



# **ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO**

## **FACULTAD DE MECÁNICA**

### **CARRERA INGENIERÍA MECÁNICA**

#### **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SIMULADOR DE CARGA POR MEDIO DE UN FRENO ELECTROMAGNÉTICO DE ACCIÓN MODULABLE PARA UNA MÁQUINA DE MONTAJE DE ELEMENTOS Y DIAGNÓSTICO DE FALLAS”**

##### **Trabajo de integración curricular**

Tipo: Proyecto técnico

Presentado para optar el grado académico de:

##### **INGENIERO MECÁNICO**

**AUTOR:** JOSÉ GABRIEL UVIDIA PARRA

**DIRECTOR:** Ing. JAVIER ENRIQUE ORNA CHÁVEZ

Riobamba – Ecuador

2021

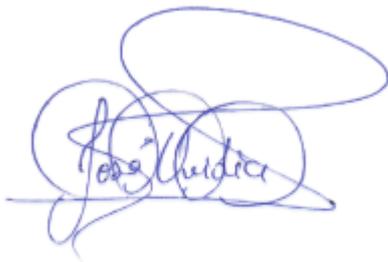
© 2021, José Gabriel Uvidia Parra

Se autoriza la reproducción total o parcial, con fines académicos, por cualquier medio o procedimiento, incluyendo cita bibliográfica del documento, siempre y cuando se reconozca el Derecho del Autor.

Yo, José Gabriel Uvidia Parra, declaro que el presente trabajo de integración curricular es de mi autoría y los resultados del mismo son auténticos. Los textos en el documento que provienen de otras fuentes están debidamente citados y referenciados.

Como autor asumo la responsabilidad legal y académica de los contenidos de este trabajo de titulación; el patrimonio intelectual pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Riobamba, 13 de diciembre 2021

A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'José Gabriel Uvidia Parra', with several large, overlapping loops and flourishes.

**José Gabriel Uvidia Parra**

**060420860-3**

**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO**

**FACULTAD DE MECÁNICA**

**CARRERA INGENIERÍA MECÁNICA**

El Tribunal del Trabajo de Integración Curricular certifica que: El trabajo de integración curricular; tipo: Proyecto técnico, **DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SIMULADOR DE CARGA POR MEDIO DE UN FRENO ELECTROMAGNÉTICO DE ACCIÓN MODULABLE PARA UNA MÁQUINA DE MONTAJE DE ELEMENTOS Y DIAGNÓSTICO DE FALLAS**, realizado por el señor: **JOSÉ GABRIEL UVIDIA PARRA**, ha sido minuciosamente revisado por los Miembros del trabajo de integración curricular, el mismo que cumple con los requisitos científicos, técnicos, legales, en tal virtud el Tribunal Autoriza su presentación.

	<b>FIRMA</b>	<b>FECHA</b>
Ing. Edwin Fernando Viteri Núñez, MSc <b>PRESIDENTE DEL TRIBUNAL</b>	_____	2021-12-13
Ing. Javier Enrique Orna Chávez, MSc <b>DIRECTOR DE TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR</b>	_____	2021-12-13
Ing. Esteban Augusto Guevara Cabezas, MSc <b>MIEMBRO DEL TRIBUNAL</b>	_____	2021-12-13

## **DEDICATORIA**

Al padre celestial por darme la fortaleza, sabiduría y la salud para asumir los retos del diario vivir, a mis padres Walter e Hirma, por darme la vida y enseñarme a ser un ser humano de principios con su ejemplo y dedicación con su familia, a mis hermanos Mónica, Walther y Mateo quienes han sido pilares fundamentales para poder cumplir esta meta.

José

## **AGRADECIMIENTO**

Mi agradecimiento a mis profesores que impartieron su conocimiento y experiencias conmigo durante el periodo de formación de la ingeniería, a la Carrera de Mecánica de la ESPOCH, y a todas las personas que contribuyeron al desarrollo de este proyecto.

José

## TABLA DE CONTENIDO

ÍNDICE DE TABLAS.....	x
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xi
ÍNDICE DE GRÁFICOS.....	xii
ÍNDICE DE ANEXOS .....	xiii
RESUMEN .....	xiv
ABSTRACT.....	xv
INTRODUCCIÓN .....	1

### CAPÍTULO I

1. <b>DIAGNÓSTIO DEL PROBLEMA.....</b>	3
1.1 <b>Antecedentes.....</b>	3
1.2 <b>Delimitación.....</b>	4
1.2.1 <i>Delimitación espacial.....</i>	4
1.2.2 <i>Delimitación sectorial .....</i>	4
1.3 <b>Formulación del problema .....</b>	4
1.4 <b>Objetivos.....</b>	5
1.4.1 <i>Objetivo general .....</i>	5
1.4.2 <i>Objetivos específicos .....</i>	5

### CAPÍTULO II

2. <b>REVISIÓN DE LA LITERATURA O FUNDAMENTOS TEÓRICOS.....</b>	6
2.1 <b>Elementos de control.....</b>	6
2.2 <b>Freno.....</b>	7

<b>2.3</b>	<b>Embrague</b> .....	7
<b>2.4</b>	<b>Clasificación de frenos y embragues</b> .....	8
<b>2.4.1</b>	<i>Embragues de contacto positivo</i> .....	9
<b>2.4.2</b>	<i>Embragues y frenos de fricción</i> .....	10
<b>2.4.3</b>	<i>Embragues de sobremarcha</i> .....	10
<b>2.4.4</b>	<i>Acoplamientos de fluido</i> .....	11
<b>2.4.5</b>	<i>Embragues y frenos magnéticos</i> .....	11
<b>2.5</b>	<b>Frenos y embragues de histéresis magnética</b> .....	12
<b>2.6</b>	<b>Frenos y embragues de remolino de corriente</b> .....	13
<b>2.7</b>	<b>Frenos y embragues de partículas magnéticas</b> .....	13
<b>2.7.1</b>	<i>Construcción</i> .....	13
<b>2.7.2</b>	<i>Funcionamiento</i> .....	14
<b>2.7.3</b>	<i>Polvos magnéticos</i> .....	15
<b>2.8</b>	<b>Diagnóstico de fallas</b> .....	15
<b>2.8.1</b>	<b>Falla</b> .....	16
<b>2.8.1.1</b>	<i>Modo</i> .....	16
<b>2.8.1.2</b>	<i>Causa</i> .....	17
<b>2.8.1.3</b>	<i>Efecto</i> .....	17
<b>2.8.1.4</b>	<i>Consecuencia</i> .....	17
<b>2.8.1.5</b>	<i>Mecanismo</i> .....	17
<b>2.9</b>	<b>Modos de falla</b> .....	17
<b>2.9.1</b>	<i>Desbalance</i> .....	18
<b>2.9.2</b>	<i>Desalineación</i> .....	18
<b>2.9.2.1</b>	<i>Desalineación angular</i> .....	18
<b>2.9.2.2</b>	<i>Desalineación en paralelo</i> .....	19
<b>2.9.3</b>	<i>Eje doblado</i> .....	19
<b>2.10</b>	<b>Bancos de diagnóstico de fallas</b> .....	19
<b>2.10.1</b>	<i>Banco de pruebas en base a volante de inercia</i> .....	20

2.10.2	<i>Banco de pruebas con elevador de carga</i> .....	21
2.10.3	<i>Banco de pruebas de engranajes</i> .....	22
2.11	<b>Acople mecánico</b> .....	22
2.12	<b>Tensión inducida</b> .....	23
2.13	<b>Campo magnético</b> .....	24
2.14	<b>Ley de Faraday</b> .....	24
2.15	<b>Controlador lógico programable</b> .....	25
2.16	<b>Automatismos</b> .....	26
2.16.1	<i>Componentes de instalaciones de automatismos</i> .....	26
2.16.2	<i>Elementos eléctricos de protección</i> .....	27

### CAPÍTULO III

3.	<b>MARCO METODOLÓGICO</b> .....	28
3.1	<b>Metodología de diseño</b> .....	28
3.2	<b>Definición del producto</b> .....	28
3.2.1	<i>Despliegue de la función de la calidad</i> .....	30
3.2.1.1	<i>Voz del usuario</i> .....	30
3.2.1.2	<i>Análisis de competitividad</i> .....	33
3.2.1.3	<i>Voz del ingeniero</i> .....	37
3.2.1.4	<i>Correlaciones</i> .....	38
3.2.1.5	<i>Evaluación técnica</i> .....	40
3.2.1.6	<i>Compromisos técnicos</i> .....	41
3.3	<b>Diseño conceptual</b> .....	42
3.3.1	<i>Estructura funcional</i> .....	42
3.3.1.1	<i>Nivel 0</i> .....	42
3.3.1.2	<i>Nivel 1</i> .....	42
3.3.2	<i>Estructura modular</i> .....	43

3.3.3	<i>Matriz morfológica</i> .....	44
3.3.4	<i>Alternativas de solución</i> .....	47
3.3.4.1	<i>Solución A</i> .....	48
3.3.4.2	<i>Solución B</i> .....	49
3.3.4.3	<i>Solución C</i> .....	49
3.3.5	<i>Evaluación de criterios ponderados</i> .....	50
3.4	<b>Torque requerido</b> .....	53
3.5	<b>Diseño del eje a torsión</b> .....	57
3.5.1	<i>Dimensionamiento por esfuerzos</i> .....	57
3.5.1.1	<i>Criterios de falla a torsión pura</i> .....	57
3.5.1.2	<i>Dimensionamiento por ASME B106.1M</i> .....	67
3.5.2	<i>Rigidez</i> .....	68
3.6	<b>Selección del elemento simulador</b> .....	70
3.6.1	<i>Freno de partículas magnéticas B60</i> .....	73
3.6.2	<i>Fuente de alimentación PS-24</i> .....	76
3.7	<b>Diseño de soporte base para freno</b> .....	77
3.7.1	<i>Verificación por pandeo</i> .....	84
3.7.2	<i>Diseño de placa base</i> .....	87
3.7.2.1	<i>Rigidizador</i> .....	89
3.8	<b>Selección de pernos</b> .....	91
3.9	<b>Soldadura</b> .....	100
3.10	<i>Selección de acople</i> .....	102
3.11	<b>Análisis por métodos de elementos finitos</b> .....	105
3.11.1	<i>Introducción</i> .....	105
3.11.2	<i>Objetivos</i> .....	105
3.11.3	<i>Alcance</i> .....	106
3.11.4	<i>Documentos de referencia</i> .....	106
3.11.5	<i>Códigos, estándares y normas aplicables</i> .....	106

<b>3.11.6</b>	<b><i>Descripción del análisis</i></b> .....	106
<b>3.11.6.1</b>	<b><i>Bases y premisas del análisis</i></b> .....	106
<b>3.11.6.2</b>	<b><i>Método de análisis</i></b> .....	107
<b>3.11.7</b>	<b><i>Descripción del modelo numérico</i></b> .....	108
<b>3.11.7.1</b>	<b><i>Geometría</i></b> .....	108
<b>3.11.7.2</b>	<b><i>Mallado</i></b> .....	108
<b>3.11.8</b>	<b><i>Materiales</i></b> .....	113
<b>3.11.9</b>	<b><i>Cargas y condiciones de borde</i></b> .....	113
<b>3.11.10</b>	<b><i>Validación del modelo</i></b> .....	115
<b>3.11.11</b>	<b><i>Resultados</i></b> .....	115
<b>3.11.11.1</b>	<b><i>Deformación</i></b> .....	115
<b>3.11.11.2</b>	<b><i>Esfuerzo</i></b> .....	116
<b>3.11.12</b>	<b><i>Análisis de resultados</i></b> .....	117
<b>3.11.13</b>	<b><i>Conclusiones</i></b> .....	117
<b>3.11.14</b>	<b><i>Recomendaciones</i></b> .....	118
<b>3.12</b>	<b><i>Controlador lógico</i></b> .....	118
<b>3.12.1</b>	<b><i>Módulo analógico</i></b> .....	119
<b>3.12.2</b>	<b><i>Fuente de alimentación</i></b> .....	120
<b>3.13</b>	<b><i>Selección de conectores</i></b> .....	121
<b>3.14</b>	<b><i>Router inalámbrico</i></b> .....	122
<b>3.15</b>	<b><i>Protecciones y pulsadores</i></b> .....	123
<b>3.15.1</b>	<b><i>Fusible de protección</i></b> .....	123
<b>3.15.2</b>	<b><i>Interruptor magnetotérmico</i></b> .....	124
<b>3.15.3</b>	<b><i>Pulsadores</i></b> .....	125
<b>3.15.4</b>	<b><i>Luz indicador de estado</i></b> .....	126
<b>3.15.5</b>	<b><i>Pulsador paro de emergencia</i></b> .....	126
<b>3.16</b>	<b><i>Esquema eléctrico</i></b> .....	127
<b>3.17</b>	<b><i>Programación</i></b> .....	129

<b>3.18</b>	<b>Interfaz .....</b>	<b>132</b>
<b>3.19</b>	<b>Montaje y construcción .....</b>	<b>135</b>
<b>3.19.1</b>	<b><i>Corte y maquinado .....</i></b>	<b>135</b>
<b>3.19.2</b>	<b><i>Soldadura .....</i></b>	<b>136</b>
<b>3.19.3</b>	<b><i>Pintura .....</i></b>	<b>136</b>
<b>3.19.4</b>	<b><i>Montaje y conexión de elementos eléctricos .....</i></b>	<b>137</b>
<b>3.20</b>	<b>Análisis de costos.....</b>	<b>139</b>
<b>3.20.1</b>	<b><i>Costos directos.....</i></b>	<b>139</b>
<b>3.20.2</b>	<b><i>Costos indirectos .....</i></b>	<b>140</b>
<b>3.20.3</b>	<b><i>Costos totales .....</i></b>	<b>140</b>

#### **CAPÍTULO IV**

<b>4.</b>	<b>RESULTADOS .....</b>	<b>55</b>
<b>4.1</b>	<b>Pruebas de funcionamiento .....</b>	<b>142</b>
<b>4.1.1</b>	<b><i>Análisis de torque.....</i></b>	<b>142</b>
<b>4.1.2</b>	<b><i>Análisis de potencia .....</i></b>	<b>148</b>
<b>4.1.3</b>	<b><i>Análisis de vibraciones.....</i></b>	<b>157</b>
<b>4.2</b>	<b>Guías de laboratorio .....</b>	<b>170</b>

	<b>CONCLUSIONES.....</b>	<b>56</b>
--	--------------------------	-----------

	<b>RECOMENDACIONES.....</b>	<b>57</b>
--	-----------------------------	-----------

#### **BIBLIOGRAFÍA**

#### **ANEXOS**

## ÍNDICE DE TABLAS

<b>Tabla 1 – 2:</b>	Tipos de efectos de falla .....	17
<b>Tabla 2 – 2:</b>	Tipos de acoples mecánicos .....	23
<b>Tabla 3 – 2:</b>	Principios de usos de campos magnéticos.....	24
<b>Tabla 4 – 2:</b>	Tipos de controladores lógicos programables .....	25
<b>Tabla 5 – 2:</b>	Elementos de protección en instalaciones .....	27
<b>Tabla 1 – 3:</b>	Nivel de confianza .....	29
<b>Tabla 2 – 3:</b>	Voz del usuario .....	33
<b>Tabla 3 – 3:</b>	Análisis de competencia 1 .....	34
<b>Tabla 4 – 3:</b>	Análisis de competencia 2 .....	35
<b>Tabla 5 – 3:</b>	Análisis de competitividad.....	37
<b>Tabla 6 – 3:</b>	Correlaciones .....	39
<b>Tabla 7 – 3:</b>	Evaluación técnica .....	40
<b>Tabla 8 – 3:</b>	Evaluación del peso específico de los criterios de valoración del módulo 1 ...	52
<b>Tabla 9 – 3:</b>	Evaluación del peso específico del criterio rigidez .....	52
<b>Tabla 10 – 3:</b>	Evaluación del peso específico del criterio alineación .....	53
<b>Tabla 11 – 3:</b>	Evaluación del peso específico del criterio precio para módulo 1.....	53
<b>Tabla 12 – 3:</b>	Evaluación del peso específico del criterio peso .....	53
<b>Tabla 13 – 3:</b>	Tabla de conclusiones correspondiente al módulo 1 .....	54
<b>Tabla 14 – 3:</b>	Evaluación del peso específico de los criterios de valoración del módulo 2 ...	54
<b>Tabla 15 – 3:</b>	Evaluación del peso específico del criterio precio para módulo 2.....	55
<b>Tabla 16 – 3:</b>	Evaluación del peso específico del criterio precisión.....	55
<b>Tabla 17 – 3:</b>	Evaluación del peso específico del criterio mantenimiento.....	55
<b>Tabla 18 – 3:</b>	Evaluación del peso específico del criterio operación.....	55
<b>Tabla 19 – 3:</b>	Tabla de conclusiones correspondiente al módulo 2 .....	56
<b>Tabla 20 - 3:</b>	Características del motor.....	56
<b>Tabla 21 - 3:</b>	Factor de diseño.....	58

<b>Tabla 22 - 3:</b>	Factor de modificación por la condición superficial .....	64
<b>Tabla 23 - 3:</b>	Factor de modificación por tamaño.....	64
<b>Tabla 24 - 3:</b>	Factor de modificación por confiabilidad .....	65
<b>Tabla 25 - 3:</b>	Factor de modificación por temperatura .....	65
<b>Tabla 26 - 3:</b>	Requerimientos previos a la selección el freno .....	71
<b>Tabla 27 - 3:</b>	Características de alternativas de freno .....	72
<b>Tabla 28 - 3:</b>	Voltajes, resistencias y corrientes de control .....	74
<b>Tabla 29 - 3:</b>	Distancia mínima al bode desde el centro del agujero .....	88
<b>Tabla 30 - 3:</b>	Valores del incremento de distancia al borde.....	89
<b>Tabla 31 - 3:</b>	Factor de concentrador de esfuerzos .....	95
<b>Tabla 32 - 3:</b>	Áreas y diámetros de roscas métricas .....	96
<b>Tabla 33 - 3:</b>	Material de elastómero del acople.....	103
<b>Tabla 34 - 3:</b>	Par de torque nominal de la mandíbula.....	103
<b>Tabla 35 - 3:</b>	Clasificaciones de HP en función de RPM .....	104
<b>Tabla 36 - 3:</b>	Dimensiones acople L090.....	104
<b>Tabla 37 - 3:</b>	Estándares usados en el diseño .....	106
<b>Tabla 38 - 3:</b>	Estudio de convergencia para geometría sin rigidizador .....	109
<b>Tabla 39 - 3:</b>	Control del estudio de convergencia para geometría sin rigidizador.....	110
<b>Tabla 40 - 3:</b>	Estudio de convergencia para geometría con rigidizador.....	111
<b>Tabla 41 - 3:</b>	Control del estudio de convergencia para geometría con rigidizador.....	112
<b>Tabla 42 - 3:</b>	Resultados de análisis de deformaciones .....	115
<b>Tabla 43 - 3:</b>	Resultados de análisis de esfuerzos.....	116
<b>Tabla 44 - 3:</b>	Especificaciones de LOGO 12/24 RCE .....	119
<b>Tabla 45 - 3:</b>	Especificaciones de LOGO AM2 AQ.....	120
<b>Tabla 46 - 3:</b>	Especificaciones de fuente MW DR-30-24.....	121
<b>Tabla 47 - 3:</b>	Recomendaciones de sección de cables .....	122
<b>Tabla 48 - 3:</b>	Calibres de conductor en sistema AWG.....	122
<b>Tabla 49 - 3:</b>	Especificaciones router inalámbrico TL-MR3420 .....	123

<b>Tabla 50 - 3:</b>	Especificaciones fusible cerámico 2 A.....	124
<b>Tabla 51 - 3:</b>	Curvas de disparo .....	124
<b>Tabla 52 - 3:</b>	Disyuntor Legrand 4 191 99 .....	125
<b>Tabla 53 - 3:</b>	Pulsadores PB-XAN.....	126
<b>Tabla 54 - 3:</b>	Luz piloto AD16-22D/S.....	126
<b>Tabla 55 - 3:</b>	Paro emergencia LMB-ES5 .....	127
<b>Tabla 56 - 3:</b>	Código de colores .....	138
<b>Tabla 57 - 3:</b>	Costos directos del material usado para la construcción del soporte.....	139
<b>Tabla 58 - 3:</b>	Costos directos de los equipos eléctricos y electrónicos .....	140
<b>Tabla 59 - 3:</b>	Costos directos correspondientes a la mano de obra .....	140
<b>Tabla 60 - 3:</b>	Costos indirectos.....	140
<b>Tabla 61 - 3:</b>	Costos totales.....	141
<b>Tabla 1 - 4:</b>	Mediciones de torque tomadas en el simulador de carga .....	143
<b>Tabla 2 - 4:</b>	Determinación de exactitud y precisión del equipo.....	147
<b>Tabla 3 - 4:</b>	Valores de corriente y voltaje con freno sin rotación .....	150
<b>Tabla 4 - 4:</b>	Valores de corriente y velocidad rotacional a distintas frecuencias .....	152
<b>Tabla 5 - 4:</b>	Corriente y velocidad rotacional a velocidad límite. ....	153
<b>Tabla 6 - 4:</b>	Potencia eléctrica y resistencia presente en el simulador .....	155
<b>Tabla 7 - 4:</b>	Valores de frecuencia y velocidad de trabajo.....	161
<b>Tabla 8 - 4:</b>	Rango de severidad vibratoria para máquinas normales .....	161
<b>Tabla 9 - 4:</b>	Lista ilustrada de diagnóstico de vibraciones.....	162
<b>Tabla 10 - 4:</b>	Valores generales de velocidad antes y después del alineamiento .....	169
<b>Tabla 11 - 4:</b>	Valores de temperatura superficial antes y después del alineamiento .....	169

## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>Figura 1 – 2:</b>	Representación dinámica simplificada de un freno o embrague.....	6
<b>Figura 2 – 2:</b>	Freno de disco calibrador.....	7
<b>Figura 3 – 2:</b>	Embrague de disco básico.....	8
<b>Figura 4 – 2:</b>	Clasificación de frenos y embragues.....	9
<b>Figura 5 – 2:</b>	Embrague de contacto positivo.....	10
<b>Figura 6 – 2:</b>	Freno de zapata larga.....	10
<b>Figura 7 – 2:</b>	Embrague de sobremarcha.....	11
<b>Figura 8 – 2:</b>	Embrague de accionamiento a) neumático, b) hidráulico.....	11
<b>Figura 9 – 2:</b>	Freno de accionamiento eléctrico.....	12
<b>Figura 10 – 2:</b>	Freno de histéresis magnética.....	12
<b>Figura 11 – 2:</b>	Frenos comerciales de torque a) 5 Nm y b) 0.2 – 15 lb-ft.....	13
<b>Figura 12 – 2:</b>	Sección de freno de partículas magnéticas.....	14
<b>Figura 13 – 2:</b>	Detalle de áreas de sellado en freno de partículas magnéticas.....	14
<b>Figura 14 – 2:</b>	Polvos magnéticos en ausencia de corriente.....	15
<b>Figura 15 – 2:</b>	Polvos magnéticos alineados.....	15
<b>Figura 16 – 2:</b>	Desalineación angular.....	19
<b>Figura 17 – 2:</b>	Desalineación paralela.....	19
<b>Figura 18 – 2:</b>	Esquema del banco de pruebas.....	20
<b>Figura 19 – 2:</b>	Desalineamiento angular de ejes.....	20
<b>Figura 20 – 2:</b>	Desbalance a) estático, b) casi estático, c) par, d) dinámico.....	21
<b>Figura 21 – 2:</b>	Esquema simplificado del banco de pruebas con instalación de elevador.....	22
<b>Figura 22 – 2:</b>	Banco de pruebas de fallas de engranajes.....	22
<b>Figura 1 – 3:</b>	Metodología de diseño.....	28
<b>Figura 2 – 3:</b>	Esquema de funcionamiento de competencia 1.....	34
<b>Figura 3 – 3:</b>	Esquema de funcionamiento de competencia 2.....	35

<b>Figura 4 – 3:</b> Casa de la calidad .....	41
<b>Figura 5 – 3:</b> Nivel 0 de estructura funcional .....	42
<b>Figura 6 – 3:</b> Nivel 1 de estructura funcional .....	43
<b>Figura 7 – 3:</b> Estructura modular.....	44
<b>Figura 8 – 3:</b> Matriz morfológica de módulo 1.....	45
<b>Figura 9 – 3:</b> Matriz morfológica de módulo 2.....	47
<b>Figura 10 – 3:</b> Solución A.....	48
<b>Figura 11 – 3:</b> Solución B .....	49
<b>Figura 12 – 3:</b> Solución C .....	50
<b>Figura 13 – 3:</b> Criterios de falla por fatiga a torsión.....	58
<b>Figura 14 – 3:</b> Prediseño de eje rotor .....	63
<b>Figura 15 – 3:</b> Momento d aplicado en el eje de diseño .....	69
<b>Figura 16 – 3:</b> Modelo B60, a) 1F eje dos caras, b) 1K lado plano y chaveta c) H eje hueco.	74
<b>Figura 17 – 3:</b> Esquema de fuente de alimentación .....	76
<b>Figura 18 – 3:</b> Conexión de salidas de fuente.....	76
<b>Figura 19 – 3:</b> Prediseño de soporte mediante especificaciones geométricas .....	77
<b>Figura 20 – 3:</b> Consideración de cargas en el soporte .....	78
<b>Figura 21 – 3:</b> Diagrama de cargas en el soporte.....	79
<b>Figura 22 – 3:</b> Momento de inercia de sección rectangular .....	80
<b>Figura 23 – 3:</b> Valores de K para longitud efectiva.....	84
<b>Figura 24 – 3:</b> Prediseño de la columna .....	87
<b>Figura 25 – 3:</b> Fuerza normal en el soporte .....	87
<b>Figura 26 – 3:</b> Prediseño placa base .....	89
<b>Figura 27 – 3:</b> Dimensiones de rigidizador .....	90
<b>Figura 28 – 3:</b> Radio de giro de las filas de pernos.....	92
<b>Figura 29 – 3:</b> Cono de presión de la junta.....	97
<b>Figura 30 – 3:</b> Dimensiones del cono de presión de la junta .....	98
<b>Figura 31 – 3:</b> Dimensiones de la placa base.....	100

<b>Figura 32 – 3:</b> Dimensiones del acople flexible .....	104
<b>Figura 33 – 3:</b> Geometría del soporte .....	105
<b>Figura 34 – 3:</b> Geometría del soporte a) sin rigidizador, b) con rigidizador .....	108
<b>Figura 35 – 3:</b> Condición de soporte único a compresión .....	113
<b>Figura 36 – 3:</b> Condición de soporte fijo .....	114
<b>Figura 37 – 3:</b> Aplicación de fuerza al modelo.....	114
<b>Figura 38 – 3:</b> Aplicación de momento por componentes .....	114
<b>Figura 39 – 3:</b> Deformaciones en la geometría a) sin rigidizador, b) con rigidizador.....	116
<b>Figura 40 – 3:</b> Esfuerzos en la geometría a) sin rigidizador, b) con rigidizador .....	116
<b>Figura 41 – 3:</b> Estructura de LOGO 12/24RCE.....	118
<b>Figura 42 – 3:</b> LOGO 12/24RCE .....	119
<b>Figura 43 – 3:</b> Estructura LOGO! AM2 AQ.....	120
<b>Figura 44 – 3:</b> Fuente de alimentación MW DR-30-24 .....	121
<b>Figura 45 – 3:</b> Router inalámbrico TL-MR3420 .....	123
<b>Figura 46 – 3:</b> Fusible cerámico F2AH250VP .....	124
<b>Figura 47 – 3:</b> Disyuntor Legrand C6 .....	125
<b>Figura 48 – 3:</b> Pulsadores PB-XAN .....	125
<b>Figura 49 – 3:</b> Luz piloto AD16-22D/S.....	126
<b>Figura 50 – 3:</b> Paro emergencia LMB-ES5 .....	127
<b>Figura 51 – 3:</b> Esquema del automatismo .....	128
<b>Figura 52 – 3:</b> FBD de inicio, paro y emergencia.....	130
<b>Figura 53 – 3:</b> Entradas de nivel fijo en estado (lo).....	130
<b>Figura 54 – 3:</b> Entradas de nivel fijo en estado (lo).....	131
<b>Figura 55 – 3:</b> Entradas analógicas para barra deslizante .....	131
<b>Figura 56 – 3:</b> Salida de señal .....	132
<b>Figura 57 – 3:</b> Propiedades de la función Marcha .....	133
<b>Figura 58 – 3:</b> Propiedades de la función Paro .....	133
<b>Figura 59 – 3:</b> Propiedades de la selección del tipo de ingreso de datos .....	133

<b>Figura 60 – 3:</b> Propiedades del cuadro de texto para ingreso de datos .....	134
<b>Figura 61 – 3:</b> Propiedades de barra deslizante para ingreso de datos .....	134
<b>Figura 62 – 3:</b> Interfaz usuario-automatismo finalizada .....	135
<b>Figura 63 – 3:</b> Corte y perforado de placa .....	136
<b>Figura 64 – 3:</b> Soldadura en el soporte .....	136
<b>Figura 65 – 3:</b> Soporte pintado .....	137
<b>Figura 66 – 3:</b> Montaje de Logo y extensiones .....	137
<b>Figura 67 – 3:</b> Montaje de elementos .....	138
<b>Figura 68 – 3:</b> Módulos del simulador de carga .....	138
<b>Figura 69 – 3:</b> Costos que incurren en la elaboración del proyecto .....	139
<b>Figura 1 – 4:</b> Posibles errores en mediciones .....	145
<b>Figura 2 – 4:</b> Informe de alineación del eje .....	159
<b>Figura 3 – 4:</b> Esquema de la máquina de diagnóstico de fallas y montaje de elementos .....	160
<b>Figura 4 – 4:</b> Desarrollo de la práctica de laboratorio No 1 .....	171
<b>Figura 5 – 4:</b> Desarrollo de la práctica de laboratorio No 2 .....	172
<b>Figura 6 – 4:</b> Desarrollo de la práctica de laboratorio No 3 .....	173

## ÍNDICE DE GRÁFICOS

<b>Gráfica 1 – 2:</b>	Ejemplo de identificación de desbalance en un rotor .....	18
<b>Gráfica 2 – 2:</b>	Ejemplo de espectro de desalineamiento en rodamiento .....	18
<b>Gráfica 3 – 2:</b>	Ejemplo de espectro de eje doblado .....	19
<b>Gráfica 1 – 3:</b>	Preferencias de alimentación .....	30
<b>Gráfica 2 – 3:</b>	Tipo de control preferido por usuarios .....	30
<b>Gráfica 3 – 3:</b>	Tensión de circuito automatizado .....	31
<b>Gráfica 4 – 3:</b>	Origen de los equipos y repuestos.....	31
<b>Gráfica 5 – 3:</b>	Tipo de controlador.....	31
<b>Gráfica 6 – 3:</b>	Simuladores de carga conocidos por el usuario .....	32
<b>Gráfica 7 – 3:</b>	Preferencia de frenos por el usuario .....	32
<b>Gráfica 8 – 3:</b>	Eje redondo con filete en el hombro en torsión.....	66
<b>Gráfica 9 – 3:</b>	Curva de funcionamiento de freno magnético B60 .....	73
<b>Gráfica 10 – 3:</b>	Rangos de trabajo del freno .....	75
<b>Gráfica 11 – 3:</b>	Estudio de convergencia de esfuerzos para geometría sin rigidizador .....	109
<b>Gráfica 12 – 3:</b>	Estudio de convergencia de deformación para geometría sin rigidizador .....	109
<b>Gráfica 13 – 3:</b>	Control estudio de convergencia esfuerzos para geometría sin rigidizador....	110
<b>Gráfica 14 – 3:</b>	Control estudio convergencia deformaciones para geometría sin rigidizador	111
<b>Gráfica 15 – 3:</b>	Estudio de convergencia de esfuerzos para geometría con rigidizador .....	111
<b>Gráfica 16 – 3:</b>	Estudio de convergencia de deformación para geometría con rigidizador .....	112
<b>Gráfica 17 – 3:</b>	Control estudio de convergencia esfuerzos para geometría con rigidizador...	112
<b>Gráfica 18 – 3:</b>	Control estudio convergencia deformación para geometría con rigidizador ..	113
<b>Gráfica 1 – 4:</b>	Momentos de torque generados por el simulador para valor real de 1lbft .....	143
<b>Gráfica 2 – 4:</b>	Momentos de torque generados por el simulador para valor real de 2lbft.....	144
<b>Gráfica 3 – 4:</b>	Momentos de torque generados por el simulador para valor real de 3lbft .....	144
<b>Gráfica 4 – 4:</b>	Momentos de torque generados por el simulador para valor real de 4lbft .....	144
<b>Gráfica 5 – 4:</b>	Momentos de torque generados por el simulador para valor real de 5lbft.....	145

<b>Gráfica 6 – 4:</b> Relación corriente – voltaje .....	151
<b>Gráfica 7 – 4:</b> Cambio velocidad rotacional suministrado a distintas frecuencias .....	152
<b>Gráfica 8 – 4:</b> Relación velocidad límite – corriente del simulador .....	154
<b>Gráfica 9 – 4:</b> Variación de corriente y voltaje en función de torque aplicado .....	156
<b>Gráfica 10 – 4:</b> Relación potencia eléctrica con torque y corriente.....	156
<b>Gráfica 11 – 4:</b> Espectros recolectados lado de caja de engranes desalineado a 1630 RPM ...	163
<b>Gráfica 12 – 4:</b> Espectros recolectados lado de caja de engranes alineado a 1630 RPM .....	164
<b>Gráfica 13 – 4:</b> Espectros recolectados en el lado del simulador desalineado a 1630 RPM....	166
<b>Gráfica 14 – 4:</b> Espectros recolectados en el lado del simulador alineado a 1630 RPM .....	167

## ÍNDICE DE ANEXOS

<b>ANEXO A:</b>	MODELO DE ENCUATA PARA DEFINIR LA VOZ DEL USUARIO
<b>ANEXO B:</b>	CONTROL ANALÓGICO FÍSICO
<b>ANEXO C:</b>	CONTROL MEDIANTE INTERFAZ DIGITAL
<b>ANEXO D:</b>	DETERMINACIÓN DE PRESICIÓN Y EXACTITUD
<b>ANEXO E:</b>	PLANO GENERAL DE COMPONENTES DEL SIMULADOR DE CARGA
<b>ANEXO F:</b>	SOPORTE PARA FRENO MAGNÉTICO
<b>ANEXO G-1:</b>	PLANO GENERAL DEL CONTROL ELECTÓNICO
<b>ANEXO G-2:</b>	LISTA DE ELEMENTOS DEL CONTROL DEL SIMULADOR
<b>ANEXO H:</b>	PERFORACIÓN Y CANALETAS EN GABINETE METÁLICO
<b>ANEXO I-1:</b>	LISTA DE SÍMBOLOS DEL DIAGRAMA DE CONTROL
<b>ANEXO I-2:</b>	PLANO ELÉCTICO DE DIAGRAMA DE CONTROL

## RESUMEN

El objetivo del presente trabajo es diseñar y construir un simulador de carga por medio de un freno electromagnético de acción modulable para una máquina de montaje de elementos y diagnóstico de fallas. Para la construcción del simulador se implementó un freno de partículas magnéticas, el cual no presenta fricción entre superficies por tanto no genera calor, donde, el torque se comporta en función de la corriente suministrada. La automatización del elemento se realizó empleando un controlador programable con una extensión de salidas analógicas. La selección de los elementos de protección se realizó respetando los parámetros que se especifican en las normativas de construcción IEC 60947-2 e IEC 60898-1. Se seleccionó un acople de mandíbula con elastómero de caucho, presenta una amplia capacidad de absorber energía y desalineaciones. El soporte se diseñó bajo el criterio de esfuerzos y de deformación permisible tomando en cuenta tolerancias del acople y freno, se realizó un análisis MEF para validar el diseño. La programación se realizó mediante el lenguaje FBD, siguiendo las especificaciones de la IEC 61131-3, para implementar una interfaz de control que permita acceder desde un dispositivo móvil accediendo a través de una señal inalámbrica. Como resultado, se obtuvo un error inferior al 10 por ciento en la generación del toque, comparando valor ingresado con el valor real medido. Mientras que, la corriente máxima es de 400 mA al generar un torque de 6800 Nmm, con esto, el freno puede detener al motor de la máquina. El simulador responde a las demandas del usuario, mismas que se identificaron mediante el análisis y despliegue de la función de la calidad. Para la toma de datos se recomienda usar torquímetros digitales para mejorar la calidad de resultados.

**Palabras clave:** <MECÁNICA>, <DIAGNOSTICO DE FALLAS>, <SIMULADOR DE CARGA>, <FRENO MAGNÉTICO>, <PARTÍCULAS MEGNÉTICAS>, <TORQUE>, <MEF>, <ACOPLE MECÁNICO>

## **ABSTRACT**

The objective of this work was to design and build a load simulator by means of a modifiable action electromagnetic brake for an element assembly machine and fault diagnosis. For the construction of the simulator, a magnetic particle brake was implemented, which does not present friction between surfaces and therefore does not generate heat, where the torque behaves as a function of the supplied current. The automation of the element was carried out using a programmable controller with an extension of analog outputs. The selection of protection elements was carried out respecting the parameters specified in the construction regulations IEC 60947-2 and IEC 60898-1. A rubber elastomer jaw coupling was selected, which exhibits a broad ability to absorb energy and misalignment. The support was designed under the criteria of stresses and allowable deformation, considering tolerances of the coupling and brake, a MEF analysis was carried out to validate the design. The programming was carried out using the FBD language, following the specifications of the IEC 61131-3, to implement a control interface that allows access from a mobile device through a wireless signal. As a result, an error of less than 10 percent was obtained in the generation of the touch, comparing the entered value with the actual measured value. While, the maximum current is 400 mA when generating a torque of 6800 Nmm, with this, the brake can stop the motor of the machine. The simulator responds to user demands, which were identified through the analysis and deployment of the quality function. For data collection it is recommended to use digital torque wrenches to improve the quality of results.

**Keywords:** <MECHANICAL> <LOAD SIMULATOR> <MAGNETIC BRAKE> <FAULT DIAGNOSIS> <MAGNETIC PARTICLES> <TORQUE>



## INTRODUCCIÓN

El desarrollo global obliga a las naciones en vías de desarrollo a mejorar la calidad de la educación, para ello se debe entender todos los fenómenos presentes dentro de un campo de estudio. En el diseño mecánico se deben tomar en cuenta una extensa lista de factores que pueden provocar la falla de un elemento de máquina.

Dentro de estos factores aparecen las vibraciones producidas por acción del movimiento, una vibración puede considerarse como oscilaciones o movimientos repetitivos de un elemento alrededor de una posición de equilibrio. Este fenómeno debe ser estudiado dentro de un banco de pruebas, donde se pretende simular la carga mecánica a un sistema de transmisión mediante un elemento de control como es el freno o embrague, para el control adecuado de la carga se desea emplear un freno por acción electromagnética y así poder determinar el torque aplicado en función de la variación de voltaje.

Los frenos electromagnéticos poseen importancia de manera práctica dentro de la ingeniería, dentro de sus aplicaciones es el frenado de los trenes de alta velocidad presentes en el primer mundo, con esta aplicación se evita el desgaste entre piezas dado que no hay contacto físico entre las partes que conforman el sistema de ejes de transmisión además estos se pueden usar en sistemas de alta precisión como las balanzas de inducción. Por consiguiente, el trabajo está enfocado en diseñar y construir un simulador de carga mediante un freno magnético de acción modulable para una máquina de diagnóstico de fallas y montaje de elementos que permita el desarrollo prácticas de laboratorio a usarse en la carrera de Ingeniería Mecánica perteneciente a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. Para ello se ha estructurado al presente proyecto de la siguiente manera:

**Capítulo 1**, identifica los antecedentes del problema, se especifica la delimitación, tanto espacial como sectorial, formulación del problema y se plantea los objetivos a alcanzar en el presente proyecto.

**Capítulo 2**, contiene información procedente de fuentes confiables, con temas relacionados al diseño mecánico, modos de fallas, electromagnetismo, elementos de protección y los tipos de lenguaje de programación empleados en el automatismo, esta información sustenta el desarrollo del proyecto.

**Capítulo 3**, contiene el proceso de diseño concebido en, la etapa de definición del producto, la etapa de diseño conceptual, apoyándose en metodologías como casa de la calidad, selección de alternativas bajo criterios ponderados, selección de equipos y elementos bajo recomendaciones de normativas específicas, diseño de elementos de máquinas, entre otras. Toma en cuenta la materialización del producto y el diseño de detalle.

**Capítulo 4**, indica las pruebas realizadas, sus respectivos resultados y la discusión emitida a estos resultados, en comparación a valores o conceptos teóricos, debidamente sustentados. Así como la elaboración de las guías de laboratorio para usar la máquina.

Finalmente, se redactan las conclusiones generales del proyecto, documentando el cumplimiento de los objetivos inicialmente planteados y recomendaciones que se consideran pertinentes.

# CAPÍTULO I

## 1. DIAGNÓSTICO DEL PROBLEMA

### 1.1 Antecedentes

El desarrollo global obliga a las naciones en vías de desarrollo a mejorar la calidad de la educación, para ello se debe entender todos los fenómenos presentes dentro de un campo de estudio (Gay, y otros, 2016). En el diseño mecánico se deben tomar en cuenta una extensa lista de factores que pueden provocar la falla de un elemento de máquina (Albañil, y otros, 2002).

Dentro de estos factores aparecen las vibraciones producidas por acción del movimiento, una vibración puede considerarse como oscilaciones o movimientos repetitivos de un elemento respecto de una posición de equilibrio (White, 2010). Este fenómeno debe ser estudiado dentro de un banco de pruebas (Nivelo, 2014), donde se pretende simular la carga mecánica a un sistema de transmisión mediante un elemento de control como es el freno o embrague, para el control adecuado de la carga se desea emplear un freno por acción electromagnética y así poder determinar el torque aplicado en función de la variación de voltaje.

El funcionamiento del elemento de control que servirá para simular la carga se genera por acción de campos magnéticos alimentado por una fuente de corriente continua. El concepto de electromagnetismo se ha aplicado de manera práctica dentro de la ingeniería, dentro de sus aplicaciones más significativas y novedosas es el frenado y control de los trenes de alta velocidad *Maglev*, con dicha aplicación se evita el desgaste entre piezas dado que no hay contacto físico (Guevara, y otros, 2011), además de aplicaciones más conocidas como, la construcción de transformadores y bobinas dentro del campo de la radiofrecuencia, comunicación de submarinos, navegación aérea, telefonía móvil, conexión inalámbrica *wi-fi*, minería, entre otros (Paz, 2013).

Las cajas de engranajes son uno de los componentes principales de máquinas rotativas cuya función principal es transmitir potencia entre un eje y otro, cuando se presentan fallas en los elementos tanto engranes como rodamientos con el transcurso del tiempo las fallas empeoran y provocan la falla total de la máquina (Estupiñan, y otros, 2008), generando pérdidas económicas a la industria e incluso puede atentar a la seguridad del operador, por tanto es importante identificar las fallas que se pueden originar en los sistemas de transmisión de potencia (Nivelo, 2014).

Se tienen bancos de pruebas para el diagnóstico de fallas con diferentes mecanismos para la generación de vibraciones, entre ellos, el modelo PT 500 el cual ofrece una plataforma modular para determinar vibraciones de rodamientos y un correcto equilibrado, árbol con presencia de

fisura, fallas en rodamientos, árbol elástico, entre otros componentes (Gunt, 2020). Otro mecanismo que se aplica para diagnosticar fallas es el uso de un generador sincrónico acoplado con un motor monofásico de inducción (Medrano, y otros, 2016), también se tienen mecanismos de desbalanceo de rotores que se encuentran en voladizo (Naranjo, 2013)

## **1.2 Delimitación**

### **1.2.1 *Delimitación espacial***

El proyecto se desarrollará en la ciudad de Riobamba, provincia de Chimborazo, Ecuador. El banco de pruebas se ubicará dentro de las instalaciones de la Carrera de Mecánica de la ESPOCH.

### **1.2.2 *Delimitación sectorial***

El proyecto se establece en base al Plan Nacional de Desarrollo 2017-2021 en varios aspectos de los tres ejes, para el Eje 1: de Derechos para todos durante toda la vida, se pretende dar acceso al nivel de educación superior a bancos de pruebas para afirmar conocimientos, para el eje 2: Economía al servicio de la sociedad: partiendo del diseño y desarrollo mecánico se puede influir en la construcción e inversión en maquinaria para el sector agropecuario e infraestructura. Finalmente, en el eje 3: Más sociedad, mejor Estado: se pretende ayudar con el acceso a la información, en este caso información científica para formar profesionales (CNP, 2017).

## **1.3 Formulación del problema**

Se requiere analizar el comportamiento de los elementos de máquina frente a las vibraciones presentes de elementos de máquina y con ello realizar el diagnóstico de fallas, la rotación de los ejes se debe a la acción de un motor de 1 Hp que gira nominalmente a 3440 RPM y un sistema de transmisión mecánica cuya relación de transmisión es de 2 y entrega la potencia a un eje final con una velocidad menor, la potencia llega al eje final con un valor máximo de 4140 Newton-milímetro, este eje será el elemento que consuma dicha potencia. Para ello se plantea integrar un freno electromagnético de acción modulable, el cual generará un torque que simula una carga de consumo de potencia y con ello evaluar el comportamiento de los elementos del sistema de transmisión de potencia.

La acción modulable del freno electromagnético permite regular el torque que se desea aplicar al eje, esto es posible con el uso de un controlador programable, este se encarga de variar el valor de tensión de entrada al freno, el mismo que irá controlando la velocidad y con ello variando el consumo de potencia. Finalmente, el eje del freno electromagnético se conecta al eje de salida mediante un acople que permita una desalineación amplia pues el simulador se conectará a otros módulos cuya construcción es ajena a este trabajo de integración curricular, el acople se deberá

seleccionar en función a estos factores de modo que permita el correcto funcionamiento y no genere nuevos defectos o fenómenos que afecten al comportamiento de la máquina.

## **1.4      Objetivos**

### **1.4.1      Objetivo general**

Diseñar y construir un simulador de carga por medio de un freno electromagnético de acción modulable para una máquina de montaje de elementos y diagnóstico de fallas.

### **1.4.2      Objetivos específicos**

- Analizar del estado del arte sobre el uso de sistemas de frenos electromagnéticos en sistemas de transmisión mecánicas.
- Diseñar de módulo de control para un freno electromagnético de acción modulable.
- Medir del par de resistencia en función del voltaje y corriente presentes en el freno electromagnético.
- Diseñar el soporte para el freno electromagnético de acción modulable.
- Elegir el acople que se usará para conectar el eje de salida de la transmisión con el eje actuante del freno electromagnético.
- Construir del simulador de carga.
- Realizar pruebas de funcionamiento.
- Realizar la guía para el correcto uso de la máquina.

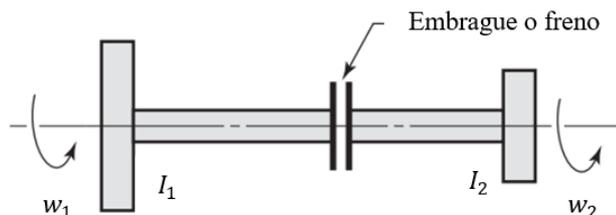
## CAPÍTULO II

### 2. REVISIÓN DE LA LITERATURA O FUNDAMENTOS TEÓRICOS

#### 2.1 Elementos de control

Un sistema de máquina en general requiere controles cuando se presentan cambios de velocidad o cambios de dirección en la rotación en caso de los ejes (Mott, 2006). Los elementos de control se asocian al movimiento rotatorio, tienen la función ya sea de transferir o almacenar energía cinética de rotación (Budynas, y otros, 2012). El movimiento puede controlarse en diferentes circunstancias; entre ellas, al momento que arranca el equipo, este debe acelerarse hasta alcanzar la velocidad nominal de funcionamiento. También, se debe controlar al momento de finalizar la función del equipo, con frecuencia este equipo debe detener la marcha. Para maquinaria cuyo trabajo es continuo muchas de las veces, se requiere cambiar de velocidad para alcanzar ciertos requerimientos de operación, finalmente otra circunstancia de control es por seguridad, un ejemplo de este caso es cuando se requiere bajar carga usando grúas o en su defecto un elevador (Mott, 2006).

La gran parte de elementos de máquina tales como engranes, cojinetes, entre otros, se encuentran sobre superficies deslizantes, las cuales deben tener baja fricción en los puntos de contacto esto para minimizar desgaste de los elementos y pérdidas de energía a diferencia de frenos y embragues cuyo funcionamiento depende esencialmente de la fricción entre sus componentes; el objetivo de estos elementos es maximizar en lo posible el coeficiente de fricción y mantener constante este valor dentro de una amplia variedad de factores y condiciones de operación (Juvinall, y otros, 2013). En la figura 1-2 se representa de manera dinámica simplificada a un freno o embrague, las dos inercias  $I_1$  e  $I_2$ , giran a las velocidades angulares  $w_1$  y  $w_2$ , en el caso de ser un freno una de las dos velocidades debe ser cero, al momento de accionar el elemento de control ya sea freno o embrague las dos inercias girarán a la misma velocidad, este puede ser diferente de cero o cero cuando el elemento está completamente frenado (Budynas, y otros, 2012).



**Figura 1 – 2.** Representación dinámica simplificada de un freno o embrague.

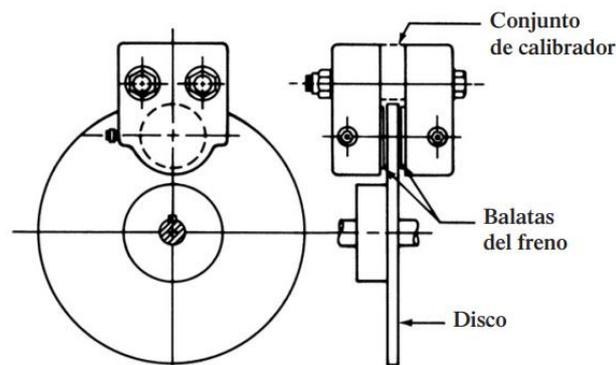
**Fuente:** (Budynas, y otros, 2012)

Una vez accionados estos elementos se transmite un par de torsión que se relaciona con el coeficiente de fricción, la fuerza de accionamiento y la geometría del elemento de control. Producto de la fricción entre superficies genera un aumento de temperatura, este fenómeno se relaciona con la pérdida de energía independientemente del tipo de freno o embrague, en este caso interviene únicamente la geometría de las superficies que disipan energía en forma de calor (Budynas, y otros, 2012).

## 2.2 Freno

Un freno es un dispositivo para detener un sistema en movimiento, o para disminuir su velocidad o controlarla en cierto valor, bajo condiciones variables (Mott, 2006). Estos elementos absorben tanto energía cinética como potencial durante el proceso de detener por completo una pieza que rota o simplemente reducir su velocidad, pues esta energía absorbida se disipa en forma de calor. La capacidad de un freno se define en función de tres parámetros, coeficiente de rozamiento, presión unitaria entre superficies de frenado y que la capacidad para disipar calor sea equivalente a la cantidad de energía que se absorbe (Hall, y otros, 1971).

El comportamiento de un freno y un embrague es análogo, pues, el embrague conecta a dos partes móviles mientras que el freno conecta a una parte móvil con una estructura (Hall, y otros, 1971).



**Figura 2 – 2.** Freno de disco calibrador

Fuente: (Mott, 2006)

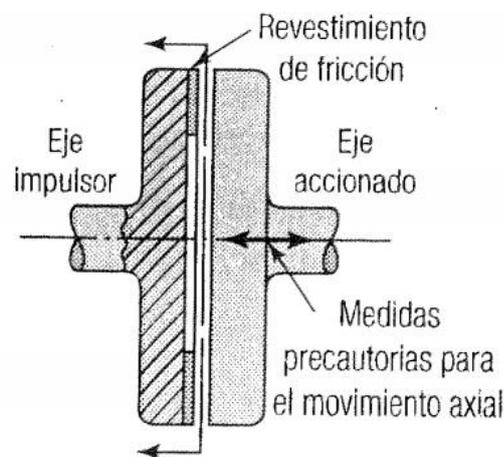
## 2.3 Embrague

Se considera embrague a un implemento de rozamiento que hace posible la conexión y desconexión de dos ejes (Hall, y otros, 1971) impulsado mediante un impulsor presente en el sistema (Mott, 2006), esta conexión y desconexión es suave y gradual (Juvinal, y otros, 2013).

Este elemento se puede usar para un máquina cuya necesidad sea parar y arrancar con frecuencia, se debe ubicar un embrague entre el motor de impulsión y la máquina impulsada de manera que

el embrague pueda conectar y desconectar la carga permitiendo que el motor funcione a velocidad eficiente además esto permite que el ciclo de trabajo pueda pararse con rapidez y en el caso de reanudar el trabajo no sea necesario acelerar el motor hasta alcanzar la velocidad requerida (Mott, 2006).

El diseño de un embrague es comparable con el de un freno en la gran parte de aspectos, uno de estos aspectos es el diseño con respecto a la disipación y generación de calor, un embrague de rozamiento normalmente genera menor cantidad de deslizamiento en comparación a la de un freno, dentro del análisis de un embrague generalmente se considera que las partes no se mueven una en comparación de la otra, aun cuando no se debe ignorar el hecho la presencia de alguna cantidad de deslizamiento generado por la transmisión de potencia, dicho esto, se debe tomar en cuenta que sí se necesita transmisión positiva de potencia se debe apelar a implementos positivos tal como sucede en un embrague de mandíbulas (Hall, y otros, 1971).

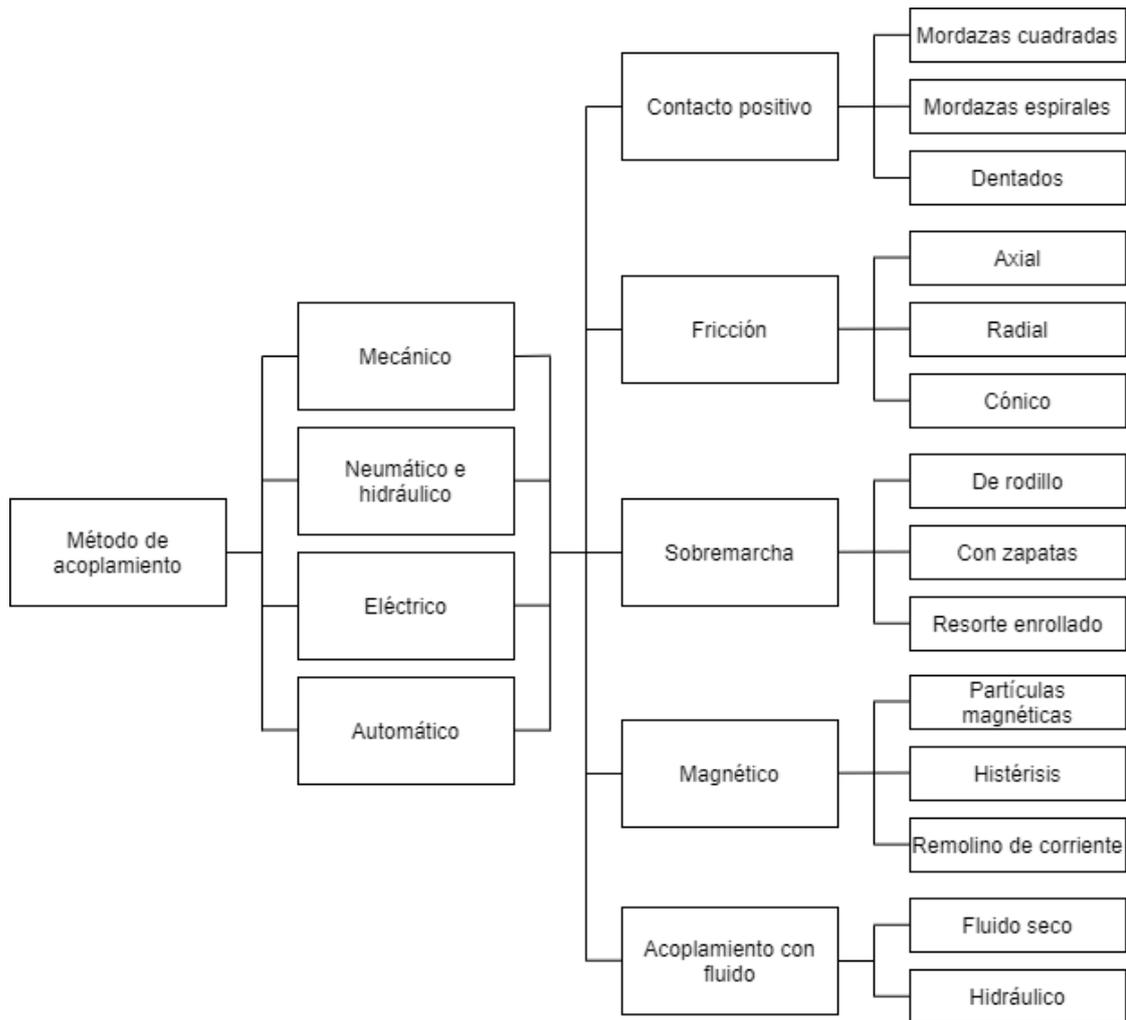


**Figura 3 – 2.** Embrague de disco básico

Fuente: (Juvinal, y otros, 2013)

## 2.4 Clasificación de frenos y embragues

El freno y el embrague son los elementos de control más usados (Mott, 2006), estos se clasifican de diferentes maneras ya sea por la forma de funcionar, la forma que se produce la transferencia de energía o por la naturaleza de instalación de estos elementos (Norton, 2011).

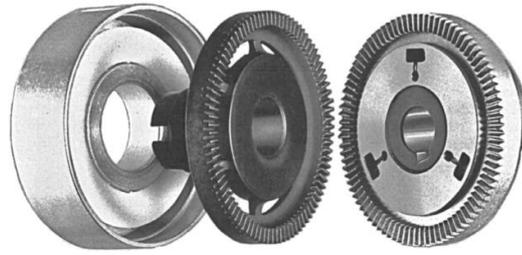


**Figura 4 – 2.** Clasificación de frenos y embragues

Fuente: (Norton, 2011)

#### 2.4.1 *Embragues de contacto positivo*

Un embrague puede transmitir energía pueden ser de contacto mecánico positivo, este se activa por interferencia mecánica. El contacto se da por interferencia mecánica, se usan mordazas dentadas, su perfil puede ser cuadrada o de sierra, o a su vez, pueden ser de dientes de diferentes perfiles, estos dispositivos son útiles como dispositivos de sujeción, pero no para ser usados como frenos, estos no tienen la capacidad de disipar elevadas cantidades de energía, mientras que como embragues se activan a velocidades relativamente bajas, 60 rpm como máximo como mordazas y 300 rpm para embragues dentados (Norton, 2011).

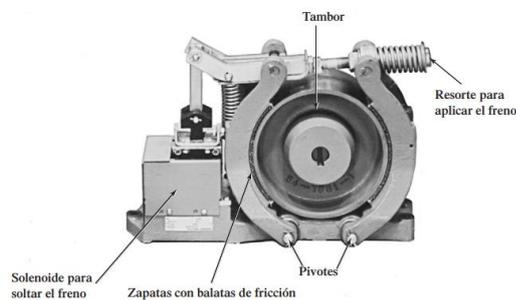


**Figura 5 – 2.** Embrague de contacto positivo

Fuente: (Norton, 2011)

### 2.4.2 *Embragues y frenos de fricción*

Es el tipo de freno y embrague más usado, se genera torque por la fricción presente producto del contacto de dos o más superficies, estas superficies pueden ser planas y perpendiculares con respecto al eje de giro, donde la fuerza normal es axial mientras que en los frenos cilíndricos la fuerza normal tiene dirección radial (Norton, 2011).



**Figura 6 – 2.** Freno de zapata larga

Fuente: (Mott, 2006)

### 2.4.3 *Embragues de sobremarcha*

Se los conoce como embragues de una sola vida, tienen la capacidad de operar de manera automática, estos se basan con respecto a la velocidad relativa de los dos elementos. Permiten rotar de manera relativa en un solo sentido y actúan sobre la circunferencia, en el caso de tratar de invertirse la rotación la geometría del embrague apresa e instantáneamente bloquea al eje, generalmente este tipo de elementos se usan en montacargas por seguridad para evitar que se caiga la carga en el caso de interrumpirse la potencia al eje (Norton, 2011).

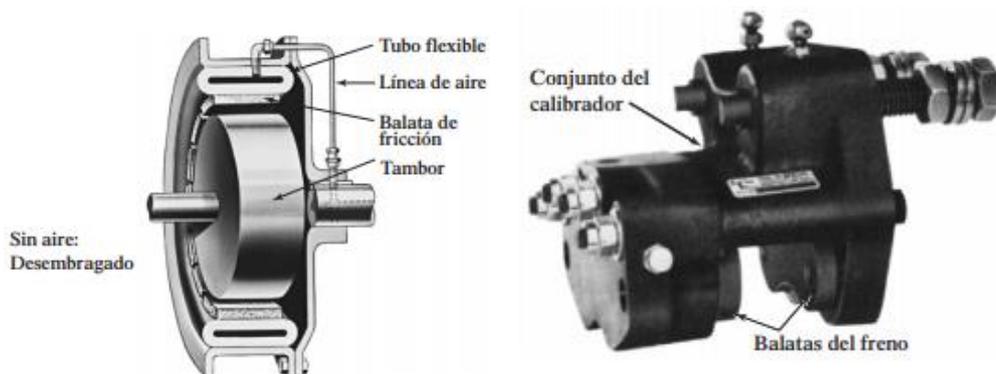


**Figura 7 – 2.** Embrague de contacto positivo

Fuente: (Norton, 2011)

#### 2.4.4 Acoplamiento de fluido

Estos dispositivos transmiten torque mediante un fluido, para esta aplicación generalmente se usa aceite, un eje impulsor de entrada gira en conjunto con un grupo de aspas y genera la aplicación de un momento angular sobre el aceite que lo rodea. De manera similar un rodete con aspas se coloca sobre el eje de salida y rota por acción del impulso del fluido que se mueve sobre el eje. Este principio se puede comparar a ubicar de frente a dos ventiladores eléctricos donde solo funciona uno, el flujo de aire generado por el ventilador funcionando genera la rotación del otro al transmitir potencia, esto si contacto mecánico, se aplica aceite incompresible por la alta eficiencia de transmisión sobre todo al momento de que las aspas del eje propulsor y la turbina poseen el perfil optimizado para bombear aceite específicamente (Norton, 2011).



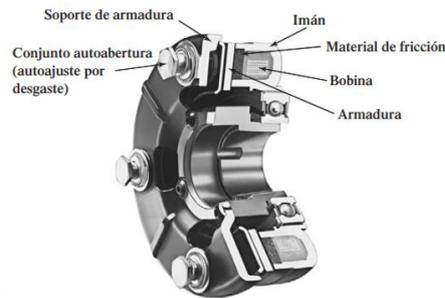
**Figura 8 – 2.** Embrague de accionamiento a) neumático, b) hidráulico

Fuente: (Mott, 2006)

#### 2.4.5 Embragues y frenos magnéticos

Existen diferentes tipos, en el caso de los embragues de fricción operan generalmente de manera magnética, entre sus ventajas están la rápida respuesta y la facilidad de control además del arranque y detención suave. Funcionan con motor prendido o a falla controlada, cuando el motor está apagado, en las dos versiones tanto de embragues y frenos se suministran como un módulo de freno y embrague combinado (Norton, 2011).

Para que estos elementos sean accionados se debe excitar con corriente a una bobina, generando un flujo electromagnético. La fuerza denominada como magnética atrae una armadura fija al eje cuyo torque se desea controlar (Mott, 2006).



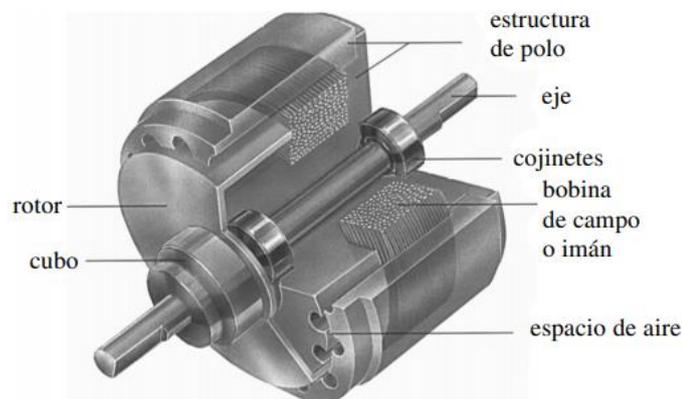
**Figura 9 – 2.** Freno de accionamiento eléctrico

Fuente: (Mott, 2006)

Cada mecanismo de freno electromagnético tiene características propias, por tanto, se analizan como nuevos temas.

## 2.5 Frenos y embragues de histéresis magnética

No existe contacto entre los elementos que giran, y con ello su fricción es nula cuando se desactivan, se conoce al rotor como taza de arrastre, esta se frena a lo largo del campo magnético generado por la bobina o de ser el caso por un imán permanente. Se emplean para controlar torques en tejedoras, donde se aplica una fuerza constante a membranas o filamentos del material mientras este se enrolla. Estos elementos solo tienen contacto mecánico en sus cojinetes, por esto los frenos de histéresis magnética son dispositivos silenciosos, suaves y de larga vida (Norton, 2011).



**Figura 10 – 2.** Freno de histéresis magnética

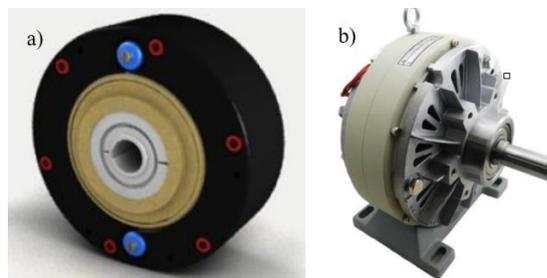
Fuente: (Norton, 2011)

## 2.6 Frenos y embragues de remolino de corriente

Se asemejan a los equipos de histéresis magnética en su construcción, estos tampoco tienen contacto entre su rotor con el polo, la bobina se encarga de generar un remolino de corrientes que acoplan el embrague de manera magnética, existe también deslizamiento pues debe haber movimiento relativo entre polo y rotor para generar el remolino de corrientes (Norton, 2011).

