



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

**Diseño y construcción de una máquina rebordeadora para incrementar la eficiencia en la producción con niveles de prestación (PL) en función de seguridad para bandejas paneras de aluminio fabricadas por la empresa Tel-Gar**

Noboa Montalvo, Álvaro Felipe y Fuentes Ríos, Santiago Javier

Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería Mecatrónica

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

Ing. Terán Herrera, Héctor Cochise

Latacunga

2023

## Reporte de Verificación de Contenido

SE HA CREADO EL INFORME  
23 ene 2023

---

### Resumen

Fragmentos marcados	9	0,7 %
Fragmentos citados o entrecomillados	3	0,5 %
Coincidencias de la Web		
ecured.cu	1	0,4 %
profinetuniversity.com	3	0,2 %
studioocu.com	3	0,2 %
utp.edu.co	1	0,1 %
core.ac.uk	1	0,1 %
dynaparencoders.com.br	1	0,1 %
scribd.com	1	0,1 %
aiu.edu	1	0,1 %

---

Ing. Terán Herrera, Héctor Cochise

C.C.: 0502680465

Director



**Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica**

**Carrera de Ingeniería Mecatrónica**

**Certificación**

Certifico que el trabajo de titulación: **“Diseño y construcción de una máquina rebordeadora para incrementar la eficiencia en la producción con niveles de prestación (PL) en función de seguridad para bandejas paneras de aluminio fabricadas por la empresa TEL-GAR”** fue realizado por los señores **Noboa Montalvo, Álvaro Felipe y Fuentes Ríos, Santiago Javier** el mismo que cumple con los requisitos legales, teóricos, científicos, técnicos y metodológicos establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, además fue revisado y analizado en su totalidad por la herramienta de prevención y/o verificación de similitud de contenidos; razón por la cual me permito acreditar y autorizar para que se lo sustente públicamente.

**Latacunga, 25 de enero de 2023**

**Ing. Terán Herrera, Héctor Cochise**

C.C.: 0502680465



Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería Mecatrónica

**Responsabilidad de Autoría**

Nosotros, **Noboa Montalvo, Álvaro Felipe** con cédula de ciudadanía N° 060377272-4 y **Fuentes Ríos, Santiago Javier**, con cédula de ciudadanía N° 180507590-8, declaramos que el contenido, ideas y criterios del trabajo de titulación: **“Diseño y construcción de una máquina rebordeadora para incrementar la eficiencia en la producción con niveles de prestación (PL) en función de seguridad para bandejas paneras de aluminio fabricadas por la empresa TELGAR”** es de nuestra autoría y responsabilidad, cumpliendo con los requisitos legales, teóricos, científicos, técnicos, y metodológicos establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, respetando los derechos intelectuales de terceros y referenciando las citas bibliográficas.

Latacunga, 25 de enero de 2023

.....  
**Noboa Montalvo, Álvaro Felipe**

C.C.: 060377272-4

.....  
**Fuentes Ríos, Santiago Javier**

C.C.: 180507590-8



Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería Mecatrónica

**Autorización de Publicación**

Nosotros, **Noboa Montalvo, Álvaro Felipe** con cédula de ciudadanía N° 060377272-4 y **Fuentes Ríos, Santiago Javier**, con cédula de ciudadanía N° 180507590-8, autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar el trabajo de titulación: **“Diseño y construcción de una máquina rebordeadora para incrementar la eficiencia en la producción con niveles de prestación (PL) en función de seguridad para bandejas paneras de aluminio fabricadas por la empresa TEL-GAR”** en el Repositorio Institucional, cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra responsabilidad.

Latacunga, 25 de enero de 2023

.....  
**Noboa Montalvo, Álvaro Felipe**

C.C: 060377272-4

.....  
**Fuentes Ríos, Santiago Javier**

C.C: 180507590-8

## **Dedicatoria**

A mi adorada madre Nora por su sacrificio de toda la vida, a mi ángel protector, mi padre Milton que me mira desde el cielo, a mi admirable segundo padre Ángel que la vida me regaló, a mi hermoso y amado hermano Flavio, a mi hermano mayor de vida José, por ser ejemplo y guía siempre.

**Noboa Montalvo, Álvaro Felipe**

## **Dedicatoria**

Primero quiero agradecer y dedicarles este trabajo a mis padres y a mi hermano, quienes han estado ahí durante todos estos años llenos de tropiezos, malos ratos y también buenos momentos, apoyándome a cada paso del camino, dándome siempre palabras de aliento para dar ese pasito extra, no rendirme y hacerme ver que por lo más importante no es una nota, si no ser una buena persona y profesional. Gracias por su apoyo incondicional.

También quiero dedicarle este trabajo a mi pareja, quien ha estado a mi lado en los momentos más oscuros como en las más alegres siempre impulsándome a ser mejor persona y a no dejarme derrotar por las cosas que se han puesto al frente, siempre con un consejo y un abrazo para mejorar las cosas.

**Fuentes Ríos, Santiago Javier**

## **Agradecimiento**

Agradezco a Dios por mantenerme fortalecido y poner a las personas adecuadas que me han aportado en este proceso, a mi familia que han sido el núcleo ideal de soporte, disciplina y amor, a mi padre y tutor empresarial Ángel por todas sus enseñanzas por no permitirme desmayar jamás y saberme guiar, por su apoyo incondicional y su confianza depositada en mi desde el inicio al fin de este proyecto, a mi madre Nory por todo su sacrificio, lucha, fortaleza, valentía que me transmite siempre para afrontar cualquier circunstancia, por mostrarnos siempre el valor de la disciplina con amor valentía y firmeza, a mi hermano y compañero de vida Flavio por ser mi apoyo, soporte, motivación y fuente de inspiración, A todos los colaboradores de la empresa TEL-GAR por su compromiso y entrega en el desarrollo de este proyecto, A los docentes de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE que me han compartido su conocimiento, de manera especial al Ing. Héctor Terán director de este proyecto.

**Noboa Montalvo, Álvaro Felipe**



## **Agradecimiento**

Quiero agradecerle a mis padres y hermano por toda la paciencia y cariño entregado durante todos estos años, por siempre entenderme, quererme, aceptarme y perdonarme a pesar de todo, ustedes son la razón por la que estoy aquí y he logrado cumplir muchas de las cosas que me he propuesto durante este tiempo. Gracias por el esfuerzo que han hecho para que yo pueda estudiar y acabar con mi carrera. Nunca será suficiente lo que yo les pueda dar para retribuir todo lo que han dado y hecho por mí. Los quiero mucho

**Fuentes Ríos, Santiago Javier**

**ÍNDICE DE CONTENIDOS**

<b>Carátula.....</b>	<b>1</b>
<b>Reporte de Verificación de Contenido .....</b>	<b>2</b>
<b>Certificación .....</b>	<b>3</b>
<b>Responsabilidad de Autoría.....</b>	<b>4</b>
<b>Autorización de Publicación .....</b>	<b>4</b>
<b>Dedicatoria .....</b>	<b>6</b>
<b>Agradecimiento .....</b>	<b>8</b>
<b>Índice de contenidos .....</b>	<b>10</b>
<b>Índice de Tablas .....</b>	<b>18</b>
<b>Índice de Figuras .....</b>	<b>20</b>
<b>Resumen .....</b>	<b>23</b>
<b>Abstract.....</b>	<b>24</b>
<b>Capítulo I: Marco Metodológico de la Investigación .....</b>	<b>25</b>
<b>Antecedentes.....</b>	<b>25</b>
<b>Planteamiento del problema .....</b>	<b>26</b>
<b>Justificación e importancia .....</b>	<b>27</b>
<b>Objetivos .....</b>	<b>29</b>
<b><i>Objetivo General</i> .....</b>	<b>29</b>

<i>Objetivos Específicos</i> .....	29
Hipótesis.....	30
Variables de la Investigación.....	30
<i>Variable Independiente</i> .....	30
<i>Variable Dependiente</i> .....	30
Capítulo II: Marco Teórico .....	31
Máquinas dobladoras.....	31
Máquina rebordeadora .....	32
<i>Tipos de rebordeadora</i> .....	32
Rebordeadora de mesa .....	32
Rebordeadora de rodillos.....	32
Esfuerzo .....	33
<i>Esfuerzo normal directo</i> .....	33
<i>Bandas síncronas</i> .....	34
Engranajes .....	35
<i>Engranajes rectos</i> .....	35
<i>Nomenclatura</i> .....	36
Diámetro de paso .....	37
Paso circular. ....	37
Módulo .....	37
Paso diametral .....	37

Cabeza o addeundum .....	37
Raíz o dedendum. ....	37
Altura o profundidad total. ....	37
Círculo de claro. ....	37
Claro.....	37
Diámetro exterior. ....	37
Diámetro de raíz. ....	37
Espesor del diente.....	37
Distancia entre centros. ....	37
Ángulo de presión. ....	37
<i>Engranés interno</i> .....	38
<i>Fuerzas en engranes</i> .....	39
Doblado .....	40
<i>Terminología de doblado</i> .....	41
Holgura de doblado.....	41
Radio mínimo de doblado .....	42
Fuerza de doblado .....	43
<i>Operaciones de doblado</i> .....	44
Doblado en V .....	44
Doblado de bordes.....	45
Rebordeado.....	45
<i>Ventajas del rebordeado</i> .....	46
<i>Curvado o Acanalado</i> .....	46

Sistemas hidráulicos .....	47
<i>Presión Hidráulica</i> .....	48
<i>Fluido hidráulico</i> .....	48
<i>Elementos de un sistema hidráulico</i> .....	49
Bomba.....	49
<i>Bomba de engranes</i> .....	49
Válvula .....	51
<i>Válvula 2/2 (2 vías – 2 posiciones)</i> .....	51
<i>Válvula 3/2 (3 vías – 2 posiciones)</i> .....	51
<i>Válvula 4/2 (4 vías – 2 posiciones)</i> .....	51
Actuadores .....	51
<i>Cilindros hidráulicos</i> .....	51
<i>Fuerza hidráulica de un pistón</i> .....	52
<i>Motores eléctricos</i> .....	53
Motores de corriente continua .....	53
Motores de corriente alterna .....	54
Servomotores .....	54
Encoder .....	55
Caja reductores.....	55
<i>Controladores</i> .....	55
PLC – Controladores Lógicos Programables .....	55
DCS – Sistemas de Control Distribuido .....	56
PAC – Controladores Programables de Automatización .....	56

Sistemas de seguridad .....	56
<i>Nivel de prestaciones (PL)</i> .....	56
Capítulo III: Diseño.....	60
Levantamiento de necesidades del cliente .....	60
Estado actual del proceso de rebordeado de las bandejas .....	60
Funciones de la máquina .....	63
Desarrollo del concepto de la máquina .....	64
Diseño mecánico .....	69
<i>Longitud mínima de la pieza</i> .....	70
<i>Fuerza de doblado</i> .....	70
<i>Fuerza de fricción entre la bandeja y la herramienta</i> .....	72
<i>Diseño del pasador 1</i> .....	75
Factor de superficie.....	78
Factor de tamaño.....	79
Factor de carga .....	79
Factor de temperatura .....	79
Factor de confiabilidad.....	79
<i>Diseño del pasador 2</i> .....	83
<i>Diseño del pasador 3</i> .....	88
<i>Diseño del eje de giro de la bandeja</i> .....	93
Análisis en el punto A.....	95

Análisis en el punto B.....	102
Análisis en el punto C.....	104
<i>Selección de los elementos del sistema mecánico.....</i>	<i>109</i>
Selección de motores.....	109
Selección de servodriviers para los motores .....	112
Selección de las cajas reductoras para los motores .....	112
<i>Caja reductora para el eje de giro de la bandeja.....</i>	<i>113</i>
<i>Caja reductora para el tornillo de bolas.....</i>	<i>113</i>
<i>Caja reductora para el movimiento de los engranes .....</i>	<i>114</i>
Selección de bandas y poleas .....	115
Selección de tornillo de bolas.....	117
Selección de rodamientos para los ejes.....	118
Pasador 1.....	118
Pasador 2.....	119
Pasador 3.....	120
Eje de giro para la bandeja .....	121
<i>Diseño de los engranes .....</i>	<i>122</i>
Diseño hidráulico .....	128
<i>Cilindro hidráulico para empuje de la herramienta de doblado .....</i>	<i>130</i>
<i>Cilindro hidráulico para sostener la bandeja en su molde.....</i>	<i>131</i>
<i>Unidad hidráulica .....</i>	<i>132</i>
Diseño eléctrico .....	135

<i>Selección del conductor</i> .....	135
<i>Selección de interruptores</i> .....	138
<i>Selección de Contactores</i> .....	139
<i>Selección de Relé</i> .....	140
<i>Selección del HMI</i> .....	141
<i>Selección del PLC</i> .....	142
Diseño de sistemas de seguridad .....	143
<i>Cortina de seguridad</i> .....	144
<i>Finales de carrera</i> .....	145
<i>Nivel de prestación requerido (PLr)</i> .....	146
Capítulo IV: Implementación .....	148
Implementación del sistema mecánico .....	148
<i>Construcción de la bancada</i> .....	148
<i>Construcción del carro de empuje</i> .....	149
<i>Sistema de giro de la bandeja</i> .....	153
Implementación del sistema hidráulico .....	154
Implementación del sistema eléctrico y electrónico .....	157
Implementación del sistema de control .....	159
<i>Motor de giro de la bandeja</i> .....	162
<i>Motor para desplazamiento longitudinal</i> .....	164
<i>Motor para movimiento de los engranes</i> .....	167



Implementación del sistema de seguridad .....	168
<i>Nivel de prestación (PL)</i> .....	169
Capítulo V: Pruebas y Resultados.....	172
Pruebas de funcionamiento .....	172
<i>Pruebas de doblado de la bandeja</i> .....	172
<i>Pruebas del sistema de control</i> .....	173
<i>Pruebas del funcionamiento de los sistemas de seguridad</i> .....	179
<i>Pruebas de tiempo de doblado de las bandejas</i> .....	186
Validación de hipótesis.....	188
Análisis de costos .....	191
Capítulo VI: Conclusiones y Recomendaciones .....	193
Conclusiones .....	193
Recomendaciones .....	195
Bibliografía .....	197
Anexos .....	200

## ÍNDICE DE TABLAS

<b>Tabla 1.</b> Radio mínimo de doblado para diversos metales a temperatura ambiente .....	<b>43</b>
<b>Tabla 2.</b> Parámetros de riesgo y evaluaciones .....	<b>57</b>
<b>Tabla 3.</b> Niveles de prestación en base a posible fallo grave por hora .....	<b>58</b>
<b>Tabla 4.</b> Estado actual del proceso .....	<b>61</b>
<b>Tabla 5.</b> Matriz QFD de la máquina rebordeadora.....	<b>63</b>
<b>Tabla 6.</b> Criterios de selección.....	<b>65</b>
<b>Tabla 7.</b> Evaluación de diseños finales .....	<b>66</b>
<b>Tabla 8.</b> Datos de fuerzas y momentos para el pasador 1 .....	<b>76</b>
<b>Tabla 9.</b> Factores de superficie.....	<b>78</b>
<b>Tabla 10.</b> Factores de confiabilidad .....	<b>79</b>
<b>Tabla 11.</b> Datos de fuerzas y momentos para el pasador 2 .....	<b>84</b>
<b>Tabla 12.</b> Datos para el diseño del pasador 2 .....	<b>85</b>
<b>Tabla 13.</b> Datos de factores que alteran la resistencia a la fluencia .....	<b>85</b>
<b>Tabla 14.</b> Resultado de resistencia a la fatiga y de diámetro preliminar del pasador .....	<b>86</b>
<b>Tabla 15.</b> Resultado final del análisis del pasador 2.....	<b>86</b>
<b>Tabla 16.</b> Datos de fuerzas y momentos para el pasador 3 .....	<b>88</b>
<b>Tabla 17.</b> Datos para el pasador 3 .....	<b>90</b>
<b>Tabla 18.</b> Factores de modificación de resistencia para el pasador 2 .....	<b>90</b>
<b>Tabla 19.</b> Resultados para el pasador 3 .....	<b>91</b>
<b>Tabla 20.</b> Resultado final del pasador 3 .....	<b>91</b>
<b>Tabla 21.</b> Datos de fuerzas y momentos para el eje de giro de la bandeja .....	<b>93</b>
<b>Tabla 22.</b> Datos para el diseño del eje principal en el punto A .....	<b>95</b>
<b>Tabla 23.</b> Datos para el cálculo de la variación de la resistencia en el punto A .....	<b>95</b>
<b>Tabla 24.</b> Resultado de la nueva resistencia y del diámetro del eje en el punto A .....	<b>96</b>
<b>Tabla 25.</b> Cálculo del factor de seguridad con el diámetro real del punto A .....	<b>97</b>
<b>Tabla 26.</b> Datos obtenidos para $q$ y $q_s$ .....	<b>99</b>
<b>Tabla 27.</b> Valores de $K_t$ y $K_{ts}$ para el punto A. ....	<b>101</b>
<b>Tabla 28.</b> Consideración de tamaño para la siguiente sección del eje en el punto A.....	<b>101</b>
<b>Tabla 29.</b> Resultados finales para la segunda sección del eje en el punto A .....	<b>101</b>
<b>Tabla 30.</b> Tabla de datos para el cálculo en el punto B .....	<b>102</b>
<b>Tabla 31.</b> Resultados para la primera sección del eje en el punto B.....	<b>103</b>
<b>Tabla 32.</b> Datos para comprobación en el punto B .....	<b>103</b>
<b>Tabla 33.</b> Relaciones y comprobación de valores en el punto B .....	<b>104</b>
<b>Tabla 34.</b> Resultados finales para la segunda sección del eje del punto B .....	<b>104</b>
<b>Tabla 35.</b> Tabla de datos para el cálculo en el punto C .....	<b>105</b>
<b>Tabla 36.</b> Resultados para la primera sección del eje en el punto C.....	<b>105</b>
<b>Tabla 37.</b> Datos para comprobación en el punto C .....	<b>106</b>
<b>Tabla 38.</b> Relaciones y comprobación de valores en el punto C .....	<b>106</b>
<b>Tabla 39.</b> Resultados finales para la segunda sección del eje del punto C .....	<b>107</b>
<b>Tabla 40.</b> Características del motor seleccionado .....	<b>111</b>

<b>Tabla 41.</b> <i>Características caja reductora para el motor del eje de giro de la bandeja</i> .....	<b>113</b>
<b>Tabla 42.</b> <i>Características caja reductora para el motor del tornillo de bolas</i> .....	<b>114</b>
<b>Tabla 43.</b> <i>Características caja reductora para el motor que da movimiento a los engranes</i> .....	<b>114</b>
<b>Tabla 44.</b> <i>Factor de servicio para máquinas y herramientas según el fabricante</i> .....	<b>115</b>
<b>Tabla 45.</b> <i>Características tornillo de bolas</i> .....	<b>117</b>
<b>Tabla 46.</b> <i>Datos geométricos del sistema de engranes</i> .....	<b>125</b>
<b>Tabla 47.</b> <i>Características de la unidad hidráulica</i> .....	<b>134</b>
<b>Tabla 48.</b> <i>Características alambre AWG 15</i> .....	<b>136</b>
<b>Tabla 49.</b> <i>Datos para selección del conductor de la bomba</i> .....	<b>137</b>
<b>Tabla 50.</b> <i>Características alambre AWG 15</i> .....	<b>137</b>
<b>Tabla 51.</b> <i>Datos para selección de interruptores</i> .....	<b>138</b>
<b>Tabla 52.</b> <i>Corriente del motor y la bomba para la selección de interruptores</i> .....	<b>138</b>
<b>Tabla 53.</b> <i>Características de los interruptores seleccionados</i> .....	<b>139</b>
<b>Tabla 54.</b> <i>Datos para selección de contactores</i> .....	<b>139</b>
<b>Tabla 55.</b> <i>Características del contactor</i> .....	<b>140</b>
<b>Tabla 56.</b> <i>Datos para selección del relé</i> .....	<b>140</b>
<b>Tabla 57.</b> <i>Características del contactor</i> .....	<b>141</b>
<b>Tabla 58.</b> <i>Datos para configuración del driver motor 1</i> .....	<b>163</b>
<b>Tabla 59.</b> <i>Datos de configuración para el servodriver motor 2</i> .....	<b>165</b>
<b>Tabla 60.</b> <i>Datos para la configuración del servodriver motor 3</i> .....	<b>167</b>
<b>Tabla 61.</b> <i>Grupos de protección para la máquina</i> .....	<b>170</b>
<b>Tabla 62.</b> <i>Nivel de prestaciones por grupo</i> .....	<b>170</b>
<b>Tabla 63.</b> <i>Datos de la prueba de doblado del borde de la bandeja</i> .....	<b>173</b>
<b>Tabla 64.</b> <i>Datos por parámetro de la prueba de control</i> .....	<b>177</b>
<b>Tabla 65.</b> <i>Resultados de prueba de control</i> .....	<b>177</b>
<b>Tabla 66.</b> <i>Descripción de las pruebas para los sistemas de seguridad</i> .....	<b>179</b>
<b>Tabla 67.</b> <i>Resultados de la prueba del botón de paro de emergencia</i> .....	<b>181</b>
<b>Tabla 68.</b> <i>Datos de la prueba de cortina de luz láser</i> .....	<b>182</b>
<b>Tabla 69.</b> <i>Prueba de finales de carrera de los rieles inferiores</i> .....	<b>183</b>
<b>Tabla 70.</b> <i>Datos de pruebas para los finales de carrera de los rieles superiores</i> .....	<b>184</b>
<b>Tabla 71.</b> <i>Datos de la prueba de los finales de carrera del sistema de engranes</i> .....	<b>185</b>
<b>Tabla 72.</b> <i>Tiempo de ejecución</i> .....	<b>186</b>
<b>Tabla 73.</b> <i>Diferencia entre tiempo realizado por la máquina y por una persona</i> .....	<b>189</b>
<b>Tabla 74.</b> <i>Resumen de costos</i> .....	<b>192</b>

## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>Figura 1.</b> <i>Banda sincrónica</i> .....	<b>34</b>
<b>Figura 2.</b> <i>Pasos comunes de dientes y tamaños de banda sincrónica</i> .....	<b>35</b>
<b>Figura 3.</b> <i>Engranés rectos</i> .....	<b>36</b>
<b>Figura 4.</b> <i>Nomenclatura de los dientes de engranes</i> .....	<b>36</b>
<b>Figura 5.</b> <i>Ángulo de presión</i> .....	<b>38</b>
<b>Figura 6.</b> <i>Engranés internos</i> .....	<b>38</b>
<b>Figura 7.</b> <i>Diagrama de cuerpo libre de las fuerzas que actúan en un engrane</i> .....	<b>39</b>
<b>Figura 8.</b> <i>Doblado de una lámina metálica</i> .....	<b>41</b>
<b>Figura 9.</b> <i>Terminología de doblado</i> .....	<b>42</b>
<b>Figura 10.</b> <i>Doblado en V</i> .....	<b>44</b>
<b>Figura 11.</b> <i>Doblado de bordes</i> .....	<b>45</b>
<b>Figura 12.</b> <i>Acanalado</i> .....	<b>46</b>
<b>Figura 13.</b> <i>Tipos de curvado</i> .....	<b>47</b>
<b>Figura 14.</b> <i>Bomba de engranajes</i> .....	<b>50</b>
<b>Figura 15.</b> <i>Tipos de cilindros hidráulicos</i> .....	<b>52</b>
<b>Figura 16.</b> <i>Estimación de niveles de prestación (PL)</i> .....	<b>57</b>
<b>Figura 17.</b> <i>Lote de bandejas lista para doblar su borde</i> .....	<b>61</b>
<b>Figura 18.</b> <i>Golpeo de los bordes de las bandejas</i> .....	<b>62</b>
<b>Figura 19.</b> <i>Acabado de las esquinas de las bandejas</i> .....	<b>62</b>
<b>Figura 20.</b> <i>Conceptos preliminares para la máquina</i> .....	<b>65</b>
<b>Figura 21.</b> <i>Concepto construido</i> .....	<b>66</b>
<b>Figura 22.</b> <i>Diseño de la máquina</i> .....	<b>67</b>
<b>Figura 23.</b> <i>Diagrama de bloques general de la máquina</i> .....	<b>68</b>
<b>Figura 24.</b> <i>Diagrama de bloques del sistema mecánico</i> .....	<b>69</b>
<b>Figura 25.</b> <i>Riel seleccionado</i> .....	<b>72</b>
<b>Figura 26.</b> <i>Ubicación de los pasadores en la máquina</i> .....	<b>73</b>
<b>Figura 27.</b> <i>Cargas en el sistema</i> .....	<b>74</b>
<b>Figura 28.</b> <i>Diagrama de cuerpo libre para el pasador 1</i> .....	<b>75</b>
<b>Figura 29.</b> <i>Diagramas de fuerza, corte y momento en el plano XY del pasador 1</i> .....	<b>77</b>
<b>Figura 30.</b> <i>Resultado análisis CAE para el pasador 1</i> .....	<b>82</b>
<b>Figura 31.</b> <i>Diagrama de cuerpo libre del pasador 2</i> .....	<b>83</b>
<b>Figura 32.</b> <i>Diagrama de fuerza, corte y momento del pasador 2 en el plano XY y ZY</i> .....	<b>84</b>
<b>Figura 33.</b> <i>Análisis CAE del pasador 2</i> .....	<b>87</b>
<b>Figura 34.</b> <i>Diagrama de cuerpo libre del pasador 3</i> .....	<b>88</b>
<b>Figura 35.</b> <i>Diagrama de fuerza, corte y momento del pasador 3 en los planos XY y ZY</i> .....	<b>89</b>
<b>Figura 36.</b> <i>Análisis CAE para el pasador tres</i> .....	<b>92</b>
<b>Figura 37.</b> <i>Eje de giro de la bandeja</i> .....	<b>93</b>
<b>Figura 38.</b> <i>Diagrama de fuerza, corte y momento en el plano XY del eje principal</i> .....	<b>94</b>
<b>Figura 39.</b> <i>Sensibilidad de la muesca q en el punto A</i> .....	<b>98</b>
<b>Figura 40.</b> <i>Sensibilidad de la muesca qs en el punto A</i> .....	<b>99</b>

<b>Figura 41.</b> Valor de Kts para eje redondo con filete de hombro en el punto A .....	<b>100</b>
<b>Figura 42.</b> Valor de kt para eje redonde con filete de hombro en el punto A .....	<b>100</b>
<b>Figura 43.</b> Análisis CAE para el eje de giro de la bandeja .....	<b>108</b>
<b>Figura 44.</b> Servomotor MS6H-130CM20BZ2-21P5 .....	<b>111</b>
<b>Figura 45.</b> Servodrivvers DS 5F-2 1P5-PTA .....	<b>112</b>
<b>Figura 46.</b> Tornillo de bolas .....	<b>118</b>
<b>Figura 47.</b> Rodamiento 6203-2Z.....	<b>119</b>
<b>Figura 48.</b> Rodamiento axial de bolas 51309 .....	<b>119</b>
<b>Figura 49.</b> Rodamiento rígido de bolas 16009 .....	<b>120</b>
<b>Figura 50.</b> Rodamiento rígido de bolas 6004 .....	<b>120</b>
<b>Figura 51.</b> Rodamiento cónico 4T-30208 .....	<b>121</b>
<b>Figura 52.</b> Rodamiento 6307.....	<b>122</b>
<b>Figura 53.</b> Base para engranes .....	<b>122</b>
<b>Figura 54.</b> Sistema de engranes fabricados .....	<b>126</b>
<b>Figura 55.</b> Diagrama de bloques del sistema hidráulico .....	<b>129</b>
<b>Figura 56.</b> Diagrama de conexión hidráulico.....	<b>129</b>
<b>Figura 57.</b> Espacio para cilindro hidráulico, vista lateral.....	<b>130</b>
<b>Figura 58.</b> Espacio para cilindro hidráulico, vista superior .....	<b>130</b>
<b>Figura 59.</b> Unidad hidráulica .....	<b>134</b>
<b>Figura 60.</b> Diagrama de bloques del sistema eléctrico .....	<b>135</b>
<b>Figura 61.</b> HMI .....	<b>142</b>
<b>Figura 62.</b> Diseño aproximado del tablero eléctrico.....	<b>143</b>
<b>Figura 63.</b> Diagrama de bloques del sistema de seguridad .....	<b>144</b>
<b>Figura 64.</b> Cortina láser para seguridad pasiva.....	<b>145</b>
<b>Figura 65.</b> Final de carrera .....	<b>146</b>
<b>Figura 66.</b> Nivel de prestación requeridos .....	<b>147</b>
<b>Figura 67.</b> Plancha metálica para la bancada .....	<b>148</b>
<b>Figura 68.</b> Posicionamiento de la plancha de soporte .....	<b>149</b>
<b>Figura 69.</b> Perforación de agujeros en la placa base .....	<b>150</b>
<b>Figura 70.</b> Soporte móvil .....	<b>150</b>
<b>Figura 71.</b> Montura del sistema móvil en la base .....	<b>151</b>
<b>Figura 72.</b> Cremallera colocada en el soporte del carro de la herramienta.....	<b>151</b>
<b>Figura 73.</b> Base .....	<b>152</b>
<b>Figura 74.</b> Cabezal para la herramienta.....	<b>152</b>
<b>Figura 75.</b> Herramienta de empuje .....	<b>153</b>
<b>Figura 76.</b> Conexión del motor con el eje .....	<b>153</b>
<b>Figura 77.</b> Sistema de giro de la bandeja .....	<b>154</b>
<b>Figura 78.</b> Ensamble pistón superior .....	<b>155</b>
<b>Figura 79.</b> Instalación de la central hidráulica .....	<b>156</b>
<b>Figura 80.</b> Conexión de válvulas.....	<b>156</b>
<b>Figura 81.</b> Instalación para el cilindro superior .....	<b>157</b>
<b>Figura 82.</b> Caja para los componentes eléctricos .....	<b>157</b>

<b>Figura 83.</b> <i>Montaje de los componentes eléctricos</i> .....	<b>158</b>
<b>Figura 84.</b> <i>Exterior del tablero de control</i> .....	<b>158</b>
<b>Figura 85.</b> <i>Curva del borde la bandeja en su primer cuadrante</i> .....	<b>159</b>
<b>Figura 86.</b> <i>Segmento uno de la curva</i> .....	<b>160</b>
<b>Figura 87.</b> <i>Segmento dos de la curva</i> .....	<b>161</b>
<b>Figura 88.</b> <i>Segmento tres de la curva</i> .....	<b>161</b>
<b>Figura 89.</b> <i>Configuración del cero del eje de la bandeja</i> .....	<b>164</b>
<b>Figura 90.</b> <i>Configuración del cero para el carro longitudinal</i> .....	<b>166</b>
<b>Figura 91.</b> <i>Configuración para el cero del sistema de engranes</i> .....	<b>167</b>
<b>Figura 92.</b> <i>Final de carrera para los engranes</i> .....	<b>168</b>
<b>Figura 93.</b> <i>Final de carrera para los rieles</i> .....	<b>169</b>
<b>Figura 94.</b> <i>Comparación de datos entre los óptimos y los calculados</i> .....	<b>174</b>
<b>Figura 95.</b> <i>Comparación entre la frecuencia óptima y real enviada al motor de desplazamiento</i> .....	<b>175</b>
<b>Figura 96.</b> <i>Cantidad de bandejas producidas por una persona y la máquina</i> .....	<b>187</b>

## Resumen

En la industria metalmecánica uno de los procesos más importantes que se lleva a cabo es el doblado, ya sea de tubos o de chapa metálica. Dentro de estos procesos de doblado, se encuentra el rebordeado, que permite obtener un borde mucho más prolijo en el doblado de chapa. Uno de los campos donde este proceso es importante es la manufactura de bandeja de horno para pan, como las que realiza la empresa Tel-Gar. Este proceso en la actualidad es realizado a mano por los empleados de la empresa, restándole productividad a la misma ya que todos se centran en único trabajo, doblar los bordes de las bandejas. Esto se convierte en un trabajo repetitivo y poco productivo para la empresa naciendo así la necesidad de automatizar este proceso con el fin de aumentar la eficiencia en el tiempo de producción de las bandejas. En el presente trabajo, se presenta la implementación de una máquina rebordeadora de bandejas de aluminio que incrementa la eficiencia en el tiempo de producción de la bandeja en un 102%, logrando producir poco más del doble de bandejas que una persona durante un solo día de trabajo. Además, durante las pruebas se encontró que cosas como la velocidad de giro de la bandeja afecta a la capacidad de la máquina de seguir el borde con precisión debido a las limitaciones de los componentes. También es importante destacar que la máquina cuenta con niveles de prestaciones (Ple) en cuanto a su seguridad y se alcanzó niveles de prestaciones (PLd) siendo lo suficientemente buenos para que la máquina sea segura de operar. Estos resultados muestran la posibilidad de generar un equipo que mejore la productividad de toda la empresa, que sea capaz de adaptarse a mejoras futuras para mejorar sus resultados y que cumpla con altos estándares de seguridad. Se espera que esta máquina sea el punto de partida de una empresa más eficiente, con la eliminación de procesos repetitivos.

*Palabras clave:* doblado, bandejas, automatización, niveles de prestación, eficiencia.

### **Abstract**

In the metalworking industry, one of the most important processes carried out is bending, either of tubes or sheet metal. Within these bending processes is the flanging, which allows to obtain a much neater edge in the bending of sheet metal. One of the fields where this process is important is the manufacture of bread baking trays, such as those made by Tel-Gar. This process is currently done by hand by the company's employees, reducing productivity, since everyone is focused on one job, bending the edges of the trays. This becomes a repetitive and unproductive job for the company, thus creating the need to automate this process to increase the efficiency in the production time of the trays. In the present work, we present the implementation of an aluminum tray flanging machine that increases the efficiency in the production time of the tray by 102%, managing to produce a little more than twice as many trays as one person during a single working day. In addition, during testing it was found that things like tray turning speed affects the machine's ability to follow the edge accurately due to component limitations. It is also important to note that the machine has performance levels (Ple) in terms of its safety and performance levels (PLd) were achieved being good enough for the machine to be safe to operate. These results show the possibility of generating a machine that improves the productivity of the whole company, that can adapt to future improvements to improve its results and that complies with high safety standards. It is expected that this machine will be the starting point of a more efficient company, with the elimination of repetitive processes.

*Keywords:* vending, trays, automation, performance levels, efficiency.



## Capítulo I

### Marco Metodológico de la Investigación

#### Antecedentes

Los trabajos que se realizan en metal se han dado prácticamente desde que se tiene registros, evolucionando este trabajo gracias a elementos más avanzados, pero en los finales del siglo XX se dio un desarrollo muchísimo más grande gracias a las tecnologías que aparecieron en las épocas incluyendo también en el trabajo de chapa metálica (Anónimo, 2013).

Cualquier actividad que se de en láminas de metal se realiza en frío, entre ellas está la operación de plegado o doblado, este procedimiento se da mediante la deformación de la chapa para que tome una forma determinada (Anónimo, 2013).

Actualmente se pueden encontrar varios diseños de plegadoras para chapas de metal, además de un amplio mercado. Cada máquina varía según las diferentes características de plegado que va a realizar, así como el material y el espesor (Yevez, 2016).

En Ecuador, una de las empresas dedicadas al trabajo en chapas es la empresa Telgar, la cual con el fin de seguir el ritmo del mercado y del desarrollo ha ido agrandando su catálogo de artículos (Grupo Telgar, 2015) elaborando una amplia gama de artículos destinados a dos sectores específicos: el sector metal mecánico y el sector panificador.

Dentro de los productos que la empresa realiza para el sector panificador están las bandejas paneras de aluminio, las cuales requieren de un trabajo de doblado en los bordes de esta, para su mejor manipulación, por ello la empresa presenta la necesidad de construir una máquina que permita realizar esta tarea de forma automática, para evitar el trabajo manual actualmente realizado en la empresa.

Actualmente, no se han encontrado máquinas capaces de realizar únicamente el doblado de bordes en bandejas de aluminio. Solo existen equipos que realizan el corte y posteriormente el doblado de las bandejas; dichas máquinas son fabricadas por una empresa turca llamada Emin Melatronik.

### **Planteamiento del problema**

La empresa Telgar a lo largo de trayectoria ha venido trabajando en la producción de elementos hechos principalmente de aluminio, entre estos elementos se encuentran las bandejas paneras de aluminio destinadas a los fabricantes de hornos y panaderías en general (Grupo Telgar, 2015). La demanda de las bandejas en los últimos años se ha ido incrementando hasta llegar a una producción de alrededor de unas 3000 bandejas mensuales.

Para la producción de estas bandejas rectangulares, es necesario realizar un borde en todo el perímetro de esta, proceso que actualmente se lo realiza a mano, con la ayuda de un cincel y un martillo para golpear el borde, lo que conlleva que todo el personal involucrado tenga que dedicarse al menos por una semana a este único trabajo durante todo el día y, así, poder cumplir con la meta mensual. Esto trae varias consecuencias negativas para la empresa, ya que el personal tiene que concentrarse en una sola actividad, bajando la productividad en el resto de las áreas y, por ende, impidiendo que se produzcan mayor cantidad y diversidad de productos en el mismo periodo. Además, se presentan fallos en el doblado, especialmente en las esquinas redondeadas de las bandejas, bajando la calidad del producto final ya que la fuerza aplicada en cada golpe es diferente.

