). *Laminas onduladas de asbesto cemento*. Quito: brutum fulmen.

Anónimo. (08 de noviembre de 2018). *Stakeholders*. Obtenido de

<http://stakeholders.com.pe/noticias-sh/conoce-ciclo-vida-los-envases-tetra-pak/>

Aws. (1999). *Aws d14.5*. Miami, florida: american welding society.

Chiluiza johnny, g. E. (2017). *Criterios para la construcción sostenible de una vivienda de interés social con estructura mixta, a partir del uso del cartón tetrapak y estructura metálica*. Quito.

Cicrosa. (2012). *Wissenswertes hydraulisch*. Roemheld.

Colombiana, n. T. (2014). *Ntc categoria c clase 3*.

Cortez eduardo, l. M. (2011). *Implementación del sistema de control y optimización de la marcación de placas de fibrocemento*. Quito.

Ecuaplastic. (06 de julio de 2014). *Ecuaplastic s.c.* obtenido de

<http://www.ecuaplasticsc.com/index.php/cubiertas-ecopak>

Ecuaplastic. (2016). *Propiedades ecopak*. Quito.

Koom. (2012). *Trsmisiones por cremallera piñom*. 52-53.

Marzocchi. (2016). *Catálogo de bombas de engranes rectos*. Marzocchi, 14.

Morales antigüedad, g. (2008). *Procesado y caracterización de materiales compuestos de matriz polimerica reforzados con nanofibras de carbono para aplicaciones tecnológicas*.

Nisbett, r. G. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de shigley*. México: mc graw hill interamericana.

Norton, r. (2011). *Diseño de máquinas*. México: pearson.

Nte. (1985). *Inen 1320*. Quito.

Rodalsa. (2019). *Rodalsa elementos de rodajes, s.l.* obtenido de [http://www.rodalsa.net/?page\\_id=4231](http://www.rodalsa.net/?page_id=4231)

Shugulí, c. (1 de junio de 2006). *Construcción de una prensa hidráulica manual para el montaje y desmontaje de rodamientos rígidos de bolas con diámetro interior desde 20mm hasta 30mm*. Quito.

Skf. (2015). *Catalogo skf*.

Stakeholders. (08 de noviembre de 2018). *Stakeholders sostenibilidad*. Obtenido de <http://stakeholders.com.pe/noticias-sh/conoce-ciclo-vida-los-envases-tetra-pak/>

Standard, a. N. (2010). *Specification for structural steel buildings*. Chicago: american institute of steel construction.