## 2.7 Frenos y embragues de partículas magnéticas

No se presenta fricción entre la carcasa y el disco de embrague, no hay contacto directo, tampoco desgaste de material producto de la fricción de contacto, existe un espacio entre las superficies, este espacio se rellena con un polvo ferroso fino. Al momento de energizarse la bobina, estas partículas ferrosas finas forman cadenas a lo largo de la dirección de las líneas de flujo de campo magnético, estas cadenas acoplan el disco sin deslizamiento en la carcasa. El torque se controla por la cantidad aplicada de corriente en la bobina, cuando el torque que se aplica supera el valor de la corriente presente en la bobina generará un deslizamiento esto aporta una tensión constante (Norton, 2011).



**Figura 11 – 2.** Frenos comerciales de torque

a) 5 Nm y b) 0.2 – 15 lb-ft.

Fuentes: (Andatex, 2020) y (PlacidIndustries, 2020)

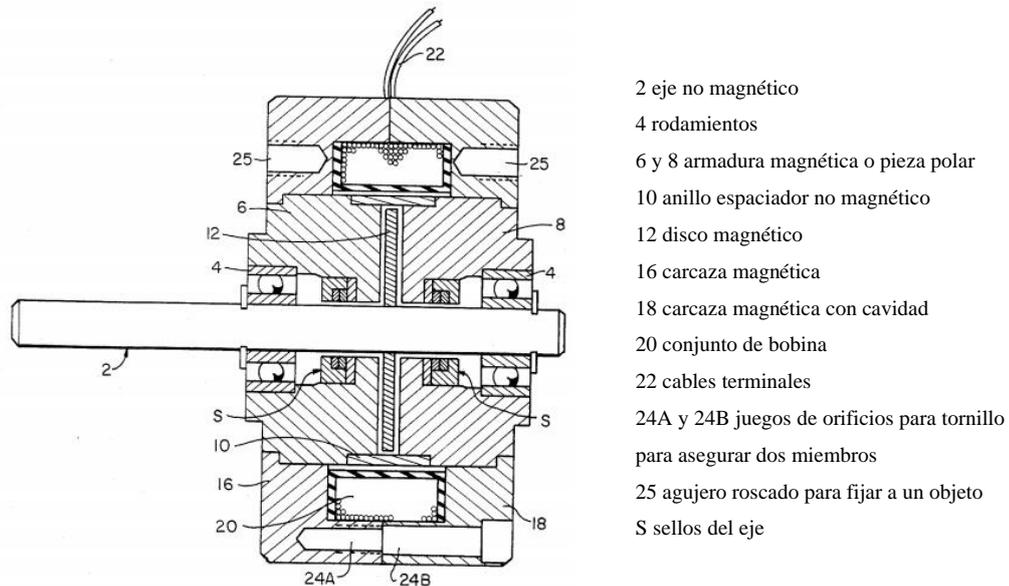
Los frenos de este tipo, generalmente proporcionan el control del par de torsión suave y repetible, el control del par de torsión no depende de la velocidad de rotación, en modelos comerciales como *Placid Industries* y *Merobel* la relación entre corriente suministrada y el torque es casi lineal (Andatex, 2020) y (PlacidIndustries, 2020), lo que permite un control preciso, ideales para simulaciones de carga (PlacidIndustries, 2020).

### 2.7.1 Construcción

De acuerdo a la marca comercial *Magpowr* (Magpowr, 2010) y la patente de freno de partículas magnéticas 4,575,103 (Pedu, 1984) se establece que la construcción de un freno de partículas magnéticas consta de dos estatores, la presencia de un rotor de embrague, un eje de salida, bobina conjunta, polvos magnéticos y un conjunto de cuatro cojinetes. Estos últimos soportan y alinean al eje y rotor con el estator, lo que permite girar dentro del freno. Los polvos magnéticos se ubican

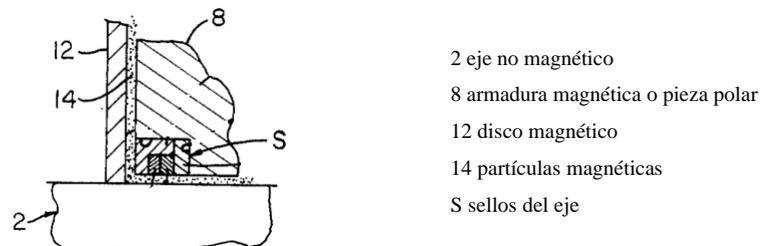
en el espacio entre el rotor y el disco del eje de salida, los polvos magnéticos representan el elemento clave en el funcionamiento de este elemento. El polvo funciona como unión o enlace variable entre el rotor y el disco del eje de salida, es el medio para la transmisión de par (Magpowr, 2010).

Según (Pedu, 1984) un freno de partículas magnéticas se constituye de las siguientes partes:



**Figura 12 – 2.** Sección de freno de partículas magnéticas.

Fuente: (Pedu, 1984)

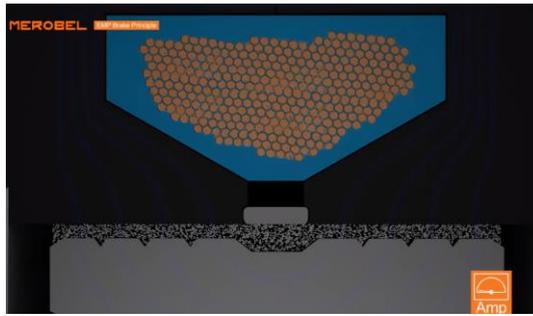


**Figura 13 – 2.** Detalle de áreas de sellado en freno de partículas magnéticas.

Fuente: (Pedu, 1984)

### 2.7.2 Funcionamiento

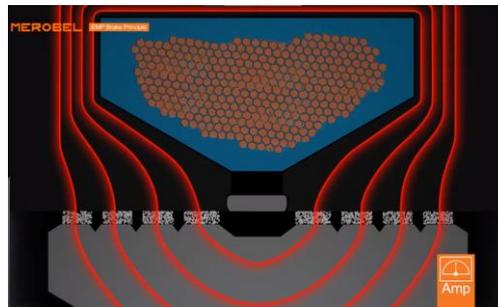
El dispositivo opera cuando pasa una corriente eléctrica de la bobina, esto genera un campo magnético que pasa a través del disco de eje, los dos inducidos y las partículas magnéticas que se rellenan en los espacios entre el disco y la armadura acoplan el disco a las dos armaduras en proporción a la fuerza generada por el campo magnético (Pedu, 1984).



**Figura 14 – 2.** Polvos magnéticos en ausencia de corriente

Fuente: (Merobel, 2020)

Cuando se excita a la bobina, los polvos magnéticos presentes forman cadenas a lo largo de la dirección de las líneas de flujo de campo magnético (Norton, 2011), forman el enlace entre la armadura y disco haciendo posible el proceso de frenado.



**Figura 15 – 2.** Polvos magnéticos alineados

Fuente: (Merobel, 2020)

### 2.7.3 *Polvos magnéticos*

La metalurgia de polvos tiene como finalidad conseguir objetos densos en ciertos casos y en otros porosos, cuyos poros se encuentran unidos entre sí y con una superficie, esta clase de porosidad no es posible conseguir con otros métodos de manufactura. Los polvos magnéticos permiten llenar la considerable zona de frecuencia que implican los núcleos de alta calidad que abarcan las necesidades magnéticas, eléctricas y mecánicas. Es polvos finos y muy densos se usan en núcleos magnéticos, poseen un aislamiento individual con un recubrimiento resistente a elevadas presiones que hacen un núcleo de alta resistencia y estable de alta permeabilidad (Morral, y otros, 1985).

## 2.8 Diagnóstico de fallas

El diagnóstico de fallas es un requerimiento esencial alrededor de toda planta industrial en el mundo (Blandón, y otros, 2013). Esta área es un factor importante dentro de la ingeniería, no únicamente desde un ámbito de seguridad sino también considerando factores como el

mantenimiento de la calidad y la productividad en los procesos industriales (Lameda, 2015). El proceso de diagnóstico de fallas ha ido adquiriendo una evolución considerable producto de creación de sistemas cada vez más complejos, además llevan consigo un aumento de la cantidad de procesos que deben ser controlados (Blandón, y otros, 2013).

En respuesta a estas necesidades, consecuencias del desarrollo tecnológico, se han generado una serie de metodologías y teorías de identificación de fallas como una vía a la solución de problemas que podrán perjudicar el desarrollo de estos procesos industriales (Blandón, y otros, 2013).

Una planta industrial es un sistema integral intervienen diferentes variables a ser medidas y procesos complejos, esta requiere que sus equipos tengan como objetivos, un alto desempeño y una alta calidad de sus equipos de modo que se garanticen los cumplimientos de normativas y parámetros de suma importancia como son la confiabilidad y seguridad (Blandón, y otros, 2013). Se entiende a la confiabilidad como el factor detrás de la seguridad y se centra en los propósitos cuyo mantenimiento y desarrollo se relacionan con los elementos de un sistema, la confiabilidad es la capacidad de un elemento en desempeñar una función asignada bajo condiciones en un rango de tiempo, esta se expresa en términos de disponibilidad siendo esta como medida del estado de los elementos en un determinado momento cuando se lo necesita para desempeñar una función (CEN, 2001).

El objetivo del diagnóstico de fallas es identificar la razón u origen de un funcionamiento defectuoso presente en un sistema, este diagnóstico se basa en observaciones externas (Feldman, y otros, 2013).

### **2.8.1     *Falla***

Se considera que se ha generado una falla cuando un elemento de máquina deja de funcionar como es necesario (Sánchez, 2014). Una falla que aparece en una planta industrial representa un riesgo potencial lo que quiere decir que es importante identificar el origen de esta, se debe entender también que existe un estado de falla donde un elemento deja de funcionar y otra en la que el elemento no cumple con la condición asignada conforme a un estándar de desempeño (Aguilar, y otros, 2010). Las fallas se pueden clasificar por su causa, modo, consecuencia, efecto o mecanismo (Sánchez, 2014).

#### **2.8.1.1    *Modo***

Modo es aquel efecto apreciable, observable o palpable que genera una falla en un componente, se plantea el ejemplo de la presencia de picadura en un rodamiento (Sánchez, 2014) otra definición de modo es la manera o forma en que ocurre una falla, cuando aparecen múltiples fallas se tienen también múltiples modos de fallas (Aguilar, y otros, 2010).

### 2.8.1.2 *Causa*

Una falla puede tener causas intrínsecas, estas pueden generarse por el desgaste o deterioro de un elemento de máquina, o estas pueden ser extrínsecas, consecuencia del mal manejo que se le haya dado a la máquina, una causa de falla de un elemento o máquina en sí, puede clasificarse en causas humanas, físicas y latentes (Sánchez, 2014).

### 2.8.1.3 *Efecto*

Un efecto de falla se percibe en un equipo (Sánchez, 2014), un defecto desemboca en una falla, un efecto de falla local puede afectar al elemento de máquina o particularmente a una función, dichos efectos no se los identifica como efectos de alta relevancia pues no altean al sistema completo ni a la calidad del producto final (Villacreses , 2018). Efectos de falla puede considerarse a vibraciones, ruido, aumento de presión entre otros (Sánchez, 2014).

Un efecto de falla puede ser también a nivel de sistema, este tipo se deben al grado de impacto con el que afectan al sistema operativo de la máquina incluso afectando a la calidad y seguridad del producto final y del operador respectivamente (Villacreses , 2018), se representa en tres tipos:

**Tabla 1 – 2:** Tipos de efectos de falla

<b>Efecto</b>	<b>Definición</b>
Local	Efecto directo al elemento o ítem, puede darse a los elementos adjuntos
A nivel superior	Efecto que afecta al nivel inmediato superior del sistema
Efecto final	Efecto que afecta al nivel más alto del sistema, incluso puede afectar al operador del mecanismo o máquina

Fuente: (Villacreses , 2018)

Realizado por: Uvidia, José, 2020

### 2.8.1.4 *Consecuencia*

Una falla trae consecuencias, las consecuencias pueden ser ambientales, económicas, de salud al operador incluso de sustentabilidad (Sánchez, 2014).

### 2.8.1.5 *Mecanismo*

Un mecanismo de falla es un proceso que puede ser químico, eléctrico mecánico que desata en una falla (Sánchez, 2014).

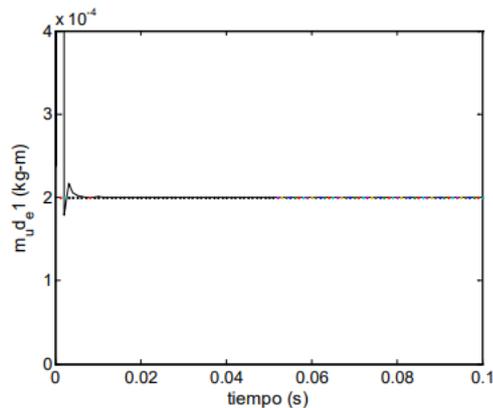
## 2.9 **Modos de falla**

Se presentan características particulares a cada modo de falla específicamente en las gráficas espectrales, se puede notar diferencias al comparar un espectro entre un equipo sano y otro que

posea un modo de falla, esto se puede apreciar en la amplitud de la onda relacionada con alguna frecuencia en concreto (Naranjo, 2011).

### 2.9.1 Desbalance

El desbalance se presenta cuando no coincide el eje de inercia principal del rotor con el eje geométrico del sistema, provocando vibraciones y estas a su vez fuerzas no deseadas cuya potencia se transmite de manera directa a elementos mecánicos, tales como cojinetes y soportes del rotor (Blanco, y otros, 2008).

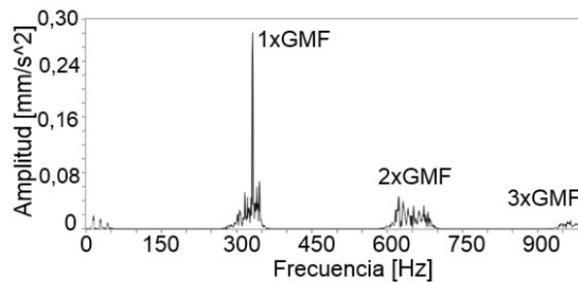


**Gráfica 1 – 2.** Ejemplo de identificación de desbalance en un rotor

**Fuente:** (Mendoza, y otros, 2016)

### 2.9.2 Desalineación

La desalineación genera carga adicional que sobrecargan a los elementos de cojinetes además en los apoyos de árboles y ejes, esta sobrecarga se genera cuando los ejes geométricos no son coaxiales (Rodríguez, y otros, 2012).

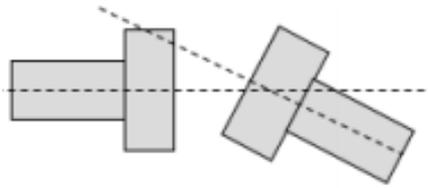


**Gráfica 2 – 2.** Ejemplo de espectro de desalineamiento en rodamiento

**Fuente:** (Delgado, y otros, 2016)

#### 2.9.2.1 Desalineación angular

Se genera cuando los ejes están acoplados y estos no se encuentran en el mismo ángulo con respecto a la horizontal (Sánchez, 2014).

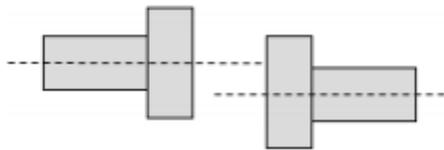


**Figura 16 – 2.** Desalineación angular

Fuente: (Sánchez, 2014)

### 2.9.2.2 Desalineación en paralelo

Su condición es que estos ejes no se ubican a la misma altura a pesar de que se encuentran posicionados al mismo ángulo con respecto a la horizontal (Sánchez, 2014).

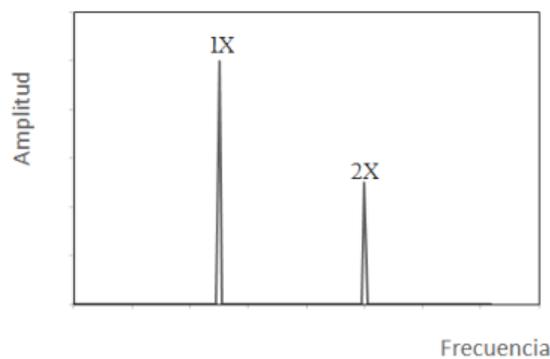


**Figura 17 – 2.** Desalineación paralela

Fuente: (Sánchez, 2014)

### 2.9.3 Eje doblado

Este fallo corresponde a una forma de desbalance y en la gráfica del espectro una componente denominada como 2X se distingue de manera clara, las vibraciones axiales llegan a ser predominantes que las vibraciones radiales (Sánchez, 2014), las componentes se pueden apreciar en el siguiente gráfico:



**Gráfica 3 – 2.** Ejemplo de espectro de eje doblado

Fuente: (Sánchez, 2014)

En el caso de que la componente espectral 1X sea mayor, esta identifica que el eje se dobla cerca del centro, en el caso contrario el eje está doblado en los extremos (Sánchez, 2014).

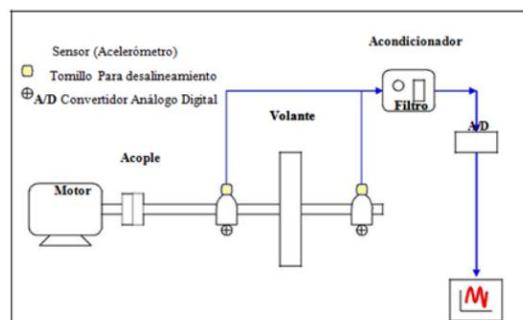
## 2.10 Bancos de diagnóstico de fallas

Este tipo de bancos de pruebas tienen la finalidad de identificar las fallas presentes en una máquina, estas fallas pueden estar presentes en un elemento en el caso de las locales, así como en todo el sistema, así como se identificó en temas anteriores, existen un sin número de modelos y

diseños de este tipo de máquinas, cuyo origen son de marcas comerciales o proyectos de investigación. A continuación, se identifican los mecanismos de funcionamiento de algunos modelos.

### 2.10.1 Banco de pruebas en base a volante de inercia

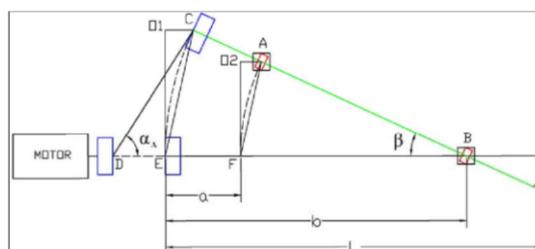
Este banco está formado por un motor que transmitirá potencia y rotación al sistema, se acopla a un eje donde se ubica un volante con agujeros con rosca, la distribución de estos agujeros en el volante genera vibraciones de desbalance mediante la aplicación de tornillos prisioneros, se dotan de tornillos para desalinear los ejes y obtener vibraciones de cada tipo de desalineamiento, esta desalineación se limita al permitido en los elementos de máquina comerciales como son rodamientos y acople (García, y otros, 2018).



**Figura 18 – 2.** Esquema del banco de pruebas

Fuente: (García, y otros, 2018)

Este banco permite un desalineamiento angular, esto se obtiene al trasladar el cojinete identificado como A a una nueva posición. Esto se lo hace para determinar el desplazamiento aproximado a un ángulo cualquiera del cojinete, de modo que permita obtener un avance de desalineamiento (García, y otros, 2018).

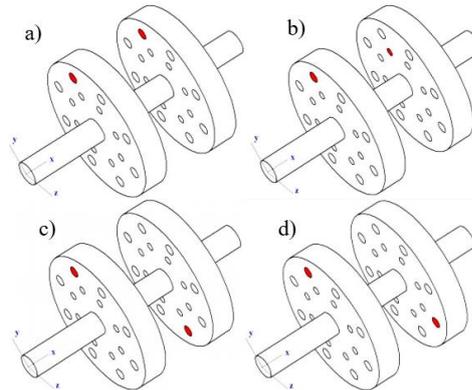


**Figura 19 – 2.** Desalineamiento angular de ejes

Fuente: (García, y otros, 2018)

Dos discos volantes se encargan de producir vibraciones debido a desbalance de cuatro tipos: par, dinámico, casi estático y estático, tiene la capacidad de balancearse y desbalancearse de manera fácil, esto es posible con la aplicación de tornillos prisioneros correctamente ubicados y calibrados (García, y otros, 2018). Según ISO 2953 establece perforar y roscar doce agujeros igualmente

espaciados (ISO, 1985), el ángulo de separación permite el desequilibrio dinámico al momento de retirar o colocar tornillos opresores en cualquier dirección (García, y otros, 2018).



**Figura 20 – 2.** Desbalance a) estático, b) casi estático, c) par, d) dinámico.

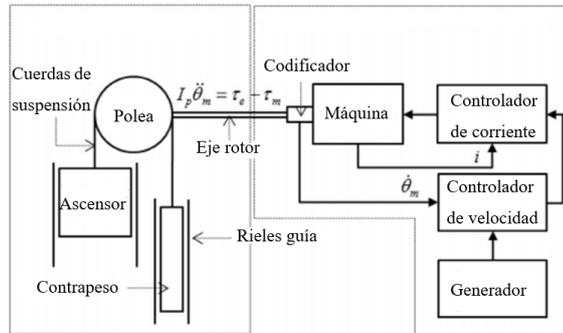
**Fuente:** (García, y otros, 2018)

El banco permite mover únicamente el soporte A una distancia para obtener desalineamiento angular, se puede mover el soporte A y soporte B la misma distancia para obtener desalineación paralela y para una combinación de desalineamientos se debe mover 30 mm el soporte A y 20 mm el soporte B dando lugar a una desalineación angular de  $2^\circ$  y  $13^\circ$  para el rodamiento y acople respectivamente (García, y otros, 2018).

### **2.10.2 Banco de pruebas con elevador de carga**

La carga al sistema se suministra por un sistema electromecánico de un ascensor con polea, la instalación comprende a subsistemas tanto mecánico como eléctrico. La masa de la cabina del elevador se debe equilibrar usando un contrapeso para disminuir el par de torsión administrado a la máquina. Una máquina eléctrica impulsa el sistema mecánico mediante una polea que conduce dos cables de suspensión que unen a la cabina del ascensor y el respectivo contrapeso, tanto el ascensor como el contrapeso se desplazan de manera vertical (Esteban, y otros, 2017).

En la instalación eléctrica, el sistema se impulsa por el motor eléctrico que se controla por un control orientado de campo, elemento que permite el perfil del control de velocidad para cada movimiento del ascensor, dependiendo de la posición de la masa y el destino final. Finalmente, en cuanto a fallas, las de tipo eléctrico se estudian en la ondulación del par y error de fase del codificador, mientras que de tipo mecánico son la desalineación de la cabina del ascensor y el contrapeso, las condiciones de fricción de la zapata deslizante, pronóstico de la cuerda y la caracterización del montaje elastomérico (Esteban, y otros, 2017).



**Figura 21 – 2.** Esquema simplificado del banco de pruebas con instalación de elevador

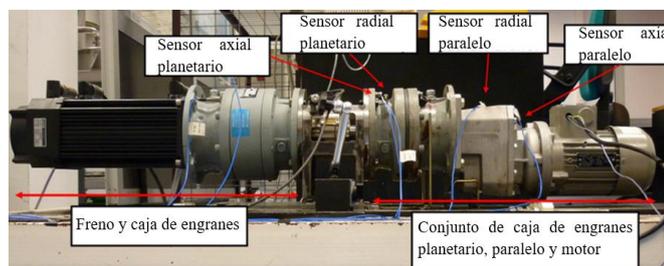
Fuente: (Esteban, y otros, 2017)

### 2.10.3 Banco de pruebas de engranajes

Este tipo de banco de pruebas, se compone de un accionamiento eléctrico, esto en lugar de un dínamo o generador, después se ubica una caja de cambios paralela y una caja de cambios planetaria (Villa, y otros, 2012).

Para simular la carga variable se ha agregado un freno al banco de pruebas. Para el acoplamiento de este freno con la primera parte del banco de pruebas es necesario utilizar una caja de cambios para que el freno pueda proporcionar suficiente par de frenado en el eje lento. El accionamiento eléctrico es un accionamiento de jaula de ardilla asíncrono trifásico (Villa, y otros, 2012).

Las fallas que se pueden simular en el banco de pruebas son desequilibrio y desalineación, comenzando con valores pequeños de defectos y aumentando con cada nuevo conjunto de medidas para simular una falla progresiva, se deben ingresar valores, del peso en gramos, el porcentaje equivalente del peso total del banco de pruebas del rotor, el grosor de la cuña utilizada para desalinear y su respectivo ángulo de desalineación (Villa, y otros, 2012).



**Figura 22 – 2.** Banco de pruebas de fallas de engranajes

Fuente: (Villa, y otros, 2012)

### 2.11 Acople mecánico

Es un dispositivo que transmite potencia al conectar el extremo de dos ejes entre sí (Mott, 2006), existen principalmente dos tipos: Rígidos y flexibles, los elásticos o flexibles corresponde a un

acoplamiento que permite cierto grado de desalineación entre ejes mientras que rígido no permite desalineación entre los ejes acoplados (Norton, 2011).

En la siguiente tabla se identifican los tipos de acoples más comunes:

**Tabla 2 – 2:** Tipos de acoples mecánicos

Acople	Tipo	Descripción
Rígido	Tornillo prisionero	Se emplea un tornillo prisionero que incrusta al eje para transmitir torque, se usan para cargas ligeras.
	Acuñaado	Emplean cuyas y transmiten altos torques, se emplean tornillos opresores junto a la cuña, para vibraciones el tornillo debe tener punta de copa.
	De sujeción	Comúnmente se usan los deslizantes, estos abrazan los dos ejes y transmiten torque producto de fricción.
Flexible	Quijada	Poseen dos mazas con quijadas bastante notorias, las quijadas se pueden traslapar de manera axial, se traban de manera torsional mediante un inserto de material flexible.
	De disco flexible	Sus mazas se conectan por un elemento con tolerancia como un resorte o un elastómero, permite desalineación angular, axial y paralela.
	Engrane y ranura	Poseen engranajes externos cuyos dientes son rectos o curvos, permiten movimientos axiales, permiten ligeras desalineaciones paralelas y angulares.
	Helicoidales y fuelle	Diseños de una sola pieza que usa su propia deflexión para permitir todo tipo de desalineaciones, axiales, paralelas y angulares.
	De eslabón	También denominado Schmid, se conectan por medio de una red de eslabones, permiten altas desalineaciones paralelas sin pérdidas de carga o torque.
	Juntas universales	Hooke
Rzeppa		Posee velocidad constante, usado para desalineaciones angulares y paralelas significativas

Fuente: (Norton, 2011)

Realizado por: Uvidia, José, 2020

## 2.12 Tensión Inducida

Se denomina inducción al proceso en el cual un bucle de material con propiedades conductivas se desplaza por medio de un campo magnético variando el flujo magnético mediante el bucle, se induce en este durante el movimiento de una tensión, el sentido del movimiento asigna el sentido de la tensión que se induce, este también depende del sentido del campo magnético y aumenta en función de la velocidad del conductor, en una bobina la tensión inducida aumenta mientras más número de espiras tiene este componente (Bastian, y otros, 2000).

### 2.13 Campo magnético

Un campo magnético es el mecanismo fundamental que se usa para transformar energía de una forma a otra, esto ocurre tanto en generadores, motores y transformadores, se usa un campo magnético para cambiar el nivel de tensión (Chapman, 2012). Los principios básicos donde se usan los campos magnéticos:

**Tabla 3 – 2:** Principios de usos de campos magnéticos

<b>Máquina</b>	<b>Principio</b>	<b>Efecto</b>
Máquinas eléctricas en general	Conductor en presencia de corriente produce un campo magnético en su entorno	Electrónica en general
Transformador	Campo magnético variable en el transcurso del tiempo induce tensión en una bobina de alambre	Variar una tensión de entrada a un valor inferior
Motor	Conductor en presencia de un campo magnético experimenta fuerza que se induce en el material	Rotar y entregar potencia a un sistema mecánico
Generador	Conductor eléctrico que en presencia de un campo magnético se mueva tiene voltaje inducido	Produce flujo de corriente por acción mecánica

Fuente: (Chapman, 2012)

Realizado por: Uvidia, José, 2020

### 2.14 Ley de Faraday

La ley de Faraday afirma que al momento de que un flujo atraviesa una espira de alambre de material conductor, este material se inducirá un voltaje directamente proporcional a la variación del flujo magnético en relación al tiempo. En el caso de que las espiras estén estrechamente ligadas provocando que gran cantidad del flujo circulante en una sola espira también circule en el resto del bobinado, en el caso de tener una dispersión significativa se debe tomar un análisis por enésima de espira en la bobina (Chapman, 2012).

Los campos magnéticos tienen como propiedad a la ley de Faraday, específicamente de los campos magnéticos que intervienen en el funcionamiento de transformadores. Un flujo transitorio induce tensión en un núcleo ferromagnético en la misma manera que lo haría un alambre de material conductor enrollado en el mismo núcleo. Estas diferencias de potencial generan flujos de corrientes que fluyen en el núcleo, semejantes a remolinos en la orilla de un río, por tal motivo se les asigna el nombre de corrientes de remolino (Chapman, 2012). Estas corrientes se las denominan como corrientes parásitas (Reyes, y otros, 2014), disipan energía, esto consecuencia de fluir en un medio resistivo, en este caso el hierro del núcleo, esta energía se transforma en calor, la pérdida

de cantidad de energía por acción de corrientes parásitas depende del tamaño de la resistividad del material donde fluye la corriente y de los remolinos de corriente (Chapman, 2012).

## 2.15 Controlador lógico programable

Es un dispositivo cuya función es controlar un proceso o una máquina y se puede considerar como una caja de control con dos filas de terminales, una de entrada y la otra de salida (Hyde, y otros, 1997). Un controlador lógico realiza funciones del tipo lógicas, secuenciales y combinacionales mediante lenguajes de programación (Álvarez, 2007). Las terminales que reciben las señales de entrada para la conexión a elementos como disyuntores de seguridad, interruptores, sensores como los fotoeléctricos, de proximidad, pulsadores y otros elementos de este tipo (Hyde, y otros, 1997). Un controlador lógico programable tiene un campo de aplicación muy extenso e incluye diferentes clases de industrias, así como la aeroespacial, construcción, domótica, automoción entre otras. La diferencia de los computadores un controlador lógico programable se diseña para diversas señales tanto de entrada como de salida, grandes rangos de temperatura, tiene incluido también inmunidad al ruido eléctrico y posee resistencia a la vibración además de impacto. Los programas para controlar el elemento se almacenan en copias de seguridad de baterías o en otros casos en memorias no volátiles (UNED). Los tipos de controladores programables más comunes se detallan en la siguiente tabla:

**Tabla 4 – 2:** Tipos de controladores lógicos programables

<b>Tipo</b>	<b>Descripción</b>	<b>Aplicación</b>
Compactos	Incorporan CPU, módulos de entrada y salida, dos canales de comunicación, y HMI. Se puede incrementar módulos y hacerse un solo paquete.	Se usan en automoción como subtipos de relés.
Modular	Tiene más funciones que un compacto, la CPU y otros módulos se encuentran separados, tiene un número limitado de lugares para módulos adicionales.	Control, posicionamiento, regulación, manipulación, procesamiento de datos entre otras aplicaciones
Montaje en rack	Tiene la misma capacidad que uno tipo modular, el rack posee ranuras para módulos y un sistema integrado para intercambiar información entre módulos.	Similares que un modular, sitios web, comunicación, motorización, etc.
Con operador	Para su funcionamiento posee una interfaz HIM además de una motorización de procesos automáticos y para las máquinas.	Mejor interfaz con el usuario, operaciones intuitivas para el operador.
Otros tipos	Existen un grupo de estos elementos menos comunes, como los que incluyen ordenador industrial, de tipo de ranura, de tipo software	Operaciones industriales muy complejas y de alta precisión.

Fuente: (UNED)

Realizado por: Uvidia, José, 2020

## **2.16 Automatismos**

Un automatismo se denomina a aquel circuito que tienen la capacidad de efectuar secuencias de tipo lógicas sin la intervención de un operador (Martín, y otros, 2016). Los automatismos no se componen únicamente de la parte eléctrica, existen otras tecnologías como la mecánica, neumática, hidráulica, entre otras, estos siempre controlados por la electrónica (Viloria, 2008), las ventajas entre la amplia variedad tenemos:

- Asegurar repetitividad y funcionamiento de operaciones
- Facilitar el manejo
- Reducir averías
- Facilitar reparaciones
- Aumentar seguridad del usuario
- Simplifica planificación y gestión de producción
- Reducir recurso humano

### **2.16.1 Componentes de instalaciones de automatismos** (Martín, y otros, 2016)

Los sistemas automatizados están constituidos por bloques funcionales y estos por elementos, así tenemos:

- Red eléctrica.

Suministro de energía, generalmente puede ser trifásico o monofásico, su fuente puede ser de un centro de transformación o transformadores propios.

- Línea de entrada a la instalación eléctrica

Denominado derivación individual en el caso de proceder de un transformador, línea donde se conectan los elementos de seguridad al sistema, esta línea alimenta al circuito automatizado.

- Cuadro general de baja tensión y armarios secundarios

Contienen los dispositivos de protección, de maniobra y además elementos de gestión del sistema, en ciertos casos los elementos se alojan en la misma envolvente, lo más común es poner armarios o cuadros independientes.

- Zona de mando y control

Es el lugar donde, operarios interactúan con la interfaz del sistema automatizado en salas de operaciones o mandos pupitres.

- Sensores y detectores

Estos elementos envían señales de entrada al sistema automatizado, se encargan de medir o comparar variables externas, después estos elementos envían la información en forma de señales.

- Receptores y actuadores

Estos elementos corresponden a las salidas del sistema eléctrico, los más comunes son los motores, electroválvulas, entre otros.

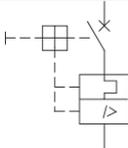
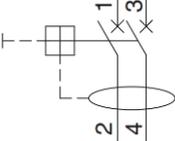
- Conductores eléctricos

Se encargan de transmitir la energía eléctrica o señales de información entre diversos componentes del sistema automatizado.

### 2.16.2 Elementos eléctricos de protección

Los circuitos de automatización que funcionan alimentados por redes eléctricas o sistemas de generación deben estar provistos por las medidas necesarias de protección y seguridad, esto tanto para equipos como para usuarios (Entrena, 2015). Los elementos más comunes:

**Tabla 5 – 2:** Elementos de protección en instalaciones

Elemento	Funcionamiento	Simbología	
Fusible	Se conectan en serie con el circuito a proteger, actúa ante cualquier aumento de temperatura producto de intensidad excesiva		Fusible monopolar
Interruptor automático o magnetotérmico	Provoca que el circuito en el que está instalado se abra de manera automática, actúa en sobrecargas y cortocircuitos		Interruptor magnetotérmico unipolar
Interruptor diferencial	Protege el circuito de la instalación contra fallas de aislamiento, y a las personas contra contactos indirectos		Interruptor diferencial bipolar

Fuente: (Martín, y otros, 2016)

Realizado por: Uvidia, José, 2020

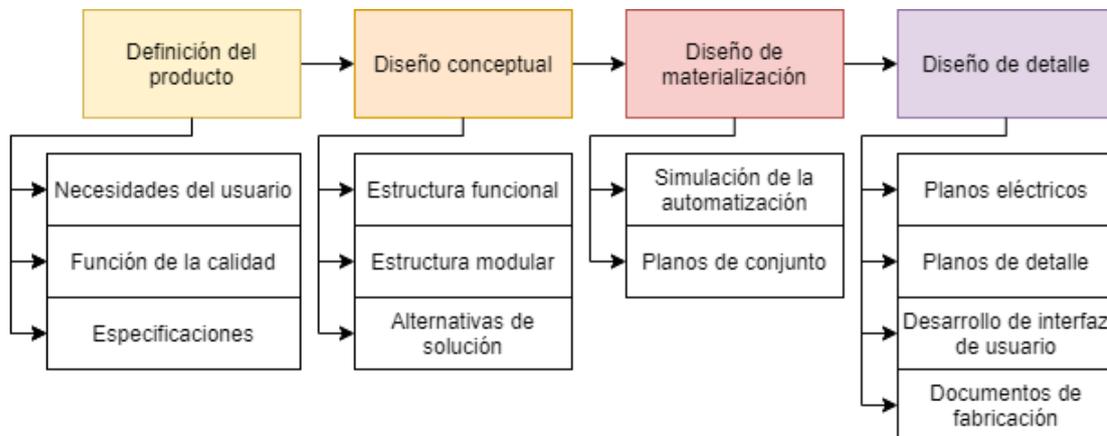
## CAPÍTULO III

### 3. MARCO METODOLÓGICO

En el presente capítulo se establece la metodología de diseño a desarrollarse en el presente proyecto, partiendo de la definición del producto, centrándose en las necesidades del usuario final, en este caso personal docente y estudiantes de la carrera de mecánica. Posteriormente se avanza al desarrollo del diseño conceptual, donde se presentan alternativas de los elementos que constituyen la máquina bajo criterios de selección y finalmente la construcción del equipo.

#### 3.1 Metodología de diseño

El procedimiento se constituye por cuatro etapas, definición del producto, diseño conceptual, diseño de materialización y diseño de detalle, en la siguiente figura se detalla el procedimiento:



**Figura 1 – 3.** Metodología de diseño

Realizado por: Uvidia J. 2020

#### 3.2 Definición del producto

Se debe definir las necesidades del usuario, las mismas que el equipo debe cubrir además del sector al que está enfocado, este último ya se lo definió en la propuesta de desarrollo del presente proyecto, mismo que será enfocado para estudiantes de la Carrera de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Las necesidades del usuario se determinan mediante una encuesta que se realiza a estudiantes de entre octavo y noveno semestre, antes de esto se debe determinar el tamaño de la muestra. La asignatura de Diseño de sistemas y equipos mecánicos tiene un total de 23 alumnos lo que correspondería a la población.

Según (Torres, y otros, 2006), el cálculo se una muestra cuando se conoce el tamaño de la población se determina por:

$$n = \frac{z^2 * p * q * N}{e^2(N-1) + z^2 * p * q} \quad (1)$$

Donde:

$z$ : Nivel de confianza

$p$ : Probabilidad a favor

$q$ : Probabilidad en contra

$N$ : Tamaño de la población

$e$ : Margen de error

$n$ : Tamaño de la muestra

La puntuación de  $z$  se determina en función del nivel de confianza, para ello se verifica la siguiente tabla:

**Tabla 1 – 3: Nivel de confianza**

Nivel de confianza	Puntuación de $z$
90%	1.65
95%	1.96
99%	2.58

Fuente: (Torres, y otros, 2006)

Realizado por: Uvidia, José, 2020

Se toma una confianza del 90%, con ello una puntuación para  $z$  de 1.65

Esta es la primera vez que se realiza una encuesta para este tipo de producto, se recomienda usar 50% para las dos probabilidades (Torres, y otros, 2006). El nivel de confianza se establece en el 90%, por tanto, el margen de error máximo que se puede tener es del 10%, con estos valores se calcula el tamaño de la muestra para nuestra encuesta.

$$n = \frac{(1.65)^2 * 0.5 * 0.5 * 23}{(0.1)^2(23 - 1) + (1.65)^2 * 0.5 * 0.5}$$

Finalmente se obtiene:

$$n = 17.38 \rightarrow 18$$

El cálculo arroja un tamaño de muestra de 18 estudiantes.

### 3.2.1 Despliegue de la función de la calidad

El despliegue de la función de la calidad, en siglas QFD corresponde a un sistema organizacional para diseñar productos cuyas funciones principales son, garantizar que el producto cubrirá todas las expectativas y sobre todo las necesidades de los clientes, además de reducir el tiempo que demora el producto desde la concepción hasta el lanzamiento del mismo (Grima, y otros, 1995).

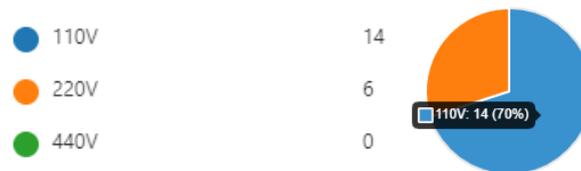
Se emplea esta herramienta para identificar las necesidades del cliente y determinar las especificaciones técnicas, en los siguientes temas se desarrolla cada una de las componentes de la casa de la calidad QFD.

#### 3.2.1.1 Voz del usuario

Una vez determinada el tamaño de la muestra se realizó la encuesta para determinar las necesidades del usuario, la misma se encuentra como anexo al final de este escrito, de esta se obtuvieron los siguientes resultados:

##### -Alimentación

El 70% de los encuestados prefieren que la alimentación de energía para el equipo sea eléctrica de corriente alterna, específicamente 110V, como segunda opción el usuario prefirió alimentación corriente alterna de 220V.



**Gráfico 1 – 3.** Preferencias de alimentación

Realizado por: Uvidia J. 2020

##### -Tipo de mecanismo de accionamiento

El usuario prefiere un moderno control del elemento, electrónico y preciso, para ello se prefiere casi en su totalidad la implementación de una pantalla táctil HMI, otra opción es un potenciómetro con menor aceptación. La última opción es un programa ejecutable disponible para computador y celular.



**Gráfico 2 – 3.** Tipo de control preferido por usuarios

Realizado por: Uvidia J. 2020

### -Sistema de control

Bajo el criterio de los usuarios, el sistema de control debe ser automatizado y este debe trabajar en corriente continua en una tensión de 24V o de 12V, estos valores por ser los más comunes, hubo otra opción de 90V a la que nadie prefirió.

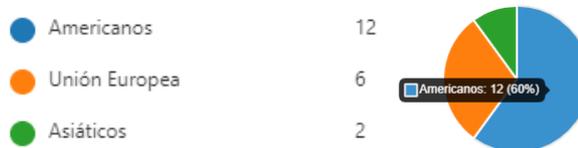


**Gráfico 3 – 3. Tensión de circuito automatizado**

Realizado por: Uvidia J. 2020

### -Equipos

El usuario prefiere que la máquina tenga equipos cuya procedencia garantice de alguna manera una larga vida útil del equipo, en su mayoría prefieren equipos que tengan origen en nuestro continente, la otra opción elegida fue la unión europea, la menos elegida fue los equipos de procedencia asiática.



**Gráfico 4 – 3. Origen de los equipos y repuestos**

Realizado por: Uvidia J. 2020

### -Controlador programable

El sistema debe ser automatizado por ende controlado por un elemento, el usuario prefiere un controlador lógico programable Logo en su gran mayoría, otra opción es un controlado tipo software y la opción con menor aceptación es un microcontrolador tipo Arduino.



**Gráfico 5 – 3. Tipo de controlador**

Realizado por: Uvidia J. 2020

### -Simulador

Para la selección del elemento que tendrá la función de generar carga mecánica, se preguntó al usuario si conocía algún tipo de estos elementos, esta pregunta fue de opción múltiple y se

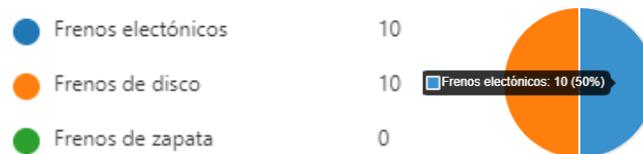
aceptaban más de una respuesta, la preferida fue el elemento elevador de poleas, después se encuentra el volante de inercia, finalmente el freno es la opción menos seleccionada.



**Gráfico 6 – 3.** Simuladores de carga conocidos por el usuario

Realizado por: Uvidia J. 2020

Para la selección del simulado también hubo una preferencia marcada dentro de los elementos de control mecánico como son embragues y frenos, la preferencia fue igual en cuanto a frenos eléctricos y de disco con igual número de preferencias, mientras que los frenos de zapata no alcanzaron ningún punto, para esta selección se le pidió tomar en cuenta al usuario, la precisión del control, el ruido y calor que generan.



**Gráfico 7 – 3.** Preferencia de frenos por el usuario

Realizado por: Uvidia J. 2020

Se preguntó también la importancia que se debe tomar en cuenta para el diseño del equipo, siendo 1 la calificación más baja y 5 la de mayor trascendencia, de los factores que se tomaron en consideración se tiene:

-Interfaz con el usuario o facilidad de operación

Para este aspecto los encuestados respondieron en promedio un valor de 4 puntos.

-Baja generación de calor

En este factor la pregunta llegó a un promedio de 3.7 que se puede asignar un valor de 4 para el desarrollo en la casa de la calidad.

-Seguridad y protecciones

El usuario estima que este parámetro es de vital importancia, asignando un valor de 5.

-Disponibilidad de información técnica

En este sentido el usuario considera un valor de 4, lo que se debe tomar en cuenta al momento de la adquisición de los equipos.

-Facilidad de mantenimiento

El usuario en promedio considera un valor de vital importancia, asignando un valor de 5.

-Vida útil de los equipos y fiabilidad

El usuario considera un valor de 4 para la vida útil, las marcas reconocidas comúnmente son demasiado costosas, pero si le interesa que el equipo funcione con equipos de calidad lo que asigna un valor de 5 a la fiabilidad de equipos.

-Limpieza y apariencia

El usuario prefiere que los componentes no generen algún tipo de residuo después del funcionamiento asignando un valor 4 como importante, mientras que la apariencia del mismo no es de mayor interés, de todos los aspectos, este fue el menos considerado con un valor promedio de 3.8, para la casa de la calidad un valor de 4.

Todo esto se resume en la siguiente tabla:

**Tabla 2 – 3:** Voz del usuario

<b>Grupo</b>	<b>Característica</b>	<b>Tipo de necesidad</b>
Desempeño	Fuente de energía convencional	Básica
	Capacidad de controlar el torque y velocidad	Básica
	Facilidad de mantenimiento	Unidimensional
	Disponibilidad y confiabilidad de repuestos	Estimulante
	Larga vida útil	Estimulante
Control	Mando de control electrónico	Básica
	Velocidad de respuesta y precisión	Estimulante
	Usuario pueda operar el equipo sin complicaciones	Básica
	El equipo debe poder ser operado mediante celular	Estimulante
Dimensionamiento	Usar espacio físico moderado	Unidimensional
	Facilidad de transporte	Unidimensional
Seguridad	Equipos no deben calentarse excesivamente	Básico
	Baja generación de ruido	Estimulante
	Seguridad del operador	Básico
Calidad	Limpieza del equipo en operación	Unidimensional
	Apariencia del ensamble	Unidimensional

Realizado por: Uvidia, José, 2020

### 3.2.1.2 *Análisis de competitividad*

El análisis de competitividad se consideraron dos opciones, la una un equipo comercial que se puede adquirir de manera libre, mientras que para la segunda opción se eligió un proyecto de tesis cuya información se encuentra en plataformas de investigación.

-Banco de pruebas mediante elevador de poleas (Esteban, y otros, 2017)

A este banco se le asigna el nombre de Competencia 1, el tema de nuestra investigación se enfoca específicamente en el elemento que genera la carga mecánica, por tanto, el análisis de competencia se realiza en este caso en el elevador de poleas, las especificaciones técnicas de este banco son las siguientes:

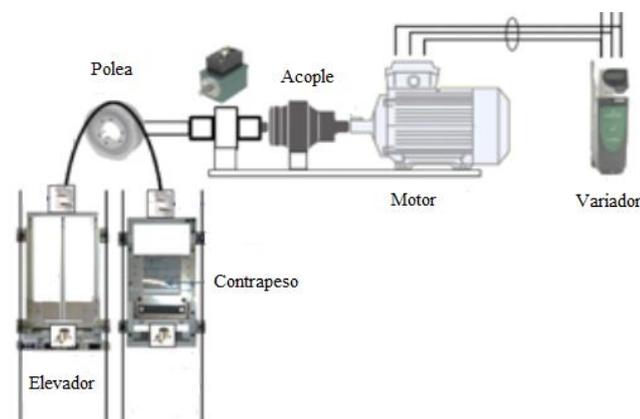
**Tabla 3 – 3:** Análisis de competencia 1

Característica	Descripción
Principio	Este elemento genera carga torsional al eje que conecta con el motor al aplicar carga a un elevador suspendido mediante cuerdas, en un extremo de la cuerda se coloca masas que generan movimiento en sentido vertical, mientras que al otro extremo se coloca un contrapeso que contrarresta la acción del elevador, generando así una fuerza resultante, tomando en cuenta el radio de la polea se obtiene el torque generado.
Variación de carga	Manual, un operario debe colocar las masas dentro del elevador.
Carga	10-20 kg
Velocidad de subida/bajada	0.11-0.71 m/s
Aceleración	0.22-0.6 $m/s^2$
Tiempo de subida	4.27-26.72 s
Torque	0.05-5.43 Nm

Fuente: (Esteban, y otros, 2017)

Realizado por: Uvidia, José, 2020

El esquema del banco es el siguiente:



**Figura 2 – 3.** Esquema de funcionamiento de competencia 1

Fuente: (Esteban, y otros, 2017)

-Banco de pruebas mediante volante de inercia

Este banco será denominado como Competencia 2, para esta competencia se seleccionó un banco de marca comercial.

El equipo para diagnóstico de fallas en máquinas de marca EDIBON, está controlado mediante un computador, este banco permite realizar prácticas para mediciones de vibraciones, desplazamientos, velocidad, aceleración de vibraciones en función del tiempo o frecuencia (EDIBON, 2020). El elemento que genera la carga en este banco son dos discos de inercia los cuales poseen las siguientes características:

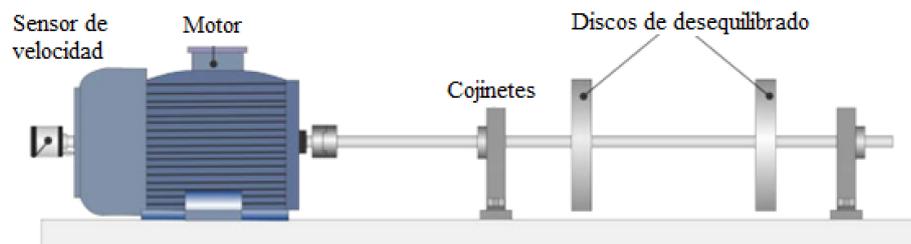
**Tabla 4 – 3:** Análisis de competencia 2

<b>Característica</b>	<b>Descripción</b>
Principio	Dos discos de considerables masas se encuentran acoplados a un eje, estos discos poseen geometrías específicas que permiten colocar nuevos pesos en forma de espárragos, generando desbalanceo y desalineaciones.
Variación de carga	Los espárragos se deben colocar de manera manual, la variación de velocidad en el motor es mediante un programador lógico.
Potencia motriz	0.37 kW
Material	Aluminio
Número de revoluciones	2800 rpm
Control	Velocidad y potencia regulable
Acople	Flexible
Sensores	Tacómetro para medir velocidad
Dimensiones	20mm de diámetro, 500mm de longitud máximo
Peso	Cada volante 1700 g

Fuente: (EDIBON, 2020)

Realizado por: Uvidia, José, 2020

El modelo analizado es el MDU-UB cuyo esquema de composición es el siguiente:



**Figura 3 – 3.** Esquema de funcionamiento de competencia 2

Fuente: (EDIBON, 2020)

Finalmente se puede elaborar la tabla de análisis de competitividad de acuerdo con la voz del usuario, para ello se deben realizar los respectivos análisis para determinar los índices de mejora y las ponderaciones para cada necesidad del usuario. Se asignan valores en un rango del 1 al 5

como calificación a todos los parámetros del cliente, esta calificación se asigna a los tres diseños, el propio y las dos competencias.

Se considera un valor de 2 a todas las necesidades del cliente del equipo propio puesto que nunca ha sido calificado, además debe asignar un valor al que se quiere llegar, antes de esto se debe comparar a la competencia y al menos igualar o superar las calificaciones, este valor que se propone como meta llegar se lo denomina como objetivo.

El índice de mejora se debe calcular de acuerdo a la relación que existe entre el objetivo y la calificación a la propia empresa, es decir:

$$\text{Índice de mejora} = \frac{\text{Objetivo}}{\text{Propia empresa}} \quad (2)$$

Dentro del factor de venta se tienen tres clasificaciones, fuerte al cual se asigna un valor numérico de 1.5, mientras que a un factor de venta medio se asigna 1.2, finalmente a un factor de venta considerado como bajo se asigna el valor de 1.

Se debe asignar también un valor de importancia a cada parámetro, esto a criterio del diseñador, este valor debe variar en el rango de 1 a 5.

Se debe calcular un valor de ponderación a cada necesidad que ha manifestado el usuario, para ello se debe aplicar la siguiente expresión:

$$\text{Ponderación} = \text{Importancia} * \text{índice de mejora} * \text{Factor de venta} \quad (3)$$

Esta ponderación debe reflejarse en porcentajes y con ello determina que necesidad se debe considerar la más importante en función a todos los parámetros asignados y calculados, este porcentaje se determina por la relación del valor de la ponderación de cada necesidad con la sumatoria total de las ponderaciones, esta relación debe expresarse en porcentajes.

$$\text{Ponderación \%} = \frac{\text{Ponderación de cada necesidad}}{\sum \text{Ponderaciones}} \quad (4)$$

Todo este análisis se resume en la siguiente tabla, esta forma parte de la casa de la calidad y esta sección se denomina como análisis de competitividad.

**Tabla 5 – 3:** Análisis de competitividad

Característica	Equipo propio	Competencia 1	Competencia 2	Objetivos	Índice de mejora	Factor de venta	Importancia	Ponderación	% Ponderación
Fuente de energía convencional	2	5	5	5	2.5	1	5	12.5	9.6
Capacidad de controlar el torque y velocidad	2	4	5	4	2	1.5	5	15	11.5
Facilidad de mantenimiento	2	4	3	3	1.5	1.2	5	9	6.9
Disponibilidad y confiabilidad de repuestos	2	3	3	4	2	1.2	4	9.6	7.3
Larga vida útil	2	4	4	4	2	1	3	6	4.6
Mando de control electrónico	2	4	4	4	2	1.2	3	7.2	5.5
Velocidad de respuesta y precisión	2	4	4	4	2	1.5	4	12	9.2
Usuario pueda operar el equipo sin complicaciones	2	4	5	5	2.5	1	5	7.5	5.7
El equipo debe poder ser operado mediante celular	2	1	1	4	2	1.2	2	4.8	3.7
Usar espacio físico moderado	2	3	2	4	2	1	2	4	3
Facilidad de transporte	2	2	3	3	1.5	1	3	4.5	3.4
Equipos no deben calentarse excesivamente	2	2	4	4	2	1.2	4	9.6	7.3
Baja generación de ruido	2	1	3	4	2	1.2	4	9.6	7.3
Seguridad del operador	2	4	4	4	2	1	4	8	6.1
Limpieza del equipo en operación	2	3	4	4	2	1	3	6	4.6
Apariencia del ensamble	2	2	3	3	1.5	1.2	3	5.4	4.1

Realizado por: Uvidia, José, 2020

### 3.2.1.3 *Voz del ingeniero*

De acuerdo a los resultados obtenidos en las encuestas se encuentran las necesidades y preferencias que tiene el cliente, estas se deben traducir en especificaciones técnicas para el diseño de la máquina.

#### -Alimentación

Tipo de alimentación eléctrica, toma de corriente continua, 110 V, frecuencia de 60 Hz que es la más común y de fácil acceso en cualquier domicilio, aula u oficina. Tensión de 220 V, hay exclusivamente en lugares de uso industrial o educativos.

-Tipo de mecanismo de accionamiento

Se debe evaluar el precio de una pantalla HMI, que en marcas reconocidas duplica el valor del proyecto, se debe considerar el programa ejecutable.

-Sistema de control

Se debe considerar la precisión de los elementos, considerando la ley de Ohm. Con un voltaje constante el valor de la corriente aumenta o disminuye inversamente proporcional al valor de la resistencia.

$$V = I * R \quad (5)$$

-Equipos

Los equipos deben tener certificados de calidad, especificaciones técnicas y garantías. Esto no se encuentra en cualquier marca.

-Controlador programable

El sistema debe ser controlado por un controlador lógico programable, un Arduino no podría trabajar con altos valores de corriente.

-Simulador

Este elemento debe ser uno cuyo accionamiento sea controlado eléctricamente, se debe considerar también que no debe generar calor de manera insegura para el usuario, con ello se puede descartar elementos de fricción.

-Seguridad y protecciones

El circuito debe contar con protecciones contra sobre tensiones.

-Limpieza y apariencia

Se debe considerar equipos sellados, evitar fluidos innecesarios.

#### 3.2.1.4 *Correlaciones*

En el cuerpo de la casa de la calidad se indica la capacidad de satisfacer las demandas de cada cliente, esto de acuerdo a cada característica técnica que sugiere el ingeniero.

A cada correlación se le asignan valores numéricos, a una correlación fuerte un valor de 9 mientras que a una de intensidad media se le asigna un valor de 3, finalmente a las correlaciones

consideradas como baja se asigna un valor de 1. En el caso de no haber correlación simplemente se deja el espacio en blanco.

**Tabla 6 – 3:** Correlaciones

	Alimentación eléctrica	Elemento de control torsional	Planificación del mantenimiento	Marcas reconocidas	Calidad de manufactura y ensamblaje	Sistema automatizado	Controlador lógico programable	Interfaz amigable con el usuario	Implementación de router	Dimensión de gabinete metálico	Bajo peso	Elementos sin fricción entre superficies	Frenos electromagnéticos	Protecciones en circuitos y equipos	Equipos sellados y certificados	Acabados y pintura
Fuente de energía convencional	9		1				3			1			1	9		
Capacidad de controlar el torque y velocidad	1	9				3	1	1				3	9		1	
Facilidad de mantenimiento	3		9	3		3				3	1	1	3	9	3	
Disponibilidad y confiabilidad de repuestos				9			1						3			
Larga vida útil	3	1	3	3	9					1		3		9	3	1
Mando de control electrónico	3					9	3	3	1	3			3	3		
Velocidad de respuesta y precisión		1		9	3	3	9	1	1	1			3		3	
Usuario pueda operar el equipo sin complicaciones	3			1		3	3	9	3	1			3			1
El equipo debe poder ser operado mediante celular						9	9	3	9							
Usar espacio físico moderado										9						1
Facilidad de transporte	1										9					
Equipos no deben calentarse excesivamente	3	3	3	9			1				3	9	3	9	3	
Baja generación de ruido		9	3	3	3							3	9		3	
Seguridad del operador	3		3	9	3	3		1			3	1		9		
Limpieza del equipo en operación			3	1								9	1		9	
Apariencia del ensamble		1			3			3	3	1			3			9

Realizado por: Uvidia, José, 2020

### 3.2.1.5 Evaluación técnica

Para el desarrollo de la evaluación técnica se debe tomar en cuenta los valores de las correlaciones y de las ponderaciones de las demandas del cliente. El ingeniero debe asignar valores de incidencia tanto del equipo propio como de las competencias, este valor debe variar dentro de un rango del 1 al 5.

La incidencia debe ser calculada producto de las correlaciones entra la voz del usuario y la del ingeniero por el valor de las ponderaciones obtenidas en el análisis de competitividad, se emplea la siguiente expresión:

$$Incidencia = \sum Correlacion * Ponderación \quad (6)$$

Estos valores se presentan en la siguiente tabla:

**Tabla 7 – 3:** Evaluación técnica

	Alimentación eléctrica	Elemento de control torsional	Planificación del mantenimiento	Marcas reconocidas	Calidad de manufactura y ensamblaje	Sistema automatizado	Controlador lógico programable	Interfaz amigable con el usuario	Implementación de router	Dimensión de gabinete metálico	Bajo peso	Elementos sin fricción entre superficies	Frenos electromagnéticos	Protecciones en circuitos y equipos	Equipos sellados y certificados	Acabados y pintura
Equipo propio	5	5	4	4	3	4	4	4	4	3	3	4	5	4	5	3
Competencia 1	5	1	5	4	4	4	2	2	1	2	3	2	3	5	5	4
Competencia 2	5	1	5	4	4	3	2	2	1	2	3	2	3	5	5	4
Incidencia	273.9	273.6	310.7	440.1	159	262.5	267	154.7	101.1	128	102.3	249.2	420.8	247.5	207.6	66.1
% Incidencia	6.8	6.8	7.7	10.9	3.9	6.4	6.6	3.8	2.5	3.1	2.5	6.1	10.4	10.6	5.1	1.6
Voltaje entrada 110 V AC																
Freno o embrague																
Guías e información técnica																
Siemens, Placid Industies																
Manufactura de equipos CNC																
Circuito de control																
Logo Siemens																
Siemens interface																
Rea red inalámbrica																
Gabinete 40x30x20 cm																
Especificaciones de fábrica																
Freno eléctrico																
Freno de polvos magnéticos																
Protectores, fusibles, etc																
Equipos nuevos de fábrica																
Materiales de calidad																

Realizado por: Uvidia, José, 2020

### 3.2.1.6 Compromisos técnicos

En el techo de la casa de la calidad se asignan los compromisos que se tienen entre las diferentes características técnicas del producto, se establecen cuatro niveles de acuerdo al grado de relación, se tienen compromisos muy positivos, positivos, negativos y muy negativos.

A continuación, se presenta la función de la casa de la calidad del presente trabajo, centrado en las demandas y necesidades del usuario, así como el criterio del diseñador, ponderaciones y los porcentajes de incidencia de cada característica técnica.

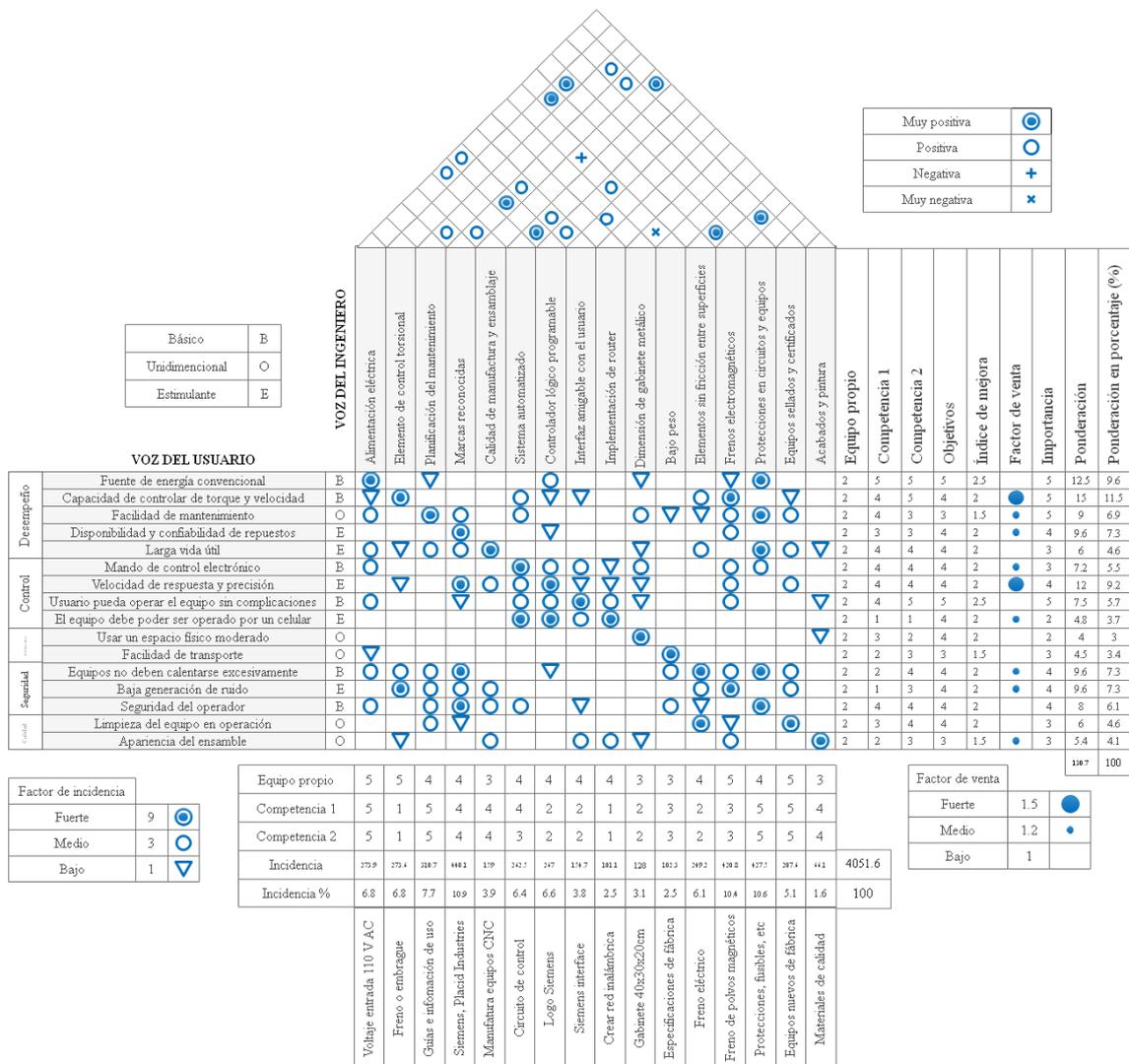


Figura 4 - 3. Casa de la calidad

Realizado por: Uvidia J. 2020

### 3.3 Diseño conceptual

Se han definido ya las necesidades y demandas de los usuarios, esto se las han convertido en características técnicas que debe cumplir la máquina. En este apartado se desarrollará el análisis conceptual, el mismo que se basa en la estructura funcional del producto final.

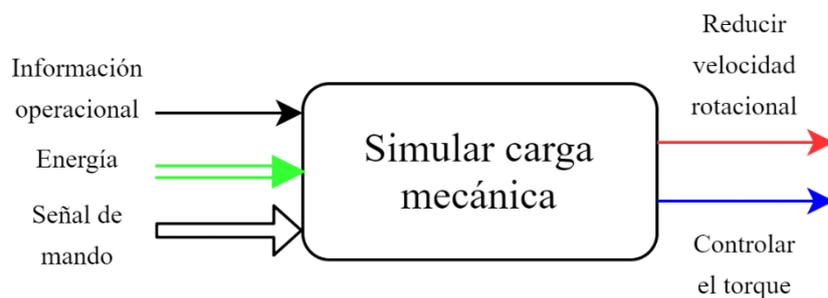
Posteriormente, se definen los módulos funcionales del equipo sugiriendo posibles alternativas a soluciones y de estas se realizan el análisis de criterios ponderados para seleccionar la mejor alternativa.