Esta tarea, conlleva un riesgo para el personal encargado, ya que, al realizarse con golpes continuos, puede ocasionar accidentes debido al cansancio, y a la necesidad de emplear gran cantidad de fuerza para doblar la chapa en área muy reducida; esto puede llevar a errores como, golpes en las manos, golpes en los pies por mala colocación de la bandeja o del cincel; además de fuertes molestares

debido al ruido ocasionado por el golpeteo continuo; además de causar posibles lesiones en la espalda por mala postura al momento de realizar dicho proceso.

Para evitar estos inconvenientes, se busca implementar la máquina dobladora de estos bordes, lo que traería consigo una mayor producción de bandejas con la intervención de un solo operario, el aumento de la calidad del producto y evitando la mayor cantidad de riesgo al automatizar un proceso repetitivo.

### **Justificación e importancia**

En la empresa Tel-Gar actualmente el proceso de doblado de bordes de bandejas de aluminio, se lo realiza de manera manual, con un golpeteo continuo, lo que demanda una gran cantidad de tiempo y de esfuerzo por parte de los empleados, quienes se dedican durante días a esta labor para poder cumplir con la producción a tiempo. El hecho de realizar el doblado de bordes de forma manual implica que el cometimiento de errores sea más frecuente conforme pasa el tiempo por lo que la eficiencia en la producción de la empresa se reduce. La máquina dobladora de bordes de bandejas de aluminio, plantea la reducción del personal necesario a una sola persona, que será el operario de la máquina, con la finalidad de aprovecharlo en otras áreas de la producción.

El trabajo de rebordeo de las bandejas paneras presenta un alto grado de dificultad debido a la precisión y detalle que debe tener el doblado de la bandeja, teniendo en cuenta el alambre galvanizado que se encuentra dentro del borde, es por ellos que el equipo debe contar con un sistema de control capaz de realizar los movimientos de manera precisa y a una velocidad controlada, para llegar al nivel de detalle requerido en el proceso de rebordeado de las bandejas.

El doblado de bordes de bandeja de aluminio requiere de una fuerza relativamente alta, pero que a la vez sea posible de aplicar en un espacio pequeño y delgado, es decir, en el borde de la bandeja,

por lo que se necesita la investigación de materiales resistentes y mecanismos con fuerza suficiente para doblar el aluminio, pero sin dañar la integridad de la propia bandeja, además de no contaminarla en el proceso. Esta investigación será una de las primeras presentadas en este campo tan específico y que ayudará en el crecimiento industrial del país.

La máquina beneficiará a los empleados ya que será posible evitar daños en la salud, auditivos debido al golpeteo continuo y, lumbares ocasionados por las incómodas posiciones en que se realizan las maniobras, logrando también un diseño compacto, además, tomará en cuenta medidas de seguridad a nivel usuario con principios de protección laboral y de seguridad de máquinas orientados a los niveles de prestación (PL) de una función de seguridad, como pueden ser la estructura, fiabilidad, fallos con causa común, no cuantificables tomando en cuenta el comportamiento en caso de fallo y el software relativo a la seguridad.

En cuanto a la empresa Tel – Gar, la máquina dobladora para bordes de bandejas de aluminio significará un impulso a la eficiencia en su producción, por ende, en mayores ingresos, situándola en una empresa líder en equipamiento tecnológico para la producción de bandejas paneras, al ser la primera con la automatización del proceso de doblado de bordes.

La inclusión de un alambre en el interior del doblez del borde la bandeja panera, es otra de las causas, que impide la importación del equipo, ya que no existe un equipo que cuente con la capacidad de introducir y sostener este alambre, siendo lo más cercano una máquina capaz de retirar el borde de la bandeja y no de doblarlo, haciendo que el equipo sea el primero de su clase a nivel mundial. Esto pone a la empresa como líder en tecnología para la fabricación de bandejas paneras a nivel nacional e internacional.

## **Objetivos**

### ***Objetivo General***

Diseñar y construir de una máquina rebordeadora para incrementar la eficiencia en la producción con niveles de prestación (PL) en función de seguridad para bandejas paneras de aluminio fabricadas por la empresa Tel-Gar.

### ***Objetivos Específicos***

- Recopilar información bibliográfica sobre los diversos tipos de máquinas dobladores y los sistemas mecánicos, electrónicos y de control que utilizan.
- Seleccionar los materiales y actuadores a utilizar para el funcionamiento completo de la máquina.
- Diseñar el sistema mecánico que sea capaz de albergar todos los componentes mecánicos, electrónicos y de control a ser utilizados
- Implementar la electrónica de control a los sistemas mecánicos, así como los sensores necesarios para realizar el control de seguridad para el uso del equipo.
- Crear el sistema de control que permita tener un movimiento combinado de los sistemas mecánicos para lograr el doblado en el borde de las bandejas
- Seleccionar los niveles de prestación (PL) en función de seguridad adecuados para el sistema de seguridad de la máquina.
- Comprobar el aumento de la producción mediante la comparación de unidades producidas al día antes y después de la instalación de la máquina.

**Hipótesis**

¿El diseño y construcción de una máquina rebordeadora incrementará la eficiencia en la producción con niveles de prestación (PL) en función de seguridad para bandejas paneras de aluminio fabricadas por la empresa Tel-Gar?

**Variables de la Investigación*****Variable Independiente***

Máquina rebordeadora de bandejas paneras de aluminio con nivel de prestación (PL)

***Variable Dependiente***

Aumento de la eficiencia en la producción de bandejas paneras elaboradas por la empresa Tel-Gar.

## Capítulo II

### Marco Teórico

En este capítulo se presenta una síntesis sobre temas como las máquinas de doblado y por ende sobre esta operación, la hidráulica, la electrónica y la seguridad pasiva necesaria en una máquina. Además, las características mecánicas del proceso de doblado que permitirán el posterior diseño del equipo.

#### Máquinas dobladoras

Una máquina dobladora tiene la tarea de doblar una o varias veces una pieza de trabajo metálica (Baumüller Nürnberg GmbH, 2021). Esta máquina está especialmente fabricada para moldear hojas, placas o piezas de metal (De Máquinas y Herramientas, 2015).

Este tipo de máquinas según De Máquinas y Herramientas (2015), se pueden clasificar de acuerdo con parámetros básicos, como la amplitud, longitud y altura de trabajo, distancia de escuadra, tonelaje o fuerza, y distancia entre los mástiles del marco.

Las prensas dobladoras tienen como principales características la velocidad y la precisión; adquiridos gracias a componentes mecánicos y eléctricos. En cambio, las neumáticas ejercen fuerza con presión de aire, suelen ser más utilizadas en trabajo que requieren menor fuerza (De Máquinas y Herramientas, 2015).

Para productos de alta calidad, se recomienda el uso de plegadoras hidráulicas, las cuales basan su funcionamiento en dos cilindros sincronizados que están en los marcos de la máquina (De Máquinas y Herramientas, 2015).

## **Máquina rebordecadora**

A las máquinas industriales se las puede definir como un dispositivo de naturaleza mecánica, eléctrica o electrónica que se usa para la producción de producto determinado (Sicma21, 2021).

Los complementos que se utilizan para que la máquina cumpla su función, también se consideran parte de la maquinaria, esto incluye elementos como troqueles, matrices y elementos de control (Sicma21, 2021).

Existen varios tipos de maquinaria industrial y son específicos para cada industria. El presente trabajo se centrará en máquinas rebordecadoras de planchas metálicas.

Este tipo de máquina se utiliza para la producción de bordes en planchas metálicas, y lo puede hacer con o sin un orificio central. Los controles de esta máquina están centralizados en un solo lugar para facilitar el trabajo del operador (MG, 2007).

### ***Tipos de rebordecadora***

Según KUKA AG (2017), existen dos tipos de rebordecadora, ambos automatizados:

**Rebordecadora de mesa.** Consiste en un sistema mecatrónico que permite rebordecar una gran cantidad de materiales, garantizando seguridad en el proceso, por lo que también ayuda a la producción de grandes cantidades de piezas (KUKA AG, 2017).

**Rebordecadora de rodillos.** En este tipo de rebordeado, se involucra a un robot industrial, el que procesa los componentes con un cabezal de rebordeado por rodillos (KUKA AG, 2017).

Siendo la técnica preferida en industrias con necesidad de flexibilidad en sus procesos, debido a la facilidad de cambio de cabezal para cambiar el proceso.



Debido a la cantidad de piezas que la empresa produce, en este trabajo se utilizará una rebordeadora de mesa. A continuación, se estudia el proceso de doblado que utilizará la máquina rebordeadora.

### **Esfuerzo**

Para estudiar la resistencia de los materiales, es necesario tomar en cuenta conceptos como el esfuerzo y la deformación que se dan por la aplicación de cargas en un elemento. Mott (2009) utiliza la carga directa para desarrollar el concepto de esfuerzo, este esfuerzo puede ser causado por cargas axiales, cortantes o de apoyo. Matemáticamente el concepto de esfuerzo es:

$$\text{esfuerzo} = \frac{F}{A} \quad 1$$

Donde:

$F$ : es la fuerza o carga que se aplica

$A$ : es el área donde se aplica esta fuerza

### ***Esfuerzo normal directo***

Este tipo de esfuerzo se da con una carga perpendicular o normal a la sección transversal del elemento que se está estudiando y pueden ser tanto de compresión como de tensión, dependiendo de la dirección de la carga (R. Mott, 2009).

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad 2$$

Con:

$\sigma$ : esfuerzo normal directo

$F$ : fuerza aplicada

$A$ : área de la sección transversal

### ***Bandas síncronas***

Este tipo de bandas utilizan poleas con ranuras en las asientas los dientes de la banda, se puede observar en la Figura 1. Se considera como un impulsor positivo y únicamente se ve limitada por la resistencia de esta a la tensión y la resistencia a la fuerza cortante de los dientes (R. Mott, 2006).

#### **Figura 1**

##### *Banda sincrónica*



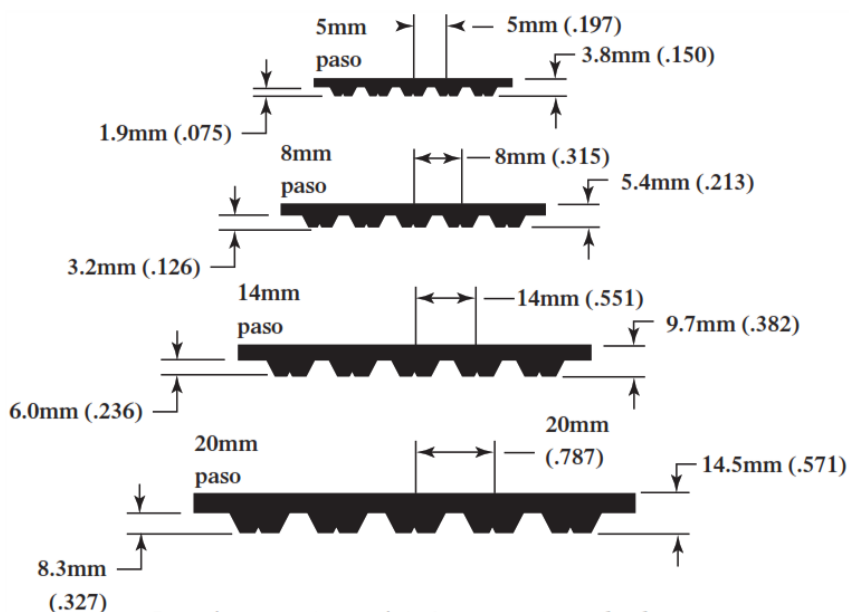
*Nota.* Tomado de Diseño de (R. Mott, 2006)

Al ser una banda cuyos dientes engranan con las ranuras de las poleas conductoras y conducidas, también conocidas como catarinas, existe una relación fija entre la velocidad de la polea motriz y la conducida (R. Mott, 2006).

En la Figura 2, se muestran los pasos de dientes de las bandas síncronas, así como los tamaños más comunes dentro del ámbito comercial. Según R. Mott (2006), el paso es la distancia entre los centros de los dientes y entre los normales se encuentran 5, 8 14 y 20 mm.

**Figura 2.**

*Pasos comunes de dientes y tamaños de banda sincrónica*



*Nota.* Los números en paréntesis están en pulgadas. Tomado de Diseño de (R. Mott, 2006)

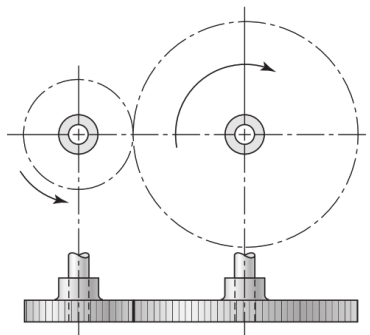
Las poleas utilizadas con estas bandas proveen una holgura de 0.001 a 0.002 pulgadas (0.025 a 0.050 mm) con relación al diámetro del eje donde se va a montar (R. Mott, 2006).

## Engranajes

Son ruedas dentadas que se utilizan para transmitir movimiento y potencia de un eje giratorio a otro (R. L. Mott, 2006). Existen cuatro tipos principales, pero en este trabajo se abordará los engranes rectos a mayor profundidad.

### *Engranes rectos*

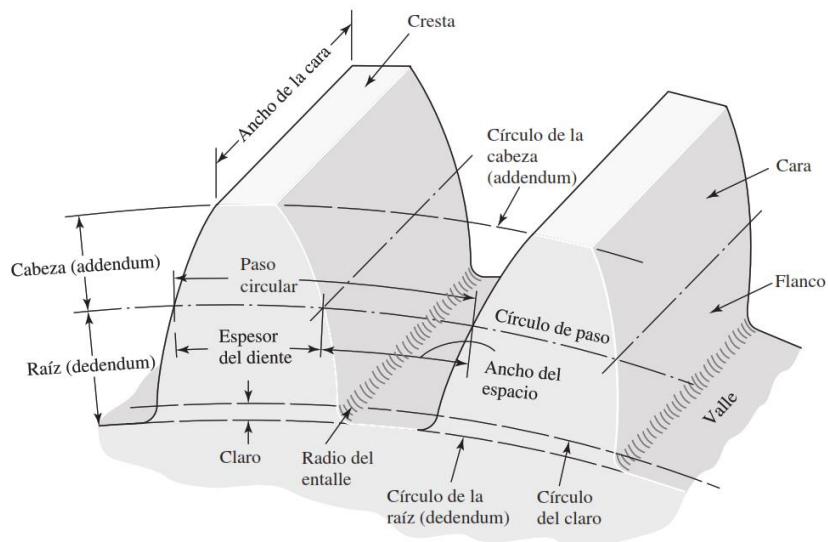
Este tipo de engranes, que se ve en la Figura 3, se caracteriza por tener sus dientes de forma paralela al eje y se usa para la transmisión de movimiento entre ejes paralelos (Budynas & Nisbett, 2008).

**Figura 3.***Engranés rectos*

*Nota.* Tomado de (Budynas & Nisbett, 2008).

### **Nomenclatura**

La terminología para utilizarse y su representación en un engrane se puede ver en la Figura 4 y según Budynas & Nisbett (2008), se explican de la siguiente forma:

**Figura 4.***Nomenclatura de los dientes de engranes*

*Nota.* Tomado de (Budynas & Nisbett, 2008).

**Diámetro de paso ( $D$ ).** El diámetro de paso de un engrane hace referencial diámetro de su círculo de paso.

**Paso circular ( $p$ ).** Es la distancia que se mide entre un punto de un diente al mismo punto en el diente siguiente.

**Módulo ( $m$ ).** Representa una relación entre el diámetro de paso y el número de dientes del engrane. También cuenta con valores normalizados.

**Paso diametral ( $P_d$ ).** Es una relación entre el número de dientes y el diámetro de paso del engrane.

Para complementar Budynas & Nisbett (2008), propone varias características más que se detallan a continuación:

Cabeza o addeundum ( $a$ ).

Raíz o dedendum ( $b$ ).

Altura o profundidad total ( $h_t$ ).

Círculo de claro.

Claro ( $c$ ).

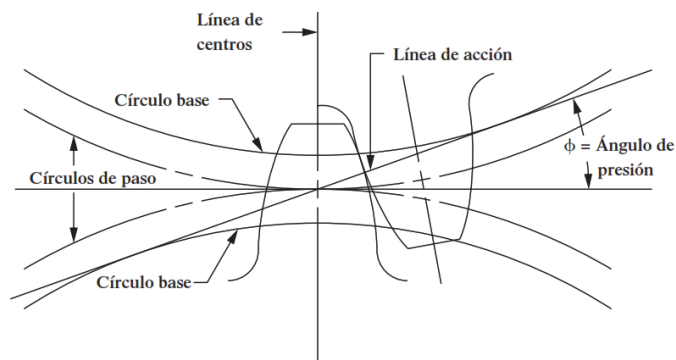
Diámetro exterior ( $D_o$ ).

Diámetro de raíz ( $D_R$ ).

Espesor del diente ( $t$ ).

Distancia entre centros ( $C$ ).

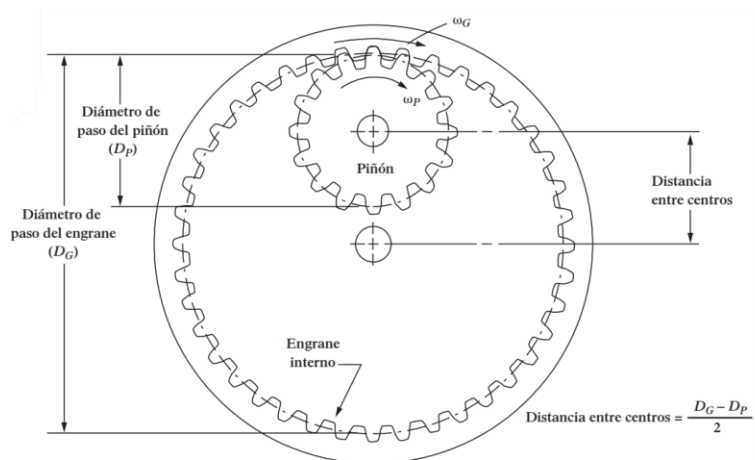
Ángulo de presión ( $\phi$ ).

**Figura 5.***Ángulo de presión.*

*Nota.* Tomado de (Budynas & Nisbett, 2008).

### **Engranes interno**

Este se puede definir como aquel donde los dientes están en el interior del anillo, esto se puede ver en la Figura 6

**Figura 6.***Engranes internos*

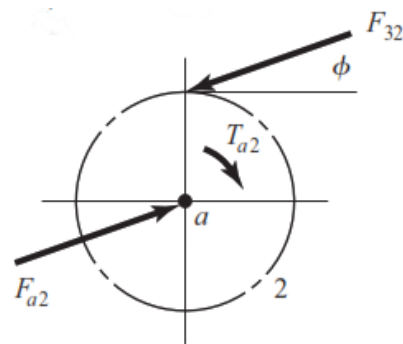
*Nota.* Tomado de (Budynas & Nisbett, 2008).

### Fuerzas en engranes

Es importante tomar en cuenta que en los engranes hay varias fuerzas que actúan, pero para el estudio se toma con mayor importancia la fuerza tangencial, que se puede ver en la Figura 7, ya que es la fuerza que transmite potencia (Budynas & Nisbett, 2008).

#### Figura 7.

Diagrama de cuerpo libre de las fuerzas que actúan en un engrane



Nota. En esta figura la fuerza  $F_{32} = W_t$ . Tomado de (Budynas & Nisbett, 2008).

Para Budynas & Nisbett, (2008), el par de torsión que se aplica a la carga que se transmiten se relación mediante la siguiente ecuación:

$$T = \frac{d}{2} W_t \quad 3$$

Con:

$T$ : el torque

$W_t$ : la fuerza tangencial

$d$ : el diámetro de paso

La potencia transmitida a través del engrane según Budynas & Nisbett, (2008), se puede calcular de la siguiente manera:

$$H = T\omega \quad 4$$

Con:

$H$ : potencia transmitida

$T$ : par de torsión

$\omega$ : velocidad angular

Otro dato importante para tomar en cuenta es la velocidad de la línea de paso, la cual se puede obtener de la siguiente forma:

$$V = \frac{\pi dn}{2} \quad 5$$

Donde:

$V$ : velocidad de la línea de paso en pie/min

$d$ : diámetro de paso del engrane en pulgadas

$n$ : velocidad del engrane en rpm.

En caso de que la velocidad y la potencia estén especificadas previamente, es posible establecer una relación de estas con la fuerza tangencial (Budynas & Nisbett, 2008).

$$W_t = 33000 \frac{H}{V} \quad 6$$

Con:

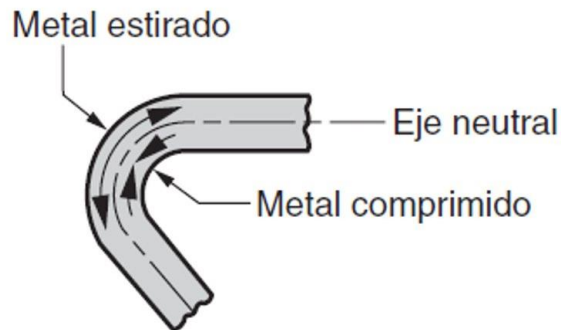
$H$ : la potencia en hp,

$V$ : velocidad de la línea de paso en pie/min

### **Doblado**

Dentro de las operaciones con láminas metálicas, el doblado se puede definir como la deformación que sufre el metal alrededor de un eje recto o neutral (Groover, 1997)

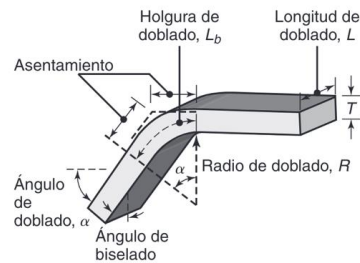


**Figura 8.***Doblado de una lámina metálica**Nota.* Tomado de (Groover, 1997).

En el transcurso de esta operación, como se puede ver en la Figura 8, el material que está en la parte interior del eje se comprime, mientras que, del otro lado, el material se estira. Esta operación produce poca o ninguna alteración en el grosor del material (Groover, 1997).

***Terminología de doblado***

**Holgura de doblado.** Existen varios factores a tomar en cuenta para realizar la operación de doblado, como es la holgura o tolerancia de doblado ( $L_b$ ), la cual consiste en la longitud del eje neutral en el doblado, como se observa en la Figura 9, y gracias a este parámetro es posible determinar la longitud del material previo al proceso de doblado (Kalpakjian & Schmid, 2008).

**Figura 9.***Terminología de doblado*

*Nota.* Tomado de (Kalpakjian & Schmid, 2008)

Según Kalpakjian & Schmid (2008) una forma aproximada de determinar la holgura es:

$$L_b = \alpha(R + kT) \quad 7$$

Donde:

$\alpha$ : es el ángulo de doblado, en radianes

$T$ : es el espesor del material

$R$ : es el radio de doblado

$k$ : es una constante

Esta constante  $k$  puede tomar el valor de 0.33 cuando  $R < 2T$ , y de 0.5 cuando  $R > 2T$ . En el caso ideal, el eje neutro se encontrará en el centro del espesor de la hoja, con lo que  $k = 0.5$  y la ecuación 7, según Kalpakjian & Schmid (2008), queda de la siguiente forma:

$$L_b = \alpha \left[ R + \left( \frac{T}{2} \right) \right] \quad 8$$

**Radio mínimo de doblado.** Este término se refiere al radio al que aparece la primera grieta en las fibras más exteriores del material. Por lo general, el radio de doblado se expresa en función del espesor del material, como  $2T$ ,  $3T$ ,  $4T$ , etc. (Kalpakjian & Schmid, 2008). Por lo que un radio mínimo de

**3T**, implica que el radio más pequeño al que se puede doblar la lámina sin agrietarse es tres veces su espesor.

El radio mínimo de doblado para diferentes metales se presenta en la Tabla 1

**Tabla 1.**

*Radio mínimo de doblado para diversos metales a temperatura ambiente*

Material	Condición	
	Blando	Duro
Aleaciones de aluminio	0	6T
Cobre berilio	0	4T
Latón (con bajo plomo)	0	2T
Magnesio	5T	13T
Aceros		
Acero inoxidable austenítico	0.5T	6T
Bajo carbono, baja aleación y HSLA	0.5T	4T
Titanio	0.7T	3T
Aleación de titanio	2.6T	4T

*Nota.* Tomado de (Kalpakjian & Schmid, 2008)

**Fuerza de doblado.** La fuerza mínima para realizar la operación depende de la geometría del dado, la resistencia del material, su espesor. Esta fuerza según Groover (1997) se puede estimar mediante la siguiente ecuación:

$$F = \frac{K_{bf} S_y w T^2}{D}$$

Donde:

$F$ : fuerza de doblado en Newtons

$K_{bf}$ : es una constante que considera las diferencias encontradas en un proceso real de doblado.

$w$ : ancho de la parte a ser doblada en milímetros

$T$ : espesor del material o la parte en milímetros

$D$ : dimensión del dado en milímetros

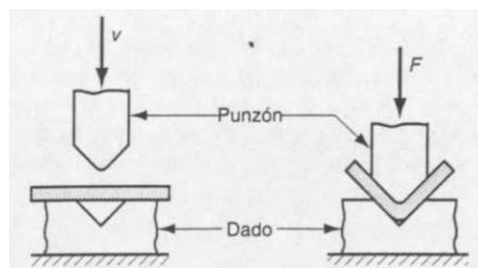
En mecánica, esta ecuación se basa en el doblado de una viga simple y el valor de la constante  $K_{bf}$  depende del tipo de doblado, en el caso de que sea un doblado en V, su valor es de  $K_{bf} = 1.33$  y para el caso de doblado en bordes, el valor es  $K_{bf} = 0.33$  (Groover, 1997).

### **Operaciones de doblado**

**Doblado en V.** El doblado se hace con herramientas como dados y punzones, el doblado en V es uno de los procesos más utilizados y se lo realiza, como su nombra deja intuir, con un dado en forma de V. Como se ve en la Figura 10, el metal se o dobla entre un punzón y un dado con la forma deseada (Groover, 1997).

### **Figura 10.**

*Doblado en V*

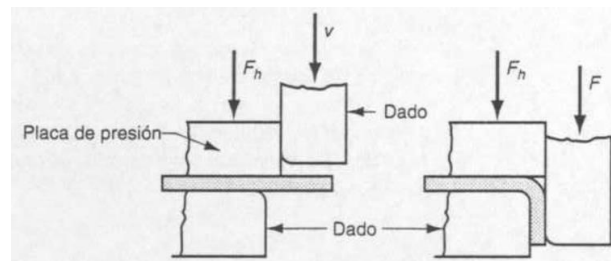


*Nota.* Tomado de (Groover, 1997).

**Doblado de bordes.** Este tipo de operación se utiliza en producciones mayores a las de doblado en V, debido a su mayor costo en los dados. En este proceso se ve involucrada una fuerza para sostener la plancha metálica, con una parte en voladizo donde se aplica la fuerza para doblar el borde la lámina, como se puede ver en la Figura 11.

**Figura 11.**

*Doblado de bordes*



*Nota.* Tomado de (Groover, 1997).

**Rebordeado.** Este proceso se presenta, como su nombre o indica, en el borde de la lámina de metal. Existe un par de tipos de rebordeado; en el rebordeado por contracción, en el borde se aplica fuerzas circunferenciales, las cuales, en caso de no ser calculadas correctamente pueden causar arrugas en el reborde. Mientras que el rebordeado por estiramiento, somete al borde a esfuerzos de tensión, en caso de ser excesivas, causaran agrietamiento en la periferia (Kalpakjian & Schmid, 2008).

Este proceso permite la unión de componentes de igual o distinto material, además de la formación de bordes en planchas metálicas mediante el doblado de la chapa en el lugar de interés, añadiendo rigidez a la pieza en cuestión (KUKA AG, 2017).

Este trabajo, se centra en la capacidad de producir bordes en planchas metálicas mediante el doblado del elemento.

**Ventajas del rebordeado.** Para KUKA AG (2017) las principales ventajas del proceso de rebordeado son:

- Aumenta la resistencia de las planchas metálicas
- Se puede realizar en gran cantidad de materiales como el aluminio, el plástico e incluso el acero
- El tiempo de producción de una pieza puede reducirse hasta en un 50%
- Aumenta la calidad del producto, por la precisión que se puede tener durante el proceso.

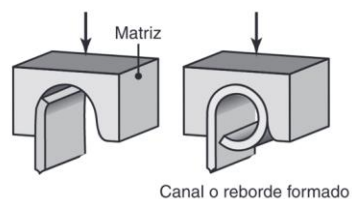
### **Curvado o Acanalado**

Una operación menos conocida, pero con gran utilidad es la del curvado o prensado, el cual consiste en formar una especie de aro en el borde de plancha metálica, como se ve en la Figura 12.

Este método es usado para remover bordes afiladas para que la pieza sea más segura de manejar (Childerstone, 2021).

### **Figura 12.**

#### *Acanalado*



*Nota.* Tomado de (Harsle, 2021).

Este proceso también se utiliza con la finalidad de aumentar la rigidez del borde de la pieza y se lo puede realizar con un alambre dentro del aro a formar o sin este como se ve en la Figura 13 (Harsle, 2021).

**Figura 13.**

*Tipos de curvado*



*Nota.* Tomado de (Harsle, 2021).

En estos casos, es importante determinar la longitud que envolverá al alambre metálico, según Harsle (2021), esta viene dada por:

$$L = 2.5D$$

10

En donde:

$L$  : representa la longitud de la pieza a ser doblada en milímetros

$D$  : el diámetro del alambre en su interior en milímetros

**Sistemas hidráulicos**

Los sistemas hidráulicos se tratan de la utilización de un líquido o fluido con la finalidad de transmitir energía para mover un mecanismo. Entre los líquidos más usados están el agua y el aceite, teniendo una preferencia por este último (Uriarte Industrial, 2018).

Estos sistemas utilizan líquidos incompresibles y funcionan bajo la ley de Pascal, que contempla que la presión de un fluido encerrado es uniforme en todas direcciones (Aula 21, 2019).

### **Presión Hidráulica**

Esta presión se basa en el principio de Pascal, el cual establece que un cambio en un punto de un líquido incompresible y presurizado se transmitirá a todo el fluido, y por ende este cambio se ve reflejado en todo el líquido (Aula 21, 2019). Matemáticamente, se describe de la siguiente manera:

$$P = \rho gh \quad 11$$

Donde:

$P$ : es la presión del fluido

$\rho$ : es la densidad del fluido

$g$ : la aceleración causada por la gravedad

$h$ : altura del fluido por encima del punto de medición

### **Fluido hidráulico**

Consiste en el medio por el cual un sistema hidráulico transmite su energía, y, como se dijo anteriormente, puede ser cualquier líquido. A pesar de esto, para Aula 21 (2019), se debe tomar cuenta las siguientes características para la selección de un fluido hidráulico.

- Alto punto de inflamación
- Viscosidad adecuada
- Propiedades del lubricante
- Capacidad térmica/conductiva



### **Elementos de un sistema hidráulico**

**Bomba.** Las bombas se encargan de convertir la energía mecánica del motor eléctrico en presión hidráulica con la intervención del fluido hidráulico (Creus Solé, 2007a). La potencia eléctrica que entrega es:

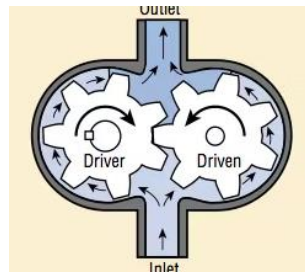
$$Potencia = \frac{Potencia\ en\ kW \times Desplazamiento\ bomba \left(\frac{cm^3}{rev}\right) \times rpm\ eje\ bomba}{600000 \times Rendimiento\ de\ la\ bomba\ (0.8 - 0.9)} \quad 12$$

Según (Creus Solé (2007), las bombas que se utilizan son:

- Bombas de desplazamiento positivo, las cuales se caracterizan por entrega volumen de líquido en cada ciclo y una presión de hasta 800 bar.
- Bombas de desplazamiento volumétrico, entre las que se encuentran engranes, tornillo, paletas y pistón. Siendo las de engranes y tornillo las que entregan un caudal constante.

El presente trabajo se centrará en las bombas de engranajes

**Bomba de engranes.** Son capaces de producir el flujo llevando el fluido entre los dientes de los engranes que están acoplados como se ve en la Figura 14. La eficiencia de este tipo de bomba puede llegar hasta un 93% en condiciones óptimas y debe ser utilizada cerca de su velocidad de diseño (Solorzano, 2016).

**Figura 14.***Bomba de engranajes*

Estas bombas generan un flujo de salida que se según Royal Systems Group (2018), se puede calcular de la siguiente manera:

$$Q = \frac{n \times d}{231} \quad 13$$

Donde:

$Q$ : caudal en galones por minuto

$n$ : rpm de la bomba

$d$ : el desplazamiento de la bomba en  $in^3/rev$

Otro valor para tomar en cuenta es la potencia que necesita la bomba para realizar su trabajo, la cual, Royal Systems Group (2018) se obtiene con:

$$HP = \frac{P \times Q}{1714} \quad 14$$

Con:

$HP$ : la potencia en caballos de fuerza

$P$ : presión en psi

$Q$ : el caudal en galones por minuto

**Válvula.** Se utilizan para controlar y cambiar el sentido del flujo del fluido y mover el pistón de un lado a otro de su carrera (Creus Solé, 2007b). Las válvulas más utilizadas son las siguientes:

**Válvula 2/2 (2 vías – 2 posiciones).** Estas válvulas son capaces de controlar acciones como el paro, el arranque y la dirección del fluido. Pueden tener una posición inicial normalmente abierta o cerrada y sus entradas admiten presión de hasta 5076 psi (Creus Solé, 2007b).

**Válvula 3/2 (3 vías – 2 posiciones).** Según Creus Solé (2007), son semejantes a las válvulas 2/2 pero contando con 3 vías que se conectan por un instante durante la conmutación.

**Válvula 4/2 (4 vías – 2 posiciones).** Estas válvulas tienen 4 entradas donde la 1, 2 y 3 permiten presiones de 5076 psi. Por lo general, para su uso la entrada 3 está conectada con la bomba, 2 y 4 a los actuadores y la 1 al tanque (Creus Solé, 2007b).

**Actuadores.** Son los elementos donde la ley de Pascal es aplicada y se encarga de transformar la energía hidráulica en energía mecánica (Aula 21, 2019).

**Cilindros hidráulicos.** Son los más comunes y que mayor tiempo llevan en sistemas hidráulicos, se los puede clasificar entre cilindros de simple y doble efecto y telescópicos como se ve en la Figura 15. Cualquiera de estos tipos genera un movimiento lineal (Creus Solé, 2007b).

**Figura 15.***Tipos de cilindros hidráulicos*

*Nota.* Tomado de (Creus Solé, 2007b).

Este tipo de actuadores tiene como ventaja el proporcionar pares y fuerzas elevadas, al mismo tiempo que tienen un buen control del movimiento, clave para aplicaciones de alta precisión (Creus Solé, 2007b).

### ***Fuerza hidráulica de un pistón***

Una de las principales cosas a considerar en un sistema hidráulico es la fuerza que el cilindro es capaz de ejercer (ENERPAC, 2020). Matemáticamente, se expresa de la siguiente forma:

$$F = P \times A \quad 15$$

Donde:

$F$ : es la fuerza que se aplicara

$P$ : es la presión hidráulica

$A$ : el área efectiva del cilindro

Más específicamente, se tiene dos fuerzas en el accionamiento de los pistones, las que según Creus Solé (2007), son la fuerza de extensión y la fuerza de retracción, que matemáticamente se expresan de la siguiente forma.

$$F_{\text{extensión}} = P \times \frac{\pi D^2}{4} \times 0.9 \quad 16$$

$$F_{\text{retracción}} = P \times \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \times 0.9 \quad 17$$

Siendo:

- $F$ : la fuerza que ejercer el pistón
- $P$ : presión de operación en MPa
- $D$ : diámetro interior del cilindro en milímetros
- $d$ : diámetro del vástago del pistón en milímetros
- 0.9: coeficiente de rozamiento de rodamientos, jutas y partes móviles del cilindro

### **Motores eléctricos**

Es la máquina destinada a transformar energía eléctrica en energía mecánica. El motor con mayor utilización, por sus características, es el motor de inducción (Grupo WEG - Unidad Motores, 2016).

Para (Rosales, 2017), las partes de un motor son las siguientes:

- Estator
- Rotor
- Carcasa

Los motores pueden dividirse en dos grandes grupos:

**Motores de corriente continua.** Tienen un costo mayor y precisan de una fuente de corriente continua. Pueden llegar a funcionar con velocidad ajustable y se prestan a controles que requieran gran precisión (Grupo WEG - Unidad Motores, 2016).