#### 3.3.1 Estructura funcional

La principal función del equipo es simular carga mecánica a un banco de pruebas para montaje de elementos y diagnóstico de fallas, la carga debe ser aplicada conforme a la necesidad y criterio del operador, las entradas necesarias para que el equipo opere son tres, la señal que indica que el elemento debe actuar, la alimentación de energía para que pueda operar y finalmente la información operacional que especifica como debe actuar.

##### 3.3.1.1 Nivel 0

El nivel más básico, en este caso el nivel 0, se establece la función principal del equipo que es simular carga mecánica, esto como resultado será reducir velocidad rotacional, y la capacidad de controlar el momento torsional aplicado en el eje de salida y con ello se podrá hacer el análisis vibracional en el banco de pruebas que usará al simulador. En el siguiente gráfico se detalla la estructura funcional a nivel 0 del equipo.



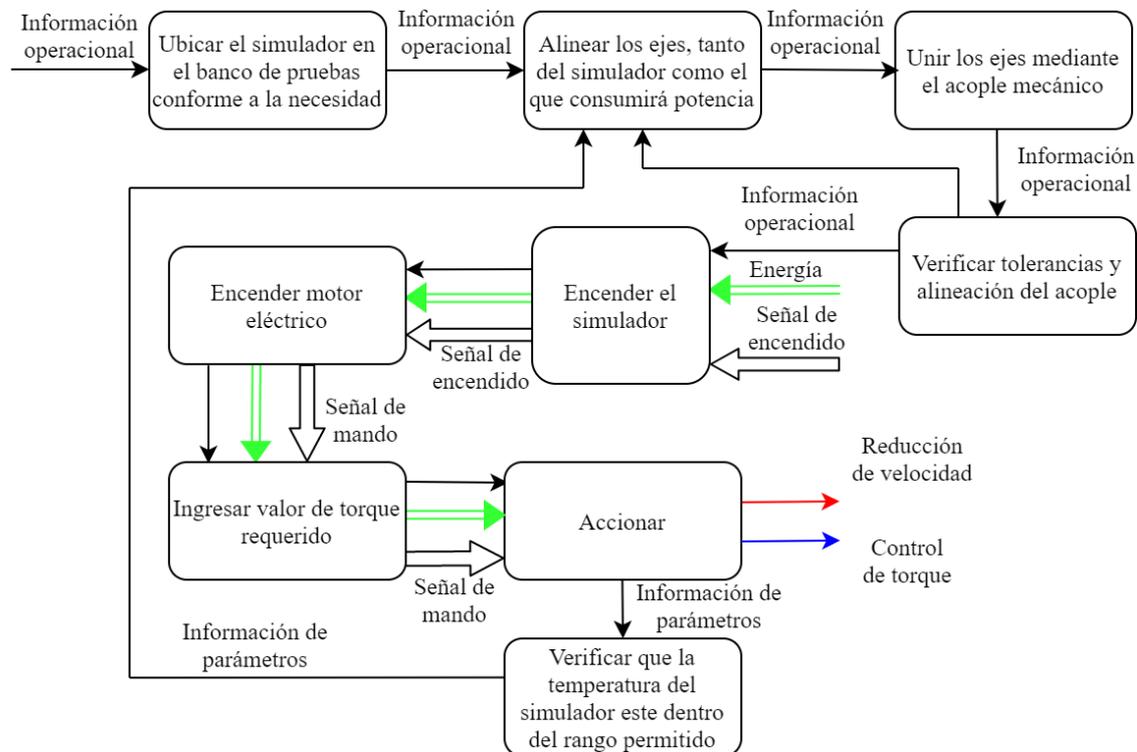
**Figura 5 - 3.** Nivel 0 de estructura funcional

Realizado por: Uvidia J. 2021

##### 3.3.1.2 Nivel 1

Se requiere una ubicación específica en la mesa del banco de pruebas conforme a los otros elementos del banco y una correcta alineación entre los ejes tanto del elemento simulador como del eje que consumirá potencia, estos ejes se deben enlazar mediante acoples mecánicos, se debe

tomar en cuenta que se presentarán desalineaciones entre ejes, esto para la selección del acople. El simulador se debe encender antes que el motor eléctrico, una vez el eje está rotando se debe ingresar el valor de momento torsional requerido en el controlador, se debe accionar el elemento simulador y posteriormente se debe verificar que los parámetros de funcionamiento estén dentro de los rangos permitidos, entre estos el de mayor importancia la temperatura y la velocidad, el equipo puede ser delicado y fallar por completo, como resultado final se tiene el control torsional del eje de salida.



**Figura 6 - 3.** Nivel 1 de estructura funcional

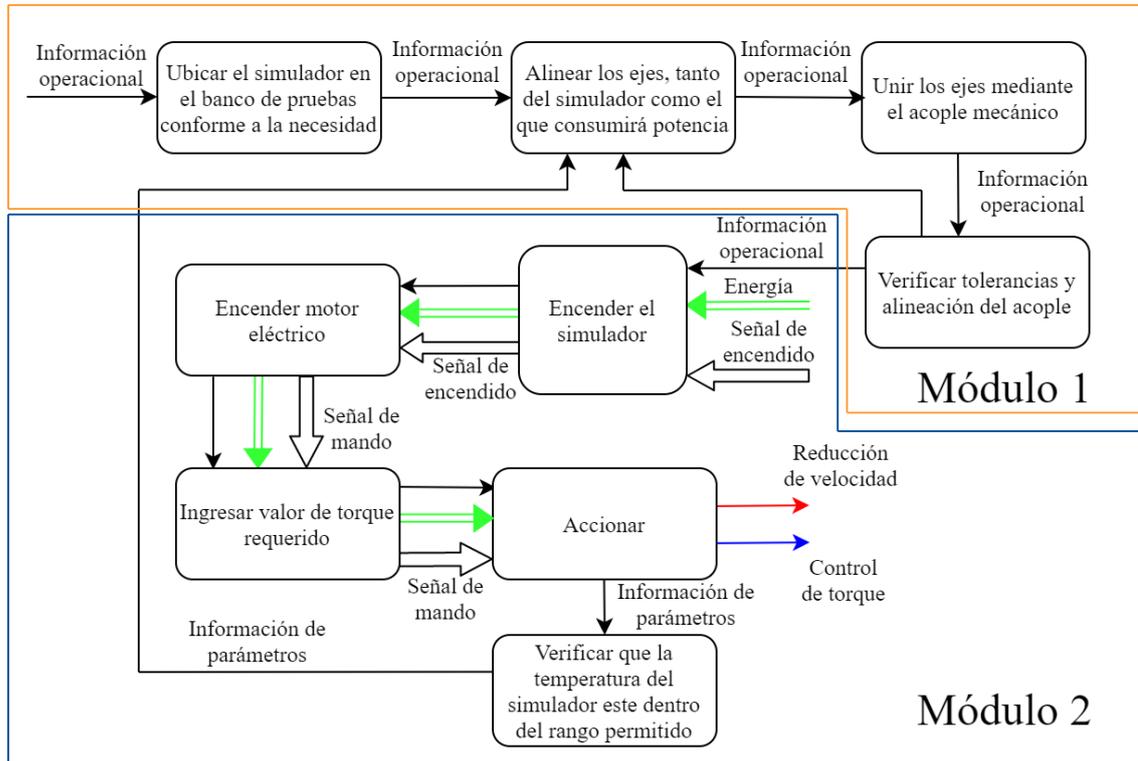
Realizado por: Uvidia J. 2021

### 3.3.2 Estructura modular

Se destacan dos módulos en concreto, el primer módulo que se debe tomar con vital importancia, el equipo se debe ubicar en la mesa de trabajo conforme a la necesidad del usuario, este diseño pretende brindar versatilidad de uso para el usuario. Se debe realizar una correcta alineación entre los ejes, del elemento simulador con el eje de consumo, para esto se lo realiza con equipos de alineación laser. El elemento que une los ejes es un acople mecánico, este se debe seleccionar de acuerdo al torque y tamaño de los ejes, este permitirá ciertas desalineaciones, las cuales se deben tomar en cuenta para la alineación de los ejes.

El segundo módulo representa la parte electrónica del equipo, desde el encendido del equipo, el cual recibe señal del operador y energía eléctrica, se enciende el motor que permitirá la rotación

en los ejes, posteriormente el operador ingresará la información operacional requerida y accionar el equipo, una mala alineación puede generar calor del equipo y este puede fallar, por ello se debe tener en cuenta que esté funcionando dentro de los límites de los parámetros de funcionamiento.



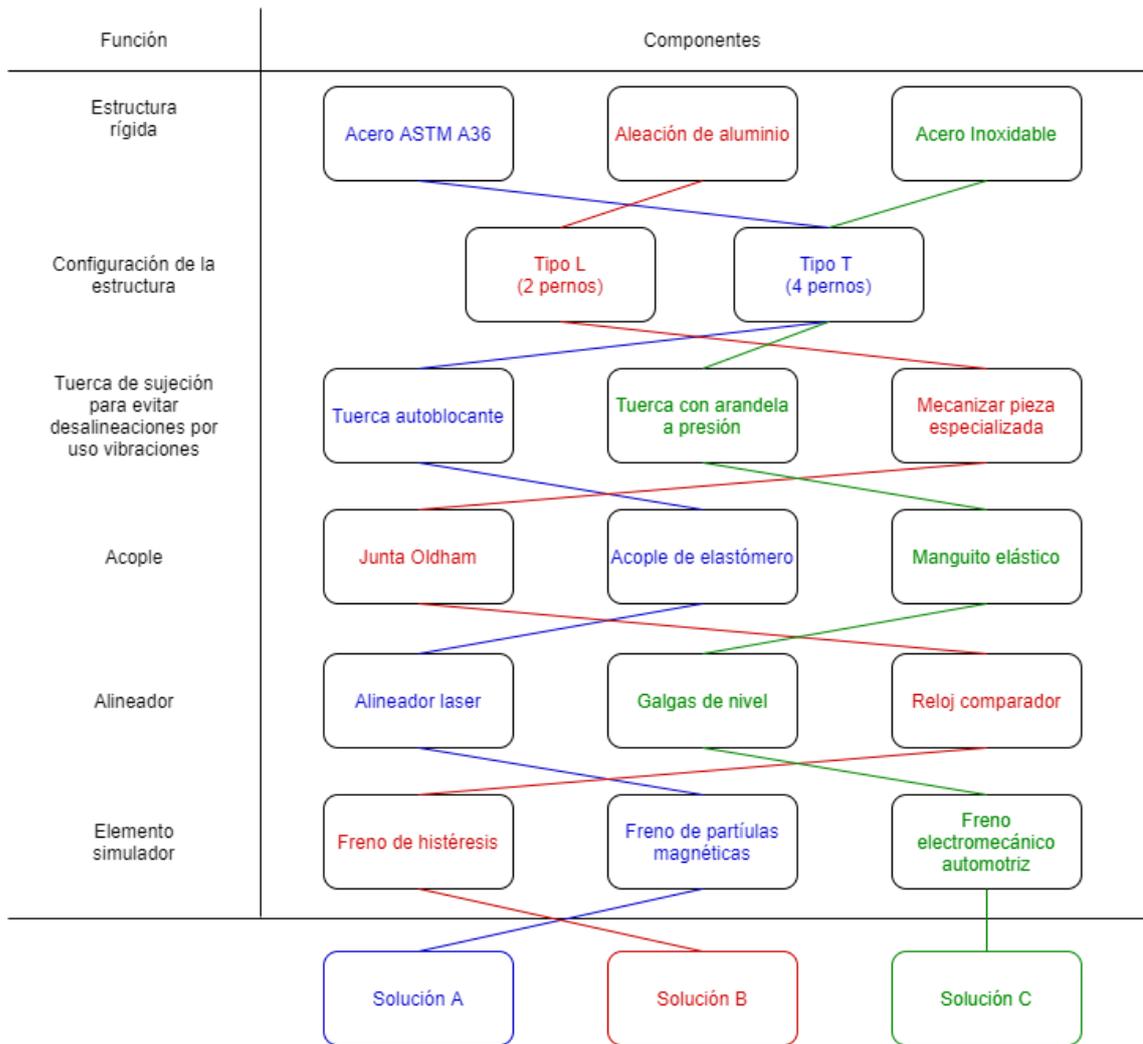
**Figura 7 - 3.** Estructura modular

Realizado por: Uvidia J. 2021

### 3.3.3 Matriz morfológica

En el desarrollo de la matriz morfológica se toma en cuenta las alternativas de solución para la posterior selección de los elementos que se encargarán de cada una de las funciones que debe desarrollar el equipo.

Para el análisis de la máquina se plantea una matriz por cada módulo, como se detalló en el nivel uno del diseño modular, la primera que abarca la parte mecánica por completo, que tiene que ver con selección de materiales, configuración y forma de la estructura donde se empotrará el elemento simulador, procedimiento de alineación, selección de acople, entre otros. Finalmente, el segundo módulo, abarca toda la parte electrónica y de automatización, como la selección del controlador lógico, elementos de seguridad y la más importante que es la selección del elemento simulador, este último debe ser uno cuya acción sea electrónica para poder automatizar el proceso de aplicación de carga. La matriz morfológica del primer módulo se detalla a continuación:



**Figura 8 - 3.** Matriz morfológica de módulo 1

Realizado por: Uvidia J. 2021

En la segunda matriz morfológica, se propone las opciones de alimentación para el sistema automatizado, se plantean tres opciones, las dos primeras que corresponden a corrientes alternas, valores de voltajes de 110 y 220, la tercera opción es 24 voltios de corriente continua, cuyo origen sería de baterías, pueden ser de uso automotriz o fuentes de alimentación disponibles en laboratorios de electrónica.

Para controlar el sistema automatizado se plantean tres marcas comerciales, dos correspondientes a programadores lógicos programables y el otro un módulo controlador de frenos automotriz, para esta selección se deben tomar en cuenta la capacidad que tienen para manejar altos valores de corriente y el precio fundamentalmente. Los programadores lógicos tienen módulos que permiten alimentarse con diferentes valores de voltaje de corriente alterna y la convierten en corriente

continua. Por tanto, en la segunda matriz se trazan varias rutas de solución con un mismo componente.

Para la función de arranque y apagado se plantean interruptores, pulsadores modulares, de tipo palanca y rotativos de dos posiciones. En el caso de los pulsadores estos deberían quedar enclavados, de modo que al recibir el pulso el sistema se mantenga energizado.

La interfaz que se plantea para que el usuario maneje el equipo debe ser en lo posible intuitivo, un potenciómetro con una escala fija es la primera opción. Se puede programar la interfaz usando el software *Logo Web editor* que nos permite acceder al equipo mediante una red *Wi-fi* desde cualquier dispositivo con acceso a internet, para hacer posible esto se debe usar un *router* que emita señal de red inalámbrica, el usuario se debe conectar a la red que genera ese último dispositivo e ingresar en el navegador la dirección IP versión 4 del equipo y ya podría controlar el elemento, esta opción se podría implementar si se selecciona a un PLC como controlador, estos elementos cuentan con módulos especializados para implementar esta opción. Como tercera opción se plantea la implementación de una pantalla táctil HMI que en marcas reconocidas adquiere un valor económico importante.

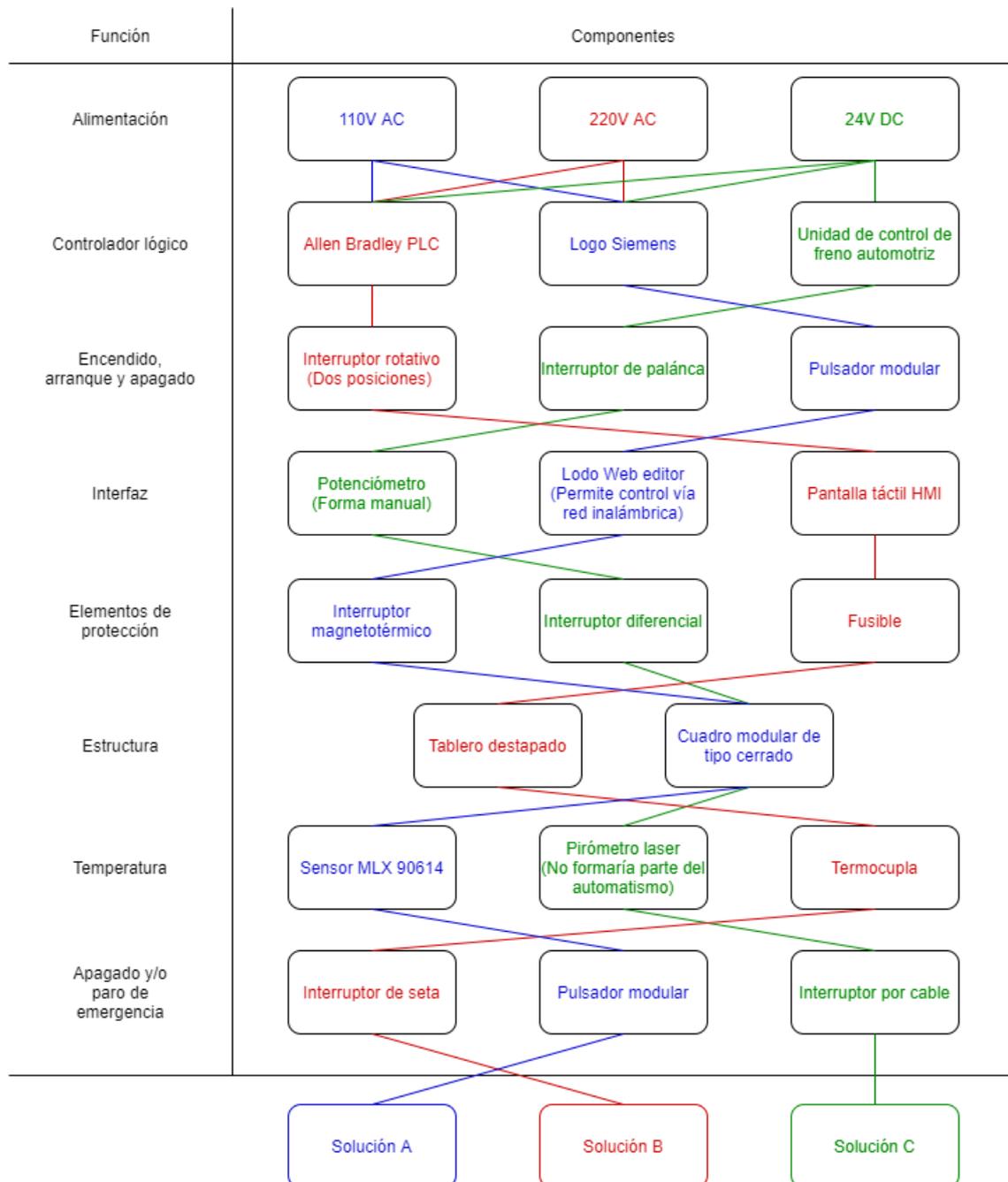
Para la selección del elemento de protección a sobretensiones se plantean, un interruptor magnetotérmico, un interruptor diferencial que protege en casos de contactos indirectos, finalmente se plantea el uso de fusibles, cuyo valor económico es inferior a las otras opciones.

La estructura donde se ubicarán todos los componentes puede ser un tablero al descubierto y un cuadro modular de tipo cerrado.

Para medir la emisión de temperatura y evitar quemaduras a los operarios se plantea, a un sensor MLX 90614 que es un sensor laser perteneciente a la línea de Arduino (Melexis, 2015), si se selecciona este elemento y un controlador lógico programable se debe implementar un módulo aparte con un microcontrolador Arduino básico. La segunda opción es implementar una termocupla que debe estar en contacto con el elemento para poder realizar la medición de temperatura. Como tercera opción es usar un pirómetro digital de tipo laser para medir el equipo en tramos determinados de tiempo, esta medición aumenta trabajo al operador.

Las variables que se manejan en esta máquina pueden llegar a presentar peligro al operador, los ejes rotarán a velocidades angulares máximas de 1800 revoluciones por minuto, el elemento agrega un torque como carga y llegar a afectar a los otros módulos por un freno brusco, en el caso de algún accidente se debe implementar un sistema de paro de emergencia, se plantean tres componentes, la primera es un interruptor de tipo seta que es el más común de elementos de esta

clase, se propone también un pulsador y como tercera opción se plantea un interrupto por cable, este se acciona cuando el operador tira del cable desconectando la alimentación al equipo.



**Figura 9 - 3.** Matriz morfológica de módulo 2

Realizado por: Uvidia J. 2021

### 3.3.4 Alternativas de solución

Se han trazado las rutas de solución con los diferentes componentes propuestos, ahora se comparan esas tres soluciones denominadas como solución A, B y C. Al compararse estas

posibles soluciones se puede determinar las desventajas y ventajas que aportan unas con respecto a otras. El peso de cada uno de los equipos se ha calculado en función a los datos técnicos que el fabricante brinda en los catálogos de los productos.

#### 3.3.4.1 Solución A

##### **Material de estructura**

Acero A36, disponibles en planchas, costo relativamente bajo en comparación con aceros especiales.

##### **Peso aproximado**

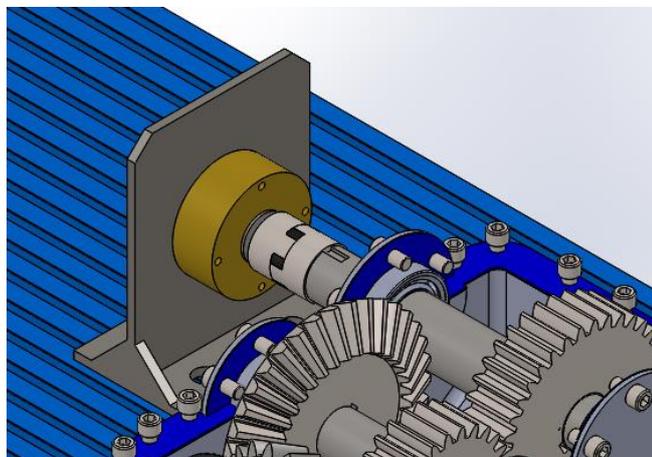
15 kg

##### **Ventajas**

- Sistema automatizado que permite accionar el freno a criterio del operador
- Interfaz accesible a cualquier equipo móvil y computador, no se necesita descargar programas en el celular o computador, se puede acceder desde cualquier navegador
- Alta resistencia al calentamiento
- Equipo silencioso
- No emite limallas o algún otro tipo de residuo
- Equipo pequeño
- Alta sensibilidad y velocidad de respuesta

##### **Desventajas**

- Equipo no disponible en el país, la importación demora 2 semanas
- Peso considerado, esto por protección del equipo
- Estructura pesada, presenta un riesgo en caso de caer sobre pie del operador



**Figura 10 - 3.** Solución A

Realizado por: Uvidia J. 2021

#### 3.3.4.2 *Solución B*

##### **Material de estructura**

Fundición de aluminio

##### **Peso aproximado**

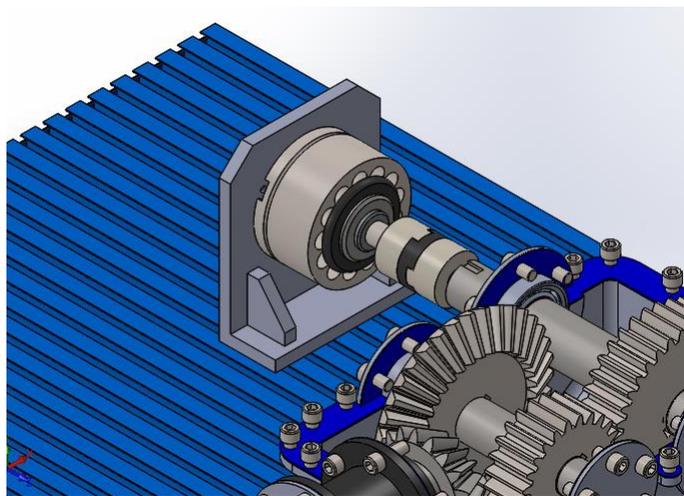
10 kg

##### **Ventajas**

- Sistema automatizado que permite accionar el freno a criterio del operador
- Interfaz mediante pantalla táctil HMI
- Alta resistencia al calentamiento
- Equipo silencioso
- No emite limallas o algún otro tipo de residuo
- Equipo pequeño
- Alta sensibilidad y velocidad de respuesta

##### **Desventajas**

- Equipo no disponible en el país, la importación demora 2 semanas
- Peso considerado
- Baja accesibilidad de repuestos para el freno



**Figura 11 - 3. Solución B**

Realizado por: Uvidia J. 2021

#### 3.3.4.3 *Solución C*

##### **Material de estructura**

Acero inoxidable

##### **Peso aproximado**

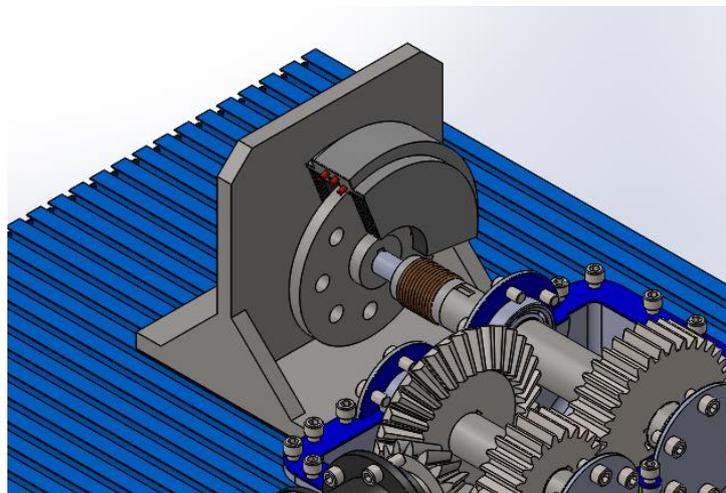
16 kg

### **Ventajas**

- Sistema especializado que permite accionar el freno a criterio del operador
- Equipo silencioso
- Acceso total de repuestos
- Alta sensibilidad y velocidad de respuesta
- Maneja altos valores de carga mecánica

### **Desventajas**

- Calentamiento en altas velocidades
- Emite limallas y residuos de frenado
- Opción más cara
- Equipo no disponible en el país, la importación demora 2 semanas
- Peso considerado
- Baja accesibilidad de repuestos para el freno



**Figura 12 - 3. Solución C**

Realizado por: Uvidia J. 2021

### **3.3.5 Criterios de valoración**

Dentro del diseño conceptual se establecieron dos módulos para esta máquina, se analizarán los criterios de valoración por módulo y al final, en el resumen se establecerá la mejor alternativa de solución considerando los dos módulos.

Los criterios que se consideran para el primer módulo son cuatro y estos son:

### **Rigidez de la estructura**

La estructura debe ser rígida, no se puede permitir desalineaciones producto de deformaciones en este componente, debe soportar también la aplicación del momento de torsión que aplicará en el eje de salida, así como brindar la capacidad de empotrar el elemento simulador en la estructura.

### **Precio**

Este criterio se analiza para los dos módulos. Ciertas marcas brindan garantía de un excelente desempeño y larga vida, pero pueden resultar demasiado costosas, equipos que en diferentes marcas pueden duplicar el costo de la máquina, se debe recalcar que el simulador debe contar con elementos de calidad e información del fabricante, sobre todo, que puedan cumplir con la función que se les asigna.

### **Método de alineación**

El banco de pruebas para el cual está diseñado este simulador analizará los espectros de vibraciones en diferentes elementos de máquinas, para este criterio de valoración se debe tomar en cuenta principalmente la precisión de alineación que se puede obtener y en segundo plano el acceso a estas herramientas.

### **Peso**

El peso puede dificultar el transporte de la máquina, un equipo excesivamente pesado genera malestar en el usuario y este prefiera otro modelo de la competencia, puede llegar a presentar un riesgo en el caso de caer sobre los miembros inferiores de una persona.

Los criterios de valoración para el segundo módulo son los siguientes, el precio de los componentes se analiza en este módulo también:

### **Mantenimiento y repuestos**

Es importante que los elementos tengan facilidad de desmontaje y suficiente información técnica para realizar el respectivo mantenimiento de manera periódica, así como la disponibilidad de repuestos en el caso de que uno de ellos falle, ahí radica la importancia del origen de los equipos.

### **Facilidad de operación**

El equipo debe tener una interfaz lo más práctica posible, algunas alternativas pueden llegar a ser excesivamente caras, pero permiten usar el equipo de una manera fácil, la importancia de este criterio se basa en la capacidad que le brinda al usuario para operar la máquina, así como la información suficiente para controlar el equipo.

### Precisión y velocidad de resistencia

Es importante considerar estos aspectos que van de la mano, el elemento debe actuar con la mayor precisión que sea posible, para que los datos que se tomen sean verídicos y este elemento sea confiable, la velocidad de respuesta del equipo debe ser alta, actuar al instante que el operador así lo demande.

#### 3.3.6 Evaluación de criterios ponderados

Para seleccionar las mejores alternativas de las planteadas se realiza un análisis de criterios ponderados, se comparan las alternativas para una función y se asigna valores numéricos siendo, 1 cuando la alternativa de la columna es superior a la de la fila, 0.5 cuando son iguales y 0 cuando es inferior la alternativa de la columna con respecto a la alternativa de la fila, no se puede comparar con la misma alternativa en análisis, en ese caso no se toma en cuenta esa casilla. En la siguiente columna se suman las valoraciones y se agrega el valor de una unidad, posteriormente se realiza la suma de los valores obtenidos, finalmente en la columna de ponderación se calcula la relación entre la sumatoria de cada criterio o solución sobre el valor de la suma total.

-La evaluación para determinar el peso específico de cada criterio para el módulo 1, tiene el siguiente orden en importancia:

Alineación > Rigidez > Precio > Peso

**Tabla 8 – 3:** Evaluación del peso específico de los criterios de valoración del módulo 1

Criterios	Rigidez	Alineación	Precio	Peso	$\Sigma+1$	Ponderación
Rigidez		0	1	1	3	0.300
Alineación	1		1	1	4	0.400
Precio	0	0		1	2	0.200
Peso	0	0	0		1	0.100
				Suma	10	1

Realizado por: Uvidia, José, 2021.

- Evaluación del peso específico del criterio rigidez, se asigna el orden de importancia:

Solución A = Solución B > Solución C

**Tabla 9 – 3:** Evaluación del peso específico del criterio rigidez

Criterios	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		0.5	1	2.5	0.417
Solución B	0.5		1	2.5	0.417
Solución C	0	0		1	0.166
			Suma	6	1

Realizado por: Uvidia, José, 2021.

- Evaluación del peso específico del criterio alineación, se asigna el orden de importancia:

Solución A > Solución B > Solución C

**Tabla 10 – 3:** Evaluación del peso específico del criterio alineación

<b>Criterios</b>	<b>Solución A</b>	<b>Solución B</b>	<b>Solución C</b>	<b><math>\Sigma+1</math></b>	<b>Ponderación</b>
Solución A		1	1	3	0.500
Solución B	0		1	2	0.333
Solución C	0	0		1	0.167
			Suma	6	1

Realizado por: Uvidia, José, 2021.

- Evaluación del peso específico del criterio precio, se asigna el orden de importancia:

Solución A > Solución B = Solución C

**Tabla 11 – 3:** Evaluación del peso específico del criterio precio para módulo 1

<b>Criterios</b>	<b>Solución A</b>	<b>Solución B</b>	<b>Solución C</b>	<b><math>\Sigma+1</math></b>	<b>Ponderación</b>
Solución A		1	1	3	0.500
Solución B	0		0.5	1.5	0.250
Solución C	0	0.5		1.5	0.250
			Suma	6	1

Realizado por: Uvidia, José, 2021.

- Evaluación del peso específico del criterio peso, se asigna el orden de importancia:

Solución C > Solución A = Solución B

**Tabla 12 – 3:** Evaluación del peso específico del criterio peso

<b>Criterios</b>	<b>Solución A</b>	<b>Solución B</b>	<b>Solución C</b>	<b><math>\Sigma+1</math></b>	<b>Ponderación</b>
Solución A		0.5	0	1.5	0.250
Solución B	0.5		0	1.5	0.250
Solución C	1	1		3	0.500
			Suma	6	1

Realizado por: Uvidia, José, 2021.

Realizado el análisis por cada criterio de valoración, se procede a elaborar la tabla de resumen y selección de la mejor alternativa para el módulo 1, para ello se debe tener en cuenta el cálculo correspondiente a cada criterio, se debe multiplicar las ponderaciones de cada criterio de valoración con las ponderaciones obtenidas en la tabla del peso específico criterios de valoración, es decir, multiplicar las ponderaciones de la tabla 8-3, con los valores calculados en las tablas desde la 9-3, 10-3, 11-3 hasta la 12-3.

-Resultado de la tabla de conclusiones correspondiente al módulo 1.

**Tabla 13 – 3:** Tabla de conclusiones correspondiente al módulo 1

<b>Criterio</b>	<b>Rigidez</b>	<b>Alineación</b>	<b>Precio</b>	<b>Peso</b>	$\Sigma$	<b>Prioridad</b>
Solución A	0.125	0.200	0.100	0.025	0.450	<b>1</b>
Solución B	0.125	0.133	0.050	0.025	0.333	<b>2</b>
Solución C	0.050	0.067	0.050	0.050	0.217	<b>3</b>

**Realizado por:** Uvidia, José, 2021.

Después del análisis bajo los criterios de rigidez de la estructura, método de alineación, precio de los componentes y el peso del conjunto, la tabla de resumen indica que la solución A es la indicada, esta resulta con la ponderación mejor puntuada por ende adquiere la mayor prioridad, para el desarrollo del diseño y construcción. La solución B es la segunda mejor puntuada, cercana a la primera solución de acuerdo a la tabla de resumen.

Se analiza las alternativas de solución para el módulo dos, se consideran, facilidad de mantenimiento y acceso a repuestos, facilidad de operación, precisión del elemento y la velocidad de respuesta, se incluye también el precio de los equipos. En el caso de equipos electrónicos existe una gran variedad de marcas, donde el mismo elemento en diferentes marcas puede tener una diferencia de tres veces el costo del menor valor e incluso elementos que pueden hacer imposible la adquisición de los mismos por el costo, es por ello que el factor económico tiene la mayor importancia en este análisis, seguido por la precisión de los elementos, el mantenimiento y facilidad de operación poseen el mismo grado de importancia.

La evaluación para determinar el peso específico de cada criterio para el módulo 2, tiene el siguiente orden en importancia:

$$\text{Precio} > \text{Precisión} > \text{Mantenimiento} = \text{Operación}$$

**Tabla 14 – 3:** Evaluación del peso específico de los criterios de valoración del módulo 2

<b>Criterios</b>	<b>Precio</b>	<b>Precisión</b>	<b>Mantenimiento</b>	<b>Operación</b>	$\Sigma+1$	<b>Ponderación</b>
Precio		1	1	1	4	0.400
Precisión	0		1	1	3	0.300
Mantenimiento	0	0		0.5	1.5	0.150
Operación	0	0	0.5		1.5	0.150
				Suma	10	1

**Realizado por:** Uvidia, José, 2021.

- Evaluación del peso específico del criterio precio, se asigna el orden de importancia:

$$\text{Solución A} > \text{Solución B} > \text{Solución C}$$

**Tabla 15 – 3:** Evaluación del peso específico del criterio precio para módulo 2

<b>Criterios</b>	<b>Solución A</b>	<b>Solución B</b>	<b>Solución C</b>	<b><math>\Sigma+1</math></b>	<b>Ponderación</b>
Solución A		1	1	3	0.500
Solución B	0		1	2	0.333
Solución C	0	0		1	0.167
			Suma	6	1

Realizado por: Uvidia, José, 2021.

- Evaluación del peso específico del criterio precisión, se asigna el orden de importancia:

$$\text{Solución A} = \text{Solución B} = \text{Solución C}$$

**Tabla 16 – 3:** Evaluación del peso específico del criterio precisión

<b>Criterios</b>	<b>Solución A</b>	<b>Solución B</b>	<b>Solución C</b>	<b><math>\Sigma+1</math></b>	<b>Ponderación</b>
Solución A		0.5	0.5	2	0.333
Solución B	0.5		0.5	2	0.333
Solución C	0.5	0.5		2	0.333
			Suma	6	1

Realizado por: Uvidia, José, 2021.

- Evaluación del peso específico del criterio mantenimiento, se asigna el orden de importancia:

$$\text{Solución C} > \text{Solución A} = \text{Solución B}$$

**Tabla 17 – 3:** Evaluación del peso específico del criterio mantenimiento

<b>Criterios</b>	<b>Solución A</b>	<b>Solución B</b>	<b>Solución C</b>	<b><math>\Sigma+1</math></b>	<b>Ponderación</b>
Solución A		0.5	0	1.5	0.250
Solución B	0.5		0	1.5	0.250
Solución C	1	1		3	0.500
			Suma	6	1

Realizado por: Uvidia, José, 2021.

- Evaluación del peso específico del criterio operación, se asigna el orden de importancia:

$$\text{Solución B} > \text{Solución A} > \text{Solución C}$$

**Tabla 18 – 3:** Evaluación del peso específico del criterio operación

<b>Criterios</b>	<b>Solución A</b>	<b>Solución B</b>	<b>Solución C</b>	<b><math>\Sigma+1</math></b>	<b>Ponderación</b>
Solución A		0	1	2	0.333
Solución B	1		1	3	0.500
Solución C	0	0		1	0.167
			Suma	6	1

Realizado por: Uvidia, José, 2021.

Realizado el análisis por cada criterio de valoración, se procede a elaborar la tabla de resumen y selección de la mejor alternativa para el módulo 2, los resultados se muestran a continuación:

-Resultado de la tabla de conclusiones del módulo 2.

**Tabla 19 – 3:** Tabla de conclusiones correspondiente al módulo 2

<b>Criterio</b>	<b>Precio</b>	<b>Precisión</b>	<b>Mantenimiento</b>	<b>Operación</b>	$\Sigma$	<b>Prioridad</b>
Solución A	0.200	0.100	0.038	0.050	0.388	<b>1</b>
Solución B	0.133	0.100	0.038	0.075	0.346	2
Solución C	0.067	0.100	0.075	0.025	0.267	3

**Realizado por:** Uvidia, José, 2021.

Después del análisis bajo los criterios de precio de los componentes y equipos, sobre todo los controladores, precisión y velocidad de respuesta, mantenimiento y facilidad de operación, la tabla de resumen indica que la solución A es la más puntuada. La solución B es la segunda mejor puntuada, bastante cercana a la solución prioritaria, indica que también es factible para el desarrollo del diseño y construcción.

### 3.4 Torque requerido

Se selecciona a la solución A como la alternativa para el desarrollo del presente trabajo, para ello los elementos deben seleccionarse o diseñarse según sea el caso bajo parámetros y criterios técnicos, estos parámetros se deben calcular en función a las necesidades y condiciones que se establecen en el banco de pruebas.

El torque requerido que debe generar el elemento simulador para parar completamente el eje rotacional debe calcularse en función de la potencia mecánica que entrega el motor y la velocidad que entrega una caja de transmisión que se conecta a nuestro elemento simulador. Las características del motor que son de importancia para nuestro caso se detallan en la siguiente tabla:

**Tabla 20 – 3:** Características del motor

<b>Marca</b>	<b>Velocidad</b>	<b>Potencia</b>
Siemens	3440 rev/min	1 HP

**Fuente:** (SIEMENS, 2019)

**Realizado por:** Uvidia, José, 2021.

Este motor se conecta a una caja de transmisión cuya relación de transmisión es de 2, es decir, el torque se duplica mientras que la velocidad de salida se reduce a la mitad, con estos valores se puede determinar el valor de torque máximo que necesita cubrir el elemento simulador para detener por completo el eje rotacional.

$$Potencia = Torque * Velocidad angular \quad (7)$$

Al despejar y dejar en función al torque:

$$\text{Torque} = \frac{\text{Velocidad angular}}{\text{Potencia}}$$

Para usar esta expresión se trabajan en unidades del sistema internacional, es decir, se convierte la unidad de [HP] en unidades de [W], se debe transformar también las unidades de velocidad angular [rev/min] en unidades de [rad/s].

Se reemplazan los valores:

$$\text{Torque} = \frac{745.699 \text{ W}}{1720 \frac{\text{rev}}{\text{min}} * \frac{2\pi \text{rad}}{1 \text{ rev}} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}}}$$

Finalmente, el valor del torque máximo requerido para esta aplicación debe ser de 4.14 Nm, este valor del momento torsional debe ser capaz de detener por completo al eje que entrega potencia por parte de la caja de transmisión, el elemento simulador debe ser capaz de regular este valor, al reducir el valor para simular carga mecánica y no únicamente parar detener el elemento, se debe tomar en cuenta un rango de seguridad sobre el valor máximo requerido.

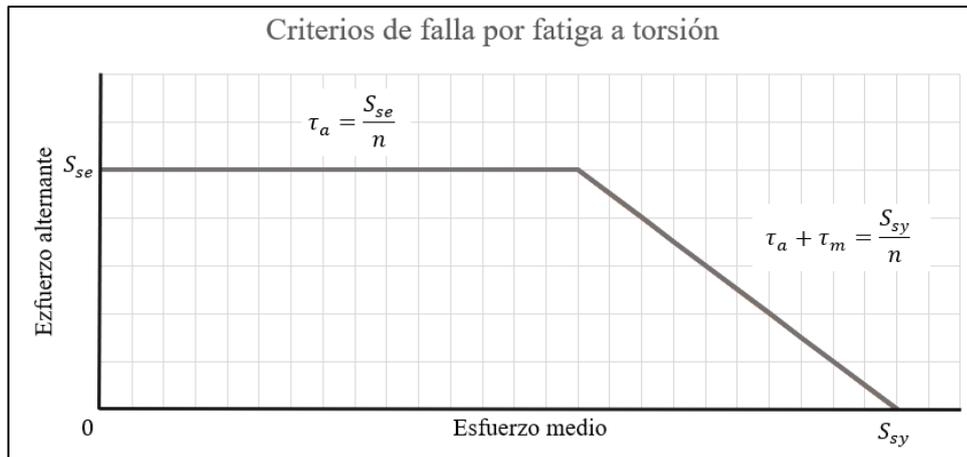
### 3.5 Diseño del eje a torsión

Para el diseño del elemento mecánico se tomarán en cuenta tres partes, la primera el dimensionamiento en función a esfuerzos, esto bajo dos metodologías, el diseño por criterios de falla a torsión pura y la otra es el diseño por ASME B106.1M (ASME, 1985). La segunda parte se debe comprobar la rigidez del diseño, es decir, que las deformaciones estén dentro de los límites permitidos de elementos de máquina y la tercera parte es verificar que el elemento no tenga problemas por resonancia, el eje no se somete a cargas externas, y los valores de deformación son insignificantes por tanto no se realizará el análisis de resonancia.

#### 3.5.1 Dimensionamiento por esfuerzos

##### 3.5.1.1 Criterios de falla a torsión pura

El eje se debe diseñar de manera que tenga la capacidad de soportar todas las cargas presentes al momento de trabajo, en este caso solo intervienen momentos de torsión, para ello se aplica criterios de falla para elementos sometidos a fatiga por torsión. El diseño por torsión presenta una gráfica con dos casos representados por una recta respectivamente, cada caso posee un análisis diferente, a continuación, una representación de dicha gráfica.



**Figura 13 - 3.** Criterios de falla por fatiga a torsión

**Fuente:** (Budynas, y otros, 2012)

**Realizado por:** Uvidia J. 2021

Para el diseño lo ideal sería, determinar una componente de cada eje, es decir obtener un esfuerzo amplitud y un medio para hallar el punto de estas dos coordenadas, luego, desde el origen trazar una recta que pase por el punto hallado y la intersección de esta recta con alguna de los dos criterios nos indicaría que expresión debe ser usada para el diseño, pero esto resulta muy complejo. Se plantea otra alternativa, determinar los coeficientes de seguridad de acuerdo a las recomendaciones de la literatura y determinar un diámetro por cada criterio, el diámetro mayor será el predominante, puesto que cumpliría con los dos criterios.

En la siguiente tabla se recomienda un factor de diseño o coeficiente de seguridad de acuerdo a la aplicación y tipo de material de la siguiente tabla:

**Tabla 21 – 3:** Factor de diseño

Material	Valor de factor	Aplicación
Dúctil	1.25 – 2	Estructura bajo carga estática, alto grado de confianza en datos de diseño
	2 – 2.5	Elemento de máquina bajo carga dinámica, confianza promedio en los datos de diseño
	2.5 – 4	Estructura estática o elemento de máquina con incertidumbre respecto a las cargas presentes
	4 – en adelante	Estructura estática o elemento de máquina con incertidumbre respecto a combinación de carga, material, análisis de esfuerzos
Frágil	3 – 4	Estructura bajo carga estática, alto grado de confianza en datos de diseño
	4 – 8	Estructura estática o elemento de máquina con incertidumbre respecto a combinación de carga, material, análisis de esfuerzos

**Fuente:** (Mott, 2006)

**Realizado por:** Uvidia, José, 2021.

Se selecciona un valor de 4, como coeficiente de seguridad para el diseño del elemento, puesto que las propiedades mecánicas del material son tomadas de la literatura mas no de información técnica del lote emitida del fabricante o en su defecto, no se realizaron pruebas de resistencia del material.

Para el diseño a fatiga por torsión se presentan dos casos, el primero, cuyo valor de esfuerzo amplitud permanece constante en función del valor medio, se representa por la siguiente expresión:

$$\tau_a = \frac{S_{se}}{n} \quad (8)$$

Donde:

$\tau_a$ : Esfuerzo amplitud por torsión [MPa]

$n$ : Coeficiente de seguridad o factor de diseño

$S_{se}$ : Límite de resistencia a fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso a torsión [MPa]

El límite de fatiga en elementos sometidos a torsión se determina por el producto de los coeficientes de Marín por el límite de resistencia a la fatiga en viga giratoria (Budynas, y otros, 2012), es decir:

$$S_{se} = k_a * k_b * k_c * k_d * k_g * S_{se}' \quad (9)$$

Donde:

$S_{se}$ : límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso a torsión [MPa]

$k_a$ : Factor de modificación por la condición superficial

$k_b$ : Factor de modificación por tamaño

$k_c$ : Factor de modificación por confiabilidad

$k_d$ : Factor de modificación por temperatura

$k_g$ : Factor de modificación por efectos varios

$S_{se}'$ : Límite de resistencia a fatiga en viga giratoria por torsión pura [MPa]

Los factores de Marín se los obtiene en tablas que se puede encontrar en la literatura referente a diseño de elementos de máquinas, mientras que el límite de resistencia a fatiga en viga giratoria o límite de fatiga en probetas sometidas a torsión pura se obtiene aplicando:

$$S_{se}' = 0.29 * S_{ut} \quad (10)$$

Donde:

$S_{ut}$ : Resistencia a la tensión [MPa]

En el análisis de criterios ponderados se determinó que la estructura que servirá de soporte al diseño se iba a construir en acero A36, no se mencionó el material del eje rotacional, en este caso se diseñará en un eje de acero inoxidable 304 con el fin de brindar resistencia a la corrosión.

Según (Budynas, y otros, 2012) el acero inoxidable 304 tiene las siguientes propiedades:

$$S_y = 276 \text{ MPa}$$

$$S_{ut} = 568 \text{ MPa}$$

Reemplazamos los valores de las propiedades del acero en la ecuación 10:

$$S_{se}' = 0.29 * (568 \text{ MPa})$$

El valor del límite de fatiga en probetas sometidas a torsión pura es de 164.72 MPa, ciertos factores de Marín se determinan en función del diámetro y otros parámetros que por falta de datos no es posible encontrar, entonces se asumirá un valor de 0.6 como el producto de todos ellos, posteriormente al obtener un valor de diámetro se procederá a recalcular el diámetro.

$$k_a * k_b * k_c * k_d * k_g = 0.6$$

Entonces de la ecuación 9, se reemplaza datos:

$$S_{se} = 0.6 * 164.72 \text{ MPa}$$

El valor del límite de resistencia a la fatiga es de 98.832 MPa. Para determinar el diámetro en función del primer criterio se debe determinar el esfuerzo de torsión para secciones circulares sólidas, según (Hibbeler, 2011) el esfuerzo a torsión se encuentra aplicando la siguiente expresión:

$$\tau = \frac{16M}{\pi\phi^3} \quad (11)$$

Donde:

$M$ : Momento de torsión aplicado sobre el elemento [Nm]

$\phi$ : Diámetro del eje [m]

Para determinar el esfuerzo amplitud nominal se usa:

$$\tau_{a \text{ nom}} = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} \quad (12)$$

Donde:

$\tau_{a \text{ nom}}$ : Esfuerzo amplitud nominal [MPa]

$\tau_{max}$ : Esfuerzo máximo por torsión [MPa]

$\tau_{min}$ : Esfuerzo mínimo por torsión [MPa]

El cálculo del torque requerido asignó un valor de 4.14Nm, para el diseño se sobredimensionará con el fin de tener la capacidad de elegir un freno electromagnético de mayor capacidad, de la ecuación 11, se emplea un valor de torque de 8 Nm, asignando la denominación  $\phi_1$  por tratase del primer criterio de falla, este valor de diámetro será comparado al final.

$$\tau_{max} = \frac{16 * 8 \text{ Nm}}{\pi \phi_1^3}$$

El esfuerzo mínimo es cero, puesto que el valor mínimo del momento torso es nulo, reemplazando los valores de esfuerzos máximos y mínimos en la ecuación 12 se obtiene un esfuerzo amplitud en función del diámetro 1:

$$\tau_{a \text{ nom}} = \frac{\frac{16 * 8 \text{ Nm}}{\pi \phi_1^3} - 0}{2}$$

Para determinar el esfuerzo amplitud se debe determinar si existe concentradores de esfuerzo, en este caso no se puede identificar los concentradores y usar los factores de concentradores de esfuerzos, este procedimiento se realizará en el recalcu del eje, por lo que se asigna el valor nominal del esfuerzo como el valor de esfuerzo real.

$$\tau_a = k_{fs} \tau_{a \text{ nom}} \quad (13)$$

Donde:

$k_f$ : Concentrador de esfuerzos

$\tau_a$ : Esfuerzo amplitud real [MPa]

Este resultado, además del límite de resistencia a la fatiga y el factor de diseño seleccionado en tablas se reemplaza en la ecuación 8, para determinar el primer diámetro:

$$\frac{20.372 Nm}{\phi_1^3} = \frac{98.832 MPa}{4}$$

Si se despeja la incógnita del diámetro y se saca la raíz cúbica, finalmente se obtiene un valor de:

$$\phi_1 = 9.377 mm$$

El segundo criterio indica un decrecimiento lineal del esfuerzo amplitud en función del valor medio hasta llegar al valor de cero se obtiene al aplicar la siguiente expresión:

$$\tau_a + \tau_m = \frac{S_{sy}}{n} \quad (14)$$

Donde:

$\tau_a$ : Esfuerzo amplitud por torsión [MPa]

$\tau_m$ : Esfuerzo medio por torsión [MPa]

$S_{sy}$ : Resistencia a la fluencia en elementos sometidos a torsión [MPa]

$n$ : Coeficiente de seguridad o factor de diseño

Resistencia a la fluencia en elementos sometidos a torsión se determina aplicando:

$$S_{sy} = \frac{S_y}{2} \quad (15)$$

Donde:

$S_y$ : Resistencia a la fluencia del material para diseño [MPa]

De la ecuación 15, se reemplaza los datos de la resistencia a la fluencia para un acero inoxidable 304 y se tiene:

$$S_{sy} = \frac{276 MPa}{2}$$

El valor de la resistencia a la fluencia para este material sometido a torsión es de 138 MPa. Para determinar el esfuerzo a torsión medio se obtiene un promedio de los valores máximos y mínimos, es decir:

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} \quad (16)$$

El valor del esfuerzo medio coincide con el valor amplitud, todos estos valores, esfuerzos, resistencia y factor de diseño se deben reemplazar en la ecuación 14, la cual queda:

$$\frac{20.372 \text{ Nm}}{\phi_2^3} + \frac{20.372 \text{ Nm}}{\phi_2^3} = \frac{138 \text{ MPa}}{4}$$

Se agrupa la incógnita correspondiente al segundo valor del diámetro, se despeja y se calcula la raíz cúbica de la expresión para finalmente obtener un diámetro 2 de:

$$\phi_2 = 10.57 \text{ mm}$$

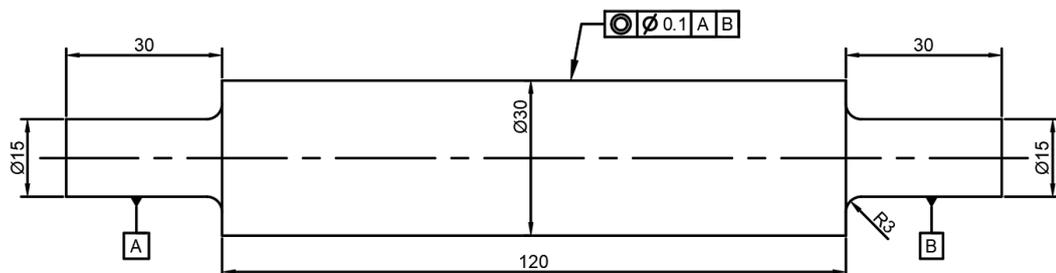
Al comparar los dos valores, se verifica que el diámetro 2 es el mayor, por ello se selecciona a este como la dimensión para el diseño.

$$\phi_2 > \phi_1$$

El diámetro de diseño es de 10.57 mm, esto se redondea a un valor de:

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

El eje quedaría diseñado de la siguiente manera, en los extremos del eje se ubicarían tanto el elemento simulador y el acople para unir a una caja de transmisión, pero se debe recalcular puesto que se asumieron los factores de Marín.



**Figura 14 - 3.** Prediseño de eje rotor

Realizado por: Uvidia J. 2021

La continuación, se determinan los factores de Marín, estos valores se obtienen con el procedimiento recomendado en la literatura de diseño de elementos de máquinas (Budynas, y otros, 2012).

-Factor de modificación por la condición superficial, según, se aplica la siguiente expresión:

$$k_a = aS_{ut}^b \quad (17)$$

Los valores tanto del factor a como el exponente se seleccionan de la siguiente tabla, en función del acabado superficial del material:

**Tabla 22 – 3:** Factor de modificación por la condición superficial

Acabado superficial	Factor a ( $S_{ut}$ MPa)	Exponente b
Esmerilado	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	4.51	-0.265
Laminado en caliente	57.7	-0.718
Como sale de la forja	272	-0.995

Fuente: (Budynas, y otros, 2012)

El acabado superficial del eje debe ser maquinado en frío, en un proceso de torneado, con ello se selecciona  $a=4.51$  y  $b= -0.265$ , esto reemplazado en la ecuación 11:

$$k_a = (4.51)(601 \text{ MPa})^{-0.265}$$

El factor de modificación por la condición superficial para el diseño es de 0.8275 MPa.

-Factor de modificación por tamaño, este factor se determina en base al tamaño del eje, la literatura presenta alternativas en rangos de dimensiones y para elementos sometidos a torsión, en la siguiente tabla se resumen estas condiciones:

**Tabla 23 – 3:** Factor de modificación por tamaño

Fórmula	Rango	Unidades
$\left(\frac{d}{0.3}\right)^{-0.107}$	$0.11 \leq d \leq 2$	Pulgadas
$0.91d^{-0.157}$	$2 < d \leq 10$	
$\left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.107}$	$2.79 \leq d \leq 51$	Milímetros
$1.51d^{-0.157}$	$51 < d \leq 254$	

Fuente: (Budynas, y otros, 2012)

Realizado por: Uvidia, José, 2021.

El diámetro del eje está dentro del rango  $2.79\text{mm} \leq d \leq 51\text{mm}$ , entonces se usa la siguiente expresión:

$$k_b = \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.107} \quad (18)$$

Para un diámetro de 15 mm en la ecuación 18, se obtiene un factor de modificación por tamaño de 0.93.

-Factor de modificación por confiabilidad, se establece una confiabilidad del 99%, los factores de confianza se encuentran en la siguiente tabla:

**Tabla 24 – 3:** Factor de modificación por confiabilidad

<b>Confiabilidad %</b>	<b>Factor de confiabilidad</b>
50	1.000
90	0.897
95	0.868
99	0.814
99.9	0.753
99.99	0.702
99.999	0.659
99.9999	0.620

Fuente: (Budynas, y otros, 2012)

El factor de modificación por confiabilidad para un 99% de confiabilidad es de 0.814.

-Factor de modificación por temperatura, la temperatura de operación para este elemento es ambiente, un promedio de 20°C.

**Tabla 25 – 3:** Factor de modificación por temperatura

<b>Temperatura °C</b>	<b>Factor de temperatura</b>
20	1.000
50	1.010
100	1.020
150	1.025
200	1.020
250	1.000
300	0.975
350	0.943

Fuente: (Budynas, y otros, 2012)

De la tabla 25-3, para una temperatura de 20°C recomienda un factor de temperatura de 1.000

-Factor de modificación por efectos varios, para este factor se deben considerar fenómenos extras como corrosión, esfuerzos residuales, recubrimientos o procesos de manufactura, en ausencia de estos la literatura recomienda un factor de modificación por efectos varios de 0.9 (Budynas, y otros, 2012)

Determinados ya los coeficientes de Marin, se puede recalculer el factor de diseño, estos valores se usan en la ecuación 9:

$$S_{se} = 0.8275 * 0.953 * 0.814 * 1 * 0.9 * S_{se}'$$

El producto de estos factores es de 0.564, las propiedades de los materiales se mantienen, por ello el valor del límite de fatiga en probetas sometidas a torsión se mantienen, es decir:

$$S_{se} = 0.577 * 164.72 \text{ MPa}$$

El límite de fatiga a torsión es de 92.877 MPa. De la ecuación 13, se debe encontrar el valor del factor por concentración de esfuerzos:

$$k_{fs} = q(k_{ts} - 1) + 1 \quad (19)$$

Donde:

$q$ : Sensibilidad de la muesca

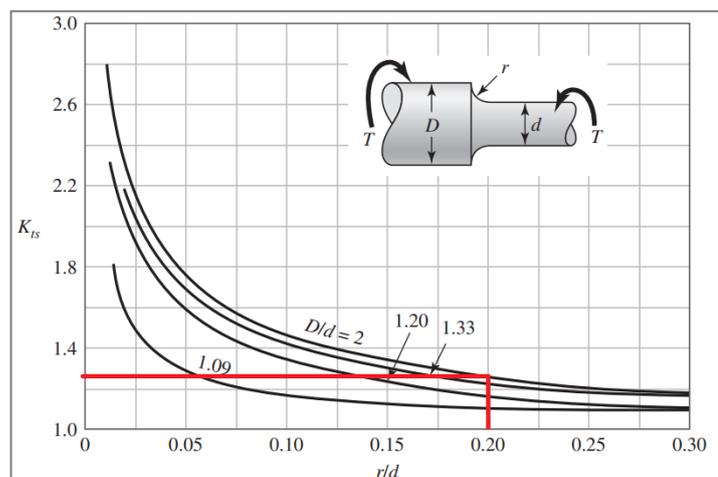
$k_t$ : Fator de concentración de esfuerzos

El diseño del eje no contempla la presencia de una muesca, por tanto, al valor de la sensibilidad de la muesca se le asigna el valor de 1, para el factor de concentración se terminan en gráficas de la literatura referente al diseño mecánico, se debe especificar el tipo de concentrador y a qué tipo de cargas está sometido, en este caso es un eje escalonado sometido a torsión pura.

De la siguiente figura se puede identificar el valor del factor por concentradores de esfuerzos, se ingresa con la relación entre el radio de curvatura sobre el diámetro menor, se debe identificar la curva cuya relación es diámetro mayor sobre menor:

$$\frac{D}{d} = \frac{30 \text{ mm}}{15 \text{ mm}} = 2$$

$$\frac{r}{d} = \frac{3 \text{ mm}}{15 \text{ mm}} = 0.2$$



**Gráfico 8 - 3.** Eje redondo con filete en el hombro en torsión

Fuente: (Budynas, y otros, 2012)

De la gráfica 15-3 para una relación  $r/d$  de 0.2 y una curva  $D/d$  de 2 corresponde un factor aproximado de 1.25, se reemplaza este dato en la ecuación 19:

$$k_{fs} = (1)((1.25) - 1) + 1$$

El valor del concentrador de esfuerzos es de 1.25, este valor se aplica en la ecuación 13:

$$\tau_a = 1.25 * \frac{20.372 \text{ Nm}}{\phi_1^3}$$

Este es el valor real del esfuerzo amplitud, con este se puede ya determinar el factor de diseño, en la ecuación 8:

$$\frac{25.465 \text{ Nm}}{(0.015\text{m})^3} = \frac{92.877 \text{ MPa}}{n_1}$$

El valor del factor de diseño es de:

$$n_1 = 12.3$$

Para el valor factor de diseño 2 se emplea la ecuación 14, el valor del esfuerzo medio se mantiene al igual que las propiedades del material, ecuación que reemplazada por todos los valores quedaría:

$$\frac{25.465 \text{ Nm}}{(0.015\text{m})^3} + \frac{20.372 \text{ Nm}}{(0.015\text{m})^3} = \frac{138 \text{ MPa}}{n_2}$$

Se obtiene un valor para el diámetro 2 de:

$$n_2 = 10.161$$

Si se compara los dos valores se determina que el valor mínimo es 10.161 y este a su vez, es menor al valor inicial planteado que es de 4, valor que se determinó por recomendaciones de la literatura centrada en el diseño de elementos de máquinas, con ello se puede afirmar que el diseño bajo la metodología de criterios de falla a torsión pura no fallará por esfuerzos.

### 3.5.1.2 Dimensionamiento por ASME B106.1M

Esta normativa indica a la siguiente expresión la que se debe usar para encontrar el dimensionamiento del eje:

$$\phi = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[ 4 \left( \frac{k_f M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left( \frac{k_{fs} T_a}{S_e} \right)^2 + 4 \left( \frac{k_f M_m}{S_y} \right)^2 + 3 \left( \frac{k_{fs} T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad (20)$$

Donde:

$\emptyset$ : diámetro [m]

$n$ : Factor de diseño

$k_f$ : Concentrador de esfuerzo

$M_a$ : Momento amplitud a flexión [Nm]

$S_e$ : Límite de resistencia a la fatiga totalmente ajustado [MPa]

$k_{fs}$ : Concentrador de esfuerzo para torsión

$T_a$ : Torque amplitud [Nm]

$M_m$ : Momento medio a flexión [Nm]

$S_y$ : Resistencia a la fluencia [MPa]

$T_m$ : Torque medio [Nm]

El diseño no contempla el fenómeno de flexión, el simulador de carga debe ser modulable, es decir, el torque variante, desde un valor de 0 hasta 8 Nm. El factor de seguridad es elevado, pues se considera un valor de 4, los valores de concentradores de esfuerzos fueron calculados en la parte anterior, dando un valor  $k_{fs}$  de 1.25, estos valores aplicados en la ecuación 20:

$$\emptyset = \left\{ \frac{16(4)}{\pi} \left[ 3 \left( \frac{(1.25) \left( \frac{8 Nm - 0 Nm}{2} \right)}{95.123 MPa} \right)^2 + 3 \left( \frac{(1.25) \left( \frac{8 Nm + 0 Nm}{2} \right)}{276 MPa} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

Finalmente se obtiene un valor del diámetro calculado de:

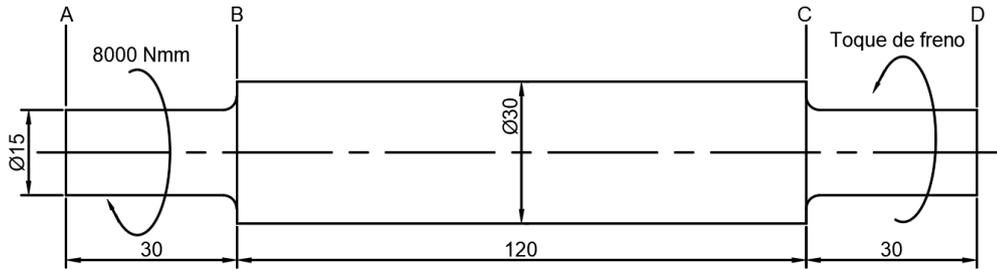
$$\emptyset = 12.518 mm$$

Estableciendo el valor del diámetro en 15 mm, el diseño concuerda con el planteado anteriormente, valor obtenido por la metodología de criterio de falla para elementos sometidos a torsión pura.

### 3.5.2 Rigidez

La segunda parte del diseño comprende el análisis de rigidez del diseño, un elemento sometido a torsión debe ingresar dentro de los rangos permitidos, en el caso de máquinas herramientas hasta 0.08 grados por pie y hasta 1 grado por pie (3.281°/m) en ejes de transmisión (Budynas, y otros, 2012).

El análisis se realiza en la condición más extrema, cuando el freno detendrá por completo al eje y en este esté aplicado el par de torsión máximo que es de 8 Nm.



**Figura 15 – 3.** Momento d aplicado en el eje de diseño

Realizado por: Uvidia, J. 2021

El ángulo de torsión se determina por cada tramo, puesto que hay tres secciones, la sumatoria de estos tres ángulos determinan el ángulo total, es decir:

$$\theta_{Total} = \theta_{A/B} + \theta_{B/C} + \theta_{C/D}$$

El ángulo de torsión se determina mediante:

$$\theta = \frac{TL}{JG} \quad (21)$$

Donde:

$T$ : Par de torsión aplicado en la sección [Nm]

$J$ : Segundo momento polar del área [m<sup>4</sup>]

$L$ : Longitud de la sección [m]

$G$ : Módulo de rigidez [GPa]

El segundo momento polar para una sección circular sólida se determina mediante:

$$J = \frac{\pi \phi^4}{32} \quad (22)$$

El acero inoxidable posee un módulo de rigidez de 74.1 GPa (Budynas, y otros, 2012). En la sección A-B, con una longitud de 30 mm, diámetro de 15 mm, al aplicar la ecuación 22 en 21 se obtiene:

$$\theta_{A/B} = \frac{(8 Nm)(0.03 m)}{\frac{\pi (0.015m)^4}{32} (74.1 GPa)}$$

El ángulo de torsión  $\theta_{A/B}$  es de  $6.517 \times 10^{-4} rad$ , esto en grados  $0.037^\circ$ . Se repite el proceso para la sección B-C,

$$\theta_{B/C} = \frac{(8 Nm)(0.12 m)}{\frac{\pi (0.03m)^4}{32} (74.1 GPa)}$$

El ángulo de torsión  $\theta_{B/C}$  es de  $1.358 \times 10^{-4} \text{ rad}$ , esto en grados  $0.008^\circ$ . Finalmente, el ángulo de torsión en la sección C-D coincide con el primer ángulo calculado por tener las mismas condiciones. La sumatoria de estos tres ángulos determinan el valor del ángulo que se genera al aplicar el par de torsión.

$$\theta_{Total} = 0.037^\circ + 0.008^\circ + 0.037^\circ$$

El ángulo formado en el eje por torsión es de  $0.083^\circ$ , este valor dividido para la longitud total del eje en metros, arroja un valor de  $0.515^\circ/\text{m}$ , cumpliendo la condición del límite del rango de ángulo de torsión para elementos de máquinas que es de  $3.281^\circ/\text{m}$ .

$$3.281^\circ/\text{m} > \theta_{Total}$$

### 3.6 Selección del elemento simulador

Para la selección de este elemento se deben considerar parámetros y características tanto mecánicas como eléctricas, los requerimientos mecánicos se han calculado, el valor del toque requerido para detener por completo al motor asignado para este banco de pruebas, así como el diámetro de un eje que conectaría al elemento simulador con los otros módulos. Ente las características mecánicas que se deben tomar en cuenta se tiene:

- Torque requerido 4.14 Nm
- Velocidad angular 1720 RPM
- Temperatura superficial máxima  $80^\circ\text{C}$

Deben tenerse en cuenta también el peso, capacidad de disipación térmica e incluso la velocidad de respuesta del elemento. Existen equipos, cuya capacidad y desempeño son ideales, pero demandan necesidades que no se podrán cumplir y hacen imposible su selección, para ello se detallan las características de alimentación eléctrica disponible en el país, la norma ecuatoriana de la construcción para instalaciones eléctricas (NEC, 2018) indica los parámetros eléctricos disponibles en una instalación eléctrica, estos nos servirán para la selección del elemento.

- Establece un valor de voltaje nominal de 120V AC
- Potencia en un tomacorriente de 200W
- Frecuencia 60 Hz
- Protección de 20 A mínimo

Entre los valores más importantes, en la siguiente tabla se establecen los requerimientos a tomar en cuenta para la selección del elemento:

**Tabla 26 – 3:** Requerimientos previos a la selección el freno

Tipo	Parámetro	Valor
Mecánica	Torque requerido	4.14 Nm
	Velocidad angular	1720 RPM
	Peso	-
	Capacidad de disipación térmica	-
	Temperatura superficial máxima	80°C
Eléctrica	Voltaje de alimentación eléctrica	120 V AC
	Frecuencia	60 Hz
	Voltaje para controlador	-
	Protección de corriente	20 A
	Potencia en tomacorriente	200 W
	Acción analógica del equipo	-
	Arranque con carga	-
	Velocidad de respuesta	>1 seg

Realizador por: Uvidia, José, 2021.

El freno de partículas magnéticas no presenta fricción entre la carcasa y el eje rotor, no hay contacto directo, tampoco desgaste de material producto de la fricción de contacto, existe un espacio entre las superficies, este espacio se rellena con un polvo ferroso fino. Al momento de energizarse la bobina, estas partículas ferrosas finas forman cadenas a lo largo de la dirección de las líneas de flujo de campo magnético, estas cadenas acoplan el disco sin deslizamiento en la carcasa (Norton, 2011). Se presentan varias marcas que producen estos elementos, en la siguiente tabla se presentan alternativas de marcas con sus respectivas características.

-La primera opción corresponde a un freno de partículas magnéticas, de marca *Placid Industies*, dentro de los parámetros más importantes se tiene, posee un torque máximo de 6.8 Nm, pero una velocidad angular máxima de 1800 RPM (Placid Industries, 2020), lo que nos limita e indica que trabajamos muy cerca a la máxima capacidad del equipo.

-Como segunda opción, de la marca *Warner Electric*, en su modelo MC 5.5, tiene la capacidad de generar un torque máximo de 5.5 Nm y una velocidad angular máxima de 1800 RPM (Warner Electric, 2020).

-La tercera opción, de la marca *Miki Pulley*, en su modelo 111-06-11G tiene la capacidad máxima de generar un torque de 5 Nm, y soporta una velocidad angular máxima de 8000 RPM (Miki Pulley, 2020), este valor de torque tiene un rango pequeño de seguridad en comparación de los otros modelos en el caso de alguna sobrecarga.

En la siguiente tabla se indican los valores de las características que se toman en cuenta para la selección del modelo, entonces se tiene:

**Tabla 27 – 3:** Características de alternativas de freno

Parámetro	Valor	Placid Industries	Warner Electric	Miki Pulley
		B60 Polvos magnéticos	MC 5.5 Polvos magnéticos	111-06-22G Polvos magnéticos
Torque requerido	4.14 Nm	T máximo 6.8 Nm T mínimo 0.12 Nm	T máximo 5.65 Nm T mínimo 0.11 Nm	T máximo 5.0 Nm
Velocidad angular	1720 RPM	Max 1800 RPM	Max 1800 RPM	Max 8000 RPM
Peso	-	3 kg	12 kg	3 kg
Capacidad de disipación térmica	-	50 watts	110 watts	-
Temperatura superficial máxima	80 °C	75 °C	-	-
Voltaje de alimentación eléctrica	120 V AC	110 V	115/230 V	110 V
Frecuencia	60 Hz	50/60 Hz	50/60 Hz	50/60 Hz
Voltaje para controlador	-	6/12/24/90 V	24 V	24 V
Protección de corriente	20 A	Corriente máx. 1.24 A	Corriente máx. 3 A	Corriente máx. 0.46 A
Potencia en tomacorriente	200 W	-	-	-
Acción analógica del equipo	-	Sí	Sí	Sí
Arranque con carga	-	Sí	-	-
Velocidad de respuesta	>1 seg	85 mSec Sin carga 40mSec con carga	-	33 mSec

**Fuentes:** (Placid Industries, 2020); (Warner Electric, 2020); (Miki Pulley, 2020)

**Realizador por:** Uvidia, José, 2021.

La comparación entre las tres alternativas de acuerdo al torque requerido, la que tiene mayor capacidad es la primera, esta nos permite rango muy amplio de seguridad en el caso de una sobrecarga, esto es importante tener en cuenta puesto que el motor al tener un variador de frecuencia puede reducir la velocidad de entrada en la caja de engranajes y con ello aumentar el torque, con ello se asegura un amplio rango de trabajo.

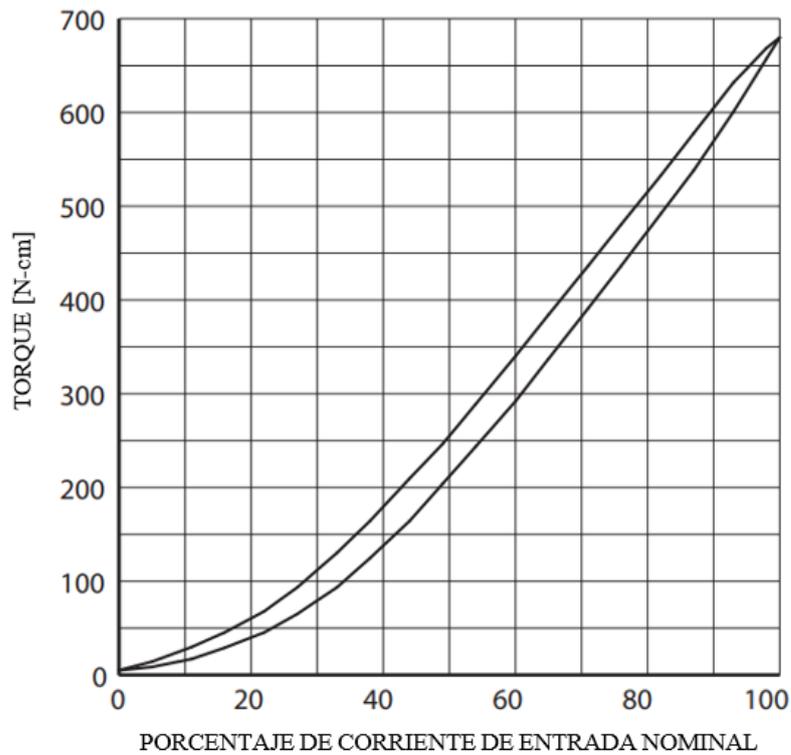
Todos los equipos se pueden usar en el país, cabe recordar que la frecuencia eléctrica es de 60Hz algo que debe tomarse en cuenta para traer algún equipo de un lugar fuera del país.

Todas las opciones cuentan con fuentes de alimentación que permiten el trabajo de los frenos, pero el único caso que cuenta con una fuente de alimentación que permite la comunicación y control con un PLC es la primera, esto facilita de manera considerable el proceso de automatización, además de reducir el número de elementos necesarios para la automatización, incluso no es necesario el uso exclusivo de un PLC, un Logo (LOGO, 2004) puede desempeñar la función de controlador lógico, esto reduce el precio de la construcción de la máquina de manera considerable, por todos estos factores tanto de la fuente y el controlador que amortiguan el peso

del factor económico se elige el freno de partículas magnéticas de marca *Placid Industries* modelo B60 para desempeñar la función de elemento simulador de carga mecánica para nuestra máquina, que será usada en el banco de pruebas.

**3.6.1 Freno de partículas magnéticas B60** (Placid Industries, 2020)

Este elemento posee una acción modulable, un torque máximo de 6.8 Nm y un límite de velocidad es de 1800 RPM de las características más importantes, la acción del freno varia conforme se aplica el porcentaje de corriente, esta relación de corriente torque no es lineal, dicha variación se puede apreciar en la siguiente gráfica:



**Gráfico 9 - 3.** Curva de funcionamiento de freno magnético B60

Fuente: (Placid Industries, 2020)

La curva indica que sin aplicación alguna de corriente el freno entrega una carga de 0.12 Nm y con la aplicación del total de la corriente el freno puede entregar 6.8 Nm, la fuente de alimentación que recibe 120 VAC y entrega 24 VDC al freno, la misma tiene la capacidad de variar la corriente que entrega al equipo, esta marca tiene a disposición fuentes que pueden entregar 6/12/24/96 VDC, aplicando la ley de Ohm, se puede determinar la corriente que ingresará al equipo, cada una de ellas posee una resistencia de diferente valor, en la siguiente tabla se detallan todos estos datos:

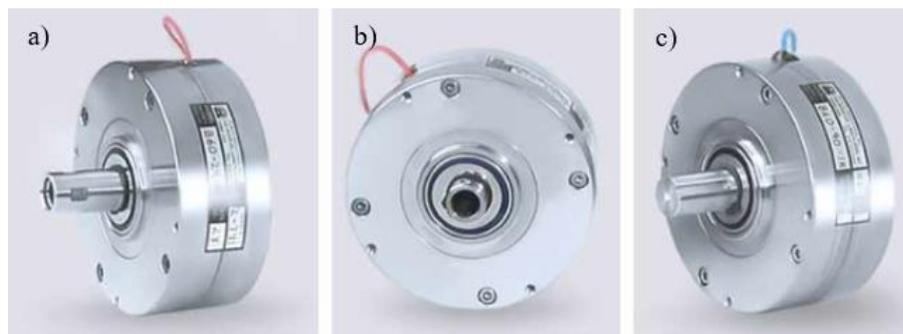
**Tabla 28 – 3:** Voltajes, resistencias y corrientes de control

Voltaje de alimentación al freno [V]	6 V	12 V	24 V	90 V
Resistencia [ $\Omega$ ]	4.6	18	72	1000
Corriente [A]	1.24	0.62	0.32	0.086

Fuente: (Placid Industries, 2020)

Realizador por: Uvidia, José, 2021.

La fuente de alimentación de corriente continua se recomienda para una mayor precisión en el control de bucle abierto de sistemas. Este tipo de fuente mantendrá un valor fijo de corriente de salida, claro este valor se puede ajustar, el valor de corriente resulta independiente de la temperatura del freno con ello se puede afirmar que el par de salida es constante.



**Figura 16 – 3.** Modelo B60, a) -1F eje dos caras, b) -1K lado plano y chaveta, c) -H eje hueco

Fuente: (Placid Industries, 2020)

El freno tiene la capacidad de disipar calor hasta 50 W de manera continua, en el caso de haber deslizamiento en el eje se puede calcular de la siguiente manera:

$$Calor = \frac{\omega * \tau}{960} \quad (23)$$

Donde:

$\omega$ : Velocidad angular [RPM]

$\tau$ : Torque [Ncm]

Empleando la ecuación 23, a par nominal y el máximo número de deslizamiento en revoluciones por minuto es de 70, el freno puede disipar mayores cantidades de calor, pero en pequeños periodos de tiempo no debe exceder de 50 W en promedio. La temperatura de la carcasa nunca debe superar los 75°C.

El eje del freno puede girar sin excitación eléctrica, al momento de alimentar el equipo el eje se acopla a la carcasa entregando un par de torsión, el valor mínimo que entrega el freno con cero por ciento de corriente es de 0.12 Nm, en la gráfica 9-3 se muestra la relación corriente-par de torsión, estos valores son independientes de la velocidad a la que gira el eje. Mientras el par de carga es menor que la salida, el eje no girará, mientras aumente el par de carga el freno se deslizará suavemente al nivel establecido por el porcentaje de corriente.

Para identificar el rango de velocidad el cual el freno puede detener completamente a un motor de 1 Hp (745.6999 W) a la capacidad máxima del freno, es decir, a 6.8 Nm, es el siguiente:

$$Potencia = V. angular * Torque$$

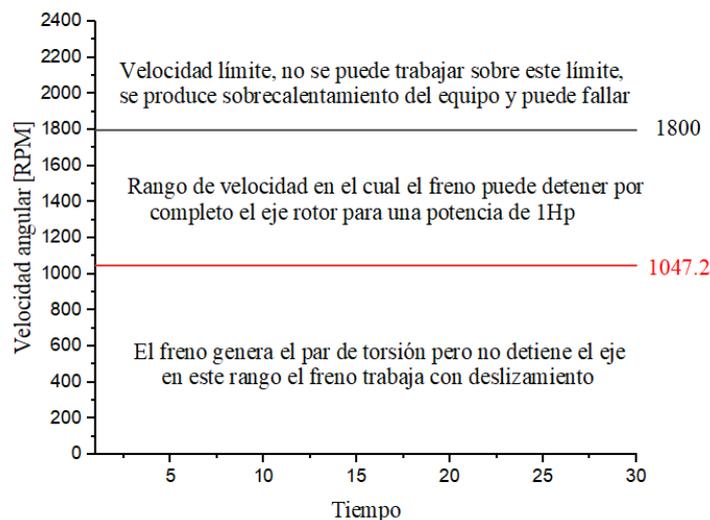
De nuestros valores:

$$V. angular = \frac{745.6999 W}{6.8 Nm}$$

Se obtiene una velocidad angular mínima de 109.662 rad/s, esto en RPM es:

$$109.662 \frac{rad}{s} * \frac{60s}{1min} * \frac{1 rev}{2\pi} = 1047.19 RPM$$

El rango de velocidades al cual se puede frenar completamente el equipo con un motor de 1 Hp, es de 1047.19 RPM hasta las 1800 RPM, el cual es el límite del equipo recomendado por el fabricante, esto se especifica en la siguiente gráfica:

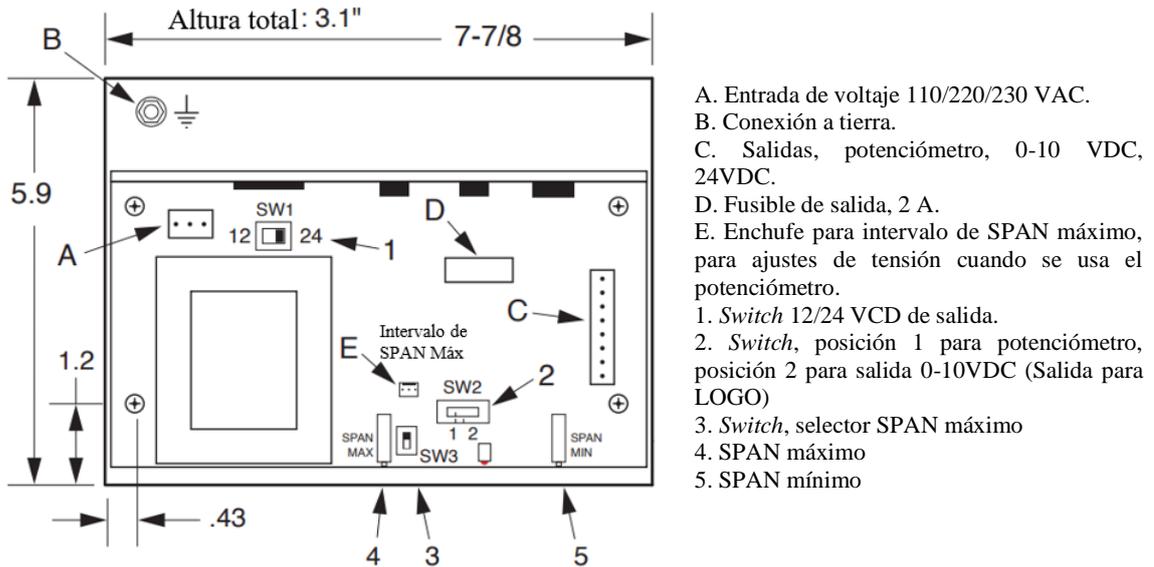


**Gráfico 10 - 3.** Rangos de trabajo del freno

Realizado por: Uvidia, J. 2021

### 3.6.2 Fuente de alimentación PS-24 (Placid Industries, 2020)

Esta fuente ofrece varias facilidades, la primera es seleccionar el valor de voltaje DC de salida, se puede seleccionar entre 12 y 24. Esta también permite seleccionar un modo manual, que se controla por el potenciómetro y el otro modo es el que se controla por una salida 0-10 VDC, este corresponde al sistema automatizado por el LOGO, entre las demandas de seguridad para el equipo se tiene dos, la conexión obligatoria a tierra y la implementación de un fusible de 1 A, a la entrada de la línea. En la siguiente figura se identifican todas las partes de esta fuente:

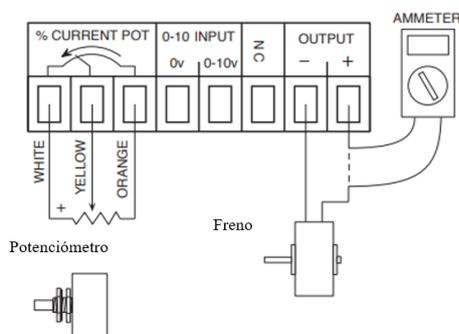


**Figura 17 – 3.** Esquema de fuente de alimentación

Fuente: (Placid Industries, 2020)

Realizado por: Uvidia, J. 2021

-Potenciómetro, El potenciómetro de montaje remoto controla el corriente de salida deseada, y es ajustable desde 0% al 100%. Se utiliza para controlar el par de salida.



**Figura 18 – 3.** Conexión de salidas de fuente

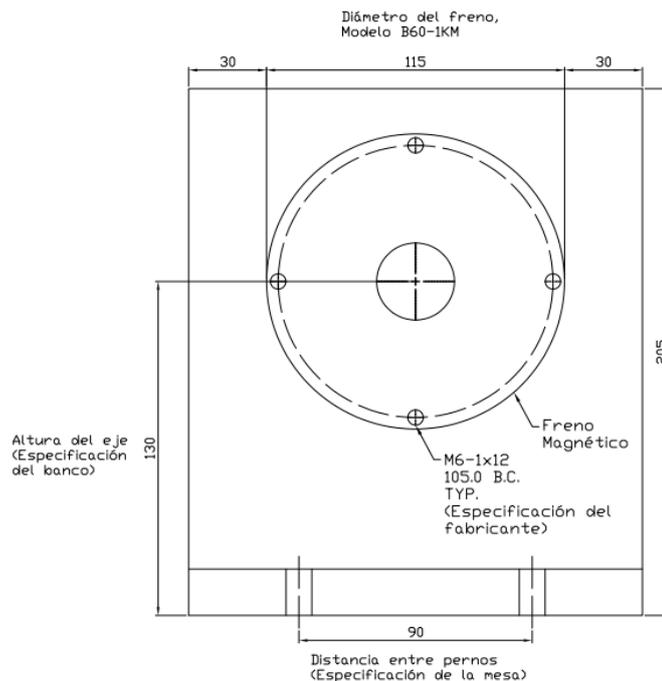
Fuente: (Placid Industries, 2020)

-Señal 0-10 VDC, La corriente de salida es proporcional a la señal de entrada de 0-10 voltios del usuario. A 0 voltios, la corriente de salida es 0. A 10 voltios, la salida la corriente es máxima, es decir 0.32 A.

### 3.7 Diseño de soporte base para el freno

El soporte para el freno debe tener la capacidad de soportar el peso del freno y su propio peso, cumplir con el límite de deformaciones para elementos de máquina, se plantea un diseño en forma de T invertida, el proceso de alineación requiere una superficie de contacto con 4 pernos (SKF, 2019), el diseño se realiza desde el punto de vista de resistencia al pandeo y esfuerzos presentes en el elemento.

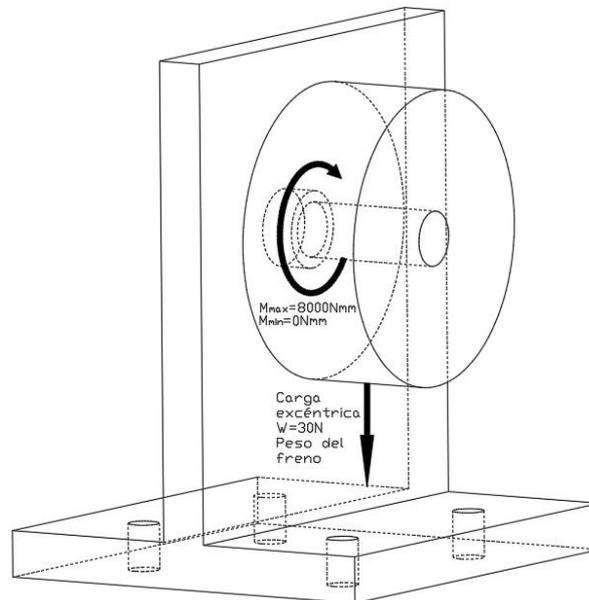
Para el diseño se deben tomar en cuenta ciertas restricciones geométricas, entre ellas, la altura del eje con respecto a la superficie de la mesa debe ser 130 mm, este valor rige para todos los elementos del banco de pruebas, el soporte debe abarcar el diámetro del eje en su totalidad, el diámetro de la superficie del freno que tendrá contacto con el soporte es de 114.3 mm (Placid Industries, 2009), para el diseño se usa 115 mm, se debe tomar en cuenta que la distancia entre pernos es de 90 mm, esta distancia se obtiene de la mesa donde el equipo se ubicará al momento de trabajo, el prediseño del elemento de acuerdo a las especificaciones geométricas quedaría detallado de la siguiente manera:



**Figura 19 – 3.** Prediseño de soporte mediante especificaciones geométricas

Realizado por: Uvidia, J. 2021

Para el diseño se identifica una fuerza y un momento flector, el peso del freno corresponde a un valor de 30 N, esta fuerza se aplica de manera excéntrica, específicamente a la distancia media del largo del elemento, es decir, la excentricidad es de 23.9 mm. Finalmente, el momento que aplica el freno se asigna, desde un valor nulo y se considera un valor máximo de 8000 Nmm, valores que se consideraron para el diseño del eje.



**Figura 20 – 3.** Consideración de cargas en el soporte

**Realizado por:** Uvidia, J. 2021

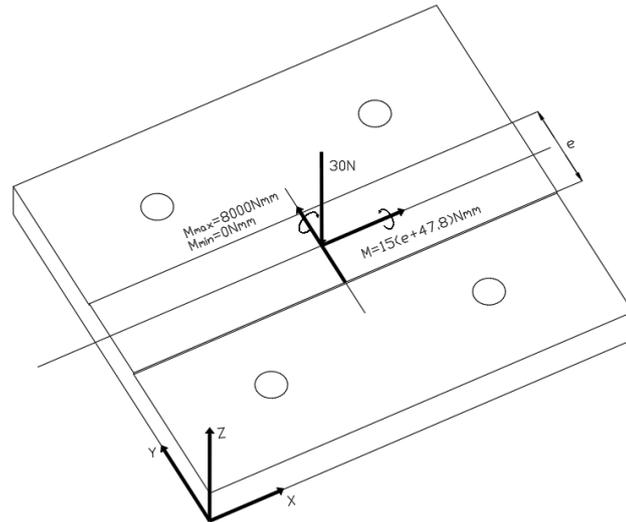
Estas cargas se deben transportar al lugar cuyo momento de flexión alcanza el máximo valor, en este caso el empotramiento, que resulta ser en el contacto de la columna con la placa base, la carga excéntrica genera un momento flector paralelo a la cara mayor de la columna. Este valor se determina:

$$M = W * \left( \frac{e}{2} + \frac{\text{ancho de freno}}{2} \right)$$

El valor del espesor es la incógnita que se va a determinar en este proceso, el modelo B60, tiene un ancho de freno de 47.8 mm, un peso de 30 N, se decir:

$$M = 30N * \left( \frac{e + 47.8 \text{ mm}}{2} \right)$$

El valor resultante es de,  $15(e + 47.8) Nmm$ , con esto se puede transportar todas las fuerzas y momentos al empotramiento, queda representado de la siguiente manera:



**Figura 21 – 3.** Diagrama de cargas en el soporte

Realizado por: Uvidia, J. 2021

No surge la necesidad de identificar puntos críticos, debido a que el elemento está sometido a compresión y flexión únicamente, no hay un par de torsión que actúe sobre el área y varíe en ciertos puntos, el momento de 8000Nmm actúa como flector pues este no es perpendicular al plano del área de análisis, entonces, simplemente se sumarán los esfuerzos por flexión en un mismo sentido.

El peso genera un esfuerzo axial, este se determina de la siguiente manera:

$$\sigma_w = \frac{W}{a * e} \quad (24)$$

Donde:

$\sigma_w$ : Esfuerzo de compresión por el peso [MPa]

$W$ : Peso del freno [N]

$a$ : Largo de la cara del soporte [mm]

$e$ : Espesor de la plancha [mm]

Si se reemplazan los valores:

$$\sigma_w = \frac{30N}{175mm * e}$$

Expresado en función del espesor de la plancha el esfuerzo por compresión es de:

$$\sigma_w = \frac{0.171}{e} \frac{N}{mm}$$

Este esfuerzo permanece constante y no varía, con ello se puede afirmar que este valor corresponde al valor medio, mientras que el valor del esfuerzo amplitud es cero, al no cambiar en el transcurso del tiempo.

Valor medio:

$$\sigma_{wm} = \frac{0.171 \text{ N}}{e \text{ mm}}$$

Valor amplitud:

$$\sigma_{wa} = 0$$

Los esfuerzos por flexión se determinan mediante:

$$\sigma_f = \frac{Mc}{I_{0x-y}} \quad (25)$$

Donde:

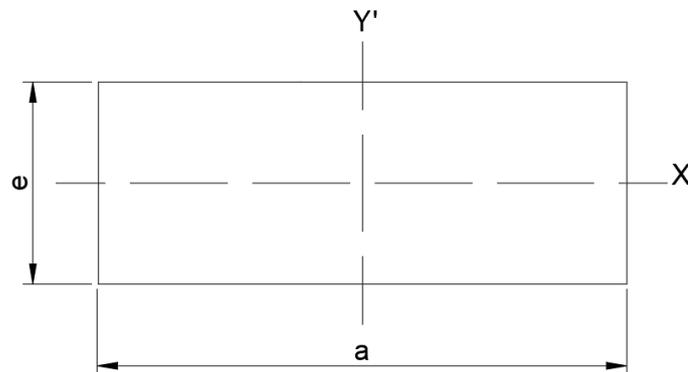
$\sigma_f$ : Esfuerzo de flexión [MPa]

$M$ : Momento de flexión [Nmm]

$c$ : Distancia perpendicular desde el eje de acción al extremo de la sección [mm]

$I_{0x-y}$ : Momento de inercia respecto al eje centroidal [mm<sup>4</sup>]

La inercia se debe calcular respecto a un eje centroidal, dependiendo del sentido del momento.



**Figura 22 – 3.** Momento de inercia de sección rectangular

Realizado por: Uvidia, J. 2021

El momento de inercia respecto al eje centroidal para el momento de 8000Nmm para el sistema de referencia planteado se calcula:

$$I_{0y} = \frac{1}{12} * a^3 * e \quad (26)$$

De la ecuación 26, con los valores de las distancias se tiene:

$$I_{0y} = \frac{1}{12} * 175^3 * e$$

Para el momento de 8000Nmm, valor máximo del momento de flexión, la inercia obtenida anteriormente y la distancia desde el eje de acción hasta el extremo, empleando la ecuación 25, se tiene:

$$\sigma_{f1 \max} = \frac{8000Nmm * \frac{175mm}{2}}{\frac{1}{12} * 175^3 * e}$$

El valor del esfuerzo de flexión máximo producido por el momento es de:

$$\sigma_{f1 \max} = \frac{1.567 \text{ N}}{e \text{ mm}^2}$$

Este momento varía desde un valor nulo, por tanto, el esfuerzo mínimo será cero.

$$\sigma_{f1 \min} = 0$$

El valor del esfuerzo medio para este momento será igual que el valor amplitud:

$$\sigma_{f1 m} = \sigma_{f1 a} = \frac{0.784 \text{ N}}{e \text{ mm}^2}$$

Para determinar el esfuerzo producido por el momento del peso del freno se debe determinar el momento de inercia correspondiente, de la figura 25-3, se puede apreciar que el momento se orienta en sentido del eje centroidal X', se emplea la expresión:

$$I_{0x} = \frac{1}{12} * a * e^3 \quad (27)$$

Con este valor del momento de inercia se puede determinar el esfuerzo por flexión, con el momento generado por peso del freno que permanece constante y el valor de  $c$ , en este caso correspondería a la mitad del espesor, reemplazando estos valores en la ecuación 25:

$$\sigma_{f2} = \frac{[15(e + 47.8)] * \frac{e}{2}}{\frac{1}{12} * 175 * e^3}$$

Se tiene finalmente:

$$\sigma_{f2} = \frac{0.514}{e} + \frac{24.583}{e^2}$$

Valor que permanece constante por ser carga muerta, y a ello corresponde un esfuerzo medio de:

$$\sigma_{f2m} = \frac{0.514}{e} + \frac{24.583}{e^2}$$

Y un valor amplitud de cero:

$$\sigma_{f2a} = 0$$

En el diseño de elementos de máquina a fatiga y esfuerzos combinados se debe determinar tanto un esfuerzo medio como amplitud equivalente. El esfuerzo medio equivalente se determina usando:

$$\sigma_{meq} = \sqrt{(\sigma_{ma} + \sigma_{mf})^2 + 3\tau_m^2} \quad (28)$$

Donde:

$\sigma_{meq}$ : Esfuerzo medio equivalente [MPa]

$\sigma_{ma}$ : Esfuerzo axial medio [MPa]

$\sigma_{mf}$ : Esfuerzo de flexión medio [MPa]

$\tau_m$ : Esfuerzo torsional medio [MPa]

No existe un momento que actúe como par torsional sobre el área de análisis, por lo que se anula el esfuerzo por torsión, de la ecuación 27 con los valores numéricos en función del espesor:

$$\sigma_{meq} = \sqrt{\left(\frac{0.171}{e} + \frac{0.784}{e} + \frac{0.514}{e} + \frac{24.583}{e^2}\right)^2}$$

Finalmente, el valor medio equivalente:

$$\sigma_{meq} = \frac{1.469}{e} + \frac{24.583}{e^2}$$

El esfuerzo de amplitud medio se determina mediante:

$$\sigma_{a\ eq} = \sqrt{(K_{fa} * \sigma_{a\ a} + K_{ff} * \sigma_{a\ f})^2 + 3(K_{fs}\tau_a)^2} \quad (29)$$

Donde:

$\sigma_{a\ eq}$ : Esfuerzo de amplitud equivalente [MPa]

$\sigma_{a\ a}$ : Esfuerzo axial amplitud [MPa]

$\sigma_{a\ f}$ : Esfuerzo de flexión amplitud [MPa]

$\tau_a$ : Esfuerzo torsional amplitud [MPa]

$K_{fa}$ : Concentrador de esfuerzo en sentido axial

$K_{ff}$ : Concentrador de esfuerzo por flexión

$K_{fs}$ : Concentrador de esfuerzo por torsión

Para el concentrador por flexión se asume un valor de 1.6, mientras que, en ausencia de torsión, este esfuerzo es nulo, y el esfuerzo amplitud por compresión también es nulo. Reemplazando las variables de la ecuación 29 por los valores obtenidos:

$$\sigma_{a\ eq} = \sqrt{\left(1.6 \left(\frac{0.784}{e}\right)\right)^2}$$

El valor del esfuerzo amplitud equivalente en función del espesor es de:

$$\sigma_{a\ eq} = \frac{1.254}{e}$$

El criterio de falla según Soderberg para elementos sometidos a fatiga y esfuerzos combinados indica la siguiente ecuación:

$$\frac{\sigma_{a\ eq}}{S_e} + \frac{\sigma_{m\ eq}}{S_y} = \frac{1}{n} \quad (30)$$

El soporte se diseña en acero A36, cuyas propiedades son las siguiente:

$S_y$ : 250 MPa

$S_{ut}$ : 400 MPa

En esfuerzos combinados predomina la flexión, se asume también un valor de 0.6 como producto de los coeficientes de Marín, por tanto, el límite de fatiga se determina mediante:

$$S_e = 0.6 * 0.5 * S_{ut}$$

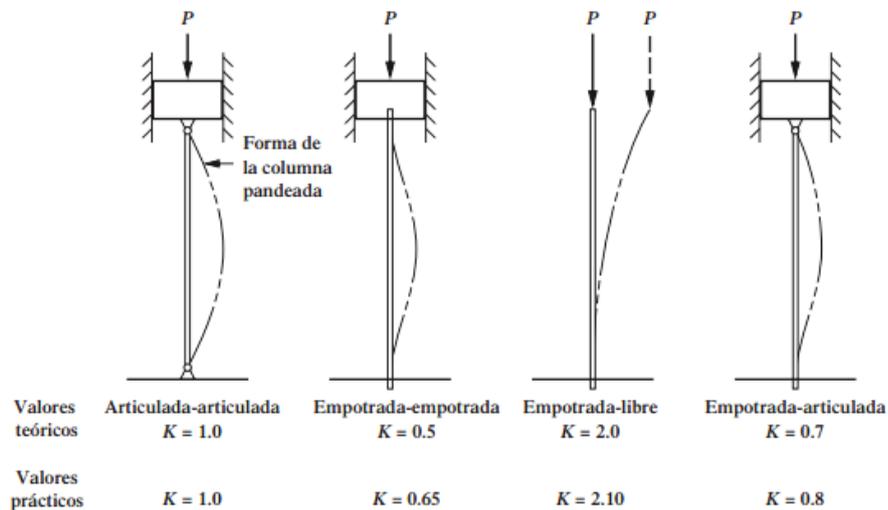
El valor del límite de fatiga es de 120 MPa, asignando un factor de diseño de 4 por usar valores teóricos del material y asumir los factores de concentradores de esfuerzos y factores de Marín. Con esto se puede reemplazar los valores en la ecuación 30 y obtener el valor del espesor necesario para soportar estos esfuerzos.

$$\frac{1.254 \frac{N}{e \text{ mm}}}{120 \text{ MPa}} + \frac{1.469 \frac{N}{e \text{ mm}} + \frac{24.583 \frac{N}{e^2 \text{ mm}}}{250 \text{ MPa}}}{1} = \frac{1}{4}$$

Finalmente se obtiene un espesor necesario de 0.661 mm.

### 3.7.1 Verificación por pandeo

En el mercado se encuentran planchas de espesor mínimo de 2mm (DIPAC, 2020). Se verifica pandeo de la columna, el tipo de columna es empotrada en un extremo y libre en el otro.



**Figura 23 – 3.** Valores de K para longitud efectiva

Fuente: (Mott, 2006)

La longitud de la columna es de 205 mm, y según el tipo de soporte se obtiene un valor de K para diseño de 2.1 según la figura 23-3.

$$L_e = K * L \tag{31}$$

De acuerdo a la ecuación 31, la longitud efectiva de la columna es de 430.5 mm. El valor de la excentricidad de la carga se mide desde el eje neutro de la columna hasta el punto de aplicación de la carga, es decir para esta distancia se toma en cuenta la mitad del espesor de la plancha hasta llegar al centro de masa del freno.

$$e = \frac{2mm}{2} + \frac{47.8mm}{2}$$

El valor de la excentricidad 24.9 mm. El pandeo se evalúa con respecto al eje X en el sistema de referencia planteado, para ello se determina el valor del momento de inercia.

$$I_{0x} = \frac{1}{12} * 175mm * (2mm)^3$$

El valor de la inercia con respecto a este es de  $117.7 \text{ mm}^4$ . Un acero A36, presenta un módulo de elasticidad teórico de 19 9948 MPa. Con estos valores se puede aplicar la ecuación que determina la deformación máxima en una columna con carga excéntrica:

$$\partial_{max} = e \left[ \sec \left( \frac{Le}{2} \sqrt{\frac{P}{EI}} \right) - 1 \right] \quad (32)$$

Donde:

$\partial_{max}$ : Deformación máxima de la columna [mm]

Sec: Función secante

$Le$ : Longitud efectiva [mm]

$P$ : Carga [N]

$E$ : Módulo de elasticidad [MPa]

$I$ : Momento de inercia [ $\text{mm}^4$ ]

Reemplazando los valores obtenidos en la ecuación 32, se tiene:

$$\partial_{max} = 24.9mm \left[ \sec \left( \frac{430.5mm}{2} \sqrt{\frac{30N}{199948MPa * 116.7mm^4}} \right) - 1 \right]$$

El valor de deformación máxima para nuestro caso es de 0.761 mm. En el diseño de elementos de máquina se debe tomar en cuenta el límite de deformación, se debe diseñar un elemento que no tenga una deformación excesiva pero tampoco se debe llegar a un elemento demasiado rígido,

la deformación del elemento debe entrar en el rango permisible, los límites del rango permisible son los siguientes:

$$\left[ \frac{1}{1000} - \frac{3}{1000} \right] L$$

Para el elemento en análisis la longitud total es de 205 mm, con ello el rango va desde:

$$[0.205 \text{ mm} - 0.615 \text{ mm}]$$

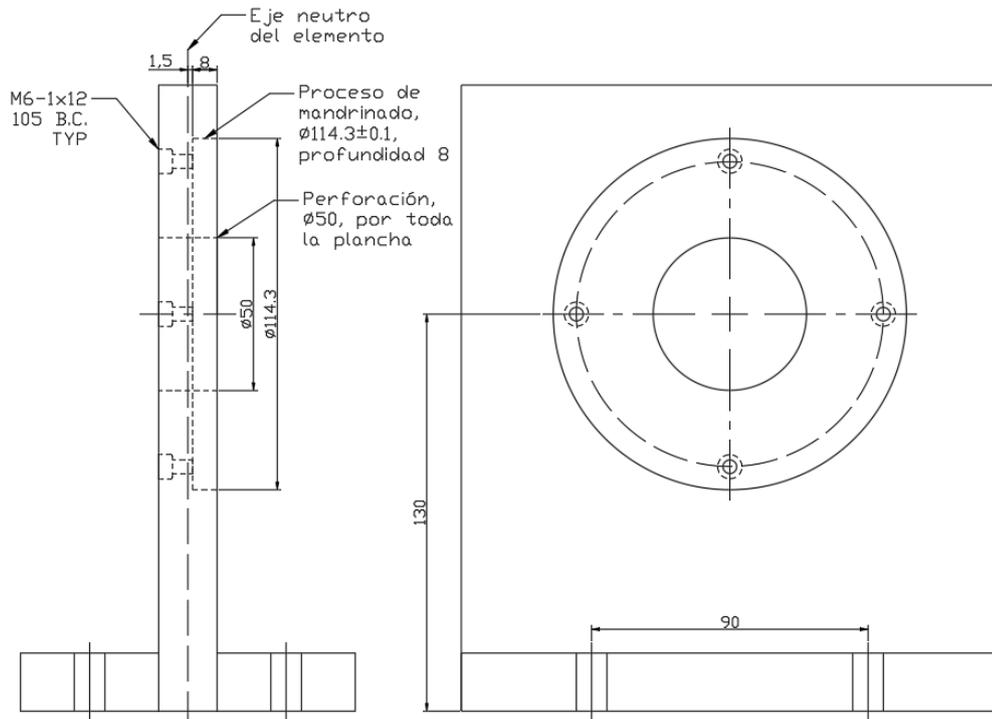
El valor de deformación de la columna es de 0.761 mm, una deformación excesiva que hace al elemento demasiado elástico, la deformación queda fuera de los límites permisibles, el valor del espesor no conviene, se selecciona un valor mayor, espesor de 3mm.

Para esta nueva dimensión se obtiene una excentricidad de 25.4 mm, el momento de inercia para este eje se incrementa a  $393.75 \text{ mm}^4$ , los otros valores no se alteran. Con ello se obtiene un valor de deformación máxima de 0.226 mm, valor que está dentro del rango permisible para deformaciones en elementos de máquina.

El diseño óptimo bajo criterios de falla para este elemento arroja un espesor de 3 mm para una plancha de acero A36.

El freno en su parte posterior tiene una parte móvil, el eje se extiende más allá de la carcasa y este se une al motor mediante un rodamiento, además, dentro del protocolo de pruebas se debe medir la velocidad de rotación del eje, y esto se lo realizará a través de un tacómetro de punta, por todo ello se debe realizar una perforación a través de toda la plancha, de acuerdo a la información técnica brindada por el fabricante, se plantea realizar una perforación de 50 mm, cuyo centro se única a 130mm de altura con respecto a la base del soporte.

Se plantea realizar un mandrinado en la cara de la placa con un diámetro de 115 mm hasta una profundidad de 8 mm sobre la plancha, esto para, reducir el daño que provocarían las vibraciones generadas por el banco en los pernos y sus roscados, previniendo posibles fallas de estos elementos ya que el fabricante recomienda un tipo de pernos, pero no toma en cuenta que el elemento será sometido a vibraciones, por tanto se debe sobredimensionar el soporte, los cálculos indican un espesor mínimo de 3 mm para que elemento soporte las cargas y cuya deformación sea menor al valor máximo de deformación permisible, el análisis de esta estructura sobredimensionada se realiza más adelante conjunto a las otras partes del soporte en un software CAE, el detalle de esta sobredimensión se especifica en la siguiente figura:

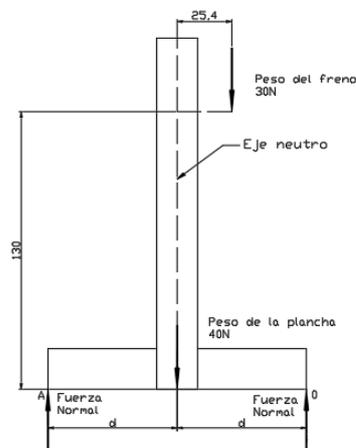


**Figura 24 – 3.** Prediseño de la columna

Realizado por: Uvidia, J. 2021

### 3.7.2 Diseño de placa base

Se debe establecer la distancia mínima para que el soporte no se eleve por acción del momento que genera la aplicación del peso de manera excéntrica, para ello se debe analizar el soporte desde un punto de vista estático, en este caso intervienen dos pesos, tanto el valor del peso de la columna como del freno, la distancia  $d$ , medida desde el eje neutro de la columna hasta los extremos de la placa base será la incógnita para este análisis.



**Figura 25 – 3.** Fuerza normal en el soporte

Realizado por: Uvidia, J. 2021

El análisis de sumatorias de momentos respecto al punto O, se tiene:

$$\sum M_O = 0$$

Para determinar la distancia necesaria para que el peso del freno provoque que el soporte no gire:

$$W_{placa} d + W_{freno} (d - excentricidad) = N_A 2d$$

Para encontrar la distancia necesaria para que el soporte no gire, la normal en el último punto de la base debe ser cero, es decir,  $N_A = 0$ , esto porque el instante en el que la base empieza a girar la base se despegue de la mesa y desaparece la fuerza normal que genera el contacto de la mesa y el soporte, con esta consideración se tiene:

$$W_{placa} d + W_{freno} d - W_{freno} excentricidad = 0$$

Con los valores numéricos:

$$(40 N) d + (30 N) d - (30 N)(25.4 mm) = 0$$

Se despeja el valor de la distancia necesaria y finalmente se obtiene el valor de la distancia mínima que debe tener el soporte para que este no gire por acción del peso de los elementos, esta distancia es de 10.886 mm.

El soporte debe cumplir la distancia mínima medida desde la placa de la columna hasta los pernos, la cual se recomienda como 2d, siendo d, el diámetro del perno, y las distancias mínimas medidas desde los pernos hasta el borde de la placa, estas medidas se detallan en la siguiente tabla:

**Tabla 29 – 3:** Distancia mínima al bode desde el centro del agujero

<b>Diámetro de perno [mm]</b>	<b>Distancia al borde [mm]</b>
16	22
20	26
22	28
24	30
27	34
30	38
36	46
Sobre 36	1.25d

Fuente: (ANSI/AISC 360-10, 2010)

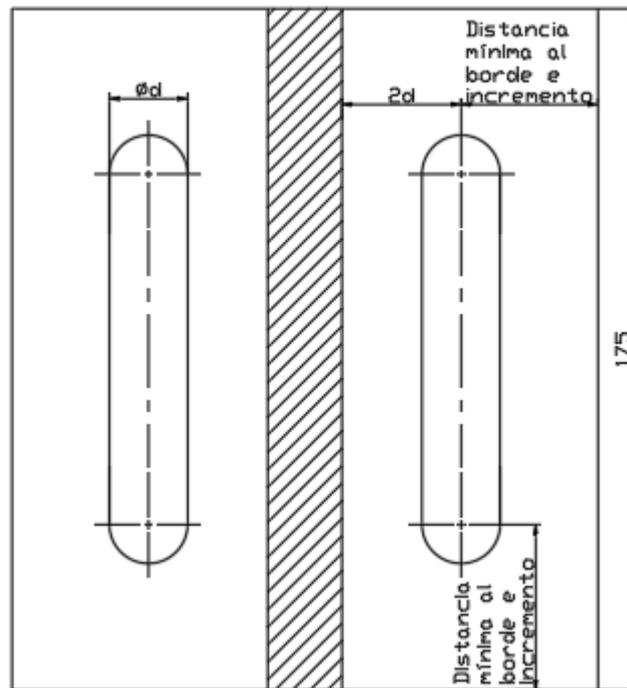
Para una correcta alineación se necesita desplazar el soporte en los dos sentidos sobre la mesa, en dirección perpendicular a los canales de la mesa necesita la presencia de una ranura donde se ubicarán cuatro pernos, para ello se usa la siguiente tabla en función del tamaño de pernos:

**Tabla 30 – 3:** Valores del incremento de distancia al borde

Diámetro nominal del conector [mm]	Agujeros ranurados		
	Eje largo perpendicular al borde		Eje largo paralelo al borde
	Ranura corta	Ranura larga	
$\leq 22$	3	0.75 d	0
24	3		
$\geq 27$	5		

Fuente: (ANSI/AISC 360-10, 2010)

Estos valores de distancias se determinan en función del tamaño de perno, este debe ser seleccionado en función de los esfuerzos, por especificación de la mesa la distancia entre pernos que se ubiquen en la ranura siempre deberá ser de 90 mm, en la siguiente figura se especifica las distancias que debe cumplir la placa base:



**Figura 26 – 3.** Prediseño placa base

Realizado por: Uvidia, J. 2021

### 3.7.2.1 Rigidizador

El diseño de este elemento se realiza bajo las especificaciones de la normativa de construcción para conexiones precalificadas (ANSI/AISC 358-10, 2014).

El espesor del rigidizador debe cumplir la siguiente condición:

$$t_s \geq t_{bw} \left( \frac{S_{yb}}{S_{ys}} \right) \quad (33)$$

Donde:

$t_s$ : Espesor del rigidizador [mm]

$t_{bw}$ : Espesor de la columna [mm]

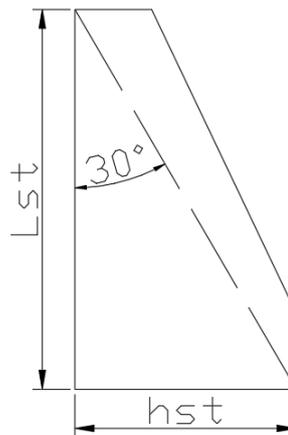
$S_{yb}$ : Resistencia a la fluencia de la columna [MPa]

$S_{ys}$ : Resistencia a la fluencia del rigidizador [MPa]

Se plantea usar el mismo material que la columna, es decir, acero ASTM A36, de la ecuación 33 si se toma esta consideración, el espesor del rigidizador debe ser mínimo igual que el espesor de la columna.

$$t_s \geq 19 \text{ mm}$$

En la siguiente figura se pueden identificar las denominaciones que se usan para el diseño de este tipo de elementos.



**Figura 27 – 3.** Dimensiones de rigidizador

**Realizado por:** Uvidia, J. 2021

El valor de la altura del rigidizador debe cumplir la siguiente condición:

$$\frac{h_{st}}{t_s} \leq 0.56 \sqrt{\frac{E}{S_{ys}}} \quad (34)$$

Donde:

$h_{st}$ : altura del rigidizador [mm]

Para el material seleccionado cuya resistencia a la fluencia es de 250 MPa, se tiene:

$$\frac{h_{st}}{19 \text{ mm}} \leq 0.56 \sqrt{\frac{199948 \text{ MPa}}{250 \text{ MPa}}}$$

Para que cumpla esta condición esta distancia debe ser como máximo 300 mm, es decir valores menores cumplen con la condición, se plantea un valor de 50 mm.

Finalmente, la longitud de este elemento, se obtiene mediante:

$$L_{st} = \frac{h_{st}}{\text{tg}30^\circ} \quad (35)$$

Donde:

$L_{st}$ : longitud del rigidizador [mm]

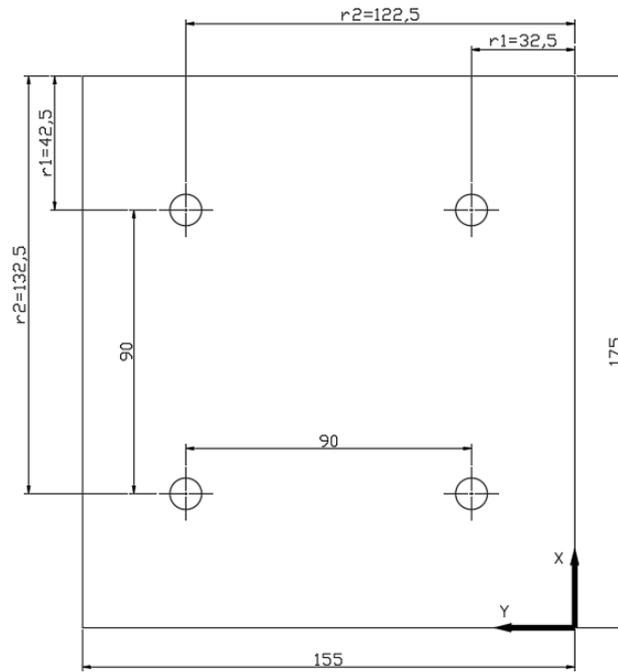
Empleando la ecuación 35, se tiene un valor de 86 mm.

### 3.8 Selección de pernos

La selección de pernos se debe realizar de acuerdo a dos aspectos, la resistencia mecánica y la distancia permitida entre elementos de unión. Para este caso se presentan dos momentos flectores que producen tracción secundaria en los elementos de unión. La selección de pernos se la realiza de acuerdo al área de raíz del perno.

La distancia entre pernos por especificación de la mesa es de 90 mm en la parte frontal del soporte, se propone la misma distancia entre pernos de manera longitudinal del soporte, posteriormente se verificará si es posible asignar este valor.

De los cuatro pernos, uno en particular es el perno crítico, este será en este caso aquel que se encuentre más alejado al centro de rotación, esta condición debe cumplir en los dos momentos presentes. Se propone la siguiente geometría donde los radios de giro de cada fila de pernos se identifican a continuación.



**Figura 28 – 3.** Radio de giro de las filas de pernos

Realizado por: Uvidia, J. 2021

Un momento flector se aplica en el soporte, este tiene componentes en dos ejes, la componente del momento en el eje Y puede variar desde un valor nulo hasta el valor máximo de 8000Nmm que se ha establecido para el diseño, de acuerdo al sistema de referencia planteado el momento flector máximo y mínimo respectivamente se tiene:

$$\vec{M}_{max} = [672 \vec{i} + 8000 \vec{j}] Nmm$$

$$\vec{M}_{min} = [672 \vec{i} + 0 \vec{j}] Nmm$$

Se determina la fuerza de tracción actuante sobre el perno que se somete a tracción por acción de las componentes del momento. Inicialmente se debe determinar la fuerza en la fila de pernos (Budynas, y otros, 2012).

$$F''_{F1} = \frac{Mr_1}{\sum r^2} \quad (36)$$

Donde:

$F''_{F1}$ : Fuerza en la fila de pernos [N]

$M$ : Momento de flexión [Nmm]

$r$ : Radio de la fila [mm]

Para el momento orientado en el eje X, para la primera fila y en esta se ubican dos pernos, la fuerza de la fila debe ser:

$$F''_{F1} = \frac{672Nmm * 32.5mm}{(32.5mm)^2 + (122.5mm)^2}$$

El valor de la fuerza es de 1.36 N, la fuerza en la segunda fila:

$$F''_{F2} = \frac{672Nmm * 122.5mm}{(32.5mm)^2 + (122.5mm)^2}$$

Claramente la segunda fila posee un valor mayor, específicamente 5.135 N, como se consideran dos pernos, la fuerza en cada perno será 2.56N. En cuanto a la otra componente del momento, el valor máximo del momento 8000 Nmm, analizado en la segunda fila se tiene:

$$F''_{F2} = \frac{8000Nmm * 132.5mm}{(42.5mm)^2 + (132.5mm)^2}$$

Se tiene una fuerza de 54.745N, cada elemento soporta una fuerza de 27.372N. La fuerza máxima que soporta el perno crítico es de:

$$P_{max} = 2.56N + 27.372N$$

El valor de la fuerza máxima es de 29.935N, para el valor mínimo de la fuerza se considera 2.56N, recordando que el momento genera un valor mínimo nulo.

Considerando un perno grado métrico 4.6 (Budynas, y otros, 2012), se tienen las siguientes propiedades:

$$S_y = 240 MPa$$

$$S_p = 225 MPa$$

$$S_{ut} = 400 MPa$$

Para juntas permanentes se considera:

$$F_i = 0.75S_pA_t \quad (37)$$

Donde:

$F_i$ : Pretensión en juntas reutilizables [N]

$S_p$ : Resistencia de prueba mínima [MPa]

$A_t$ : Área de raíz [mm<sup>2</sup>]

Este valor quedará expresado en función del área de raíz, como se realiza un diseño sometido a fatiga se necesita determinar los esfuerzos tanto de amplitud como el valor medio (Budynas, y otros, 2012), el valor medio se obtiene:

$$\sigma_a = \frac{nc}{2A_t} (P_{max} - P_{min}) \quad (38)$$

Donde:

$n$ : Factor de diseño

$c$ : Constante elástica de la junta

$P_{max}$ : Fuerza máxima en un elemento de unión [N]

$P_{min}$ : Fuerza mínima en un elemento de unión [N]

Se asume el valor de la constante elástica de la junta, para este tipo de elementos  $c=0.3$  (Budynas, y otros, 2012), de la ecuación 38, si se reemplaza los valores numéricos se tiene:

$$\sigma_a = \frac{4 * 0.3}{2A_t} (29.935 N - 2.56 N)$$

De esta expresión el valor calculado es de:

$$\sigma_a = \frac{16.423 N}{A_t}$$

El esfuerzo medio se obtiene de aplicar la siguiente expresión:

$$\sigma_m = \frac{F_i}{A_t} + \frac{nc}{2A_t} (P_{max} + P_{min}) \quad (39)$$

Reemplazando los valores numéricos:

$$\sigma_m = 0.75 * 225 MPa + \frac{4 * 0.3}{2A_t} (29.935 N + 2.562 N)$$

De esta expresión se deja en función del área:

$$\sigma_m = 168.75 MPa + \frac{19.498 N}{A_t}$$

Para determinar el límite de resistencia a la fatiga totalmente ajustado para el diseño de pernos (Budynas, y otros, 2012), se emplea la siguiente expresión:

$$S_e = k_c \frac{1}{k_f} S_e' \quad (40)$$

Donde:

$k_c$ : Factor de confiabilidad

$k_f$ : Factor de concentrador de esfuerzos

El valor del concentrador de esfuerzos se determina mediante el uso de tablas en función al grado métrico del perno.

**Tabla 31 – 3:** Factor de concentrador de esfuerzos

Grado SAE	Grado Métrico	Rosca laminada	Rosca cortada
0 a 2	3.6 a 5.8	2.2	2.8
4 a 8	6.6 a 10.9	3.0	3.8

Fuente: (Budynas, y otros, 2012)

El grado métrico planteado es el 4.6, se pretende comprar de una marca comercial, es decir tipo de rosca laminada, con una confiabilidad del 99%. Para este caso solo predomina la flexión, por tanto, el límite de resistencia a la fatiga se debe calcular en base a este fenómeno. De la ecuación 40 se obtiene:

$$S_e = 0.814 \frac{1}{2.2} 0.45 * S_{ut}$$

El valor calculado del límite de resistencia a la fatiga es de 66.6 MPa, tomando en cuenta la resistencia última a la tensión de 400 MPa, valor correspondiente al grado métrico 4.6. Aplicando el criterio de falla de Soderberg para el diseño de pernos:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = 1 \quad (41)$$

Se reemplaza en la ecuación 41 los valores numéricos:

$$\frac{\frac{16.423 N}{A_t}}{66.6 MPa} + \frac{168.75 MPa + \frac{19.498 N}{A_t}}{240 MPa} = 1$$

Se obtiene un valor necesario de área de raíz que el perno debe cumplir de 1.1 mm<sup>2</sup>. Este es un valor teórico, entonces se debe elegir un perno que tenga mayor área de raíz. En la siguiente tabla se encuentran las áreas de diferentes dimensiones de pernos.

**Tabla 32 – 3: Áreas y diámetros de roscas métricas**

<b>Diámetro mayor nominal</b>	<b>Paso [mm]</b>	<b>Área de raíz [mm<sup>2</sup>]</b>
1.6	0.35	1.07
2	0.4	1.79
2.5	0.45	2.98
3	0.5	4.47
3.5	0.6	6.0
4	0.7	7.75
5	0.8	12.7
6	1	17.9
8	1.25	32.8
10	1.5	52.3
12	1.75	76.3
14	2	104

Fuente: (Budynas, y otros, 2012)

El perno seleccionado por resistencia mecánica es un M2x0.4, cuya área de raíz es de 1.79 mm<sup>2</sup>, este valor se debe verificar por la distancia entre pernos, es decir, debe cumplir con la siguiente condición:

$$3d < x < 10d$$

Siendo x la distancia entre pernos, en este caso 90 mm y d es el diámetro nominal. Tomando esto en cuenta los límites vienen a ser 6 y 20 mm, indicando que no cumple la condición, en el diseño de juntas se debería rediseñar la junta y aumentar el número de pernos, en este caso esto no es posible debido a que las especificaciones de la mesa y el procedimiento de alineación no permiten agregar el número de pernos, por tanto se selecciona un tamaño de pernos que cumpla el mínimo de área de raíz, tomando en cuenta la condición de distancia entre pernos, para ello un perno métrico M10x1.5 cuya área de raíz es 52.3 mm<sup>2</sup>, en tanto la condición de distancia entre pernos:

$$30 \text{ mm} < 90 \text{ mm} < 100 \text{ mm}$$

Seleccionado este perno se recalcula el valor asumido de la junta elástica, para este valor se usa la ecuación:

$$c = \frac{Kb}{Kb+km} \quad (42)$$

Donde:

*Kb*: Rigidez del perno

*Km*: Rigidez de los materiales

La rigidez del perno se determina mediante la siguiente expresión:

$$Kb = \frac{A_t Eb}{Lb} \quad (43)$$

Donde:

$A_t$ : Área de raíz

$Eb$ : Módulo elástico

$Lb$ : Longitud de la junta

Para un perno de acero cuyo módulo de elasticidad es de 206 GPa, y la longitud de la junta es de 23 mm, se tiene un valor de constante de rigidez:

$$Kb = \frac{(52.3 \text{ mm}^2) (206 \text{ 000 MPa})}{(23 \text{ mm})}$$

Se tiene un valor de 468426.087 N/mm. Para el valor de la rigidez del material se emplea la teoría del cono de presión ITO (Budynas, y otros, 2012).

$$Km = \frac{0.5774 \pi E d}{\ln\left(\frac{(1.155t+D-d)(D+d)}{(1.155t+D+d)(D-d)}\right)} \quad (44)$$

Donde:

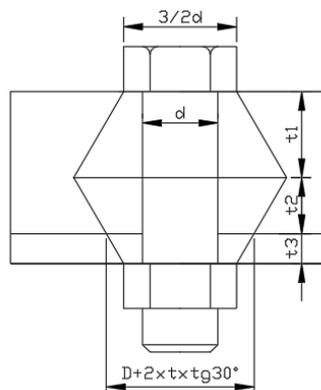
$D$ : Diámetro menor del cono

$d$ : Diámetro del perno

$t$ : Espesor del cono

$E$ : Módulo elástico del material

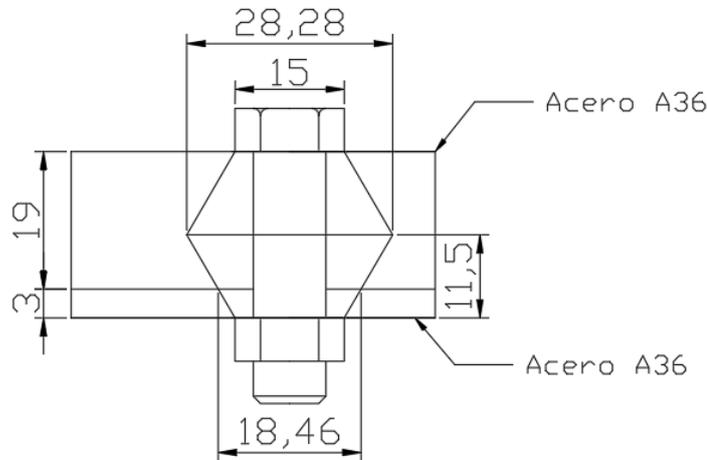
En el siguiente gráfico se detalla cada variable de la ecuación 40:



**Figura 29 – 3.** Cono de presión de la junta

Realizado por: Uvidia, J. 2021

La junta está compuesta por una plancha de acero A36 que descansa sobre canales del mismo material, la primera plancha posee un espesor de 19mm mientras que los canales 4mm, el cono siempre tiene un ángulo interno medido desde la vertical hasta su lado saliente de 30°. Tomando estos datos en cuenta el cono queda dimensionado de la siguiente manera:



**Figura 30 – 3.** Dimensiones del cono de presión de la junta

Realizado por: Uvidia, J. 2021

Para el primer cono, el diámetro de la base menor se determina:

$$D = \frac{3}{2}(10 \text{ mm})$$

El valor es de 15mm, mientras que el espesor del cono es de 11.5 mm, la mitad de la junta.

Aplicando la ecuación 40, con los valores obtenidos:

$$Km_1 = \frac{0.5774 \pi (199948 \text{ MPa}) (10 \text{ mm})}{\ln \left( \frac{(1.155(11.5 \text{ mm}) + 15 \text{ mm} - 10 \text{ mm})(15 \text{ mm} + 10 \text{ mm})}{(1.155(11.5 \text{ mm}) + 15 \text{ mm} + 10 \text{ mm})(15 \text{ mm} - 10 \text{ mm})} \right)}$$

Teniendo un valor de 4167063.747 N/mm, para el segundo cono el diámetro de base menor se determina:

$$D = 15 + 2(3)(\text{tg}30^\circ)$$

El valor del diámetro es de 18.464mm, y un espesor de 8.5 mm la rigidez tiene un valor de 7656101.828 N/mm. Finalmente para el tercer cono cuyo diámetro de base menor es 15 mm, espesor de 3 mm con el mismo material se obtiene un valor de rigidez de 9142786.913 N/mm.

El valor resultante se obtiene de sumar los recíprocos, es decir:

$$\frac{1}{km} = \frac{1}{km_1} + \frac{1}{km_2} + \frac{1}{km_3}$$

El valor de rigidez del material es de 2083473.346 N/mm, se determina el valor de la constante elástica de la junta usando la ecuación 39:

$$c = \frac{468426.087}{468426.087 + 2083473.346}$$

El valor de la constante elástica de la junta es de 0.184. Con este se puede determinar el factor de diseño que arrojan los pernos seleccionados.

De la ecuación 38, se corrige el valor de esfuerzo amplitud,

$$\sigma_a = \frac{n * 0.184}{2(52.3 \text{ mm}^2)} (29.935 \text{ N} - 2.56 \text{ N})$$

De esta expresión el valor calculado es de:

$$\sigma_a = n(0.048 \text{ MPa})$$

El esfuerzo medio usando la ecuación 39 con los nuevos valores:

$$\sigma_m = 0.75 * 225 \text{ MPa} + \frac{n * 0.184}{2(52.3 \text{ mm}^2)} (29.935 \text{ N} + 2.562 \text{ N})$$

De esta expresión se deja en función del factor de diseño:

$$\sigma_m = 168.75 \text{ MPa} + n(0.057)$$

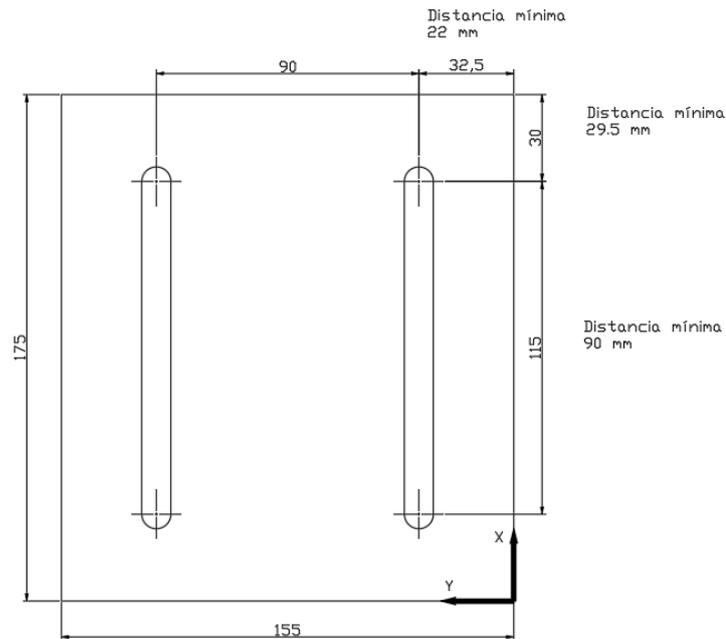
Estos valores corregidos se reemplazan en la ecuación 38 para determinar el factor de diseño:

$$\frac{n(0.048 \text{ MPa})}{66.6 \text{ MPa}} + \frac{168.75 \text{ MPa} + n(0.057)}{240 \text{ MPa}} = 1$$

Despejando el valor de facto de diseño, se obtiene un valor demasiado elevado, pero se debe considerar que se sobredimensionó el elemento para que cumpla la condición de separación entre pernos.