**Motores de corriente alterna.** Son los de mayor uso ya que la corriente alterna es la de distribución más común, dentro de este tipo según el (Grupo WEG - Unidad Motores, 2016), los principales tipos son:

- Motor síncrono
- Motor de inducción

**Servomotores.** Este tipo de motor cuenta con la capacidad de ubicarse en cualquier posición que este dentro del rango de su operación y puede ser controlado tanto en velocidad como en posición (Kosow & González Pozo, 1993).

El control de posición y de velocidad se consigue con un encoder, el cual puede estar incorporado en el motor o se lo puede acoplar como un componente aparte. La posición se envía al controlador y se compara con la posición anterior y se realiza el movimiento de ser necesario (Aula 21, 2020).

Para su control, se utiliza la modulación por ancho de pulsos (PWM), por lo general trabajan en frecuencia de 50 hertz y de esta forma los pulsos tendrán un periodo de milisegundo, a partir de los cuales se realiza el giro del motor (Kosow & González Pozo, 1993).

Según (Kosow & González Pozo (1993), los servomotores responden de la siguiente manera dependiendo en la duración del pulso:

- Señal entre 1 a 1.4 milisegundos, el motor gira en sentido horario.
- Señal entre 1.6 a 2 milisegundos, el motor gira en sentido antihorario.
- Señal de 1.5 milisegundos representa un estado neutro.

**Encoder.** Es un instrumento electromecánico que proporciona mediciones y controles precisos tanto de velocidad y de posicionamiento de motores (Dynapar Encoders, 2019).

Es responsable de convertir el giro de su eje en impulsos eléctricos de onda cuadrada o senoidal, lo que genera una cantidad precisa de pulsos por rotación. Las variables más importantes para que el control sea preciso son: la velocidad de la dirección de rotación y/o el ángulo al que se detiene (Dynapar Encoders, 2019).

**Caja reductores.** Son dispositivos mecánicos se utilizan, por lo general, con el propósito de aumentar la torsión y/o reducir la velocidad del motor y ajustarla según la necesidad (IEST Bellavista, 2018).

### ***Controladores***

Son equipos o sistemas que permiten automatizar procesos productivos para mejorar los tiempos de ejecución de una tarea, evitar fallos y trabajar en ambientes peligrosos (ElectroIndustria, 2016).

Se basan en la medición de las variables del proceso a través de sensores, comparan con una señal esperada y corrigen las variables del proceso aplicando un algoritmo de control para llevar a las entradas del proceso a controlar lo más cerca posible del valor deseado (ElectroIndustria, 2016).

Según (Universidad PROFINET, 2021a), existen tres tipos de controladores utilizados en la automatización industrial:

**PLC – Controladores Lógicos Programables.** Se generan como reemplazo del control realizado por relés, capaces de contener entradas y salidas analógicas. Se usaban originalmente solo en tareas de automatización discreta hasta la adición de capacidades analógicas.

**DCS – Sistemas de Control Distribuido.** Se desarrollaron para actuar como controlador de refinерías de petróleo y plantas de tratamiento de aguas. Este tipo de controlador está estrechamente integrado con las pantallas de interfaz de operador y los sistemas de configuración de ingeniería.

**PAC – Controladores Programables de Automatización.** Aprovechas las capacidades de procesamiento de un computador para realizar las funciones de los controladores anteriores. Este tipo de equipos se asemejan a un computador de escritorio, pero son más robustos y soportan condiciones de uso en planta.

### **Sistemas de seguridad**

La seguridad consiste en la protección del personal y/o activos de la empresa contra daños o muerte. Para (Universidad PROFINET, 2021b), los componentes de seguridad incluyen:

- Seguridad organizacional
- Seguridad Pasiva
- Seguridad funcional

En la parte de la seguridad pasiva, se puede encontrar los siguientes elementos:

- Detector de presencia
- De movimiento residual
- De retención mecánica
- De mando a dos manos

### ***Nivel de prestaciones (PL)***

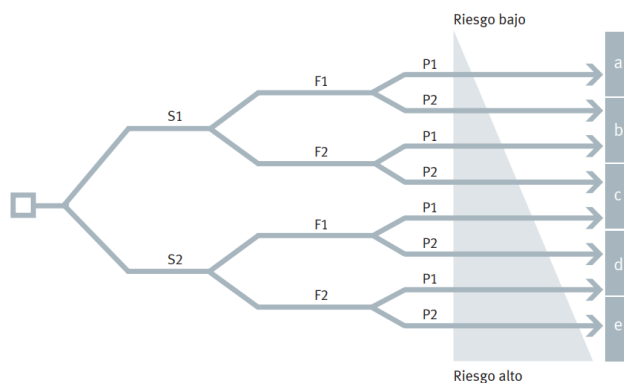
En este trabajo, se pretende alcanzar ciertos niveles de seguridad y para ello se seguirá la norma EN ISO 13849-1 que basa el nivel de seguridad en niveles de prestaciones (PL). Esta norma toma la



probabilidad de que un evento peligroso ocurra (Pilz Industrieelektronik S.L., s/f) y permite utilizar elementos de seguridad eléctricos, electrónicos, programables, mecánicos e hidráulicos (Tele Radio SL, 2020).

**Figura 16.**

*Estimación de niveles de prestación (PL)*



*Nota.* Tomado de (Festo, 2019).

Para realizar la estimación del nivel de prestación que un equipo debe tener, la norma recomienda el uso de la Figura 16 y los significados de cada nivel se presentan en la Tabla 2.

**Tabla 2.**

*Parámetros de riesgo y evaluaciones*

Parámetros de riesgo	Posibles evaluaciones
<b>S Gravedad de la lesión</b>	
S1 Leves (normalmente lesión reversible)	Lesiones que solo requieren primeros auxilios o que no tienen como consecuencia más de dos días de baja laboral
S2 Graves (por lo general irreversible o mortales)	Lesiones que requiere tratamiento médico o que implican más de dos días de baja laboral

---

<b>F</b>	<b>Frecuencia y/o duración de la exposición al peligro</b>	
F1	Raramente o con poca frecuencia y/o tiempo de exposición al peligro es corto	Como máximo dos veces por turno (8 horas de trabajo) y menos de 15 minutos en total por turno
F2	Con frecuencia o continuamente y/o el tiempo de exposición al peligro es largo	Más de dos veces por turno (8 horas de trabajo) o más de 15 minutos en total por turno
<b>P</b>	<b>Posibilidad de evitar el peligro o de limitar los daños</b>	
P1	Posible en determinadas circunstancias	En determinadas circunstancias puede reducirse el peligro
P2	Poco probable	El peligro no se puede evitar

---

*Nota.* Tomado de (Festo, 2019).

Cada nivel de prestación viene dado por una probabilidad de fallo peligroso por hora, dado en la Tabla 3.

**Tabla 3.**

*Niveles de prestación en base a posible fallo grave por hora*

PL	Probabilidad de fallo peligroso por hora 1/h
a	$\geq 10^{-5}a < 10^{-4}$
b	$\geq 3x10^{-6}a < 10^{-5}$
c	$\geq 10^{-6}a < 3x10^{-6}$
d	$\geq 10^{-7}a < 10^{-6}$
e	$\geq 10^{-8}a < 10^{-7}$

---

*Nota.* Tomado de (Tele Radio, 2020)

Por otro lado, se debe conocer el nivel de prestación que tiene el equipo, para esto según Tele Radio (2020) se deben determinar los siguientes parámetros:

- Estructura del sistema
- Tiempo medio hasta un fallo peligroso (MTTFd)
- Cobertura del diagnóstico del sistema (DC)
- Fallo de causa común (CCF)

Además, según Safework (2017), existe un método más sencillo para obtener el nivel de prestación de una máquina y es tomar los elementos de una función de seguridad, es decir, entrada, lógica y salida evaluando sus niveles de prestaciones de manera individual y tomar el nivel más bajo para luego realizar lo mismo de manera global y obtener el nivel de prestación de la máquina.

### **Capítulo III: Diseño**

En el presente capítulo se presenta el diseño de la máquina rebordeadora que pretende optimizar el proceso industrial de doblado en las bandejas paneras producidas por la empresa Tel-Gar. Para esto, se precederá a recopilar los requerimientos técnicos del equipo basados en las necesidades de la empresa, con esto se realizará una subdivisión del equipo en subsistemas para su posterior diseño.

#### **Levantamiento de necesidades del cliente**

Las especificaciones de la bandeja para la cual será diseñada la máquina son las siguientes:

- Bandeja de forma rectangular
- Tamaño de la bandeja de 65 mm x 45 mm x 25 mm
- El material de la bandeja es de aluminio aleación 3003-H14
- Espesor del material de 1mm
- Alambre galvanizado de 6 mm de diámetro en el interior del borde doblado.

#### **Estado actual del proceso de rebordeado de las bandejas**

El proceso de doblado de bordes de las bandejas, es necesario automatizarlo debido a que, actualmente, se lo realiza de manera manual y esto consume tiempo de manera ineficiente, en promedio, cinco empleados golpean únicamente las esquinas y la mitad de los lados más largos de tres bandejas, empleando cinco minutos para esto, como se ve en los datos de la Tabla 4.

Posteriormente a ello, una vez el lote entero de bandejas pasa por este proceso, se traslada a todas las bandejas al lugar de presado de los bordes para terminar con el proceso completo. El traslado de todo el lote consume 5 minutos de los empleados y el proceso de aplastado de los bordes con la prensa consume un minuto por bandeja.

**Tabla 4.***Estado actual del proceso*

Recurso	Cantidad
Personal	5 personas
Objeto	1440 bandejas
Tiempo	480 minutos

La producción comienza con un lote de bandejas con el borde totalmente levantado en su perímetro, como se ve en la Figura 17.

**Figura 17.***Lote de bandejas lista para doblar su borde*

Con esto, los trabajadores deben realizar un golpeteo a cada bandeja, como se ve en la Figura 18 primero se lo realiza en cada una de las esquinas de las bandejas y luego en la mitad del lado más largo de cada una de las bandejas

**Figura 18.**

*Golpeo de los bordes de las bandejas*



Las esquinas se presentan como una parte crítica del proceso, y los golpes que se dan en esta sección, no siempre resultan en un acabado prolijo, como se ve en la Figura 19.

**Figura 19.**

*Acabado de las esquinas de las bandejas*



Con este proceso en mente, se presenta la necesidad de mejorarlo, con el objetivo de optimizarlo y de lograr una mejor calidad en el producto final.

## Funciones de la máquina

La traducción de las necesidades de la empresa en requerimientos técnicos y funciones de la máquina se realiza mediante una matriz QFD (*Quality Function Deployment* o despliegue de la función de calidad). Esta matriz permite identificar de manera clara los diversos sistemas necesarios para cumplir con las necesidades que tiene la empresa para la máquina (IONOS, 2021).

En la Tabla 5 se muestra la matriz QFD con el valor de relación entre las necesidades y las características, tomando un valor que puede ser:

0 cuando no existe relación entre la característica y la necesidad,

1 cuando existe una relación baja,

3 cuando existe una relación media y,

5 cuando existe una relación alta.

**Tabla 5.**

*Matriz QFD de la máquina rebordeadora*

Necesidades de la empresa	Características de la máquina							
	Importancia	Sistema de seguridad pasiva	Utilización de componentes estándar	Sistema de doblez especializado con dados	especificamente diseñados	Sistema de giro controlado de la bandeja	Control de fuerza aplicada durante el proceso	Sistema de lubricación automática
que sea segura	4	5	3	3	3	3	3	3
que sea fácil de mantener	3	0	5	1	0	0	0	5
que sea ergonómica	2	0	1	0	0	0	0	0
que realice el doblez del aluminio	5	0	1	5	5	5	5	1
que el doblez quede bien sellado	4	0	1	5	3	5	5	1
que el acabado no tenga imperfecciones	3	0	1	5	3	5	5	0
que se lubrique constantemente	3	0	1	0	0	0	0	5
Dificultad		2	2	5	3	4	2	
Resultados del como		20	44	75	58	72	51	
Ponderación absoluta		40	88	375	174	288	102	
Poderación relativa		3,75	8,25	35,15	16,31	26,99	9,56	
orden de importancia		6	5	1	3	2	4	

A partir de las ponderaciones realizadas en la Tabla 5 entre las necesidades y las características, se puede realizar el cálculo de la importancia de cada una de las funcionalidades de la máquina, tomando en cuenta también el grado de dificultad que presenta cada sistema.

Para calcular la ponderación absoluta, se realiza una multiplicación del valor de la importancia de la necesidad con el valor de la correlación que se le asignó para luego, sumar todos estos resultados y multiplicarlos por el nivel de dificultad; de la misma forma se procede con las siguientes características.

Para obtener la ponderación relativa, se procede a dividir el valor de la ponderación absoluta para la suma total de las ponderaciones absolutas y se multiplica por cien para obtener un porcentaje. Este resultado se toma de base para darle un orden de importancia a los sistemas, siendo el de mayor porcentaje el sistema más importante de la máquina.

Tomando en cuenta los resultados de la Tabla 5, la principal función de la máquina será el sistema de doblado especializado con dados específicamente diseñados para este propósito, tomando en cuenta que, como se ve en los requerimientos, el borde doblado deberá contar con un alambre en su interior para una mayor rigidez de la bandeja.

### **Desarrollo del concepto de la máquina**

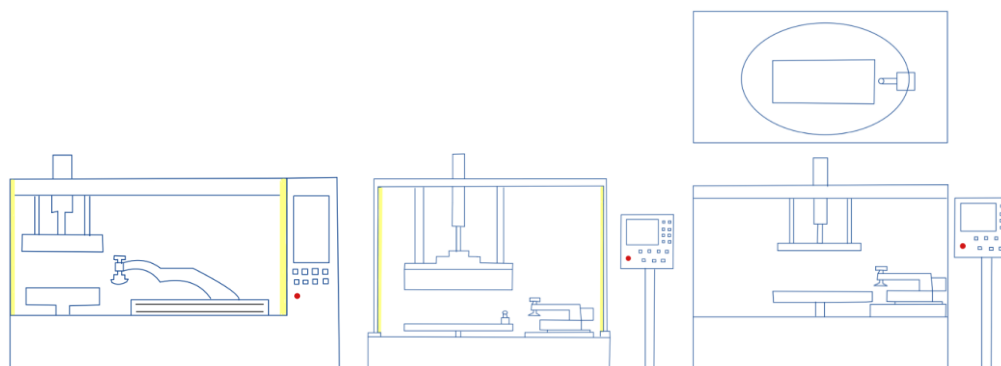
Una vez que se conoce las funciones que debe tener la máquina, se realizan varios conceptos previos a la construcción de la máquina, para poder discutirlos con la empresa y optar por el mejor camino para conseguir el objetivo planteado.

Primeramente, se realizan unos bosquejos de cómo se vería la máquina a grandes rasgos, estos se muestran la Figura 20.



**Figura 20.**

*Conceptos preliminares para la máquina*



*Nota.* De izquierda a derecha se numeran los diseños del uno al tres

Con estos conceptos realizados, es posible realizar un filtrado de los mismo, tomando en cuenta características como la facilidad de uso, seguridad, ergonomía, etc. Este análisis se presenta en la Tabla 6.

**Tabla 6.**

*Criterios de selección*

Criterios de selección	Diseño 1	Diseño 2	Diseño 3
Facilidad de uso	0	0	0
Mayor seguridad	+	-	0
Más ergonómico	0	+	-
Reconfigurabilidad	0	+	-
Facilidad de fabricación	0	+	-
Resistencia	+	0	0
Suma +	2	3	0
Suma -	0	1	3
Suma 0	4	2	3
Evaluación neta	2	2	-3
Lugar	1	1	3
¿Continuar?	Si	Si	No

*Nota.* A partir de estos criterios se decide continuar con los dos primeros diseños para un análisis más profundo previo a la selección final del concepto.

Con los dos diseños finales, se procede a realizar un análisis con las mismas características de selección, pero a cada una de estas se les da un peso de importancia, discutido con la empresa y, se realiza una evaluación que determinará el concepto a desarrollarse presentado en la Tabla 7.

**Tabla 7.**

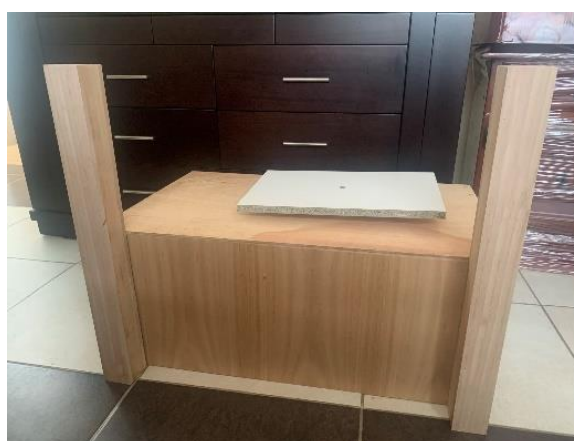
*Evaluación de diseños finales*

Criterios de selección	Peso	Diseño 1		Diseño 2	
		Calif.	Eval. Ponderada	Calif.	Eval. Ponderada
Facilidad de uso	10%	3	0.3	3	0.3
Mayor seguridad	10%	3	0.5	5	0.5
Más ergonómico	5%	4	0.2	4	0.2
Reconfigurabilidad	50%	5	0.2	2	1
Facilidad de fabricación	15%	4	0.6	3	0.45
Resistencia	10%	3	0.3	4	0.4
Total, de puntos			4.2		2.85
Lugar			1		3
¿Continuar?			Desarrollar		No

Con este análisis, se decide el desarrollo de la primera propuesta, realizando una prueba de concepto, que se muestra en la Figura 21 para evaluar de manera real la construcción del sistema.

**Figura 21.**

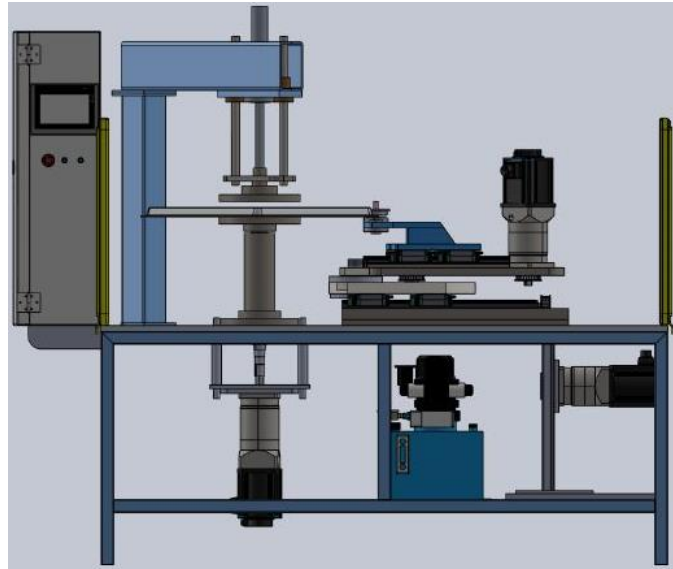
*Concepto construido*



Esta prueba del concepto se realiza con el sistema de giro de bandeja únicamente, y se evalúa con la empresa, obteniendo el visto bueno y se procede a un diseño más completo del equipo. Esto se realiza mediante software CAD, como se ve en la Figura 22.

**Figura 22.**

*Diseño de la máquina*

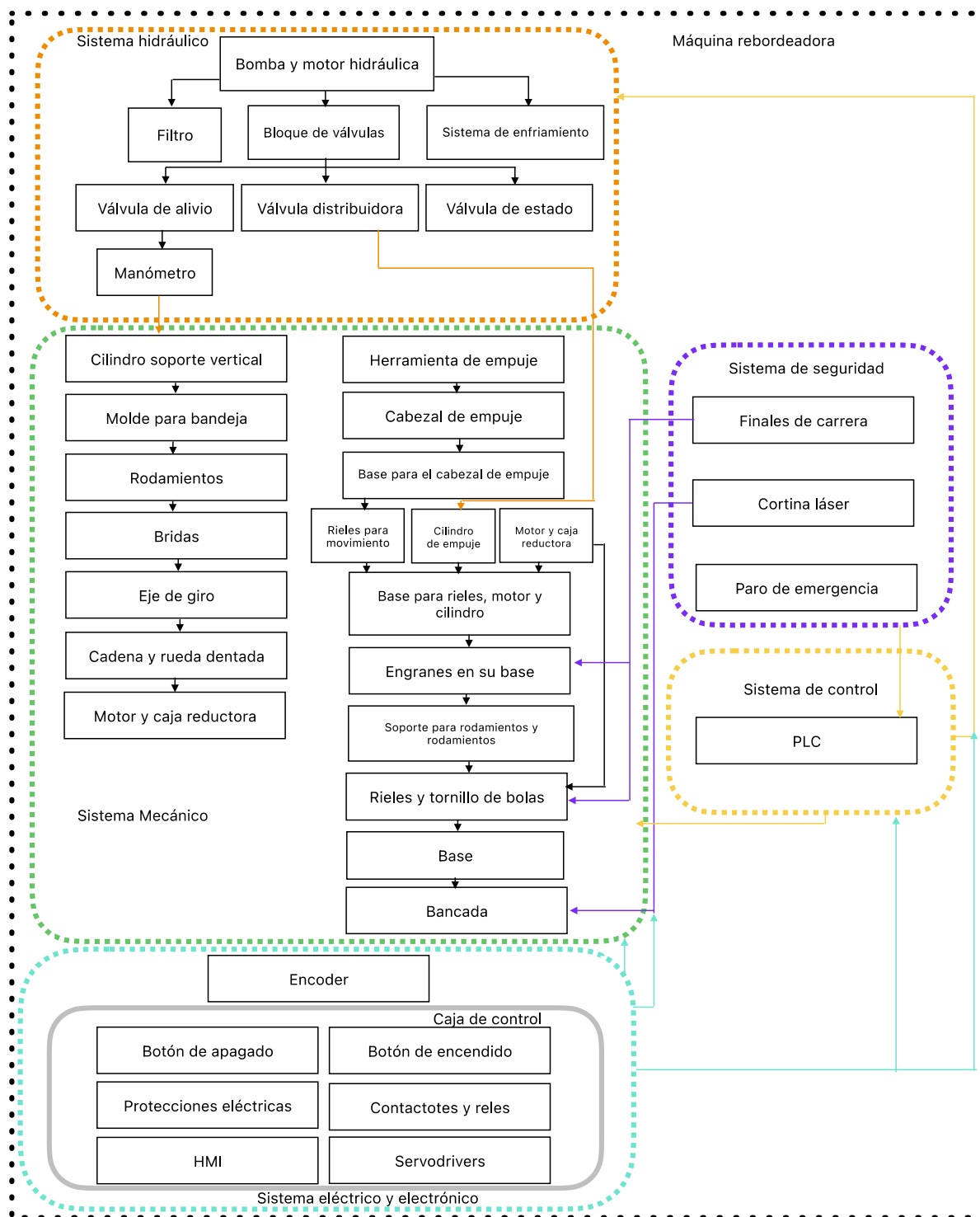


*Nota.* Este diseño se hizo en conjunto con la empresa y con ajustes pequeños con relación al concepto original.

A partir de esto, es posible empezar con el diseño de la máquina, tomando en cuenta los diferentes sistemas que lo conforman, como mecánico, eléctrico, hidráulico, control y de seguridad para poder cumplir en la mayor medida posible con la norma referente a los niveles de prestaciones de seguridad (PL), cada sistema se detalla de mejor forma en el diagrama de bloques de la Figura 23, detallando los elementos que constituyen.

Figura 23.

Diagrama de bloques general de la máquina

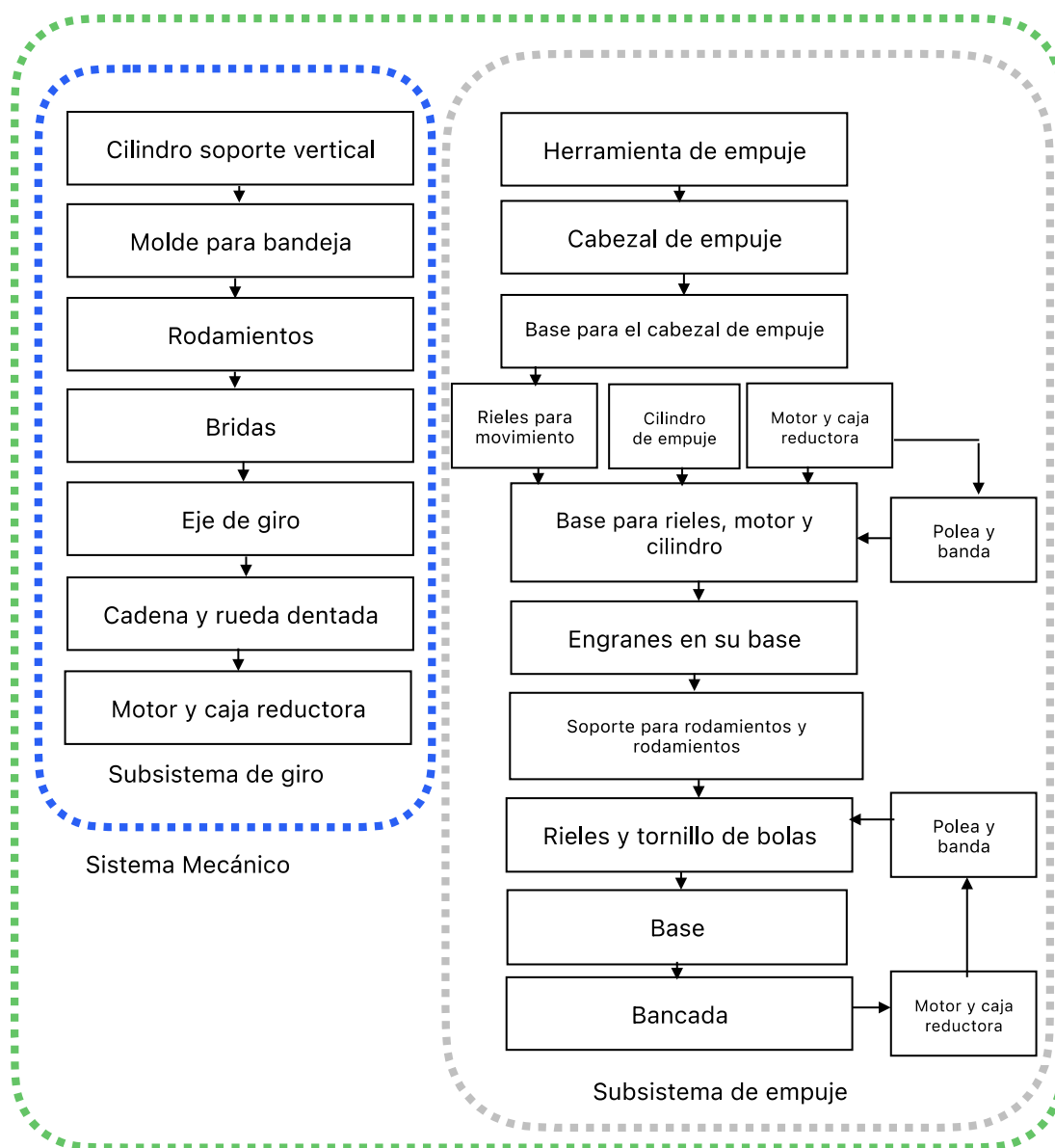


## Diseño mecánico

A partir del diseño previo realizado en conjunto con la empresa, se procede a realizar el diseño de los elementos mecánicos más importantes del equipo, tomando en cuenta los dos subsistemas principales en la parte mecánica que se muestran en la Figura 24.

**Figura 24.**

*Diagrama de bloques del sistema mecánico*



Una vez definido los subsistemas mecánicos como los elementos de cada uno, es posible empezar el diseño. Previo a esto es necesario conocer las necesidades teóricas en el borde la bandeja para poder realizar el doblado, es decir, la longitud de la parte a ser doblado y la fuerza que se requiere para lograrlo.

### ***Longitud mínima de la pieza***

Tomando en cuenta lo investigado en la literatura y presentado en el capítulo dos en la sección de curvado o acanalado, se considera necesario desarrollar como primer cálculo la longitud mínima requerida para efectuar la operación de doblado y comprobar de esta manera si es posible someter a esta operación a la bandeja, en su estado actual, obteniendo lo siguiente en base a la ecuación 10.

$$L = 2.5D$$

Con:

- $D = 6 \text{ mm}$

$$L = 2.5 \times 6 \text{ mm}$$

$$L = 15 \text{ mm}$$

Con este resultado, se puede concluir que el largo de la parte a ser doblada, es decir, el borde de la bandeja, en su estado actual, tiene la medida necesaria para proceder con la operación y obtener el resultado esperado en su acabado, ya que cuenta con 16 mm de longitud.

### ***Fuerza de doblado***

Una vez asegurada la posibilidad de realizar la operación, se procede a calcular la fuerza necesaria para lograr el doblado en esta parte, en base a la ecuación 9, teniendo lo siguiente.

$$F = \frac{K_{bf} S_y w t^2}{D}$$

Con:

- $K_{bf} = 0.33$
- $S_y = 152MPa$
- $t = 10mm$
- $D = 5mm$
- $w = 5mm$

$$F = \frac{0.33(152 MPa)(5 mm)(10 mm)^2}{5 mm}$$

$$F = 5016 N$$

Esta será la fuerza que se tendrá que aplicar para que el borde de la bandeja de aluminio se doble de forma que corresponda a los requerimientos del equipo.

Conociendo el valor y especialmente la dirección de la fuerza a ser aplicada, es posible seleccionar los rieles que se encargarán de mover tanto el cabezal de la herramienta de doblado, como el carro móvil que lo sostiene.

Los rieles deben ser aptos para trabajos en centros de mecanizado, poseer un grado de precisión que esté en el orden de los milímetros, y también ser de fácil mantenimiento. Con estas condiciones en mente para el par de rieles que sostiene el cabezal de la herramienta se escogen los patines HGR 30 R 440 C+RC de la Figura 25, que según la empresa fabricante HIWIN (2022), representan las siguientes especificaciones y con más detalle se presenta en el Anexo 1:

- HG: es la serie del patín, y esta se caracteriza por permitir gran capacidad de carga y en direcciones radiales, radial inversa y laterales, como es el caso en este trabajo.
- R: riel intercambiable
- 30: es el ancho del riel en milímetros

- R: es el tipo de montaje, en este caso es montaje superior
- 440: es la longitud en milímetros
- C: es la precisión, que en este caso es normal y con una tolerancia de altura y de ancho de  $\pm 0.1 \text{ mm}$
- RC: adicional los rieles cuentan con tampones reforzados

**Figura 25.**

*Riel seleccionado.*



En el caso del par de rieles para todo el carro móvil se seleccionan los patines HGR 30 R 600 + RC, cuya única diferencia con el anteriormente descrito es la longitud de los rieles que ahora pasa a ser de 600 milímetros.

***Fuerza de fricción entre la bandeja y la herramienta.***

Al ser un sistema donde la herramienta genera fricción con la bandeja, hay que tomar en cuenta esta fuerza tanto para la selección de motores como para el diseño de los pasadores. Esta fuerza se calcula con la ecuación 18.



$$F_r = \mu_k \times N$$

Con:

- $\mu_k = 0.47$
- $N = 5016 \text{ N}$

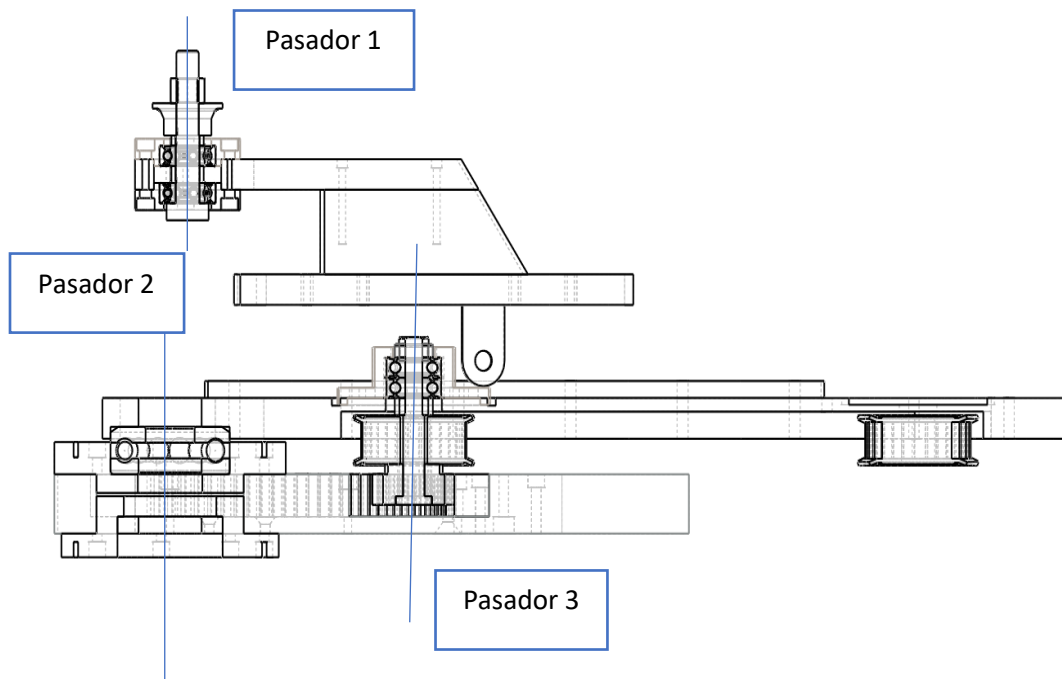
$$F_r = 0.47 \times 5016 \text{ N}$$

$$F_r = 2357.52 \text{ N}$$

A partir de esta fuerza también, se puede diseñar los tres principales pasadores de la máquina que se muestran en la Figura 26 y también, se pueden seleccionar los diferentes componentes que formarán parte de esta.

**Figura 26.**

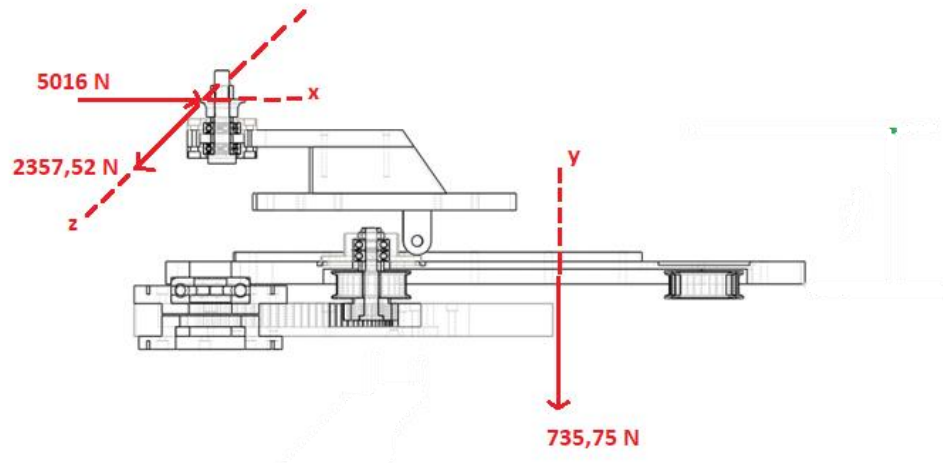
*Ubicación de los pasadores en la máquina*



Previo al diseño de los pasadores, hay que tomar en cuenta que uno de los requerimientos de la empresa es que la máquina sea robusta, por lo que se busca un factor de seguridad de diseño en los elementos mayor a 3 en los elementos y se tienen las cargas mostradas en la Figura 27.

**Figura 27.**

*Cargas en el sistema*



Con las fuerzas del sistema definidas se puede hacer el diseño de los elementos más críticos, en este caso, los ejes que unen los diferentes elementos del subsistema de empuje para el doble y del eje de giro del otro subsistema.

Para las siguientes secciones se utilizará las siguientes abreviaturas:

- $F_e$ : Fuerza de empuje o doblado
- $F_r$ : Fuerza de rozamiento
- $F_p$ : Fuerza generada por la tensión en la polea
- $F_a$ : Fuerza axial en el engrane
- $F_T$ : Fuerza tangencial en el engrane
- $M_y$ : Momento en el eje y

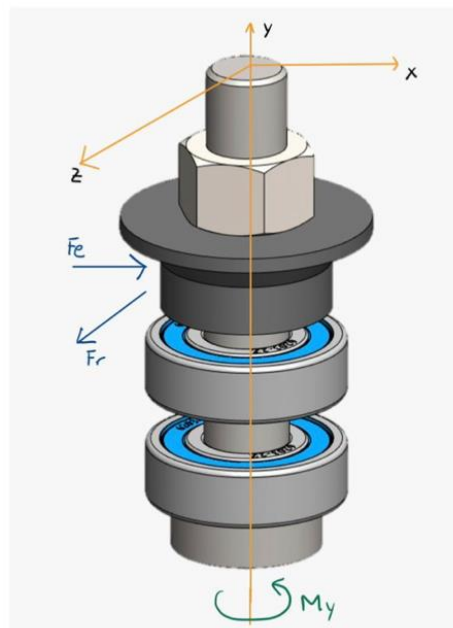
- $W$ : Peso del carro de empuje
- $M_{zW}$ : Momento en el eje z causado por el peso
- $M_{zFe}$ : Momento en el eje z causado por la fuerza de empuje
- $M_{xFr}$ : Momento en el eje x causado por la fuerza de rozamiento
- $M_{yFr}$ : Momento en el eje y causado por la fuerza de rozamiento
- $M_{yFT}$ : Momento en el eje t causado por la fuerza tangencial

### **Diseño del pasador 1**

Partiendo de las fuerzas determinadas anteriormente se realiza el diseño del elemento, es necesario ubicar las fuerzas a las que está sometida el pasador, obteniendo el resultado que se ve en la Figura 28 y sus valores mostrados en la Tabla 8.

### **Figura 28.**

*Diagrama de cuerpo libre para el pasador 1*



**Tabla 8.**

*Datos de fuerzas y momentos para el pasador 1*

Dato	Valor
$F_e$	5016 N
$F_r$	2357,52 N
$M_y$	58938 Nmm

Además, hay que tomar en cuenta que las fuerzas se deben transportar al centro del elemento y que esto produce un momento con la fuerza de rozamiento. El valor de este momento se calcula en base a la ecuación 19 para el plano XY.

$$M_y = F_z \times d_x \quad 19$$

Con:

- $F_x = 2357.52 \text{ N}$
- $d = 25 \text{ mm}$

$$M_y = 2357.52 \text{ N} \times 25 \text{ mm}$$

$$M_y = 58938 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Para el diseño de este elemento se aplica el diseño de ejes mediante la teoría de falla por energía de distorsión, el cuál según Budynas & Nisbett (2008) tiene el siguiente proceso:

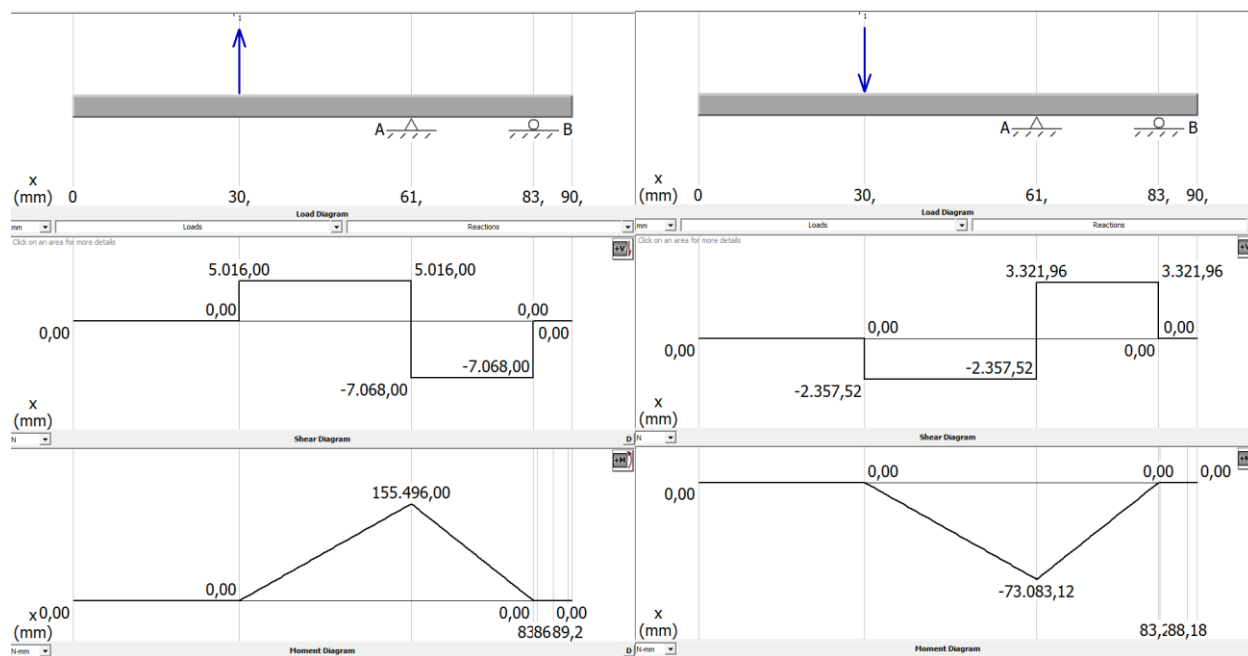
- Es necesario definir el material que se va a utilizar para la fabricación del elemento. Este será el acero ASTM A36 con las siguientes características:

$$\text{Bohler V320} - \text{AISI 4140} \begin{cases} S_y = 415 \text{ MPa} \\ S_{ut} = 655 \text{ MPa} \end{cases}$$

- Se debe realizar el análisis de fuerzas en los diferentes planos en los que actúan, para poder obtener el momento flector más alto en el elemento.

Figura 29.

Diagramas de fuerza, corte y momento en el plano XY y ZY del pasador 1



En la Figura 29, se produce un momento máximo en el primer apoyo del eje, por lo que se calcula el módulo de este con la ecuación 20.

$$M = \sqrt{(M_{xy})^2 + (M_{xz})^2} \quad 20$$

$$M = \sqrt{(155496)^2 + (73083.12)^2}$$

$$M = 171814.285 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

- Posteriormente se debe establecer los valores de momentos alternante y medio y el torque medio y alternante. Para Budynas & Nisbett (2008), en un eje giratorio con flexión y torsión constante el momento medio y el torque alternante son cero, por lo que tomando en cuenta el torque que produce el transporte de las fuerzas y el momento obtenido mediante las gráficas, se tienen los siguientes datos.

$$M_m = T a = 0$$

$$M_a = 171814.285 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$T_m = 58938 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

- Ahora es necesario obtener los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga

**Factor de superficie.** Los valores de  $a$  y  $b$  se obtiene de la Tabla 9, en este caso se selección el acabo para maquinado o laminado en frío

$$k_a = aS_{ut}^b \quad 21$$

**Tabla 9.**

*Factores de superficie*

Acabado superficial	kpsi	MPa	b	Coficiente de variación, C
Esmerilado	1.34	1.58	-0.086	0.120
Maquinado o laminado en frío	2.67	4.45	-0.265	0.058
Laminado en caliente	14.5	58.1	-0.719	0.110
Como sale de la forja	39.8	271	-0.995	0.145

Entonces según la ecuación 21:

- $a = 4.45$
- $b = -0.265$

$$k_a = 4.45 \times 655 \text{ MPa}^{-0.265}$$

$$k_a = 0.798$$

**Factor de tamaño.** El diámetro es la dimensión para calcular, por lo que, por el momento este factor no se toma en cuenta.

$$k_b = 1$$

**Factor de carga.** Al ser un elemento que soporta flexión, se toma el valor de uno (Budynas & Nisbett, 2008).

$$k_c = 1$$

**Factor de temperatura.** Al trabajar a temperatura ambiente se tiene el valor de 1.

$$k_d = 1$$

**Factor de confiabilidad.** Este valor se obtiene de la Tabla 10 y se toma una confiabilidad de 99.99%

**Tabla 10.**

*Factores de confiabilidad*

Confiabilidad, %	Variación de transformación $z_\alpha$	Factor de confiabilidad $k_e$
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753

99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

$$k_e = 0.702$$

- Con estos factores, se puede calcular la resistencia a la fatiga en la ubicación crítica, con la ecuación 22.

$$S_e = 0.5k_a k_b k_c k_d k_e S_{ut} \quad 22$$

$$S_e = 0.5 \cdot 0.798 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0.702 \cdot 655 \text{ MPa}$$

$$S_e = 183.486 \text{ MPa}$$

- A partir de este valor, es posible obtener el diámetro del elemento, poniendo el valor de factor de seguridad ( $N$ ) que se considere necesario, en este caso, para un diseño robusto la empresa pide que este valor sea de 6. El diseño se realiza con la teoría de diseño de Goodman, que cumple con la ecuación 23.

$$d = \left( \frac{16N}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} [4(Ma)^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ut}} [3(Tm)^2]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{1/3} \quad 23$$

$$d = \left( \frac{16(6)}{\pi} \left\{ \frac{1}{183.486} [4(171814.285)^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{655} [3(58938)^2]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{1/3}$$

$$d = 39.57 \text{ mm}$$

Se considera un tamaño estándar, el más cercano a este valor, por lo que el eje será de cuarenta milímetros.

$$d = 40 \text{ mm}$$

- Con este valor es posible comprobar para el factor de tamaño, que se obtiene mediante la ecuación 24.



$$k_b = 1.24d^{-0.107} \quad 24$$

$$k_b = 1.24(40)^{-0.107}$$

$$k_b = 0.83$$

- Se vuelve a obtener la resistencia a la fatiga.

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

$$S_e = 0.5 \cdot 0.798 \cdot 0.83 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0.702 \cdot 655 \text{ MPa}$$

$$S_e = 153.322 \text{ MPa}$$

- Se obtienen el esfuerzo alternante con la ecuación 25.

$$\sigma'_a = \frac{32Ma}{\pi d^3} \quad 25$$

$$\sigma'_a = \frac{32(171814.285)}{\pi(40)^3}$$

$$\sigma'_a = 27.34 \text{ MPa}$$

- También se obtiene el esfuerzo medio con el uso de la ecuación 26.

$$\sigma'_m = \left[ 3 \left( \frac{16Tm}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad 26$$

$$\sigma'_m = \left[ 3 \left( \frac{16(58938)}{\pi(40)^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma'_m = 8.123 \text{ MPa}$$

- A partir de estos valores, es posible obtener el nuevo factor de seguridad, esto se realiza mediante el criterio de Goodman que tiene la ecuación 27.

$$\frac{1}{nf} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} \quad 27$$

$$\frac{1}{nf} = \frac{27.34 \text{ MPa}}{153.322 \text{ MPa}} + \frac{8.123 \text{ MPa}}{655 \text{ MPa}}$$

$$nf = 5.24$$

Con este valor, el diseño con el nuevo diámetro seleccionado es correcto y se acepta.

Para una mejor comprobación, se procede a realizar el análisis del elemento mediante software

CAE obteniendo los resultados de la Figura 30

**Figura 30.**

*Resultado análisis CAE para el pasador 1*

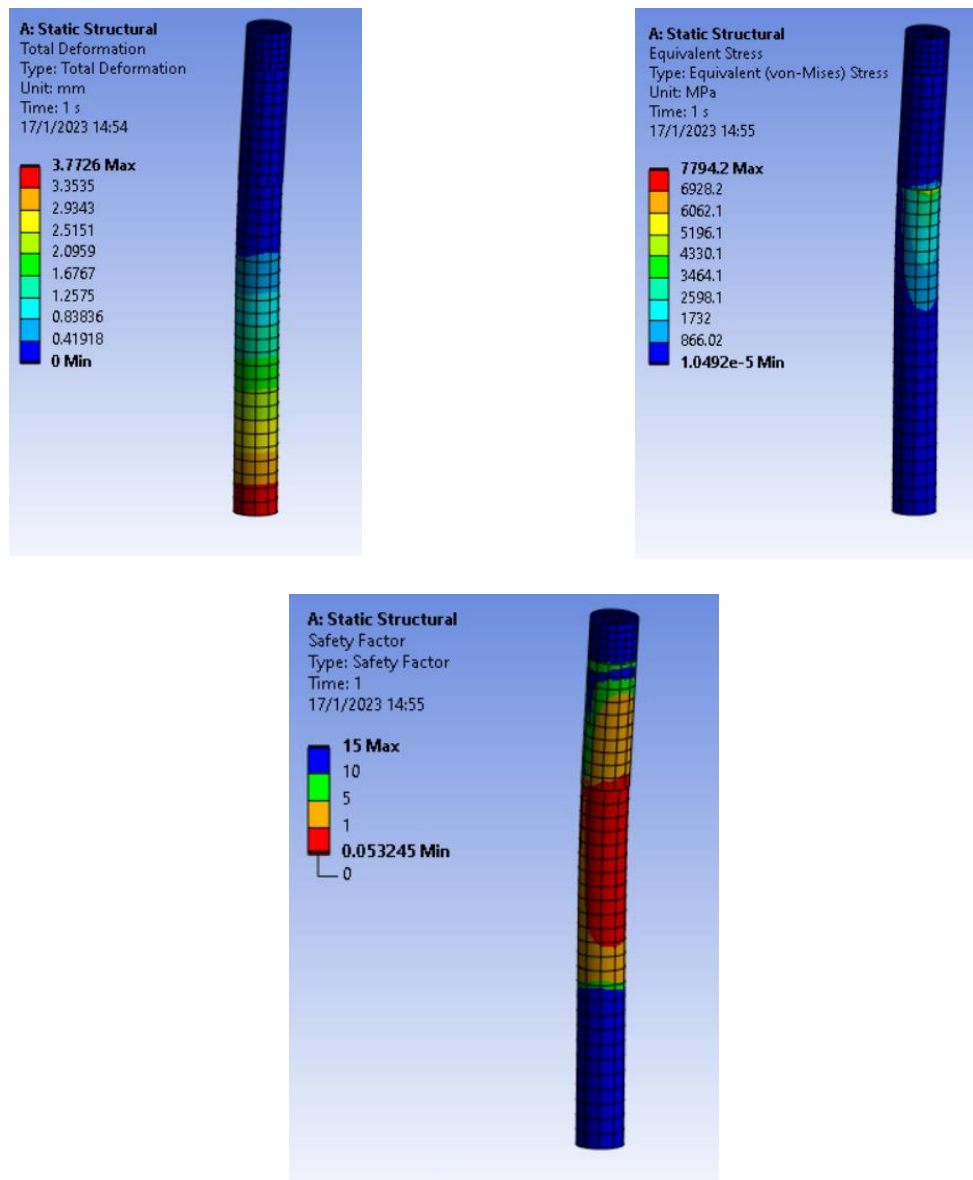




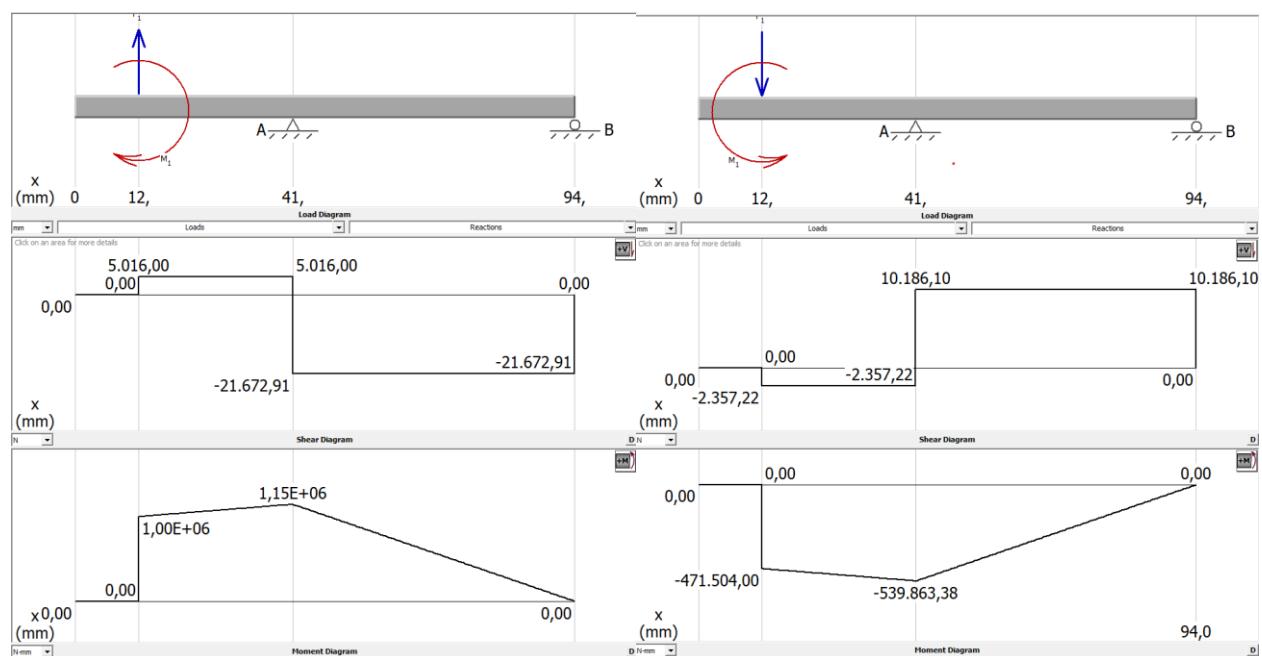
Tabla 11.

Datos de fuerzas y momentos para el pasador 2

Dato	Valor
$F_e$	5016 N
$F_r$	2357,52 N
$W$	735,75 N
$M_{zFe}$	1003200 Nmm
$M_{zW}$	206010 Nmm
$M_{xFr}$	471504 Nmm

Figura 32.

Diagrama de fuerza, corte y momento del pasador 2 en el plano XY y ZY



Al igual que en el caso anterior, el momento más grande se obtiene en el primer apoyo, por lo que se calcula el momento total en ese punto para realizar los cálculos y se presenta con el resto de los datos en la Tabla 12.

**Tabla 12.**

*Datos para el diseño del pasador 2*

Dato	Valor
$S_y$	485 MPa
$S_{ut}$	655 Mpa
$M_a$	145394.76 Nmm
$T_m$	0 Nmm
$N$	6

Con estos datos, se realiza el mismo procedimiento que en el caso anterior, por lo que se tienen los datos mostrados en la Tabla 13, considerando que  $k_c$  varía debido a que soporta carga axial, y los resultados en la Tabla 14

**Tabla 13.**

*Datos de factores que alteran la resistencia a la fluencia*

Dato	Valor
$k_a$	0.798
$k_b$	1
$k_c$	0.85
$k_d$	1
$k_e$	0.702

**Tabla 14.**

*Resultado de resistencia a la fatiga y de diámetro preliminar del pasador*

Dato	Valor
$S_e$	155.96 MPa
$d$	38.47 mm

Con este resultado se establece un diámetro mayor, para darle una mayor seguridad para futuras modificaciones, estableciéndolo en 45 mm, con lo que se puede considerar el factor de tamaño para el pasador y se vuelve a calcular el valor de resistencia a la fatiga y el valor del factor de seguridad con el nuevo diámetro, los que se ven la Tabla 15.

**Tabla 15.**

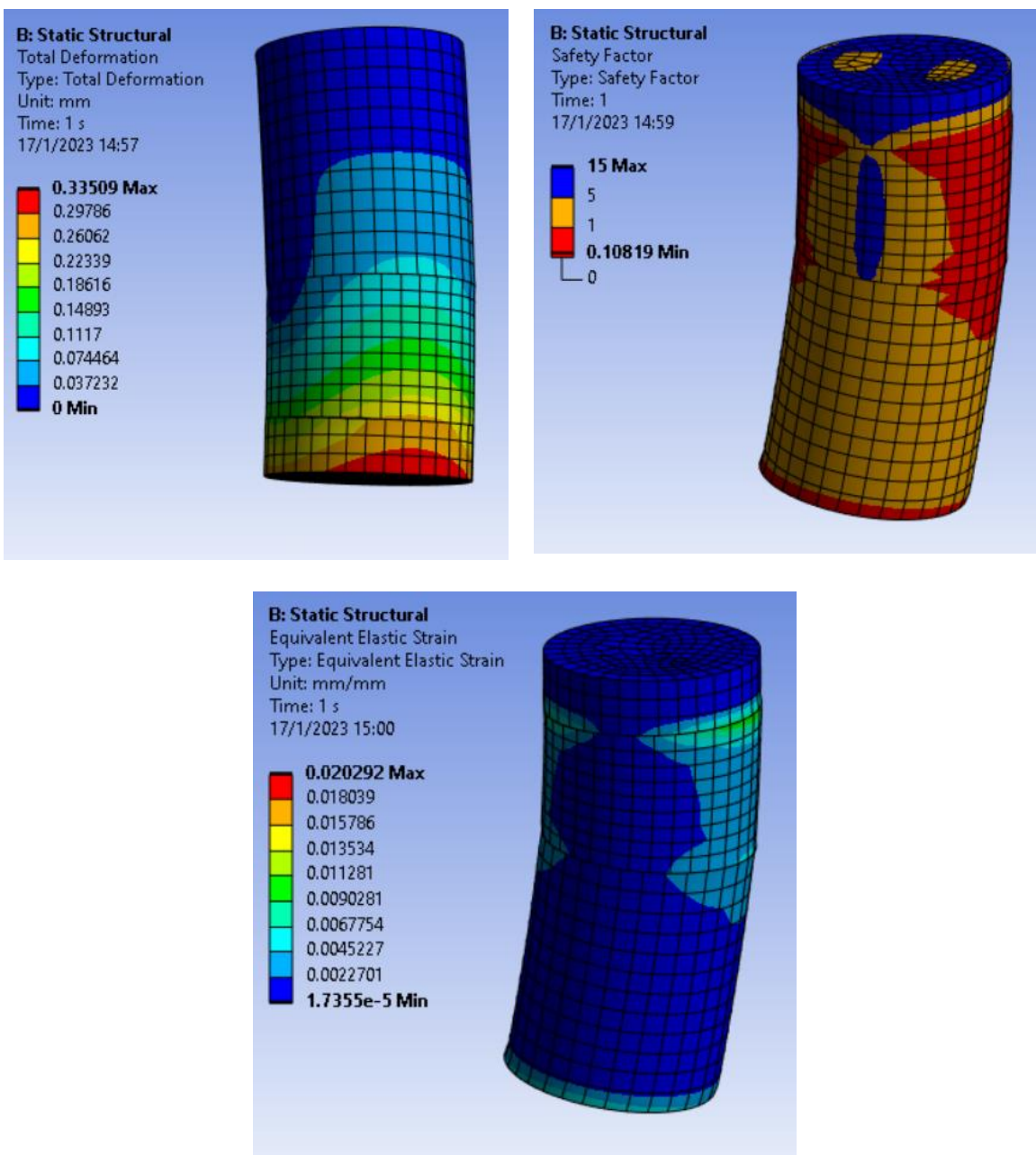
*Resultado final del análisis del pasador 2*

Dato	Valor
$k_b$	0.78
$S_e$	122.74 MPa
$n_f$	7.91

Con estos resultados se concluye que se tiene un pasador seguro para las cargas que se están aplicando y para una mejor comprobación se realizan las simulaciones en software CAE obtienen los resultados de la Figura 33 donde se puede ver que la deformación máxima es de 0,09 milímetros, por lo que es despreciable y que el factor de seguridad es superior a 5 en toda la geometría del pasador.

Figura 33.

## Análisis CAE del pasador 2



### Diseño del pasador 3

Al igual que en los dos pasadores anteriores, se presenta primero el diagrama de cuerpo libre en la Figura 34, los datos en la Tabla 16 y en la Figura 35 se presentan los diagramas que se utilizarán para este pasador.

#### Figura 34.

Diagrama de cuerpo libre del pasador 3

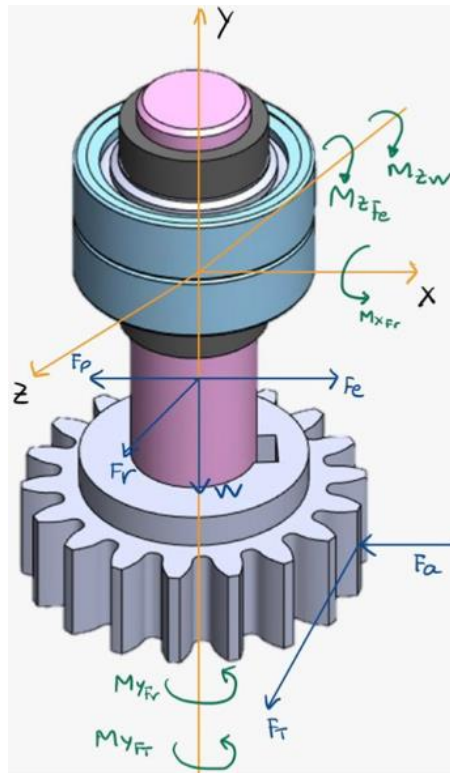


Tabla 16.

Datos de fuerzas y momentos para el pasador 3

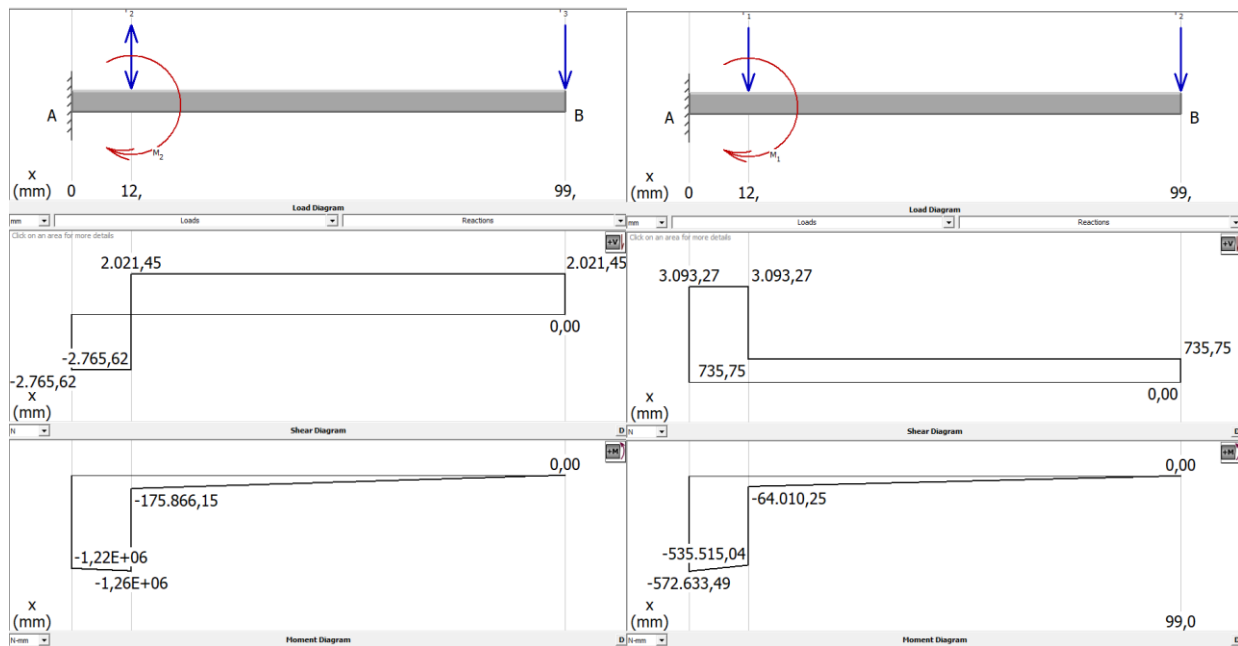
Dato	Valor
$F_e$	5016 N
$F_r$	2357,52 N



$W$	735,75 N
$F_p$	228,93 N
$F_T$	735,75 N
$F_a$	2021,45 N
$M_{zFe}$	1003200 Nmm
$M_{zW}$	77253,75 Nmm
$M_{xFr}$	471504 Nmm
$M_{yFT}$	22072,5 Nmm
$M_{yFr}$	417281,04 Nmm

**Figura 35.**

Diagrama de fuerza, corte y momento del pasador 3 en los planos XY y ZY



En este caso se analiza como una viga en voladizo, ya que los rodamientos actúan como único soporte de este elemento, y presenta un mayor momento justo en el apoyo, por lo que se calculará el su valor total para el análisis, junto con los demás datos se presentan en la Tabla 17.

**Tabla 17.**

*Datos para el pasador 3*

Dato	Valor
$S_y$	485 MPa
$S_{ut}$	655 Mpa
$M_a$	16523.96 Nmm
$T_m$	39520.54 Nmm
$N$	6

Siguiendo los pasos que, en los casos anteriores, se tienen los datos mostrados en la Tabla 18 y los resultados en la Tabla 19.

**Tabla 18.**

*Factores de modificación de resistencia para el pasador 2*

Dato	Valor
$k_a$	0.798
$k_b$	1
$k_c$	0.85
$k_d$	1
$k_e$	0.702

**Tabla 19.***Resultados para el pasador 3*

Dato	Valor
$S_e$	155.96 MPa
$d$	20.56 mm

Se redondea este valor a 20 mm y se continúa con el proceso tomando en cuenta el factor de y se vuelve a calcular el valor de resistencia a la fatiga y el valor del factor de seguridad con el nuevo diámetro, los que se ven la Tabla 20

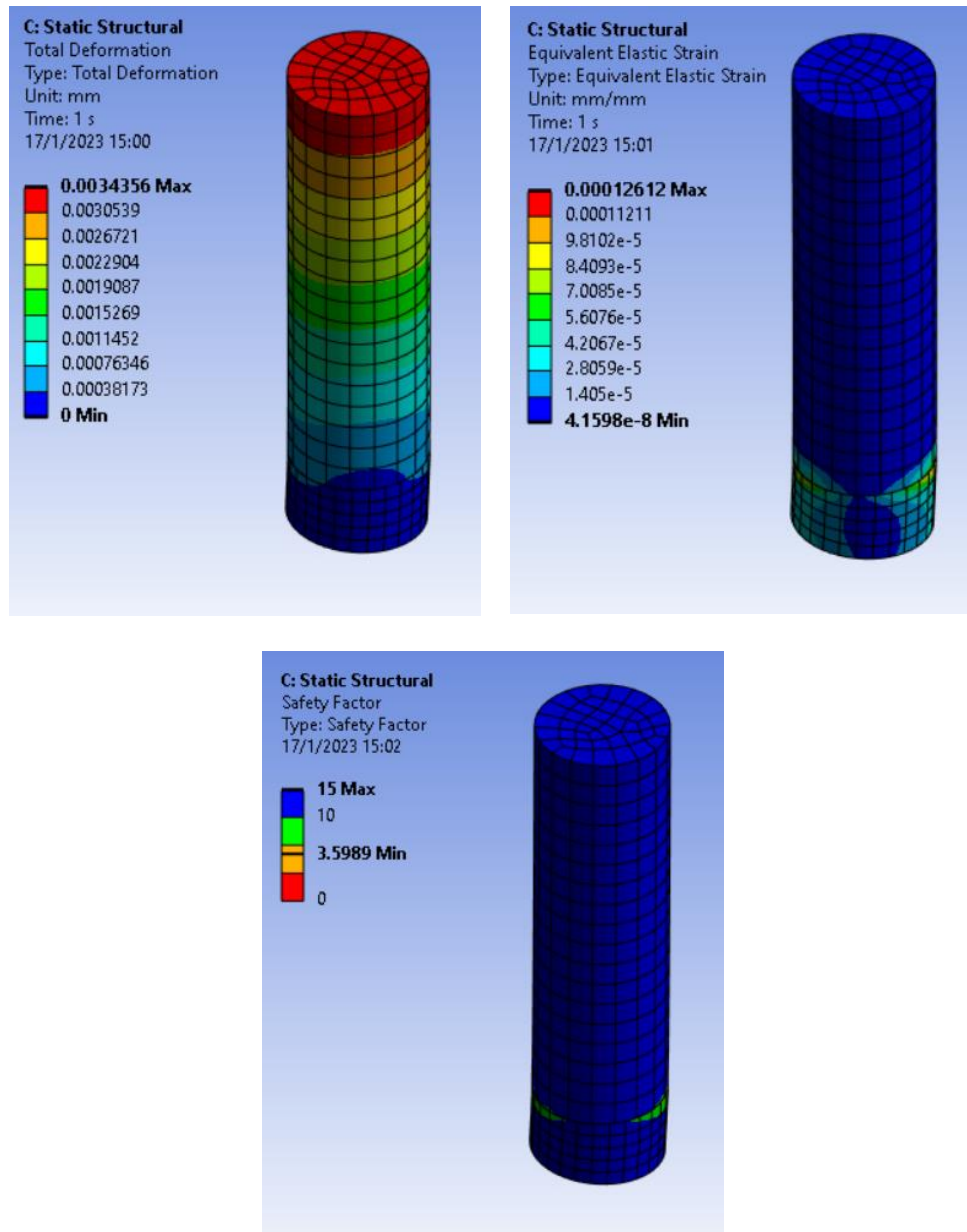
**Tabla 20.***Resultado final del pasador 3*

Dato	Valor
$k_b$	0.78
$S_e$	122.74 MPa
$n_f$	5.15

Por lo que se concluye que el diseño para este pasador es seguro y se realiza las comprobaciones en software CAE como se ve en la Figura 36 y que muestra una deformación de 0.6 milímetros en la zona más crítica y un factor de seguridad que, si bien tiene zonas rojas, en la zona de aplicación de fuerza el pasador se presenta seguro con valores superiores a 10.

Figura 36.

Análisis CAE para el pasador tres



Finalmente, con todos los pasadores diseñados, se tiene el carro de empuje que se puede ver en la Figura 27.

### Diseño del eje de giro de la bandeja

Para el diseño de este elemento también se seguirá el procedimiento descrito anteriormente, con la única consideración de que en este eje si existe un cambio en los diámetros del eje, como se ve en la Figura 37 y ese procedimiento si se detallará más a profundidad.

**Figura 37.**

*Eje de giro de la bandeja*



Para el comienzo del análisis, se parte de la distribución de apoyos y de fuerzas que se ven en la Figura 37, tomando en cuenta que  $F_e$  es la fuerza de empuje para doblar el borde la bandeja,  $F_r$  la fuerza de rozamiento entre la herramienta y el material y  $F_p$  es la fuerza generada por la tensión de la banda que une el eje con el motor y tienen los valores mostrados en la Tabla 21. Con esto, se realiza el análisis en los diferentes planos como se ve en la Figura 38.

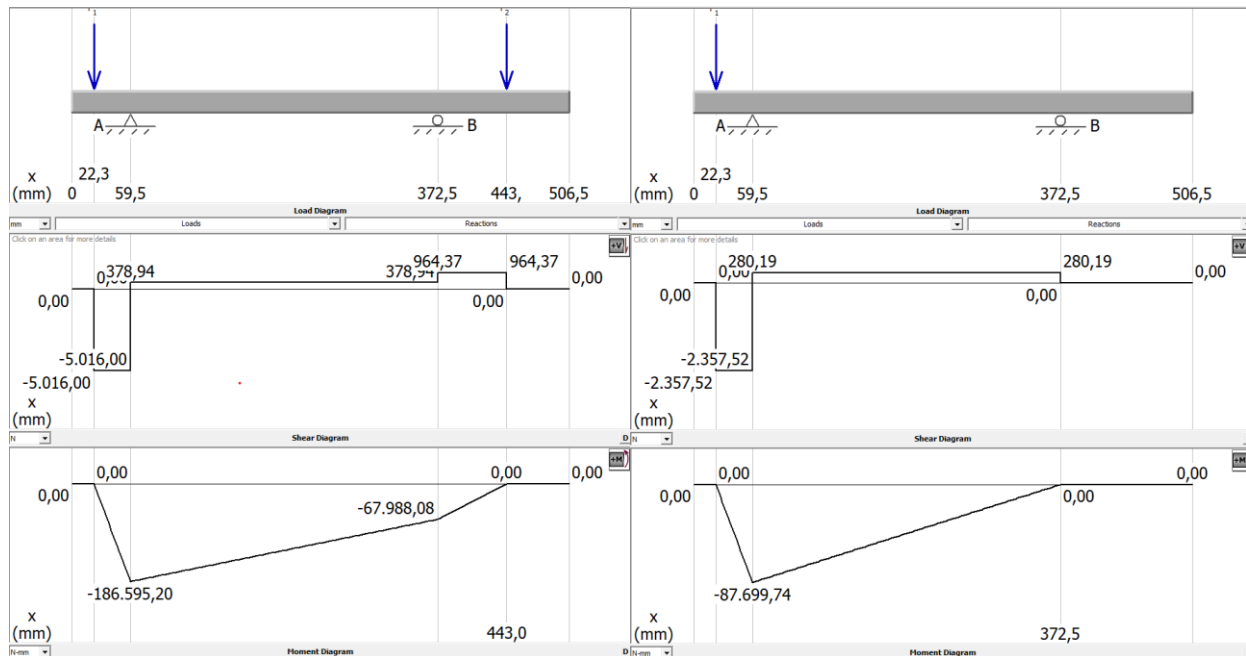
**Tabla 21.**

*Datos de fuerzas y momentos para el eje de giro de la bandeja*

Dato	Valor
$F_e$	5016 N
$F_r$	2357,52 N
$F_p$	964,37 N

Figura 38.

Diagrama de fuerza, corte y momento en el plano XY y ZY del eje principal



Con estos diagramas se puede obtener datos de momento alternantes en los tres puntos de análisis, que son los más críticos.

El torque se obtiene tomando en cuenta el torque que genera el motor y el torque que genera la fuerza de rozamiento al ser transportada al eje.

- Torque del motor

$$T_1 = 71.6 \text{ Nm}$$

- Torque generado por la fuerza de rozamiento

$$T_{fr} = F_r * d$$

28

Con:

- $F_r = 2357.52 \text{ N}$

- $d = 0.38163 \text{ m}$  es la distancia a la esquina de la bandeja, donde se produce más momento.

$$T_{fr} = 2357.52 * 0.38163$$

$$T_{fr} = 899.70 \text{ Nm}$$

**Análisis en el punto A.** Con las consideraciones detalladas anteriormente, se puede comenzar el análisis en el punto A. Para esto se cuenta con los datos del material que es el mismo que en los pasadores, y el factor de seguridad mostrados en la Tabla 22.