Verificado el tamaño del perno se puede determinar las dimensiones finales de la placa base, de la tabla 29, para tamaños de perno menores a 16 mm, la distancia mínima al borde es de 22, como se consideró una ranura se debe añadir una distancia de 0.75d en el caso de la distancia perpendicular a la ranura, mientras que para la distancia paralela no se debe considerar una

distancia adicional. El siguiente diseño cumple con las condiciones geométricas de distancias al borde, las dimensiones se muestran a continuación.



**Figura 31 – 3.** Dimensiones de la placa base

Realizado por: Uvidia, J. 2021

### 3.9 Soldadura

El diseño de la unión soldada se realiza bajo el criterio de falla sometida a fatiga, la junta se somete a corte secundario por acción de la carga de flexión.

$$\tau' = \frac{M c}{0.707 h I_u} \quad (45)$$

Donde:

$\tau'$ : Corte secundario [MPa]

$M$ : Momento flector [Nmm]

$c$ : Distancia del eje neutro hacia el cordón de soldadura [mm]

$h$ : Longitud del cateto de la soldadura [mm]

$I_u$ : Segundo momento unitario del área [mm<sup>4</sup>]

El cordón de soldadura se realizará al contorno de toda la columna, no se debe considerar algún aspecto especial, únicamente el material base, por tanto, el número de electrodo AWS seleccionado es E60xx. Para un cordón de soldadura por todo el contorno el segundo momento unitario del área se determina mediante:

$$I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d) \quad (46)$$

Donde:

$b$ : distancia paralela al eje de flexión [mm]

$d$ : distancia perpendicular al eje de flexión [mm]

El contorno de la placa es de 175x19 mm. Para el momento flector de 672Nmm, producto del peso excéntrico del freno que genera el par se obtiene un valor de 32730.667 mm<sup>4</sup>. Para el momento de 8000Nmm, el valor del segundo momento unitario del área es de 1184166.67 mm<sup>4</sup>.

Usando el valor calculado del segundo momento para el par de 672 Nmm, en la ecuación 45, se tiene:

$$\tau' = \frac{(172 \text{ Nmm})(9.5 \text{ mm})}{0.707 h (32730.667)}$$

El valor queda en función de la altura del cordón:

$$\tau' = \frac{0.071}{h}$$

Para el momento que genera el freno cuyo valor máximo son los 8000Nmm y el mínimo es nulo, el valor máximo de corte es de:

$$\tau' = \frac{0.836}{h}$$

Con estos valores el esfuerzo de corte máximo es de:

$$\tau'_{max} = \frac{0.836}{h} + \frac{0.071}{h}$$

El valor mínimo:

$$\tau'_{min} = \frac{0.071}{h}$$

El diseño a fatiga pide determinar tanto un esfuerzo amplitud como el valor medio:

$$\tau_a = \frac{\tau'_{max} - \tau'_{min}}{2}$$

Para los esfuerzos calculados:

$$\tau_a = \frac{0.418}{h}$$

El esfuerzo medio se determina:

$$\tau_m = \frac{\tau'_{max} + \tau'_{min}}{2}$$

El valor calculado es de:

$$\tau_m = \frac{0.489}{h}$$

Esto en los criterios de falla por diseño a corte:

$$\tau_a = \frac{S_{se}}{n}$$

Donde el valor del límite a la resistencia a fatiga:

$$S_{se} = 0.6 * 0.29 * S_{ut}$$

La literatura recomienda tomar los siguientes valores para electrodos E60xx (Budynas, y otros, 2012)

$S_{ut}$ : 427 MPa

$S_y$ : 345 MPa

El valor del límite de resistencia reemplazado en el criterio de falla, con un factor de diseño de 4:

$$\frac{0.418}{h} = \frac{0.6 * 0.29 * 427 \text{ MPa}}{4}$$

El valor de la altura del cateto del cordón es de 0.02 mm, se debe analizar el otro criterio de falla:

$$\tau_a + \tau_m = \frac{S_{sy}}{n}$$

Reemplazando los valores numéricos:

$$\frac{0.418}{h} + \frac{0.489}{h} = \frac{345 \text{ MPa}}{2 * 4}$$

El valor es bajo, una altura de 0.02 mm, bajo normativa el valor mínimo de altura de cordón es de 3mm.

### 3.10 Selección de acople

La marca comercial *Lovejoy*, presente en el país ofrece un procedimiento de selección de acoples, detallada en 7 pasos (LOVEJOY, 2021), los mismos se detallan a continuación:

-Determinar el torque nominal:

$$Nm = \frac{KW * 9550}{RPM}$$

Para una potencia de 0.746 KW y una velocidad máxima de 1720 PRM, el torque nominal es de 4.14 Nm.

-Determinar el factor de servicio:

El freno que se emplea como simulador comúnmente se usa dentro de la industria textil, específicamente en procesos de precisión, tales como corte y desplazamiento, por tanto, se selecciona un factor de servicio de 1.2. Las tablas son extensas, estas se adjuntan como anexos en este escrito.

-Torque de diseño

$$T_{diseño} = 4.14Nm \times 1.2$$

Se tiene un torque de diseño de 4.97 Nm, valor que se usa para seleccionar el elemento.

-Determine el material de la araña

Las alternativas se muestran en la siguiente tabla:

**Tabla 33 – 3:** Material de elastómero del acople

Material	Rango de temperatura	Desalineación		Dureza de orilla	Capacidad de amortiguamiento	Resistencia química	Color
		Angular	Paralela [pulgada]				
SOX, caucho	-40° a 100°C	1°	0.015	80 A	Alta	Buena	Negro
Uretano	-34° a 71°C	1°	0.015	55 D/90-95 A	Baja	Muy buena	Azul
Hytrel	-51° a 121°C	½°	0.015	55 D	Baja	Excelente	Tan
Bronce	-40° a 232°C	½°	0.01	-	Ninguna	Excelente	Bronce

Fuente: (LOVEJOY, 2021)

El rango de temperatura necesario debe llegar hasta al menos 80°C, y alta capacidad de amortiguamiento, la primera opción es la indicada, además de presentar una alta capacidad de desalineación angular.

-Seleccionar acoplamiento

Se debe seleccionar el acoplamiento tomando en cuenta el material del elastómero seleccionado, posteriormente verificar si tiene una capacidad superior al torque de diseño.

**Tabla 34 – 3:** Par de torque nominal de la mandíbula

Tamaño	Borde máximo [mm]	Torque (SOX)	
		in-lb	Nm
L070	19	43.2	4.9
L075	22	90.0	10.2
L090	25	144.0	16.3
L095	28	194.0	21.9

Fuente: (LOVEJOY, 2021)

Referente a la velocidad máxima el catálogo también ofrece una tabla donde indica la capacidad de torque a ciertas velocidades.

**Tabla 35 – 3:** Clasificaciones de HP en función de RPM

Tamaño	Medidas de HP en función a las RPM			
	100	1200	1800	3600
L070	0.07	0.84	1.23	2.52
L075	0.14	1.68	2.57	5.04
L090	0.23	2.76	4.11	8.28
L095	0.31	3.72	5.5	11.16

Fuente: (LOVEJOY, 2021)

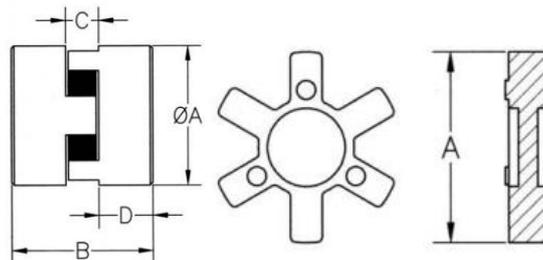
El tamaño óptimo de acople es el modelo L070

-Verifique condiciones geométricas del borde

El modelo L075, es el óptimo en cuanto a torque de diseño, pero se debe tomar en cuenta que las especificaciones de la caja de engranajes a la que se acoplará el freno magnético indican un diámetro de 24 mm, y este posee una chaveta, por tanto, se debe seleccionar el modelo L090.

-Verificar chavetero

Para el modelo L090 presenta una variedad de modelos, se debe tomar en cuenta que el agujero interior será maquinado, el agujero debe ser menor a 24 mm, se selecciona el acople número 10777 de agujero 19 mm, la chaveta debe ser maquinada según especificación de los ejes.



**Figura 32 – 3.** Dimensiones del acople flexible

Fuente: (LoveJoy, 2015)

Las dimensiones se especifican en la siguiente tabla:

**Tabla 36 – 3:** Dimensiones acople L090

Tamaño	Dimensiones [mm]				Peso [kg]
	A	B	C	D	
L090	53.6	54	13.2	20.8	0.68

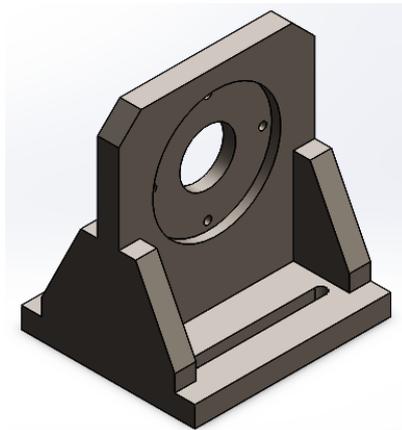
Fuente: (LoveJoy, 2015)

### 3.11 Análisis por métodos de elementos finitos

Existen etapas dentro del diseño mecánico, existen técnicas especializadas que agilitan el proceso de diseño, estas son el diseño asistido por computador CAD, Ingeniería asistida por computador CAE, y la Manufactura asistida por computador (Abasolo, 2019). El diseño CAD se lo implementa en el desarrollo de los planos de detalle de los componentes del elemento simulador, el diseño CAE en la construcción final. Para el diseño CEA se implementa para corroborar el diseño teórico que se ha ido tratando a lo largo del desarrollo de este capítulo.

#### 3.11.1 Introducción

El presente análisis surge de la necesidad de verificar el diseño teórico del elemento de máquina que se usará como soporte del elemento simulador de carga, el mismo que está sometido a esfuerzos fluctuantes producidos por un par de torsión que actúa sobre la columna.



**Figura 33 – 3.** Geometría del soporte

Realizado por: Uvidia, J. 2021

Los concentradores de esfuerzos presentan cálculos de considerable complejidad debido a la ausencia de información específica, consideraciones como las vibraciones, roscas de pernos y los otros procesos de maquinado elevan la dificultad de realizar estos cálculos.

#### 3.11.2 Objetivos

El estudio tiene como objetivos empleando el análisis por métodos de elementos finitos, en:

Estudiar el efecto de las cargas presentes en transcurso del funcionamiento del elemento simulador, determinando el valor de la deformación del soporte, tomando en cuenta la máxima desalineación que permite el acoplamiento seleccionado para conectar el freno con el eje de salida.

Verificar los esfuerzos de las cargas de torque fluctuantes que genera el freno en funcionamiento mediante criterios de falla teóricos empleados en los cálculos previos.

### 3.11.3 Alcance

El presente estudio tiene como alcance:

- Evaluación de la integridad estructural del soporte mediante un modelo de métodos de elementos finitos
- Elaboración de curva del esfuerzo máximo en función de la aplicación de torque
- Estimación de los concentradores de esfuerzos en las geometrías de perforación y taladrado que se encuentran en el soporte
- Se desprecia efectos térmicos en la operación del elemento

### 3.11.4 Documentos de referencia

**Budynas, Richard y Nisbett, J Keith. 2012.** *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. México : McGraw-Hill, 2012. 978-607-15-0771-6.

**Mott, Robert. 2006.** *Diseño de elementos de máquinas*. México : Pearson Education, 2006. 970-26-0812-0.

**Placid Industries. 2020.** Magnetic particle BRAKE B60. [En línea] Placid Industries, Diciembre de 2020. [Citado el: 16 de Enero de 2021.]

### 3.11.5 Códigos, estándares y normas aplicables

**Tabla 37 – 3:** Estándares usados en el diseño

Número	Título	Edición
AISC 360	Capítulo J. Sección J3	2010
AISC 358	Capítulo 6. Sección 6.9	2016

Realizado por: Uvidia J, 2021.

### 3.11.6 Descripción del análisis

El análisis se realiza a un modelo generado en un software CAD, cuya geometría se ha ido desarrollando a lo largo del presente escrito, que se ha basado en las especificaciones emitidas por el fabricante, con un peso estimado del elemento, y se ha considerado un factor de seguridad en las cargas al que se somete el soporte.

#### 3.11.6.1 Bases y premisas del análisis

Para el desarrollo del análisis se tomaron en cuenta las siguientes premisas

1. El material que se considera para el soporte es acero ASTM A36, que funciona a temperatura ambiente ( $E=199948$  MPa,  $\nu=0.28$ )
2. El momento de flexión de acuerdo al sistema de referencia planteado posee las componentes  $\vec{M} = [672\vec{i} + 8000\vec{j}]$  Nmm

3. Se desprecia efecto térmico alguno en el funcionamiento del equipo
4. Los pernos se representarán mediante un anclaje en el software de simulación
5. Las especificaciones geométricas se tomaron en cuenta con respecto a las especificaciones del fabricante tanto del freno como de la mesa base.

#### 3.11.6.2 *Método de análisis*

El estudio se especializa en el análisis de la resistencia mecánica del soporte diseñado bajo criterios de falla teóricos, de modo que se pueda asegurar la integridad estructural del soporte, así como la concentración de esfuerzos producida en los cambios de sección, perforaciones y taladrado para pernos.

##### -Análisis de esfuerzos

La primera parte del análisis se someterá el modelo del freno a simulación de cargas para una evaluación de esfuerzos bajo criterios de falla que ofrece el software CAE, se tendrá en cuenta que los concentradores de esfuerzos no generen esfuerzos críticos que puedan alterar la integridad del soporte. Específicamente, la perforación que se realiza a la altura de 130 mm con un diámetro de 50 mm, también, el mandrinado de 114.3 mm que se debe maquinar para que el freno sea sujetado, el proceso de taladrado para los cuatro tonillos M6x1x12 que demanda el elemento para ser sujetado al soporte y también las ranuras que se deben maquinar para sujetar el soporte a la mesa base de la máquina.

##### -Análisis de deformaciones

La segunda parte comprende el análisis por deformaciones del soporte, se debe identificar la deformación máxima que tendrá el soporte tomando en cuenta que el acople seleccionado para esta aplicación permite una deformación máxima de 1°, valor que debe ser respetado pues una desalineación en el eje del freno generará sobrecalentamiento llegando a reducir la vida útil del elemento. Con este análisis se pretende también fundamentar el diseño robusto que se ha realizado para el elemento.

El análisis también comprende la comparación de la deformación que se produce en soporte con la presencia de los rigidizadores diseñados bajo normativa con un soporte en ausencia de rigidizadores, de modo que justifique la presencia de estos elementos.

##### -Análisis paramétrico

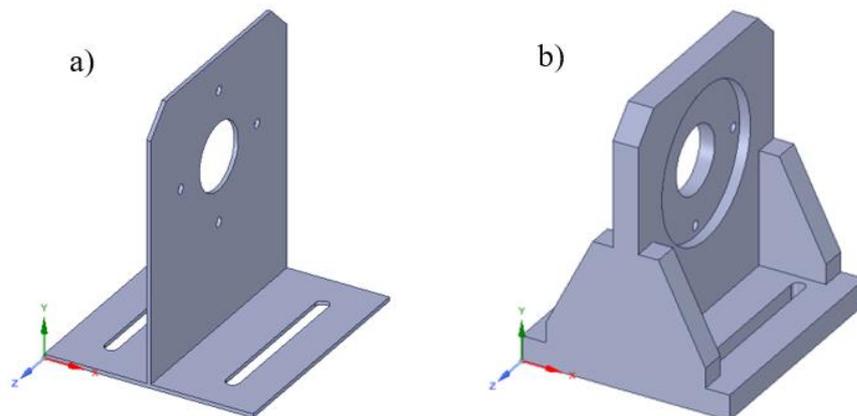
Una vez validada la metodología de evaluación y análisis, se procede a elaborar modelos numéricos equivalentes cambiando el tamaño de elemento que vendrá a ser el parámetro que se varíe para obtener los valores tanto de esfuerzos como de deformaciones en los dos casos.

### 3.11.7 Descripción del modelo numérico

#### 3.11.7.1 Geometría

La geometría fue modelada en un software CAD, específicamente *SolidWorks* de la versión 2018, guardada e importada en la extensión *.step*, se respetaron las especificaciones técnicas del freno, la mesa base, las distancias mínimas al borde de acuerdo a la AISC 360, y condiciones necesarias para la toma de medidas como es el caso de la perforación para tomar la velocidad en el eje.

Entre las consideraciones principales se tiene, la altura del soporte es de 205 mm, el espesor del primer y segundo soporte son 3 y 19 mm respectivamente. El primer soporte no tiene rigidizadores a diferencia del segundo modelo. La cara del soporte cuenta con una longitud de 175 mm, y el ancho es de 155 mm, estas dimensiones para los dos casos.



**Figura 34 – 3.** Geometría del soporte a) sin rigidizador, b) con rigidizador

Realizado por: Uvidia, J. 2021

#### 3.11.7.2 Mallado

El análisis para determinar los valores de esfuerzos y deformaciones se realiza tomando en cuenta la convergencia del mallado, partiendo de un tamaño del elemento de 7 mm, realizando un total de diez iteraciones en cada caso hasta llegar al valor que presente la mejor calidad en cuanto a resultados, el análisis de convergencia se realiza reduciendo el tamaño de elemento hasta 6, 5.5, 5, 4.5, 4, 3.5, 3, 2.5, 2 mm.

La convergencia del mallado se realiza de manera suave con una reducción de 0.5 mm, de la iteración anterior, con ello se obtiene los respectivos números de elementos, nodos, esfuerzos asociados y las deformaciones para los dos casos, como se muestran en las siguientes tablas:

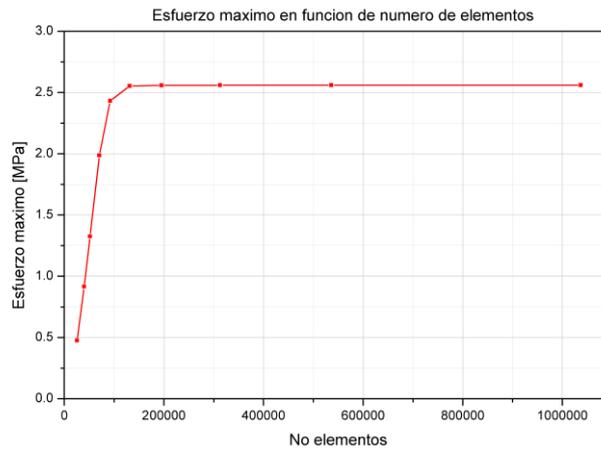
- Modelo sin rigidizador:

**Tabla 38 – 3:** Estudio de convergencia para geometría sin rigidizador

Iteraciones	Tamaño de elemento [mm]	No de elementos totales	No de nodos	Esfuerzo máximo [MPa]	Deformaciones [mm]
1	7	25632	40995	0.4757	0.1182
2	6	40037	62356	0.9152	0.11867
3	5.5	51741	79586	1.3246	0.11899
4	5	70383	107372	1.9875	0.11914
5	4.5	92185	138142	2.4323	0.11925
6	4	131257	193865	2.5532	0.11932
7	3.5	195066	284611	2.5588	0.11938
8	3	312779	452635	2.5601	0.11941
9	2.5	535928	765388	2.5603	0.11943
10	2	1036600	1456341	2.5605	0.11944

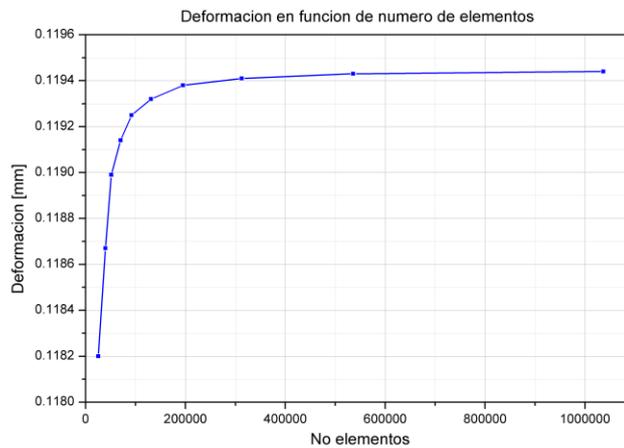
Realizado por: Uvidia J, 2021.

La información detallada en la tabla 34-3, se representa en las siguientes gráficas:



**Gráfico 11 - 3.** Estudio de convergencia de esfuerzos para geometría sin rigidizador

Realizado por: Uvidia, J. 2021



**Gráfico 12 - 3.** Estudio de convergencia de deformación para geometría sin rigidizador

Realizado por: Uvidia, J. 2021

Del análisis se selecciona los últimos valores puesto que esto en teoría deben ser los de mayor precisión debido a que estos valores se obtuvieron con el mayor refinamiento, tanto del análisis de esfuerzos como el de deformaciones.

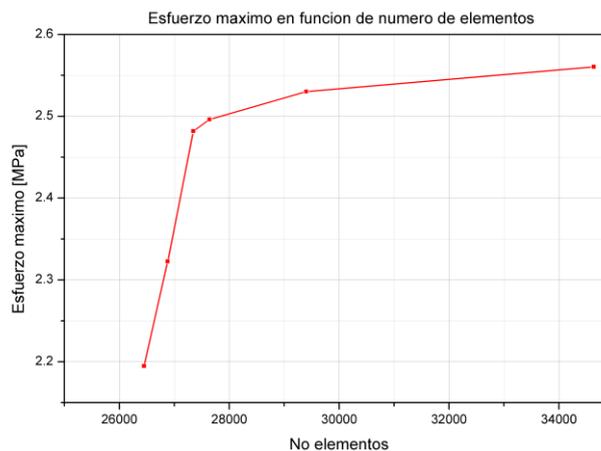
Adicionalmente se realiza un control de mallado aplicando una condición de tamaño en la cara superior del soporte donde se identificó que se generaba los valores críticos en los casos analizados, se varía el tamaño del elemento, el valor inicial es de 10 mm, bajando el tamaño a 7, 5, 4 y 3 mm. Los esfuerzos y deformaciones se detallan en la siguiente tabla:

**Tabla 39 – 3:** Control del estudio de convergencia para geometría sin rigidizador

Iteraciones	Tamaño de elemento [mm]	No de elementos totales	No de nodos	Esfuerzo máximo [MPa]	Deformaciones [mm]
1	10	26449	42096	2.1947	0.11856
2	7	26878	42738	2.3225	0.11912
3	5	27345	43529	2.4818	0.11926
4	4	27640	44024	2.4961	0.11934
5	3	29401	46938	2.5302	0.1194
6	2	34635	54758	2.5605	0.11944

Realizado por: Uvidia J, 2021.

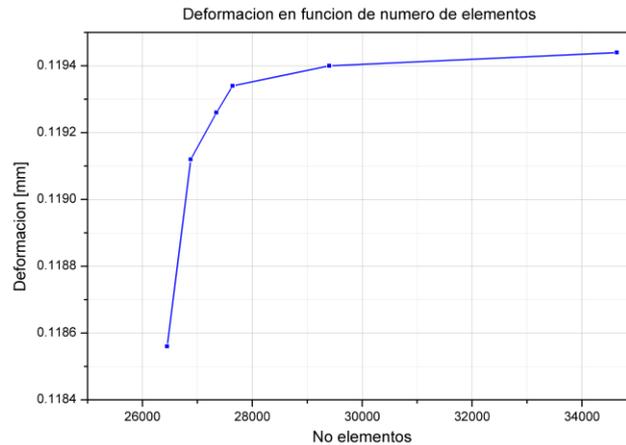
Se puede identificar que disminuyó la cantidad de elementos en el análisis por tanto disminuye el tiempo de solución, verificando también que los valores de esfuerzos y deformación con mayor refinamiento coinciden con el estudio anterior.



**Gráfico 13 - 3.** Control del estudio de convergencia de esfuerzos para geometría sin rigidizador

Realizado por: Uvidia, J. 2021

El otro análisis presenta la siguiente gráfica correspondiente a las deformaciones que resuelve el programa en un determinado número de elementos.



**Gráfico 14 - 3.** Control del estudio de convergencia de deformaciones para geometría sin rigidizador

Realizado por: Uvidia, J. 2021

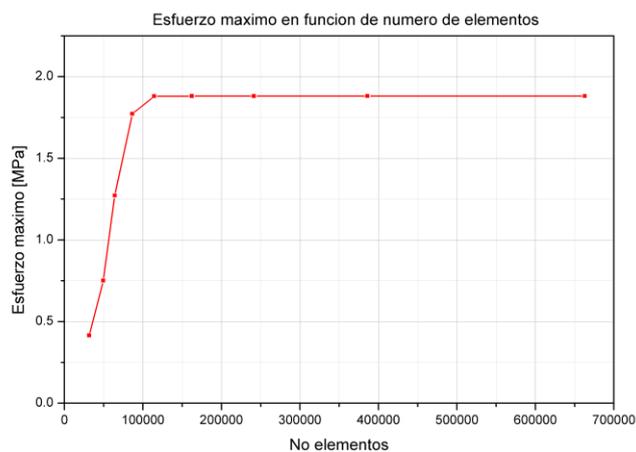
- Modelo con rigidizador:

**Tabla 40 – 3:** Estudio de convergencia para geometría con rigidizador

Iteraciones	Tamaño de elemento [mm]	No de elementos totales	No de nodos	Esfuerzo máximo [MPa]	Deformaciones [mm]
1	7	31516	49786	0.4154	0.046346
2	6	49457	76291	0.7510	0.046538
3	5.5	64224	97872	1.2726	0.04661
4	5	86534	1.308E5	1.7726	0.046787
5	4.5	1.1432E5	1.7003E5	1.88	0.046853
6	4	1.6241E5	2.3843E5	1.8806	0.046879
7	3.5	2.4136E5	3.5007E5	1.8810	0.046918
8	3	3.8588E5	5.554E5	1.8812	0.046922
9	2.5	6.6294E5	9.4278E5	1.8814	0.046925

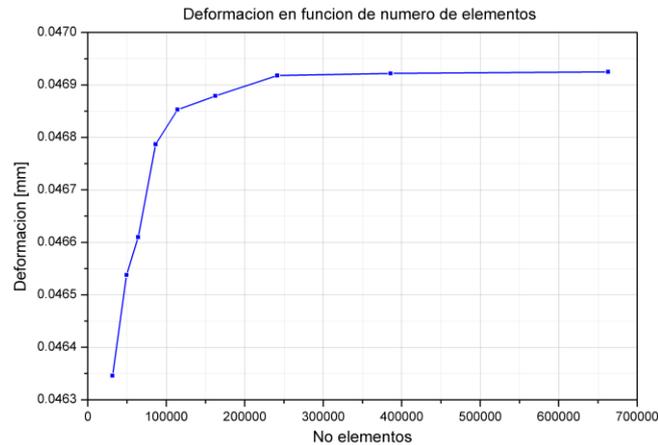
Realizado por: Uvidia J, 2021.

La información detallada en la tabla 35-3, se representa en las siguientes gráficas:



**Gráfico 15 - 3.** Estudio de convergencia de esfuerzos para geometría con rigidizador

Realizado por: Uvidia, J. 2021



**Gráfico 16 - 3.** Estudio de convergencia de deformación para geometría con rigidizador

Realizado por: Uvidia, J. 2021

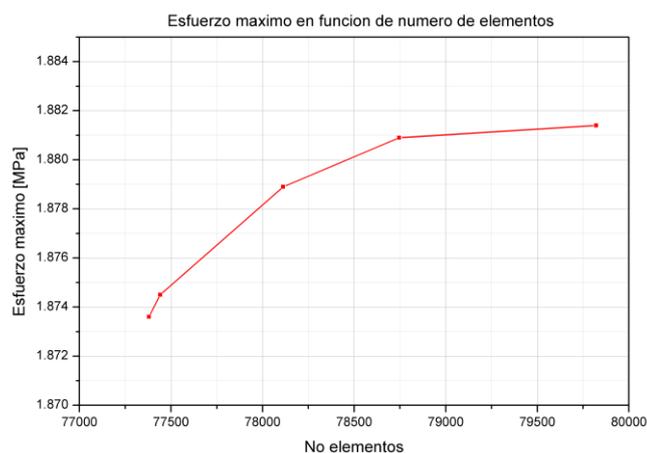
Para la geometría con presencia del rigidizador también se realiza un control de la convergencia, realizando el análisis en la cara crítica, siguiendo el procedimiento que se realizó en el control del análisis en la geometría del soporte sin rigidizador.

**Tabla 41 – 3:** Control del estudio de convergencia para geometría con rigidizador

Iteraciones	Tamaño de elemento [mm]	No de elementos totales	No de nodos	Esfuerzo máximo [MPa]	Deformaciones [mm]
1	10	77380	1.1805E5	1.8736	0.04555
2	7	77441	1.1796E5	1.8745	0.04576
3	5	78112	1.1903E5	1.8789	0.04684
4	4	78746	1.2004E5	1.8809	0.04692
5	3	79821	1.2186E5	1.8814	0.046925

Realizado por: Uvidia J, 2021.

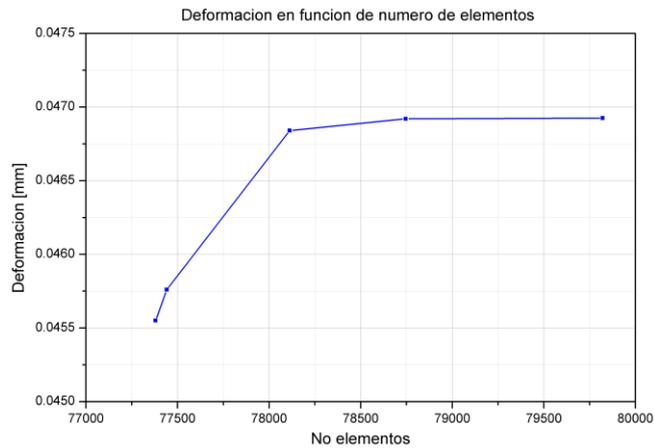
Las gráficas se presentan a continuación:



**Gráfico 17 - 3.** Control del estudio de convergencia de esfuerzos para geometría con rigidizador

Realizado por: Uvidia, J. 2021

Para la deformación:



**Gráfico 18 - 3.** Control del estudio de convergencia de deformación para geometría con rigidizador

**Realizado por:** Uvidia, J. 2021

Una vez realizado el control de mallado se verifica que los resultados son los precisos, se comprobó la veracidad de la convergencia que nos arrojó el programa.

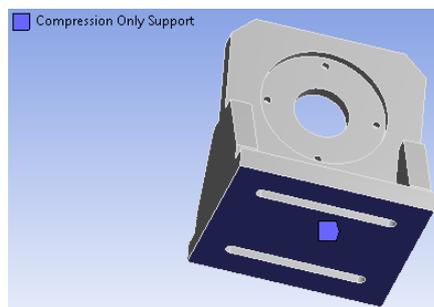
### 3.11.8 *Materiales*

El material usado para el diseño de este elemento fue acero ASTM A36, cuyo esfuerzo último de tensión es de 400 MPa, el valor de resistencia a la fluencia es de 250 MPa, el valor del módulo de Poisson es de 0.28 (Budynas, y otros, 2012).

### 3.11.9 *Cargas y condiciones de borde*

Las condiciones de borde para el análisis son:

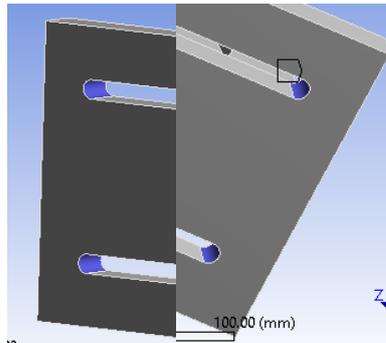
- Se ubica la condición de soporte de compresión a la cara inferior de la placa base, como se muestra a continuación:



**Figura 35 – 3.** Condición de soporte único a compresión

**Realizado por:** Uvidia, J. 2021

- Se asigna la condición de soporte fijo en las ranuras de la placa base semejante a la aplicación de los pernos:

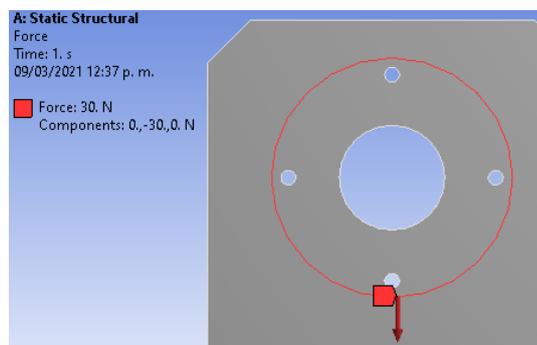


**Figura 36 – 3.** Condición de soporte fijo

Realizado por: Uvidia, J. 2021

Las cargas que se aplicaron en el análisis:

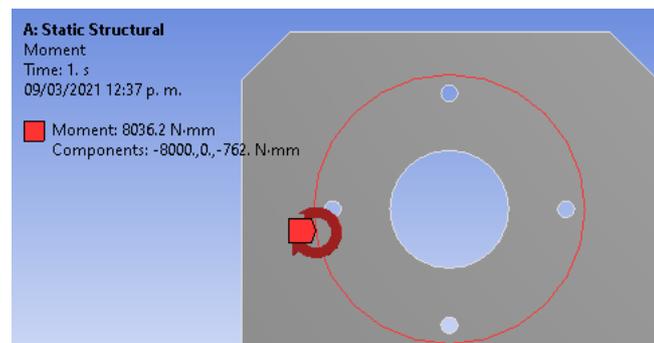
- Fuerza que representa el peso del freno y los componentes, ubicado en la arista que se muestra en la siguiente figura:



**Figura 37 – 3.** Aplicación de fuerza al modelo

Realizado por: Uvidia, J. 2021

- Se debe tomar en cuenta el momento de torsión que se aplica en el soporte, la componente que genera el freno y la otra componente que genera la excentricidad del punto de aplicación de la fuerza que representa el peso del freno y los otros componentes, como se muestra en la siguiente figura:



**Figura 38 – 3.** Aplicación de momento por componentes

Realizado por: Uvidia, J. 2021

### 3.11.10 Validación del modelo

Para la validación del modelo se toma en cuenta criterios de falla para elementos de máquina, en el análisis de métodos de elementos finitos se realizó el análisis de esfuerzo equivalente (Budynas, y otros, 2012), buscando el valor máximo principalmente.

Para el cálculo de la deformación se toma en cuenta las ecuaciones de deformación en columnas equivalente (Budynas, y otros, 2012), una vez realizado los cálculos se realiza la comparación entre los dos soportes.

### 3.11.11 Resultados

Una vez realizado el análisis se verifican que tanto los valores de esfuerzo como de deformaciones son valores relativamente pequeños, estos se especifican a continuación:

#### 3.11.11.1 Deformación

Para el diseño de elementos de máquina específicamente una columna se emplean grupos de ecuaciones, entre ellas la que se emplea para determinar la deformación de una columna:

$$\delta_{max} = e \left[ \sec \left( \frac{Le}{2} \sqrt{\frac{P}{EI}} \right) - 1 \right]$$

Empleando los datos del análisis para la geometría tomando en cuenta que se había empleado un factor k para diseño, pero ahora se toma en cuenta el valor teórico

$$\delta_{max} = 24.9mm \left[ \sec \left( \frac{205mm * 1.5}{2} \sqrt{\frac{30N}{199948MPa * 116.7mm^4}} \right) - 1 \right]$$

El valor de la deformación máxima es de 0.115 mm, esto se compara con los resultados de la simulación:

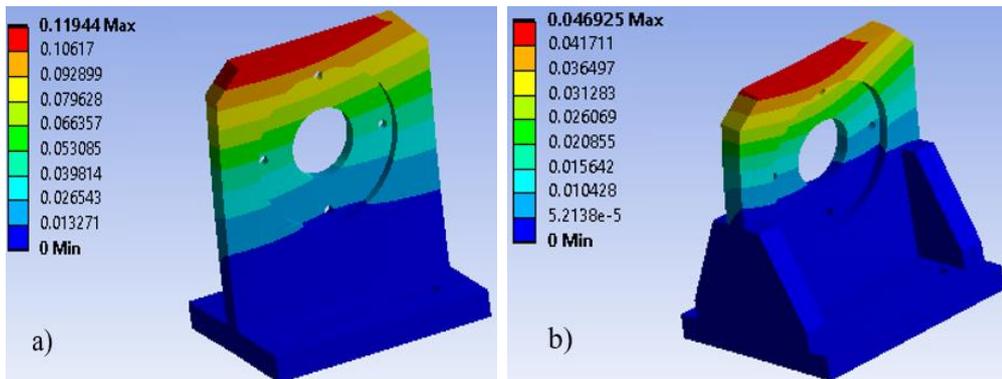
**Tabla 42 – 3:** Resultados de análisis de deformaciones

Geometría sin rigidizador			Geometría con rigidizador	
Deformación máxima teórica [mm]	Deformación máxima MEF [mm]	% Error Deformación	Deformación máxima MEF [mm]	% Reducción en la Deformación
0.11526	0.11944	3.63	0.046925	59.29

Realizado por: Uvidia J, 2021.

La reducción en la deformación comparando la geometría antes y después de implementar el rigidizador es evidente, se redujo la deformación en un 59.29% de acuerdo a los resultados en el análisis de métodos de elementos finitos. La deformación teórica y la hallada en la simulación tienen un error del 3.63%, un valor bajo y aceptable.

Se presenta en las siguientes figuras los resultados de las simulaciones, donde se identifican las zonas donde se presenta mayor deformación, estas zonas críticas se señalizan de color rojo mientras que la de menor valor es azul, esto en una escala de colores.



**Figura 39 – 3.** Deformaciones en la geometría a) sin rigidizador, b) con rigidizador

Realizado por: Uvidia, J. 2021

### 3.11.11.2 Esfuerzo

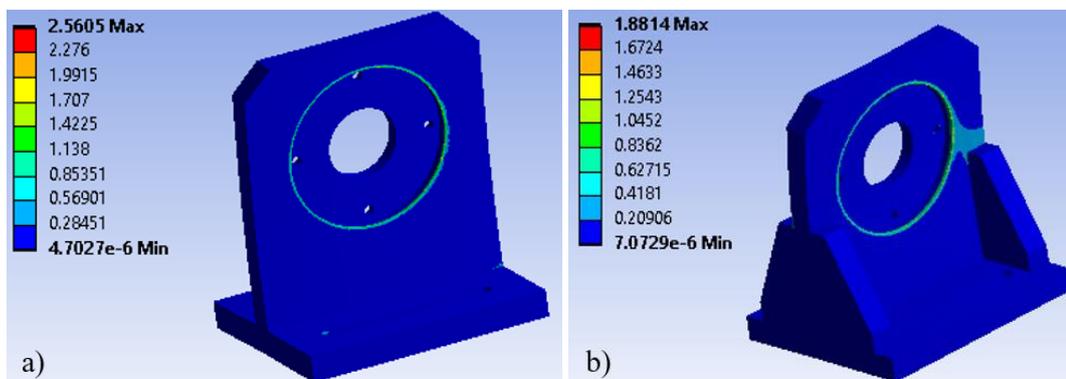
Los esfuerzos presentan valores pequeños y se presentan únicamente en la zona de aplicación de la fuerza y el momento, se justifica la presencia de los rigidizadores pues estos elementos se encargan también de reducir el esfuerzo máximo, pues distribuye mejor los esfuerzos.

**Tabla 43 – 3:** Resultados de análisis de esfuerzos

Esfuerzos de geometría sin rigidizador [MPa]	Esfuerzos de geometría con rigidizador [MPa]	% Reducción en esfuerzos
2.5605	1.8814	26.52

Realizado por: Uvidia J, 2021.

Del análisis realizado se identifican las zonas que presentan mayor esfuerzo, siendo estas los contornos de la geometría donde se ubica el freno, esto se muestra en una escala de colores, como indica la siguiente figura:



**Figura 40 – 3.** Esfuerzos en la geometría a) sin rigidizador, b) con rigidizador

Realizado por: Uvidia, J. 2021

### **3.11.12 *Análisis de los resultados***

- Si bien es cierto que las cargas aplicadas son bajas, se debe tomar en cuenta que estas no generen una deformación excesiva que produzca calentamiento en el freno, la geometría que implementa los rigidizadores presenta una reducción del 59% en la deformación.
- Si se considera únicamente como criterio de diseño a los esfuerzos la geometría sería mas ligera, pero esta no cumple con los requerimientos máximos de deformaciones, por tanto, el diseño debe ser robusto.
- La deformación presenta el valor máximo en la cara superior del elemento, donde el valor de deformación es inferior a 0.5 mm, valor permisible de acuerdo al acople seleccionado.
- Se presenta una zona que concentra esfuerzo en el segundo modelo, específicamente sobre el rigidizador, pero los valores son pequeños y no presentan la necesidad de realizar un análisis adicional.

### **3.11.13 *Conclusiones***

- El análisis que se realizó arrojó valores pequeños, el diseño mecánico se realiza en función de los esfuerzos, deformaciones permisibles y desde el punto de vista de la resonancia, en este análisis se tomaron en cuenta los dos primeros criterios, parametrizando en los resultados a los valores máximos de esfuerzos y deformaciones.
- El tiempo total de simulación para el primer modelo fue de 2 horas mientras que para el segundo se necesitó un tiempo de 3 horas y media, se evidencia el mayor número de nodos y elementos entre estos dos análisis.
- La convergencia de los resultados para el primer modelo se realizó a partir de los 29000 elementos, mientras que para el modelo con rigidizador la convergencia se presentó a los 150000 elementos en el caso de los esfuerzos, mientras que para el análisis de deformaciones se dio desde los 250000 elementos.
- Se redujo la deformación máxima del modelo en un 59.29%, con un valor inicial de 0.11526 mm a un valor final de 0.046925 mm, valores límites que soporta el acople flexible y que establece el fabricante del freno magnético en cuanto a desalineación.
- Los esfuerzos también se redujeron, estos en un 26.52%, en el modelo inicial el esfuerzo máximo fue de 2.5605 MPa, mientras que el segundo y definitivo presento un esfuerzo máximo de 1.8814 MPa. Los valores son sumamente pequeños en comparación a la capacidad del elemento, por tanto, se asegura que este no fallará.

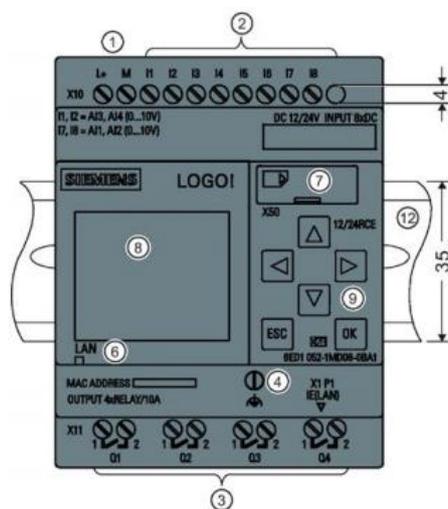
- El mallado debe tener una buena calidad en los puntos críticos, donde se presentan los valores máximos, con ello se puede aumentar el tamaño de los elementos de las otras zonas, para reducir el tiempo de análisis que realiza el computador.

### 3.11.14 Recomendaciones

- Identificar las zonas críticas tanto de esfuerzos como deformaciones y asignarles mallados detallados para mejorar los resultados.
- No aplicar mallados muy complejos a la geometría debido a que es innecesario puesto que existen zonas que no presentan mayor relevancia al análisis.
- Asignar un valor inferior a los 2 mm en el tamaño de mallado en este modelo es un error, pues el computador no realiza este análisis, se genera un numero exagerado de nodos y elementos.

### 3.12 Controlador lógico

La propuesta del trabajo de integración es automatizar el uso del freno simulador, este elemento en su fuente de alimentación demanda un voltaje 0-10 VDC, se planteó también la implementación de una interfaz que se pueda controlar mediante el uso de un aparato móvil, puede ser un celular, Tablet y computador portátil, los autómatas programables en marca Siemens permiten diseñar estas interfaces mediante el uso de software uno de ellos, Logo Web Editor, un controlador lógico programable puede desempeñar esta función, al igual que un Logo, considerando el factor económico se opta por el Logo. Se debe considerar una salida analógica de modo que se desea ingresar el valor de torque requerido para que el autómata programable accione al freno.



1. Alimentación
2. Entradas
3. Salidas digitales
4. Conexión a tierra
6. Led de estado de conexión Ethernet
7. Entrada tarjeta Micro SD
8. Pantalla LCD
9. Panel de control

**Figura 41 – 3.** Estructura de LOGO 12/24RCE

Fuente: (SIEMENS, 2021)

El equipo cuenta con 8 entradas de señal digital que 4 de estas también se pueden usar como entradas analógicas, estas trabajan en un rango de 0 a 10 V, mientras que cuentan con 4 salidas de señal digital exclusivamente. La corriente de salida tiene un valor de 10 A, este valor de corriente genera un rango de temperatura de 0 a 55°C.



**Figura 42 – 3.** LOGO 12/24RCE

Fuente: (SIEMENS, 2021)

El resto de especificaciones técnicas se detallan en la siguiente información que fue extraída de los datos técnicos que SIEMENS, ofrece a los usuarios de su línea de autómatas programables:

**Tabla 44 – 3:** Especificaciones de LOGO 12/24 RCE

<b>Montaje</b>	Rieles de 35 mm, bajo normativa DIN	<b>Corriente de salida</b>	10 A	
<b>Voltajes nominales</b>	12 VDC 24 VDC	<b>Salidas de rele, capacidad de contactos</b>	Carga máxima inductiva	3 A
			Carga máxima resistiva	10 A
<b>Límites de voltaje permisible</b>	10.8 VDC 28.8 VDC	<b>Reserva de poder</b>	480 h	
<b>Número de entradas digitales</b>	8 de las cuales 4 se pueden usar como analógicas.	<b>Grado de protección</b>	IP20	
<b>Número de salidas digitales</b>	4, Reles	<b>Temperatura ambiente de trabajo</b>	-20°C 55°C	
<b>Protección a corto circuitos</b>	No, es necesario protección externa	<b>Dimensiones</b>	Altura	90 mm
			Largo	71.5 mm
			Ancho	60 mm

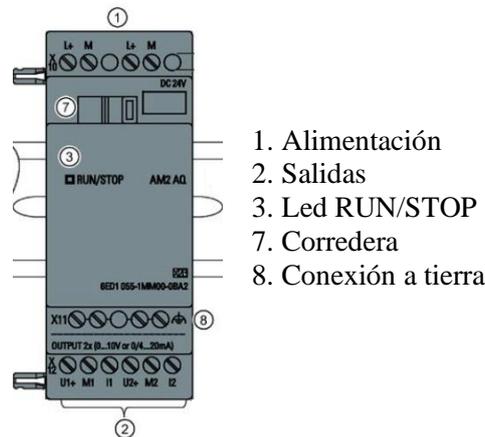
Fuente: (SIEMENS, 2021)

Realizado por: Uvidia J, 2021.

### 3.12.1 Módulo analógico

Dado que el LOGO 12/24 RCE no posee salidas directas analógicas se debe implementar un módulo de salidas analógicas que se conectarán a la fuente del freno, así como este detalla en sus especificaciones. Esta marca comercial ofrece una expansión que se comunica con el LOGO, y

este último ordena el accionar del módulo. En función de estos requerimientos se selecciona el módulo *LOGO! AM2 AQ*.



**Figura 43 – 3.** Estructura LOGO! AM2 AQ

Fuente: (SIEMENS, 2021)

Las características técnicas que rigen el funcionamiento de este elemento se muestran en la siguiente tabla:

**Tabla 45 – 3:** Especificaciones de LOGO AM2 AQ

<b>Voltaje de alimentación</b>	12/24 VDC
<b>Entradas</b>	No cuenta
<b>Rango permisible</b>	10.8 – 28.8 VDC
<b>Supresión de interferencia de frecuencia</b>	55 Hz
<b>Límite de error</b>	± 1.5% FS
<b>Impedancia</b>	76 k Ω
<b>Resolución</b>	10 bit
<b>Ciclo de respuesta</b>	50 ms
<b>Tipo</b>	Unipolar
<b>Salidas (Analógicas)</b>	0 – 10 VDC 0/4 – 20 mA

Fuente: (SIEMENS, 2021)

Realizado por: Uvidia J, 2021.

Se debe tomar en cuenta que no es posible manejar valores diferentes en cuanto a las fases de entrada, las salidas analógicas se pueden conectarse opcionalmente según el manual del fabricante.

### 3.12.2 Fuente alimentación

Tanto el controlador como su extensión para salidas analógicas demandan un suministro de voltaje de 24 VDC. Se debe considerar que el voltaje que circula en la red de un hogar en el país es de 120 VAC y la frecuencia de 60Hz, en valores nominales (NEC, 2018). La fuente seleccionada

es de la marca *MeanWell* de la serie DR-30 (MeanWell, 2017), específicamente el modelo DR-30-24, cuyo valor de voltaje de salida es 24 VDC y la corriente de 1.5 A.



**Figura 44 – 3.** Fuente de alimentación MW DR-30-24

Fuente: (MeanWell, 2017)

Las especificaciones para este modelo son las siguientes:

**Tabla 46 – 3:** Especificaciones de fuente MW DR-30-24

<b>Salida</b>	<b>Voltaje</b>	24 V	<b>Entrada</b>	<b>Rango de voltaje</b>	85-264 VAC
	<b>Rango de corriente</b>	0-1.5 A		<b>Rango de frecuencia</b>	47-63 Hz
	<b>Potencia nominal</b>	36 W		<b>Eficiencia</b>	83%
	<b>Tolerancia de voltaje</b>	±1%		<b>Corriente AC</b>	0.48A/230VAC
<b>Protección</b>	<b>Sobrecarga</b>	105-106 % de corriente nominal	<b>Ambiente</b>	<b>Temperatura de trabajo</b>	-20 - +60°C
	<b>Sobrevoltaje</b>	27.6-32.4 V		<b>Humedad</b>	20 – 90%

Fuente: (MeanWell, 2017)

### 3.13 Selección de conectores

Se considera la expresión:

$$S = \frac{\sqrt{3} \rho L I}{\Delta V} \quad (47)$$

Donde:

S: Sección transversal [mm<sup>2</sup>]

$\rho$ : Resistividad del material conductor [ $\Omega$  mm<sup>2</sup>/m]

L: Distancia [m]

I: Intensidad de corriente [A]

$\Delta V$ : Caída de tensión [V]

Con la expresión se puede determinar la sección transversal necesaria para posteriormente determinar el tamaño de cable de acuerdo a dimensiones comerciales, existen recomendaciones para la sección de cables, estas son:

**Tabla 47 – 3:** Recomendaciones de sección de cables

<b>Sección transversal</b>	1x2.5 mm <sup>2</sup>
	2x1.5 mm <sup>2</sup>
<b>Material</b>	Cobre (Cu)
<b>Temperatura de aislamiento</b>	75°C
<b>Par de apriete</b>	0.5-0.6 Nm
	4.5-5.3 in.lbf

Fuente: (SIEMENS, 2021)

Recomienda también cubrir los terminales una vez se haya realizado la instalación, existe el riesgo de haber contacto con las partes vivas, además cumplir con las normas locales (SIEMENS, 2021).

La normativa ecuatoriana de conductores aislados NTE INEN-IEC 60228 establece los valores de calibres para determinadas secciones de cables, en la siguiente tabla se establecen estos valores de acuerdo al sistema American Wire Gauge:

**Tabla 48 – 3:** Calibres de conductor en sistema AWG

<b>Calibre del conductor</b>	<b>Área de sección transversal nominal [mm<sup>2</sup>]</b>	<b>Calibre del conductor</b>	<b>Área de sección transversal nominal [mm<sup>2</sup>]</b>
20	0.519	4	21.2
18	0.823	3	26.7
16	1.31	2	33.6
14	2.08	1	42.4
12	3.31	1/0	53.5
10	5.26	2/0	67.4
8	8.37	3/0	85.0
6	13.3	4/0	107

Fuente: (NTE INEN-IEC 60228, 2017)

### 3.14 Router inalámbrico

La interacción humana-máquina obligan a implementar una interfaz intuitiva y fácil de usar de modo que el usuario no tenga la necesidad de una capacitación extensa sino, únicamente revisar las prácticas preparadas en este escrito.

La interfaz para el usuario tendrá acceso desde un dispositivo móvil, este puede ser todo aquel que tenga la capacidad de acceder a un navegador web, para ello se debe crear una red, LOGO desde su entrada Ethernet, se conecta al router, y genera una red inalámbrica a la que se deben conectar los dispositivos móviles de los usuarios, desde la cual se puede controlar el automatismo.



**Figura 45 – 3.** Router inalámbrico TL-MR3420

Fuente: (Tp-Link, 2021)

Para ello se ha seleccionado un *router* inalámbrico de marca *tp-link* modelo TL-MR3420 cuyas características se detallan a continuación:

**Tabla 49 – 3:** Especificaciones *router* inalámbrico TL-MR3420

<b>Interfaz</b>	Puerto USB 2.0 LTE/HSPA+/EVDO	
<b>Botones</b>	WPS/ Reinicio Encendido/ Apagado	
<b>Alimentación</b>	12 VDC	
	1 A	
<b>Dimensiones</b>	Alto	30 mm
	Ancho	111 mm
	Largo	174 mm
<b>Dispositivos conectados</b>	20	
<b>Frecuencia</b>	2.4-2.4835 GHz	
<b>Seguridad inalámbrica</b>	WEP 64/128 bits	
	WPA-PSK	
	WPA2-PSK	
	Filtrado MAC	

Fuente: (Tp-Link, 2021)

### 3.15 Protecciones y pulsadores

La selección de equipos de protección se realizará bajo los criterios que se especifican en la normativa IEC 60947-2 que detalla las protecciones en circuitos de baja tensión.

#### 3.15.1 Fusible de protección

La fuente de alimentación para el freno requiere protección mediante el uso de un fusible, de acuerdo con la norma empleada, específicamente en el apartado 4.8 indica que el fabricante será la entidad que proporcione información para el criterio de selección (IEC 60947-2).

Se especifica un valor de 2 A, para la protección de la tarjeta de la fuente de alimentación (Placid Industries, 2020), con esto se selecciona un fusible cerámico comercial de marca *Witronics*.



**Figura 46 – 3.** Fusible cerámico F2AH250VP

Fuente: (Witronics, 2021)

Se debe precautelar sobre cualquier condición la integridad de la fuente de alimentación debido a que esta comprende el correcto funcionamiento del freno y con ello la correcta generación del par de toison. Las especificaciones del elemento de seguridad a continuación:

**Tabla 50 – 3:** Especificaciones fusible cerámico 2 A

<b>Corriente máxima</b>	2 A	
<b>Dimensiones</b>	Diámetro	5 mm
	Largo	20 mm
<b>Peso</b>	0.01 kg	
<b>Voltaje máximo</b>	250 V	

Fuente: (Witronics, 2021)

### 3.15.2 *Interruptor magnetotérmico*

Se debe proteger los elementos del automatismo en caso de sobre corrientes, estos fenómenos también llamados cortocircuitos, mismos que generan la necesidad de implementar protecciones de tipo disipadores magnéticos, mientras que para sobrecargas que deben emplear disipadores de tipo térmicos (IEC 60947-2).

Los criterios de selección deben considerar, la tensión nominal que debe funcionar además del valor nominal de la corriente que vendría a ser el valor al que el equipo de protección debe actuar. Se establecen curvas o rangos de disparos en el caso de haber la necesidad de actuar de manera instantánea (IEC 60898-1). Estos rangos se especifican en la siguiente tabla:

**Tabla 51 – 3:** Curvas de disparo

<b>Curva</b>	<b>Rango o intervalo</b>
B	Entre 3 y 5
C	Entre 5 y 10
D	Entre 10 y 20

Fuente: (IEC 60898-1)

De acuerdo a la recomendación que estable el fabricante establece protecciones para baja intensidad de corriente (SIEMENS, 2021), se considera las curvas de tipo C cuyo rango se especifica

en la tabla 45-3, se especifica el valor C6, por cuanto se selecciona este elemento como protección del automatismo considerando la fuente de alimentación, módulo de expansión y la fuente del freno.



**Figura 47 – 3.** Disyuntor Legrand C6

Fuente: (Legrand, 2014)

Las especificaciones técnicas del elemento seleccionado:

**Tabla 52 – 3:** Disyuntor Legrand 4 191 99

<b>Curva</b>	C	
<b>Corriente In</b>	6 A	
<b>Poder de corte</b>	6000 A	
<b>Clase de limitación</b>	3	
<b>Voltaje máximo de operación</b>	230 V $\pm$ 10%	
<b>Norma de seguridad</b>	IEC 60898-1	
<b>Torque de ajuste</b>	2.5 Nm	
<b>Grado de protección</b>	IP 20	
<b>Dimensiones</b>	<b>Alto</b>	88.5 mm
	<b>Largo</b>	17.7 mm
	<b>Ancho</b>	77.8 mm

Fuente: (Legrand, 2014)

### 3.15.3 Pulsadores

Para el accionamiento se necesita dos pulsadores, uno para el inicio y el otro para el paro, estos serán de color verde y rojo respectivamente. Estos darán la orden al autómatas para el encendido y apagado de la programación, se selecciona pulsadores de la marca *Camsco*.



**Figura 48 – 3.** Pulsadores PB-XAN

Realizado por: Uvidia J. 2021

Las especificaciones se detallan a continuación:

**Tabla 53 – 3: Pulsadores PB-XAN**

<b>Colores</b>	Verde	N/O
	Rojo	N/C
<b>Diámetro</b>	22 mm	
<b>Modelo</b>	PB-XAN	
<b>Normativa de construcción</b>	IEC 60947-5-1	
<b>Corriente térmica nominal</b>	10 A	
<b>Voltaje de aislamiento nominal</b>	600 V	
<b>Temperatura Ambiente</b>	-25 hasta +70°C	
<b>Diámetro</b>	22 mm	

Fuente: (Camsco)

### 3.15.4 Luz indicador de estado

Se necesita indicar el estado activo del automatismo, por tanto, se implementa una luz piloto de tipo led, en color verde que se encenderá cuando el automatismo esté en pleno funcionamiento:



**Figura 49 – 3.** Luz piloto AD16-22D/S

Realizado por: Uvidia J. 2021

Las especificaciones se detallan a continuación:

**Tabla 54 – 3: Luz piloto AD16-22D/S**

<b>Color</b>	Verde
<b>Diámetro</b>	22 mm
<b>Modelo</b>	AD16-22D/S
<b>Voltaje</b>	24 VDC

Fuente: (Camsco)

### 3.15.5 Pulsador paro de emergencia

Si bien es cierto que el automatismo controla a un freno cuya función es generar un par de torsión, pero este puede generar severos daños en el motor pues puede quedar activado y ocasionar sobre corrientes tanto en el circuito del motor como del freno, por tanto, la necesidad de implementar un paro de emergencia. Se selecciona:



**Figura 50 – 3.** Paro emergencia LMB-ES5

Realizado por: Uvidia J. 2021

Las especificaciones se detallan a continuación:

**Tabla 55 – 3:** Paro emergencia LMB-ES5

<b>Diámetro</b>	40 mm
<b>Modelo</b>	LMB-ES5
<b>Norma de seguridad</b>	IEC 60947-5-1
<b>Corriente térmica nominal</b>	10 A
<b>Voltaje</b>	24 VDC
<b>Voltaje de aislamiento nominal</b>	600 V
<b>Temperatura Ambiente</b>	-25 hasta +70°C

Fuente: (Camsco)

### 3.16 Esquema eléctrico

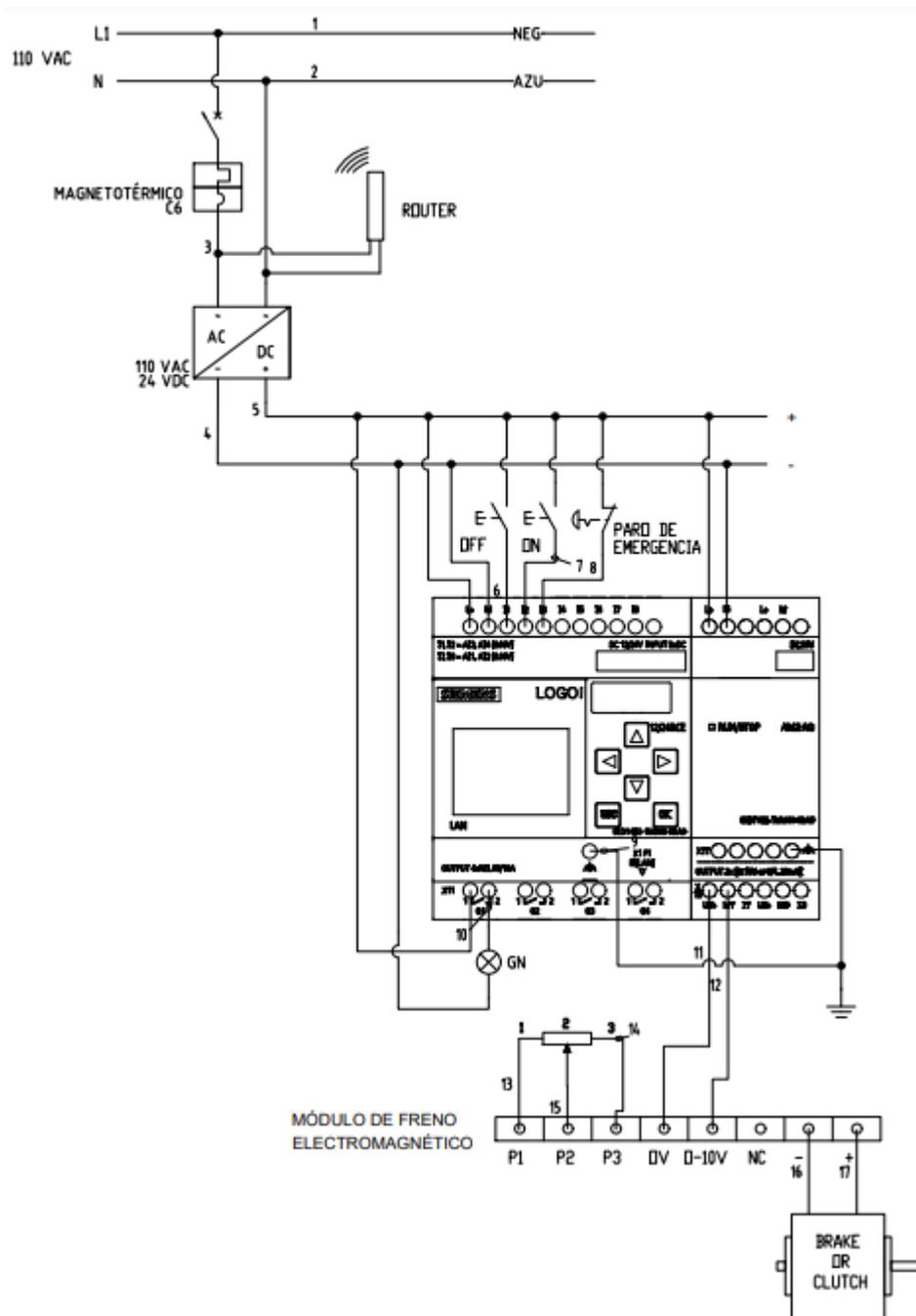
Se debe implementar el diseño del sistema eléctrico del panel de control, esto tiene como finalidad agrupar a los equipos de mando y control con los elementos de seguridad y los actuadores, en este caso el actuador es el freno. Todos estos elementos fueron definidos previamente en los incisos anteriores bajo un criterio de selección.

El esquema del circuito del automatismo se alimenta de corriente alterna de 110 VAC, donde el primer elemento es el interruptor magnetotérmico que cumple la función de protección, el router se alimenta de 110 V también, una fuente de 24 VDC, alimenta al resto del automatismo, fuente a la que se conecta el LOGO y la extensión de salidas analógicas.

A las entradas  $I_1$ ,  $I_2$  e  $I_3$  se conectan los pulsadores OFF, ON y el paro de emergencia respectivamente. Del LOGO se tiene como salida digital a una luz piloto de color verde que indica el estado de encendido o apagado del automatismo.

En la extensión LOGO! AM2 AQ, se conecta la fuente del freno magnético, específicamente en las salidas  $U_{1+}$  y  $M_1$ , estas se conectan en las borneras de 0 y 0-10 V respectivamente, de modo que se puede ya controlar el freno magnético.

Finalmente, en la placa de la fuente del freno, en P<sub>1</sub>, P<sub>2</sub> y P<sub>3</sub> se debe conectar el potenciómetro que funcionará de manera independiente del automatismo. En NC, por especificación del fabricante para este modelo no hay conexión a nada. En los dos últimos se conecta el freno, el fabricante no detalla el sentido de la carga (positiva o negativa) que debe tener el conductor para comunicar adecuadamente la fuente con el freno. De esta manera, el esquema eléctrico de conexión se muestra en la siguiente figura:



**Figura 51 – 3.** Esquema del automatismo

Realizado por: Uvidia J. 2021

### 3.17 Programación

La programación se realizó mediante *Logo!Soft Comfort*, este es un software libre que soporta pequeños proyectos de automatización cuya operación y configuración llegan a ser simples e incluso intuitivas (SIEMENS, 2021).