**Tabla 22.**

*Datos para el diseño del eje principal en el punto A*

Dato	Valor
$S_y$	485 MPa
$S_{ut}$	655 Mpa
$M_a$	206177.14 Nmm
$T_m$	971.3 Nmm
$N$	3

Se realiza el cálculo de variación de resistencia con los datos de la Tabla 23

**Tabla 23.**

*Datos para el cálculo de la variación de la resistencia en el punto A*

Dato	Valor
$k_a$	0.798
$k_b$	1

$k_c$	1
$k_d$	1
$k_e$	0.702

Como en este caso si existe una variación en la geometría, se debe tomar en cuenta estas discontinuidades como puntos de posible falla y aumentar factor de modificación a fuerza flexionante y cortante, que se tomarán en cuenta para el cálculo del diámetro con el uso de la ecuación 29. Los resultados se muestran en la Tabla 24.

$$k_f = 2.7$$

$$k_{fs} = 2.2$$

$$d = \left( \frac{16N}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} [4(k_f Ma)^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ut}} [3(k_{fs} Tm)^2]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{1/3} \quad 29$$

**Tabla 24.**

*Resultado de la nueva resistencia y del diámetro del eje en el punto A*

Dato	Valor
$S_e$	110.09 MPa
$D$	43.66 mm

Este diámetro se presenta como ideal para la fabricación del eje, pero dado que el material en bruto fue entregado con un diámetro de 40 mm, por lo que se comprueba el valor del factor de seguridad para el nuevo diámetro seleccionado, utilizando el criterio de Goodman mostrado en la ecuación 32, los valores se desglosan en la Tabla 25.



$$\frac{1}{nf} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} \quad 30$$

**Tabla 25.**

*Cálculo del factor de seguridad con el diámetro real del punto A*

Dato	Valor
$\sigma'_a$	88.59 MPa
$\sigma'_m$	0.25 MPa
$S_e$	110.09 MPa
$S_{ut}$	655 MPa
$nf$	2.24

A pesar de no alcanzar el factor de seguridad inicialmente propuesto, el diseño sigue siendo seguro, por lo que se continua con ese valor de diámetro que se tomará para el cálculo de la siguiente sección del eje considerando una relación típica de hombro.

$$d = \frac{D}{1.2} \quad 31$$

$$d = \frac{40 \text{ mm}}{1.2}$$

$$d = 33.33 \text{ mm}$$

Esta sección se aumentará a un valor de treinta nueva milímetros y medio, valor del cuál se partirá para la siguiente sección del análisis. Con esto es posible tomar en cuenta el factor de tamaño del elemento y el valor de los factores por discontinuidad. Para esto primero es necesario calcular las siguientes relaciones:

- $D/d$

$$\frac{D}{d} = \frac{40}{39.5} = 1.01$$

- Suponiendo un radio de filete  $r = d/10$

$$r = \frac{39.5}{10} = 3.95$$

- $r/d$

$$\frac{r}{d} = \frac{3.95}{39.5} = 0.1$$

Los factores de discontinuidad se obtienen mediante las ecuaciones 32 y 33

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) \quad 32$$

$$k_{fs} = 1 + q_s(k_{ts} - 1) \quad 33$$

Los valores de  $q$  y  $q_s$  se obtienen de la Figura 39 y Figura 40 respectivamente

**Figura 39.**

*Sensibilidad de la muesca  $q$  en el punto A*

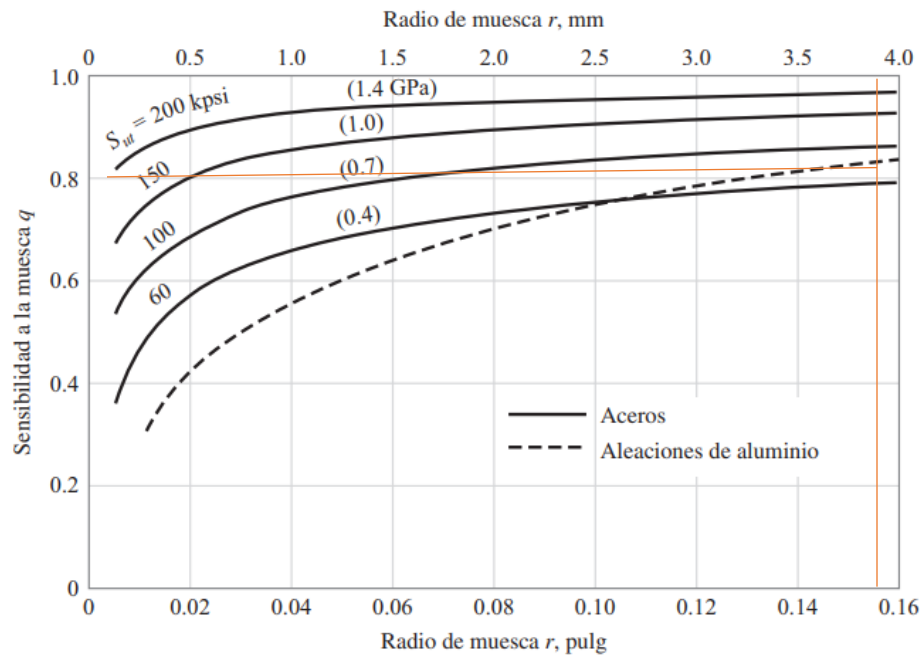
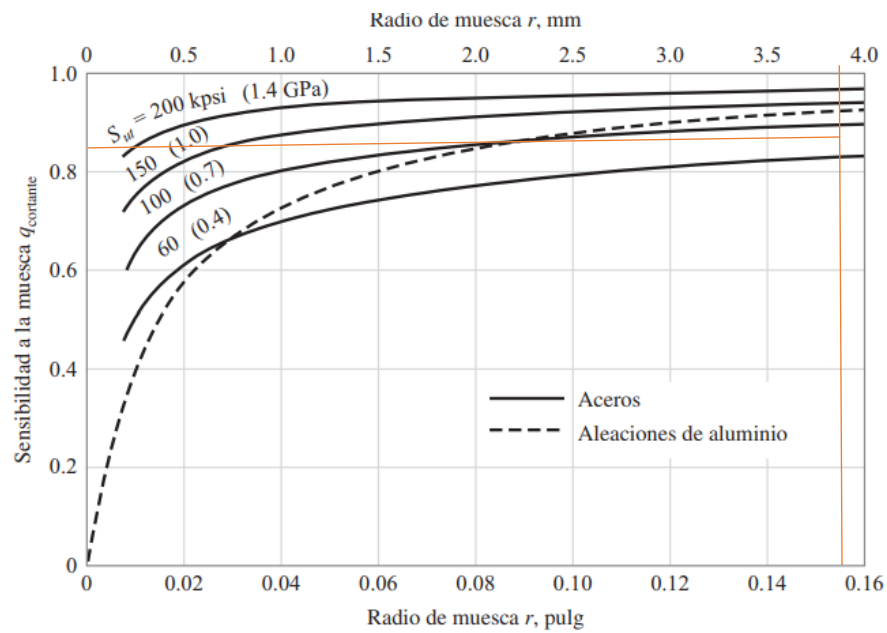


Figura 40.

Sensibilidad de la muesca  $q_s$  en el punto A.



Obteniendo los datos de la Tabla 26.

Tabla 26.

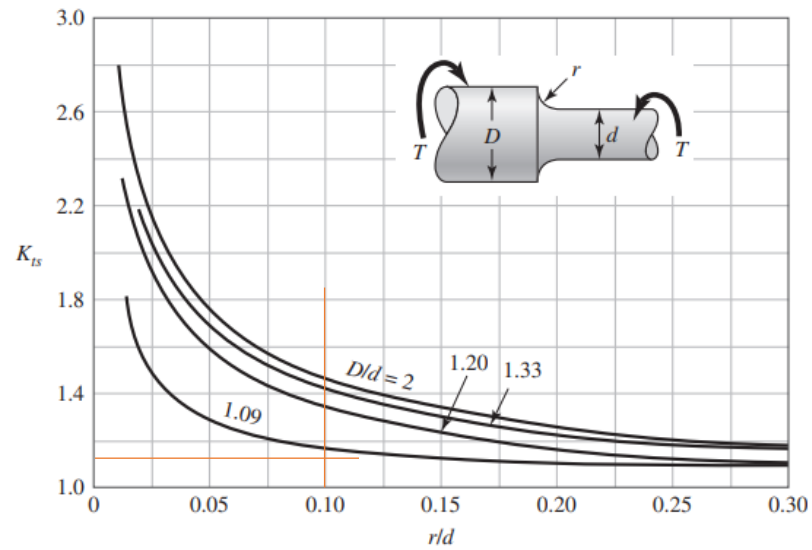
Datos obtenidos para  $q$  y  $q_s$  en el punto A

Dato	Valor
$q$	0.83
$q_s$	0.83

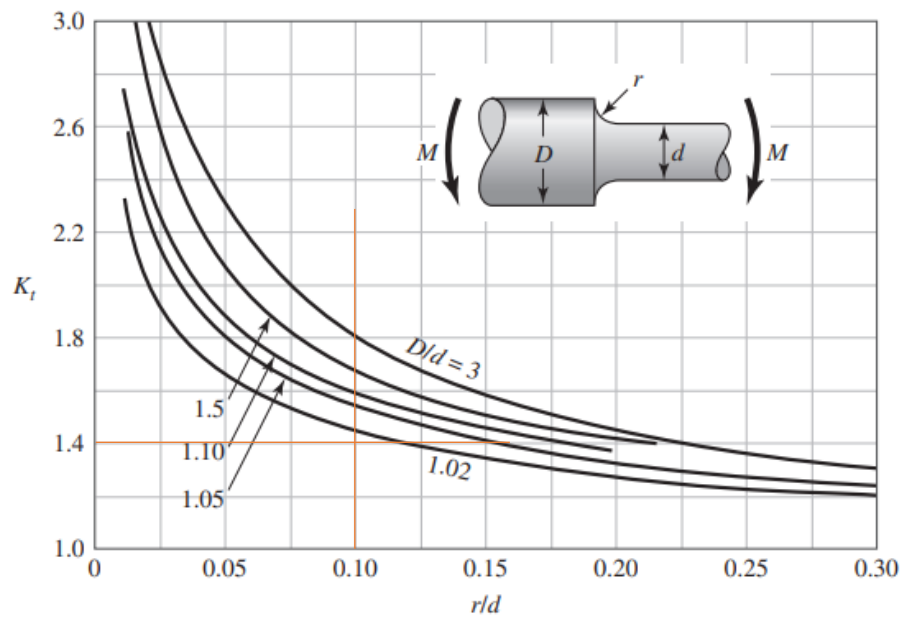
Para el caso de  $k_{ts}$  y  $k_t$ , se obtienen los valores de la Figura 41 y Figura 42 respectivamente.

**Figura 41.**

Valor de  $K_{ts}$  para eje redondo con filete de hombro en el punto A.

**Figura 42.**

Valor de  $K_t$  para eje redonde con filete de hombro en el punto A.



Se obtienen los datos de la Tabla 27

**Tabla 27.***Valores de  $K_t$  y  $K_{ts}$  para el punto A*

Dato	Valor
$k_t$	1.4
$k_{ts}$	1.1

Con esto se procede al cálculo de los factores reales, teniendo los resultados mostrados en la

Tabla 28.

**Tabla 28.***Consideración de tamaño para la siguiente sección del eje en el punto A*

Dato	Valor
$k_b$	0.83
$k_f$	1.332
$k_{fs}$	1.083

Finalmente se obtiene el valor de la resistencia modificado por el factor de tamaño y el factor de seguridad tomando en cuenta el cambio de geometría, los resultados se muestran en la Tabla 29.

**Tabla 29.***Resultados finales para la segunda sección del eje en el punto A*

Dato	Valor
$S_e$	92.11 MPa
$n_f$	2.02

Con este valor de factor de seguridad, se puede tener certeza que el diseño, con el diámetro seleccionado es correcto.

El análisis de dimensiones para los dos puntos faltantes sigue el mismo procedimiento que en el caso anterior, por lo que se detallaran en tablas de resumen tanto en el punto B como en el punto C.

**Análisis en el punto B.** Se presentan los datos a utilizar para obtener el diámetro ideal de la primera sección del eje en la Tabla 30.

**Tabla 30.**

*Tabla de datos para el cálculo en el punto B*

Dato	Valor
$S_y$	485 MPa
$S_{ut}$	655 Mpa
$M_a$	69393.93 Nmm
$T_m$	971.3 Nmm
$N$	3
$k_a$	0.798
$k_b$	1
$k_c$	1
$k_d$	1
$k_e$	0.702
$k_f$	2.7
$k_{fs}$	2.2

Con esto se obtiene los resultados en la Tabla 31

**Tabla 31.**

*Resultados para la primera sección del eje en el punto B*

Dato	Valor
$S_e$	110.09 MPa
$D$	37.34 mm

Con esto se puede verificar que el diámetro anteriormente seleccionado de 39.5 mm es necesario para soportar las cargas en este punto, por cuestiones de verificación con los nuevos valores, se procede a calcular el factor de seguridad con los valores de la Tabla 32.

**Tabla 32.**

*Datos para comprobación en el punto B*

Dato	Valor
$\sigma'_a$	44.51 MPa
$\sigma'_m$	0.43 MPa
$S_e$	93.31 MPa
$S_{ut}$	655 MPa
$nf$	4.24
$d$	32.91 mm

En este caso, por tener un momento grande se decide elevar el diámetro a 35 mm para asegurar su funcionamiento y dar la habilidad de futuras modificaciones al sistema. Con esto es posible verificar la seguridad del eje con los diámetros seleccionados, para ello se tiene los datos de la Tabla 33

**Tabla 33.***Relaciones y comprobación de valores en el punto B*

Dato	Valor
$D/d$	1.12
$r$	3.5 mm
$r/d$	0.1
$q$	0.83
$q_s$	0.85
$k_t$	1.6
$k_{ts}$	1.25
$k_b$	0.84
$k_f$	1.498
$k_{fs}$	1.2125

Obteniendo el resultado final mostrado en la Tabla 34 y que garantiza un diseño seguro en el punto B del eje.

**Tabla 34.***Resultados finales para la segunda sección del eje del punto B*

Dato	Valor
$S_e$	93.31 MPa
$n_f$	3.77

**Análisis en el punto C.** El mismo análisis se presenta para este punto, con los datos mostrados en la Tabla 35.



**Tabla 35.***Tabla de datos para el cálculo en el punto C*

Dato	Valor
$S_y$	485 MPa
$S_{ut}$	655 Mpa
$M_a$	71598.75 Nmm
$T_m$	971.3 Nmm
$N$	3
$k_a$	0.798
$k_b$	1
$k_c$	1
$k_d$	1
$k_e$	0.702
$k_f$	2.7
$k_{fs}$	2.2

Con esto se obtiene los resultados en la Tabla 36.

**Tabla 36.***Resultados para la primera sección del eje en el punto C*

Dato	Valor
$S_e$	110.09 MPa
$D$	37.73 mm

Debido a la poca diferencia de diámetro con la sección analizada anteriormente, se decide bajar el diámetro a 32 mm y comprobar el diseño con este valor, para lo que se utiliza los valores de la Tabla 37.

**Tabla 37.**

*Datos para comprobación en el punto C*

Dato	Valor
$\sigma'_a$	60.09 MPa
$\sigma'_m$	0.57 MPa
$S_e$	94.86 MPa
$S_{ut}$	655 MPa
$nf$	4.24
$d$	26.66 mm

Para esta sección se decide aumentar el diámetro menor a 30 mm para mantener una buena seguridad en el eje, a partir de esto se puede obtener las relaciones y factores de seguridad con los diámetros seleccionados como se ve en la Tabla 38

**Tabla 38.**

*Relaciones y comprobación de valores en el punto C*

Dato	Valor
$D/d$	1.06
$r$	3.2 mm
$r/d$	0.1
$q$	0.81

$q_s$	0.84
$k_t$	1.57
$k_{ts}$	1.5
$k_b$	0.84
$k_f$	1.46
$k_{fs}$	1.42

---

Obteniendo el resultado final mostrado en la Tabla 39 y que garantiza un diseño seguro en el punto C del eje.

**Tabla 39.**

*Resultados finales para la segunda sección del eje del punto C*

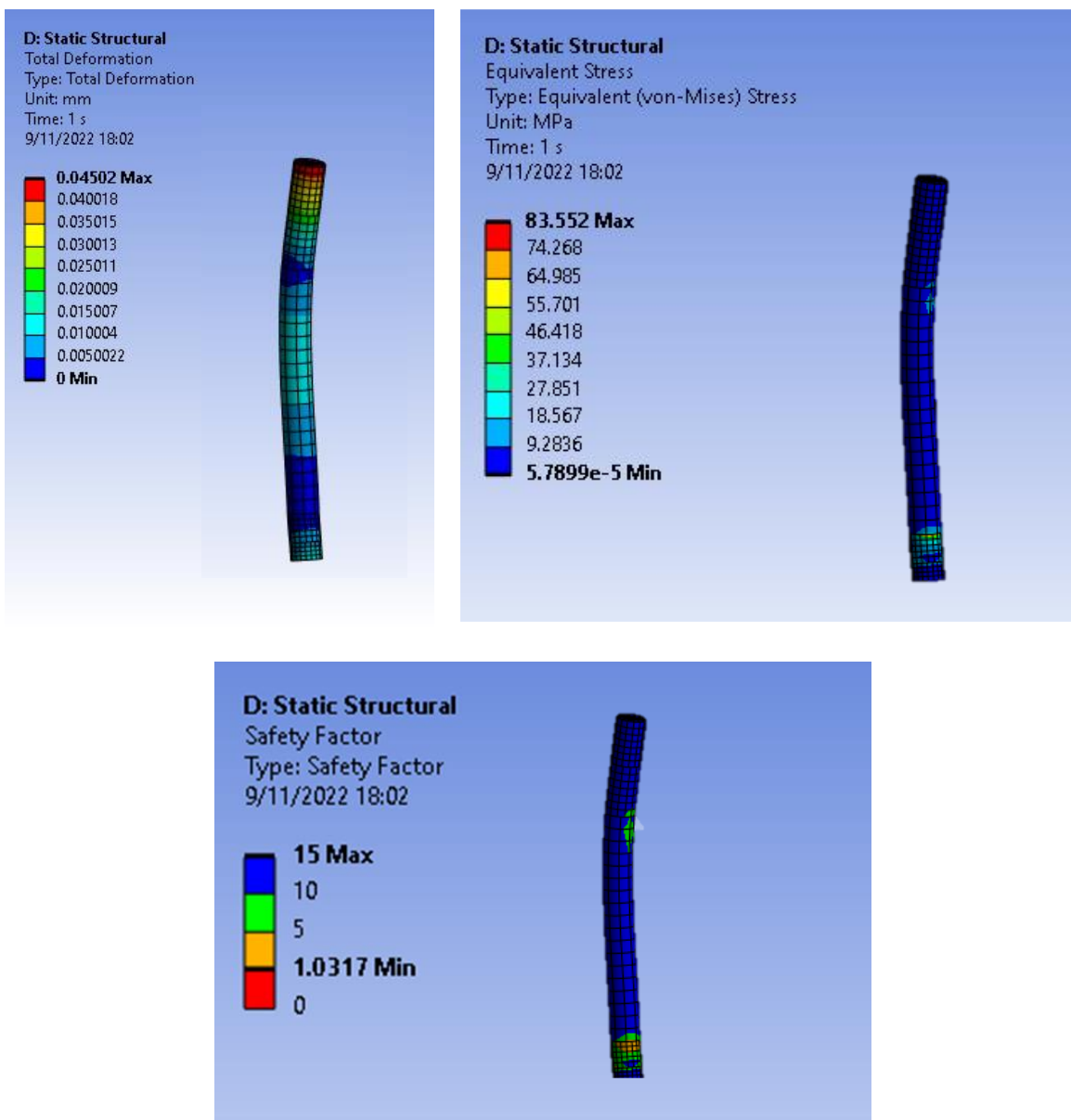
Dato	Valor
$S_e$	93.31 MPa
$nf$	2.39

---

Al igual que en los pasadores, se procede a realizar una comprobación con análisis CAE obteniendo datos de deformación máxima, factor de seguridad y esfuerzo equivalente, que se pueden ver en la Figura 43 tomando en cuenta la sección de 39.5 milímetros de diámetros como zona más crítica del elemento.

Figura 43.

Análisis CAE para el eje de giro de la bandeja



En estos resultados se puede ver que la deformación en su punto más crítico es de 0.04 milímetros siendo un valor extremadamente bajo y un factor de seguridad con un mínimo de 1 en el punto más delicado del elemento, pero teniendo un valor de 15 en gran parte de la geometría, con lo que se comprueba un buen diseño del eje.

### **Selección de los elementos del sistema mecánico**

**Selección de motores.** Para la selección de los motores, se toma en cuenta como base el pasador tres debido a las fuerzas que soporta y la función que cumple en el sistema, siendo este el más crítico por la cantidad de elementos que tiene que mover. Primeramente, se establecen los rpm del motor basados en la disponibilidad del mercado, por lo que se establecen 2000 rpm y se toma en cuenta que se utilizará una caja reductora de 1:12.

También es necesario establecer el torque que requiere el motor para vencer las fuerzas del sistema, establecidas en la sección anterior.

$$T_{req} = F * d \quad 34$$

$$T_{req} = (W + F_r) * d$$

Con:

- $W = 735.75 \text{ N}$
- $F_r = 0.15 * 5016 = 752.40 \text{ N}$
- $d = 41 \text{ mm}$

$$T_{req} = (735.75 \text{ N} + 752.40 \text{ N}) * 41 \text{ mm}$$

$$T_{req} = 61014.15 \text{ Nmm}$$

$$T_{req} = 61.01 \text{ Nm}$$

A continuación, es necesario establecer la velocidad angular del sistema.

$$\omega = \frac{\theta}{t} \quad 35$$

Sabiendo que los rpm se deben transformar, con la ecuación 36

$$\theta = rpm * 2\pi \quad 36$$

$$\theta = \frac{2000}{12} * 2\pi$$

$$\theta = 1047.19 \text{ rad/min}$$

Entonces:

$$\omega = \frac{1047.19 \frac{\text{rad}}{\text{min}} * 1 \text{min}}{60 \text{ s}}$$

$$\omega = 17.45 \text{ rad/s}$$

Finalmente, se establece la potencia del motor

$$P = T * \omega \quad 37$$

$$P = 61.01 \text{ Nm} * 17.45 \text{ rad/s}$$

$$P = 1064.82 \text{ W}$$

$$P = 1.43 \text{ HP}$$

Esta es la potencia óptima que se necesita, sin embargo, se considera posibles sobrecargas en el motor debido al arranque y la parada del equipo, este valor en aplicaciones industriales está en el 30%, por lo que se debe establecer la nueva potencia.

$$P_n = 1.30 * P \quad 38$$

$$P_n = 1.30 * 1.43 \text{ HP}$$

$$P_n = 1.86 \text{ HP}$$

Con esto es posible establecer que el motor a seleccionar será de 2HP y 2000 rpm, con lo que se selecciona el motor Xinje MS6H-130CM20BZ2-21P5 mostrado en la Figura 44 y con características presentadas en la Tabla 40 y con mayor detalle en el Anexo 2. Es importante mencionar que el mismo modelo de motor se utilizará en el eje principal para mover la bandeja y en el que moverá todo el elemento de adelante hacia atrás con diferentes cajas reductoras.

**Figura 44.***Servomotor MS6H-130CM20BZ2-21P5***Tabla 40.***Características del motor seleccionado*

Características	Valor
Potencia	1,5 kW
Torque	7,16 Nm
Corriente que consume	8 A
Velocidad nominal	2000 rpm
Velocidad máxima	3000 rpm
Frecuencia	166,7 Hz
Peso	9 kg
Nivel de protección IP	65
Conexión eléctrica	3Φ AC86V
Factor de potencia	0,86

**Selección de servodrivens para los motores.** En base a los motores seleccionados, se eligen también los servodrivens correspondientes, sabiendo que se necesita una buena precisión en los movimientos de los motores. Por esto se selecciona los drivers Xinje DS 5F-2 1P5-PTA que se ven en la Figura 45 y cuyas características están en el Anexo 3.

**Figura 45.**

*Servodrivens DS 5F-2 1P5-PTA*



Los servodrivens seleccionados según (Xinje, 2021) cuentan con las siguientes características:

- Alta precisión de posicionamiento
- Funciona con corriente alterna a 220V
- Potencia de salida de 1.5 kW
- Cuenta con comunicación con encoder
- Envía pulsos a 24V
- Comunicación por estándar modbus RS232 y RS485

**Selección de las cajas reductoras para los motores.** En base a la selección de los motores realizada anteriormente, es necesario utilizar cajas reductoras con diferentes relaciones de reducción para cada uno de ellos, dependiendo de la ubicación del motor.



Los motores serán colocados en el eje de giro para la bandeja, en el tornillo de bolas para mover el sistema de empuje y en el pasador que mueve los engranes y sus características están dadas según (Just Motion Control, 2018).

**Caja reductora para el eje de giro de la bandeja.** Para este caso, se selecciona la caja reductora PLF 120-L3-100-S1-P2- $\emptyset 22*57/\emptyset 110*5/4-\emptyset 9-\emptyset 145$  que tiene las características mostradas en la Tabla 41 y en el Anexo 4.

**Tabla 41.**

*Características caja reductora para el motor del eje de giro de la bandeja*

Parámetro	Valor
Velocidad nominal de entrada	3500 rpm
Velocidad máxima de entrada	6000 rpm
Horas promedio de trabajo	20000 H
Peso	14 kg
Torque nominal	21 Nm
Torque máximo	2 veces el torque nominal
Factor de reducción	100:1

**Caja reductora para el tornillo de bolas.** La caja reductora seleccionada para este motor es la PLF 120-L1-3-S1-P2- $\emptyset 22*57/\emptyset 110*5/4-\emptyset 9-\emptyset 145$  y sus características se muestran en la Tabla 42.

**Tabla 42.**

*Características caja reductora para el motor del tornillo de bolas*

Parámetro	Valor
Velocidad nominal de entrada	3500 rpm
Velocidad máxima de entrada	6000 rpm
Horas promedio de trabajo	20000 H
Peso	14 kg
Torque nominal	21 Nm
Torque máximo	2 veces el torque nominal
Factor de reducción	3:1

***Caja reductora para el movimiento de los engranes.*** Finalmente, para este motor se selecciona la caja reductora PLF 120-L2-12-S1-P2- $\emptyset 22*57/\emptyset 110*5/4-\emptyset 9-\emptyset 145$  con características mostradas en la Tabla 43.

**Tabla 43.**

*Características caja reductora para el motor que da movimiento a los engranes*

Parámetro	Valor
Velocidad nominal de entrada	3500 rpm
Velocidad máxima de entrada	6000 rpm
Horas promedio de trabajo	20000 H
Peso	14 kg
Torque nominal	21 Nm

Torque máximo	2 veces el torque nominal
Factor de reducción	12:1

**Selección de bandas y poleas.** Con los motores seleccionados, ahora es necesario establecer los elementos que transmitirán el movimiento hacia los ejes, para esto se toma en cuenta el manual de la empresa fabricante de estos elementos.

Primero es necesario establecer qué tipo de transmisión se utilizará, en este caso por motivos de precisión se utilizará una transmisión sincrónica. Seguido es necesario establecer la potencia de diseño en HP. Para ello, se utiliza la Tabla 44 y la ecuación 39.

**Tabla 44.**

*Factor de servicio para máquinas y herramientas según el fabricante*

	Máquina	fs
Máquinas herramientas	Taladros, tornos,	1.6
	máquinas de tornillo, esmeril,	1.7
	fresadora, cepillo, troqueles	1.7

En este caso se toma el valor más alto para máquinas herramientas, es decir 1.7. Entonces:

$$P_d = P * fs \quad 39$$

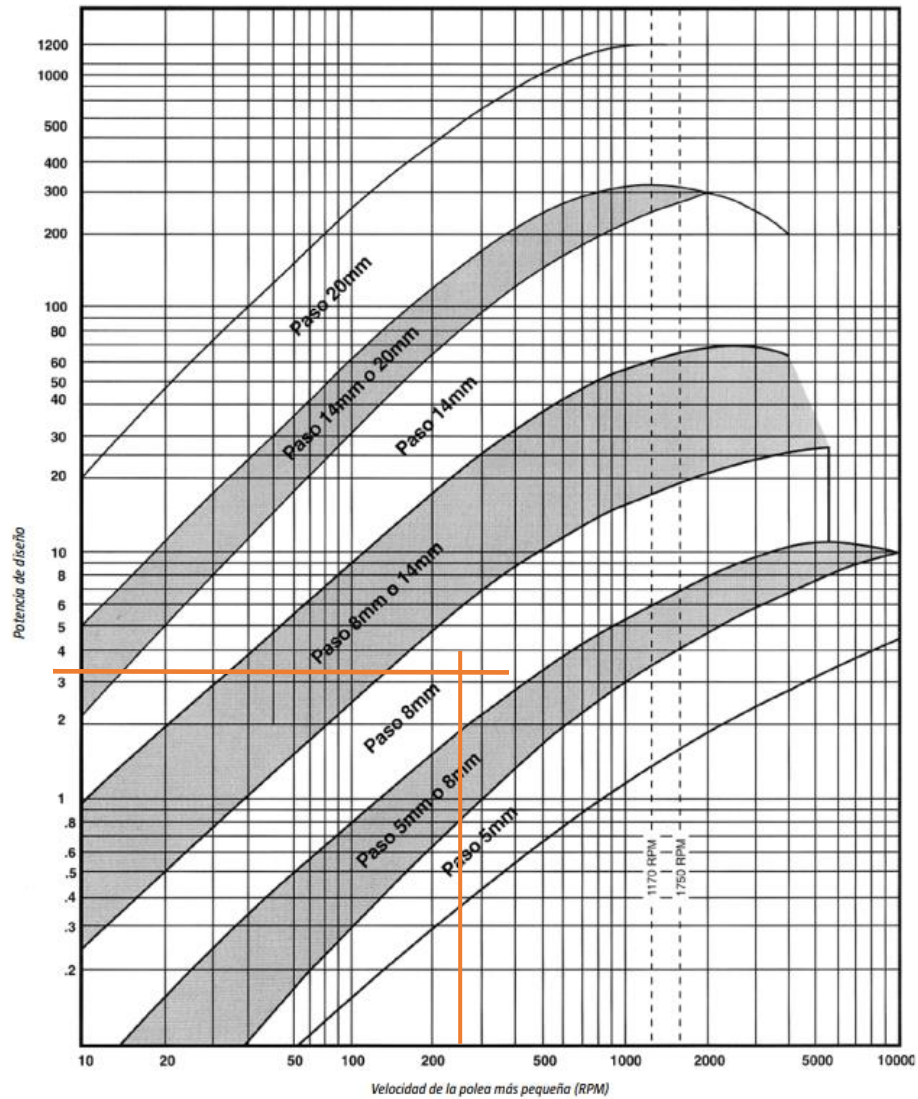
Con:

- $P = 2 \text{ HP}$
- $fs = 1.7$

$$P_d = 2 \text{ HP} * 1.7$$

$$P_d = 3.4 \text{ HP}$$

Luego es necesario establecer el paso de la correa, a partir de la ecuación 39 y tomando en cuenta que el motor tiene 2000 rpm y una reducción de 12, se establece la velocidad de la polea más pequeña.



Se establece un paso de 8mm y, para este caso solo es necesario una transmisión de movimiento por lo que se considera una relación de transmisión de 1:1.

Ahora conociendo la distancia entre centros de las poleas, que en este caso es de (520 mm), se establece la longitud de la correa seleccionando también el número de dientes de la polea. Se establece 30 dientes para ambas poleas y longitud de la correa de 1280 mm.

Finalmente se establece el ancho de la correa a utilizar, esto basado en las revoluciones por minuto de la polea menor y el número de dientes de la polea, por lo que según las tablas del fabricante el ancho de la correa puede ser de 20 mm transmitiendo una potencia de 1.91HP.

Por lo que se tienen dos poleas de 30 dientes y una banda 1280-8M-20 donde:

- 1280 es la longitud de la correa en milímetros
- 8M es el código del paso
- 20 es el ancho de la correa en milímetros.

**Selección de tornillo de bolas.** Tomando en cuenta las cargas antes descritas en la máquina, los torques que se van a desarrollar por los motores seleccionados y sus respectivas cajas reductoras, se procede a la selección de un tornillo de bolas capaz de mover el sistema de engranes junto con todo el carro de empuje, para esto se selecciona un tornillo de bolas SFU 2505-4 con tuerca, que según Ingia automatización (2021) tiene las características presentadas en la Tabla 45 y se puede ver en la Figura 46 y en el Anexo 5.

**Tabla 45.**

*Características tornillo de bolas*

Característica	Valor
Díámetro interno	25 mm
Paso	5 mm

Soporte para carga estática	16906,66 N
Soporte para carga dinámica	48091,81 N

**Figura 46.**

*Tornillo de bolas*



**Selección de rodamientos para los ejes.** Una vez establecida la velocidad del motor, es posible proceder con la selección de los diferentes rodamientos que se utilizarán en los ejes.

**Pasador 1.** Según SKF (2019), se debe tomar en cuenta la capacidad de carga estática básica, esta se define en la norma ISO 76 y para rodamientos de bolas se tiene un valor de **4200 MPa**.

Se sabe además que en este pasador intervienen una fuerza de 5016 N y otra de 2357.52 N, que actúan se presentan en el movimiento tanto de la bandeja como del cabezal de la herramienta.

Con estas consideraciones, es posible seleccionar un rodamiento del catálogo, siendo seleccionado el 6203-2Z, que se puede observar en la Figura 47 cuyas características técnicas se pueden ver en el Anexo 6.

**Figura 47.**

*Rodamiento 6203-2Z*



*Nota.* Tomado de (NTN, 2020).

**Pasador 2.** Este pasador es el más importante dentro de la máquina, ya que soporta a toda la estructura junta, como se ve en la Figura 26, y una de las cargas más grandes que soporta es el peso del sistema que se considera como carga axial, por lo que se decide poner un rodamiento axial como primer soporte y soporte rígido de bolas como segundo apoyo.

Para el rodamiento axial es importante tomar en cuenta el peso como una carga estática, y será de 735.75  $N$ , en cuanto a las cargas dinámicas son las mismas que en el caso anterior por lo que se selecciona el rodamiento axial de bolas 51309 Figura 48, sus características se detallan en el Anexo 7

**Figura 48.**

*Rodamiento axial de bolas 51309*



*Nota.* Tomado de (NTN, 2020)

Para la selección del segundo apoyo, se toma en cuenta las mismas fuerzas que para el caso anterior, con la consideración de que es un apoyo menos crítico y el peso ya está soportado por el primer rodamiento, por lo que se selecciona el rodamiento rígido de bolas 16009 presentado en la Figura 49, sus medidas y características se ven en el Anexo 8

**Figura 49.**

*Rodamiento rígido de bolas 16009*



*Nota.* Tomado de (NTN, 2020)

**Pasador 3.** En este caso, también soporta las fuerzas que el pasador anterior, pero el peso está mucho más cerca a este elemento, por lo que no es una fuerza muy crítica, además se suman las fuerzas en el engrane con valor de  $735.75\text{ N}$  y  $2021.45\text{ N}$ , ambas serán dinámicas, por lo que se selecciona el rodamiento rígido de bolas 6004 que se ve en la

Figura 50 y sus características técnicas en el Anexo 9.

**Figura 50.**

*Rodamiento rígido de bolas 6004*





*Nota.* Tomado de (NTN, 2020)

**Eje de giro para la bandeja.** El eje de giro soporta la fuerza de doblado de **5016 N**, la fuerza de rozamiento **2357.52 N** y la fuerza que ejercerá el cilindro hidráulico para sostener la bandeja en su lugar que deberá tener el mismo valor que la fuerza más grande. Al tener una carga axial se decide el uso de un cojinete cónico 4T-30208, que se puede ver en la Figura 51, sus características están en el Anexo 10, siendo capaz de soportar las cargas actuales del sistema y capaz de resistir modificaciones futuras en el equipo.

**Figura 51.**

*Rodamiento cónico 4T-30208*



Este rodamiento absorbe la mayor parte de las fuerzas que se encuentran en el eje, por lo que para el segundo apoyo se decide utilizar un rodamiento más sencillo y se selecciona en base al diámetro de la sección del eje, teniendo el rodamiento rígido de bolas 6307 que se ve en la Figura 52 y sus características en el Anexo 11.

**Figura 52.**

*Rodamiento 6307*

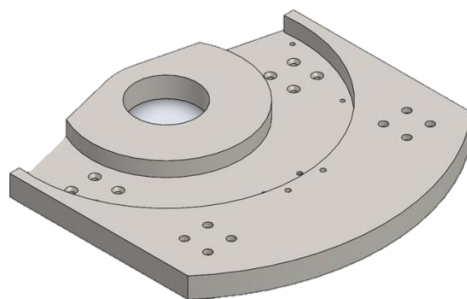


**Diseño de los engranes**

En base al diseño de los pasadores, la selección de los motores y de bandas y las poleas, es posible proceder con el diseño del sistema de engranes internos que se utilizarán en la máquina, estos estarán situados dentro de su base que se puede ver en la Figura 53 y tiene un ancho máximo de 452 milímetros.

**Figura 53. Base para engranes**

*Base para engranes*



Con estos datos se hizo un diseño con un diámetro exterior de 385.5 mm para el engrane exterior, un módulo estándar de 3 y ángulo de presión de 20 grados para ambos engranes y una distancia entre centro de 162 mm tomando en cuenta que son engranes internos.

Geoméricamente para este juego de engranes, se sigue la guía de Budynas & Nisbett (2008), que indica que el paso circular este dado por la ecuación 40

$$p = \pi m \quad 40$$

$$p = \pi * 3$$

$$p = 9.4247$$

Por ende, para ambos engranes será el mismo paso circular ya que tiene el mismo módulo.

Para obtener el número de dientes se tiene la ecuación 41, en este caso será diferente para cada uno de los engranes por la diferencia en el diámetro.

$$N = \frac{d}{m} \quad 41$$

Para el engrane externo:

$$N = \frac{385.5}{3}$$

$$N = 128.5 \text{ dientes}$$

En este caso se selecciona el número de dientes estándar inmediatamente inferior, por lo que el engrane externo será de 126 dientes

Para el engrane interno:

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

$$N = 20 \text{ dientes}$$

Al igual que el caso anterior, se selecciona el número estándar de dientes inmediatamente inferior y el engrane interno tendrá 18 dientes.

Con esto se puede obtener el diámetro de paso, que según Budynas & Nisbett (2008), se obtiene en base de la ecuación 42.

$$d = mN \quad 42$$

Para el caso del engrane externo, se tiene:

$$d = 3 * 126$$

$$d = 378mm$$

Y para el engrane interno, se tiene:

$$d = 3 * 18$$

$$d = 54mm$$

Finalmente, dentro de los valores geométricos más importantes según Budynas & Nisbett (2008) el paso diametral esta dado por la ecuación 43.

$$P = \frac{N}{d} \quad 43$$

Para el engrane externo, se tiene:

$$P = \frac{126}{378}$$

$$P = 0.33 \text{ dientes/mm}$$

Y para el caso del engrane interno, se tiene:

$$P = \frac{18}{54}$$

$$P = 0.33 \text{ dientes/mm}$$

También es importante tomar en cuenta la relación de transmisión que presenta el sistema, se sabe que cumple con la ecuación 44 y donde el engrane conductor es el engrane interno, ya que está conectado al motor y el conducido el engrane externo, por lo que se tiene lo siguiente.

$$rt = \frac{Ni}{Ne} \quad 44$$

$$rt = \frac{18}{126}$$

$$rt = \frac{1}{7}$$

Debido a que el sistema debía enviarse a fabricar, se optó por el diseño de este sistema con la ayuda de software CAD, obteniendo los datos mostrados en la Tabla 46 y el sistema ya fabricado en la Figura 54.

**Tabla 46.**

*Datos geométricos del sistema de engranes*

Característica	Engrana interno	Engrane externo
Número de dientes	18	126
Diámetro de paso	54 mm	378 mm
Diámetro mayor	60 mm	385,5 mm
Diámetro menor	46,5 mm	372 mm
Diámetro de base	50,743	355,204
Addendum	3 mm	3 mm
Dedendum	3,75 mm	3,75 mm
Radio de filete	0,9 mm	0,9 mm
Ancho del diente	4,712 mm	4,712 mm
Ancho de la cara	18 mm	18 mm

**Figura 54.**

*Sistema de engranes fabricados*



El sistema se fabrica con el mismo material que los ejes y se procede a realizar una comprobación del esfuerzo en los dientes del engrane. Para esto se calcula primera la velocidad en la línea de paso

$$V = \frac{\pi dn}{12} \quad 45$$

Con:

- $d = 54 \text{ mm} = 2.12 \text{ in}$
- $n = 2000 \text{ rpm}$

$$V = \frac{\pi * 2.12 \text{ in} * 2000 \text{ rpm}}{12}$$

$$V = 1110,02 \text{ ft/min}$$

Con esto se procede a determinar el factor de velocidad  $K_v$  tomando en cuente la velocidad de paso anteriormente calculada.

$$K_v = \frac{1200 + V}{1200} \quad 46$$

$$K_v = \frac{1200 + 1110,02}{1200}$$

$$K_v = 1,92$$

Se obtiene mediante tabla el factor de Lewis  $Y$  para 18 dientes y tiene un valor de 0,309. Con esto es posible calcular el esfuerzo en los dientes del engrane.

$$\sigma = \frac{K_v F_T P}{FY} \quad 47$$

Donde:

- $K_v = 1,92$
- $F_T = 735,75N = 165,40lbf$
- $P = \frac{N}{d} = \frac{18}{2,12in} = 8,49 \frac{dientes}{in}$
- $F = 18 \text{ mm} = 0,70 \text{ in}$
- $Y = 0,309$

$$\sigma = \frac{1,92 * 165,40lbf * 8,49dientes/in}{0,70in * 0,309}$$

$$\sigma = 12464,87 \text{ psi}$$

$$\sigma = 85,94 \text{ MPa}$$

Para tener un parámetro de comparación se obtiene el esfuerzo permisible tomando en cuenta el material y el factor de diseño.

$$\sigma_d = \frac{S_y}{N} \quad 48$$

Con:

- $S_y = 415 \text{ MPa}$
- $N = 3$

$$\sigma_d = \frac{415 \text{ MPa}}{3}$$

$$\sigma_d = 138,33 \text{ MPa}$$

Con lo que se comprueba que el diseño de los engranes es correcto ya que el esfuerzo real en los dientes es menor al esfuerzo permisible o de diseño. Además, se comprueba la potencia capaz de transmitir con la ecuación 6.

$$HP = \frac{F_T V}{33000}$$

Con:

- $F_T = 165,40 \text{ lbf}$
- $V = 1110,02 \text{ ft/min}$

$$HP = \frac{165,40 \text{ lbf} * 1110,02 \text{ ft/min}}{33000}$$

$$HP = 5,56 \text{ HP}$$

Esto comprueba que el sistema puede transmitir toda la potencia del motor seleccionada que es de 2 HP.

### **Diseño hidráulico**

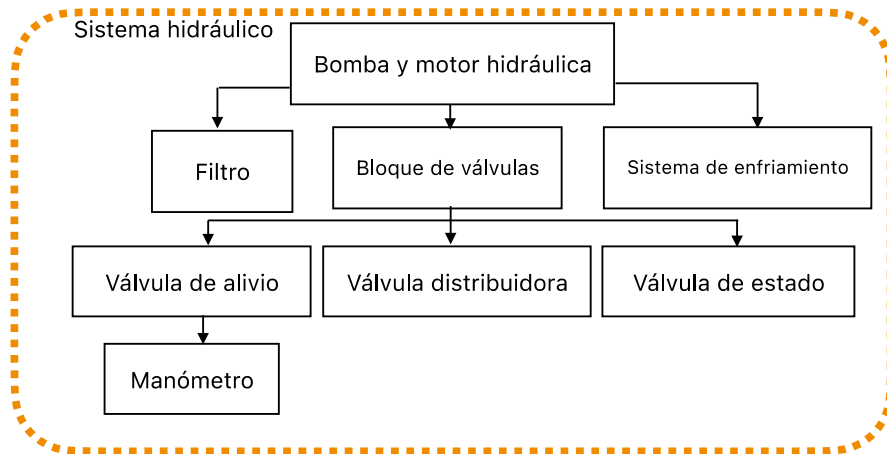
Una vez realizado el diseño de elementos mecánicos principales de la máquina y obtenida la fuerza para realizar el doblado del borde de la bandeja, se puede realizar los cálculos y la selección de los elementos del sistema hidráulico.

Este sistema cuenta con varios elementos, como se ve en la Figura 55 y el diagrama que muestra la conexión de estos sistemas, se puede ver en la Figura 56.



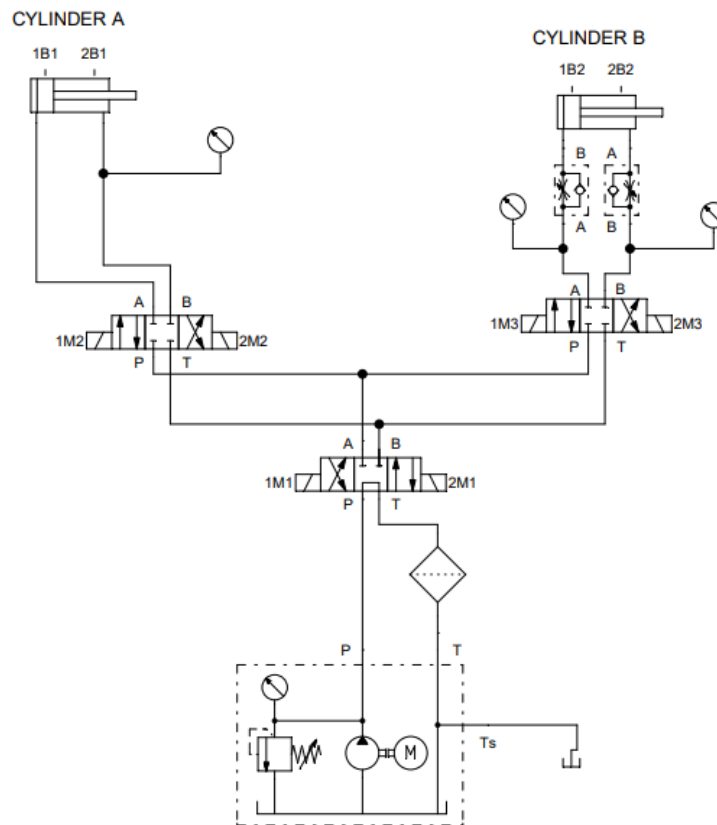
**Figura 55.**

*Diagrama de bloques del sistema hidráulico*



**Figura 56.**

*Diagrama de conexión hidráulica*

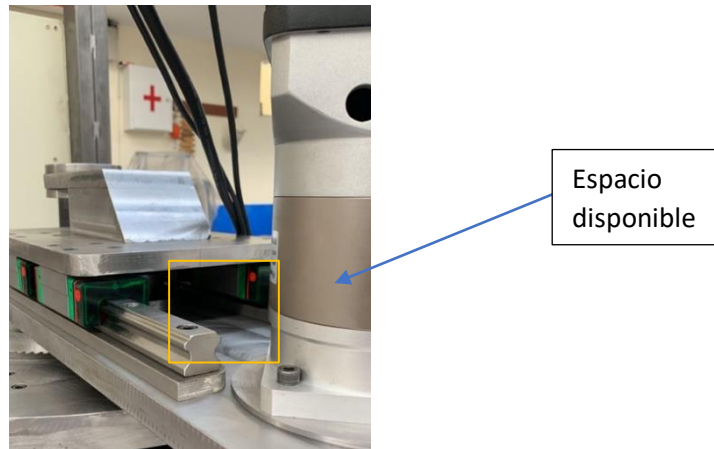


### ***Cilindro hidráulico para empuje de la herramienta de doblado***

En este caso, se parte de la consideración del espacio disponible dentro de la máquina para colocar el cilindro hidráulico, el cual se observa en la Figura 57 y Figura 58, se obtiene que es el diámetro de cilindro que se puede utilizar es de 40 mm, con un diámetro interior de 38 mm.

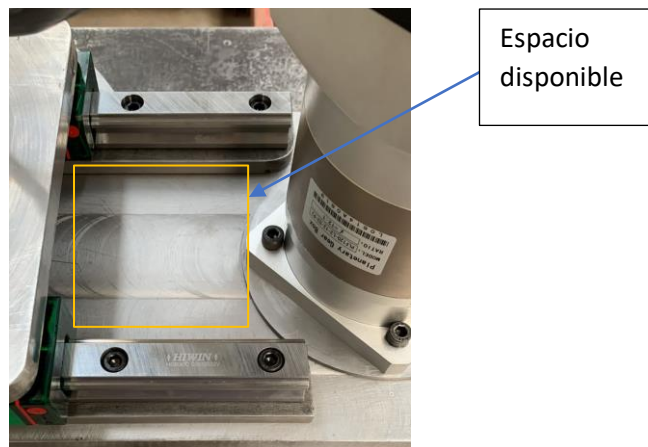
**Figura 57.**

*Espacio para cilindro hidráulico, vista lateral*



**Figura 58.**

*Espacio para cilindro hidráulico, vista superior*



A partir de esto, se puede obtener el área efectiva del cilindro, de la siguiente manera:

$$A = \frac{\pi d_{int}^2}{4}$$

49

$$A = \frac{\pi(38 \text{ mm})^2}{4}$$

$$A = 1143.11 \text{ mm}^2$$

Una vez obtenido este dato y sabiendo el valor de la fuerza a aplicar, es posible obtener la presión que se debe ejercer aplicando la Ecuación 16.

$$P = \frac{F}{0.9 \times A}$$

Con:

- $A = 1143.11 \text{ mm}^2$
- $F = 5016 \text{ N}$

$$P = \frac{5016 \text{ N}}{0.9 \times 1143.11 \text{ mm}^2}$$

$$P = 4.87 \text{ MPa}$$

$$P = 706.33 \text{ psi}$$

En este caso, al momento de realizar la selección de un cilindro que cumpla con estos criterios, se encuentran cilindros que por sus características son propensos a sobrecalentarse, por lo que se decide la fabricación de estos elementos juntamente con la empresa que tiene experiencia previa en este tipo de trabajos.

### ***Cilindro hidráulico para sostener la bandeja en su molde***

Dado que para el cilindro descrito anteriormente se optó por su fabricación, en este caso se procederá de la misma forma, y por facilidad de mantenimiento para la empresa, las especificaciones de dimensiones serán las mismas; además contará con la misma presión del sistema hidráulico.

En este caso, tomando la Ecuación 16, se calculará la fuerza que ejercerá el pistón sobre la bandeja, de la siguiente forma:

$$F = P \times A \times 0.9$$

Con:

- $P = 4.87 \text{ MPa}$
- $A = 1143.11 \text{ mm}^2$

$$F = 4.87 \text{ MPa} \times 1143.11 \text{ mm}^2 \times 0.9$$

$$F = 5016 \text{ N}$$

Esta fuerza, para este caso, es excesiva, pero para evitar cambios en los cilindros a utilizar, se opta por la introducción de una válvula reguladora que permita controlar la presión que entra al cilindro acorde a la necesidad.

### **Unidad hidráulica**

Tomando en cuenta la presión que tiene que ejercer el cilindro para poder doblar el material y la velocidad que debe tener el cilindro que sostiene la bandeja en su lugar, se procede a realizar la selección de la bomba que debe tener la unidad hidráulica.

Para eso primero se toma como base una máquina que cuenta con sistema similar de sujeción para poder determinar el caudal que necesita el pistón en base al tiempo que le toma descender a su posición final y el volumen que tiene que llenar en ese tiempo.

$$Q = \frac{V}{t}$$

50

Con:

- $V = 228622 \text{ mm}^3$
- $t = 4 \text{ seg}$

$$Q = \frac{228622 \text{ mm}^3}{4 \text{ s}}$$

$$Q = 57155.5 \frac{\text{mm}^3}{\text{s}}$$

$$Q = 0.91 \text{ GPM}$$

Con esto se plantea el uso de una bomba de 1800 rpm, por recomendación de la empresa y es posible calcular el desplazamiento que la bomba realizará mediante el despeje de la ecuación 13:

$$Q = \frac{n \times d}{231}$$

$$d = \frac{Q \times 231}{n}$$

Con:

- $Q = 0.91 \text{ GPM}$
- $n = 1800 \text{ rpm}$

$$d = \frac{0.91 \text{ GPM} \times 231}{1800 \text{ rpm}}$$

$$d = 0.116 \frac{\text{in}^3}{\text{rev}}$$

Con este dato calculado y la presión que se tiene que ejercer se puede calcular la potencia de la bomba a partir de la ecuación 14 para seleccionarla.

$$HP = \frac{P \times Q}{1714}$$

Con:

- $Q = 0.91 \text{ GPM}$
- $P = 706.33 \text{ psi}$

$$HP = \frac{706.33 \text{ psi} \times 0.91 \text{ GPM}}{1714}$$

$$HP = 0.37 HP$$

En base a estos requerimientos se selecciona la unidad hidráulica AH1012T que se puede ver en la Figura 59 y con sus características mostradas en la Tabla 47 y en el Anexo 12.

**Figura 59.**

*Unidad hidráulica*



**Tabla 47.**

*Características de la unidad hidráulica*

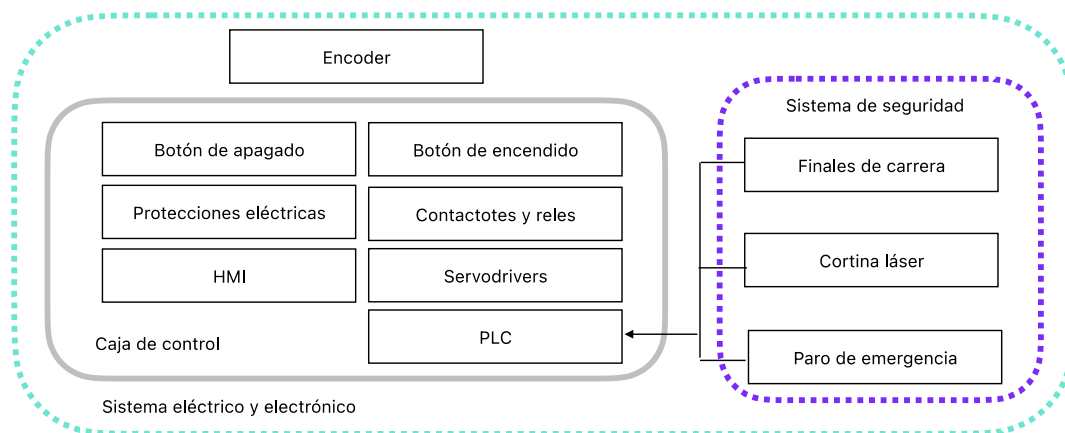
Característica	Valor
Potencia del motor	1.5kW
Conexión eléctrica	220V
Consumo	3 cc/rev
Válvula de alivio	Manual
Capacidad del tanque	20 L
	Filtro de aceite
	Indicador de nivel

## Diseño eléctrico

Una vez elegido los motores que se van a utilizar para el sistema con una potencia de  $1,5kW$ , es posible seleccionar el calibre para para el conductor y las protecciones necesarias para el motor y su controlador (driver). Los componentes de este sistema se pueden ver en la Figura 60

**Figura 60.**

*Diagrama de bloques del sistema eléctrico*



## Selección del conductor

Dado que los tres motores son los mismos, la selección del conductor se realiza solo para uno de ellos. Se comienza por la corriente nominal que consumirá el motor.

$$I_n = \frac{P}{\sqrt{3} * V * f_p}$$

51

Con:

- $P = 1500 W$
- $V = 220 V$
- $f_p = 0,86$

$$I_n = \frac{1500W}{\sqrt{3} * 220V * 0,86}$$

$$I_n = 4,58 A$$

Con esta corriente, es posible obtener la corriente para el diseño del conductor, tomando en cuenta un factor de servicio, que en este caso es de 1,27.

$$I_d = 1,27 * I_n \quad 52$$

$$I_d = 1,27 * 4,58 A$$

$$I_d = 5,81$$

A partir de este resultado se puede seleccionar el calibre para el conductor tomando en cuenta la tabla de conductores AWG. En este caso se selecciona un conductor AWG número 15, con las características de la Tabla 48.

**Tabla 48.**

*Características alambre AWG 15*

Característica	Valor
Diámetro (mm)	1,45
Sección (mm)	1,65
Resistencia ( $\Omega/Km$ )	10,3
Capacidad (A)	4,8

*Nota.* Tomado de (solelectro, 2022)

Se sigue el mismo procedimiento para la selección del conductor del motor de la bomba hidráulica, con los datos de la Tabla 49.



**Tabla 49.***Datos para selección del conductor de la bomba*

Dato	Valor
Potencia (W)	2237,10
Tensión (V)	220
Factor de potencia	0,86
Corriente nominal (A)	6,83
Factor de servicio	1,27
Corriente del conductor (A)	8,67

Con estos datos se selecciona un conductor AWG 12 con las características de la Tabla 50.

**Tabla 50.***Características alambre AWG 15*

Característica	Valor
Diámetro (mm)	2,053
Sección (mm)	3,31
Resistencia ( $\Omega/Km$ )	5,13
Capacidad (A)	9,5

*Nota.* Tomado de (solelectro, 2022).

### ***Selección de interruptores***

Para la selección de los interruptores, se tomó como base la corriente nominal calculada en la sección anterior y de igual manera se la multiplicó por un factor de servicio tanto para el caso del motor como de la bomba, teniendo los datos mostrados en la Tabla 51, en el y obteniendo las corrientes mostradas en la Tabla 52.

**Tabla 51.**

*Datos para selección de interruptores*

Dato	Valor
Corriente nominal motor (A)	4,58
Corriente nominal bomba (A)	6,83
Factor de servicio	1,2

**Tabla 52.**

*Corriente del motor y la bomba para la selección de interruptores*

Dato	Valor
Corriente motor (A)	5,49
Corriente bomba (A)	8,19

En base a las corrientes obtenidas, se selecciona el interruptor C60K-63 de la marca Camsco que cuenta con las características mostradas en la Tabla 53 y en el Anexo 13 tanto para el motor como para la bomba.

**Tabla 53.***Características de los interruptores seleccionados*

Interruptor para el motor		Interruptor para la bomba	
Característica	Valor	Característica	Valor
Voltaje (V)	230/240	Voltaje (V)	230/240
Frecuencia (Hz)	50/60	Frecuencia (Hz)	50/60
Número de Polos	3P	Número de Polos	2P
Corriente (A)	6	Corriente (A)	10
Corriente cortocircuito (A)	50	Corriente cortocircuito (A)	20

*Nota.* Tomado de (Camsco Electric Co. Ltd, 2021)***Selección de Contactores***

Se parte de la corriente nominal del motor para poder calcular la corriente que consumirá en base a un factor de servicio, los datos y resultados para este caso, se presentan en la Tabla 54

**Tabla 54.***Datos para selección de contactores*

Dato	Valor
Corriente nominal motor (A)	4,58
Factor de servicio	1,3
Corriente motor (A)	5,95

Con este resultado, se selecciona el contactor MC-12B de la marca Camsco, cuyas características se muestran en la Tabla 55 y en el Anexo 14.

**Tabla 55.***Características del contactor*

Característica	Valor
Tipo de contactor	3 polar
Configuración de contactos	NO x3
Contactos auxiliares integrados	NO + NC
Tensión de guía	230V
Corriente máxima de trabajo	12 A
Potencia máxima de motor	5.5kW

*Nota.* Tomado de (TME Electronic Components, 2022)

***Selección de Relé***

Este componente se seleccionó en base al mismo criterio anterior tomando un factor de servicio y la corriente nominal de los elementos, como se ve en la Tabla 56 y los datos del elemento se muestran en el Anexo 15.

**Tabla 56.***Datos para selección del relé*

Dato	Valor
Corriente nominal motor (A)	4,58
Factor de servicio	1,1
Corriente motor (A)	5,04

Con esto se selecciona de la misma empresa Camsco el relé MY2 cuyas características se ven en la Tabla 57.

**Tabla 57.**

*Características del contactor*

Característica	Valor
Capacidad de contacto	28 V DC / 220V AC
Voltaje de la bobina	24V DC 5A
Resistencia de contacto	$\leq 50 m\Omega$
Contactos Comunitarios	2NA – 2NC

*Nota.* Tomado de (Camsco Electric Co. Ltd, 2021)

***Selección del HMI***

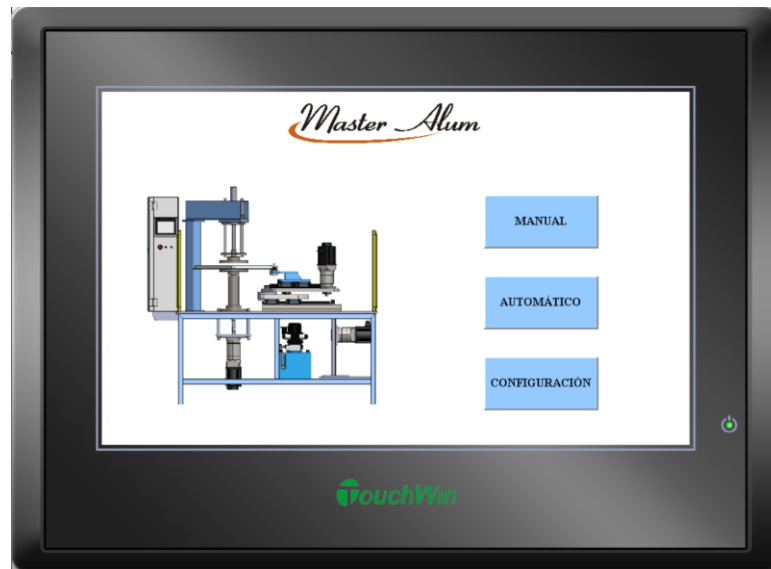
Para la visualización de la información que se proporcionará al operario de la máquina, se decide colocar un HMI de características sencillas pero que cumpla de buena forma con su propósito, por lo que se seleccionó un HMI de la Xinje TG765S-XT, que se puede ver en la Figura 61 y tiene las siguientes características (Anexo 16):

- 16.77 millones de colores
- TFT LCD, LED retroiluminación
- Resolución 800 x 480
- Memoria de 128MB
- Dos puertos seriales
  - Puerto de descarga: RS232
  - Puerto para PLC: RS232

- Puerto USB con reloj

**Figura 61.**

*HMI*



### ***Selección del PLC***

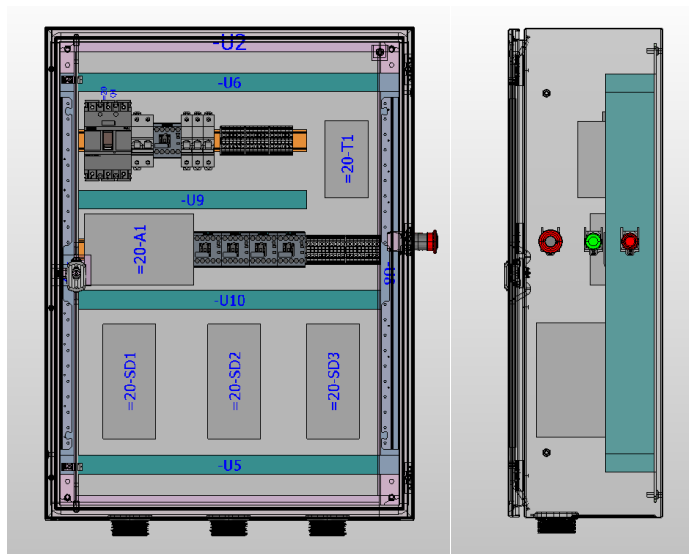
Una vez seleccionados todos los elementos que se requiere para el funcionamiento de la máquina, es posible elegir un PLC que tenga la capacidad de manejar todas las entradas y salidas que se necesitarán para el proceso, por lo que se selecciona un PLC XDM-24T4-E de la marca Xinje, que tiene las características mostradas a continuación y en el Anexo 17:

- Capacidad del programa de 512K
- Control secuencial I/O
- Máximo 572 puntos I/O
- 4 ejes 100KHz salida de pulso
- Función de seguimiento

Finalmente, con todos los elementos es posible realizar un diseño aproximado del tablero eléctrico como el que se ve en la Figura 62 y que podrá contener los elementos antes seleccionados, además todos los diagramas eléctricos y de conexión se presentan en los anexos.

### Figura 62.

*Diseño aproximado del tablero eléctrico*

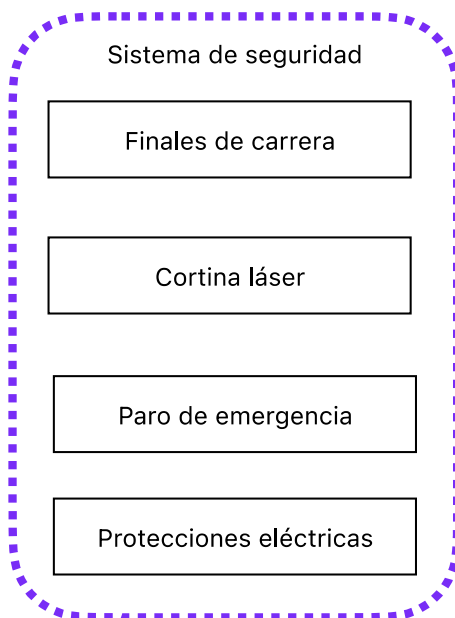


### Diseño de sistemas de seguridad

Los sistemas de seguridad incluyen los elementos de protección eléctrico mencionados y seleccionados en la sección anterior, en la presente sección se detallará la selección de elementos de seguridad pasivos para el equipo que se pueden ver en la Figura 63.

**Figura 63.**

*Diagrama de bloques del sistema de seguridad*



### ***Cortina de seguridad***

Debido a las fuerzas involucradas en el proceso que realiza la máquina, la interacción que el operario tendrá con esta y el diseño de los elementos mecánicos que la componen, se considera que una baja probabilidad de fallo peligroso por hora, por lo que el nivel de prestación PL de la cortina puede ser de nivel e o d según Tele Radio (2020).

Con esta consideración y teniendo en cuenta que se colocará encima de la bancada de la máquina y se espera cubrir al menos un metro por encima de esta, se procede con la selección del elemento, siendo la cortina de luz LSP29-1000, que se ve en la Figura 64 y tiene las siguientes características además de las mostradas en el Anexo 18:

- Altura de protección de 300 mm
- Distancia de operación 0.2 – 7 m



- Objeto mínimo detectable 29 mm
- Tensión de alimentación de 24Vcc
- Nivel de seguridad SIL3/Plc

**Figura 64.**

*Cortina láser para seguridad pasiva*



***Finales de carrera***

Otro elemento de seguridad que se agregó en la máquina son los finales de carrera para los rieles y para el engrane que están dentro de la máquina, asegurando que el equipo no revesará ciertos límites durante su funcionamiento y además ayuda a encerar los ejes, encontrando su correcto posicionamiento.

Con esto en mente se optó por un final de carrera de propósito general de la marca Camco Z-15GW-22-B mostrado en la Figura 65 y que tiene las siguientes características:

- Resistencia de contacto de  $15m\Omega$
- Resistencia de aislamiento de  $100M\Omega$  como mínimo a 500V DC
- Fuerza dieléctrica 1000VAC 50/60Hz por un minuto

- Vida de servicio, mecánicamente de un millón de operaciones como mínimo y eléctricamente cien mil operaciones mínimo.

**Figura 65.**

*Final de carrera*



Es importante mencionar que la seguridad en este trabajo es un aspecto fundamental en la construcción de esta máquina, por lo que no solo se topa este aspecto en esta sección, si no también durante todo el diseño de los elementos mecánicos, hidráulicos y eléctricos; además se tomará en cuenta para el capítulo siguiente referente a la construcción del equipo para finalizar con análisis del nivel de prestación PL del equipo.

***Nivel de prestación requerido (PLr)***

En base a lo visto en el capítulo dos sobre los niveles de prestaciones, se procede a obtener el nivel de prestación requerido para esta máquina, para lo cual se sigue los valores y evaluaciones de la 2019).

Para realizar la estimación del nivel de prestación que un equipo debe tener, la norma recomienda el uso de la Figura 16 y los significados de cada nivel se presentan en la Tabla 2.

Tabla 2.

Para el parámetro S, referente a la gravedad de la lesión, la máquina presenta un nivel de prestación S2, debido a que las fuerzas que se producen en el sistema pueden causar lesiones como facturas, especialmente en las manos que son las que más interactúan con la máquina.

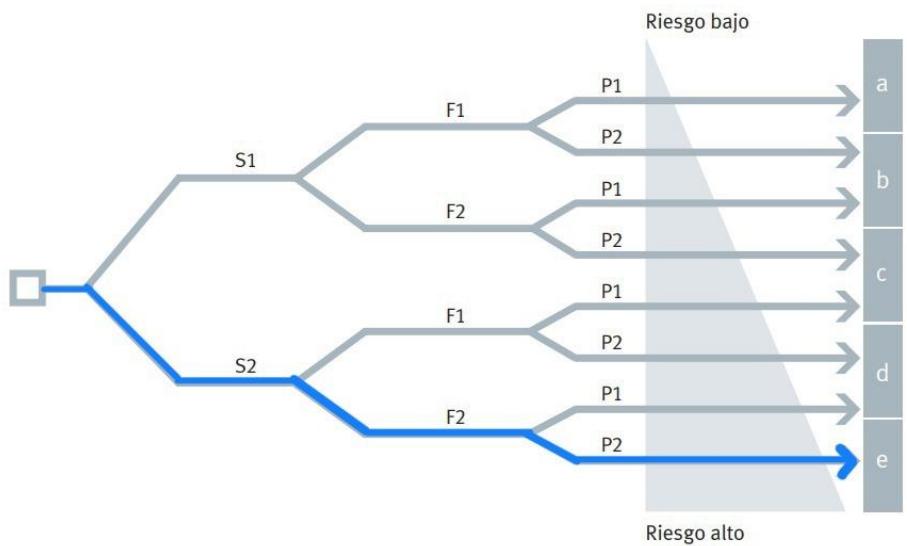
En cuanto al parámetro F sobre la frecuencia de exposición al peligro, se tiene un nivel F2 porque el riesgo se produce constantes al tener que insertar y retirar la bandeja antes y después del proceso de doblado.

Finalmente, en el nivel P referente a la posibilidad de evitar el peligro o de limitar los daños, se tiene un nivel P2 ya que no es posible evitar el peligro porque es parte del proceso de doblado la interacción cercana con la máquina al momento de colocar y retirar la bandeja.

Por todo esto, la máquina tiene un nivel de prestaciones requerido de nivel e, como se puede ver en la Figura 66.

**Figura 66.**

*Nivel de prestación requeridos*



## Capítulo IV

### Implementación

Una vez realizado el diseño de la máquina y la selección de los componentes que se van a utilizar en cada parte de la máquina, es posible seguir con su construcción. En este capítulo se presenta la implementación de los diferentes sistemas que forman la máquina.

#### Implementación del sistema mecánico

##### *Construcción de la bancada.*

En el capítulo anterior se detalló una matriz QFD que permite identificar el orden de importancia de los diversos subsistemas de la máquina, y si bien, la bancada no es el más importante, es el primero que se construye debido a que es la base para el resto de los sistemas.

Para empezar, es necesario igualar la plancha metálica de la Figura 67 que será la superficie de apoyo para el mecanismo principal de la máquina.

#### **Figura 67.**

##### *Plancha metálica para la bancada*



Una vez que el material queda regular, se procede a colocar esta plancha en la banca como se puede ver en la Figura 68 y que fue tomada en cuenta en el diseño del sistema, de tal forma que se cumpla con los requerimientos de diseño y los materiales proporcionados por la empresa.

**Figura 68.**

*Posicionamiento de la plancha de soporte*



***Construcción del carro de empuje***

La elaboración de este sistema empieza por la perforación de los agujeros necesarios en la placa base del carro de empuje para colocar los rieles seleccionados para el cabezal, así como el tornillo de bolas que permite el desplazamiento de este, como se puede ver en la Figura 69. Este mecanismo se fijará en la bancada.

**Figura 69.**

*Perforación de agujeros y colocación de rieles en la placa base*



A partir de esto, se puede construir el soporte para la parte móvil del sistema, el cual cuenta una ranura hecha a medida para el sistema de engranes interiores de 180 grados que tiene el sistema, como se ve en la Figura 70.

**Figura 70.**

*Soporte móvil*

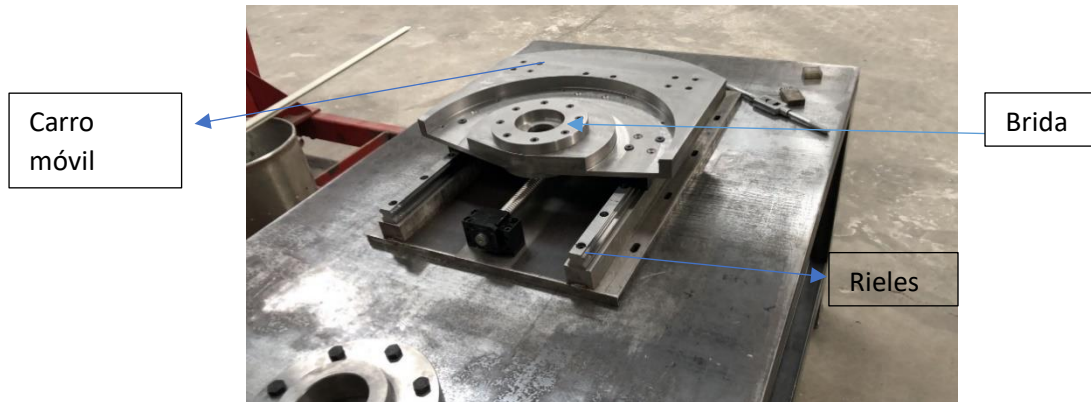


Con este componente construido, es posible montarlo en la base anteriormente construida, formando el sistema que se puede ver en la Figura 71. Cabe mencionar que parte del ensamble de este

sistema son las bridas de soporte para los pernos que utilizará el sistema, la cual se puede ver montada en el centro de la ranura

**Figura 71.**

*Montura del sistema móvil en la base*



El sistema cuenta con un sistema de engranes que tiene que ser fabricada con un proceso especial de corte por hilo, para asegurar en mayor medida la precisión del sistema, y se obtuvo el sistema de engranes que se muestra en la Figura 72, el cual está colocado en su posición.