La norma IEC 61131-3 (IEC, 2013) detalla lenguajes de programación para controladores lógicos programables, específicamente hay cinco, los dos primeros son lenguajes textuales:

- Lista de instrucciones (IL)
- Texto estructurado (ST)

Los tres restantes son lenguajes gráficos, de estos:

- Diagrama de bloques funcionales (FBD)
- Diagrama de contactos (LD)
- Diagrama de función secuencial (SFC)

El diagrama de bloques funcionales (FBD) es un lenguaje gráfico que permite programar elementos de la misma manera que se diseña un circuito electrónico, este lenguaje deriva de la representación europea de los circuitos lógicos digitales, en este lenguaje de programación se emplean símbolos electrónicos como bloques de función, al emplearse estos símbolos no es necesario representar la bobina de salida debido a que esta es inherente al bloque de modo que ya está representada por la variable que simboliza al propio bloque, dicha variable se puede utilizar tantas veces como sea necesario (Antúnez, 2018).

- Marcha y paro

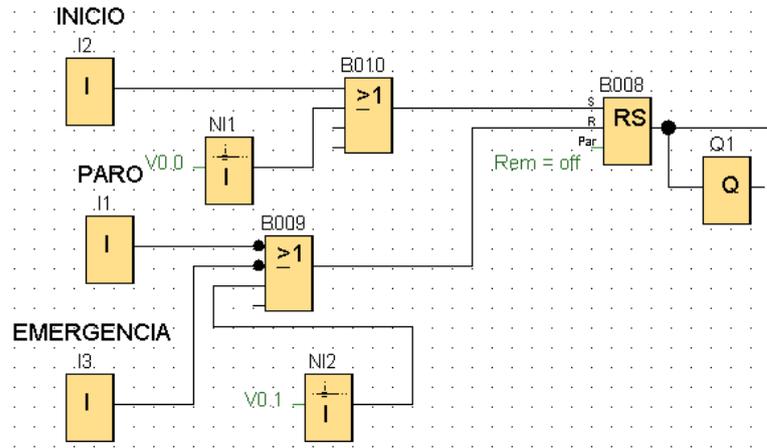
En la figura 51-3 se detalla las conexiones del automatismo, en esta se identifican a los dos pulsadores tanto de inicio como de paro y al paro de emergencia, estos se conectan a las entradas del logo, el paro se conecta a la primera entrada  $I_1$ , mientras que tanto paro y emergencia se conectan a  $I_2$  e  $I_3$  respectivamente. Dentro de las funciones básicas que ofrece el lenguaje de programación FBD, es el operador OR, el mismo que al recibir una de las dos o tres señales totales, este actúa en indica al siguiente bloque funcional que debe actuar.

Para el primer bloque OR, se conectan dos entradas, la primera INICIO que representa al pulsador físico que se ubica en la puerta del gabinete metálico. La segunda entrada es NI1, que representa el botón de inicio de la interfaz digital que se diseñará en el software *Logo Web Editor*. En la memoria variable local este elemento se guarda con la dirección VB de 0 y Bit 0, es decir, V0.0.

El segundo bloque OR, tiene tres entradas, la primera es PARO que representa el pulsador físico que se ubica en la puerta del cuadro modular, la segunda es EMERGENCIA, el mismo que

también se ubica en la puerta del gabinete, la tercera entrada es NI2, que representa el botón de paro en la interfaz digital, este se guarda en la variable digital como VB de y Bit 1, es decir, V0.1.

Estos dos bloques funcionales se conectan a un relé auto enclavador cuya señal de activación S es el bloque B010 que se encarga de la función de puesta en marca, mientras que la señal de desactivación R se genera por el bloque B009, no se consideran parámetros adicionales.

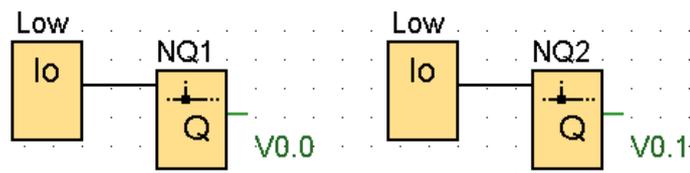


**Figura 52 – 3.** FBD de inicio, paro y emergencia

Realizado por: Uvidia J. 2021

De este diagrama se tiene una salida digital definida como Q1, la misma que representa a las luces piloto que muestran el estado de encendido o apagado del equipo.

Se colocan dos entradas fijas en estado lógico L, se ajusta la entrada en estado *low* (lo), las cuales tienen las salidas de red NQ1 y NQ2, cuyas memorias de variable local están asignadas a V0.0 y V0.1, respectivamente.



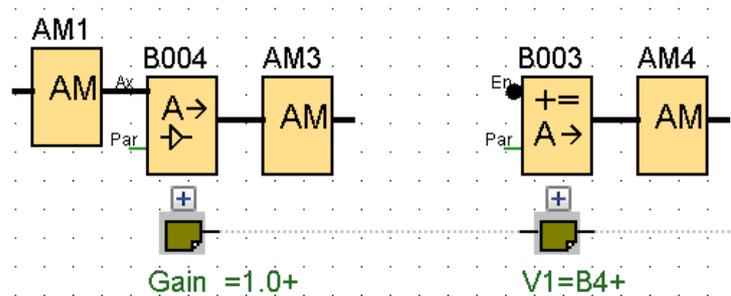
**Figura 53 – 3.** Entradas de nivel fijo en estado (lo)

Realizado por: Uvidia J. 2021

#### - Entradas y salidas

Se propone dos tipos de entradas para ingresar el valor de toque que generará el simulador, estas dos son, una barra deslizante *slide bar*, para ingresar el valor mediante el desplazamiento de la barra, y un cuadro de texto, para ingresar un valor específico mediante teclado.

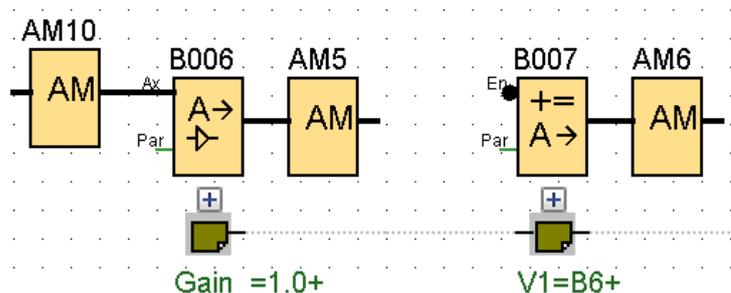
La marca analógica AM1 se utiliza como la entrada analógica correspondiente al cuadro de texto que permite al usuario ingresar un valor de torque específico en números enteros. Esta marca seguida de un amplificador analógico identificado como B004, el cual se encarga de normalizar el rango de la señal de salida. Esta señal de salida pasa mediante un bloque de instrucción aritmética, cuyas instrucciones permite el cambio del valor numérico de torque requerido por el usuario a el valor de salida, valor que debe entregar el controlador LOGO al freno, para que este genere dicho valor.



**Figura 54 – 3.** Entradas analógicas para cuadro de texto

Realizado por: Uvidia J. 2021

Para la *slide bar* se emplea la misma configuración de bloques, siendo B006 el amplificador de señal analógica y B007 la instrucción aritmética, mientras que la marca analógica que representa esta función es AM10, la misma que se identificará posteriormente en el desarrollo de la interfaz para el usuario.



**Figura 55 – 3.** Entradas analógicas para barra deslizante

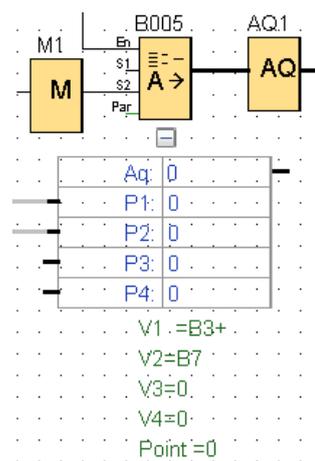
Realizado por: Uvidia J. 2021

- Salidas

Se ubica un multiplexor analógico el cual muestra uno de cuatro diferentes valores analógicos ya predeterminados, estos dependen de las condiciones de la señal de entrada (SIEMENS, 2020).

Se establece como el primer valor V1 al mando por cuadro de texto, y como segundo valor V2 a la barra deslizante. Se implementa una marca digital M1 para que desempeñe la función de selector, este emite señal en la entrada S2, en S1 no se coloca un selector y con ello, la señal permanece en estado 0 permanentemente.

Cuando la señal sea  $S1=0 \wedge S2=0$ , el multiplexor devuelve el valor V1, es decir, cuando el único selector no esté actuando. Cuando la señal sea  $S1=0 \wedge S2=1$ , el multiplexor devuelve el valor V2 que corresponde a la *slide bar*. Finalmente, la señal analógica de salida AQ1 será la encargada de hacer actuar al freno magnético de acuerdo a los datos que ingrese el usuario por cualquiera de las dos alternativas.



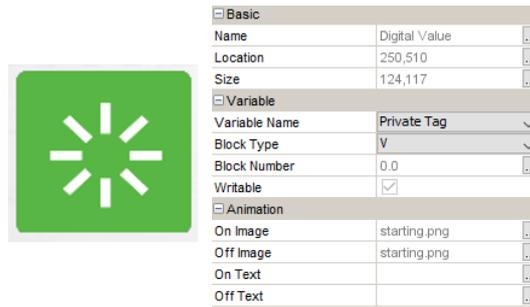
**Figura 56 – 3. Salida de señal**

Realizado por: Uvidia J. 2021

### 3.18 Interfaz

LOGO! Web Editor (SIEMENS, 2019) se utiliza junto con LOGO! Base Module (BM), el cual permite visualizar el proyecto terminado a través de su servidor web y LOGO! Soft Comfort, donde se define y edita las funciones de la aplicación final (SIEMENS, 2020). Con LOGO! Editor web se puede: integrar diferentes componentes, incluir variables, de manera conveniente y personalizar páginas web individuales, entre otras aplicaciones (SIEMENS, 2019).

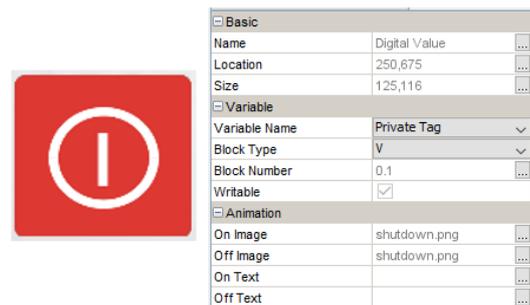
Se establecen dos valores digitales, los cuales desempeñan las funciones de Marcha y Paro, de acuerdo a la programación anteriormente definida se establecieron en cada una la memoria de variable local siendo V0.0 para la función Marcha y V0.1 para la función Paro, este software permite definir una imagen a estos valores digitales, las mismas se identifican en las siguientes figuras:



**Figura 57 – 3.** Propiedades de la función Marcha

Realizado por: Uvidia J. 2021

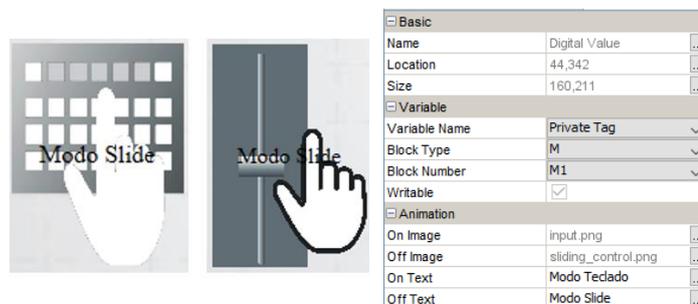
La función Paro tiene las siguientes propiedades:



**Figura 58 – 3.** Propiedades de la función Paro

Realizado por: Uvidia J. 2021

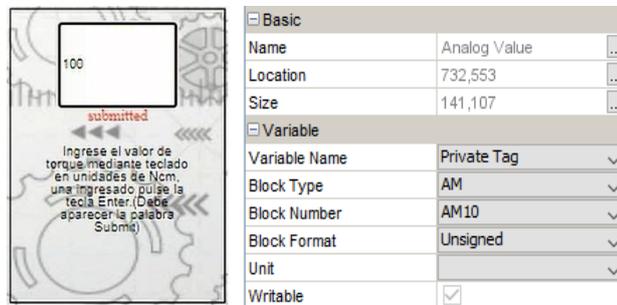
Para seleccionar una de las dos alternativas que se ofrece al usuario para ingresar los valores de torque requerido se implementa un ícono de valor digital, la primera opción se permite mediante un cuadro de texto y la segunda, mediante una barra deslizante. El tipo de bloque corresponde a una marca (M), el número de bloque coincide con el numerado correspondiente en la programación, además, se habilita la manipulación del ícono, al seleccionar este ícono este cambia su presentación, orientando al usuario el tipo de ingreso que está habilitado, los mismos se muestran a continuación:



**Figura 59 – 3.** Propiedades de la selección del tipo de ingreso de datos

Realizado por: Uvidia J. 2021

El ingreso de los valores de torque se los realiza mediante entadas analógicas, la primera opción es un cuadro de texto donde el usuario ingresa el valor mediante teclado un valor específico, no se admiten decimales, las unidades del torque se las ingresa en Ncm, se asigna un bloque de tipo marca analógica, se selecciona el número de bloque correspondiente, mismo asignado previamente en la programación, es decir, AM10 para el cuadro de texto. Se habilita la modificación de valores en la opción *writable*.

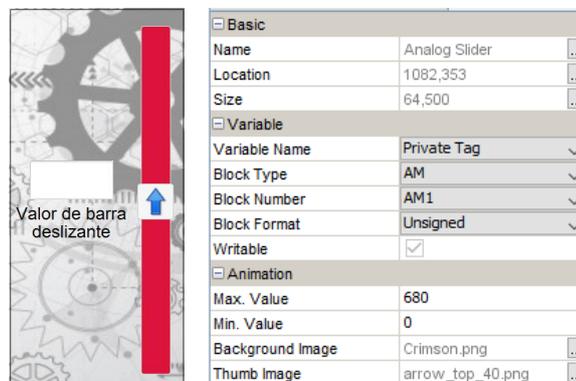


**Figura 60 – 3.** Propiedades del cuadro de texto para ingreso de datos

Realizado por: Uvidia J. 2021

La segunda alternativa para el ingreso de datos es una barra deslizante o *slide bar*, se selecciona un ícono con forma de barra que permite el desplazamiento lineal y con ello variar el valor del torque, esta opción resulta útil en el caso que se requiera un rápido accionar del elemento sobre la precisión, se implementa un cuadro que permite leer el valor que se está ingresando en la barra, este solo sirve para leer el valor mas no para ingreso de datos.

A la barra se le asigna un tipo de bloque como marca analógica AM, el número de bloque es AM1 de acuerdo a la programación previamente realizada, los límites de valores se establecen de acuerdo a las especificaciones del fabricante del freno.



**Figura 61 – 3.** Propiedades de barra deslizante para ingreso de datos

Realizado por: Uvidia J. 2021

Una vez realizada la programación y asignados tanto los tipos de bloques como los números correspondientes de acuerdo a la programación, la interfaz que comunica al usuario con el automatismo queda definido de la siguiente manera:



**Figura 62 – 3.** Interfaz usuario-automatismo finalizada

Realizado por: Uvidia J. 2021

### 3.19 Montaje y construcción

El proceso de construcción se ha establecido en los apartados anteriores, específicamente el proceso de montaje y construcción se divide en las siguientes etapas:

- Proceso de corte y maquinado
- Proceso de soldadura
- Proceso de pintura
- Proceso de montaje de elementos eléctricos
- Conexión eléctrica

#### 3.19.1 Corte y maquinado

Las dimensiones se establecieron previamente en el proceso de diseño mientras que el material es acero ASTM A36, se realizan los procesos de corte para obtener las placas correspondientes a la columna y a la base. En la placa que desempeña la función de columna se realiza un maquinado de mandrinado para el ingreso del freno y una perforación en el centro para hacer posible la medición de la velocidad angular, se realiza también los cuatro roscados para el ingreso de los

pernos que soportan al freno. En la placa base se realiza el fresado de los canales para el ingreso de los pernos que fijan el soporte a la mesa. Adicional, se cortan los rigidizadores de acuerdo al diseño establecido.

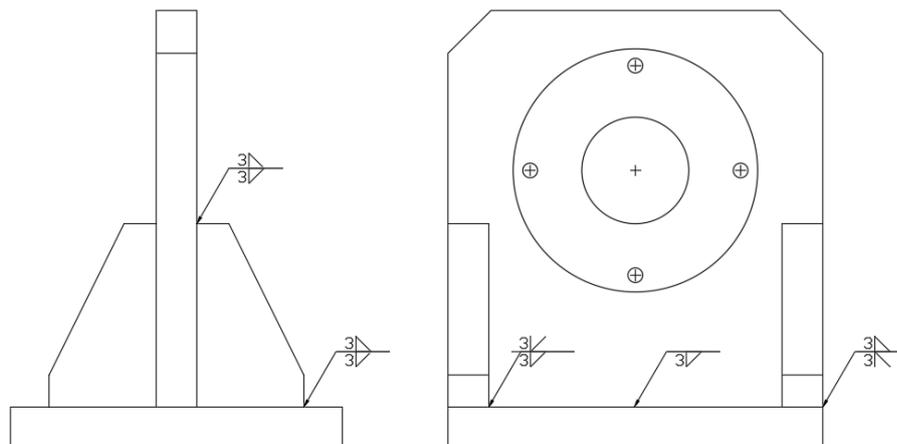


**Figura 63 – 3.** Corte y perforado de placa

Realizado por: Uvidia J. 2021

### 3.19.2 Soldadura

El proceso de diseño de la soldadura estableció una altura del cordón de 3 mm, con un electrodo del tipo E60xx, el proceso se realiza de acuerdo a la siguiente figura donde se indica el tope o ranura de la soldadura y los cordones donde se realiza el proceso de unión.



**Figura 64 – 3.** Soldadura en el soporte

Realizado por: Uvidia J. 2021

### 3.19.3 Pintura

El material que se emplea para la construcción es el acero al carbono A36. En los metales al carbono se genera pérdida de material por disolución, mejor conocido como corrosión, o debido a la formación de una película no metálica, es decir, oxidación. Este material presenta un riesgo medio a la corrosión en un ambiente urbano (Callister, 2015). Por lo mencionado anteriormente, nace la necesidad de usar un recubrimiento que proteja al material frente a estos fenómenos.

Para ambientes en el cual la pintura se expone a condiciones de severidad intermedia causada por el posible ataque de productos químicos, combinados con humos industriales e intemperie. Este tipo de ambiente corresponde a imprimantes anticorrosivos del tipo 1 (NTE INEN 1043, 2016)

La marca comercial Pintuco ofrece el esmalte Metaltec 3 en 1. Imprimante anticorrosivo del tipo 1, este producto está elaborado con resinas alquídicas, incluso se puede aplicar sobre superficies metálicas corroídas, funciona como inhibidos de óxido (Pintuco, 2020). Se respetar el procedimiento de aplicación recomendado por el fabricante, revisar anexos.



**Figura 65 – 3.** Soporte pintado

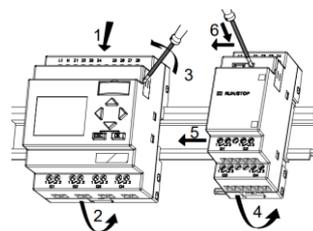
Realizado por: Uvidia J. 2021

### 3.19.4 Montaje y conexión de los elementos eléctricos

El montaje de los elementos y la conexión se realiza de acuerdo al diseñado eléctrico, específicamente en la figura 51-3 se especifica a detalle la conexión del automatismo. Los elementos se fijan al gabinete metálico por medio de rieles metálicos cuya geometría esta normalizada bajo norma DIN, también llamados riel de perfil de sombrero (SIEMENS, 2021). Para montar el Logo se sigue el siguiente procedimiento:

-Se ubica el equipo sobre el riel, este se gira hasta que la guía deslizante situada en la parte posterior encaje con el riel. Se retira la cubierta de la clavija de conexión que conecta al módulo Logo con la extensión analógica, esta se debe colocar a la derecha del Logo en referencia a la vista del operador.

-Deslizar el módulo de extensión hasta alcanzar al módulo principal, finalmente, presionar la guía deslizante y empujar hacia la izquierda, esta debe engatillar con el módulo principal.



**Figura 66 – 3.** Montaje de Logo y extensiones

Fuente: (SIEMENS, 2021)

Este procedimiento es similar con los otros componentes. Los cables se organizan dentro de canales plásticos, los conductores se codifican mediante colores, esta identificación se la realiza bajo los requisitos de la norma dictada por la Comisión Eléctrica Internacional, misma denominada como “Principios básicos y de seguridad para la interfaz hombre-máquina, marcado e identificación-Identificación de terminales de equipos, terminaciones de conductores y conductores” (IEC 60445, 2017). La codificación de colores para los conductores se detalla en la siguiente tabla:

**Tabla 56 – 3:** Código de colores

AC	Función	Color	DC	Función	Color
	Fase	Marrón		Carga positiva	Rojo
	Neutro	Azul		Carga negativa	Negro/Azul
	Tierra	Verde y Amarillo			

Fuente: (IEC 60445, 2017)

Bajo estas indicaciones, se muestra el procedimiento de montaje y conexión en la siguiente figura:



**Figura 67 – 3.** Montaje de elementos

Realizado por: Uvidia J. 2021

El equipo cumple las especificaciones técnicas y de construcción, además de seguir el procedimiento de ensamble y conexión de los componentes electrónicos que se establecen en este documento, el equipo terminado se muestra en la siguiente figura:



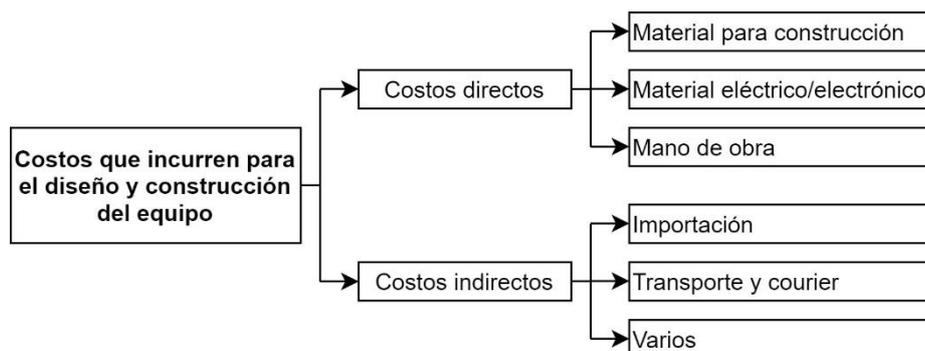
**Figura 68 – 3.** Módulos del simulador de carga

Realizado por: Uvidia J. 2021

### 3.20 Análisis de costos

Un producto exclusivo, original y único es la definición más simple de un proyecto, este se produce mediante algún sistema de producción, mismo que demanda unidades no integradas, mismas que pueden ser materias primas o componentes pre montados, estas unidades generan costos que el desarrollador debe tomar en cuenta para la producción de las unidades (Wallace, 2014).

Un costo se define como el sacrificio de recursos que se debe asignar para lograr un objetivo específico, generalmente, este se mide como la cantidad monetaria que se debe desembolsar para adquirir bienes o servicios (Horngren, y otros, 2012). Los costos que incurren en un proyecto se dividen entre directos e indirectos, de la siguiente manera:



**Figura 69 – 3.** Costos que incurren en la elaboración del proyecto

Realizado por: Uvidia J. 2021

#### 3.20.1 Costos directos

Los costos que influyen directamente en la elaboración del proyecto son los materiales para la construcción y ensamble, además de la mano de obra para la construcción del equipo y la capacitación adicional recibida.

**Tabla 57 – 3:** Costos directos del material usado para la construcción del soporte

Item	Cantidad [unidad]	Descripción	Valor unitario	Valor total
1	1	Plancha acero 1m <sup>2</sup> ASTM A36	\$ 40.00	\$ 40.00
2	1 [lb]	Electrodos Series E60xx	\$ 2.00	\$ 2.00
3	1	Eje de acero 304 2" 30cm	\$ 22.30	\$ 22.30
4	1	Esmalte Metalec 3 en 1	\$ 18.00	\$ 18.00
5	4	Pernos Inox M10	\$ 1.50	\$ 6.00
6	4	Tuerca cuadrada con rosca M10	\$ 3.00	\$ 12.00
7	4	Rodela plana	\$ 0.20	\$ 0.80
8	4	M6-1x12 Allen Socket Drive	\$ 0.40	\$ 1.60
9	2	Cara acople Lovejoy L-090 1/4"	\$ 16.74	\$ 33.48
10	1	Cauchos Lovejoy L-090/095	\$ 16.86	\$ 16.86
<b>TOTAL</b>				<b>\$ 153.04</b>

Realizado por: Uvidia, José, 2021.

El valor de los equipos eléctricos y electrónicos:

**Tabla 58 – 3:** Costos directos de los equipos eléctricos y electrónicos

Item	Cantidad [unidad]	Descripción	Valor unitario	Valor total
1	1	Freno magnético B60-24-1KM	\$ 468.00	\$ 468.00
2	1	Fuente de poder Placid Industries PS24	\$ 341.79	\$ 341.79
3	1	Logo 8 12/24RC 12/24VDC	\$ 195.33	\$ 195.33
4	1	Fuente de poder salida 24VDC	\$ 38.18	\$ 38.18
5	1	Módulo Logo AM2 AQ 2AO	\$ 164.86	\$ 164.86
6	1	Gabinete metálico 40x30x20 cm IP41	\$ 30.84	\$ 30.84
7	1	Router inalámbrico Tp-link	\$ 31.36	\$ 31.36
8	2	Pulsador de color	\$ 1.68	\$ 3.36
9	2	Luz piloto de color	\$ 2.24	\$ 4.48
10	1	Pulsador de emergencia	\$ 3.36	\$ 3.36
11	1	Fusible cerámico 2A	\$ 0.22	\$ 0.22
12	1	Breaker Riel MG EZ9F56210 2P	\$ 8.09	\$ 8.09
13	1	Cableado, canales, riel, varios	\$ 33.60	\$ 33.60
<b>TOTAL</b>				<b>\$ 1323.48</b>

Realizado por: Uvidia, José, 2021.

Valores generados por concepto de mano de obra:

**Tabla 59 – 3:** Costos directos correspondientes a la mano de obra

Item	Cantidad [unidad]	Descripción	Valor unitario	Valor total
1	2 [Día]	Mano de obra para construcción	\$ 80.00	\$ 160.00
2	10 [Hora]	Capacitación de programación en software Logo Soft Comfort	\$ 10.00	\$ 100.00
<b>TOTAL</b>				<b>\$ 260.00</b>

Realizado por: Uvidia, José, 2021.

### 3.20.2 Costos indirectos

Los costos que se generan de manera indirecta en el proceso de diseño y construcción del equipo se detallan en la siguiente tabla:

**Tabla 60 – 3:** Costos indirectos

Item	Cantidad [unidad]	Descripción	Valor unitario	Valor total
1	4 [Kg]	Importación de equipos	\$ 9.00	\$ 36.00
2	2	Servicio de courier	\$ 10.00	\$ 20.00
3	1	Transporte dentro de la ciudad	\$ 20.00	\$ 20.00
4	1	Varios	\$ 100.00	\$ 100.00
<b>TOTAL</b>				<b>\$ 176.00</b>

Realizado por: Uvidia, José, 2021.

### 3.20.3 Costos totales

El valor total empleado para el desarrollo y culminación del diseño y construcción del simulador de carga mediante un freno electromagnético para un banco de pruebas se detalla en la siguiente tabla:

**Tabla 61 – 3:** Costos totales

<b>Item</b>	<b>Cantidad [unidad]</b>	<b>Descripción</b>	<b>Valor unitario</b>	<b>Valor total</b>
1	1	Material Mecánico	\$ 153.04	\$ 153.04
2	1	Material Eléctrico	\$ 1,323.48	\$ 1,323.48
3	1	Mano de obra	\$ 260.00	\$ 260.00
4	1	Costos indirectos	\$ 176.00	\$ 176.00
<b>TOTAL</b>				<b>\$ 1912.52</b>

Realizado por: Uvidia, José, 2021.

## CAPÍTULO IV

### 4. RESULTADOS

#### 4.1 Pruebas de funcionamiento

El desarrollo de las pruebas de funcionamiento para verificar y obtener resultados verídicos de la máquina se realiza en las siguientes etapas, donde se realiza el análisis de la variable a medir y la descripción del equipo empleado para la toma de datos.

- Análisis de torque generado
- Análisis de potencia eléctrica
- Análisis de vibraciones

##### 4.1.1 *Análisis de torque*

#### **Objetivo**

Medir el torque generado por el simulador de carga usando un torquímetro convencional de tipo micrométrico para determinar la exactitud y precisión del elemento con respecto a los valores teóricos.

#### **Alcance**

- Especificaciones y datos técnicos del equipo de medición
- Medición de torque
- Validez y fiabilidad del equipo
- Conclusiones
- Recomendaciones

#### **Especificaciones del equipo de medición**

- Marca: QC
- Mecanismo: Mecánico
- Tipo de torquímetro: Micrométrico
- Apreciación: 1 [lb ft]
- Capacidad máxima: 40 [lb ft]

#### **Medición de torque**

El instrumento de medición condicionó la toma de mediciones, se podían tomar cinco mediciones, iniciando en 1 [lb ft] hasta llegar a las 5 [lb ft], en esta toma de datos se emplean los valores equivalentes en unidades de [Ncm]. Se realizó treinta mediciones de cada unidad de medida

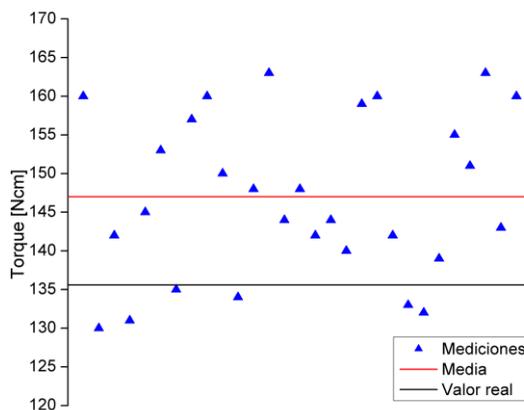
posible, esto para analizar y determinar la dispersión de los datos. En la siguiente tabla se muestran los valores obtenidos:

**Tabla 1 –4:** Mediciones de torque tomadas en el simulador de carga

Torquímetro Ncm (lb ft)	Mediciones tomadas en el simulador Ncm														
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
<b>135.582 (1 lb ft)</b>	160	130	142	131	145	153	135	157	160	150	134	148	163	144	148
<b>271.164 (2 lb ft)</b>	278	292	276	265	279	276	275	279	273	276	283	290	290	282	284
<b>406.745 (3 lb ft)</b>	404	402	414	420	395	417	409	416	419	416	404	398	409	409	398
<b>542.327 (4 lb ft)</b>	542	556	553	542	537	546	555	540	544	554	540	551	554	541	546
<b>677.909 (5 lb ft)</b>	680	678	675	675	678	675	679	676	676	677	676	676	679	680	679
Torquímetro Ncm (lb ft)	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
<b>135.582 (1 lb ft)</b>	142	144	140	159	160	142	133	132	139	155	151	163	143	160	135
<b>271.164 (2 lb ft)</b>	290	284	277	272	288	292	282	295	281	269	274	277	273	293	278
<b>406.745 (3 lb ft)</b>	417	403	424	424	418	425	422	420	408	417	400	410	398	412	410
<b>542.327 (4 lb ft)</b>	541	539	551	552	553	550	549	556	543	550	545	544	549	537	556
<b>677.909 (5 lb ft)</b>	676	675	677	676	678	679	679	675	675	677	680	680	680	676	676

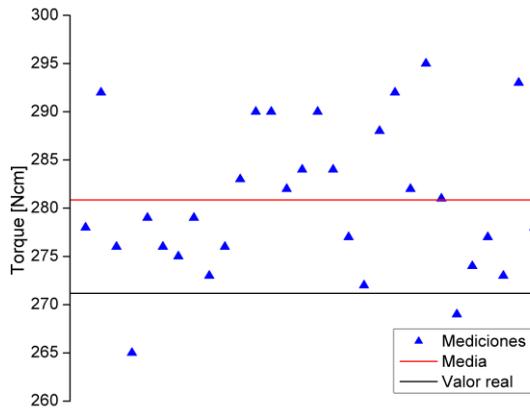
Realizado por: Uvidia, José, 2021.

Considerando la escala en unidades de [Ncm] se representan los valores de la tabla anterior en las siguientes figuras, donde el triángulo de color azul representa cada una de las treinta mediciones tomadas durante el proceso de pruebas, la línea de color rojo representa la media aritmética de las mediciones mientras que la línea negra representa el valor real que debería generar el elemento. Entonces se tienen:



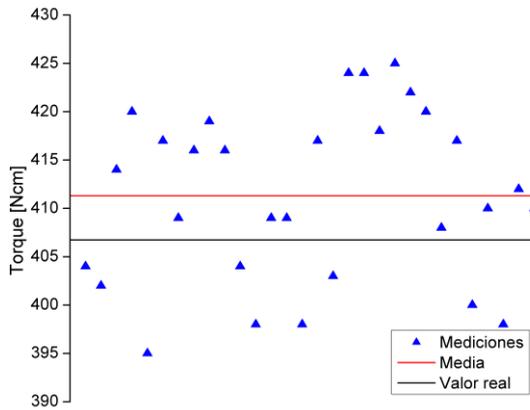
**Gráfico 1 - 4.** Momentos de torque generados por el simulador para un valor real de 1 lb ft

Realizado por: Uvidia, J. 2021



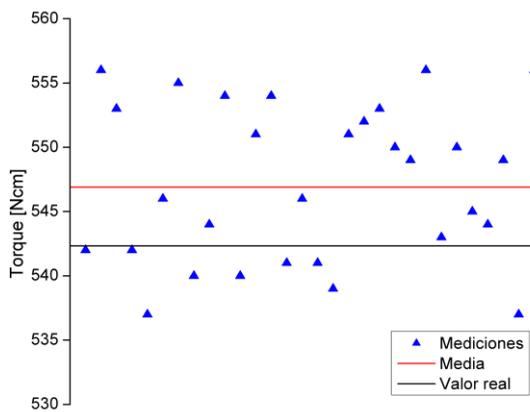
**Gráfico 2 - 4.** Momentos de torque generados por el simulador para un valor real de 2 lb ft

Realizado por: Uvidia, J. 2021



**Gráfico 3 - 4.** Momentos de torque generados por el simulador para un valor real de 3 lb ft

Realizado por: Uvidia, J. 2021



**Gráfico 4 - 4.** Momentos de torque generados por el simulador para un valor real de 4 lb ft

Realizado por: Uvidia, J. 2021



La exactitud de una medición representa el grado de concordancia o coincidencia en comparación a un valor verdadero, muchas de las veces el valor real es un valor teórico (Johnson, 2015). La precisión conducirá a la exactitud, a menos que el instrumento esté sesgado (Samuels, 2014).

Las mediciones tomadas y mostradas en el apartado anterior muestran diferencias entre sí, este apartamiento de datos se analiza con las siguientes medidas de dispersión:

Un conjunto de valores cuya población sea finita está formado por  $n$  mediciones  $x_i$ , siendo  $\bar{x}$  la media, se puede expresar a  $(x_i - \bar{x})$  como la desviación con respecto al valor medio de cada medición. A la desviación cuadrada media se le conoce como varianza (Devore, 2016), misma que está dada por:

$$\sigma^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n}$$

Siempre se debe usar en lo posible la mayor cantidad de datos, más detallados disponibles porque dará más precisión en los resultados (Samuels, 2014).

La varianza es una medida fundamental de dispersión, pero no resulta ser del todo conveniente puesto que expresa sus resultados en unidades cuadradas. Por tanto, presenta mayor utilidad referirse en términos directamente de la raíz cuadrada de la varianza, esta se le conoce como desviación estándar (Devore, 2016), por tanto:

$$\text{Desviación } (\sigma) = \sqrt{\sigma^2}$$

La desviación se expresa en las unidades de la variable original, en este estudio en [Ncm], para determinar la precisión del elemento necesita expresarse en unidades relativas y no absolutas como en el caso anterior. La relación entre la desviación con respecto a la media se la conoce como coeficiente de variación (Devore, 2016), es decir:

$$CV = \frac{\sigma}{|\bar{x}|} 100\%$$

Para determinar la exactitud del elemento se evalúa el error relativo comprendido entre el promedio de las mediciones y el valor real. Se toman en cuenta las expresiones anteriormente desarrolladas para determinar el coeficiente de variación y con ello la precisión del equipo.

Para los dos análisis, exactitud y precisión, se considera a los valores cuyo porcentaje de error sea inferior al 10% como un valor válido para el desarrollo y análisis del presente estudio.

**Tabla 2 –4:** Determinación de exactitud y precisión del equipo

<b>Torquímetro Ncm</b>	<b>Promedio</b>	<b>Error relativo</b>	<b>Rango</b>	<b>Varianza</b>	<b>Desviación</b>	<b>Coefficiente de variación CV</b>
135.582 (1 lb ft)	147.000	8.422%	33	106.773	10.333	7.029%
271.164 (2 lb ft)	280.862	3.577%	30	57.446	7.579	2.699%
406.745 (3 lb ft)	411.310	1.122%	30	74.862	8.652	2.104%
542.327 (4 lb ft)	546.897	0.843%	19	36.093	6.008	1.099%
677.909 (5 lb ft)	677.310	0.088%	5	3.262	1.806	0.267%

**Realizado por:** Uvidia, José, 2021.

- **Discusión**

El error relativo en la primera medición representa el valor porcentual más alto en comparación a las otras mediciones, se entiende que el mecanismo del instrumento de medición dificulta tomar datos pequeños, este valor es inferior al requerido lo que implica que la exactitud del instrumento cumple la meta planteada, y con ello se verifica la validez del simulador de carga.

Esta medición también representa el rango de mediciones más amplio pero muy cercano a las siguientes dos mediciones. Naturalmente, la desviación de los valores es la más significativa, tomando en cuenta que las unidades en estudio son [Ncm], es decir, la desviación máxima es de 10.333 Ncm, esta desviación nace de la varianza poblacional y más no de la muestral. Se debe usar en lo posible la mayor cantidad detallada de datos para obtener una mayor precisión y exactitud en los resultados (Samuels, 2014).

El coeficiente de variación expresado en porcentaje arroja un valor inferior al límite planteado, con esto se verifica la fiabilidad del elemento de simulación. En base a estos valores se puede afirmar que el simulador de carga mediante un freno electromagnético es una máquina tanto exacta como precisa.

En cuanto a las otras mediciones se puede identificar que la exactitud de la máquina mejora conforme aumenta el momento generado, siendo la mejor respuesta en la última medición llegando a un error relativo inferior al 0.1%. El mejor resultado de precisión coincide en esta medición. El conjunto de datos tomados en esta medición presenta el rango más pequeño siendo 5 unidades la diferencia entre el valor máximo y el mínimo.

**Conclusiones**

La precisión y exactitud del equipo mejora conforme aumenta el torque generado, siendo los valores de torque máximos los más exactos, así como los más precisos, y los mínimos todo lo contrario, considerando que todos trabajan dentro de los valores permisibles.

La variación de las mediciones se genera principalmente debido a la histéresis que el freno de partículas magnéticas, misma que especifica el fabricante en sus manuales y datos técnicos, recordando que los resultados no difieren más allá del 8.4%.

Los valores pequeños presentan mayor desviación entre el conjunto de medidas, así como presentan el rango de valores más amplio, se puede acreditar esta particularidad al instrumento de medición.

Se puede concluir que el automatismo tiene la capacidad de generar el torque requerido por el usuario a través de su interfaz, misma que no distorsiona los valores ingresados y como respuesta se obtiene una precisión y exactitud con errores inferiores a los planeados.

Mientras más datos se usen para el análisis los cálculos presentan un mayor refinamiento en sus resultados, este análisis tenía como objetivo analizar únicamente diez mediciones mismas que arrojaron valores similares a los obtenidos, pero conforme aumentan el número de mediciones la calidad de los resultados mejora.

### **Recomendaciones**

Usar la mayor cantidad detallada de datos para realizar el análisis estadístico del equipo, si se toma una parte de los datos se debe usar las expresiones de varianza muestral, mientras que si se emplea el conjunto completo de mediciones usar la expresión correspondiente a la varianza poblacional.

Para la toma de mediciones se puede usar torquímetros con diferentes mecanismos de medición como el de pluma, tipo angular o digitales siempre y cuando el instrumento de medición tenga una apreciación que sea mínima de 1 lb ft.

#### **4.1.2 *Análisis de potencia eléctrica***

##### **Objetivo**

Obtener los valores de corriente eléctrica y voltaje presentes en el funcionamiento del automatismo midiendo dichas variables en la entrada de señal al freno de partículas magnéticas para determinar la potencia eléctrica y resistencia del simulador.

##### **Alcance**

- Especificaciones y datos técnicos del equipo de medición
- Medición de variables
- Resultados
- Conclusiones
- Recomendaciones

##### **Especificaciones y datos técnicos del equipo de medición**

- Marca: Pro'sKit
- Modelo: MT-3102
- Velocidad de medición: 2-3 tiempo/segundos
- Método de medición: Convertidor A/D
- Temperatura de operación: 0 – 40 [°C]
- Rango de frecuencia: 40 – 400 [Hz]
- Rango de voltaje de trabajo DC: 200m – 600 [V]
- Rango de resolución de lectura de voltaje DC: 0.1m – 1 [V]
- Rango de exactitud de medición de voltaje DC:  $\pm 0.8 - 1$  [%]
- Rango de voltaje de trabajo AC: 2 – 600 [V]
- Rango de resolución de lectura de voltaje AC: 1m – 1 [V]
- Rango de exactitud de medición de voltaje AC:  $\pm 1.2 - 1.5$  [%]
- Rango de corriente de trabajo DC: 600 $\mu$  - 10 [A]
- Rango de resolución de lectura de corriente DC: 0.1 $\mu$  - 10m [A]
- Rango de exactitud de medición de corriente DC:  $\pm 1 - 1.2$  [%]
- Rango de corriente de trabajo AC: 2 - 400 [A]
- Rango de resolución de lectura de corriente AC: 0.1m - 1 [A]
- Rango de exactitud de medición de corriente AC:  $\pm 2 - 4$  [%]

### Medición de variables

Las variables que se toman en cuenta para la recolección de datos son voltaje y corriente continua, mismas que se miden en relación al torque aplicado por el simulador de carga y de la velocidad angular que se produce al momento de aplicar cargas específicas.

Para determinar la potencia eléctrica se aplica la ley de Ohm, la cual indica que la multiplicación entre las dos variables, voltaje e intensidad de corriente, arrojan la potencia eléctrica consumida. Con esta expresión también se puede determinar la resistencia que implica el elemento, con estos datos se puede identificar cual de estos parámetros varía, potencia o resistencia, para que el elemento pueda generar el torque.

En la siguiente tabla se muestran los valores de corriente medida en Amperios y voltaje medido en Voltios, los valores se muestran conforme varía la carga de torque aplicado, esta carga medida en unidades de [Ncm].

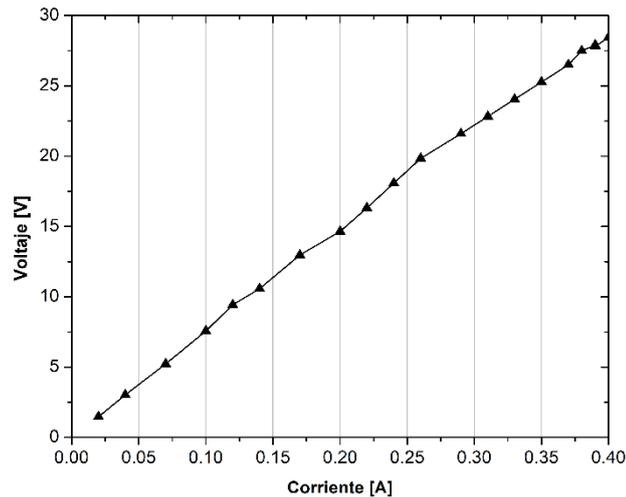
Estos datos se tomaron con el simulador aislado, es decir, desacoplado del eje que genera la rotación.

**Tabla 3 – 4:** Valores de corriente y voltaje con freno sin rotación

Torque [Ncm]	Amperios [A]	Voltaje [V]
12	0.02	1.46
40	0.04	3.03
60	0.07	5.23
80	0.10	7.57
115	0.12	9.43
135	0.14	10.58
180	0.17	12.97
230	0.20	14.65
270	0.22	16.33
325	0.24	18.09
360	0.26	19.84
405	0.29	21.60
440	0.31	22.83
495	0.33	24.05
540	0.35	25.28
575	0.37	26.51
610	0.38	27.50
630	0.39	27.91
660	0.39	27.82
680	0.40	28.45

Realizado por: Uvidia, José, 2021.

De los datos de la tabla anterior se representa la relación entre las dos variables medidas, mismas que se muestran en la siguiente gráfica, en el eje de las abscisas se ubican los datos de corriente y en las ordenadas al voltaje.



**Gráfico 6 - 4. Relación corriente – voltaje**

Realizado por: Uvidia, J. 2021

- **Discusión**

Las variables tomadas se midieron en valores continuos, es decir, voltaje y corriente continua. Estas variables permanecen fijas a un valor de torque determinado, conforme se cambia el valor de torque requerido el automatismo varía los valores tanto de voltaje y corriente aplicados, en otras palabras, la variación de la tensión e intensidad de corriente se comportan en función al torque aplicado.

La relación entre el voltaje y la corriente circulante en el elemento es lineal, como se muestra en la gráfica 6 - 4, esta gráfica identifica el valor mínimo de tensión como 1.46 VDC y de intensidad de corriente a 0.02 A. Mientras que, los valores máximos son de 28.45 V y de 0.4 A. Este análisis se realiza con el elemento desacoplado del eje de rotación, es decir, únicamente aplicando torque.

**Análisis de velocidades**

Una vez acoplado el freno al eje de rotación se mide la corriente suministrada al freno de partículas magnéticas. El motor se controla mediante un variador de frecuencia, en el cual se ingresa el valor de frecuencia requerida.

Se traza como límite 40 Hz puesto que al superar dicho parámetro la corriente del motor supera los valores de seguridad y el fusible mecánico ubicado en la salida del eje del motor puede llegar a fallar, por la sobrecarga que generan los otros módulos, se recuerda que este proyecto forma parte de una máquina de diagnóstico de fallas y montaje de elementos, entre los módulos que representan mayor carga al eje de rotación, se tienen a un juego de bandas al cual se puede aplicar tensión adicional y una caja de engranes, las cargas que generan estos módulos no se toman en cuenta para este estudio.

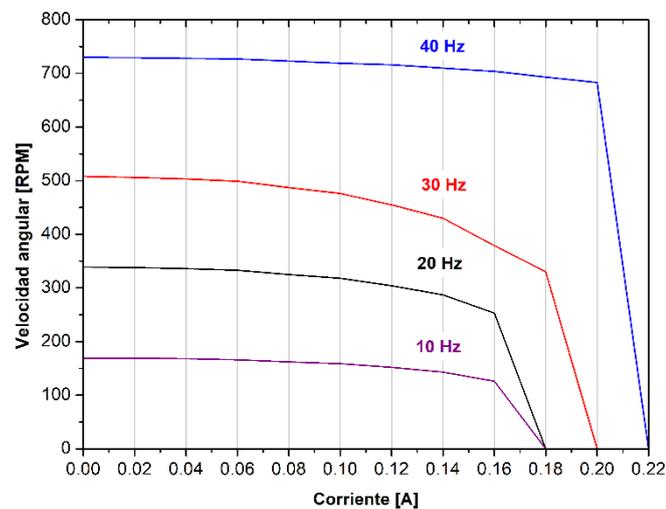
**Tabla 4 – 4:** Valores de corriente y velocidad rotacional a distintas frecuencias.

Corriente [A]	Velocidad [RPM]			
	Frecuencia 10Hz	Frecuencia 20Hz	Frecuencia 30Hz	Frecuencia 40Hz
0	169	339	508	730
0.02	169	338	506	729
0.04	168	336	503	728
0.06	166	333	499	727
0.08	162	325	487	723
0.10	159	318	476	719
0.12	152	304	455	716
0.14	143	287	430	710
0.16	126	253	379	704
0.18	0	0	330	693
0.20			0	683
0.22				0

Realizado por: Uvidia, José, 2021.

En la siguiente gráfica se representan los datos que se muestran en la tabla anterior, en el eje de las abscisas se ubican los datos de corriente y en las ordenadas a la velocidad rotacional medida en revoluciones por minuto.

Los valores de corriente mostrados se relacionan con el torque aplicado, no se debe confundir con una presunta corriente generada por acción de la rotación del eje.



**Gráfico 7 – 4.** Cambio velocidad rotacional suministrado a distintas frecuencias

Realizado por: Uvidia, J. 2021

- Discusión

Para el análisis del comportamiento del elemento en rotación se trabaja al motor en cuatro velocidades, estas se controlan mediante un variador de frecuencia. Partiendo de 10 Hz, sumando intervalos de este valor hasta llegar a los 40 Hz. El comportamiento de la velocidad angular conforme se aplica torque, el mismo que se representa con la corriente presente se muestra en la gráfica 7 - 4. No se puede aumentar la velocidad puesto que a esta última el motor trabaja en sus

valores límite de corriente y se corre el riesgo que el fusible mecánico actúe y se desacople el motor al eje.

A la frecuencia de 10 Hz, cuyo valor de velocidad máxima llega a 169 RPM, es insignificante la manera de como este parámetro decrece conforme se aplica la carga, hasta llegar a los 0.16 A, donde se presenta un cambio significativo. Pero al aplicarse 0.18 A, el eje empieza de desacelerar hasta pararse.

Este comportamiento es similar al resto de velocidades, a 20 Hz se presenta una velocidad máxima de 339 RPM, siendo el límite los 0.16 A cuando llega a un valor de rotación mínimo y 0.18 A cuando se detiene completamente.

El comportamiento a 30 Hz empieza a una velocidad máxima de 508 RPM terminando en 330 RPM con una intensidad de corriente continua de 0.18 A, llegando a pararse por completo al aplicarse 0.2 A, la mitad de la capacidad del freno.

Con una frecuencia de 40 Hz en el motor se genera una velocidad máxima en el simulador de carga de 730 RPM, llegando a reducir la velocidad antes del paro hasta 683 RPM con una corriente de 0.2 A, finalmente el eje se detiene al aplicarse 0.22 A al freno y este genere la carga correspondiente.

### ***Velocidad máxima***

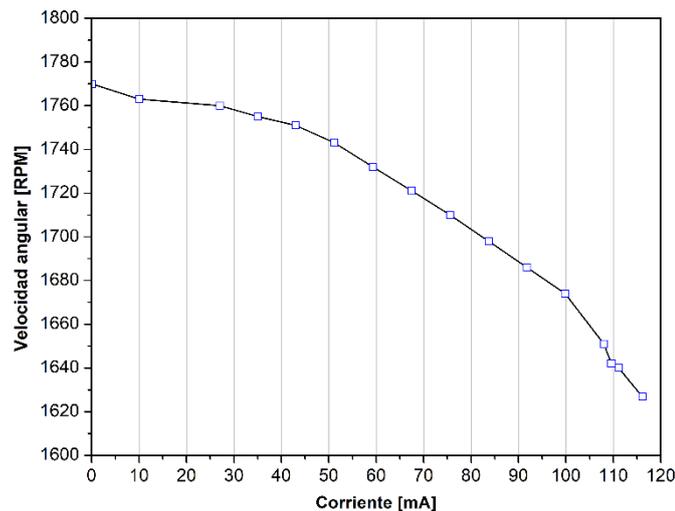
Para identificar el comportamiento de la corriente presente en el elemento trabajando al límite de la velocidad permisible, es necesario acoplar el simulador de carga al motor directamente, en la siguiente tabla se detallan estos valores, el último valor corresponde a la carga máxima que soporta el motor antes que la corriente de este elemento supere los límites de funcionamiento y este pueda llegar a fallar o los elementos de seguridad se accionen.

**Tabla 5 – 4:** Corriente y velocidad rotacional a velocidad límite.

Velocidad angular [RPM]	Torque [Ncm]	Corriente [mA]
1770	0	0
1763	10	10
1760	20	27
1755	30	35
1751	40	43
1743	50	51.2
1732	60	59.3
1721	70	67.5
1710	80	75.6
1698	90	83.7
1686	100	91.8
1674	110	99.8
1651	120	108
1642	122	109.6
1640	124	111.1
1627	130	116.1

Realizado por: Uvidia, José, 2021.

Los datos detallados en la tabla anterior se representan en la siguiente gráfica, en el eje de las abscisas se ubican los datos de corriente y en las ordenadas a la velocidad rotacional.



**Gráfico 8 - 4.** Relación velocidad límite – corriente del simulador

Realizado por: Uvidia, J. 2021

#### - Discusión

Dado que los otros módulos que forman parte de la máquina de diagnóstico de fallas generan una sobrecarga al motor se acopla directamente el freno a la salida del motor, para poder trabajar a una velocidad máxima. El comportamiento del elemento a esta velocidad se representa en la gráfica 8 – 4.

El valor máximo de velocidad aplicada es de 1770 RPM, reduciendo la misma hasta los 1627 RPM con un torque aplicado de 130 Ncm y la corriente correspondiente a esta es de 116.1 mA. Este es el valor máximo que se puede aplicar, pues el motor marca los valores de trabajo máximos de corriente, para salvaguardar la integridad de este equipo no se puede suministrar mayor carga desde el simulador.

#### Resultados

Se conoce como potencia a la rapidez con la que se ejecuta un trabajo, entendiéndose como la relación entre el trabajo y el tiempo que demanda en realizarse. De este concepto, la fuerza que mueve un elemento es análoga a la tensión que produce el movimiento de electrones en un circuito eléctrico, mientras que, la velocidad con la cual se mueve dicho elemento se compara con el flujo de electrones que se mueven en el circuito eléctrico, en otras palabras, la corriente eléctrica. La potencia eléctrica es el producto de la tensión por la intensidad de corriente (Alcalde, 2019).

La expresión para determinar la potencia es la siguiente:

$$Pot [W] = V i$$

La potencia eléctrica es tanto mayor conforme más alta sea la tensión y cuanto mayor sea la corriente (Wildi, 2013).

Para determinar la resistencia que presenta el elemento al flujo de la corriente se emplea la ley de Ohm, recordando que las variables se miden en corriente directa, la expresión que se usa es la siguiente:

$$R [\Omega] = \frac{V}{i}$$

En la siguiente tabla se detallan los valores medidos de corriente y voltaje continuo medido en el simulador ingresando los valores de torque requeridos, partiendo de estos datos y aplicando las dos expresiones anteriores se determina la potencia eléctrica y la resistencia que presenta el elemento para cada uno de los valores de torque.

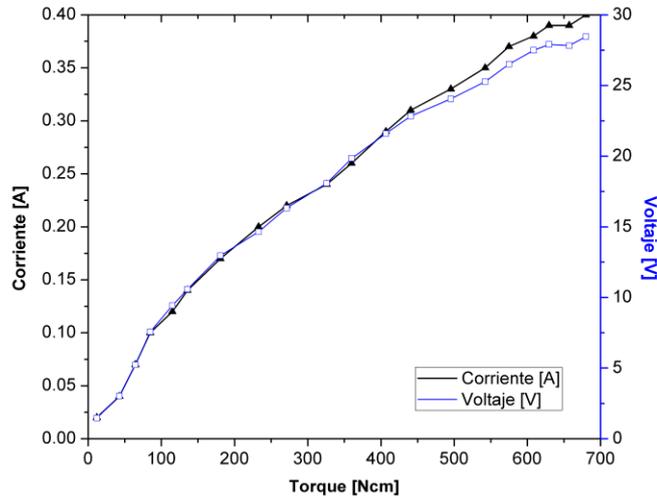
**Tabla 6 – 4:** Potencia eléctrica y resistencia presente en el simulador.

Torque [Ncm]	Amperios [A]	Voltaje [V]	Potencia [W]	Resistencia [ $\Omega$ ]
12	0.02	1.46	0.029	73.243
40	0.04	3.03	0.121	75.698
60	0.07	5.23	0.366	74.658
80	0.1	7.57	0.757	75.710
115	0.12	9.43	1.131	78.567
135	0.14	10.58	1.580	75.556
180	0.17	12.97	2.204	76.270
230	0.2	14.65	2.929	73.233
270	0.22	16.33	3.592	74.216
325	0.24	18.09	4.340	75.354
360	0.26	19.84	5.159	76.317
405	0.29	21.60	6.264	74.483
440	0.31	22.83	7.076	73.629
495	0.33	24.05	7.937	72.879
540	0.35	25.28	8.846	72.214
575	0.37	26.51	9.810	71.655
610	0.38	27.50	10.448	72.356
630	0.39	27.91	10.884	71.557
660	0.39	27.82	10.848	71.321
680	0.4	28.45	11.380	71.125
<b>Promedio:</b>				74.002

Realizado por: Uvidia, José, 2021.

Se puede identificar que el valor máximo de potencia eléctrica producida en el simulador es de 11.38W, siendo este parámetro una variable. La resistencia presenta un valor similar a lo largo de la tabla, teniendo en promedio una resistencia de 74.002  $\Omega$ .

Partiendo de los datos de la tabla anterior se puede representar gráficamente la variación de los parámetros de la corriente y el voltaje continuo en función del torque generado por el simulador, esta variación se representa en la siguiente gráfica.



**Gráfico 9 - 4.** Variación de corriente y voltaje en función de torque aplicado.

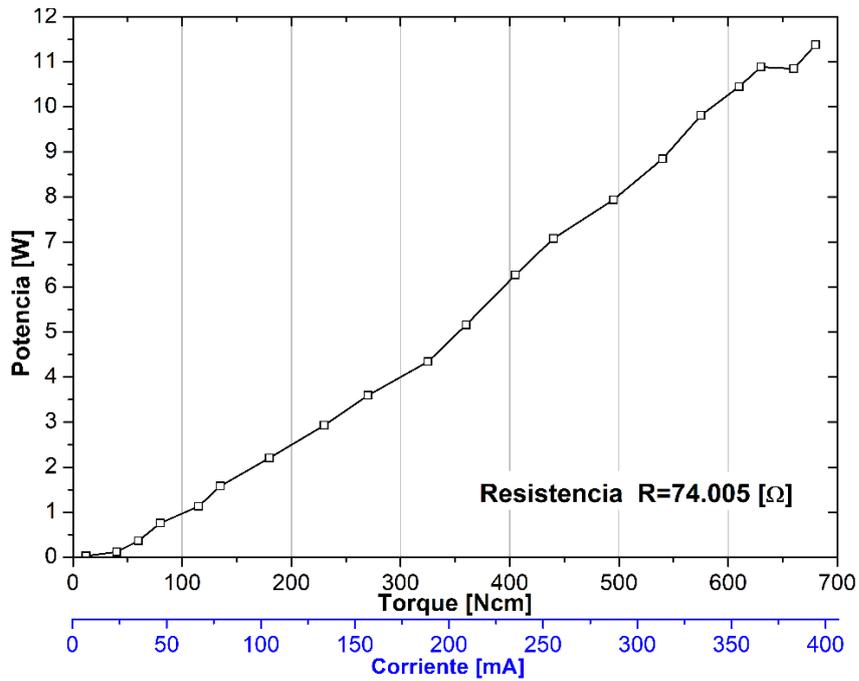
Realizado por: Uvidia, J. 2021

- **Discusión**

Se ha podido determinar que la resistencia eléctrica es un parámetro que permanece constante. El valor de resistencia eléctrica que presenta el simulador es en promedio de  $74.002 \Omega$ , independientemente de la carga aplicada.

**Comportamiento de la potencia**

A continuación, se representa el comportamiento de la potencia eléctrica en el circuito del simulador, esta potencia varía en función de la carga generada, la potencia se mide en vatios [W].



**Gráfico 10 - 4.** Relación potencia eléctrica con torque y corriente.

Realizado por: Uvidia, J. 2021

## - Discusión

Finalmente, la potencia toma un valor mínimo de 0.029 W, ciertamente un valor pequeño, se puede determinar que la potencia eléctrica del elemento es de 11.38 W, puesto que este es el valor máximo que alcanza la potencia, esto al aplicar una carga de 680 Ncm.

## **Conclusiones**

El comportamiento entre la relación que tienen la corriente y voltaje con la carga son similares, se pueden considerar incluso gráficamente lineales. Esto se debe a la programación especificada en este escrito.

El simulador de carga tiene un desempeño semejante tanto, cuando este está estático como cuando se encuentra acoplado a un eje que se encuentra rotando, sin importar la velocidad.

La temperatura no presenta una relación con el comportamiento del simulador, pues no varía conforme aumenta o reduce la carga aplicada ni con la velocidad de rotación, esta permanece indiferente, este parámetro aumenta únicamente cuando el freno se encuentra desalineado o mal acoplado, pudiendo superar los valores permitidos.

La potencia se aprovecha en lo posible, pues los parámetros que varían son voltaje y corriente, más no una posible resistencia variable que desperdiciaría la potencia consumida.

## **Recomendaciones**

Se debe fijar las conexiones de los instrumentos de medición, multímetros, para una correcta lectura y evitar variaciones de lectura innecesarios.

Si no se tiene conocimiento de la manera adecuada de medición de estos parámetros, voltaje en paralelo e intensidad de corriente en serie, es importante informarse o pedir ayuda a un entendido del tema. Se corre el riesgo de dañar los instrumentos de medición, así como, actuar a los equipos de seguridad del automatismo.

### **4.1.3 *Análisis de vibraciones***

#### **Objetivo**

Obtener los espectros de vibración presente en el equipo en operación usando como instrumento de medición un colector de vibraciones y representar los resultados mediante gráficas de los espectros para analizar e identificar las posibles fallas detectadas y su posterior corrección.

#### **Alcance**

- Especificaciones y datos técnicos del equipo de medición
- Alineación
- Recolección de vibraciones
- Conclusiones
- Recomendaciones

#### **Especificaciones y datos técnicos del equipo de medición**

- Marca: SKF
  - Modelo: CMDT 390-K-SL
  - Equipo: SKF QuickCollect Sensor
  - Rango IP: Resistencia al agua y polvo IP65
  - Velocidad de respuesta: 10 hasta 1 k [Hz]
  - Rango de velocidad recomendado: 600 – 3600 [RPM]
  - Rango de temperatura de funcionamiento: -20 – +60 [°C]
  - Aplicación para equipo móvil: Pulse (Aplicación gratuita, disponible en tiendas oficiales)
  - Límite de aceleración envolvente: 20 gE
  - Certificado de calibración válido por dos años.
- 
- Alineador laser: SKF TKSA 11
  - Sistema de medición de distancia: 0 – 185 [mm]
  - Diámetro de ejes: 20 – 160 [mm]
  - Aplicación en equipo móvil: TKSA 11 (Gratuita, Disponible en tiendas oficiales)

#### **Alineación**

Se realiza la recolección de datos de los espectros de vibraciones antes y después de una alineación, usando el alineador laser mediante la aplicación móvil TKSA 11. Misma que tiene la capacidad de mostrar los resultados de la alineación y compararlos con los valores previos de desalineación, en la siguiente figura se muestra el informe de alineación:



# TKSA 11

Break ok



## Informe Alineación de Ejes



Id. de máquina

Break ok

Fecha

18/2/21 19:28

Empresa

Operador

José Gabriel Uvidia Parra

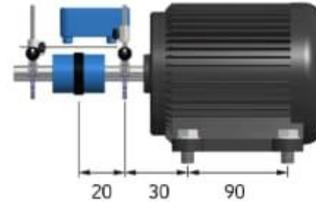
Notas

Tolerancias

Velocidad (rpm)	Error angular (mm/100)	Desplazamiento (mm)
1000-2000	0,08	0,10

Número de serie

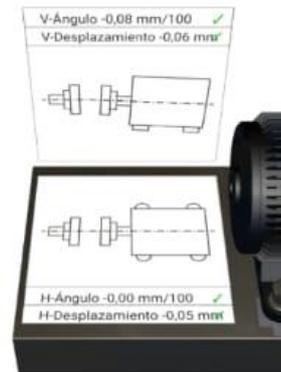
19420146



### Resultado

Estado previo al servicio	Vertical	Horizontal
Ángulo (mm/100)	0,12 ✗	-0,61 ✗
Desplazamiento	0,06 ✓	-0,43 ✗
Patas delanteras	0,11	-0,73
Patas traseras	0,22	-1,29

Estado posterior al servicio	Vertical	Horizontal
Ángulo (mm/100)	-0,08 ✓	-0,00 ✓
Desplazamiento	-0,06 ✓	-0,05 ✓
Patas delanteras	-0,10	-0,05
Patas traseras	-0,16	-0,05



Firma

.....

SKF TKSA 11

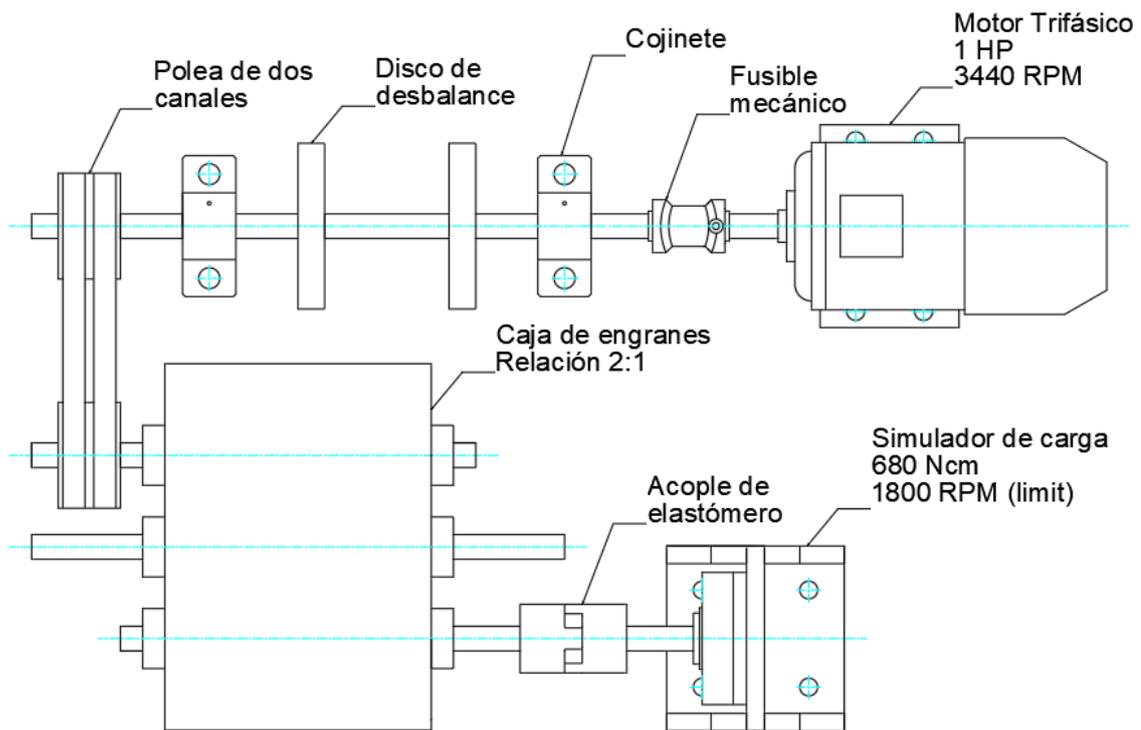
**Figura 2 – 4.** Informe de alineación del eje

Realizado por: Uvidia J. 2021

## Recolección de vibraciones

La recolección de los datos de vibración se realiza en dos puntos, puntos ubicados antes y después del acople de elastómero, específicamente a la salida de la potencia de la caja de engranes y en el soporte del simulador, el acople de elastómero conecta al simulador de carga con el resto de la máquina y absorbe una baja cantidad de energía.

La máquina de diagnóstico de fallas y montaje de elementos se compone de varios elementos, mismos que se muestran en la figura 3 – 4, produciéndose la potencia en el motor trifásico, pasando por un par de discos de desbalance apoyados en dos cojines, unidos al motor por un fusible mecánico, las poleas de dos canales conectan este eje con una caja de engranes, la misma que transmite la potencia final al simulador de carga.



**Figura 3 – 4.** Esquema de la máquina de diagnóstico de fallas y montaje de elementos.

Realizado por: Uvidia J. 2021

### - Condiciones de operación

Se considera trabajar con tres velocidades, el tablero de control del motor requiere que se ingresen los valores de frecuencia, mismo que transforma estos datos en velocidad angular mediante la siguiente expresión:

$$f = \frac{3n}{172}$$

Donde:

$f$ : Frecuencia a ingresar en el tablero de control [Hz]

$n$ : Velocidad rotacional requerida [RPM]

Usando la expresión anterior se determinan los valores de frecuencia que se debería ingresar en el tablero de control del motor, en la siguiente tabla se detalla los valores de; frecuencia calculada; frecuencia aproximada, misma que se ingresa en el tablero de control, puesto que este no permite ingresar toda la cantidad de decimales calculados; velocidad teórica en el motor; velocidad teórica en el eje del simulador, considerando que esta pasa por la caja de transmisión que reduce la velocidad y despreciando el deslizamiento entre las bandas y las poleas; velocidad experimental, misma detallas las mediciones tomadas en el eje, estas muestran los valores reales de rotación; finalmente, se considera al promedio de estas como la velocidad de trabajo en las pruebas.

**Tabla 7 – 4:** Valores de frecuencia y velocidad de trabajo

N°	Frecuencia en variador en tablero de control [Hz]	Frecuencia aproximada [Hz]	Velocidad teórica en el motor [RPM]	Velocidad teórica en el eje del simulador de carga sin considerar deslizamiento en las poleas [RPM]	Velocidad experimental en el eje del simulador de carga [RPM]			Velocidad experimental promedio [RPM]
1	43.605	44	2500	1250	1162	1160	1167	1163
2	52.326	52	3000	1500	1418	1415	1420	1417.67
3	60.000	60	3440	1720	1620	1630	1640	1630

Realizado por: Uvidia, José, 2021.

Los valores recolectados se comparan con valores normados, específicamente con los establecidos en la normativa ISO 10816 en su tercer apartado, estos valores se muestran en la siguiente tabla, identificando al equipo en estudio como una máquina de clase I, cuya potencia es menor a 15 Kilovatios (ISO 10816-3, 2017).

**Tabla 8 – 4:** Rango de severidad vibratoria para máquinas normales

Rangos de velocidad rms de severidad de vibración [mm/seg]	Severidad de las vibraciones para distintas clases de máquinas			
	Clase I	Clase II	Clase III	Clase IV
0.19	A	A	A	A
0.45				
0.71				
1.12	B	B	B	B
1.8				
2.8	C	C	C	C
4.5				
7.1	D	D	D	D
11.2				
18				
28				
45				
Las letras A, B, C y D representan los grados de calidad de vibración de la máquina, que van desde: Buena (A), Satisfactoria (B), Insatisfactoria (C), inaceptable (D).				
Clase I.	Máquinas pequeñas con potencia menor a 15 Kilovatios.			

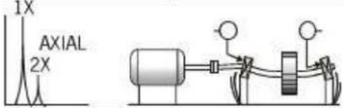
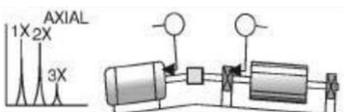
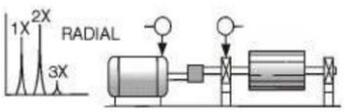
**Tabla 8 – 4 (Continúa):** Rango de severidad vibratoria para máquinas normales

Clase II.	Máquinas de tamaño mediano (es decir, motores eléctricos de 15 a 75 kilovatios y motores de 300 Kilovatios sobre bases rígidamente moderadas).
Clase III.	Grandes motores primarios con potencia sobre los 300 Kilovatios montados sobre cimientos rígidos y pesados.
Clase IV.	Motores primarios grandes con potencia sobre los 300 Kilovatios montados en estructuras ligeras y relativamente blandas.

Fuente: (ISO 10816-3, 2017)

Los espectros recolectados en esta prueba se comparan con los espectros mostrados en la lista ilustrada del diagnóstico de vibraciones (Technical Associates of Charlotte, P.C., 1996), se consideran cuatro posibles fallas que podrán estar presentes de acuerdo a las condiciones de operación de la máquina, entre estos; ejes flexionados, desalineación angular, paralela y rodamientos desalineados. En la siguiente tabla se muestran los espectros característicos y se detalla el comportamiento característico de los mismos.

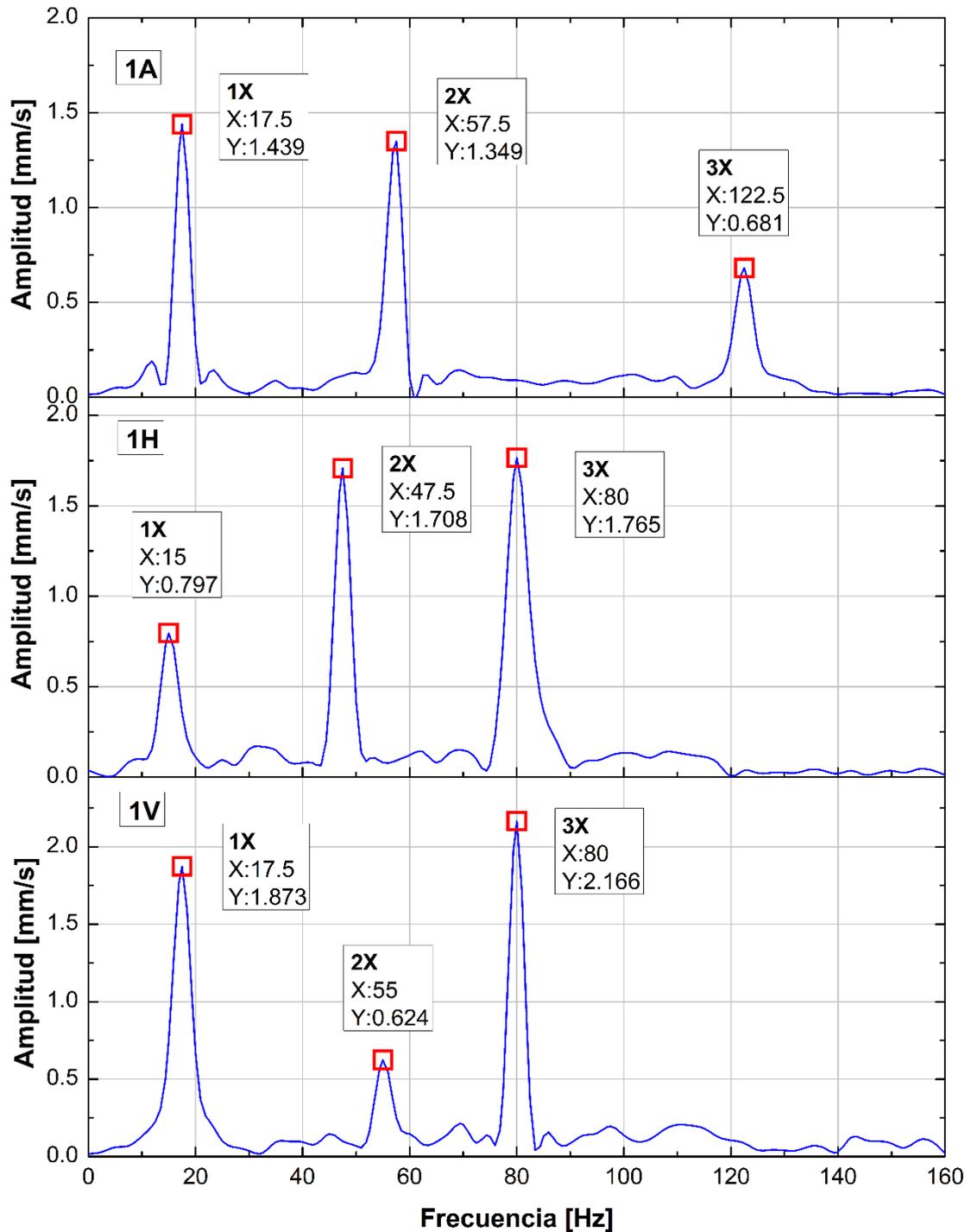
**Tabla 9 – 4:** Lista ilustrada de diagnóstico de vibraciones

<p><b>Ejes flexionados</b></p>		<p>Los problemas relacionados ejes flexionados causan una vibración axial alta con diferencias de fase axial con tendencia hacia los 180° en el mismo componente de la máquina. La vibración dominante por lo general ocurre en 1X si la flexión está cerca del centro del eje, pero en 2X en caso de que la flexión este cerca del acoplamiento. (Asegúrese de compensar las fases axiales en caso de que se haya invertido la dirección del sensor.) Utilice indicadores de carátula para conformar la flexión del eje.</p>
<p><b>Desalineación</b> a) <b>Desalineación angular</b></p>		<p>La Desalineación Angular se caracteriza por una vibración axial alta, 180° fuera de fase a través del acoplamiento. Tendrá una vibración axial alta tanto en 1X como en 2X RPM. Sin embargo, no es inusual que 1X, 2X ó 3X dominen. Estos síntomas también pueden indicar problemas de acoplamiento. Una desalineación angular severa puede presentar muchas armónicas de 1X RPM. A diferencia de la Holgura mecánica del Tipo 3, estas armónicas múltiples no cuentan con un piso de ruido elevado en los espectros.</p>
<p>b) <b>Desalineación paralela</b></p>		<p>La Desalineación Paralela tiene características de vibración similares a la Desalineación Angular, pero presenta una vibración radial alta que se aproxima a 180° fuera de fase a través del acoplamiento. Frecuentemente 2X es mayor que 1X, pero su altura relativa a 1X, la impone el tipo de acoplamiento. Cuando la Desalineación Angular o Radial es severa, pueden generar picos de amplitud altos en armónicas mucho más altas (4X – 8X), o incluso toda una serie de armónicas de alta frecuencia similares en apariencia a la holgura mecánica. El tipo de acoplamiento y el material con frecuencia influyen enormemente en el espectro total cuando la desalineación es severa. Generalmente no presenta piso de ruido elevado.</p>
<p>c) <b>Rodamiento desalineado inclinado en el eje</b></p>		<p>El Rodamiento Inclinado generará una vibración axial considerable. Causará un Movimiento Torcido con un cambio de fase aproximado 180° entre la parte superior e inferior, izquierda y derecha de la caja que soporta el rodamiento. El tratar de alinear el acoplamiento o equilibrar el rotor no solucionará el problema. Por lo general se debe retirar el rodamiento e instalarse correctamente.</p>

Fuente: (Technical Associates of Charlotte, P.C., 1996)

### Análisis comparativo de los espectros de vibraciones en lado de la caja engranes

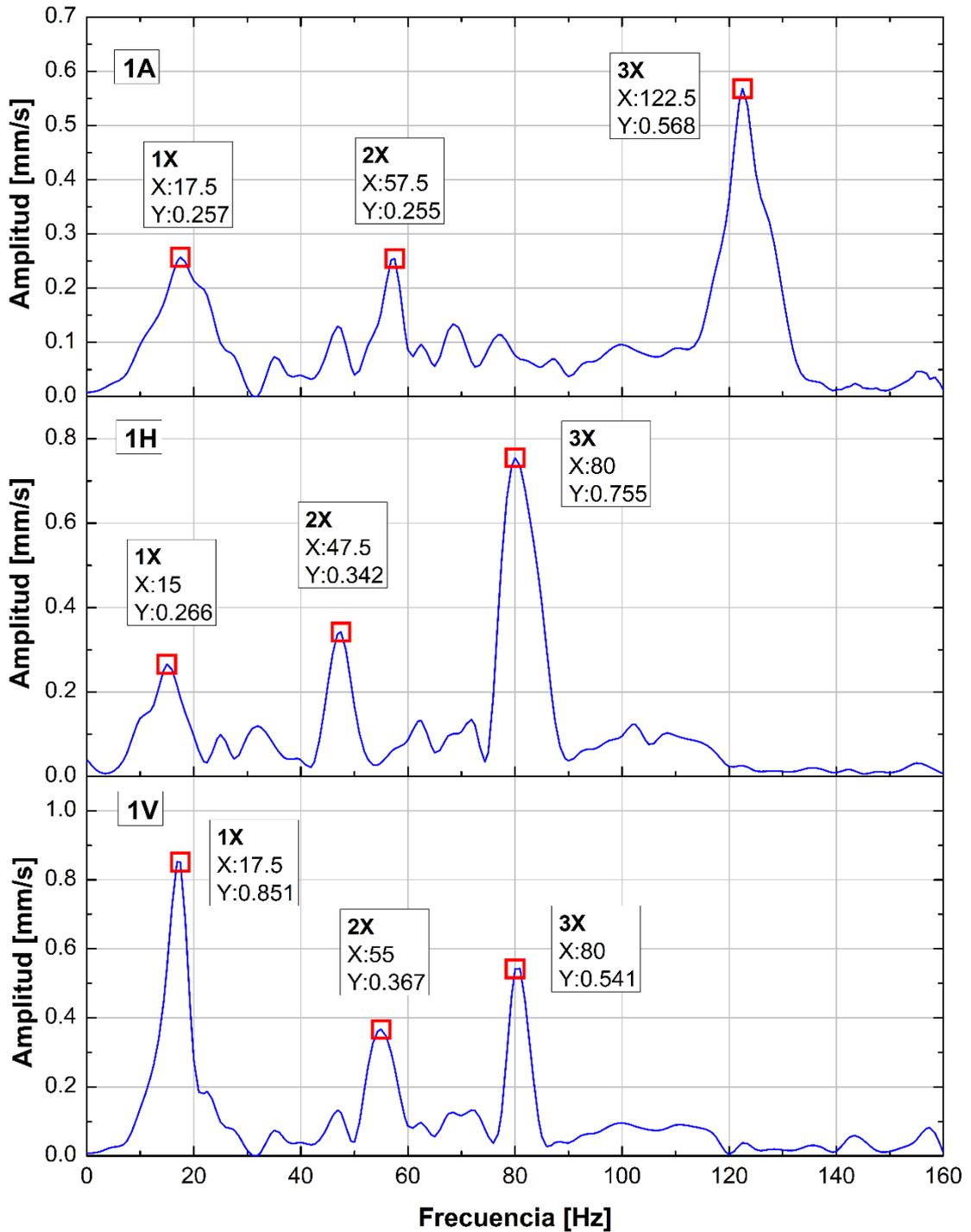
Se muestran los espectros de vibración, las variables son velocidad [mm/s] y frecuencia [Hz], tomados al lado de la caja de engranes, en las posiciones A (Axial), V (Vertical) y H (Horizontal).



**Gráfico 11 - 4.** Espectros recolectados en el lado de caja de engranes desalineado a 1630 RPM

Realizado por: Uvidia, J. 2021

Se muestran los espectros de vibración, tomados en el lado de la caja de engranes después de la alineación, el informe de alineación se detalla en la figura 2 – 4.



**Gráfico 12 - 4.** Espectros recolectados en el lado de caja de engranes alineado a 1630 RPM

Realizado por: Uvidia, J. 2021

-       Discusión

El análisis comparativo de los espectros de severidad de vibración presente en el lado de la caja de engranes con la lista ilustrada presentada en la carta de Charlotte, mostrada en la tabla 9 – 4, muestra la presencia de desalineación angular en la posición axial, se presenta una severidad de vibración considerable tanto en 1X como en 2X, en comparación a 3X. Siendo 1X el mayor valor de severidad. La pequeña diferencia entre los dos primeros picos es el reflejo del tipo de acoplamiento seleccionado, en este caso, un acoplamiento tipo araña de elastómero.

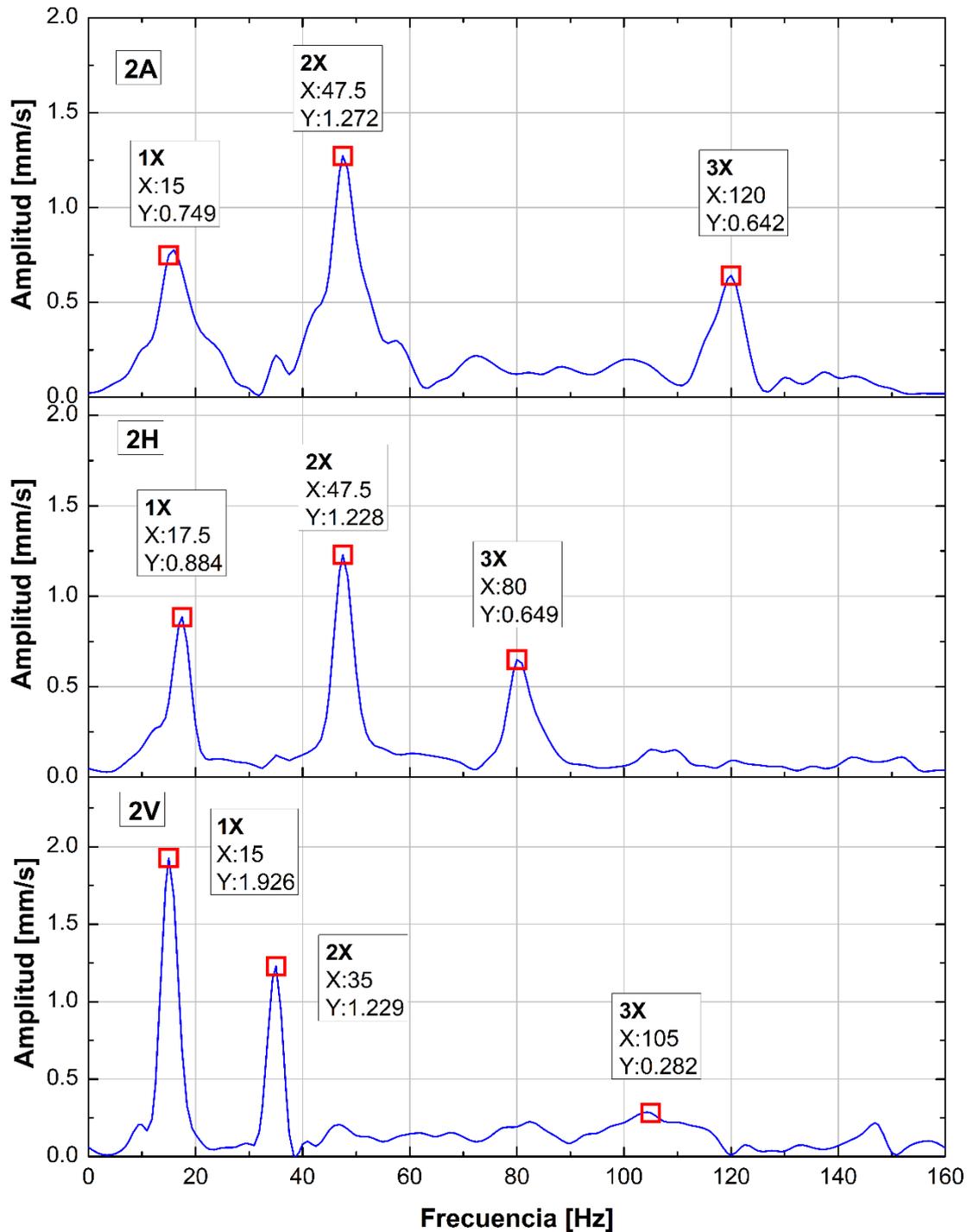
En posición radial el espectro muestra una desalineación de tipo paralela, se aprecia que 2X es mayor a 1X, el acoplamiento refleja la diferencia relativa de altura entre estos picos. De este espectro 3X es el pico dominante.

En posición tangencial se identifica una desalineación paralela, debido a la presencia de valores de severidad alta, siendo 1X mayor que 2X, nuevamente el pico dominante es 3X, de acuerdo a la lista ilustrada de Charlotte corresponde a problemas de acoplamiento.

Identificadas las fallas presentes en los tres casos, desalineación angular y paralela para los dos últimos casos, se realiza la alineación del acople, el informe de este proceso se muestra en la figura 2 – 4, la amplitud de los valores de los picos se reduce, los picos de los espectros tomados después de la alineación coinciden con los identificados en los espectros tomados previo al proceso de alineación. Los nuevos espectros obtenidos muestran que los valores de severidad de vibración se mantienen dentro de los rangos permisibles que regula la norma ISO 10816-3, evidenciando que la alineación corrige las fallas previamente identificadas.

*Análisis comparativo de los espectros de vibraciones en lado del simulador de carga.*

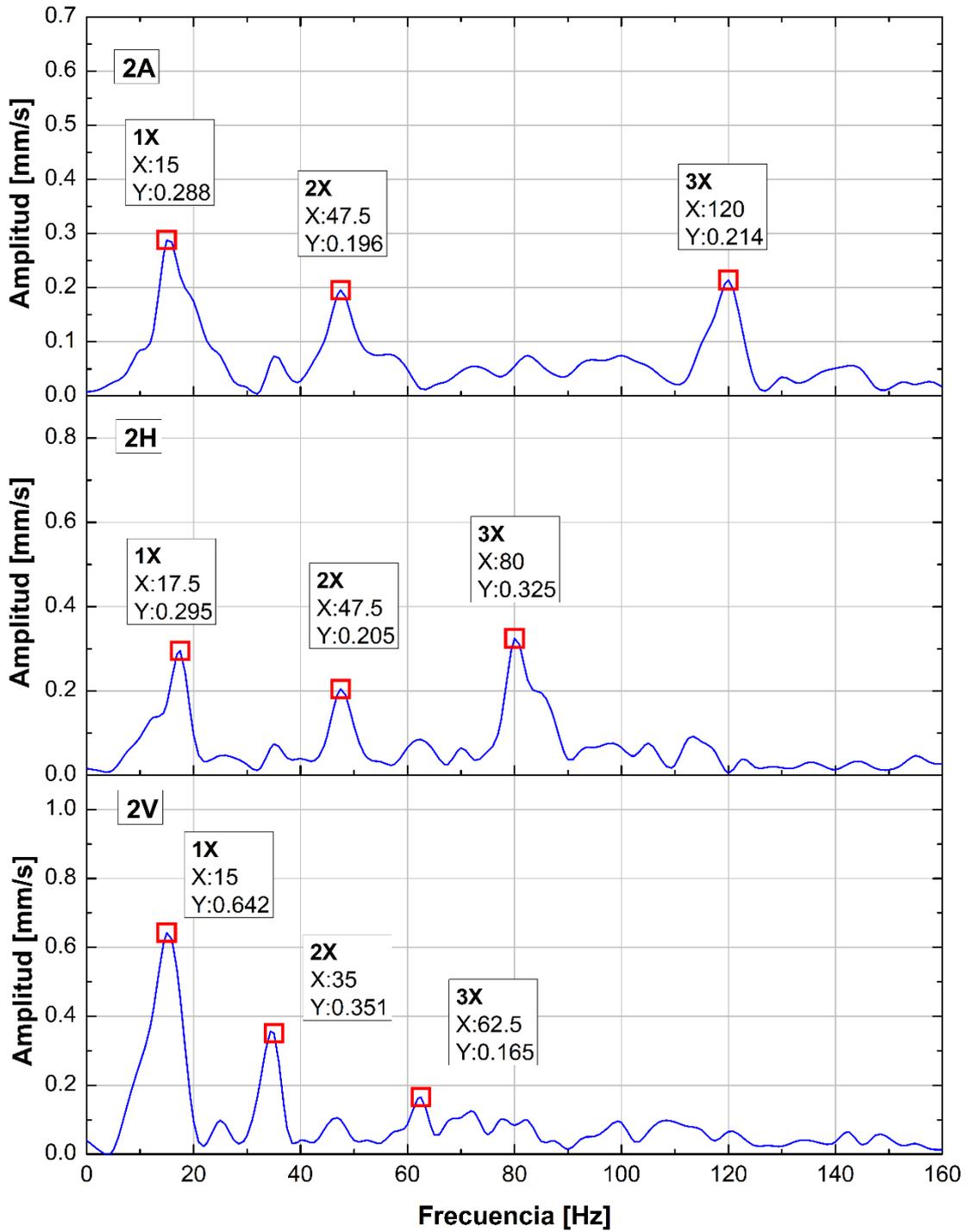
Se muestran los espectros de vibración, las variables son velocidad [mm/s] y frecuencia [Hz], tomados al lado del simulador de carga, en las posiciones A (Axial), V (Vertical) y H (Horizontal).



**Gráfico 13 - 4.** Espectros recolectados en el lado del simulador desalineado a 1630 RPM

Realizado por: Uvidia, J. 2021

Se muestran los espectros de vibración, tomados en el lado del simulador de carga después de la alineación, el informe de alineación se detalla en la figura 2 – 4.



**Gráfico 14 - 4.** Espectros recolectados en el lado del simulador alineado a 1630 RPM

Realizado por: Uvidia, J. 2021

-       Discusión

El análisis comparativo de los espectros de severidad de vibración presente en el lado del simulador de carga con la lista ilustrada presentada en la carta de Charlotte, mostrada en la tabla 9 – 4, muestra la presencia de desalineación angular en la posición axial, se presenta una severidad de vibración considerable en 2X, siendo mayor que 1X, mientras que el pico 3X se reduce de manera considerable en comparación al valor más elevado.

En posición radial el espectro muestra una desalineación de tipo paralela, se aprecia que 2X es mayor a 1X, este comportamiento coincide con la información recolectada en el lado de la caja de engranes con la diferencia que el pico 3X no es el dominante.

En posición tangencial el espectro refleja la presencia de desalineación angular, si bien es cierto la severidad más alta se presenta en 1X, esto podría indicar ejes flexionados, indicando que la flexión se presenta en el centro del eje, es decir, en el acople, pero se debe considerar que en este punto se unen dos ejes y no se trata de un solo elemento, se debe corregir la desalineación angular nivelando el soporte, esto con la información que muestre el alineador.

Identificadas las fallas presentes, desalineación angular y paralela, se realiza la alineación del acople, el informe de este proceso se muestra en la figura 2 – 4, la amplitud de los valores de los picos se reduce, los picos de los espectros tomados después de la alineación coinciden con los identificados en los espectros tomados previo al proceso de alineación. Los nuevos espectros obtenidos muestran que los valores de severidad de vibración se mantienen dentro de los rangos permisibles que regula la norma ISO 10816-3, evidenciando que la alineación corrige las fallas generadas por la presencia de vibraciones.

***Análisis de velocidades y temperaturas tomadas antes y después del alineamiento.***

El ensayo considera el comportamiento de severidad de la velocidad de vibración tomada en tres velocidades, los espectros mostrados en las gráficas anteriores corresponden a la velocidad más elevada de las tres consideradas para este estudio, en la siguiente tabla se muestra la comparativa de los valores de velocidad tomados antes y después del alineamiento del acople mecánico, para finalmente identificar la severidad de vibración de cada velocidad, esta clasificación se muestra en la tabla 8 – 4, además se determina la condición de cambio de cada velocidad tomada a diferentes revoluciones.

**Tabla 10 – 4:** Valores generales de velocidad antes y después del alineamiento.

Posición de monitoreo	Desalineado		Alineado		Condición de cambio [%]
	Velocidad [mm/s]	Severidad de vibración	Velocidad [mm/s]	Severidad de vibración	
1163 RPM					
1V	2.996	C	0.862	B	71%
1H	2.039	C	0.677	A	67%
1A	2.849	C	0.922	B	68%
2V	2.76	C	0.582	A	79%
2H	1.605	B	0.711	B	56%
2A	1.026	B	0.477	A	53%
1417 RPM					
1V	1.328	B	1.231	B	7%
1H	3.089	C	0.967	B	69%
1A	2.339	C	1.024	B	56%
2V	1.346	B	0.708	A	47%
2H	2.493	C	0.889	B	64%
2A	1.785	B	0.597	A	67%
1630 RPM					
1V	1.522	B	1.368	B	10%
1H	1.563	B	1.209	B	23%
1A	3.631	C	1.28	B	65%
2V	3.499	C	0.91	B	74%
2H	3.897	C	0.988	B	75%
2A	3.105	C	0.746	B	76%

Realizado por: Uvidia, José, 2021.

La temperatura es un parámetro que se debe tomar en cuenta en el funcionamiento de los equipos, el equipo de medición señala que el límite de temperatura es de 80°C, los valores deben respetar el límite, a continuación, se detalla los valores de temperatura tomados antes y después del alineamiento y su condición de cambio:

**Tabla 11 – 4:** Valores de temperatura superficial antes y después del alineamiento.

Posición de monitoreo	Desalineado	Alineado	Condición de cambio [%]
	Temperatura [°C]	Temperatura [°C]	
1163 RPM			
1V	29.8	19.3	35%
1H	34.1	19.7	42%
1A	26.2	19.2	27%
2V	32.3	20.2	37%
2H	25.1	19.6	22%
2A	39.9	19.3	52%
1417 RPM			
1V	29.6	19.1	35%
1H	26.2	19.8	24%
1A	39.5	20.3	49%
2V	39.9	19.9	50%
2H	24.1	19.9	17%
2A	22.7	19.4	15%
1630 RPM			
1V	40.1	19.5	51%
1H	38.6	19.4	50%
1A	39.5	19.6	50%
2V	39.7	19.5	51%
2H	40.2	19.2	52%
2A	41.1	20.1	51%

Realizado por: Uvidia, José, 2021.

## **Conclusiones**

La severidad aumenta conforme se incrementa la velocidad de rotación, llegando a obtener calidades de vibración insatisfactorias, a pesar de la desalineación no se ha presentado calidades inaceptables debido a que las velocidades de rotación no relativamente bajas. La calidad de vibración mejora como resultado de la alineación, obteniéndose calidades satisfactorias y en los mejores casos buenas.

La temperatura también se ve afectada por el incremento de la velocidad rotacional, llegando a valores máximos de hasta 41 grados, con la alineación, la temperatura superficial se estabiliza.

Se confirma que los frenos de partículas magnéticas no presentan fricción entre superficies, solo presenta deslizamiento entre las partículas, estas no generan fricción y por ende la ausencia de calor.

La condición de cambio en la severidad de vibración es considerable con la alineación, superando en algunos valores el 70%, el acople de elastómero tiene la función adicional de absorber energía, es decir amortigua vibraciones en el eje.

La mayor severidad de vibración en la lectura global se registra en posición tangencial al lado del simulador de carga, mientras que el segundo valor se registra en posición axial, pero en el lado de la caja de engranes, los dos registros se presentan a la velocidad rotacional máxima ensayada.

## **Recomendaciones**

En los ensayos de recolección de vibraciones con el acople desalineado no se debe trabajar con carga elevada, esta carga se puede aplicar en la pretensión de las bandas, siempre verificando que la temperatura los 80°C, valor de temperatura máxima establecido por el fabricante.

Usar una lámina de nitrilo sobre la que se asienta el soporte del simulador, esta cumple la función de disminuir la severidad de vibración.

Ajustar los pernos del soporte en cruz al momento de la alineación del acople, verificar los valores de alineación.

Verificar el apriete de tornillos prisioneros en el acople mecánico, previo a la alineación del elemento mecánico.

Al momento de la recolección de vibraciones se debe evitar colocar herramientas o algún otro elemento sobre la mesa del banco de pruebas.

Verificar constantemente la temperatura superficial del freno de partículas magnéticas, el equipo no debe presentar elevadas temperaturas, si esto ocurre se debe detener la marcha inmediatamente.

## 4.2 Guías de laboratorio

### 4.2.1 Práctica de laboratorio No. 01

#### Tema:

CONTROL DEL FRENO DE PARTÍCULAS MAGNÉTICAS MEDIANTE EL USO DEL POTENCIÓMETRO Y LA LECTURA DE LA GRÁFICA DE FUNCIONAMIENTO.

#### Objetivo general:

Controlar el freno de partículas magnéticas mediante el uso del control analógico físico para generar un torque de salida y realizar la lectura de la gráfica de funcionamiento del elemento, torque en función de corriente ingresada.

#### Objetivos específicos:

- Comprender el principio de funcionamiento de un freno de partículas magnéticas
- Comprender el uso de la fuente de alimentación y el control analógico
- Leer la gráfica de funcionamiento de torque en función de la corriente ingresada
- Alinear el eje del simulador acoplado al eje de salida de la caja de engranes
- Recolectar los espectros de vibración y la velocidad de rotación correspondiente
- Determinar la calidad de la severidad de vibración según ISO 10816-3

La guía completa de la presente gráfica se encuentra en el ANEXO B: “CONTROL ANALÓGICO FÍSICO”. Con el fin de garantizar que el procedimiento establecido, se ejecuta el ensayo completo y se evidencia en dicho anexo.



**Figura 4 – 4.** Desarrollo de la práctica de laboratorio No 1.

Realizado por: Uvidia J. 2021

#### 4.2.2 Práctica de laboratorio No. 02

##### Tema:

CONTROL DEL FRENO DE PARTÍCULAS MAGNÉTICAS MEDIANTE EL SISTEMA AUTOMATIZADO DESARROLLADO EN UN LOGO V8 A TRAVES DE UNA INTERFAZ DIGITAL.

##### Objetivo general:

Controlar el freno de partículas magnéticas mediante el sistema automatizado a través de la interfaz de usuario digital e inalámbrica con acceso desde un dispositivo móvil para generar un torque de salida.

##### Objetivos específicos:

- Comprender el principio de funcionamiento de la interfaz de usuario y el acceso a la red del interfaz
- Alinear el eje del simulador acoplado al eje de salida de la caja de engranes
- Recolectar los espectros de vibración y la velocidad de rotación correspondiente
- Determinar la calidad de la severidad de vibración según ISO 10816-3

La guía completa de la presente gráfica es encuentra en el ANEXO C: “CONTROL MEDIANTE INTERFAZ DIGITAL”. Con el fin de garantizar que el procedimiento establecido, se ejecuta el ensayo completo y se evidencia en dicho anexo.

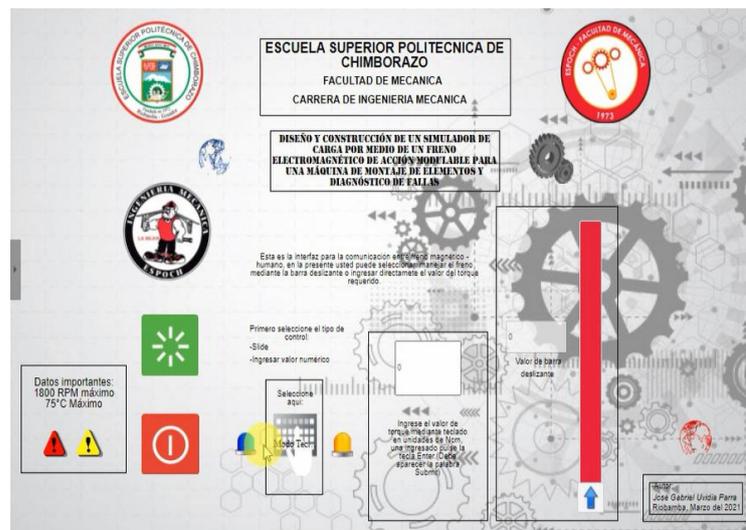


Figura 5 – 4. Desarrollo de la práctica de laboratorio No 2.

Realizado por: Uvidia J. 2021

### 4.2.3 Práctica de laboratorio No. 03

#### Tema:

MEDICIÓN DEL TORQUE GENERADO POR EL SIMULADOR DE CARGA MEDIANTE INSTRUMENTOS ESTANDARIZADOS PREVIA LA COMPARACIÓN CON EL VALOR INGRESADO

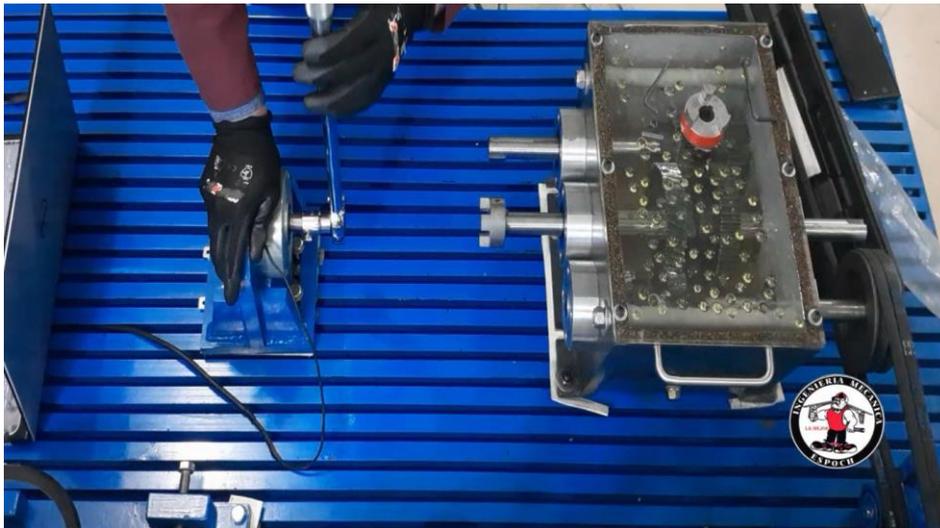
#### Objetivo general:

Medir el torque generado por el simulador de carga mediante la automatización para determinar la precisión y exactitud del elemento usando instrumentos de medición de torque estandarizados

#### Objetivos específicos:

- Comprender el principio de funcionamiento de un torquímetro
- Medir el torque generado por el freno de partículas magnéticas
- Determinar la exactitud del simulador de carga
- Determinar la precisión del simulador de carga

La guía completa de la presente gráfica es encuentra en el ANEXO D: “DETERMINACIÓN DE PRESICIÓN Y EXACTITUD”. Con el fin de garantizar que el procedimiento establecido, respectiva ejecuta el ensayo completo y se evidencia en dicho anexo.



**Figura 6 – 4.** Desarrollo de la práctica de laboratorio No 3.

**Realizado por:** Uvidia J. 2021

## CONCLUSIONES

- Se diseñó y construyó un simulador de carga mediante un freno de partículas magnéticas para una máquina de diagnóstico de fallas y montaje de elementos, la misma que permite entregar un torque máximo de 6.8 N m. Este torque permite detener el motor ubicado en la máquina a toda su potencia.
- Se cumplieron todos los parámetros requeridos por el usuario, estos parámetros se identificaron a través de una encuesta realizada a estudiantes de la carrera. A través de la herramienta de la casa de la calidad la cual permite transformar la voz del usuario en especificaciones técnicas a tomar en cuenta en el diseño de la máquina, además, evaluar el nivel de importancia de cada una de estos parámetros.
- El diseño mecánico se realiza en función de, los esfuerzos sometidos, deformaciones permisibles y desde el punto de vista de la resonancia. El diseño teórico realizado arrojó valores de deformación pequeños, los valores de los esfuerzos son pequeños y estos establecen una geometría reducida lo que implica poco material.
- El valor de la deformación del modelo que se diseñó bajo el criterio de esfuerzo a pesar de ser pequeño tuvo que ser reducido debido a que era excesivo en comparación al valor permisible establecido para cumplir las especificaciones técnicas del acople seleccionado y salvaguardar la integridad del freno magnético, por tanto, se justifica la necesidad de incrementar el espesor del material y la aplicación de rigidizadores.
- De acuerdo a la literatura del diseño usada como referencia para desarrollar el diseño teórico del soporte, al desconocer el origen del material o se carece de información de ensayos mecánicos y se toma en cuenta valores teóricos referenciales, es necesario usar un factor de diseño o de seguridad elevado.
- Para la selección del controlador lógico programable, se toma en cuenta el tipo de control, en este caso, un control analógico, de modo que se pueda regular la señal de salida del mismo. Además, que esta marca comercial posee programas de libre acceso para la programación del controlador y el diseño de la interfaz de usuario.
- Para la selección del cableado del circuito se respetaron los calibres y colores especificados en las normativas NTE INEN-IEC 60228 y IEC 60445 respectivamente, de modo que el usuario, de ser el caso, pueda identificar el cableado y su funcionalidad en el circuito.
- La selección de los elementos eléctricos de protección se realizó bajo los criterios que se especifican en la normativa IEC 60947-2, válido para circuitos de baja tensión.

- La programación del automatismo se realizó en el lenguaje gráfico identificado como FBD, diagrama de bloques funcionales, mismo que es reconocido por la normativa IEC 61131-3 como lenguaje de programación para controladores lógicos.
- La fiabilidad del equipo cumple con los parámetros planteados previo al proceso de diseño y construcción, los resultados mantienen la tendencia cuando se repiten las mediciones, teniendo el error relativo más elevado en la medida mínima, pudiendo responsabilizar este fenómeno a la apreciación del instrumento de medición.
- Se puede concluir que el equipo además de ser confiable es válido, pues el coeficiente de variación de las mediciones tomadas indica un porcentaje máximo por debajo del límite, el mayor error se encuentra en la mínima medida, reduciendo el error de manera gradual hasta la medición máxima.
- La relación entre la corriente y voltaje es lineal, llegando a valores máximos de 0.4 A y 28.45 V generando el valor de torque máximo, estos valores se tomaron con el eje en reposo. El valor de resistencia eléctrica que presenta el equipo es de 74.002  $\Omega$ , en promedio. La potencia eléctrica máxima alcanzada es de 11.38 W.
- El consumo de energía es ínfimo en comparación a la capacidad mecánica de generar torque, con poco consumo, el equipo es capaz de frenar el motor de la máquina usando solo un porcentaje de toda su capacidad.
- Cuando el simulador está acoplado al eje en rotación, el torque necesario para detener el motor llega a un máximo de 0.22 A. Se debe considerar que los otros módulos consumen potencia del eje del motor.
- La severidad de vibración se reduce con la alineación, los espectros obtenidos previo a la alineación muestran calidades insatisfactorias en el peor de los casos. Esta leve severidad se presenta por acción de las bajas revoluciones que trabaja el freno por la reducción de velocidad en la caja de engranes y por la presencia del acople de elastómero, cuyas especificaciones indican que este tiene la capacidad de absorber energía de vibraciones.
- De acuerdo a la normativa ISO 10816-3, el equipo se clasifica dentro de las máquinas de clase I, mismas que tienen potencia menor a 15 Kilovatios.
- Las fallas halladas en el diagnóstico son desalineaciones únicamente, tanto angulares como paralelas. En la lectura global de velocidad se registra que la posición tangencial al lado del simulador como la lectura de severidad más alta.
- La temperatura en desalineación se incrementa debido al contacto de elementos internos del freno, esto se soluciona con la alineación para que la temperatura baje hasta valores normales, la capacidad y funcionamiento del equipo no se ve afectada por la temperatura.

## RECOMENDACIONES

- Previo al uso del equipo, es necesario que el usuario mire los videos de las prácticas y lea las guías de laboratorios, elaborados como instructivos para el uso correcto del simulador de carga.
- Identificar el modo de acción del simulador, este selector se encuentra dentro del gabinete metálico que contiene los dispositivos electrónicos del automatismo, recuerde que el equipo cuenta con dos alternativas, la primera un control analógico físico y la segunda alternativa es la interfaz digital que se accede mediante un dispositivo móvil.
- Previo a cualquier tipo de manipulación del automatismo o del equipo, el usuario debe usar los equipos de protección personal, detallados en las guías de laboratorio y videos.
- Si se tiene inconvenientes por las contraseñas se debe leer este documento o revisar los videos de las prácticas.
- Si se desea acoplar el simulador directo al motor o a cualquier otro módulo de la máquina de diagnóstico de fallas, solo debe instalar el acoplamiento en los ejes deseados, la medida del eje es universal.
- Retire cualquier tipo de instrumento de medición o herramienta que se encuentre sobre el banco de pruebas cuando el motor esté accionado.

## BIBLIOGRAFÍA

**ABASOLO, Mikel.** *Diseño mecánico mediante elementos finitos*. País Vasco : Universidad del País Vasco, 2019.

**AGUILAR, José, TORRES, Rocio y MAGAÑA, Diana.** *Análisis de modos de falla, efectos y criticidad (AMFEC) para la planeación del mantenimiento empleando criterios de riesgo y confiabilidad*. México : Centro de Excelencia Médica en Altura, 2010.

**ALBAÑIL, Héctor y MORA, Édgar.** *Mecánica de fractura y análisis de falla*. Bogotá : Univ. Nacional de Colombia., 2002. 9587012429.

**ALCALDE, Pablo.** *Electrotécnia*. Madrid : Ediciones Parantino, 2019. 978-84-283-9877-0.

**ÁLVAREZ, Manuel.** *Controladores lógicos*. Barcelona : Marcombo, 2007.

**ANDATEX.** *Andatex USA*. [En línea] USA: Andatex USA Inc, 2020. [Citado el: 8 de Diciembre de 2020.] <https://andantex.com/product-line/magnetic-particle-brakes-clutches-torque-limiters/>.

**ANSI/AISC 358-10.** *Prequalified Connections for Special and Intermediate Steel Moment Frames for Seismic Applications*. Chicago : American Institute of Steel Construction, 2014.

**ANSI/AISC 360-10.** *Specification for Structural Steel Buildings*. s.l. : AISC Committee on Specifications, 2010.

**ANTÚNEZ, Francisco Martín.** *Puesta en marcha de sistemas de automatización industrial. ELEM0311*. Antequera : IC Editorial, 2018. 8491983406.

**ASME. 1985.** *ASME - ANSI B106.1M*. New York : ASME, 1985.

**BASTIAN, Peter, y otros.** *Electrotécnia*. Madrid : Ediciones Akal, 2000. 84-460-1346-0.

**BLANCO, A, BELTRÁN, F y SILVA, G.** *Active disk for automatic balancing of rotor-bearing systems*. Seattle : American Control Conference, 2008. 978-1-4244-2079-7.

**BLANDÓN, Henry y MARTÍNEZ, Yamir.** *Desarrollo de una metodología para la detección de fallas a partir del análisis de vibraciones en rodamientos usando características de tiempo y modelos ocultos de Markov (HMM)*. Pereira : Universidad Tecnológica de Pereira, 2013.

**BUDYNAS, Richard y NISBETT, J Keith.** *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. México : McGraw-Hill, 2012. 978-607-15-0771-6.

**CALLISTER, William.** *Ciencia e Ingeniería de los Materiales*. Barcelona : Reverte, 2015. 978-84-291-7253-9.

**CAMSCO.** *Camsco E Catalog*. s.l. : Camsco.

**CEN.** *Maintenance terminology*. Brussels : European Committee for Standardization, 2001.

**CHAPMAN, Stephen.** *Máquinas eléctricas*. México : McGraw-Hill, 2012. 978-607-15-0724-2.

- CNP.** *Plan Nacional de Desarrollo 2017-2021. Toda una Vida.* Quito : Secretaría Nacional de Planificación y Desarrollo - Senplades 2017, 2017.
- DELGADO, Anderson, SÁNCHEZ, Iván y MÉNDEZ, Jabid.** *Estudio experimental de fallas en engranajes rectos por desalineación, excentricidad y diente roto.* Barranquilla : Universidad del Norte, 2016. 0122-3461.
- DEVORE, Jay.** *Probabilidad y estadística para ingeniería y ciencias.* México D.F. : CENGAGE Learning, 2016. 978-607-522-828-0.
- DIPAC.** *Catálogo geneal de productos.* [En línea] Ecuador: Dipac, 2020. [Citado el: 21 de Enero de 2021.] <http://www.dipacmanta.com/Catalogos-descargas/catalogo-2020.pdf>.
- EDIBON.** *Edibon.* [En línea] Edibon Intenacional, 2020. [Citado el: 22 de Diciembre de 2020.] <https://www.edibon.com/es/equipo-de-diagnostico-de-maquinas-controlado-desde-computador-pc>.
- ENTRENA.** *Instalación de equipos y elementos de sistemas de automatización industrial.* Antequerra : IC Editorial, 2015. 978-84-9198-338-5.
- ESTEBAN, E, y otros.** *Design methodology of a reduced-scale test bench for fault detection and diagnosis.* Mondragon : Mechatronics, 2017.
- ESTUPIÑAN, Édgar y SAAVEDRA , Pedro.** *Técnicas de diagnóstico para el análisis de vibraciones de rodamientos.* Concepción : Universidad de Concepción, paper, 2008.
- FELDMAN, A, KALECH, M y PROVAN, G.** *Forewords, Proceedings of The 24th International.* Jerusalem : s.n., 2013.
- GARCÍA, Ricardo y FLÓREZ, Eder.** *Diseño de un banco de pruebas para el análisis de vibraciones mecánicas.* Santander : Universidad Francisco de Paula Santander Ocaña, 2018.
- GAY, Aquiles y FERRERAS, Miguel.** *La Educación Tecnológica.* Córdoba : Editorial Brujas, 2016.
- GRIMA, Pedro y TORT-MARTORELL, Javier.** *Técnicas para la gestión de la calidad.* Madrid : Ediciones Días de Santos, 1995. 84-7978-224-2.
- GUEVARA, Marco y HERRERA, Bernard.** *Diseño, Modelamiento, Simulación e Implementación de un Sistema de Levitación Magnética (Maglev) con un Grado de Libertad.* Quito : 2011.
- GUNT.** *Gunt Hamburg* [En línea] Alemania: 2020. [Citado el: 04 de 12 de 2020.] [https://www.gunt.de/images/download/PT500\\_flyer\\_spanish.pdf](https://www.gunt.de/images/download/PT500_flyer_spanish.pdf).
- HALL, Allen, HOLOWENKO, Alfred y LAUGHLIN, Herman.** *Teoría y problemas de diseño de máquinas.* México : Serie de compendios Schaum.
- HIBBELER, Russell.** *Mecánica de Materiales.* México : Pearson Education, 2011. 978-607-32-0559-7.

- HORNGREN, Charles, DATAR, Srikant y RAJAN, Madhav.** *Contabilidad de costos. Un enfoque gerencial.* México : Pearson Education, 2012. 978-607-32-1024-9.
- HYDE, J, REGUÉ, J y CUSPINERA, A.** *Control electrónico y electromecánico.* Barcelona : Norgren, 1997.
- IEC 60445.** *Basic and safety principles for man-machine interface, marking and identification - Identification of equipment terminals, conductor terminations and conductors.* Ginebra : International Electrotechnical Commission, 2017.
- IEC 60898-1.** *Circuit-breakers for overcurrent for household and similar installations – Part 1: Circuit-breakers for a.c. operation.* s.l. : IEC.
- IEC.** *IEC 60947-2 Low voltage switchgear and controlgear Part 2: Circuit-breakers.*
- IEC.** *International Standard 61131-3, Programmable controllers - Part 3: Programming languages.* Geneva : International Electrotechnical Commission, 2013. 2-8318-6653-7.
- ISO.** *ISO 10816-3 Evaluación de vibración de máquinas mediante mediciones en piezas no giratorias - Parte 3: Máquinas industriales con potencia nominal superior a 15 kW y velocidades nominales entre 120 r/min y 15 000 r/min cuando se miden in situ - Enmienda 1.* Ginebra : ISO, 2017.
- ISO.** *Balancing machines — Description and evaluation.* s.l. : International Organization for Standardization, 1985.
- JOHNSON, Richard A.** *Probabilidad y Estadística para Ingenieros.* s.l. : Pearson, 2015. 9786073207997.
- JUVINALL, Robert y MARSHEK, Kurt.** *Diseño de elementos de máquinas.* México : Limusa Wiley, 2013. 978-607-05-0436-5.
- LAMEDA, Carlos.** *Métodos relacionados con diagnóstico de fallas con síntomas imprecisos mediante comparación de casos.* Barquisimeto : Universidad Nacional Experimental Politécnica “Antonio José de Sucre”, 2015.
- LEGRAND.** *RX3 M.C.B. 6000 A up to 63 A.* s.l. : Legrand, 2014.
- LOGO.** *Siemens.* [En línea] Siemens, 2004. [Citado el: 17 de Enero de 2021.] [https://cache.industry.siemens.com/dl/files/461/16527461/att\\_82564/v1/Logo\\_e.pdf](https://cache.industry.siemens.com/dl/files/461/16527461/att_82564/v1/Logo_e.pdf).
- LOVEJOY.** *Acoplamiento elástico.* Chicago : LoveJoy, 2015.
- LOVEJOY.** *Jaw.* Downers Grove, USA : Lovejoy, 2021.
- MAGPOWR.** *Instruction Manual, softstep Magnetic Particle Clutches.* Oak Brook : Magpowr, 2010.
- MARTÍN, Juan y GARCÍA, María.** *Automatismos industriales.* Madrid : Editex, 2016. 978-84-9771-534-8.
- MEANWELL.** *30W Single Output Industrial DIN Rail Power Supply.* Nuevo Taipéi : MeanWell, 2017.

- MEDRANO, Zulma y PEREZ , C.** *Nueva metodología de diagnóstico de fallas en rodamientos en una máquina síncrona mediante el procesamiento de señales vibro-acústicas empleando análisis de densidad de potencia.* Mexicali : ScienceDirect, 2016. Vol. 17. 1405-7743.
- MELEXIS.** *MLX 90614 family.* s.l. : Melexis Microelectronic Integrated Systems, 2015.
- MENDOZA, J, COLÍN, A y BLANCO, A.** *Identificador Algebraico en Línea del Desbalance Para un Sistema Rotodinámico.* Cuernavaca : Revista Iberoamericana de Automática e Informática industrial, 2016.
- MEROBEL.** *Merobel Torque & Tensión Control.* [En línea] Merobel, 2020. [Citado el: 2020 de Diciembre de 12.] <http://www.merobel.com/>.
- MIKI PULLEY.** *Miki Pulley Product Information.* [En línea] Miki Pulley, 2020. [Citado el: 16 de Enero de 2021.] <https://www.mikipulley.co.jp/EN/Products/ElectromagneticClutchesAndBrakes/ElectromagneticActuatedTypeClutchesAndBrakes/111/index.html>.
- MORRAL, F, MORELA, P y Jimeno, E.** *Metalurgia general II.* Barcelona : Editorial Reverté, S. A., 1985.
- MOTT, Robert.** *Diseño de elementos de máquinas.* México : Pearson Education, 2006. 970-26-0812-0.
- NARANJO, Juan.** *Diseño, construcción y modelado de un banco de pruebas para el estudio de las vibraciones generadas por desbalanceo de rotores en voladizo.* Pereira : Universidad Tecnológica de Pereira, 2013.
- NARANJO, V.** *Vibraciones Mecánicas Apuntes para el curso ME4701.* Santiago de Chile : s.n., 2011.
- NEC.** *Norma Ecuatoriana de la Construcción. Instalaciones eléctricas NEC-SB-IE.* Quito : NEC, 2018.
- NIVELLO, Santiago.** *Establecimiento de una base de datos de señales de vibraciones mecánicas para sistemas mecánicos rotativos con la combinación de diferentes tipos de fallos y elaboración de guías de prácticas para detección de fallos en rodamientos.* Cuenca : Universidad Politécnica Salesiana sede Cuenca, tesis., 2014.
- NORTON, Robert.** *Diseño de máquinas: un enfoque integrado.* México : Pearson Education, 2011. 978-607-32-0589-4.
- NTE INEN.** *NTE INEN 1043 Pinturas. Imprimantes anticorrosivos con vehículo alquídico. Requisitos.* Quito : INEN, 2016.
- NTE INEN-IEC.** *NTE INEN-IEC 60228 Conductores de cables aislados.* Quito : Norma Técnica Ecuatoriana, 2017.
- PAZ, Alejandro.** *Electromagnetismo para Ingeniería Electrónica. ampos y ondas.* Cali : Pontificia Universidad Javeriana , 2013. 978-958-8347-79-0.

**PEDU, Alexander.** *Magnetic seal for magnetic particle clutches and brakes.* 4,575,103 Estados Unidos, 11 de Marzo de 1984. Máquina.

**PINTUCO.** *METALTEC 3 EN 1.* Quito : Pintuco, 2020.

**PLACID INDUSTRIES.** *Magnetic particle BRAKE B60.* [En línea] Placid Industries, Diciembre de 2020. [Citado el: 16 de Enero de 2021.]

**PLACID INDUSTRIES.** *Magnetic Particle Brake B60 - 1KM.* [En línea] Placid Industries, 2009. [Citado el: 20 de Enero de 2021.]

**PLACID INDUSTRIES.** *Power supply - PS.* [En línea] Placid Industries, 2020. [Citado el: 18 de Enero de 2021.] <https://placidindustries.com/d/?h=4f379d7>.

**PLACID INDUSTRIES.** *Placid Industries.* [En línea] 2020 Placid Industries, 2020. [Citado el: 08 de Diciembre de 2020.] <https://placidindustries.com/products/brakes/magnetic-particle-brakes/>.

**REYES, Marco y PINTO, Jacinto.** *Corrientes Parásitas y Fenómenos de Inducción relacionados.* Tegucigalpa : Revista de la Escuela de Física, 2014.

**RODRÍGUEZ, Luis y REY, Gonzalo.** *Estimación analítica del efecto de la desalineación angular en la duración de rodamientos de bolas.* La Habana : Revista Cubana de Ingeniería, 2012.

**SAMUELS, Peter.** *Samuels, P. Statistical Methods 1 Intoduction.* Birmingham City : Birmingham City University, 2014.

**SÁNCHEZ, Javier.** *Diagnóstico de fallas incipientes mediante la vibración angular instantanea,* Tesis. Santiago de Chile : Universidad de Chile, 2014.

**SCHNEIDER Electronics.** *DF2CA02.* Rueil-Malmaison : Schneider Electronics, 2021.

**SIEMENS.** *LOGO! NÜRNBERG* : SIEMENS, 2021.

**SIEMENS.** *LOGO! Software.* [En línea] SIEMENS, 2021. [Citado el: 15 de Marzo de 2021.] <https://new.siemens.com/global/en/products/automation/systems/industrial/plc/logo/logo-software.html>.

**SIEMENS.** *LOGO! Web Editor Online Help.* s.l. : SIEMENS, 2019.

**SIEMENS.** *LOGO!Soft Comfort Online Help.* s.l. : SIEMENS, 2020.

**SIEMENS.** *Manual edición 06/2020 Logo!* s.l. : SIEMENS, 2020.

**SIEMENS.** *SIMOTICS Serie 1LE.* s.l. : SIEMENS, 2019.

**SKF.** *SKF TKSA 11.* [En línea] SKF, 2019. [Citado el: 18 de Enero de 2021.] [https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d196803dd4fb-MP5433\\_tcm\\_12-248116.pdf#cid-248116](https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d196803dd4fb-MP5433_tcm_12-248116.pdf#cid-248116).

**SUÁREZ, Héctor.** *Diseño mecánico por elementos finitos.* Bogotá : Universidad Autónoma de Occidente, 2001.

**TECHNICAL ASSOCIATES OF CHARLOTTE, P.C.** *Lista ilustrada de diagnóstico de vibraciones.* Charlotte, NC : Technical Associates of Charlotte, P.C., 1996.

**TORRES, Mariela, PAZ, Karim y SALAZAR, Federico.** *Tamaño de una muestra para una investigación de mercado.* Guatemala : Universidad Rafael Landívar, 2006.

**TP-LINK.** *Router inalámbrico N 3G/4G.* [En línea] Tp-Link, 2021. [Citado el: 20 de Febrero de 2021.] <https://www.tp-link.com/es/home-networking/3g-4g-router/tl-mr3420/#overview>.

**UNED.** *Controladores Industriales Inteligentes.* Madrid : Departamento de Ingeniería Eléctrica, Electrónica y de Calidad.

**VILLA, Luisa, y otros.** *Statistical fault diagnosis based on vibration analysis for gear test-bench under non-stationary conditions of speed and load.* Valladolid : Mechanical Systems and Signal Processing, 2012.

**VILLACRESES , David. VILLACRESES TORRES, David Eduardo.** *Análisis de efectos y modo de falla aplicada a maquinaria de vulcanización PLT radial que operan en Continental Tire Andina. SA 2017, Tesis de Maestría.* Cuenca : Universidad del Azuay, 2018.

**VILORIA, José.** *Automatismos industriales.* Madrid : Paraninfo, 2008. 978-84-97325-790.

**WALLACE, William.** *Gestión de Proyectos.* Edimburgo : Heriot-Watt University, 2014.

**WARNER ELECTric.** *Permanent Magnet and Magnetic Particle Clutches and Brakes.* [En línea] Warner Electric, 2020. [Citado el: 16 de Enero de 2021.] <https://www.warnerelectric.com/-/media/Files/Literature/Brand/warner-electric/catalogs/p-1316-we.ashx>.

**WHITE, Glen.** *Introducción al Análisis de Vibraciones.* Woburn : Azima DLI, 2010.

**WILDI, Theodore.** *Electrical Machines, Drives and Power Systems.* Quebec : Pearson Education, 2013. 9781292037325.

**WITONICS.** *CERAMIC FUSES | 5X20MM | SLOW BLOW | PACK OF 5 | 2A.* [En línea] Witonics, 2021. [Citado el: 25 de Febrero de 2021.] <https://witonics.com/products/ceramic-fuses-5x20mm-slow-blow-2a>.

## **ANEXOS**

### **ANEXO A: MODELO DE ENCUATA PARA DEFINIR LA VOZ DEL USUARIO**

#### **Simulador de carga mecánica para una máquina de montaje de elementos y diagnóstico de fallas**

La presente encuesta tiene como objetivo recopilar información de las necesidades de potenciales usuarios (voz del usuario) para un equipo cuya función es simular carga mecánica para usarse en una máquina de montaje de elementos y diagnóstico de fallas. Marque la opción que considere pertinente.

#### **Sección 1**

##### **Voltaje AC de alimentación para los equipos que usted considere pertinente**

- 110 V
- 220 V
- 440 V

##### **La interfaz del usuario debe ser mediante:**

- Una pantalla táctil HMI
- Controlador analógico (Potenciómetro)
- Programa ejecutable disponible para computador o celular

##### **Que voltaje DC considera usted mejor para el trabajo en los equipos eléctricos**

- 12 V
- 24 V
- 90 V

##### **¿Qué procedencia de equipos usted prefiere?**

- Americanos
- Unión Europea
- Asiáticos

##### **¿Qué tipo de controlador usted prefiere para el funcionamiento de este equipo?, recuerde que el equipo debe contar con los elementos de protección correspondientes.**

- Logo, PLC (Ejemplos de Marcas, Siemens, Allen Bradley, ABB)
- Controlador tipo Software (SIMATIC, Plc virtual)
- Arduino

##### **De las siguientes opciones, marque los simuladores de carga mecánica que conoce:**

- Elevador de poleas
- Volante de inercia

Freno

**Que freno considera usted la mejor alternativa, considerando, la precisión del control del elemento, ruido que emite y calor que produce**

Frenos electrónicos

Frenos de disco

Frenos de zapata

## **Sección 2**

De las siguientes preguntas y bajo su criterio como usuario, asigne un rango de importancia a los siguientes parámetros, siendo 1 un factor de poca importancia y 5 el de mayor trascendencia.

**Interfaz con el usuario (Facilidad de operación)**

1 ( ) 2 ( ) 3 ( ) 4 ( ) 5 ( )

**Baja disipación de calor al momento de funcionamiento**

1 ( ) 2 ( ) 3 ( ) 4 ( ) 5 ( )

**Seguridad del operador con el equipo encendido**

1 ( ) 2 ( ) 3 ( ) 4 ( ) 5 ( )

**Disponibilidad de información técnica**

1 ( ) 2 ( ) 3 ( ) 4 ( ) 5 ( )

**Facilidad de mantenimiento y desmontaje**

1 ( ) 2 ( ) 3 ( ) 4 ( ) 5 ( )

**Vida útil prolongada de los elementos constitutivos del equipo**

1 ( ) 2 ( ) 3 ( ) 4 ( ) 5 ( )

**Fiabilidad del equipo**

1 ( ) 2 ( ) 3 ( ) 4 ( ) 5 ( )

**Limpieza permanente del equipo (Ausencia de líquidos, lubricantes, limallas)**

1 ( ) 2 ( ) 3 ( ) 4 ( ) 5 ( )

**Apariencia del ensamble completo**

1 ( ) 2 ( ) 3 ( ) 4 ( ) 5 ( )

## **Sección 3**

En esta sección, con su criterio como estudiante de Ingeniería Mecánica escriba usted un factor que considere importante y no se haya mencionado en la presente encuesta.

-----  
-----

## ANEXO B: CONTROL ANALÓGICO FÍSICO

### CONTROL DEL FRENO DE PARTÍCULAS MAGNÉTICAS MEDIANTE EL USO DEL POTENCIÓMETRO Y LA LECTURA DE LA GRÁFICA DE FUNCIONAMIENTO.

#### 1. OBJETIVO

##### GENERAL

Controlar el freno de partículas magnéticas mediante el uso del control analógico físico para generar un torque de salida y realizar la lectura de la gráfica de funcionamiento del elemento, torque en función de corriente ingresada.