**Figura 72.**

*Cremallera colocada en el soporte del carro de la herramienta*



Posteriormente, es necesario fabricar y colocar la siguiente base, que será para el cabezal de la herramienta de empuje. Para su ensamble se utiliza el segundo pasador diseñado en el capítulo anterior.

Esta base también tendrá un par de rieles para el movimiento del cabezal, el pistón de empuje y el motor para el movimiento de los engranes, este ensamble se puede ver en la Figura 73.

**Figura 73.**

*Base*



Sobre los rieles colocados anteriormente se ensambla el cabezal para la herramienta de doblado, obteniendo el elemento mostrado en la Figura 74.

**Figura 74.**

*Cabezal para la herramienta*

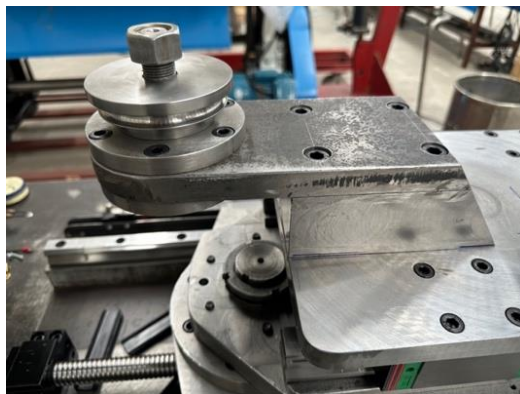


Con este sistema montado, es posible ubicar un par de elementos extras para la activación de los finales de carrera, además de poder realizar el montaje de la herramienta de empuje que utiliza el pasador número uno del diseño para su sujeción al resto del sistema como se ve en la Figura 75.



**Figura 75.**

*Herramienta de empuje*



### ***Sistema de giro de la bandeja***

Para el sistema de giro de la bandeja se utiliza como base el eje de giro diseñado en el capítulo anterior, este se conecto a uno de los motores seleccionados junto con su caja reductora mediante el uso de cadena para la transmisión del movimiento, sin ninguna variación en las RPM o torque, esto se puede ver en la Figura 76 y se lo realizo con el único objetivo de generar espacio para la conexión de un encoder al final del eje que permita realizar el sistema de control posteriormente.

**Figura 76.**

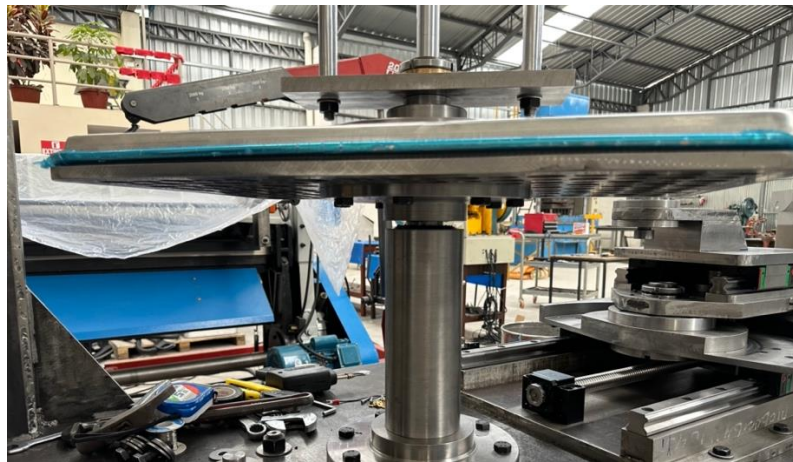
*Conexión del motor con el eje*



En la parte superior de este ensamblaje, se coloca una columna de protección para el eje junto con una brida que se utiliza brindar un soporte adicional al molde donde se colocará la bandeja, a este molde se decide realizarle perforaciones para disminuir el peso y por ende la presión tanto en el eje como en el motor, este ensamblaje se puede ver en la Figura 77.

**Figura 77.**

*Sistema de giro de la bandeja*



Otro elemento importante para el sistema de giro de la bandeja es el componente de soporte superior pero este sistema se detalla con mayor claridad en la sección de la implementación del sistema hidráulico.

**Implementación del sistema hidráulico**

El sistema hidráulico cuenta con tres elementos principales que son el pistón de empuje para el doblado, el pistón que sostiene a la bandeja durante todo el proceso desde la parte superior y la central hidráulica.

El pistón de empuje reside en el carro de empuje como se pudo observar en la Figura 73, mientras que para el pistón que ejercerá fuerza sobre la bandeja, es necesario construir una estructura de soporte para poder montarlo junto con sus guías como se puede ver en la Figura 78.

Además, al final del cilindro se coloca una brida para ensamblar el molde superior que sostendrá la bandeja.

**Figura 78.**

*Ensamble pistón superior*



Con ambos elementos instalados, se procede a la colocación de la central hidráulica en la bancada de la máquina, para poder establecer las líneas hidráulicas en la máquina. Su instalación se puede ver en la

**Figura 79.**

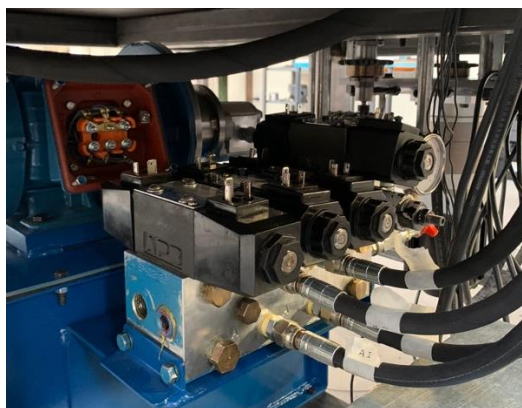
*Instalación de la central hidráulica*



Para la conexión de los elementos se procede con la instalación de las válvulas que comandarán el funcionamiento de los cilindros, obteniendo la central conectada como se muestra en la

**Figura 80.**

*Conexión de válvulas*



Para un mejor control en el cilindro superior, el cual necesita una menor presión, se decide colocar un manómetro y una válvula de alivio para evitar sobrecargar durante el proceso de doblado, esta instalación se puede ver en la Figura 81.

**Figura 81.**

*Instalación para el cilindro superior*



### **Implementación del sistema eléctrico y electrónico**

Para la implementación del sistema eléctrico y electrónico, se parte del sistema mostrado en la Figura 62, donde se puede ver la configuración del tablero. Para su estructura se utiliza la caja mostrada en la Figura 82 que cuenta con una conexión de tierra para las descargas de los componentes.

**Figura 82.**

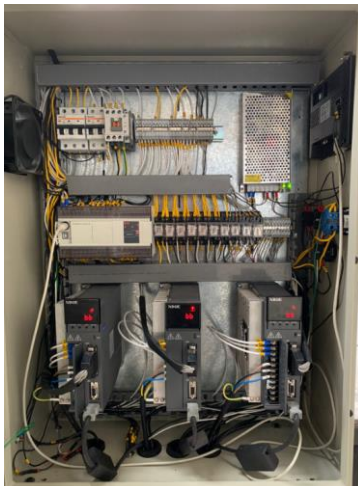
*Caja para los componentes eléctricos*



Dentro de esta caja, se colocan los servodriviers, el PLC, las protecciones e hileras de borneras para un mejor orden de los cables de conexión, el montaje de los componentes se puede ver en la Figura 83.

**Figura 83.**

*Montaje de los componentes eléctricos*



Además, en la misma caja se coloca, en la parte exterior los elementos para interacción con la máquina, como los botones de encendido, apagado y el HMI, como se ve en la Figura 84.

**Figura 84.**

*Exterior del tablero de control*





## Implementación del sistema de control

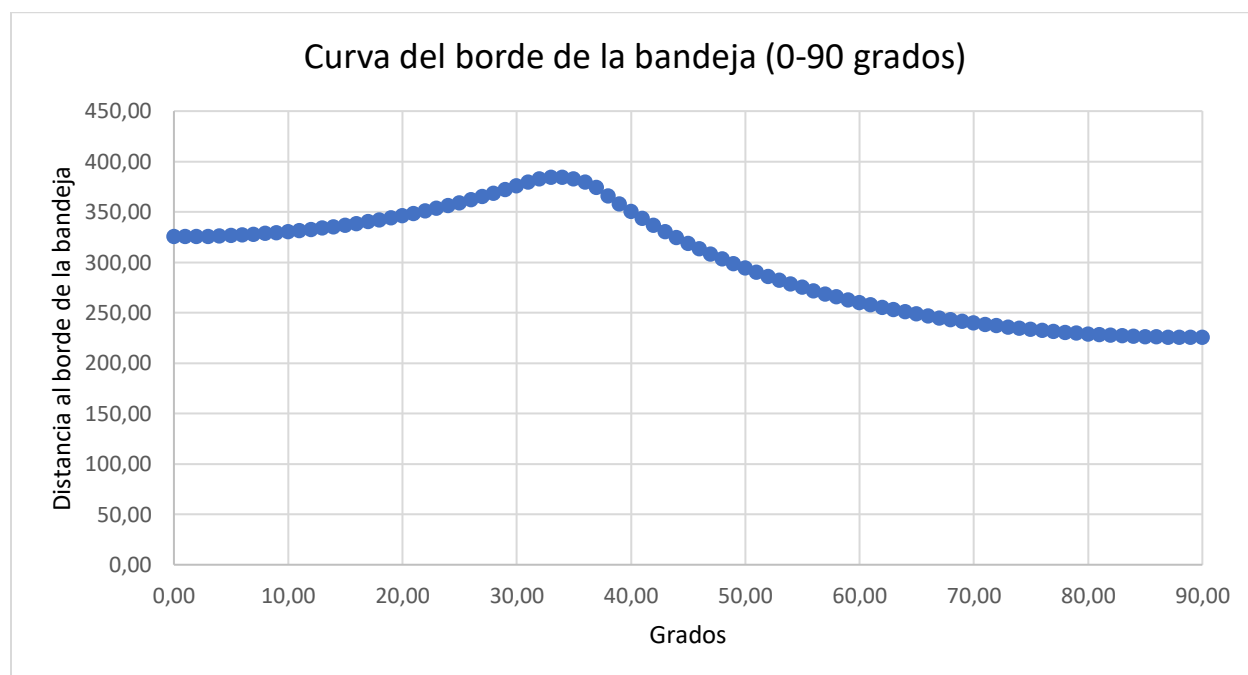
Para realizar el control de la máquina, es necesario obtener las ecuaciones que correspondan con el borde de la bandeja. Para ello primero es necesario sacar los puntos de la curva tomados desde el centro de la bandeja hacia el borde a ser doblado y con un intervalo de un grado.

La tabla mostrada en el Anexo 20 muestra los primeros noventa datos de distancia a cada grado, cabe mencionar, que a partir del grado noventa y uno se comienzan a repetir las distancias, pero en orden inverso a los anteriores y para la otra mitad de los datos se repiten en el mismo orden desde cero a ciento ochenta.

Con estos datos, se puede obtener la distribución de los puntos en un plano cartesiano, como se ve en la Figura 85, la cual refleja los grados (en el eje X) y las distancias (en el eje Y) que estos milímetros. A partir de estos datos, se puede obtener una curva que cumpla con ese recorrido.

**Figura 85.**

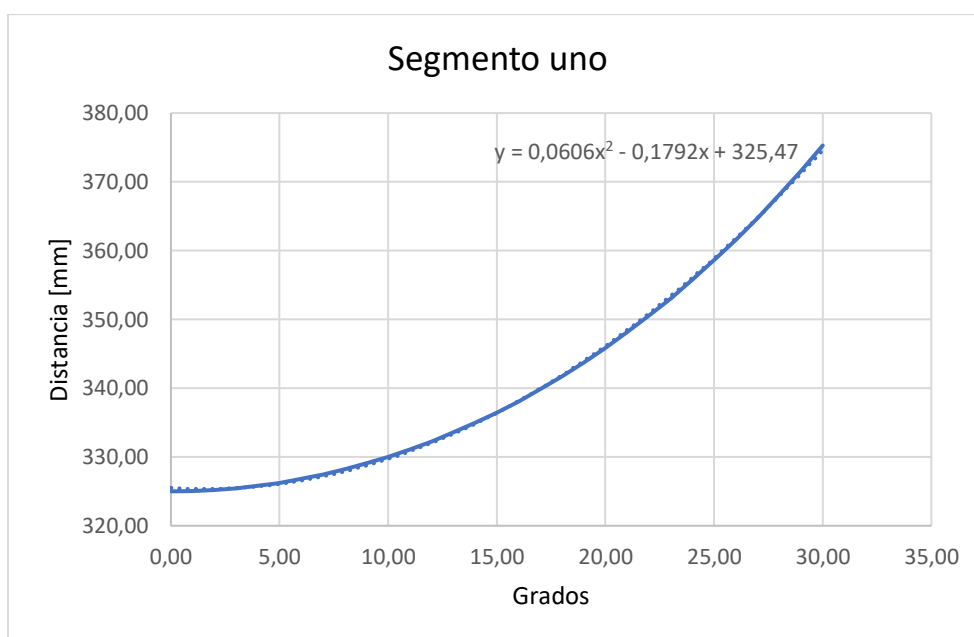
*Curva del borde la bandeja en su primer cuadrante*



Al intentar obtener una curva que cumpla con ese trayecto, se decidió dividir la curva en tres segmentos, el primero será en la parte lateral corta de la bandeja hasta llegar a la curva que corresponden de cero a treinta grados, la esquina de la bandeja desde el grado treinta y uno hasta el treinta y seis, y la parte lateral más larga de la bandeja del grado treinta y siete hasta el noventa, estas tres curvas se pueden ver en la Figura 86, Figura 87 y Figura 88.

**Figura 86.**

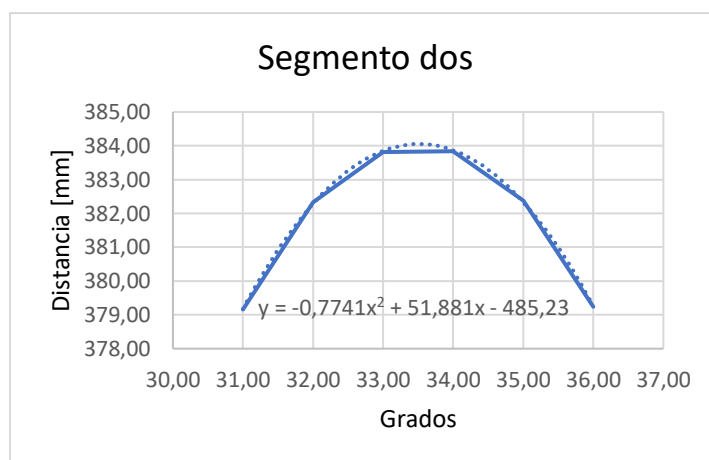
*Segmento uno de la curva*



Para esta curva, la ecuación con mejor ajuste de curva es la mostrada en la ecuación 53:

$$y = 0.0606x^2 - 0.1792x + 325.47$$

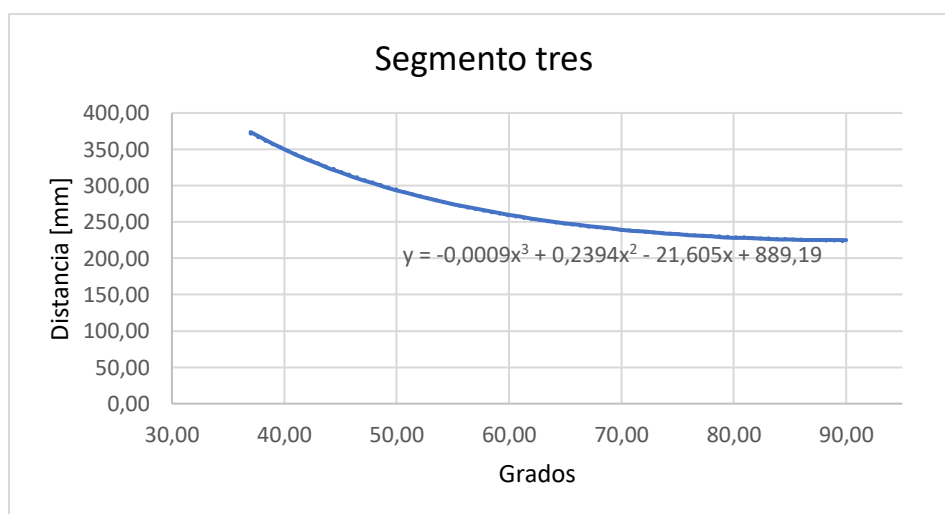


**Figura 87.***Segmento dos de la curva*

En este caso, la ecuación 54 representa el mejor ajuste a la curva para este segmento, que es la esquina de la bandeja, es bueno mencionar que se acepta la curva punteada y mostrada en la ecuación, ya que en realidad la línea sólida mostrada no cumple con la forma de la curva real porque solo es para unir los puntos de la gráfica.

$$y = -0.7741x^2 + 51.881x - 485.23$$

54

**Figura 88.***Segmento tres de la curva*

Para este caso, la ecuación que cumple con los puntos se muestra en la ecuación 55.

$$y = -0.0009x^3 + 0.2394x^2 - 21.605x + 889.19 \quad 55$$

Estas tres ecuaciones se las introducen al PLC para que durante su ejecución calcule la distancia desde el centro de la bandeja al borde para así calcular la frecuencia y los pulsos que debe enviar a cada motor para su desplazamiento a la posición deseada.

Además, este cálculo permitirá realizar el movimiento necesario en los tres motores de la máquina, de tal forma que el carro se mueva de manera longitudinal y los engranes roten de tal manera que la herramienta se encuentre de forma perpendicular al borde de la bandeja.

### ***Motor de giro de la bandeja***

La base para el control de giro de la bandeja es la configuración del driver del motor, donde es necesario configurar la cantidad de pulsos que se debe enviar al motor para que realice un giro completo, para conocer este dato es necesario saber la relación que tiene la caja reductora.

Como se expuso en el capítulo de diseño, la caja reductora de este motor tiene una relación de 100 a 1, con esto se puede seguir el manual del controlador del motor Xinje (2020) que indica que una rotación está dada por la ecuación 56 y así se puede obtener la cantidad de pulsos necesario para que la carga de una revolución

$$1 \text{ rotación} = \frac{360}{\text{recorrido por pulso}} \quad 56$$

Mientras que la cantidad de pulsos requeridos para que el motor de una revolución, según el manual de Xinje (2020) viene dada por la ecuación 57

$$1 \text{ rotación} = \frac{\text{pulsos para que la carga de una revolución}}{\text{relación con la caja reductora}} \quad 57$$

El resumen de los datos utilizados para la configuración del servodriver de este motor se presentan en la Tabla 58.

**Tabla 58.**

*Datos para configuración del driver motor 1*

Cálculo del número de pulsos por rotación y Ratio Electrónico Motor 1		
vueltas del servo motor	100	
vueltas de la carga	1	
Resolución del Servo encoder	131072	bits
recorrido por un pulso	0,1	grados
Cantidad de pulsos requeridos por una revolución para la carga	3600	pulsos
Cantidad de pulsos requeridos por una revolución para el motor	360000	pulsos

Otro de los pasos importantes para la correcta configuración y calibración del equipo, es necesario encontrar el cero de referencia del eje, para este caso se utiliza el asistente de configuración propio del software del motor, el cual pide entre otras las cosas más importantes, la velocidad para que el eje busque su punto final y la velocidad de regreso una vez que lo encuentra hasta regresar al punto final exacto.

Para este caso, esta configuración se puede ver en la Figura 89 y se puede ver que la velocidad de búsqueda es a 25000Hz y la velocidad de retorno es a 4000Hz, cabe mencionar que la dirección de búsqueda también es importante, ya que debe ser diferente a la dirección de desplazamiento configurada, para garantizar que el eje pueda encontrar su punto de calibración.

Figura 89.

Configuración del cero del eje de la bandeja

Mechanical returning zero	
1.1. Mechanical returning zero default direction	positive ▾
2. Origin switch state	normally off ▾
3. origin signal terminal	X2 ▾
4. Returning speed VH	25000
5. crawling speed VC	4000
6. Mechanical origin position	0
7. Z phase switch state	normally on ▾
8. Z phase signal terminal	X no termin. ▾
9. Z phase pulse numbers	0
10. CLR signal delay time	20
11. CLR signal terminal	Y no termin. ▾

Note: this parameter will change as the pulse unit.

### Motor para desplazamiento longitudinal

Al igual que en el caso se parte de la configuración del servodriver, donde se indica la cantidad de pulsos para que el motor realice una revolución completa, este proceso también se basa en el manual de Xinje (2020) que indica que si el motor es conectado a un tornillo la rotación completa viene dada por la ecuación 58.

$$1 \text{ revolución} = \frac{\text{paso del tornillo}}{\text{recorrido por pulso}} \quad 58$$

Por el resto del proceso, se siguen los mismos pasos que en el caso anterior, por lo que se presentan los datos de configuración en la Tabla 59.

**Tabla 59.***Datos de configuración para el servodriver motor 2*

Cálculo del número de pulsos por rotación y Ratio Electrónico Motor 2		
vueltas del servo motor	3	
vueltas de la carga	1	
Paso del tornillo de bolas	5	mm
longitud del tornillo de bolas	633	mm
Resolución del Servo enconder	131072	bits
recorrido por un pulso	0,001	mm
Cantidad de pulsos requeridos por una revolución para la carga	5000	pulsos
Cantidad de pulsos requeridos por una revolución para el motor	15000	pulsos

Dado que este es motor que se encarga del desplazamiento longitudinal del carro de empuje, primero se obtiene valor de distancia entre un grado y el siguiente con el fin de conocer su relación con respecto al paso del tornillo de bolas seleccionado en el capítulo de diseño, el cual es de 5 milímetros y cumple con la ecuación 59.

$$x = \frac{\Delta d}{p} \quad 59$$

Con esta relación es posible obtener el número de pulsos que hay que enviar al motor en base a la ecuación 60, tomando en cuenta que el motor seleccionado y la caja reductora necesita de 15000 pulsos para realizar una revolución entera.

$$pulsos = x * ppr \quad 60$$

Estos pulsos tienen que ser enviados a una cierta frecuencia, que cumpla con el desplazamiento deseado un determinado tiempo, este último se obtiene con la ecuación 61.

$$t = \frac{d}{v} \quad 61$$

Donde:

$d$ : es el desplazamiento del eje longitudinal entre un grado y el siguiente

$v$ : es la velocidad a la cual la bandeja va a rotar, que en este caso de 6 grados/segundo

Con estos datos, se puede obtener que la frecuencia que responde a la ecuación 62.

$$f = \text{pulsos/tiempo} \quad 62$$

Así se obtiene la cantidad de pulsos y la frecuencia a la que hay que enviarlos para que el sistema se desplace una cierta distancia entre grado y grado en un tiempo de 0.166667 segundos

Los datos utilizados para definir la velocidad de este motor se encuentran en la Figura 90 , en este caso el cero se lo encuentra en base a uno de los finales de carrera presentes en los rieles, ya que es la referencia para el avance máximo de este elemento.

### Figura 90.

*Configuración del cero para el carro longitudinal*

Mechanical returning zero	
1.1. Mechanical returning zero default direction	negative ▾
2. Origin switch state	normally on ▾
3. origin signal terminal	X10 ▾
4. Returning speed VH	60000
5. crawling speed VC	5000
6. Mechanical origin position	0
7. Z phase switch state	normally on ▾
8. Z phase signal terminal	X no termin. ▾
9. Z phase pulse numbers	0
10. CLR signal delay time	20
11. CLR signal terminal	Y no termin. ▾

Note: this parameter will change as the pulse unit.

### ***Motor para movimiento de los engranes***

En este caso, el proceso para la configuración del servodriver es la misma especificada en el primero motor, con la única excepción de la relación de la caja reductora, por lo que los datos utilizados y obtenidos se presentan en la Tabla 60.

**Tabla 60.**

*Datos para la configuración del servodriver motor 3*

Cálculo del número de pulsos por rotación y Ratio Electrónico Motor 3		
vueltas del servo motor	100	
vueltas de la carga	1	
Resolución del Servo encoder	131072	bits
recorrido por un pulso	0,1	grados
Cantidad de pulsos requeridos por una revolución para la carga	3600	pulsos
Cantidad de pulsos requeridos por una revolución para el motor	360000	pulsos

**Figura 91.**

*Configuración para el cero del sistema de engranes*

**Mechanical returning zero**

1.1. Mechanical returning zero default direction

2. Origin switch state

3. origin signal terminal

4. Returning speed VH

5. crawling speed VC

6. Mechanical origin position

7. Z phase switch state

8. Z phase signal terminal

9. Z phase pulse numbers

10. CLR signal delay time

11. CLR signal terminal

**Este elemento también es necesario calibrarlo encontrando su cero de referencia, utilizando uno de los finales de carrera que tiene el sistema de engranes y se utiliza los parámetros que se ven en la**

Figura 91 para que pueda realizar su calibración. En este caso, al igual que en los anteriores una cosa importante antes de empezar es tomar en cuenta la dirección de rotación y de desplazamiento de los elementos para evitar daños en la máquina como choques debido a que no encontró su elemento de referencia.

### **Implementación del sistema de seguridad**

Una parte importante del equipo es la seguridad, para ello se coloca finales de carrera en los elementos de desplazamiento como las rieles y los engranes. Para el caso de los engranes, el final de carrera se activa con un elemento extra añadido a la base para el cabezal, este sistema se puede ver en la Figura 92.

#### **Figura 92.**

*Final de carrera para los engranes*

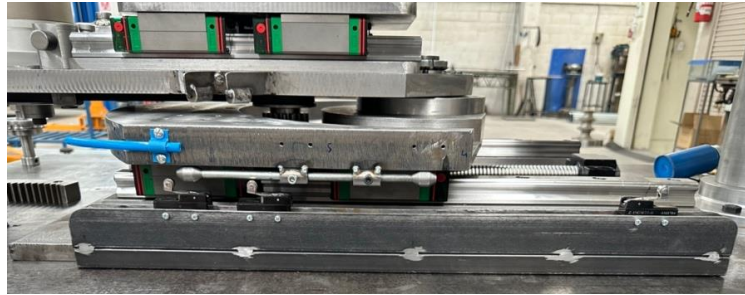


Para el caso de los rieles, se coloca uno a cada extremo del riel y además en el extremo contrario al eje de giro de la bandeja se posiciona un final de carrera más por precaución y en la base montada sobre el riel se adiciona un pequeño tubo metálico que permita la activación, como se ve en la Figura 93.



**Figura 93.**

*Final de carrera para los rieles*



La máquina también cuenta con un botón de paro de emergencia, el cual se puede ver en la Figura 84, dándole al operario la posibilidad de interrumpir el proceso en caso de una emergencia. En caso de accionar este elemento, la máquina se detendrá de manera inmediata y la bomba del sistema hidráulico se apaga, para dejar de generar fuerza en el cilindro de empuje y en el de retención de la bandeja.

Además de esto, en la máquina se implementó una barrera láser de seguridad, que impide que el operario invada la zona de trabajo durante el proceso de doblado del borde de la bandeja, ya que si esta cortina de luz se ve interrumpida actuará igual que el botón de paro de emergencia y todo el sistema dejará de funcionar.

### ***Nivel de prestación (PL)***

Con estos sistemas de seguridad implementados, además de las protecciones eléctricas mencionadas anteriormente y un sistema de control robusto, es posible obtener el nivel de prestación real que tiene la máquina y comprobar si se alcanzó el nivel calculado en la fase de diseño.

Para esto se opta por el modelo simplificado de la obtención del nivel de prestación, donde se analizan en conjunto todas las seguridades, desde la etapa de entrada, la lógica y la salida, tomando

como referencia del nivel de prestación el punto más bajo de este. Los grupos para analizar se presentan en la Tabla 61.

**Tabla 61.**

*Grupos de protección para la máquina*

Entrada	Lógica	Salida
Interruptores	Relé	Contactores
Botón paro de emergencia	PLC	Contactores
Barrera láser de seguridad	PLC	Contactores
Finales de carrera	PLC	Contactores

Los datos sobre nivel de prestación de cada uno de los elementos tomados en cuenta se obtuvieron de sus respectivas hojas de datos por lo que se puede el nivel de prestación en cada grupo se puede obtener y resumir en la Tabla 62.

**Tabla 62.**

*Nivel de prestaciones por grupo*

	Entrada	Lógica	Salida	Nivel de prestación
	Interruptores	Relé	Contactores	
PL	e	e	d	d
	Botón paro de emergencia	PLC	Contactores	
PL	d	e	d	d
	Barrera láser de seguridad	PLC	Contactores	
PL	e	e	d	d

---

	Finales de carrera	PLC	Contactores	
PL	d	e	d	d

---

Una vez obtenidos estos datos, es posible obtener el general de la máquina y ya que, todos los grupos evaluados obtuvieron un nivel de prestación d, la máquina en general obtiene un nivel de prestación d (PLd) que, a pesar de ser un nivel al requerido, se acepta debido a la complejidad y costo de obtener un nivel de prestación e.

## Capítulo V

### Pruebas y Resultados

Una vez realizada la construcción de la máquina, se procede a realizar las pruebas del sistema tomando en cuenta aspectos como el tiempo de producción de la bandeja, el control, la seguridad de la máquina comparando estos aspectos con las condiciones actuales con las que se lleva el mismo proceso de doblado de las bandejas de aluminio.

#### **Pruebas de funcionamiento**

Las pruebas que se realizan en esta máquina se basan en los principales aspectos con los que debe cumplir, es decir, el doblado de la bandeja, el funcionamiento del sistema de seguridad, el funcionamiento del sistema de control y el tiempo que toma realizar el doblado de los elementos. Los datos en estas pruebas se comparan con la producción que un solo operario es capaz de realizar en un día de trabajo.

#### ***Pruebas de doblado de la bandeja***

Para este tipo de pruebas, se toma en cuenta únicamente la capacidad de la máquina de doblar el borde de la bandeja de aluminio. Dado que todas las bandejas están hechas del mismo material y tienen las mismas dimensiones, se decide realizar diez pruebas para comprobar si la máquina es capaz de doblar el borde, estos datos se muestran en la Tabla 63.

**Tabla 63.***Datos de la prueba de doblado del borde de la bandeja*

No. de prueba	¿Borde doblado?
1	Si
2	Si
3	Si
4	Si
5	Si
6	Si
7	Si
8	Si
9	Si
10	Si

En base a los datos mostrados en la Tabla 63, se puede deducir que la máquina fue capaz de realizar el doblado del borde la bandeja en el 100% de las pruebas realizadas, por lo que tiene la fuerza necesaria y cumple con su función principal.

Cabe mencionar que para esta prueba no se realiza una comparación con el proceso manual, debido a la relevancia de esta información para esta prueba.

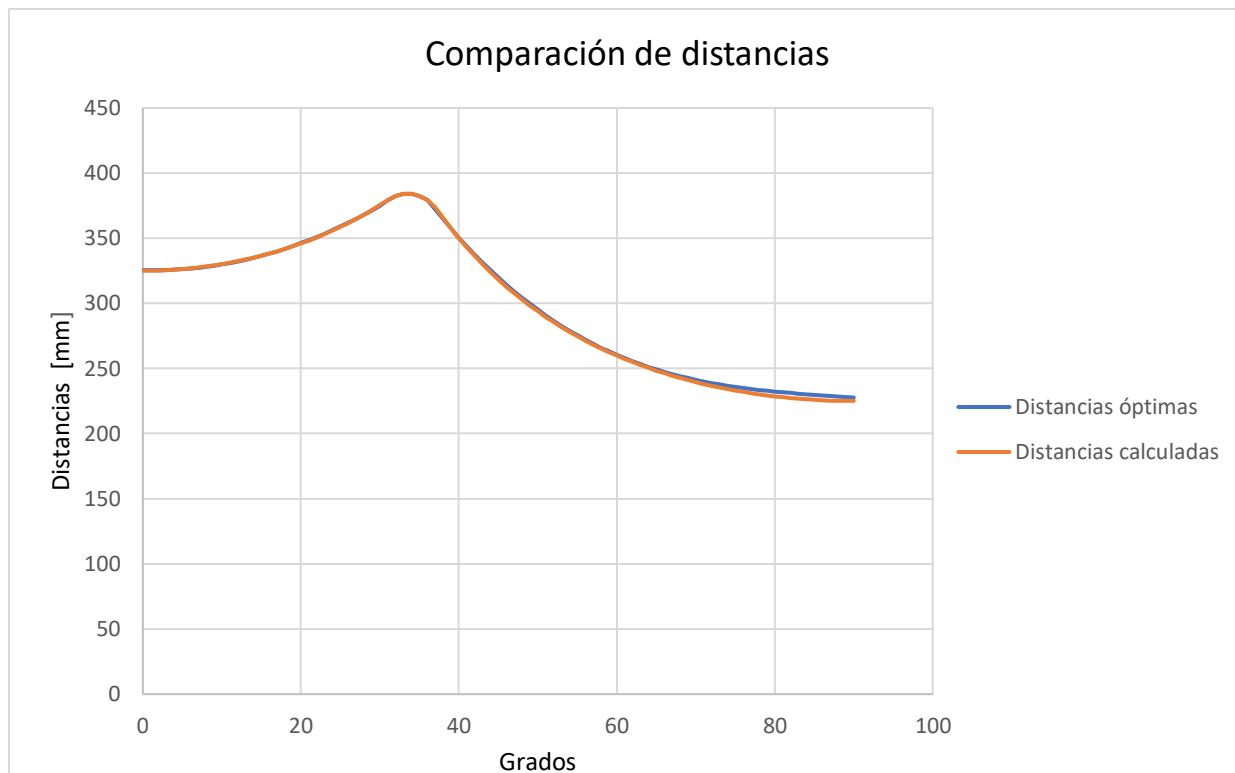
### ***Pruebas del sistema de control***

En esta prueba, primeramente, es necesario saber si las ecuaciones que representan el borde de la bandeja obtienen valores cercanos a la realidad y que no afecten el desarrollo de la trayectoria. Para

esto se obtienen los datos de la distancia a partir de las ecuaciones y se lo compara con los valores medidos como se ve en la Figura 94 y además realizando la prueba en el sistema para comprobar si la diferencia afecta durante de la trayectoria, los datos se pueden ver en el Anexo 19

**Figura 94.**

*Comparación de datos entre los óptimos y los calculados*

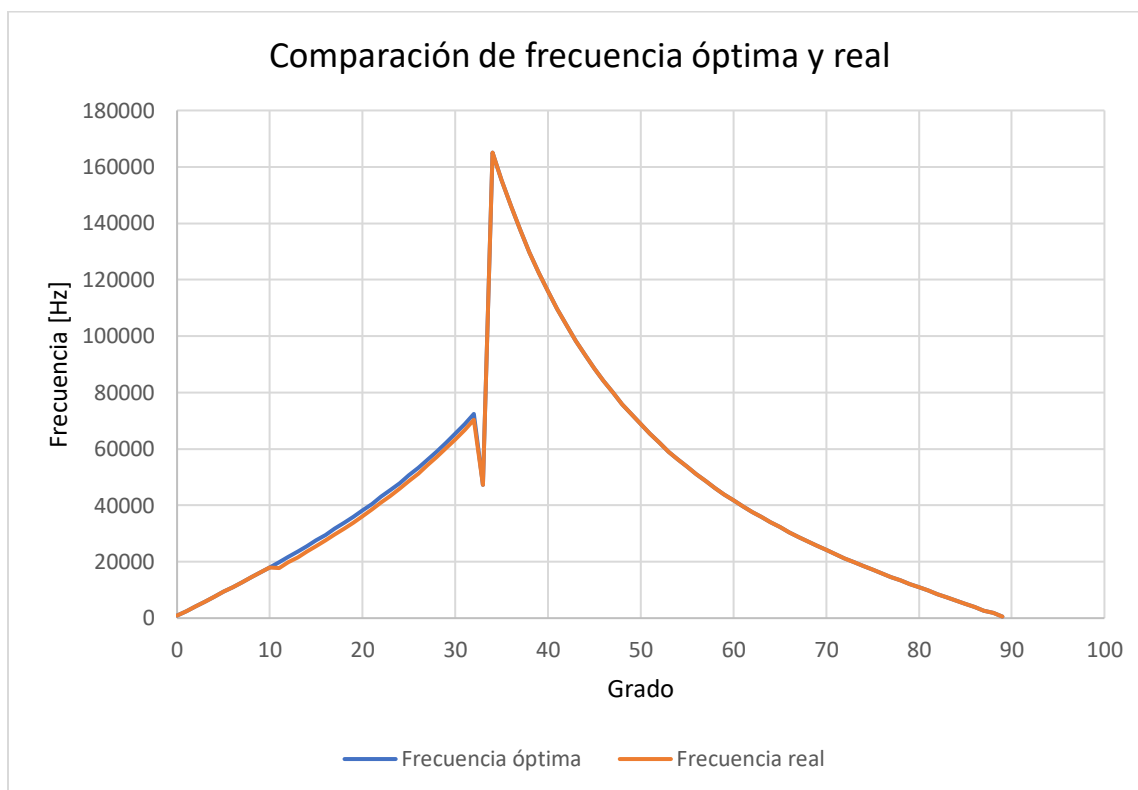


Como se puede comprobar, en gran parte de la trayectoria la distancia óptima y la distancia calculada es prácticamente la misma exceptuando en los últimos 15 grados de la trayectoria, donde la diferencia se puede notar con claridad, es por ello que en este caso, se decide evitar el cálculo de este último tramo de la trayectoria y se decidió poner los datos directamente en el PLC, asegurando la trayectoria correcta de la máquina durante todos los 90 grados, y por ende durante toda su trayectoria, ya que los datos se van repitiendo.

Con las distancias definidas, es posible obtener la frecuencia a la cual se debe enviar la señal de pulsos a los motores, para que estos sean capaces de mover el sistema a las diferentes posiciones. En la Figura 95, se observa la diferencia que existe entre la frecuencia óptima y la que se usó realmente para la configuración.

**Figura 95.**

*Comparación entre la frecuencia óptima y real enviada al motor de desplazamiento longitudinal*



Es importante destacar que en el tramo entre 12 y 33 grados es el único que presenta diferencia, ya que mediante experimentación se observó que al mandar la frecuencia óptima el desplazamiento longitudinal no seguía la trayectoria deseada debido a que sobrepasaba el movimiento presentado en la bandeja, por esto se realizó un ajuste de un 7% en la frecuencia que permitiera un mejor movimiento de los elementos.

Otra parte importante del movimiento es el giro de la bandeja que en previsiones iniciales se planteó que sea a 30 grados/segundo, pero al momento de realizar el cálculo de la frecuencia a la que se debía enviar los pulsos para que el carro se desplace la distancia deseada, esta era mayor a la admitida por los motores, razón por la cual se tuvo que disminuir la velocidad a 8 grados/segundo, velocidad a la cual se alcanzó un rango de frecuencias admisibles para el motor.

Además, esta prueba consiste en ver si la máquina es capaz de seguir el perímetro de la bandeja mientras rota, manteniendo la herramienta de manera perpendicular durante su trayecto, además de seguir la esquina de la bandeja sin problema mientras realiza la operación de doblado.

Parte del control también es el inicio de la operación con el accionamiento de un botón, que activará el sistema hidráulico para que el pistón superior sostenga a la bandeja en su lugar. Para poder determinar si el sistema de control funciona, se decidió tomar los siguientes parámetros para determinar si la prueba fue exitosa o no.

1. Activación del sistema mediante botón
2. Desplazamiento del cilindro vertical para sostener la bandeja en su lugar
3. Acercamiento del sistema de empuje hacia la bandeja
4. Rotación controlada de la bandeja
5. Perpendicularidad de la herramienta con la bandeja
6. Seguimiento de la esquina de la bandeja
7. Acabado del doblado en las esquinas contado en número de pliegues del material
8. Alejamiento del sistema de empuje al terminar
9. Vuelta completa del eje de giro de la bandeja

Con estos parámetros a tomar en cuenta se procede a realizar las pruebas, se toman en cuenta los datos de 20 pruebas, mostrados en la Tabla 64, donde “o” significa que la prueba fue exitosa y la “x”



significa que ese parámetro de la prueba no fue satisfactorio. Además, en el parámetro 7 referente a los pliegues del material en la esquina se anota el mayor número de pliegues presentes entre las 4 esquinas del material.

**Tabla 64.**

*Datos por parámetro de la prueba de control*

Parámetr o	No. de prueba																			
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
5	0	0	0	0	x	0	0	x	0	0	0	0	0	0	x	0	0	0	0	x
6	0	0	0	0	0	0	0	x	0	0	0	0	0	x	0	0	0	0	0	0
7	2	1	2	3	2	2	3	2	1	2	2	3	3	2	2	2	2	3	3	1
8	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
9	0	0	0	0	0	0	x	0	0	0	0	0	0	0	x	0	0	0	0	0

Finalmente, con estos datos es posible obtener el porcentaje de éxito de cada uno de los parámetros durante las pruebas realizadas y el promedio de pliegues presentados en las esquinas de las bandejas, estos resultados se muestran en la Tabla 65.

**Tabla 65.**

*Resultados de prueba de control*

Parámetro	Porcentaje de éxito
1	100
2	100
3	100
4	100
5	80
6	90
7	2,15

8	100
9	90
<hr/>	

Con estos resultados primero es posible realizar una comparación con el trabajo realizado manualmente, tomando en cuenta el parámetro número 7 referente al número de pliegues en las esquinas; durante el proceso manual los trabajadores dejan entre 6 y 8 pliegues por cada esquina mientras que la máquina tiene un promedio de 2,15 pliegues, dando una mejora en la calidad del acabado de un 73% en cuanto a número de pliegues.

En cuanto a los primeros cuatro parámetros el sistema se comportó de la manera deseada en todas las pruebas realizadas, alcanzando por ende un 100% de efectividad en esos parámetros durante las pruebas, por lo que la primera parte del control de movimiento y activación del sistema se comporta de manera correcta.

La prueba de perpendicularidad de la herramienta con la bandeja presenta un 80% de resultados positivos, ya que en algunas pruebas el sistema giraba un poco más de lo deseado en las esquinas, pero sin afectar su funcionamiento de forma significativamente.

El seguimiento de la esquina de la bandeja se obtuvo un 90% de buenos resultados, es decir que solo dos pruebas no fueron satisfactorias ya que el seguimiento de la esquina no se lo realizó a la misma distancia que en los laterales de la bandeja, causando que el doblado no se realice de manera correcta. Además, con esta prueba se pudo determinar que el punto de contacto entre la bandeja y la herramienta tiene que ser el mismo para que facilite el trabajo de posicionamiento de la herramienta, ya que no habría que considerar ningún desplazamiento del punto de contacto. Esto a su vez provoca que, al momento de realizar la esquina de la bandeja, su rotación se tenga que detener para que el sistema de engranes pueda rotar a su alrededor y mejorar el acabado de esta parte, tomando en cuenta

además que el tanto el eje de giro del sistema de engranes y el centro del radio de la curvatura de la bandeja tienen que ser concéntricos para que se respete la trayectoria.

Finalmente, el regreso del eje de giro a su posición inicial tuvo dos errores donde el eje no terminaba de rotar por completo, faltando un aproximado de dos grados en cada prueba fallida, que si bien no es significativo puede causar problemas si ese error se acumula con el uso. Para corregir esto, se identifica una falla en las dimensiones del eje que causaban el desvío, una vez corregido las pruebas fueron satisfactorias.

### ***Pruebas del funcionamiento de los sistemas de seguridad***

En esta prueba hay que tomar en cuenta que la máquina tiene dos tipos de sistemas de seguridad principales, la barrera de luz láser y los finales de carrera tanto en los rieles como en los engranes; además se cuenta con un paro de emergencia para el accionamiento del operario.

En todos los casos, se espera que la máquina se detenga de manera inmediata ante el envío de señal de cualquiera de los sistemas de seguridad. Para comprobar esto, se realizan las pruebas descritas en la Tabla 66.

#### **Tabla 66.**

##### *Descripción de las pruebas para los sistemas de seguridad*

No. de prueba	Descripción	Mediciones por realizar
Prueba 1	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Encendido de la máquina</li> <li>• Presionar el botón de inicio del proceso</li> <li>• Dejar que el proceso transcurra por un instante</li> <li>• Presionar el botón de paro de emergencia</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• ¿Se detuvo?</li> </ul>

---

Prueba 2	<ul style="list-style-type: none"><li>• Encendido de la máquina</li><li>• Presionar el botón de inicio del proceso</li><li>• Dejar que el proceso transcurra por un instante</li><li>• Interrumpir el campo de acción de la barrera láser de seguridad</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>• ¿Se detuvo?</li></ul>
Prueba 3	<ul style="list-style-type: none"><li>• Encendido de la máquina</li><li>• Presionar el botón de inicio del proceso</li><li>• Dejar que el proceso transcurra por un instante</li><li>• Accionar los finales de carrera de los rieles inferiores</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>• ¿Se detuvo?</li></ul>
Prueba 4	<ul style="list-style-type: none"><li>• Encendido de la máquina</li><li>• Presionar el botón de inicio del proceso</li><li>• Dejar que el proceso transcurra por un instante</li><li>• Accionar los finales de carrera de los rieles superiores</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>• ¿Se detuvo?</li></ul>
Prueba 5	<ul style="list-style-type: none"><li>• Encendido de la máquina</li><li>• Presionar el botón de inicio del proceso</li><li>• Dejar que el proceso transcurra por un instante</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>• ¿Se detuvo?</li></ul>

---

- 
- Accionar los finales de carrera de los engranes
- 

Para estas pruebas también es importante tomar en cuenta que no existe comparación posible con el proceso manual debido a que este no cuenta con ningún sistema de seguridad para el operario.

Durante la fabricación de un nuevo lote de bandejas se realizaron los cinco escenarios de pruebas detallados, de manera aleatoria y en intervalo entre prueba y prueba, alcanzando un total de veinte datos por cada prueba en el transcurso de un día de trabajo.

Para el caso de la prueba uno, los datos recolectados se muestran en la Tabla 67. Estas pruebas aseguran el correcto funcionamiento del botón de paro de emergencia, teniendo un 100% de efectividad durante las pruebas, es decir, que la máquina se detuvo en todas las veces que este botón fue accionado, lo que, en caso de una emergencia real evitaría daños a la máquina o los operarios de esta.

**Tabla 67.**

*Resultados de la prueba del botón de paro de emergencia*

No. de prueba	¿Se detuvo?	No. de prueba	¿Se detuvo?
1	Si	11	Si
2	Si	12	Si
3	Si	13	Si
4	Si	14	Si
5	Si	15	Si
6	Si	16	Si
7	Si	17	Si

---

8	Si	18	Si
9	Si	19	Si
10	Si	20	Si

Para la siguiente prueba de la cortina láser, los datos se presentan en la Tabla 68, en este caso se presentaron dan resultados constantes en cada una de las pruebas, mostrando un funcionamiento ideal.

**Tabla 68.**

*Datos de la prueba de cortina de luz láser*

No. de prueba	¿Se detuvo?	No. de prueba	¿Se detuvo?
1	Si	11	Si
2	Si	12	Si
3	Si	13	Si
4	Si	14	Si
5	Si	15	Si
6	Si	16	Si
7	Si	17	Si
8	Si	18	Si
9	Si	19	Si
10	Si	20	Si

En base a estos datos se deduce que la cortina láser tiene un 100% de efectividad al momento de cortar su señal y detener la máquina por completo. Este resultado es el esperado con la

implementación de este sistema, que ayudará a evitar posibles accidentes durante el funcionamiento de la máquina.

La prueba de los finales de carrera de los rieles inferiores muestra los datos obtenidos en la Tabla 69. En este caso el 100% de las activaciones del final de carrera produjo una detención inmediata del sistema, implicando que en caso de emergencia la máquina no sufrirá daños por salirse de los límites de los elementos.

**Tabla 69.**

*Prueba de finales de carrera de los rieles inferiores*

No. de prueba	¿Se detuvo?	No. de prueba	¿Se detuvo?
1	Si	11	Si
2	Si	12	Si
3	Si	13	Si
4	Si	14	Si
5	Si	15	Si
6	Si	16	Si
7	Si	17	Si
8	Si	18	Si
9	Si	19	Si
10	Si	20	Si

De manera similar, la Tabla 70 muestra los datos de la prueba para los rieles superiores, que son de una dimensión menor que las anteriores y permiten el movimiento del cabeza de la herramienta, en

este caso la efectividad también es del 100% asegurando así que la máquina no sufrirá choques o daños por descarrilamiento de los elementos.

**Tabla 70.**

*Datos de pruebas para los finales de carrera de los rieles superiores*

No. de prueba	¿Se detuvo?	No. de prueba	¿Se detuvo?
1	Si	11	Si
2	Si	12	Si
3	Si	13	Si
4	Si	14	Si
5	Si	15	Si
6	Si	16	Si
7	Si	17	Si
8	Si	18	Si
9	Si	19	Si
10	Si	20	Si

Finalmente, la última prueba de seguridad referente a los finales de carrera en el sistema de engranes muestra sus datos en la Tabla 71, dando de igual manera un 100% de efectividad en su activación, deteniendo la máquina por completo y evitando así, en caso de emergencia, que el engrane interno se salga de su recorrido en el engrane externo.



**Tabla 71.***Datos de la prueba de los finales de carrera del sistema de engranes*

No. de prueba	¿Se detuvo?	No. de prueba	¿Se detuvo?
1	Si	11	Si
2	Si	12	Si
3	Si	13	Si
4	Si	14	Si
5	Si	15	Si
6	Si	16	Si
7	Si	17	Si
8	Si	18	Si
9	Si	19	Si
10	Si	20	Si

Los resultados de todas las pruebas de los sistemas de seguridad resultan de manera satisfactoria, brindando plena confianza para el uso de la máquina dentro de la empresa. Además, permite verificar el nivel de prestación que se evaluó en el capítulo de implementación, siendo este de nivel d (PLd) ya que la máquina responde de buena manera en caso de activación de cualquier de sus sistemas de emergencia.

Esto no solo asegura un funcionamiento adecuado de los elementos, sino también un sistema robusto de control, capaz de responder ante la señal de los elementos de emergencia deteniendo toda la máquina y apagando los elementos hidráulicos que generan fuerza dentro del equipo.

### ***Pruebas de tiempo de doblado de las bandejas***

Una vez ejecutadas las pruebas de funcionamiento de los diversos sistemas por separado, es posible realizar la prueba para comprobar y compara el tiempo que lleva doblar los bordes de una bandeja.

Como se mencionó en el capítulo de diseño, actualmente a cinco personas les toma ocho horas realizar 1440 bandejas, lo que implica que a cada operario le toma 100 segundos realizar una sola bandeja, por lo que el tiempo que la máquina se demore en realizar el doblado tiene que ser menor. Para comprobar esto durante el transcurso de un día de trabajo se tomaron varios datos sobre el tiempo que le lleva al operario colocar la bandeja, que la máquina realice el proceso de doblado y sacar a la bandeja, un resumen de los datos se puede ver en la Tabla 72.

**Tabla 72.**

#### *Tiempo de ejecución*

No. de prueba	Tiempo máquina (s)	Tiempo persona (s)	No. de prueba	Tiempo máquina (s)	Tiempo Persona (s)
1	43	98	11	60	94
2	45	103	12	48	92
3	53	102	13	52	101
4	57	95	14	51	105
5	50	107	15	47	98
96	45	103	16	46	97
7	48	95	17	50	96
8	47	102	18	52	94

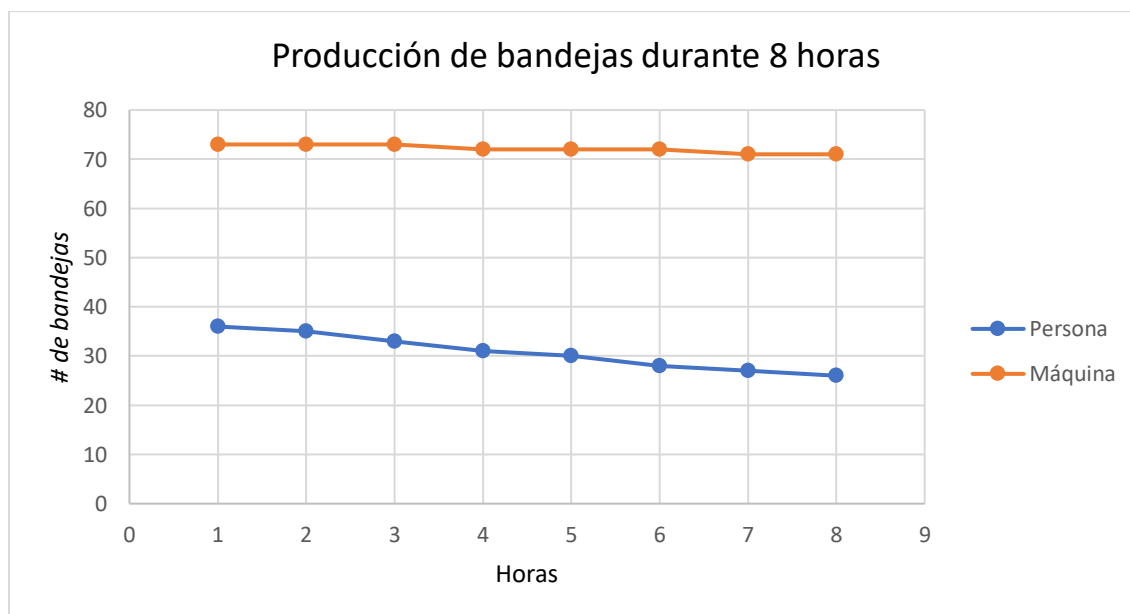
9	53	106	19	47	105
10	51	109	20	45	106

Con estos datos, es posible obtener el promedio de tiempo que toma el proceso de una bandeja, siendo de 49,5 segundos por bandeja lo que significa que es un aumento de 50,5% en la velocidad de producción de una bandeja ya que el promedio del mismo proceso hecho a mano es de 100,4 segundos. Esto a la larga, comparado con un solo operario, que es capaz de hacer 288 bandejas en una jornada laboral, la máquina puede realizar 581 bandejas en el mismo tiempo, implicando un aumento del 102% en el número de bandejas por operario.

Además, se realiza una prueba durante toda la jornada laboral para comprobar la cantidad que un operario es capaz de realizar comparado con la cantidad de bandejas que realiza la máquina en el mismo tiempo, obteniendo la Figura 96.

### Figura 96.

*Cantidad de bandejas producidas por una persona y la máquina*



Con este gráfico se puede evidenciar que la producción prácticamente se duplica desde la primera hora, y conforme pasa el tiempo la máquina mantiene una constancia que solo se ve reducida por el cansancio del operario de la máquina pero que no afecta de manera significativa al proceso. Mientras que el cansancio del golpeteo continuo de las bandejas se ve reflejado en la producción de la persona bajando significativamente durante el transcurso de la jornada laboral.

### Validación de hipótesis

Juntamente con la empresa Tel-Gar, se determinó que, si la máquina reduce el tiempo de producción por bandeja, su producción aumentará. Por esto se procede a validar la hipótesis con el método de T-Student, siendo el parámetro principal el tiempo de fabricación de cada una de las bandejas.

Esta validación debe realizarse con el 99% de confiabilidad y se plantean la siguiente hipótesis:

$H_0$ : la eficiencia en el tiempo de producción de una bandeja de aluminio con la máquina rebordeadora con niveles de prestación (PL) es igual o mayor a la eficiencia en el tiempo de producción de una bandeja de aluminio hecha manualmente.

$H_1$ : la eficiencia en el tiempo de producción de una bandeja de aluminio con la máquina rebordeadora con niveles de prestación (PL) es inferior a la eficiencia en el tiempo de producción de una bandeja de aluminio hecha manualmente.

Según Diestrichson (2019), para aplicar este método es necesario tener la diferencia entre las medidas de la variable, su desviación estándar y el número de pruebas, matemáticamente se representa como se ve en la ecuación 63

$$t = \frac{\widetilde{X}_D}{\frac{s_D}{\sqrt{n}}}$$

Donde:

- $\bar{X}_D$  es la media de las diferencias
- $s_D$  es la desviación estándar de las diferencias
- $n$  el número de pruebas.

Para ello de la Tabla 72, se obtiene la diferencia entre el tiempo realizado por la máquina y el tiempo realizado por la persona, obteniendo los datos mostrados en la Tabla 73.

**Tabla 73.**

*Diferencia entre tiempo realizado por la máquina y por una persona*

No. prueba	Tiempo máquina	Tiempo Persona	Diferencia
1	43	98	55
2	45	103	58
3	53	102	49
4	57	95	38
5	50	107	57
6	45	103	58
7	48	95	47
8	47	102	55
9	53	106	53
10	51	109	58
11	60	94	34
12	48	92	44

13	52	101	49
14	51	105	54
15	47	98	51
16	46	97	51
17	50	96	46
18	52	94	42
19	47	105	58
20	45	106	61

A partir de estos datos se obtiene que la media de la diferencia entre mediciones es de 50.9 segundos. Con esto es posible obtener la desviación estándar, que según Khan Academy (2017) cumple con la siguiente ecuación:

$$DE = \sqrt{\frac{\sum |x - \mu|^2}{N}} \quad 64$$

Donde:

- $|x - \mu|^2$  es la diferencia entre el valor del dato y la media del conjunto de datos
- $N$  es el número de datos
- $DE$  es la desviación estándar

Entonces, se calcula la sumatoria de la diferencia entre el dato real y la media, a partir de los datos mostrados en la Tabla 73, obteniendo un valor de 116,4. Reemplazando en la ecuación 64, se tiene:

$$DE = \sqrt{\frac{116.4^2}{20}}$$

$$DE = 26.0278$$

Ahora aplicando la ecuación 63, se tiene:

$$t = \frac{50.9}{\frac{26.0278}{\sqrt{20}}}$$

$$t = 8.74$$

Con esto se puede comparar con el valor dado por la tabla de valores críticos de esta distribución, que viene dado por el nivel de confiabilidad que se requiere y los grados de libertad del problema, que en este caso viene dado por el número de muestras menos uno (Diestrichson, 2019).

Entonces para el 0.01 de error y 19 grados de libertad, el valor obtenido por tabla es de 2.539, con lo que se tiene que:

$$8.74 > 2.539$$

Por tanto, la eficiencia en el tiempo de producción de una sola bandeja es menor con el uso de la máquina rebordeadora con niveles de prestación (PL) comparado con el proceso manual, con lo cual la hipótesis planteada en el presente trabajo se verifica. Aumentando la eficiencia en el tiempo de fabricación en un 102%.

### **Análisis de costos**

Para la elaboración de este proyecto, algunos componentes fueron mecanizados y otros fueron adquiridos, en la Tabla 74 se muestra un resumen de los gastos incurridos para la realización de la máquina. Del total, el 60% corresponde a la empresa y el 40% corresponde a los autores del presente trabajo.

**Tabla 74.***Resumen de costos*

Detalle	Costo
Planchas y perfiles	\$3052.43
Aceros redondos, platinas y bronce	\$323.31
Poleas dentadas y bandas	\$154.79
Prototipo	\$270
Mecanismo para encoder	\$70.80
Rodamientos y tuercas de seguridad	\$193
Pernos varios	\$119.15
Sistema hidráulico	\$2531.43
Mano de obra	\$2380
Servomotores y bomba de lubricación con importación	\$7899.10
Total	\$17661.08

El costo se divide como se acordó en la carta de compromiso, donde el 60% fue cubierto por la empresa y el 40% restante por los encargados del presente trabajo.



## Capítulo VI

### Conclusiones y Recomendaciones

#### Conclusiones

Se determinó la fuerza de doblado para el método utilizado en este trabajo, siendo de 5016N y que, por ende, deberá ser aplicada por la máquina al borde de la bandeja de aluminio.

Se seleccionó el material al ASTM A36 para la elaboración de los elementos mecánicos logrando un factor de seguridad de 5.24 en el pasador uno, 7.91 para el pasador dos y 5.15 para el tercer pasador. Además, en el eje de giro de la bandeja se logra un factor de seguridad de 2.24, siendo todos aceptables para un buen diseño.

Según los esfuerzos y momentos calculados en los diferentes pasadores y el eje de rotación de la bandeja, en el pasador de movimiento de los engranes se requiere un torque de 61.01Nm con una potencia de 1.86HP siendo este el más crítico, por lo que se seleccionan motores de 1.5kW de potencia y 7.16Nm de torque cada uno con su respectivo multiplicador de torque y reductor de velocidad para lograr el movimiento deseado del equipo.

Para lograr ejercer una fuerza de 5016N con un diámetro interno en la camisa del cilindro de empuje 38 mm se necesita un sistema hidráulico que produzca 706.33psi de presión el mismo que deberá entregar un caudal de 3cc/rev para generar la fuerza de doblado necesaria.

La implementación de una cortina laser como sistema de seguridad en el punto crítico de operación de la máquina alcanzo una efectividad 100% durante las pruebas, dando la seguridad al operario de que la máquina se detendrá ante una intervención en el área de seguridad, evitando posibles accidentes.

Durante las pruebas del resto de los sistemas de seguridad como el botón de paro de emergencia y final de carrera también alcanzaron una efectividad del 100%.

El sistema de control implementado se basa en encontrar el desplazamiento de los ejes motrices según la variación de la distancia del centro de la bandeja al borde denominado radio con una variación de un grado, siguiendo las esquinas de manera eficiente en un 90% de las veces, el 10% faltante se retira unos milímetros de la trayectoria ideal, en lo referente al resto de la trayectoria no se presentó ningún problema y en el control de los demás sistemas que son secuenciales, se dieron de manera correcta el 100% de las pruebas.

Durante el funcionamiento de la máquina se determinó una disminución de la frecuencia de envío de pulsos al motor del carro longitudinal, de aproximadamente un 7% para que este sea capaz de seguir el borde de la bandeja de una mejor manera, asegurando un mejor acabado en el doblado de la bandeja.

En base a la norma EN ISO 13849-1 se determinó que el nivel de prestación ideal para esta máquina en el nivel e (Ple) debido a la alta probabilidad de accidente entre el operario y la máquina por su constante interacción, sin embargo, se alcanzó un nivel de prestación d (PLd), que es uno inferior al deseado pero que funciona de excelente manera dados los resultados durante las pruebas.

El aumento de producción de las bandejas incremento en un 102% diario, ya que el tiempo de producción de cada una de esta se redujo de casi dos minutos a un promedio de 49,5 segundo por bandeja, siendo un resultado ideal para la producción de cada lote por parte de la empresa Tel-Gar.

## Recomendaciones

Para realizar el diseño mecánico tomar en cuenta los elementos que se encuentren fácilmente dentro del mercado ecuatoriano, para reducir los costos de fabricación y mejorar el mantenimiento del equipo.

Para alcanzar un mayor nivel de prestación es mejor seleccionar elementos mecánicos, hidráulicos, de control y de seguridad que ya cumplan con la norma EN ISO 13849-1 y que tengan un nivel de prestación determinado.

Si es necesario colocar una válvula de alivio en el sistema hidráulico verificar la conexión ideal para evitar caídas de presión en el sistema.

Realizar los mecanizados de piezas como los engranes y los ejes con equipo de alta precisión, ya que el juego mecánico en estos elementos puede generar un gran impacto en el posicionamiento del resto del sistema mecánico y afectará el correcto control del sistema.

Se debe tomar en cuenta que, al ser un único sistema hidráulico para ambos actuadores, la bomba debe ser capaz de brindar la presión necesaria para lograr la fuerza crítica del sistema, para el presente caso, el cilindro de empuje.

Tomar en cuenta las diversas relaciones que presentan las cajas reductoras en cada uno de los ejes para poder realizar la correcta configuración de los drivers en lo referente a la cantidad de pulsos que este debe enviar al motor para que realice un giro completo de la carga.

Para poder obtener un mejor acabado, respetando de mejor manera el borde de la bandeja es importante el ajuste de la velocidad de giro de la bandeja, ya que las distancias calculadas serán las mismas pero la máquina tendrá que ajustar su movimiento a la velocidad con la que gire la bandeja.

El punto de contacto entre la bandeja y la herramienta tiene que ser siempre el mismo, ya que de otra forma se debería tomar en cuenta la distancia entre el punto actual y el anterior de contacto entre la bandeja y la herramienta para el cálculo de su movimiento al siguiente grado.

El eje de giro del sistema de engranes debe ser concéntrico al centro del radio de la esquina de la bandeja para que la máquina logre realizar la curvatura sin problemas.

La distancia entre el centro del pasador de la herramienta y el eje de giro de la cremallera tiene que ser calculada de tal forma que la máquina pueda seguir el radio de giro de 29 milímetros sin inconvenientes, esto variará dependiendo de la profundidad a la que se requiere hacer el doblado.

Para encerrar la máquina, las velocidades de búsqueda no tienen que ser exageradas para que la máquina pueda reaccionar ante la señal del final de carrera y la velocidad de retroceso tiene que ser incluso menor para tener mayor exactitud en la calibración.

La configuración de la dirección de los pulsos del motor y la dirección de búsqueda de la posición de origen deben ser inversas para que la máquina logre encontrar su referencia y evitar colisiones en la misma.

El sistema de control basa su funcionamiento en el cálculo de la distancia entre el centro y el borde de la bandeja por lo que es recomendable utilizar los datos reales de las distancias, en especial en los últimos grados de la trayectoria calculada debido al error que presenta este cálculo, con el fin de obtener un seguimiento de la geometría de la bandeja y por ende un mejor resultado.

## Bibliografía

- Anónimo. (2013, abril 14). *Historia de la plegadora*. <https://www.buenastareas.com/ensayos/Historia-De-La-Plegadora/24990944.html>
- Aula 21. (2019, octubre 4). *Qué es un Sistema Hidráulico y cómo funciona*. <https://www.cursosaula21.com/que-es-un-sistema-hidraulico/>
- Aula 21. (2020). *Qué es un Servomotor, para qué sirve y cómo funciona*. <https://www.cursosaula21.com/que-es-un-servomotor/>
- Baumüller Nürnberg GmbH. (2021). *Máquinas dobladoras*. <https://www.baumueller.com/es/sectores/metales/maquinas-dobladoras>
- Budynas, R. G., & Nisbett, K. J. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (P. E. Roig Vázquez & M. T. Zpata Terrazas, Eds.). McGraw Hill.
- Childerstone, J. (2021, agosto 10). *Sheet Metal Fabrication Guide | Get It Made*. Sheet Metal Fabrication Guide. <https://get-it-made.co.uk/guides/sheet-metal-fabrication-guide/>
- Creus Solé, A. (2007a). *Neumática e hidráulica*. [www.FreeLibros.me](http://www.FreeLibros.me)
- Creus Solé, A. (2007b). *Neumática e hidráulica*.
- De Máquinas y Herramientas. (2015, mayo 26). *Prensa Dobladora | De Máquinas y Herramientas*. Introducción a La Prensa Dobladora. <https://www.demaquinasyherramientas.com/maquinas/prensa-dobladora>
- Diestrichson, A. (2019). *Métodos Cuantitativos*. <https://bookdown.org/dietrichson/metodos-cuantitativos/>
- Dynapar Encoders. (2019, noviembre 9). *Encoder funcionamiento*. <https://www.dynaparencoders.com.br/blog/es/encoder-funcionamiento/>
- ElectroIndustria. (2016, diciembre). *Revista ElectroIndustria - Controladores eficientes para la industria inteligente*. <http://www.emb.cl/electroindustria/articulo.mvc?xid=2942&ni=controladores-eficientes-para-la-industria-inteligente>
- ENERPAC. (2020). *Hydraulic Power for all Industrial Applications*. [www.enerpac.com](http://www.enerpac.com)
- Groover, M. (1997). *Fundamentos de Manufactura Moderna. Materiales, Procesos y Sistemas* (R. Maes, Ed.; 1a ed.). [www.librosdejoe.com](http://www.librosdejoe.com)
- Grupo Telgar. (2015, enero 19). *Quienes Somos - GRUPO TELGAR*. <https://www.grupotelgar.com/quienes-somos.html>
- Grupo WEG - Unidad Motores. (2016). *Motores Eléctricos*.

- Harsle. (2021, marzo 25). *Sheet Metal Forming Technology-Manual Bending of Sheet Metal - HARSLE MACHINE*. Sheet Metal Forming Technology-Manual Bending of Sheet Metal. <https://www.harsle.com/Sheet-Metal-Forming-Technology-Manual-Bending-of-Sheet-Metal-id3757030.html>
- HIWIN. (2022). *Guías Lineales*.
- IEST Bellavista. (2018). *Reductores de velocidad*. <https://erp.iestbellavista.edu.pe/upload/avt202109021345499php0xcaam3.pdf>
- Ingia automatización. (2021). *Tuerca SFU 2505 para tornillo a bolas recirculantes*. <https://ingia.com.ar/producto/tuerca-para-tornillo-a-bolas-recirculantes-sfu-r-2505/>
- IONOS. (2021, septiembre 16). *¿Qué es el QFD? Explicación del Quality Function Deployment - IONOS*. <https://www.ionos.es/digitalguide/online-marketing/analisis-web/qfd-quality-function-deployment/>
- Just Motion Control. (2018). *PLF planetary gearbox*. <https://www.jmc-motor.com/product/900.html>
- Kalpakjian, S., & Schmid, S R. (2008). *Manufactura, Ingeniería Y Tecnología* (Quinta). Pearson Educación. [www.pearsoneducacion.net/kalpakjian](http://www.pearsoneducacion.net/kalpakjian)
- Khan Academy. (2017). *Calcular la desviación estándar paso a paso (artículo)*. <https://es.khanacademy.org/math/probability/data-distributions-a1/summarizing-spread-distributions/a/calculating-standard-deviation-step-by-step>
- Kosow, I. L., & González Pozo, Virgilio. (1993). *Máquinas eléctricas y transformadores*. Pearson Educación. <http://books.google.com/books?id=5hJzpimPyXQC&pg=PA429>
- KUKA AG. (2017, noviembre 14). *Rebordeado | KUKA AG*. <https://www.kuka.com/es-es/productos-servicios/tecnolog%C3%ADas-de-procesamiento/rebordeado>
- MG. (2007). *Rebordeadora, máquinas formadoras de fondo y manipulador | MG Srl*. [https://mgsrl.com/es/portfolio\\_page/bordonadora-maquinas-formadoras-de-fondo-y-manipulador/](https://mgsrl.com/es/portfolio_page/bordonadora-maquinas-formadoras-de-fondo-y-manipulador/)
- Mott, R. (2006). *Diseño de elementos de máquinas* (P. M. Guerrero Rosas, Ed.; Cuarta). [www.pearsoneducacion.net](http://www.pearsoneducacion.net)
- Mott, R. (2009). *Resistencia de materiales*. <http://library1.nida.ac.th/termpaper6/sd/2554/19755.pdf>
- Mott, R. L. (2006). *Diseño de elementos de máquinas* (P. M. Guerrero Rosas, Ed.; Cuarta). [www.pearsoneducacion.net](http://www.pearsoneducacion.net)
- NTN. (2020). *Ball and Roller Bearings A-4 Deep groove ball bearings B-17 B-45 B-93 B-127 B-253 F-1*.
- Pilz Industrieelektronik S.L. (s/f). *EN ISO 13849-1. Clasificación de peligros mediante niveles de prestaciones - Pilz ES*. Recuperado el 13 de enero de 2023, a partir de <https://www.pilz.com/es-ES/support/knowhow/law-standards-norms/functional-safety/en-iso-13849-1>

- Rosales, J. (2017). *MOTORES ELECTRICOS PARA LA INDUSTRIA*.
- Royal Systems Group. (2018). *Fluid Power Formulas*.  
<http://www.royalhydraulics.com/newrsg/support/13-support/29-fluid-power-formulas>
- Safework. (2017, septiembre 19). *Nivel de Prestaciones PL*. <https://safework.es/zona-tecnica/nivel-prestaciones-pl/>
- Sicma21. (2021, abril 19). *Qué es la Maquinaria Industrial, para que se usa y sus tipos*.  
<https://www.sicma21.com/maquinaria-industrial-que-es-y-tipos/>
- SKF. (2019). *Rodamientos*.
- Solorzano, R. (2016, junio 5). *Principios Ingenieriles Básicos - Bombas Hidráulicas |*.  
<https://www.powermotiointech.com/hp-en-espanol/article/21886594/principios-ingenieriles-bsicos-bombas-hidrulicas>
- Tele Radio. (2020). *Parada de emergencia PLd CAT3 y PLe SIL3*. <https://www.tele-radio.com/es/estandares-de-seguridad-pld-cat3-y-ple-sil3/>
- Tele Radio SL. (2020, abril 6). *Parada de emergencia PLd CAT3 y PLe SIL3*. <https://www.tele-radio.com/es/estandares-de-seguridad-pld-cat3-y-ple-sil3/>
- Universidad PROFINET. (2021a). *Controladores para Automatización*.  
<https://profinetuniversity.com/automatizacion-industrial/controladores-para-automatizacion/>
- Universidad PROFINET. (2021b). *Fundamentos de seguridad industrial - seguridad de máquinas*.  
<https://profinetuniversity.com/seguridad-funcional/fundamentos-seguridad-industrial-seguridad-maquinas/>
- Uriarte Industrial. (2018). *¿Qué es la hidráulica?*. <https://uriarteindustrial.com/articulos-tecnicos/que-es-la-hidraulica/>
- Xinje. (2020). *DS5F series servo driver User manual*.
- Xinje. (2021). *Servo System*.
- Yezve, E. (2016). *Diseño y desarrollo mecánico de una plegadora industrial*. Universitat Jaume I.