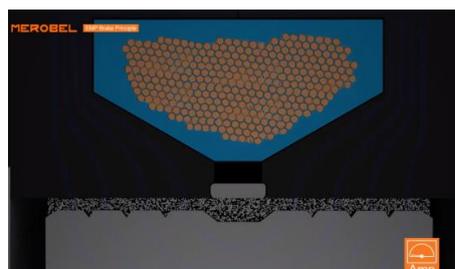
##### ESPECÍFICOS

- Comprender el principio de funcionamiento de un freno de partículas magnéticas
- Comprender el uso de la fuente de alimentación y el control analógico
- Leer la gráfica de funcionamiento de torque en función de la corriente ingresada
- Recolectar los espectros de vibración y la velocidad de rotación correspondiente
- Determinar la calidad de la severidad de vibración según ISO 10816-3

#### 2. INTRODUCCIÓN

##### Freno de partículas magnéticas

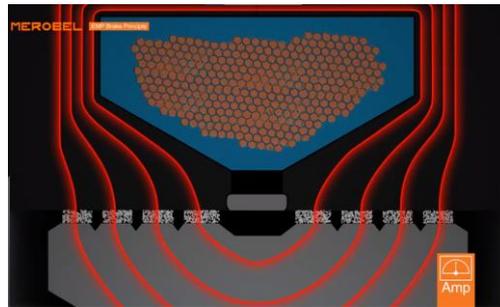
El freno de partículas magnéticas opera cuando circula corriente eléctrica por la bobina, esto genera un campo magnético que pasa a través del disco de eje, los dos inducidos y las partículas magnéticas que se rellenan en los espacios entre el disco y la armadura, acoplan el disco a las dos armaduras en proporción a la fuerza generada por el campo magnético (Pedu, 1984).



**Figura 1.** Polvos magnéticos en ausencia de corriente

Fuente: (Merobel, 2020)

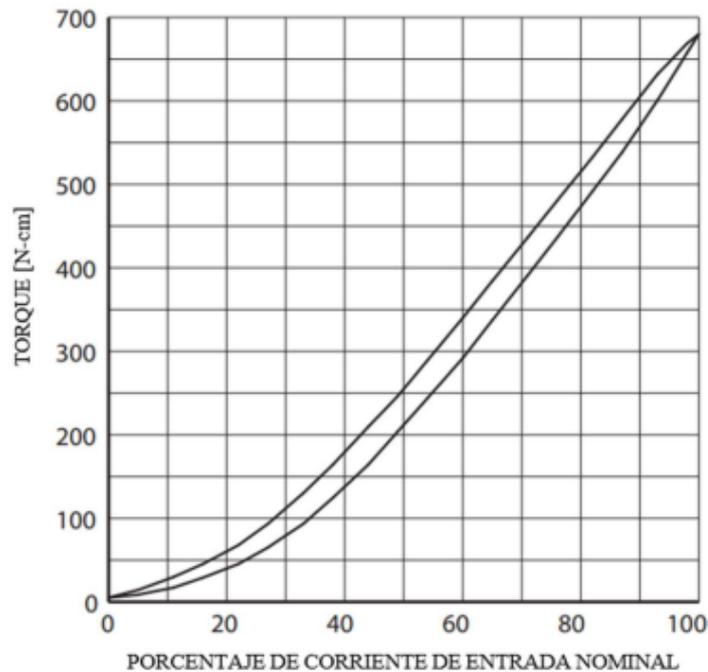
Cuando se excita a la bobina, los polvos magnéticos presentes forman cadenas a lo largo de la dirección de las líneas de flujo de campo magnético (Norton, 2011), forman el enlace entre la armadura y disco haciendo posible el proceso de frenado.



**Figura 2.** Polvos magnéticos alineados

Fuente: (Merobel, 2020)

Este elemento posee una acción modulable, un torque máximo de 6.8 Nm y un límite de velocidad es de 1800 RPM de las características más importantes, la acción del freno varia conforme se aplica el porcentaje de corriente, esta relación de corriente torque no es lineal. El comportamiento del torque generado por el freno en función de la corriente nominal suministrada se describe en la siguiente gráfica:



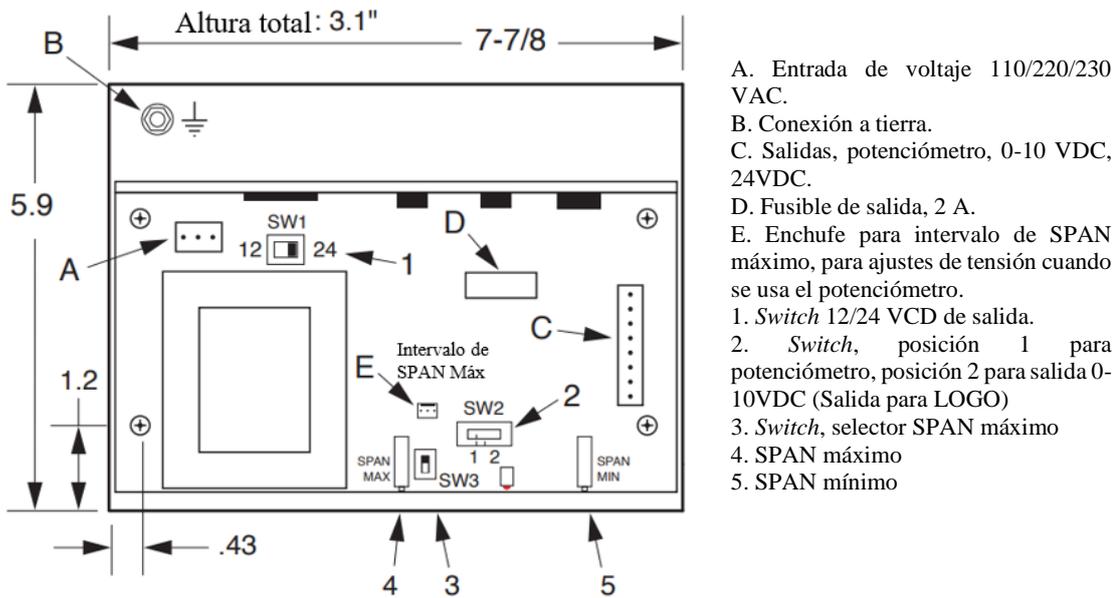
**Gráfico 1.** Curva de funcionamiento de freno magnético B60

Fuente: (Placid Industries, 2020)

La fuente de alimentación de corriente continua brinda mayor precisión en el control de bucle abierto de sistemas. Este tipo de fuente mantendrá un valor fijo de corriente de salida, claro este

valor se puede ajustar, el valor de corriente resulta independiente de la temperatura del freno con ello se puede afirmar que el par de salida es constante.

Esta fuente ofrece varias facilidades, la primera es seleccionar el valor de voltaje DC de salida, se puede seleccionar entre 12 y 24. Esta también permite seleccionar un modo manual, que se controla por el potenciómetro y el otro modo es el que se controla por una salida 0-10 VDC, este corresponde al sistema automatizado, entre las demandas de seguridad para el equipo se tiene dos, la conexión obligatoria a tierra y la implementación de un fusible de 1 A, a la entrada de la línea. En la siguiente figura se identifican todas las partes de esta fuente:

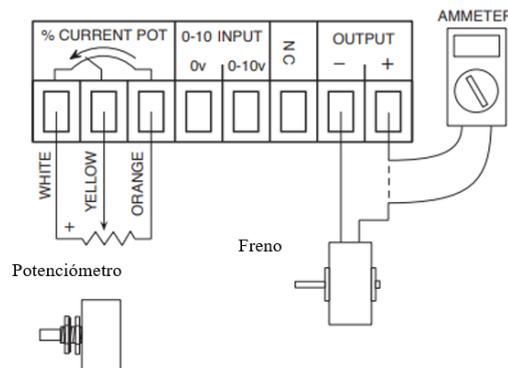


**Figura 3.** Esquema de fuente de alimentación

Fuente: (Placid Industries, 2020)

Realizado por: Uvidia, J. 2021

El potenciómetro de montaje remoto controla el corriente de salida deseada, y es ajustable desde 0% al 100%. Se utiliza para controlar el par de salida.



**Figura 4.** Conexión de salidas de fuente

Fuente: (Placid Industries, 2020)

### **3. INSTRUCCIONES**

Para el desarrollo de la práctica se debe seguir el siguiente procedimiento:

1. Lea el instructivo completo previo a cualquier acción.
2. Identificar equipos e instrumentos necesarios para el desarrollo de la máquina.
3. Verificar o colocar switch SW2 en posición 1, ver figura 3.
4. Verifique el estado de la alineación en el informe definitivo.
5. Encienda el motor y regule a la velocidad requerida.
6. Mida con el tacómetro el valor de la velocidad
7. Mediante el control analógico físico regule el valor de porcentaje de corriente suministrado, ver gráfica 1 para determinar el valor de carga ingresado. Se puede conectar un amperímetro para una mejor apreciación del valor de corriente, ver figura 4.
8. Recolecte los espectros de vibración colocando el instrumento en las posiciones que indica el equipo, de ser necesario tome datos previos a la alineación.
9. Identifique los modos de falla presente y discuta los resultados.

**Nota:** Este equipo se emplea para generar carga adicional a la máquina de diagnóstico de fallas, por tanto, los espectros de vibración se pueden medir en cualquiera de los módulos de la máquina. Si se requiere hacer un estudio específico en el freno tome medidas antes y después del acoplamiento, o siga las recomendaciones del docente a cargo.

### **4. ACTIVIDADES POR DESARROLLAR**

#### **4.1. OBSERACIÓN Y RECONOCIMIENTO DE INSTRUMENTOS Y EQUIPOS**

A continuación, se detalla los instrumentos necesarios para el desarrollo de la práctica:

##### **Equipo de protección personal**

- Guantes dieléctricos
- Calzado dieléctrico
- Mandil

##### **Equipos y herramientas**

- Freno electromagnético
- Módulo de control del simulador
- Potenciómetro
- Acople mecánico de elastómero
- Recolector de vibraciones SKF QuickCollect Sensor
- Tacómetro de punta

## **4.2. MANEJO DE INSTRUMENTOS Y EQUIPOS**

### **4.2.1 Advertencias**

- Si se usa el freno desalineado, use velocidades de rotación moderadas, no trabaje en valores límites.
- Si presenta sobrecalentamiento, detenga el motor por completo.
- Asegúrese que el freno no está encendido o accionado previo al arranque del motor.
- No realice conexiones con el circuito encendido.
- Compruebe que los cables se hayan conectado y ajustado correctamente.
- Retire instrumentos y herramientas del banco de pruebas previo a encender el motor.

### **4.2.2 Span**

En la figura 3, se representa la fuente de alimentación del freno, dentro de esta se identifican como 4 y 5 a los reguladores de span, mismos que se encuentran configurados de tal manera que el potenciómetro entregue la totalidad de la capacidad del freno.

Si al girar el potenciómetro y en algún punto este deja de suministrar corriente, se debe regular los valores de span, máximo o mínimo dependiendo del caso, con un destornillador no magnético, por precaución a la presencia de la estática del circuito.

## **4.3 ANÁLISIS Y PROCESAMIENTO DE DATOS**

### **4.3.1 Velocidad de trabajo**

El tablero de control del motor requiere que se ingresen los valores de frecuencia, mismo que transforma estos datos en velocidad angular mediante la siguiente expresión:

$$f = \frac{3n}{172}$$

Donde:

$f$ : Frecuencia a ingresar en el tablero de control [Hz]

$n$ : Velocidad rotacional requerida [RPM]

En la siguiente tabla ingrese:

Velocidad rotacional requerida en el motor, usando la expresión anterior se determinan los valores de frecuencia que se debería ingresar en el tablero de control del motor.

Frecuencia aproximada, redondeando el valor calculado.

Velocidad teórica en el eje del simulador, considerando que esta pasa por la caja de transmisión que reduce la velocidad a la mitad, relación 2:1, desprecie el deslizamiento entre las bandas y las poleas.

Velocidad experimental, mediciones tomadas en el eje del freno.

Finalmente, determine el promedio de estas velocidades, a esta última se considera como la velocidad de trabajo.

**Tabla 1:** Valores de frecuencia y velocidad de trabajo

N°	Velocidad teórica en el motor [RPM]	Frecuencia en variador en tablero de control [Hz]	Frecuencia aproximada [Hz]	Velocidad teórica en el eje del simulador de carga sin considerar deslizamiento en las poleas [RPM]	Velocidad experimental en el eje del simulador de carga [RPM]	Velocidad experimental promedio [RPM]
1						
2						
3						

Realizado por: Uvidia, José, 2021.

#### 4.3.2 Carga aplicada

Complete los valores de porcentaje de corriente aplicada en cada ensayo. Ingrese este valor a su criterio, luego determine en la curva de funcionamiento del freno la carga aplicada, ver gráfico 1:

**Tabla 2:** Carga aplicada

N°	Porcentaje de carga suministrada [%]	Torque [N cm]
1		
2		
3		

Realizado por: Uvidia, José, 2021.

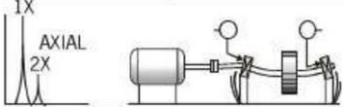
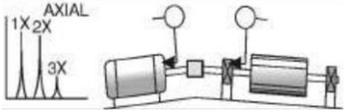
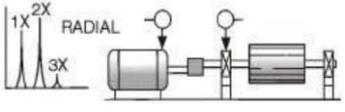
De ser necesario revise el span de la fuente de control del freno, ver figura 3.

#### 4.3.3 Espectros de vibración con eje desalineado

Los espectros recolectados en esta prueba se comparan con los espectros mostrados en la lista ilustrada del diagnóstico de vibraciones (Technical Associates of Charlotte, P.C., 1996), se consideran cuatro posibles fallas que podrán estar presentes de acuerdo a las condiciones de operación de la máquina, entre estos; ejes flexionados, desalineación angular, paralela y rodamientos desalineados.

En la siguiente tabla se muestran los espectros característicos y se detalla el comportamiento característico de los mismos.

**Tabla 3:** Lista ilustrada de diagnóstico de vibraciones

<p><b>Ejes flexionados</b></p>		<p>Los problemas relacionados ejes flexionados causan una vibración axial alta con diferencias de fase axial con tendencia hacia los 180° en el mismo componente de la máquina. La vibración dominante por lo general ocurre en 1X si la flexión está cerca del centro del eje, pero en 2X en caso de que la flexión este cerca del acoplamiento. (Asegúrese de compensar las fases axiales en caso de que se haya invertido la dirección del sensor.) Utilice indicadores de carátula para conformar la flexión del eje.</p>
<p><b>Desalineación</b> <b>d) Desalineación angular</b></p>		<p>La Desalineación Angular se caracteriza por una vibración axial alta, 180° fuera de fase a través del acoplamiento. Tendrá una vibración axial alta tanto en 1X como en 2X RPM. Sin embargo, no es inusual que 1X, 2X ó 3X dominen. Estos síntomas también pueden indicar problemas de acoplamiento. Una desalineación angular severa puede presentar muchas armónicas de 1X RPM. A diferencia de la Holgura mecánica del Tipo 3, estas armónicas múltiples no cuentan con un piso de ruido elevado en los espectros.</p>
<p><b>e) Desalineación paralela</b></p>		<p>La Desalineación Paralela tiene características de vibración similares a la Desalineación Angular, pero presenta una vibración radial alta que se aproxima a 180° fuera de fase a través del acoplamiento. Frecuentemente 2X es mayor que 1X, pero su altura relativa a 1X, la impone el tipo de acoplamiento. Cuando la Desalineación Angular o Radial es severa, pueden generar picos de amplitud altos en armónicas mucho más altas (4X – 8X), o incluso toda una serie de armónicas de alta frecuencia similares en apariencia a la holgura mecánica. El tipo de acoplamiento y el material con frecuencia influyen enormemente en el espectro total cuando la desalineación es severa. Generalmente no presenta piso de ruido elevado.</p>
<p><b>f) Rodamiento desalineado inclinado en el eje</b></p>		<p>El Rodamiento Inclinado generará una vibración axial considerable. Causará un Movimiento Torcido con un cambio de fase aproximado 180° entre la parte superior e inferior, izquierda y derecha de la caja que soporta el rodamiento. El tratar de alinear el acoplamiento o equilibrar el rotor no solucionará el problema. Por lo general se debe retirar el rodamiento e instalarse correctamente.</p>

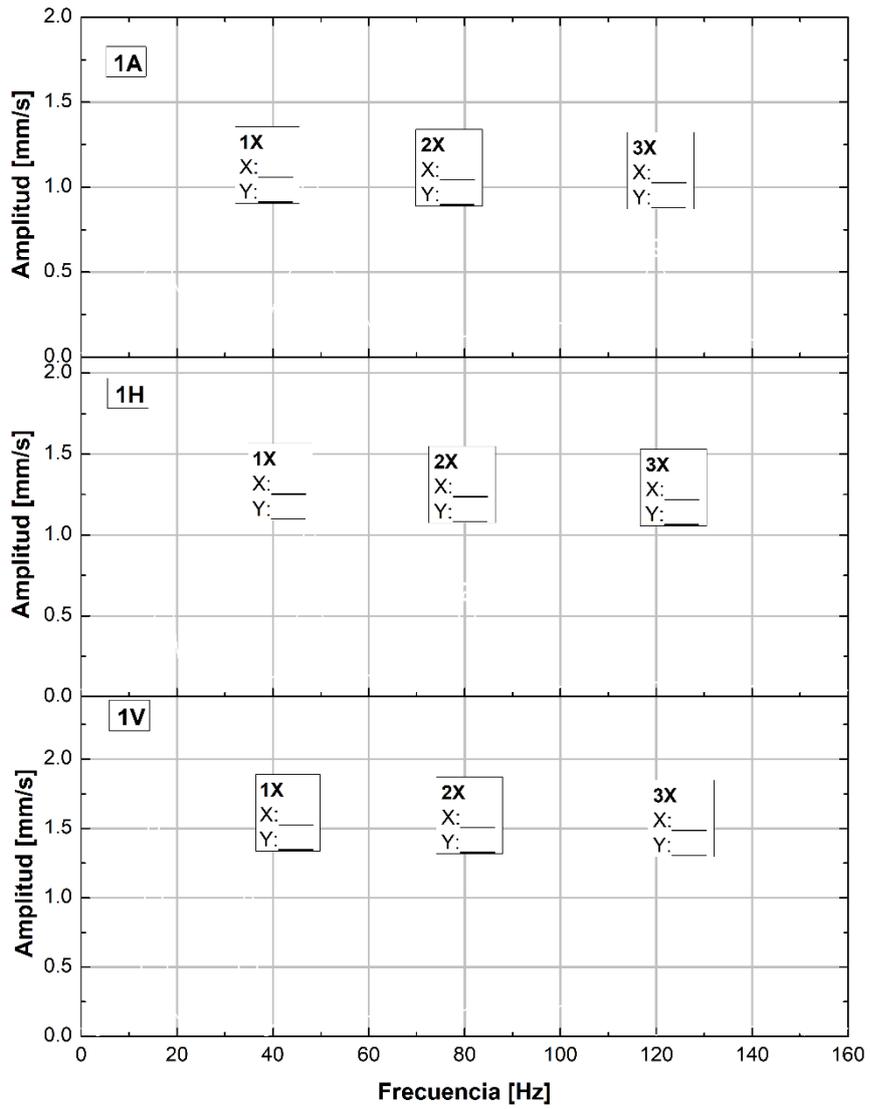
Fuente: (Technical Associates of Charlotte, P.C., 1996)

Recolecte los espectros de severidad de vibración previo a la alineación, verifique constantemente la temperatura del freno, si presenta un sobrecalentamiento, detenga el motor y espere que la temperatura se normalice. La desalineación debe ser moderada, en esta práctica se busca identificar los modos de falla mas no averiar el equipo.

Regule la carga a su criterio, de modo que logre identificar los modos de falla presentes.

El equipo recolector tiene la capacidad de extraer los datos tomados en archivos de hojas de cálculo, con la ayuda de un ordenador use esos archivos para graficar los espectros obtenidos.

Grafique los espectros Amplitud [mm/s] en función de la frecuencia [Hz], remarque los picos e identifique el orden (1X,2X o 3X) y el valor de las coordenadas de los picos. Las posiciones y puntos de recolección de datos los indica el instrumento.



**Gráfico 2.** Espectros recolectados en el lado de \_\_\_\_\_ desalineado a \_\_\_\_\_ RPM

Realizado por: Uvidia, J. 2021

Discusión

-----

-----

-----

-----

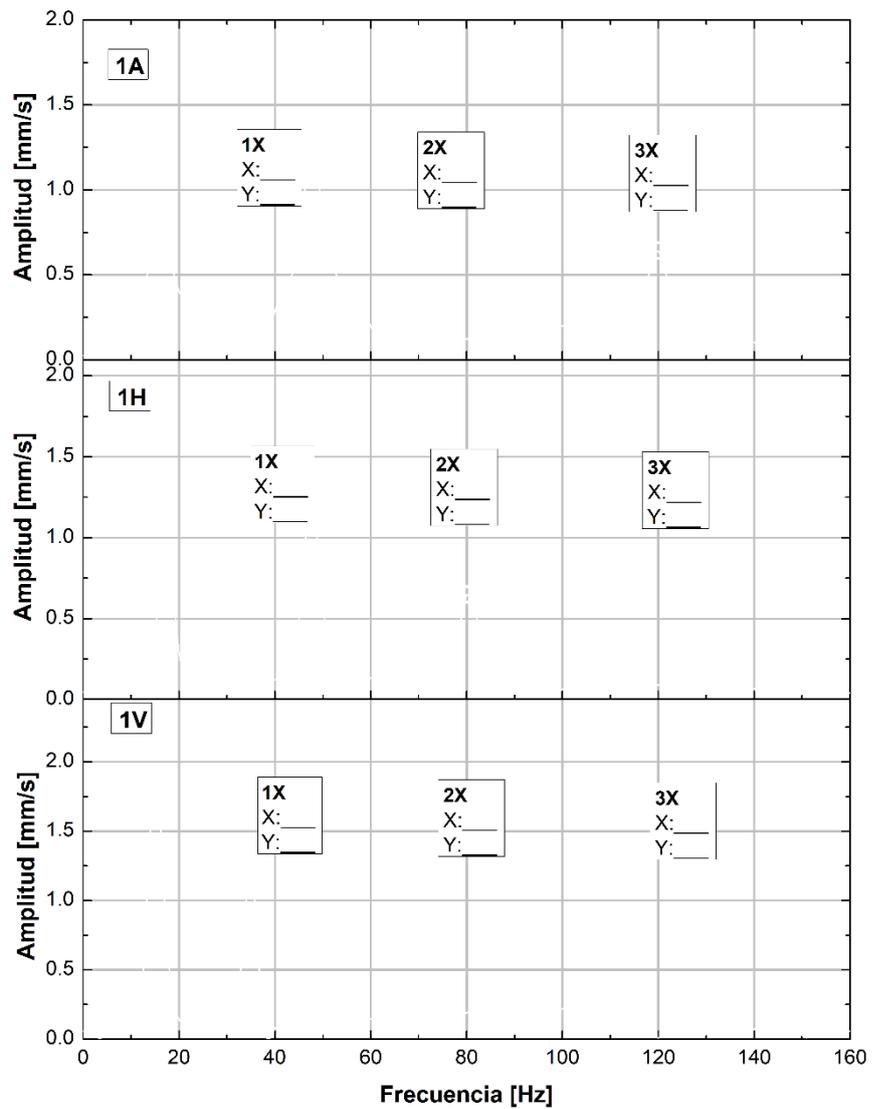
-----

-----

-----

### 4.3.4 Espectros de vibración con eje desalineado

Repita el proceso de recolección de datos, esta vez con el eje alineado.



**Gráfico 3.** Espectros recolectados en el lado de \_\_\_\_\_ desalineado a \_\_\_\_ RPM

Realizado por: Uvidia, J. 2021

Discusión

-----  
-----  
-----  
-----  
-----

### 4.3.5 Calidad de severidad

Los datos se comparan con valores normados, específicamente con los establecidos en la normativa ISO 10816 en su tercer apartado, estos valores se muestran en la siguiente tabla, identificando al equipo en estudio como una máquina de clase I, cuya potencia es menor a 15 Kilovatios (ISO 10816-3, 2017).

**Tabla 4:** Rango de severidad vibratoria para máquinas normales

Rangos de velocidad rms de severidad de vibración [mm/seg]	Severidad de las vibraciones para distintas clases de máquinas			
	Clase I	Clase II	Clase III	Clase IV
0.19	A	A	A	A
0.45				
0.71				
1.12	B	B	B	B
1.8				
2.8	C	C	C	C
4.5				
7.1				
11.2	D	D	D	D
18				
28				
45				

Las letras A, B, C y D representan los grados de calidad de vibración de la máquina, que van desde: Buena (A), Satisfactoria (B), Insatisfactoria (C), inaceptable (D).

Clase I.	Máquinas pequeñas con potencia menor a 15 Kilovatios.
Clase II.	Máquinas de tamaño mediano (es decir, motores eléctricos de 15 a 75 kilovatios y motores de 300 Kilovatios sobre bases rígidamente moderadas).
Clase III.	Grandes motores primarios con potencia sobre los 300 Kilovatios montados sobre cimientos rígidos y pesados.
Clase IV.	Motores primarios grandes con potencia sobre los 300 Kilovatios montados en estructuras ligeras y relativamente blandas.

Fuente: (ISO 10816-3, 2017)

El ensayo considera el comportamiento de severidad de la velocidad de vibración tomada en tres velocidades, en la siguiente tabla complete con los valores de velocidad general tomados antes y después del alineamiento, e identifique la severidad de vibración de acuerdo a la tabla anterior y la condición de cambio de cada velocidad.

Para determinar la condición de cambio se emplea:

$$Cond = \frac{V_0 - V_1}{V_0} * 100\%$$

Donde:

$V_0$ : Lectura de velocidad general antes de la alineación [mm/s]

$V_1$ : Lectura de velocidad general después de la alineación [mm/s]

**Tabla 5:** Valores generales de velocidad antes y después del alineamiento.

Posición de monitoreo	Desalineado		Alineado		Condición de cambio [%]
	Velocidad [mm/s]	Severidad de vibración	Velocidad [mm/s]	Severidad de vibración	
RPM					
1V					
1H					
1A					
2V					
2H					
2A					
RPM					
1V					
1H					
1A					
2V					
2H					
2A					
RPM					
1V					
1H					
1A					
2V					
2H					
2A					

Realizado por: Uvidia, José, 2021.

### Discusión

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

### 4.3.6 Temperatura

La temperatura es un parámetro que se debe tomar en cuenta en el funcionamiento de los equipos, el equipo de medición señala que el límite de temperatura debe ser de 80°C, los valores deben respetar el límite, a continuación, detalle los valores de temperatura tomados antes y después del alineamiento y su condición de cambio.

Para determinar la condición de cambio se emplea:

$$Cond = \frac{T_o - T_1}{T_o} * 100\%$$

Donde:

$T_o$ : Lectura de temperatura antes de la alineación [°C]

$T_1$ : Lectura de temperatura después de la alineación [°C]

**Tabla 6:** Valores de temperatura superficial antes y después del alineamiento.

Posición de monitoreo	Desalineado	Alineado	Condición de cambio [%]
	Temperatura [°C]	Temperatura [°C]	
1163 RPM			
1V			
1H			
1A			
2V			
2H			
2A			
RPM			
1V			
1H			
1A			
2V			
2H			
2A			
RPM			
1V			
1H			
1A			
2V			
2H			
2A			

**Realizado por:** Uvidia, José, 2021.

**Discusión**

-----

-----

-----

-----

-----

**5. CONCLUSIONES**

-----

-----

-----

-----

**6. RECOMENDACIONES**

-----

-----

-----

-----

## **ANEXO C: CONTROL MEDIANTE INTERFAZ DIGITAL**

### **CONTROL DEL FRENO DE PARTÍCULAS MAGNÉTICAS MEDIANTE EL SISTEMA AUTOMATIZADO DESARROLLADO EN UN LOGO V8 A TRAVÉS DE UNA INTERFAZ DIGITAL.**

#### **1. OBJETIVO**

##### **GENERAL**

Controlar el freno de partículas magnéticas mediante el sistema automatizado a través de la interfaz de usuario digital e inalámbrica con acceso desde un dispositivo móvil para generar un torque de salida.

##### **ESPECÍFICOS**

- Comprender el principio de funcionamiento de la interfaz de usuario y el acceso a la red del interfaz
- Reconocer los elementos que componen al automatismo
- Recolectar los espectros de vibración y la velocidad de rotación correspondiente
- Determinar la calidad de la severidad de vibración según ISO 10816-3

#### **2. INTRODUCCIÓN**

##### **Automatismos**

Un automatismo se denomina a aquel circuito que tienen la capacidad de efectuar secuencias de tipo lógicas sin la intervención de un operador (Martín, y otros, 2016). Los automatismos no se componen únicamente de la parte eléctrica, existen otras tecnologías como la mecánica, neumática, hidráulica, entre otras, estos siempre controlados por la electrónica (Viloria, 2008), las ventajas entre la amplia variedad tenemos:

- Asegurar repetitividad y funcionamiento de operaciones
- Facilitar el manejo
- Reducir averías
- Facilitar reparaciones
- Aumentar seguridad del usuario
- Simplifica planificación y gestión de producción
- Reducir recurso humano

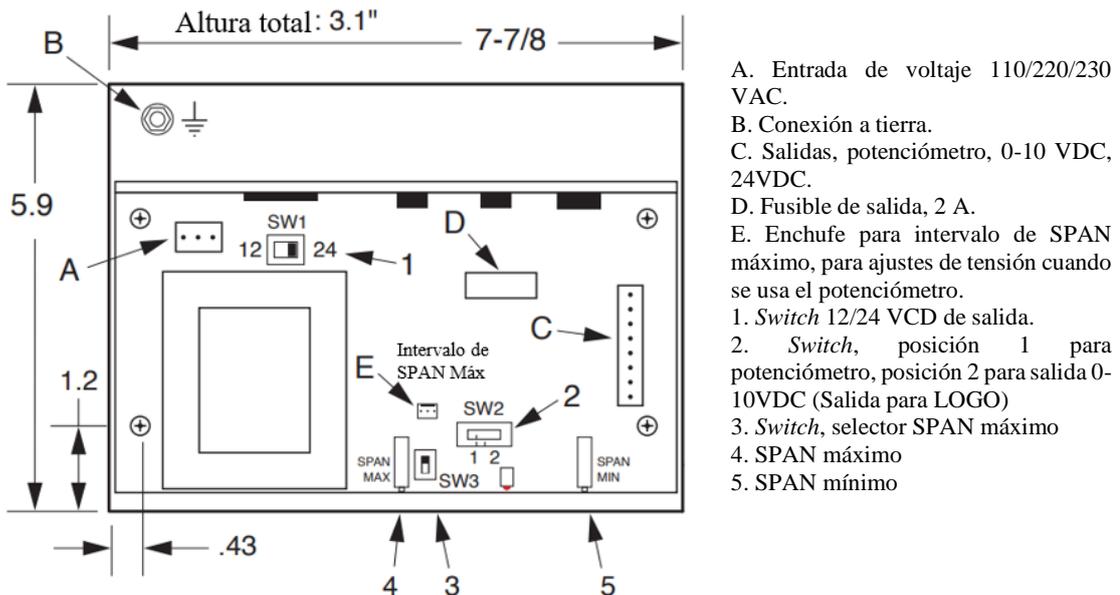
## Controlador lógico programable

Es un dispositivo cuya función es controlar un proceso o una máquina y solo puede considerarse como una caja de control con dos filas de terminales, una de entrada y la otra de salida (Hyde, y otros, 1997). Un controlador lógico realiza funciones del tipo lógicas, secuenciales y combinacionales mediante lenguajes de programación (Álvarez, 2007). Las terminales que reciben las señales de entrada para la conexión a elementos como disyuntores de seguridad, interruptores, sensores como los fotoeléctricos, de proximidad, pulsadores y otros elementos de este tipo (Hyde, y otros, 1997).

## Fuente de alimentación para freno de partículas magnéticas B60

La fuente de alimentación de corriente continua brinda mayor precisión en el control de bucle abierto de sistemas. Este tipo de fuente mantendrá un valor fijo de corriente de salida, claro este valor se puede ajustar, el valor de corriente resulta independiente de la temperatura del freno con ello se puede afirmar que el par de salida es constante.

Esta fuente ofrece varias facilidades, la primera es seleccionar el valor de voltaje DC de salida, se puede seleccionar entre 12 y 24. Esta también permite seleccionar un modo manual, que se controla por el potenciómetro y el otro modo es el que se controla por una salida 0-10 VDC, este corresponde al sistema automatizado, entre las demandas de seguridad para el equipo se tiene dos, la conexión obligatoria a tierra y la implementación de un fusible de 1 A, a la entrada de la línea. En la siguiente figura se identifican todas las partes de esta fuente:



**Figura 1.** Esquema de fuente de alimentación

Fuente: (Placid Industries, 2020)

Realizado por: Uvidia, J. 2021

### **3. INSTRUCCIONES**

Para el desarrollo de la práctica se debe seguir el siguiente procedimiento:

1. Lea el instructivo completo previo a cualquier acción.
2. Identificar equipos e instrumentos necesarios para el desarrollo de la máquina.
3. Verificar o colocar switch SW2 en posición 2, ver figura 1.
4. Verifique el estado de la alineación en el informe definitivo.
5. Encienda el motor y regule a la velocidad requerida.
6. Mida con el tacómetro el valor de la velocidad.
7. Busque la red wi-fi y acceda con la siguiente información. Usuario: Freno magnético  
Contraseña: mecanica7154
8. Desde un navegador web, en la barra de direcciones URL, digite: 192.168.0.3
9. Acceda a la interfaz digital, Name: Web User Contraseña: LOGO
10. Seleccione el lenguaje de su preferencia y marque la opción, “To customized site” en español, Ir a la página personalizada
11. Ingrese el valor de la carga deseado, tiene dos alternativas, un valor fijo mediante teclado, o usar una barra deslizante. Para ello seleccione el tipo de control.
12. Recolecte los espectros de vibración colocando el instrumento en las posiciones que indica el equipo, de ser necesario tome datos previos a la alineación.
13. Identifique los modos de falla presente y discuta los resultados.

**Nota:** Este equipo se emplea para generar carga adicional a la máquina de diagnóstico de fallas, por tanto, los espectros de vibración se pueden medir en cualquiera de los módulos de la máquina. Si se requiere hacer un estudio específico en el freno tome medidas antes y después del acoplamiento, o siga las recomendaciones del docente a cargo.

### **4. ACTIVIDADES POR DESARROLLAR**

#### **4.1. OBSERACIÓN Y RECONOCIMIENTO DE INSTRUMENTOS Y EQUIPOS**

A continuación, se detalla los instrumentos necesarios para el desarrollo de la práctica:

##### **Equipo de protección personal**

- Guantes dieléctricos
- Calzado dieléctrico
- Mandil

## Equipos y herramientas

- Freno electromagnético
- Módulo de control del simulador
- Dispositivo móvil, computador o celular
- Acople mecánico de elastómero
- Recolector de vibraciones SKF QuickCollect Sensor
- Tacómetro de punta

## 4.2. MANEJO DE INSTRUMENTOS Y EQUIPOS

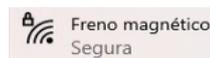
### 4.2.1 Advertencias

- Si se usa el freno desalineado, use velocidades de rotación moderadas, no trabaje en valores límites.
- Si presenta sobrecalentamiento, detenga el motor por completo.
- Asegúrese que el freno no está encendido o accionado previo al arranque del motor.
- No realice conexiones con el circuito encendido.
- Compruebe que los cables se hayan conectado y ajustado correctamente.
- Retire instrumentos y herramientas del banco de pruebas previo a encender el motor.

### 4.2.2 Conexión a red inalámbrica

Para usar el equipo es necesario conectarse a la red inalámbrica creada para acceder a la interfaz digital desde cualquier dispositivo que tenga la capacidad de acceder a una red de internet.

1. Buscar la red inalámbrica denominada “Freno magnético”



2. Ingresar la contraseña: mecanica7154
3. Esperar confirmación de conexión con la red

### 4.2.3 Acceder a la interfaz digital

Desde cualquier dispositivo electrónico que tenga la capacidad de conectarse a internet:

1. Ingrese en la barra de direcciones URL: 192.168.0.3



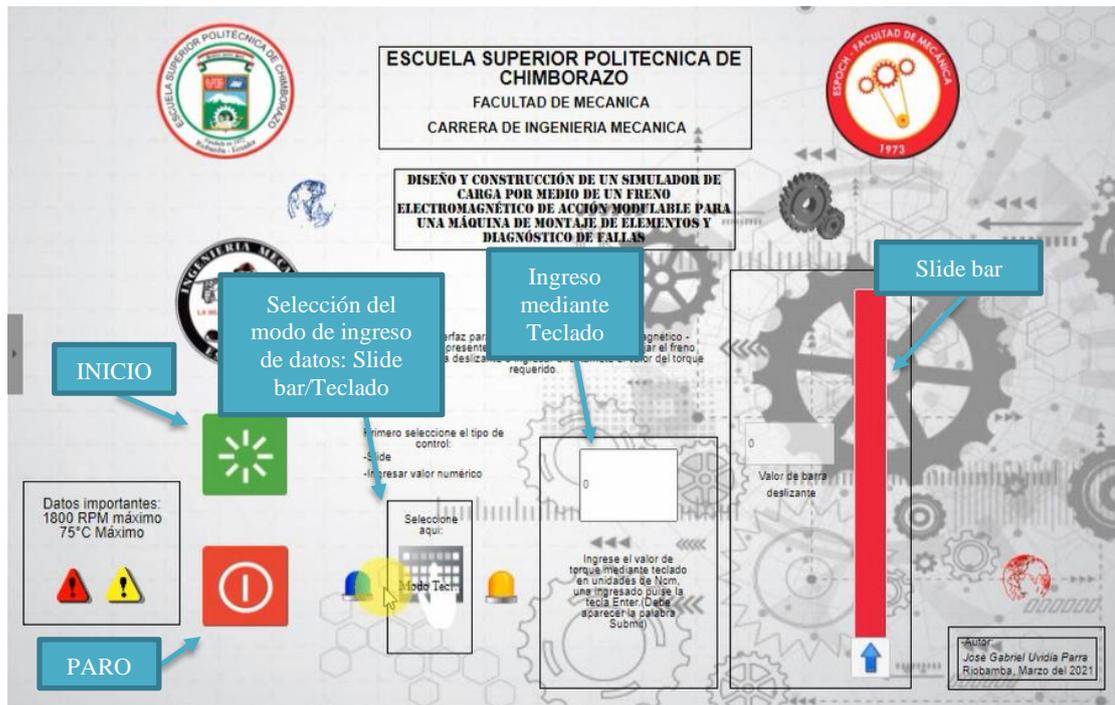
2. Se requiere ingresar un usuario y contraseña para acceder a la interfaz personalizada, use como usuario: Web User y como contraseña: LOGO

Iniciar sesión	
Nombre	<input type="text" value="Web User"/>
Contraseña	<input type="password" value="****"/>

3. Antes de acceder, seleccione la opción, en inglés, “To customized site” o en español, Ir a la página personalizada

### 4.3.3 Manejo de la interfaz

La interfaz presenta una serie de funciones que se describen a en la siguiente figura:



**Figura 2.** Interfaz digital

Realizado por: Uvidia J. 2021

En la selección del modo de ingreso de datos se presentan dos alternativas, la primera es el ingreso de datos mediante teclado, pudiendo ingresar un valor muy específico en [Ncm], sin decimales.

La segunda alternativa es el ingreso de datos es mediante una barra deslizante. Tenga en cuenta que el ícono muestra el modo seleccionado.

## 4.3 ANÁLISIS Y PROCESAMIENTO DE DATOS

### 4.3.1 Velocidad de trabajo

El tablero de control del motor requiere que se ingresen los valores de frecuencia, mismo que transforma estos datos en velocidad angular mediante la siguiente expresión:

$$f = \frac{3n}{172}$$

Donde:

$f$ : Frecuencia a ingresar en el tablero de control [Hz]

$n$ : Velocidad rotacional requerida [RPM]

En la siguiente tabla ingrese:

Velocidad rotacional requerida en el motor, usando la expresión anterior se determinan los valores de frecuencia que se debería ingresar en el tablero de control del motor.

Frecuencia aproximada, redondeando el valor calculado.

Velocidad teórica en el eje del simulador, considerando que esta pasa por la caja de transmisión que reduce la velocidad a la mitad, relación 2:1, desprecie el deslizamiento entre las bandas y las poleas; velocidad experimental, mediciones tomadas en el eje del freno.

Finalmente, determine el promedio de estas velocidades, a esta última se considera como la velocidad de trabajo.

**Tabla 1:** Valores de frecuencia y velocidad de trabajo

N°	Velocidad teórica en el motor [RPM]	Frecuencia en variador en tablero de control [Hz]	Frecuencia aproximada [Hz]	Velocidad teórica en el eje del simulador de carga sin considerar deslizamiento en las poleas [RPM]	Velocidad experimental en el eje del simulador de carga [RPM]			Velocidad experimental promedio [RPM]
1								
2								
3								

Realizado por: Uvidia, José, 2021.

#### 4.3.2 Carga aplicada

Complete los valores de carga aplicada en cada uno de los ensayos. Ingrese este valor a su criterio, con el fin de obtener los resultados más claros en los espectros de vibración.

**Tabla 2:** Carga aplicada

N°	Torque [N cm]
1	
2	
3	

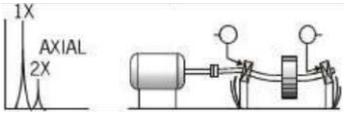
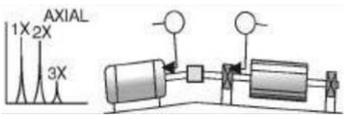
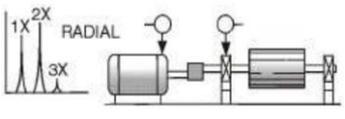
Realizado por: Uvidia, José, 2021.

#### 4.3.3 Espectros de vibración con eje desalineado

Los espectros recolectados en esta prueba se comparan con los espectros mostrados en la lista ilustrada del diagnóstico de vibraciones (Technical Associates of Charlotte, P.C., 1996), se consideran cuatro posibles fallas que podrán estar presentes de acuerdo a las condiciones de operación de la máquina, entre estos; ejes flexionados, desalineación angular, paralela y rodamientos desalineados.

En la siguiente tabla se muestran los espectros característicos y se detalla el comportamiento característico de los mismos.

**Tabla 3:** Lista ilustrada de diagnóstico de vibraciones

<p><b>Ejes flexionados</b></p>		<p>Los problemas relacionados ejes flexionados causan una vibración axial alta con diferencias de fase axial con tendencia hacia los 180° en el mismo componente de la máquina. La vibración dominante por lo general ocurre en 1X si la flexión está cerca del centro del eje, pero en 2X en caso de que la flexión este cerca del acoplamiento. (Asegúrese de compensar las fases axiales en caso de que se haya invertido la dirección del sensor.) Utilice indicadores de carátula para conformar la flexión del eje.</p>										
<p><b>g) Desalineación angular</b></p>		<p>La Desalineación Angular se caracteriza por una vibración axial alta, 180° fuera de fase a través del acoplamiento. Tendrá una vibración axial alta tanto en 1X como en 2X RPM. Sin embargo, no es inusual que 1X, 2X ó 3X dominen. Estos síntomas también pueden indicar problemas de acoplamiento. Una desalineación angular severa puede presentar muchas armónicas de 1X RPM. A diferencia de la Holgura mecánica del Tipo 3, estas armónicas múltiples no cuentan con un piso de ruido elevado en los espectros.</p>										
<p><b>h) Desalineación paralela</b></p>		<p>La Desalineación Paralela tiene características de vibración similares a la Desalineación Angular, pero presenta una vibración radial alta que se aproxima a 180° fuera de fase a través del acoplamiento. Frecuentemente 2X es mayor que 1X, pero su altura relativa a 1X, la impone el tipo de acoplamiento. Cuando la Desalineación Angular o Radial es severa, pueden generar picos de amplitud altos en armónicas mucho más altas (4X – 8X), o incluso toda una serie de armónicas de alta frecuencia similares en apariencia a la holgura mecánica. El tipo de acoplamiento y el material con frecuencia influyen enormemente en el espectro total cuando la desalineación es severa. Generalmente no presenta piso de ruido elevado.</p>										
<p><b>i) Rodamiento desalineado inclinado en el eje</b></p>	 <table border="1" data-bbox="491 1330 686 1449"> <thead> <tr> <th>FASE</th> <th></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1</td> <td>2:00</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>5:00</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>8:00</td> </tr> <tr> <td>4</td> <td>11:00</td> </tr> </tbody> </table>	FASE		1	2:00	2	5:00	3	8:00	4	11:00	<p>El Rodamiento Inclinado generará una vibración axial considerable. Causará un Movimiento Torcido con un cambio de fase aproximado 180° entre la parte superior e inferior, izquierda y derecha de la caja que soporta el rodamiento. El tratar de alinear el acoplamiento o equilibrar el rotor no solucionará el problema. Por lo general se debe retirar el rodamiento e instalarse correctamente.</p>
FASE												
1	2:00											
2	5:00											
3	8:00											
4	11:00											

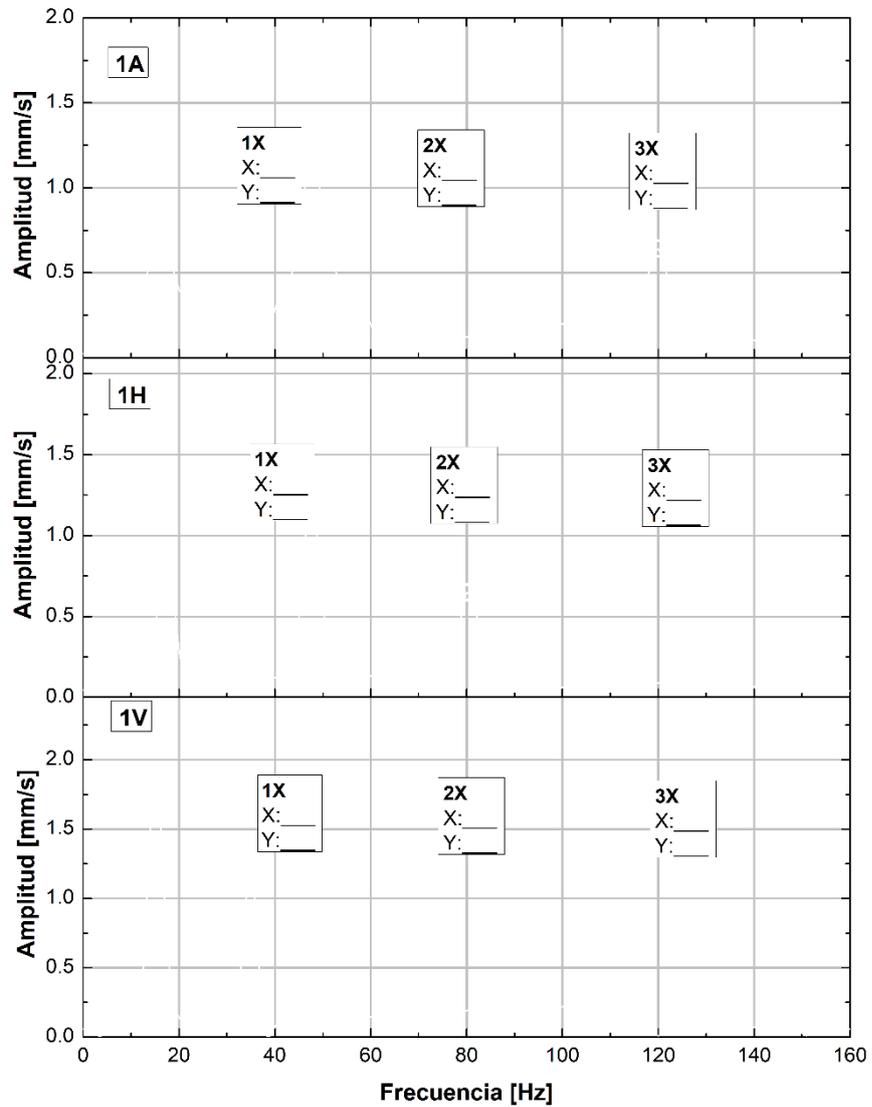
**Fuente:** (Technical Associates of Charlotte, P.C., 1996)

Recolecte los espectros de severidad de vibración previo a la alineación, verifique constantemente la temperatura del freno, si presenta un sobrecalentamiento, detenga el motor y espere que la temperatura se normalice. La desalineación debe ser moderada, en esta práctica se busca identificar los modos de falla mas no averiar el equipo.

Regule la carga a su criterio, de modo que logre identificar de mejor manera los modos de falla.

El equipo recolector tiene la capacidad de extraer los datos tomados en archivos de hojas de cálculo, con la ayuda de un ordenador use esos archivos para graficar los espectros obtenidos.

Grafique los espectros Amplitud [mm/s] en función de la frecuencia [Hz], remarque los picos e identifique el orden (1X,2X o 3X) y el valor de las coordenadas de los picos. Las posiciones y puntos para la recolección de datos los indica el instrumento.



**Gráfico 2.** Espectros recolectados en el lado de \_\_\_\_\_ desalineado a \_\_\_\_\_ RPM

Realizado por: Uvidia, J. 2021

Discusión

-----

-----

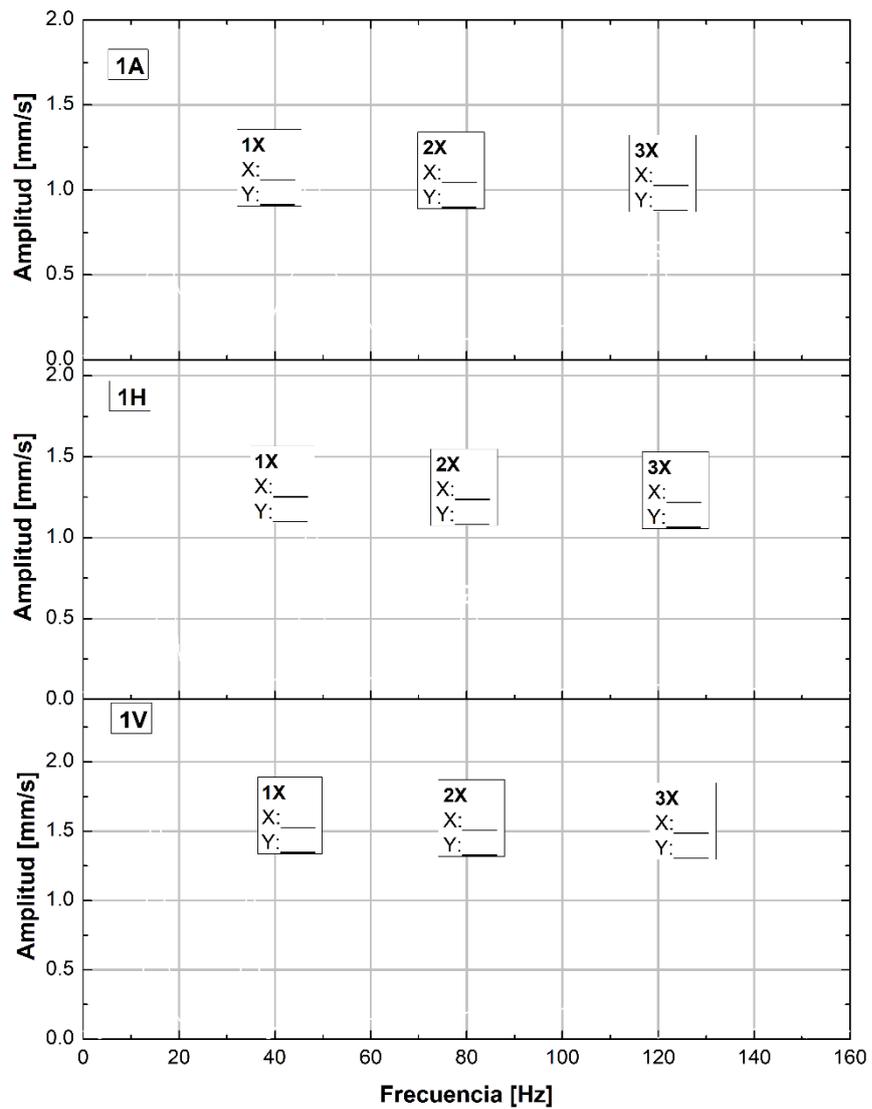
-----

-----

-----

### 4.3.4 Espectros de vibración con eje desalineado

Repita el proceso de recolección de datos, esta vez con el eje alineado.



**Gráfico 3.** Espectros recolectados en el lado de \_\_\_\_\_ desalineado a \_\_\_\_ RPM

Realizado por: Uvidia, J. 2021

Discusión

-----

-----

-----

-----

-----

### 4.3.5 Calidad de severidad

Los datos se comparan con valores normados, específicamente con los establecidos en la normativa ISO 10816 en su tercer apartado, estos valores se muestran en la siguiente tabla, identificando al equipo en estudio como una máquina de clase I, cuya potencia es menor a 15 Kilovatios (ISO 10816-3, 2017).

**Tabla 4:** Rango de severidad vibratoria para máquinas normales

Rangos de velocidad rms de severidad de vibración [mm/seg]	Severidad de las vibraciones para distintas clases de máquinas			
	Clase I	Clase II	Clase III	Clase IV
0.19	A	A	A	A
0.45				
0.71				
1.12	B	B	B	B
1.8				
2.8	C	C	C	C
4.5				
7.1				
11.2	D	D	D	D
18				
28				
45				
Las letras A, B, C y D representan los grados de calidad de vibración de la máquina, que van desde: Buena (A), Satisfactoria (B), Insatisfactoria (C), inaceptable (D).				
Clase I.	Máquinas pequeñas con potencia menor a 15 Kilovatios.			
Clase II.	Máquinas de tamaño mediano (es decir, motores eléctricos de 15 a 75 kilovatios y motores de 300 Kilovatios sobre bases rígidamente moderadas).			
Clase III.	Grandes motores primarios con potencia sobre los 300 Kilovatios montados sobre cimientos rígidos y pesados.			
Clase IV.	Motores primarios grandes con potencia sobre los 300 Kilovatios montados en estructuras ligeras y relativamente blandas.			

Fuente: (ISO 10816-3, 2017)

El ensayo considera el comportamiento de severidad de la velocidad de vibración tomada en tres velocidades, en la siguiente tabla complete con los valores de velocidad general tomados antes y después del alineamiento, e identifique la severidad de vibración de acuerdo a la tabla anterior y la condición de cambio de cada velocidad.

Para determinar la condición de cambio se emplea:

$$Cond = \frac{V_0 - V_1}{V_0} * 100\%$$

Donde:

$V_0$ : Lectura de velocidad general antes de la alineación

$V_1$ : Lectura de velocidad general después de la alineación

**Tabla 5:** Valores generales de velocidad antes y después del alineamiento.

Posición de monitoreo	Desalineado		Alineado		Condición de cambio [%]
	Velocidad [mm/s]	Severidad de vibración	Velocidad [mm/s]	Severidad de vibración	
RPM					
1V					
1H					
1A					
2V					
2H					
2A					
RPM					
1V					
1H					
1A					
2V					
2H					
2A					
RPM					
1V					
1H					
1A					
2V					
2H					
2A					

Realizado por: Uvidia, José, 2021.

### Discusión

-----

-----

-----

-----

-----

### 4.3.6 Temperatura

La temperatura es un parámetro que se debe tomar en cuenta en el funcionamiento de los equipos, el equipo de medición señala que el límite de temperatura debe ser de 80°C, los valores deben respetar el límite, a continuación, detalle los valores de temperatura tomados antes y después del alineamiento y su condición de cambio.

Para determinar la condición de cambio se emplea:

$$Cond = \frac{T_o - T_1}{T_o} * 100\%$$

Donde:

$T_o$ : Lectura de temperatura antes de la alineación [°C]

$T_1$ : Lectura de temperatura después de la alineación [°C]

**Tabla 6:** Valores de temperatura superficial antes y después del alineamiento.

Posición de monitoreo	Desalineado	Alineado	Condición de cambio [%]
	Temperatura [°C]	Temperatura [°C]	
1163 RPM			
1V			
1H			
1A			
2V			
2H			
2A			
RPM			
1V			
1H			
1A			
2V			
2H			
2A			
RPM			
1V			
1H			
1A			
2V			
2H			
2A			

**Realizado por:** Uvidia, José, 2021.

Discusión

-----

-----

-----

-----

-----

**5. CONCLUSIONES**

-----

-----

-----

-----

**6. RECOMENDACIONES**

-----

-----

-----

-----

## ANEXO D: DETERMINACIÓN DE PRESICIÓN Y EXACTITUD

### MEDICIÓN DEL TORQUE GENERADO POR EL SIMULADOR DE CARGA MEDIANTE INSTRUMENTOS ESTANDARIZADOS PREVIA LA COMPARACIÓN CON EL VALOR INGESADO

#### 1. OBJETIVO

##### GENERAL

Medir el torque generado por el simulador de carga mediante la automatización para determinar la precisión y exactitud del elemento usando instrumentos de medición de torque estandarizados

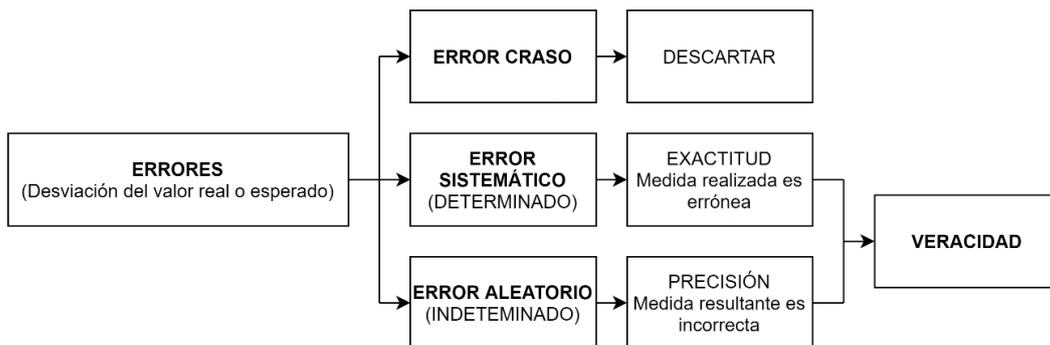
##### ESPECÍFICOS

- Comprender el principio de funcionamiento de un torquímetro
- Medir el torque generado por el freno de partículas magnéticas
- Determinar la exactitud del simulador de carga
- Determinar la precisión del simulador de carga

#### 2. INTRODUCCIÓN

##### Validez y fiabilidad del equipo

Se considera que un instrumento de medición es válido cuando este mide lo que se supone que debe medir, se considera que es confiable si este obtiene los mismos resultados cuando se vuelve a medir. Generalmente, los instrumentos de medición estándar ya se han probado y brindan validez y fiabilidad en los valores que miden. La exactitud y precisión de las mediciones dependen además del instrumento de medida, de la pericia del operario (Samuels, 2014). En este estudio se analiza la exactitud y precisión del simulador de carga mas no del instrumento de medición.



**Figura 1.** Posibles errores en mediciones

Realizado por: Uvidia J. 2021

Se define como precisión al grado de conformidad con el que determinado grupo de mediciones tomadas en las mismas condiciones experimentales, para un mismo parámetro, no diverge de la medida encontrada, el grado con el que las medidas concuerdan entre sí, esto conlleva un bajo coeficiente de variación (Johnson, 2015).

La exactitud de una medición representa el grado de concordancia o coincidencia en comparación a un valor verdadero, muchas de las veces el valor real es un valor teórico (Johnson, 2015). La precisión conducirá a la exactitud, a menos que el instrumento esté sesgado (Samuels, 2014).

Las mediciones tomadas y mostradas en el apartado anterior muestran diferencias entre sí, este apartamiento de datos se analiza con las siguientes medidas de dispersión:

Un conjunto de valores cuya población sea finita está formado por  $n$  mediciones  $x_i$ , siendo  $\bar{x}$  la media, se puede expresar a  $(x_i - \bar{x})$  como la desviación con respecto al valor medio de cada medición. A la desviación cuadrada media se le conoce como varianza (Devore, 2016), misma que está dada por:

$$\sigma^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n}$$

Siempre se debe usar en lo posible la mayor cantidad de datos, más detallados disponibles porque dará más precisión en los resultados (Samuels, 2014).

La varianza es una medida fundamental de dispersión, pero no resulta ser del todo conveniente puesto que expresa sus resultados en unidades cuadradas. Por tanto, presenta mayor utilidad referirse en términos directamente de la raíz cuadrada de la varianza, esta se le conoce como desviación estándar (Devore, 2016), por tanto:

$$\text{Desviación } (\sigma) = \sqrt{\sigma^2}$$

La desviación se expresa en las unidades de la variable original, en este estudio en [Ncm], para determinar la precisión del elemento necesita expresarse en unidades relativas y no absolutas como en el caso anterior. La relación entre la desviación con respecto a la media se la conoce como coeficiente de variación (Devore, 2016), es decir:

$$CV = \frac{\sigma}{|\bar{x}|} 100\%$$

Para determinar la exactitud del elemento se evalúa el error relativo comprendido entre el promedio de las mediciones y el valor real. Se toman en cuenta las expresiones anteriormente desarrolladas para determinar el coeficiente de variación y con ello la precisión del equipo.

### **3. INSTRUCCIONES**

Para el desarrollo de la práctica se debe seguir el siguiente procedimiento:

1. Lea el instructivo completo previo a cualquier acción.
2. Identificar equipos e instrumentos necesarios para el desarrollo de la máquina.
3. Acoplar el torquímetro al eje del freno magnético.
4. Ingresar el torque desde la interfaz digital.
5. Medir el valor con el instrumento.

### **4. ACTIVIDADES POR DESARROLLAR**

#### **4.1. OBSERACIÓN Y RECONOCIMIENTO DE INSTRUMENTOS Y EQUIPOS**

##### **Equipo de protección personal**

- Guantes
- Mandil

##### **Equipos y herramientas**

- Torquímetro, capacidad de percibir un rango de medidas entre 0 a 680 [N cm]
- Acople entre torquímetro y eje del freno, equipo maquinado
- Módulo simulador de carga

#### **4.2. MANEJO DE INSTRUMENTOS Y EQUIPOS**

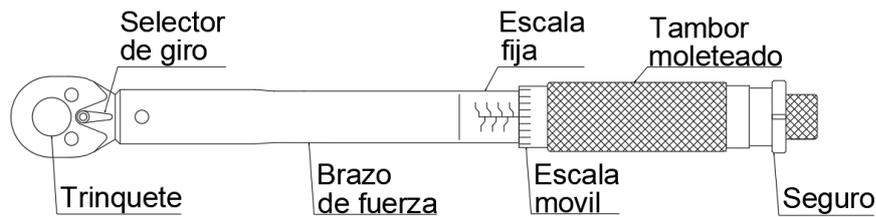
##### **4.2.1 Advertencias**

- Verifique que el valor de torque ingresado en la interfaz se haya
- De ser necesario, no realice conexiones con el circuito encendido.
- Compruebe que los cables se hayan conectado y ajustado correctamente.
- Retire instrumentos y herramientas del banco de pruebas previo a encender el motor.

##### **4.2.2 Torquímetro micrométrico**

- Usando el tambor moleteado regule la escala móvil y determine el valor de toque a medir
- Use el seguro para fijar el valor regulado
- Use el selector de giro para determinar el sentido
- Acople el torquímetro al eje del simulador
- Gire el torquímetro hasta escuchar que se accione el trinquete, si este no reacciona, seleccione un valor inferior

Guíese en la siguiente figura, donde se detallan las partes de un torquímetro micrométrico.



**Figura 2.** Torquímetro micrométrico

Realizado por: Uvidia, J. 2021

A continuación, se presenta una tabla de conversión de unidades de torque para usarse en la recolección de medidas, dado que estos instrumentos cuentan con varias escalas de unidades de medida.

**Tabla 1:** Tabla de conversión de unidades

Newton centímetro [N cm]	Libras pie [lb ft]	Kilogramo metro [kg m]	Libras pie [lb ft]	Newton centímetro [N cm]	Kilogramo metro [kg m]	Kilogramo metro [kg m]	Newton centímetro [N cm]	Libras pie [lb ft]
100	0.738	0.102	1	135.582	0.138	0.1	98.066	0.723
200	1.475	0.204	2	271.164	0.277	0.2	196.132	1.447
300	2.213	0.306	3	406.745	0.415	0.3	294.198	2.170
400	2.950	0.408	4	542.327	0.553	0.4	392.265	2.893
500	3.688	0.510	5	677.909	0.691	0.5	490.331	3.617
600	4.425	0.612	6	813.491	0.830	0.6	588.397	4.340
680	5.015	0.693	7	949.073	0.968	0.7	686.463	5.063

Realizado por: Uvidia, José, 2021.

### 4.3 ANÁLISIS Y PROCESAMIENTO DE DATOS

Use la interfaz digital para ingresar los valores de torque marcados en la siguiente tabla, use valores enteros.

De ser el caso aumente el valor de torque hasta que el instrumento de medición pueda percibir la carga y registre los datos en la siguiente tabla:

**Tabla 2:** Mediciones de torque tomadas en el simulador de carga

Torquímetro N cm (lb ft)	Medidas tomadas en el simulador [N cm]														
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
135.582 (1 lb ft)															
271.164 (2 lb ft)															
406.745 (3 lb ft)															
542.327 (4 lb ft)															
677.909 (5 lb ft)															

Realizado por: Uvidia, José, 2021.

Lea y comprenda los conceptos que se encuentran en la introducción de esta guía, complete la siguiente tabla:

**Tabla 3:** Determinación de exactitud y precisión del equipo

Torquímetro N cm	Promedio	Error relativo	Rango	Varianza	Desviación	Coefficiente de variación CV
135.582 (1 lb ft)						
271.164 (2 lb ft)						
406.745 (3 lb ft)						
542.327 (4 lb ft)						
677.909 (5 lb ft)						

**Realizado por:** Uvidia, José, 2021.

Para este estudio se permite un error menor al 10% para reconocer al instrumento como preciso y/o exacto, tomando en cuenta esta indicación, discuta:

¿Se considera al equipo como preciso?

-----  
-----

¿Se considera al equipo como exacto?

-----  
-----

¿Se puede considerar a un equipo como preciso, pero no exacto?

-----  
-----

¿Se puede considerar a un equipo como exacto, pero no preciso?

-----  
-----

## 5. CONCLUSIONES

-----  
-----  
-----  
-----

## 6. RECOMENDACIONES

-----  
-----  
-----